

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

GISELE CRISTINA DA SILVA DONATTI

PROJETO MECÂNICO DE UM MONTA CARGA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2020

GISELE CRISTINA DA SILVA DONATTI

PROJETO MECÂNICO DE UM MONTA CARGA

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Fábio R. Mandello Rodrigues

PATO BRANCO

2020

FOLHA DE APROVAÇÃO

Projeto Mecânico De Um Monta Carga

Gisele Cristina da Silva Donatti

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 10/11/2020 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Profa. Dra. Gabriela Wessling Oening Dicati
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

RESUMO

DONATTI, Gisele Cristina S. Projeto Mecânico De Um Monta Carga. 2020. 76 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2020.

Nos dias atuais, empresas que possuem os setores de estoque e produção em diferentes pavimentos sentem a necessidade de otimizar a logística do transporte entre eles e, de modo a garantir facilidade de eficiência neste processo, opta-se por utilizar elevadores de carga. Este trabalho tem como objetivo projetar um monta-cargas, realizar uma análise estrutural das estruturas metálicas, dimensionar e especificar seus principais componentes mecânicos. O projeto inicia-se com uma metodologia teórica de dimensionamento de um elevador do tipo monta-cargas, partindo principalmente de abordagens estabelecidas pelas Normas Regulamentadoras, sendo capaz de transportar peças ou componentes que não ultrapassem uma carga máxima de 150 quilos entre 2 pavimentos com deslocamento máximo de 6 metros. Como resultado, alcançou-se os objetivos e, os principais elementos estruturais e mecânicos foram dimensionados e especificados e, a partir disso, feito uma análise estrutural.

Palavras-chave: Elevadores de Carga. Monta-cargas. Dimensionamento. Normas Regulamentadoras.

ABSTRACT

DONATTI, Gisele Cristina S. Mechanical Project Of A Dumbwaiter. 2020. 76 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Mechanical Engineering Course, Federal Technological University of Paraná. Pato Branco, 2020.

Currently, companies those have stock and production departments in different levels feel the need of transportation logistics' optimization between them, this way is possible to ensure ease and efficiency by using freight elevator. The objective of this work is to project a dumbwaiter, as well as to accomplish a metallic structure analysis, also dimensioning and specify the dumbwaiter's main mechanical components. Initially, this work introduces a dumbwaiter lifts' dimensioning theoretical methodology, using the approach set out by the Regulatory Norms, the freight elevator's able to carry goods that don't exceed the maximum load, 150 kilos, between 2 different floors. As result of this project, the goals were achieved and it was dimensioned and specified the structural and mechanical elements, and from this was possible to do a structural analysis.

Keywords: Freight Elevator. Dumbwaiter. Dimensioning. Regulatory Norms.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Principais componentes de um monta-cargas	15
Figura 2 – Bola em equilíbrio estável, instável e neutro	18
Figura 3 – Três modos de equilíbrio de uma coluna	18
Figura 4 – Instabilidade global.....	19
Figura 5 – Instabilidade local.....	20
Figura 6 – Fluxograma das etapas da metodologia	22
Figura 7 – Armação do carro.....	25
Figura 8 – Perfil estrutural simples U	25
Figura 9 – Perfil I	27
Figura 10 – Exemplificação da montagem da estrutura da caixa	27
Figura 11 – Guias tipo T	29
Figura 12 – Eixos das guias	31
Figura 13 – Painéis e suporte para montagem da Cabine	33
Figura 14 – Viga de base com furos.....	33
Figura 15 – Diagrama de corpo livre da viga de base	34
Figura 16 – Direção das forças	35
Figura 17 – Espaçamentos construtivos mínimos recomendados	37
Figura 18 – Construção cabo de aço	38
Figura 19 – Tipos de alma.....	40
Figura 20 – Representação do tirante com soquete.....	41
Figura 21 – Grampo pesado.....	41
Figura 22 – Representação das dimensões das ranhuras	43
Figura 23 – Caso crítico de combinação de cargas da estrutura de elevação	47
Figura 24 – Deformação total da estrutura de sustentação.....	48
Figura 25 – Análise de tensão da estrutura de sustentação	49
Figura 26 – Análise de tensão da estrutura de sustentação 2	49
Figura 27 – Análise de tensão da placa de fixação do cabo de aço.....	50
Figura 28 – Caso crítico de combinações de cargas da caixa e guias.....	52
Figura 29 – Dimensões da caixa	52
Figura 30 - Deformação total: (A) da caixa sem guias e (B) apenas as guias.....	53
Figura 31 – Deformações da caixa em torno dos eixos	54
Figura 32 – Deformação das guias em torno dos eixos	54

Figura 33 – Análise de tensões da caixa.....	55
Figura 34 – Análise de tensões da caixa (imagem aproximada).....	56
Figura 35 – Análise de tensões das guias.....	58
Figura 36 – Análise tensões nas guias (imagem aproximada).....	59
Figura 37 – Cabine montada.....	59
Figura 38 – Especificação do cabo de aço 6x25 Filler.....	63
Figura 39 – Representação soquete e tirante.....	63
Figura 40 – Modelo tridimensional do elevador.....	66
Figura 41 – Eixo do Tambor.....	71
Figura 42 – Diâmetros das Seções.....	72
Figura 43 – Forças Atuantes no Eixo.....	72
Figura 44 – Gráfico do Momento do Eixo.....	73
Figura 45- Diâmetro Ideal de Cada Seção.....	74
Figura 46 – Diâmetros Finais das Seções.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Descrição dos principais componentes do monta-cargas	15
Tabela 2 – Valores iniciais do projeto.....	23
Tabela 3 – Propriedades dos aços selecionados	24
Tabela 4 – Dimensões do perfil estrutural simples.....	25
Tabela 5 – Dimensões do perfil I.....	27
Tabela 6 – Dimensões da guia T 70-1/A.....	30
Tabela 7 – Diâmetros e áreas de roscas métricas de passo grosso	36
Tabela 8 – Categoria de propriedades mecânicas de parafusos	36
Tabela 9 – Especificações grampo pesado.....	42
Tabela 10 – Diâmetros recomendados para o tambor	42
Tabela 11 – Dimensões das ranhuras.....	43
Tabela 12 – Carregamentos atuantes na estrutura de elevação.....	45
Tabela 13 – Combinações de casos de carga da estrutura de elevação	46
Tabela 14 – Comprimento das vigas.....	47
Tabela 15 – Carregamentos atuantes na estrutura da caixa e guias	51
Tabela 16 – Combinações de casos de cargas.....	51
Tabela 17 – Deformações da caixa e das guias.....	55
Tabela 18 – Tamanho do soquete e tirante.....	64
Tabela 19 – Especificação do motorreductor WCG20	66
Tabela 20 – Coeficiente ω relacionado ao λ para aço com tensão de ruptura 370N/mm ²	75
Tabela 21 – Características Técnicas das Guias	76

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	11
1.2 OBJETIVOS	12
1.2.1 Objetivo Geral	12
1.2.2 Objetivos Específicos	12
1.3 JUSTIFICATIVA	12
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1 ELEVADORES	14
2.1.1 Funcionamento Básico do Monta-carga	14
2.2 REFERÊNCIAS NORMATIVAS	16
2.3 PERFIS FORMADOS A FRIO	17
2.4 PERFIS LAMINADOS	17
2.5 ESTABILIDADE E ANÁLISE ESTRUTURAL	17
2.5.1 Método dos Elementos Finitos	20
3 METODOLOGIA (MATERIAIS E MÉTODOS)	22
3.1 ESPECIFICAÇÕES DO MONTA CARGAS	23
3.2 DIMENSIONAMENTO DAS ESTRUTURAS METÁLICAS DO ELEVADOR	23
3.2.1 Armação do Carro	24
3.2.2 Caixa	26
3.2.3 Guias	28
3.3 CABINE	32
3.4 PARAFUSOS DA ESTRUTURA DE SUSTENTAÇÃO	33
3.5 CABOS DE AÇO	37
3.5.1 Força no Cabo	38
3.5.2 Fator de Segurança do Cabo	40

3.5.3 Tipo de Alma	40
3.5.4 Fixação do Cabo de Aço	41
3.6 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR	42
3.7 MÁQUINA DE TRAÇÃO	44
3.7.1 Torque do Sistema	44
3.7.2 Potência do Sistema	44
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	45
4.1 RESULTADOS SIMULAÇÃO ESTRUTURA METÁLICA	45
4.1.1 Análise Estrutural da Estrutura de Elevação	45
4.1.2 Análise Estrutural da Caixa e Guias	50
4.2 MONTAGEM DA CABINE	59
4.3 DIMENSIONAMENTO DOS PARAFUSOS DA ESTRUTURA DE SUSTENTAÇÃO	60
4.4 VERIFICAÇÃO DO CABO DE AÇO	62
4.4.1 Força no Cabo	62
4.4.2 Fator de Segurança do Cabo	63
4.4.3 Fixação do Cabo de Aço	63
4.5 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR	64
4.6 ESPECIFICAÇÃO DA MÁQUINA DE TRAÇÃO	65
4.6.1 Torque do Sistema	65
4.6.2 Potência do Sistema	65
5 CONCLUSÕES	67
REFERÊNCIAS	68
APÊNDICE A – DIMENSIONAMENTO DO EIXO DO TAMBOR	71
ANEXO A – TABELAS UTILIZADAS PARA OS CÁLCULOS DAS GUIAS	75
ANEXO B – DESENHO DIMENSIONAIS DO MOTORREDUTOR	77

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A partir da revolução industrial, com o surgimento da máquina a vapor, cidades foram impulsionadas a crescer para que pudessem acompanhar o desenvolvimento da indústria. Eventualmente, a construção de máquinas de elevação, sem o uso de tração animal ou braçal, para transportar tanto materiais quanto pessoas, se tornou possível. Desde então, o uso de tecnologias de elevação tem se tornado indispensável para a movimentação de cargas em grandes e pequenas indústrias.

Rudenko (1976), naquela época, já considerava as máquinas de elevação e transporte como fundamentais em toda empresa industrial, de acordo com ele, atividades de transporte e levantamento de cargas pesadas estão sempre presentes nas operações de montagem. Ainda de acordo com Rudenko (1976), a mecanização dos processos, que estão relacionados com o transporte de cargas, impulsionou as empresas a progredirem notavelmente.

Atualmente, quando se trata da movimentação de carga na indústria, o cenário tem grande relação com a logística dos setores envolvidos. O uso de elevadores de carga otimiza a logística, pois agilizam o trabalho, assim como permitem a otimização da área ocupada, expandindo a área produtiva, sendo assim crucial para o fluxo de uma empresa.

Os monta-cargas tornam-se cada vez mais indispensáveis no setor logístico, mas também passaram a ser utilizados em outros estabelecimentos, uma vez que a aplicação deles é muito diversificada. Restaurantes, supermercados, padarias, hotéis, oficinas podem fazer uso de monta cargas, uma vez que este sistema de elevação pode ser facilmente adaptado para diversos ambientes e às necessidades de cada cliente, no que diz respeito à capacidade de carga e medidas do cesto (METARO, 2020).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Projetar um monta-cargas destinado a empresas, de modo geral, que tenham a necessidade de transportar cargas entre dois pavimentos, uma vez que a altura de cada pavimento não ultrapasse 3 metros, sendo que o deslocamento máximo do monta-carga é de 6 metros e, com isso, facilitando e agilizando sua logística interna.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar os principais componentes mecânicos de um monta-cargas;
- Analisar, pelo método dos elementos finitos, as estruturas metálicas do projeto;
- Dimensionar guias, cabos de aço, e tambor conforme as normas vigentes;
- Especificar a máquina de tração;
- Elaborar um modelo tridimensional do monta-cargas;

1.3 JUSTIFICATIVA

Comuns em armazéns, restaurantes, empresas de construção civil, fábricas e centros comerciais, os elevadores de carga desempenham a importante função de transportar cargas pesadas de um patamar a outro. Desta forma, o uso de sistemas de elevação proporciona facilidade aos usuários, sendo amplamente utilizados de modo a melhorar a logística interna das empresas e indústrias. A escolha do tema se fundamentou em tais justificativas citadas, assim como em poder aplicar conceitos apresentados durante o curso de engenharia mecânica relacionado a projetos de componentes e elemento de máquinas.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está dividido em 5 capítulos, sendo eles: introdução (capítulo atual), revisão bibliográfica, metodologia, resultados e discussões e conclusões.

No capítulo 2 (revisão bibliográfica) é realizada uma breve contextualização sobre o funcionamento de monta cargas, assim como uma abordagem de conceitos importantes a serem utilizadas no desenvolvimento do projeto, além de uma pesquisa normativa, adequando o projeto ao que prevê as Normas Brasileiras (NBRs).

Logo em seguida, o capítulo 3 (metodologia) aprofunda-se nos principais componentes mecânicos do elevador, especificando os materiais e métodos que serão utilizados para alcançar os objetivos específicos do projeto, envolvendo algumas considerações e cálculos para que seja possível dar início ao desenvolvimento do projeto.

Consequente, inicia-se o capítulo 4 (resultados e discussões), podendo ser considerado o texto mais longo do projeto, uma vez que apresenta todas as seleções e dimensionamentos da estrutura e dos componentes. É nesta parte que o projeto se consolida, tornando clara a necessidade dos cálculos e das seleções para que o monta cargas tome forma, iniciando pelo dimensionamento da estrutura metálica, passando pela seleção dos componentes que compõe o sistema e terminando com a especificação da máquina de tração.

Por fim, o capítulo 5 (conclusões) encerra o trabalho analisando de maneira geral as decisões e especificações tomadas no decorrer do projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ELEVADORES

Rudenko (1976) define elevadores como máquinas de ação periódica, projetadas para transportar tanto cargas como pessoas. Também conhecidos como ascensores, o movimento vertical é dado sobre trilhos rígidos de guia. Para ele, um elevador elétrico de cabina pode ser dividido nas seguintes partes principais: cabina ou carro, trilhos-guias, poço, contrapeso, dispositivo de suspensão, máquina de tração, dispositivo de segurança e painel de comando.

De acordo com a NBR 14712 (2001), monta carga é um sistema de elevação de carga com tamanho e capacidade limitados, que suporta no máximo 300 kg de carga útil. É um equipamento utilizado apenas para transporte de carga, sendo proibido o transporte de pessoas. A Figura 1 mostra os principais componentes de um monta-cargas e a Tabela 1 descreve estes componentes.

2.1.1 Funcionamento Básico do Monta-carga

A carga é transportada na cabine que, por sua vez, é montada sobre uma plataforma de apoio e é sustentada por uma armação de aço. Este conjunto pode ser denominado carro, que normalmente é ligado a uma polia ou tambor através de cabos de aço.

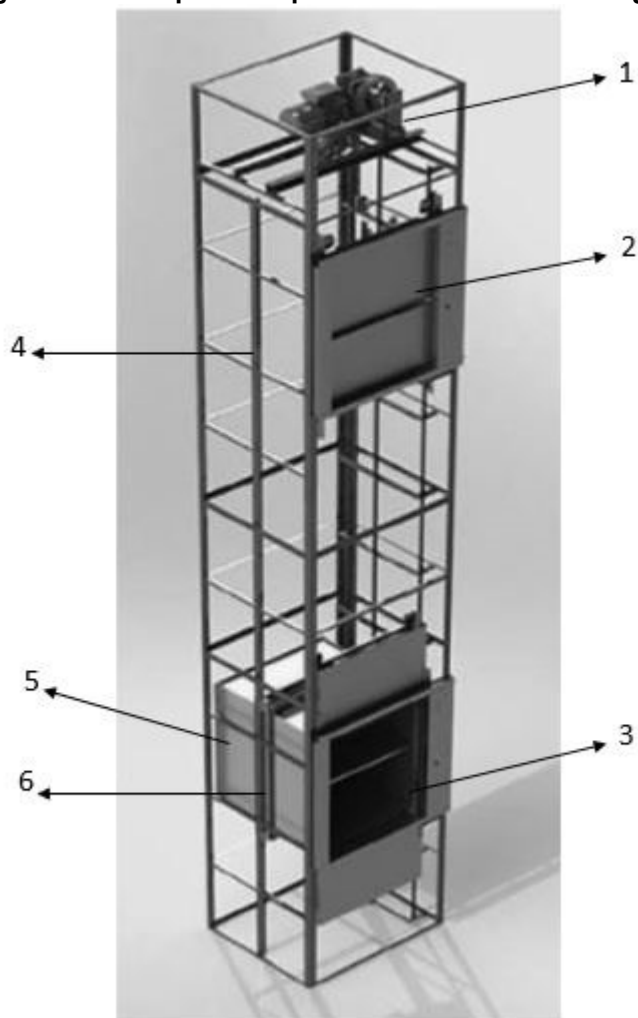
O uso de máquinas de tração, constituído basicamente de um motor elétrico, polia e cabos de aço, é responsável por transportar o carro, e o contrapeso se existir, pela caixa. Para elevadores do tipo monta-cargas não é exigido o uso de contrapesos, entretanto o uso reduz a força necessária que o motor precisa para acionar o sistema. O local por onde o carro e o contrapeso se deslocam é denominado caixa.

De acordo com Machado (2016), tanto o carro quanto o contrapeso utilizam o sistema trilhos-guia para se movimentarem verticalmente, impedindo o movimento horizontal dos componentes.

Por fim, todo este sistema fica dentro de uma estrutura civil denominada caixa, que é formada por paredes verticais, teto e fundo do poço. Nela, o carro e o contrapeso se deslocam. Para Amorim (2016, p. 79), “a caixa se destina a proteger o

carro e todas as suas partes móveis, bem como servir de estrutura para fixação de componentes e partes do elevador [...]”.

Figura 1 – Principais componentes de um monta-cargas



Fonte: Adaptado de Fabrica de Projetos

Tabela 1 – Descrição dos principais componentes do monta-cargas

Numeração	Componente
1	Máquina de tração
2	Porta (segundo pavimento)
3	Porta (primeiro pavimento)
4	Trilhos-guia
5	Cabine
6	Estrutura de sustentação

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

2.2 REFERÊNCIAS NORMATIVAS

- ABNT NBR 14712

Elevadores elétricos – Elevadores de carga, monta-cargas e elevadores de maca – Requisitos de segurança para projeto, fabricação e instalação. Como o próprio nome sugere, esta norma define requisitos de segurança para projeto, fabricação e instalação de elevadores de carga, monta-cargas e elevadores de maca. Nela estão descritas as condições que deve-se obedecer para projetar um monta-cargas, que é o objetivo deste trabalho, assim como também contém recomendações para dimensionar a caixa, polias, guias, cabos de aço, plataforma e portas de pavimento.

- ABNT NBR NM 207

Denominada “Elevadores Elétricos de Passageiros Requisitos de Segurança para Construção e Instalação”, é a norma que define regras de segurança para elevadores de passageiros, entretanto está relacionada a disposições citadas na NBR 14712.

