

**FACULDADE REDENTOR
ENGENHARIA MECÂNICA**

MARIANA FREITAS RAMOS
RAPHAEL PORFÍRIO DA SILVA

**ELEVADOR DE TRANSPORTE DE PESSOAS PARA O PRÉDIO
GARAGEM DA FACULDADE REDENTOR**

Itaperuna
2017

MARIANA FREITAS RAMOS
RAPHAEL PORFÍRIO DA SILVA

**ELEVADOR DE TRANSPORTE DE PESSOAS PARA O PRÉDIO
GARAGEM DA FACULDADE REDENTOR**

Projeto de graduação apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Redentor como parte dos requisitos para obtenção do grau de bacharelado em Engenharia Mecânica.

Orientador: M.Sc Valtency Ferreira Guimarães

Itaperuna
2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

Autores: MARIANA FREITAS RAMOS

RAPHAEL PORFÍRIO DA SILVA.

Título: ELEVADOR DE TRANSPORTE DE PESSOAS PARA O PRÉDIO
GARAGEM DA FACULDADE REDENTOR

Natureza: Projeto de Conclusão de Curso

Objetivo: Título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Engenharia Mecânica.

Aprovado em: ____/____/2017

Banca Examinadora:

Prof. Glênio Fernando Daniel
Engenheiro Mecânico – Escola Naval/UFRJ
M.Sc. Ciências Navais – EGN
Instituição: Faculdade Redentor

Prof. M.Sc. Valtency Ferreira Guimarães (Orientador)
Dr. em Engenharia e Ciência dos Materiais – UENF
Instituição: Faculdade Redentor

Prof. Guilherme Nunes Lima
M.Sc. Engenharia Agrícola – UFV
Instituição: Faculdade Redentor

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer, em primeiro lugar sempre, a Deus, pois sem ele não teria chegado a essa parte da minha jornada que se concretiza.

A todos que estiveram ao meu lado, sempre me dando apoio e carinho quando necessitei, ao meu orientador, Prof. Valtency Ferreira Guimarães, que com todo seu apoio, dedicação, orientação e confiança nos ajudou a construir o caminho que percorri desde a idealização até a concretização deste projeto.

Gostaria de fazer um grande agradecimento ao grupo Jovens da Engenharia, pois sem o apoio de todos deste grupo, não estaria concretizando essa etapa.

Por fim, agradeço a todos pelos estímulos que sempre me transmitiram para estudar e gostar de aprender.

Mariana Freitas Ramos

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pois sem ele eu não teria forças para essa longa jornada.

Aos meus pais João e Telma, que me deram todo apoio, incentivo nas horas difíceis, de desânimo e cansaço. A minha irmã Fernanda e meu cunhado Victor que sempre estiveram comigo na realização desse sonho.

Ao professor Valtency que atenciosamente nos orientou esclarecendo as dúvidas e nos conduzindo no caminho da construção do saber científico.

Aos amigos que fiz no decorrer deste curso e que levarei para toda a vida.

Raphael Porfírio da Silva

RESUMO

Nos dias atuais o elevador de pessoas tem se tornado imprescindível para grandes construções, por garantir mais agilidade e eficiência, o que justifica o interesse pelo presente projeto. O presente trabalho foi baseado na metodologia da pesquisa, para tanto utilizou-se de uma revisão bibliográfica, registrando os pensamentos de diversos autores referentes ao assunto e abordagem estabelecida pelas Normas Regulamentadoras, que norteiam os procedimentos na utilização do equipamento. Nesse sentido, o presente projeto tem por objetivo apresentar e descrever todos os requisitos necessários para a construção de um elevador de transporte de pessoas para o prédio garagem da Faculdade Redentor de Itaperuna – RJ, com a finalidade de locomover pessoas no percurso de 4 pavimentos, otimizando a possibilidade da instalação de um elevador desse tipo, destacando a necessidade de preencher alguns requisitos mínimos na estrutura civil e no sistema mecânico. Os resultados obtidos para o desenvolvimento desse trabalho foram alcançados, uma vez que, os conhecimentos buscados para a construção do projeto de elevador de pessoas, durante o curso, assim como nesta pesquisa, foram fundamentais para a compreensão de que a tecnologia pode contribuir para o avanço dos projetos de engenharia e para a eficácia das máquinas no transporte de passageiros.

Palavras-chaves: Elevador, eletromecânico, cabos, projeto.

ABSTRACT

Nowadays, the service elevator has become essential for large constructions, to guarantee more agility and efficiency, which justifies the interest for the present project. The present work was based on the methodology of the research, for which was used a bibliographical review, recording the thoughts of several authors referring to the subject and approach established by the Regulatory Norms, which guide the procedures in the use of the equipment. In this sense, the present project aims to present and to describe all the necessary requirements for the construction of a elevator to the garage building of College Redentor in Itaperuna - RJ, with the purpose of move people in the course of fourth floors, optimizing the possibility of installing such a elevator like that, highlighting the need to fulfill some minimum requirements in the civil structure and in the mechanical system. The results obtained for the development since work were achieved, since the knowledge sought for the construction of the elevator project during the course, as well as in this research, were fundamental for the understanding that the technology can contribute to the Advancement of engineering projects and the efficiency of machinery in passenger transport.

Keywords: Elevator, electromechanical, cables, design.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Posicionamento dos componentes do elevador	8
Figura 2: Dimensionamento do fosso	12
Figura 3: Abertura das portas (central).....	13
Figura 4: Componentes mecânicos de um elevador	16
Figura 5: Cabo de aço em sua composição	19
Figura 6: Cabo de aço 6x19 (9/9/1).....	20
Figura 7: Cabo 6x19 (12/6+6F/1)	21
Figura 8: Cabo de Aço 8x19.....	22
Figura 9: Cabo Dyform 6x26 (10/5+5/5/1).....	23
Figura 10: Cabo Drako 300T	24
Figura 11: Cabo Drako 310T.....	24
Figura 12: Cabo Dyform 8x9 (9/9/1)	25
Figura 13: Fixadores do tipo olhal.	26
Figura 14: Fixador do tipo cunha.....	26
Figura 15: Grampo do cabo.	27
Figura 16: Fixador chumbador.	27
Figura 17: Fixador tipo emenda.	28
Figura 18: Sistema de cabeamento.....	29
Figura 19: Limitador de velocidade	30
Figura 20: Tipos de freios.....	31
Figura 21: Gráfico de fator mínimo de segurança.	33
Figura 22: Modelo da estrutura do carro e do contrapeso (em mm)	35
Figura 23: Bi-Engastamento nos apoios das vigas e das colunas.	39
Figura 24: Colunas em perfil I	41
Figura 25: Vigas transversais: Perfil U	42
Figura 26 Teoria da energia de distorção máxima critério de Von Mises.....	45
Figura 27: Dados experimentais sobrepostos à Teoria da Falha.	48
Figura 28: Espaçamentos mínimos dos parafusos entre as bordas das chapas e entre cada parafuso.	50
Figura 29: Desenho esquemático da guia T90 B	53
Figura 30: Distribuição alternada das guias.	54
Figura 31: Esquema de atuação das forças na guia.	58
Figura 32: Mola de carga pesada, serie R	61
Figura 33: Esquematização da máquina de tração.	63
Figura 34: Diagrama da polia de tração e polia de desvio	65
Figura 35: Grampo pesado	69
Figura 36: Diagrama de disposição dos furos nos perfis.....	79
Figura 37: Esquema dos esforços atuantes nos parafusos.....	80
Figura 38: Esquema de disposição dos furos nos perfis.	89
Figura 39: Esquema dos esforços atuantes nos parafusos.....	89
Figura 40: Esquema da guia T90 B.....	93
Figura 41: Esquema de atuação das forças nas guias laterais.	97
Figura 42: Representação do espaçamento entre os para choques	101
Figura 43: Representação dos pára-choques do contrapeso.....	103
Figura 44: Polia de tração	105
Figura 45: Polia de desvio	106
Figura 46: Esquema representativo da polia de tração e polia de desvio	107
Figura 47: Corte frontal da polia de tração	109

Figura 48: Representação da distribuição dos parafusos na chapa (milímetros).. 112

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Linha do tempo de desenvolvimento do elevador	6
Tabela 2: Profundidade do poço de um elevador.....	9
Tabela 3:Relação entre a área útil e a lotação da cabina	12
Tabela 4: Dimensões mínimas da caixa.....	14
Tabela 5: Número equivalente da polia de tração NEQ1	34
Tabela 6: Velocidades recomendadas para edifícios não residenciais	37
Tabela 7: Tempo de aceleração e desaceleração do carro	37
Tabela 8: Propriedades mecânicas de alguns aços estruturais no padrão ASTM .	40
Tabela 9: Propriedades mecânicas de aços-carbono	41
Tabela 10: Tabela de Perfil U.....	43
Tabela 11: Tabela referente ao perfil I	44
Tabela 12: Parafuso de alta resistência ASTM A325.....	49
Tabela 13: Determinação do comprimento adequado dos elementos	50
Tabela 14: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências	52
Tabela 15: Características técnicas das guias	53
Tabela 16: Dimensões da guia (dimensões em mm).	54
Tabela 17: Coeficiente de flambagem de 370 Mpa para aço	56
Tabela 18: Coeficiente de flambagem de 520Mpa para aço	57
Tabela 19: Mola de carga pesada, série R.....	61
Tabela 20: Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho	67
Tabela 21: Barras Chatas	68
Tabela 22: Grampo pesado.....	70
Tabela 23: Perfil U.....	72
Tabela 24: Seleção do perfil I.....	74
Tabela 25: Parafuso de aço de alta resistência A325 ($\sigma_r = 72,5\text{KN/cm}^2$ a $82,5\text{KN/cm}^2$)	77
Tabela 26: Tabela de determinação do comprimento adequado	78
Tabela 27: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências.	81
Tabela 28: Parafuso de aço de alta resistência A325 ($\sigma_r = 72,5\text{KN/cm}^2$ a $82,5\text{KN/cm}^2$).	87
Tabela 29: Tabela de determinação do comprimento adequado	88
Tabela 30: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências.	91
Tabela 31: Características técnicas das guias	92
Tabela 32: Dimensões da guia usinada	93
Tabela 33: Aço 430B.....	94
Tabela 34: Coeficiente de flambagem para aço 520MPa.....	94
Tabela 35: Coeficiente de flambagem para aço 370Mpa	95
Tabela 36: Seleção de mola carga pesada Serie R	100
Tabela 37: Seleção de mola carga pesada série R.....	102
Tabela 38: Especificação da maquina de tração.....	104
Tabela 39: Dados técnicos do grupo de construção 8x19.....	105
Tabela 40: Seleção de Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho.....	110
Tabela 41: Seleção de barras Chatas	111
Tabela 42: Orçamento.....	115

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	4
1.1	JUSTIFICATIVA	4
1.2	OBJETIVO GERAL	4
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	HISTÓRICO DOS ELEVADORES	5
2.2	FUNCIONAMENTO BÁSICO DOS ELEVADORES DE TRANSPORTE DE PESSOAS.....	6
2.3	ESTRUTURA CIVIL	8
2.3.1	Poço	8
2.3.2	Casa de Máquinas.....	9
2.3.3	Caixa e Dimensionamento (fosso).....	11
2.3.4	Lotação da Cabina.....	12
2.3.5	Portas	13
2.4	SISTEMA MECÂNICO E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES	14
2.4.1	Máquina de Tração.....	17
2.4.2	Suspensão do Carro e Contrapeso	17
2.4.3	Contrapeso	17
2.4.4	Guias do Carro e Contrapeso	18
2.4.5	Para-choques do Carro e Contrapeso	18
2.4.6	Especificações do cabo de aço	19
2.4.7	Terminações dos Cabos.....	25
2.4.8	Sistema de Cabeamento	28
2.4.9	Limitador de Velocidade	29
2.4.10	Freios	30
2.4.11	Tipos de Conectores	31
2.4.12	Coeficiente de Segurança Para Aplicação em Elevadores	31
3	MATERIAIS E MÉTODOS	34
3.1	DIMENSIONAMENTO DAS ESTRUTURAS METÁLICAS DO CARRO E CONTRAPESO	35
3.2	ELEMENTOS FUNDAMENTAIS PARA A ESPECIFICAÇÃO DO PROJETO	35
3.2.1	Carga do Carro.....	36
3.2.2	Carga do Contrapeso	36
3.2.3	Estimativa para Cálculo da Força Dinâmica Atuante.....	36
3.2.4	Cálculo da Aceleração e Desaceleração	38

3.2.5	Tipo de Engastamento.....	38
3.2.6	Tipos de Aços na Estrutura.....	39
3.2.7	Determinação dos Perfis Estruturais do Carro e do Contra peso	41
3.2.8	Momento Fletor Relacionado à Viga Superior	42
3.2.9	Cálculo da Tensão Admissível.....	42
3.2.10	Colunas	44
3.2.11	Critério de Falha de Von Mises	45
3.2.12	Cálculo da Tensão de Cisalhamento	46
3.2.13	Determinação dos Elementos de Ligação do Contrapeso e do Carro.....	48
3.2.14	Fator de Segurança.....	51
3.2.15	Cálculo de Esmagamento de Chapa	52
3.2.16	Seleção de Guias	52
3.2.17	Cálculo das Forças na Guia do Carro	57
3.3	ESPECIFICAÇÃO DOS PARA-CHOQUES DO CARRO E DO CONTRAPESO	60
3.4	MÁQUINAS DE TRAÇÃO	63
3.4.1	Critérios para especificação de polia de tração	63
3.4.2	Verificação do fator de segurança do cabo de aço	66
3.4.3	Terminações dos cabos	67
3.4.4	Dimensionamento da barra retangular para fixação dos tirantes na estrutura do carro e do contrapeso	68
3.4.5	Grampos dos cabos de aço	69
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	70
4.1	CÁLCULO DA FORÇA MÁXIMA DE IÇAMENTO	70
4.2	ESTRUTURA DO CARRO	71
4.2.1	Seleção das vigas.....	71
4.2.2	Seleção das colunas.....	73
4.2.3	Parafuso do carro	77
4.3	ESTRUTURA DO CARRO DO CONTRAPESO	82
4.3.1	Seleção das vigas.....	82
4.3.2	Seleção das colunas.....	83
4.3.3	Critério de falha de Von Mises.....	85
4.3.4	Parafuso do contrapeso.....	87
4.4	CÁLCULO DE GUIAS LATERAIS DO CARRO E CONTRAPESO	91
4.5	ESPECIFICAÇÃO DO PÁRA-CHOQUE DO CARRO E DO CONTRAPESO	99
4.6	ESPECIFICAÇÃO DA MAQUINA DE TRAÇÃO	103
4.6.1	Polia de tração e polia de desvio	104

4.6.2	Verificação dos cabos de aço	108
4.6.3	Terminação dos cabos de aço.....	110
4.6.4	Grampos dos cabos de Aço.....	114
5	ORÇAMENTO	115
6	CONCLUSÃO.....	116
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	118

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de locomover objetos e pessoas esteve presente no desenvolvimento da humanidade. Um exemplo seria alimentos que se carregavam em cavalos. Outro, seria como os egípcios faziam para retirar água do rio Nilo. Desciam um recipiente suspenso por uma corda, sendo controlada manualmente.

Com a Revolução Industrial do séc. XVIII, as formas de tração foram sendo substituídas, primeiro pela energia a vapor e logo após, a eletricidade. Em 1853 foi inventado o primeiro elevador de passageiros, mas estes demonstraram-se muito lentos. Porém, no decorrer do tempo e com os avanços tecnológicos foram se modernizando e se adaptando com as necessidades de cada local.

Um elevador pode ser definido como um equipamento de transporte utilizado para transportar cargas ou pessoas verticalmente. Um elevador básico é composto por 6 elementos: casa de máquinas, cabina, contrapeso, caixa de corrida, pavimento e poço, onde serão explicados cada um destes no decorrer desse projeto.

O presente trabalho, tem como finalidade elucidar um caminho que facilite o acesso e movimentação de pessoas no prédio garagem da Faculdade Redentor, pólo Itaperuna-RJ.

1.1 JUSTIFICATIVA

A instalação do elevador possibilitará aos usuários maior conforto e deslocamento, sendo de suma importância para pessoas com deficiência, considerando que o prédio garagem é de quatro pavimentos.

1.2 OBJETIVO GERAL

O projeto consiste em dimensionar um elevador de transporte de pessoas para o prédio garagem da Faculdade Redentor, considerando que o projeto é de quatro pavimentos.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar os componentes mecânicos
- Realizar um desenho técnico do elevador
- Realizar o orçamento do projeto mecânico e elétrico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 HISTÓRICO DOS ELEVADORES

Dentre as criações feitas pelo homem, o elevador surgiu de uma maneira simples e prática, constituído de uma plataforma sendo puxada pela força do homem e/ou de animais. As primeiras informações da utilização de um elevador foram no Egito Antigo por volta de 1500 a.C. Os egípcios utilizavam esse método para o transporte das águas do rio Nilo e para erguer suas grandes pirâmides. Na Grécia Antiga, em 450 a.C., na construção de uma estátua de bronze do deus do sol, um monumento gigantesco, chamado Colosso de Rodes, já se poderia notar o início de um elevador primário, devido aos componentes utilizados, tais como: guindaste, roldana e grua. Em um de seus livros, Aristóteles (filósofo grego) menciona a utilização de manivelas e roldanas e como elas ajudariam na transportação de materiais pesados, porém, não levando em conta a distância e o tamanho da carga a serem transportadas. (JANUZZI, 2012).

A necessidade de locomover objetos e pessoas esteve presente no desenvolvimento da humanidade. Um exemplo seria alimentos que se carregavam em cavalos. Outro, seria como os egípcios faziam para retirar água do rio Nilo. Desciam um recipiente suspenso por uma corda, controlada manualmente. Com a Revolução Industrial, continuou-se tendo esses transportes, porém com a inovação da eletricidade. (JANUZZI, 2012, p.09).

Com o decorrer dos anos, os elevadores foram sendo aprimorados e aperfeiçoados. Com isso, a tração animal e/ou humana foi deixando de ser utilizada. A invenção da máquina a vapor no ano de 1800, usada no içamento de carvão das minas contribuiu para que essa mudança viesse acontecer, porém era de grande risco a ruptura dos cabos de tração que erguia as plataformas, e assim colocando em risco a vida dos usuários.

Devido a esse problema, e visando a melhoria do mesmo, em 1853 o empresário americano Elisha Graves Otis criou um mecanismo de segurança para que não viesse ocorrer tal risco e assim evitando quedas.

No sistema desenvolvido por Otis, “quando os cabos rompiam, uma mola acionava duas garras que se encontravam na parte superior da cabina forçando-as a segurar-se sobre os suportes no poço do elevador” (BERARDI/SANTOS, 2013).

De acordo com a tabela 1, Januzzi (2012), apresentou as principais ações que ajudaram para o atual modelo de elevador visto nos tempos de hoje.

Tabela 1: Linha do tempo de desenvolvimento do elevador

Ano	Desenvolvimento
1203	Na França o uso de animal de carga como força de tração. Este caminhava ao redor de um largo tambor, fazendo-o girar, a corda ia se enrolando no tambor à medida que a carga (provisões) subia para o consumo dos abades.
1515	Delineava-se o ancestral do atual elevador. O Papa Leão X que tinha dificuldades para locomover-se, instalou uma “cadeira voadora” na sua residência.
1590	Já existiam ascensores auxiliares para a construção de prédios.
1740	A “moda” foi o fator propulsor de novas invenções. O Duque de Savoy, imperatrizes e a corte russa, estavam instalando a cadeira voadora.
1800	Com a invenção da máquina a vapor começou a utilizar-se a invenção para o içamento de carvão das profundezas da mina. Era o início da utilização de uma fonte alternativa de tração.
1830	É construído o primeiro elevador com acionamento mecânico em Derby na Inglaterra.
1872	Na busca racional da redução de custo – as camisas do pistão deviam ter o mesmo comprimento que o percurso da cabina e à medida que o prédio era mais alto, mais caro tomava-se furar o solo a uma profundidade equivalente. Foi assim criado o elevador hidráulico do tipo indireto horizontal e vertical.
1873	Em Salvador é construída uma torre com dois elevadores hidráulicos para transportar até 20 pessoas para bairros situados em níveis diferentes, o chamado Elevador Lacerda.
1880	Na Feira de Indústria de Mannheim na Alemanha, é apresentado o primeiro elevador movido a motor elétrico, construído por Werner Von Siemens e Hulstie, levando 11 segundos para subir até o topo da torre de 20 metros.
1882	O inglês Hart projetou e construiu o elevador contínuo.
1884	É instalado em Massachusetts, nos EUA, um elevador elétrico pelo pioneiro Frank J. Sprague, cuja importância é que a velocidade contratual era mantida independente da carga transportada.
1886	O engenheiro austríaco Victor Popp, cria uma rede de ar comprimido em Paris a qual fornece a energia para relógios públicos e elevadores, substituindo o sistema hidráulico pelo aero - hidráulico.
1888	Charles Pratt (engenheiro mecânico) e Frank Sprague (engenheiro eletricista) constroem um sistema de tração patenteado como o elevador <i>Sprague-Pratt</i> , que evolui até atender a necessidade de um elevador para os arranha-céus da época, com mínima vibração.
1889	O primeiro elevador acionado por Corrente Alternada é desenvolvido pela Sprague-Company.
1919	O elevador hidráulico tornou-se óleo-dinâmico, ou seja, utilizava óleo ao invés de água como propulsor.
1926	É instalado um elevador de alta velocidade no Rio de Janeiro, no prédio do jornal “A Noite”. Em São Paulo um dos primeiros edifícios com elevador foi o Edifício Martinelli.
1943	Há a fabricação completa de elevadores no Brasil, iniciada pela Villares.
1971	Os primeiros elevadores panorâmicos, no Brasil, foram instalados no Eron Brasília Hotel e no Edifício Sir Wiston Churchill, em São Paulo, proporcionando uma visão interna ou externa do edifício.
1989	Lança-se no mercado o elevador linear onde o motor é incorporado no contrapeso e não há necessidade da casa de máquinas, o que significa o ganho de até dois andares.
1997	É lançada na Alemanha a <i>Schindler Mobile</i> para prédios até sete andares. O equipamento chega ao edifício pré-montado e é instalado em três dias, pois não precisa de casa de máquinas.

Fonte: (JANUZZI, 2002 p.09)

2.2 FUNCIONAMENTO BÁSICO DOS ELEVADORES DE TRANSPORTE DE PESSOAS

Desde sua invenção, o elevador contém o mesmo esquema de

funcionamento, com seu esquema padrão prevalecendo, mas se modernizando com o decorrer do tempo. As estruturas são divididas em seis partes de funcionamento: casa de máquinas; caixa de corrida; poço; cabina; pavimento e contrapeso. (BERARDI/SANTOS, 2013).

A cabina é onde se transporta passageiros e cargas. Ela é montada sobre uma plataforma com armação de aço, e são fixadas em cabeçotes superiores e inferiores. O conjunto cabina, armação e plataforma denomina-se carro.

O contrapeso é feito em uma armação metálica formada por longarinas e cabeçotes, onde são fixados pesos intermediários, de forma que o conjunto tenha peso total ou igual do carro.

O carro e o contrapeso são suspensos por cabos de aços instalados na casa de máquinas.

A máquina de tração é a máquina que faz o trabalho de subida e descida do carro e do contrapeso, e é ela quem transmite a polia a rotação necessária para garantir a velocidade específica para o elevador

A casa de máquinas situa-se os equipamentos que coordenam o funcionamento, do momento da partida à chegada no andar de destino do elevador. Localiza-se na parte superior do edifício ou inferior. Alguns elevadores com maior modernidade não utilizam mais casa de máquinas.

O Poço situa-se abaixo do primeiro pavimento, onde se localizam apenas partes do elevador, como componentes de segurança.

Caixa de corrida ou caixa compreende o local onde o carro e o contrapeso se movimentam para atender a movimentação da cabina.

Segundo Atlas Schindler (2013), o posicionamento dos componentes do elevador deve ser de acordo com a figura 1.

Posicionamento dos componentes do elevador para projetos de edifícios com casa de máquinas

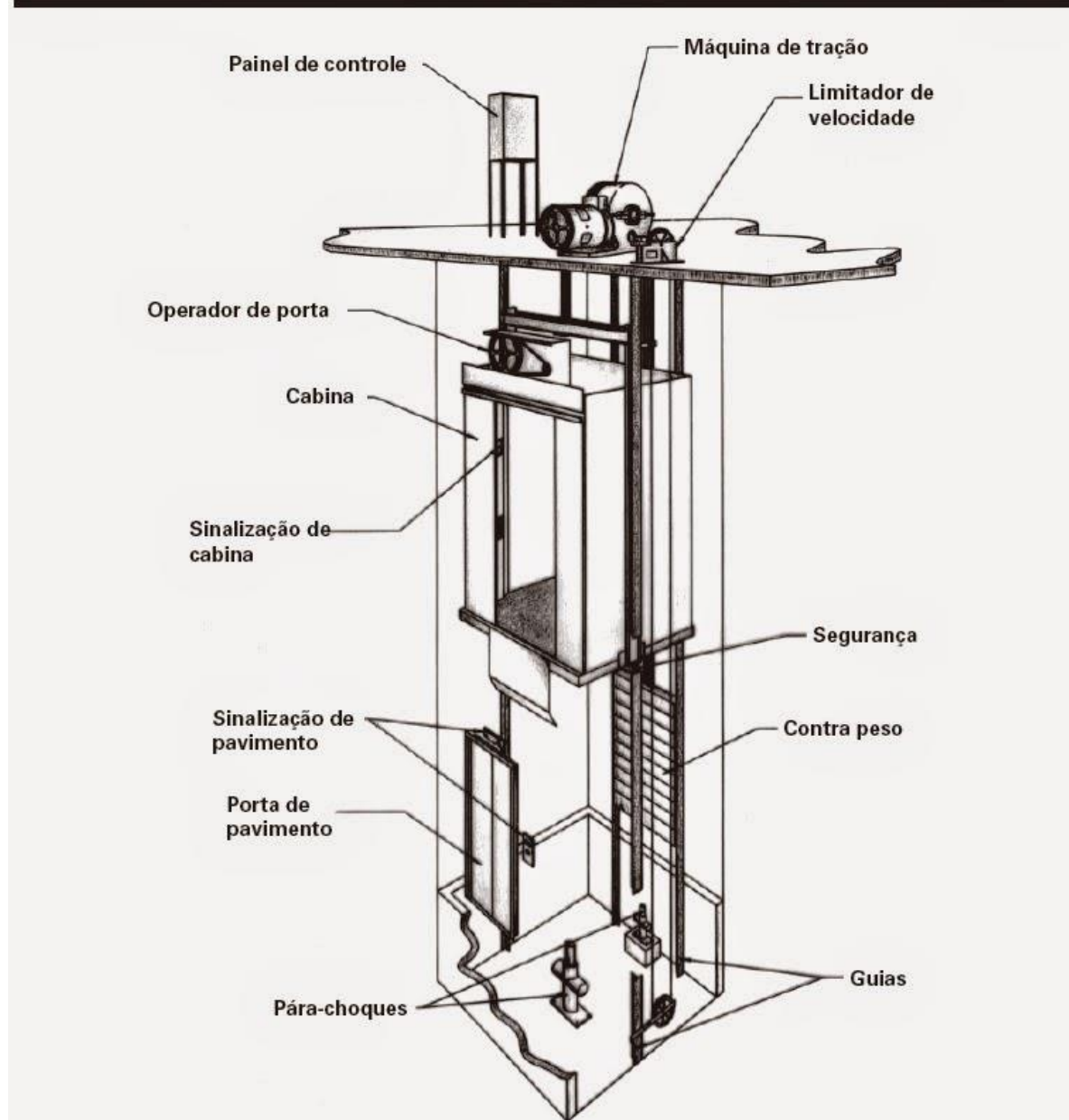


Figura 1: Posicionamento dos componentes do elevador
Fonte: Atlas Schindler (2013)

2.3 ESTRUTURA CIVIL

2.3.1 Poço

O poço está localizado abaixo do último pavimento, na projeção da caixa, devendo ter livre acesso.

O poço deverá ser impermeável, não podendo ter nada além dos materiais que fazem parte do elevador, como por exemplo, freios de segurança, para-choques e guias.

As principais exigências da NBR NM 207-1999 para o Poço são:

- Deve existir acesso ao fundo do Poço.
- Entre os Poços de elevadores adjacentes deve existir parede divisória, ou proteção de chapa metálica ou tela de arame, de abertura de malha inferior a 5 cm, com altura mínima de 2,50 m acima do nível do fundo do Poço.
- Quando houver porta na parede divisória dos Poços de elevadores adjacentes, essa porta deverá ter contato elétrico (idêntico das portas de pavimento) que interrompa o circuito dos dois elevadores.
- Em cada Poço deve existir um ponto de luz, de forma a assegurar a iluminação mínima de 20 lx no piso do Poço, além de uma tomada elétrica.
- Não deve existir no Poço qualquer equipamento que não faça parte do elevador (NBR-NM 207- 1999).

De acordo com Atlas Schindler (2013) constata-se que a profundidade do poço será variável de acordo com o equipamento a ser instalado. Na tabela 2 pode-se identificar as profundidades mínimas, em função das diferentes velocidades dos elevadores.

Tabela 2: Profundidade do poço de um elevador

Dimensões Mínimas				
Vel. (m/s)	Capac.	C(m)	D(m)	E(m)
0,75	6 a 10	1,50	4,15	2,35
1,00	6 a 10	1,60	4,20	2,35
1,25	6 a 10	1,65	4,25	2,35
1,50	6 a 10	1,65	4,25	2,80
1,75	10 a 17	1,70	4,50	2,80
2,00	10 a 17	1,70	4,50	2,80
2,50	12 a 17	1,85	4,50	2,80
3,00	12 a 20	4,00	5,80	3,00
3,50	13 a 24	4,00	6,00	3,50
4,00	13 a 24	4,00	6,00	3,50
5,00	14 a 24	5,50	6,80	6,00*
C = Profundidade do Poço (Espaço Livre Inferior)				
D = Espaço Livre Superior				
E = Pé-direito da Casa de Máquinas				

Fonte: Atlas Schidler

2.3.2 Casa de Máquinas

A casa de máquinas é onde se recebe o motor responsável pela geração da força, que promove o deslocamento vertical do elevador, e também destinados a

colocar alguns dispositivos como, limitador de velocidade e outros componentes da instalação.

As principais exigências da NBR NM 207-1999 para a Casa de Máquinas são:

- A porta de acesso à Casa de Máquinas deve ser de material incombustível e sua folha deve abrir para fora, estar provida de fechadura com chave para a abertura pelo lado externo e abertura sem chave pelo lado interno.
- As máquinas, outros dispositivos do elevador e as polias devem ser instaladas em recinto exclusivo contendo paredes sólidas, piso, teto e porta de acesso com fechadura de segurança. Os pisos devem ser antiderrapantes.
- Não devem ser usadas para outros fins que não sejam instalação de elevadores.
- Não devem conter dutos, cabos ou dispositivos que não sejam relacionados com elevadores.
- O acesso deve ser utilizável com segurança, sem necessidade de passar em lugar privado. As entradas devem ter altura mínima de 2,00m e largura mínima de 0,70m.
- As escadas de acesso devem ser construídas de materiais incombustíveis e antiderrapantes com inclinação máxima de 45°, largura mínima de 0,70m, possuindo no final um patamar coincidente com a porta de entrada, com dimensões suficientes para permitir a abertura para fora da porta da Casa de Máquinas (a escada não pode ser do tipo “caracol”).
- Quando o desnível for inferior a 1,20m a inclinação pode ser de até 60° com degraus de 0,25m de altura Máxima e 0,19m de profundidade mínima.
- Devem ser providas de ganchos instalados no teto para levantamento de equipamento pesado durante a montagem e manutenção do elevador.
- Altura mínima de 2,00m.
- Quando a função do edifício exigir (ex: moradias, hotéis, hospitais, escolas, bibliotecas, etc.) as paredes, pisos e tetos das casas de máquinas devem absorver substancialmente os ruídos oriundos da operação dos elevadores.
- Devem ter ventilação natural cruzada ou forçada, com 1/10 de área de piso.
- Devem ser iluminadas, garantindo o mínimo de 200lx ao nível do piso e possuir pelo menos uma tomada elétrica.
- Devem dispor de luz de emergência, independente e automática, com autonomia mínima de 1hora para garantir iluminação de pelo menos 10lx sobre a máquina de tração.
- A temperatura da Casa de Máquinas deve ser mantida entre 5°C e 40°C (NBR NM 207-1999).

O manual de transporte vertical de acordo com Atlas Schindler (2013), constata-se que é necessário construir, na maioria das vezes, um alçapão no piso da casa de máquinas. Quando fechado devendo suportar 1000N em uma área de

0,20mX0,20m.

2.3.3 Caixa e Dimensionamento (fosso)

É o local onde se deslocam o contrapeso e o carro, formado por paredes verticais, fundo do poço e teto, devendo ser atendidas especificações estabelecidas pela NBR-NM 207 (1999).

As paredes devem ser constituídas de material incombustível formando uma superfície lisa. Se existirem saliências na direção do movimento do elevador, estas devem ser chanfradas a 60° ou mais com a horizontal.

Quando houver distância superior a 11 m entre paradas consecutivas, devem existir portas de emergência na Caixa.

Não pode existir na Caixa qualquer equipamento além do necessário para o funcionamento do elevador.

Na parte superior da Caixa deve existir abertura de ventilação, com área igual a 1% da área da seção horizontal da Caixa, no mínimo.

Abaixo da soleira de cada pavimento deve existir uma aba com altura de 30 cm, no mínimo, sendo que a sua parte inferior deve continuar com uma inclinação de 60° com a horizontal.

Iluminação a cada 7m ao longo do percurso. (NBR-NM 207- 1999).

Devem ser tomados alguns cuidados com prumada dos edifícios, pois de acordo com a figura, as dimensões tomadas para a caixa serão os menores valores possíveis encontrados para as medidas “a” + “b” + “c” e + “d” destacadas na figura 2, tiradas em todos os andares, a partir de uma mesmalinha perpendicular após a concretagem e retirada das formas de todos os pisos.

Quanto mais alto for o edifício, maior deverá ser o cuidado por parte do engenheiro ou construtor, pois quanto maior a altura maior será a possibilidade de desvio, pois isso aumenta com a altura. Como mostrado na figura 2, e segundo o manual Atlas Schindler (2013), é aceitável um desvio de 1,5 cm de cada lado da caixa considerando todo o percurso feito pelo elevador, acrescido da profundidade do poço.

