

**UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS
ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FELIPE MAVIGNIER DE ALENCASTRO GRAÇA

PROJETO DE ELEVADOR DE CARGAS INDUSTRIAL

MANAUS
2022

FELIPE MAVIGNIER DE ALENCASTRO GRAÇA

PROJETO DE ELEVADOR DE CARGAS INDUSTRIAL

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Superior de Tecnologia – EST da Universidade do Estado do Amazonas – UEA como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Arlindo Pires Lopes

MANAUS
2022

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Sistema Integrado de Bibliotecas da Universidade do Estado do Amazonas.

D278pp Alencastro Graça , Felipe Mavignier de
Projeto de Elevador de Cargas Industrial / Felipe
Mavignier de Alencastro Graça . Manaus : [s.n], 2022.
102 f.: color.; 297 cm.

Engrnharia Mecânica - Universidade do Estado do
Amazonas, Manaus, 2022.

Inclui bibliografia

Orientador: Arlindo Pires Lopes

1. Elevadores. 2. Elevador de carga. 3.
Dimensionamento. 4. MEF. 5. Elementos finitos. I.
Arlindo Pires Lopes (Orient.). II. Universidade do Estado
do Amazonas. III. Projeto de Elevador de Cargas Industrial

Elaborado por Jeane Macelino Galves - CRB-11/463

FELIPE MAVIGNIER DE ALENCASTRO GRAÇA

PROJETO DE ELEVADOR DE CARGAS INDUSTRIAL

Este trabalho de conclusão de curso o foi considerado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas (UEA) e aprovado em sua forma final pela comissão examinadora.

Manaus, 21 de outubro de 2022.

Banca Examinadora:

Orientador: Prof. Dr. Arlindo Pires Lopes

Prof. Dr. Gilberto Garcia del Pino

Prof. Dr. João Evangelista Neto

RESUMO

Este trabalho apresenta o dimensionamento de um elevador de cargas convencional com capacidade para 1000kg a ser instalado numa indústria para a movimentação de cargas entre o térreo e um mezanino com requisitos baseados em um memorial descritivo real. Realiza-se uma breve exposição sobre máquinas de elevação e transporte, resistência dos materiais, motores elétricos e normas relacionadas.

Dimensionou-se a cabina, contrapeso, cabos de aço, polias, máquina de tração, guias e equipamentos de segurança de acordo com a NBR14712:2013 e demais normas referenciadas. Juntamente ao elevador, projetou-se uma estrutura independente de modo a suportar todo o carregamento da máquina e envolver a caixa de corrida do mesmo além de prover uma estimativa de custos para ambos. Fez-se o uso de análises estáticas por meio do método dos elementos finitos para a validação estrutural de componentes como cabina, contrapeso e estrutura independente.

Palavras-chave: Elevadores, elevador de carga, dimensionamento, sistema de tração, elementos finitos, MEF.

ABSTRACT

This paper presents the design of a geared traction driven freight elevator of 1000kg capacity to be installed inside an industrial building for cargo movement between the ground floor and a mezzanine according to client's requirements based on a real descriptive memorandum from a request. A brief exposition about lifting and transporting machines, strength of materials, electric motors and related design codes.

Cabin, counter-weight, steel ropes, sheaves, pulleys, traction machine, guide rails and safety devices were designed following the NBR14712:2013 and its related codes. Together with the elevator design an independent steel structure was also designed to support the whole machine's weight and enclose the elevator's pit. The project's cost was also estimated for both. Finite element analysis (FEA) was used to verify the cabin, counter-weight and independent structure and validate the designs.

Keywords: Elevators, freight lift, cargo elevator, design, traction system, finite element analysis, FEA.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 Elevador elétrico convencional com caixa redutora à esquerda, Elevador convencional sem caixa redutora à direita. _____	16
Figura 2-2 Elevadores hidráulicos de acionamento direto e indireto respectivamente _____	17
Figura 2-3 Componentes básicos de um elevador elétrico convencional. _____	18
Figura 2-4 Motor gearless. _____	19
Figura 2-5 Perfil Guia de Elevador _____	19
Figura 2-6 Freio de segurança para elevadores. _____	20
Figura 2-7 Diagrama de um freio instantâneo tipo rolete. _____	21
Figura 2-8 Limitadores de velocidade. _____	22
Figura 2-9 Arranjo de um limitador de velocidade. 1 é o cabo de aço utilizado. 2 é a polia acionadora do limitador. 3 é a polia de desvio. 4 é a fixação com a cabina. _____	22
Figura 2-10 Mecanismo de um limitador de velocidade em detalhes. _____	23
Figura 2-11 Diagrama tensão-deformação. _____	24
Figura 2-12 Relação de momento fletor e linha elástica em vigas. _____	25
Figura 2-13 Tipos de motores elétricos. _____	26
Figura 2-14 Motor de indução trifásico. _____	27
Figura 2-15 Curva conjugado x Rotação. _____	28
Figura 2-16 Curvas conjugado X Velocidade por categoria. _____	29
Figura 2-17 Torque para acionamentos envolvendo forças gravitacionais e linha de torque x rotação. _____	29
Figura 2-18 Componentes de um motorreductor. _____	31
Figura 2-19 Componentes de um motor Gearless. _____	32
Figura 3-1 Local de Instalação, planta do Térreo. _____	36
Figura 3-2 Fluxograma de trabalho _____	37
Figura 4-1 Classificação de elevadores de cargas. _____	39
Figura 4-2 Exemplo armação do carro e plataforma de uma cabina de elevador. _____	42
Figura 4-3 Momento de Giro para elevador de cargas classe C. _____	43
Figura 4-4 Viga bi apoiada com carregamento pontual no centro do vão e seu maior valor de momento fletor. _____	45
Figura 4-5 Padrão de furação à esquerda e representação da cantoneira soldada no perfil da longarina à direita. _____	49

Figura 4-6(a) Viga parafusada em ambas extremidades com carga distribuída. (b) Diagrama de corpo livre deste corpo. (c) Forças resultantes de cisalhamento no grupo de parafusos. _	49
Figura 4-7 Esquema de uma plataforma de elevador de carga típico _____	53
Figura 4-8 Vista isométrica da estrutura das armações do carro e plataforma da cabina. ____	54
Figura 4-9 Paleteira Hidráulica. _____	55
Figura 4-10 Tensões de Von Mises na estrutura da cabina para carregamento distribuído. _	56
Figura 4-11 Deslocamentos na estrutura par carregamento distribuído. _____	56
Figura 4-12 Tensões de von Mises na estrutura da cabina para carregamento concentrado. _	57
Figura 4-13 Deslocamentos na estrutura par carregamento distribuído com deformação aumentada. _____	58
Figura 4-14 Armação do contrapeso. _____	61
Figura 4-15 Tensões de von Mises na estrutura do contrapeso com ampliação das distorções. _____	62
Figura 4-16 Deslocamentos na estrutura do contrapeso com ampliação das distorções. ____	63
Figura 4-17 Tipos de transmissões para elevadores. _____	64
Figura 4-18 Ranhura semicircular recortada à esquerda e ranhura em v recortada à direita. 66	
Figura 4-19 Avaliação de coeficiente de segurança mínimo. _____	67
Figura 4-20 Arranjo do cabo de aço 8 x 19 + alma de fibra Seale 1+9+9. _____	68
Figura 4-21 Diagrama de forças sobre um sistema de polias de amarração dupla. _____	72
Figura 4-22 Geometria da polia motora e polia de desvio. _____	72
Figura 4-23 Máquina de tração modelo YJ240. _____	74
Figura 4-24 Forças sobre as guias em operação de freada. _____	77
Figura 4-25 Distribuição de carga, caso relativo ao eixo x. _____	78
Figura 4-26 Distribuição de carga, caso relativo ao eixo y _____	79
Figura 4-27 Eixos e divisões de um perfil T par guia de elevador. _____	80
Figura 4-28 Tipos de células de carga e local de instalação. _____	86
Figura 4-29 Instalação de células de carga de flexão no cabeçote superior de várias configurações. _____	87
Figura 4-30 Dimensões básicas iniciais da torre autoportante _____	88
Figura 4-31 Diagrama de estrutura analisada no software MASTAN2. _____	89
Figura 4-32 Estrutura autoportante modelada no software SolidWorks, cores diferenciam os perfis metálicos utilizados. _____	90
Figura 4-33 Tensões internas pelo limite superior axial e de curvatura para o primeiro caso. 91	
Figura 4-34 Deslocamentos globais da estrutura para o primeiro caso. _____	92

Figura 4-35 Tensões internas pelo limite superior axial e curvatura para o segundo caso. __	93
Figura 4-36 Deslocamentos globais da estrutura para o segundo caso. _____	94
Figura 4-37 Tensões internas pelo limite superior axial e curvatura para o terceiro caso. __	95
Figura 4-38 Deslocamentos globais da estrutura para o terceiro caso. _____	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 Divisão de fases de um projeto de engenharia.	15
Tabela 3-1 Etapas para metodologia de projeto.	34
Tabela 4-1 Recomendações de dimensões de cabine para elevadores de carga.....	40
Tabela 4-2 Tensões máximas admissíveis em elementos de armação do carro e plataforma e conexões para os aços especificados.	41
Tabela 4-3 Dimensões da cabina para pré-dimensionamento.	44
Tabela 4-4 Tensões admissíveis e fatores de segurança correspondentes para os elementos estruturais com base no aço ASTM A36.	45
Tabela 4-5 Tabela de bitolas de perfil U.	47
Tabela 4-6 Diâmetros e área de roscas de parafusos unificados UNC e UNF.	51
Tabela 4-7 Diâmetros e áreas de roscas métricas de passo fino e passo grosso.....	52
Tabela 4-8 Dimensões e propriedades de Perfis U de chapa dobrada a frio. Fonte: NBR6355	60
Tabela 4-9 Propriedades de seção U 150x100x8, tensão de flexão e flecha máxima para cabeçote superior.	60
Tabela 4-10 Determinação das menores áreas para os parafusos das ligações entre os elementos da armação do contrapeso.	63
Tabela 4-11 Números equivalentes de para polias motoras.	65
Tabela 4-12 Determinação de coeficiente mínimo de segurança. Autoria própria.	67
Tabela 4-13 Diâmetros de cabo e cargas de ruptura mínimas correspondentes para cabo de aço classe 8 x 19 + AF Seale.....	68
Tabela 4-14 Soquetes de cunha simétricos com parafuso de olho de acordo com EN 13411-7.	70
Tabela 4-15 Parâmetros para determinação de potência motora.	74
Tabela 4-16 Propriedades da máquina de tração YJ-240.	75
Tabela 4-17 Parâmetros do sistema de tração modificados para a polia de tração real.	75
Tabela 4-18 Tensões admissíveis para guias de elevador de acordo com a NBR NM 196.	76
Tabela 4-19 Características técnicas dos perfis guias.	76
Tabela 4-20 Verificação de resistência para guia T-125 A.	82
Tabela 4-21 Escolha de molas para os para-choques do carro e contrapeso.....	85
Tabela 5-1 Estimativa de custos para elevador e estrutura autoportante.....	97

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	JUSTIFICATIVA	13
1.2	OBJETIVOS GERAIS	13
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	PROJETO DE PRODUTO	14
2.2	MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE	15
2.2.1	Tipos De Elevadores E Suas Vantagens	15
2.2.2	Principais Componentes	17
2.3	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	23
2.3.1	Tensão X Deformação	23
2.3.2	Diagrama De Corpo Livre	24
2.3.3	Deflexão Em Vigas	25
2.4	MOTORES ELÉTRICOS	26
2.4.1	Conceitos Básicos e Curva de Torque.	26
2.4.2	O Motofreio	30
2.4.3	O Motor <i>Gearless</i>	31
2.5	NORMAS RELEVANTES	32
2.5.1	NBR 14712:2013	33
2.5.2	NBR NM 196:1999	33
2.5.3	NBR NM 207:1999	33
2.5.4	NBR 16042:2012	33
2.5.5	NBR 8800:2008	33
2.5.6	ASME A17.1 - 2016	33
2.5.7	EN 81-20 /EN 81-50	34
3	METODOLOGIA	34
3.1	ESTÁGIO DE DEFINIÇÃO	35
3.2	PROJETO PRELIMINAR	36
3.3	PROJETO DETALHADO	36
3.4	FLUXOGRAMA DE TRABALHO	36
4	DESENVOLVIMENTO DE PROJETO	37
4.1	CABINA	40
4.1.1	Cabeçotes Superior E Inferior	45
4.1.2	Longarinas	47
4.1.3	Ligações Parafusadas	48
4.1.4	Plataforma	52
4.1.5	Simulação Estrutural	54
4.2	CONTRAPESO	59

4.3	SISTEMA DE TRACÇÃO.....	64
4.4	MÁQUINA DE TRACÇÃO.....	73
4.5	GUIAS.....	75
4.5.1	Para O Caso De Atuação Do Freio De Segurança:	77
4.5.2	Para O Caso De Uso Normal, Em Funcionamento:.....	80
4.5.3	Escolha Da Guia E Resultados.....	81
4.6	ITENS DE SEGURANÇA.....	83
4.6.1	Para-choque	83
4.6.2	Limitador De Velocidade E Freio De Segurança	85
4.6.3	Pesador de carga	86
4.7	ESTRUTURA AUTOPORTANTE	87
5	CUSTOS.....	96
6	SÍNTESE CONCLUSIVA E CONSIDERAÇÕES FINAIS	98
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	99
7	BIBLIOGRAFIA	99

1 INTRODUÇÃO

O transporte de cargas entre diferentes alturas é uma necessidade desde o mundo antigo. Pode se afirmar que:

Os inúmeros projetos de máquinas de elevação e transporte são o resultado de uma grande variedade de espécies e propriedades de cargas a serem movidas e da abundância de operações de transportes, sem a qual a produção moderna seria impossível” (RUDENKO, 1976).

Uma destas máquinas é o elevador moderno, máquina que teve papel fundamental na verticalização das cidades após Elisha Grave Otis desenvolver o primeiro dispositivo de segurança anti-quedas, elevando bastante a segurança de tal equipamento (OTIS, 2021).

Os primeiros dispositivos de elevação e transporte surgem com o uso rudimentar de polias, roletes e planos inclinados para o transporte de carga a locais de difícil acesso, tendo-se como exemplo a construção da pirâmide de Quéops no século 21 a.C. Arquimedes (287-212 a.C.), descobridor do princípio da alavanca, desenvolveu uma extensa teoria sobre sistemas de polias para que se pudesse levantar cargas pesadas reduzindo-se a força necessária para erguê-las. Na Roma antiga, o elevador já era conhecido, funcionando por meio de cordas de cânhamo e cabina de madeira, elevadores erguiam gladiadores e feras à pista no coliseu por volta do ano 80 d.C. Até o advento da revolução industrial os meios de tração para estes dispositivos eram manuais, de tração animal ou pela corrente da água dos rios por meio de rodas dentadas.

Após a revolução industrial máquinas a vapor passaram a tracionar os elevadores, com as primeiras gruas movidas a vapor surgindo no começo do século XIX para o transporte vertical de cargas, raramente transportando pessoas. Cerca do ano 1840 introduziu-se o uso de cabos de aço para realizar o esforço de tração, porém acidentes graves envolvendo a ruptura dos mesmos ainda não os tornava uma máquina confiável para o transporte de pessoas. Em 1854, Elisha Grave Otis apresentou ao mundo em uma demonstração pública o primeiro mecanismo de segurança em caso de ruptura de cabos, que impedia a cabine de cair em caso de grave acidente. Após essa evolução os elevadores passaram a se difundir por todo o mundo e permanentemente modificando a paisagem urbana. (MIRAVETE e EMILIO, 2007)

O elevador para o transporte de cargas, como visto, foi bastante utilizado desde a antiguidade continua com amplo uso no mundo atual, seja para aplicações na mineração, construção civil e instalações industriais, seja para o transporte de pequenas cargas em estabelecimentos comerciais. Hoje elevadores possuem diversos tipos de acionamentos

(elétricos com cabo de aço, hidráulicos e até mesmo pneumáticos) e aplicações para transporte de passageiros e de cargas. O projeto, construção, instalação e a manutenção destes equipamentos são sujeitas a várias normas nacionais e internacionais que visam garantir a segurança de operação dos mesmos.

1.1 JUSTIFICATIVA

O seguinte trabalho de justifica pelo fato de elevadores de carga possuírem uma alta demanda em instalações industriais devido a variedade de processos requerem constante transporte de cargas entre mais de um nível de pavimento. Tão importante como suprir esta demanda é realizar o dimensionamento correto de acordo com as normas vigentes de forma a garantir a constante segurança de funcionamento do dispositivo além garantir maior vida útil do equipamento em função do dimensionamento correto. Tal situação proporciona ótimas condições de aplicar conceitos adquiridos em sala de aula e no estágio durante o curso de engenharia mecânica.

1.2 OBJETIVOS GERAIS

Este trabalho se propõe a desenvolver, de acordo com as exigências de um cliente do distrito industrial de Manaus o projeto estrutural e mecânico de um elevador de cargas de capacidade nominal de 1000kg, dimensões capazes de comportar um palete PBR de 1200mm x 1000mm de acordo com as normas de fácil instalação e manutenção. Será buscado o equilíbrio entre custo, desempenho, praticidade e segurança.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar a análise estrutural dos componentes do elevador, com destaque para cabina e contrapeso.
- Dimensionar do sistema de tração, polias e cabos de aço conforme normas.
- Especificar máquina de tração.
- Especificar guias para o carro e contrapeso.
- Especificar equipamentos de segurança necessários.
- Avaliar custos do projeto.
- Realizar modelagem em CAD dos componentes dimensionados e utilizar técnicas de CAE para validação estrutural.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Será apresentada uma revisão de literatura sobre assuntos de competências a serem empregados no trabalho.

2.1 PROJETO DE PRODUTO

Segundo Budynas (2011), projeto consiste da formulação de um plano para atender a uma necessidade ou problema específicos e que resultando em algo concreto deve ser funcional, seguro, confiável, competitivo e próprio para fabricação e comercialização.

As etapas de um projeto podem ser divididas de acordo com (NORTON, 2013) em estágio de definição, estágio do projeto preliminar, projeto detalhado e documentação.

No estágio de definição problema é definido de maneira concisa com base em observação e dados sobre os quais são registradas hipóteses sobre o problema. É nesta fase que se define o escopo do projeto.

O próximo estágio, o de projeto preliminar, também conhecido como o projeto conceitual é quando se tomam as decisões preliminares de projeto que vão definir mais à frente o que será validado mais a frente durante o detalhamento ou modificado após reprovação durante a validação. É dito que 90% das características de um projeto podem ser determinadas nos primeiros 10% de tempo total de projeto durante as ações preliminares. Nesse estágio também são elaborados os croquis do projeto.

Por sua vez, no projeto detalhado são realizadas as validações do que foi decidido durante o projeto preliminar, podem ser utilizados modelos matemáticos, diagramas de corpo livre, elementos finitos e as demais ferramentas que forem necessárias para a correta análise dos elementos do projeto.

Por último a fase de documentação é a que se registra as iterações do projeto, finaliza-se os desenhos detalhados, especificações de materiais e de fabricação. Esta etapa pode inclusive ser realizada em conjunto com as anteriores dada a devida organização. Tal divisão pode ser observada na Tabela 2-1.

Tabela 2-1 Divisão de fases de um projeto de engenharia.

Formulação e cálculo do problema		
1	Definir o problema	Estágio de definição
2	Declarar os dados	
3	Elaborar hipóteses apropriadas	
4	Decisões preliminares do projeto	Estágio do projeto preliminar
5	Croquis do projeto	
6	Modelos matemáticos	Estágio do projeto detalhado
7	Análise do projeto	
8	Avaliação	
9	Documentar resultados	Estágio da documentação

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

2.2 MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE

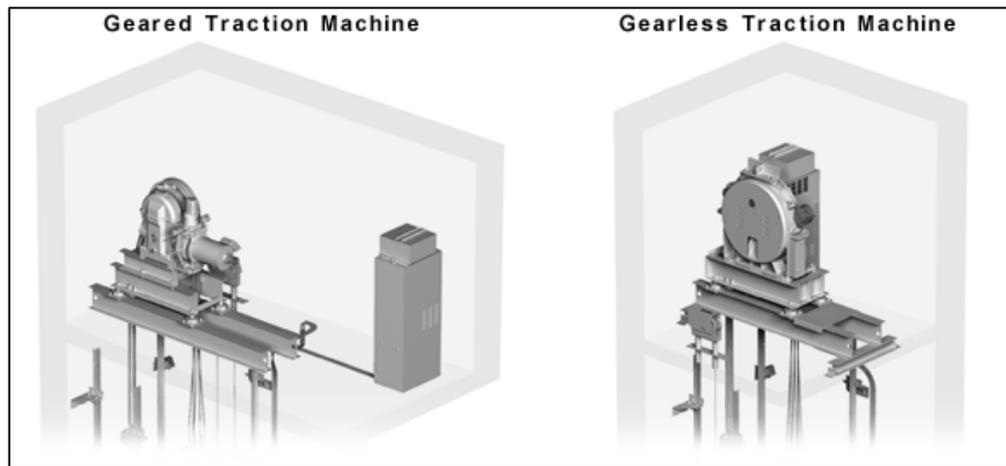
Máquinas de elevação e transporte consistem em todo o tipo de máquina destinado a realizar transporte de objetos e/ou pessoas entre diferentes alturas. Em (RUDENKO, 1976) são divididas em três categorias. A primeira categoria é a de máquinas de elevação: grupo de máquinas com mecanismo de elevação destinado a mover cargas o qual integram maquinário de elevação, guindastes e elevadores. A segunda categoria são os equipamentos de transporte que consistem de transportadores, máquinas de transferência de carga, aparelhos pneumáticos e hidráulicos. Já a terceira categoria são equipamentos de superfície e elevado que podem não ser providos de mecanismo de elevação e que se usualmente manuseia em lotes como carros sem trilho, carros de bitola estreita, aparelhos de manobra e sistemas de vias elevadas.

Elevadores, objeto de estudo deste trabalho são equipamentos destinados exclusivamente ao transporte vertical de cargas e pessoas em uma cabina guiada por trilhos rígidos. Divididos em suas aplicações, de passageiros ou de cargas, sendo este último também subdividido em mais categorias como será abordado no tópico sobre a norma NBR 1471:2013 que trata sobre elevadores de cargas.

2.2.1 Tipos De Elevadores E Suas Vantagens

Elevadores também podem ser classificados quanto ao seu acionamento sendo os mais comuns os elevadores elétricos e os hidráulicos. O primeiro tipo funciona através de motores elétricos engrenados ou não (Figura 2-1) que tracionam cabos de aço num sistema de polias que pode possuir diferentes configurações quanto ao arranjo de polias e contrapesos, podendo possuir ou não casa de máquinas.

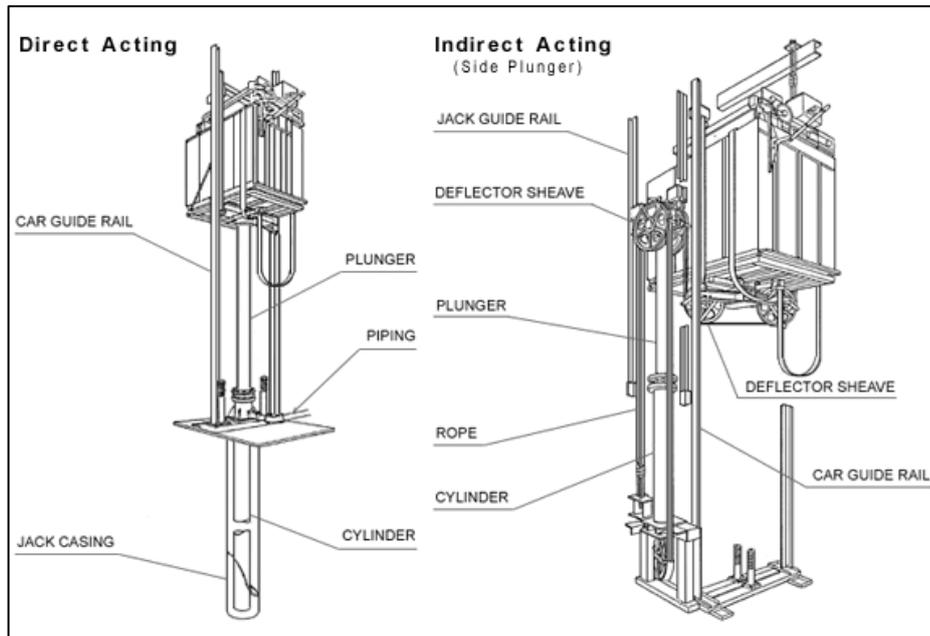
Figura 2-1 Elevador elétrico convencional com caixa redutora à esquerda, Elevador convencional sem caixa redutora à direita.



Fonte: (MISTUBISHI ELECTRIC, 2022)

Já o segundo tipo o acionamento se faz de forma direta ou indireta (Figura 2-1) por meio de pistões acionados por uma bomba eletro-hidráulica, não possuem casa de máquinas, ocupam menos espaço, possui uma limitação de paradas devido o deslocamento da cabine acompanhar a haste dos pistões além de possuir velocidade mais baixa. Costuma ser mais caro, não necessita de casa de máquinas, podendo seus equipamentos ficarem todos na base e não no topo da estrutura como a maioria dos elevadores de tração (existe possibilidade de os equipamentos ficarem no poço ou em alguma parada com dado o devido arranjo de polias). São indicados para o transporte de grandes cargas e só consome energia elétrica na subida e em caso de falta de energia possui sistema de resgate automático.

Figura 2-2 Elevadores hidráulicos de acionamento direto e indireto respectivamente



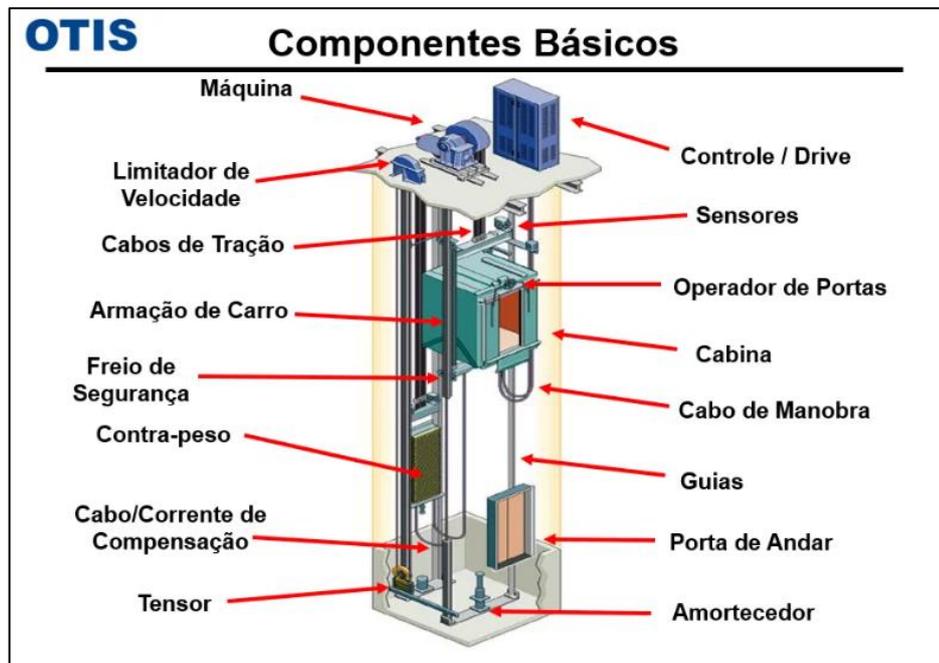
Fonte: (MISTUBISHI ELECTRIC, 2022)

Em geral, o elevador hidráulico consome menos do que elevadores convencionais de casa de máquinas, porém mais do que elevadores convencionais sem casa de máquinas que também possuem manutenção mais baixa além do último possuir custo de instalação mais barato (VALENTE, 2006).

2.2.2 Principais Componentes

Dentre os principais componentes de um elevador convencional (Figura 2-2) pode-se citar:

Figura 2-3 Componentes básicos de um elevador elétrico convencional.



Fonte: (OTIS, 2021).

2.2.2.1 Máquina De Tração:

A máquina de tração corresponde ao maquinário destinado a realizar o trabalho que traciona a cabina do elevador e causa o seu movimento. Essa pode ser um motor elétrico com ou sem caixa de redução (*gearless*). Sendo esse último (Figura 2-3) mais seguro por remover um conjunto de partes móveis da caixa redutora, porém acrescenta um custo adicional ao projeto além de ter um maior eficiência e durabilidade do que um conjunto motorreductor. O motor com caixa redutora quando se busca reduções altas de rotação costuma ser utilizado um conjunto de parafuso sem-fim e coroa cujo rendimento aproximado varia entre 0,45 a 0,9 ao depender da relação de transmissão entre outros parâmetros (ANTUNES e FREIRE, 1997) ou seja, resultando numa perda entre a potência de saída fornecida ao sistema de tração em comparação a potência de entrada fornecida pelo motor acoplado.

Figura 2-4 Motor *gearless*.



Fonte: (WEG, 2022)

2.2.2.2 Caixa:

Também chamada de passadiço, corresponde a espaço no qual o elevador trafega, delimitada pelas paredes verticais e horizontais no qual os equipamentos são instalados, com exceção da casa de máquinas, se houver.