- ABNT NBR 16042

Denominada “Elevadores elétricos de passageiros – requisitos de segurança para construção e instalação de elevadores sem casa de máquinas”, esta norma define requisitos para elevadores elétricos e que complementa a NBR NM 207. Esta norma também auxilia o dimensionamento das guias dos elevadores.

- ABNT NBR NM 196

“Esta Norma Mercosul especifica tipos e qualidades, características dimensionais e tolerâncias e o acabamento superficial para guias padronizadas e suas talas de junção.” (NM 196, 1999, p.1).

- ABNT NBR 8681

Esta norma recebe o título “Ações e segurança nas estruturas – Procedimento”, uma vez que fixa requisitos que são exigidos durante a verificação de segurança de estruturas da construção civil, e também determina critérios de avaliação das ações e resistências que devem ser consideradas no projeto de estruturas de edificações.

2.3 PERFIS FORMADOS A FRIO

Os perfis de aço formados a frio são amplamente utilizados em elementos estruturais, sendo também conhecidos como perfis de chapa dobrada. De acordo com Kleina e Caseker (2014), estes perfis são fabricados com o aço em temperatura ambiente, em processo contínuo ou descontínuo, em que a principal diferença entre os processos está na quantidade de produtos finais produzidos, sendo que as seções mais comercializadas são as em formato “U”.

2.4 PERFIS LAMINADOS

Com uma enorme capacidade de suportar cargas, os perfis laminados são aplicados em estruturas de grande ou pequeno porte para garantir sustentação. Fabricados a quente nas siderúrgicas, dispensando a fabricação manual como os perfis soldados ou formados a frio, acabam sendo os mais econômicos para serem utilizados em estruturas metálicas, entretanto as dimensões dos produtos disponíveis no mercado são padronizadas, sendo que os formatos I, H, U e L são os mais usuais. (SILVA, 2012).

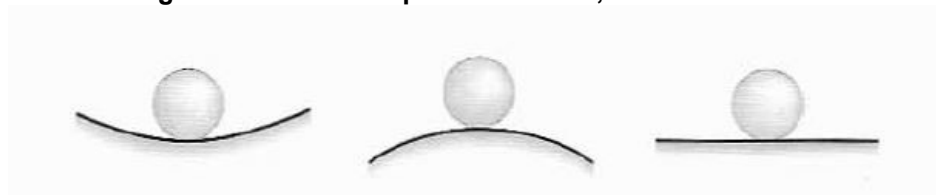
2.5 ESTABILIDADE E ANÁLISE ESTRUTURAL

Para Reis e Camotim (2000), a estabilidade de uma estrutura está diretamente relacionada ao conceito de equilíbrio. Uma vez que a estrutura é submetida a ação de forças externas, o deslocamento de seus pontos resulta em uma configuração de equilíbrio, sendo que “A estabilidade desta configuração é caracterizada pelo comportamento da estrutura após sofrer uma ‘perturbação’

causada por uma pequena ação exterior arbitrária [...]” (TELES; JÚNIOR; QUINAN, 2016, p. 68), assim a estrutura pode ser considerada “estável” caso ela retorne à sua posição inicial, ou caso contrário, “instável” forçando a estrutura a colapsar por flambagem.

Figura 2 Figura 2 representa a ideia dos três tipos de estabilidade do equilíbrio: estável, instável e neutro, respectivamente.

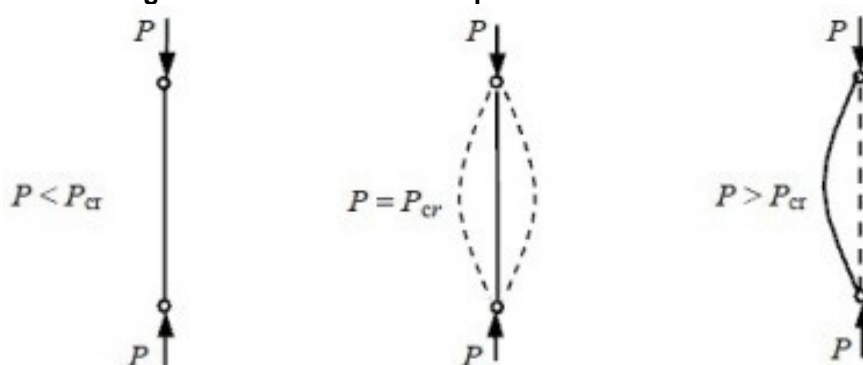
Figura 2 – Bola em equilíbrio estável, instável e neutro



Fonte: Adaptado de Gere (2003)

De modo análogo, Peres (2011) exemplifica os três modos de equilíbrio através de uma barra comprimida, como mostra a Figura 3. Para o primeiro caso, o equilíbrio é estável, uma vez que a carga aplicada (P) é menor do que a carga crítica (P_{cr}), e se uma pequena deformação ocorrer na coluna, ela voltará a sua posição original. Por outro lado, o segundo caso representa um equilíbrio neutro, visto que a carga aplicada é igual a carga crítica, neste caso, quando uma deformação acontece, a estrutura mantém sua posição deformada. Por fim, no último caso, o equilíbrio é instável, já que a carga crítica é inferior a carga aplicada, deste modo, qualquer deformação que ocorrer na barra faz com que as deformações aumentem consideravelmente. Por tanto, a carga crítica é compreendida como a máxima carga axial que uma coluna suporta quando está no limite da flambagem, uma vez que qualquer carga adicional fará a estrutura flambar.

Figura 3 – Três modos de equilíbrio de uma coluna

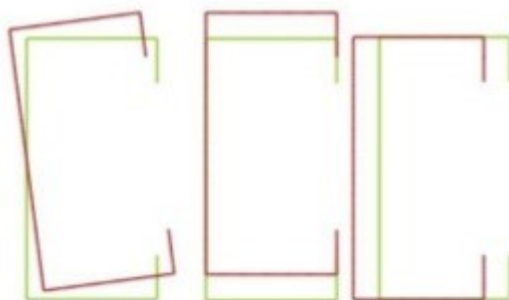


Fonte: Adaptado de Peres (2011)

Conforme Gere (2003), a flambagem é uma das maiores causas de falhas em estruturas, sendo necessário considerá-la durante seu dimensionamento. É um fenômeno de instabilidade que ocorre em elementos compridos e esbeltos, sujeitos a uma força axial de compressão, que sofrem uma flexão lateral, como mostrado anteriormente. Pode ocorrer de duas formas, a global ou a local, que serão brevemente discutidas a seguir:

- Flambagem Global: representa a flambagem da barra como um todo, é um modo de instabilidade em que o elemento se deforma sem alterar a sua seção geométrica transversal como mostra a
- Figura 4. Está associado a uma curvatura ao longo do comprimento do perfil, caracterizado pelo movimento das arestas que compõe a seção, não alterando a configuração dos elementos de placa que compõe o material;

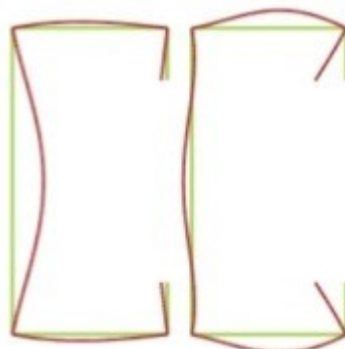
Figura 4 – Instabilidade global



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Flambagem Local: representa o colapso dos elementos que compõe a seção transversal da barra, isto é, está associada à deformação das placas ou paredes que compõe a seção, sem ocorrer a translação dos pontos de interseção entre as placas, como mostra a

- Figura 5.

Figura 5 – Instabilidade local

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Deste modo, com o objetivo de identificar os esforços resultantes de ações que atuam sobre uma estrutura, a análise estrutural fornece resultados de como a estrutura responde a estas solicitações, de modo que, durante a análise estrutural, o projetista estabelece critérios que devem ser considerados no projeto, adotando um modelo estrutural e identificando o modo como são distribuídos os esforços internos, deslocamento, tensões e deformações da estrutura (NBR 6118, 2014).

Assim, pode-se considerar a análise da estrutura como uma das etapas mais importantes, uma vez que, depois de escolhido um modelo estrutural que mais se aproxima ao modelo a ser construído, fornecerá as respostas da estrutura sob as solicitações consideradas nesta fase no projeto.

2.5.1 Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um modelo matemático desenvolvido principalmente por engenheiros, do que por matemáticos. Inicialmente, aplicava-se a problemas de análise de tensões, e desde então, estendeu-se para outros problemas do contínuo, como termodinâmica, mecânica dos fluidos e outros. O MEF é um meio para se obter soluções numéricas de um problema específico, entretanto é apenas uma aproximação (COOK, 1995).

Uma descrição simples do MEF é de que uma estrutura pode ser dividida em um número finito de elementos pequenos, descrevendo o comportamento de cada elemento de uma maneira simples, entretanto similar ao original, então interligando-os por “nós”. Este processo resulta em um conjunto de equações algébricas

simultâneas, que por sua vez, na análise de tensões, são equações de equilíbrio dos nós (COOK, 1995).

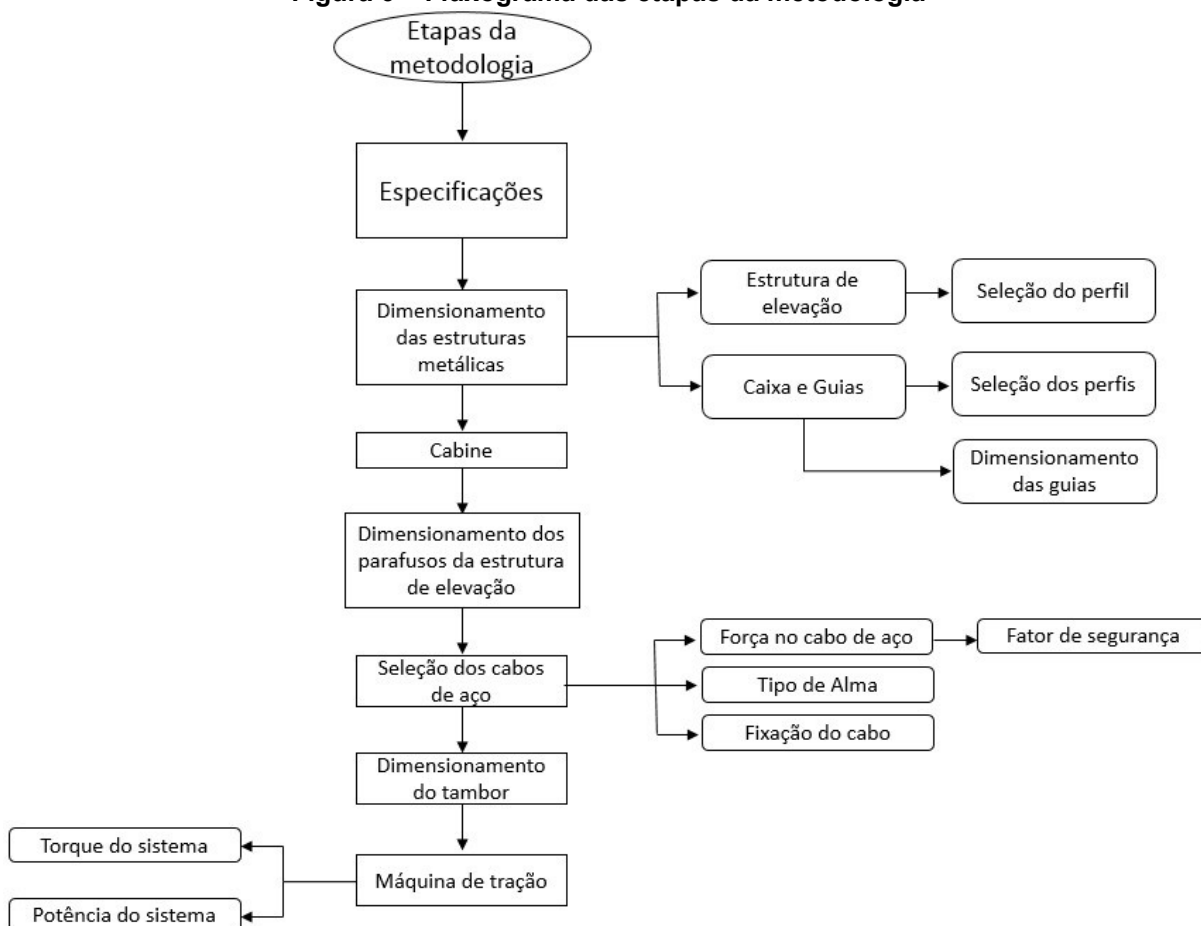
A versatilidade do MEF é o que o torna apropriado para a análise de inúmeros problemas estruturais, uma vez que as estruturas analisadas podem possuir qualquer forma, com qualquer tipo de suportes e cargas (COOK, 1995).

3 METODOLOGIA (MATERIAIS E MÉTODOS)

Nesta etapa foram especificados os materiais e métodos utilizados para alcançar os objetivos específicos do projeto. Inicialmente, foi selecionado o equipamento que a ser projetado, especificando suas dimensões, carga, e número de paradas. Com os requisitos de projeto selecionados, foi feito o dimensionamento da estrutura, especificação dos perfis estruturais utilizados, cabos de aço, máquina de tração e freios.

O fluxograma, representado pela Figura 6, mostra as etapas seguidas na metodologia, de modo a tornar claro como se deu o desenvolvimento do projeto.

Figura 6 – Fluxograma das etapas da metodologia



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

3.1 ESPECIFICAÇÕES DO MONTA CARGAS

Baseando-se em Machado (2016), que inicia o dimensionamento de seu projeto especificando sua finalidade, o monta-cargas deste trabalho foi projetado para deslocar objetos, como peças e componentes, suportando até 150kg de carga. Quanto as dimensões internas da cabine, de acordo com a NBR 14712 (2001), estas não devem ultrapassar 1,0 m de largura por 1,0 m de comprimento e 1,2 m de altura, sendo que a porta de acesso deve ter no mínimo 0,60 m de largura e 0,40m de altura.

Com isso, as dimensões da cabine, para este projeto, foram selecionadas de forma arbitrária. A cabine é apta a se deslocar entre dois pavimentos, distanciados a 3 metros um do outro, no máximo. A velocidade do elevador é de 0,35 m/s.

A Tabela 2 mostra os valores iniciais estabelecidos para o projeto.

Tabela 2 – Valores iniciais do projeto

Descrição	Valor	Unidade
Carga útil	150	Kg
Comprimento da cabina	0.75	m
Largura da cabina	0.75	m
Altura da cabina	1	m
Altura dos pavimentos	3	m
Velocidade do monta-cargas	0,35	m/s
Tempo de aceleração/desaceleração	1	s

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

3.2 DIMENSIONAMENTO DAS ESTRUTURAS METÁLICAS DO ELEVADOR

O dimensionamento das estruturas metálicas do projeto foi realizado utilizando o *software* de análise estrutural Dlubal RFEM, programa de elementos finitos, que permite uma modelação estrutural de forma simples e rápida, assim como fornece dados de deformação, esforços internos, tensões e reações das estruturas. Contudo, primeiramente foi necessário selecionar o material e os perfis estruturais utilizados, assim como cálculos fundamentais de forças que atuam na estrutura.

O material selecionado para estrutura metálica do elevador (exceto guias, que será discutido na seção 3.2.4) foi o aço ASTM A36, uma vez que é amplamente aplicado em estruturas na indústria devido as suas propriedades mecânicas, sendo também facilmente encontrado no mercado em forma de chapas, barras e perfis.

Enquanto que para a cabine, foi utilizado o aço inox AISI 304, uma vez que garante excelente resistência mecânica e ótimo acabamento a esta estrutura.

Com a escolha do material estrutural, pôde-se determinar suas propriedades mecânicas, como mostra a Tabela 3, fundamentais para os cálculos do projeto:

Tabela 3 – Propriedades dos aços selecionados

Material	Tensão de Escoamento (MPa)	Módulo de Elasticidade (GPa)
ASTM A36	250 mín.	200
AISI 304	240 mín.	200

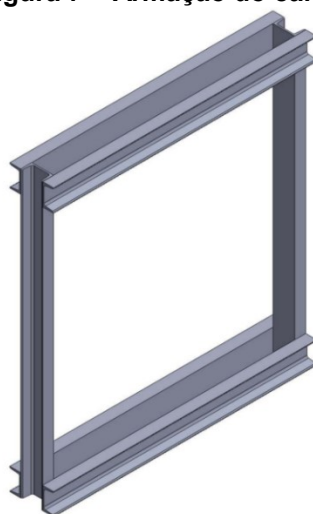
Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

3.2.1 Armação do Carro

De acordo com a NBR NM 207 (1999), a armação do carro é uma estrutura metálica responsável por sustentar a cabine, conectada diretamente aos elementos de suspensão, tendo também a função de garantir que o movimento seja unicamente vertical.

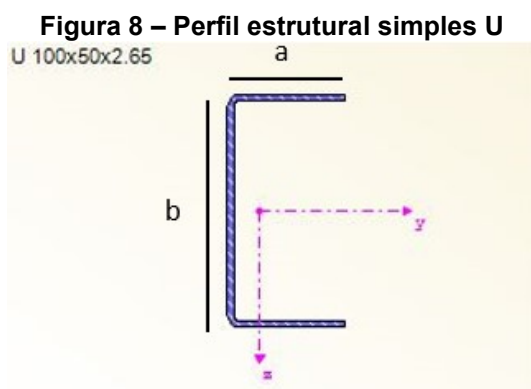
Seguindo a ideia apresentada por Moreira (2017), optou-se por utilizar perfis estruturais simples em U, formado a frio, para a armação do carro, conforme mostra a Figura 7, sendo que as chapas que formam a cabine serão fixadas nela por meio de cantoneiras e parafusos. Segundo o folder da Gerdau “Perfis Estruturais Gerdau”, este tipo de perfil é ideal para aplicações que exigem robustez, como em estruturas de sustentação, uma vez que possuem alta inércia e maior resistência geométrica. Segundo Ramos e Silva (2017 apud Beer, 1996), as vigas superiores são as que mais sofrem solicitação de esforços, assim, as vigas foram padronizadas de acordo com a seleção das vigas superiores.

Figura 7 – Armação do carro



Fonte – (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

As dimensões do perfil selecionado encontram-se na Tabela 4.



Fonte : (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Tabela 4 – Dimensões do perfil estrutural simples

Especificação	Altura b (mm)	Altura a (mm)	Espessura (mm)
U 100x50x2,65	100	50	2,65

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA)

Para dimensionar e analisar a estrutura do carro é necessário ter conhecimento das forças que atuam nessa estrutura. Neste caso, as principais forças atuantes correspondem ao peso do carro e a carga útil a ser transportada, sendo o peso do cabine uma força constante, enquanto que a carga útil uma força variável. A força devido ao peso da cabine pode ser encontrada pela Equação 1, e a força devido a carga útil encontrada pela Equação 2.

$$F_{\text{cabine}} = P_{\text{cabine}} \times (a + g) \quad (1)$$

$$F_{\text{carga}} = P_{\text{carga}} \times (a + g) \quad (2)$$

Onde

F_{cabine} é a força devido ao peso da cabine [N];

P_{cabine} é o peso da cabine [kg];

F_{carga} é a força devido a carga útil transportada [N];

P_{carga} é a carga máxima suportada pelo monta cargas [kg];

a é a aceleração do monta cargas [m/s^2];

g é a aceleração da gravidade [m/s^2].

