

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADEMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL MERGER ARTUZO
RÔMULO HENRIQUE SGANDERLA

PROJETO DE UM ELEVADOR AUTOMOTIVO PORTÁTIL PARA
VEÍCULOS DE ATÉ 2000 KG

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2014

RAFAEL MERGER ARTUZO
RÔMULO HENRIQUE SGANDERLA

**DESENVOLVIMENTO DE UM ELEVADOR AUTOMOTIVO PORTÁTIL
PARA VEÍCULOS DE ATÉ 2000 KG**

Proposta de Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 1, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Campus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Roberto Nunes da Costa

PATO BRANCO

2014

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente aos nossos familiares pelo apoio dado a nós nestes longos anos nos quais permanecemos na universidade, bem como as palavras de incentivo e a confiança depositada, e que nos deram esta oportunidade de abraçar o conhecimento. Agradecemos também aos professores, pois sem os mesmos não teríamos chegado onde estamos, em especial ao professor Roberto Nunes, o qual depositou sua confiança em nós para a realização deste trabalho de conclusão de curso e também aos demais membros da banca, Prof. Me. Robson Gonçalves Trentin e Prof. Me. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues pelos auxílios dados durante o desenvolvimento deste trabalho. Após tantos anos juntos, laços de amizade foram criados, mais que simples professores que vem e vão, hoje podemos considerar vocês parceiros e por que não amigos em uma longa e tênue caminhada, agradecemos aos professores que nos acompanharam, e principalmente aos escolhidos a passar os momentos finais junto a nós nesta jornada.

Aos amigos que ficaram pelo caminho e a todos os que continuaram, passaram noites em claros estudando para as provas ou fazendo os trabalhos que mais pareciam um livro. Agradecemos a entidade UTFPR e aos funcionários que dedicam sua vida para que nós e vários outros tenham essa grata oportunidade.

Enfim, gostaríamos de agradecer a todos que de alguma maneira nos ajudaram nesta conquista, pois sabemos que sem tal apoio não chegaríamos onde estamos.

Muito obrigado a todos!

“Se quiser ter uma boa ideia, tenha uma porção de ideias.”

Thomas Edison

RESUMO

ARTUZO, Rafael M., SGANDERLA, Rômulo H. Desenvolvimento de um elevador automotivo portátil para veículos de até 2000 kg. 2014. 145 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2014.

Este trabalho apresenta a proposta de desenvolvimento de um elevador automotivo, o qual tem como premissas principais a sua capacidade de mobilidade, bem como um custo de produção e comercialização baixo diante aos produtos com mesma finalidade já existentes. Será realizado o desenvolvimento, bem como a montagem em software das peças integrantes do equipamento, propondo meios de fabricação e matéria prima que sejam simples e de fácil acesso. No decorrer da metodologia, serão discutidos conceitos de projeto estrutural, bem como de modelos de acionamentos, tipos de mecanismos para elevação e também a segurança do usuário, o qual é um fator primordial neste trabalho. Fazendo uso de conceitos de gestão de projetos será desenvolvido virtualmente o modelo do produto em *software* de modelagem 3d (*CAD*), assim como o desenvolvimento do projeto detalhado dos componentes para fabricação.

Palavras-chave: Elevador, Automotivo, elevação de veículo, portátil.

ABSTRACT

ARTUZO, Rafael M, SGANDERLA, Rômulo H. Development of portable automotive lift for vehicles up to 2000 kg. 2014. 145 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2014.

This paper proposes the development of an automotive lift, which has as its main premisses mobility capability as well as a cost of production and commercialization low in front to the same products with this purpose. Development will be carried out, as well as members of the assembly pieces of equipment, proposing means of manufacturing and raw materials that are simple and easy to access. Throughout methodology will be discussed concepts of structural design, as well as models of actuation, types of mechanisms for lifting and also the safety of the user, which is a primary factor in this work. Making use of project management concepts will be developed virtual product model in 3d (CAD) modeling software, as well as the development of the detailed design of components for manufacturing.

Palavras-chave: Lift, Automotive, lifting vehicle, portable.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Roscas utilizadas em fusos de potência	26
Figura 2 - Exemplo de uma mangueira hidráulica	27
Figura 3 - Classificação dos sistemas segundo a N.F.P.A.	28
Figura 4 - Exemplo de um mecanismo paralelogramo	30
Figura 5 - Comparação de espaço necessário entre os mecanismos Pantográfico e Paralelogramo	31
Figura 6 - Plataforma tesoura JLG 3246ES	31
Figura 7 - Etapas e sub-etapas do Processo de Desenvolvimento de Produto	35
Figura 8 - Sequencia de etapas pertencentes à fase do projeto informacional	36
Figura 9 - Sequencia de etapas pertencentes ao projeto conceitual	37
Figura 10 - Formulação e cálculo do problema	37
Figura 11 - Folder anunciando o <i>Auto Twin Jacks</i> em 1917	39
Figura 12 - Propaganda do <i>Weaver Auto Hoist</i> , publicada na revista <i>Motor Age Magazine</i> em 1918	40
Figura 13 - Primeiro elevador hidráulico automotivo do mundo	41
Figura 14 - Catálogos apresentando modelos de elevadores de 1966 e 1977, respectivamente.	41
Figura 15 - Elevador JM 2500	42
Figura 16 - Elevador Raven 107566	44
Figura 17 - Elevador Bendpak Modelo MD-6XP	45
Figura 18 - Elevador EZcarlift	46
Figura 19 - Elevador Mohawk USL-6000	47
Figura 20 - Subsistemas do Equipamento	48
Figura 21 - Sistema de segurança acionado pneumaticamente	51
Figura 22 (repetida) - Comparação de espaço necessário entre os mecanismos Pantográfico e Paralelogramo	52

Figura 23 - Gráfico em função da Altura x Força necessária para ambos os acionamentos	54
Figura 24 - Trecho da tabela de roscas padrão ACME americano.....	55
Figura 25 - Matriz do Modelo Baseado em Notas (<i>Score</i>)	58
Figura 26 - Matriz de decisão para selecionar o meio de acionamento	58
Figura 27 - Representação da função global	62
Figura 28 - Representação da função global - Segundo desdobramento	62
Figura 29 - Matriz morfológica.....	64
Figura 30 - Matriz morfológica para a combinação C1	64
Figura 31 - Matriz morfológica para a combinação C2.....	65
Figura 32 - Matriz morfológica para a combinação C3.....	65
Figura 33 - Representação isométrica da proposta de <i>design</i> do equipamento (a) recolhido e (b) em posição de uso	67
Figura 34 - Comparação entre o espaço ocupado quando as sapatas de segurança estão (a) recolhidas e (b) em posição de uso.....	68
Figura 35 - Comparação de dimensões ocupadas pelo equipamento (a) em repouso e (b) em uso	68
Figura 36 - Concepção de montagem modular	71
Figura 37 - Diagrama do Circuito Hidráulico.....	73
Figura 38 - Velocidades Recomendadas	75
Figura 39 - Catálogo Mangueira hidráulica modelo GR7	76
Figura 40 - Pontos onde se concentram os esforços na estrutura	77
Figura 41 - Distribuição de esforços - Viga Superior	78
Figura 42 - Divisão do perfil para o cálculo do momento de Inércia.....	78
Figura 43 - Esforços da barra AE	79
Figura 44 - Dimensões do perfil - Tesoura AE	80
Figura 45 - Esforços na barra BD.....	80
Figura 46 - Dimensões do Perfil - Tesoura BD.....	81

Figura 47 - Esforços atuantes no ponto C	83
Figura 48 - Diagrama de esforços do cilindro hidráulico	84
Figura 49 - Força atuante nos rolamentos Inferiores.....	85
Figura 50 - Trecho do catálogo de rolamentos cilíndricos de esfera - uma carreira..	86
Figura 51 - Força atuante nos rolamentos Superiores	87
Figura 52 - Trecho do catálogo de rolamentos cilíndricos de esfera - uma carreira..	88
Figura 53 - Representação da trava de segurança	89
Figura 54 - Diagrama de forças na trava de segurança	90
Figura 55 - Comparação da área da base com a utilização de sapatas estabilizadoras	91
Figura 56 - Comparação da área da base - vista frontal	92
Figura 57 - Primeira Simulação por elementos finitos na viga superior.....	93
Figura 58 - Segunda simulação por elementos finitos na viga superior	94
Figura 59 - Simulação numérica realizada na alavanca AE	95
Figura 60 - Primeira simulação realizada por meio de elementos finitos na alavanca BD	96
Figura 61 - Simulação da alavanca BD em sua geometria final	97

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Especificações Raven 107566	44
Quadro 2 - Especificações Bendpak MD-6XP	45
Quadro 3 – Especificações EZcarlift	46
Quadro 4 – Especificações USL-6000	47
Quadro 5 – Dados de diversos veículos Nacionais	49
Quadro 6 - Especificações-meta do equipamento.....	60
Quadro 7 - Dados Iniciais do Projeto Detalhado	69
Quadro 8 - Comparativo entre as especificações metas e o projeto detalhado	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Custo dos componentes do acionamento por fuso de potência	56
Tabela 2 - Custo dos componentes do acionamento por potência hidráulica	57
Tabela 3 - Propriedades do Aço ASTM A36.....	77
Tabela 4 - Propriedades do Aço SAE 1045 laminado a frio	82
Tabela 5 - Propriedades do Aço SAE 4340 normalizado	89
Tabela 6 - Resultados obtidos numericamente	98
Tabela 7 - Resultados obtidos analiticamente.....	98
Tabela 8 - Estimativa de custos de fabricação	99

LISTA DE SÍMBOLOS

D_t	Diâmetro do tubo
Q	Vazão
V	Velocidade
F_{max}	Força Máxima
N	número de áreas sob cisalhamento
A_{cis}	Área sob cisalhamento
F_x	Força no eixo x
F_y	Força no eixo y
T_{adm}	Tensão admissível no cisalhamento
Q	Força cortante
$T_{cisalhamento}$	Tensão de cisalhamento do material
W_x	Módulo de resistência no eixo x
b	Base
h	Altura
e	Espessura da parede
N_f	Coefficiente de Segurança
σ_{esc}	Tensão de escoamento do material
σ	Tensão admissível
M_{max}	Momento fletor Máximo
y_{max}	Distância máxima entre a linha neutra e a extremidade da secção
I_x	Momento de inércia no eixo x
RPM_{motor}	Rotação do motor
T_{motor}	Torque do motor
P_{motor}	Potência do motor
ω	Rotação
T_{fuso}	Torque do fuso
A_{min}	Área mínima
F	Força
S_y	Resistência ao escoamento sob tração
A_s	Área sob cisalhamento da rosca
D_y	Diâmetro primitivo da rosca
W_i	Fator de fração de passo
p	Passo da rosca

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
2. OBJETIVOS	17
2.1. Objetivo Geral	17
2.2. Objetivos Específicos	17
3. JUSTIFICATIVA	18
4. REFERENCIAL TEÓRICO	20
4.1. METODOLOGIA DE PROJETO.....	20
4.2. RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	21
4.3. ELEMENTOS DE MÁQUINAS	22
4.3.1. Coeficiente de Segurança	23
4.3.2. Seleção de Materiais.....	24
4.3.3. Fusos de Potência.....	25
4.4. SISTEMAS HIDRÁULICOS DE POTÊNCIA	26
4.5. ANÁLISE DE MECANISMOS.....	29
4.6. MECÂNICA ESTÁTICA.....	32
4.6.1. Modelos Idealizados.....	33
4.6.2. Centro de gravidade.....	34
4.6.3. Trabalho Virtual.....	34
5. METODOLOGIA DE PROJETO	35
6. PROJETO INFORMACIONAL	38
6.1. HISTÓRICO DE EVOLUÇÃO DOS ELEVADORES AUTOMOTIVOS	38
6.2. ESCOPO DO PRODUTO.....	42
6.3. PRODUTOS SEMELHANTES	43
6.4. DEFINIÇÃO DOS USUÁRIOS	48
6.5. SUBSISTEMAS DO EQUIPAMENTO	48
6.5.1. Dimensões Máximas	49

6.5.2.	Segurança.....	50
6.5.3.	Mecanismo de Elevação	52
6.5.4.	Estrutura.....	53
6.5.5.	Acionamento	53
6.5.5.1.	Acionamento por fusos de potência.....	55
6.5.5.2.	Acionamento por potência hidráulica	57
6.5.5.3.	Matriz de Decisão	58
6.5.6.	Mobilidade.....	59
6.6.	ESPECIFICAÇÕES-META DO EQUIPAMENTO.....	60
7.	PROJETO CONCEITUAL	61
7.1.	MODELO FUNCIONAL DO EQUIPAMENTO	61
7.2.	PRINCÍPIOS DE SOLUÇÃO PARA AS FUNÇÕES.....	62
7.2.1.	Efeitos Físicos e Portadores de Efeito	63
7.3.	DESENVOLVIMENTO DE ALTERNATIVAS DE SOLUÇÃO	64
7.4.	DEFINIÇÃO DA ARQUITETURA DO EQUIPAMENTO	67
8.	PROJETO DETALHADO	69
8.1.	DADOS DE ENTRADA	69
8.2.	HIPÓTESES ASSUMIDAS.....	69
8.3.	DECISÕES PRELIMINARES DE PROJETO	70
8.4.	CONCEPÇÃO E MONTAGEM.....	71
8.5.	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES	71
8.5.1.	Dimensionamento do Elemento Motriz.....	71
8.5.2.	Dimensionamento do Sistema Hidráulico.....	73
8.5.2.1.	Circuito Hidráulico.....	73
8.5.2.2.	Mini Central Hidráulica.....	74
8.5.2.3.	Mangueiras	75
8.5.3.	Dimensionamento da Estrutura.....	77

8.5.3.1. Vigas Superiores.....	78
8.5.3.2. Perfis das Tesouras	79
8.5.4. Pinos sob Cisalhamento.....	82
8.5.4.1. Pino Central	83
8.5.4.2. Pino do Cilindro.....	84
8.5.5. Rolamentos	85
8.5.5.1. Rolamentos Inferiores	85
8.5.5.2. Rolamentos Superiores.....	87
8.6. SISTEMAS DE SEGURANÇA	88
8.6.1. Trava de Segurança.....	89
8.6.2. Sapatas Estabilizadoras.....	91
8.7. ANÁLISE E VERIFICAÇÃO DOS RESULTADOS.....	93
9. CUSTO DE FABRICAÇÃO	99
10. CONCLUSÃO.....	101
REFERÊNCIAS.....	104
ANEXO A.....	107
ANEXO B.....	109
ANEXO C.....	111
APÊNDICE A.....	113
APÊNDICE B	116
APÊNDICE C	121

1. INTRODUÇÃO

É certo que existe um grande numero de pessoas os quais, principalmente por hobby, preferem realizar manutenções de rotina bem como diversas modificações em seus automóveis sem ter que recorrer a mecânicas para tal. Visto isso, inúmeros produtos são desenvolvidos para facilitar suas tarefas, bem como explorar este nicho de mercado. O objetivo deste trabalho é desenvolver um elevador automotivo portátil, o qual teria como publico alvo esta parcela do mercado, visto que o mercado nacional carece de produtos semelhantes a este. Tais produtos são encontrados apenas no exterior, tendo seus preços proibitivos para a maioria dos possíveis consumidores. Os modelos atualmente disponíveis no mercado nacional tem como foco principal sua utilização em oficinas mecânicas, onde o espaço ocupado pelo equipamento não tem grande importância, e sim sua praticidade e a altura de elevação dos veículos, tornando-se inviável para os consumidores em questão devido ao custo relativamente alto e o espaço permanentemente ocupado, pois o mesmo deve ser fixado ao piso por meio de parafusos.