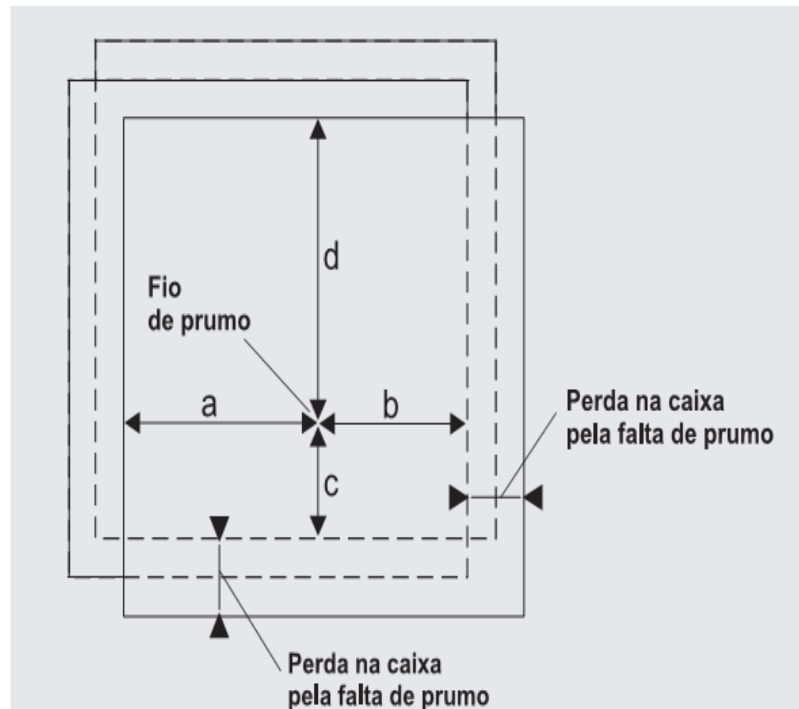


Figura 2: Dimensionamento do fosso
Fonte: Atlas Schindler (2013).

2.3.4 Lotação da Cabina

Para se calcular a relação entre a área útil e a lotação da cabina deve-se observar a tabela 3, que segue:

Tabela 3: Relação entre a área útil e a lotação da cabina

Lotação (A) Pessoas	Carga (B) kg	Área útil em m ²		
		Mínimo	Médio	Máximo
6	450	1,170	1,235	1,300
7	525	1,310	1,380	1,450
8	600	1,450	1,525	1,600
9	675	1,590	1,670	1,750
10	750	1,730	1,815	1,900
11	825	1,870	1,960	2,050
12	900	2,010	2,105	2,200
13	975	2,150	2,250	2,350
14	1050	2,290	2,395	2,500
15	1125	2,430	2,540	2,650
16	1200	2,570	2,685	2,800
17	1275	2,710	2,830	2,950
18	1350	2,850	2,975	3,100
19	1425	2,990	3,120	3,250
20	1500	3,130	3,265	3,400
21	1575	3,245	3,382	3,520
22	1650	3,360	3,500	3,640
23	1725	3,475	3,618	3,760
24	1800	3,590	3,735	3,880
25	1875	3,705	3,852	4,000
26	1950	3,820	3,970	4,120

(A) = Inclusive ascensorista

(B) = Para outras cargas a área útil da cabina é determinada por extrapolação linear

Fonte: Atlas Schindler (2013)

- a) A lotação da cabina é calculada à razão de 75 kg por pessoa.
- b) O carro é dimensionado para receber carga uniformemente distribuída, em carregamento gradual.
- c) A NBR NM 207-1999, prevendo a utilização da área da soleira da cabina, admite uma variação de $0,08\text{m}^2$ para mais ou para menos, na área, para qualquer capacidade.

2.3.5 Portas

Os tipos de portas utilizados para pavimento e cabina são de abertura lateral (AL) e de abertura central (AC). (BERARDI/SANTOS, 2013).

Segundo a NBR NM 207-1999 é exigido as dimensões mínimas para portas de 0,80m de largura e 2,00m de altura.

O funcionamento da porta da cabina é dado por um operador elétrico que é acionado simultaneamente em conjunto com a porta do pavimento, ocasionando assim, a abertura e fechamento da mesma.

Com instalação das portas automáticas é notório vários benefícios, sendo eles requisitos básicos, um deles o aumento da segurança, a agilidade no fluxo de tráfego, não ocupando espaço no hall e no corredor, facilitando o acesso de portadores de deficiência física. A figura 3 ilustra o modelo de um funcionamento de porta com abertura central (AC).

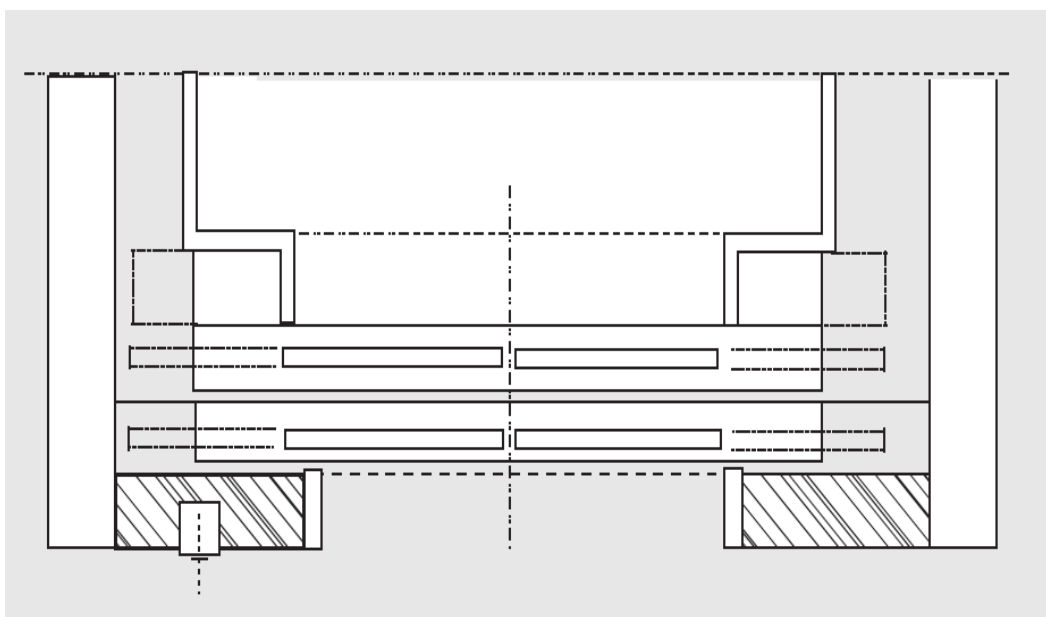


Figura 3: Abertura das portas (central)
Fonte: Atlas Schindler (2013).

As portas de abertura central, são capazes de operar a abertura e o fechamento com tempo menor que as de abertura lateral, assim, agilizando o fluxo de entrada e saída dos usuários, além de proporcionar maior aproveitamento e otimização da área da caixa e maior beleza estética ao hall. A tabela 4 mostra as dimensões mínimas da caixa.

Tabela 4: Dimensões mínimas da caixa

Dimensões Mínimas da Frente da Caixa (m)		
Largura da porta	Combinação Cabina - AL Pavimento - AL	Combinação Cabina - AC Pavimento - AC
0,80	1,60	1,80
0,90	1,75	2,00
1,00	1,90	2,20

Fonte: Atlas Schindler (2013)

Utiliza-se uma largura de porta de 0,80m para edifícios residenciais. Visando um maior fluxo de passageiros e com maior velocidade na entrada e saída, os edifícios comerciais devem atender uma largura superior a esta.

2.4 SISTEMA MECÂNICO E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES

O sistema mecânico de um elevador elétrico é constituído pelos seguintes equipamentos: cabos de aço, polias, limitador de velocidade, guias laterais do carro e contrapeso, para-choques de amortecimento, contrapeso e motor elétrico.

O carro do elevador é fixado aos cabos de aço, e são presos por uma polia que seguram os guinchos e os cabos.

O contrapeso é utilizado para dar equilíbrio no erguimento do carro, fazendo com que o motor elétrico utilize menos energia.

Nas guias laterais é onde se locomove o carro, e tem como objetivo auxiliar no sistema de segurança e fazer com que o carro e o contrapeso não balancem.

O motor elétrico aciona a roldana, fazendo com que ela gire em um sentido para erguer o elevador e outro sentido para abaixá-lo.

Os para-choques de amortecimento são molas que situam-se no poço, fazendo com que a cabina não sofra impacto quando chega no limite inferior de curso para carros e contrapesos, sendo um dispositivo de emergência final.

Os principais elementos que compõe o sistema mecânico são: sistema de segurança, sistema de freio, máquina de tração e portas da cabina e do pavimento.

São utilizados sensores nos sistemas de abertura e fechamento das portas, com isso a cabina não se desloca sem o completo fechamento das portas.

Devido aos avanços tecnológicos, um sistema fotoelétrico é utilizado nas portas mais modernas, fazendo com que as portas não se fechem, pois este sistema detecta um obstáculo próximo a mesma, proporcionando assim maior segurança e evitando possíveis acidentes aos usuários. (MONTEZANO, 2009, p. 31).

É mostrado a seguir, os componentes mecânicos de um elevador, sendo eles enumerados de acordo com a figura 4.

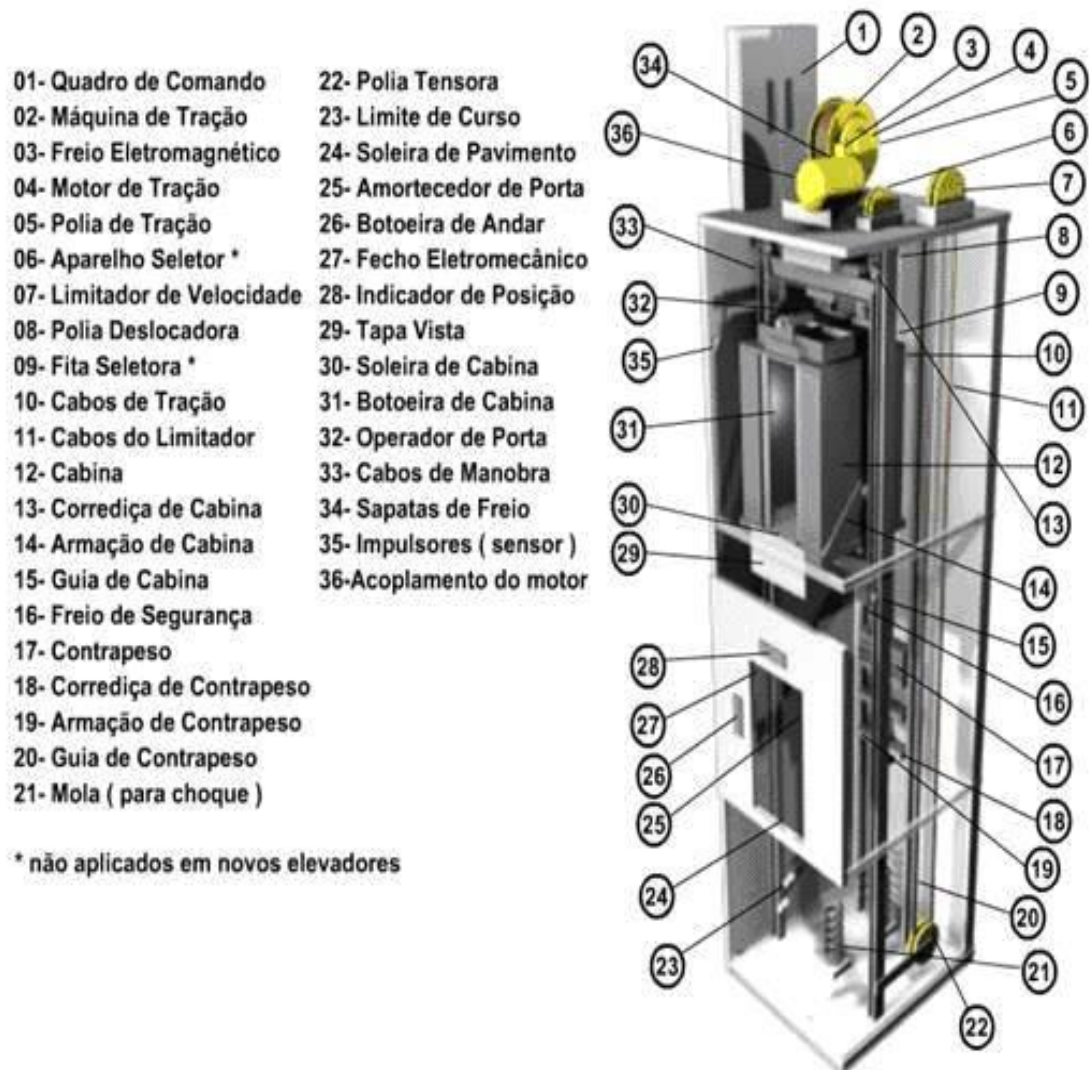


Figura 4: Componentes mecânicos de um elevador
Fonte: Vetra Elevadores

As portas automáticas de um elevador evitam quedas no vão aberto, cortes e esmagamentos. Os elevadores utilizam dois diferentes conjuntos de portas: portas de acesso a cabina e aos andares. Podem ser de abertura central ou abertura lateral, em ambos os casos as portas do pavimento e da cabina devem ser do mesmo tipo de abertura. As portas da cabina são operadas por um motor elétrico, que é conectado ao computador do elevador. O computador aciona o motor para abertura das portas quando o carro chega ao pavimento e fecha as portas antes do carro se movimentar novamente. Todos os elevadores modernos de passageiros têm um sistema de sensor de presença que evita que as portas se fechem com alguém ou alguma coisa entre elas. No caso de porta com abertura central, existe um elemento chamado de rampa articulada posicionada no meio da porta que é acoplada por correias ao eixo do motor da porta. Durante o acionamento da abertura da porta o motor produz o movimento da correia que mecanicamente aciona a rampa que destrava as portas dos andares no mesmo instante em que produz o acoplamento mecânico entre as portas da cabina e do andar. O conjunto motor e o

conjunto mecânico da rampa articulada são denominados de dispositivo operador de portas (MONTEZANO, 2009, p. 31).

2.4.1 Máquina de Tração

A máquina de tração é o principal responsável pelo tracionamento mecânico do conjunto cabina e contra peso. É um equipamento composto por um motor elétrico associado a eixos. A máquina de tração requer uma manutenção periódica devido ao seu esforço constante, com seu desgaste ela pode sofrer vibrações na cabina, trancos nas viagens, paralisações.

Segundo Montezano (2009, p. 29) A máquina de tração é responsável pelo movimento do elevador, e é ligada à cabina do elevador e ao contrapeso através dos cabos de aço de tração. Os motores das máquinas de tração dos elevadores podem ser de corrente alternada (CA) ou de corrente contínua (CC), fornecidas por conversores estáticos que substituem os motores geradores, sendo a energia elétrica fornecida pela rede do edifício.

É importante atentar a vários fatores na escolha da máquina de tração, tais como: peso, modelo, categoria, velocidade de rotação e carga nominal a qual suporta.

2.4.2 Suspensão do Carro e Contrapeso

A suspensão do carro e do contrapeso é feita por cabos de aço que passam por uma polia, instalada na máquina de tração.

Os estudos de (BERARDI/SANTOS, 2013) explicam que “A instalação dos cabos de aço ocorre através do seu anexo junto à cruzeta do carro passando entorno das polias multiplicadoras que se encontram instaladas junto da cruzeta. Cabe observar que sendo utilizado outro sistema de cabeamento as suspensões deverão ser feitas de forma individual”.

Para os cabos de tensão, devem ser feitas por um técnico responsável uma manutenção preventiva, verificando assim as variações de tensão.

2.4.3 Contrapeso

O contrapeso tem por função auxiliar o movimento de subida e descida da cabina, e está ligado ao sistema de polias e engrenagens.

Sua estrutura é constituída de aços que recebe cargas, sendo na maior parte das vezes por chapas de aço ou seções de ferro.

Nele deve haver pelo menos 40 a 50% do peso da cabina e da capacidade máxima do elevador. A cabina do elevador elétrico é sustentada por um sistema de cabos de aço que também são conectados a um contrapeso. (NAPOLI, 2013, p.29)

De acordo com a NBR NM 207-1999, Se o contrapeso incorpora pesos de enchimento, deverão ser tomadas medidas para evitar o seu deslocamento. Para esse efeito, deve ser usado uma armação que contenha os pesos de enchimento e os mantenham firmes no lugar, ou se não houver armação, se os pesos de enchimento são metálicos, e se a velocidade nominal do elevador não exceder 1 m/s, no mínimo dois tirantes nos quais os pesos de enchimento são fixados.

2.4.4 Guias do Carro e Contrapeso

Segundo Janosvký (1999), o carro e o contrapeso devem ser guiados em pelo menos dois trilhos de aço rígido, os quais são fabricados a partir de um aço estrutural que tem uma resistência à tração de pelo menos 370 N/mm² e não superior a 520 N/mm². Em relação às funções dos trilhos guia, são:

- Para guiar o carro e o contrapeso no seu deslocamento vertical.
- Para evitar a inclinação do carro devido a uma carga excêntrica.
- Para parar e manter o carro na aplicação do equipamento de segurança.

De acordo com a NBR NM 207-1999 a resistência das guias, suas amarrações e juntas devem ser suficientes para suportar as forças atuantes devidas ao acionamento do freio de segurança e as deflexões devidas à descentralização da carga na cabina. Essas deflexões devem ser limitadas a valores que não afetem a operação normal do elevador.

2.4.5 Para-choques do Carro e Contrapeso

A NBR NM 207-1999 determina que os para-choques devem ser colocados na extremidade inferior (poço) do percurso dos carros e contrapesos.

Segundo Janosvký (1999), elevadores devem estar equipados com amortecedores localizados no poço no limite inferior de curso para carros e contrapesos, que constituem o dispositivo de emergência final.

Os para-choques podem ser usados em elevadores para qualquer velocidade nominal, mas os que utilizam acumulação de energia apenas serão usados para velocidade nominais de até 1,50 m/s e os de acumulação de energia com movimento de retorno amortecido são usados apenas para velocidades nominais de até 1,6m/s.

2.4.6 Especificações do cabo de aço

Os cabos de aço devem ser constituídos, em modo resumido, por arames, pernas e cabo, sendo os arames obtidos por estiragem, as pernas sendo conjunto de arames enrolados entre os próprios arames e os cabos que são conjunto de pernas enrolados entre si em torno de uma alma, ou seja, um núcleo.

Os cabos de aço são compostos por “um conjunto de arames de aço, reunidos em um feixe helicoidal, constituindo um cabo de metal resistente aos esforços de tração e com a característica de possuir uma flexibilidade bastante acentuada”. Marco Filho, (2005, p.01).

De acordo com Janovský (1999), existem sete tipos de cabos de aço que são ideais para serem utilizados na suspensão do carro e contrapeso. A figura 5 mostra a composição de um cabo de aço.

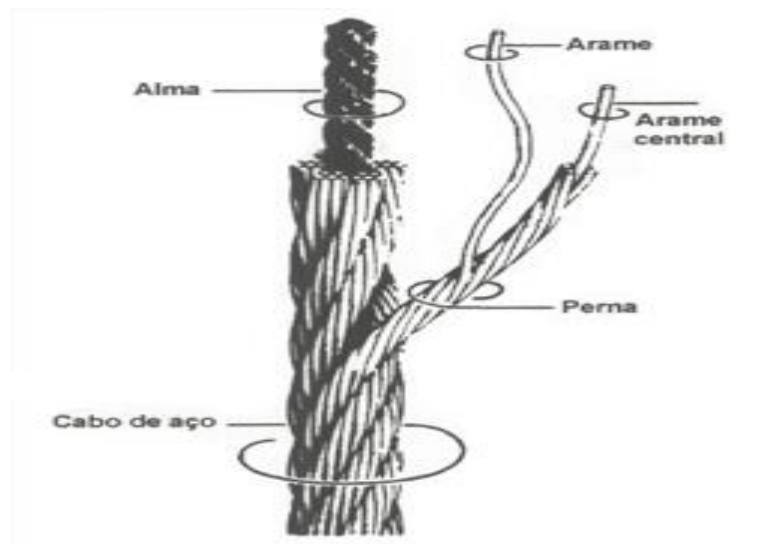


Figura 5: Cabo de aço em sua composição
Fonte: Catálogo CIMAF, (2009, p.13).

A figura 6 mostra o tipo de cabo de aço de 6x19

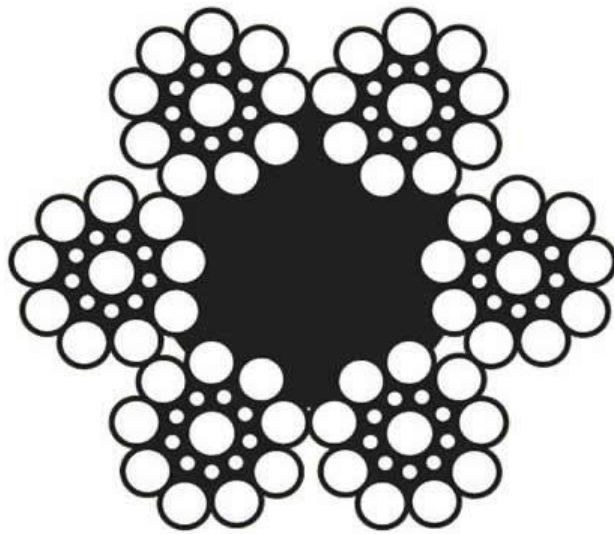


Figura 6: Cabo de aço 6x19 (9/9/1)
Fonte: Catálogo CIMAF (2009, p.46)

Este é um dos cabos mais utilizados para que pudesse estar atendendo a maioria das exigências e se adequando nas bitolas mais utilizadas e mais comuns dentro do projeto previsto, que é a instalação de um elevador. Possui 6 pernas com 19 arames em cada, dando a ele boa resistência, sem perder a flexibilidade.

Os cabos 6x19 são construídos com o método Seale, onde os fios dos interiores dos cabos possuem um diâmetro menor do que os fios exteriores, proporcionando assim uma maior área de contato entre os mesmos, e também reduzindo assim, a pressão entre os fios. Esses fatores contribuem muito para uma maior vida útil do cabo, se comparados aos métodos de construção utilizados no passado com os de hoje.

Para a instalação de elevadores, pode-se utilizar um ou mais tipos de cabo 6x19, para fazer a suspensão do contrapeso e carro.

A figura 7 mostra cabo de aço do tipo 6x19 (12/6+6F/1).

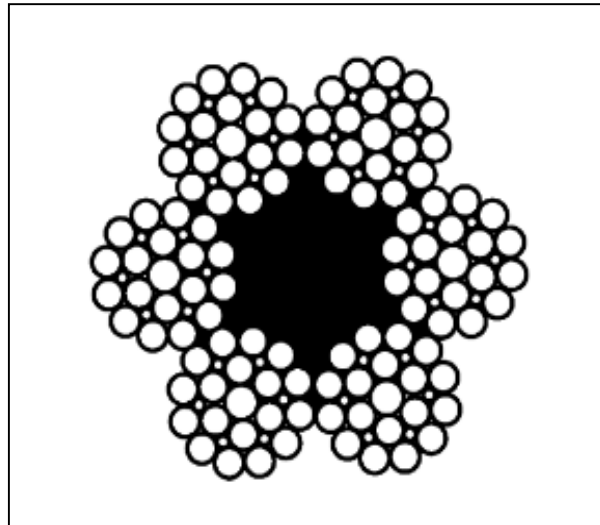


Figura 7: Cabo 6x19 (12/6+6F/1)
 Fonte: Janovský (1999, p. 25)

Esse cabo 6x19 tem uma constituição diferente do cabo 6x19 anterior acima citado, ele tem especificação 6x19, com especificações (12/6+6F/1), tem uma estrutura construída de forma que possui seis arames localizados entre os condutores interno e externo. Além destes citados, existem mais seis arames de diâmetro reduzido, que são construídos desta forma, para que possa haver maior contato entre as camadas, melhorando assim, sua integralidade nas pontas, mantendo seu formato e evitando assim sua desestruturação. Os fios não devem ser considerados na realização do cálculo de força.

O desempenho de fadiga de 6x19 (9/9/1), se comparando, é menor do que a de 6x19 (12/6+6F/1), isso se deve a sua construção mais rígida que requer, geralmente, polias e roldanas de tração de diâmetro maior. Além disso, recomenda-se a utilização 6x19 (12/6+6F/1) com sulcos em V, enquanto todos os tipos de cabos são recomendados a utilização de sulcos em U, tanto na rodada sentada quanto na rebaixada. O cabo 6x19 (9/9/1) deve ser utilizado preferencialmente quando há necessidade de se utilizar um cabo de diâmetro pequeno.

Os cabos do tipo 8x19 como mostrado na figura 8 são cabos mais suscetíveis ao achatamento quando submetido a alta pressão.

Os cabos 8X19 (9/9/1), são cabos que possuem 8 pernas com 15 a 26 arames em cada uma de suas respectivas pernas é também utilizado em instalações de elevadores elétricos. É utilizada a técnica Seale na sua construção.

Ele é composto por oito cadeias, desta forma, o cabo 8X19 lhe confere

resistência à fadiga e maior flexibilidade, além de se adaptar melhor ao formato dos sulcos existentes nas polias garantindo um funcionamento com maior suavidade, uma vez que a área de contato entre o cabo e a polia são maiores do que há nos outros tipos de cabos. Como esse cabo possui uma quantidade de dobras maior que as dos outros cabos, a sua vida útil tende também a ser mais longa se comparado a outros.

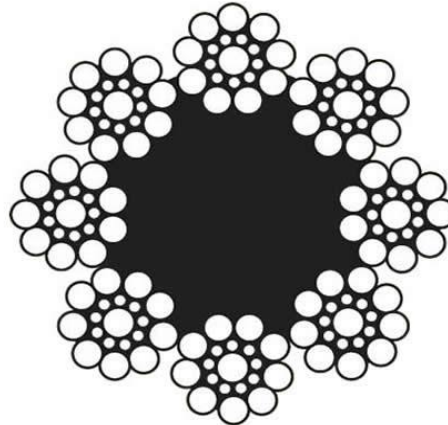


Figura 8: Cabo de Aço 8x19
Fonte: CIMAF (2009, p. 46)

A desvantagem desse cabo em relação ao cabo 6x19 (9/9/1) fica evidente no que compreende a resistência à abrasão, que possui fios que ficam no interior com diâmetro menor. Observa-se também, que a carga de ruptura do cabo 8x19 é menor que a do cabo 6x19.

Os britânicos desenvolveram cabos chamados Dyform, que é produzido com o método convencional, porém, com a utilização de uma fieira, esta técnica torna capaz de se produzir um cabo com uma superfície metálica maior, e sua extensão reduzida, se comparado aos cabos usualmente utilizados. A figura 9 ilustra o modelo do cabo Dyform 6x26 (10/5+5/5/1).

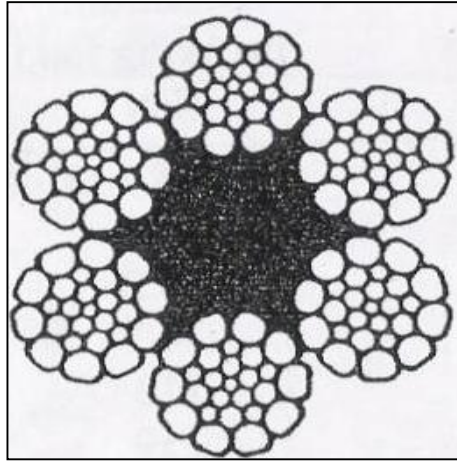


Figura 9: Cabo Dyform 6x26 (10/5+5/5/1).
Fonte: Janovský (1999, p.27)

O núcleo é feito com fibra, o que reduz a necessidade de reajustamentos no comprimento do cabo, e a sua resistência à carga mínima de ruptura é ampliada, já que a resistência à tração dos fios é mantida, de maneira a manter uma resistência à fadiga.

O cabo Drako 300T conforme a figura 10, possui especificações diretas com diâmetros nominais entre 8 a 22 mm. O centro é sempre composto por cabos de aço e a construção das cadeias segue as especificações de 9x16 (10/5+5F/1), possuindo cinco arames em cada cadeia.

Possui três arranjos: interno, externo e intermediário, todos utilizando na sua construção a forma Lay Lang. Apresenta 9 fios na sua estrutura externa, cada um composto por 16 arames. Na intermediária, podemos encontrar 7 fios formados por 7 arames e a parte interna, na alma, existe um fio formado por 19 arames. Todos os fios do cabo possuem a mesma resistência à tração, aproximadamente 1570N/mm² (Newton por milímetro quadrado).

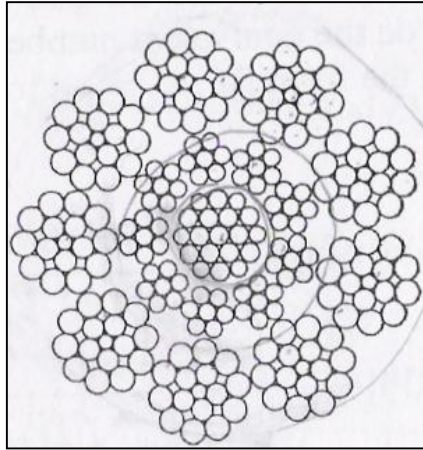


Figura 10: Cabo Drako 300T
Fonte: Janoský (1999, p.29)

O cabo Drako 310T visto na figura 11, é o cabo mais novo que existe no mercado. Possui 10 filamentos na sua constituição externa e intermediária, uma alma composta por 19 fios de aço em seu núcleo, dessa maneira, o cabo possui alta resistência a rupturas e à ruptura por fadiga. Os tamanhos que estão disponíveis são diâmetros 10, 13 e 16 mm. São construídos com a técnica Seale (9/9/1).

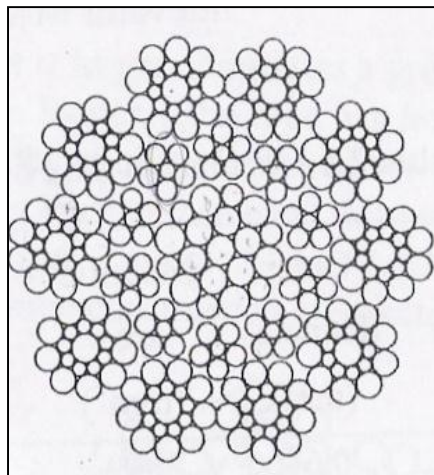


Figura 11: Cabo Drako 310T
Fonte: Janoský (1999, p.30).

Os cabos Dyform conforme a figura 12, a sua superfície é aumentada, assim dessa forma os fios que compõem os cabos, suportam uma pressão menor, devido ao menor ponto de contato com as roldanas que existe entre eles, ampliando a vida útil do material. Os cabos Dyform são fabricados com as especificações: 8x19 (9/9/1), 6x26 (10/5+5/5/1) com núcleos de fibra.

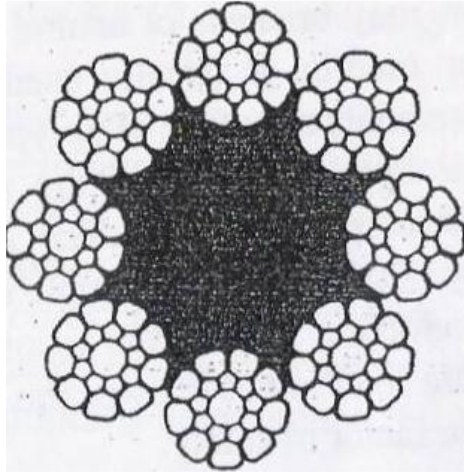


Figura 12: Cabo Dyform 8x9 (9/9/1)
Fonte: Janoský (1999, p.27).

2.4.7 Terminações dos Cabos

Para que ocorra uma boa movimentação da carga de forma eficaz e garantir um bom desempenho, é importante obter uma atenção especial na instalação desse componente.

Alguns fatores são importantes na escolha do tipo de cabo que deverá ser utilizado, alguns deles são: velocidade, preparação e construção do cabo, fator de segurança, habilidade do adaptador do cabo e instalações disponíveis para ele fazer o trabalho e uso final.

Segundo a NBR NM 207-1999, a junção entre o cabo e o fixador do cabo deve resistir pelo menos 80% da carga de ruptura mínima do cabo. As extremidades dos cabos devem ser fixadas ao carro, ao contrapeso e aos pontos de suspensão por meio de fixadores tipo chumbador, com metal patente ou resina, ou do tipo cunha (auto fixantes). (BERARDI/SANTOS, 2013).

Fixadores do tipo olhal são do formato de um laço que é passado por uma ponteira de alumínio. Esse cabo tem como terminação a prensagem de sua ponta com uma presilha, a pressão exercida no cabo depende da composição da liga e do tamanho da ponteira. A figura 13 mostra a terminação do tipo olhal.



Figura 13: Fixadores do tipo olhal.

Fonte: www.jcfragoso.com.br/soquete.aspx. Acesso em 10 de junho de 2016.

Os fixadores do tipo cunha mostrado na figura 14, possuem um formato cônico onde o cabo é introduzido para sua fixação, e o cabo é envolvido pela cunha.

Esse tipo de fixador já foi muito comum devido sua função de auto aperto que garante uma boa fixação dos cabos, e sua facilidade de montagem.



Figura 14: Fixador do tipo cunha

Fonte: (BERARDI/SANTOS, 2013).

Fixadores do tipo grampo visto na figura 15, é um tipo de fixador muito eficaz e de rápida montagem, muito utilizado em diversos países. Em sua montagem o cabo é passado em volta de um cone, assim formando um círculo de retorno é realizado no mínimo três apertos na extremidade do cabo.



Figura 15: Grampo do cabo.
Fonte: (BERARDI/SANTOS,2013).

Os fixadores do tipo chumbador mostrado na figura 16, podem ser forjado ou fundido.

Em sua instalação é necessária uma pré-montagem na terminação do cabo, para que o cabo não desfie. Em sua extremidade é feita uma técnica de amarração Seizings, e é envolvida com um fio de ferro recozido. Precisa ser feito uma limpeza na extremidade cortada, para que não venha conter sujeiras. Os Seizings devem ser colocados a uma distância pelo menos 2,5 vezes o diâmetro nominal.