A aceleração do monta cargas é obtida pela Equação 3, sendo que a velocidade e o tempo de aceleração/desaceleração foram descritos na Tabela 2.

$$a = \frac{V - V_0}{t} \quad (3)$$

Sendo

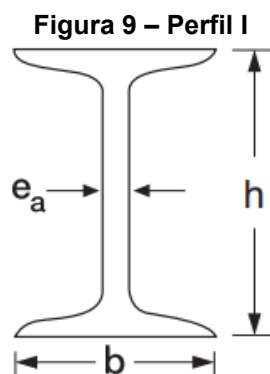
V a velocidade do monta-cargas [m/s];

V_0 é a velocidade inicial do monta-cargas [m/s];

t é o tempo de aceleração/desaceleração [s].

3.2.2 Caixa

De acordo com a NBR NM 207 (1999), a caixa é o local onde o carro e o contrapeso, quando utilizado, se deslocam. Neste projeto, foi dimensionado o esqueleto da caixa, formado por perfis estruturais de seção I, soldados entre si. Os perfis que são distribuídos, neste caso pelo fornecedor Arcelor Mittal, são tabelados e as dimensões são mostradas na Tabela 5. A Figura 10 representa como a caixa do elevador foi montada, sendo ela apenas uma representação de como ficou a montagem dos perfis, uma vez que não está montada com o perfil I selecionado.



Fonte: Adaptado de Catálogo Arcelor Mittal (2019)

Tabela 5 – Dimensões do perfil I

Designação (mm x kg/m)	Massa Linear (kg/m)	Altura - h (mm)	Largura - b (mm)	Espessura da alma - e_a (mm)
101,6 x 11,4	11,46	101,6	67,60	4,90
101,6 x 12,6	12,65	101,6	69,20	6,43

Fonte: Adaptado de Catálogo Arcelor Mittal (2019)

Figura 10 – Exemplificação da montagem da estrutura da caixa



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

As forças que atuam na estrutura da caixa correspondem ao peso do carro (Equação 4), ao peso da máquina de tração (Equação 5) e à carga útil transportada na cabine (Equação 2, discutida na seção anterior). Neste caso, são consideradas

constantes, as forças devido ao peso do carro e ao peso da máquina de tração, enquanto que a força devido à carga útil é considerada uma força variável.

$$F_{\text{carro}} = P_{\text{carro}} \times (a + g) \quad (4)$$

$$F_{\text{tração}} = P_{\text{comp}} \times (a + g) \quad (5)$$

Onde

F_{carro} é a força devido ao peso do conjunto carro [N];

P_{carro} é o peso total do conjunto carro [kg];

$F_{\text{tração}}$ é a força devido ao peso da máquina de tração [N];

P_{comp} é a soma do peso dos componentes que compõe máquina de tração (peso do redutor, peso do motor, peso do tambor, peso do eixo, peso do acoplamento e peso do cabo de aço) [kg];

a é a aceleração do monta cargas [m/s^2];

g é a aceleração da gravidade [m/s^2].

3.2.3 Guias

Os trilhos-guia têm a função de guiar o deslocamento do carro e do contrapeso no sentido vertical, evitando que ocorra o movimento horizontal dos elementos, ou a inclinação do carro, caso a carga no seu interior seja excêntrica. Além disso, os freios de segurança, quando acionados, prendem-se nos trilhos de modo a parar e manter o carro imóvel, desta forma, as guias devem suportar os esforços de flambagem que sofrem quando os freios de emergência são acionados, sendo calculada pela Equação 6. A flambagem ocorre apenas quando os freios de segurança são acionados, ou seja, em carregamento normal não há esforços de flambagem.

$$\sigma_k = \frac{k_1 \cdot G_n \cdot (P+Q) \cdot \omega}{2 \cdot A} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (6)$$

Onde:

k_1 é o fator de impacto, fornecido pela NBR 16042;

G_n é a aceleração da gravidade [m/s^2];

(P+Q) é a soma das forças do peso do carro e da carga útil [kg];

A é a área de seção da viga selecionada [mm²]

ω é o coeficiente de flambagem, fornecido pela norma NBR16042.

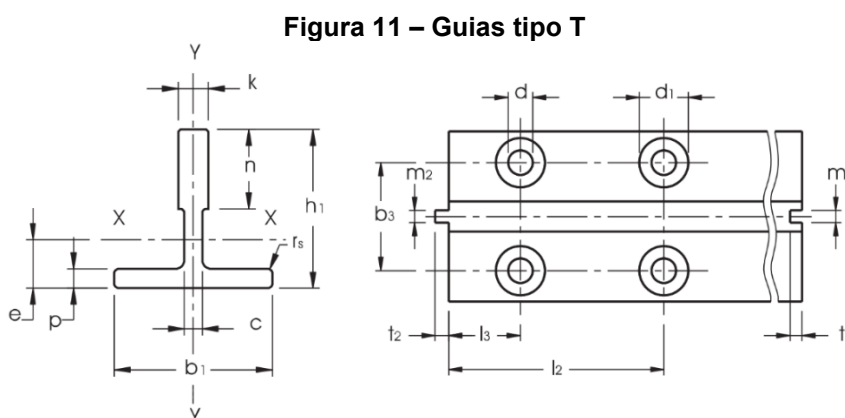
σ_{adm} é a tensão admissível, fornecida pela NBR 16042 [MPa].

O valor do coeficiente de flambagem (ω) está relacionado com o índice de esbeltez da guia (Equação 7):

$$\lambda = \frac{Lk}{i} \quad (7)$$

Sendo L_k a distância máxima entre os suportes das guias, em mm; i o raio de giração, em mm. O raio de giração é fornecido pela NBR NM 196, de acordo com a guia selecionada.

Conforme a NBR NM 196, as guias para elevadores possuem características geométricas do perfil T, como mostra a Figura 11, podendo ser trefiladas a frio ou usinadas. A resistência do aço utilizado deve estar entre 370N/mm² e 520 N/mm², sendo recomendado o utilizar o aço FE 360 B em guias trefiladas a frio e o aço FE 430 B para guias usinadas.



Fonte: Norma NM 196:99

Com isso, a guia selecionada para o projeto foi a T 70-1/A de aço FE 360 B, a Tabela 6 mostra as dimensões das guias produzidas pelo fornecedor MONTEFERRO.

Tabela 6 – Dimensões da guia T 70-1/A

Dimensões (mm)	
b_1	70
h_1	65
k	9
n	34
c	6
p	7
r_s	1,5
m_1	3
m_2	2,95
t_1	3,5
t_2	3
d	13
b_3	42
l_2	105
l_3	25

Fonte: Adaptado de Monteferro

Os cálculos das forças atuantes nas guias foram baseados na norma NBR 16042 (ANO), para que fosse possível simular a estrutura das guias e pudesse assim encontrar as tensões que atuam nelas, uma vez que devem ser comparadas com a tensão admissível, de 205MPa, fornecido pela própria norma.

O cálculo das forças atuantes foi realizado considerando a atuação do freio de segurança, uma vez que este é o caso mais desfavorável para o sistema, assim como foi considerado que a cabine é centralmente guiada e suspensa. A Figura 12 mostra o sistema de coordenadas utilizado para a resolução dos cálculos.

Com isso, a força em X pode ser encontrada pela Equação 8:

$$F_x = k_1 * g * [(Q * X_q) + (P * X_p)] / n * h \quad (8)$$

$$X_q = D_x / 8 \quad (9)$$

Onde:

K_1 é o fator de impacto fornecido pela NBR 16042;

g é a aceleração da gravidade [m/s^2];

Q é a carga nominal do elevador [kg];

X_q é a posição da carga nominal Q em relação as coordenadas transversais das guias [m];

D_x é a profundidade da cabine [m];

P é a massa do carro vazio [kg];

X_p é a distância entre as coordenadas da guia e o centro de massa do carro [m];

n é o número de guias;

h é a distância vertical entre as corredeiras do carro [m].

Enquanto que a força y pode ser encontrada a partir da Equação 10:

$$F_y = (k_1 * g * [(Q * Y_q) + (P * Y_p)]) / (n/2 * h) \quad (10)$$

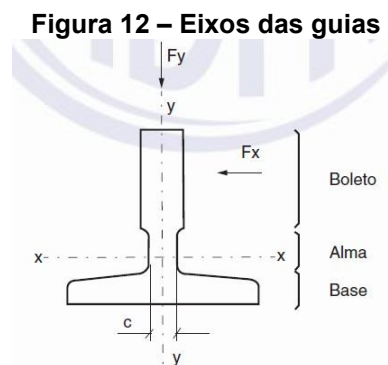
$$Y_q = D_y/8 \quad (11)$$

Sendo:

Y_q é a posição da carga nominal Q em relação as coordenadas transversais das guias [m];

D_y é a largura da cabine [m];

Y_p é a distância entre as coordenadas da guia e o centro de massa do carro [m].



Fonte: Adaptado de NBR 16042 (ANO)

A flexão no boleto também deve ser considerada, sendo ela proporcional a força F_x e deve ser menor que a tensão admissível (σ_{adm}). A flexão no boleto pode ser obtida através da Equação 12.

$$\sigma_f = 1,85 * Fx / c^2 \leq \sigma_{adm} \quad (12)$$

Sendo:

F_x a força exercida pelo cursor contra o boleto [N];

c é a largura da alma [mm].

Por fim, as deflexões das guias, relativas às direções x e y , também devem ser calculadas pelas Equações 13 e 14, fornecidas pela NBR 16042. No caso mais crítico, na atuação dos freios de segurança, as máximas deflexões, em ambas direções, não podem exceder 5mm.

$$\delta_x = 0,7 * (Fy * I^3 / 48 * E * Iy) \leq 5mm \quad (13)$$

$$\delta_y = 0,7 * (Fx * I^3 / 48 * E * Ix) \leq 5mm \quad (14)$$

Onde:

δ_x e δ_y são as deflexões no eixo x e eixo y , respectivamente [mm];

F_x e F_y são as forças de apoio no eixo x e eixo y , respectivamente [N];

I é a distância entre as corredeiras [mm];

E é o módulo de elasticidade [N/mm²];

I_x e I_y são os momentos de inércia em relação ao eixo x e eixo y , respectivamente [mm⁴].

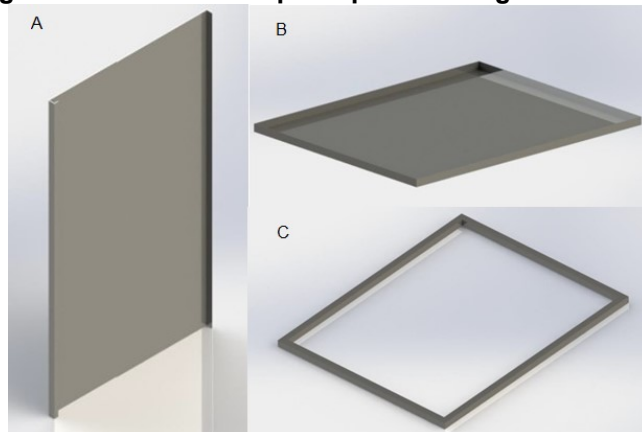
3.3 CABINE

Neste projeto, a montagem da cabine foi feita conforme a apresentada por Moreira (2017), em que é montada a partir de painéis dobrados nas bordas, de modo a gerar áreas para parafusá-los entre si, e apenas um suporte para o painel inferior para poder suportar a carga nominal, uma vez que é aplicada exclusivamente no piso do elevador.

A Figura 13 mostra os modelos de painéis e suporte sugeridos por Moreira (2017), sendo A o modelo dos painéis laterais, enquanto que B é o painel utilizado no teto e C o suporte para o painel do piso. Como citado anteriormente, para fixar a

cabine na estrutura de sustentação foi utilizado cantoneiras de abas iguais e parafusos.

Figura 13 – Painéis e suporte para montagem da Cabine



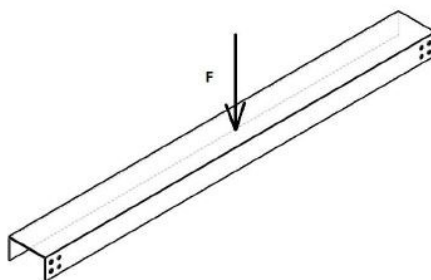
Fonte: Adaptado de Moreira (2017)

3.4 PARAFUSOS DA ESTRUTURA DE SUSTENTAÇÃO

Para garantir que as vigas da estrutura de sustentação estejam corretamente fixadas e estabilizadas, foram utilizado parafusos como elementos de fixação. Seguindo a metodologia apresentada por Moreira (2017), o estudo se deu em torno da viga inferior da estrutura de sustentação, uma vez que os parafusos fixados nela são os mais solicitados durante o funcionamento do elevador.

A base da estrutura de sustentação da cabina possui duas vigas, e cada viga foi fixada com oito parafusos. Foi tomado, para base de cálculos, apenas uma viga, sendo assim considerado apenas metade dos valores de carga nominal e peso da cabina. A força resultante foi considerada na localização mais crítica, como mostra a Figura 14, que também exemplifica como foram fixados os parafusos.

Figura 14 – Viga de base com furos



Fonte: Adaptado de Moreira (2017)

A força F será obtida a partir da seguinte Equação 15:

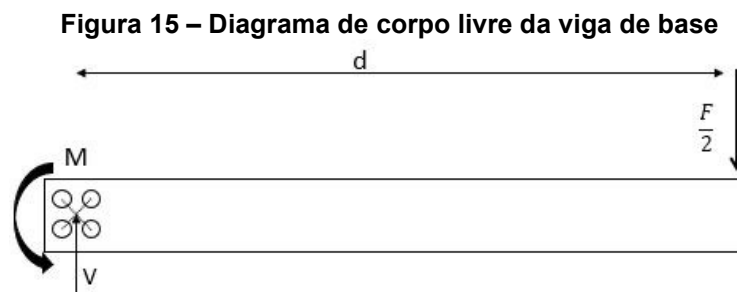
$$F = \left(\frac{Q+P}{2} \right) + P_{\text{viga}} \quad (15)$$

Onde:

Q = Carga nominal do elevador [N];

P = Peso da cabine [N];

P_{viga} = Peso da viga [N].



Fonte: adaptado de Moreira (2017)

De acordo com Moreira (2017), é possível calcular os esforços internos analisando apenas a metade da viga, uma vez que ela pode ser considerada simétrica, como mostra a Figura 15, representando o diagrama de corpo livre do problema. Com a força encontrada anteriormente, pode-se calcular o esforço cortante (V) e o momento interno (M), pela Equação 16 e Equação 17, respectivamente:

$$V = \frac{F}{2} \quad (16)$$

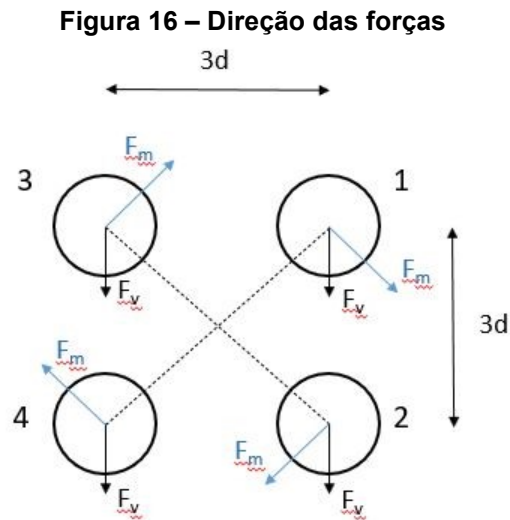
$$M = \frac{F}{2} * x \quad (17)$$

Sendo:

V = Esforço cortante [N];

M = Momento fletor [N.mm];

x = Distância entre o apoio e o corte [mm].



Fonte: adaptado de Moreira (2017)

Segundo Ramos e Silva (2015 apud Norton 2013), pela soma entre o momento fletor e a força cortante, obtém-se a força resultante, que é verificada a partir do parafuso com maior solicitação, conforme mostram as equações a seguir:

$$F_R = F_M + F_V \quad (18)$$

$$F_M = \frac{M}{n \times R} \quad (19)$$

$$F_V = \frac{V}{n} \quad (20)$$

Sendo que:

F_R é força resultante [N];

F_M é carga de cisalhamento devido ao momento fletor [N];

F_V é a carga de cisalhamento devido a força cortante [N];

n é o número de parafusos;

R é a distância entre o centro dos parafusos [mm].

A partir dos parafusos que sofrem maiores solicitações, calculou-se a tensão de cisalhamento (τ), como mostra a Equação 21:

$$\tau = \frac{F_R}{A_r} \quad (21)$$

Neste caso, A_r é a área de diâmetro menor em milímetros quadrados. Sendo que esta área varia para cada tipo e tamanho de parafuso, e seguindo a ideia de Moreira (2017), foi selecionado um modelo para verificar se possui os requisitos necessários para se aplicar ao projeto a partir da Tabela 7.

Tabela 7 – Diâmetros e áreas de roscas métricas de passo grosso

Diâmetro maior nominal d (mm)	Passo P (mm)	Área de tensão de tração A_t (mm ²)	Área de diâmetro menor A_r (mm ²)
6	1	20,1	17,9
8	1,25	36,6	32,8
10	1,5	58,0	52,3

Fonte: adaptado NISBETT, J. K; BUDYNAS, R. G (2014)

Com a tensão de cisalhamento e a escolha da categoria de propriedade do parafuso, pôde-se definir o fator de segurança do parafuso pela Equação 22:

$$FS = \frac{R_p}{\tau} \quad (22)$$

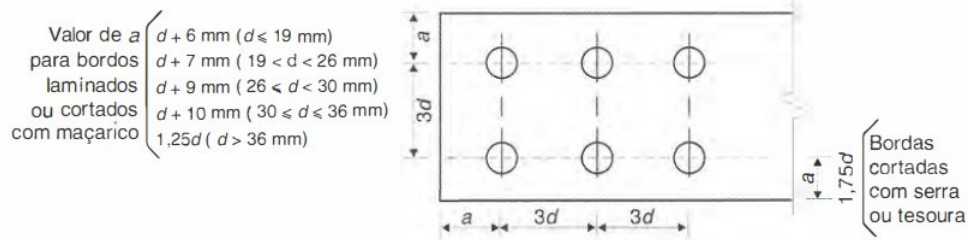
Em que R_p é a resistência mínima de prova da categoria de propriedades dos parafusos, como mostra a Tabela 8.