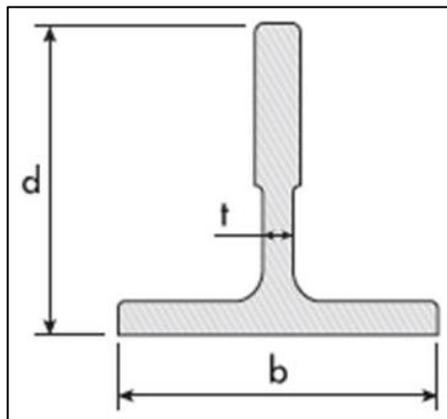
2.2.2.3 Cabina:

Cabina é a estrutura a ser movida pela máquina de tração e guiada em seu trajeto por meio de corrediças e guias laterais fixadas na caixa. Abriga a carga e/ou passageiros em trânsito no elevador.

2.2.2.4 Guias:

Perfis metálicos responsáveis por guiar o movimento da cabina numa trajetória vertical estável (Figura 2-5).

Figura 2-5 Perfil Guia de Elevador



Fonte: (GERDAU, 2022)

2.2.2.5 Polias:

Elemento de máquina pelo qual percorre uma correia ou cabo, pode ter função motora, tracionando o cabo em seu percurso como pode ser uma polia de desvio, utilizada para fazer com que o cabo percorra um caminho específico. Ambos tipos são utilizados em projetos de elevadores convencionais.

2.2.2.6 Contrapeso:

Um conjunto de massa a ser deslocado junto com o a cabina em direções opostas para que se reduza esforço realizado pela máquina de tração, melhorando a vida útil do mesmo devido a redução do torque necessário a ser superado pela máquina. Um contrapeso costuma corresponder em massa em torno de 40% a 50% da massa carga máxima mais a massa da cabina. (RUDENKO, 1976)

2.2.2.7 Freio De Segurança:

Freio mecânico feito para ser acionado na cabina em casos de mal funcionamento do sistema de freio da máquina de tração ou falha do cabo. Durante seu acionamento a cabine é forçada a parar com os esforços de parada sendo feitos nas guias da cabina, ou seja, é um sistema cujo acionamento independe do tracionamento da cabina (Figura 2-6) e podem ser de acionamento instantâneo ou progressivo.

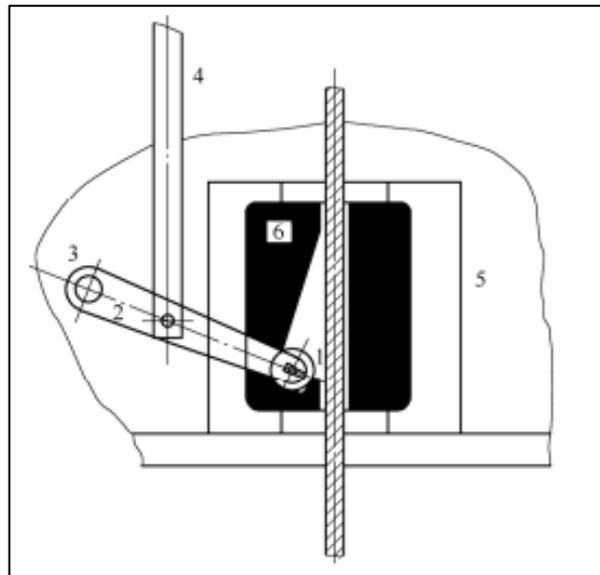
Figura 2-6 Freio de segurança para elevadores.



Fonte: (CASA DO ELEVADOR, 2012).

O mecanismo observado na Figura 2-7 é classificado como de tipo de rolo. Usualmente empregados em elevadores de carga e de baixa velocidade (JANOVSKY, 1993) e pode ser melhor observado no diagrama da figura. Sendo os itens (1) o rolete, (2) alavanca de acionamento, (3) eixo comum, (4) barra de operação, (5) bloco do freio de segurança, (6) sapatas.

Figura 2-7 Diagrama de um freio instantâneo tipo rolete.



Fonte: (LONKWIC, 2015)

2.2.2.8 Limitador De Velocidade:

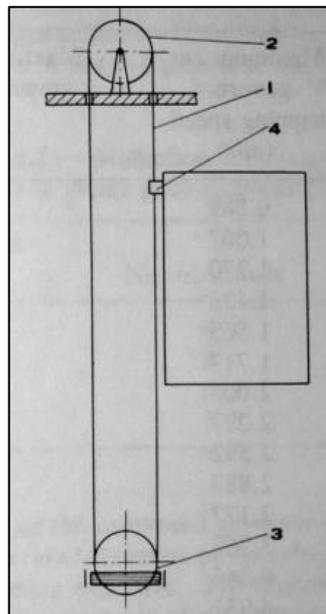
Um dispositivo acionado por uma polia pela qual percorre um cabo auxiliar ligado às duas extremidades da cabine por meio do uso de polias de desvio (Figura 2-9). Os freios de segurança serão acionados por meio do travamento repentino da polia no caso da cabine atinja uma velocidade acima do limite estabelecido pelo limitador, o que aconteceria numa ruptura de cabo, por exemplo. Pode ser de contato elétrico ou de acionamento puramente mecânico (Figura 2-8).

Figura 2-8 Limitadores de velocidade.



Fonte: (CASA DO ELEVADOR, 2012)

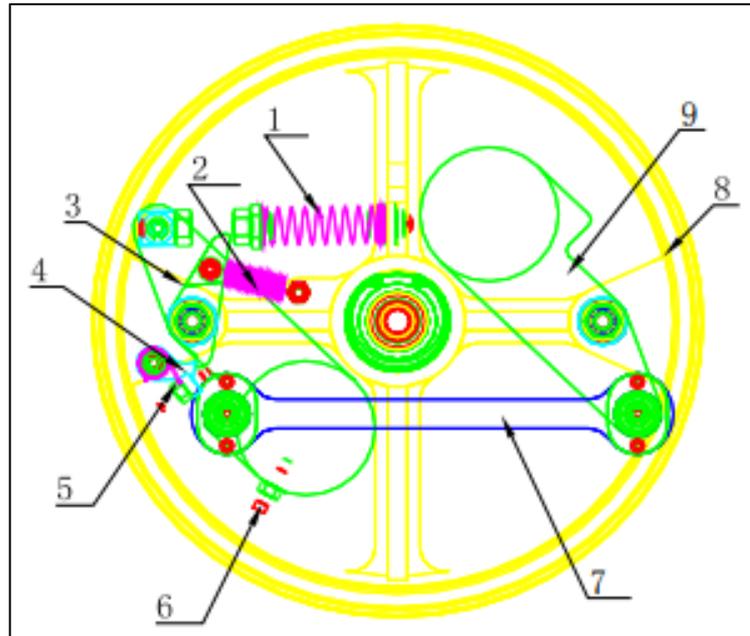
Figura 2-9 Arranjo de um limitador de velocidade. 1 é o cabo de aço utilizado. 2 é a polia acionadora do limitador. 3 é a polia de desvio. 4 é a fixação com a cabina.



Fonte: (JANOVSKY, 1993)

O travamento ocorre por meio de um mecanismo (Figura 2-10), que se desloca quando a força centrífuga causada pelo aumento de rotação da polia e pode ser observado em maiores detalhes na figura. Sendo os itens (1) a mola do bloco centrífugo, (2) molas de lingueta, (3) lingueta, (4) garra de prensa, (5) mola de torção, (6) peça de ajuste, (7) barra de conexão, (8) polia tracionadora e (9) o bloco centrífugo.

Figura 2-10 Mecanismo de um limitador de velocidade em detalhes.



Fonte: (YUNPU e YIXING, 2014)

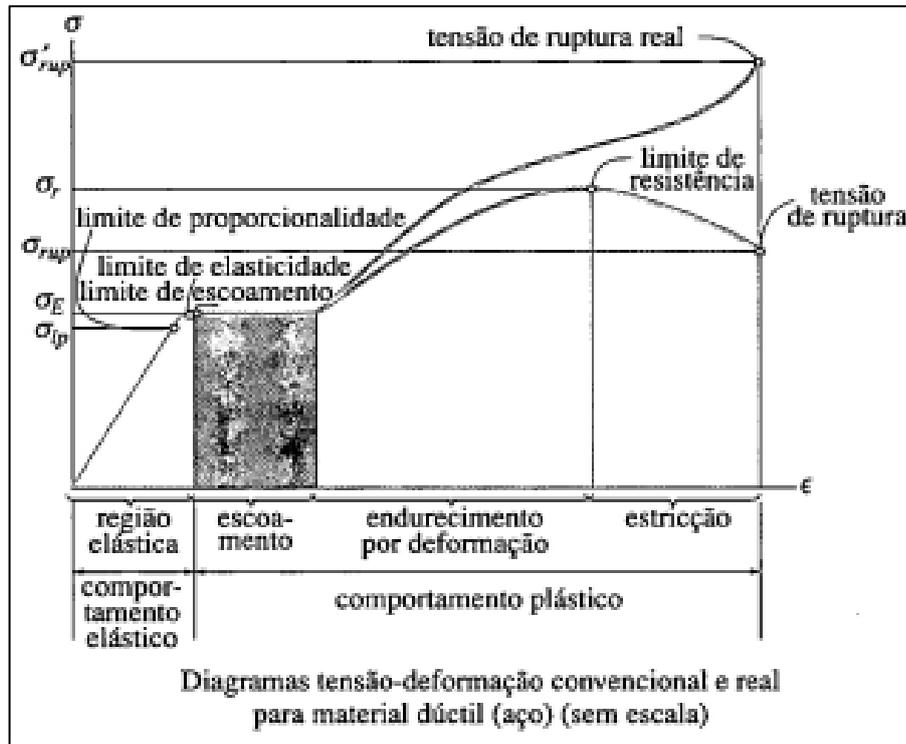
2.3 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Serão abordados nos subitens a seguir alguns tópicos relevantes de resistência dos materiais para o dimensionamento estrutural.

2.3.1 Tensão X Deformação

Um material qualquer que sofre uma deformação ao ser tensionado costuma passar pelo regime proporcional no qual as deformações são reversíveis e obedecem a lei de Hooke, passando do limite de proporcionalidade chega-se à tensão de escoamento, a partir da qual o material entra para a zona plástica no qual escoará até começar a endurecer pela deformação excessiva, atingindo o limite máximo de tensão resistente até romper-se (Figura 2-11). Materiais frágeis como ferro fundido e concreto podem apresentar pouco ou nenhum escoamento e materiais dúcteis como polímeros e aços de baixo teor de carbono apresentam maior escoamento, sendo em geral mais capazes de absorver choque ou energia e grande deformação antes de falhar (HIBBELER, 2006).

Figura 2-11 Diagrama tensão-deformação.



Fonte: (HIBBELER, 2006)

Sabendo os valores para certo material de tensão de escoamento, tensão limite de resistência e tensão limite de ruptura pode-se estabelecer valores de tensão admissíveis para o dimensionamento de componentes estruturais e mecânicos atribuindo seus respectivos coeficientes de segurança (MELCONIAN, 2019) ou estabelecer pelo método dos estados limites os esforços solicitantes dos elementos estruturais os quais devem sempre ser superiores aos esforços solicitados calculados para os componentes estruturais (PFEIL e PFEIL, 2009).

2.3.2 Diagrama De Corpo Livre

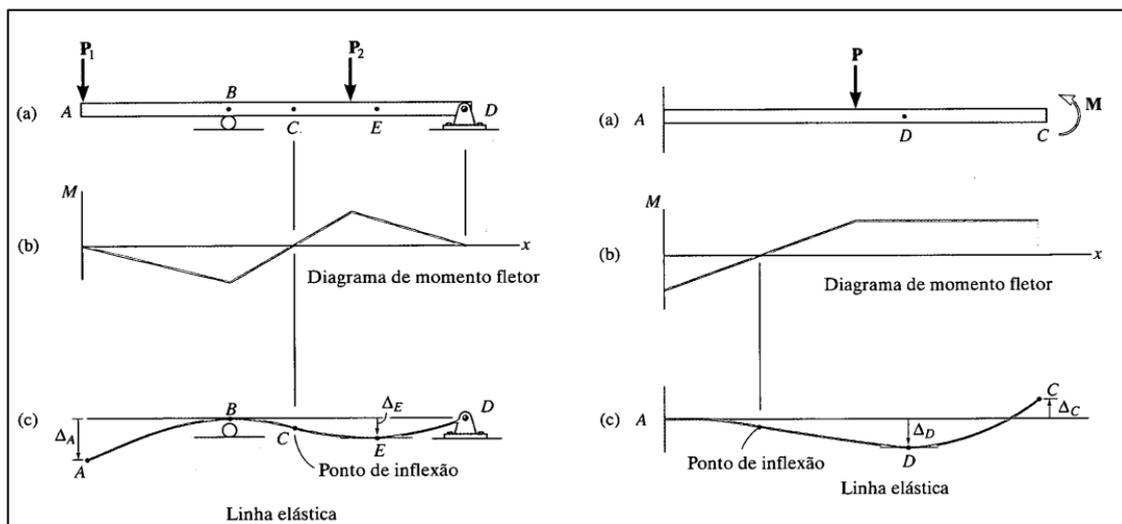
O diagrama de corpo livre ajuda a visualizar melhor as forças e momentos atuantes em um determinado corpo. O corpo deve ser representado isolado e seu contorno esquematizado, nele devem ser indicadas todas as forças exercidas sobre o corpo bem como as dimensões do mesmo. Qualquer outro detalhe deve ser omitido (BEER e JOHNSTON, JR, 2012).

O diagrama de corpo livre possibilita melhor determinar reações de apoio, sendo o primeiro passo para se chegar em diagramas de momento fletor, esforço cortante, tensão e compressão e deslocamentos lineares e angulares e o que mais for desejado para a análise estrutural.

2.3.3 Deflexão Em Vigas

Para se estipular o deslocamento em uma viga submetida a um carregamento qualquer pode-se utilizar diversos métodos. Um deles é pela determinação da linha elástica que corresponde matematicamente à função de deslocamento da viga em função do carregamento nela aplicado. Esse deslocamento é afetado principalmente pelo momento fletor ao qual a viga está submetida, sendo necessária a obtenção da equação de momento fletor da viga que se deseja obter a equação de linha elástica (Figura 2-12).

Figura 2-12 Relação de momento fletor e linha elástica em vigas.



Fonte: (HIBBELER, 2006)

Por meio da relação momento-curvatura chega-se na equação que relaciona momento fletor ao deslocamento linear:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

Por meio de integrações sucessivas através dessa equação, levando-se em conta as condições de contorno propiciadas pelos apoios da viga em questão e condições de continuidade em razão dos carregamentos obtém-se a equação da linha elástica.

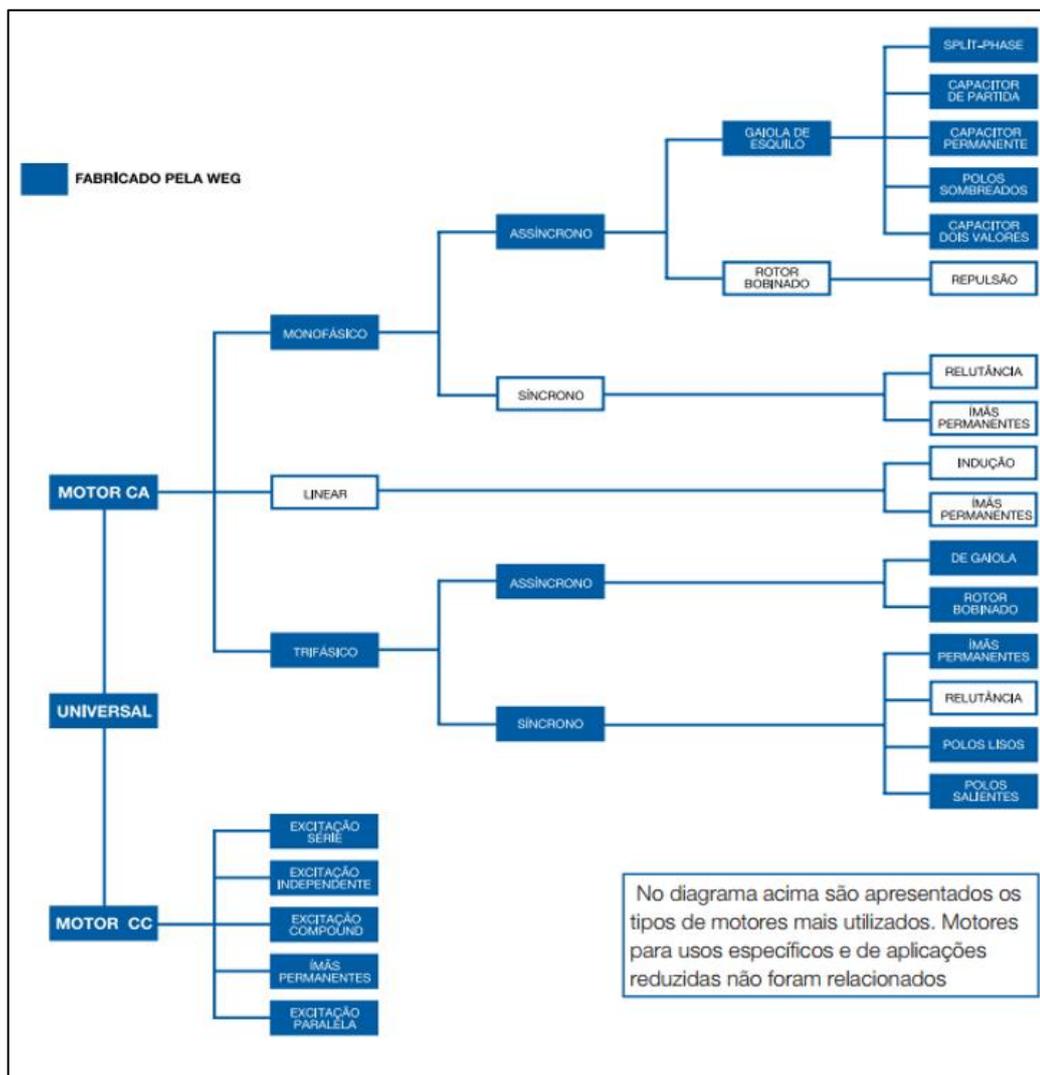
Há outros métodos de se obter a equação da linha elástica como o emprego de funções de descontinuidade, método dos momentos em área e método da superposição (HIBBELER, 2006). Também é possível determinar o deslocamento em pontos de interesse da viga sem a equação da linha elástica como pela utilização do princípio do trabalho virtual, sendo que este

também pode levar em conta em no cálculo do deslocamento esforços normais e de cisalhamento se for de interesse um resultado mais preciso para algum caso especial.

2.4 MOTORES ELÉTRICOS

Motores elétricos transformam a energia elétrica em energia mecânica, dividem-se em vários tipos sendo o motor de indução o mais usado. Podem ser classificados pela corrente empregada (contínua ou alternada) e subdivididos em muito mais categorias (Figura 2-13).

Figura 2-13 Tipos de motores elétricos.



Fonte: (WEG, 2021)

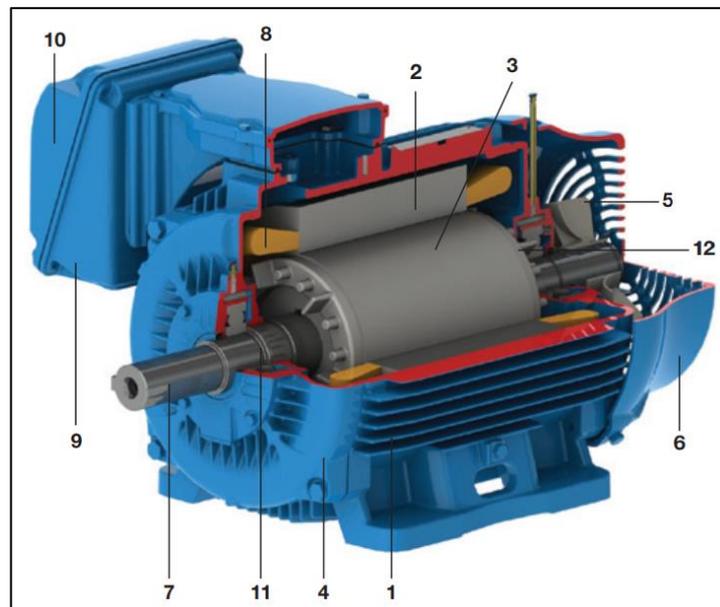
2.4.1 Conceitos Básicos e Curva de Torque.

Para a escolha correta de um motor é importante que ele seja capaz de vencer a inércia da carga, ou seja, o torque gerado pelo motor supere o torque gerado pela carga para possa

haver aceleração. No domínio dos motores elétricos torque ou momento são chamados de conjugados (WEG, 2021).

Um motor de indução trifásico (Figura 2-14) é composto de duas partes principais, o rotor e o estator. O estator é alimentado pela rede elétrica e induz corrente no rotor, gerando movimento de acordo com a lei de Faraday. No estator estão a carcaça (1), núcleo de chapas (2) e enrolamento trifásico (8). No rotor há o eixo (7), núcleo de chapas (3), barras e anéis de curto-circuito (12). Outras partes como tampa (4), ventilador (5), tampa defletora (6), caixa de ligação (9) e terminais (10) e rolamentos (11) podem ser observados na imagem abaixo.

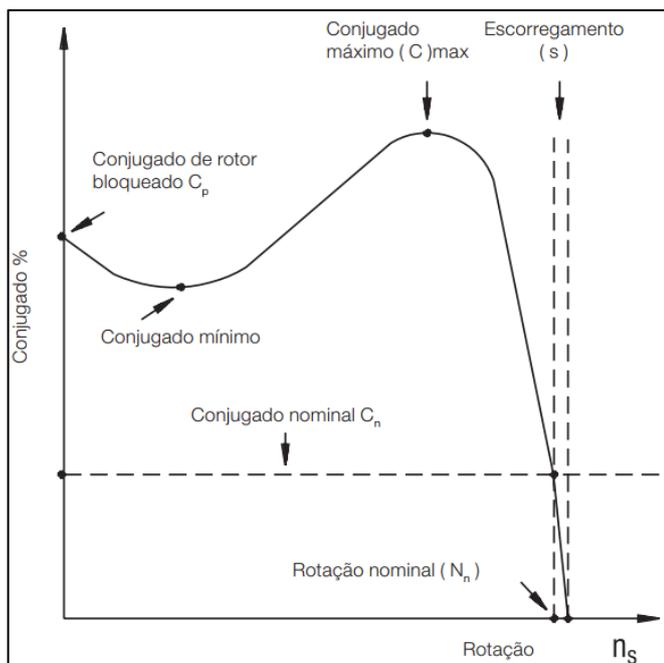
Figura 2-14 Motor de indução trifásico.



Fonte: (WEG, 2021)

Um motor de indução costuma seguir a curva de torque conforme a Figura 2-15:

Figura 2-15 Curva conjugado x Rotação.

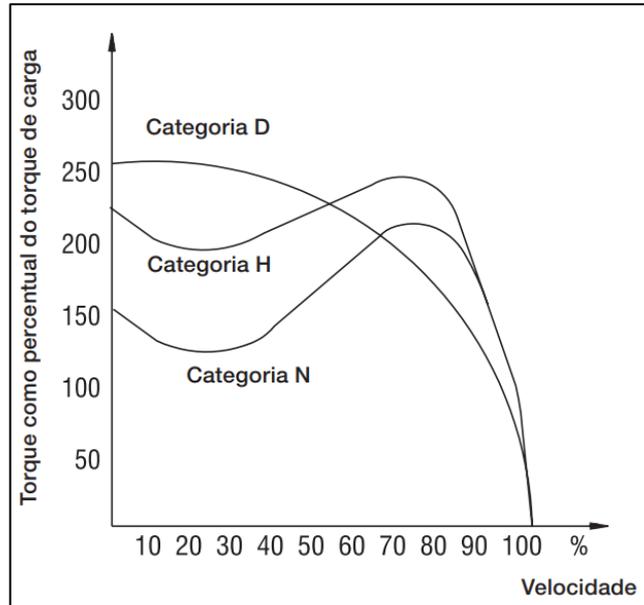


Fonte: (WEG, 2021)

O conjugado de rotor bloqueado corresponde ao torque produzido com o eixo parado, sendo chamado também de conjugado de arranque ou de partida. O conjugado mínimo é o menor desenvolvido pelo motor entre a partida e a velocidade em que se atinge o conjugado máximo, esta depressão na curva não deve ser muito baixa pois pode vir sobreaquecer o motor em casos de carga de alta inércia ou partida com tensão reduzida. O conjugado máximo atingido pelo motor, quanto mais alto este for mais fácil ele conseguirá lidar com eventuais picos de carga e com a redução brusca de velocidade com quedas momentâneas de tensão. Por fim o conjugado nominal é o conjugado desenvolvido pelo motor a potência, tensão e frequência nominais (WEG, 2021).

Há também diferenças na curva de torque em função da categoria do motor, como pode ser visto na figura abaixo. Sendo os de categoria D tendo maior uso em elevadores por possuírem maior conjugado de partida (Figura 2-16).

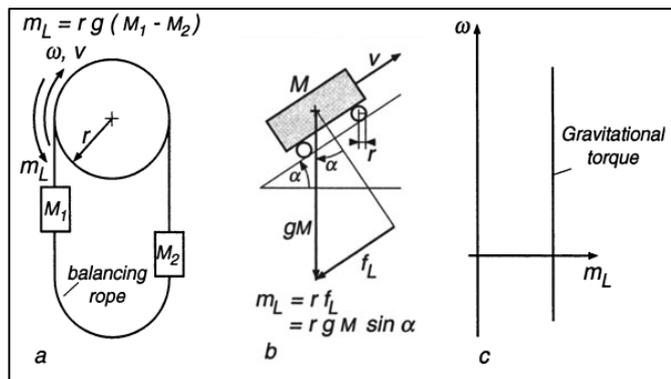
Figura 2-16 Curvas conjugado X Velocidade por categoria.



Fonte: (WEG, 2021)

Visto que o torque para cargas que necessitam vencer a gravidade permanece constante independente da rotação desenvolvida (Figura 2-17) (LEONHARD, 2001) o conjugado nominal do motor escolhido deve ser maior do que o torque desenvolvido pela carga do sistema de elevação. Na Figura 2-17a pode ser vista a formulação de torque para um sistema vertical de elevação com contrapeso e na Figura 2-17b para a movimentação de uma carga por um plano inclinado.

Figura 2-17 Torque para acionamentos envolvendo forças gravitacionais e linha de torque x rotação.

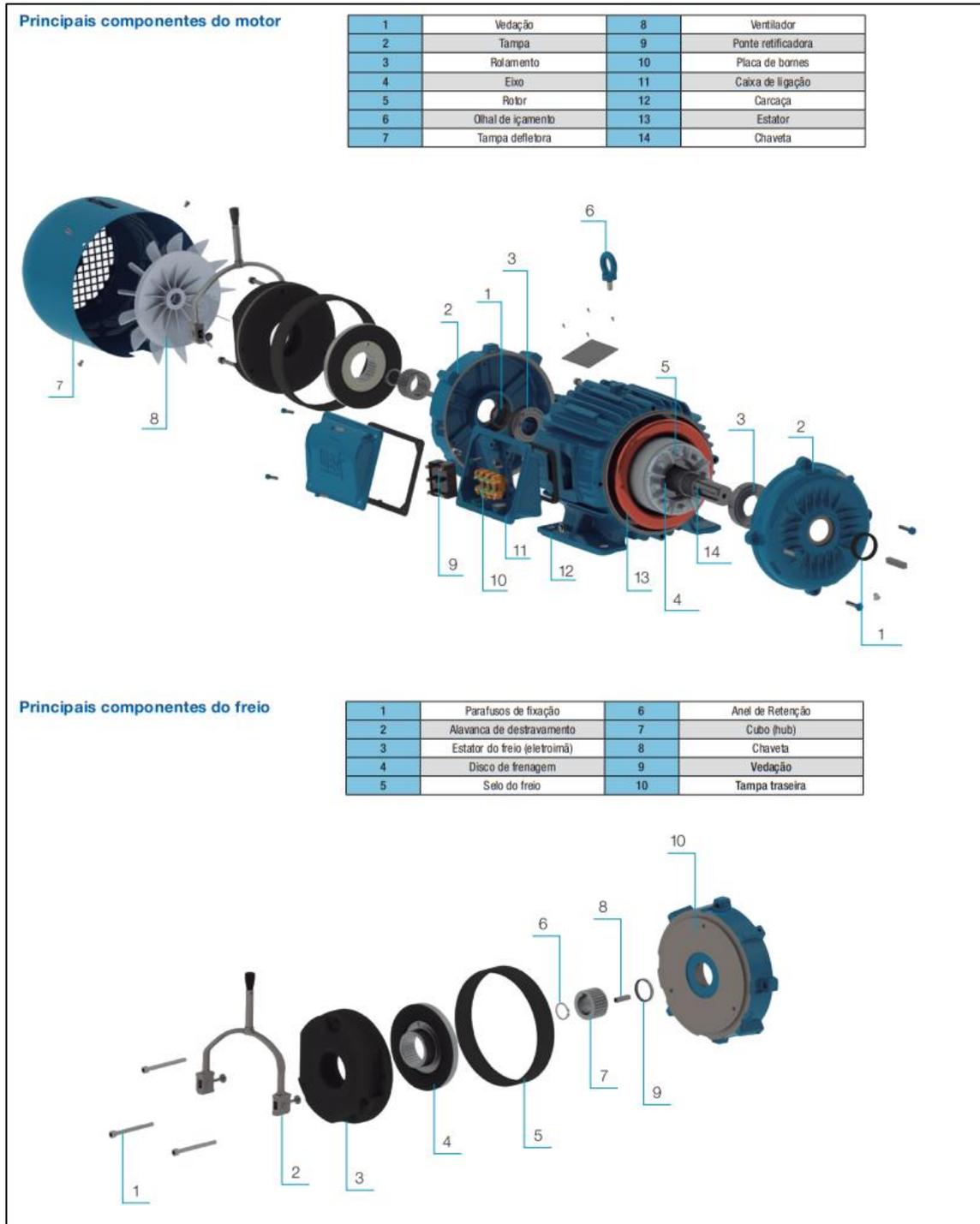


Fonte: (LEONHARD, 2001)

2.4.2 O Motofreio

Geralmente aplicado em máquinas-ferramenta, teares, transportadores, guindastes, pontes rolantes e elevadores, o moto-freio (figura 13) possui um freio eletromecânico para situações onde são exigidas por questões de segurança, posicionamento e redução de tempo de operação. Quando o motor é desligado da rede o eletroímã que impede o freio de entrar em contato com o eixo deixa de atuar e as molas forçam as pastilhas a ter contato com o eixo, propiciando rápida parada. Alternando os esquemas de ligação do motor, pode-se modificar a velocidade da frenagem do mesmo de acordo com a necessidade de operação (WEG, 2021). Para que se atinja o torque necessário para operação costuma-se acoplar esse tipo de motor em uma transmissão redutora ou caixa redutora.