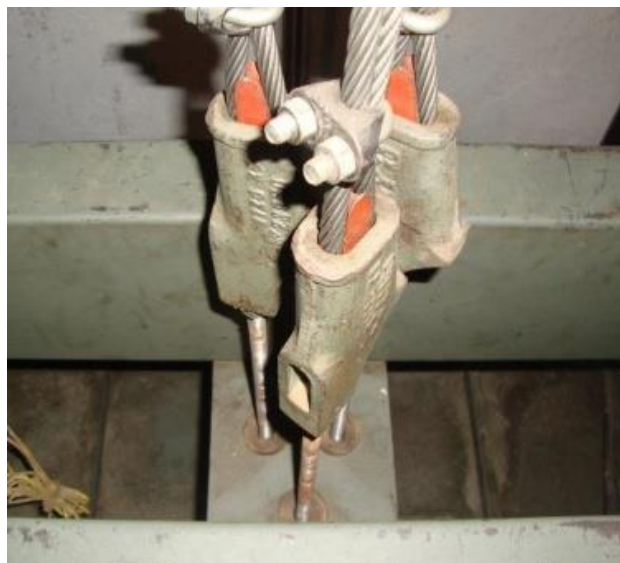


Figura 16: Fixador chumbador.
Fonte (BERARDI/SANTOS, 2013).

O fixador do tipo emenda é formado por um laço no cabo que é anexado em volta de um anel, enquanto a ponta solta é enfiada através da carga corda

e) a tensão mínima deve ser verificada por um dispositivo elétrico de segurança de acordo com 14.1.2.

Na grande parte da instalação de um elevador elétrico, a máquina é colocada acima do poço do elevador, tendo um menor custo em relação a instalação feita com a máquina próximo ao poço, e uma facilidade na aplicação de esquemas de cabeamento. Tendo em vista isto, deve-se evitar a instalação da máquina no porão.

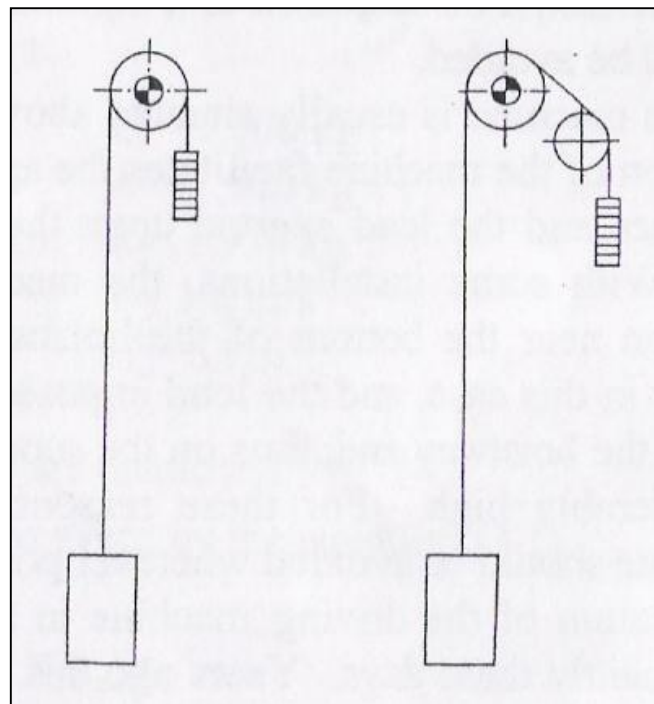


Figura 18: Sistema de cabeamento
Fonte: Janovský (1999, p.62).

2.4.9 Limitador de Velocidade

O dispositivo visto na figura 19, é basicamente construído de uma polia, sobre a qual corre um cabo de aço. O sistema é composto de um cabo de aço que passa por uma polia limitadora até chegar à polia tensora, sendo acionado pelo carro conector, quando a velocidade do elevador ultrapassa um limite pré-estabelecido, o dispositivo aciona um freio de segurança, fazendo assim, que a velocidade seja reduzida.



Figura 19: Limitador de velocidade

Fonte: http://www.imperialelevadores.com/estrutura/03_limitador.htm.

Segundo a NBR NM 207-1999 o desarme do limitador de velocidade para acionamento o freio de segurança do carro deve ocorrer a uma velocidade pelo menos igual a 115% da velocidade nominal e no máximo igual a:

- 0,7 m/s para velocidades nominais $v \leq 0,5$ m/s;
- $1,4 v$ m/s para velocidades nominais $0,5 \text{ m/s} < v \leq 1,0$ m/s;
- $1,15 v + 0,25$ m/s para velocidades nominais $1,0 \text{ m/s} < v \leq 5,0$ m/s;
- $1,2 v$ m/s para velocidades nominais $v > 5,0$ m/s.

Onde: v é a velocidade nominal (m/s).

2.4.10 Freios

Segundo Janovský (1999), o freio é normalmente montado no eixo de alta velocidade (eixo do motor), porque o torque de frenagem é relativamente pequeno ali, desde que o eixo seja acoplado à roldana (tambor, rodas dentadas). O freio deve ser instalado junto a polia de tração (tambor) da máquina para ser totalmente eficaz quando da ocorrência de falhas.

Aciona-se a frenagem por meio de compressão exercidas pelas pastilhas freios sobre o tambor.

De acordo com NBR NM 207-1999, o carro deve ser provido de um freio de segurança capaz de operar somente no sentido de descida e capaz de parar o carro com a sua carga nominal, à velocidade do desarme do limitador de velocidade, mesmo se ocorrer ruptura dos elementos de suspensão por meio da força de compressão nas guias, e de manter o carro preso nelas.

O Sistema de freio a tambor foi muito utilizado, porém, descobriu-se que o freio a disco é muito mais eficaz. O Sistema mostrado na figura 20, é equipado com um disco, pinça de freio com atuador, um dispositivo de comando e um controlador. Uma das vantagens desse sistema, é que ele tem a capacidade de acomodar dois ou mais dispositivos de segurança, e também, ocupa um espaço menor se comparado ao freio de tambor, com o mesmo torque de frenagem.

Existem alguns tipos de freios que podemos citar como: Manual, automático, eletromagnético, moto freio, centrífugo e cunha.



Figura 20: Tipos de freios
Fonte: (BERARDI/SANTOS, 2013, p.71).

2.4.11 Tipos de Conectores

São instrumentos que ligam chapas e por meio de furos. Podemos citar alguns tipos de conectores como: parafusos de alta resistência, rebites e parafusos comuns. (PFEIL, 2011)

Os parafusos de alta resistência são feitos com aços tratados termicamente. O tipo mais usual é o ASTM A325, de aço-carbono temperado. Eles podem ser instalados com esforços de tração mínimos garantidos, os quais podem ser levados em conta nos cálculos. (PFEIL, 2011, p. 65).

2.4.12 Coeficiente de Segurança Para Aplicação em Elevadores

De acordo com Janovský (1999) as tensões dos cabos dos elevadores são calculadas exclusivamente pela carga estática. Com isso, o fator de segurança

prevalece como um valor, em comparação com outro fator é alto, posto que consiga resistir à ação de tensões extras, como, por exemplo, tensões de flexão onde o cabeamento possa passar sobre as roldanas e/ou polias e assim consiga promover tensões internas nos fios que assim correspondam ao modo de fabricação, com a presença da força inercial atuante no cabo no suceder da aceleração e desaceleração frequente e o efeito desigual da distribuição das cargas por algumas compensações de cabos irregulares.

Segundo a NBR-NM 207(1999), o coeficiente de segurança dos cabos de tração deve ser pelo menos 12. O fator de segurança é dado pela relação entre a máxima força estática neste cabo e carga mínima de ruptura do cabo e é calculada pela seguinte fórmula:

$$f = \frac{n \times N}{F} \quad (\text{Equação 1})$$

No qual:

f = fator de segurança

N = carga mínima de ruptura do cabo.

n = número de cabos de suspensão.

F = força máxima de tração.

Para o cálculo de força, deve-se supor que o carro é estacionário no pavimento de nível mais baixo, com sua carga nominal, também se deve levar em consideração, o efeito da massa do carro, dos cabos, a parte adequada para os cabos passarem, e qualquer dispositivo de compensação suspenso.

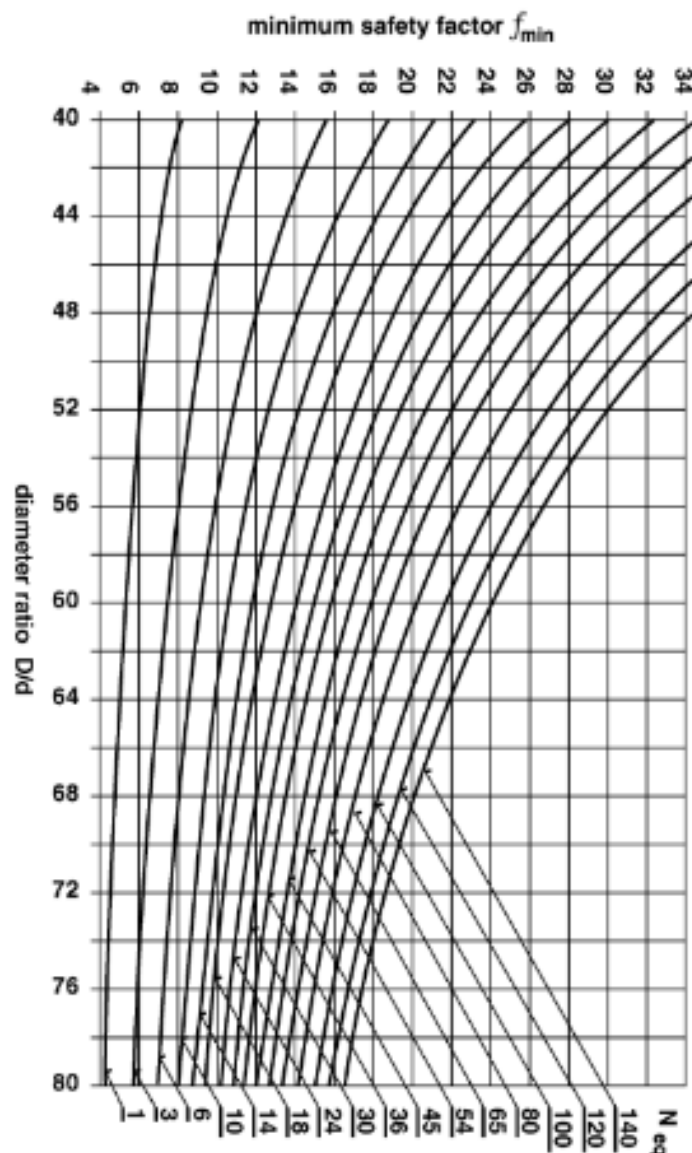


Figura 21: Gráfico de fator mínimo de segurança.
Fonte: Janovský (1999, p. 33)

De acordo com a norma European Standard EM 81-1:1998, norma estrangeira específica do tema, o fator mínimo de segurança visto na figura 21, deve ser observado no gráfico, com a razão D/d onde D é diâmetro da roldana de tração, e d é o diâmetro nominal do cabo, e o número de polias N_{eq} . O gráfico desenvolveu-se na fórmula:

$$\log f_{\min} = 2.6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times N_{eq}}{\left(\frac{D}{d} \right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \times \left(\frac{D}{d} \right)^{-2,894} \right]} \quad (\text{Equação 2})$$

O número de polias N_{eq} equivalente depende do grau de cada curva e do número de curvas. Este grau é influenciado pelo tipo da curva, reversa ou simples,

pelas ranhuras. A curva simples é definida pelo cabo passar ao longo de uma ranhura semicircular com o raio do sulco de 5% a 6% maior que o raio nominal do cabo. O número de curvas é definido através da fórmula:

$$N_{eq} = Neq_1 + Neq_2 \text{ (Equação 3)}$$

De forma que, Neq_1 representa o número de polia de tração equivalente e Neq_2 , o número de desvios de polias equivalente.

Valores de Neq_1 são encontrados na tabela 5 que segue:

Tabela 5: Número equivalente da polia de tração NEQ1

Perfil V	Ângulo V	-	35°	36°	38°	40°	42°	45°
	Neq1	-	18.5	15.2	10.5	7.1	5.6	4.0
Perfil Rebaixado	Ângulo de Rebaixo	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	Neq1	2.5	3.0	3.8	5.0	6.7	10.0	15.2

Fonte: Janovský (1999, p.32).

O número equivalente de polias podendo ser calculado também pela equação: $Neq_2 = K_p \times (N_{2S} + 4N_{2R})$. Onde K_p é fato da razão entre diâmetros do feixe e da polia, é o número de polias com curvas simples e N_{2R} é o número de polias com curvas reversas. Fator K_p é dado pela fórmula:

$$K_p = \left(\frac{D_s}{D_p} \right)^4 \quad \text{(equação 4)}$$

D_p é o diâmetro médio das polias se D_s é o diâmetro de feixe de tração.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os materiais e a metodologia utilizada para dimensionar e especificar os principais componentes mecânicos do elevador. Dado o objetivo do presente projeto, as medidas referentes à estrutura civil e a cabina do elevador que seguem o padrão da NBR 10098, encontram-se presentes junto aos anexos no final do projeto.

3.1 DIMENSIONAMENTO DAS ESTRUTURAS METÁLICAS DO CARRO E CONTRAPESO

O projeto de estruturas metálicas do elevador refere-se ao dimensionamento do contrapeso e carro e suas respectivas guias laterais para seu funcionamento.

Para realizar o dimensionamento das estruturas do elevador é preciso definir primeiramente a carga nominal que será suportada pelo elevador.

Dada as necessidades, a pesquisa direcionou-se para a escolha dos perfis e como se dará a montagem das estruturas metálicas, conforme pode ser verificado na figura 22:

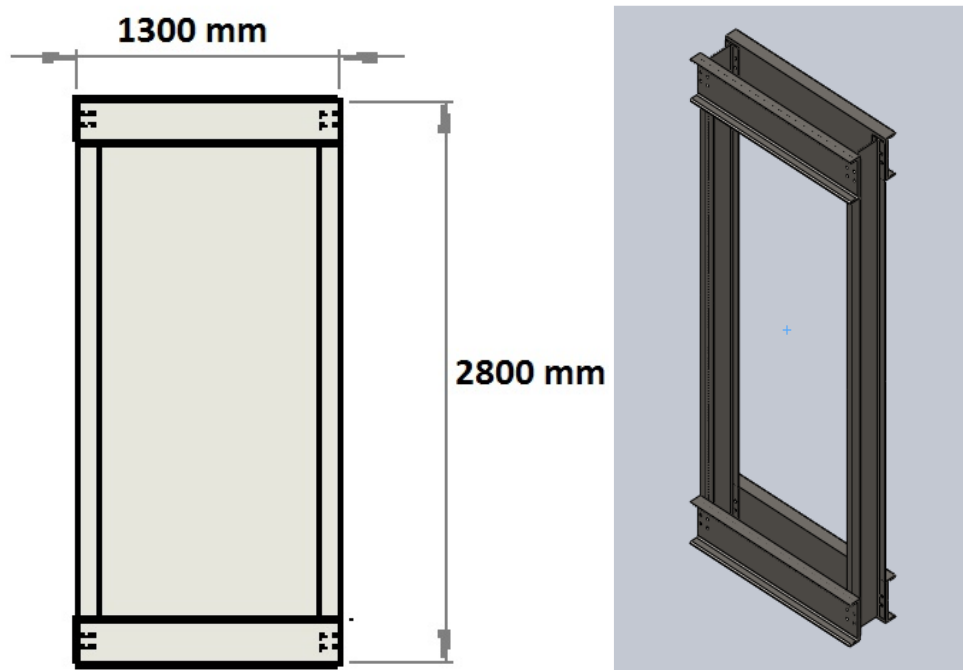


Figura 22: Modelo da estrutura do carro e do contrapeso (em mm)

3.2 ELEMENTOS FUNDAMENTAIS PARA A ESPECIFICAÇÃO DO PROJETO

Tendo consultado a literatura específica para o dimensionamento de elevadores, foram constatados os seguintes elementos como sendo de fundamental especificação.

- Tipo de engaste das estruturas;
- Determinação dos perfis estruturais;
- Estimativa ou determinação do peso da carga máxima a ser içada;
- Aceleração e desaceleração do carro, de acordo com a NBR NM 5665;
- As devidas solicitações de projeto da estrutura do carro e contrapeso ;
- O tipo de aços a ser utilizado na estrutura, tanto para perfis, como para parafusos e guias laterais;
- Critério de Falha de Von Mises;

- Determinação do tipo de conectores de ligação.

Desse modo a metodologia utilizada para a definição de cada elemento é conhecida a seguir:

3.2.1 Carga do Carro

De acordo com a norma NBR NM 207, a carga nominal (Q) pode ser determinada pela seguinte equação:

$$F = (Q + W) \times g \quad (\text{equação 5})$$

Onde:

Q = carga nominal (Carga para a qual o equipamento foi construído)

W = carga da estrutura do carro

g = aceleração gravitacional (9,81 m/s²)

$$Q = 75 \text{ Kg} \times n^{\circ} \text{ Passageiros} \quad (\text{equação 6})$$

3.2.2 Carga do Contrapeso

De acordo com Janovský (1999), a carga do contrapeso é determinada pelo valor da carga do carro acrescido de 45% do valor da carga nominal. Sendo expressa pela seguinte equação:

$$Z = F + (0,45 \times Q \times g) \quad (\text{equação 7})$$

Onde:

F = carga do carro (N)

Q = carga nominal (kg)

g = aceleração gravitacional (9,81m/s²)

3.2.3 Estimativa para Cálculo da Força Dinâmica Atuante

As especificações das velocidades nominais dos carros são determinadas no projeto por $v = 0,75$ (m/s). A velocidade é estabelecida, inicialmente, de forma compatível com a altura do prédio, conforme a tabela 6.

Tabela 6: Velocidades recomendadas para edifícios não residenciais

Percurso (m)	Velocidade (m/s)
até 17	de 0,50 a 1,00
de 18 a 29	de 1,00 a 1,75
de 30 a 44	de 1,75 a 2,50
de 45 a 59	de 2,50 a 3,50
de 60 a 74	de 3,50 a 4,00
de 75 a 89	de 4,00 a 5,00
de 90 a 150	de 5,00 a 6,00
acima de 150	de 6,00 a 8,00

Fonte: Manual de transporte vertical Atlas Schindler

Para que o cálculo de aceleração e retardamento do carro sejam realizados, observou-se os seguintes valores conforme a NBR 5665-1987 visto na tabela 7

Tabela 7: Tempo de aceleração e desaceleração do carro

Velocidade (m/s)	Tempo por parada
0,75	2,5
1,00	3,0
1,25	3,0
1,50	3,5
1,75	4,0
2,00	4,5
2,50	5,5
acima de 2,50	6,0

Fonte: Manual de transporte vertical Atlas Schindler

Seguindo as orientações de Hibbeler (2005), verifica-se que existem três situações a serem estudadas:

- Carro e Contrapeso em repouso;
- Carro e Contrapeso em velocidade constante;
- Carro e Contrapeso em velocidade variável;

Desse modo, é preciso especificar qual delas corresponde à situação mais crítica para o projeto de carga do carro e do contrapeso. Frente a essa necessidade, verificou-se que nos dois primeiros casos as forças de içamento do carro e contrapeso são iguais as cargas das mesmas. Já no terceiro caso a força de içamento, compreende a força máxima, podendo ser considerada também como uma força dinâmica, pois é necessária uma aceleração ou frenagem exercida por forças externas (atuação da máquina de tração e/ou dos freios) para romper a inércia (repouso ou velocidade constante) que está relacionada com a força estática

do carro e do contra peso.

3.2.4 Cálculo da Aceleração e Desaceleração

$$a = \frac{v-v_0}{t} \quad (\text{equação 8})$$

Onde:

a= aceleração (m/s²)

V = velocidade (m/s)

V₀ = velocidade inicial (m/s)

t = tempo (s)

Com isso, deduz-se que, $F_{din} > F$. Assim, o cálculo da força dinâmica pode ser expresso através da seguinte equação:

$$F_{din.} = (m \times a) + F \quad (\text{equação 9})$$

Onde:

F_{din.} = Força Dinâmica (N)

m = massa (kg)

a = aceleração (m/s²)

F = força estática do carro (N)

3.2.5 Tipo de Engastamento

O tipo de engastamento utilizado conforme visto na figura 23, é definido pela situação a qual a estrutura tende a ser manter estática. Deste modo, o tipo de engastamento utilizado na estrutura deverá ser determinado correlacionando as especificações do projeto inicial e as determinantes estabelecidas pela união dos perfis.

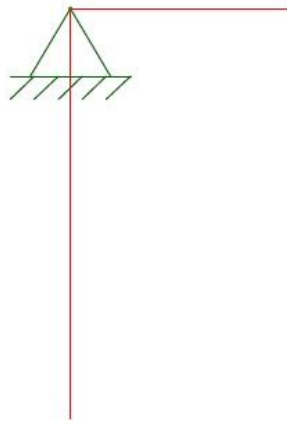


Figura 23: Bi-Engastamento nos apoios das vigas e das colunas.

3.2.6 Tipos de Aços na Estrutura

Neste ponto, o projeto dedica-se a seleção do tipo de aços para cada elemento estrutural em cada parte do projeto.

- Perfis;
- Parafusos;
- Guias laterais;

Para a seleção do tipo de aço a ser utilizado no perfil da estrutura do carro e do contrapeso, utilizou-se como referência a tabela dos tipos de aços estruturais fornecidos por Pfeil (2011), que foi determinada pelo projeto.

Os tipos de aços disponíveis encontram-se na tabela 8:

Tabela 8: Propriedades mecânicas de alguns aços estruturais no padrão ASTM

Classificação	Denominação	Produto	Grupo/grau		f_y (MPa)	f_u (MPa)
Aços-carbono	A-36	Perfis	1, 2 e 3		250	400 a 550
		Chapas e Barras	$t < 200$ mm			
	A-500	Perfis	Grupo 4	Grau A	230	310
				Grau B	290	400
Aços de baixa liga e alta resistência mecânica	A-572	Perfis	Grupos 1, 2 e 3	Grau 42	290	415
				Grau 50	345	450
		Chapas e Barras	Grau 42 ($t \leq 150$ mm)		290	415
			Grau 50 ($t \leq 100$ mm)		345	450
Aços de baixa liga e alta resistência mecânica resistentes à corrosão atmosférica	A-242	Perfis	Grupo 1		345	485
			Grupo 2		315	460
		Chapas e Barras	$t < 19$ mm		345	480
			$19 \text{ mm} < t < 37,5$ mm		315	460
			$37,5 \text{ mm} < t < 100$ mm		290	435
	A-588	Perfis	Grupos 1 e 2		345	485
		Chapas e Barras	$t \leq 100$ mm		345	480

Notas: a) Grupamento de perfis laminados para efeito de propriedades mecânicas:
Grupo 1: perfis com espessura de mesa igual ou inferior a 37,5 mm;
Grupo 2: perfis com espessura de mesa superior a 37,5 e inferior ou igual a 50 mm;
Grupo 3: perfis com espessura de mesa superior a 50 mm;
Grupo 4: perfis tubulares.
b) Para efeito das propriedades mecânicas de barras, a espessura t corresponde à menor dimensão da seção transversal da barra.

Fonte: PFEIL, 2011

Selecionou-se o tipo de aço ASTM A-36 para formulação estrutural do projeto, na qual os perfis serão compostos deste tipo de aço. A escolha do aço A-36 foi devido a sua boa soldabilidade e por apresentar baixo teor de carbono, além de ser encontrado no mercado em formas de chapas, e tendo grande utilidade como material estrutural, decorrente de sua leveza. Com o aço selecionado, consegue-se determinar a tensão de ruptura e a tensão de escoamento do material para que possa ser acrescentado aos cálculos.

Para as guias laterais que serão utilizados no projeto, optou-se pelo perfil T usinado, como se especifica a NBR NM 196 que determina os seguintes tipos de aços para as guias: Aço Fe 430B, de acordo com ISO 630, com Tensão de Escoamento: $\sigma_e = 275$ MPa e Tensão de Ruptura: $\sigma_r = 410$ MPa – 560 MPa.

Na seleção dos parafusos que serão utilizados, foram necessários escolher os tipos de parafusos com alta resistência, conforme será mostrado na tabela 9:

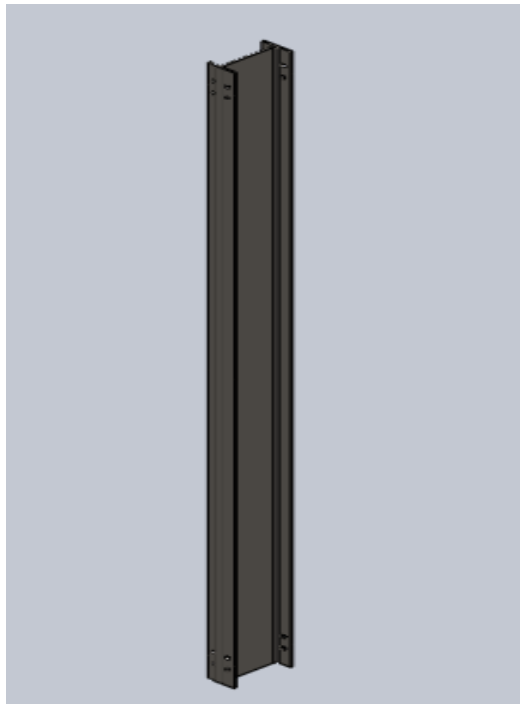
Tabela 9: Propriedades mecânicas de aços-carbono

Especificação	Teor de carbono %	Limite de escoamento f_y (MPa)	Resistência à ruptura f_u (MPa)
ABNT MR250	baixo	250	400
ASTM A7		240	370-500
ASTM A36	0,25-0,29	250 (36 ksi)	400-500
ASTM A307 (parafuso)	baixo	—	415
ASTM A325 (parafuso)	médio	635 (min)	825 (min)
EN S235	baixo	235	360

Fonte: PFEIL, 2011

3.2.7 Determinação dos Perfis Estruturais do Carro e do Contra peso

A determinação do perfil estrutural de ambas as estruturas (carro e contrapeso), foram projetadas com fator de segurança inicial de 2,5, e, assim, determina-se os seguintes elementos conforme vistos nas figuras 24 e 25. Sendo elas vigas transversais superiores e inferiores.

**Figura 24:** Colunas em perfil I

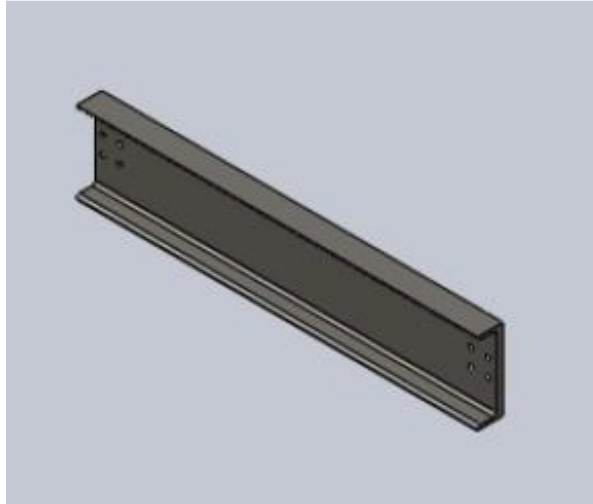


Figura 25: Vigas transversais: Perfil U

O dimensionamento equivalente das vigas é realizado a partir da determinação, padronização do tipo de aço e pelo modo de engastamento para realização do cálculo básico e para determinar o módulo de resistência do perfil, W . Com isso, será necessário determinar as reações a partir das equações discutidas no próximo tópico.

3.2.8 Momento Fletor Relacionado à Viga Superior

$$M_f = \frac{F_{din} \times L}{4} \quad (\text{equação 10})$$

Onde:

F_{din} = força dinâmica

L = comprimento da viga

Segundo BEER (1996), ficou constatado que a maior solicitação de esforços se encontram nas vigas superiores, portanto, mesmo as vigas inferiores recebendo menor solicitação de esforço, esta será padronizada em função das vigas superiores.

3.2.9 Cálculo da Tensão Admissível

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS} = \frac{M_f}{W} \quad (\text{equação 11})$$

Onde:

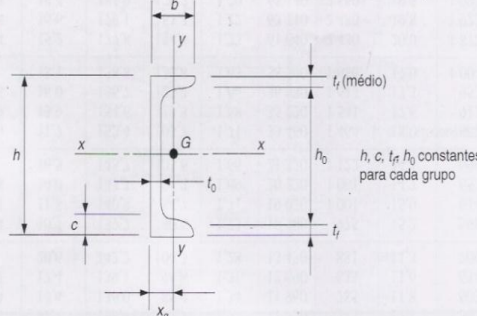
σ_e = tensão de escoamento do aço

FS = fator de Segurança

W = módulo de resistência do perfil relacionado ao eixo

As tabelas de perfis de vigas demonstram todas as características geométricas e suas propriedades mecânicas de perfis em U como visto na tabela 10, que se contemplam para vigas inferiores e superiores.

Tabela 10: Tabela de Perfil U



$h \times$ massa mm $\times$ kg/m	h mm (pol)	h_0, c, t_1 mm	t_0 mm	b mm	Área cm ²	h/bt_1 l/cm	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	x_g cm
76 $\times$ 6,1		62,4	4,32	35,8	7,78	3,06	68,9	18,1	2,98	8,20	3,32	1,03	1,11
76 $\times$ 7,4	76,2	15,9	6,55	38,0	9,48	2,89	77,2	20,3	2,85	10,3	3,82	1,04	1,11
76 $\times$ 8,9	(3")	6,9	9,04	40,5	11,4	2,71	86,3	22,7	2,75	12,7	4,39	1,06	1,16
102 $\times$ 8,0		86,6	4,57	40,1	10,1	3,37	159,5	31,4	3,97	13,1	4,61	1,14	1,16
102 $\times$ 9,3	101,6	15,9	6,27	41,8	11,9	3,24	174,4	34,3	3,84	15,5	5,10	1,14	1,15
102 $\times$ 10,8	(4")	7,5	8,13	43,7	13,7	3,10	190,6	37,5	3,73	18,0	5,61	1,15	1,17
152 $\times$ 12,2		135,0	5,08	48,8	15,5	3,59	546	71,7	5,94	28,8	8,06	1,36	1,30
152 $\times$ 15,6	152,4	19,1	7,98	51,7	19,9	3,39	632	82,9	5,63	36,0	9,24	1,34	1,27
152 $\times$ 19,4	(6")	8,7	11,1	54,8	24,7	3,19	724	95,0	5,42	43,9	10,5	1,33	1,31
152 $\times$ 23,1			14,2	57,9	29,4	3,03	815	107,0	5,27	52,4	11,9	1,33	1,38
203 $\times$ 17,1		183,4	5,59	57,4	21,8	3,57	1356	133,4	7,89	54,9	12,8	1,59	1,45
203 $\times$ 20,5		20,6	7,70	59,5	26,1	3,44	1503	147,9	7,60	63,6	14,0	1,56	1,41
203 $\times$ 24,2	203,2	9,9	10,0	61,8	30,8	3,32	1667	164,0	7,35	72,9	15,3	1,54	1,40
203 $\times$ 27,9	(8")		12,4	64,2	35,6	3,20	1830	180,1	7,17	82,5	16,6	1,52	1,44
203 $\times$ 31,6			14,7	66,5	40,3	3,09	1990	196,2	7,03	92,6	17,9	1,52	1,49
254 $\times$ 22,7		231,8	6,10	66,0	29,0	3,47	2800	221	9,84	95,1	19,0	1,81	1,61
254 $\times$ 29,8			9,63	69,6	37,9	3,30	3290	259	9,31	117,0	21,6	1,76	1,54
254 $\times$ 37,2	254,0	23,8	13,4	73,3	47,4	3,13	3800	299	8,95	139,7	24,3	1,72	1,57
254 $\times$ 44,7	(10")		17,1	77,0	56,9	2,98	4310	339	8,70	164,2	27,1	1,70	1,65
254 $\times$ 52,1		11,1	20,8	80,8	66,4	2,83	4820	379	8,52	191,7	30,4	1,70	1,76
305 $\times$ 30,7		279,4	7,11	74,7	39,1	3,21	5370	352	11,7	161,1	28,3	2,03	1,77
305 $\times$ 37,2			9,83	77,4	47,4	3,02	6010	394	11,3	186,1	30,9	1,98	1,71
305 $\times$ 44,7	304,8	27,0	13,0	80,5	56,9	2,98	6750	443	10,9	214	33,7	1,94	1,71
305 $\times$ 52,1	(12")		16,1	83,6	66,4	2,87	7480	491	10,6	242	36,7	1,91	1,76
305 $\times$ 59,6		12,7	19,2	86,7	75,9	2,77	8210	539	10,4	273	39,8	1,90	1,83
381 $\times$ 50,4		348,0	10,2	86,4	64,2	2,67	13100	688	14,3	338	51,0	2,30	2,00
381 $\times$ 52,1			10,7	86,9	66,4	2,66	13360	701	14,2	347	51,8	2,29	1,99
381 $\times$ 59,5	381,0	33,3	13,2	89,4	75,8	2,58	14510	762	13,8	387	55,2	2,25	1,98
381 $\times$ 67,0	(15")		15,7	91,9	85,3	2,51	15650	822	13,5	421	58,5	2,22	1,99
381 $\times$ 74,4		16,5	18,2	94,4	94,8	2,45	16800	882	13,3	460	62,0	2,20	2,03
381 $\times$ 81,9			20,7	96,9	104,3	2,38	17950	942	13,1	498	66,5	2,18	2,21

Fonte: Pfeil (2011)

Observando-se os dados especificados para as vigas, verificou-se a necessidade de avaliar se o perfil que será selecionado atenderá às necessidades do projeto. Desse modo, deve ser recalculado a tensão máxima através da seguinte equação:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Mf}{W_y} \quad (\text{equação 12})$$

Desse modo, verifica-se que: $\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{adm}}$

3.2.10 Colunas

Os dimensionamentos das colunas são realizados em função da força de compressão devido aos esforços que atuam nas partes inferiores e superiores. O cálculo de compressão da coluna é realizado através de uma tensão admissível pré-estabelecida:

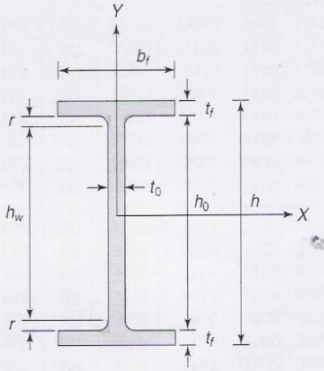
$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{F_{\text{din}}}{2} \times \frac{1}{A} \quad (\text{equação 13})$$

Onde:

A = área relacionada a seção transversal do perfil

F_{din} = força dinâmica

Tabela 11: Tabela referente ao perfil I



Perfil	Massa	Alt.	Área	Alma		Mesa		Eixo X-X				Eixo Y-Y				J	b _f /2t _f	h _w /t ₀
I	m	h	A	t ₀	h ₀	t _f	b _f	I _x	W _x	i _x	Z _x	I _y	W _y	i _y	Z _y	cm ⁴		
	kg/m	mm	cm ²	mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴		
W 150 × 13,0	13,0	148	16,6	4,3	138	4,9	100	635	85,8	6,18	96,4	82	16,4	2,22	25,5	1,7	10,2	27,5
W 150 × 18,0	18,0	153	23,4	5,8	139	7,1	102	939	122,8	6,34	139,4	126	24,7	2,32	38,5	4,3	7,2	20,5
W 200 × 15,0	15,0	200	19,4	4,3	190	5,2	100	1305	130,5	8,20	147,9	87	17,4	2,12	27,3	2,0	9,6	39,4
W 200 × 19,3	19,3	203	25,1	5,8	190	6,5	102	1686	166,1	8,19	190,5	116	22,7	2,14	35,9	4,0	7,9	29,3
W 200 × 22,5	22,5	206	29,0	6,2	190	8,0	102	2029	197,0	8,37	225,5	142	27,9	2,22	43,9	6,2	6,4	27,4
W 200 × 26,6	26,6	207	34,2	5,8	190	8,4	133	2611	252,3	8,73	282,3	330	49,6	3,10	76,3	7,6	7,9	29,3
W 200 × 31,3	31,3	210	40,2	6,4	190	10,2	134	3168	301,7	8,86	338,6	410	61,2	3,19	94,0	12,6	6,6	26,5

Fonte: Pfeil (2011).