Tabela 8 – Categoria de propriedades mecânicas de parafusos

Categoria de propriedade	Intervalo de tamanho inclusivo	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima de tração (MPa)	Resistência mínima de escoamento (MPa)	Material
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo e médio carbono
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo e médio carbono

Fonte: adaptado NISBETT, J. K; BUDYNAS, R. G (2014)

É possível obter a distância entre o centro dos parafusos, de acordo com a Figura 17, retirada de Pfeil (2009).

Figura 17 – Espaçamentos construtivos mínimos recomendados

Fonte: Pfeil (2009)

Onde o espaço mínimo entre parafusos é dado pela Equação 23, o espaço mínimo entre as bordas pela Equação 24, e o furo na chapa, para furo normal, pela Equação 25.

$$3 \times d \text{ [mm]} \quad (23)$$

$$1,75 \times d \text{ [mm]} \quad (24)$$

$$d + 1,5 \text{ [mm]} \quad (25)$$

Sendo d o diâmetro nominal do parafuso.

Também foi necessário definir a espessura das junções das chapas onde os parafusos serão fixados, expressa pela seguinte fórmula:

$$t = t_i + t_u \quad (26)$$

Onde:

t_i é espessura do perfil U na posição vertical [mm]

t_u é espessura do perfil U na posição horizontal [mm]

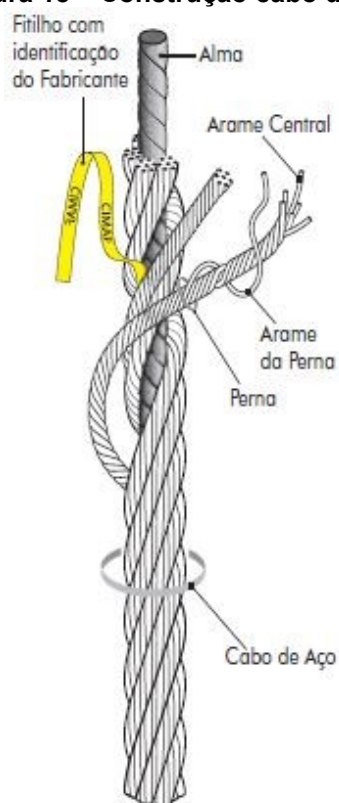
3.5 CABOS DE AÇO

De acordo com Filho (2002), os cabos são utilizados para transmitir movimento entre componentes a grandes distâncias, e sua utilização em elevadores é uma das aplicações mais importantes, uma vez que são elementos que combinam

elevada flexibilidade com alta resistência, podendo deslocar cargas nas posições horizontal, vertical e inclinada.

Os cabos de aço são compostos por uma alma e pernas. As pernas são constituídas por um agrupamento de arames em torno de um arame central dispostos helicoidalmente, como mostra a Figura 18. Por outro lado, a alma é um núcleo em que as pernas são torcidas ao seu redor em forma de hélice, para que os esforços aplicados no cabo de aço sejam distribuídos uniformemente entre as pernas (CIMAF, 2012, p. 16). A alma pode ser de fibra ou de aço, sendo que as almas de fibra atribuem maior flexibilidade ao cabo de aço, enquanto as almas de aço garantem maior resistência à tração e ao amassamento.

Figura 18 – Construção cabo de aço



Fonte: Adaptado de CIMAF (2012)

3.5.1 Força no Cabo

Primeiramente, a força aplicada no cabo é calculada aplicando-se a Segunda Lei de Newton, com um somatório de forças aplicadas no cabo, neste caso, definido como eixo y . Para isto, é fundamental determinar a força estática (F) que será suportada pelo cabo:

$$F = (Q + W) \times g \quad (27)$$

Onde

Q é a carga máxima suportada pelo monta cargas [kg];

W é o peso da estrutura do conjunto carro [kg];

g aceleração da gravidade [m/s²].

Sabe-se que para romper a força de inércia do repouso, assim como a velocidade constante, é necessário uma aceleração e uma desaceleração, portanto, a força de içamento exercida durante o ciclo de funcionamento do elevador pode ser compreendida como a força máxima, que está relacionada com a força estática (RAMOS E SILVA, 2017). Logo, é necessário obter o valor da aceleração e desaceleração que é representada pela Equação 28:

$$a = \frac{V - V_0}{t} \quad (28)$$

Em que

a é a aceleração do monta-cargas [m/s²];

V é velocidade do monta-cargas [m/s];

V₀ é velocidade inicial do monta-cargas [m/s];

t é o tempo de aceleração/desaceleração [s].

A força dinâmica pode ser expressa pela Equação 29, sendo também o resultado da aplicação da Segunda Lei de Newton:

$$F_{din} = (m \times a) + F \quad (29)$$

Sendo

F_{din} é a força dinâmica [N];

M é a massa total suportada [kg];

a é a aceleração do monta cargas [m/s²];

F é a força estática [N].

3.5.2 Fator de Segurança do Cabo

Segundo a NBR 14712 (ANO, p. 7) “os elementos de suspensão devem ser calculados com coeficiente de segurança no mínimo 7, considerando a carga estática.” Segundo Shigley (2011, p. 924) “a primeira consideração ao selecionar uma corda de fio é determinar a carga estática.”, portanto, pôde-se calcular a carga de ruptura que o cabo deve possuir, conforme a Equação 30:

$$FS = \frac{F_u}{F_{m\acute{a}x}} \quad (30)$$

Onde

FS é o fator de segurança;

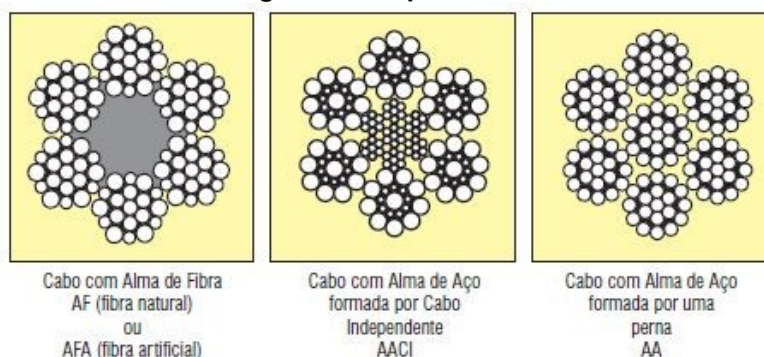
F_u é a carga de ruptura do cabo [N];

$F_{m\acute{a}x}$ é a força dinâmica do sistema [N].

3.5.3 Tipo de Alma

De acordo com o catálogo da CIMAF (2014, p. 16) “[...] A alma pode ser constituída de fibra natural ou artificial, podendo ainda ser formada por uma perna ou por um cabo de aço independente.”. Para elevadores, a alma mais indicada é a de fibra, segundo Moreira (2017). Os tipos de alma são representados na Figura 19.

Figura 19 – Tipos de alma



Fonte: Adaptado de CIMAF (2012)

A seleção do cabo de aço ideal para o projeto foi feita a partir dos valores da carga de ruptura e tipo da escolha do tipo de alma.

3.5.4 Fixação do Cabo de Aço

A fixação do cabo se deu por meio do uso de um tirante, que por sua vez, é um equipamento muito utilizado em sistemas de suspensão de carro e contrapeso (RAMOS E SILVA, 2017). Neste caso, o cabo será fixado a uma chapa na estrutura de sustentação da cabine. A Figura 20 é uma representação de um tirante com um soquete, sendo o soquete o componente por onde o cabo passa e é preso por grampos, enquanto que o tirante é fixado na chapa.

Figura 20 – Representação do tirante com soquete

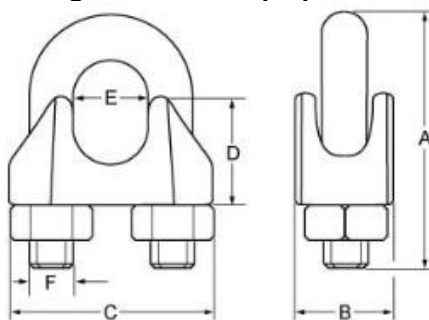


Fonte: Carnevskis – Elevadores Usinagem Fundição

Se fez necessário especificar os grampos que utilizados no projeto. Segundo especificado no site da Siva Cabos de Aço, fabricante e fornecedor de cabos de aço, existem dois tipos de grampo de aço: grampo leve e o grampo pesado. Neste projeto foi utilizado o modelo de grampo pesado que, de acordo com o fabricante, são altamente resistentes e amplamente utilizados na elevação de cargas.

A Figura 21 é uma representação de grampos, sendo que suas dimensões são especificadas na Tabela 9, assim como o diâmetro do cabo, espaçamento mínimo, o torque máximo e o peso unitário.

Figura 21 – Grampo pesado



Fonte: Adaptado de Ari cabos (2019)

Tabela 9 – Especificações grampo pesado

Ø Cabo	Dimensões						Qntde Mín.	Espaç Mín.	Torque		Peso Unit.
	A	B	C	D	E	F			(N.m)	(kgf.m)	
(pol)							(un)	(mm)			
1/8"	25	25	7	5	10	21	2	19	5,0	0,5	0,029
3/16"	28	30	11	6	11	23	2	29	10,0	1,0	0,041
1/4"	35	38	12	7	12	30	2	38	20,0	2,0	0,082
5/16"	42	43	14	9	20	34	2	48	40,0	4,0	0,127
3/8"	50	50	16	11	22	40	2	57	40,0	4,0	0,198

Fonte: adaptado de Ari Cabos (2019)

3.6 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR

O dimensionamento do tambor está diretamente relacionado ao diâmetro do cabo de aço, deste modo garante-se um bom desempenho do cabo de aço (CIMAF, 2012). A Tabela 10 mostra esta relação:

Tabela 10 – Diâmetros recomendados para o tambor

Tipo de Cabo	Diâmetros Recomendados	Diâmetros Mínimos
6x19 SEALE	51xØ do Cabo	34xØ do Cabo
6x25 FILLER	39xØ do Cabo	26xØ do Cabo
6x41 W-S	31xØ do Cabo	20xØ do Cabo
8x19 SEALE	39xØ do Cabo	26xØ do Cabo
18x7	51xØ do Cabo	34xØ do Cabo

Fonte: Adaptado de Cimaf (2014)

Segundo a NBR 11375 deve-se adotar um o diâmetro nominal padronizado do tambor em função do diâmetro recomendado, sendo imediatamente superior, sendo em milímetros: 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

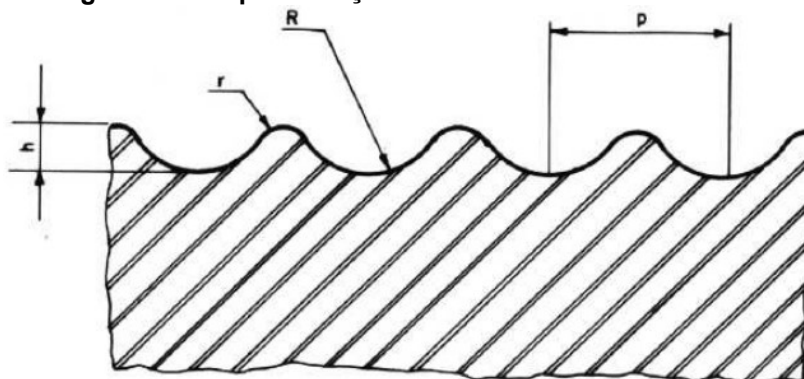
Ainda de acordo com a NBR 11375, as ranhuras que acomodam o cabo de aço devem ser definidas a partir do diâmetro do cabo, como mostra a Tabela 11, com dimensões em milímetros. Enquanto a Figura 22 é uma representação das dimensões das ranhuras do tambor.

Tabela 11 – Dimensões das ranhuras

Diâmetro do Cabo	h	p	R	r	Tolerância de R(+)
6,4	2,5	7,5	3,5	0,5	0,1
8	3,0	9,5	4,5	0,5	0,1
9,5	3,5	11	5,0	0,5	0,1

Fonte: Adaptado de NBR 11375 (1989)

Figura 22 – Representação das dimensões das ranhuras



Fonte: Adaptado de NBR 11375 (1989)

Em relação ao número de voltas que o cabo dará no tambor, pode-se obtê-lo pela Equação 31, sendo necessário adicionar no mínimo duas voltas fixas de cabo, de modo a garantir uma maior segurança.

$$N_{\text{voltas}} = (H/\pi * \varnothing_t) + 2 \quad (31)$$

Sendo

N_{voltas} é o número total de voltas do cabo no tambor;

H é a altura de deslocamento (mm);

\varnothing_t é diâmetro do tambor (mm).

Ressalta-se que acomodação dos cabos não pode começar diretamente no início do tambor, sendo necessário deixar uma distância mínima entre o início do tambor e as ranhuras. Portanto, o comprimento do tambor depende do número de voltas do cabo e o passo das ranhuras, somado a distância entre o início do tambor e o início das ranhuras. Inclusive, na condição máxima de desenrolamento do cabo, ao menos duas espiras devem se manter fixas no tambor, assim a fixação inicial dos cabos fica isenta de tracionamento.

3.7 MÁQUINA DE TRAÇÃO

Basicamente constituída por um motor elétrico, eixo e polia (ou tambor), a máquina de tração é definida por ramos e Silva (2017, p.17) como “[...] o principal responsável pelo tracionamento mecânico do conjunto cabina e contrapeso.”. Segundo Moreira (2017), diferente dos elevadores de passageiros que necessitam de controle de velocidade para o conforto das pessoas, devido as exigências das normas vigentes, para elevadores do tipo monta-carga não é necessário, uma vez que este modelo acelera e desacelera de forma uniforme para atingir a velocidade nominal.

Neste o projeto, foi selecionado um motorreductor, considerando a velocidade do carro e carga total a ser deslocada, assim como o diâmetro nominal do tambor, discutido na seção anterior. Os tópicos subsequentes abordam cálculos necessários para a escolha da máquina de tração.

3.7.1 Torque do Sistema

Com a força máxima, discutida na subseção 3.4.1, o torque necessário para a escolha do moto-reductor é encontrado pela Equação 32.

$$T_{\text{çamento}} = F_{\text{máx}} \times (\varnothing_{\text{tambor}}/2) \quad (32)$$

3.7.2 Potência do Sistema

Para obter a potência do sistema foi necessário encontrar a velocidade angular do mesmo, como mostra a Equação 33:

$$\omega = V / (\varnothing_{\text{tambor}}/2) \quad (33)$$

Sendo V a velocidade selecionada para o projeto e \varnothing_t é o diâmetro do tambor. A velocidade angular é obtida em rad/s. Com isso, a potência do sistema é definida conforme a Equação 34:

$$P = \omega \times T_{\text{çamento}} \quad (34)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa do projeto são apresentados as simulações e seus resultados, assim como são realizados os cálculos fundamentais, discutidos anteriormente, dos principais componentes mecânicos do monta-cargas.

4.1 RESULTADOS SIMULAÇÃO ESTRUTURA METÁLICA

Com o auxílio do *software* Dlubal RFEM, foram modelados a estrutura de sustentação da cabine e a caixa do elevador, das quais foram possíveis se obter valores dos esforços internos, deslocamentos e tensões que as estruturas sofrem. O comportamento da estrutura pôde ser analisado mediante as cargas aplicadas, assim como verificado se os perfis suportam estas mesmas cargas.

A análise dos resultados da simulação da estrutura metálica foi dividida em duas etapas: estrutura de elevação da cabine e, caixa e guias.

4.1.1 Análise Estrutural da Estrutura de Elevação

Para dar início à simulação, foram obtidas as forças devido ao peso da cabine e a carga útil transportada.

$$F_{\text{cabine}} \cong 410 \text{ N}$$

$$F_{\text{carga}} \cong 1530 \text{ N}$$

A estrutura de elevação foi avaliada considerando apenas os casos críticos de cargas, sendo o carregamento presente na estrutura apresentado na Tabela 12.

Tabela 12 – Carregamentos atuantes na estrutura de elevação

Carregamento	Carga (kN)
Força devido ao peso da cabine	0,41
Força devido a carga útil	1,53

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

A partir dos carregamentos atuante na estrutura, aplicando-os na simulação, as seguintes combinações de cargas foram obtidas, como mostra a Tabela 13, uma vez que a NBR 8681 foi selecionada para realizar a análise de dimensionamento no *software*.

Tabela 13 – Combinações de casos de carga da estrutura de elevação

Combinação	Carregamento
1	$1,25*CC1$
2	$1,25*CC1 + 1,5*CC2$

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

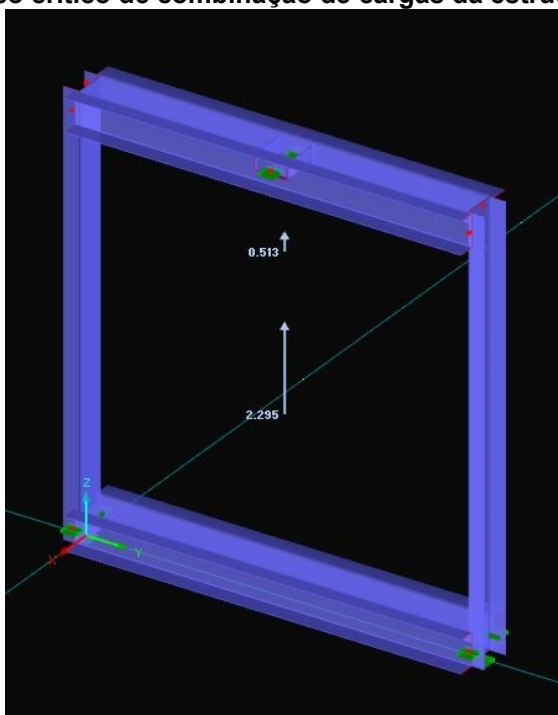
Onde:

CC1 corresponde ao peso da própria estrutura modela somada ao peso da cabine;

CC2 corresponde à força variável da carga útil transportada.

O caso crítico analisado no projeto é a combinação 2, em que apresenta maiores esforços solicitantes, e a Figura 23 demonstra essa combinação. É importante ressaltar que, para realizar a simulação desta estrutura, o *software* Dlubal RFEM exige o uso de apoios na base, o que não é o caso real, uma vez que no caso real há apenas esforços dinâmicos atuantes nessa estrutura, devidos à força de tração do cabo, a massa do próprio sistema e à sua aceleração. Neste caso, utilizando os apoios na base, foi simulado o caso em que a estrutura se encontra engastada no chão, instante que a aceleração e a velocidade são nulas. Em outras palavras, os esforços e tensões apresentados na simulação são maiores do que no caso real.