Figura 2-18 Componentes de um motorreductor.



Fonte: (WEG, 2022)

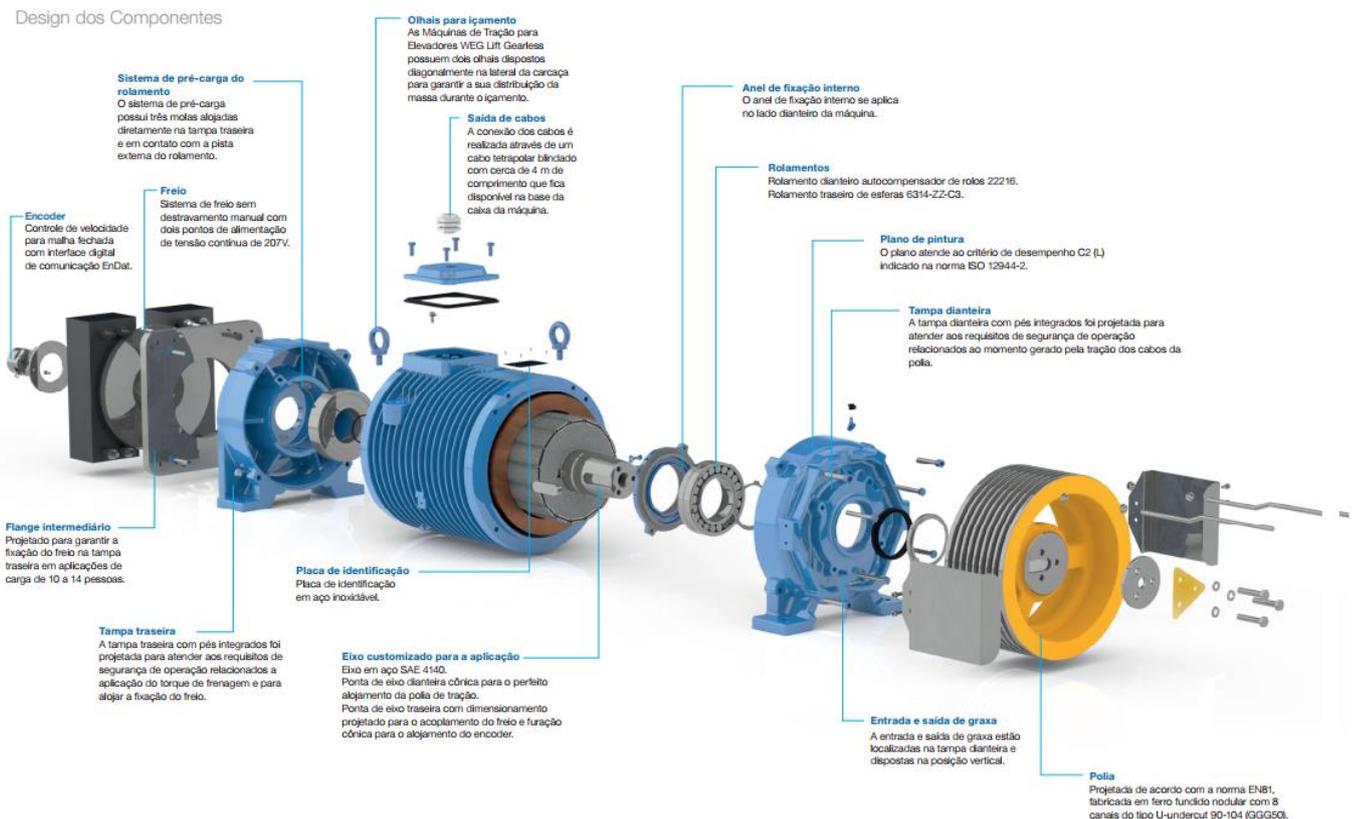
2.4.3 O Motor *Gearless*

O motor *gearless* (Figura 2-19) é um motor elétrico de alto torque que não necessita de redutores de velocidade. Consiste num produto direcionado para elevadores, já vem com polia

motora e sistema de freios, representando um conjunto menor e mais leve do que utilizando um motor com redução. (WEG, 2022).

Mais seguro por eliminar um componente passível de falha e de manutenção necessária (assim evitando trocas de óleo), diminui a perda de potência em função do atrito da transmissão o que também o faz mais eficiente além de produzir menos ruído. Por eliminar o atrito entre engrenagens também se torna melhor para operar em maiores velocidades, ideal para percursos maiores (PREMIUM TRANSMISSION, 2020).

Figura 2-19 Componentes de um motor Gearless.



Fonte: (WEG, 2022).

Visto como ideal para elevadores de passageiros, pode ser inadequado para capacidades muito elevadas de carga ou pode acabar por acrescentar muito custo no projeto de um elevador de cargas de pequeno percurso (CMA LIFTS).

2.5 NORMAS RELEVANTES

A seguir uma breve descrição das normas técnicas relevantes ao projeto.

2.5.1 NBR 14712:2013

Com o título de “Elevadores elétricos e hidráulicos — Elevadores de carga, monta-cargas e elevadores de maca — Requisitos de segurança para construção e instalação” é a principal norma técnica utilizada por esse trabalho. A mesma trata de diferentes categorias de elevadores: elevadores de cargas, elevadores de macas e monta-cargas, sendo a categoria de elevador de cargas subdividida em mais três em função da natureza da distribuição de massa das cargas transportadas e a forma que ela é inserida e retirada do equipamento.

A norma determina tensões admissíveis e deformações máximas, requisitos de segurança além de citar a validade de normas de elevadores de passageiros naquilo que for aplicável.

2.5.2 NBR NM 196:1999

A norma possui o título de “Elevadores de passageiros e monta-cargas Guias para carros e contrapesos - Perfil T” e fornece dados sobre perfis normalizados para a presente aplicação.

2.5.3 NBR NM 207:1999

Intitulada “Elevadores elétricos de passageiros - Requisitos de segurança para construção e instalação” é uma das normas citadas pela NBR 14712, rege o dimensionamento de elevadores de passageiros convencionais.

2.5.4 NBR 16042:2012

Intitulada “Elevadores elétricos de passageiros — Requisitos de segurança para construção e instalação de elevadores sem casa de máquinas” mais uma das normas citadas pela NBR 14712, esta descreve os requisitos de segurança para elevadores de passageiros sem casa de máquina, ou seja, com as máquinas dentro da caixa do elevador.

2.5.5 NBR 8800:2008

Possui o título de “Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios” é a norma principal usada como referência para projetos de estruturas metálicas.

2.5.6 ASME A17.1 - 2016

Norma da associação americana de engenheiros mecânicos. Trata dos requisitos de segurança para projeto, instalação e manutenção de elevadores em geral e escadas rolantes. Trechos da mesma são utilizados nas normas brasileiras o que a torna relevante para consultas, além de ser referência para algumas literaturas sobre o tema.

2.5.7 EN 81-20 /EN 81-50

Norma europeia sobre os requisitos de segurança par projeto instalação e manutenção de elevadores em geral. Pelo mesmo motivo de consulta a norma ASME A17.1, esta norma também tem partes utilizadas nas normas brasileiras como é referência para algumas literaturas sobre o tema.

3 METODOLOGIA

Pela metodologia exposta em Norton (2013) a primeira fase de projeto consiste do estágio de definição do problema, esta deve começar pela identificação de necessidade, que seria geralmente uma definição mal definida e vaga do problema. Informações mais detalhadas seriam obtidas mediante uma pesquisa de suporte para que se atinja a compreensão completa do problema e defina-se um objetivo mais razoável e realista.

A próxima etapa ainda segundo Norton (2013), é a da síntese, em que se busca tantas alternativas quanto possíveis de solução para o problema, as quais serão filtradas por uma análise e a melhor solução selecionada. Após esse estágio segue-se para o projeto detalhado, elabora-se um protótipo para testes para que se leve à plena produção (Tabela 3-1). Este é um método iterativo, portanto, muitas vezes poderá ser necessário voltar para a etapa anterior.

Tabela 3-1 Etapas para metodologia de projeto.

Metodologia de projetos	
1	Identificação da necessidade
2	Pesquisa de suporte
3	Definição dos objetivos
4	Especificações de tarefas
5	Síntese
6	Análise
7	Seleção
8	Projeto detalhado
9	Protótipo e teste
10	Produção

Fonte: (NORTON, 2013).

Neste trabalho se iniciará pela determinação dos requisitos do cliente tendo-se como base um memorial descritivo realizado por uma indústria de Manaus. Portanto, algumas etapas iniciais serão desconsideradas devido ao escopo determinado pelas exigências do cliente, bem

como não se chegará ao desenvolvimento de um protótipo, mas ao detalhamento de projeto. Dando-se início ao desenvolvimento do projeto segue-se os estágios de projeto como fora citado no referencial teórico.

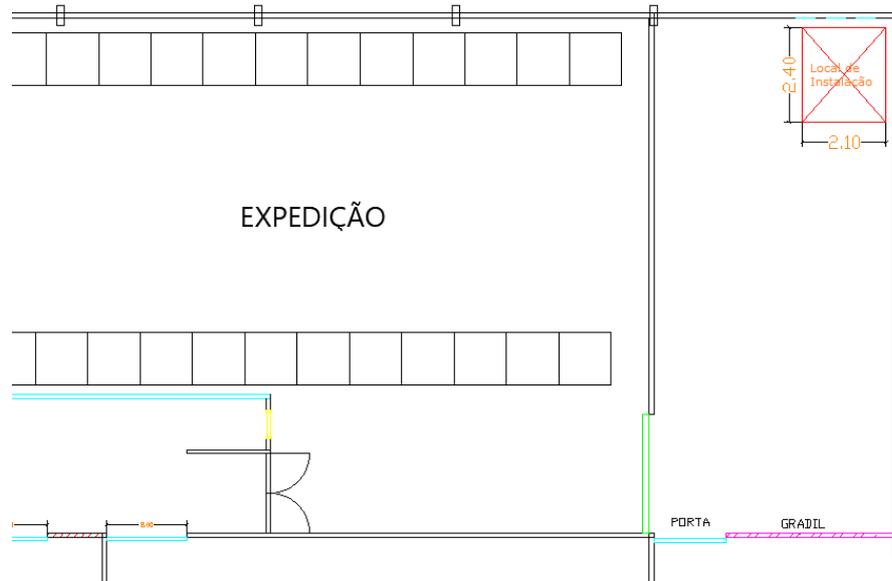
3.1 ESTÁGIO DE DEFINIÇÃO

Para o estágio de definição, deve-se começar delimitando o problema. Estes são os requisitos completos informados pelo memorial descritivo:

- O elevador de cargas deverá ter capacidade de 1000kg;
- Deverá cumprir com a NBR14712:2013, norma técnica de elevadores de carga;
- Distância do térreo ao teto do pavimento superior: 12 metros;
- Cabine em tela de aço, cantos em 90 graus;
- Percurso: 4,4m;
- Velocidade: 0,75 m/s;
- 2 Paradas: térreo e mezanino;
- Portas de acionamento manual;
- Elevação por conjunto moto redutor de freio eletromecânico;
- Deve possuir pesador de carga;
- A estrutura deve ser independente
- A estrutura deve ter dimensões máximas de 2400mm x 2100mm de acordo com passagem já existente entre as lajes
- O elevador será operado externamente.
- A cabina deve comportar pelo menos um Pallet PBR de 1000mm de largura por 1200mm de comprimento com carregamento e descarregamento por paleteira manual, podendo inclusive viajar com a carga.

O local de instalação é situado na área de expedição de produtos na parte do térreo (Figura 3-1) e de uma área de produção na parte do mezanino da fábrica. O local de instalação é bem iluminado, separado das áreas de expedição e produção por meio de divisórias e conta com uma passagem de acesso.

Figura 3-1 Local de Instalação, planta do Térreo.



Fonte: Autor

O problema então pode ser definido como o projeto de um elevador de cargas que satisfaça todas as condições do cliente bem como das normas vigentes, priorizando segurança, simplicidade de manutenção e custo. Não será abordado em detalhes a parte elétrica do elevador nesse trabalho, tendo foco no dimensionamento estrutural e itens de segurança.

3.2 PROJETO PRELIMINAR

Corresponde as decisões iniciais do projeto, podendo ser seguido do croqui do mesmo. Nesta fase, será decidido parâmetros como o tipo de elevador, configuração do sistema de polias, dimensões iniciais e componentes presentes no equipamento.

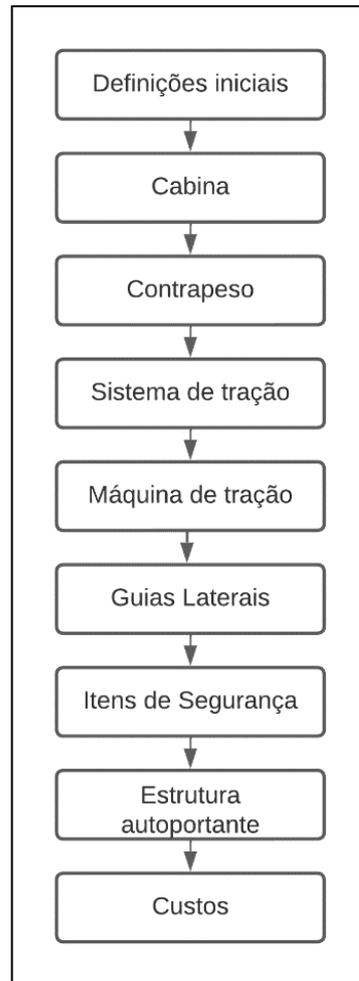
3.3 PROJETO DETALHADO

No projeto detalhado será realizada a validação das escolhas do projeto preliminar por meio de modelos matemáticos, diagramas, simulações em software e o que mais for necessário para garantir que as escolhas de projeto atendem aos critérios de engenharia estabelecidos.

3.4 FLUXOGRAMA DE TRABALHO

Com base na metodologia de projetos e análise de problemas apresentadas, concebeu-se dividir o trabalho conforme o fluxograma abaixo com o aspecto preliminar e detalhado apresentados juntos para cada componente abordado na ordem de acordo com a Figura 3-2.

Figura 3-2 Fluxograma de trabalho



Fonte: Autor

4 DESENVOLVIMENTO DE PROJETO

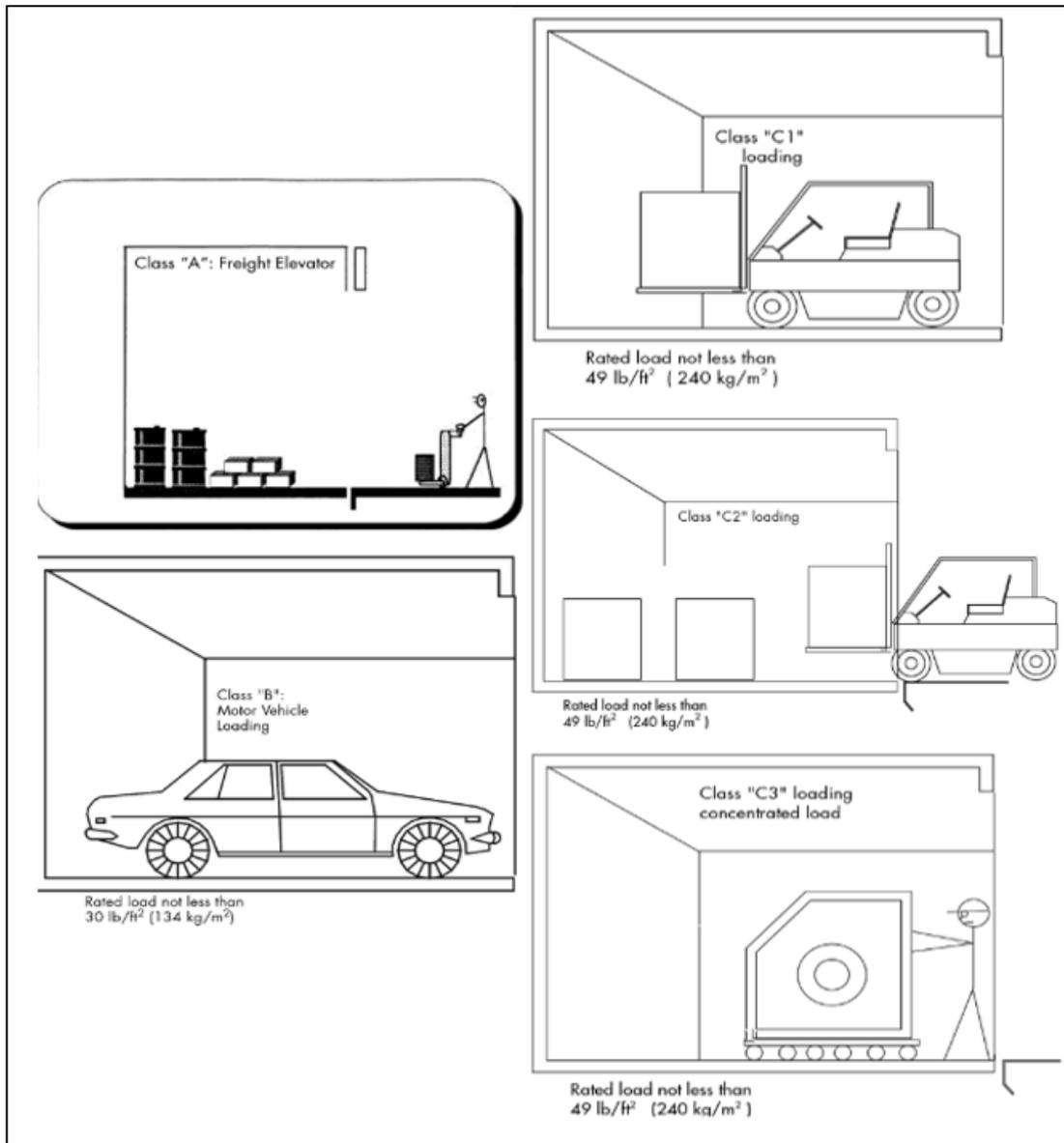
Aqui começa o desenvolvimento do projeto do elevador em si. Levando em conta as exigências do cliente já apresentadas e as disposições da norma NBR14712:2013 deve-se começar definindo a categoria em que o elevador é enquadrado segundo esta última.

A NBR14712:2013 classifica os elevadores de carga em três categorias: elevadores de carga, monta-cargas e elevadores de maca. Segundo a norma, a definição de monta-carga se aplica a elevadores com finalidade exclusiva de transporte de cargas com carga nominal máxima de 300kg e possui requisitos de instalação diferentes do que a norma classifica como elevadores de cargas. É comum encontrar elevadores de carga com capacidade acima dos 300kg sendo referidos como monta-cargas, Miravete (2007) chega a diferenciar essas duas categorias como monta-cargas e monta-cargas grandes, porém não é como a NBR14712:2013 trata.

Dentro da categoria de elevadores de carga a norma os subdivide em três classes. Os elevadores de classe A, a carga é distribuída e nunca uma singela peça deve pesar mais de 25% da carga nominal, seu carregamento e descarregamento deve ser manual. Já os elevadores de classe B são designados para o transporte de carga automotiva, ou seja, veículos utilitários ou automóveis de passageiros. Por fim, os elevadores de classe C são aqueles que se o peso da carga concentrada somado com a empilhadeira motorizada ou manual supera 25% da carga nominal do elevador.

A categoria C é para elevadores de carga concentrada e é subdividida em mais três subcategorias, C1, C2 e C3. Na categoria C1 o carregamento e descarregamento é feito por empilhadeira motorizada ou manual e a mesma viaja com a carga. Já na classe C2 a empilhadeira não viaja com a carga. Por último, a categoria C3 corresponde apenas a um carregamento com grande concentração de carga (o que ultrapassa o requisito para a categoria A) sem utilização de empilhadeira motorizada. Após pesquisa adicional verificou-se que esse sistema de classificação é compartilhado com a norma americana ASME A17 podendo ser exemplificadas pela Figura 4-1.

Figura 4-1 Classificação de elevadores de cargas.



Fonte: Adaptado de (MCCAIN, 2007).

Verifica-se então que para que se cumpra o requisito do cliente de o dispositivo ser capaz de carregar um pallet de 1000mmx1200mm a ser carregado e descarregado do elevador por uma transpaleteira manual incorrendo num carregamento de total de até 1000kg podendo esta viajar com o mesmo. O elevador deve ser classificado como categoria C3 devido a concentração de cargas nas rodas da transpaleteira durante carregamento e descarregamento embora que durante a viagem o carregamento seja distribuído para este caso já que os garfos podem ser abaixados durante o trajeto, deixando com que o pallet tenha contato direto com a plataforma do elevador. Sendo assim, tem-se agora como dimensionar os componentes do mesmo.

4.1 CABINA

Miravete (2007) sugere que a cabina a cabina de um elevador de cargas para 1000kg com carregamento por transpaleta manual deve ter largura de 1300mm e profundidade de cabina de 1750mm (Tabela 4-1). A NBR 14712 determina uma altura livre interna mínima de 2000mm e que a carga nominal mínima corresponda a 250kg/m² de área útil da cabina. Seguindo as dimensões internas recomendadas tem-se uma área útil de 3,5m² e consequentemente carga nominal mínima de 875kg/m².

Tabela 4-1 Recomendações de dimensões de cabine para elevadores de carga.

Montacargas				
Tipo vehículo	Nº personas (max)	Carga (kg)	BK Ancho cabina (mm)	TK Profundo cabina (mm)
Paleta o traspaleta	8	630	1100	1400
Paleta, traspaleta o carretilla manual	13	1000	1300	1750
Paleta o carretilla manual	16	1250	1300	2150
Paleta o carretilla manual	21	1600	1600	2150
Paleta, carretilla manual o carretilla eléctrica	26	2000	1600	2550
Paleta, carretilla manual o carretilla eléctrica	33	2500	1750	2800
Paleta, carretilla manual o carretilla eléctrica	42	3200	1800	3300
Paleta, carretilla manual carretilla eléctrica	42	3200	2200	2700
Paleta, carretilla manual o carretilla eléctrica con conductor	53	4000	2200	3200
Paleta, carretilla manual carretilla eléctrica con conductor	66	5000	2400	3600

Fonte: (MIRAVETE e EMILIO, 2007).

Para se dimensionar a cabina deve-se começar pela armação do carro que corresponde aos elementos estruturais responsáveis por transmitir os esforços até os cabos de aço e pela plataforma que corresponde a estrutura do piso da cabine, responsável por transferir os esforços gerados para a armação. Após o dimensionamento destes componentes, segue-se para as paredes, teto e portas da cabine, itens de segurança e acabamento.

A NBR 14712 estabelece requisitos para o aço utilizado na construção dos elementos de armação do carro juntamente de uma tabela de tensões admissíveis máximas por elemento (Tabela 4-2), estabelece um limite de deformação máxima admissível aos elementos e em seu anexo B estabelece dados de projeto e fórmulas para o projeto ao todo.

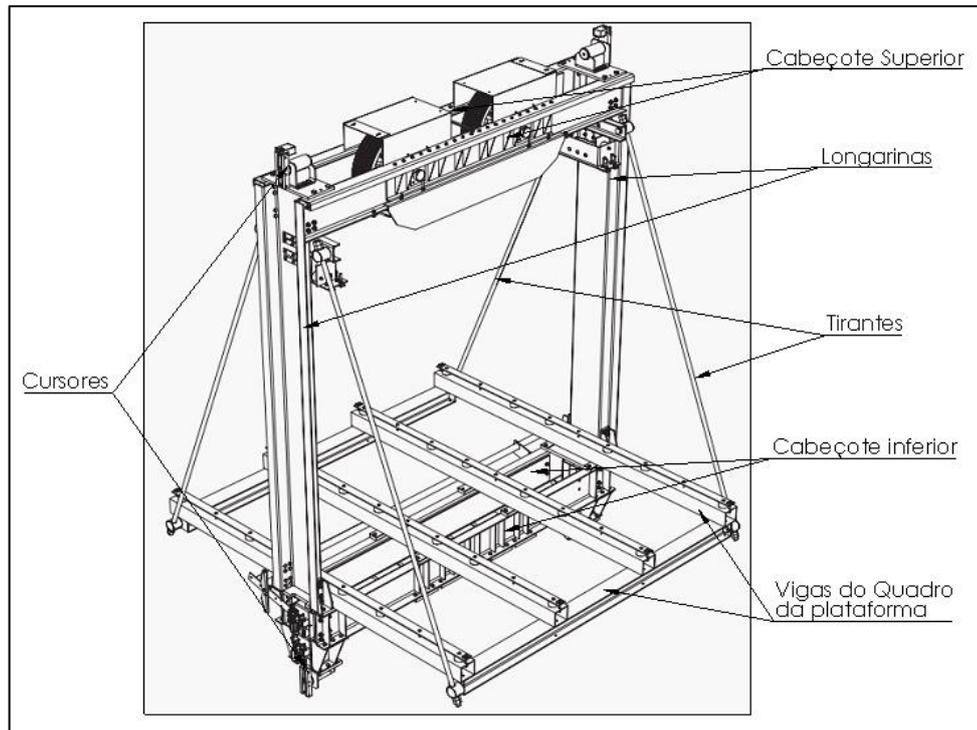
Tabela 4-2 Tensões máximas admissíveis em elementos de armação do carro e plataforma e conexões para os aços especificados.

Elemento	Tipo de tensão	Tensão máxima admissível MPa	Área-base
Cabeçote superior	Flexão	95	Seção bruta
Cabeçote inferior (carregamento normal)	Flexão	95	Seção bruta
Cabeçote inferior (batida no para-choque)	Flexão	190	Seção bruta
Longarinas	Flexão + tração	115 140	Seção bruta Seção líquida
Placa de amarração dos cabos ou outro arranjo com esta finalidade	Flexão + tração	75	Seção líquida
Vigas do quadro da plataforma	Flexão	95	Seção bruta
Vigas intermediárias da plataforma	Flexão	115	Seção bruta
Tirantes roscados e outros elementos de tensão, exceto parafusos	Tração	60	Seção líquida
Parafusos	Tração	55	Seção líquida
Parafusos em furos folgados	Cisalhamento	55	Área real
Parafusos em furos folgados	Pressão	120	Seção bruta
Parafusos ajustados	Cisalhamento	75	Área real
Parafusos ajustados	Pressão	140	Seção bruta
Qualquer elemento de armação, carga normal	Compressão	Nota 1	Seção bruta
NOTA A máxima tensão de compressão admissível em qualquer elemento de armação não pode exceder 80 % daquela permitida para cargas estáticas.			

Fonte: NBR14712:2013.

A Figura 4-2 ilustra alguns elementos estruturais citados com um exemplo de cabina.

Figura 4-2 Exemplo armação do carro e plataforma de uma cabina de elevador.



Fonte: Adaptado de (WITTUR, 2022).

Para o dimensionamento da armação do carro a norma fornece as seguintes expressões abaixo, porém não limita o projetista aos métodos de cálculo apresentados abaixo. Sendo o projetista livre para aplicar outros métodos desde que respeitadas as deformações e tensões delimitadas.

- Tensão de batida no para-choque em MPa:

$$\sigma = 9,807 \frac{D(C + W)}{2Z}$$

Onde:

σ é a tensão de batida no para-choque (MPa).

D é a distância entreguias em mm.

C é a massa total do carro em kg.

W é a carga nominal em kg.

Z é o módulo de resistência à tração combinado dos elementos do cabeçote inferior expresso em mm³.

- Tensão devida a tração e flexão em MPa para cada longarina:

$$\sigma_{total} = \frac{KL}{4HZ_u} + \frac{G}{2A}$$

Onde:

K é o momento de giro como determinado para as classes de carregamento (N.mm).

H é a distância vertical entre os cursores do carro (mm).

Z_u é o módulo de resistência de uma longarina (mm³).

L é o vão das longarinas (distância entre o parafuso mais baixo no cabeçote superior e o parafuso mais alto no cabeçote inferior) (mm).

G é a força atuante no cabeçote superior com a carga máxima para a classe de carregamento na cabina com o carro estacionado no pavimento extremo superior (N).

A é a área líquida da seção transversal (mm²).

Sendo o primeiro termo a tensão de flexão em cada longarina no plano de armação devida à carga W na plataforma e o segundo termo a tensão de tração em cada longarina.