Posto isto, o objetivo é o de analisar a viabilidade de fabricação de um equipamento semelhante aos encontrados no mercado, que teria uma altura de elevação em torno de 1m tal quais os elevadores já existentes no mercado com este propósito, com capacidade de elevação de veículos de até duas toneladas, abrangendo uma grande gama de veículos de passeio, bem como veículos antigos. Outros pontos cruciais no estudo deste projeto são a segurança do operador, o custo reduzido diante dos atuais modelos no mercado nacional, bem como a portabilidade do mesmo e o espaço para armazenamento reduzido, quando não estiver sendo utilizado.

O estudo levará em conta o uso de processos de fabricação, montagem e formas de construção, tendo como enfoque o baixo custo e a simplicidade de execução. Tendo em vista que se trata de um equipamento cuja operação exige grande responsabilidade, seria interessante uma maior experiência do projetista e posterior construção de protótipos a fim de comprovar a eficácia do produto em questão.

Dos itens a serem estudados pode-se citar: Definição das medidas e montagem de todas as peças, atendendo aos requisitos propostos anteriormente; definição do tipo de acionamento a ser utilizado, sendo este hidráulico ou por meio de fuso(s) de potência, bem como seu posterior dimensionamento; apresentação dos sistemas de segurança e estabilidade do elevador, tendo em vista sistemas redundantes de segurança; apresentação do sistema para facilitar o transporte do equipamento.

Será também realizada, durante diversas etapas do trabalho, a simulação numérica por elementos finitos dos principais componentes do equipamento em suas posições de carga máxima, com o intuito de localizar pontos falhos, bem como pontos onde poderiam ser realizados alívios de peso, visto que quanto mais leve for o elevador, mais fácil será seu manuseio e transporte. Com o auxílio de software CAD, será estudado o comportamento dinâmico do produto, diminuindo a chance de possíveis problemas em uma futura fabricação.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

Desenvolver um modelo de elevador automotivo, o qual deverá ter capacidade de elevar veículos de até 2000 kg, utilizando-se de processos de fabricação relativamente simples e barato, resultando em um produto com baixo custo, seguro, compacto e portátil perante aos equipamentos semelhantes presentes no mercado.

2.2. Objetivos Específicos

- 1) Elaborar o projeto de acordo com as boas práticas de engenharia;

- 2) Utilizando-se do método de matriz de decisão, selecionar o meio de acionamento mais adequado ao projeto;
- 3) Dimensionar os componentes do meio de acionamento previamente selecionado;
- 4) Seleção dos materiais mais adequados ao projeto;
- 5) Dimensionar as peças e componentes do referido equipamento, tais como braços de apoio e pinos;
- 6) Apresentar a representação 3D de cada componente, assim como o projeto detalhado em 2D necessário para fabricação das peças e montagem do conjunto;
- 7) Apresentar o memorial de cálculo;
- 8) Análise de custos do projeto;
- 9) Análise da segurança do projeto.

3. JUSTIFICATIVA

Para a graduação em engenharia, segundo as diretrizes curriculares, deve ser proporcionado aos alunos diversas atividades complementares, propostas em diversas formas, como: iniciações científicas, visitas técnicas, empresas júnior entre outros. Também dentro do âmbito acadêmico, muitos exemplos nos incentivam a buscar a excelência em várias áreas, então uma dedicação em tempo integral para o tão esperado trabalho de conclusão de curso é necessária para buscar esta excelência.

Desde sua criação, os automóveis sempre estiveram em pleno desenvolvimento, assim como seus diversos elementos constituintes. A fim de se destacar e obter vantagens competitivas na indústria automobilística, tanto as grandes quanto as pequenas empresas produtoras e desenvolvedoras de automóveis sempre investiram em pesquisas e aprimoramentos destes. Já equipamentos destinados à manutenção veicular não acompanharam o mesmo grau de desenvolvimento, sendo um destes o elevador automotivo, que é o tema da proposta sugerida.

A ideia de desenvolver um elevador automotivo portátil surgiu observando um nicho de mercado o qual, ultimamente pra cá vem crescendo, porém é pouco valorizado, principalmente no mercado nacional, o qual diz respeito aos chamados “Mecânicos de final de semana”. Estes, seja a fim de economizar, seja como *hobby*, preferem realizar a manutenção de seus veículos por si só, em suas próprias residências. Outro nicho que poderia se beneficiar com a portabilidade do elevador em questão é o das equipes de competições automobilísticas.

A proposta em questão prima por mobilidade do produto, sem perder a confiabilidade, segurança e acessibilidade aos componentes localizados na parte inferior do veículo. O custo do produto também é um ponto a ser levado em consideração.

Vale ressaltar que o tema não se trata de uma ideia totalmente inédita, tendo em vista que existem empresas que já fabricam produtos semelhantes, porém nenhuma delas é de origem nacional, então, caso algum consumidor quisesse obter um produto com a mesma finalidade, teria que o importar, encarecendo ainda mais o valor final do produto devido aos custos adicionais como frete e taxas de importação. Portanto nossa ideia é a de aproveitar a experiência dos fabricantes existentes, observando seus pontos positivos e pontos falhos, bem como propor inovações idealizadas por nós para o trabalho, a fim de torna-lo único e fazer a diferença em novos projetos sobre o mesmo tema.

Outro fator que serve como justificativa a esta proposta, é que para o desenvolvimento da mesma serão aplicados conhecimentos pertencentes às mais diversas áreas de conhecimentos adquiridos durante o curso, que vão desde metodologia de projeto até técnicas de fabricação.

4. REFERENCIAL TEÓRICO

O estudo acerca do elevador automotivo pode ser dividido em dois alicerces. Análise de custo e viabilidade do projeto, bem como desenvolvimento do equipamento em questão, este que a princípio pode ser fragmentado em algumas áreas, tais como: Metodologia de projeto, resistência dos materiais, mecânica estática, dimensionamento de componentes, análise de mecanismos e transmissão de potência.

4.1. METODOLOGIA DE PROJETO

Dentro da área de metodologia de projeto será utilizada a matriz de decisão a fim de escolher o sistema de acionamento mais adequado aos objetivos pré-definidos. Para se definir o valor de cada critério, foi utilizado um Modelo Baseado em Notas (*Score*), onde, após se definir os critérios que irão ser analisados, é construída uma matriz, comparando cada critério com os demais com uma nota de 0 a 2, sendo as notas 0 (menos importante), 1 (de igual importância) e 2 (mais importante). Após serem atribuídas as notas aos critérios pré-definidos, soma-se os pontos de cada critério, os quais alimentarão a matriz de decisão.

Tomando uma das opções como referência a outra será comparada com a mesma. Em cada critério de avaliação, o julgamento poderá identificar que a concepção é “melhor que”, “pior que” ou “igual a” referência. Desta forma dar-se-á valores de -1 (pior que), 0 (igual a) ou +1 (melhor que), que será multiplicado ao peso de cada critério, resultando em um valor “x” em cada critério que irá ser somado aos demais desta forma totalizando um valor “+” ou “-” sendo o “+” melhor que a referência e “-” pior que a referência. Assim consegue-se ter uma decisão qualitativa para a concepção a dar continuidade ao desenvolvimento do produto. (1)

A escolha de cada critério, bem como as matrizes citadas acima serão explanadas mais adiante neste trabalho, quando será falado acerca do acionamento na parte do desenvolvimento do produto.

4.2. RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

O desenvolvimento do elevador em questão será analisado no que diz respeito apenas aos efeitos causados pela aplicação de forças externas, não observando, portanto, o efeito de tensões internas as quais são causadas devido a processos de fabricação, tais como dobramento, laminação, soldagem, usinagem, entre outros. O principal problema a ser sanado com os princípios de resistência dos materiais é o do dimensionamento das vigas as quais irão compor o equipamento.

A análise dos componentes estruturais pertencentes ao elevador será realizada considerando os corpos como vigas. Para facilitar a análise, principalmente em vigas onde não se possui seção constante ao longo de seu comprimento, será utilizado o método de elementos finitos através de software.

“No âmbito da Engenharia de Estruturas, o Método dos Elementos Finitos (MEF) tem como objetivo a determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores. Este tipo de cálculo tem a designação genérica de análise de estruturas e surge, por exemplo, no estudo de edifícios, pontes, barragens, etc.”.(AZEVEDO, 2003) (2)

O método de elementos finitos realiza uma aproximação de um determinado problema utilizando uma interpolação de polinômios, por exemplo, uma curva qualquer pode ser aproximada por várias retas segmentadas de fácil resolução, tendo como representação um polinômio quadrático. (3)

A conexão dos segmentos de retas formam os chamados elementos de malha, sendo a mesma uma aproximação da geometria do material, quanto mais refinada uma malha é, mais próximo da geometria original e conseqüentemente mais preciso é o resultado, a partir das malhas é gerado um número de equações finitas, as quais são simples, pois são geradas a partir de retas segmentadas.

O método de elementos finitos apresenta uma facilidade para análises dinâmicas e estáticas, podendo ser utilizado em qualquer superfície irregular ou com deformações, sendo feito em diversos tipos de material e com situações de contornos complexas. A maior parte dos erros do programa ANSYS está na aproximação dos resultados, o qual irá depender da malha utilizada para a execução da análise. (4)

4.3. ELEMENTOS DE MÁQUINAS

“Projetar pode ser divertido e frustrante ao mesmo tempo. Os problemas de projeto são muito desestruturados; por isso, uma grande parte da tarefa é criar uma estrutura suficiente para torna-lo solucionável. Isto naturalmente leva a múltiplas soluções. Os estudantes acostumados a buscar uma resposta igual à resposta do “final do livro” podem achar este exercício frustrante. Não existe “uma resposta correta” para o problema de projeto, apenas respostas que são, de forma discutível, melhores ou piores que outras.” (NORTON, 2004)

Projeto de engenharia pode ser descrito como um processo onde são aplicadas diversas técnicas e princípios científicos, a fim de se definir um dispositivo, um método ou um sistema permitindo assim sua realização.

Elementos de máquinas podem ser ditos como componentes pertencentes a uma máquina. Estes elementos comumente seguem padronizações, tanto internacionais como nacionais, a fim de facilitar sua seleção e/ou dimensionamento. Diversos tipos de elementos de máquina são largamente utilizados nos mais variados segmentos da indústria, tais como eixos, rolamentos, parafusos entre outros tantos.

Apesar de cada elemento constituinte de uma máquina ou equipamento ser projetado ou dimensionado individualmente, o equipamento deve ser pensado sempre como um conjunto com os componentes inter-relacionados. Pode-se afirmar que o objetivo final do projeto de máquinas é o de dimensionar e dar forma a seus elementos constituintes, escolhendo seus materiais e posteriores processos de manufatura. Devido a esta linha de raciocínio, onde os componentes devem estar sempre correlacionados, o projeto mecânico em questão.

A seguir serão descritos alguns termos os quais são relevantes ao projeto de engenharia mecânica. (5)

4.3.1. Coeficiente de Segurança

Este, chamado muitas vezes como fator de segurança, pode ser expresso de muitas maneiras. Basicamente, ele é a uma razão adimensional entre duas quantidades de mesma unidade, tais qual (resistência)/(tensão atuante), (esforço crítico)/(esforço aplicado), (máximo número de ciclos)/(número de ciclos solicitados), (velocidade de quebra)/(velocidade de aceleração) entre outros. Este pode ser entendido como uma medida da incerteza do projetista perante vários fatores, tal qual o modelo analítico utilizado, a procedência do material utilizado, entre outros vários fatores.

A escolha adequada de um coeficiente de segurança pode ser um problema para o projetista, principalmente aos com pouca experiência. Caso se tenha a possibilidade de testar diversos protótipos físicos de um determinado produto para se atestar a eficácia do modelo matemático, e se tiver grande controle sobre as propriedades dos materiais utilizados, é possível que se adotem coeficientes de segurança menores. Porém, caso o modelo matemático possua algumas divergências ou se as propriedades dos materiais utilizados forem menos confiáveis, um fator de segurança mais elevado é recomendado. Uma abordagem largamente utilizada é a determinação das maiores cargas esperadas em serviços, ou até eventuais sobrecargas, e as mínimas resistências esperadas dos materiais utilizados, baseando os coeficientes de segurança nos dados obtidos.