Para melhor caracterização do projeto do perfil I mostrado na tabela 10,

utiliza-se um cálculo de flexocompressão

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_r}{A} + \frac{M_f}{W_x} \quad (\text{equação 14})$$

Sendo:

Fr = reação da coluna

Mf = momento fletor máximo

Wx = módulo de resistência em relação ao eixo x

3.2.11 Critério de Falha de Von Mises

No projeto em desenvolvimento, pode-se constatar que em algumas situações as tensões de cisalhamento e nominais são combinadas num mesmo ponto. Desta forma, deverá definir uma tensão equivalente representativa a estas tensões.

A tensão equivalente de Von Mises (σ') é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas. (Norton, 2013).

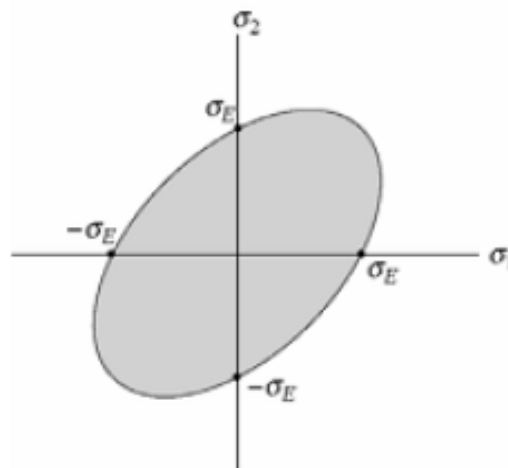


Figura 26 Teoria da energia de distorção máxima critério de Von Mises
Fonte: Norton (2013).

Os cálculos para a estrutura do carro e do contrapeso definem-se também pelo cálculo de Von Mises, que de acordo com Norton (2013) é feito para garantir que a estrutura irá suportar todas as cargas existentes. Com isso é necessário o cálculo da tensão σ_x :

$$\sigma_x = \frac{M_f}{W_y} \quad (\text{equação 15})$$

Onde:

σ_x = Tensão relacionada ao plano xy

M_f = Momento fletor máximo da viga superior

W_y = Módulo de Resistência do Perfil U relacionado ao eixo y-y

A tensão cisalhante no plano xy é definida pela fórmula:

$$\tau_{xy} = \frac{V \times Q}{I \times b} \quad (\text{equação 16})$$

Onde:

τ_{xy} = Tensão cisalhante no plano xy

V = Força cortante

Q = Momento estático do perfil U

I = Momento de Inércia da seção transversal do perfil U

b = Largura da seção transversal do perfil U

3.2.12 Cálculo da Tensão de Cisalhamento

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\tau_x + \tau_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xy}}{2}\right)^2} \quad (\text{equação 17})$$

Onde:

$\tau_{m\acute{a}x}$ = tensão de cisalhamento máximo

σ_x = tensão relacionada ao eixo x

τ_y = tensão relacionada ao eixo y

τ_{xy} = tensão de cisalhamento no plano xy

Os cálculos das tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 são propostos de acordo com Norton (2013).

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \tau_{m\acute{a}x} \quad (\text{equação 18})$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \tau_{m\acute{a}x} \quad \sigma_{2=0} \quad (\text{equa\c{c}\~ao 19})$$

Após as tensões principais serem definidas, a tensão de cisalhamento de Von Mises é calculada com a fórmula para caso bidimensional:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (\text{equa\c{c}\~ao 20})$$

Onde:

σ' = tensão equivalente de Von Mises

σ_1 = tensão principal do eixo

σ_3 = tensão principal do eixo

O coeficiente de segurança proposto por Von Mises é definido como a tensão de escoamento pela tensão de Von Mises. Em condições de projeto será necessário definir as condições de falha.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (\text{equa\c{c}\~ao 21})$$

Onde:

FS = coeficiente de segurança

S_y = tensão de escoamento do material

σ' = tensão equivalente de Von Mises

A figura 27 mostra a Teoria de Falha de Von Mises, nela podemos verificar a máxima tensão que o material irá suportar e se atenderá aos critérios da máquina, assim garantindo que a máquina não irá falhar.

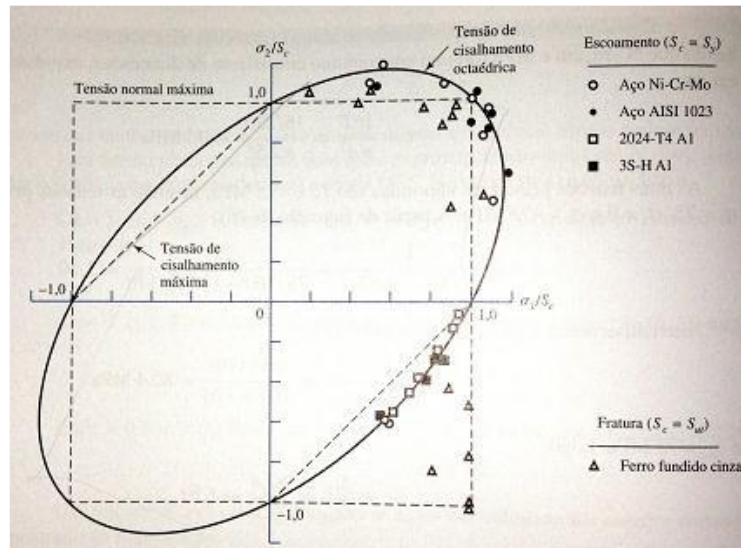


Figura 27: Dados experimentais sobrepostos à Teoria da Falha.
Fonte: Norton (2013).

Existem outras teorias que podem determinar o coeficiente de segurança, que é a teoria da tensão máxima de cisalhamento. Essa teoria determina que a falha possa ocorrer na região que excede a tensão máxima de cisalhamento de um corpo de prova sob tração em escoamento. Dessa maneira, a tensão de cisalhamento em material dúctil se dá por $S_{ys} = 0,5 S_y$. O coeficiente de segurança para a teoria da tensão máxima de cisalhamento é dada por:

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau_{máx}} \quad (\text{equação 22})$$

Onde:

FS = coeficiente de segurança

S_{ys} = tensão de cisalhamento no escoamento

τ_{máx} = tensão máxima de cisalhamento

3.2.13 Determinação dos Elementos de Ligação do Contrapeso e do

Carro

O cálculo dos parafusos, da estrutura do carro e do contrapeso requer algumas considerações de acordo com a NBR 8800 (2008). Ela define o tipo de ligação e esforços no qual deverão ser submetidos o projeto, classificação dos parafusos, tipos de furação, os tipos de rupturas que poderão ser encontrados no

projeto e o espaçamento entre os conectores.

As espessuras das junções das chapas são definidas pela seguinte fórmula:

$$t = t_f + t_0 \quad (\text{equação 23})$$

Onde:

t_f = espessura do perfil I

t₀ = espessura do perfil U

Os parafusos escolhidos e que serão utilizados no projeto são de aço de alta resistência A-325, com as suas determinadas dimensões escolhidas de acordo com o requerimento do projeto.

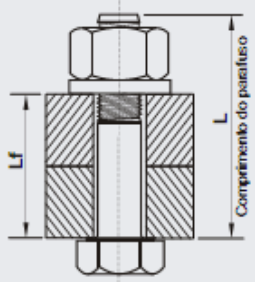
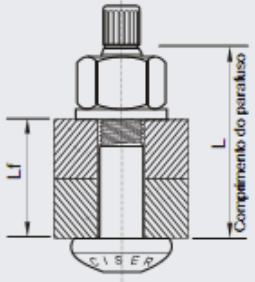
Tabela 12: Parafuso de alta resistência ASTM A325.

DIMENSÕES		Parafuso A 325					
		BITOLA	1/2 "	5/8"	3/4"	7/8"	1"
		F.P.P.	13	11	10	9	8
F	Min.		21.59	26.19	30.78	35.40	40.00
	Máx.		22.22	26.98	31.75	36.52	41.27
G	Min.		24.61	29.84	35.10	40.36	45.61
	Máx.		25.65	31.16	36.65	42.16	47.65
H	Min.		7.67	9.60	11.56	13.48	15.01
	Máx.		8.20	10.24	12.27	14.30	15.92
Ø A	Min.		20.00	24.27	28.57	32.86	37.14
	Máx.		20.65	25.10	29.50	33.96	38.38
C	Min.		0.38	0.38	0.38	0.38	0.38
	Máx.		0.63	0.63	0.63	0.89	0.89
R	Min.		0.23	0.53	0.53	0.78	1.57
	Máx.		0.79	1.57	1.57	1.57	2.36
Ø E	Min.		12.24	15.36	18.52	21.64	24.79
	Máx.		13.08	16.30	19.50	22.73	25.95
K (min.)			25.40	31.70	35.00	38.10	44.45
U (min.)			4.83	5.60	6.35	7.11	7.87

Fonte: Folheto de parafusos Ciser (2013).

Após a seleção do parafuso, de acordo com a tabela 11, será necessário determinar o comprimento para a espessura que a junção das chapas deverá ter, conforme mostrado na tabela 13.

Tabela 13: Determinação do comprimento adequado dos elementos

ASTM A325		BITOLA					
		L	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"
		1.1/4"	8 - 13				
		1.1/2"	13 - 19	8 - 16			
		1.3/4"	19 - 25	16 - 22	13 - 19 *	11 - 16	
		2"	25 - 32	22 - 28	19 - 25 *	16 - 22	
		2.1/4"	32 - 38	28 - 35	25 - 32 *	22 - 28	18 - 25
		2.1/2"	38 - 44	35 - 41	32 - 38 *	28 - 35	25 - 32
		2.3/4"	44 - 50	41 - 47	38 - 44 *	35 - 41	32 - 38
		3"	50 - 57	47 - 54	44 - 50 *	41 - 47	38 - 44
		3.1/4"	57 - 63	54 - 60	50 - 57 *	47 - 54	44 - 50
		3.1/2"	63 - 70	60 - 66	57 - 63 *	54 - 60	50 - 57
		3.3/4"	70 - 76	66 - 73	63 - 69 *	60 - 66	57 - 63
		4"	76 - 82	73 - 79	69 - 76 *	66 - 73	63 - 70
		4.1/4"	82 - 89	79 - 85	76 - 82 *	73 - 79	70 - 76
		4.1/2"	89 - 95	85 - 92	82 - 89	79 - 86	76 - 82
		4.3/4"				86 - 92	82 - 89
		5"				92 - 98	89 - 95
		5.1/4"				98 - 105	95 - 101
		5.1/2"				105 - 111	101 - 108
		5.3/4"				111 - 117	108 - 114
		6"				117 - 124	114 - 120

COMPRIMENTO DE FIXAÇÃO LF (mm)

* Itens também disponíveis na opção A 325 TC

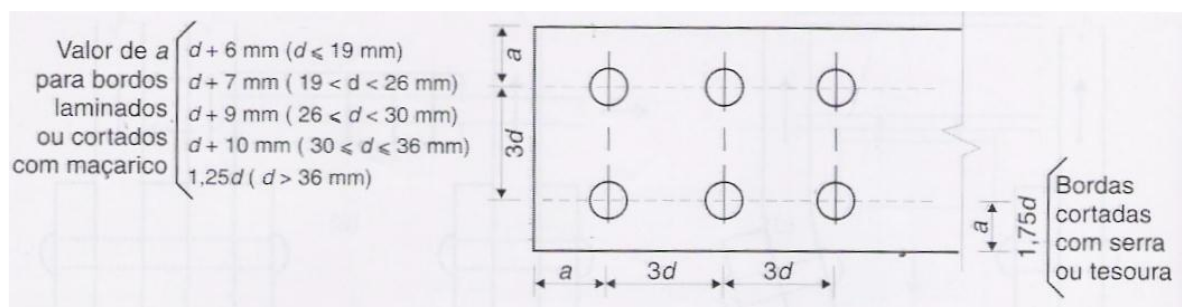
Comprimentos sob consulta para parafusos com cabeça sextavada, sendo que nas bitolas 7/8" e 1", também poderemos fornecer até o comprimento 12".

A escolha do comprimento de parafuso deverá ser realizada em função da espessura do conjunto de peças a fixar.

A tabela indica as faixas de utilização de cada comprimento de parafuso.

Fonte: Folheto de parafusos Ciser (2013).

De acordo com a NBR 8800 (2008), os espaçamentos mínimos dos parafusos entre as bordas das chapas e entre cada parafuso esta especificado e visto de acordo com a figura 28.

**Figura 28:** Espaçamentos mínimos dos parafusos entre as bordas das chapas e entre cada parafuso.

Fonte: Pfeil (2011).

Espaço mínimo entre parafusos

$$3 \times d \text{ (mm)} \quad (\text{equação 24})$$

Espaço mínimo entre as bordas

$$1,75 \times d \text{ (mm)} \quad (\text{equação 25})$$

De acordo com NBR8800 (2008) para furo normal
 $d + 1,5 \text{ (mm)}$ (equação 26)

As vigas U, tanto superior quanto inferior, deverão ser parafusadas nas colunas I, com 4 parafusos em cada extremidade; com isso, se realizará o cálculo para conferir a maior solicitação dos parafusos que estão de acordo com a norma NBR 8800 de 2008, que é a norma de espaçamento mínimo entre parafusos. Segundo Norton (2013), a força relacionada entre o momento fletor e a força cisalhante, é a força resultante, que é verificada a partir do parafuso que recebe maior solicitação. Utilizou-se a seguinte fórmula:

$$F_r = F_m + F_v = \frac{M_f}{n \times r} + \frac{V}{n} \text{ (equação 27)}$$

Onde:

F_r = força resultante

F_m = força causada pelo momento fletor no parafuso

F_v = força relacionada ao esforço cortante no parafuso

3.2.14 Fator de Segurança

O fator de segurança é determinado pela equação 28:

$$FS = \frac{R_d}{F_r} \text{ (equação 28)}$$

Onde:

FS = fator de segurança

R_d = resistência à corte do parafuso

F_r = força resultante no parafuso

Os conectores e chapas, estão sujeitos a sofrerem cisalhamento e a tração, e assim são considerados no projeto. Todavia, os perfis estão sujeitos a sofrer rasgamento na chapa e/ou esmagamento do furo, graças à pressão de contato existente. Calculando a força resistente ao rasgamento:

$$F_{c,R} = \frac{1,2 \times l_f \times t \times f_u}{\gamma_{a2}} \text{ (equação 29)}$$

Sendo que:

l_f = distância entre as bordas dos furos

t = espessura da junção dos perfis selecionados

f_u = tensão de escoamento do material

γ_{a2} = Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança visto na tabela 13, aplicação às resistências (NBR8800, 2008).

Tabela 14: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências

Combinações	Aço Estrutural ¹⁾		Concreto γ_c	Aço das Armaduras γ_s
	γ_a			
	Escoamento, flambagem e instabilidade γ_{a1}	Ruptura γ_{a2}		
Normais	1,10	1,35	1,40	1,15
Especiais ou de construção	1,10	1,35	1,20	1,15
Excepcionais	1,00	1,15	1,20	1,00

Fonte: NBR8800 (2008).

3.2.15 Cálculo de Esmagamento de Chapa

Força resistente ao esmagamento

$$F_{c,E} = \frac{2,4 \times d_b \times t \times f_u}{\gamma_{a^2}} \quad (\text{equação 30})$$

Onde:

d_b = diâmetro do parafuso

t = espessura da junção dos perfis selecionados

f_u = tensão de escoamento do material

γ_{a²} = Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências, (NBR 8800, 2008).

Cálculo do fator de segurança:

$$FS = \frac{F_c}{F_r} \quad (\text{equação 31})$$

3.2.16 Seleção de Guias

As guias laterais a serem utilizadas no projeto são de características geométrica do perfil T, conforme visto na tabela 15, de modo de fabricação usinada. De acordo com a NBR NM 196:

Tabela 15: Características técnicas das guias

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

¹ A = trefilada; B = mecanizada / usinada

Fonte: NBR NM196.

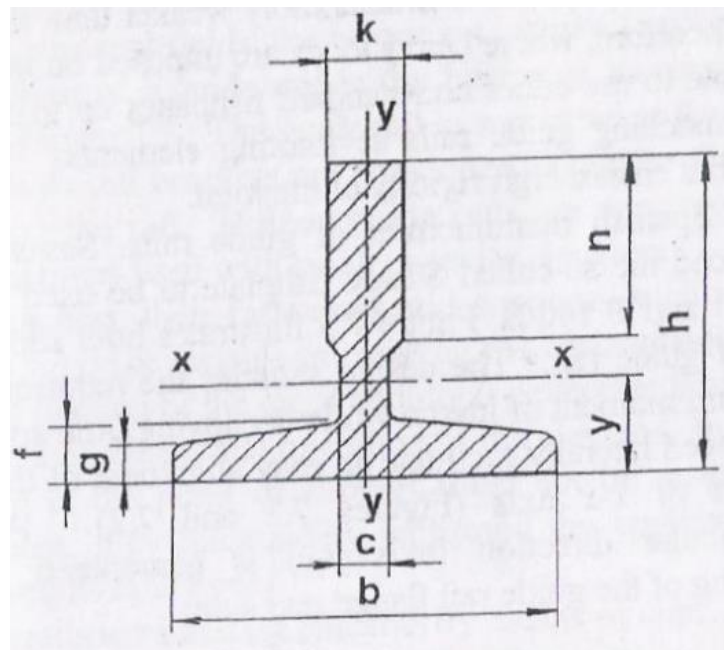
**Figura 29:** Desenho esquemático da guia T90 B
Fonte: Janovský (1999).

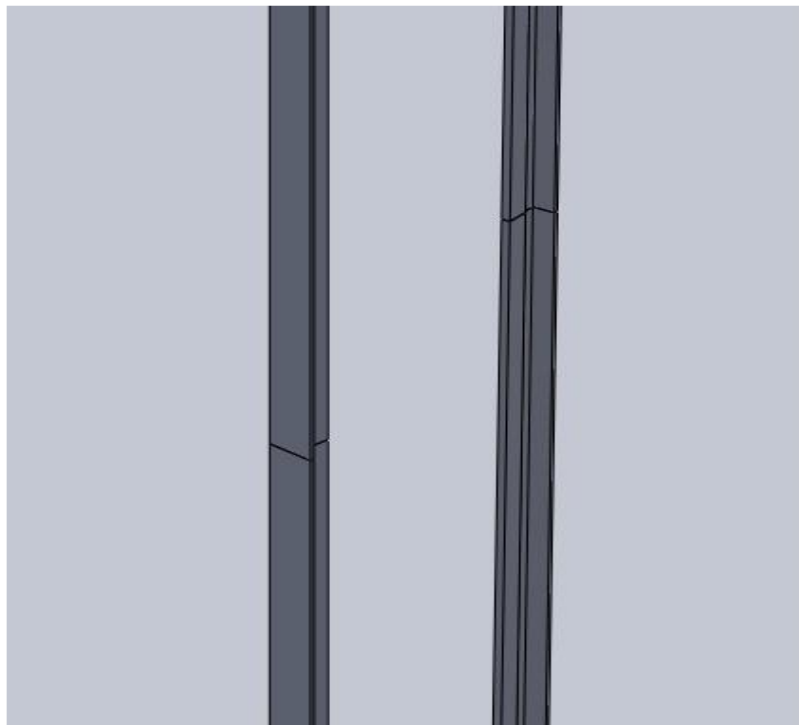
Tabela 16: Dimensões da guia (dimensões em mm).

Dimensões da Guia Usinada								
Guia (usinada)	b (mm)	h (mm)	k (mm)	n (mm)	c (mm)	g (mm)	f (mm)	y (mm)
T90 B	90	75	16	42	10	8	10	26,5

Fonte: Janovský (1999)

Diante de todas as opções dadas de guias laterais, pode-se selecionar o tipo de guia T90-B, por requisitos geométricos e suas respectivas propriedades técnicas da guia. Após ser feito a seleção das guias de acordo com suas características técnicas, é utilizado a tabela 16 visto com suas dimensões de acordo com a guia usinada.

As guias laterais devem ser submetidas à esforços em suas estruturas, como os esforços do contrapeso e do carro, nas quais tem a função de guia-los, além da atuação dos freios de seguranças, onde se causa a tensão de flambagem. Para minimizar os esforços de flambagem nas guias laterais, analisou-se algumas pesquisas de campo e optou-se por realizar uma distribuição alternada das talas de junção, que vai ser proposto no projeto.

**Figura 30:** Distribuição alternada das guias.

Mesmo tendo-se projetado as guias distanciando-se as junções, verificou-se

que há ainda necessidade de calcular a flambagem causada pelas tensões atuantes pelos esforços do elevador e pelos freios. Desse modo, a NBR NM 207 especifica fórmulas de flambagem para cada tipo de freio de segurança.

Constatada essa necessidade, selecionou-se o tipo de freio de segurança instantâneo, e a partir da equação, verifica-se suas respectivas tensão de flambagem.

De acordo NBR NM 207, especifica-se freio de segurança instantâneo:

$$\sigma_k = \frac{25 \times (P + Q) \times \omega}{A} \quad (\text{equação 32})$$

Sendo que:

P = soma das massas do carro com a cabina vazia, das massas de parte dos cabos de comando e de quaisquer dispositivos de compensação, suspenso no carro.

Q = carga nominal (Kg)

A = área da seção transversal da guia (mm²)

ω = coeficiente de flambagem retirado das tabelas 16 e 17 em função de λ.

Determina-se o índice de esbeltez, λ, para correlacionar na tabela NBR NM 196, o coeficiente de flambagem:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} \quad (\text{equação 33})$$

Onde:

L_k = distância máxima entre os suportes das guias (mm)

i = raio de giração (mm)

Tendo selecionado o material para as guias laterais, o aço Fe 430B (ISO 630), que constitui uma tensão de ruptura σ_r entre 410 MPa a 560 MPa. Deve-se estabelecer um valor para seu respectivo coeficiente de flambagem ω, que vai ser selecionado diante dos valores das tabelas a seguir para o aço de 370 MPa e para o aço 520 MPa.

Tabela 17: Coeficiente de flambagem de 370 Mpa para aço

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										

Fonte: NBR NM196.

Informação da Tabela 17: para qualidades de aços com resistência intermediária, determinar o valor de ω por interpolação linear, os valores de λ , devem ser lidos, as dezenas na vertical e as unidades na horizontal. Exemplo: $\lambda = 73$, $\omega = 1,45$

Tabela 18: Coeficiente de flambagem de 520Mpa para aço

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,06	1,08	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,08	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										

Fonte: NBR NM196.

Informação da Tabela 18: para qualidades de aços com resistência intermediária, determinar o valor de ω por interpolação linear, os valores de λ , devem ser lidos, as dezenas na vertical e as unidades na horizontal. Exemplo: $\lambda = 73$, $\omega = 1,45$.

3.2.17 Cálculo das Forças na Guia do Carro

Considerando as situações de operações, as cargas assumem a distribuição em duas direções perpendiculares. No esquema montado na figura 31 mostrada a seguir, será representado pelas forças nas guias laterais do carro.

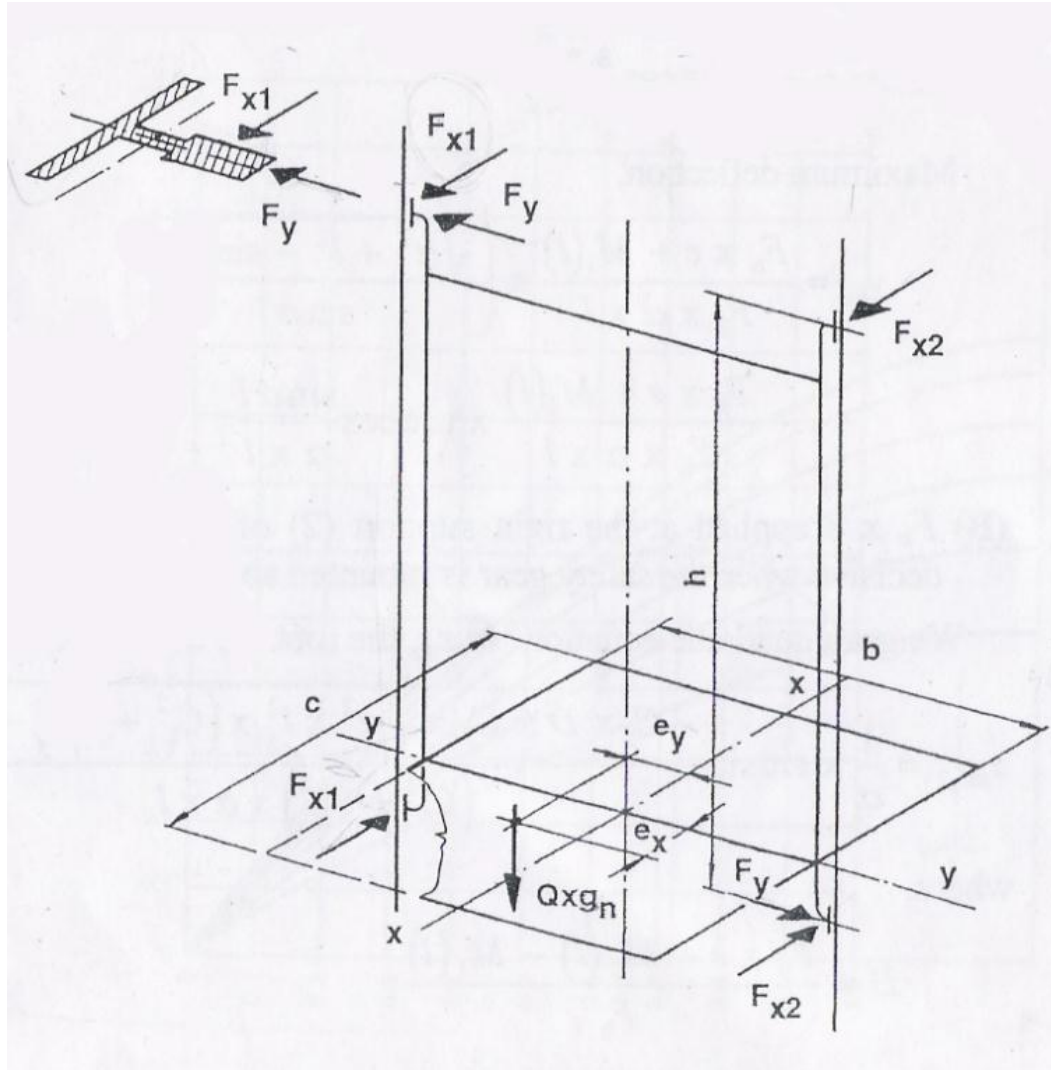


Figura 31: Esquema de atuação das forças na guia.
Fonte: Janovský (1999).

Com isso, as forças podem ser calculadas a partir das fórmulas abaixo:

Força atuante Fx1, onde:

$$F_{x1} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b + 2e_y)}{2h \times b} \quad (\text{equação 34})$$

Força atuante Fx2 onde:

$$F_{x2} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b - 2e_y)}{2h \times b} \quad (\text{equação 35})$$

Força atuante Fy onde:

$$F_y = \frac{Q \times g_n \times e_y}{h} \quad (\text{equação 36})$$

Onde,

Q = carga nominal e carga estrutural do carro (kg),

gn = aceleração da gravidade (m/s²),

ex e **ey** = são a excentricidade da carga no carro (mm),
b = largura do carro (mm),
c = profundidade do carro (mm),
h = a distância vertical entre as corrediças do carro (mm).

De acordo com o Janoský (1999), considerando a classe de carregamento para elevadores de passageiros, obtém os valores para o cálculo de excentricidade do carro relacionado a cada eixo:

Eixo x:

$$ex = c/4 \quad (\text{equação 37})$$

Eixo y

$$ey = b/4 \quad (\text{equação 38})$$

Para a verificação, calcula-se a tensão máxima relacionada ao momento em cada eixo.

Tensão no eixo x

$$\sigma_x = \frac{F_x \times L_k}{6W_y} \quad (\text{equação 39})$$

Onde:

Wy = modulo de resistência relacionado ao eixo y;

Lk = distancia vertical entre as corrediças do carro (mm);

Tensão no eixo y

$$\sigma_y = \frac{F_y \times L_k}{6W_x} \quad (\text{equação 40})$$

Sendo que:

Wx = modulo de resistência relacionado ao eixo x;

Lk = distancia vertical entre as corrediças do carro (mm);

3.3 ESPECIFICAÇÃO DOS PARA-CHOQUES DO CARRO E DO CONTRAPESO

Analisando as orientações dadas pela NBR-NM 207, verificou-se que o percurso total possível dos para-choques de amortecimento do carro e do contrapeso deve ser pelo menos igual ao dobro da distância de parada por gravidade correspondente a 115 % da velocidade nominal, ou seja, $(2 \times 0,0674 v^2 \cong 0,135 v^2)$.

$$\gamma = 2 \times \frac{(1,15V)^2}{2 \times g} \quad (\text{equação 41})$$

Sabe-se que o percurso é expresso em metros e a velocidade nominal v em metros por segundo. Contudo, o percurso de deflexão não deve ser menor que 65 mm.

Faz-se necessário se mencionar ainda que a NBR-NM 207, cita a necessidade de multiplicar a força do carro e do contrapeso suportada pelo respectivo para-choque de amortecimento por um fator de 2,5 a 4, mesmo tendo-se consciência de que esta será dividida pela quantidade de mola instalada. Desse modo: F é igual ao peso total do carro multiplicado pelo fator de segurança (N).

Equação da constante da mola dos para-choques de amortecimento do carro para defini-las no projeto:

$$K = \frac{F}{\gamma} \quad (\text{equação 42})$$

Onde:

F = Força máxima do carro na mola

γ = deflexão da mola

Consultando os catálogos de molas Polimold (2013) e analisando as forças que estas são capazes de suportar, de acordo com a sua deflexão, foi selecionada a mola do tipo carga pesada, mostrada na figura 32, para ser utilizada no projeto que será desenvolvido.

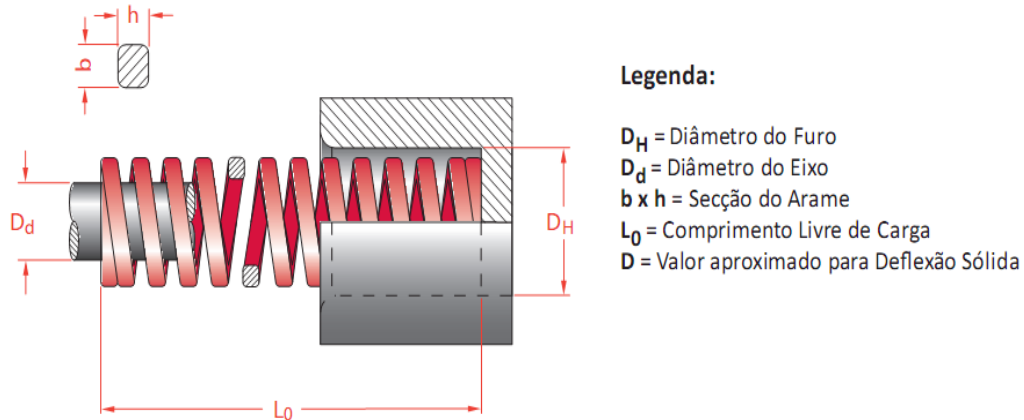


Figura 32: Mola de carga pesada, série R
Fonte: Catálogo Polimold (2013).