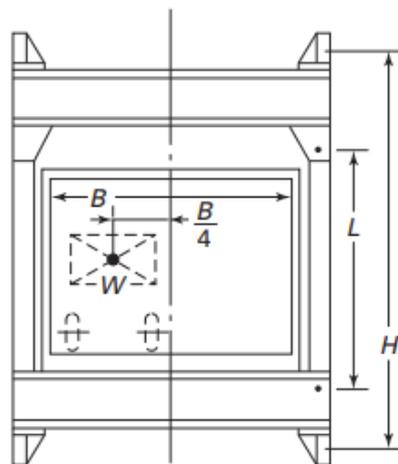
- Momento de giro K para classe C de carregamento em $N. mm$ (Figura 4-3):

$$K = 9,807 \left(\frac{WB}{4} \right)$$

Onde:

B é a largura interna livre da cabina (mm).

Figura 4-3 Momento de Giro para elevador de cargas classe C.



Fonte: ASME A17.

Observa-se que o momento de giro adotado corresponde ao momento gerado por uma carga excêntrica ao cabeçote pois quanto mais distante da metade do vão dos cabeçotes se situa uma carga, maior será o momento fletor atuante nas longarinas.

- Momento de inércia mínimo para cada longarina em mm^4 :

$$I_{lmin} = \frac{KL^3}{457EH}$$

Onde:

I_{lmin} é o momento de inércia mínimo do viga em mm^4 .

E é o módulo de elasticidade transversal do material (MPa).

Longarinas submetidas a compressão deverão ter índice de esbelteza, que corresponde a razão entre comprimento da longarina pelo seu raio de giração deve ser menor ou igual a 120. As deformações máximas permitidas para os elementos dos cabeçotes superior e inferior não podem ultrapassar 1/960 do comprimento do vão com base na carga nominal estática. Além disso, o módulo de elasticidade (E) empregado será de 200GPa como visto na NBR8800:2008. Verifica-se que as dimensões de cabina sugeridas por Miravete (2007) para um elevador de carga nominal de 1000kg atende aos requisitos do cliente. Então com esses valores iniciais abaixo (tabela 5) se iniciará o dimensionamento da armação do carro. Alguns desses valores poderão mudar ao se obter as dimensões reais da cabina após o dimensionamento.

Tabela 4-3 Dimensões da cabina para pré-dimensionamento.

Variável	Valor	Unidade
L	2200	mm
H	2500	mm
B	1300	mm
D	1500	mm
W	1000	kg
E	200	GPa
K	3187275	N.mm
I_{lmin}	141452,97	mm^4

Fonte autor.

Decide-se adotar o aço ASTM A36 como material para os elementos da armação do carro por estar em conformidade com os aços exigidos pela norma e pelo amplo uso no mercado para elementos estruturais, sendo as tensões admissíveis listadas pela tabela 4 de acordo com o material. Sendo a tensão de escoamento do aço ASTM A36 ou MR250 como 250MPa e a tensão de ruptura como 400MPa pela NBR 8800:2008 pode se obter os seguintes coeficientes de segurança mínimos para os elementos da armação do carro como visto na Tabela 4-4.

Tabela 4-4 Tensões admissíveis e fatores de segurança correspondentes para os elementos estruturais com base no aço ASTM A36.

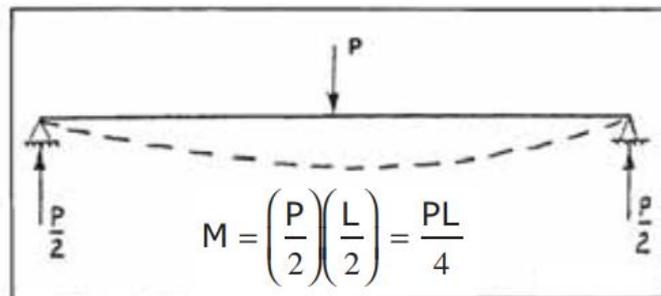
Elemento	Tensão máxima admissível (MPa)	Fator de segurança mínimo (σ/σ_{adm})
Cabeçote superior	95	2,63
Cabeçote inferior	95	2,63
Longarinas (seção bruta)	115	2,17
Longarinas (seção líquida)	140	3,47

Fonte: Autor

4.1.1 Cabeçotes Superior E Inferior

Realiza-se a escolha inicial dos perfis metálicos para compor os cabeçotes inferior e superior idealizando-os como vigas bi apoiadas sujeitas a flexão pela carga nominal concentrada no centro do vão (Figura 4-4).

Figura 4-4 Viga bi apoiada com carregamento pontual no centro do vão e seu maior valor de momento fletor.



Fonte: Adaptado de (GIBSON, 2008).

Como a norma determina que o deslocamento máximo do vão deve ser de 1/960 do mesmo sendo utilizado o valor de D para o comprimento do máximo do elemento (1500mm). Assim tem-se que a flecha máxima desses elementos deve ser de no máximo 1,5625mm. Este valor foi aplicado para se determinar o momento de inércia mínimo dos cabeçotes para satisfazer essa condição por meio da equação de flecha máxima (f_{max}) para o caso retirada de Pinheiro (2010).

$$f_{max} = \frac{1}{48} \frac{Pl^3}{EI}$$

$$1,5625[mm] = \frac{1}{48} \frac{9807[N] \cdot 1500[mm]^3}{200 \cdot 10^3[N/mm^2] \cdot I[mm^4]}$$

$$I_{min} = 2206575mm^4$$

Escolheu-se utilizar um par de perfis U laminados para compor as estruturas dos cabeçotes superior e inferior, como eles ficarão emparelhados seus centroides compartilharão o mesmo eixo X, ou seja, o eixo X do centroide do par de perfis não translada, portanto apenas soma-se o momento de inércia dos perfis para que se supere o momento de inércia mínimo obtido para os cabeçotes. Com isso chega-se no perfil U 101,6mm (4'') x 8,0kg/m com referência no catálogo de barras e perfis da empresa Gerdau como pode ser observado na tabela 7 que em par é o primeiro a superar o momento de inércia mínimo para os cabeçotes.

A tensão máxima de flexão para um elemento de viga segundo Hibbeler (2006) corresponde a:

$$\sigma_{fmax} = \frac{-My}{I}$$

Sendo M o momento fletor máximo da viga o qual o valor utilizado será pela fórmula apresentada na Figura 4-4 e W o módulo de resistência da viga para o sentido do esforço com seu valor retirado da Tabela 4-5 e dobrado em razão dos cabeçotes serem constituídos de dois perfis iguais. O módulo de resistência equivale a razão da distância entre a centroide e a extremidade do perfil pelo momento de inércia de seu respectivo eixo, o produto entre a tensão de escoamento do material e seu módulo de resistência elástica indica o momento de início de plastificação, ou seja, quando os elementos mais externos da seção atingem o limite do regime elástico. Após esse ponto o comportamento da seção deixa de ser linear (PFEIL e PFEIL, 2009). Têm-se então que a seguinte tensão de flexão máxima para os cabeçotes inferior e superior:

$$\sigma_{fmax} = \frac{|M|}{W_{xx}}$$

$$\sigma_{fmax} = \frac{(9807[N] \cdot 1500[mm])/4}{2 \cdot 31400[mm^3]}$$

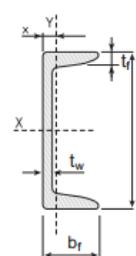
$$\sigma_{fmax} = 58,56 \text{ MPa}$$

Percebe-se que a tensão de flexão se encontra bem abaixo dos valores para tensão máxima admissível para os elementos, ou seja, o critério de que impõe flecha máxima de 1/960 do vão do elemento se faz bem mais rígido.

Tabela 4-5 Tabela de bitolas de perfil U.

PERFIL U GERDAU

Bitola	Peso	ALMA		ABA		area	EIXO X			EIXO Y			x
		Nominal	d	t _w	b _f		t _f	I	W	r	I	W	
pol	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
3"	6,10	76,20	4,32	35,81	6,93	7,78	68,90	18,10	2,98	8,20	3,32	1,03	1,11
	7,44		6,55	38,05	6,93	9,48	77,20	20,30	2,85	10,30	3,82	1,04	1,11
4"	8,04	101,60	4,67	40,23	7,52	10,10	159,50	31,40	3,97	13,10	4,61	1,14	1,16
	9,30		6,27	41,83	7,52	11,90	174,40	34,30	3,84	15,50	5,10	1,14	1,15
6"	12,20	152,40	5,08	48,77	8,71	15,50	546,00	71,70	5,94	28,80	8,16	1,36	1,30
	15,62		7,98	51,66	8,71	19,90	632,00	82,90	5,63	36,00	9,24	1,34	1,27
8"	17,10	203,20	5,59	57,40	9,50	21,68	1344,30	132,70	7,87	54,10	12,94	1,42	1,47
	20,50		7,70	59,51	9,50	25,93	1490,00	147,50	7,59	62,40	14,09	1,42	1,42
10"	22,77	254,00	6,10	66,04	11,10	29,00	2800,00	221,00	9,84	95,00	19,00	1,81	1,61
	29,76		9,63	69,57	11,10	37,90	3290,00	259,00	9,31	117,00	21,60	1,76	1,54
12"	30,80	305,00	7,20	74,00	12,70	39,30	5370,00	352,00	11,70	161,00	28,30	2,03	1,77
	37,00		9,80	77,00	12,70	47,40	6010,00	394,00	11,30	186,00	30,90	1,98	1,71



Fonte: Adaptado de (GERDAU, 2022)

4.1.2 Longarinas

Para as longarinas começa-se conforme o dimensionamento descrito pela norma 14712:2013 em seu anexo B. Uma rápida verificação mostra que o perfil metálico escolhido para os cabeçotes não atende o momento de inércia mínimo no eixo do esforço estipulado pela norma e de valor calculado na tabela 5. Adota-se então o perfil imediato superior quanto a esse critério, portanto escolhe-se o perfil U 101,6mm (4") x 9,3kg/m que atende ao requisito.

As tensões em cada longarina também serão calculadas seguindo a mesma norma, verifica-se:

$$\sigma_{total} = \frac{KL}{4HZ_u} + \frac{G}{2A}$$

Sendo G a força atuante no cabeçote superior com a carga máxima para a classe de carregamento na cabina com o carro estacionado no pavimento extremo superior. Assim soma-se ao peso nominal de carga o peso da cabine sendo este estimado na massa dos perfis da armação do carro mais um adicional de 200kg para a plataforma, posteriores elementos

secundários e equipamentos presentes na cabina. Chega-se então a um valor de aproximadamente 350kg para a massa da cabina que será utilizado na verificação de tensões internas.

$$\sigma_{total} = \frac{3187275[Nmm]2200[mm]}{4 \cdot 2500[mm] \cdot 5100[mm^3]} + \frac{9,807 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot (1000 + 350)[Kg]}{2 \cdot 1190[mm^2]}$$

$$\sigma_{total} = 137,49[MPa] + 5,56[MPa] = 143,05[MPa] \geq 115[MPa]$$

O valor de tensão total encontrado nas longarinas supera o valor de tensão admissível imposto, portanto se verificará as tensões para as mesmas adotando-se o próximo perfil em tamanho, ou seja, o perfil U 152,40mm (6”) x 12,20kg/m segundo a tabela 7. A tensão total por longarina se verifica a seguir.

$$\sigma_{total} = \frac{3187275[Nmm]2200[mm]}{4 \cdot 2500[mm] \cdot 8160[mm^3]} + \frac{9,807 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot (1000 + 350)[Kg]}{2 \cdot 1550[mm^2]}$$

$$\sigma_{total} = 85,93[MPa] + 4,27[MPa] = 90,2[MPa]$$

A tensão total obtida encontra-se agora abaixo da tensão máxima admissível para a longarina como informado na tabela 6. Verifica-se a tensão no cabeçote inferior no caso de batida no para-choque e se constata que a mesma se encontra abaixo da tensão admissível máxima.

$$\sigma = 9,807 \frac{D(C + W)}{2Z}$$

$$\sigma = 9,807 \left[\frac{m}{s^2} \right] \frac{1500[mm] \cdot (350[Kg] + 1000[Kg])}{2 \cdot (2 \cdot 31400[mm^3])} = 158,11[MPa]$$

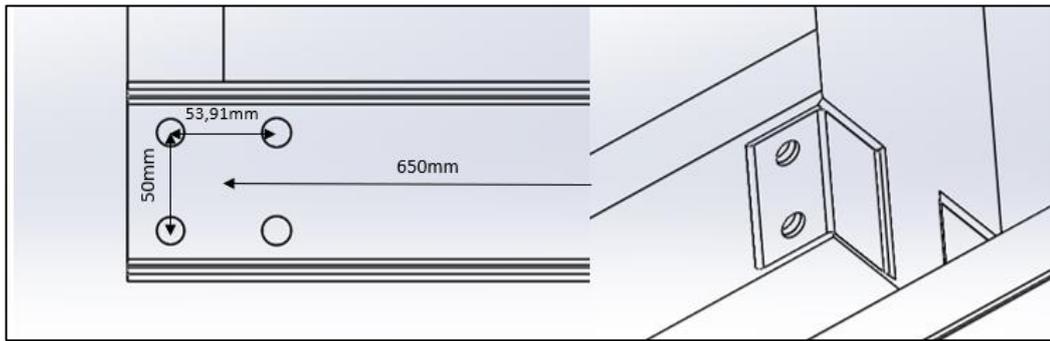
$$\sigma = 158,11[MPa] < 190[MPa]$$

4.1.3 Ligações Parafusadas

Chega-se agora nas uniões parafusadas entre cabeçotes e longarinas. A NBR14712 determina que parafusos e tirantes utilizados devem estar de acordo com a ASTM A307. Segundo Budynas (2011), a resistência mínima de prova para um parafuso A307 corresponde a 33kpsi ou 227MPa, ou seja, está é a maior tensão em que o parafuso não se deforma sendo este um valor bem próximo às tensões de escoamento dos mesmos. Este valor equivale a um parafuso de categoria 4,6 no padrão métrico.

Para aumentar a área de contato entre os cabeçotes e as longarinas foi acrescentada uma cantoneira de perfil L 2”x 2” x 1/8” de modo que sua união pudesse ser feita de melhor maneira entre 4 parafusos como pode ser observado na Figura 4-5. Dessa forma a união parafusada ainda garante a praticidade durante a montagem durante a instalação do equipamento.

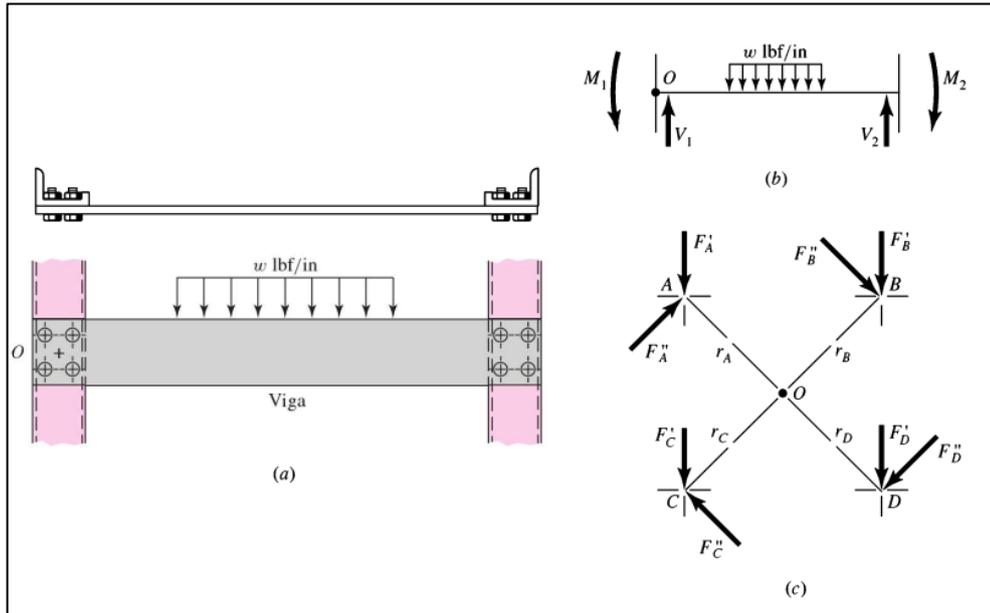
Figura 4-5 Padrão de furação à esquerda e representação da cantoneira soldada no perfil da longarina à direita.



Fonte: Autor.

Tal ligação é classificada como uma ligação excêntrica por corte, ou seja, os parafusos são sujeitos a esforços cortantes resultantes do cisalhamento puro e da reação ao momento gerado pela carga excêntrica como visto na Figura 4-6.

Figura 4-6(a) Viga parafusada em ambas extremidades com carga distribuída. (b) Diagrama de corpo livre deste corpo. (c) Forças resultantes de cisalhamento no grupo de parafusos.



Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Para o cálculo considerou-se um carregamento no centro do vão de uma das vigas de um dos cabeçotes, correspondente a metade da carga nominal acrescida da metade do peso da cabina em razão de serem duas vigas. Por simetria reduz-se novamente pela metade o carregamento para se obter as forças atuantes em um único grupo de parafusos.

$$V = 9,807 \frac{(1000 + 350)/2}{2} = 3309,8625[N]$$

$$M = 3309,8625[N] \cdot 0,65[m] = 2151,4106[N][m]$$

A carga de cisalhamento primário por parafuso é:

$$F_1 = \frac{V}{n} = \frac{3309,8625}{4} = 827,4656[N]$$

E a carga de cisalhamento secundário por parafuso de mesmo raio para a centroide é:

$$F_2 = \frac{M}{nr} = \frac{2151,4106}{4 \cdot \sqrt{\left(\frac{0,05391}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,050}{2}\right)^2}} = 14629,9794[N]$$

Por soma vetorial chega-se num valor máximo de 15226.33 N e a tensão de cisalhamento verifica-se por:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$75[MPa] \leq \frac{15226.33[N]}{A_r[mm^2]}$$

$$A_r \geq 203,01[mm^2]$$

Sendo A_r a área de menor diâmetro para o caso de a rosca se estender pela junta.

Ao escolher um parafuso A307, que está sujeito aos requisitos de tensões máximas admissíveis conforme a Tabela 4-2 e mesmo adotando-se um furo ajustado se percebe uma área perdida de perfil muito grande com as furações, sendo exigido parafusos de diâmetro de 1” para o cumprimento desse requisito. Como a NBR 14712:2013 menciona em seu item 4.7.2.1, para aços de maior ou menor resistência as tensões admissíveis devem ser ajustadas proporcionalmente ao limite de resistência de tração. Segundo Budynas (2011), a resistência mínima de tração do parafuso A307 é de 413MPa e para o parafuso A325 têm-se 827MPa praticamente equivalente a um parafuso de categoria 8.8 do padrão métrico, essa razão entre essas tensões faz com que se duplique a tensão máxima admissível para o mesmo segundo o critério.

$$150[MPa] \leq \frac{15226.33 [N]}{A_r[mm^2]}$$

$$A_r \geq 98,51[mm^2]$$

Tal área é superada por um parafuso de 5/8”, porém entre os parafusos de 1/2” que possui área de menor diâmetro de 80,6mm² e 5/8” de área de menor diâmetro de 130mm² situa-se o parafuso M14 de padrão ISO 898 de categoria 8.8, possuidor de área de menor diâmetro de 104mm² conforme as tabelas Tabela 4-6 e Tabela 4-7.

Tabela 4-6 Diâmetros e área de roscas de parafusos unificados UNC e UNF.

Designação de tamanho	Diâmetro maior nominal in	Roscas por polegada N	Série grossa - UNC		Série fina - UNF		
			Área de tensão A_t in ² de tração	Área de diâmetro menor A_s in ²	Roscas por polegada N	Área de tensão de tração A_t in ²	Área de diâmetro menor A_s in ²
0	0,600				80	0,001 80	0,001 51
1	0,0730	64	0,002 63	0,002 18	72	0,002 78	0,002 37
2	0,0860	56	0,003 70	0,003 10	64	0,003 94	0,003 39
3	0,0990	48	0,004 87	0,004 06	56	0,005 23	0,004 51
4	0,1120	40	0,006 04	0,004 96	48	0,006 61	0,005 66
5	0,1250	40	0,007 96	0,006 72	44	0,008 80	0,007 16
6	0,1380	32	0,009 09	0,007 45	40	0,010 15	0,008 74
8	0,1640	32	0,014 0	0,011 96	36	0,014 74	0,012 85
10	0,1900	24	0,017 5	0,014 50	32	0,020 0	0,017 5
12	0,2160	24	0,024 2	0,020 6	28	0,025 8	0,022 6
$\frac{1}{4}$	0,2500	20	0,031 8	0,026 9	28	0,036 4	0,032 6
$\frac{5}{16}$	0,3125	18	0,052 4	0,045 4	24	0,058 0	0,052 4
$\frac{3}{8}$	0,3750	16	0,077 5	0,067 8	24	0,087 8	0,080 9
$\frac{7}{16}$	0,4375	14	0,106 3	0,093 3	20	0,118 7	0,109 0
$\frac{1}{2}$	0,5000	13	0,1419	0,125 7	20	0,159 9	0,148 6
$\frac{9}{16}$	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
$\frac{5}{8}$	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
$\frac{3}{4}$	0,7500	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
$\frac{7}{8}$	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
$1\frac{1}{4}$	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
$1\frac{1}{2}$	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Tabela 4-7 Diâmetros e áreas de roscas métricas de passo fino e passo grosso.

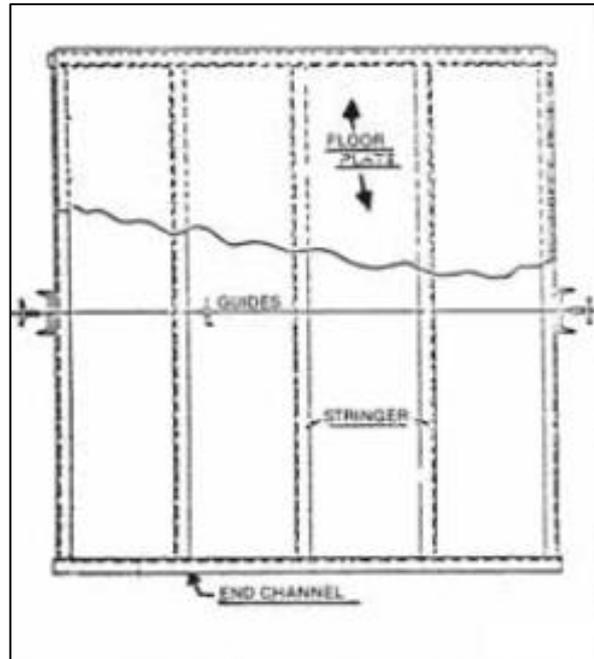
Diâmetro maior nominal <i>d</i> mm	<i>Série de passo grosso</i>				<i>Série de passo fino</i>	
	Passo <i>p</i> mm	Área de tensão de tração <i>A_t</i> , mm ²	Área de diâmetro menor <i>A_r</i> , mm ²	Passo <i>p</i> mm	Área de tensão de tração <i>A_t</i> , mm ²	Área de diâmetro menor <i>A_r</i> , mm ²
1,6	0,35	1,27	1,7			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

4.1.4 Plataforma

Definida a armação do carro segue-se para a estrutura da plataforma. Deve-se dimensionar a armação do quadro da plataforma, seu piso, vigas intermediárias e tirantes. Gibson (2008) provê um arranjo para armação da plataforma, como pode ser visto na Figura 4-7.

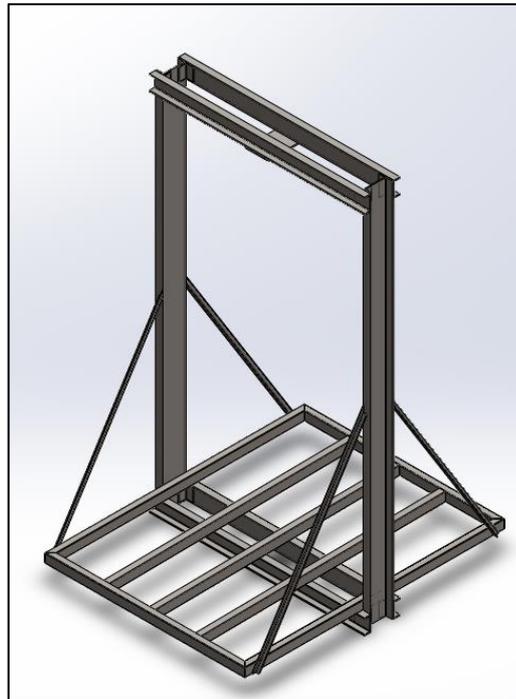
Figura 4-7 Esquema de uma plataforma de elevador de carga típico



Fonte: (GIBSON, 2008).

Foi arbitrada uma estrutura (Figura 4-8) com as armações do quadro da plataforma composta de perfil tubular retangular de 60mm x 40mm x 3mm e vigas intermediárias compostas de perfil tubular retangular de 60mm x 40mm x 2mm, perfis L de abas iguais de 1/2" x 1/8" e uma chapa de 2,25mm de espessura cobrindo a área da plataforma todos os elementos de aço ASTM A36 ou AISI 1020 que possui propriedades bastante semelhantes a depender da disponibilidade do mercado. Também foi estabelecida no cabeçote superior uma chapa de 12,7mm de espessura na qual se fixarão os cabos de aço por meio de tirantes adequados para os cabos escolhidos.

Figura 4-8 Vista isométrica da estrutura das armações do carro e plataforma da cabina.



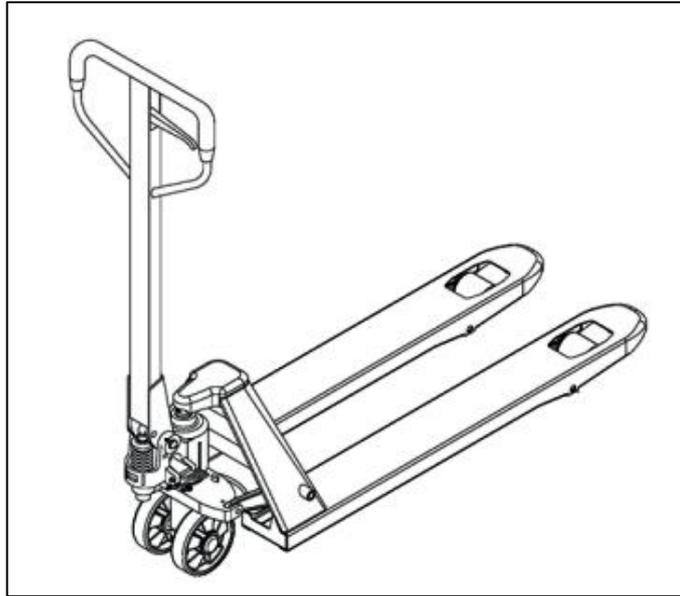
Fonte: Autor

4.1.5 Simulação Estrutural

Para a validação da estrutura foi realizada duas simulações de elementos finitos no software *SolidWorks*. O primeiro caso sendo para a carga nominal distribuída no piso por um retângulo de 1000mm x 1200mm e o segundo caso para a distribuição do carregamento concentrada nas rodas de uma transpaleteira.

Como as condições de carregamento e descarregamento são conhecidas e não há possibilidades para grandes desvios da carga a ser transportada determina-se que a condição em que há maior concentração de carga é durante o momento de carregamento e descarregamento em que a transpaleteira tem seus garfos levantados. Dividiu-se a carga nominal em 25% em cada roda dianteira e 50% nas rodas traseiras correspondentes ao comum arranjo de rodas de uma transpaleteira comum como pode ser vista na Figura 4-9.

Figura 4-9 Paleteira Hidráulica.

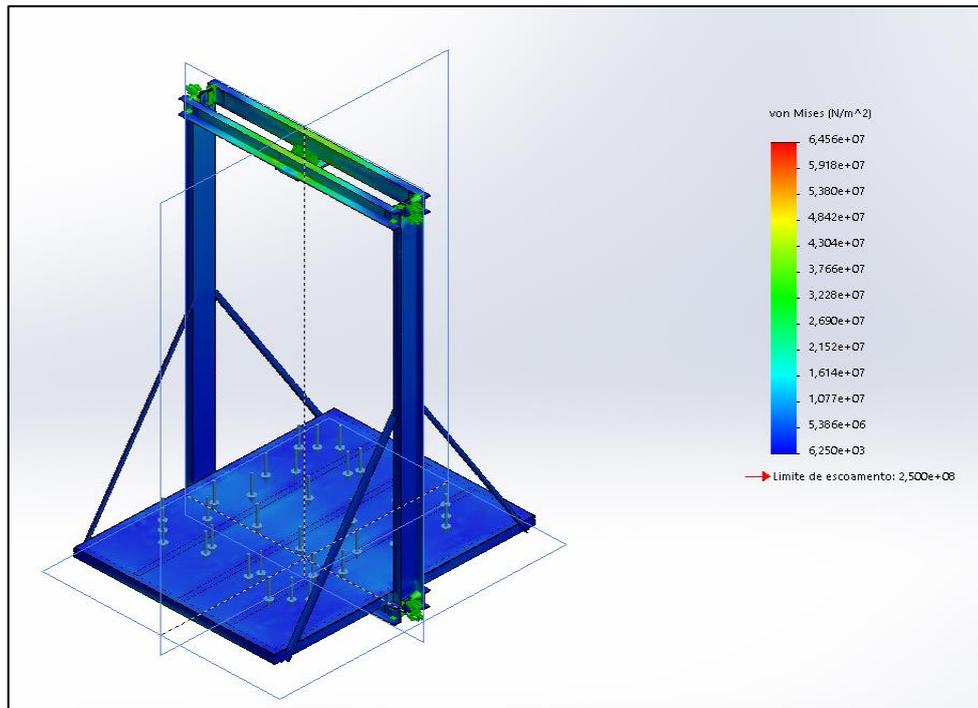


Fonte: (WORKER, 2019).