Existem também normas, as quais foram desenvolvidas por associações de engenharia e agências governamentais, sendo que a maior parte delas são apenas recomendações, as quais tem a função de auxiliar o processo do projeto de engenharia. Um exemplo a ser citado é a ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), a qual fornece recomendações e orientações para fatores de segurança a serem utilizados em áreas específicas, tais como vasos de pressão. Um fator relevante é que como este projeto deve levar em consideração a segurança humana, coeficientes de segurança relativamente elevados são justificáveis. (5)

Como visto acima, a determinação de um coeficiente de segurança é uma tarefa importante, pois, caso seja determinado um coeficiente baixo, a possibilidade de uma falha ocorrer aumenta, por outro lado, caso o coeficiente seja muito alto,

tem-se como resultado um projeto com custo e peso mais elevado, o que em nosso caso, como na maioria, não é desejável. (6)

4.3.2. Seleção de Materiais

Os materiais podem ser classificados em cinco grupos principais: metais, cerâmicos, poliméricos, semicondutores e compostos. O comportamento de cada tipo de material depende de sua microestrutura e composição. O arranjo dos átomos em sua estrutura cristalina também tem influência sobre o comportamento de um determinado material. Cabe ao projetista definir qual o material mais adequado para se aplicar em cada componente de um equipamento, material este que depende de diversos fatores, tais como custo, resistência, disponibilidade, entre outros tantos. Para a engenharia mecânica, sem dúvidas, o grupo dos metais é mais utilizado entre a gama de materiais disponíveis. Os metais são largamente utilizados devido a propriedades inerentes a estes, tais como ductilidade, conformabilidade, boa condutividade térmica. Geralmente os metais não são utilizados em sua forma pura, contando com elementos de liga em sua composição a fim de se melhorar as propriedades dos mesmos. (7)

As propriedades mecânicas dos materiais detém interesse de vários grupos, tais como produtores de materiais, pesquisadores, agencias governamentais entre outros. Devido a isto, é primordial que se tenha uma padronização tanto na fabricação, quanto nos ensaios realizados com os materiais, bem como a interpretação de seus resultados. Esta padronização geralmente é estabelecida e coordenada por sociedades profissionais, tal como a ASTM (*American Society for Testing and Materials*). Outra padronização que ocorre, é a de como o material é oferecido, pois quando se utiliza materiais padronizados, tal como um perfil estrutural, a tendência é que o custo do projeto caia. Outro ponto relevante é que geralmente perfis estruturais, tais como perfis de aço tubulares, seguem normas, respeitando assim algumas propriedades mecânicas mínimas, bem como dimensões pré-definidas, facilitando o dimensionamento do equipamento. (8)

No caso do elevador automotivo a ser desenvolvido, será priorizada a utilização de materiais e perfis padronizados, tais como tubos de aço baixa liga comerciais, ou materiais recomendados para cada componente, como por exemplo

um mancal de deslizamento constituído por uma bucha de bronze, a qual é largamente utilizada quando se deseja um baixo atrito. Também serão priorizados processos de fabricação relativamente baratos e fáceis de encontrar e realizar, tal como a usinagem convencional e soldagem por MIG/MAG ou por eletrodo revestido, os quais são largamente utilizados na fabricação e manutenção industrial, tendo seu custo baixo se comparado a outros processos de fabricação mais modernos, como por exemplo, a eletro erosão.

4.3.3. Fusos de Potência

Uma das opções de acionamento para o elevador automotivo a ser projetado é a utilização de fusos de potência. Estes podem ser comparados a atuadores lineares, que são sistemas utilizados para converter movimento mecânico rotativo para movimento linear no sentido do eixo do fuso. Este mecanismo é largamente utilizado na indústria, principalmente em elevadores automotivos e macacos, ou onde se faz necessária uma alta força linear, como é o caso de uma máquina de ensaio universal.

Um dos pontos a se considerar para a decisão da escolha do acionamento do elevador automotivo é que, dependendo da configuração ou dos materiais selecionados para se confeccionar o fuso de potencia e sua respectiva porca, pode ocorrer o auto travamento, isto é, a porca só se move quando é aplicado torque ao fuso, mantendo-se na sua posição quando o torque para de ser aplicado. Este auto travamento é interessante, pois, no caso do elevador, impede que o mesmo desça quando o motor que aciona o fuso é desligado.

Geralmente, normas são utilizadas para o dimensionamento e confecção de fusos de potencia, tais como as roscas quadrada, Acme e de botaréu. A rosca ACME é a mais antiga e ainda a mais utilizada comumente. Isto porque, além de ser fácil de ser cortada se comparada à rosca quadrada, ela permite a utilização de uma porca partida, a qual pode ser apertada radialmente a fim de compensar um eventual desgaste. A rosca de botaréu é utilizada quando a carga aplicada na rosca é unidirecional. Geralmente os fusos são fabricados de um aço carbono como um aço SAE 1045, sofrendo um posterior tratamento térmico para aumentar sua dureza

superficial e reduzir o desgaste, quando em trabalho. Na figura 01 são exibidos os três tipos de rosca comumente utilizados em fusos de potência. (9)

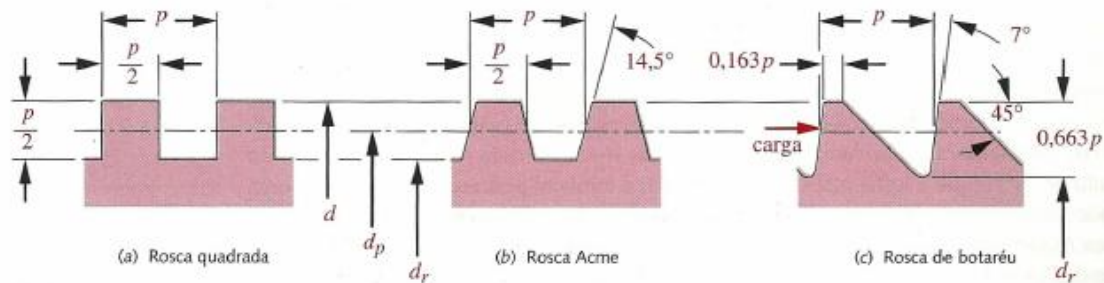


Figura 1 - Roscas utilizadas em fusos de potência
Fonte: Norton (2004)

4.4. SISTEMAS HIDRÁULICOS DE POTÊNCIA

Como dito anteriormente, para se decidir qual será o tipo de acionamento mais adequado ao projeto será utilizada uma matriz de decisão, por isto é interessante que o referencial teórico contenha informações pertinentes aos dois tipos de acionamento a serem analisados. Algumas vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos serão explanadas no decorrer deste.

Tanto sistemas pneumáticos quanto hidráulicos são largamente utilizados na indústria, devido as suas vantagens, principalmente onde se faz necessária a automatização de processos, visando uniformidade e qualidade no produto final.

O termo hidráulico relaciona-se a um líquido. De um modo geral, vários fluidos podem ser utilizados em dispositivos e sistemas. Na prática, comumente são utilizados ar comprimido em sistemas pneumáticos e óleo em sistemas hidráulicos. Existem algumas vantagens na utilização do óleo hidráulico como fluido de operação. Este óleo auxilia na lubrificação das várias peças móveis do sistema, como os elementos do pistão de um cilindro. Este óleo deve ser um líquido que não sofra variação de seu volume com a variação de temperatura do sistema.

Os circuitos hidráulicos contam com algumas particularidades, se comparados aos circuitos pneumáticos, como por exemplo, o retorno do fluido hidráulico depois de ter realizado sua ação. Num sistema pneumático o ar dissipado

pode ser descarregado na atmosfera, entretanto, em hidráulica, o fluido deve retornar ao seu reservatório de origem. Outro ponto relevante é o calor gerado no sistema hidráulico, o qual raramente é um problema nos sistemas pneumáticos. Os componentes pertencentes a um sistema hidráulico devem ser bem protegidos, já que geralmente trabalham em altas faixas de pressões. Estes devem ser projetados de modo a manter o óleo numa temperatura adequada, eliminando restrições nas tubulações, e proteger o sistema contra sujeira e calor.

Os fluidos utilizados em sistemas hidráulicos podem ser minerais, fluidos de base sintética, e água. As três principais funções de um fluido hidráulico são de servir como meio transmissor de potência, servir como um lubrificante dos diversos componentes do sistema bem como atuar como auxiliar na vedação do sistema, devido a sua viscosidade. A seleção correta do fluido hidráulico para o sistema tem impacto direto na eficiência do sistema, no custo de manutenção e na vida útil dos componentes.

A tubulação de um sistema hidráulico tem a função de conduzir o fluido, não permitindo o vazamento do mesmo para o ambiente. É primordial que a tubulação nos sistemas de potencia fluida seja adequadamente dimensionada a fim de proporcionar a eficiência máxima e uma operação sem problemas. As tubulações podem ser classificadas em rígidas, semirrígidas, e flexíveis. No caso do elevador em questão, a tubulação, caso utilizada, será do tipo flexível como é o caso de produtos semelhantes já existentes. Devem ser utilizadas tubulações e outros componentes os quais respeitem normas regulamentadoras, garantindo assim a segurança do sistema. A tubulação flexível e dimensionada de acordo com a pressão de trabalho e a velocidade do escoamento do fluido. Na figura 2 é exibido um exemplo de mangueira hidráulica comercial. (10)



Figura 2 - Exemplo de uma mangueira hidráulica
Fonte: Página oficial da Goodyear Produtos de Engenharia (2014) (11)

A classificação dos sistemas hidráulicos pode ser feita de diversas formas, tais como: de acordo com a pressão, de acordo com a aplicação, quanto ao tipo de bomba ou quanto ao controle de direção. Na figura 3 é exibida uma tabela de classificação dos sistemas hidráulicos de acordo com a N.F.P.A. (*National Fluid Power Association*), classificados de acordo com a pressão de trabalho.

Pressão		Classificação
bar	psi	
0 a 14	0 a 203,10	Sistemas de baixa pressão
14 a 35	203,10 a 507,76	Sistemas de média pressão
35 a 84	507,76 a 1218,68	Sistemas de média-alta pressão
84 a 210	1218,68 a 3046,62	Sistemas alta pressão
Acima de 210	Acima de 3046,62	Sistemas de extra-alta pressão

Figura 3 - Classificação dos sistemas segundo a N.F.P.A.
Fonte: Fialho (2004).

A seguir são listadas algumas vantagens e desvantagens de se utilizar um sistema hidráulico de potencia, se comparado a um sistema mecânico e/ou elétrico. (12)

As vantagens podem ser resumidas em:

- Fácil instalação dos diversos componentes, oferecendo grande flexibilidade, inclusive em espaços reduzidos;
- Permitem uma rápida e suave inversão de movimento devido à baixa inércia;
- Permitem variações mínimas na velocidade da haste, o que é mais complicado de se obter em sistemas mecânicos e elétricos;
- São sistemas auto lubrificados;
- Relação peso/tamanho/potência menor que os demais sistemas.

Porém, apesar das vantagens, algumas desvantagens são inerentes aos sistemas hidráulicos, tais como:

- Alto custo inicial, quando comparados a sistemas mecânicos e elétricos;
- Transformação da energia elétrica em mecânica e mecânica em hidráulica para, posteriormente, ser transformada novamente em mecânica, ocasionando perda de rendimento;
- Perdas ocasionadas por vazamentos internos em todos os componentes do sistema;
- Perdas por atritos internos e externos;
- Baixo rendimento, ou seja, menos eficiente, se comparados aos sistemas mecânicos e elétricos;
- Perigo de incêndio, devido ao óleo hidráulico ser inflamável.

4.5. ANÁLISE DE MECANISMOS

“A mecânica de corpos rígidos é dividida em três áreas: estática, cinemática e dinâmica. A estática estuda as condições dos corpos em repouso, a cinemática trata dos aspectos geométricos do movimento e a dinâmica analisa as relações entre as forças (causa) e o movimento (efeito).”
(HIBBELER, 2005)

Utilizando-se das teorias de análise de mecanismos, podemos calcular a velocidade, aceleração, bem como as forças atuantes nos componentes do elevador em questão. Esta análise é feita analiticamente, a partir dos chamados Diagramas de Corpo Livre (DCL). Num primeiro momento, a análise de mecanismos nos auxilia a determinar as situações mais desfavoráveis as quais estão sujeitos os diversos componentes em questão, para posteriormente poder realizar seus devidos dimensionamentos. (13)

Um mecanismo pode ser descrito como uma máquina composta de membros rígidos os quais são interligados. Os membros em questão interagem entre si em função das juntas. Tais juntas são formadas por porções de superfícies dos membros as quais estão em contatos com outros membros. Estes mecanismos podem ser simples ou complexos. Nos tempos da Renascença, Leonardo da Vinci

foi responsável pelo desenvolvimento de vários mecanismos sofisticados, sendo sua maioria para propósitos militares. (14)

Para o desenvolvimento do elevador em questão, é necessária a seleção de um sistema de deslocamento linear, o qual, para diversas aplicações semelhantes de elevação e deslocamento linear de cargas, pode ser descrito como um mecanismo de quatro barras. O mecanismo mais simples com um grau de liberdade é conhecido como o mecanismo de quatro barras. Para a movimentação e elevação linear na indústria são comumente utilizados dois tipos de mecanismos: Paralelogramo Articulado e Pantográfico. (15)

Segundo (NORTON, 2010), a configuração paralelogramo é bastante útil, pois a mesma duplica o movimento de rotação da manivela motora para a movida. O elemento acoplador do mecanismo paralelogramo se move em translação curvilínea, e é bastante utilizado quando se faz necessários movimentos paralelos. Na figura 4 é exibido um elevador o qual se utiliza do mecanismo paralelogramo.



Figura 4 - Exemplo de um mecanismo paralelogramo
Fonte: Página oficial da empresa SEFAC (2014). (16)

Outro tipo de mecanismo para movimento linear comumente utilizado na indústria é o tipo Pantográfico. Este mecanismo é interessante, pois não precisa de estruturas para guiar seu movimento, e o mesmo conta com poucos componentes, podendo também possuir um curso elevado. (17)

A vantagem deste sistema, também conhecido como mecanismo de tesoura, perante o mecanismo paralelogramo é que com o mecanismo pantográfico há a possibilidade de movimentação vertical sem variar a posição horizontal da carga, o que é interessante no caso do elevador automotivo em questão, pois a área

mínima necessária ao redor do veículo a ser erguido é menor, se comparado com um elevador contendo um mecanismo paralelogramo.

Na figura 5 é mostrada a diferença de espaço ocupado em relação aos dois mecanismos.

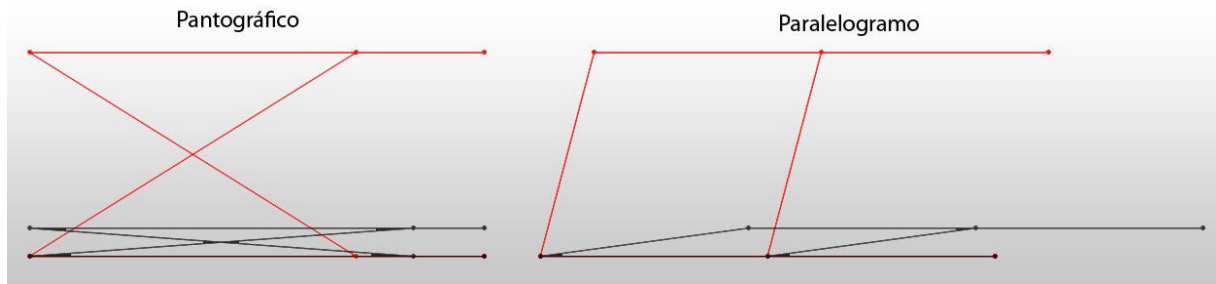


Figura 5 - Comparação de espaço necessário entre os mecanismos Pantográfico e Paralelogramo

Fonte: Autores (2014).