Figura 23 – Caso crítico de combinação de cargas da estrutura de elevação



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

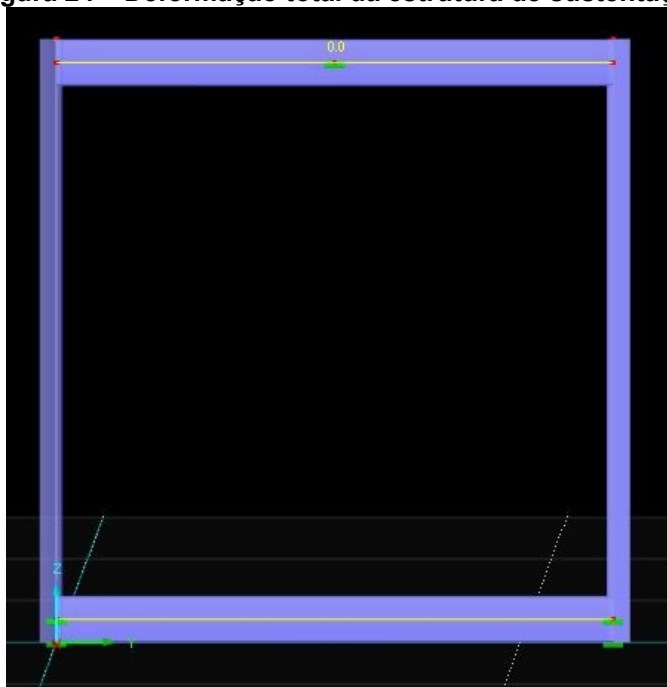
A Tabela 14 fornece o comprimento das vigas utilizadas.

Tabela 14 – Comprimento das vigas

Vigas	Comprimento (mm)
Vigas horizontais	1200
Vigas verticais	1300

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Tendo a combinação de carga crítica demonstrada na Figura 23, obteve-se a deformação total apresentada pela estrutura para as cargas atuantes, demonstrada na Figura 24. Observando a Figura 24, pode-se notar que a deformação total é de 0.0 milímetros.

Figura 24 – Deformação total da estrutura de sustentação

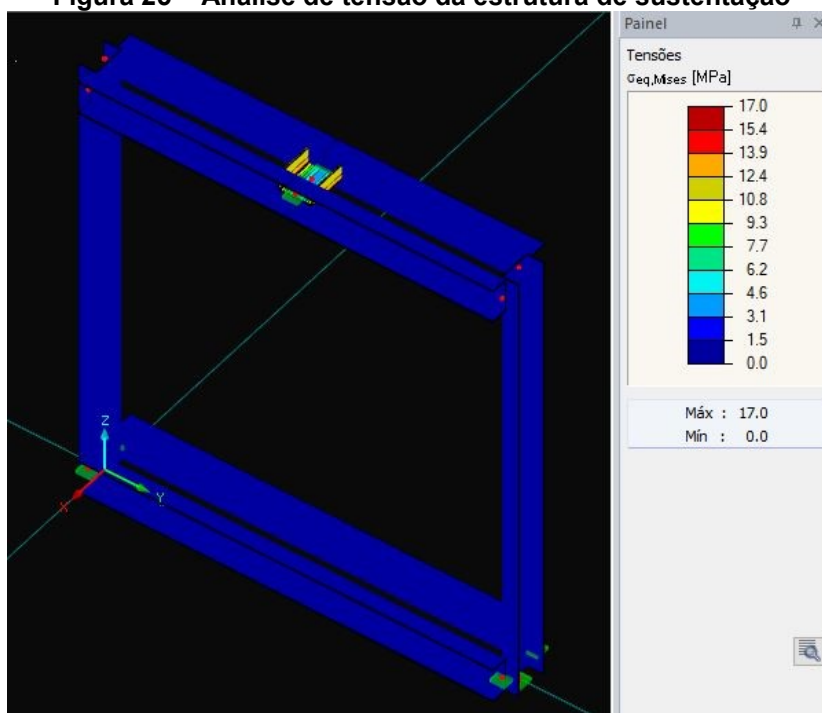
Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Além da análise de deformações, foi realizado uma análise de tensões, uma vez que tem-se a necessidade de conhecer as máximas tensões atuantes na estrutura, e compará-las à resistência ao escoamento do material utilizado. A Figura 25 mostra que, mesmo sendo considerado o perfil engastado ao solo, instante que as reações são maiores que o caso prático, a tensão de Von Misses não excede a resistência ao escoamento do material.

$$\sigma_{\text{misses}} < \sigma_{\text{escoamento}}$$

$$17,0 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa}$$

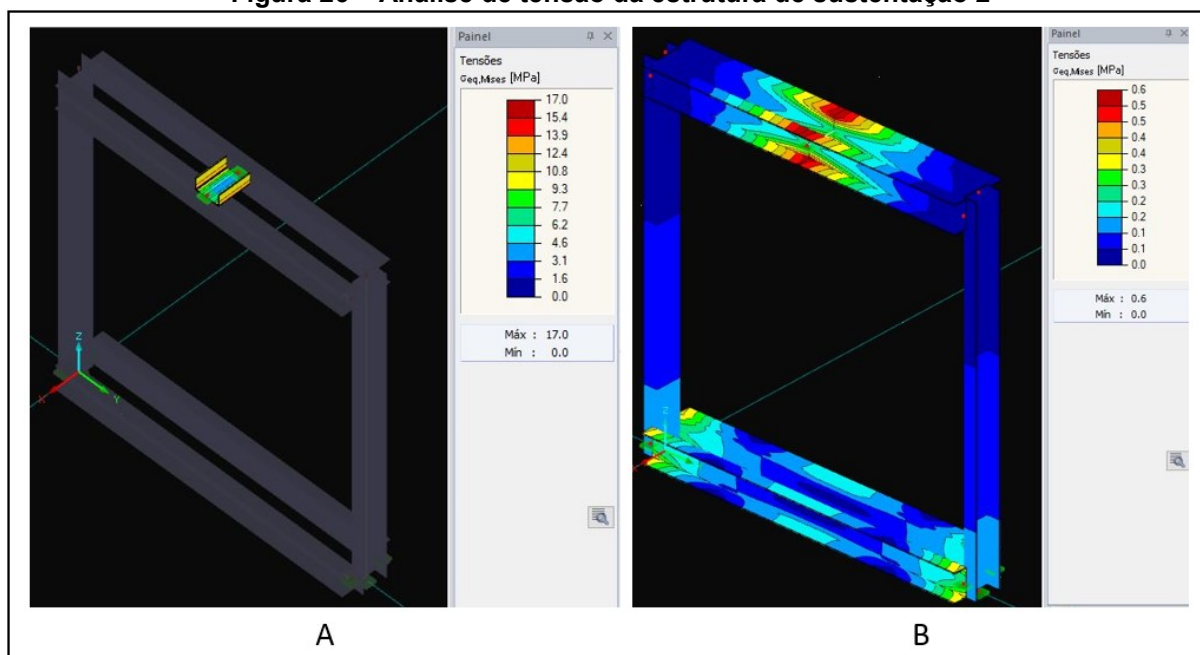
Figura 25 – Análise de tensão da estrutura de sustentação



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Observando a Figura 25 nota-se que as maiores tensões se localizam onde o cabo de aço será fixado.

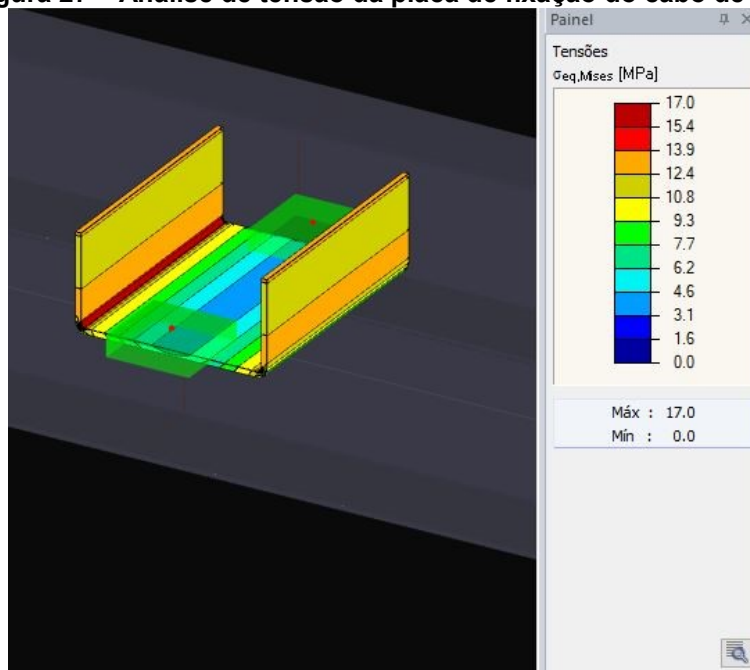
Figura 26 – Análise de tensão da estrutura de sustentação 2



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

A Figura 26 detalha a distribuição de tensões na estrutura considerando apenas a chapa onde o cabo de aço foi fixado (A) e a distribuição de tensão no restante da estrutura, sem considerar a chapa onde o aço foi fixado (B). A Figura 27, ampliada, mostra com detalhes os locais de máxima tensão, sendo possível notar que as tensões são máximas no dobramento do perfil U.

Figura 27 – Análise de tensão da placa de fixação do cabo de aço



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

4.1.2 Análise Estrutural da Caixa e Guias

Para dar início à simulação, foram obtidas as forças devido ao peso do carro, ao peso da máquina de tração e à carga útil transportada na cabine.

$$F_{\text{carro}} \cong 765 \text{ N}$$

$$F_{\text{tração}} \cong 800 \text{ N}$$

$$F_{\text{carga}} \cong 1530 \text{ N}$$

A estrutura da caixa foi avaliada considerando apenas os casos críticos das cargas de içamento e peso dos componentes de elevação. A Tabela 15 apresenta os carregamentos presentes na estrutura.

Tabela 15 – Carregamentos atuantes na estrutura da caixa e guias

Carregamento	Carga (kN)
Força devido à carga útil	1,53
Força devido ao peso da máquina de tração	0,8
Força devido ao peso do carro	0,765
Força nas Guias na Direção X	0,159
Força nas Guias na Direção Y	0,318

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Tendo obtidos as principais forças atuantes na estrutura, e ao aplicá-las na simulação, as seguintes combinações de cargas foram obtidas, Tabela 16, sendo que a NBR 8681 foi selecionada para realizar a análise de dimensionamento no RFEM.

Tabela 16 – Combinações de casos de cargas

Combinação	Carregamento
1	1,25*CC1
2	1,25*CC1 + 1,5*CC2

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

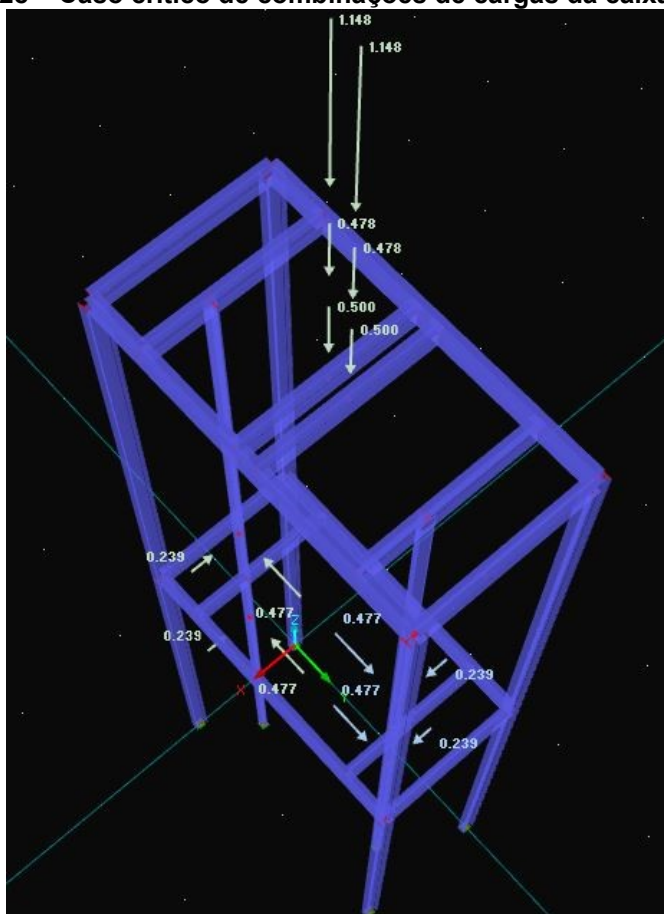
Sendo que:

CC1 corresponde ao Peso Próprio da estrutura somado ao peso da máquina de tração e ao peso do carro;

CC2 corresponde ao carregamento devido à carga útil e as forças exercidas nas guias quando os freios de segurança são acionados.

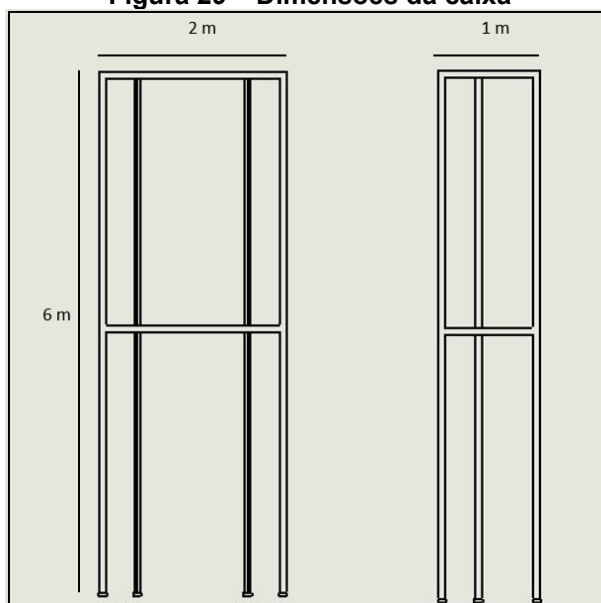
O caso crítico do projeto é a combinação 2, já que apresenta maiores esforços solicitantes, e a Figura 28 demonstra essa combinação. Enquanto isso, a Figura 29 mostra as dimensões do projeto da caixa.

Figura 28 – Caso crítico de combinações de cargas da caixa e guias



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Figura 29 – Dimensões da caixa

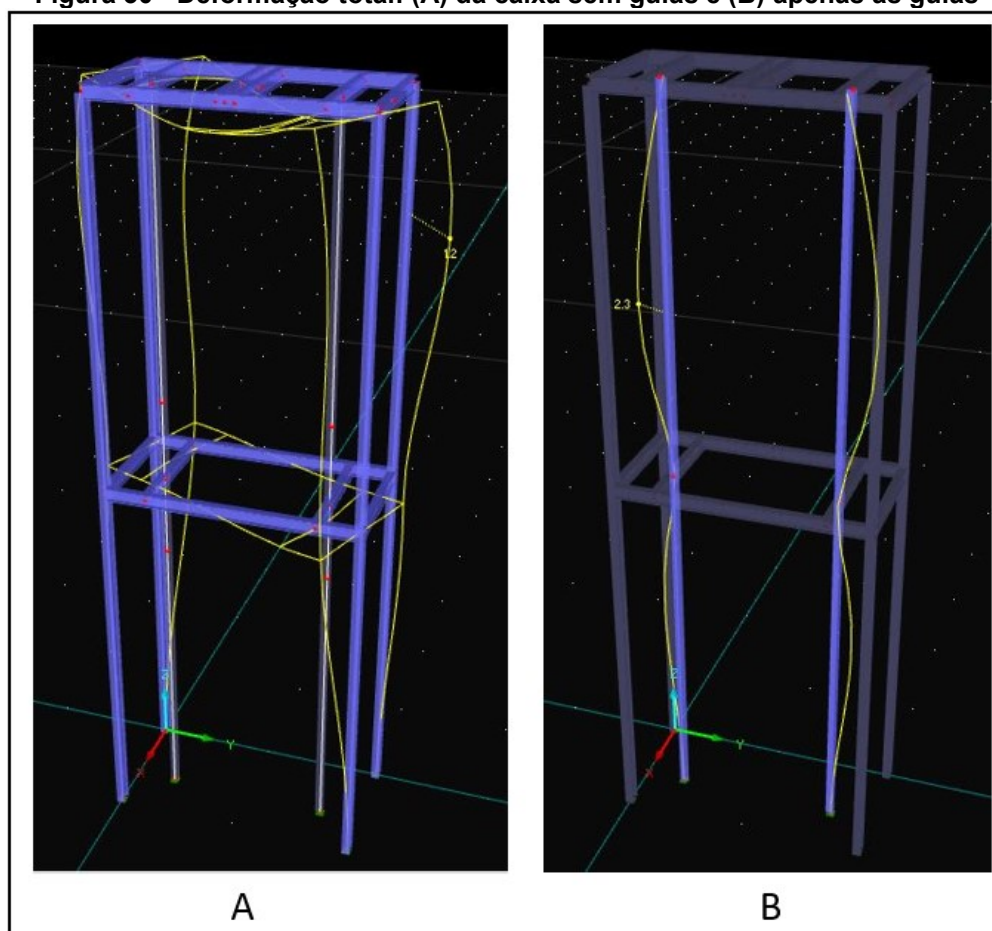


Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Tendo obtido combinação da carga crítica, demonstrada na Figura 28, foi possível obter a deformação total apresentada pela estrutura, entretanto, foi necessário dividir a deformação total em duas etapas: a primeira sem considerar as guias (A), e a segunda considerando apenas a deformação das guias (B), como mostra a Figura 30. Essa divisão de apresentação se deve ao fato de que a deformação sofrida pelas guias é muito maior que a deformação do resto da estrutura.

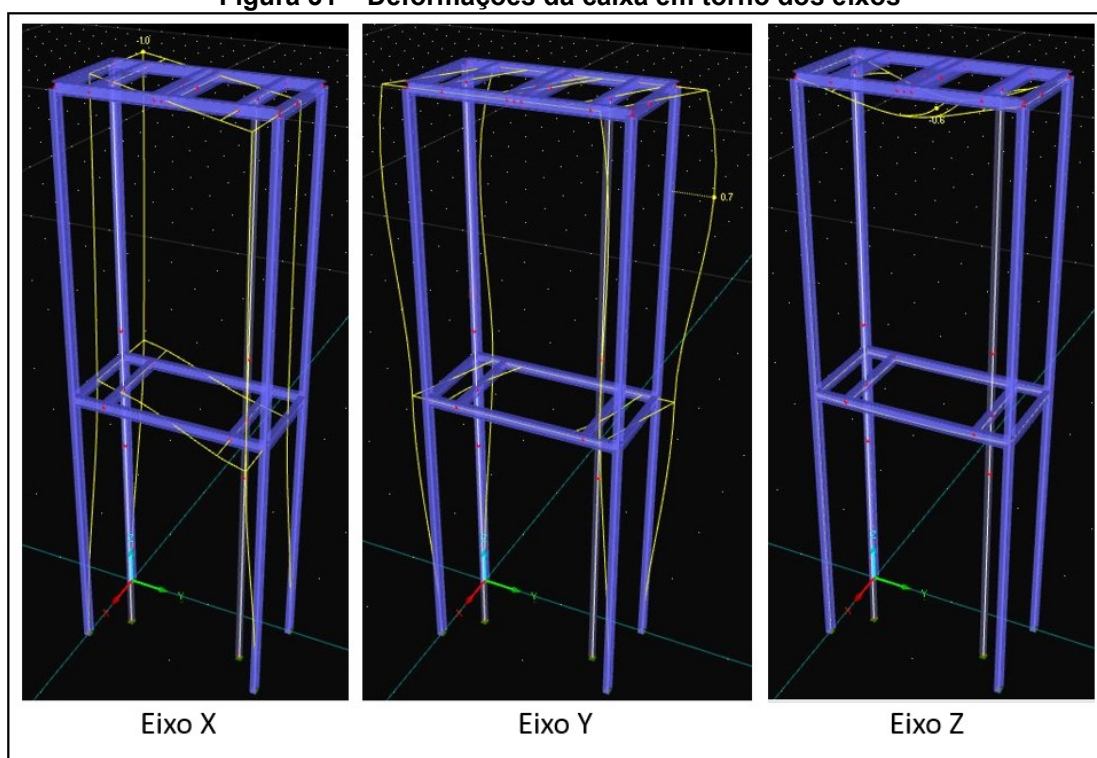
Enquanto que as deformações da caixa, sem considerar as guias, em torno do eixo x, eixo y e eixo z devido aos esforços estão apresentados na Figura 31, enquanto Figura 32 apresenta as deformações das guias.