Para a análise de elementos finitos foram considerados apoios na chapa de fixação dos cabos no cabeçote superior e apoios nas extremidades das longarinas laterais da armação do carro que representam as corrediças fixadas nas guias laterais em razão destes suportarem cargas resultantes de qualquer excentricidade nos carregamentos quanto ao centro do piso. Para simplificar o modelo assumiu-se a união dos elementos por contato sem maior detalhamento. Utilizou-se uma malha sólida com base em curvatura que permite um uso sobre conjuntos de maior variação de dimensões entre seus elementos (DASSAULT SYSTEMES, 2016), o que se fez necessário para incluir a chapa de aço do piso na análise. Obteve-se assim as tensões de von Mises e os deslocamentos dos elementos para os dois casos considerados.

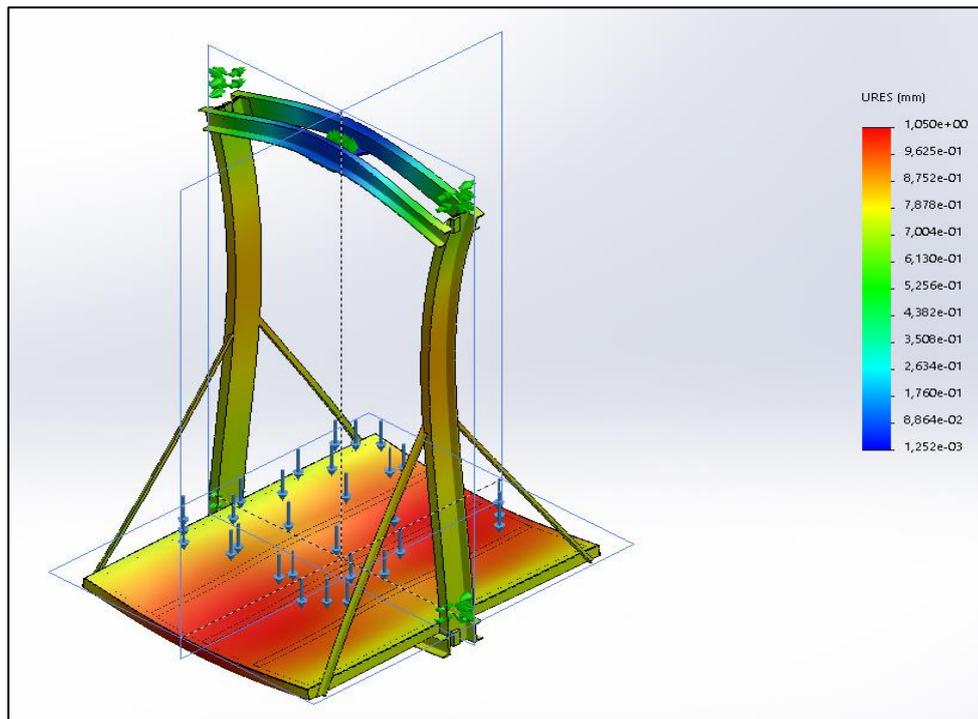
Os resultados obtidos para o caso de carregamento distribuído podem ser vistos nas Figura 4-10 e Figura 4-11 que demonstram as tensões de von Mises e deslocamentos obtidos respectivamente.

Figura 4-10 Tensões de Von Mises na estrutura da cabina para carregamento distribuído.



Fonte: Autor

Figura 4-11 Deslocamentos na estrutura par carregamento distribuído.

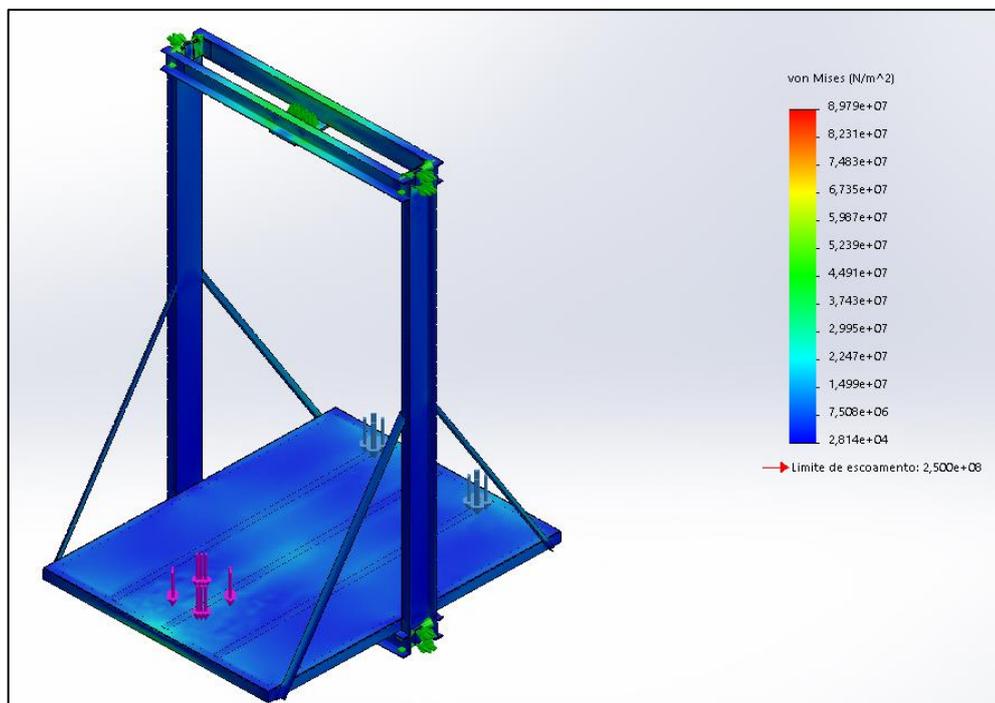


Fonte: Autor

Verifica-se valores baixos para as tensões internas dos elementos com os maiores valores se concentrando no meio do vão do cabeçote superior. Estes valores por si só poderiam indicar um superdimensionamento da estrutura, porém há de se considerar os deslocamentos máximos dos elementos que se situam por volta de 1mm, estando dentro do limite imposto pela norma NBR14712:2013 de 1/960 do comprimento do vão para carga estática para os cabeçotes inferior e superior e armação da plataforma que aparenta ser um critério que impõe um limite muito maior do que pelas tensões admissíveis. Além disso deve-se considerar que para casos de carregamentos concentrados estes valores serão maiores.

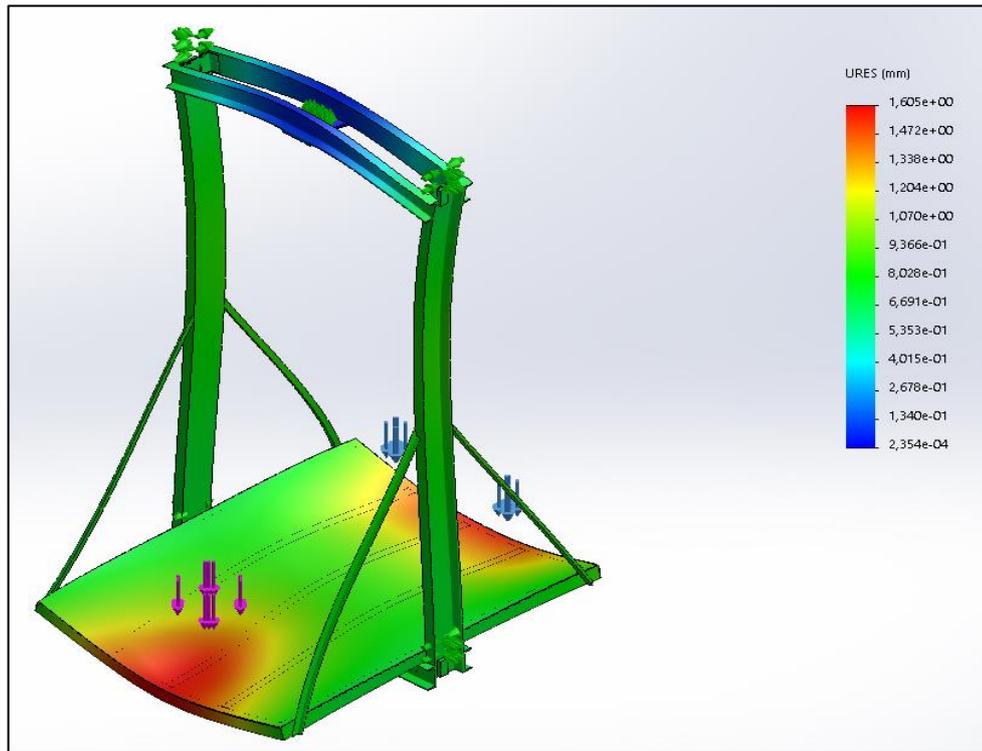
Os resultados obtidos para o caso em que a carga fora concentrada em três pontos representando as situações de carregamento e descarregamento podem ser vistos nas Figura 4-12 e Figura 4-13.

Figura 4-12 Tensões de von Mises na estrutura da cabina para carregamento concentrado.



Fonte: Autor.

Figura 4-13 Deslocamentos na estrutura par carregamento distribuído com deformação aumentada.



Fonte: Autor.

Verifica-se valores de tensões internas maiores e bem mais próximas aos limites de tensões admissíveis listados na Tabela 4-2, porém ainda dentro destes. As maiores tensões se concentraram no meio do vão do cabeçote superior e nas longarinas de armação da plataforma e os maiores deslocamentos se fazem justamente nos locais em que se concentram os carregamentos nos elementos da plataforma. Os elementos da armação da plataforma neste caso possuem um deslocamento maior do que o limite de $1/960$ do vão, porém os cabeçotes inferior e superior se mantêm dentro do limite.

Visto que mesmo assim as tensões internas encontram-se todas dentro dos limites impostos que já são valores com coeficientes de segurança aplicados sobre a tensão de escoamento do material os elementos em questão não correm risco algum de saírem do deixarem o regime elástico para o caso em questão sendo essas deformações temporárias durante o processo de carregamento e descarregamento.

O restante dos elementos na cabina não possui grande significância estrutural, escolheu-se chapas de aço de 0,85mm de espessura para a metade inferior das paredes e uma tela de aço quadriculado com espessura de 2mm e abertura inferior a 12mm para a metade superior das

paredes e para o teto conforme permitido pela NBR 14712:2013. Para as portas optou-se por acionamento manual de eixo vertical pela simplicidade a baixo custo além de manter a conformidade com a norma desde que a instalação seja em locais fechados e a operação apenas com a presença de funcionários sem acesso ao público em geral.

4.2 CONTRAPESO

Para balancear a carga a ser movimentada e reduzir-se o torque a ser vencido pelo motor utiliza-se um contrapeso de massa correspondente ao peso da cabina mais 40% a 50% da carga nominal (RUDENKO, 1976). Adotou-se o valor de 40% da carga nominal visando a menor diferença de massa entre o contrapeso e o carro vazio e totalmente carregado. Ou seja, deverá ter uma massa de 750kg.

Os pesos utilizados são blocos de concreto cuja densidade adotada foi de 2400kg/m³ (PINHEIRO, MUZARDO e SANTOS, 2004) para estimar-se as dimensões do contrapeso. Ao contrário da cabina, a carga no contrapeso situa-se na mesma posição em todos os casos o que faz com que o carregamento considerado no cabeçote inferior seja um carregamento uniformemente distribuído ao longo do comprimento do mesmo. Ou seja, desconsiderando a massa da armação do contrapeso deve o volume de concreto em blocos deve ser pouco menos do que 0,31m³.

Considerando uma viga bi apoiada com uma carga pontual correspondente ao peso total do contrapeso para representar o cabeçote superior como visto no dimensionamento dos cabeçotes da armação do carro verifica-se um momento fletor resistente máximo de 2758218,75 N.mm. Adotando-se um coeficiente de segurança de 2 com base na tensão de escoamento do material (ASTM A36 $\sigma_e = 250MPa$) têm se que o módulo de resistência elástica do perfil no eixo do esforço deve maior ou igual a 22065,75mm³.

Buscou-se um conceito simples de utilizar quatro perfis U de chapas dobradas de modo que as longarinas encaixassem dentro dos cabeçotes com sua união parafusada semelhante a armação do carro de modo a não gerar muitos custos nem ocupar muito espaço na caixa de corrida. Com o objetivo de obter um perfil adequado e fácil de se obter observou-se em primeiro momento a Tabela 4-8 na qual constam perfis de chapa dobrada a frio normalizados segundo a NBR 6355.

Tabela 4-8 Dimensões e propriedades de Perfis U de chapa dobrada a frio. Fonte: NBR6355

Perfil U	Dimensões		Dimensões						Eixo x				Eixo y				
	m kg/m	A cm ²	b _w mm	b _t mm	t = t _n mm	r _i mm	I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm	x _g cm	x ₀ cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	r _y cm	I _t cm ⁴	C _w cm ⁶	r ₀ cm
125 x 75 x 2,65	5,54	7,06	125	75	2,65	2,65	183,39	29,34	5,10	2,17	4,92	41,25	7,74	2,42	0,165	1090,88	7,49
125 x 75 x 3,00	6,24	7,95	125	75	3,00	3,00	205,37	32,86	5,08	2,19	4,92	46,29	8,72	2,41	0,238	1218,99	7,47
125 x 75 x 3,35	6,94	8,84	125	75	3,35	3,35	226,84	36,29	5,06	2,21	4,91	51,25	9,68	2,41	0,330	1343,56	7,45
125 x 75 x 3,75	7,73	9,85	125	75	3,75	3,75	250,76	40,12	5,05	2,22	4,90	56,79	10,77	2,40	0,461	1481,66	7,43
125 x 75 x 4,25	8,71	11,09	125	75	4,25	4,25	279,74	44,76	5,02	2,25	4,89	63,56	12,10	2,39	0,667	1648,01	7,41
125 x 75 x 4,75	9,67	12,32	125	75	4,75	4,75	307,72	49,24	5,00	2,27	4,88	70,14	13,42	2,39	0,926	1807,54	7,38
125 x 75 x 6,30	12,58	16,02	125	75	6,30	6,30	388,20	62,11	4,92	2,35	4,85	89,36	17,35	2,36	2,117	2260,41	7,30
125 x 75 x 8,00	15,40	19,62	125	75	8,00	12,00	455,07	72,81	4,82	2,47	4,86	106,87	21,25	2,33	4,182	2688,83	7,23
150 x 50 x 2,00	3,82	4,87	150	50	2,00	2,00	158,88	21,18	5,71	1,09	2,62	10,93	2,79	1,50	0,065	430,47	6,46
150 x 50 x 2,25	4,28	5,46	150	50	2,25	2,25	177,32	23,64	5,70	1,10	2,61	12,20	3,13	1,49	0,092	479,10	6,44
150 x 50 x 2,65	5,02	6,39	150	50	2,65	2,65	206,17	27,49	5,68	1,12	2,60	14,18	3,65	1,49	0,150	554,61	6,42
150 x 50 x 3,00	5,66	7,20	150	50	3,00	3,00	230,76	30,77	5,66	1,13	2,59	15,87	4,10	1,48	0,216	618,42	6,40
150 x 50 x 3,35	6,28	8,01	150	50	3,35	3,35	254,76	33,97	5,64	1,15	2,58	17,52	4,55	1,48	0,299	680,15	6,38
150 x 50 x 3,75	7,00	8,91	150	50	3,75	3,75	281,45	37,53	5,62	1,16	2,57	19,35	5,04	1,47	0,417	748,21	6,35
150 x 50 x 4,25	7,87	10,03	150	50	4,25	4,25	313,74	41,83	5,59	1,19	2,56	21,57	5,66	1,47	0,603	829,62	6,32
150 x 50 x 4,75	8,74	11,13	150	50	4,75	4,75	344,84	45,98	5,57	1,21	2,55	23,70	6,25	1,46	0,836	907,06	6,29
150 x 50 x 6,30	11,34	14,45	150	50	6,30	6,30	433,86	57,85	5,48	1,28	2,51	29,80	8,01	1,44	1,909	1123,08	6,20
150 x 50 x 8,00	13,83	17,62	150	50	8,00	12,00	503,31	67,11	5,34	1,38	2,50	35,23	9,72	1,41	3,756	1320,98	6,07
150 x 75 x 2,65	6,06	7,72	150	75	2,65	2,65	278,09	37,08	6,00	2,00	4,63	43,77	7,95	2,38	0,181	1677,77	7,94
150 x 75 x 3,00	6,83	8,70	150	75	3,00	3,00	311,80	41,57	5,99	2,01	4,62	49,14	8,96	2,38	0,261	1876,92	7,92
150 x 75 x 3,35	7,60	9,68	150	75	3,35	3,35	344,82	45,98	5,97	2,03	4,61	54,42	9,95	2,37	0,362	2071,06	7,91
150 x 75 x 3,75	8,47	10,79	150	75	3,75	3,75	381,72	50,90	5,95	2,05	4,60	60,35	11,07	2,37	0,505	2286,90	7,88
150 x 75 x 4,25	9,54	12,16	150	75	4,25	4,25	426,60	56,88	5,92	2,07	4,59	67,58	12,45	2,36	0,731	2547,82	7,86
150 x 75 x 4,75	10,60	13,51	150	75	4,75	4,75	470,11	62,68	5,90	2,09	4,58	74,63	13,81	2,35	1,015	2799,05	7,83
150 x 75 x 6,30	13,81	17,60	150	75	6,30	6,30	596,48	79,53	5,82	2,17	4,55	95,30	17,87	2,33	2,326	3518,53	7,75
150 x 75 x 8,00	16,97	21,62	150	75	8,00	12,00	704,95	93,99	5,71	2,28	4,54	114,65	21,96	2,30	4,608	4209,87	7,65

Fonte: NBR6355

Percebe-se que o perfil U 150x75x8 quase atende aos requisitos estabelecidos, porém seu módulo de resistência elástica (W_y) ainda se situa pouco abaixo do valor mínimo para o coeficiente de segurança determinado. Decidiu-se utilizar perfis U de chapa dobrada a frio de dimensão personalizada, para os cabeçotes inferior e superior perfis U 150x100x8, representando um acréscimo no comprimento da mesa em comparação com os perfis normalizados ao invés de ir para a série de 200mm pois isso acarretaria em um aumento da largura do mesmo. Para as longarinas também se utilizou perfis U 134x100x8 de dimensão personalizada de modo que este se encaixe no perfil dos cabeçotes.

Calculou-se as propriedades de seção para o perfil utilizado nos cabeçotes e com estes dados estimou-se a tensão de flexão e flecha máxima da mesma forma que realizado para a armação do carro. Os resultados podem ser observados na Tabela 4-9. A tensão máxima de flexão e flecha máxima atendem inclusive aos requisitos determinados para a armação do carro.

Tabela 4-9 Propriedades de seção U 150x100x8, tensão de flexão e flecha máxima para cabeçote superior.

Parâmetro	Valor	Unidade
-----------	-------	---------

A	2562,12	mm^2
I_{yy}	2591869,32	mm^4
I_{xx}	9077700,19	mm^4
W_{yy}	38603,9517	mm^3
W_{xx}	121036,0025	mm^3
l	1500	mm
σ_{fmax}	71	MPa
f_{max}	0,9979	mm

Fonte: Autor.

As longarinas possuem rasgos em uma das mesas de modo que possam ser inseridos os blocos de concreto. Os cabos de aço por meio de tirantes são fixados no cabeçote superior. Tal estrutura pode ser observada na Figura 4-14. As dimensões externas são 1500mm x 2000mm x 150mm e a massa da estrutura é de aproximadamente 135kg, restando uma massa de 615kg em blocos de concreto para atingir o peso correto para o contrapeso.

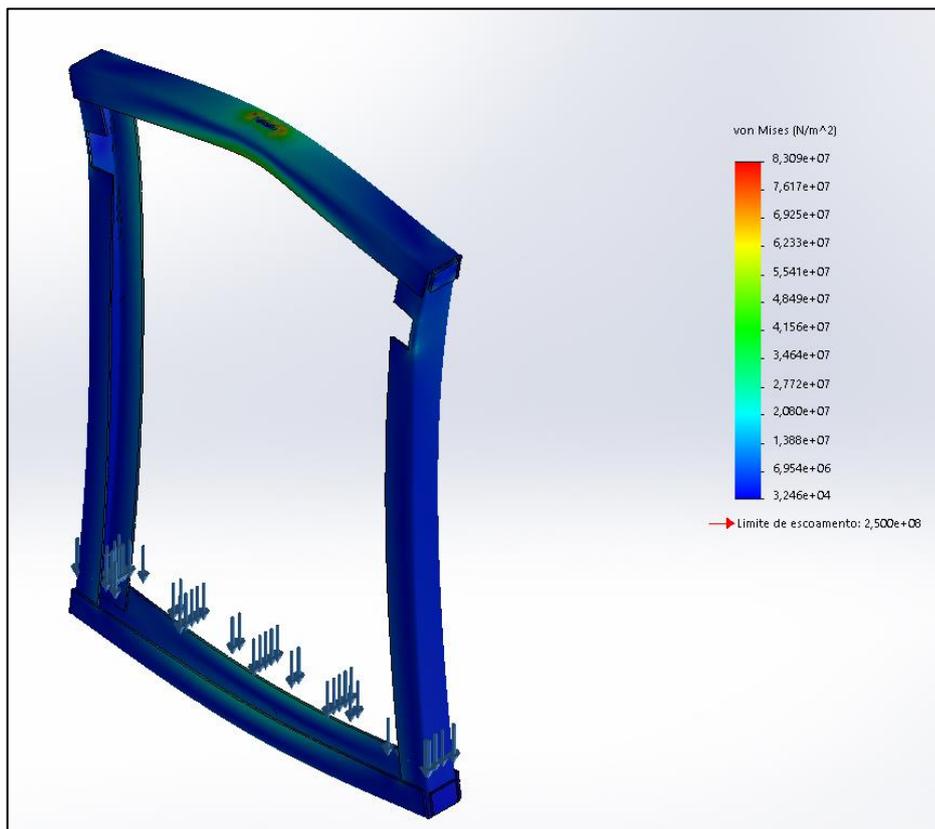
Figura 4-14 Armação do contrapeso.



Fonte: Autor.

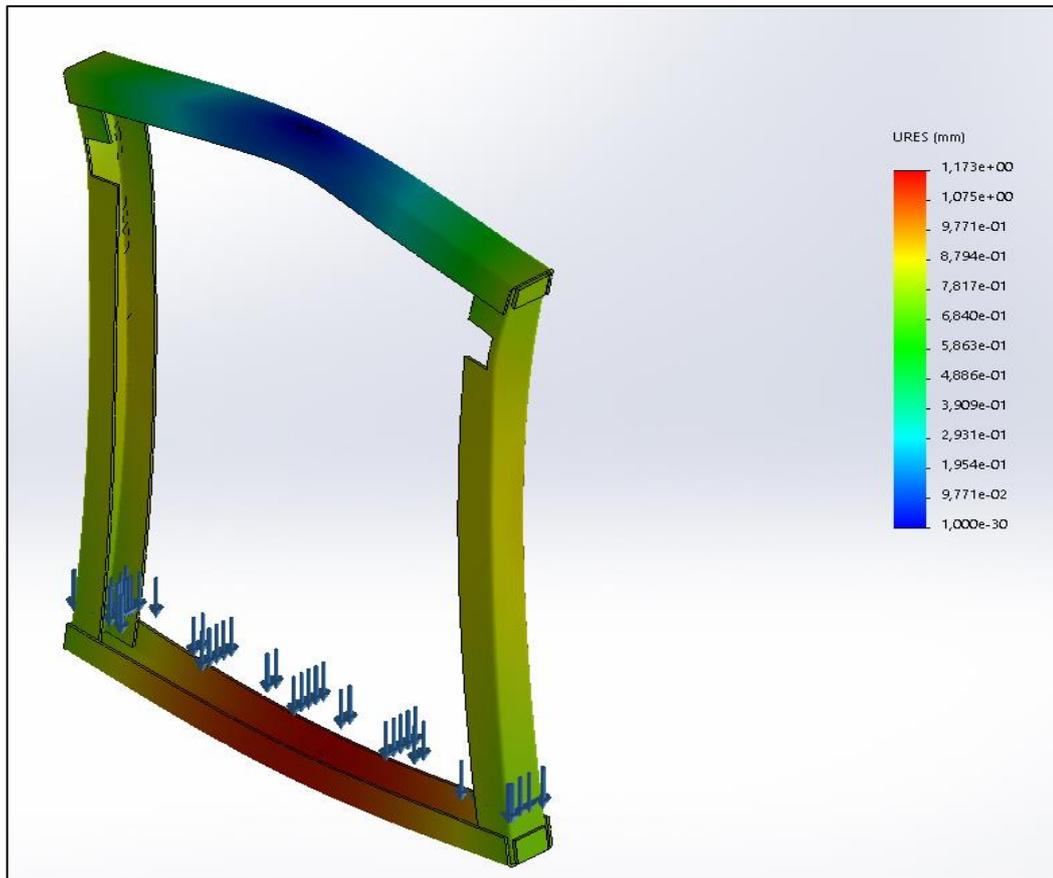
Para validação foi realizada uma análise estática no software *SolidWorks*, a malha utilizada foi a padrão e a fixação dos componentes se deu ao redor dos furos onde se fixará os cabos de aço, ligações entre os elementos não foram consideradas. As tensões de von Mises e os deslocamentos podem ser observados nas Figura 4-15 e Figura 4-16. A concentração de tensões deu-se no centro do cabeçote superior justamente na região de fixação dos cabos e o maior deslocamento da estrutura se dá na faixa de 1,2mm.

Figura 4-15 Tensões de von Mises na estrutura do contrapeso com ampliação das distorções.



Fonte: Autor.

Figura 4-16 Deslocamentos na estrutura do contrapeso com ampliação das distorções.



Fonte: Autor.

Para a união parafusada entre os elementos utilizou-se o mesmo método usado no dimensionamento da armação do carro (Figura 4-5 e Figura 4-6). Com isso foram obtidos os resultados conforme a Tabela 4-10.

Tabela 4-10 Determinação das menores áreas para os parafusos das ligações entre os elementos da armação do contrapeso.

Parâmetro	Valor	Unidade
n	8	n/a
l	700	mm
r	53,033	mm
V	3677,625	N

M	2574337,5	N.mm
F_1	459,7031	N
F_2	6067,7727	N
F_r	6401.09	N
$\sigma_{adm A307}$	75	MPa
$A_r A307$	85,3479	mm ²
$\sigma_{adm A325/8.8}$	150	MPa
$A_r A325/8.8$	42,6739	mm ²

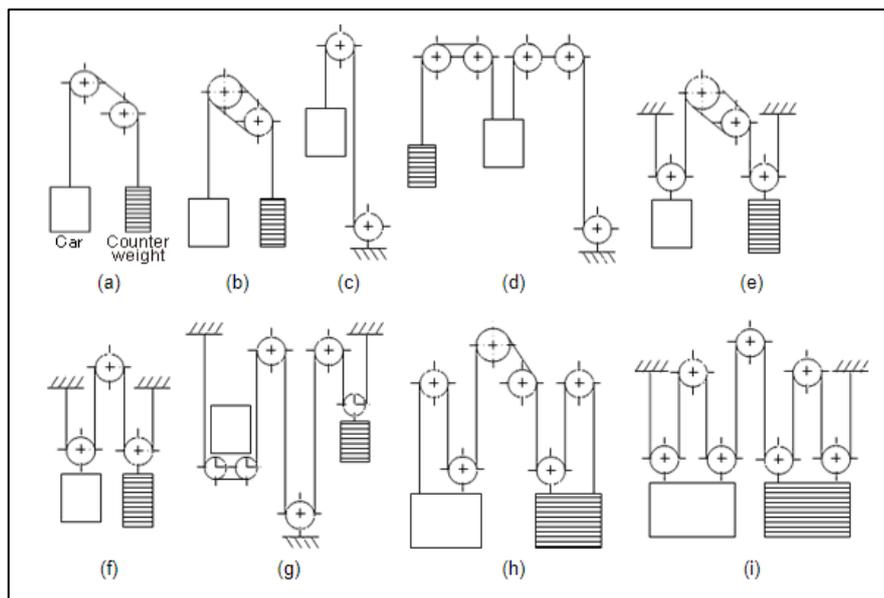
Fonte: Autor.

Verifica-se pelas tabelas 8 e 9 que um parafuso A307 que satisfaça as condições deve ser de no mínimo ½” de diâmetro nominal e um parafuso classe 8.8 M10 ao menos. Escolhe-se o último por representar menor diminuição de área se seção nos perfis da armação do contrapeso.

4.3 SISTEMA DE TRAÇÃO

Faz-se necessário discorrer sobre o sistema tração, o que envolve o arranjo de polias e seu dimensionamento, escolha dos cabos de aço e da máquina de tração a movimentar o sistema. Alguns arranjos de polias podem ser observados na Figura 4-17.

Figura 4-17 Tipos de transmissões para elevadores.



Fonte: (MISTUBISHI ELECTRIC, 2022).

Escolhe-se o modelo (a) que consiste de um sistema 1:1 de transmissão a despeito do modelo (f) ser mais indicado para elevadores de carga em busca de simplificar o projeto, embora a carga nominal possa ser alta o sistema possui uma quantidade mínima de polias o que possibilita uma manutenção mais rápida, maior eficiência dos cabos sem comprometimento do sistema devido à baixa velocidade de operação e percurso.