O termo tesoura vem da configuração do mecanismo, o qual conta com uma articulação ligando suas duas barras transversais, e seu deslocamento é realizado aplicando uma força em uma de suas barras transversais, a qual move o mecanismo. Na figura 6 pode ser visto um elevador de carga industrial o qual se utiliza do mecanismo pantográfico para elevação. (18)



Figura 6 - Plataforma tesoura JLG 3246ES

Fonte: Pagina Oficial da empresa Montarte. (19)

O mecanismo escolhido deverá ser simplificado, a fim de poder realizar seu equacionamento, com o intuito de calcular as forças realizadas nos elementos os quais compõem o elevador, tais como vigas e pinos de articulação, bem como a força que o mecanismo de acionamento deverá fornecer para garantir o correto funcionamento do equipamento.

A finalidade da modelagem matemática de um determinado sistema é representar todos os aspectos relevantes com o propósito de obter as equações matemáticas que governam o comportamento do sistema. Este modelo deve incluir detalhes suficientes para poder descrever o sistema, com o objetivo de obter o equacionamento sem torna-lo demasiadamente complexo. (20)

4.6. MECÂNICA ESTÁTICA

“A mecânica é um ramo das ciências físicas que trata do estudo de repouso ou movimento de corpos sujeitos à ação de forças. Em geral, esse assunto é subdividido em três áreas: mecânica dos corpos rígidos, mecânica dos corpos deformáveis e mecânica dos fluidos.” (HIBBELER, 2011) (21)

Serão utilizados os conceitos da mecânica estática para a resolução dos problemas e determinação de esforços nos elementos do elevador a ser dimensionado, pois, apesar de ocorrer o carregamento e posterior descarregamento a cada utilização do equipamento, após ser elevado o veículo permanece com sua massa constante, caracterizando um carregamento estático. Outro fator para ser considerado é que a carga é aplicada gradualmente, isto é, de forma lenta, podendo assim considerar o carregamento estático, a fim de simplificar o posterior dimensionamento dos elementos os quais compõe o elevador.

Considerado que a estrutura do elevador será analisada sob o ponto de vista de um carregamento estático, temos que a somatória de forças em cada ponto da estrutura é igual a zero, devido a terceira lei de Newton, a qual diz que para cada ação, há uma reação oposta e de igual intensidade. Para poder se afirmar que um determinado corpo está em equilíbrio, é necessário que a resultante do sistema de forças atuante seja nula, bem como a resultante dos momentos atuantes em relação a um determinado ponto do plano de forças seja nula. A seguir serão expostos alguns conceitos os quais serão uteis para o desenvolvimento deste. (22)

4.6.1. Modelos Idealizados

Quando é necessário realizar uma análise de força de qualquer objeto, é considerado um modelo analítico ou idealizado, o qual corresponde ao objeto real, e que fornece resultados muito aproximados da situação real. Para que isto ocorra, é necessário realizar escolhas cuidadosas dos tipos de apoio, bem como dos principais pontos onde forças e momentos serão aplicados. Para se elaborar um diagrama de corpo livre para um corpo rígido quaisquer devem ser seguidas as seguintes etapas:

- Desenhar a forma esboçada do corpo rígido, supondo que este esteja isolado;
- Identificar todas as forças externas e momentos conhecidos e desconhecidos, as quais atuam sobre o corpo. Em geral, estas forças se devem a cargas aplicadas, reações ocorrendo nos pontos de apoio ou de contato e o peso próprio do componente.
- Identificar e mostrar no esboço as forças e momentos de binário já conhecidas, com suas intensidades e direções, para o posterior cálculo de forças, reações e momentos desconhecidos, os quais são relevantes ao dimensionamento do componente, ou de outros componentes atrelados a ele.

4.6.2. Centro de gravidade

Sempre que um corpo está localizado dentro de um campo gravitacional, cada partícula deste possui um peso específico. Isto pode ser reduzido a uma única força resultante que age em um ponto específico. Esta força resultante é chamada de Peso, e a localização deste ponto é chamada de centro de gravidade. O centro de massa coincidirá com o centro de gravidade do corpo desde que a aceleração da gravidade seja constante, o que é o nosso caso. (21)

No projeto deste elevador, o centro de gravidade é importante, pois, em vez de considerar a massa do veículo a ser elevado sendo distribuída por toda a estrutura do elevador, pode-se considerar apenas uma força agindo onde está localizado o centro de gravidade do veículo, facilitando assim os posteriores cálculos e dimensionamentos dos componentes do equipamento.

4.6.3. Trabalho Virtual

“O princípio do trabalho virtual parte da premissa de que, caso um corpo esteja em equilíbrio, a soma algébrica do trabalho virtual realizado por todas as forças e momentos de binário que atuam sobre o corpo é zero para qualquer deslocamento virtual do corpo.” (HIBBELER, 2011)

Este método é particularmente eficiente quando se deseja resolver problemas de equilíbrio os quais envolvem um sistema de vários corpos rígidos conectados. Isto é, ele permite calcular as reações desejadas sem a necessidade de desmembrar cada componente e o analisar separadamente. Este método também é conhecido como *método dos deslocamentos virtuais*, pois, para a sua resolução, um deslocamento virtual é aplicado, resultando no cálculo das forças envolvidas no sistema.

5. METODOLOGIA DE PROJETO

A metodologia de projeto a qual será utilizada no decorrer do desenvolvimento deste trabalho de conclusão de curso será baseada na metodologia por Rozenfeld et al. (2006), porém objetivando uma abordagem mais direta e rápida. Esta divide o processo de desenvolvimento de produto (PDP) em três grandes etapas: o pré-desenvolvimento, o desenvolvimento e o pós-desenvolvimento. Cada uma dessas etapas são subdivididas em várias sub-etapas, conforme apresentado na Figura 7.

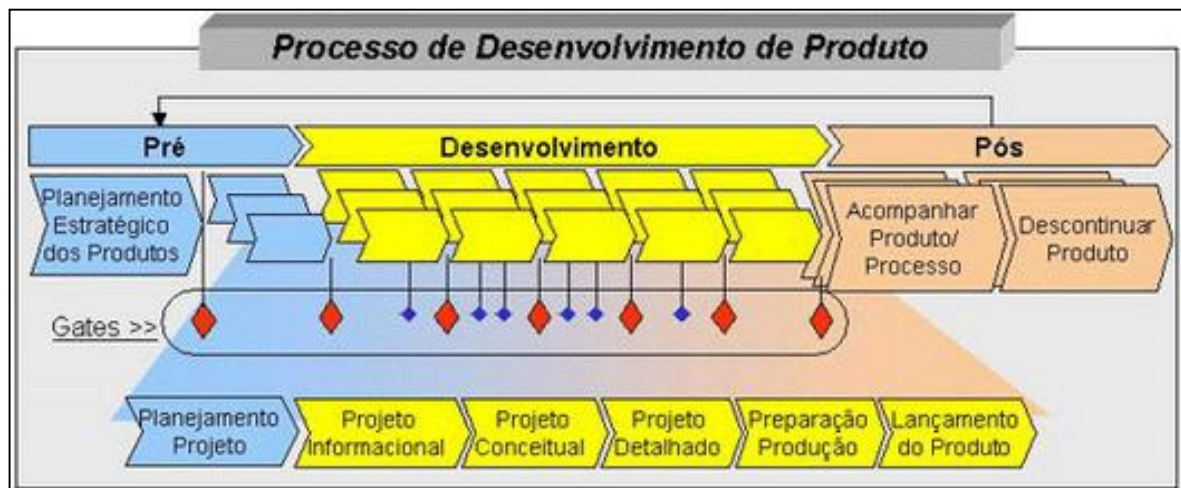


Figura 7 - Etapas e sub-etapas do Processo de Desenvolvimento de Produto
 Fonte: ROZENFELD et al. (2006).

Este trabalho dará enfoque às três primeiras fases do desenvolvimento: Projeto Informacional (PI), Projeto Conceitual (PC) e Projeto Detalhado (PD). As etapas subsequentes do desenvolvimento, referentes à preparação de produção e lançamento do produto no mercado, assim como a etapa de pós-desenvolvimento não serão abordadas nesta proposta, visto que o objetivo final da proposta é apenas projetar o equipamento, e não necessariamente construí-lo.

Na etapa do projeto informacional, será praticada uma abordagem mais direta, sendo efetivamente realizadas somente algumas etapas, as quais são: definição do escopo do produto, definição dos usuários, identificação dos requisitos dos usuários e definição das especificações metas do produto.

Na figura 8 é mostrada a sequencia completa das etapas referentes à fase do projeto informacional.

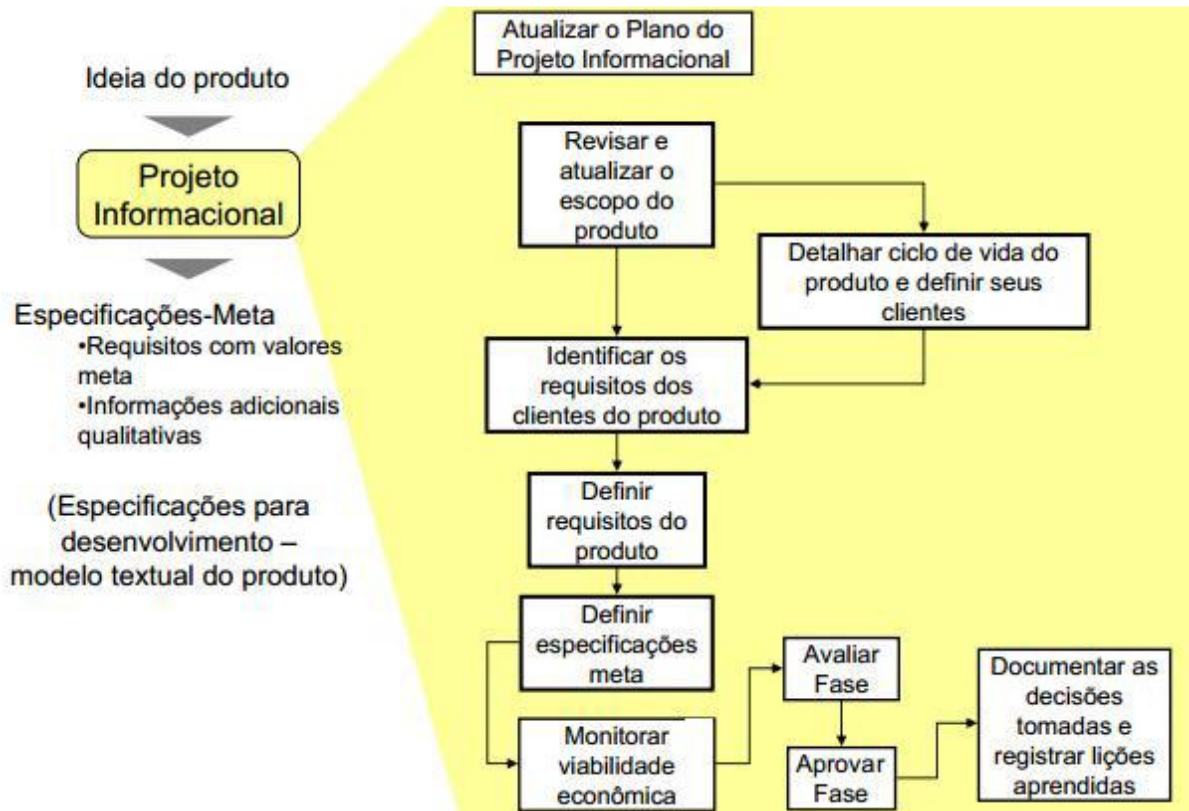


Figura 8 - Sequencia de etapas pertencentes à fase do projeto informacional
Fonte: Rozenfeld et al. (2006).

Assim como na fase do projeto informacional, algumas etapas do projeto conceitual também não serão abordadas, visando um desenvolvimento mais rápido e objetivo. Com isto, nesta fase serão abordadas somente as seguintes etapas: modelagem funcional, desenvolvimento de princípios de solução para as funções, desenvolvimento das alternativas de solução e definição da arquitetura do produto.

Na figura 9 está explícita a seqüência de etapas pertencentes ao PC.

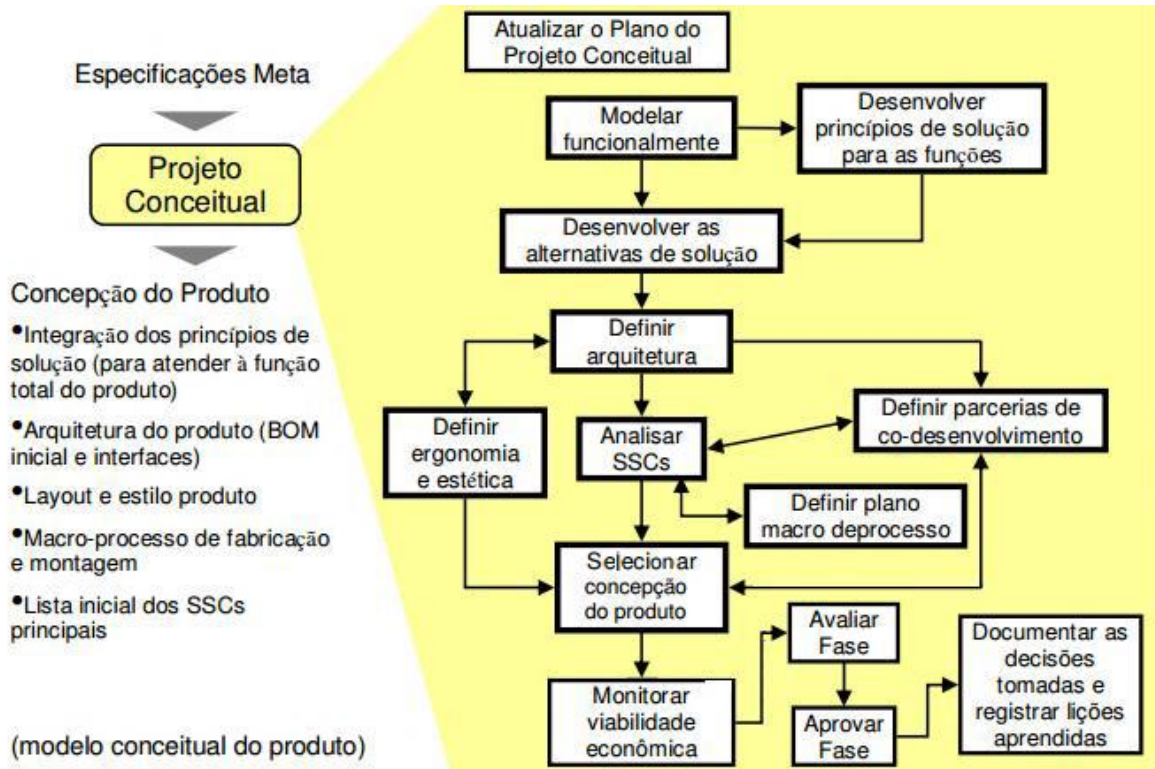


Figura 9 - Sequencia de etapas pertencentes ao projeto conceitual
 Fonte: Rozenfeld et al. (2006)

A terceira fase da metodologia a ser seguida é a execução do projeto detalhado. Nessa fase, o projeto de engenharia mecânica propriamente dito é realizado, pois é onde se dá início aos cálculos e dimensionamentos dos elementos que irão compor a máquina ou equipamento em questão. Para execução dessa fase, ao contrário do projeto informacional e do projeto conceitual, não será utilizada a metodologia sugerida por Rozenfeld et al. (2006), mas sim, a sugerida por Norton (2004), a qual tem suas etapas apresentadas na Figura 10.