Tabela 19: Mola de carga pesada, série R

D_H	D_d	$b \times h$	L_0 mm	Referência	Rigidez N / mm	20 %		25 %		30 %		D Aprox.	
						mm	N	mm	N	mm	N	mm	N
10	5	1.9 x 1.5	25	R 10 - 25	22.1	5.0	111	6.3	139	7.5	166	9.2	203
			32	R 10 - 32	17.5	6.4	112	8.0	140	9.6	168	12.1	212
			38	R 10 - 38	17.1	7.6	130	9.5	162	11.4	195	13.2	226
			44	R 10 - 44	15.0	8.8	132	11.0	165	13.2	198	15.1	227
			51	R 10 - 51	12.8	10.2	131	12.8	164	15.3	196	19.5	250
			64	R 10 - 64	10.7	12.8	137	16.0	171	19.2	205	21.8	233
			76	R 10 - 76	7.5	15.2	114	19.0	143	22.8	171	27.9	209
12,5	6,3	2.4 x 1.9	305	R 10 - 305	2.1	61.0	128	76.3	160	91.5	192	127.2	267
			25	R 13 - 25	42.1	5.0	211	6.3	265	7.5	316	9.8	413
			32	R 13 - 32	33.2	6.4	212	8.0	266	9.6	319	13.6	452
			38	R 13 - 38	29.3	7.6	223	9.5	278	11.4	334	14.6	428
			44	R 13 - 44	24.6	8.8	216	11.0	271	13.2	325	18.1	445
			51	R 13 - 51	19.6	10.2	200	12.8	251	15.3	300	22.3	437
			64	R 13 - 64	15.0	12.8	192	16.0	240	19.2	288	27.3	410
16	8	3.1 x 2.5	76	R 13 - 76	13.2	15.2	201	19.0	251	22.8	301	33.1	437
			89	R 13 - 89	11.4	17.8	203	22.3	254	26.7	304	38.9	443
			102	R 13 - 102	8.4	20.4	171	25.5	214	30.6	257	43.8	368
			305	R 13 - 305	2.8	61.0	171	76.3	214	91.5	256	139.7	391
			25	R 16 - 25	75.7	5.0	379	6.3	477	7.5	568	8.4	636
			32	R 16 - 32	52.8	6.4	338	8.0	422	9.6	507	10.5	554
			38	R 16 - 38	48.5	7.6	369	9.5	461	11.4	553	13.6	660
20	10	4.0 x 3.3	44	R 16 - 44	42.8	8.8	377	11.0	471	13.2	565	15.9	681
			51	R 16 - 51	37.1	10.2	378	12.8	475	15.3	568	18.9	701
			64	R 16 - 64	30.3	12.8	388	16.0	485	19.2	582	24.9	754
			76	R 16 - 76	25.7	15.2	391	19.0	488	22.8	586	29.2	750
			89	R 16 - 89	21.7	17.8	386	22.3	484	26.7	579	34.5	749
			102	R 16 - 102	19.3	20.4	394	25.5	492	30.6	591	39.1	755
			115	R 16 - 115	15.7	23.0	361	28.8	452	34.5	542	44.0	691
20	10	4.0 x 3.3	305	R 16 - 305	7.1	61.0	433	76.3	542	91.5	650	103.6	736
			25	R 20 - 25	216	5.0	1080	6.3	1361	7.5	1620	8.3	1793
			32	R 20 - 32	168	6.4	1075	8.0	1344	9.6	1613	10.9	1831
			38	R 20 - 38	129	7.6	980	9.5	1226	11.4	1471	12.5	1613
			44	R 20 - 44	112	8.8	986	11.0	1232	13.2	1478	15.0	1680
			51	R 20 - 51	94.0	10.2	959	12.8	1203	15.3	1438	17.6	1654
			64	R 20 - 64	72.1	12.8	923	16.0	1154	19.2	1384	22.6	1629
20	10	4.0 x 3.3	76	R 20 - 76	59.7	15.2	907	19.0	1134	22.8	1361	27.5	1642
			89	R 20 - 89	50.5	17.8	899	22.3	1126	26.7	1348	31.7	1601
			102	R 20 - 102	44.2	20.4	902	25.5	1127	30.6	1353	37.5	1658
			115	R 20 - 115	38.4	23.0	883	28.8	1106	34.5	1325	42.6	1636
			127	R 20 - 127	34.1	25.4	866	31.8	1084	38.1	1299	45.5	1552
			139	R 20 - 139	31.0	28.0	868	35.0	1085	42.0	1302	50.1	1553
			152	R 20 - 152	28.2	30.4	857	38.0	1072	45.6	1286	55.8	1574
20	10	4.0 x 3.3	305	R 20 - 305	15.0	61.0	915	76.3	1145	91.5	1373	114.1	1712

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	mm	N
25	12,5	5.5 x 4.2	25	R 25 - 25	375	5.0	1875	6.3	2363	7.5	2813	8.5	3188
			32	R 25 - 32	297	6.4	1901	8.0	2376	9.6	2851	11.0	3267
			38	R 25 - 38	219	7.6	1664	9.5	2081	11.4	2497	12.6	2759
			44	R 25 - 44	187	8.8	1646	11.0	2057	13.2	2468	14.8	2768
			51	R 25 - 51	156	10.2	1591	12.8	1997	15.3	2387	17.9	2792
			64	R 25 - 64	123	12.8	1574	16.0	1968	19.2	2362	23.1	2841
			76	R 25 - 76	99.0	15.2	1505	19.0	1881	22.8	2257	26.3	2604
			89	R 25 - 89	84.0	17.8	1495	22.3	1873	26.7	2243	30.5	2562
			102	R 25 - 102	73.0	20.4	1489	25.5	1862	30.6	2234	37.3	2723
			115	R 25 - 115	65.0	23.0	1495	28.8	1872	34.5	2243	41.9	2724
			127	R 25 - 127	57.7	25.4	1466	31.8	1835	38.1	2198	46.2	2666
			139	R 25 - 139	52.7	28.0	1476	35.0	1845	42.0	2213	49.3	2598
			152	R 25 - 152	47.8	30.4	1453	38.0	1816	45.6	2180	55.7	2662
			178	R 25 - 178	41.0	35.6	1460	44.5	1825	53.4	2189	65.1	2669
			203	R 25 - 203	35.8	40.6	1453	50.8	1819	60.9	2180	74.5	2667
			305	R 25 - 305	22.9	61.0	1397	76.3	1747	91.5	2095	110.2	2524
32	16	7.1 x 5.4	38	R 32 - 38	388	7.6	2949	9.5	3686	11.4	4423	12.5	4850
			44	R 32 - 44	324	8.8	2851	11.0	3564	13.2	4277	14.9	4828
			51	R 32 - 51	272	10.2	2774	12.8	3482	15.3	4162	17.8	4842
			64	R 32 - 64	212	12.8	2714	16.0	3392	19.2	4070	22.4	4749
			76	R 32 - 76	172	15.2	2614	19.0	3268	22.8	3922	26.1	4489
			89	R 32 - 89	141	17.8	2510	22.3	3144	26.7	3765	30.8	4343
			102	R 32 - 102	122	20.4	2489	25.5	3111	30.6	3733	36.8	4490
			115	R 32 - 115	107	23.0	2461	28.8	3082	34.5	3692	41.4	4430
			127	R 32 - 127	93.0	25.4	2362	31.8	2957	38.1	3543	44.4	4129
			139	R 32 - 139	86.0	28.0	2408	35.0	3010	42.0	3612	48.5	4171
			152	R 32 - 152	78.0	30.4	2371	38.0	2964	45.6	3557	54.8	4274
			178	R 32 - 178	67.2	35.6	2392	44.5	2990	53.4	3588	63.6	4274
			203	R 32 - 203	59.1	40.6	2399	50.8	3002	60.9	3599	72.5	4285
			254	R 32 - 254	46.4	50.8	2357	63.5	2946	76.2	3536	92.8	4306
			305	R 32 - 305	38.0	61.0	2318	76.3	2899	91.5	3477	111.8	4248
40	20	8.4 x 6.2	51	R 40 - 51	350	10.2	3570	12.8	4480	15.3	5355	17.0	5950
			64	R 40 - 64	269	12.8	3443	16.0	4304	19.2	5165	21.9	5891
			76	R 40 - 76	219	15.2	3329	19.0	4161	22.8	4993	26.7	5847
			89	R 40 - 89	190	17.8	3382	22.3	4237	26.7	5073	31.3	5947
			102	R 40 - 102	163	20.4	3325	25.5	4157	30.6	4988	37.1	6047
			115	R 40 - 115	142	23.0	3266	28.8	4090	34.5	4899	41.0	5822
			127	R 40 - 127	128	25.4	3251	31.8	4070	38.1	4877	46.5	5952
			139	R 40 - 139	115	28.0	3220	35.0	4025	42.0	4830	53.1	6107
			152	R 40 - 152	105	30.4	3192	38.0	3990	45.6	4788	56.1	5891
			178	R 40 - 178	89	35.6	3168	44.5	3961	53.4	4753	67.4	5999
			203	R 40 - 203	77	40.6	3126	50.8	3912	60.9	4689	76.2	5867
			254	R 40 - 254	61	50.8	3099	63.5	3874	76.2	4648	96.2	5868
			305	R 40 - 305	51	61.0	3111	76.3	3891	91.5	4667	114.8	5855
			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
50	25	11.1 x 7.6	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
			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
63	38	11.6 x 12.3	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: Catálogo Polimold (2013)

3.4 MÁQUINAS DE TRAÇÃO

A seleção das máquinas de tração leva em consideração as influências de alguns fatores determinantes do projeto assim proposto, mostrado na figura 33.

- Carga de Tração
- Velocidade nominal do carro
- Separação entre os cabos de aço

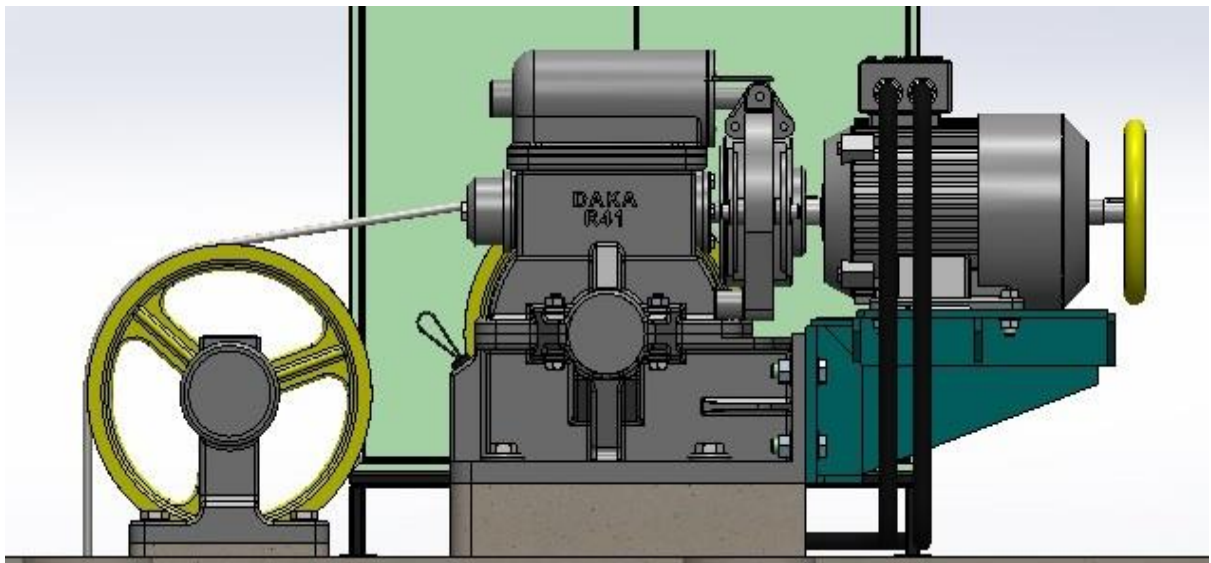


Figura 33: Esquematização da máquina de tração.
Fonte: (não pode ser acervo pessoal)

3.4.1 Critérios para especificação de polia de tração

A polia de tração especificada no projeto possui o seu diâmetro determinado em função com a máquina de tração, pois são elementos que tem uma relação de transmissão de força. Diante do projeto verificou-se a necessidade do acréscimo de uma polia de desvio para aumentar o espaçamento entre o carro e contrapeso, pois a polia acoplada a máquina de tração possui um diâmetro menor que o necessário ocasionando uma sobrecarga nos cabos de aço e nas guias laterais.

Segundo Janovský (1999), a razão para elevadores acionados por tração de maior força estática T_2 e menor força estática T_1 nos cabos de suspensão situados junto a polia de tração, que deve satisfazer a equação 43:

$$(T_2/T_1) \leq e^{f\alpha} \quad (\text{equação 43})$$

Onde:

$$T1 = \left(\frac{Q+K}{i} + m \right) \times g \quad (\text{equação 44})$$

Sendo:

Q = carga nominal do carro (kg),

K = carga da estrutura do carro (kg),

i = fator de cabeamento,

m = massa dos cabos (kg),

g = aceleração da gravidade (9,81m/s²).

$$T2 = \frac{Z}{i} \times g \quad (\text{equação 45})$$

Sendo que:

Z = massa do contrapeso (kg),

I = fator de cabeamento,

g = aceleração da gravidade (9,81m/s²).

A NBR NM 207, determina a equação para o coeficiente de atrito na polia de tração.

$$F = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (\text{equação 46})$$

Dos cabos na polia de tração é dado por:

$$\alpha = 180^\circ - \phi$$

A figura 34 mostra um diagrama de como é feito o desvio da polia de tração e a polia de desvio.

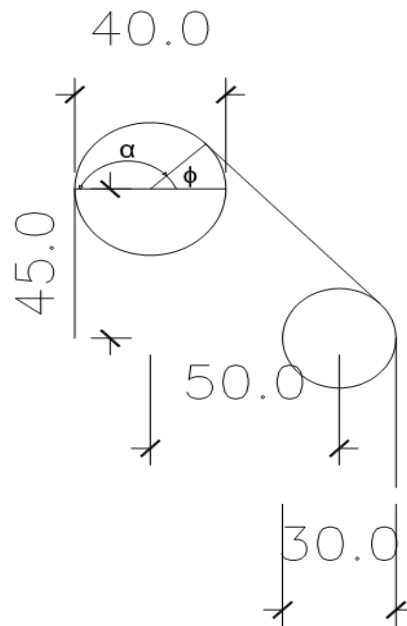


Figura 34: Diagrama da polia de tração e polia de desvio

Conforme o projeto apresentado, será necessário uma polia de tração e uma polia de desvio. Desse modo, a esquematização do diagrama demonstra que:

l = distância horizontal de centro a centro das polias,

h = corresponde a distância vertical de centro a centro das polias respectivamente medidas em cm.

Desse modo temos:

$$Tg\Phi = \frac{1}{h} \quad (\text{equação 48})$$

A pressão específica dos cabos de tração nas ranhuras é um fator a ser considerado na polia de tração, segundo NBR NM 207. Assim, temos que:

$$\rho = \frac{T}{(n \times d \times D) \times \frac{4,5}{\sin(\alpha/2)}} \quad (\text{equação 49})$$

Onde:

T = força estática nos cabos do carro ao nível da polia de tração, quando a cabina se encontra estacionada no nível mais baixo com sua carga nominal (N).

n = número de cabos

d = diâmetro dos cabos de suspensão (mm).

D = diâmetro primitivo da polia de tração (mm).

Pelo segmento da norma NBR NM 207, fica evidente que a pressão

especifica não deve exceder o valor da equação 50:

$$\rho_{\text{máx}} = \frac{(12,5 + 4V_c)}{(1 + V_c)} \quad (\text{equação 50})$$

Onde:

vc = velocidade nominal do carro (m/s).

3.4.2 Verificação do fator de segurança do cabo de aço

A escolha do cabo de aço mais apropriado se realiza no momento em que se determina qual máquina de tração poderá ser utilizada, pois tendo realizado essa escolha, se determina as especificações em relações as polias utilizadas, e por sua vez determinadas as polias, serão verificadas as especificações do cabo que será utilizado.

Dentre as especificações do cabo, encontra-se as necessidades de se determinar o valor do fator de segurança que se dedica a garantir a durabilidade e confiabilidade dos materiais a serem utilizados. Nesse caso para se determinar o fator de segurança do cabo de aço do projeto em análise, foi utilizado a seguinte equação:

$$f = \frac{n \times N}{F} \quad (\text{equação 1})$$

Sendo:

n = número de cabos,

N = carga mínima de ruptura do cabo selecionado (KN)

F = força máxima de tração (KN)

Contudo, cabe mencionar que é recomendado a verificação do valor encontrado para o fator de segurança, comparando-o com as diretrizes estabelecidas por outras normas. Sendo utilizada no projeto em análise a norma europeia EN 81-1:1998 como parâmetro de comprovação, que se expressa pela seguinte equação:

$$\log f_{\text{min}} = 2.6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times N_{eq}}{\left(\frac{D}{d}\right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \times \left(\frac{D}{d}\right)^{-2,894} \right]} \quad (\text{equação 2})$$

Onde:

$\frac{D}{d}$ = Compreende a razão do diâmetro primitivo da polia de tração (mm) e o diâmetro do cabo de aço (mm),

Neq = corresponde ao valor equivalente do número de polias relacionado a ranhura em V 35°.

3.4.3 Terminações dos cabos

Os tirantes são equipamento dos sistemas de suspensão de contrapeso e carro, e que são fixados juntos às barras retangulares que se encontram fixadas a estruturas do contrapeso e do carro.

Após a seleção de cada um dos cabos e o cálculo do fator de segurança, através do fabricante Pfeifer Drako, foram escolhidos para serem utilizados 4 tirantes parafusados na barra fixada junto a estrutura do carro e do contrapeso.

Os tirantes são indicados na tabela 19, e define-se um modelo a ser utilizado no projeto através do diâmetro nominal do cabo e do tipo de amortecimento que é estabelecido pela utilização de molas, presente nesta especificação:

Tabela 20: Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho

Tipo UM

Tipo D
com mola

Tipo FP com
1 protetor de mola

Tipo FP 2 com
2 protetores de mola

Tipo FP 3

Cabo-B d	Tamanho nominal	s	Tamanho normal Tipo UM				Tipo D			Tipo FP			Tipo FP 2		Tipo FP 3	
			L ₁ ** mm	L ₁ * mm	L ₂ mm	appt. kg	d ₁ mm	L ₁ mm	appt. kg	d ₂ mm	L ₂ mm	appt. kg	L ₂ mm	appt. kg	L ₁ mm	appt. kg
4 - 5	5	M10	276	180	70	0,420	25	85,5	0,510	40	38	0,381	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							

Catálogo Pfeifer Drako (2013).

3.4.4 Dimensionamento da barra retangular para fixação dos tirantes na estrutura do carro e do contrapeso

Adotam-se alguns parâmetros para o dimensionamento das chapas que os parafusos dos tirantes serão fixados, no qual tem tamanho nominal do furo. A chapa vai ser unida nas vigas superiores, sendo o tipo de perfil retangular, definida pela tabela 20:

Tabela 21: Barras Chatas



BARRAS CHATAS - BITOLAS X PESOS APROXIMADOS																		
Espessura (e) Pol.	Largura (l) Pol.	Pol. mm	3/8	10,50	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	6
			9,53	10,50	12,70	15,88	19,05	22,23	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80	63,50	76,20	88,90	101,6	152,40
Serralheiro	PL	2,20	-	0,18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	PB	2,20	-	1,10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1/8	PL	3,18	0,24	-	0,32	0,40	0,48	0,56	0,63	0,79	0,95	1,11	1,27	-	-	-	-	-
	PB	3,18	1,46	-	1,95	2,44	2,93	3,42	3,84	4,82	5,80	6,77	7,75	-	-	-	-	-
3/16	PL	4,76	-	-	0,48	0,59	0,71	0,83	0,95	1,19	1,42	1,66	1,90	-	-	-	-	-
	PB	4,76	-	-	2,93	3,60	4,33	5,06	5,80	7,26	8,66	10,06	11,59	-	-	-	-	-
1/4	PL	6,35	-	-	0,63	0,75	0,85	1,11	1,27	1,58	1,90	2,21	2,53	3,17	3,80	4,42	5,07	7,59
	PB	6,35	-	-	3,84	4,82	5,80	6,77	7,75	9,64	11,59	13,39	15,43	19,34	23,18	26,79	30,93	46,00
5/16	PL	7,94	-	-	-	-	1,19	-	1,58	1,98	2,38	2,27	3,17	3,96	4,75	5,53	6,33	9,68
	PB	7,94	-	-	-	-	7,22	-	9,64	12,08	14,52	13,77	19,34	24,16	28,98	33,51	38,61	58,68
3/8	PL	9,53	-	-	-	-	-	-	1,90	2,38	2,85	3,32	3,80	4,75	5,70	6,64	7,60	11,39
	PB	9,53	-	-	-	-	-	-	11,59	14,52	17,39	20,11	23,18	28,98	34,77	40,24	46,36	69,02
1/2	PL	12,70	-	-	-	-	1,90	2,22	2,53	3,17	3,80	4,43	5,06	6,33	7,60	8,88	10,13	15,18
	PB	12,70	-	-	-	-	11,51	13,54	15,33	19,34	23,18	26,85	30,87	38,61	46,36	53,69	61,79	91,99
5/8	PL	15,88	-	-	-	-	-	-	3,16	3,95	4,75	5,54	6,33	7,92	9,50	10,84	12,67	18,97
	PB	15,88	-	-	-	-	-	-	19,15	23,94	28,98	33,79	38,61	48,31	57,95	66,12	77,29	114,96
11/16	PL	17,46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,18	-	-
	PB	17,46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	74,30	-	-
3/4	PL	19,05	-	-	-	-	-	-	3,79	4,74	5,69	-	7,60	9,50	11,40	13,29	15,19	22,79
	PB	19,05	-	-	-	-	-	-	22,97	28,72	34,48	-	46,36	57,95	69,54	81,06	92,66	139,02
7/8	PL	22,23	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7,75	-	11,08	-	-	-	-
	PB	22,23	-	-	-	-	-	-	-	-	-	48,97	-	67,59	-	-	-	-
1	PL	25,40	-	-	-	-	-	-	-	-	7,59	-	10,12	12,66	15,19	17,72	20,26	30,36
	PB	25,40	-	-	-	-	-	-	-	-	46,00	-	61,33	77,23	92,66	108,11	123,59	183,98

Fonte: catálogo favorit aços especiais (2013).

Cálculo do momento de inércia da seção retangular (BEER, 1996)

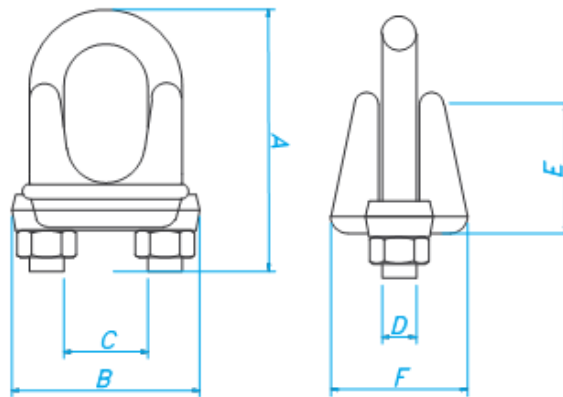
$$I_y = \frac{b^3 \times h}{12} \quad (\text{equação 51})$$

Cálculo do modo de resistência seção retangular (BEER, 1996)

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{x}{2}} \quad (\text{equação 52})$$

3.4.5 Grampos dos cabos de aço

Faz-se necessário a especificação dos grampos que serão utilizados nos cabos de aço do elevador. Optou-se pelo modelo grampo pesado para este tipo de serviço.



- forjado em aço carbono 1045
- acabamento galvanizado
- conforme norma FF-C-450 tipo 1 classe 1

Figura 35: Grampo pesado
Fonte: Catálogo Fuertes (2013).

Como visto abaixo na tabela 21, pode-se notar as dimensões do grampo a ser utilizado no presente projeto, sendo eles: dimensões especificadas conforme visto acima na figura 35, diâmetro do cabo, espaçamento mínimo, torque suportado e peso por unidade.

Tabela 22: Grampo pesado

Ø CABO	DIMENSÕES (mm)						ESPAÇ. MIN.	TORQUE		PESO UNIT. (kg)
	A	B	C	D	E	F		(N.m)	(kgf.m)	
pol							(mm)			
1/8"	25	25	7	5	10	21	19	5,0	0,5	0,029
3/16"	28	30	11	6	11	23	29	10,0	1,0	0,041
1/4"	35	38	12	7	12	30	38	20,0	2,0	0,082
5/16"	42	43	14	9	20	34	48	40,0	4,0	0,127
3/8"	50	50	16	11	22	40	57	40,0	4,0	0,198
1/2"	60	60	20	12	28	48	76	75,0	7,5	0,328
5/8"	75	63	20	14	34	52	95	120,0	12,0	0,450
3/4"	83	72	25	15	37	57	114	180,0	18,0	0,633
7/8"	100	80	28	18	42	62	133	310,0	31,0	0,990
1"	108	88	30	18	44	67	152	310,0	31,0	1,110
1 1/8"	117	90	33	18	45	71	172	310,0	31,0	1,205
1 1/4"	128	104	39	21	53	79	191	450,0	45,0	1,490
1 3/8"	139	105	42	22	52	79	210	450,0	45,0	1,880
1 1/2"	145	111	47	22	61	84	229	450,0	45,0	2,040
1 5/8"	160	120	46	24	64	91	248	580,0	58,0	3,311
1 3/4"	174	133	47	28	68	95	267	820,0	82,0	4,445
2"	188	148	55	31	79	111	305	1040,0	104,0	6,078
2 1/4"	215	161	68	31	81	113	343	1040,0	104,0	7,000

Fonte: Catálogo Fuertes (2013).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão realizados cálculos fundamentais dos componentes essenciais para instalação de um elevador de passageiros em um prédio garagem na Faculdade Redentor de Itaperuna- RJ.

4.1 CÁLCULO DA FORÇA MÁXIMA DE IÇAMENTO

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

Para a resolução da equação de cálculo a força máxima de içamento, será fundamental que primeiro se determine a variável da Força Estática (F), conforme se observa:

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

De acordo com a norma NBR NM 207.

$$Q = 75 \text{ Kg} \times n^{\circ} \text{ Passageiros}$$

$$Q = 75 \text{ Kg} \times 6 = \mathbf{450 \text{ Kg}}$$

Peso da estrutura (W): – Pesquisa de campo

$$\text{Viga U} = 254 \times 29,8. \text{ Massa linear} = 29,8 \text{ Kg/m}$$

Coluna I – w200 x 15. Massa linear = 15 Kg/m

Total de vigas 4 → 4 x 1,30 m x 29,8 Kg/m = 154,96 Kg

Total de colunas 2 → 2 x 2,8m x 15 Kg/m = 84 Kg

$$W = 154,96 \text{ Kg} + 87 \text{ Kg} = 240 \text{ Kg}$$

$$F = (450 \text{ Kg} + 240 \text{ Kg}) \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\mathbf{F = 6769 \text{ N}}$$

O valor de m é determinado pela soma da massa nominal do carro com a massa da estrutura do carro. Desse modo tem-se:

$$m = 450 \text{ Kg} + 240 \text{ Kg} = \mathbf{690 \text{ Kg}}$$

Para que possam ser realizados os cálculos de aceleração e retardamento do carro especificou-se os seguintes valores como determinantes, para velocidade $V = 0,75 \text{ m/s}$ e para o tempo de aceleração e retardamento $T = 2,5\text{s}$. Tais valores obedecem à orientação da Norma NBR 5665 de 1987.

$$a = \frac{V - V_0}{t}$$

$$a = \frac{(0,75 - 0) \text{ m/s}}{2,5 \text{ s}}$$

$$\mathbf{a = 0,3 \text{ m/s}^2}$$

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

$$F_{din.} = (690 \text{ Kg} \times 0,3\text{m/s}^2) + 6769 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{din.} = 6,9 \text{ KN}}$$

4.2 ESTRUTURA DO CARRO

4.2.1 Seleção das vigas

Inicialmente foi-se utilizado o cálculo de momento fletor básico no intuito de encontrar um módulo de resistência que viabilizasse um plano hipotético com várias opções de perfis U, possibilitando dessa forma, a escolha daquele que melhor se adéque a proposta inicial do projeto em estudo.

$$M_f = \frac{F_{din} \times L}{4}$$

$$M_f = \frac{6900 \times 1,30}{4}$$

$$M_f = 2242502,5 \text{ N*mm.}$$

Considerando um fator de segurança de 2,5:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{2,5}$$

$$\sigma_{adm} = 100 \text{ Mpa.}$$

Com isso tem-se um módulo de resistência para a seleção do perfil U:

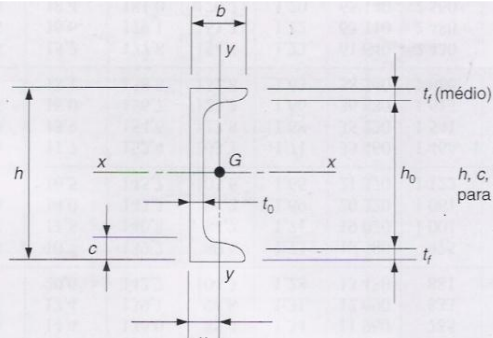
$$W = \frac{M_f}{\sigma_{adm}}$$

$$W = \frac{2242502,5 \text{ Nmm}}{100 \text{ Nmm}}$$

$$W = 22,43 \text{ cm}^3$$

Nesse contexto, seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 320) utilizou-se o Perfil U 254 x 29,8, com os seguintes dados:

Tabela 23: Perfil U



$h \times \text{massa}$ mm $\times$ kg/m	h mm (pol)	h_0, c, t_f mm	t_0 mm	b mm	Área cm ²	h/bt_f 1/cm	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	x_g cm
76 $\times$ 6,1		62,4	4,32	35,8	7,78	3,06	68,9	18,1	2,98	8,20	3,32	1,03	1,11
76 $\times$ 7,4	76,2	15,9	6,55	38,0	9,48	2,89	77,2	20,3	2,85	10,3	3,82	1,04	1,11
76 $\times$ 8,9	(3")	6,9	9,04	40,5	11,4	2,71	86,3	22,7	2,75	12,7	4,39	1,06	1,16
102 $\times$ 8,0		86,6	4,57	40,1	10,1	3,37	159,5	31,4	3,97	13,1	4,61	1,14	1,16
102 $\times$ 9,3	101,6	15,9	6,27	41,8	11,9	3,24	174,4	34,3	3,84	15,5	5,10	1,14	1,15
102 $\times$ 10,8	(4")	7,5	8,13	43,7	13,7	3,10	190,6	37,5	3,73	18,0	5,61	1,15	1,17
152 $\times$ 12,2		135,0	5,08	48,8	15,5	3,59	546	71,7	5,94	28,8	8,06	1,36	1,30
152 $\times$ 15,6	152,4	19,1	7,98	51,7	19,9	3,39	632	82,9	5,63	36,0	9,24	1,34	1,27
152 $\times$ 19,4	(6")	8,7	11,1	54,8	24,7	3,19	724	95,0	5,42	43,9	10,5	1,33	1,31
152 $\times$ 23,1			14,2	57,9	29,4	3,03	815	107,0	5,27	52,4	11,9	1,33	1,38

203 × 17,1		183,4	5,59	57,4	21,8	3,57	1356	133,4	7,89	54,9	12,8	1,59	1,45
203 × 20,5		20,6	7,70	59,5	26,1	3,44	1503	147,9	7,60	63,6	14,0	1,56	1,41
203 × 24,2	203,2	9,9	10,0	61,8	30,8	3,32	1667	164,0	7,35	72,9	15,3	1,54	1,40
203 × 27,9	(8")		12,4	64,2	35,6	3,20	1830	180,1	7,17	82,5	16,6	1,52	1,44
203 × 31,6			14,7	66,5	40,3	3,09	1990	196,2	7,03	92,6	17,9	1,52	1,49
254 × 22,7		231,8	6,10	66,0	29,0	3,47	2800	221	9,84	95,1	19,0	1,81	1,61
254 × 29,8			9,63	69,6	37,9	3,30	3290	259	9,31	117,0	21,6	1,76	1,54
254 × 37,2	254,0	23,8	13,4	73,3	47,4	3,13	3800	299	8,93	139,7	24,3	1,72	1,57
254 × 44,7	(10")		17,1	77,0	56,9	2,98	4310	339	8,70	164,2	27,1	1,70	1,65
254 × 52,1		11,1	20,8	80,8	66,4	2,83	4820	379	8,52	191,7	30,4	1,70	1,76
305 × 30,7		279,4	7,11	74,7	39,1	3,21	5370	352	11,7	161,1	28,3	2,03	1,77
305 × 37,2			9,83	77,4	47,4	3,02	6010	394	11,3	186,1	30,9	1,98	1,71
305 × 44,7	304,8	27,0	13,0	80,5	56,9	2,98	6750	443	10,9	214	33,7	1,94	1,71
305 × 52,1	(12")		16,1	83,6	66,4	2,87	7480	491	10,6	242	36,7	1,91	1,76
305 × 59,6		12,7	19,2	86,7	75,9	2,77	8210	539	10,4	273	39,8	1,90	1,83
381 × 50,4		348,0	10,2	86,4	64,2	2,67	13100	688	14,3	338	51,0	2,30	2,00
381 × 52,1			10,7	86,9	66,4	2,66	13360	701	14,2	347	51,8	2,29	1,99
381 × 59,5	381,0	33,3	13,2	89,4	75,8	2,58	14510	762	13,8	387	55,2	2,25	1,98
381 × 67,0	(15")		15,7	91,9	85,3	2,51	15650	822	13,5	421	58,5	2,22	1,99
381 × 74,4		16,5	18,2	94,4	94,8	2,45	16800	882	13,3	460	62,0	2,20	2,03
381 × 81,9			20,7	96,9	104,3	2,38	17950	942	13,1	498	66,5	2,18	2,21

Fonte: Pfeil (2011)

4.2.2 Seleção das colunas

Para que possa ser obtido os valores referentes à coluna, foi utilizado o cálculo de compressão com fator de segurança de 2,5, a tensão admissível assume o valor de 100MPa expresso pela seguinte fórmula:

$$\sigma_{adm} = \frac{F_{din}}{2} \times \frac{1}{A} \quad (\text{equação 13})$$

OBS: No cálculo de tensão admissível o valor de F_{din} (força dinâmica) foi substituído por Z que é a carga do contra peso. Onde verifica-se:

$$A = \frac{F}{\sigma_{adm}}$$

$$A = \frac{3450N}{100 \text{ N/mm}^2}$$

$$A = 0,345 \text{ cm}^2$$

Nesse contexto seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 329) utilizou-se o Coluna I - W 200 x 15 com os seguintes dados:

Tabela 24: Seleção do perfil I

Diagrama de um perfil I com dimensões:

- b_f : largura da mesa
- t_f : espessura da mesa
- h_w : altura da alma
- h_0 : altura da alma
- h : altura total
- r : raio de arredondamento
- t_0 : espessura da alma
- Eixos X e Y passando pelo centro de gravidade.

Perfil	Massa	Alt.	Área	Alma		Mesa		Eixo X-X				Eixo Y-Y				J		
I	m	h	A	t ₀	h ₀	t _f	b _f	I _x	W _x	i _x	Z _x	I _y	W _y	i _y	Z _y	cm ⁴	b _f /2t _f	h ₀ /t ₀
	kg/m	mm	cm ²	mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴		
W 150 × 13,0	13,0	148	16,6	4,3	138	4,9	100	635	85,8	6,18	96,4	82	16,4	2,22	25,5	1,7	10,2	27,5
W 150 × 18,0	18,0	153	23,4	5,8	139	7,1	102	939	122,8	6,34	139,4	126	24,7	2,32	38,5	4,3	7,2	20,5
W 200 × 15,0	15,0	200	19,4	4,3	190	5,2	100	1305	130,5	8,20	147,9	87	17,4	2,12	27,3	2,0	9,6	39,4
W 200 × 19,3	19,3	203	25,1	5,8	190	6,5	102	1686	166,1	8,19	190,5	116	22,7	2,14	35,9	4,0	7,9	29,3
W 200 × 22,5	22,5	206	29,0	6,2	190	8,0	102	2029	197,0	8,37	225,5	142	27,9	2,22	43,9	6,2	6,4	27,4
W 200 × 26,6	26,6	207	34,2	5,8	190	8,4	133	2611	252,3	8,73	282,3	330	49,6	3,10	76,3	7,6	7,9	29,3
W 200 × 31,3	31,3	210	40,2	6,4	190	10,2	134	3168	301,7	8,86	338,6	410	61,2	3,19	94,0	12,6	6,6	26,5

Fonte: Pfeil (2011, p 329).