Figura 30 - Deformação total: (A) da caixa sem guias e (B) apenas as guias



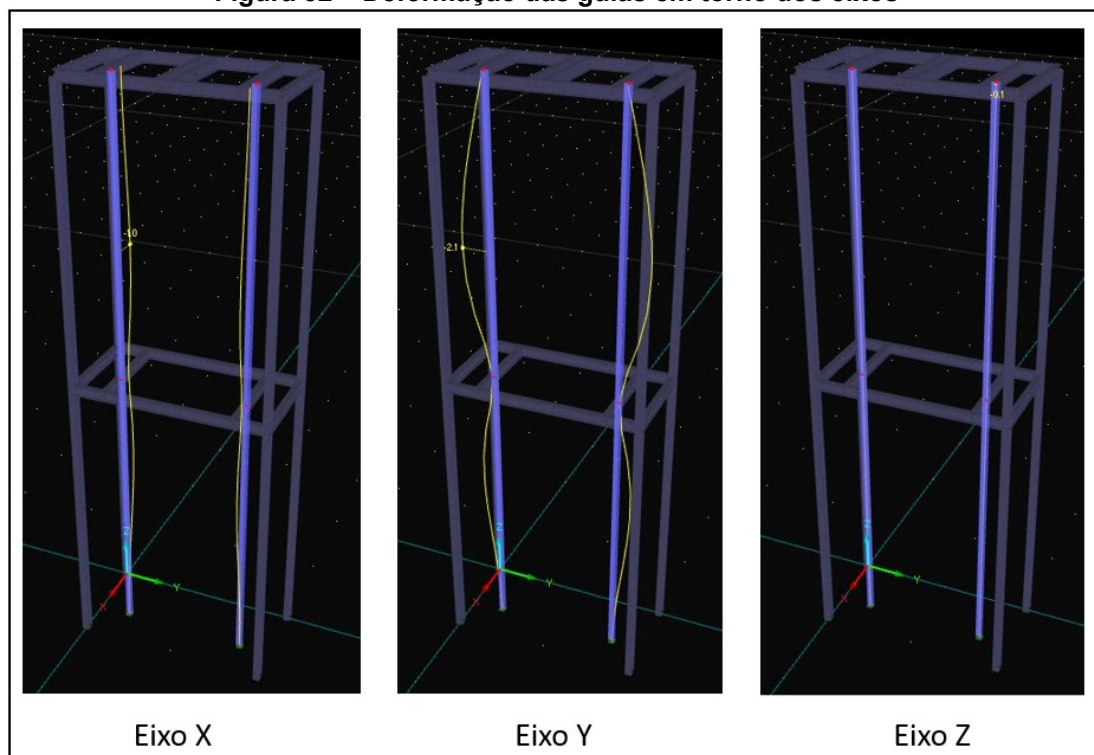
Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Figura 31 – Deformações da caixa em torno dos eixos



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Figura 32 – Deformação das guias em torno dos eixos



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

O caso crítico das cargas representado na Figura 28 apresentou deformações que são apresentadas na Tabela 17.

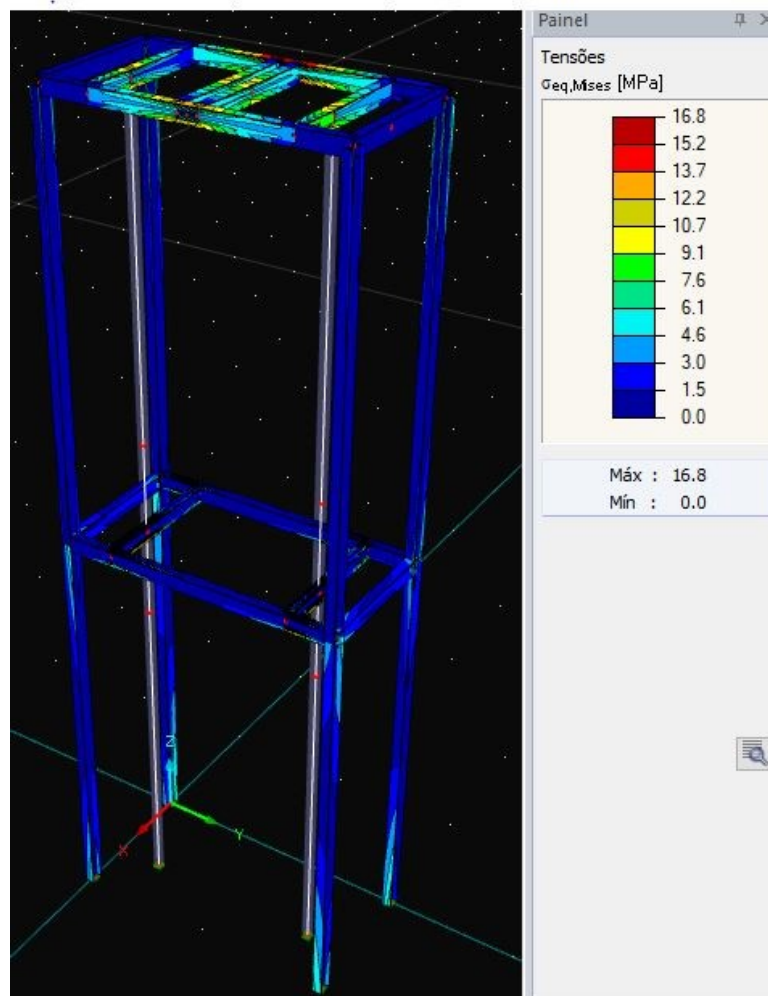
Tabela 17 – Deformações da caixa e das guias

Deformação Caixa	Máximo (mm)	Mínimo (mm)	Deformação Guias	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
Total	1,2	0,0	Total	2,3	0,0
Direcional eixo x	0,9	-1,0	Direcional eixo x	0,9	-1,0
Direcional eixo y	0,7	-0,6	Direcional eixo y	1,9	-2,1
Direcional eixo z	0,0	-0,6	Direcional eixo z	0,0	-0,1

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Após verifica as deformações, que por si mostraram bons resultados, que foram pequenas, foi verificado as tensões de Von Misses presentes na caixa e nas guias, separadamente. A Figura 33 demonstra os resultados desta análise.

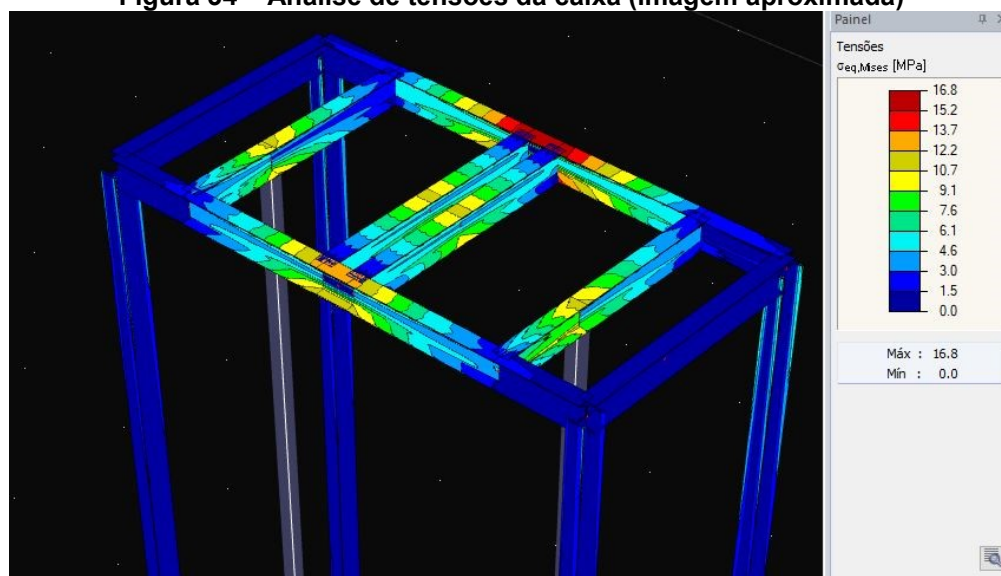
Figura 33 – Análise de tensões da caixa



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

A Figura 34 traz uma imagem aproximada da análise, com foco onde as maiores tensões estão localizadas, no topo da caixa.

Figura 34 – Análise de tensões da caixa (imagem aproximada)



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

A partir desses resultados, pôde-se verificar que as tensões atuantes nas estruturas estão dentro dos limites de escoamento do material selecionado.

$$\sigma_{\text{mises}} < \sigma_{\text{escoamento}}$$

$$16,8 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa}$$

Quanto a análise das guias, por ser voltado para construção civil e análise estrutural, o *software* Dlubal RFEM apontou apenas as tensões que as guias sofrem devido as forças que atuam sobre elas no momento em que os freios de segurança são acionados, como discutido na Seção 3.2.4.

Desta maneira, como a NBR 16042 exige que as tensões atuantes nas guias, devido as forças nelas exercidas, sejam menores que a tensão admissível, 205MPa e, também exige que as deflexões relativas às direções x e y sejam menores que 5mm, os cálculos foram realizados, como mostra a seguir.

Todos os cálculos foram feitos considerando a atuação dos freios de segurança, sendo considerado que a cabine é centralmente guiada e suspensa. No Anexo A encontram-se as tabelas utilizadas para se obter os dados necessários para a realização dos cálculos.

Para encontrar a tensão de flambagem, foi necessário primeiro encontrar o índice de esbeltez da guia:

$$\lambda = \frac{1300}{14,0} = 107,1$$

Com o índice de esbeltez encontrado, determinou-se o coeficiente de flambagem ω , utilizando a Tabela 20 da norma NBR 16042. A Tabela encontra-se no anexo A.

Assim, para λ igual a 107,1 tem-se ω igual a 2,05 e, portanto, a tensão de flambagem que as guias sofrem quando os freios de emergência são acionados pôde ser obtida:

$$\sigma_k = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (150 + 75) \cdot 2,05}{2 \cdot 951} \cong 7 \text{ MPa} \leq 205 \text{ MPa}$$

A tensão de flexão no boleto também foi obtida.

$$\sigma_f = 1,85 \cdot 159,2 / 6^2 \cong 8,2 \text{ MPa} \leq 205 \text{ MPa}$$

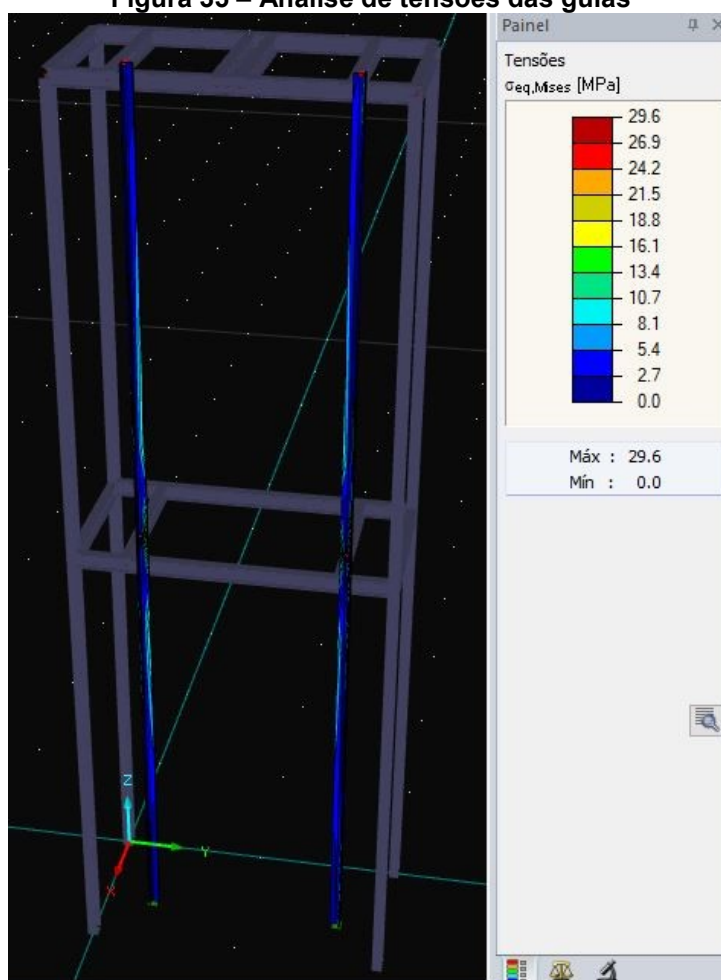
As deflexões dependem das características técnicas das guias, apresentadas na Tabela 21, retirada da norma NBR NM 196, que se encontra no Anexo A deste trabalho. Com isso, as deflexões relativas às direções x e y foram obtidas.

$$\bar{\delta}_x = 0,7 \cdot \left(\frac{318,4 \cdot 1300^3}{48 \cdot 200000 \cdot 186500} \right) = 0,27 \text{ mm} \leq 5 \text{ mm}$$

$$\bar{\delta}_y = 0,7 \cdot \left(\frac{318,4 \cdot 1300^3}{48 \cdot 200000 \cdot 413000} \right) = 0,12 \text{ mm} \leq 5 \text{ mm}$$

Como pode ser observado, tanto as tensões quanto as deflexões encontram-se dentro do limite estabelecido pela norma. Com isso, a Figura 35 mostra as tensões de Von Misses atuantes nas guias.

Figura 35 – Análise de tensões das guias



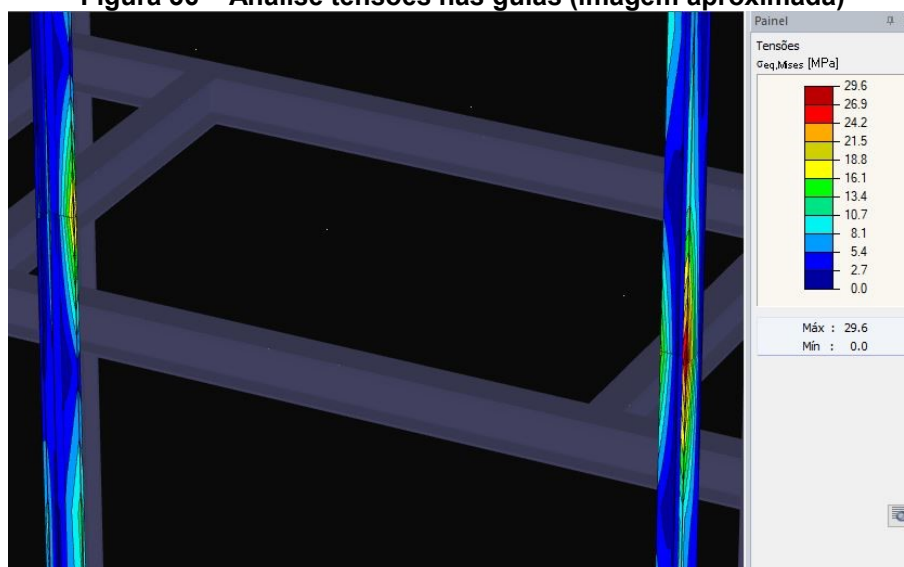
Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

A partir da Figura 35, nota-se que a maior tensão atuante é muito menor que a tensão admissível exigida pela NBR 16042.

$$\sigma_{\text{mises}} < \sigma_{\text{escoamento}}$$

$$29,6 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa}$$

A Figura 36 mostra, de forma ampliada, o local onde das máximas tensões atuam. De modo prático, as máximas tensões ocorrem entre as corredeiras do elevador, quando os freios são acionados.

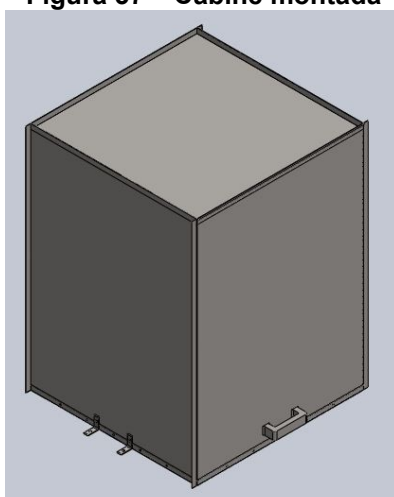
Figura 36 – Análise tensões nas guias (imagem aproximada)

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

4.2 MONTAGEM DA CABINE

Por não sofrer solicitações de esforços e deformações elevadas, a estrutura da cabine não foi analisada estruturalmente, uma vez que a maior parte desses esforços são transmitidos para a estrutura de elevação, que foi analisada anteriormente.

O painel do piso possui uma espessura de 2 milímetros, enquanto que o restante dos painéis possui uma espessura de 1 milímetro. A união entre os painéis que formam a cabine foi feita com parafusos. A Figura 37 ilustra a montagem dos painéis, formando a cabine.

Figura 37 – Cabine montada

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS PARAFUSOS DA ESTRUTURA DE SUSTENTAÇÃO

É importante frisar que os parafusos que sofreram os maiores esforços são aqueles fixados nas vigas inferiores da estrutura de sustentação, uma vez que a carga é transferida para elas durante o deslocamento vertical. Deste modo, os parafusos que unem as chapas da cabine não sofreram grandes esforços, assim como o piso da cabine e seu suporte, uma vez que foram fixados nas vigas inferiores.