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

Figura 10 - Formulação e cálculo do problema
 Fonte: Adaptado de Norton (2014)

6. PROJETO INFORMACIONAL

O objetivo do projeto informacional é o de desenvolver um apanhado de informações, as quais são chamadas de especificações-meta do produto. Como o nome sugere, estas especificações iniciais fornecem um alicerce a partir do qual serão montados os critérios de avaliação, bem como outras especificações posteriores que irão surgir com o decorrer do desenvolvimento do projeto detalhado do produto. (1)

Com o objetivo de desenvolver um produto de forma rápida, com qualidade, fácil manufacturabilidade e baixo custo, a literatura sobre gestão de desenvolvimento de novos produtos apresenta práticas gerenciais as quais tem contribuído para o sucesso no desenvolvimento de produtos. Esta fase tem como objetivo a coleta de informações que especifiquem o produto com a maior clareza a fim de orientar a geração de futuras soluções de projeto. Caso esta etapa do projeto não seja realizada corretamente, ou não se dê seu devido valor, pode ocorrer que com o desenvolvimento do projeto não se obtenha as soluções desejadas, o que comprometeria o sucesso do produto. (23)

6.1. HISTÓRICO DE EVOLUÇÃO DOS ELEVADORES AUTOMOTIVOS

O primeiro veículo motorizado a ser produzido em escala comercial foi um triciclo movido a gasolina, criado em 1885 pelo engenheiro alemão Karl Benz. Alguns anos mais tarde, Henry Ford criou seu Ford T, o qual foi responsável pela popularização do automóvel e por uma revolução na indústria automobilística. Obviamente, com o surgimento e popularização dos automóveis, surgiu também a necessidade de se realizar a manutenção nestes veículos. (24)

O primeiro registro de patente de um macaco foi realizado em 1899 por Ira Weaver, da empresa *Castle Equipment Co.*, o qual combinava um macaco automotivo com uma chave de roda para as carruagens da época. Em 1910 Weaver foi o responsável pela criação do *Auto Twin Jack*, o qual era capaz de erguer e facilitar manobras dos veículos da época, como pode ser visto na figura 11. (25)



Figura 11 - Folder anunciando o *Auto Twin Jacks* em 1917
Fonte: Página oficial da empresa Castle Equipment Co. (2014)

O primeiro equipamento que pode ser comparado a um elevador automotivo como os utilizados atualmente também foi criação de Weaver, o qual foi chamado de *Weaver Auto Hoist*, tendo sua patente registrada no ano de 1918.

Este equipamento tinha uma capacidade de elevar até 1360 kg em até 2,74 metros de altura, podendo levantar um veículo em 2 minutos, e funcionava manualmente com uma redução por catracas e elevação por correntes, como pode ser visto na figura 12. (26)

October 17, 1918 MOTOR AGE 59

**Short of Help?
This Hoist Does
the Work of
an Extra Man**



**WEAVER
Auto Hoist**

**Keep Your Workmen
Satisfied—Let a
WEAVER HOIST
Do the Heavy Work**

**ONE MAN WITH THIS
HOIST CAN DO ALL
KINDS OF WORK AROUND A CAR**

He can pick up the front or back of a car in 2 minutes' time, making accessible the car's under mechanism. Unaided he can take out a motor or remove a body—in a fraction of the time it would take 2 men to do the same work by hand. He can roll the crane to a car quicker than 3 men can shove a car to the crane. In short, every garage—and repairman—can save many times over in time and wages the initial cost of a Weaver Auto Hoist.

SAFETY
This lifting mechanism is operated by WORM DRIVE—no treacherous ratchets to slip or break. The chains are heavy and are each tested INDIVIDUALLY far in excess of their required strength.

The bases are made very broad in order to prevent the Hoist turning over under any circumstances.

TELESCOPING FRAME
The height of the frame may be increased one foot by means of its own lifting mechanism. This is often a great convenience in raising the rear of a closed car.

SINGLE OR DOUBLE CHAIN
When so desired, the burden can be hoisted by a single suspension, as shown in the small cut in the lower right hand corner. This is done by simply dropping the chain over the center roller.

CONSTRUCTION
Frame of heavy five inch channel steel; large ball and roller bearing casters; lifting leverage, 500 to 1; capacity, 3,000 lbs.; height, 8 to 9 ft.

Write for catalog of our complete line of Garage Equipment.

**WEAVER
TIRE
SPREADER**

WEAVER MANUFACTURING CO.
2165-79 S. 9th Street,
Springfield, Illinois

**AUTO
AMBULANCE**

When Writing to Advertisers, Please Mention Motor Age

Figura 12 - Propaganda do *Weaver Auto Hoist*, publicada na revista *Motor Age Magazine* em 1918
Fonte: Página oficial da empresa Castle Equipament Co. (2014)

Em 1925, Peter Lunati, um dia sentado na cadeira de barbeiro pensou: “Se você pode erguer uma cadeira com uma pessoa em cima com um simples aperto de pedal, porque não um automóvel da mesma forma?”. Depois disto, no ano de 1925, Lunati fabricou o primeiro elevador hidráulico que se tem notícia, o qual pode ser visto na figura 13. (27)

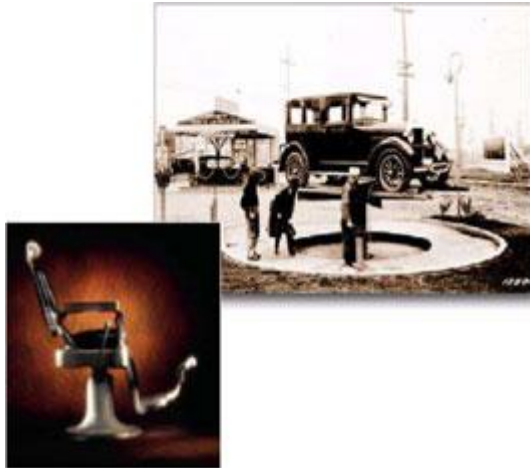


Figura 13 - Primeiro elevador hidráulico automotivo do mundo
Fonte: Página Oficial Rotary Lift Co. (2014)

Décadas depois, devido a grande popularização dos veículos, popularizaram-se também os elevadores automotivos, a maioria com concepção de uma ou duas colunas centrais, as quais tinham seu acionamento hidráulico ou por meio de cremalheiras. Um exemplo destes pode ser visto na figura 14.

WEAVER® puts it up to you

Increase production per man hour with a Weaver Select-A-Lift! Here's how: a Weaver brings it up to you; no body distortion (for the car OR the worker). You obtain greater efficiency because work fatigue due to the discomfort of awkward positions is practically eliminated. How about it? Weaver puts it up to you. If a more efficient, more profitable body shop operation is your concern, contact your Weaver distributor or . . . write, wire, phone today.

WEAVER DC

INQUIRE ABOUT THE WEAVER LEASE PLAN
 SERVICE SHOP EQUIPMENT
WEAVER DIVISION - DURA CORPORATION
 SPRINGFIELD, ILLINOIS, U.S.A. 62708

WEAVER® - a lift for any lifting job!

EC-102
 Standard adjustable-saddle model

or EC-202
 Select-A-Lift model, lifts by either rear axle or wheels.

EC-881
 Drive-thru, offset superstructure permits piston location directly beneath the frame of most cars for greater safety and minimal off-center loading.

EC-184
 Flat frame, adjustable-arm model with full support in all positions. Waist-high lift lock release.

For full information on the complete selection of Weaver lifts and options, write for literature and the name of your nearest Weaver representative.

WEAVER® the lift & jack people
DIVISION OF DURA CORPORATION
 FORDS MILL ROAD, PARIS, KY. 40361 PHONE 606 987-2240

Figura 14 - Catálogos apresentando modelos de elevadores de 1966 e 1977, respectivamente.
Fonte: Página oficial da empresa Castle Equipament Co. (2014)

Atualmente a maioria dos modelos de elevadores automotivos utilizados é direcionada ao uso profissional, sendo estes, em sua maioria, acionados por meio de mecanismos de fusos de potência, como é o caso do modelo mostrado na figura 15.



Figura 15 - Elevador JM 2500
Fonte: JM Equipamentos (2013) (28)

6.2. ESCOPO DO PRODUTO

O objetivo deste trabalho é desenvolver um elevador automotivo, o qual não necessariamente será fixo permanentemente no solo, permitindo assim sua portabilidade, com rápida instalação e desinstalação, que seja fácil de movimentar e simples de operar, com o foco em um nicho de mercado pouco explorado, principalmente no Brasil, que é o de “mecânicos de final de semana”. Atualmente o mercado de elevadores automotivos brasileiro é focado quase que exclusivamente em oficinas mecânicas e *auto centers*, os quais, apesar de servirem muito bem para o propósito que são destinados, geralmente não são viáveis para estes mecânicos entusiastas para o qual o elevador em desenvolvimento é destinado, seja pelo grande espaço ocupado permanentemente, seja pelo preço muitas vezes inacessível.

Com isto, sobram poucas opções aos consumidores em questão no mercado nacional, as quais não atendem completamente as necessidades dos mesmos, tendo que se utilizar de macacos hidráulicos, os quais, apesar de auxiliarem na manutenção dos veículos, muitas vezes deixam a desejar por causa de seu baixo curso vertical, ou de outras limitações pertinentes aos mesmos.

As principais dimensões do elevador, bem como seu curso de elevação e massa máxima do veículo a ser levantado serão definidas a partir da análise de modelos de veículos existentes no mercado nacional, a fim de atingir uma grande gama de veículos os quais possam ser erguidos pelo elevador em desenvolvimento. Outra fonte de informações que não pode ser deixada de lado é a de produtos semelhantes a este, dos quais alguns modelos serão expostos no decorrer deste trabalho.

6.3. PRODUTOS SEMELHANTES

Os produtos disponíveis no mercado com o mesmo propósito do equipamento a ser desenvolvido neste trabalho de conclusão do curso são todos de origem estrangeira. É interessante reunir alguns destes produtos a fim de avaliar suas características principais, tanto pontos positivos como negativos, com o intuito de identificar pontos falhos os quais possam ser melhorados, bem como servir de inspiração e auxiliar na definição de alguns parâmetros iniciais para o desenvolvimento do nosso próprio equipamento.

- **RAVEN 107566**

Fabricante	Raven Elevadores
Origem	Brasil
Site Oficial	http://www.ravenelevadores.com.br/
Capacidade	3.000 kg
Elevação Máxima	1800 mm
Peso	835 kg
Tempo de Elevação	35 s
Volume Ocupado	1590 x 1820 x 105 mm
Acionamento	Hidráulico
Diferencial	Alarme sonoro e descida em dois estágios para evitar acidentes
Valor	R\$ 12.600,00

Quadro 1 - Especificações Raven 107566

Fonte: Página oficial Raven Elevadores (29)



Figura 16 - Elevador Raven 107566

Fonte: Página Oficial Raven Elevadores

É importante notar que este elevador é de origem nacional, porém, apesar do espaço ocupado reduzido diante aos elevadores automotivos nacionais comumente usados, ele não tem exatamente a mesma proposta do elevador a ser desenvolvido, pois este necessita ser permanentemente fixado ao chão, não cumprindo uma das premissas desta proposta que é a mobilidade.

- **Bendpak – MD-6XP**

Fabricante	Bendpak
Origem	EUA
Site Oficial	http://www.bendpak.com/
Capacidade	2721 kg
Elevação Máxima	1219 mm
Peso	387 kg
Tempo de Elevação	45 s
Volume Ocupado	2000 x 1000 x 121 mm
Acionamento	Hidráulico
Diferencial	Braços articulados permitindo a utilização nos mais diversos tipos de veículos
Valor (*) (**)	\$ 1,915.00 (R\$ 4.232,15)

Quadro 2 - Especificações Bendpak MD-6XP
Fonte: Catálogo Bendpak (2012) (30)

Notas:

(*) Cotação do dia 30 de junho de 2014 (1\$ = R\$ 2,21)

(**) Valores de impostos de importação não inclusos



Figura 17 - Elevador Bendpak Modelo MD-6XP
Fonte: Catálogo Bendpak

- **EZcarlift**

Fabricante	EZcarlift
Origem	EUA
Site Oficial	http://www.ezcarlift.com/
Capacidade	2000 kg
Elevação Máxima	660 mm
Peso	65 kg
Tempo de Elevação	120 s
Volume Ocupado	1520 x 260 x 100 mm
Acionamento	Mecânico, por meio de fusos
Diferencial	Acionamento por meio de uma furadeira ou equipamento semelhante, não necessitando de um motor acoplado permanentemente
Valor (*) (**)	US\$ 1,885.00 (R\$ 4.165,85)

Quadro 3 – Especificações EZcarlift
Fonte: Catálogo EZcarlift (2012) (31)

Notas:

(*) Cotação do dia 30 de junho de 2014 (1\$ = R\$ 2,21)

(**) Valores de impostos de importação não inclusos



Figura 18 - Elevador EZcarlift
Fonte: Catálogo EZcarlift (2012)

- **USL-6000**

Fabricante	Mohawk
Origem	EUA
Site Oficial	http://www.mohawklifts.com/
Capacidade	2722 kg
Elevação Máxima	1700 mm
Peso	771 kg
Tempo de Elevação	90 s
Volume Ocupado	2500 x 1150 x 120 mm
Acionamento	Hidráulico
Diferencial	Altura de elevação relativamente elevada
Valor	Não informado

Quadro 4 – Especificações USL-6000
Fonte: Catálogo Mohawk Lifts (2012) (32)



Figura 19 - Elevador Mohawk USL-6000
Fonte: Catálogo Mohawk Lifts (2012)

6.4. DEFINIÇÃO DOS USUÁRIOS

O equipamento a ser desenvolvido é direcionado a um nicho que existe, porém é negligenciado no Brasil, que é o de mecânicos entusiastas, os quais preferem realizar as eventuais manutenções e outros serviços em seus automóveis em seus lares, sem ter que recorrer a uma oficina mecânica ou algo do gênero. Outro nicho que poderia fazer uso deste elevador automotivo portátil são as equipes que participam de competições e eventos automobilísticos, facilitando um eventual reparo.