Para a viga U 254 x 29,8, utilizou por base as diretrizes de Norton (2013), onde considerou-se os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de flexocompressão:

Momento fletor máximo $M_f = 2,2 \text{ KNm}$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{2200000 \text{ Nmm}}{21600 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 99,8 \text{ MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da viga U:

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{99,8 \text{ MPa}}$$

$$FS = 2,50$$

Para a Coluna I - W 200 x 15, tomou-se por base as diretrizes de Pfeil (2011), onde considerou-se os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de flexocompressão:

Momento fletor máximo $M_f = 2,2 \text{ KNm}$

Força de compressão $Fr = 3,45\text{KN}$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{máx}} &= \frac{Fr}{A} + \frac{Mf}{W_x} \\ \sigma_{\text{máx}} &= \frac{3450 \text{ N}}{2940 \text{ mm}^2} + \frac{2200000}{130500 \text{ Nmm}^3} \\ \sigma_{\text{máx}} &= 1,778 + 16,85 \\ \sigma_{\text{máx}} &= \mathbf{18,64 \text{ MPa}}\end{aligned}$$

Sendo assim, o fator de segurança da coluna I:

$$\begin{aligned}FS &= \frac{250 \text{ MPa}}{18,64 \text{ MPa}} \quad (\text{equação 11}) \\ FS &= \mathbf{13,41}\end{aligned}$$

4.2.3 Critério de falha de Von Mises

Do mesmo modo que verifica-se a relação da tensão máxima com a tensão admissível, deve ser verificada também a relação entre os efeitos das tensões normais de flexão e da tensão cisalhante devido ao esforço cortante. Desse modo tem-se:

Tensão relacionada ao eixo X:

$$\begin{aligned}\sigma_X &= \frac{Mf}{W_y} \\ \sigma_X &= \frac{2,2 \times 10^3 \text{ N.m}}{21,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3} \\ \sigma_X &= \mathbf{101,85 \text{ Mpa}}\end{aligned}$$

Tensão cisalhante relacionada ao plano XY:

$$\tau_{xy} = \frac{V \times Q}{I \times b}$$

Onde:

$$\begin{aligned}Q &= A \times X_g \\ Q &= 37,9 \times 10^{-4} \times 1,54 \times 10^{-2} \\ Q &= \mathbf{5,8366 \times 10^{-5} \text{ m}^3}\end{aligned}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3,45 \times 10^3 \times 5,8366 \times 10^{-5}}{117 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \times 9,63 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\tau_{xy} = 17,87 \text{ MPa}$$

Tensão máxima cisalhante:

$$\tau_{xy} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{101,85 \times 10^6 + 0}{2}\right)^2 + (17,87 \times 10^6)^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{2,6 \times 10^{15} + 3,19 \times 10^{14}}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 54 \text{ MPa}$$

Tensões principais:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma_1 = \frac{101,85 \times 10^6}{2} + 54 \times 10^6 = 104,9 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{101,85 \times 10^6}{2} - 54 \times 10^6 = -3,075 \text{ Mpa}$$

Tensão de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_3 + \sigma_3^2} =$$

$$\sigma' = \sqrt{104,9 \times 10^6 - [104,9 \times 10^6 \times (-3,075 \times 10^6)] + (-3,075 \times 10^6)^2} =$$

$$\sigma' = 106,5 \text{ Mpa}$$

Cálculo referente ao fator de segurança, a partir da tensão equivalente de Von

Mises:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$FS = \frac{250 \times 10^6}{106,5 \times 10^6}$$

$$FS = 2,35$$

Calculo relacionado ao fator de segurança, a partir da tensão máxima de cisalhamento:

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau_{\text{máx}}}$$

$$FS = \frac{0,5 \times 250 \times 10^6}{54 \times 10^6}$$

$$FS = 2,31$$

4.2.3 Parafuso do carro

Tabela 25: Parafuso de aço de alta resistência A325 ($\sigma_r = 72,5 \text{ KN/cm}^2$ a $82,5 \text{ KN/cm}^2$)

Parafuso de Alta Resistência – Aço ASTM A325			
d (pol)	Área bruta (cm ²)	Resistência à Tração (KN)	Resistência à Corte (KN)
1/2	1,27	58,1	3

Fonte: Pfeil (2011)

Espessura da junção das chapas:

$$t = t_f + t_0$$

$$t = 5,2 \text{ mm} + 9,63 \text{ mm}$$

$$t = 14,83 \text{ mm}$$

Tabela 26: Tabela de determinação do comprimento adequado

ASTM A325		BITOLA				
L		1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"
1.1/4"		8 - 13				
1.1/2"		13 - 19	8 - 16			
1.3/4"		19 - 25	16 - 22	13 - 19 *	11 - 16	
2"		25 - 32	22 - 28	19 - 25 *	16 - 22	
2.1/4"		32 - 38	28 - 35	25 - 32 *	22 - 28	18 - 25
2.1/2"		38 - 44	35 - 41	32 - 38 *	28 - 35	25 - 32
2.3/4"		44 - 50	41 - 47	38 - 44 *	35 - 41	32 - 38
3"		50 - 57	47 - 54	44 - 50 *	41 - 47	38 - 44
3.1/4"		57 - 63	54 - 60	50 - 57 *	47 - 54	44 - 50
3.1/2"		63 - 70	60 - 66	57 - 63 *	54 - 60	50 - 57
3.3/4"		70 - 76	66 - 73	63 - 69 *	60 - 66	57 - 63
4"		76 - 82	73 - 79	69 - 76 *	66 - 73	63 - 70
4.1/4"		82 - 89	79 - 85	76 - 82	73 - 79	70 - 76
4.1/2"		89 - 95	85 - 92	82 - 89	79 - 86	76 - 82
4.3/4"					86 - 92	82 - 89
5"					92 - 98	89 - 95
5.1/4"					98 - 105	95 - 101
5.1/2"					105 - 111	101 - 108
5.3/4"					111 - 117	108 - 114
6"					117 - 124	114 - 120

* Itens também disponíveis na opção A 325 TC
 Comprimentos sob consulta para parafusos com cabeça sextavada, sendo que nas bitolas 7/8" e 1", também poderemos fornecer até o comprimento 12".
 A escolha do comprimento de parafuso deverá ser realizada em função da espessura do conjunto de peças a fixar.
 A tabela indica as faixas de utilização de cada comprimento de parafuso.

Fonte: Folheto de parafusos Ciser (2013).

De acordo NBR8800:2008, os espaçamentos mínimos dos parafusos entre as bordas das chapas e entre cada parafuso é de:

Espaço mínimo entre parafusos:

$$3 \times d$$

$$3 \times 12,7 \text{ mm} = \mathbf{38,1 \text{ mm}}$$

Espaço mínimo entre as bordas:

$$1,75 \times d$$

$$1,75 \times 12,7 \text{ mm} = \mathbf{22,22 \text{ mm}}$$

De acordo com NBR8800:2008, para furo normal:

$$d + 1,5 \text{ mm}$$

$$12,7 + 1,5 \text{ mm} = \mathbf{14,2 \text{ mm}}$$

1 polegada equivale a 25,4mm.

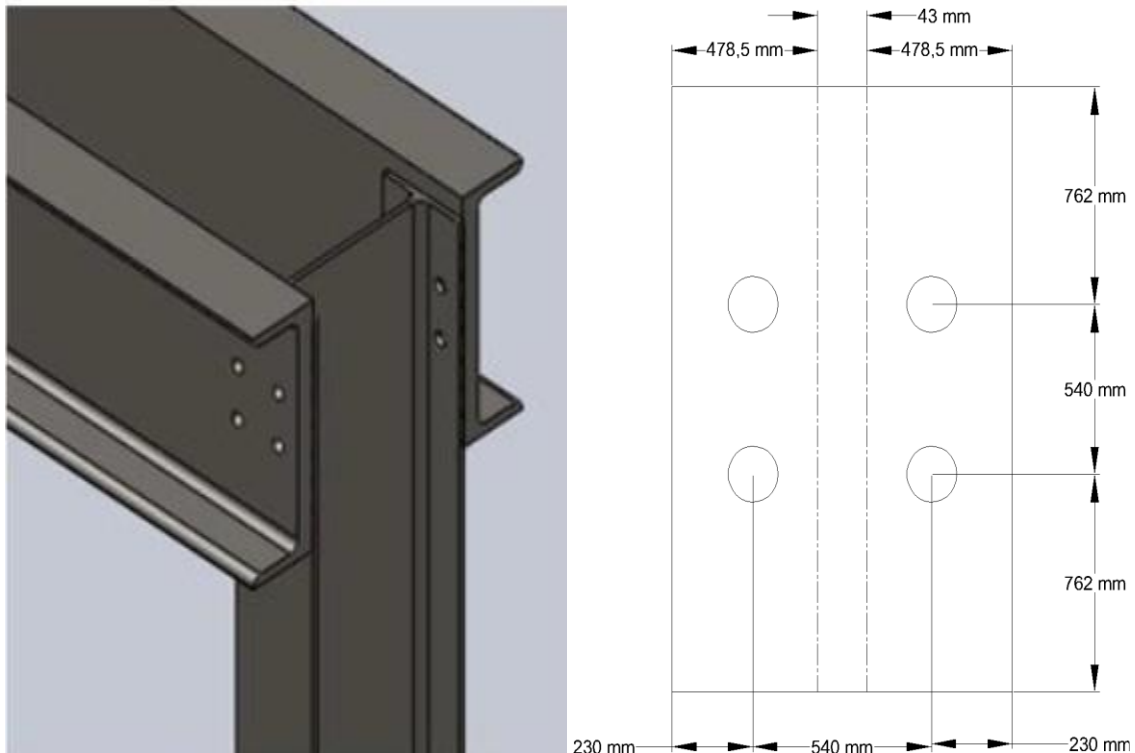


Figura 36: Diagrama de disposição dos furos nos perfis
Fonte: Janovský (1999).

Para esta situação, os espaços mínimos foram atendidos.

A distribuição de forças relata que um dos casos de solicitações dos parafusos, considerando neste caso, a mais crítica para a determinação dos cálculos seguintes.

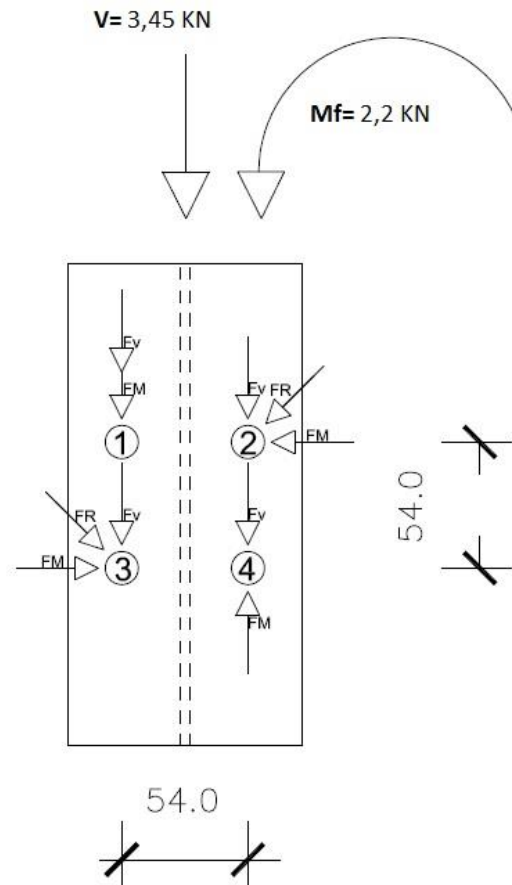


Figura 37: Esquema dos esforços atuantes nos parafusos

Analisando a figura 37, um esquema representativo elaborado, foi verificado que o parafuso 1 recebeu e recebe a maior solicitação de esforço:

Cálculo de força pelo momento fletor, considerando a aplicação no parafuso 1:

$$F_r = F_m + F_v = \frac{M_f}{n \times r} + \frac{v}{n}$$

Onde:

$$F_m = \frac{M_f}{n \times r}$$

$$F_m = \frac{2,2 \text{ kNm}}{4 \times 0,054 \text{ m}}$$

$$\mathbf{F_m = 10,2 \text{ kN}}$$

Cálculo de força pelo esforço cortante, considerando a aplicação no parafuso

1:

$$F_v = \frac{v}{n}$$

$$F_v = \frac{3,45}{4}$$

$$\mathbf{F_v = 0,8625 \text{ kN}}$$

Força resultante no parafuso 1:

$$Fr = F_v + F_m$$

$$Fr = 10,2 + 0,8625$$

$$\mathbf{Fr = 11,06\ KN}$$

Fator de segurança:

$$FS = \frac{R_d}{Fr}$$

$$FS = \frac{31\ KN}{11,06\ KN}$$

$$\mathbf{FS = 2,8}$$

Calculo de resistência ao rasgamento e esmagamento:

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times l_f \times t \times f_u}{\gamma_{a2}} \quad (\text{equação 29})$$

Sendo que:

$$l_f = 54\text{mm} - 14,2\text{mm} = 39,8\text{mm}$$

$$t = 5,2\text{mm} + 17,1\text{mm} = 22,3\text{mm}$$

$$f_u = 250\text{Mpa}$$

$$\gamma_{a2} = 1,35$$

Tabela 27: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências.

Combinações	Aço Estrutural ¹⁾		Concreto γ_c	Aço das Armaduras γ_s
	Escoamento, flambagem e instabilidade γ_{a1}	Ruptura γ_{a2}		
Normais	1,10	1,35	1,40	1,15
Especiais ou de construção	1,10	1,35	1,20	1,15
Excepcionais	1,00	1,15	1,20	1,00

Fonte: NBR8800 (2008).

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times 39,8\ mm \times 22,3 \times 250\ MPa}{1,35}$$

$$\mathbf{F_{c, R} = 197,23\ KN}$$

Calculo de esmagamento da chapa:

Força resistente ao esmagamento:

$$F_{c,E} = \frac{2,4 \times db \times t \times fu}{\gamma a2}$$

Onde:

$$db = 12,7\text{mm}$$

$$t = t_f + t_0 = 5,2\text{mm} + 17,1\text{mm} = 22,3\text{mm}$$

$$fu = 250 \text{ MPa}$$

$$\gamma a2 = 1,35$$

$$F_{c, E} = \frac{2,4 \times 12,7 \text{ mm} \times 22,3 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35}$$

$$F_{c,E} = 126 \text{ KN}$$

Como a força resistente ao esmagamento é menor que a de rasgamento, deve-se utilizar valor de esmagamento para calcular o FS, pois as orientações técnicas indicam sempre a utilização do menor valor. Sabendo que a força resultante é a menor que foi calculada, ela será utilizada, 11,06KN.

$$FS = \frac{F_c}{F_r}$$

$$FS = \frac{126 \text{ KN}}{11,06}$$

$$FS = 11,4$$

4.3 ESTRUTURA DO CARRO DO CONTRAPESO

Foi determinado o valor de acréscimo para o contrapeso de 45% da carga nominal da cabina:

$$Z = F + (0,45 \times Q \times g)$$

$$Z = 6788,13 + (0,45 \times 450 \times 9,81)$$

$$Z = 8,7 \text{ KN}$$

4.3.1 Seleção das vigas

Inicialmente foram utilizados os cálculos de Momento Fletor no intuito de se encontrar um módulo de resistência que viabilizasse um plano hipotético com várias opções de perfis U, possibilitando dessa forma, a melhor escolha daquele que se adéque a proposta inicial do projeto em estudo.

$$Mf = \frac{Z \times L}{4}$$

$$Mf = \frac{8700 \text{ N} \times 1,30 \times 10^3 \text{ mm}}{4}$$

$$\mathbf{Mf = 2827500 \text{ Nmm}}$$

Considerando um fator de segurança de 2,5 de acordo com a norma:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250 \text{ MPa}}{2,5}$$

$$\mathbf{\sigma_{adm} = 100 \text{ Mpa}}$$

Com isso tem-se um módulo de resistência para a seleção do perfil U:

$$W = \frac{Mf}{\sigma_{adm}}$$

$$W = \frac{2827500 \text{ Nmm}}{100 \text{ N/mm}^2}$$

$$\mathbf{W = 28,28 \text{ cm}^3}$$

Nesse contexto seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 320) utilizou-se o Perfil U 254 x44,7, auxiliado pelos dados da tabela 10 (Perfil U)

4.3.2 Seleção das colunas

Para a obtenção dos valores referentes à coluna foi utilizado o cálculo de compressão com fator de segurança de 2,5, a tensão admissível assume o valor de 100MPa expresso pela seguinte fórmula:

$$\sigma_{adm} = \frac{F_{din}}{2} \times \frac{1}{A}$$

Nos cálculos de tensão admissível o valor de F_{din} (força dinâmica) foi substituído por Z que é a carga do contrapeso. Onde verifica-se:

$$\sigma_{adm} = \frac{Z}{2} \times \frac{1}{A}$$

$$A = \frac{Z}{2 \times \sigma_{adm}}$$

$$A = \frac{8700 \text{ N}}{2 \times 100 \text{ N/mm}^2}$$

$$\mathbf{A = 0,435 \text{ cm}^2}$$

No contexto seguinte seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 329) utilizou-se a Coluna I - W 200 x 15 com os seguintes dados da tabela 11 (Perfil I)

Com seleção dos perfis, inseriu-se os dados no programa Ftool com as seguintes situações:

- Condições de Operação (Elevador em movimento)
- Atuação dos freios
- Atuação dos pára-choques de amortecimento

Sendo a situação de maior solicitação é referente a condição de operação, que condiz no elevador em movimento. Com isso obtém os gráficos de momento fletor máximo da estrutura do carro.

Para a viga U 254 x 44.7, utilizou por base as diretrizes de Norton (2013), onde se considerou os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de tensão máxima atuante:

Momento fletor máximo $M_f = 2,5 \text{ KNm}$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f}{W_y}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2500000 \text{ Nmm}}{27100 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 92,25 \text{ Mpa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da viga U:

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \quad (\text{equação 11})$$

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{92,25 \text{ MPa}}$$

$$FS = 2,71$$

Para a Coluna I - W 200 x 15, tomou-se por base as diretrizes de Pfeil (2011), onde se considerou os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de flexocompressão:

Momento fletor máximo $M_f = 2,5 \text{ KNm}$

Força de compressão $Fr = 4,3 \text{ KN}$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Fr}{A} + \frac{Mf}{W_x}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{4300 \text{ N}}{5690 \text{ mm}^2} + \frac{2500000}{339000 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 8,13 \text{ MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da coluna I:

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}}$$

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{8,13 \text{ MPa}}$$

$$FS = 30$$

4.3.3 Critério de falha de Von Mises

Do mesmo modo que verifica-se a relação da tensão máxima com a tensão admissível, deve ser verificada também a relação entre os efeitos das tensões normais de flexão e da tensão cisalhante devido ao esforço cortante. Desse modo tem-se:

Tensão relacionada ao eixo X:

$$\sigma_x = \frac{Mf}{W_y} \quad (\text{equação 15})$$

$$\sigma_x = \frac{2500000 \text{ Nmm}}{27100 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_x = 92,25 \text{ MPa}$$

Tensão cisalhante relacionada ao plano XY:

$$\tau_{xy} = \frac{V \times Q}{I \times b} \quad (\text{equação 16})$$

Onde:

$$Q = A \times X_g$$

$$Q = 5690 \text{ mm}^2 \times 16,5 \text{ mm}$$

$$Q = 93885 \text{ mm}^3$$

$$t_0 = B = 17,1 \text{ mm}$$

$$\tau_{xy} = \frac{4300 \times 93885}{1642000 \times 17,1}$$

$$\tau_{xy} = 14,38 \text{ Mpa}$$

Tensão máxima cisalhante:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{92,25 + 0}{2}\right)^2 + (14,38)^2}$$

$$\tau_{máx} = 48,32 \text{ Mpa}$$

Tensões principais:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \tau_{máx}$$

$$\sigma_1 = \frac{92,25 \text{ MPa} + 0}{2} + 48,32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 94,45 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \tau_{máx}$$

$$\sigma_3 = \frac{92,25 \text{ MPa} + 0}{2} - 48,32 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_3 = -2,2 \text{ Mpa}$$

Tensão de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_3 + \sigma_3^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(94,45 \times 10^6)^2 - [94,45 \times 10^6 \times (-2,2 \times 10^6)] + (-2,2 \times 10^6)^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(8,92^{15} + 2,07^{14} + 4,84^{12})}$$

$$\sigma' = 95,6 \text{ MPa}$$

Calculo referente ao fator de segurança, a partir da tensão equivalente de Von Mises

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (\text{equação 21})$$

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{95,6 \text{ MPa}}$$

$$FS = 2,61$$

Cálculo relacionado ao fator de segurança, a partir da tensão máxima de cisalhamento

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau_{máx}} \quad (\text{equação 22})$$

$$FS = \frac{0,5 \times 250 \text{ MPa}}{48,32 \text{ MPa}}$$

$$FS = 2,6$$

4.3.4 Parafuso do contrapeso

Tabela 28: Parafuso de aço de alta resistência A325 ($\sigma_r = 72,5 \text{ KN/cm}^2$ a $82,5 \text{ KN/cm}^2$).

Parafuso de Alta Resistência - Aço ASTM A325			
d (pol)	Área bruta (cm ²)	Resistência à Tração (KN)	Resistência à Corte
1/2	1,27	58,1	31

Fonte: Pfeil (2011).

Espessura da junção das chapas:

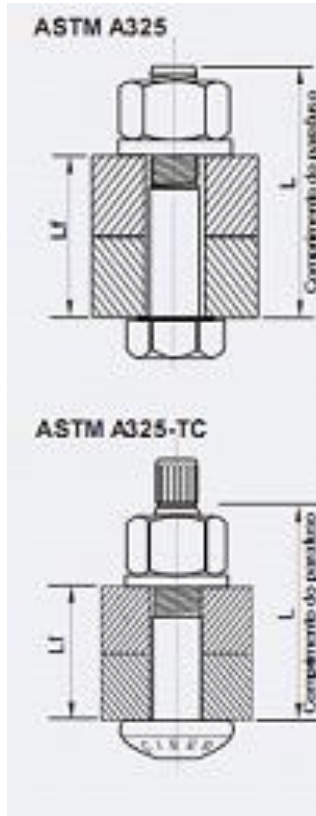
$$t = t_f + t_0$$

$$t = 5,2 \text{ mm} + 17,1 \text{ mm}$$

$$t = 22,3 \text{ mm}$$

Determina-se o comprimento do parafuso diante da espessura dos perfis.

Tabela 29: Tabela de determinação do comprimento adequado



BITOLA	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"
1.1/4"	8 - 13				
1.1/2"	13 - 19	8 - 16			
1.3/4"	19 - 25	16 - 22	13 - 19 *	11 - 16	
2"	25 - 32	22 - 28	19 - 25 *	16 - 22	
2.1/4"	32 - 38	28 - 35	25 - 32 *	22 - 28	18 - 25
2.1/2"	38 - 44	35 - 41	32 - 38 *	28 - 35	25 - 32
2.3/4"	44 - 50	41 - 47	38 - 44 *	35 - 41	32 - 38
3"	50 - 57	47 - 54	44 - 50 *	41 - 47	38 - 44
3.1/4"	57 - 63	54 - 60	50 - 57 *	47 - 54	44 - 50
3.1/2"	63 - 70	60 - 66	57 - 63 *	54 - 60	50 - 57
3.3/4"	70 - 76	66 - 73	63 - 69 *	60 - 66	57 - 63
4"	76 - 82	73 - 79	69 - 76 *	66 - 73	63 - 70
4.1/4"	82 - 89	79 - 85	76 - 82 *	73 - 79	70 - 76
4.1/2"	89 - 95	85 - 92	82 - 89 *	79 - 86	76 - 82
4.3/4"				86 - 92	82 - 89
5"				92 - 98	89 - 95
5.1/4"				98 - 105	95 - 101
5.1/2"				105 - 111	101 - 108
5.3/4"				111 - 117	108 - 114
6"				117 - 124	114 - 120

Fonte: Folheto de parafusos Ciser (2013).

De acordo NBR8800:2008, os espaçamentos mínimos dos parafusos entre as bordas das chapas e entre cada parafuso é de:

Espaço mínimo entre parafusos:

$$3 \times d$$

$$3 \times 12.7 \text{ mm} = 38,1 \text{ mm}$$

Espaço mínimo entre as bordas

$$1,75 \times d$$

$$1,75 \times 12.7 \text{ mm} = 22,22 \text{ mm}$$

De acordo com NBR8800:2008, para furo normal

$$d + 1,5 \text{ mm}$$

$$12.7 + 1,5 \text{ mm} = 14,2 \text{ mm}$$

A figura 38 mostra o esquema dos furos nos perfis:

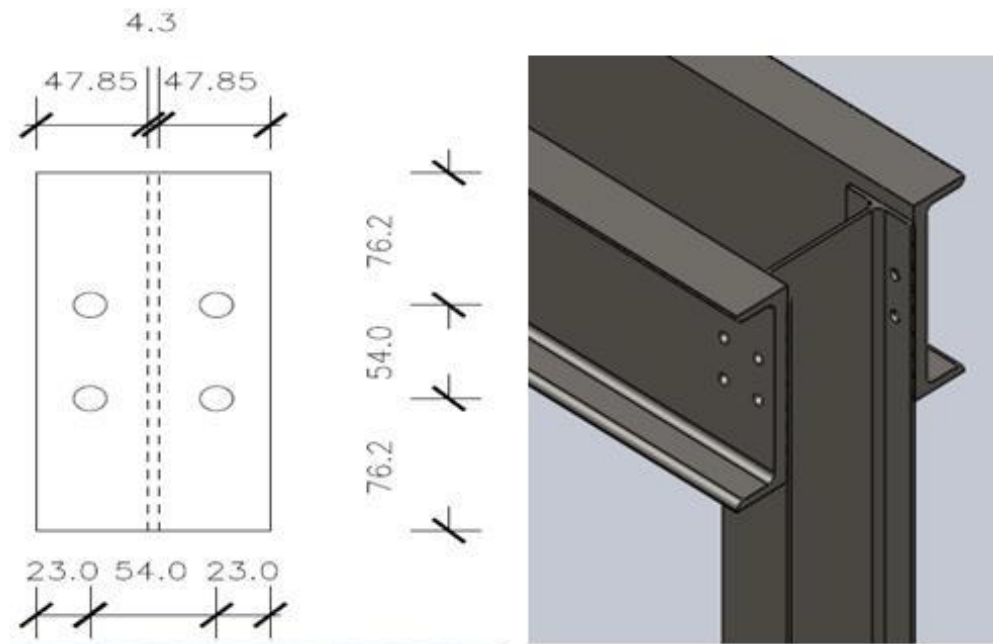


Figura 38: Esquema de disposição dos furos nos perfis.

Os espaços mínimos foram atendidos.

Assim devido a distribuição de forças do carro, a do contrapeso define o mesmo caso de solicitações dos parafusos, vista a seguir:

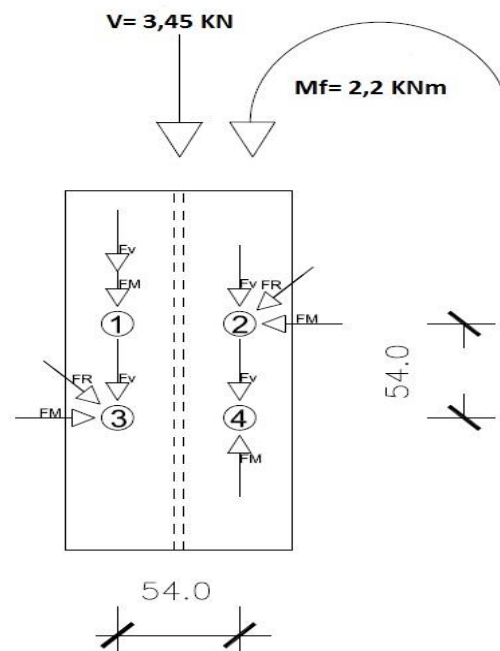


Figura 39: Esquema dos esforços atuantes nos parafusos

Analisando a figura acima, verificou-se que o parafuso 1 recebe a maior solicitação de esforço.

Cálculo de força pelo momento fletor, considerando a aplicação no parafuso

1:

$$F_r = F_m + F_v = \frac{M_f}{n \times r} + \frac{v}{n}$$

Onde:

$$F_m = \frac{M_f}{n \times r}$$

$$F_m = \frac{2,2 \text{ KNm}}{4 \times 0,054 \text{ m}}$$

$$\mathbf{F_m = 10,2 \text{ KN}}$$

Cálculo de força pelo esforço cortante, considerando a aplicação no parafuso

1:

$$F_v = \frac{v}{n}$$

$$F_v = \frac{3,45 \text{ KN}}{4}$$

$$\mathbf{F_v = 0,867 \text{ KN}}$$

Força resultante no parafuso 1:

$$F_r = F_t + F_m$$

$$F_r = 10,2 + 0,867$$

$$\mathbf{F_r = 11,2 \text{ KN}}$$

Fator de segurança:

$$FS = \frac{R_d}{F_r}$$

$$FS = \frac{31 \text{ KN}}{11,1 \text{ KN}}$$

$$\mathbf{FS = 2,8}$$

Cálculo de resistência ao rasgamento e esmagamento

Força resistente ao rasgamento

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times l_f \times t \times f_u}{\gamma_{a2}}$$

Sendo que:

$$l_f = 54 \text{ mm} - 14,2 \text{ mm} = 39,8 \text{ mm}$$

$$t = 5,2 \text{ mm} + 17,1 \text{ mm} = 22,3 \text{ mm}$$

$$f_u = 250 \text{ MPa}$$

$$\gamma_{a2} = 1,35$$

Tabela 30: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências.

Combinações	Aço Estrutural ¹⁾		Concreto γ_c	Aço das Armaduras γ_s
	Escoamento, flambagem e instabilidade γ_{a1}	Ruptura γ_{a2}		
Normais	1,10	1,35	1,40	1,15
Especiais ou de construção	1,10	1,35	1,20	1,15
Excepcionais	1,00	1,15	1,20	1,00

Fonte: NBR8800 (2008).

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times 39,8 \text{ mm} \times 22,3 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35}$$

$$F_{c, R} = 197 \text{ KN}$$

Calculo de esmagamento da chapa

Força resistente ao esmagamento

$$F_{c, R} = \frac{2,4 \times db \times t \times fu}{\gamma_{a2}}$$

Onde:

$$db = 12,7 \text{ mm}$$

$$t = t_f + t_0 = 5,2 \text{ mm} + 17,1 = 22,3 \text{ mm}$$

$$fu = 250 \text{ MPa}$$

$$\gamma_{a2} = 1,35$$

$$F_{c, R} = \frac{2,4 \times 12,7 \text{ mm} \times 22,3 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35}$$

$$F_{c, R} = 126 \text{ KN}$$

Como a força resistente ao esmagamento é menor que a de rasgamento, deverá ser utilizado o valor de esmagamento para calcular o FS, pois as orientações técnicas sempre indicam a utilização do menor valor para este.

Sabendo que a força resultante é de 11,2KN.

$$FS = \frac{F_c}{F_r}$$

$$FS = \frac{126 \text{ KN}}{11,2 \text{ KN}}$$

$$FS = 11,25$$

4.4 CÁLCULO DE GUIAS LATERAIS DO CARRO E CONTRAPESO

Conforme disposto na NBR NM 207 há ocorrência de tensão de flambagem que não deve exceder os seguintes valores:

- 140 N/mm² para guias compostas por aço de 370 N/mm²
- 210 N/mm² para guias de aço de 520 N/mm²

Para valores intermediários, utilizar método de interpolação

Seleção de guias laterais são determinadas a partir NBR NM 196, que é especificada pelas seguintes tabelas de propriedades físicas e suas propriedades geométricas:

Tabela 31: Características técnicas das guias

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

¹ A = trefilada; B = mecanizada / usinada

Fonte: NBR NM196.

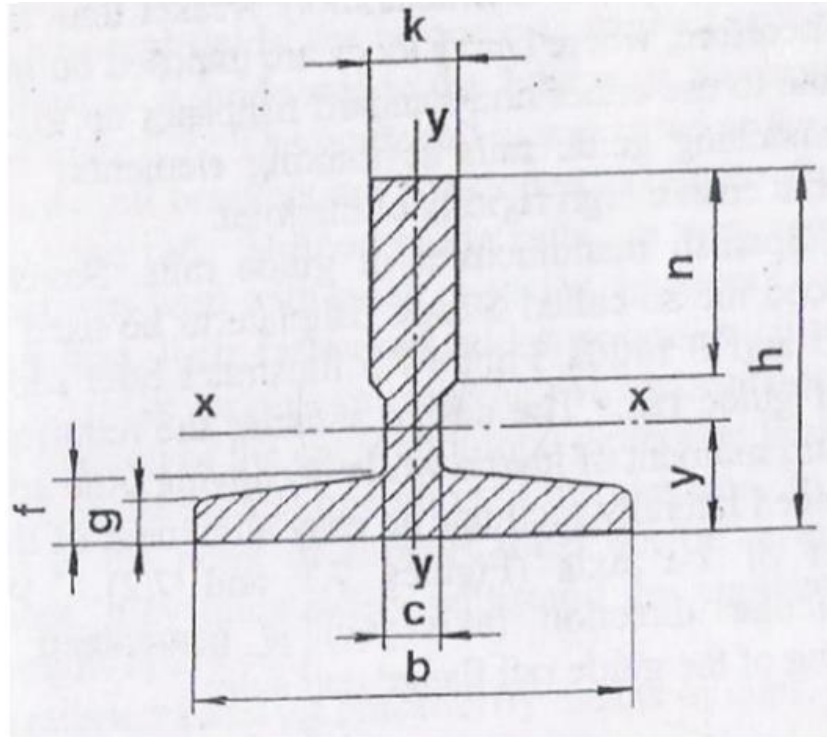


Figura 40: Esquema da guia T90 B
Fonte: Janovský (1999).

Tabela 32: Dimensões da guia usinada

Dimensões da Guia Usinada								
Guia (usinada)	b (mm)	h (mm)	k (mm)	n (mm)	c (mm)	g (mm)	f (mm)	y (mm)
T90 B	90	75	16	42	10	8	10	26,5

Fonte: Janovský (1999).