Sendo a carga nominal do monta-cargas de 150kg, e com o peso da cabina obtido através do Software Solidworks, junto com o peso da viga selecionada para a estrutura, é possível calcular a força atuante na viga:

$$F = \frac{150+40}{2} + 5,2 = 100,2 \text{ kg} = 100,2 * 9,81N \cong 983N$$

A partir da força, é possível encontrar o valor dos esforços internos da viga:

$$V = \frac{983}{2} = 491,5N$$

$$M = \frac{983}{2} * (0,574) \cong 282N.m$$

Com isso, a força cortante e o momento fletor podem ser obtidos, respectivamente:

$$F_V = \frac{491,5}{4} \cong 123N$$

$$F_M = \frac{320}{4*0,024} = 2.938,7N \cong 2.940N$$

Já a soma entre a força cortante e o momento fletor corresponde a força resultante, neste caso, considerando os parafusos que sofrem maiores solicitações, ou seja, os que estão mais próximos da extremidade da viga:

$$F_R = 123 + 2.940 = 3.063 \cong 3,1kN$$

Com o valor obtido da força resultante admite-se a tensão de cisalhamento (τ), para o modelo de parafuso M8 com as dimensões definidas na Tabela 7:

$$\tau = \frac{3063}{32,8} \cong 93,4MPa$$

Com base na Tabela 8, a qual fornece valores de resistências mínimas por categoria de vários de modelos de parafusos, optou-se por escolher a categoria de propriedade 5,8. Deste modo, o coeficiente de segurança do parafuso pode ser obtido:

$$FS = \frac{380}{93,4} \cong 4,1$$

Sendo a resistência mínima de prova de 380MPa, tem-se um fator de segurança 4,1, em outras palavras, os parafusos desta categoria possuem uma tensão 4 vezes maior que a tensão encontrada de 93,4MPa, aproximadamente.

Também foi necessário calcular o distanciamento mínimo entre os parafusos e entre os parafusos e a borda das vigas:

O espaço mínimo entre os parafusos:

$$3 \times 8 = 24 \text{ mm}$$

O espaço entre as bordas:

$$1,75 \times 8 = 14 \text{ mm}$$

O furo na chapa:

$$8 + 1,5 = 9,5 \text{ mm}$$

A espessura das junções das chapas, onde os parafusos serão fixados, será:

$$2,7 + 2,7 = 5,4 \text{ mm}$$

4.4 VERIFICAÇÃO DO CABO DE AÇO

4.4.1 Força no Cabo

Em princípio, vale ressaltar que os fabricantes atribuem as especificações referentes aos seus produtos, neste caso os cabos de aço, portanto é necessário relacioná-las com as especificações deste projeto. Para a escolha do cabo, que melhor se enquadra no projeto, é necessário considerar a força máxima do sistema, como discutido na seção 3.5.1.

$$F = (150 + 75) \times 9,81$$

$$F = 2208 \text{ N}$$

A massa do carro é o somatório da massa da cabine e da estrutura de sustentação, sendo que o valor foi obtido com o auxílio do *software SolidWorks*.

Como na força estática não é considerado a inércia do sistema e, sabe-se que para romper a inércia do repouso é necessária uma aceleração/desaceleração, foi necessário adotar uma velocidade padrão e o tempo de aceleração e retardamento. Segundo Moreira (2017), a velocidade média entre os monta-cargas encontrados no mercado está em torno de 0,35 m/s, que será a velocidade adotada para o projeto. Com isso, se tratando de um elevador lento, o tempo de aceleração e retardamento é relativamente baixo, neste caso, adotou-se o tempo de 1 segundo.

$$a = 0,35 \text{ m/s}^2$$

Por fim, obteve-se a força máxima do sistema:

$$F_{\text{máx}} = (225 \times 0,35) + 2208$$

$$F_{\text{máx}} = 2290 \text{ N} \cong 233,1 \text{ kgf}$$

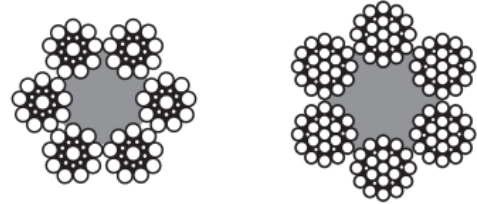
4.4.2 Fator de Segurança do Cabo

Como citado na subseção 3.4.2, a NBR 14712 exige que os cabos de aço tenham um coeficiente de segurança de no mínimo 7, sendo assim é possível obter a carga máxima de ruptura do cabo.

$$F_u = 16030 \text{ N} = 1634 \text{ kgf}$$

Para o projeto, optou-se por utilizar cabo de aço com alma de fibra, uma vez que possuem maior flexibilidade quando comparados aos cabos com alma de aço. Será utilizado o cabo 6x25 Filler, que pertence à classe 6x19, sendo que esta classe possui boa resistência a flexão e boa resistência à abrasão. Dentre os cabos desta classe disponíveis no mercado, o que melhor se enquadra nas especificações deste projeto, com diâmetro mínimo de ¼" apresenta uma carga de ruptura mínima de 2,50 tf, o qual supera a carga de ruptura calculada.

Figura 38 – Especificação do cabo de aço 6x25 Filler



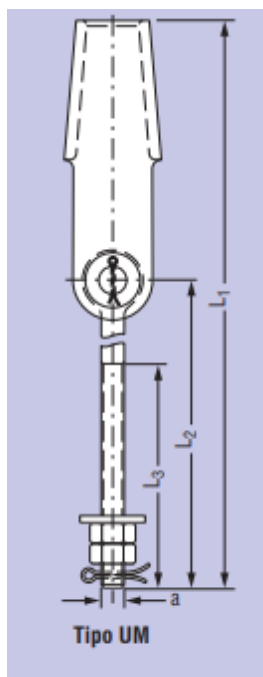
Diâmetro		Carga de Ruptura Min. (tf)	Massa Aprox. (tf)
mm	pol		
6,4	1/4"	2,50	0,142

Fonte: Adaptado de CIMAF (2012)

4.4.3 Fixação do Cabo de Aço

Com a especificação do cabo a ser utilizado no projeto, tornou-se possível selecionar e especificar o tipo de tirante e soquete que fixa o cabo na estrutura de sustentação, do fabricante PfeiferDrako. O modelo a ser utilizado no projeto é representado pela Figura 39 e as dimensões selecionadas fornecidas pela Tabela 18.

Figura 39 – Representação soquete e tirante



Fonte: Catálogo PfeiferDrako (2011)

Tabela 18 – Tamanho do soquete e tirante

Diâmetro do Cabo (mm)	a (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	L ₃ (mm)	Peso (kg)
6 – 8	M12	450	320	150	0,780

Fonte: Adaptado de Catálogo PfeiferDrako (2011)

4.5 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR

Como discutido na seção 3.5, o tambor está diretamente relacionado ao diâmetro do cabo, e seguindo os diâmetros recomendados mostrados na Tabela 10, tem-se:

$$\varnothing_{\text{tambor}} = 166,4 \text{ mm}$$

O valor mínimo para o diâmetro do tambor é de 166,4mm. Entretanto a NBR 11375 exige adotar um diâmetro nominal padronizado, sendo imediatamente superior ao diâmetro recomendado. Assim, optou-se por um tambor com diâmetro de 200mm a ser utilizado no projeto.

A partir do diâmetro do tambor adotado, pode-se obter o número de voltas que o cabo dará em torno dele.

$$N_{\text{voltas}} \cong 12 \text{ voltas}$$

Das 12 voltas, 2 voltas serão fixas, para que a fixação do cabo de aço fique isenta de qualquer força de tração.

Como complemento deste tópico, foi realizado o dimensionamento do eixo para o tambor que se encontra no Apêndice B do trabalho.

4.6 ESPECIFICAÇÃO DA MÁQUINA DE TRAÇÃO

Para a especificação da máquina de tração, é conveniente lembrar que a velocidade do carro selecionada é de 0,35 m/s, e que o diâmetro do tambor (discutido na seção anterior, 4.5) é de 200mm, enquanto que a carga deslocada, (presente na subseção 4.4.1) é de 2290 N (233,1 kgf).

4.6.1 Torque do Sistema

$$T_{\text{çamento}} \cong 250 \text{ N.m} \cong 25,5 \text{ kgfm}$$

Este é o torque entre a conexão do redutor com o tambor.

4.6.2 Potência do Sistema

Primeiramente, é necessário obter a velocidade angular do sistema, discutido na subseção 3.6.2.

$$\omega = 0,35 / \left(\frac{0,2}{2}\right) = 3,5 \text{ rad/s} \cong 33 \text{ rpm}$$

Com isso, a potência do sistema pode ser obtida:

$$P = 3,5 \times 250 \cong 0,875 \text{ kW}$$

A partir dos resultados encontrados, juntamente com uma análise de catálogos de fabricantes, optou-se por utilizar um moto-redutor, sendo que o melhor

se adequou ao projeto foi o motorreductor Conimax WCG20, de eixos ortogonais, da WEG. A rotação nominal do motor é de 1750 rpm, com uma potência de 1,1 kW e frequência de 60Hz. É possível visualizar as dimensões do motorreductor no Anexo A.

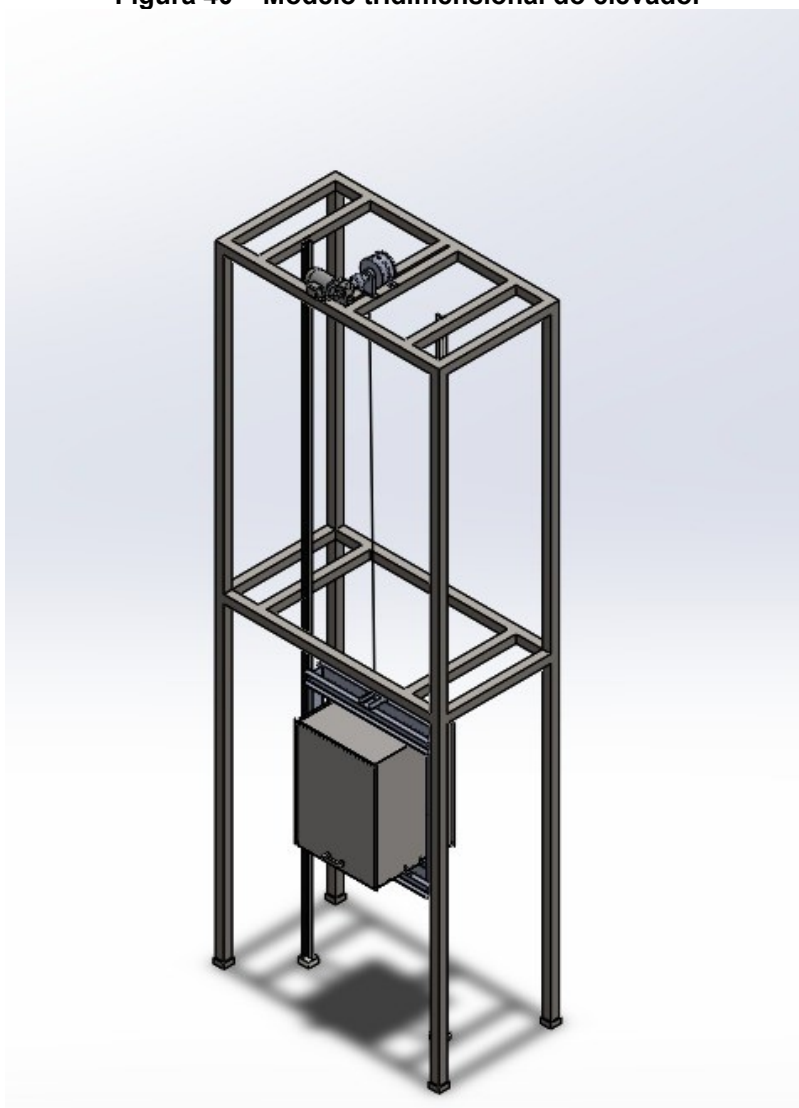
Tabela 19 – Especificação do motorreductor WCG20

Modelo	Rotação de Saída (rpm)	Torque de Saída (Nm)	Relação de Redução	Fator de Serviço	Peso Total (kg)
N04333	39,83	264	43,93	1,52	45,20

Fonte: Adaptado de Catálogo WEG

Por fim, um modelo tridimensional completo do elevador foi gerado, como mostra a Figura 40.

Figura 40 – Modelo tridimensional do elevador



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

5 CONCLUSÕES

A problemática em dimensionar um elevador do tipo monta-cargas entre dois pavimentos, mostrou-se bastante abrangente, desde o conhecimento sobre o funcionamento do equipamento, assim como cada parte que o constitui e os termos empregados a elas, e o uso de normas ABNT fundamentais para uma construção e instalação segura de elevadores de carga. Também foi possível notar, no decorrer do projeto, a necessidade de conhecimentos prévios, como resistência dos materiais, elemento de máquinas e projeto de componentes, por exemplo.

Os resultados obtidos pela análise estrutural se mostraram satisfatórios, uma vez que as máximas tensões atuantes nas estruturas foram muito inferiores quando comparadas às tensões de escoamento (no caso da estrutura de elevação) e admissíveis (no caso das guias), o que por sua vez, atendem as especificações das normas NBR 8681 e NBR 16042.

Quanto ao dimensionamento dos parafusos utilizados na estrutura de sustentação, a escolha foi feita considerando um fator de segurança de 4. A especificação do cabo de aço, como a própria NBR 14712 exige, foi feita considerando um fator de segurança de 7, sendo que o cabo selecionado ainda pode suportar uma carga 0,53 vezes maior quando comparada com a carga de 1,63 toneladas. O dimensionamento do tambor foi realizado a partir do diâmetro do cabo selecionado, sendo que a NBR 11375 exige adotar um diâmetro nominal padronizado, com isso optou-se por um tambor com diâmetro de 200mm, estando dentro do limite recomendado, de modo a otimizar a vida útil do cabo de aço.

Por fim, como foi optado por não utilizar um contrapeso, o movimento do carro se dá pelo enrolamento do cabo de aço no tambor, o qual recebe uma rotação vinda do motorreductor. Neste caso, para selecionar o motorreductor, utilizou-se conhecimentos prévios da disciplina de projeto de componentes, com isso o modelo N04333 foi selecionado, sendo ele capaz de suportar uma carga nominal maior que a do projeto, evitando que ocorram falhas decorrentes de utilização.

Como sugestão para trabalhos futuros, este projeto pode ser adaptado e aplicado em qualquer empresa que tenha necessidades de logística que opte por utilizar um monta-cargas. Também pode ser realizado um projeto, utilizando este como base, de um elevador de cargas (com capacidade superior a 300kg).

REFERÊNCIAS

ABNT. **NBR 11375 – Tambor Para Cabo de Aço**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 1989.

ABNT. **NBR 14712 – Elevadores Elétricos – Elevadores de Carga, Monta-cargas e Elevadores de Maca – Requisitos de Segurança para Projeto, Fabricação e Instalação**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 2001.

ABNT. **NBR 16042 – Elevadores Elétricos de Passageiros – Requisitos de Segurança para Construção e Instalação de Elevadores Sem Casa de Máquinas**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 2012

ABNT. **NBR NM 196:99 – Elevadores de Passageiros e Monta-Cargas – Guias para Carros e Contrapesos**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 1999.

ABNT. **NBR NM 207:1999 – Elevadores Elétricos de Passageiros – Requisitos de Segurança para Construção e Instalação**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 1999.

ABNT. **NBR 6118 – Projeto de Estruturas de Concreto – Procedimento**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 2014.

ABNT. **NBR 8681 – Ações e Segurança nas Estruturas – Procedimento**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.I.]. 2004

AMORIM, André G. A. **Projeto de Elevador Residencial**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.

ARI CABOS Disponível em: <https://www.aricabos.com.br/blog/lacos-com-grampos-quando-pode-ser-utilizado/>. Acesso em: 20 ago. 2019.

CARNEVSKIS. Disponível em: carnevskis.com/product-page/tirante-para-cabos-de-aco-elevadores-plataformas. Acesso em 20 ago. 2019.

CIMAF. **Manual Técnico de Cabos**. 2012. Disponível em: <http://liftec.com.br/downloads#manual-cimaf>. Acesso em: 20 ago. 2019.

COOK, Robert D. **Finite Element Modeling for Stress Analysis**. 1ª. ed. United States: John Wiley & Sons, Inc., 1995.

Dlubal RFEM: **Software de Análise Estrutural de Construções**. Versão 5.23.01

FÁBRICA DO PROJETO. **Elevador Monta Carga Cap 60Kg Para Restaurante**. Disponível em: <https://www.fabricadoprojeto.com.br/2020/02/projeto-solicitado-elevador-monta-carga-cap-60kg-para-restaurante-finaliza-dia-10-fev-20/>. Acesso em: 10 de nov. de 2020.

FILHO, Flávio de Marco. **Cabos de Aço**. 2002. Disponível em: <https://docplayer.com.br/78505871-3-cabos-de-aco-3-1-introducao.html>. Acesso em: 09 mai. 2019.

GERDAU. **Catálogo Perfis Estruturais Gerdau – Informações Técnicas**. Disponível em: https://www2.gerdau.com.br/catalogos-e-manuais?gclid=CjwKCAiAsIDxBRAsEiwAV76N8-acd0K3tnFoMoFoYNS2WuwvjKkyGiNva6a0DbwM39_PxHIQwi-mmRoCyn4QAvD_BwE. Acesso em: 15 jan. 2020.

KLEINA, Mário S. M.; CASEKER, Milena P. **Instabilidade por Distorção de Perfis de Aço Formados a Frio, Avaliação Analítica e Experimental**. Trabalho Final de Curso de Graduação (Engenharia Civil) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

MACHADO, Leonardo Cardoso. **Elevador para Deslocamento de Pequenas Cargas**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2016.

METARO SOLUÇÕES PARA MOVIMENTAÇÃO E ERGONOMIA. **Logística: melhora resultados com um elevador monta carga**, Erechim, 28 de jan. 2020. Disponível em: <https://metaro.com.br/2020/01/28/logistica-melhora-resultados-com-um-elevador-monta-carga/>. Acesso em: 12 nov. 2020.

MOREIRA, Rafael Avelar César. **Projeto de Elevador Monta-Cargas para Uso Hospitalar**. 2017. Projeto de Graduação (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Brasília, 2017.

NISBETT, J. Keith; BUDYNAS, Richard G. **Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª. ed. São Paulo: AMGH Editora Ltda, 2014.

PERES, Miguel Sarmento. **Estabilidade de Colunas de Nós com Deslocamentos Parcialmente Restringidos**. 2011. Dissertação (Mestrado em Estruturas) – Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, 2011.

PFEIFER CABOS DE AÇO E SISTEMAS DE IÇAMENTO LTDA. **Catálogo Produtos Para Elevadores**. Rio de Janeiro, 2011. Disponível em: http://www.pfeifer-brasil.com/fileadmin/user_upload/brasil_doc/download/aufzugtechnik/Cabos-de-elevadores-para-aplicacoes-padrao_2011-08-pt.pdf. Acesso em: 20 jan. 2020.

PFEIL, Walter; PFEIL, Michèle. **Estruturas de Aço – Dimensionamento Prático de Acordo com a NBR 8800:2008**. 8ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

RAMOS, Mariana F.; SILVA, Raphael P. **Elevador de Transporte de Pessoas Para o Prédio Garagem da Faculdade Redentor**. 2017. Projeto de Graduação (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Faculdade Redentor, Itaperuna, 2017.