Apesar do elevador a ser desenvolvido ser direcionado para o uso doméstico, nada impede que, numa eventual produção e comercialização, o mesmo ser usado por oficinas mecânicas, seja pelo pequeno espaço ocupado, seja pela mobilidade que o elevador proporcionaria.

6.5. SUBSISTEMAS DO EQUIPAMENTO

A fim de facilitar a obtenção dos parâmetros os quais irão compor as especificações-meta do equipamento, o elevador automotivo a ser projetado será desdobrado em subsistemas. Tais subsistemas são mostrados na figura 20, sendo estes componentes do sistema principal “Elevador Automotivo”.

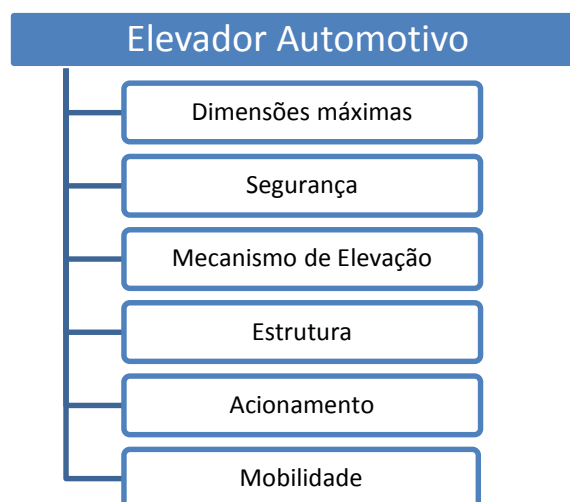


Figura 20 - Subsistemas do Equipamento
Fonte: Autores (2014)

Nota-se que alguns desses sistemas não são exatamente sistemas físicos, tal como o subsistema segurança, porém isto irá nos auxiliar a visualizar melhor as necessidades de cada subsistema, bem como possíveis problemas, a fim de saná-los da melhor forma possível.

6.5.1. Dimensões Máximas

É interessante começar definindo as dimensões mínimas/máximas do equipamento, pois este pode ser um ponto de partida para o desenvolvimento de outros subsistemas, tais como o acionamento do elevador. Tal elevador deve caber sob um veículo, e conseguir atender uma elevada gama de veículos. Para isto, pode-se começar definindo sua altura máxima quando em repouso a partir da altura de veículos comerciais. No quadro 05 estão alguns dados retirados da ficha técnica de diversos veículos nacionais, os quais podem ser pertinentes ao desenvolvimento do projeto.

Veículo	Dados		Veículo	Dados	
Fiat 500 Sport 1.4 16V	Ano	2010	Volkswagen Gol 1.0 2p	Ano	2013
	Comprimento	3546 mm		Comprimento	3895 mm
	Entre-eixos	2300 mm		Entre-eixos	2465 mm
	Largura	1627 mm		Largura	1649 mm
	Peso	930 kg		Peso	919 kg
	Vão livre do solo	125 mm		Vão livre do solo	163 mm
Fiat 147 L	Ano	1977	Toyota Hilux SRV 3.0 Turbodiesel 4x4 AT	Ano	2012
	Comprimento	3627 mm		Comprimento	5260 mm
	Entre-eixos	2225 mm		Entre-eixos	3085 mm
	Largura	1545 mm		Largura	1835 mm
	Peso	798 kg		Peso	1935 kg
	Vão livre do solo	140 mm		Vão livre do solo	222 mm

Quadro 5 – Dados de diversos veículos Nacionais

Fonte: Adaptado de Carros na Web (2014) (33)

Nota-se que uma dimensão limitante ao nosso projeto é o vão livre do solo. O veículo com o menor vão livre com o solo é o Fiat 500, o qual tem um vão livre de 125 mm. A partir disto, podemos limitar a altura máxima do elevador, quando em repouso, em 120 mm, para obter certa margem de segurança, porém, caso veículos com vãos livres menores que este - o que poderia ser o caso de um veículo com suspensão rebaixada - quiser utilizar o elevador a ser desenvolvido, este pode fazer o uso de rampas auxiliares, permitindo assim sua utilização.

Outra dimensão que pode ser pré-definida é o comprimento mínimo do elevador, este pode ser baseado nos produtos semelhantes, no caso do *EZcarlift*, o qual tem comprimento de 1520 mm. O elevador também deve ser capaz de erguer veículos das mais variadas larguras. Pode ser tomada como base a menor e maior largura dos veículos encontrados no quadro 05, que no caso seriam 1545 e 1835 mm respectivamente. Para a largura máxima do equipamento pode ser adotada a medida de 1835 mm, que corresponde à largura do veículo Toyota Hilux, adicionando uma margem a fim de ter mais estabilidade, com isso podemos pré-definir a largura máxima do elevador como 1900 mm. As dimensões mínimas e a concepção do equipamento serão discutidas mais a frente.

6.5.2. Segurança

Como a proposta é que o equipamento seja utilizado por um usuário doméstico, o qual poderá trabalhar sozinho em seu veículo, é imprescindível que seja um equipamento que não ofereça riscos para seu operador, e também passe uma sensação de segurança para o mesmo. Para garantir isto, serão pensadas varias possibilidades para garantir e aumentar a segurança do elevador, podendo conter sistemas de segurança redundantes, a fim de se obter uma segurança redobrada ao usuário. Tais dispositivos ou sistemas de segurança devem ser pensados para que sejam contra o erro humano, pois ninguém está livre de eventuais erros e descuidos. Para obtermos opções de sistemas e/ou mecanismos de segurança foi utilizada a técnica de *brainstorming* juntamente com o professor orientador, bem como observado sistemas de segurança já existentes em outros equipamentos semelhantes.

Dentre as ideias sugeridas pode-se citar:

- Pino de segurança encaixado manualmente pelo operador

Este mecanismo é uma ideia válida, porém está sujeita à falha humana, no caso de o operador esquecer-se de encaixar o pino após elevar o veículo. Este teria várias alturas de elevação pré-definidas, bastando encaixar um pino, prevenindo contra uma eventual falha no sistema de acionamento, por exemplo.

- Sistema de segurança acionado pneumaticamente

Este é um método utilizado em equipamentos semelhantes, porém o mesmo demandaria de uma rede de ar comprimido ou um compressor apenas para realizar esta função, não sendo viável. Tal mecanismo é utilizado no equipamento mostrado na figura 21.



Figura 21 - Sistema de segurança acionado pneumaticamente
Fonte: Adaptado de YouTube (2014) (34)

- Pino de segurança acionado por mola

Esta seria uma adaptação do mecanismo acionado pneumaticamente, porém reduzindo o custo e sem estar sujeita a falha humana, sendo assim é um mecanismo que se mostra viável para ser implantado no elevador a ser projetado.

- Utilização de Níveis de Bolha

A fim de ter certeza que o elevador está nivelado completamente na horizontal, é interessante a instalação de níveis de bolha, os quais, além de serem baratos, podem garantir o perfeito alinhamento do elevador e com isto garantir que as forças aplicadas pelo veículo sobre o elevador estarão na vertical.

- Sapatas de segurança

Com o intuito de aumentar a área da base do elevador e consequentemente aumentar sua estabilidade e sensação de segurança, poderiam ser utilizadas sapatas as quais, por meio de pés com regulagem de altura, serviriam para estabilizar o elevador, dificultando ainda mais um eventual tombamento.

Um detalhe a ser levado em consideração na escolha do meio de acionamento é a segurança, a qual será discutida posteriormente.

6.5.3. Mecanismo de Elevação

Como já explanado no item 4.5, o qual disserta sobre a análise de mecanismos, são dois os tipos de mecanismos predominantemente utilizados para elevadores de concepção semelhante, o mecanismo pantográfico e o mecanismo paralelogramo. Cada um tem suas vantagens e desvantagens, porém, para o elevador em questão, um fator a ser levado em consideração é o deslocamento horizontal ocasionado pelo mecanismo, como pode ser visto no comparativo mostrado na figura 22.

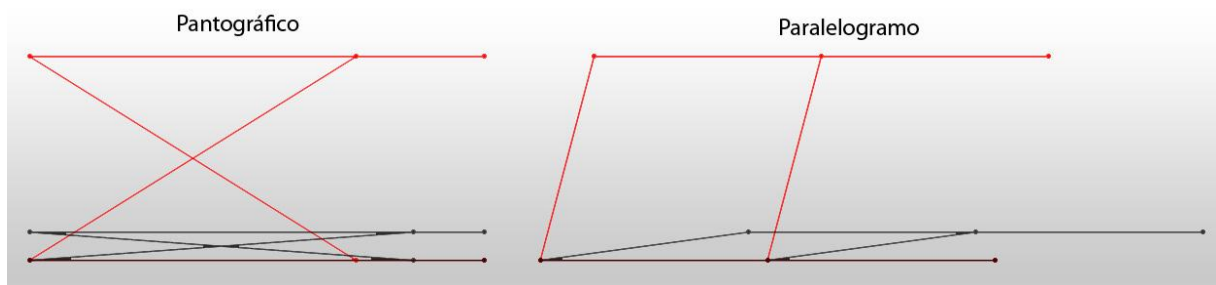


Figura 22 (repetida) - Comparação de espaço necessário entre os mecanismos Pantográfico e Paralelogramo
Fonte: Autores (2014).

Enquanto no mecanismo paralelogramo ocorre um deslocamento horizontal à medida que o este varia verticalmente, este deslocamento horizontal não ocorre no mecanismo pantográfico. No caso do elevador automotivo a ser projetado, o mecanismo pantográfico é mais adequado, pois como não há movimento horizontal, o espaço utilizado para conseguir elevar o veículo é menor, se comparado a um equipamento semelhante utilizando o mecanismo

paralelogramo. Outro fator interessante é que um equipamento com o mecanismo pantográfico ocupa um volume menor quando em repouso, assim sendo mais fácil de encontrar um local para armazená-lo quando não estiver sendo utilizado.

6.5.4. Estrutura

Como este projeto tem por objetivo um elevador que possa ser viável comercialmente, o custo é um fator importante. A fim de atingir um custo de fabricação baixo serão utilizados para a confecção da estrutura perfis e chapas de aço estrutural padronizado, assim evitando variações de medidas, os quais são fáceis de encontrar, tem boa soldabilidade e conformabilidade. Serão utilizados preferencialmente perfis vazados, tais como tubos quadrados ou redondos, estes que aliam um baixo peso a um elevado momento de inércia.

6.5.5. Acionamento

Como já mencionado no decorrer do desenvolvimento do referencial teórico, serão analisados dois meios de acionamento para o elevador automotivo a ser desenvolvido, as opções são o acionamento por fuso de potência e por meio de potência hidráulica. Para tanto, será utilizada uma matriz de decisão, a fim de se obter uma escolha que tenha fundamento teórico, e não simplesmente por um julgamento arbitrário. Para tanto, foi realizado um pré-dimensionamento dos dois modelos de acionamento, a fim de se realizar orçamentos, pois o custo de cada tipo de acionamento é um dos fatores determinantes para este projeto.

Para este pré-dimensionamento, foi esboçado o diagrama de corpo livre para o cálculo analítico do mecanismo pantográfico, obtendo um equacionamento tanto para o uso de fusos, como para o uso de cilindros hidráulicos. Tal equacionamento pode ser visto no apêndice A que se encontra no final deste trabalho. Após isto, este equacionamento foi implantado no *software Excel*, a fim de se obter a variação da força necessária no acionamento em função da altura em que

o elevador automotivo se encontra. Tal tabela se encontra no apêndice B no final deste trabalho. Na figura 23 é exibido um gráfico da força realizada pelo acionamento em função da altura em que o elevador se encontra.

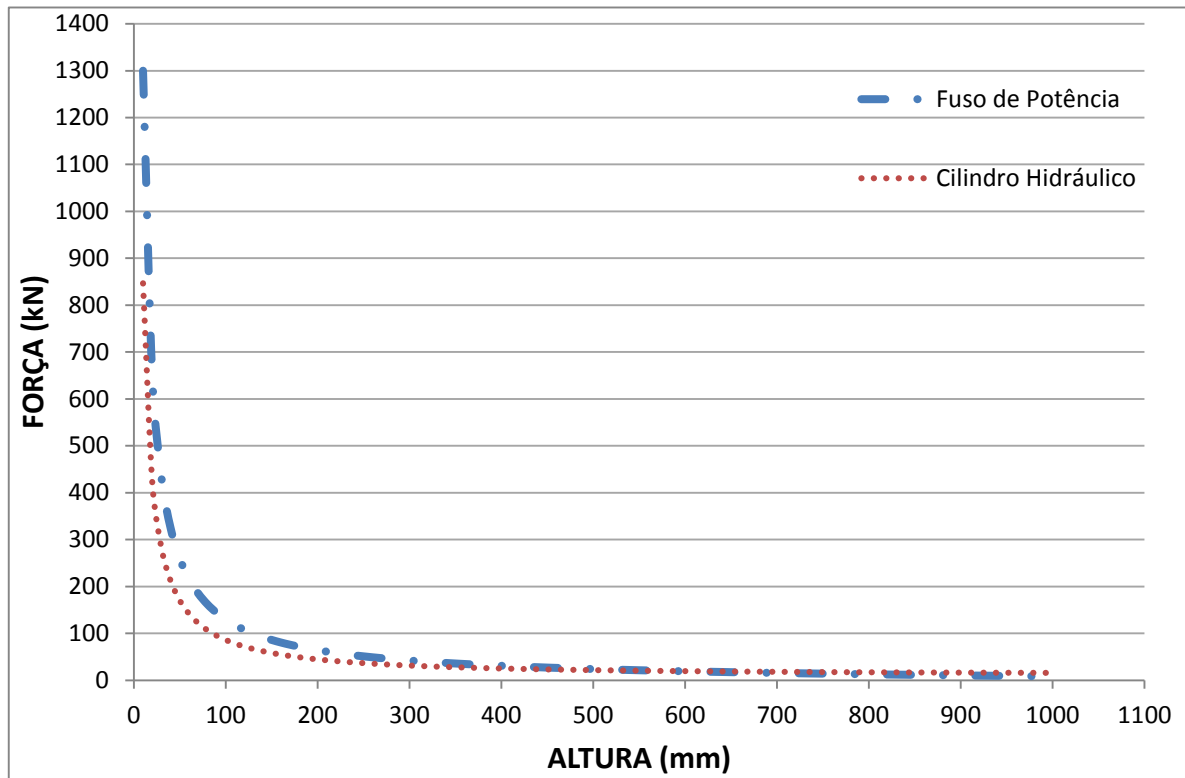


Figura 23 - Gráfico em função da Altura x Força necessária para ambos os acionamentos
Fonte: Autores (2014)

Como pode ser visto na figura anterior, a maior força a ser realizada pelo mecanismo de acionamento ocorre no início do curso, isto é, quando o veículo está começando a ser elevado. Para o dimensionamento dos dois modelos de acionamento foi suposta uma altura do elevador de 80 mm, Como dado inicial foi suposta uma força de 10.000 N, que seria metade da força que o elevador deveria erguer. Isto foi suposto, pois o acionamento, seja qual for seu mecanismo, será dividido em dois, isto é, utilizará dois fusos ou dois cilindros hidráulicos.