Tensão de flambagem

Depois de selecionado o freio de segurança instantâneo, temos a seguinte equação.

$$\sigma_k = \frac{25 \times (P + Q) \times \omega}{A}$$

De acordo com a NBR 196, as guias laterais do carro e do contrapeso foram escolhidas a partir do aço Fe 430B, de acordo com ISO 630, no qual são utilizados em guias usinadas. Com os valores respectivos na tabela de aço 430B a seguir.

Tabela 33: Aço 430B

Aço	Tensão de Escoamento σ_e	Tensão de Ruptura σ_r
430 B	275 MPa	410 MPa – 560 MPa

Fonte: Lucefin

Calculando-se o índice de esbeltez:

$$\lambda = \frac{Lk}{i}$$

$$\lambda = \frac{3000 \text{ mm}}{17,6 \text{ mm}}$$

$$\lambda = 170,45$$

Através dos cálculos de índice de esbeltez realizados, determinou-se o coeficiente de flambagem ω , retirado das tabelas 18 e 17 respectivamente, em função de λ , constados na NBR NM 207.

Tabela 34: Coeficiente de flambagem para aço 520MPa

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										

Fonte: NBR NM196.

Informação da Tabela 34: para qualidades de aços com resistência intermediária, determinar o valor de ω por interpolação linear, os valores de λ , devem ser lidos, as dezenas na vertical e as unidades na horizontal. Exemplo: $\lambda = 73$, $\omega = 1,45$.

Para aço 520 MPa $\rightarrow \omega = 7,67$

Tabela 35: Coeficiente de flambagem para aço 370Mpa

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										

Fonte: NBR NM196.

Informação da Tabela: para qualidades de aços com resistência intermediária, determinar o valor de ω por interpolação linear, os valores de λ , devem ser lidos, as dezenas na vertical e as unidades na horizontal. Exemplo: $\lambda = 73$, $\omega = 1,45$

Será interpolado o coeficiente ω , com a tensão de ruptura do aço escolhido (430B), referente a 410MPa.

Interpolação do coeficiente ω :

Interpolação
370 ----- 5,11
410 ----- W

$$520 \text{ ----- } 7,67$$

$$\frac{370 - 410}{370 - 520} = \frac{5,11 - \omega}{5,11 - 7,67}$$

$$\mathbf{W = 5,80}$$

Interpolação da Tensão Máxima resistente a flambagem, para o aço 430 B:

$$\begin{array}{r} 370 \text{ — } 140 \\ 410 \text{ — } \sigma \\ 520 \text{ — } 210 \\ \frac{370 - 410}{370 - 520} = \frac{140 - \sigma}{140 - 210} \end{array}$$

$\sigma = 158,66 \text{ MPa}$ Aproximando-se os valores

$$\mathbf{\sigma = 159 \text{ Mpa}}$$

OBS: σ_k não deve exceder o valor de 159Mpa

$$\mathbf{\sigma_k \leq 159 \text{ N/mm}^2}$$

Referentes aos dados para o cálculo de tensão de flambagem:

Onde:

$$\mathbf{P = 250Kg}$$

$$\mathbf{Q = 675Kg}$$

$$\mathbf{A = 1720mm^2}$$

$$\mathbf{W = 5,81}$$

$$\sigma_k = \frac{25 \times (250 + 675) \times 5,80}{1720}$$

$$\mathbf{\sigma_k = 77,97 \text{ N/mm}^2}$$

$$77,97 \text{ N/mm}^2 \leq 159 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo do fator de segurança das guias para a verificação:

$$\mathbf{FS = \frac{159 \text{ N/mm}^2}{77,97 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\mathbf{FS = 2,03}$$

De acordo com Janovský (1999), será necessário o cálculo das forças atuantes nas guias laterais.

Esquema de atuação das forças nas guias

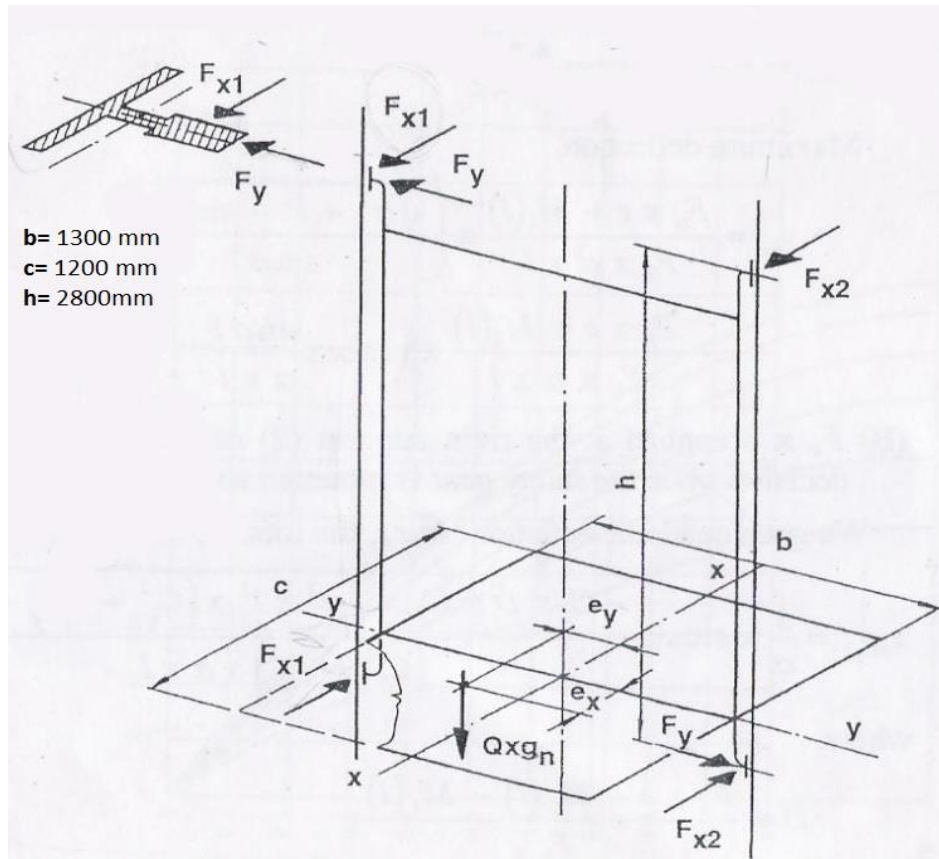


Figura 41: Esquema de atuação das forças nas guias laterais.
Fonte: Janovský (1999).

Em relação ao eixo x:

$$F_{x1} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b + 2e_y)}{2h \times b}$$

$$F_{x2} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b - 2e_y)}{2h \times b}$$

Em relação ao eixo y:

$$F_y = \frac{Q \times g_n \times e_y}{h}$$

Onde:

Fdin = 6900 N

h = 2900 mm

Para Janovský (1999), a excentricidade em relação a cada eixo é determinada pelo tipo do elevador:

Elevador de passageiros

Eixo x:

$$e_x = \frac{c}{4}$$

$$e_x = \frac{1200 \text{ mm}}{4}$$

$$e_x = 300 \text{ mm}$$

Eixo y:

$$e_y = \frac{b}{4}$$

$$e_y = \frac{1300 \text{ mm}}{4}$$

$$e_y = 325 \text{ mm}$$

As medidas foram tiradas da 41

Nos estudos do eixo x, deparou-se com a situação, na qual poderemos ter duas forças atuantes, que seriam F_{x1} e F_{x2} :

Força atuante F_{x1}

$$F_{x1} = \frac{6900 \text{ N} \times 300 \text{ mm} \times (1300 \text{ mm} + 2 \times 325 \text{ mm})}{2 \times 2800 \text{ mm} \times 1300 \text{ mm}}$$

$$F_{x1} = 554,5 \text{ N}$$

Força atuante F_{x2} :

$$F_{x2} = \frac{6900 \text{ N} \times 300 \text{ mm} \times (1300 \text{ mm} - 2 \times 325 \text{ mm})}{2 \times 2800 \text{ mm} \times 1300 \text{ mm}}$$

$$F_{x2} = 184,82 \text{ N}$$

Determinado os valores para a Força F_y , temos que:

$$F_y = \frac{6900 \text{ mm} \times 325 \text{ mm}}{2800 \text{ mm}}$$

$$F_y = 800,8 \text{ N}$$

Verifica-se a tensão máxima relacionada ao momento em cada eixo.

Em relação ao eixo X:

$$\sigma_x = \frac{F_x \times L_k}{6W_y}$$

Onde:

$$W_y = 11,9 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$L_k = 3000 \text{ mm}$$

$$\sigma_x = \frac{554,5 \times 3000}{6 \times 11,9 \times 10^3}$$

$$\sigma_x = 23,3 \text{ Mpa}$$

Em relação ao eixo y:

$$\sigma_y = \frac{F_y \times L_k}{6W_x}$$

Onde:

$$W_x = 20,90 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$L_k = 3000 \text{ mm}$$

$$\sigma_y = \frac{800,8 \times 3000 \text{ mm}}{6 \times 20,90 \times 10^3}$$

$$\sigma_y = 19,2 \text{ Mpa}$$

Para que possa ser conferida a atuação da tensão nas guias laterais, serão utilizados os cálculos do fator de segurança, onde seleciona-se a maior tensão, que é a tensão relacionada ao eixo x.

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_x}$$

$$FS = \frac{275}{23,3}$$

$$FS = 11,8$$

4.5 ESPECIFICAÇÃO DO PÁRA-CHOQUE DO CARRO E DO CONTRAPESO

Segundo a NBR-NM 207, o percurso total possível dos pára-choques de amortecimento do carro e do contrapeso devem ser pelo menos igual ao dobro da distância de parada por gravidade correspondente a 115 % da velocidade nominal. O percurso é expresso em metros e a velocidade nominal v em metros por segundo. Nesses termos observa-se que:

$$\gamma = \frac{2 \times (1,15 v)^2}{2 \times g}$$

$$\gamma = 0,135 v^2$$

Onde:

$$V = 0,75$$

$$\gamma = 0,076 \text{ m}$$

$$\gamma > 0,065 \text{ m}$$

CONTUDO

$$0,076 > 0,065$$

O fator de segurança que será atribuído a força do carro e do contrapeso será de 3, que são adotados em países como EUA, de acordo com Janovský (1999). Deste modo:

$$F = 6900 \text{ N} \times 3$$

$$F = 20700 \text{ N}$$

Como a força está muito alta para ser aplicada em apenas uma mola percebe-se a necessidade de dividir essa força em 2 molas, sendo assim:

$$F = \frac{20700 \text{ N}}{2}$$

$$F = 10350 \text{ N}$$

Cálculo da constante da mola dos para-choques de amortecimento do carro.

$$K = \frac{F}{\gamma}$$

$$K = \frac{10350N}{76mm}$$

$$K = 136,184 \text{ N/mm}$$

De acordo com os dados obtidos acima calculados, consulta-se o catálogo de molas Polimold que possui um rigoroso procedimento de garantia da qualidade em conformidade com a ISO 9001, sendo assim:

Tabela 36: Seleção de mola carga pesada Serie R

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	mm	N
63	38	11.6x12.3	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: Catálogo Polimold (2013)

A mola que possui os próximos aos cálculos feitos acima foram R63 – 305, com isso é feita a conferencia de acordo com as suas constantes para ver se realmente atende a deflexão mínima de 76mm.

$$\gamma = \frac{F}{K}$$

$$\gamma = 77 \text{ mm}$$

Como a mola R63-305 atendendo as necessidades do projeto será utilizada duas da mesma e colocando-as como mostra o desenho abaixo:

Esquema de espaçamento entre os para-choques do carro:

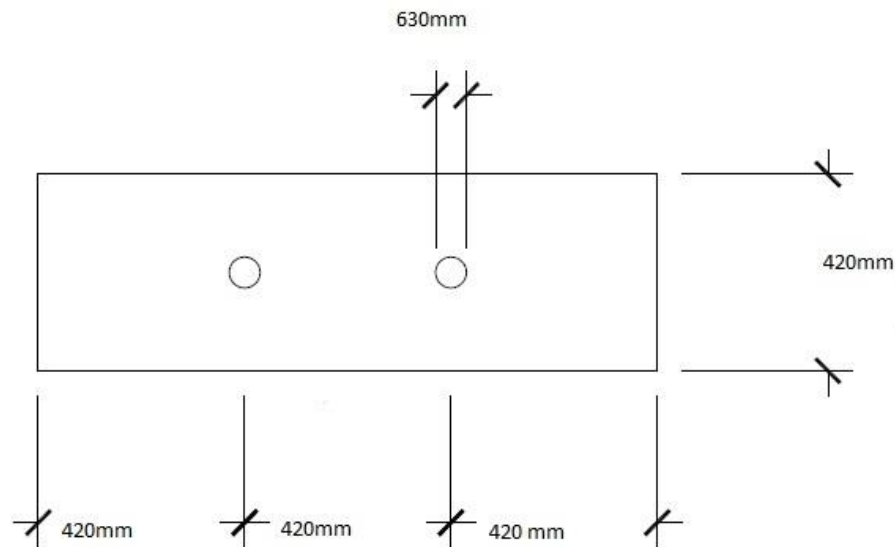


Figura 42: Representação do espaçamento entre os para choques

Força do contrapeso no para-choque de amortecimento

$$F = 8700 \times 3$$

$$\mathbf{F = 26100\ N}$$

Como a força está muito alta para ser aplicada em apenas uma mola percebe-se a necessidade de dividir essa força em 2 molas, sendo assim:

$$F = \frac{26100\text{N}}{2}$$

$$\mathbf{F = 13050\ N}$$

Calculando a constante da mola dos para-choques de amortecimento do carro.

$$K = \frac{13050\ \text{N}}{76\text{mm}}$$

$$\mathbf{K = 171,71\text{N}}$$

De acordo com os dados obtidos acima, se consulta o catálogo de molas Polimold que possui um rigoroso procedimento de garantia da qualidade em conformidade com a ISO 9001, sendo assim:

Tabela 37: Seleção demola carga pesada série R

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	mm	N
63	38	11.6x12.3	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: Catálogo Polimold (2013).

A mola que possui os valores mais aproximados dos cálculos foram as R63 - 254, com isso será feita a conferencia de acordo com sua constante para ver se realmente atenderá a deflexão mínima de 76,2mm.

$$K = \frac{F}{\gamma}$$

$$\gamma = \frac{F}{K}$$

$$\gamma = \frac{13050 \text{ N}}{171,74 \text{ N/mm}}$$

$$\gamma = 76,0 \text{ mm}$$

Como a mola R63- 254 atenderá as necessidades do projeto será utilizado duas das mesmas e colocadas como mostrada o desenho.

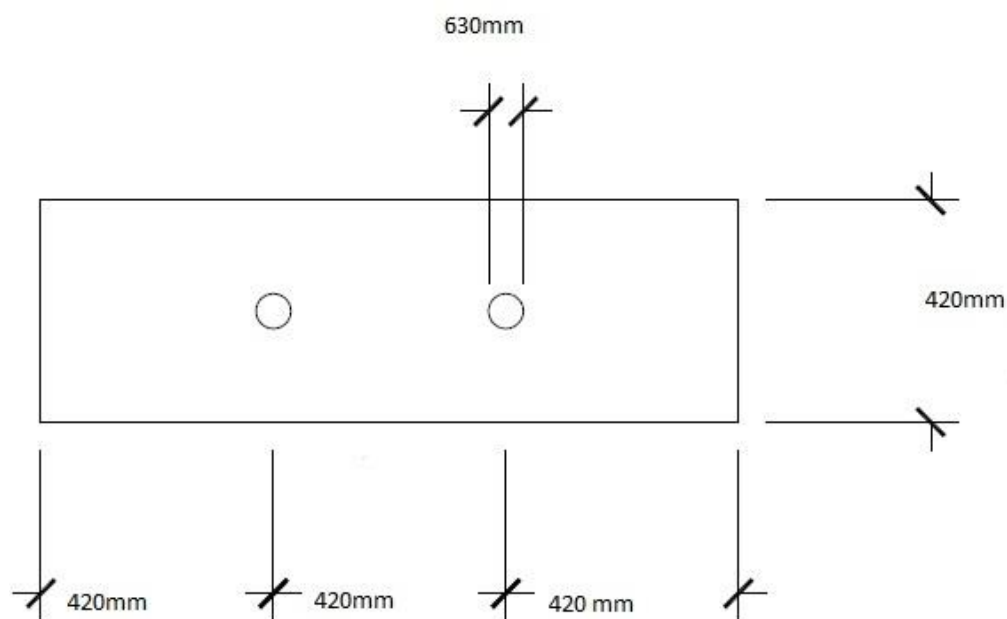


Figura 43: Representação dos pára-choques do contrapeso

4.6 ESPECIFICAÇÃO DA MÁQUINA DE TRAÇÃO

De acordo com as especificações de projeto, que visa instalar um elevador com capacidade de 450 kg na Faculdade Redentor, com velocidade de 0,75 m/s e espaçamento entre as guias da cabina e contrapeso de 850 mm, optou-se por utilizar, após pesquisas, a máquina de tração modelo EC 137 G3, do fabricante Carnevskis, que atente a todas as exigências de projeto. A tabela 46 mostra as especificações da máquina de tração:

Tabela 38: Especificação da maquina de tração

Modelo da Maquina de Tração	EC 137 G3
Velocidade	0,75 m/s
Capacidade de Passageiros	7 Passageiros
Capacidade máxima (kg)	525 kg
Número de paradas	Até 12
Potência (CV)	7,5 CV
Tensão (V)	220 V
Corrente elétrica	21,1 A
Polia de tração (mm)	Ø 400 mm
Polia de desvio (mm)	Ø 300 mm
Freios	80 VCC / 1,09 A
Base	Até 950 mm de C à C

Fonte: Carnevskis (2013)

O fabricante indica um freio de segurança instantâneo para o projeto de um elevador para um prédio de 4 andares e uma carga nominal de 450 kg, que foi calculado anteriormente.

4.6.1 Polia de tração e polia de desvio

A polia de tração selecionada para o projeto foi com 4 ranhuras como visto na figura 40, para a passagem dos cabos, e com o formato em V.



Figura 44: Polia de tração
Fonte: Carnevskis (2013)

Segundo, Janovský (1999), a razão de tração para elevadores acionados por tração deve satisfazer a seguinte fórmula:

$$(T_2/T_1) \leq e^{f\alpha}$$

Onde:

$$T_1 = \left(\frac{Q+K}{i} + m_1 \right) \times g; \quad T_2 = \frac{z}{i} \times g.$$

De acordo com Janovský (1999, p. 62) o fator de cabeamento é $i = 1$.

Tabela 39: Dados técnicos do grupo de construção 8x19

Diâmetro Nominal (mm)	Carga mínima de ruptura (kN)	Massa aproximada (kg/100m)	
		Fibra Natural	Fibra sintética
8	28.1	22.2	21.7
10	43.9	34.7	33.9
11	53.2	42.0	41.0
13	74.3	58.6	57.3
16	113	88.8	86.8
19	159	125	122
22	213	168	164

Fonte: Janovský (1999).

$$M_1 = \text{massa do cabo} = 0,339 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 14 \text{ m} = 4,75 \times 4$$

Relacionado ao carro

$$T1 = \left(\frac{450+240}{1} + 19 \right) \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$T1 = 6955,3 \text{ N}$$

Relacionado ao contrapeso

$$T2 = \left(\frac{886,85}{1} \right) \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$T2 = 8700 \text{ N}$$

Coeficiente de fricção

$$f = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Onde:

Ângulo das ranhuras em V da polia de tração

$$\gamma = 35^\circ$$

$$35^\circ \times \frac{\pi}{180}$$

$$0,611 \text{ rad}$$

Coeficiente de atrito é determinado pela norma NBR NM 207, $\mu = 0,09$

$$f = \frac{0,09}{\sin\left(\frac{0,611}{2}\right)}$$

$$f = 0,3$$

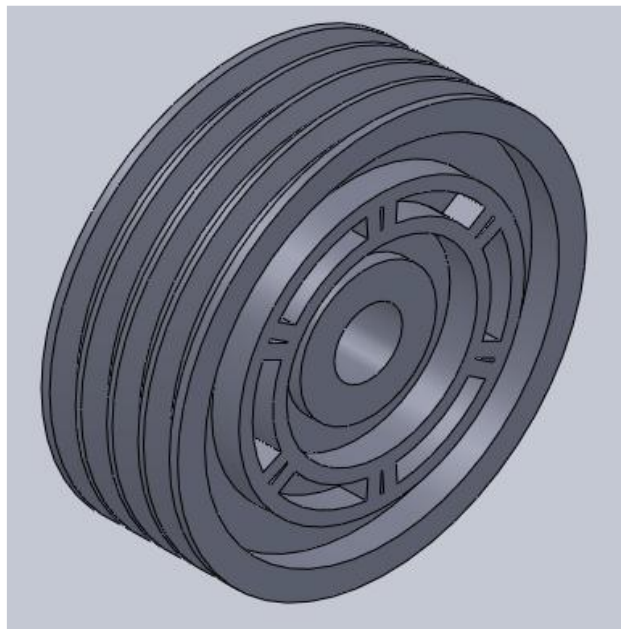


Figura 45: Polia de desvio
Fonte: Carnevskis (2013)

Polia de tração e Polia de desvio:

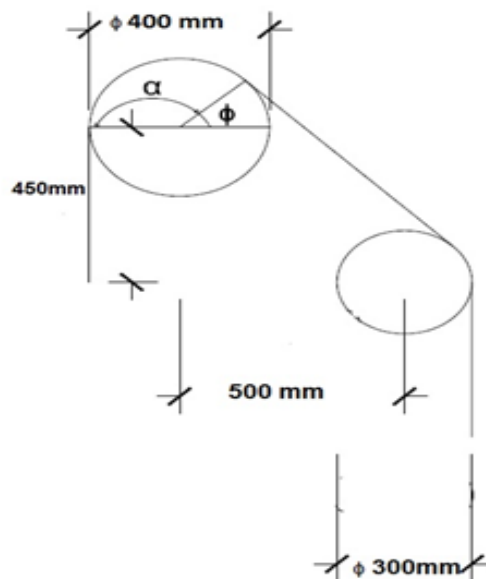


Figura 46: Esquema representativo dapolia de tração e polia de desvio

Calculo do ângulo de abraçamento dos cabos na polia de tração

$$\alpha = 180^\circ - \phi$$

$$T_g \phi = \frac{l}{h}$$

$$T_g \phi = \frac{50}{45}$$

$$T_g \phi = 1,11$$

$$\Phi = 48^\circ$$

$$\Phi = 48,0 \times \frac{\pi}{180}$$

$$\Phi = 0,84 \text{ rad}$$

$$\alpha = 180^\circ - 48^\circ$$

$$\alpha = 132^\circ$$

$$\alpha = 132 \times \frac{\pi}{180}$$

$$\alpha = 2,304 \text{ rad}$$

Calculo da razão de tração

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

$$\frac{8700}{6955,3} \leq e^{0,3 \times 2,304}$$

$$1,251 \leq 2,0$$

A Polia de tração, de acordo com a NBR NM 207, precisa suportar a pressão específica dos cabos de tração nas ranhuras da polia motriz. Assim:

$$P = \frac{T}{(n \times d \times D) \times \frac{4,5}{\sin(\frac{\alpha}{2})}} \leq \frac{12,5 + 4Vc}{(1 + Vc)}$$

Então, a pressão específica deve ser:

$$P = \frac{6769}{(4 \times 10 \times 400) \times \frac{4,5}{\sin(\frac{35^\circ}{2})}} \leq \frac{12,5 + 4 \times 0,75}{(1 + 0,75)}$$

Sendo que:

$$P = 0,028 \leq 8,86$$

4.6.2 Verificação dos cabos de aço

Ao ser selecionada a máquina de tração EC 137 G3 automaticamente foi determinado a utilização de uma polia de tração com as especificações: 4 ranhuras em V com ângulo 35° e com diâmetro de 400mm. Conhecendo as especificações do fabricante de polias, determinou-se o cabo 8x19 com 10mm de diâmetro, conforme deverá ser constatado pela tabela.

As especificações referentes ao cabo de aço são atribuídas pelo fabricante, todavia, existe a necessidade de serem verificadas conforme as especificações do projeto e o fator de segurança estimado para o projeto. Para determinar o fator de segurança a ser aplicado, se utilizou a equação $f = \frac{n \times N}{f}$

$$f = \frac{n \times N}{f}$$

$$f = \frac{4 \times 43,9}{6,9}$$

$$f = 25,45$$

Após determinar o valor atribuído ao fator de segurança, foi submetido a comprovação mediante base estabelecida pela norma EM 81- 1: 1998, pela seguinte equação:

$$\log f_{\min} = 2,6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times N e q}{\left(\frac{D}{d}\right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \times \left(\frac{D}{d}\right)^{-2,894} \right]}$$

Especificação para ranhura em V de 35°:

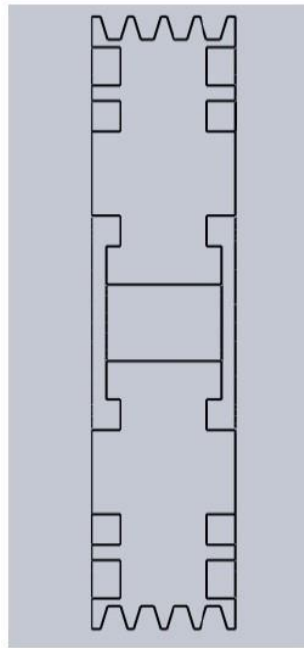


Figura 47: Corte frontal da polia de tração
Fonte: Carnevskis (2013)

Valores das constantes relacionadas ao número equivalente de polias, para
ranhura de 35°:

$$N_{eq1} = 18,5$$

$$K_p = 5,06$$

$$N_{eq2} = 5,06$$

$$N_{eq} = 23,56$$

Calculando a razão do diâmetro primitivo da polia e o diâmetro do cabo de
aço:

$$\frac{D}{d} = \frac{400}{10}$$

$$\frac{D}{d} = 40$$

Fórmula de fato de segurança:

$$\log f_{min} = 2,6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times 23,56}{(40)^{8,567}} \right]}{\log [77,09 \times (40)^{-2,894}]}$$

$$\log f_{min} = 25,45$$

Realizado os cálculos do fator de segurança, constatou-se que o valor que foi encontrado se adequa as exigências mínimas de segurança estabelecidos pela EN 81- 1(1998).

4.6.3 Terminação dos cabos de aço

Cálculos de tirantes:

Após a seleção dos cabos e o cálculo do fator de segurança para os cabos, através do fabricante PfeiferDrako, averiguou e selecionou-se o tipo de soquete com os tirantes para a formulação do junto a chapa de união dos elementos. Serão utilizados 4 tirantes aparafusados na chapa fixada na estrutura do carro e do contrapeso.

Os tirantes serão indicados abaixo na tabela 20, e define-se um modelo que será utilizado no projeto através do diâmetro nominal do cabo (10mm) e do tipo de amortecimento que estará presente nesta especificação:

Tabela 40: Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho

Tabela 40: Seleção de Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho

Diagramas técnicos de cinco tipos de soquetes de cunha simétricos:

- Tipo UM**: Dimensões L₁, L₂, L₃, a.
- Tipo D com mola**: Dimensões L₁, L₂, L₃, d₁.
- Tipo FP com 1 protetor de mola**: Dimensões L₁, L₂, L₃, d₂.
- Tipo FP 2 com 2 protetores de mola**: Dimensões L₁, L₂, L₃, d₂.
- Tipo FP 3 com 3 protetores de mola**: Dimensões L₁, L₂, L₃, d₂.

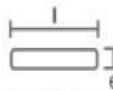
Cabo-Ø d	Tamanho nominal	a	Tamanho normal Tipo UM				Tipo D			Tipo FP			Tipo FP 2			Tipo FP 3		
			L ₁ ** mm	L ₂ * mm	L ₃ mm	appr. kg	d ₁ mm	L ₄ mm	appr. kg	d ₂ mm	L ₅ mm	appr. kg	L ₆ mm	appr. kg	L ₇ mm	appr. kg		
4 - 5	5	M10	276	180	70	0,420	25	85,5	0,510	40	38	0,361	55	0,373	72	0,384		
5 - 6,5	6,5	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: Catálogo PfeiferDrako (2013).

Dimensionamento da Barra Retangular:

Adotou-se alguns parâmetros para se dimensionar a chapa que os parafusos dos tirantes irão se fixar, o qual tem tamanho nominal de 11mm. A chapa será unida nas vigas superiores, sendo do tipo de perfil retangular, que sera definida pela tabela 41:

Tabela 41: Seleção de barras Chatas



BARRAS CHATAS - BITOLAS X PESOS APROXIMADOS																	
Espessura (e) Pol.	Largura (l) Pesos	Pol. mm	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5
			9,53	12,70	15,88	19,05	22,23	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80	57,15	63,50	69,85	76,20	82,55
Serralheiro	PL PB	2,20	-	0,18 1,10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1/8	PL PB	3,18	0,24 1,46	-	0,32 1,95	0,40 2,44	0,48 2,93	0,56 3,42	0,63 3,84	0,79 4,82	0,95 5,80	1,11 6,77	1,27 7,75	-	-	-	-
3/16	PL PB	4,76	-	-	0,48 2,93	0,59 3,60	0,71 4,33	0,83 5,06	0,95 5,80	1,19 7,28	1,42 8,66	1,66 10,06	1,90 11,59	-	-	-	-
1/4	PL PB	6,35	-	-	0,63 3,84	0,75 4,82	0,95 5,80	1,11 6,77	1,27 7,75	1,58 9,64	1,90 11,59	2,21 13,39	2,53 15,43	3,17 19,34	3,80 23,18	4,42 26,79	5,07 30,93
5/16	PL PB	7,94	-	-	-	-	1,19 7,22	-	1,58 9,64	1,98 12,08	2,38 14,52	2,77 16,96	3,17 19,34	3,96 24,16	4,75 28,98	5,53 33,51	6,33 38,61
3/8	PL PB	9,53	-	-	-	-	-	1,90 11,59	2,38 14,52	2,85 17,39	3,32 20,11	3,80 23,18	4,75 28,98	5,70 34,77	6,64 40,24	7,60 46,36	8,53 51,99
1/2	PL PB	12,70	-	-	-	-	1,90 11,51	2,22 13,54	2,53 15,33	3,17 19,34	3,80 23,18	4,43 26,85	5,06 30,87	6,33 38,61	7,60 46,36	8,86 53,69	10,13 61,79
5/8	PL PB	15,88	-	-	-	-	-	3,16 19,15	3,95 23,94	4,75 28,98	5,54 33,79	6,33 38,61	7,92 48,31	9,50 57,95	10,84 66,12	12,67 77,29	14,97 91,99
11/16	PL PB	17,46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,18 74,30	-	-
3/4	PL PB	19,05	-	-	-	-	-	3,79 22,97	4,74 28,72	5,69 34,48	-	7,60 46,36	9,50 57,95	11,40 69,54	13,29 81,06	15,19 92,68	17,19 103,92
7/8	PL PB	22,23	-	-	-	-	-	-	-	-	7,75 46,97	-	11,08 67,59	-	-	-	-
1	PL PB	25,40	-	-	-	-	-	-	-	7,59 46,00	-	10,12 61,33	12,66 77,23	15,19 92,66	-	20,26 123,59	30,36 183,98

Fonte: catalogo favorit aços especiais (2013).

Com os valores encontrados anteriormente, define-se a barra chata com espessura de 15,88mm e largura de 152,40mm, indicados abaixo com espaçamentos definidos para cada tirante, de acordo com a NBR8800: 2008, onde especifica-se os espaçamentos mínimos.

Espaço mínimo entre parafusos:

$$3 \times d$$

$$3 \times 11 = 33 \text{ mm}$$

Espaço mínimo entre as bordas:

$$1,75 \times d$$

$$1,75 \times 11 = 19,25 \text{ mm}$$

De acordo com NBR8800:2008, para furo normal

$$d + 1,5 \text{ mm}$$

$$11 + 1,5 = 12,5 \text{ mm}$$

Espaçamentos mínimos foram atendidos pela NBR 8800.

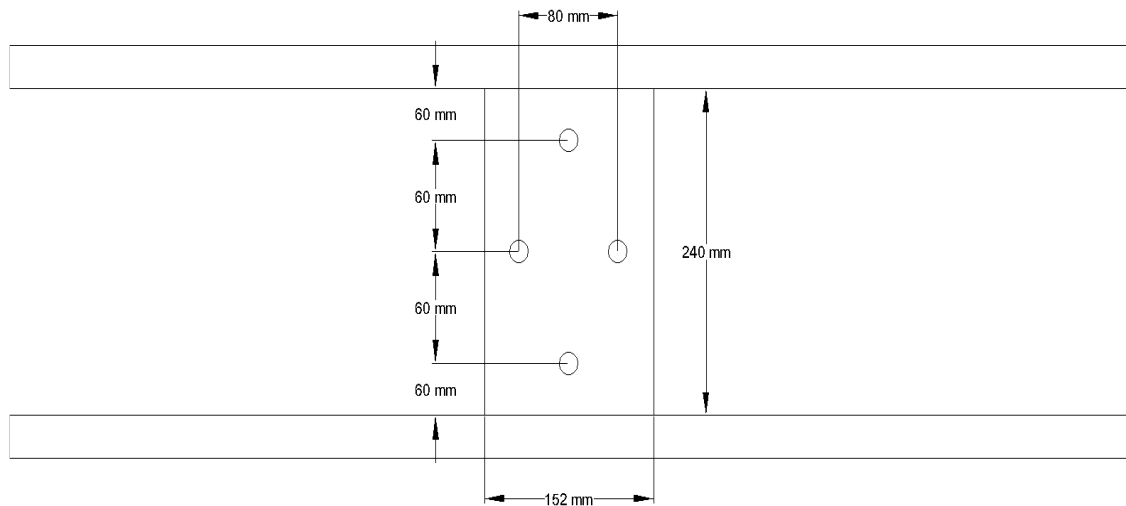


Figura 48: Representação da distribuição dos parafusos na chapa (milímetros)

Calculando-se o momento de inércia para se obter o modulo de resistência da chapa.

$$I_y = \frac{b^3 \times h}{12}$$

$$I_y = \frac{152,40^3 \times 15,88}{12}$$

$$I_y = 4684078,37 \text{ mm}^4$$

Módulo de resistência da chapa relacionada ao eixo y

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{x}{2}}$$

Onde x é igual a 120 mm, relacionado a metade da chapa.

$$W_y = \frac{4684078,37}{\frac{240}{2}}$$

$$W_y = 38,56 \text{ cm}^3$$

Cálculo de tensão máxima

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f}{W_y}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{400}{38,53}$$

$$\sigma_{\max} = 10,4 \text{ Mpa}$$

Com a tensão admissível estabelecida $\sigma_{\text{adm}} = 100 \text{ MPa}$:

$$FS = \frac{100 \text{ MPa}}{10,4 \text{ MPa}}$$

$$FS = 9,63$$

Torna-se necessário a verificação da chapa em relação aos furos para os parafusos dos tirantes.