REIS, António; CAMOTIM, Dinar. **Estabilidade Estrutural**. 1ª. ed. Lisboa: McGraw-Hill, 2000.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. 1ª. ed. Rio de Janeiro: Livros Científicos Editora L.T.D.A., 1976.

SOLIDWORKS. Versão 2018. Estados Unidos: Solidworks Corporation, 2018.

NISBETT, J. Keith; BUDYNAS, Richard G. **Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª. ed. São Paulo: AMGH Editora Ltda, 2014.

SILVA, Valdir Pignatta. **Dimensionamento de Estruturas de Aço**. 2012. Apostila para a Disciplina de Estruturas Metálicas e de Madeira. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

SIVA CABOS DE AÇO. Grampos para Cabos de Aço. Disponível em: <https://www.siva.com.br/grampos-cabos-aco>. Acesso em 20 de Agosto de 2019.

TELES, B. O.; JÚNIOR, P. H. D.; QUINAN, T. B. **Avaliação da Estabilidade Global em Estruturas de Aço**. 2016. Monografia. Graduação em Engenharia Civil. Universidade Federal de Goiás, Goiânia, 2016.

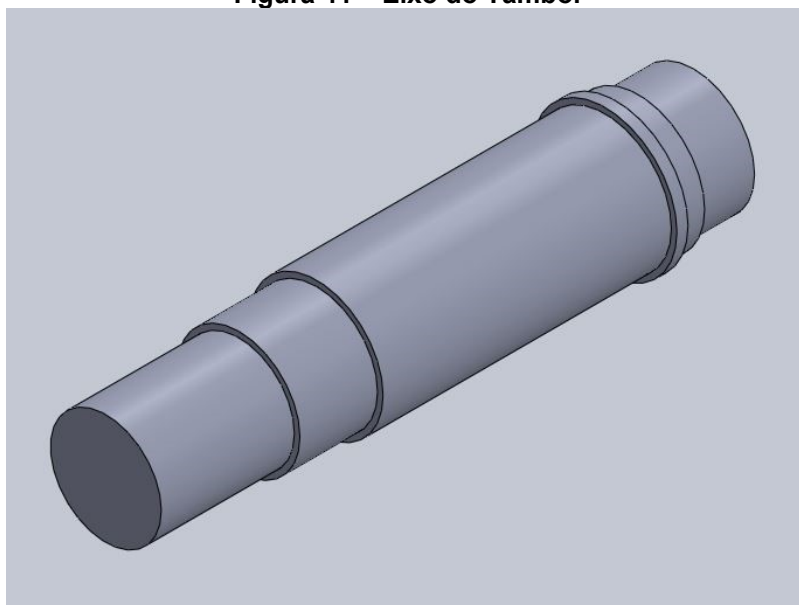
THUR ELEVADORES. Elevadores Monta Carga até 300 kg. Disponível em: <https://www.thurelevadores.com.br/monta-carga.php>. Acesso em 07 de Junho de 2019.

WEG. **WCG20 – Motorreductores até 18000Nm**. Disponível em: <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/hdc/h8a/WEG-cestari-motorreductor-WCG20-folder-03-2019-1000-portugues-br.pdf>. Acesso em 03 de Fevereiro de 2020.

APÊNDICE A – DIMENSIONAMENTO DO EIXO DO TAMBOR

Este apêndice apresenta os cálculos para o dimensionamento do eixo do tambor, sendo o eixo representado pela Figura 41.

Figura 41 – Eixo do Tambor

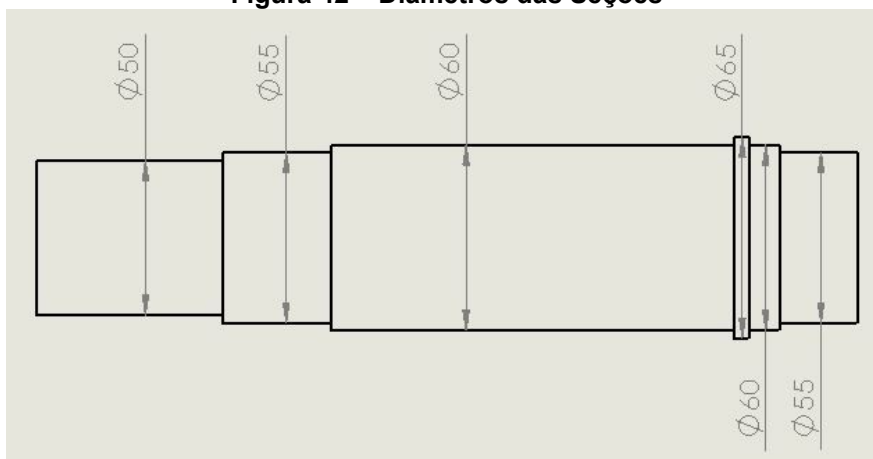


Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

O eixo foi dimensionado com auxílio do software Autodesk Inventor, utilizado para projetos mecânicos 3D, que permite avaliar o comportamento mecânico do projeto. Entretanto, para que a avaliação do eixo fosse feita, alguns fatores foram definidos, como o diâmetro de cada seção, forças que atuam sobre o eixo e o material utilizado.

Na Figura 42 os diâmetros iniciais sugeridos de cada seção são especificados, sendo que no diâmetro de 50 milímetros é montado um acoplamento que liga o eixo do tambor com o eixo de saída do motorreductor, enquanto que na seção de 60 milímetros fica alocado o tambor. Já nas seções de 55 milímetros foram alocados dois rolamentos.

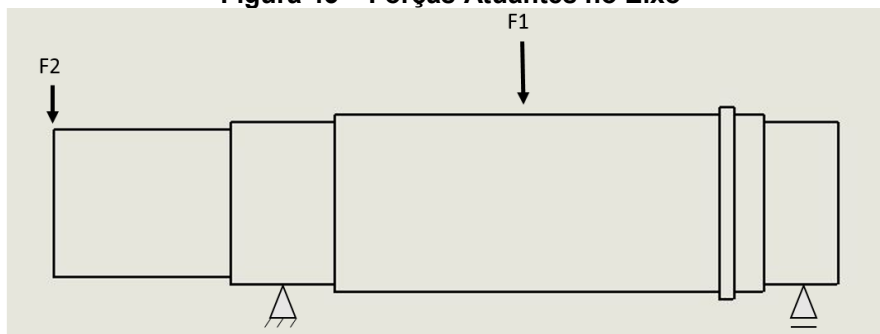
Figura 42 – Diâmetros das Seções



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

As forças que atuam no eixo são as exercidas pelo peso do acoplamento somado ao peso total resultante do tambor, cabos, carro e carga útil transportada, como mostra a Figura 43.

Figura 43 – Forças Atuantes no Eixo



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

F_1 foi determinado utilizando a Equação 35.

$$F_1 = (M_t + M_c + M_e + M_c) \times (9,81 + a) \cong 2700N \quad (35)$$

Onde

M_t é a massa do tambor [kg];

M_c é a massa do cabo de aço [kg];

M_e é a massa das estruturas metálicas que constituem o conjunto carro [kg];

M_c é a carga útil [kg];

a é a aceleração do monta cargas [m/s^2].

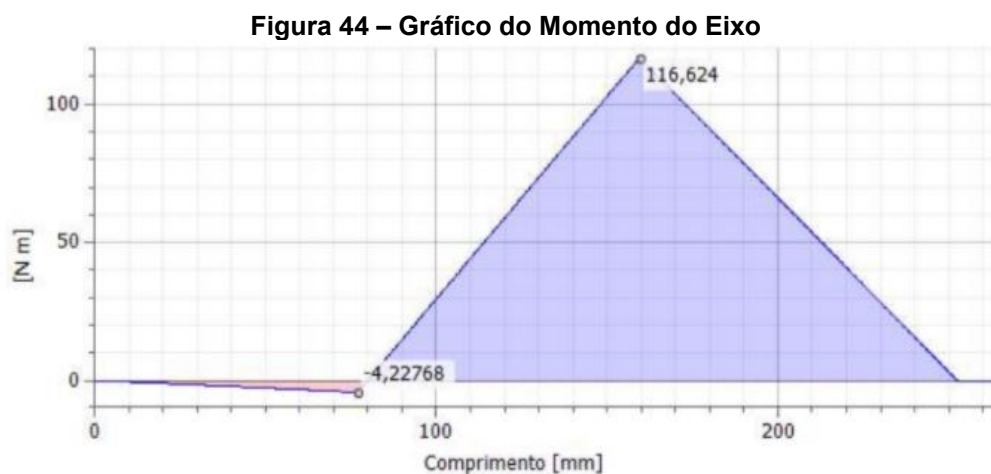
Enquanto que F_2 é determinada pela Equação 36.

$$F_2 = M_{\text{acop}} \times 9,81 \cong 50\text{N} \quad (36)$$

Em que

M_{acop} é a massa do acoplamento que conecta o eixo do tambor ao eixo de saída do motorreductor.

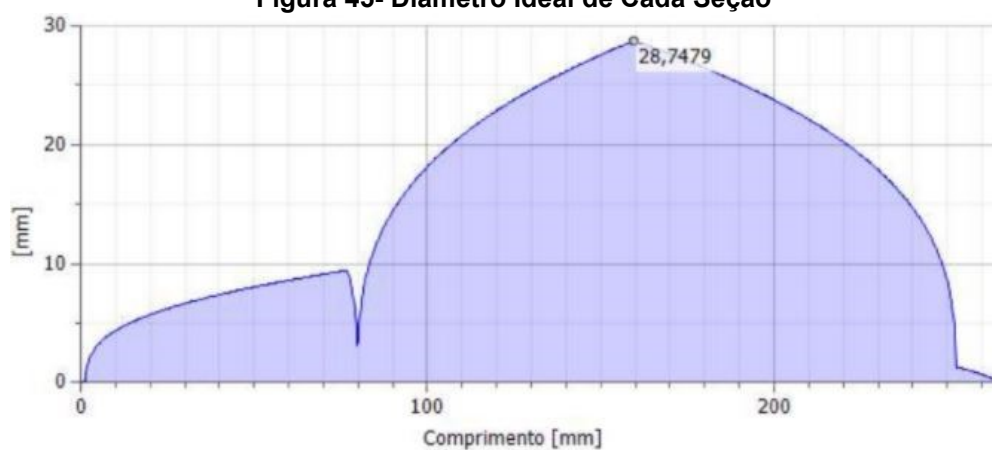
Tendo definido estes fatores, foi possível obter através do software o gráfico de momento, como mostra a Figura 44.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

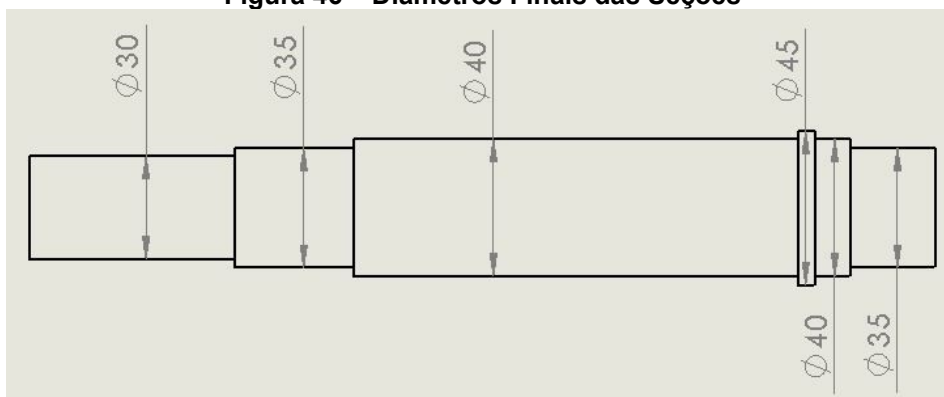
É de extrema importância ter conhecimento dos momentos atuantes no eixo, uma vez que o momento em cada seção é uma das variáveis necessárias para obter o diâmetro ideal da própria seção. Nota-se, pela Figura 44, que o maior momento encontra-se onde o tambor foi montado, logo, esta seção precisa possuir um diâmetro maior. Por outro lado, nas extremidades o momento é aproximadamente zero, portanto, o diâmetro da seção precisa ser menor.

Os diâmetros iniciais foram sugeridos de modo a garantir ausência de falhar, uma vez que, o diâmetro ideal para a seção do tambor, sugerido pelo Inventor, é a muito menor que estas sugestões, como mostra Figura 45.

Figura 45- Diâmetro Ideal de Cada Seção

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Conseqüentemente, visando uma redução de custos, optou-se por utilizar um eixo com diâmetros menores, representado pela Figura 46.

Figura 46 – Diâmetros Finais das Seções

Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2020)

Tabela 21 – Características Técnicas das Guias

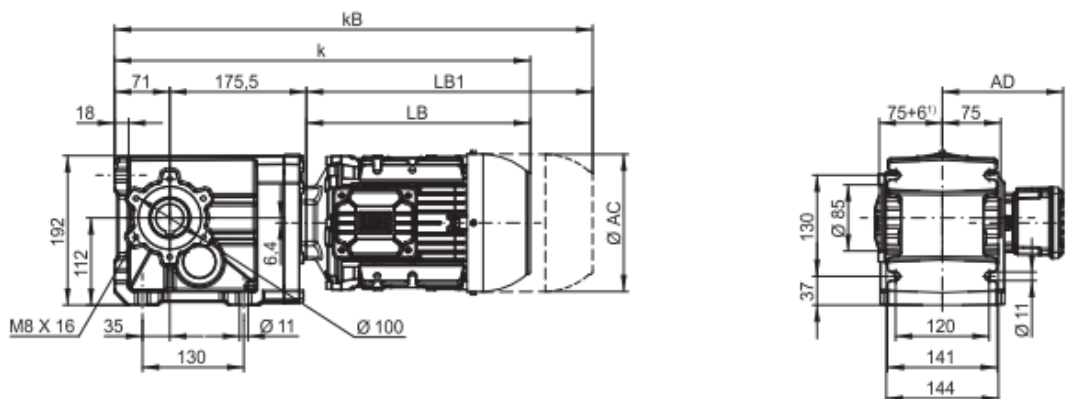
Designación ¹ / Designação ¹	S	q _r	e	I _{xx}	W _{xx}	i _{xx}	I _{yy}	W _{yy}	i _{yy}
	cm ²	kg/m	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
T 45/A	4,25	3,34	1,31	8,08	2,53	1,38	3,84	1,71	0,95
T 50/A	4,75	3,73	1,43	11,24	3,15	1,54	5,25	2,10	1,05
T 70-1/A	9,51	7,47	2,04	41,30	9,24	2,09	18,65	5,35	1,40
T 70-2/A	10,52	8,26	2,02	47,43	9,63	2,12	23,13	6,61	1,48
T 75-1/A	7,98	6,26	1,76	24,60	6,58	1,76	15,60	4,17	1,40
T 75-2/A	10,12	7,95	1,81	37,32	8,49	1,92	26,12	6,97	1,61
T 75-3/A-B	10,99	8,63	1,86	40,35	9,29	1,92	26,49	7,06	1,55
T 82/A-B	10,90	8,55	1,98	49,40	10,20	2,13	30,50	7,40	1,67
T 89/A-B	15,70	12,30	2,02	59,52	14,25	1,95	52,40	11,8	1,83
T 90/A-B	17,25	13,55	2,61	102,0	20,87	2,43	52,60	11,8	1,75
T 125/A-B	22,83	17,90	2,43	151,0	26,20	2,57	159	25,4	2,64
T 127-1/B	22,64	17,77	2,75	186,2	30,40	2,87	148	23,4	2,56
T 127-2/A-B	28,63	22,48	2,47	198,4	30,90	2,63	230	36,2	2,83
T 140-1/B	35,20	27,60	3,24	404	53,40	3,39	310	44,3	2,97
T 140-2/B	43,22	33,92	3,47	457	68,00	3,25	358	51,2	2,88
T 140-3/B	58,57	46,00	4,38	953	114,6	4,03	486	69,4	2,88

¹ A = trefilada; B = mecanizada / usinada

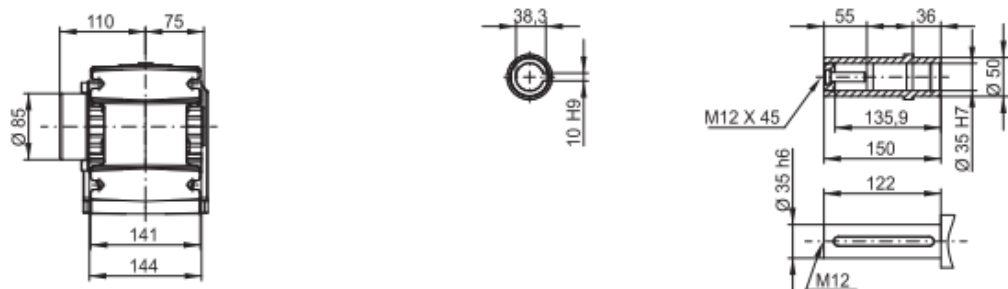
ANEXO B – DESENHO DIMENSIONAIS DO MOTORREDUTOR



N04 - Execução por pés

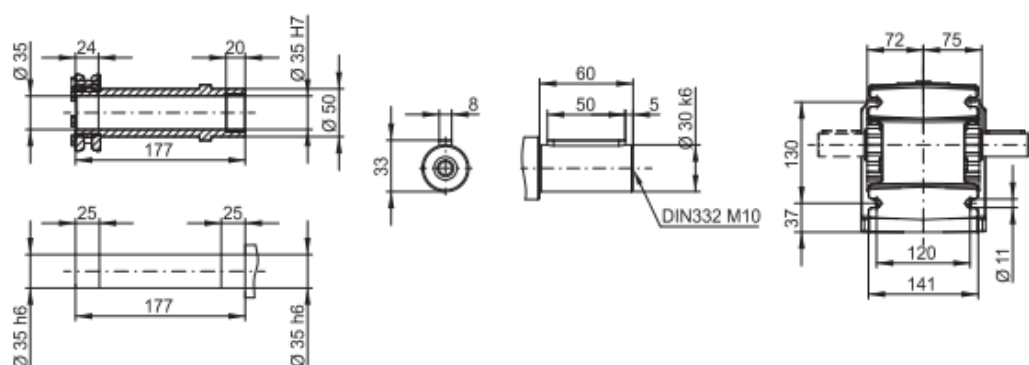


N04 - Com disco de contração



¹⁾ Dimensão com tampa de proteção do eixo vazado

N04 - Com eixo de saída integral



Dimensão do motorreductor	63	71	80	90S/L	100L	L100L	112M
AC	126	141	159	178	199	199	221
AD	128	136	145	155	165	165	185
k	451	485	493	535	585	623	595
kB	495	534	551	608	669	707	682
LB	204	238	246	288	338	376	348
LB1 ²⁾	248	287	304	361	422	460	435

²⁾ Dimensões do motor com freio ou contra recuo.