6.5.5.1. Acionamento por fusos de potência

Para o dimensionamento dos fusos foi escolhida a rosca do tipo ACME, o motivo desta escolha foram as vantagens apontadas no item 4.3.3. do referencial teórico. O material selecionado foi o aço SAE 1045, o qual é comumente utilizado em fusos de potência, devido à sua boa resistência mecânica aliada à facilidade de tratamento térmico. Para fins de cálculo serão utilizadas as propriedades do Aço SAE 1045 laminado a frio encontradas em (NORTON, 2004), onde se tem que sua Resistência ao escoamento em tração (S_y) e Resistência máxima em tração (S_{ut}) são 531 e 627 Mpa, respectivamente. Considerou-se o esforço na rosca como tração pura e carregamento estático, a fim de facilitar o dimensionamento. Com isto, chegou-se numa área mínima a ser tracionada. Para tanto, foi utilizada a equação 01, sendo calculada uma área mínima de 0,4735 pol². Após isto, foi selecionada uma dimensão de rosca ACME a qual teria uma área maior que a necessária. Na figura 24 pode-se ver um trecho da tabela de roscas padrão ACME americano.

$$A_{\min} = F/S_y \quad (1)$$

A força aplicada foi de 162,2 KN.

Diâmetro maior (in)	Roscas por polegada	Passo de rosca (in)	Diâmetro primitivo (in)	Diâmetro menor (in)	Área sob tração (in ²)
0,250	16	0,063	0,219	0,188	0,032
0,313	14	0,071	0,277	0,241	0,053
0,375	12	0,083	0,333	0,292	0,077
0,438	12	0,083	0,396	0,354	0,110
0,500	10	0,100	0,450	0,400	0,142
0,625	8	0,125	0,563	0,500	0,222
0,750	6	0,167	0,667	0,583	0,307
0,875	6	0,167	0,792	0,708	0,442
1,000	5	0,200	0,900	0,800	0,568
1,125	5	0,200	1,025	0,925	0,747
1,250	5	0,200	1,150	1,050	0,950

Figura 24 - Trecho da tabela de roscas padrão ACME americano
Fonte: Adaptado de Norton (2014)

Com isto tem-se que seria necessária a utilização de dois fusos de uma polegada de diâmetro. Para o pré-dimensionamento da porca foi considerada a falha

por cisalhamento, isto é, o rasgamento dos filetes de rosca. Para a porca também foi considerado o Aço SAE 1045 laminado a frio, supondo que todos os filetes estão compartilhando a carga igualmente, hipótese a qual pode ser assumida quando são utilizados materiais dúcteis. A área sob cisalhamento de rasgamento por filete de rosca A_s pode ser calculada a partir da equação 02.

$$A_s = \pi d_r w_i p \quad (2)$$

Onde p é o passo da rosca e w_i é o fator que determina a fração do passo ocupado pelo metal no diâmetro menor. Comparando a área sob cisalhamento de rasgamento por filete com a área necessária para cisalhamento, temos que a porca deve ter no mínimo três filetes de rosca. Em conversa com um torneiro mecânico, fomos informados de que teria um custo em torno de R\$ 180,00 para a fabricação de cada fuso e porca. Foram pesquisados os custos de outros componentes tais como motor, corrente e coroas que seriam utilizadas na transmissão de potência. Estes dados podem ser vistos na tabela 01.

Tabela 1 - Custo dos componentes do acionamento por fuso de potência

Componente	Qtde.	Valor Un.	Valor Total
Motor Elétrico 4 cv	1 un.	R\$ 800,00	R\$ 800,00
Fuso e porca	2 un.	R\$ 180,00	R\$ 360,00
Corrente	1 un.	R\$ 60,00	R\$ 60,00
Coroa	2 un.	R\$ 30,00	R\$ 60,00
Total			R\$ 1280,00

Fonte: Autores (2014)

Lembrando que este pré-dimensionamento e orçamento foram realizados apenas para dar embasamento à matriz de decisão, e após a seleção do acionamento a ser utilizado, será realizado novamente o seu devido dimensionamento, na etapa do projeto detalhado.

6.5.5.2. Acionamento por potência hidráulica

Para o pré-dimensionamento do sistema hidráulico, foi utilizado o roteiro sugerido por (FIALHO, 2002). Foi considerada uma força de 106 KN por cilindro e uma pressão de trabalho de 100 bar. Com auxílio do equacionamento encontrado no apêndice A, chegou-se que o curso necessário nos cilindros hidráulicos estaria em torno de 350 mm. A área mínima foi estimada a partir da equação 3.

$$P = F / A_{\min} \quad (3)$$

Com isto, se obteve uma área mínima de 1060 mm². A partir disto, foi selecionado um cilindro hidráulico comercial com camisa de 2 pol de diâmetro e haste com 30 mm de diâmetro. Por fim, foi orçado o valor dos cilindros, bem como de uma mini central hidráulica. Seus valores podem ser vistos na tabela 2.

Tabela 2 - Custo dos componentes do acionamento por potência hidráulica

Componente	Qtde.	Valor Un.	Valor Total
Mini central hidráulica	1 un.	R\$ 1690,00	R\$ 1690,00
Cilindro hidráulico	2 un.	R\$ 345,00	R\$ 690,00
Total			R\$ 2380,00

Fonte: Autores (2014)

Como foi realizado apenas um pré-dimensionamento, alguns componentes, tais como mangueiras e válvulas, não foram devidamente dimensionados e cotados. Caso este meio de acionamento seja selecionado, será realizado seu devido dimensionamento dando atenção a todos estes detalhes no projeto detalhado.

6.5.5.3. Matriz de Decisão

Para a definição do valor de cada critério a ser implantado na matriz de decisão, será utilizado um Modelo Baseado em Notas (*Score*), onde, após serem definidos os critérios a serem analisados, é arranjada uma matriz comparando todos os critérios entre si com uma nota de 0 a 2, sendo as notas 0 (menos importante), 1 (de igual importância) e 2 (mais importante). Após serem atribuídas as devidas notas aos critérios pré-definidos, soma-se os pontos de cada critério, os quais alimentarão a matriz de decisão. Esta matriz pode ser vista na figura 25.

	Custo	Segurança	Confiabilidade	Facilidade de Manutenção	Mobilidade	TOTAL
Custo	X	0	1	1	1	3
Segurança	2	X	2	2	1	7
Confiabilidade	1	0	X	2	2	5
Facilidade de manutenção	1	0	0	X	1	2
mobilidade	1	1	0	1	X	3

Figura 25 - Matriz do Modelo Baseado em Notas (*Score*)
Fonte: Autores (2014)

Após ser definido o “peso” de cada critério, os mesmos foram implantados numa matriz de decisão. Nesta matriz, foi escolhido o acionamento por meio de fusos como referência, isto é, deu-se a nota zero para cada parâmetro. Para os demais parâmetros são definidas as notas de -1 a 1, sendo -1 (pior que), 0 (igual a) ou +1 (melhor que), esta nota multiplicada ao peso do seu referido critério. A matriz de decisão pode ser vista na figura 26.

	Peso Do Critério	Fusos de potência	Potência Hidráulica
Custo	3	0	-1
Segurança	7	0	-1
Confiabilidade	5	0	0
Facilidade de Manutenção	2	0	0
Mobilidade	3	0	1
TOTAL		0	-7

Figura 26 - Matriz de decisão para selecionar o meio de acionamento
Fonte: Autores (2014)

Como pode ser observado na figura 26, o meio de acionamento mais adequado ao nosso elevador automotivo é por fusos de potência, pois foi o que obteve a nota mais alta. Sendo assim, este meio de acionamento será devidamente projetado e dimensionado no desenvolvimento do projeto detalhado.

6.5.6. Mobilidade

Para facilitar a movimentação do elevador, serão utilizados rodízios, os quais poderão ser removíveis ou basculantes. Tal detalhe será definido no decorrer do projeto detalhado.

6.6. ESPECIFICAÇÕES-META DO EQUIPAMENTO

As especificações-meta de um determinado produto ou equipamento são parâmetros, os quais devem ser quantitativos e mensuráveis, que o mesmo deve possuir. Sendo assim, estas especificações, além de unidades, deverão possuir valores-meta, estes sendo dados numéricos que tem o propósito de estabelecer o desempenho requerido. O objetivo principal de pré-estabelecer este conjunto de especificações é o de orientar o projetista durante as fases subsequentes do projeto. Lembrando que podem ocorrer alterações destas especificações, conforme surgirem necessidades ou barreiras no decorrer do desenvolvimento do projeto. (1)

O Quadro 6 apresenta as especificações-meta definidas para este projeto.

Capacidade	2.000 kg
Elevação Máxima	1.200 mm
Peso	380 kg
Tempo de Elevação	45 s
Volume Ocupado	120 x 1900 x 1500 mm
Acionamento	Mecânico, por meio de fusos de potência
	Motor elétrico AC 127 v
	Transmissão por meio de Correntes
Estrutura	Aço tubular
	Chapas de aço
Segurança	Auto travamento dos fusos
	Trava acionada por mola
	Sapatas estabilizadoras
	Alarme no fim da descida do elevador
Mobilidade	Utilização de rodízios
Acabamento	Pintura a pó
Preço	Custo de Fabricação: R\$ 1.800,00 a R\$ 2.300,00

Quadro 6 - Especificações-meta do equipamento

Fonte: Autores (2014)

7. PROJETO CONCEITUAL

Esta etapa do desenvolvimento do elevador tem por objetivo utilizar os dados obtidos no Projeto Informacional com o intuito de realizar buscas, criações e seleção de soluções para o problema. No final desta etapa, um modelo conceitual do equipamento – croqui de engenharia – deverá ser desenvolvido e o projeto detalhado será executado com base na concepção selecionada.

7.1. MODELO FUNCIONAL DO EQUIPAMENTO

O projeto conceitual tem o objetivo de produzir princípios de projeto para o novo produto. Ele deve ser suficiente para satisfazer as exigências do consumidor e diferenciar o novo produto de outros produtos existentes no mercado. Especificamente, o projeto conceitual deve mostrar como o novo produto será feito para atingir os benefícios básicos. (BAXTER, 2000) (35)

A função principal do equipamento, como seu nome já diz, é a de elevar veículos, facilitando assim sua manutenção e execução de *upgrades*. Esta pode ser descrita como função principal do projeto.

A partir das especificações-meta definidas na seção 0, assim como da função global identificada no parágrafo anterior, é possível elaborar um diagrama o qual representa esquematicamente qual a função global do protótipo. Para facilitar o entendimento da função global, que neste caso é a elevação de veículos, é representado um modelo simples com as variáveis de entrada, a função global e as variáveis de saída referentes ao equipamento. Como entrada tem-se a energia, a qual servirá para a elevação do veículo, o mecanismo de acionamento, a segurança e a própria movimentação do elevador automotivo. As variáveis de saída serão a energia não aproveitada (seja por atrito, ruído, etc.) e o movimento do elevador automotivo.

Esta representação pode ser vista na Figura 27, incluindo as entradas e saídas de energia e material em função da interação do protótipo.



Figura 27 - Representação da função global
Fonte: Autores (2014)

Na Figura 28 é exibido o segundo desdobramento da função global, a fim de determinar as funções detalhadamente.

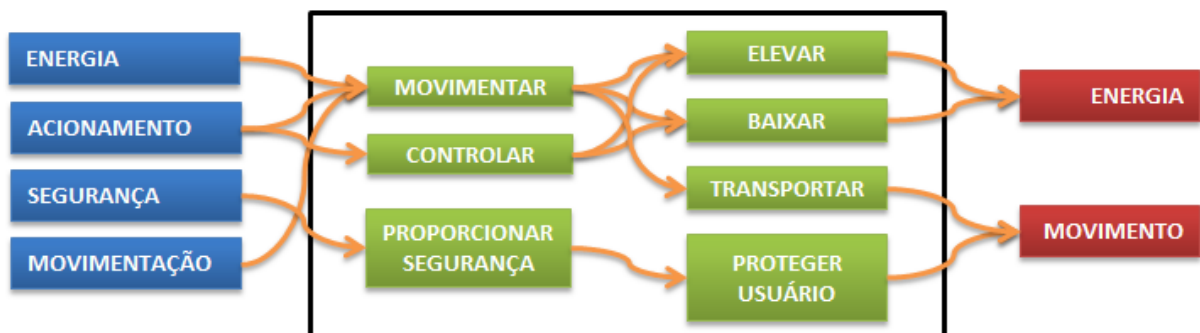


Figura 28 - Representação da função global - Segundo desdobramento
Fonte: Autores (2014)

7.2. PRINCÍPIOS DE SOLUÇÃO PARA AS FUNÇÕES

Para o desenvolvimento dos princípios de solução para as funções do protótipo será utilizado o método morfológico, este que consiste em listar todas as funções do protótipo seguidas de soluções possíveis para cada função. Após isto, é montada uma matriz morfológica, esta que é utilizada para a geração de alternativas de solução para o problema de projeto. (1)

7.2.1. Efeitos Físicos e Portadores de Efeito

A partir das funções definidas na Figura 28, podem ser aplicados um ou mais princípios de solução. Para tanto, é preciso buscar um efeito físico, bem como um portador de efeito físico para cada função previamente estabelecida.

A seguir tem-se a listagem das funções consideradas mais relevantes, acompanhadas de seus respectivos portadores de efeito.

Comando Elétrico (Controlar)

- CE-01: Botão sobe/desce
- CE-02: *Joystick* para subir e descer

Movimento (Movimentar)

- MO-01: Energia elétrica AC 127/220V
- MO-02: Energia elétrica por meio de bateria Automotiva 12V

Acionamento (Elevar/Baixar)

- AC-01: Mecânico, por fusos de potência
- AC-02: Por meio de potência hidráulica

Transporte (Transportar)

- TR-01: Por meio de rodízios basculantes
- TR-02: Por meio de rodízios removíveis

Segurança (Proteger Usuário)

- SE-01: Trava de segurança acionada pneumaticamente
- SE-02: Trava de segurança acionada por mola

7.3. DESENVOLVIMENTO DE ALTERNATIVAS DE SOLUÇÃO

Após serem definidos os efeitos é construída uma matriz morfológica e a partir desta, são efetuadas análises das opções de concepção disponíveis, combinando-as entre si a fim de encontrar o conjunto de opções mais adequado dentre os disponíveis.