Com isso será traçada uma força resultante:

Força resultante em um dos parafusos, pois são 4 tirantes:

$$Fr = \frac{F_{din}}{4}$$

$$Fr = \frac{6900 \text{ N}}{4}$$

$$\mathbf{Fr = 1725 \text{ N}}$$

Verificando o rasgamento da chapa:

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times l_f \times t \times f_u}{\gamma_{a2}}$$

Sendo que:

$$l_f = 20 \text{ mm} - 6,25 \text{ mm} = 13,75 \text{ mm}$$

$$t = 15,8 \text{ mm}$$

$$f_u = 250 \text{ MPa}$$

$$\gamma_{a2} = 1,35$$

De acordo com a tabela 14, o coeficiente parcial de segurança é selecionado e definido em 1,2 para o cálculo do fator de segurança definitivo.

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times 13,75 \text{ mm} \times 15,8 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35}$$

$$\mathbf{F_{c, R} = 48,3 \text{ KN}}$$

Cálculo de Engastamento da Chapa

Força resistente ao esmagamento

$$F_{c, E} = \frac{2,4 \times d_b \times t \times f_u}{\gamma_{a2}}$$

Onde:

$$d_b = 11 \text{ mm}$$

$$t = 15,8 \text{ mm}$$

$$f_u = 250 \text{ MPa}$$

$$\gamma_{a2} = 1,35$$

$$F_{c, E} = \frac{2,4 \times 11 \text{ mm} \times 15,8 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35}$$

$$\mathbf{F_{c,E} = 77,25 \text{ KN}}$$

Fator de segurança obtido:

$$FS = \frac{48,3 \text{ KN}}{1,725 \text{ KN}}$$

$$\mathbf{FS = 28}$$

4.6.4 Grampos dos cabos de Aço

Tem-se a necessidade da especificação dos grampos que serão utilizados nos cabos de aço do elevador, com isso determina o modelo de grampo pesado. A figura 35 mostra o grampo pesado.

Ao serem selecionados os grampos para os cabos de aço, de acordo com tabela 22 foram selecionados por utilizar o tipo de grampo pesado adequado para cabos de $1/2''$, pois tendo em vista as especificações do projeto em desenvolvimento, verificou-se que os cabos de aço utilizados possuem um diâmetro equivalente a 10mm. De modo que tais especificações revelaram-se como as mais adequadas para a determinação dos grampos a serem utilizados na otimização e padronização do processo de montagem de acordo com as normas vigentes.

5 ORÇAMENTO



Em atendimento á sua consulta, apresentamos especificações para:

Tabela 42: Orçamento

EQUIPAMENTO		02 (dois) Elevadores Eletro Mecânico Tipo EPS 06/450
CAPACIDADE		06 passageiros ou 450 Kg
VELOCIDADE		30 m/min.
PERCURSO ÚTIL (APROX.)		9,90 m
DIMENSÕES OCUPADAS (APROX.)		1,80 (L) x 1,80 (P) m
PARADAS / PAVIMENTOS		04 (quatro) Paradas
ENTRADAS		01 unilateral
CABINA		0,95 (L) x 1,30 (P) x 2,10 (A) m
ACABAMENTO DA CABINA		Em chapa inox escovado
PORTA DA CABINA		01 tipo automática (fermator/wittur)
ACABAMENTO PORTA DE CABINA		Em chapa Inox
PORTAS DOS PAVIMENTOS		04, automatizadas 0,80 x 2,00, vão livre e fecho eletro mecânico
ACAB. PORTAS DOS PAVIMENTOS		Em Chapa Inox
BOTOEIRA DA CABINA		Com 4 botões de envio + EM+AL+LUZ+IPD
BOTOEIRA DOS PAVIMENTOS		04 botoeiras em aço inox de simples chamado
GUIAS		Com perfil em T -160 especial p/ elevadores
DISPOSITIVOS ADICIONAIS		Não há
LOCAL DA MOTORIZAÇÃO		Superior com casa de máquinas
FREIO DE SEGURANÇA		Tipo Cunha
SUSPENSÃO		Por 4 cabos de aço de 3/8" com contrapeso
APARELHOS DE SEGURANÇA		Conforme ABNT NBR 14712 e NM 267
COMANDO		Quadro automatic
MOTORIZAÇÃO		Moto freio redutor 5CV
TENSÃO REQUERIDA		220 VCA trifásico
POÇO DE MOLAS		Profundidade de 1,50 m
ULTIMA PARADA		4,20 m
INSTALAÇÃO		Em alvenaria a cargo do cliente
MONTAGEM		Itaperuna - RJ
Preço de um elevador: R\$91.500,00 Noventa e um mil e quinhentos reais TOTAL: R\$183.000,00 Cento e oitenta e três mil reais Já incluso transporte do equipamento e montagem do mesmo		Condições de Pagamento: Sinal de 40% + 10 parcelas fixas, com vencimentos de 30 dias

FÁBRICA: AV. SANTANA, Nº 1142 – CEP 11730-000 – MONGAGUÁ / SP
 DEPTO. COMERCIAL: FONE / FAX: (0xx11) 4238-5949 / 4232-1240 / 4232-5588
 EMAIL: pozzanielevadores@yahoo.com.br

6 CONCLUSÃO

Para se selecionar os materiais utilizados nas instalações do elevador utilizou-se como metodologia, o cálculo de dimensionamento para cada elemento que o compõe, sendo especificados os materiais que atendem às necessidades de projeto.

Ao serem realizados os dimensionamentos e seus meios de conexão do contrapeso, da estrutura do carro, verifica-se que as condições preestabelecidas pelos fatores de segurança pertinentes foram atendidas perfeitamente a cada item especificado.

Além dos critérios de fator de segurança o dimensionamento de estruturas do carro e do contrapeso foram submetidos a análises do critério de falha de Von Mises tendo apresentado resultados satisfatórios em todos os itens verificados.

Com relação ao dimensionamento das guias, deve-se ressaltar e mencionar que todas atendem aos critérios estabelecidos pelas normas NBR NM 196 e NBR NM 207, permitindo assim a maior segurança e melhor adequação funcional ao projeto.

Ao ser estabelecido os dimensionamentos, os pára-choques do carro e do contrapeso foram atendidos conforme a solicitação de deflexão das molas e de acréscimo de carga que estas são capazes de suportar conforme a orientação da NBR NM 207.

Frente às especificações do projeto em se instalar um elevador para o prédio garagem na faculdade Redentor de Itaperuna- RJ, em um prédio com quatro pavimentos com capacidade de carga de 450Kg (6 passageiros), com uma velocidade de 0,75m/s e com espaçamento entre as guias da cabina e do contrapeso de 850mm, optou-se após pesquisas no mercado em diferentes fabricantes relacionados a este tipo de equipamento, optou-se em se utilizar uma máquina de tração do modelo EC 137 G3 do fabricante Carnevskis que se atenderá todas as exigências feitas e citadas.

Não se deve esquecer de se mencionar que a polia que acompanha a máquina de tração, atendeu a pressão especificada e a relação de tração exigida pela NBR NM 207. Todavia, esta possui um diâmetro de 400mm que será insuficiente para preencher o espaçamento adequado entre as guias do carro e do contrapeso. Assim visto, foi necessário adicionar uma polia de desvio de 300mm à base da estrutura da máquina de tração.

Foi selecionado um cabo de aço do tipo 8x19 com 10mm de diâmetro, além de atender solicitações da razão entre o diâmetro da polia de tração e o diâmetro do cabo, o número mínimo de cabos e o fator mínimo de segurança para elevadores, conforme as orientações da NBR NM 207, também foi aceito pelos padrões estabelecidos pela norma europeia EN 81-1:1998. Por fim, especificações do cabo de aço, serviram para determinar as terminações do cabo que se compõem de tirantes e grampos.

O elevador se localizara junto ao prédio garagem da Faculdade Redentor, dando acesso a todos os pavimentos como pode ser observada sua estrutura representada no anexo 1.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR NM-207: Elevadores Elétricos de Passageiros – Requisitos de Segurança para Construção e Instalação. Rio de Janeiro, 1999.

NBR-NM 10098. Elevadores Elétricos – Dimensões e Condições do Projeto de Construção Brasília: ABNT, 1987.

NBR 5665: Cálculo de trafego dos Elevadores – Procedimento.

NBR 5666: Elevadores Elétricos – Terminologia.

NBR 13994: Elevadores de passageiros – Elevadores para transporte de pessoa portadora de deficiência.

ATLAS SCHINDLER. Manual de Transporte Vertical em Edifícios. Disponível em: <<http://www.schindler.com/br/internet/pt/home.html>>

CIMAF. Manual técnico de cabos de aço. São Paulo: CIMAF, 2009.

FILHO, F. de M. Cabos de Aço (2009). Disponível em: <http://www.graduacao.mecanica.ufrj.br/pdf/Elementos_de_Transmissao_Flexiveis_2009-4.pdf>. Acesso em: 10 de junho de 2016.

JANOVSKÝ, L. Elevatormechanical design. 3ªed. Ellis Horwood Ltda., Chichester, 1999.

JANUZZI, A. Automatização de um elevador de carga. 2012, monografia, 40f. UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO, OURO PRETO.

PFEIFER, D. Pfeifer cabos de aço e sistemas de içamento LTDA. Rio de Janeiro: Drako, 2010

ATLAS SCHINDLER. Manual de transporte vertical em edifícios. São Paulo: Schindler, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 5666: Elevadores Elétricos – Terminologia.

NBR NM-207: Elevadores Elétricos de Passageiros – Requisitos de Segurança para Construção e Instalação. Brasília, 1999.

NBR 5665: Cálculo de trafego dos Elevadores – Procedimento.

NBR 8800: Projetos de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios.

NBR-NM 10098. Elevadores Elétricos – Dimensões e Condições do Projeto de Construção Brasília: ABNT, 1987.

CARNEVSKIS.Elevadores, Usinagem e Fundição.Disponível em:
<<http://carnevskis.com.br/>>. Acesso em: 28 de set de 2013.

CIMAF.Manual técnico de cabos de aço.São Paulo: CIMAFA, 2009.

CISER.Parafusos para estruturas metálicas.Santa Catarina: Ciser, 2013.

DRAKO. Pfeifer cabos de aço e sistemas de içamento LTDA. Rio de Janeiro: Drako, 2010.

EM 81-1: 1998 SafetyRules for theConstructionandInstallationofLifts, Part I: eletricLifts.

FUERTES. Cabos de aço e soluções para elevação e amarração de cargas. São Caetano do Sul: Fuertes Indústria e Comércio Ltda, 2013.

HIBBLER, R. C. Dinâmica: mecânica para engenharia. São Paulo: Prentice Hall, 2005.

JANUZZI, Alex. Automatização de um elevador de carga. 2012, monografia, 40f. Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto.

JANOVSKÝ, Lubomír. Elevatormechnical design. 3ªed. Ellis HorwoodLtd., Chichester, 1999.

MONTEZANO, André Felipe Moreira. Modelo em rede de petri de um sistema de automação de elevador de passageiros. 2009, Projeto, 80f. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

NORTON, Robert L. Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada. São Paulo: Bookman, 2013.

PFEIL, Walter. Estruturas de aço–dimensionamento prático. São Paulo: LTC, 2011.

POLIMOLD. Catálogo de Molas. São Bernardo do Campo: Polimld, 2009.

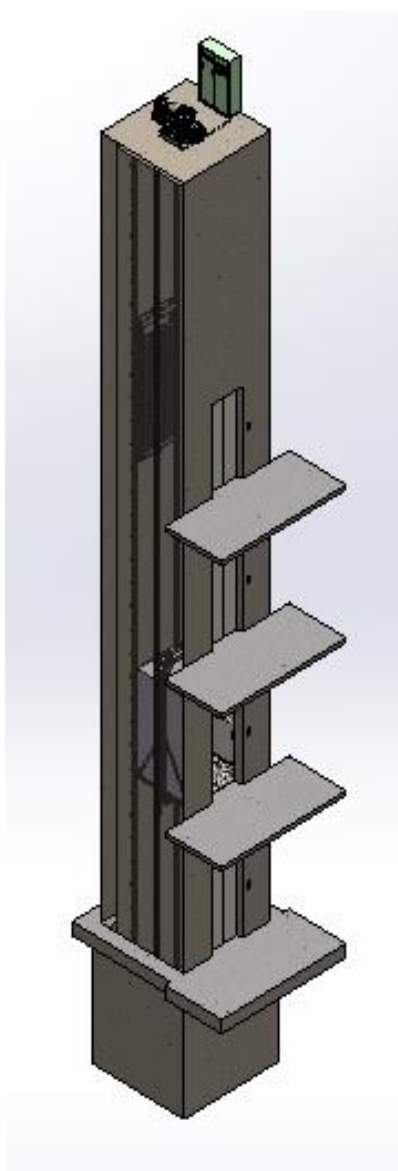
RANGEL, Jean Carlos et al.Elevador controlado por porta paralela.2010, Monografia, 26f. Escola Técnica Estadual Monteiro Lobato, Taquara.

BEER, Fernand. Resistência dos Materiais. São Paulo: Makron Books, 1996.

ZENIT ELEVADORES. Ficha técnica Elevador Unifamiliar Astron(2013), Disponível em:<<http://www.elevadoreszenit.com.br/img/produtos/unifamiliares/unilateral.pdf>> Acesso em 23 de mai de 2013.

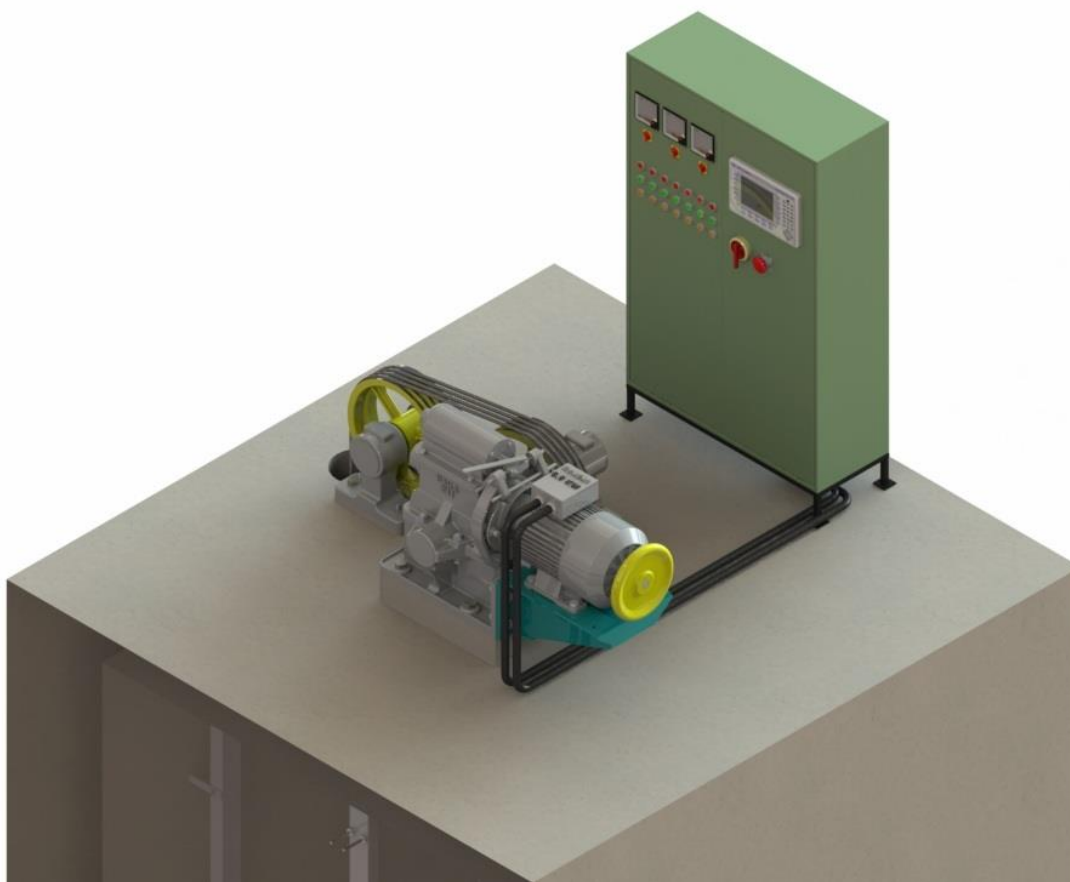
ANEXO I

Representação tridimensional

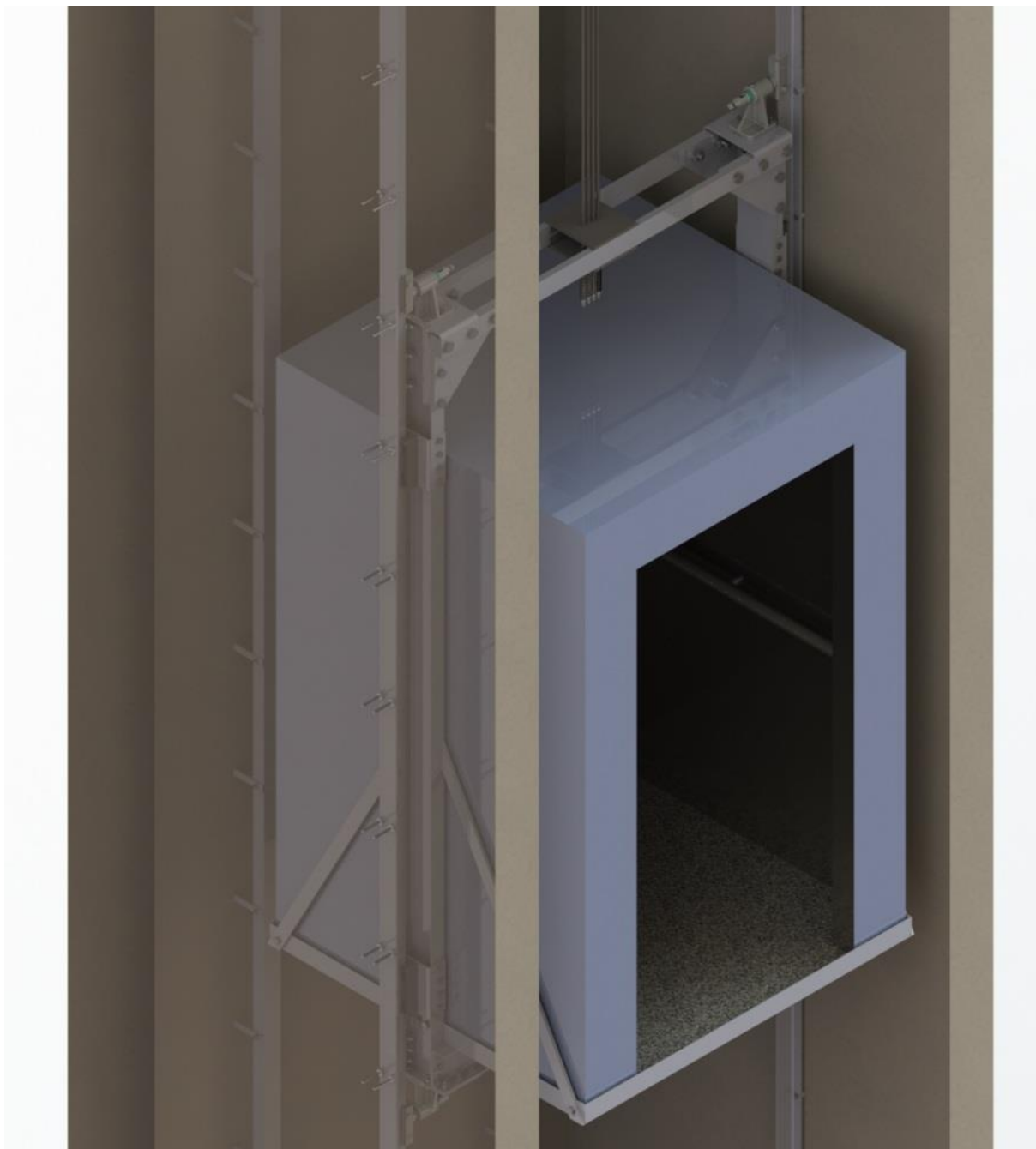


ANEXO II

Casa de Máquinas

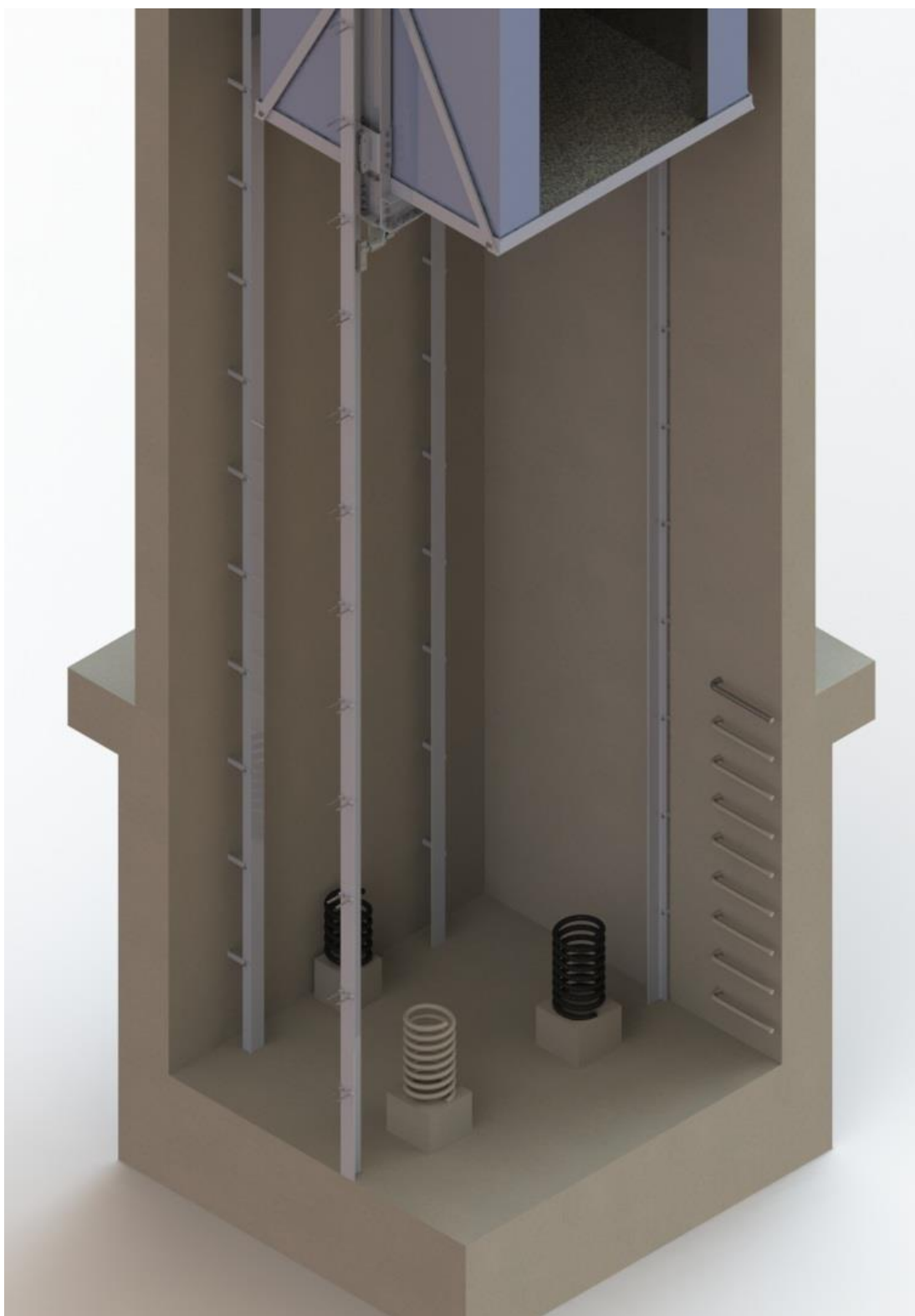


ANEXO III Cabina



ANEXO IV

Poço



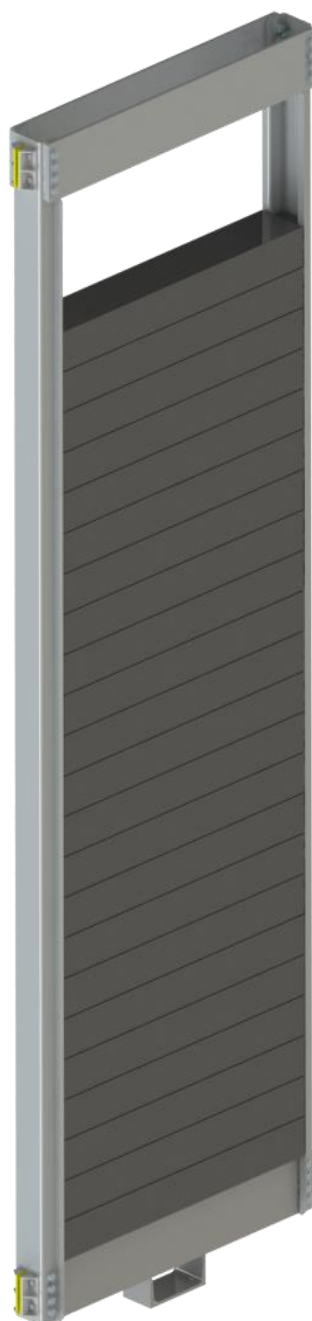
ANEXO V

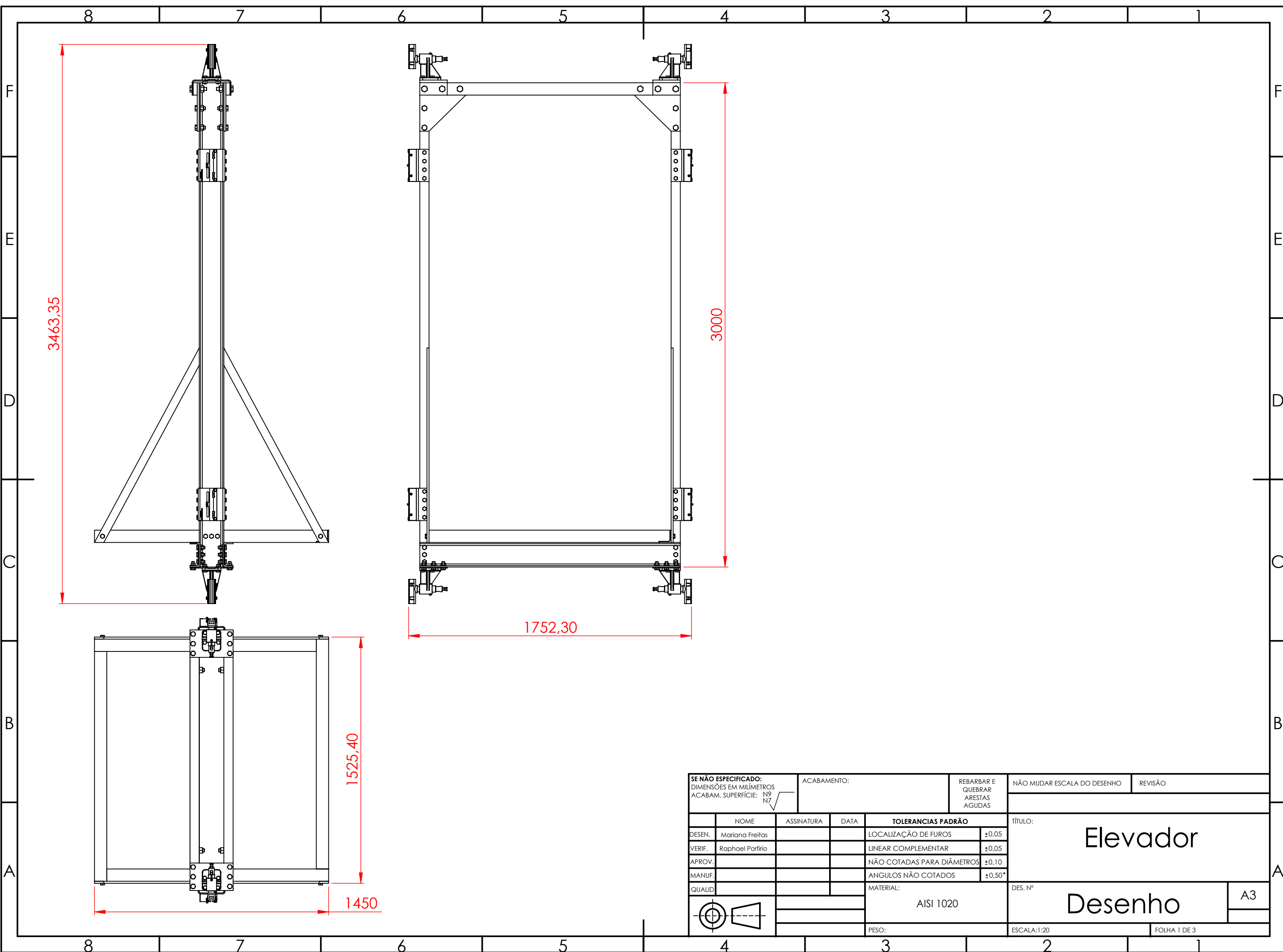
Ilustração de todos os componentes



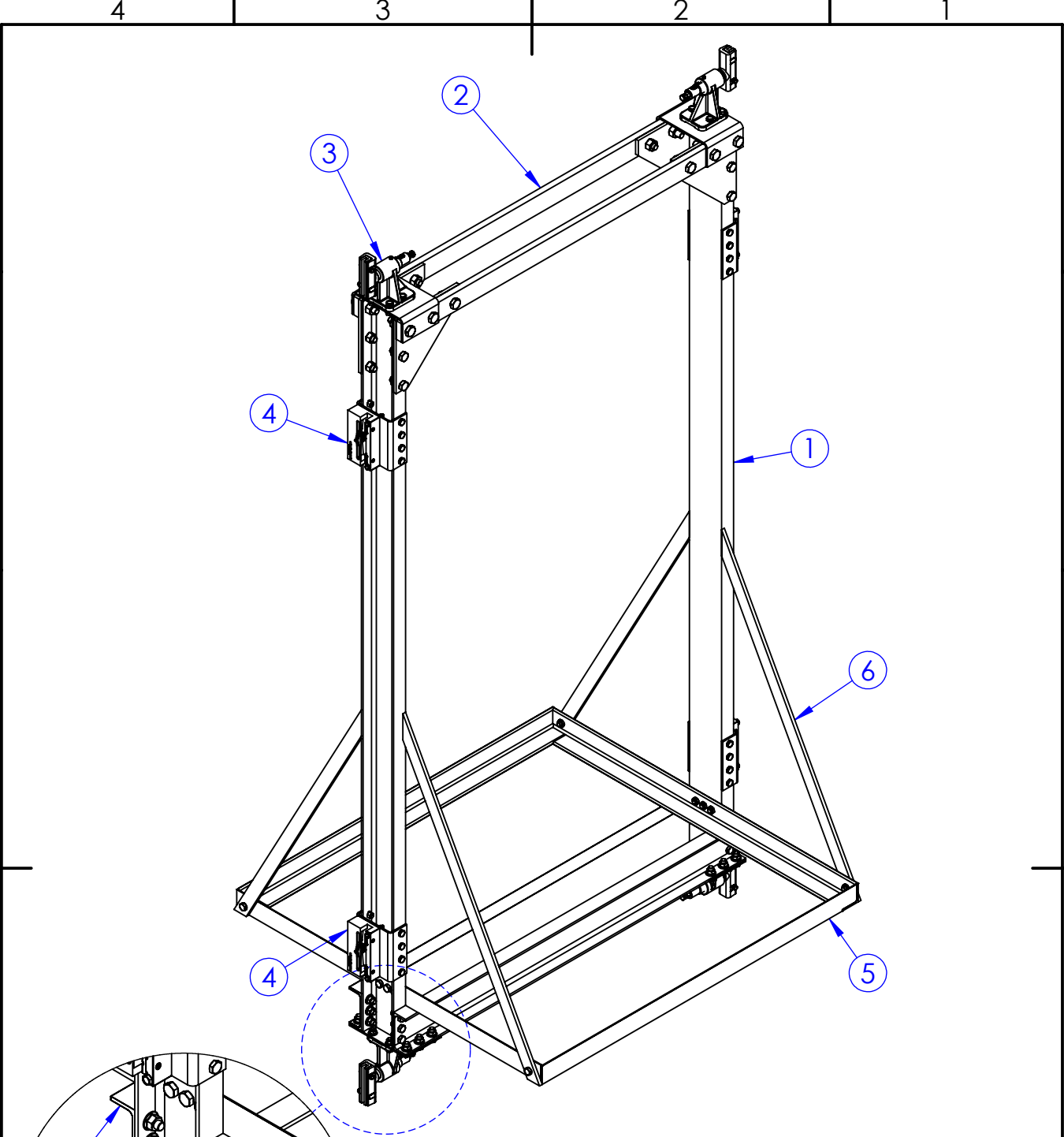
ANEXO VI

Contrapeso





SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: N9 N7			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO						
	NOME		ASSINATURA		DATA		TOLERÂNCIAS PADRÃO		TÍTULO: Elevador						
DESEN.		Mariana Freitas						LOCALIZAÇÃO DE FUIROS			±0.05				
VERIF.		Raphael Porfírio						LINEAR COMPLEMENTAR			±0.05				
APROV.								NÃO COTADAS PARA DIÂMETROS			±0.10				
MANUF.								ÂNGULOS NÃO COTADOS			±0.50°				
QUALID								MATERIAL:		DES. Nº		Desenho		A3	
								AISI 1020							
								PESO:		ESCALA:1:20		FOLHA 1 DE 3			



	Peça
1	Perfil C
2	Barra Chata
3	Guia
4	Freio de Segurança
5	Perfil L
6	Armação da Cabina

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: N9 N7		ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
	NOME	ASSINATURA	DATA	TOLERÂNCIAS PADRÃO		TÍTULO: Elevador			
DESEN.	Mariana Freitas			LOCALIZAÇÃO DE FUROS	±0,05				
VERIF.	Raphael Porfírio			LINEAR COMPLEMENTAR	±0,05				
APROV.				NÃO COTADAS PARA DIÂMETROS	±0,10				
MANUF.				ÂNGULOS NÃO COTADOS	±0,50°				
QUALID				MATERIAL:		DES. Nº		Desenho	
				AISI 1020		A4			
				PESO:		ESCALA:1:20		FOLHA 2 DE 3	