Seguiu-se a NBR 16042:2013. Começando pelos cabos de aço, segundo a mesma o diâmetro nominal mínimo do mesmo deve ser de diâmetro nominal maior ou igual a 8mm, pelo menos dois elementos independentes e sua relação com o diâmetro primitivo da polia deve ser de pelo menos 1:40. O coeficiente de segurança do mesmo deve ser de no mínimo 12 para três ou mais cabos e de 16 para dois, devendo ser calculado de acordo com o seu anexo N.

Começa-se determinando o número equivalente de polias que leva em consideração o número de flexões e o grau de severidade que cada flexão e se a mesma é reversa ou não, ou seja, se é oposta à flexão precedente. As expressões que determinam o número equivalente de polias (N_{equiv}) se apresentam abaixo:

$$N_{equiv} = N_{equiv(t)} + N_{equiv(p)}$$

$N_{equiv(t)}$ é o número equivalente de polias motrizes

$N_{equiv(p)}$ é o número equivalente de polias de desvio

$N_{equiv(t)}$ se dá pela Tabela 4-11 que relaciona os perfis de corte e seus ângulos a um número equivalente.

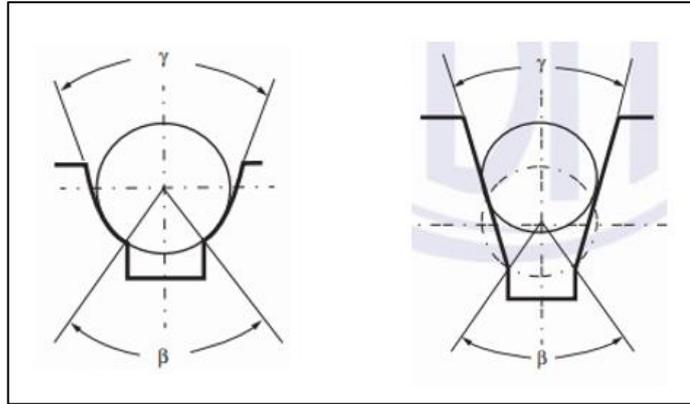
Tabela 4-11 Números equivalentes de para polias motoras.

Ranhuras V	ângulo γ	-	35°	36°	38°	40°	42°	45°
	$N_{equiv(t)}$	-	18,5	15,2	10,5	7,1	5,6	4,0
Ranhuras U/V com recorte	ângulo β	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	$N_{equiv(t)}$	2,5	3,0	3,8	5,0	6,7	10,0	15,2

Fonte NBR16042

Os ângulos β e γ correspondem ao ângulo de abertura do perfil e ângulo do recorte com o cabo de aço como visto na Tabela 4-11.

Figura 4-18 Ranhura semicircular recortada à esquerda e ranhura em v recortada à direita.



Fonte: NBR16042

$N_{equiv(p)}$ se dá pela expressão abaixo:

$$N_{equiv(p)} = K_p(N_{ps} + 4N_{pr})$$

Onde

N_{ps} é o número de polias com flexões simples

N_{pr} é o número de polias com flexões reversas

K_p é o fator de relação entre os diâmetros das polias motriz e de desvio, sendo determinado por:

$$K_p = \left(\frac{D_t}{D_p}\right)^4$$

Com D_t sendo o diâmetro da polia motora e D_p o diâmetro médio de todas as polias de desvio.

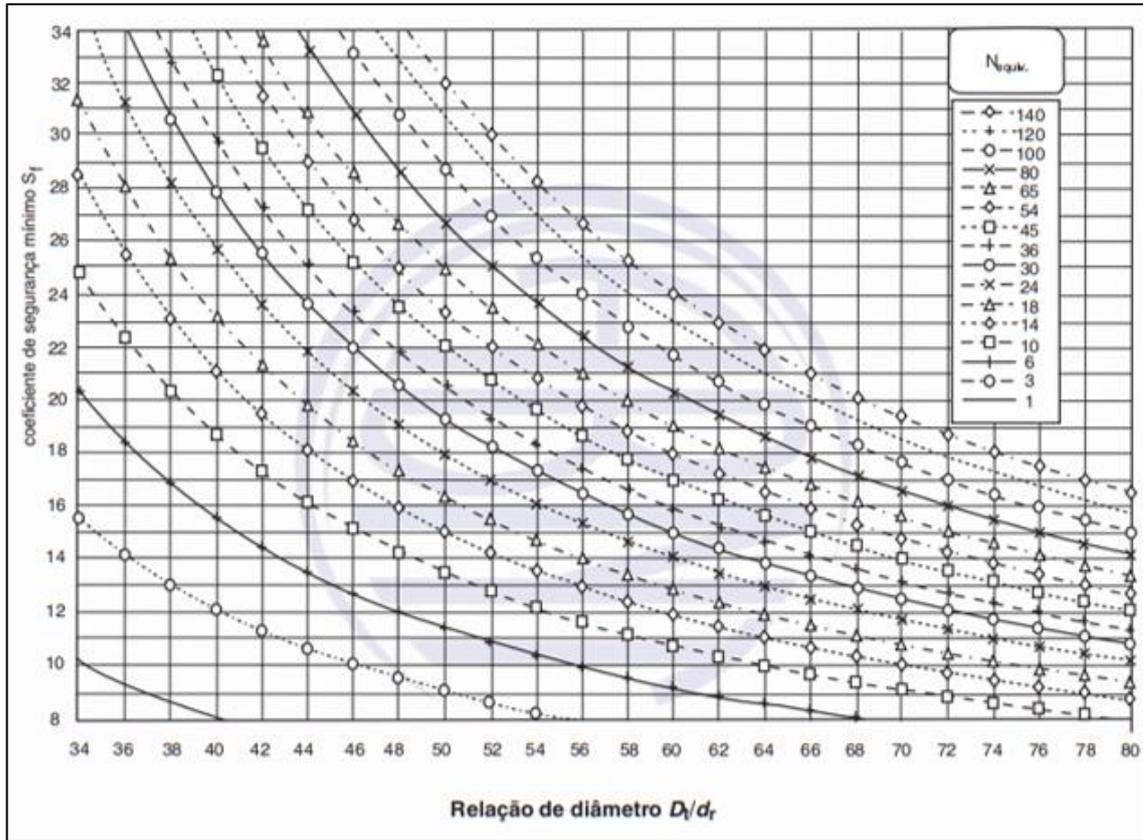
Por fim o coeficiente de segurança mínimo se dá pela seguinte expressão:

$$S_f = 10 \left(\frac{\log \left(\frac{695,85 \times 10^6 \cdot N_{equiv}}{\left(\frac{D_t}{d_r}\right)^{8,567}} \right)}{2,6834 - \frac{\log \left(77,09 \left(\frac{D_t}{d_r}\right)^{-2,894} \right)}{\log \left(77,09 \left(\frac{D_t}{d_r}\right)^{-2,894} \right)}} \right)$$

Sendo d_r o diâmetro do cabo escolhido.

A NBR 16042 também fornece um diagrama que representa as curvas da expressão de coeficiente de segurança mínimo como visto na Figura 4-19.

Figura 4-19 Avaliação de coeficiente de segurança mínimo.



Fonte NBR 16042.

Chegou-se de forma iterativa aos seguintes valores para o projeto observáveis na Tabela 4-12. Obteve-se o diâmetro para a polia motora de 510mm de canal U recortado devido maior durabilidade em comparação com o canal V como mencionado em Koshak (2017). O ângulo de recorte do canal (β) foi determinado por ser de 90° de acordo com Toralkar (2009).

Tabela 4-12 Determinação de coeficiente mínimo de segurança. Autoria própria.

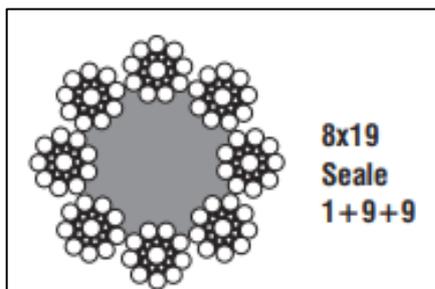
Variável	Valor	Unidade
d_r	12,7	mm
D_t	510	mm
D_p	400	mm
β	90	$^\circ$
$N_{equiv(t)}$	5	N/A

$N_{equiv(p)}$	2,64	N/A
K_p	2,64	N/A
N_{ps}	1	N/A
N_{pr}	0	N/A
N_{equiv}	7,64	N/A
S_f	16,83	N/A

Fonte: Autor

O cabo de aço escolhido foi o tipo 8x19 Seale (Figura 4-20) de arame próprio para elevadores como citado em Melconian (2019). A carga mínima de ruptura em tonelada-força para os diferentes diâmetros de cabos pode ser vista na Tabela 4-13.

Figura 4-20 Arranjo do cabo de aço 8 x 19 + alma de fibra Seale 1+9+9.



Fonte: (CIMAF, 2012)

Tabela 4-13 Diâmetros de cabo e cargas de ruptura mínimas correspondentes para cabo de aço classe 8 x 19 + AF Seale.

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)
mm	pol.		TS
8,0	5/16"	0,223	2,86
9,5	3/8"	0,315	4,10
11,0	-	0,445	5,42
13,0	1/2"	0,560	7,60
16,0	5/8"	0,880	11,55

Fonte: Catálogo da empresa CIMAF

Sendo a tração estática máxima imposta ao cabo de 1350 kgf, correspondentes a carga nominal do elevador acrescida do peso da cabina o fator de segurança obtido é verificado:

$$C_{rm}N_{cabos} \geq S_f T$$
$$7600 \cdot 3 \geq 16,83 \cdot 1350$$
$$22800 \geq 22720,5$$

Onde

C_{rm} é a carga de ruptura mínima em kgf.

N_{cabos} é o número de cabos de aço.

S_f é o coeficiente mínimo de segurança.

T a tração máxima imposta ao cabo em kgf, o que nesta configuração de 1:1 equivale ao peso do carro acrescido do peso da cabina.

Os meios de fixação para cabos de aço mais comumente utilizados em elevadores são tirantes de soquete de cunha para o diâmetro de cabo apropriado. Escolheu-se o tirante apropriado para o cabo do tipo D com mola (Tabela 4-14) para atenuar possíveis trancos durante a vida útil do equipamento, estendendo a mesma e reduzindo a necessidade de manutenção

Tabela 4-14 Soquetes de cunha simétricos com parafuso de olho de acordo com EN 13411-7.

Cabo-Ø d	Tamanho nominal	a	Tamanho normal Tipo UM			Tipo UM appr. kg	Tipo D			Tipo FP			Tipo FP 2			Tipo FP 3		
			L ₁ ** mm	L ₂ * mm	L ₃ mm		d ₁ mm	L ₄ mm	appr. kg	d ₂ mm	L ₅ mm	appr. kg	L ₆ mm	appr. kg	L ₇ mm	appr. kg		
4 - 5	5	M10	276	180	70	0,420	25	85,5	0,510	40	38	0,361	55	0,373	72	0,384		
5 - 6,5	6,5	M10	264	180	70	0,380	25	85,5	0,470	40	38	0,401	55	0,414	72	0,424		
6 - 8	8	M12	450	320	150	0,780	45	167	1,420	50	51	0,870	79	0,900	107	0,930		
9 - 11	11	M16	484	320	150	1,650	45	173	2,490	58	59	1,785	87	1,815	115	1,850		
12 - 14	14	M20	598	400	150	3,230	54	202	4,500	68	65	3,530	93	3,570	121	3,610		
15 - 17	17	M24	674	450	150	5,300	65	248	8,150	80	74	5,830	102	5,910	130	5,990		
18 - 20	20	M27	760	500	150	8,000	65	254	10,950									
21 - 25	25***	M30	740	500	150	11,000	80	251	14,500									

Fonte: (PFEIFER DRAKO).

Miravete (2007) trata sobre as forças atuantes na polia motora e pautado na norma europeia EN 81. A relação entre as tensões nos cabos deve ser sempre inferior à função Euler abaixo a fim de assegurar o tracionamento dos cabos pela polia motora:

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha}$$

Onde

f é o coeficiente de atrito aparente.

α é o ângulo de abraçamento da polia motora.

T_1 e T_2 são as forças nos cabos em ambos os lados da polia motriz. Correspondem a tração do lado mais carregado e menos carregado, respectivamente.

C_1 é um coeficiente que varia em função da aceleração e desaceleração da cabina.

C_2 é um coeficiente que varia em função do tipo de canal da polia.

O valor do coeficiente C_1 para uma velocidade nominal de 0,75m/s pode ser considerado como 1,15 e o valor do coeficiente C_2 para uma polia de canal U recortado como 1.

As relações entre T_1 e T_2 são calculadas para dois casos, cabina carregada com 125% da carga nominal chegando à parada mais baixa e cabina vazia chegando à parada mais alta. O valor mais alto deve ser adotado. Calculando-se essa relação para os dois casos tem-se:

Caso 1:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1250[kgf] + 350[kgf]}{0,4 \cdot 1000[kgf] + 350[kgf]} = 2,133$$

Caso 2:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{750[kgf]}{350[kgf]} = 2,14$$

Desconsiderou-se a massa dos cabos devido ao baixo deslocamento de apenas 4,4 metros. A expressão que determina o coeficiente de atrito aparente varia de acordo com o tipo de canal da polia. Para polias de canal U recortado utiliza-se a expressão abaixo a qual já se calculou o valor do mesmo para o projeto.

$$f = \frac{4\mu(1 - \sin \frac{\delta}{2})}{\pi - \delta - \sin \delta}$$

$$f = \frac{4(0,09)(1 - \sin \frac{\delta}{2})}{\pi - \delta - \sin \delta}$$

$$f = 0,1847$$

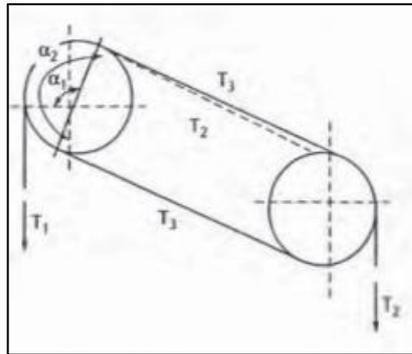
Onde

μ é o coeficiente de atrito entre o aço e o ferro fundido estimado em 0,09.

δ é o ângulo de recorte do canal em radianos.

Substituindo os valores na função de Euler tem-se que o ângulo mínimo de abraçamento de 4,8758 radianos ou 279°. Percebe-se que para atingir esse ângulo de abraçamento é necessário que o cabo percorra mais de meia volta na polia motora. Sem o acréscimo de mais uma polia de desvio com flexão reversa ao sistema já convencionado para o projeto, o que aumentaria ainda mais o número equivalente de polias e conseqüentemente o coeficiente mínimo de segurança para os cabos de aço, a presente configuração 1:1 *single wrap* e polias de canal U recortado se faz incapaz de fornecer a tração de suspensão necessária. Muda-se então o sistema escolhido para a configuração *double wrap* resultando em mais canais no conjunto de polias e ampliação da área de contato como pode-se ver na Figura 4-21.

Figura 4-21 Diagrama de forças sobre um sistema de polias de amarração dupla.



Fonte: (MIRAVETE e EMILIO, 2007).

Tem-se que:

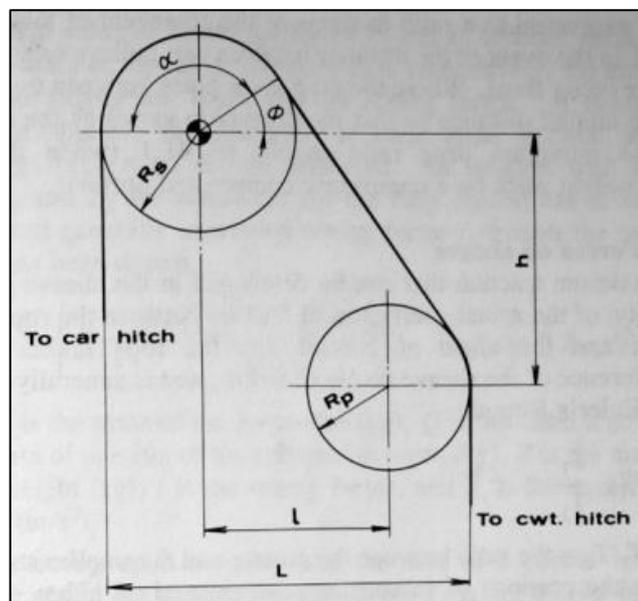
$$\frac{T_1}{T_3} \leq e^{f\alpha_1}; \frac{T_3}{T_2} \leq e^{f\alpha_2}$$

Portanto:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f(\alpha_1+\alpha_2)}$$

O ângulo de abraçamento α_1 é determinado como em Janovsky (1993) pelas relações geométricas entre a polia motora e a polia de desvio como se observa na Figura 4-22 e na demonstração abaixo.

Figura 4-22 Geometria da polia motora e polia de desvio.



Fonte: (JANOVSKY, 1993).

Onde

α é o ângulo de abraçamento da polia que equivale a $\varphi - 180^\circ$.

L é a distância máxima entre os cabos de aço.

l é a distância horizontal entre os centros das polias.

h é a distância vertical entre os centros das polias.

R_s é o raio da polia motora.

R_p é o raio da polia de desvio.

φ é o ângulo entre a linha horizontal da polia motora e o ponto de tangência do cabo de aço com a mesma

O ângulo φ pode ser determinado por:

$$\varphi = \sin^{-1} \frac{l \times \sqrt{l^2 + h^2 - (R_s - R_p)^2} - h \times (R_s - R_p)}{l^2 + h^2}$$

Estima-se que a distância horizontal de centro a centro (l) de 665mm e sabe-se que α_1 deve ser de no mínimo 1,7342 radianos o que resultaria em um ângulo φ de até 1,4074 radianos. Substituindo os valores na equação acima e resolvendo os valores têm-se que a menor distância vertical entre os centros das polias motora e de desvio (h_{min}) deverá ser de pelo menos 49mm, distância de posicionamento que poderá ser facilmente superada durante a fixação das polias na estrutura superior que suportará todo o carregamento estático do equipamento.

4.4 MÁQUINA DE TRACÇÃO

Com os parâmetros obtidos até agora estima-se a potência necessária de motor segundo as equações retiradas de Antunes (1997):

$$v = \frac{\pi D_t n}{1000} \quad N_r = \frac{Q_c v}{\eta_t 4500} \quad N_i = \frac{Q_t v^{2,4}}{g t_a \eta_t 270000} \quad N_m = N_i + N_r$$

Onde:

v é a velocidade da subida de carga (m/min)

D_t é o diâmetro da polia motora (mm)

n é a rotação do eixo da polia motora (rpm)

Q_c é o peso da carga a ser movimentada em (kgf)

η_t é a eficiência total do sistema (adimensional)

Q_t é a carga total de levantamento (kgf)

N_r é a potência de regime (cv)

N_i é a potência de inércia do sistema (cv)

N_m é a potência do motor (cv)
 t_a tempo de arranque (~3s)

Estimou-se um valor de rendimento para de sistema de 0,6 com base na avaliação de diversos catálogos de redutores de parafuso sem-fim. Os parâmetros obtidos podem ser observados na Tabela 4-15.

Tabela 4-15 Parâmetros para determinação de potência motora.

Variável	Valor	Unidade
v	45	m/min
D_t	520	mm
n	28,08	rpm
Q_c	600	kgf
η_t	0,60	N/A
Q_t	1350	kgf
N_r	10	cv
N_i	0,8	cv
N_m	10,8	cv

Fonte: Autor.

Visando atender a capacidade de carga nominal em conformidade com os parâmetros obtidos constatou-se que dimensionar uma máquina de tração para elevadores que satisfaça todas as condições impostas por normas se torna muito custoso em termos de tempo e preço. O modelo escolhido foi a máquina de tração reduzida YJ240-A-I da empresa chinesa XINDA ELEVATOR (Figura 4-23 Máquina de tração modelo YJ240.Figura 4-23). Seus dados podem ser vistos na Tabela 4-16. Como pode ser observado a polia de tração possui um diâmetro acima do mínimo de 520mm para o qual estipulou-se outros parâmetros do sistema de tração. Com isso os parâmetros reais de acordo com a polia de tração empregada pelo motor se fazem foram recalculados e seus resultados descritos na Tabela 4-17. Verificou-se que a mudança destes, entretanto, não torna nenhuma alteração de projeto necessária.

Figura 4-23 Máquina de tração modelo YJ240.



Fonte: (NINGBO XINDA ELEVATOR GROUP, 2022).

Tabela 4-16 Propriedades da máquina de tração YJ-240.

Propriedades da máquina de tração YJ-240		
Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade nominal	0,75	m/s
Carga nominal	1000	kg
Potência nominal	9	kW
Velocidade de rotação	1300	Rpm
Razão de redução	1:56	N/A
Capacidade estática	6000	kg
Peso	656	kg
Polia de Tração	Ø620-6-13	mm

Fonte: (NINGBO XINDA ELEVATOR GROUP, 2022).

Tabela 4-17 Parâmetros do sistema de tração modificados para a polia de tração real.

Parâmetros do sistema de tração recalculados para a polia de tração real		
Parâmetro	Valor	Unidade
D_t	620	N/a
K_p	5,77	N/a
$N_{equiv(p)}$	5,77	N/a
N_{equiv}	10,772	N/a
S_f	14,2182	N/a
l	615	mm
R_s	310	mm
h_{min}	41	mm

Fonte: Autor.

4.5 GUIAS

O carro e o contrapeso devem ser, cada um deles, guiados por pelo menos duas guias de aço as quais devem atender a seus requisitos de tensões admissíveis e deflexões máximas. O anexo G da norma NBR16042 dispõe de um método de cálculo para verificar seus esforços que será utilizado.

As tensões admissíveis devem ser calculadas com base na tensão de ruptura a tração do material dividida pelo coeficiente de segurança determinado pela norma em função da do alongamento do material. Para guias de acordo com a NBR NM 196 (Tabela 4-19) perfis T para guia de elevador, são válidas as tensões admissíveis conforme a Tabela 4-18. Além disso as deflexões admissíveis são de 5mm em ambas as direções para guias do carro e contrapeso na

atuação dos freios de segurança e 10mm em ambas as direções para as guias do contrapeso sem freio de segurança.

Tabela 4-18 Tensões admissíveis para guias de elevador de acordo com a NBR NM 196.

Casos de carga	R _m N/mm ²		
	370	440	520
Uso normal, em carregamento	165	195	230
Atuação do freio de segurança	205	244	290

Fonte: NBR16042

Tabela 4-19 Características técnicas dos perfis guias.

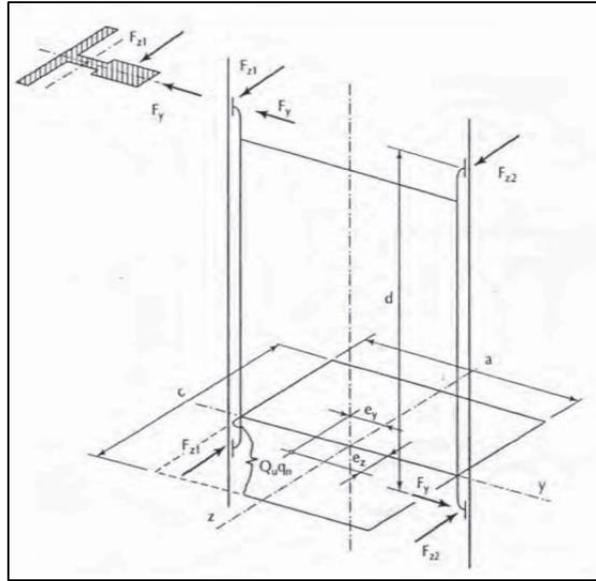
Designación ¹ / Designação	S	q _t	e	I _{xx}	W _{xx}	i _{xx}	I _{yy}	W _{yy}	i _{yy}
	cm ²	kg/m	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
T 45/A	4,25	3,34	1,31	8,08	2,53	1,38	3,84	1,71	0,95
T 50/A	4,75	3,73	1,43	11,24	3,15	1,54	5,25	2,10	1,05
T 70-1/A	9,51	7,47	2,04	41,30	9,24	2,09	18,65	5,35	1,40
T 70-2/A	10,52	8,26	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	28,20	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

Fonte NBR NM 196:99

A resistência das guias deve ser verificada para três casos, uso normal em funcionamento, em carregamento e durante atuação do freio de segurança (Tabela 4-19). Calculou-se para o caso de uma cabina centralmente guiada e suspensa.

Figura 4-24 Forças sobre as guias em operação de freada.



Fonte (JANOVSKY, 1993).

4.5.1 Para O Caso De Atuação Do Freio De Segurança:

- Tensão de flexão no eixo y da guia:

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}, \quad M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}, \quad \sigma_y = \frac{M_y}{W_y}$$

Onde:

k_1 é o coeficiente de impacto para atuação de freio tipo instantâneo: 3.

g é a aceleração-padrão da gravidade (9,81m/s²).

Q é a carga nominal, expressa em quilogramas (kg).

x_Q posição da carga nominal do carro em relação às coordenadas transversais da guia (mm).

P é a massa do carro vazio e componentes suportados pelo carro, expressa em quilogramas (kg).

x_P posição da massa P do carro em relação às coordenadas transversais da guia (mm).

n é o número de guias.

h distância entre cursores do carro.

F_x é a força de apoio no eixo x (N).

M_y é o momento fletor em relação ao eixo y da guia (N.mm).

l é a distância máxima entre os suportes da guia (mm).

W_y é o módulo de resistência à flexão em relação ao eixo y da guia (cm³).

σ_y é a tensão de flexão em relação ao eixo y da guia (MPa).

- Tensão de flexão no eixo x da guia:

$$F_y = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n}{2} \cdot h}, \quad M_x = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}, \quad \sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$$

Onde:

F_y é a força de apoio no eixo y (N).

y posição da carga nominal do carro em relação às coordenadas transversais da guia (mm).

y_P posição da massa P do carro em relação às coordenadas transversais da guia (mm).

M_x é o momento fletor em relação ao eixo x da guia (N.mm).

W_x é o módulo de resistência à flexão em relação ao eixo x da guia (cm³).

σ_x é a tensão de flexão em relação ao eixo x da guia (MPa).

- Distribuição de carga:

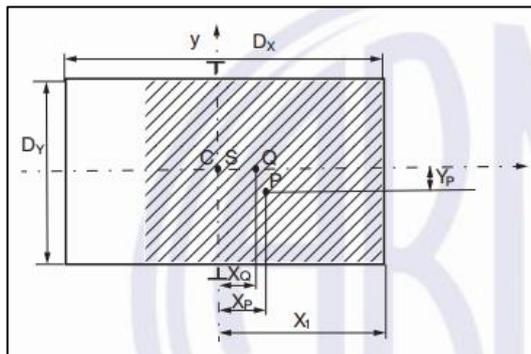
Pior caso para o eixo y (Figura 4-25):

$$x_q = \frac{D_x}{8} \quad y_q = 0$$

Onde:

D_x é a largura da cabina (mm).

Figura 4-25 Distribuição de carga, caso relativo ao eixo x.



Fonte: NBR 16042.

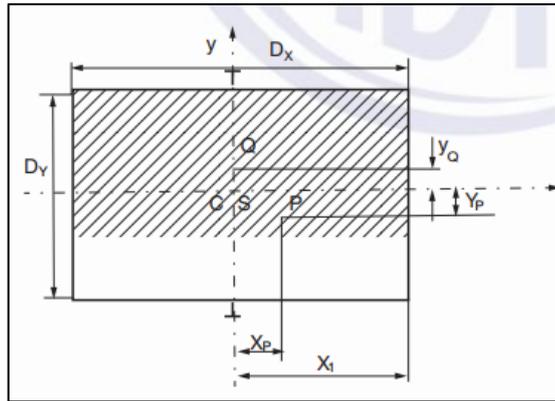
Pior caso para o eixo x (Figura 4-26):

$$y_q = \frac{D_y}{8} \quad x_q = 0$$

Onde:

D_y é o comprimento da cabina (mm).

Figura 4-26 Distribuição de carga, caso relativo ao eixo y



Fonte: NBR 16042.

- Flambagem:

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (P+Q)}{2}, \quad \sigma_k = \frac{(F_k + k_3 \cdot M) \cdot \omega}{A}$$

Onde:

F_k é a força de flambagem do carro (N).

k_3 é um fator de impacto para peças auxiliares, deve ser determinado pelo fabricante na instalação real.

M é a força por guia devido ao equipamento auxiliar fixado na mesma. Exceto par limitadores de velocidade e suas peças associadas, chaves ou equipamentos de posicionamento (N).

ω é o coeficiente de flambagem obtido por meios das tabelas G.3 e G.4 da norma.

- Tensão combinada:

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{fc} = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 M}{A} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{mk} = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_m \leq \sigma_{adm}$$

Onde:

σ_m é a tensão total de flexão (MPa).

σ_{fc} é a tensão de flexão e compressão (MPa).

σ_{mk} é a tensão de flexão e flambagem (MPa).

- Flexão do boleto (Figura 4-27):

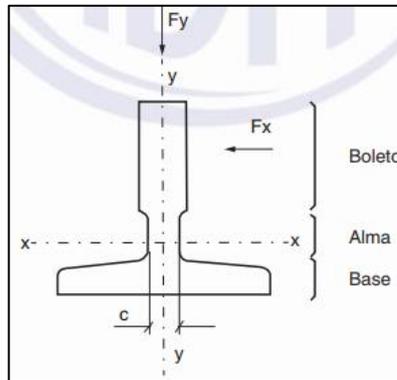
$$\sigma_{fb} = \frac{1,85 \cdot F_x}{c^2} \leq \sigma_{adm}$$

Onde:

σ_{fb} é a tensão de flexão pontual do boleto (MPa).

c é a largura da alma (mm).

Figura 4-27 Eixos e divisões de um perfil T par guia de elevador.



Fonte NBR 16042.

- Deflexões:

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \leq \delta_{adm}, \quad \delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \leq \delta_{adm}$$

Onde:

E é o módulo de elasticidade do aço (200GPa).

I_y é o momento de inércia de área no eixo y (mm⁴).

I_x é o momento de inércia de área no eixo x (mm⁴).

4.5.2 Para O Caso De Uso Normal, Em Funcionamento:

- Tensão de flexão no eixo y da guia:

$$F_x = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}, \quad M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}, \quad \sigma_y = \frac{M_y}{W_y}$$

Onde:

k_2 é o fator de impacto para elevador em viagem (1,2).

- Tensão de flexão no eixo x da guia:

$$F_y = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n}{2} \cdot h}, \quad M_x = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}, \quad \sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$$

- Flambagem: No uso normal, em carregamento a flambagem não ocorre.
- Tensão combinada:

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{fc} = \sigma_m + \frac{k_3 M}{A} \leq \sigma_{adm}$$

- Flexão do boleto:

$$\sigma_{fb} = \frac{1,85 \cdot F_x}{c^2} \leq \sigma_{adm}$$

- Deflexões:

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \leq \delta_{adm}, \quad \delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \leq \delta_{adm}$$

4.5.3 Para o caso de uso normal, em carregamento:

- Tensão de flexão no eixo y da guia:

$$F_x = \frac{g \cdot (P_{xP} + F_S \cdot x_1)}{2 \cdot h}, \quad M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}, \quad \sigma_y = \frac{M_y}{W_y}$$

Onde:

F_S é a força na soleira, equivalente a $0,4g \cdot Q$.

- Tensão de flexão no eixo x da guia:

$$F_y = \frac{g \cdot (P_{yP} + F_S \cdot y_1)}{h}, \quad M_x = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}, \quad \sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$$

- Flambagem: No uso normal, em carregamento a flambagem não ocorre.
- Tensão combinada:

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{fc} = \sigma_m + \frac{k_3 M}{A} \leq \sigma_{adm}$$

- Flexão do boleto:

$$\sigma_{fb} = \frac{1,85 \cdot F_x}{c^2} \leq \sigma_{adm}$$

- Deflexões:

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \leq \delta_{adm}, \quad \delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \leq \delta_{adm}$$

4.5.3 Escolha Da Guia E Resultados

Por meio das expressões apresentadas escolheu-se a guia de modelo T-125-A, considerou-se feitas de aço FE-360B, material equivalente ao aço S235JR e considerada sua tensão de ruptura a tração (σ_u) como 370MPa e adotadas as tensões admissíveis (σ_{adm}) da tabela 17. A distância mínima entre suportes de guia considerada foi de 3000mm, metade do comprimento total de um perfil geralmente fornecido pela indústria. Considerou-se o centro de

gravidade da cabina centralizado com as guias e não foram consideradas forças por equipamentos auxiliares nas guias devido à ausência destes.

Os resultados podem ser observados na Tabela 4-20, constatou-se que o caso em que há maior esforço nas guias é durante o processo de carregamento e descarregamento, todas as tensões se encontram dentro das tensões admissíveis assim como as deflexões na guia também se situam dentro dos limites estabelecidos.

Tabela 4-20 Verificação de resistência para guia T-125 A.

Parâmetros iniciais					
Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
l	3000	mm	D_x	1700	mm
P	350	kg	D_y	1300	mm
Q	1000	kg	n	2	
M	0	kg	h	2500	mm
k_3	0		x_1	850	mm
k_2	1,2		y_1	0	mm
k_1	3		Pior caso eixo x		
Modelo	T-125 A-B		x_q	212,5	mm
E	200000	MPa	y_q	0	mm
c	10	mm	Pior caso eixo y		
W_x	28200	mm ³	x_q	0	mm
W_y	25400	mm ³	y_q	162,5	mm
I_x	1510000	mm ⁴	x_p	0	mm
I_y	1590000	mm ⁴	y_p	0	mm
A	2283	mm ²	i	25,7	mm
σ_u	370	MPa	i_k	3000	mm
g	9,81	m/s ²	λ	116,73152	
			ω	3,45155	
Cond. Freio acionado					
Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
σ_{adm}	205	MPa	σ_k	30,03324732	MPa
F_x	1250,775	N	σ_m	50,61540749	MPa
M_y	703560,9375	Nmm	σ_{fc}	59,31678726	MPa
σ_y	27,69924951	MPa	σ_{mk}	75,58711407	MPa

F_y	1912,95	N	σ_{fb}	23,1393375	MPa
M_x	1076034,375	Nmm	δ_x	1,548719045	mm
σ_x	42,36355807	MPa	δ_y	2,494119412	mm
F_k	19865,25	N			
Cond. Normal Funcionamento					
Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
σ_{adm}	165	MPa	σ_k	N/A	x
F_x	500,31	N	σ_m	20,24616	MPa
M_y	281424,4	Nmm	σ_{fc}	20,24616	x
σ_y	11,0797	MPa	σ_{fb}	9,255735	MPa
F_y	765,18	N	δ_x	0,619488	mm
M_x	430413,8	Nmm	δ_y	0,997648	mm
σ_x	16,94542	MPa			
Cond. Normal Carregamento					
Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
σ_{adm}	165	MPa	σ_x	0	MPa
F_S	3924	N	σ_k	N/A	MPa
F_x	6544,0548	N	σ_m	144,9224734	MPa
M_y	3681030,825	Nmm	σ_{fc}	144,9224734	MPa
σ_y	144,9224734	MPa	σ_{fb}	121,0650138	MPa
F_y	0	N	δ_x	8,102898042	mm
M_x	0	Nmm	δ_y	0	mm

Fonte: Autor.

4.6 ITENS DE SEGURANÇA

Para garantir a segurança do projeto alguns itens de segurança são incluídos.

4.6.1 Para-choque

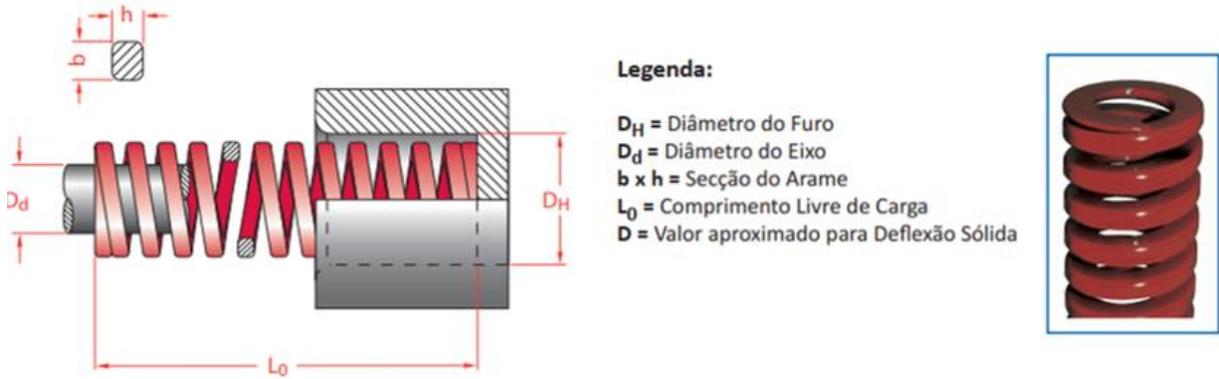
Os para-choques para elevadores são divididos entre acumuladores de energia (de comportamento linear ou não linear) e dissipadores de energia. Acumuladores de energia consistem principalmente de molas mecânicas podendo ser utilizados para velocidades nominais de até 1m/s e se possuírem retorno amortecido até 1,6m/s. Já para-choques dissipadores de energia consistem em amortecedores hidráulicos, utilizados principalmente para elevadores de altas velocidades e maiores percursos (OLEO INTERNATIONAL, 2014).

Para-choques devem ser instalados no carro e contrapeso ou no poço do elevador. Para o projeto escolheu-se dimensionar um para-choque do tipo acumulador de energia em virtude de maior simplicidade e menores custos. Segundo a NBR 16042 o percurso total γ possível dos para-choques deve corresponder no mínimo a aproximadamente a $0,135v^2$ sendo v a velocidade nominal em metros por segundo desde que maior que 0,065m. Além disso, os para-choques definidos devem ser projetados para cobrir tal percurso sob uma carga estática de 2,5 a 4 vezes a soma das massas do carro e sua carga nominal (ou a massa do contrapeso). Utilizando a velocidade nominal determinada pelo projeto e o fator de segurança sobre a carga estática de 2,5 tem-se então os deslocamentos, forças e constantes de rigidez máximos:

$$\begin{aligned}\gamma &= 0,135 \cdot (0,75)^2 = 0,076m > 0,065m \\ F_{carro} &= 2,5 \cdot 9,81 \cdot (1000 + 350) = 33108,75N \\ F_{contrapeso} &= 2,5 \cdot 9,81 \cdot 750 = 18393,75N \\ K_{eq\ carro} &= \frac{F_{carro}}{\gamma} = \frac{33108,75N}{76mm} = 435,64N/mm \\ K_{eq\ contrapeso} &= \frac{F_{contrapeso}}{\gamma} = \frac{18393,75N}{76mm} = 245,02N/mm\end{aligned}$$

Buscou-se um arranjo compatível de molas seguindo para carro e contrapeso seguindo o catálogo da empresa Polimold, indústria especializada na fabricação de molas entre outros produtos e que por sua vez está de acordo com a ISO 10243 que dispõe sobre a classificação, dimensões e rigidez de molas de arame de compressão. Percebe-se avaliando o catálogo que F_{carro} possui um valor muito elevado, portanto chegou-se num arranjo de três molas para melhor cumprir com os valores obtidos. Com isso a rigidez máxima individual das molas equivalerá a um terço da rigidez do conjunto do para-choque do carro. Escolheu-se então o modelo R63-305 para compor o para-choque do carro e o modelo R50-305 para compor o para-choque do contrapeso (Tabela 4-21).

Tabela 4-21 Escolha de molas para os para-choques do carro e contrapeso.



D _H	D _d	b x h	L ₀ mm	Referência	Rigidez N / mm	20 %		25 %		30 %		D Aprox.	
						mm	N	mm	N	mm	N		
50	25	11.1 x 7.6	64	R 50 - 64	413	12.8	5286	16.0	6608	19.2	7930	22.4	9251
			76	R 50 - 76	339	15.2	5153	19.0	6441	22.8	7729	26.5	8984
			89	R 50 - 89	288	17.8	5126	22.3	6422	26.7	7690	31.5	9072
			102	R 50 - 102	245	20.4	4998	25.5	6248	30.6	7497	37.6	9212
			115	R 50 - 115	215	23.0	4945	28.8	6192	34.5	7418	42.7	9181
			127	R 50 - 127	192	25.4	4877	31.8	6106	38.1	7315	47.5	9120
			139	R 50 - 139	168	28.0	4704	35.0	5880	42.0	7056	51.8	8702
			152	R 50 - 152	154	30.4	4682	38.0	5852	45.6	7022	57.8	8901
			178	R 50 - 178	134	35.6	4770	44.5	5963	53.4	7156	68.5	9179
			203	R 50 - 203	117	40.6	4750	50.8	5944	60.9	7125	77.6	9079
			254	R 50 - 254	89	50.8	4521	63.5	5652	76.2	6782	97.9	8713
			305	R 50 - 305	73	61.0	4453	76.3	5570	91.5	6680	120.7	8811
63	38	11.6 x 12.3	76	R 63 - 76	618	15.2	9394	19.0	11742	22.8	14090	24.7	15265
			89	R 63 - 89	515	17.8	9167	22.3	11485	26.7	13751	30.0	15450
			102	R 63 - 102	438	20.4	8935	25.5	11169	30.6	13403	35.1	15374
			115	R 63 - 115	370	23.0	8510	28.8	10656	34.5	12765	37.5	13875
			127	R 63 - 127	333	25.4	8458	31.8	10589	38.1	12687	45.9	15285
			152	R 63 - 152	269	30.4	8178	38.0	10222	45.6	12266	56.5	15199
			178	R 63 - 178	226	35.6	8046	44.5	10057	53.4	12068	66.8	15097
			203	R 63 - 203	198	40.6	8039	50.8	10058	60.9	12058	78.8	15602
			254	R 63 - 254	155	50.8	7874	63.5	9843	76.2	11811	101.7	15763
			305	R 63 - 305	128	61.0	7808	76.3	9766	91.5	11712	122.4	15667

Fonte: Adaptado de (POLIMOLD INDUSTRIAL).

4.6.2 Limitador De Velocidade E Freio De Segurança

Limitadores de velocidade podem ser de acionamento instantâneo para velocidades de até 0,75m/s segundo NBR 16042. Ainda a velocidade para o acionamento do freio de segurança instantâneo deve ocorrer a pelo menos 115% da velocidade nominal e no máximo 1m/s para elevadores de velocidades entre 0,63m/s a 0,75m/s. Aconselha-se que a velocidade de desarme seja a mais próxima possível da mínima. O cabo de aço utilizado no limitador ainda deve ter diâmetro mínimo de 8mm.

O freio de segurança situa-se abaixo da cabina e é ligado nas guias e no cabo atrelado ao limitador de velocidade. Este deve ser capaz de parar no sentido de descida o carro com sua carga nominal à velocidade de desarme mesmo com ruptura dos meios de suspensão. Para

velocidade nominal de até 0,75m/s admite-se acionamento instantâneo também dos freios. Buscou-se no mercado dispositivos correspondentes aos requisitos mencionados.

4.6.3 Pesador de carga

Seguindo o pedido do cliente, considerou-se o emprego de pesadores de cargas. Embora a NBR 14712:2013 não tenha nenhuma menção sobre pesador de cargas nem as normas citadas por ela, normas mais recentes como a NBR 16858-1:2021 torna o pesador de cargas item obrigatório em todo tipo de elevador. Considera-se sobrecarga o excesso da carga nominal em 10%, com um mínimo de 75kg.

O carregamento é medido por células de carga cujos principais tipos utilizados são três (Figura 4-28): célula de carga de flexão para viga, célula de carga para cabo de aço individual e células de compressão para o piso da cabina (AVAXON BRASIL, 2017).

Figura 4-28 Tipos de células de carga e local de instalação.



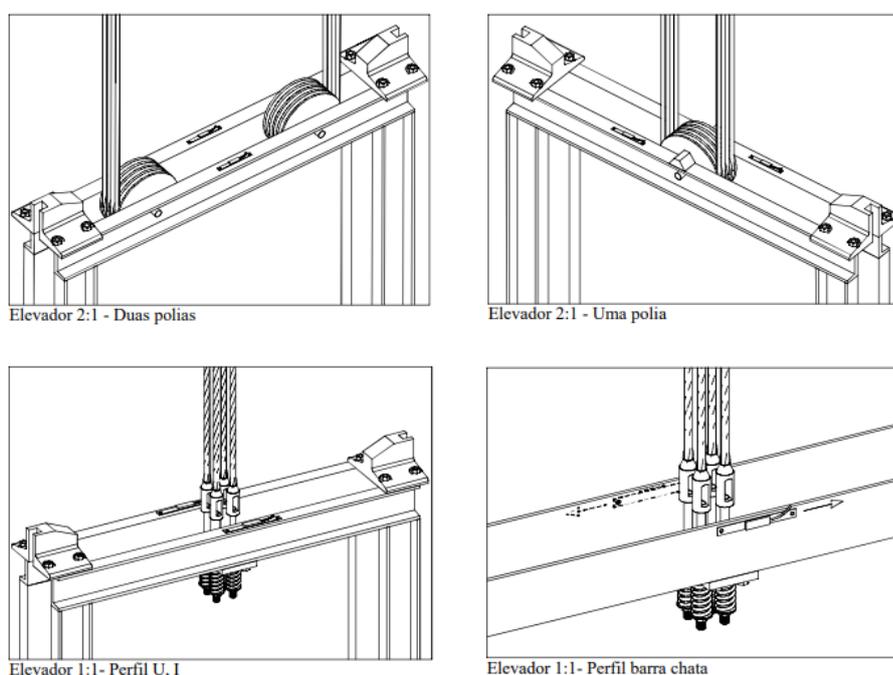
Fonte: (AVAXON BRASIL, 2017).

Células de carga de flexão para viga funcionam pelo princípio da lei de Hooke ao avaliar a deflexão dos elementos de viga (como visto em 2.3.3) do cabeçote superior. As células de carga para cabo de aço costumam ser bastante utilizadas na modernização de elevadores, sua vantagem é de se possuir o valor em tempo real da tensão em cada cabo, porém pode exigir maior quantidade de células de carga acarretando em maior custo dependendo da quantidade de cabos. Já as células de compressão são mais utilizadas em projetos novos pois exigem uma estrutura de piso adaptada para essa utilização.

Escolheu-se utilizar as células de carga de flexão devido a menor quantidade de células necessárias de modo a não onerar tanto o projeto sem deixar de cumprir com os requisitos de segurança. Na Figura 4-29 podem ser vistos a localização de instalação deste tipo de célula para

elevadores de várias configurações inclusive para a escolhida neste projeto. O conjunto também dispõe de uma unidade controladora e avisos sonoros e visuais, sendo escolhido apenas o sonoro para o dispositivo que já está incluso na controladora.

Figura 4-29 Instalação de células de carga de flexão no cabeçote superior de várias configurações.



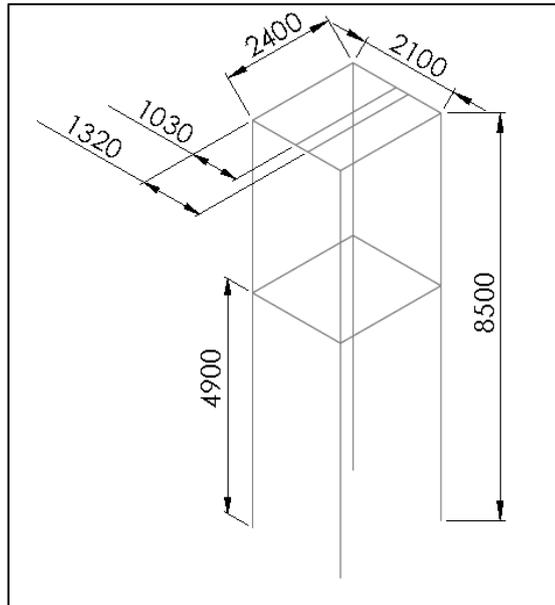
Fonte: (AVAXON BRASIL, 2017)

4.7 ESTRUTURA AUTOPORTANTE

Finalizando o projeto tem-se a estrutura autoportante que deve comportar a totalidade da caixa de corrida do elevador, servir de suporte para fixação das guias e suportar toda a carga estática do equipamento, o que inclui máquina de tração, polias, cabos, carro, contrapeso e carga nominal.

Decidiu-se utilizar todo espaço permitido pelo local de instalação do cliente em razão de cumprir com as folgas entre carro e contrapeso, contrapeso e caixa e caixa e carro especificadas pela NBR16042. Foi estimada a profundidade do poço em 0,5m de profundidade; 1,1m a folga superior entre a caixa e o carro. As dimensões iniciais da estrutura se fazem conforme a Figura 4-30. Pode ser observado um travamento nos pilares no nível da segunda parada do elevador.

Figura 4-30 Dimensões básicas iniciais da torre autoportante



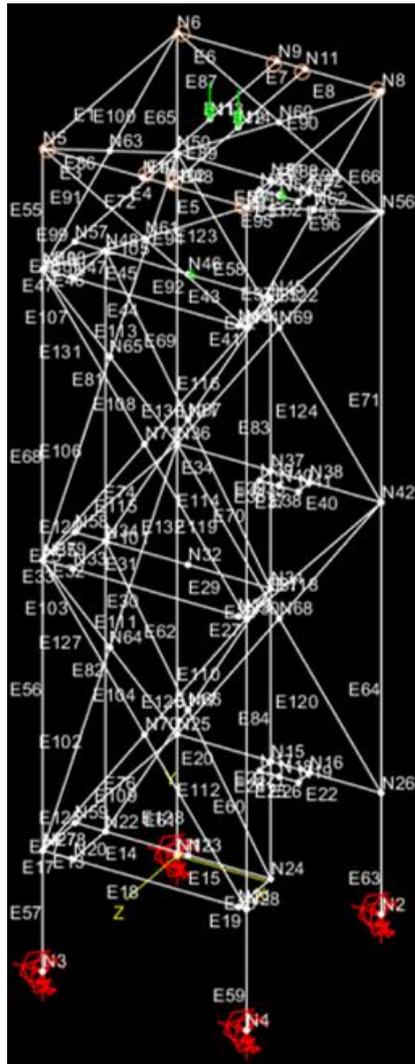
Fonte: Autor

Realizou-se diversas análises estruturais no software *MASTAN2*, um software gratuito de análise estrutural em pórticos e treliças em 3d baseado nas formulações e teorias de McGuire (2014) de análise estrutural matricial. A estrutura foi bastante modificada de maneira iterativa em relação ao que foi apresentado na figura x, porém mantendo com as dimensões externas. Acrescentou-se a estrutura na qual as guias se fixarão bem como contraventamento nas laterais de modo a resistir aos carregamentos impostos nas guias conforme visto na tabela x.

Para a análise duas cargas concentradas equivalentes a metade da soma de toda a carga estática do sistema no centro de cada viga. Além disso, considerou-se nos suportes de guias mais superiores carregamentos concentrados equivalentes aos valores máximos de F_x e F_y encontrados na tabela x atingidos durante o carregamento e acionamento de freio de segurança, respectivamente.

Buscou-se minimizar os deslocamentos globais da estrutura através da escolha de perfis metálicos para seus elementos e da geometria da estrutura. Chegou-se numa estrutura cujo deslocamento global máximo em torno de 6mm durante o acionamento do freio de segurança. O material considerado foi o aço ASTM A36 e a estrutura resultante pode ser vista na Figura 4-31.

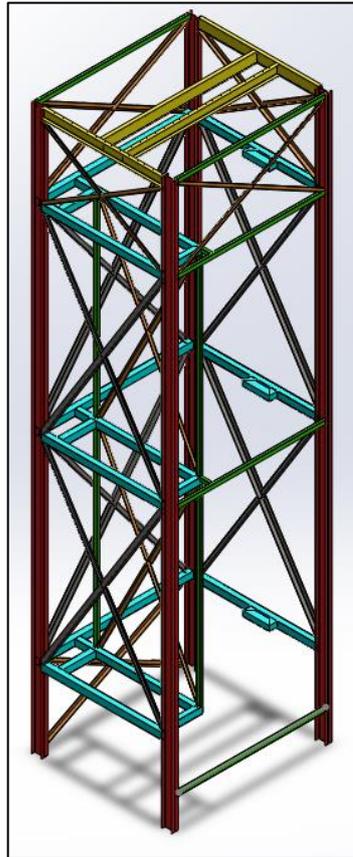
Figura 4-31 Diagrama de estrutura analisada no software MASTAN2.



Fonte: Autor

Posterior a análise no *MASTAN2* fez-se o modelo da estrutura no software *SolidWorks* como visto na Figura 4-32 a qual teve sua geometria modificada novamente para garantir maior resistência a deslocamentos.

Figura 4-32 Estrutura autoportante modelada no software SolidWorks, cores diferenciam os perfis metálicos utilizados.



Fonte: Autor

Em vermelho estão os pilares de perfil W150mm x13kg/m, em amarelo estão perfis U 152,40mm x 12,20kg/m, em ciano tubos retangulares de 100mm x 80mm x 4mm, em verde tubos retangulares de 60mm x 40mm x 3mm, em laranja perfis L 2" x 2" x 1/8" e em cinza perfis L 2,5" x 2,5" x 3/16".

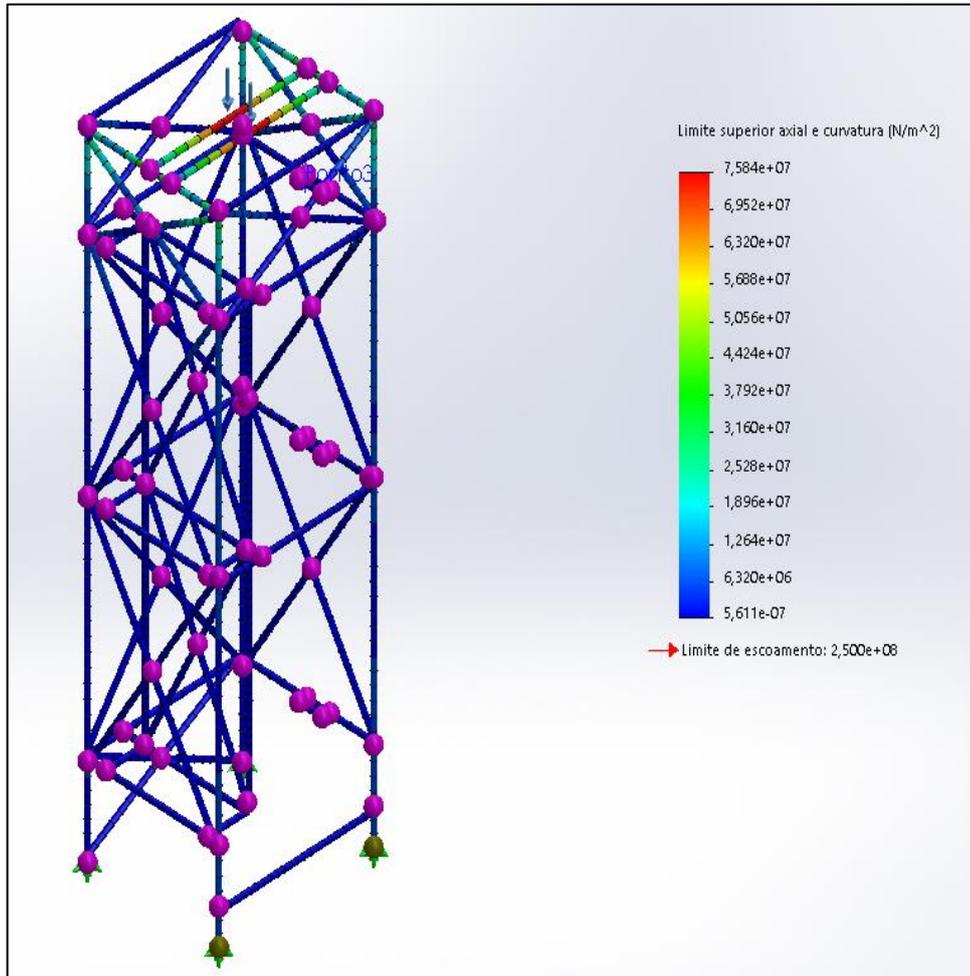
Realizou-se três análises estáticas sobre a estrutura. Uma apenas com a carga equivalente ao peso do dispositivo totalmente carregado o que pode ser considerado o caso para durante o funcionamento do dispositivo pois as forças nas guias nesse caso são bastante baixas, a segunda incluindo as forças nas guias durante o carregamento na parada superior e a terceira incluindo também as forças nas guias durante acionamento de freio de segurança da mesma forma que modelado no *MASTAN2*.

Considerou-se engaste nas nos pilares e todas as ligações rígidas. As análises foram realizadas considerando todos os elementos como elementos de vigas e as tensões obtidas pelo limite superior axial e curvatura que combina os valores mais altos das tensões nas fibras extremas da seção transversal, tensão axial combinada e tensões de flexão devido aos momentos

atuantes (DASSAULT SYSTEMES, 2016). Os resultados obtidos serão apresentados e discutidos abaixo (Figuras 4-Figura 4-33, Figura 4-34, Figura 4-35, Figura 4-36, Figura 4-37, Figura 4-38):

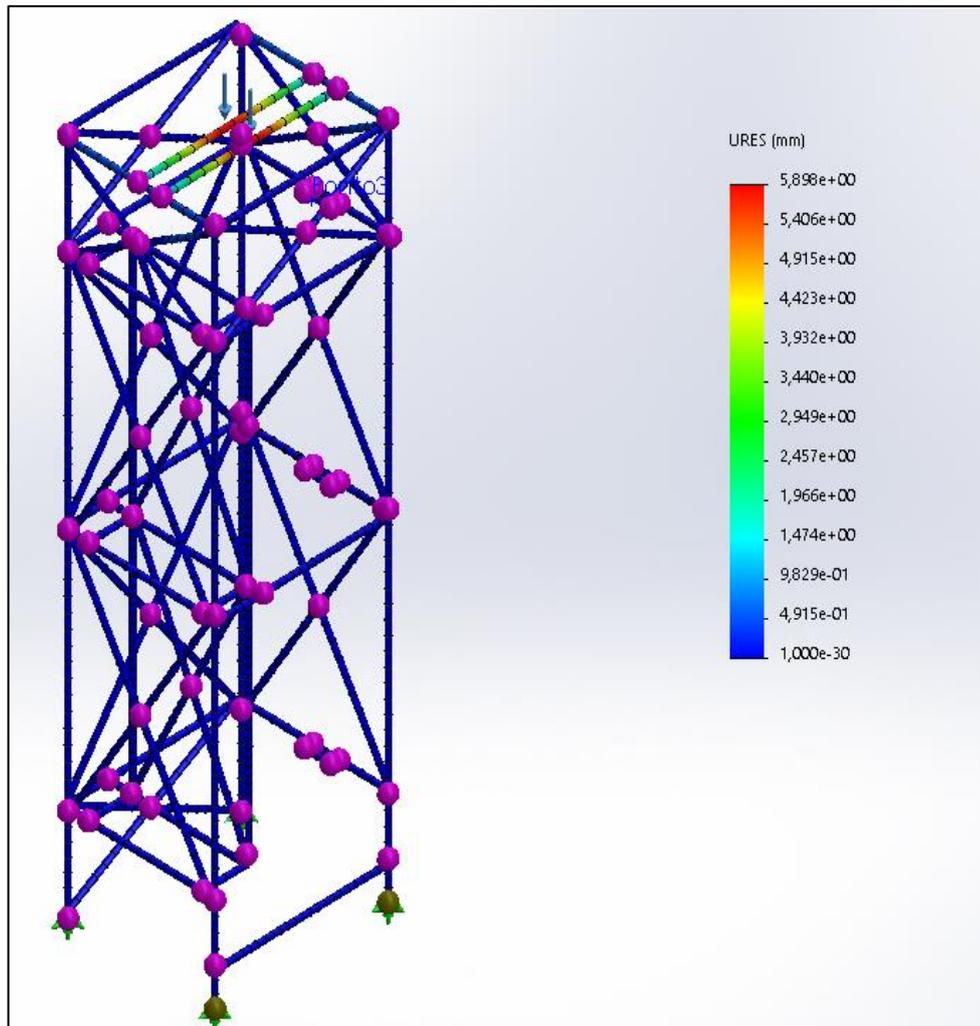
- Estrutura com elevador totalmente carregado em funcionamento (caso 1).

Figura 4-33 Tensões internas pelo limite superior axial e de curvatura para o primeiro caso.



Fonte: Autor.

Figura 4-34 Deslocamentos globais da estrutura para o primeiro caso.

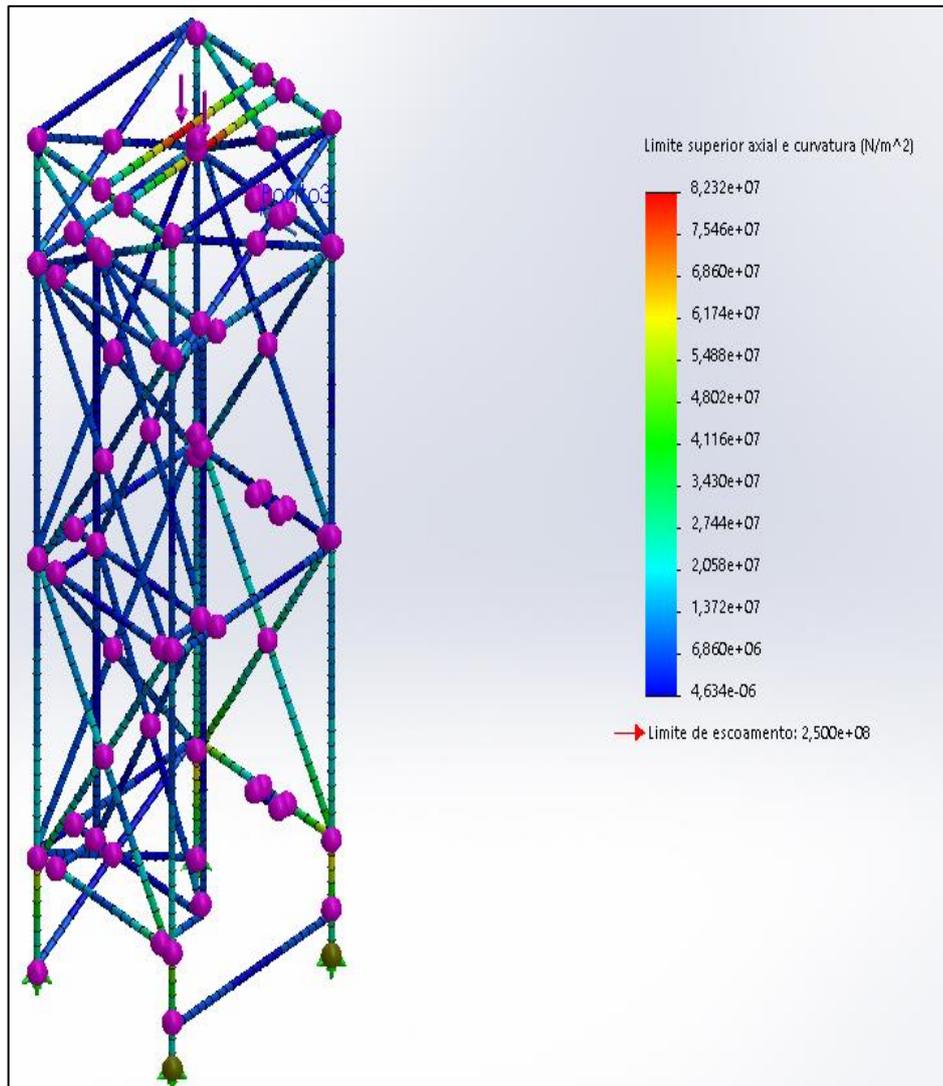


Fonte: Autor.

Nota-se que as tensões internas se localizam principalmente nas vigas superiores que suportam os carregamentos de maneira direta. As tensões máximas de 76MPa situam-se abaixo da tensão de escoamento do material com um fator de segurança de pelo menos 3,33 em relação a mesma, o que garante a estrutura o comportamento dentro do regime elástico. O deslocamento global da estrutura atingiu seu valor máximo de 5,898mm, considerado aceitável.

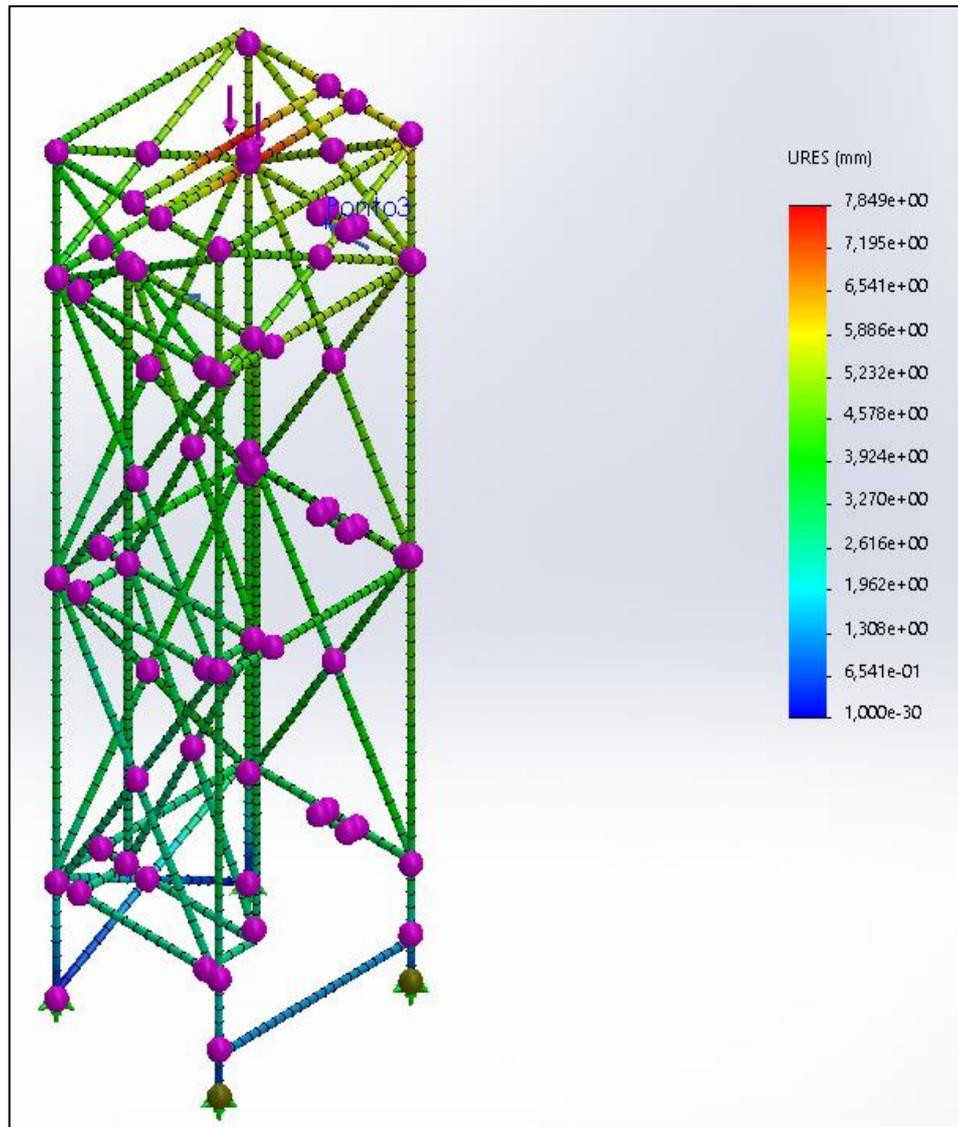
- Estrutura com elevador totalmente carregado e esforço nas guias durante carregamento no pavimento superior (caso 2).

Figura 4-35 Tensões internas pelo limite superior axial e curvatura para o segundo caso.



Fonte: Autor.

Figura 4-36 Deslocamentos globais da estrutura para o segundo caso.

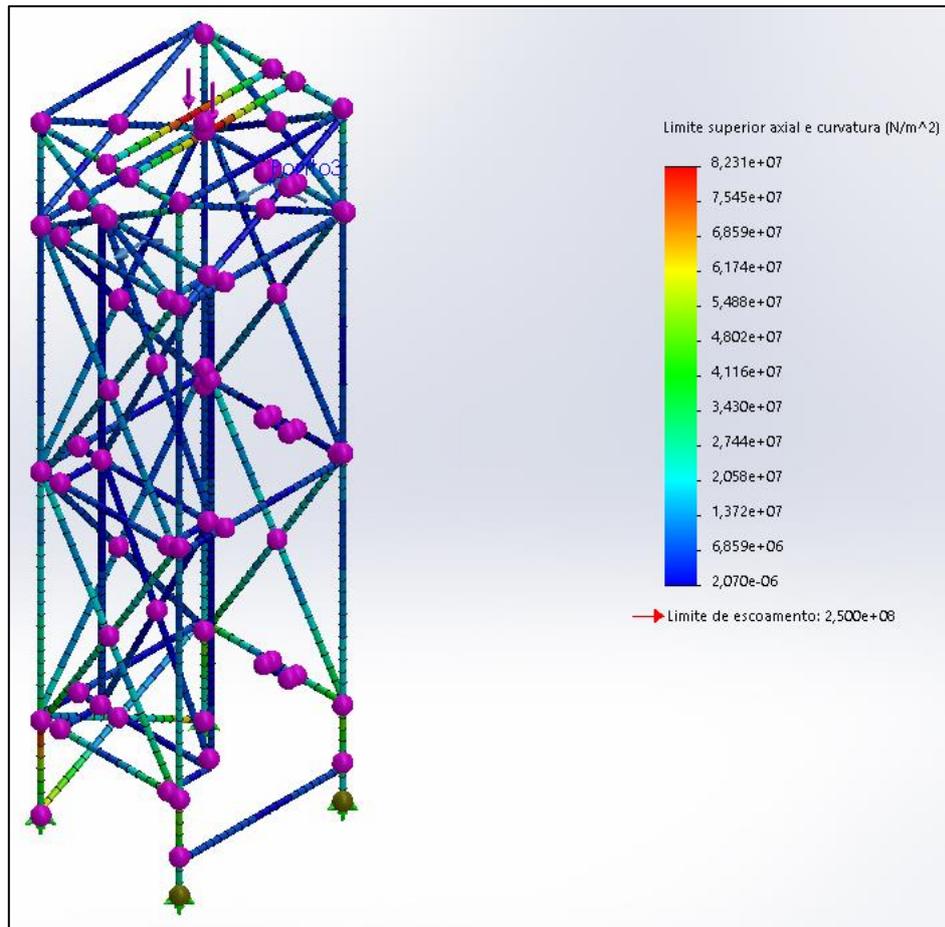


Fonte: Autor.

Nota-se um aumento das tensões internas máximas para 82MPa, o que garante um fator de segurança de pelo menos 3 em relação a tensão de escoamento e aumento nos esforços internos dos outros membros da estrutura com maior aumento de tensões nas bases dos pilares. O deslocamento global da estrutura atingiu nova máxima de 7,849mm, também considerada aceitável em razão do tamanho da estrutura.

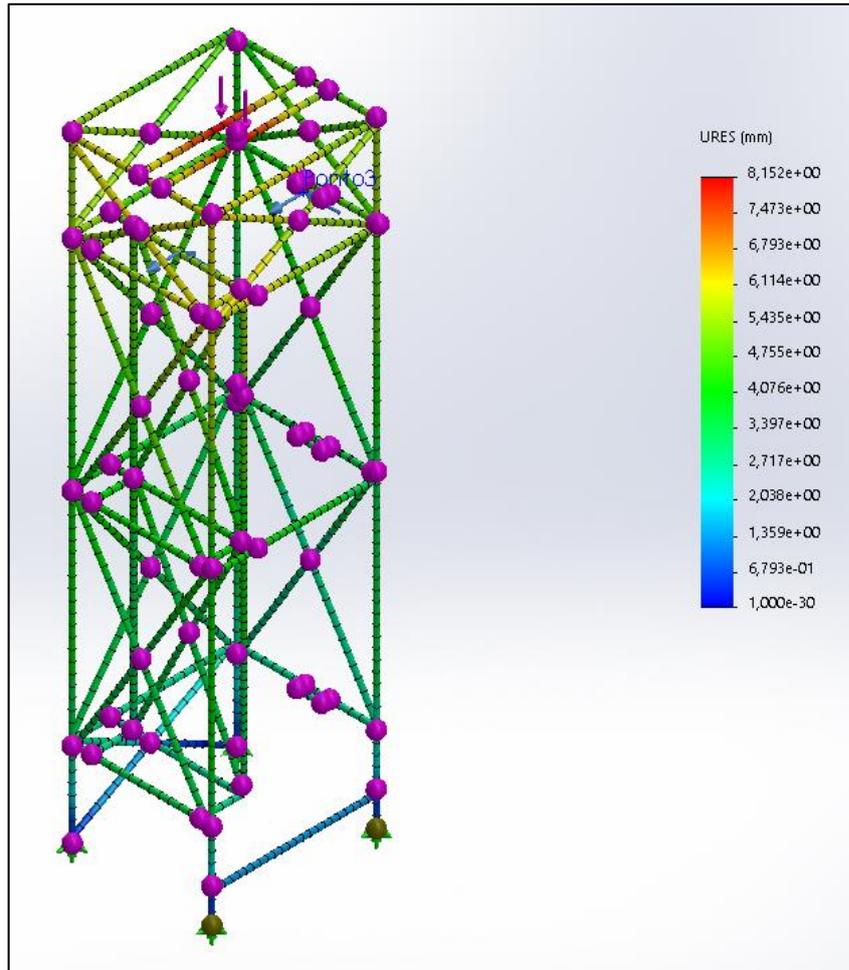
- Estrutura com elevador totalmente carregado e esforço combinado das guias de caso de carregamento e acionamento de freio de segurança no pavimento superior (caso 3).

Figura 4-37 Tensões internas pelo limite superior axial e curvatura para o terceiro caso.



Fonte: Autor.

Figura 4-38 Deslocamentos globais da estrutura para o terceiro caso.



Fonte: Autor.

O caso 3 representa o caso mais extremo e seus carregamentos, os valores máximos de tensões internas se mantém iguais ao caso 2, porém há um aumento de tensões nas bases dos pilares e o deslocamento máximo global da estrutura tem o valor de 8,1mm. Percebe-se que em todos os casos as tensões internas se mantêm abaixo do limite de escoamento o que significa um comportamento linear, sendo que na maior parte do tempo os esforços que prevalecerão na estrutura serão aqueles correspondentes ao caso 1.

5 CUSTOS

Por último tem-se os custos dos projetos com os materiais mencionados estimados por meio de pesquisa dos itens citados no comércio. Os custos do elevador em si e da estrutura autoportante dispõem-se separadamente na Tabela 5-1.

Tabela 5-1 Estimativa de custos para elevador e estrutura autoportante.

Elevador		
Item	Quantidade	Preço
Perfil U laminado 101,6mm x 8kg/m ASTM A36	6m	R\$ 460,79
Perfil U laminado 152,40mm x 12,2kg/m ASTM A36	6m	R\$ 942,92
Perfil L 1/2" x 1/8" ASTM A36	6m	R\$ 348,30
Tubo Retangular 60mm x 40mm x 3mm AISI 1020	6m	R\$ 409,00
Tubo Retangular 60mm x 40mm x 2mm AISI 1020	6m	R\$ 239,00
Chapa de Aço 2,25mm AISI 1020	2,275m ²	R\$ 615,62
Chapa de Aço 1" ASTM A36	0,09m ²	R\$ 89,20
Chapa de aço 0,8mm AISI 1020	4,8m ²	R\$ 396,70
Tela de arame fio BWG 14 2,10mm x 12mm x 12mm	9,68m ²	R\$ 923,71
Tubo quadrado 25mm x 25mm x 1,5mm	6m	R\$ 75,45
Blocos de concreto para contrapeso	652kg	R\$ 200,00
Perfis U dobradas para contrapeso	1 conjunto	R\$ 2.170,00
Cabo de aço 8x19 12,7mm	36m	R\$ 1.300,00
Cabo de aço 8x19 8mm	12m	R\$ 120,00
Tirantes P/ cabo de aço 12,7mm	6 peças	R\$ 1.200,00
Máquina de tração YJ-240	1 peça	R\$ 17.000,00
Polia de desvio	1 peças	R\$ 2.500,00
Corrediças 16mm com suporte	8 peças	R\$ 1.508,00
Guias para elevador T125	4 peças	R\$ 9.336,00
Limitador de velocidade 45m/min + polia tensora	1 conjunto	R\$ 2.500,00
Coletor de óleo para guias 16mm	4 unidades	R\$ 88,00
Pesador de cargas (controladora + células de carga)	1 conjunto	R\$ 2.900,00
Conjunto bloco de freio instantâneo p/ guias 16mm + timoneira	1 conjunto	R\$ 3.000,00
Molas D63 L305mm pesadas	3 unidades	R\$ 2.337,00
Molas D50 L305mm pesadas	3 unidades	R\$ 1.281,00
Mão de obra (15%)		R\$ 7.791,10
Total		R\$ 59.731,79
Estrutura autoportante		

Perfil W150x13	24m	R\$	8.500,00
Perfil U laminado 152,40mm x 12,2kg/m ASTM A36	12m	R\$	1.885,84
Perfil L 2,5"x3/16" ASTM A36	40m	R\$	1.974,28
Perfil L 2" x 1/8" ASTM A36	44m	R\$	1.142,00
Perfil Retangular 60mmx40mmx3mm	24m	R\$	1.636,00
Perfil Retangular 100mmx80mmx4mm	24m	R\$	2.632,08
Mão de obra (15%)		R\$	2.665,53
Total		R\$	20.435,73
Total Elevador + Estrutura		R\$	80.167,52

Fonte: Autor.

6 SÍNTESE CONCLUSIVA E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Atingiu-se os objetivos do trabalho realizando-se o dimensionamento de um elevador de cargas industrial para 1000kg de acordo com as especificações do cliente e com NBR14712:2013 e demais normas referenciadas. Compreendeu-se do dimensionamento estrutural da cabina, contrapeso, cabos de aço, polias, máquina de tração e guias e itens de segurança como limitador de velocidade, freio de segurança e pesador de carga.

É importante mencionar que durante a pesquisa verificou-se que uma grande quantidade de elevadores de carga instalados em indústrias não se enquadra na NBR14712:2013 pois são dimensionados como se fossem monta-cargas mesmo tendo uma carga nominal superior a especificada pela norma (350kg) e não cumprem com os requisitos de segurança estipulados pelas normas referenciadas pela NBR14712:2013 no caso de elevadores de cargas (e não monta-cargas como definido pela norma). Suspeita-se que por este motivo não foi possível encontrar trabalhos acadêmicos brasileiros para elevadores de cargas para carregamentos maiores que 350kg, sendo estes voltados para monta-cargas ou elevadores de passageiros.

É possível que modificando alguns dos requisitos do cliente se pudesse chegar num projeto custo mais baixo e ainda cumprindo com os requisitos de segurança como havendo espaço para instalação de uma casa de máquinas no pavimento superior ou reduzindo-se a velocidade nominal requerida para melhor viabilidade para instalação de um elevador hidráulico.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se os seguintes trabalhos futuro:

- Maior detalhamento e otimização da estrutura autoportante;
- Detalhamento de soldas no projeto da cabina;
- Elaboração de plano de manutenção preventiva.

7 BIBLIOGRAFIA

ANTUNES, I.; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo: Editora Érica Ltda, 1997.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR NM 196**: Elevadores de passageiros e monta-cargas. Rio de Janeiro: [s.n.], 1999.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR NM 207**: Elevadores elétricos de passageiros - Requisitos de segurança para Construção e Instalação. Rio de Janeiro: [s.n.], 1999.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6355**: Perfis Estruturais Formados de Aço Formados a Frio - Padronização. Rio de Janeiro: [s.n.], 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14712**: Elevadores elétricos e hidráulicos — Elevadores. 2ª. ed. Rio de Janeiro: [s.n.], 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16042**: Elevadores elétricos de passageiros. 1ª. ed. Rio de Janeiro: [s.n.], 2013.

AVAXON BRASIL. Avaxon Brasil. **Avaxon**, 2017. Disponível em: <<https://www.avaxon.com.br/>>. Acesso em: 13 out. 2022.

BEER, F. P.; JOHNSTON, JR, E. R. **Mecânica Vetorial para Engenheiros**. 5ª. ed. São Paulo: Pearson, 2012.

BUDYNAS, G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8ª. ed. São Paulo: AMGH EDITORA LTDA., 2011.

CASA DO ELEVADOR. FREIO DE SEGURANÇA. **Casa do Elevador**, 2012. Disponível em: <http://www.casadoelevador.com.br/freio_seg.htm>. Acesso em: 2022 out. 13.

CASA DO ELEVADOR. Limitador de Velocidade. **Casa do Elevador**, 2012. Disponível em: <<http://www.casadoelevador.com.br/limitador.htm>>. Acesso em: 13 out. 2022.

CIMAF. **Manual Técnico de Cabos**. Osasco: [s.n.], 2012.

CMA LIFTS. Gearless or not? The right machine for the right system. **Cmalifts**. Disponível em: <<https://www.cmalifts.com/en/gearless-or-not-the-right-machine-for-the-right-system/>>. Acesso em: 13 out. 2022.

DASSAULT SYSTEMES. Componentes da tensão da viga. **Ajuda online do SOLIDWORKS**, 2016. Disponível em: <https://help.solidworks.com/2016/portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/c_Beam_Stress_Components.htm>. Acesso em: 13 out. 2022.

DASSAULT SYSTEMES. Gerador de malhas com base em curvatura combinada. **Ajuda Online do SOLIDWORKS**, 2016. Disponível em: <https://help.solidworks.com/2016/portuguese-brazilian/WhatsNew/c_wn2016_new_curvature_based_mesher.htm>. Acesso em: 13 out. 2022.

GERDAU. **Catálogo Barras e Perfis - Tabela de Bolso**. [S.l.]: [s.n.], 2022. Disponível em: <<https://www2.gerdau.com/pt-br/downloadable-resource/catalogo-barras-e-perfis-tabela-de-bolso>>. Acesso em: 13 out. 2022.

GIBSON, G. W. Elevator Hoistway Equipment: Mechanical and Structural Design, Part I. **Elevator World**, Setembro 2008.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 5ª. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2006.

INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. **ISO 898-1**: Mechanical properties of fasteners made carbon steel - Part 1: Bolts, screws, and studs with specified property classes - coarse thread and fine pitch thread. 4ª. ed. [S.l.]: [s.n.], 2009.

INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. **ISO 10243 Tools for pressing — Compression**. 3ª. ed. Genebra: [s.n.], 2019.

JANOVSKY, L. **Elevator Mechanical Design**. 2ª. ed. Cichester: Ellis Horwood Limited, 1993.

KOSHAK, J. W. Traction for Field Personel, Part Two. **Elevator World**, Setembro 2017.

LEONHARD, W. **Control of Electrical Drives**. Berlim: Springer, 2001.

LONKWIC, P. nfluence of Friction Drive Lift Gears Construction on the Length of Braking Distance. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, Março 2015.

MCCAIN, Z. **Elevators 101**. Mobile: Elevator World Inc., 2007.

MCGUIRE, W.; GALLAGHER, R. H.; ZIEMIAN, R. D. **Matrix Structural Analysis**. 2ª. ed. [S.l.]: [s.n.], 2014.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 11ª. ed. São Paulo: Érica, 2019.

MIRAVETE, A.; EMILIO, L. **Elevadores: Principios e inovaciones**. Barcelona: Reverté S.A., 2007.

MISTUBISHI ELECTRIC. Elevators & Escalators. **Mistubishi Electric**, 2022. Disponível em: <<https://www.mitsubishielectric.com/elevator/overview/elevators/systems.html>>. Acesso em: 13 out. 2022.

NINGBO XINDA ELEVATOR GROUP. Geared Traction Machine-YJ240. **Xinda-elevator**, 2022. Disponível em: <<https://www.xinda-elevator.com/geared-traction-machine/1112192.html>>. Acesso em: 13 out. 2022.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas Uma Abordagem Integrada**. 4^a. ed. Worcester: Bookman Editora LTDA., 2013.

OLEO INTERNATIONAL. **Proteção de Impacto de Elevadores**. [S.l.]: [s.n.], 2014.

OTIS. Conheça a história do elevador: 168 anos transformando a vida das pessoas. **Otis**, 2021. Disponível em: <<https://blog.otis.com.br/historia-do-elevador/>>. Acesso em: 13 out. 2022.

OTIS. Conheça os principais componentes do elevador. **OTIS**, 2021. Disponível em: <<https://blog.otis.com.br/principais-componentes-do-elevador/>>. Acesso em: 13 out. 2022.

PFEIFER DRAKO. **Cabos de elevadores apra aplicações padrão**. Rio de Janeiro: [s.n.].

PFEIL, W.; PFEIL, M. **Estruturas de Aço Dimensionamento Prático de acordo com a NBR 8800**: 2008. 8^a. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2009.

PINHEIRO, L. M.; CATOIA, B.; CATOIA, T. **TABELAS DE VIGAS**: Deslocamentos e momentos de engaste perfeito. São Carlos: [s.n.], 2010. Disponível em: <<http://web.set.eesc.usp.br/mdidatico/concreto/Textos/22%20Tabelas%20de%20vigas.pdf>>. Acesso em: 13 out. 2022.

PINHEIRO, L. M.; MUZARDO, C. D.; SANTOS, S. P. **Estruturas de Concreto**. [S.l.]: [s.n.], 2004. Disponível em: <<http://www.fec.unicamp.br/~almeida/ec702/EESC/Concreto.pdf>>. Acesso em: 13 out. 2022.

POLIMOLD INDUSTRIAL. **Catálogo de Molas**. [S.l.]: [s.n.]. Disponível em: <<https://www.polimold.com.br/downloads/molas/molas.pdf>>. Acesso em: 13 out. 2022.

PREMIUM TRANSMISSION. Geared Versus Gearless: Which Lift Machine Should You Choose? **Premium Blog**, 2020. Disponível em: <<https://premium-transmission.com/blog/geared-versus-gearless-which-lift-machine-should-you-choose/>>. Acesso em: 13 out. 2022.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1976.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME 17.1-2016/CSA B44-16 Safety Code for Elevators and Escalators**. Nova Iorque: [s.n.], 2016.

TORALKAR, S. Traction in Elevators. **Elevator World India**, 2009. pp. 84,88.

VALENTE, E. Elevador hidráulico perde espaço no país. **Folha de S. Paulo**, 2006. Disponível em: <<https://www1.folha.uol.com.br/fsp/imoveis/ci0204200601.htm>>. Acesso em: 13 out. 2022.

WEG. **Guia de especificação de motores elétricos**. Jaraguá do Sul: [s.n.], 2021. Disponível em: <<https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>>. Acesso em: 13 out. 2022.

WEG. **W22 Motofreio Catálogo Técnico Mercado Brasil**. Jaraguá do Sul: [s.n.], 2022.

WEG. WEG Lift Gearless. **WEG**, 2022. Disponível em: <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Motores-EI%C3%A9tricos/Trif%C3%A1sico---Baixa-Tens%C3%A3o/Linhas-Dedicadas/Tra%C3%A7%C3%A3o-para-elevadores/WEG-Lift-Gearless/p/MKT_WMO_BR_WEG_LIFT_GEARLESS>. Acesso em: 2022 out. 13.

WEG. **WEG Lift Gearless Máquinas de tração para elevadores. Catálogo Técnico - Mercado Brasil**. Jaraguá do Sul: [s.n.], 2022.

WITTUR. Chassis de cabine por cabos - WCS60. **Wittur**, 2022. Disponível em: <<https://www.wittur.com/pt/produtos/chassis-de-cabine/chassis-de-cabine-por-cabos---wcs60.aspx>>. Acesso em: 13 out. 2022.

WORKER. **Paleteira Hidráulica. Manual de Instruções**. [S.l.]: [s.n.], 2019.

YUNPU, S.; YIXING, S. Design of Structural Parameters for Centrifugal Elevator Overspeed Governors. **Sensors & Transducers**, Xangai, Janeiro 2014.