Função	Princípios de Solução	
Comando Elétrico	CE-01	CE-02
Movimento	MO-01	MO-02
Acionamento	AC-01	AC-02
Transporte	TR-01	TR-02
Segurança	SE-01	SE-02

Figura 29 - Matriz morfológica
Fonte: Autores (2014)

A fim de se obter uma melhor visualização, foi elaborada cada combinação separadamente. Tais combinações podem ser vistas na Figura 30, Figura 31 e Figura 32.

Função	Princípios de Solução		C1
Comando Elétrico	CE-01	CE-02	CE-01
Movimento	MO-01	MO-02	MO-02
Acionamento	AC-01	AC-02	AC-01
Transporte	TR-01	TR-02	TR-02
Segurança	SE-01	SE-02	SE-01

Figura 30 - Matriz morfológica para a combinação C1
Fonte: Autores (2014)

Função	Princípios de Solução		C2
Comando Elétrico	CE-01	CE-02	CE-02
Movimento	MO-01	MO-02	MO-02
Acionamento	AC-01	AC-02	AC-01
Transporte	TR-01	TR-02	TR-01
Segurança	SE-01	SE-02	SE-02

Figura 31 - Matriz morfológica para a combinação C2
Fonte: Autores (2014)

Função	Princípios de Solução		C3
Comando Elétrico	CE-01	CE-02	CE-01
Movimento	MO-01	MO-02	MO-01
Acionamento	AC-01	AC-02	AC-01
Transporte	TR-01	TR-02	TR-02
Segurança	SE-01	SE-02	SE-02

Figura 32 - Matriz morfológica para a combinação C3
Fonte: Autores (2014)

Dentre as opções mostradas acima, a que melhor se adequa à nossa premissa de projeto é a combinação C3. Tal combinação foi escolhida após ser realizada uma análise comparando C1, C2 e C3. A seguir, um parecer sobre cada escolha feita.

- **Botão sobe/desce (CE-01):** Tal sistema de controle foi escolhido devido a sua facilidade de implantação e versatilidade, visto que o mesmo tem um custo menor que um *joystick*, e também é utilizado pela maioria dos produtos similares.
- **Energia elétrica AC 127/220V (MO-01):** Esta fonte de energia foi escolhida por ser a tensão de trabalho da rede elétrica no país. Alguns estados, tal como Santa Catarina, tem a tensão mais baixa em 220V, então, caso seja selecionada apenas uma tensão e não um sistema *bivolt*, seria melhor escolher uma tensão mais

abrangente, que seria o caso de 220V. Apesar da opção de energia elétrica fornecida pela rede elétrica ter sido selecionada, não se pode descartar completamente a opção de acionamento por meio de bateria automotiva 12V, esta que seria uma alternativa para caso o elevador tivesse que ser utilizado em um ambiente sem energia elétrica. Tal sistema será completamente definido quando for tratado no Projeto Detalhado.

- **Acionamento mecânico, por fusos de potência (AC-01):** Como já discutido no projeto informacional (item 6.5.5), o meio de acionamento mais adequado a este elevador automotivo é o mecânico, fazendo-se da utilização de fusos de potência.
- **Transporte por meio de rodízios removíveis (TR-02):** Analisando os meios utilizados para facilitar o transporte dos produtos semelhantes, optou-se pela utilização de rodízios os quais podem ser removíveis quando o elevador estiver em uso, e acopláveis quando o mesmo tiver que ser transportado, facilitando assim seu deslocamento.
- **Trava de segurança acionada por mola (SE-02):** Tal sistema foi escolhido para não se ter a necessidade do usuário que adquirir o elevador automotivo ter também um compressor, ou uma rede de ar comprimido. Outro fator que nos levou a escolher o acionamento por mola é que um acionamento pneumático demandaria mais tempo de instalação e posterior desmontagem antes e depois da efetiva utilização do elevador.

7.4. DEFINIÇÃO DA ARQUITETURA DO EQUIPAMENTO

Quando surge uma ideia de um determinado produto, existem diversas opções de concepção para este. Contudo, no decorrer do desenvolvimento deste, as opções são filtradas, baseando-se em critérios pré-estabelecidos pelos seus desenvolvedores, critérios estes que podem ser os mais variados tais como custo de produção, ferramental disponível, conhecimento disponível, entre outros.

Após esta filtragem, que foi realizada no decorrer do desenvolvimento do Projeto Informacional e o Projeto Conceitual, é interessante desenvolver um modelo para o equipamento. Tal modelo pode ser visto na Figura 33.

É necessário ressaltar que tal modelo é apenas uma proposta de concepção, a qual tem como meta principal ilustrar toda a discussão realizada até aqui, sendo que as dimensões observadas podem vir a ser alteradas no decorrer do Projeto Detalhado. Para o desenvolvimento do modelo também não foi dada a devida atenção a alguns detalhes, tendo como objetivo apenas uma representação de uma possível concepção.

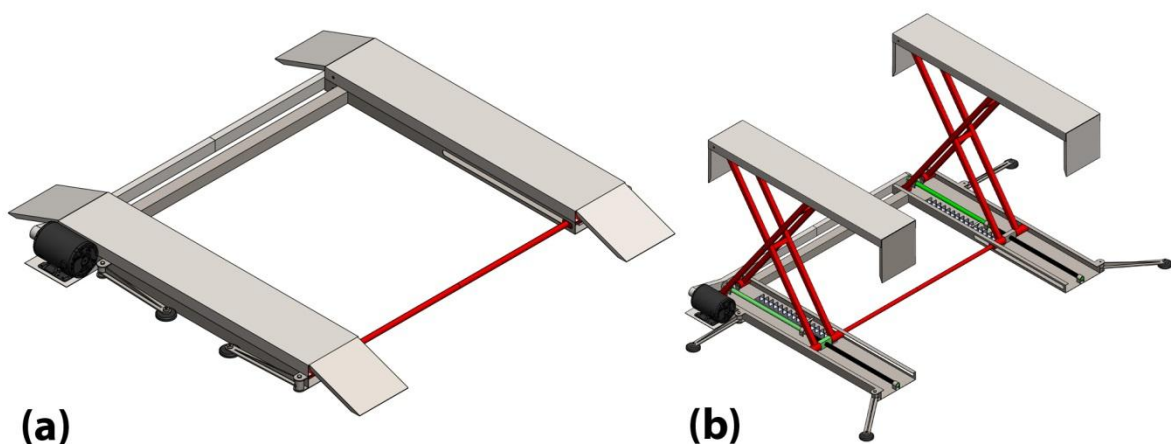


Figura 33 - Representação isométrica da proposta de *design* do equipamento (a) recolhido e (b) em posição de uso
Fonte: Autores (2014)

Uma diferença que pode ser observada entre o modelo visto na Figura 33 e os produtos semelhantes mencionados no item 6.3 deste trabalho é que o modelo proposto tem mais espaço de acesso para a parte inferior do veículo, facilitando

assim sua manutenção e remoção de peças ou conjuntos mais complicados, tais como escapamentos e até motores ou caixas de câmbio.

Na Figura 34 é exposta uma comparação das dimensões ocupadas pelo equipamento com as sapatas de segurança recolhidas (em repouso) e com as sapatas posicionadas para a utilização do elevador.

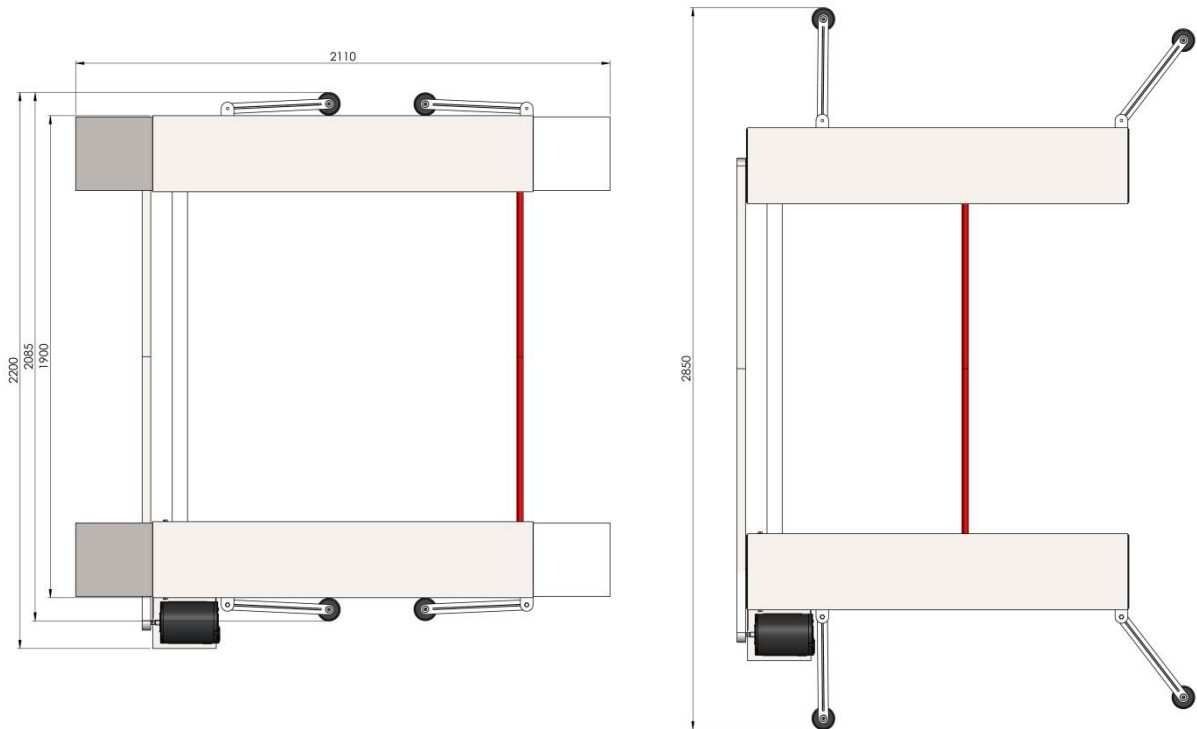


Figura 34 - Comparação entre o espaço ocupado quando as sapatas de segurança estão (a) recolhidas e (b) em posição de uso

Fonte: Autores (2014)

Na Figura 35 é apresentada uma comparação entre as dimensões do equipamento recolhido com as dimensões do equipamento quando em uso.

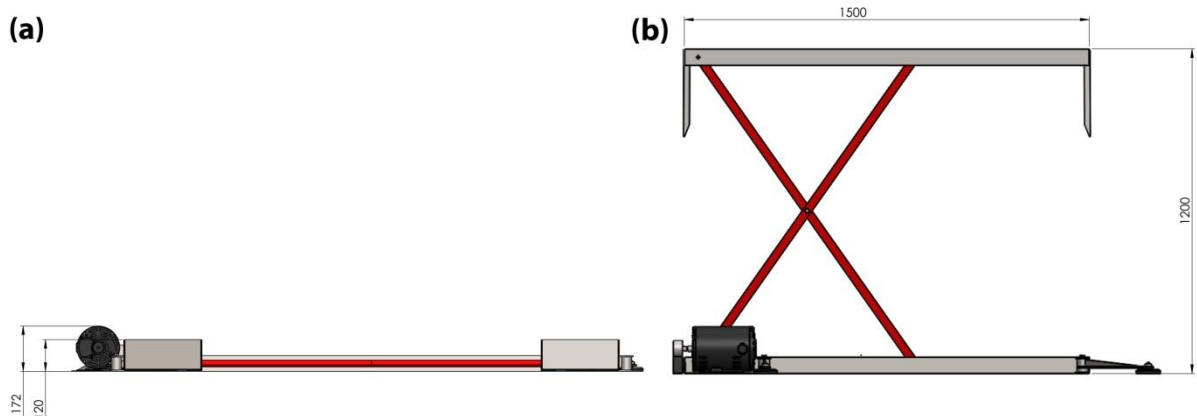


Figura 35 - Comparação de dimensões ocupadas pelo equipamento (a) em repouso e (b) em uso

Fonte: Autores (2014)

8. PROJETO DETALHADO

Após o Projeto Informacional e o Projeto Conceitual estarem definidos, é iniciado o desenvolvimento do Projeto Detalhado, este que consiste no projeto do protótipo, envolvendo os dimensionamentos e cálculos dos componentes pertencentes ao protótipo.

8.1. DADOS DE ENTRADA

É necessário definir alguns dados a fim de dar início aos cálculos e dimensionamentos, a partir dos quais as variáveis seguintes serão determinadas. Tais dados de entrada podem ser baseados nas informações apresentadas no Quadro 6, onde foram pré-determinadas as especificações-meta do protótipo.

Capacidade	2.000 Kg
Elevação Máxima	1.200 mm
Tempo de Elevação	45 s
Estrutura	Aço Tubular
	Chapas de Aço

Quadro 7 - Dados Iniciais do Projeto Detalhado
 Fonte: Autores (2014)

8.2. HIPÓTESES ASSUMIDAS

Algumas hipóteses devem ser assumidas, a fim de facilitar o dimensionamento dos diversos componentes do elevador:

- Os componentes serão dimensionados considerando as cargas aplicadas estaticamente, devido ao carregamento ocorrer de forma lenta;
- Homogeneidade dos materiais utilizados (isotropia);

- Dimensões de comprimento não especificadas estão em milímetros;
- As propriedades dos materiais, tais como massa específica, Tensão de escoamento entre outras, serão determinadas de acordo com a biblioteca do *software* CAD 3D, salvo exceções comentadas;

Caso outras hipóteses surjam no decorrer do desenvolvimento, estas serão citadas no decorrer do texto.

8.3. DECISÕES PRELIMINARES DE PROJETO

A estrutura do elevador será desenvolvida em aço, seja em perfis padronizados ou chapas padronizadas, as quais serão posteriormente dobradas. Isto se deve à facilidade de encontra-las, bem como o baixo preço destes. Tais chapas e perfis são encontrados facilmente fabricados em aço baixa liga, sendo o mais comum o aço A-36. Tal liga será predominante na estrutura do equipamento, sendo utilizados catálogos padronizados para a escolha dos perfis e chapas.

Para pinos e eixos com maiores solicitações, será, a princípio, utilizado aço SAE 1045, o qual tem boa usinabilidade e é relativamente fácil de ser encontrado.

Também para o sistema de segurança será utilizado um aço SAE 1045, objetivando um coeficiente de segurança condizente com uma das diretrizes do projeto, que é proporcionar uma ótima segurança para o operador do mecanismo.

Várias dimensões do projeto também já foram definidas, tal qual a altura máxima, e altura com o elevador recolhido, largura das bases e o comprimento da mesma. Pois como dito anteriormente foram definidas conforme as dimensões dos carros que poderão utilizar o elevador.

8.4. CONCEPÇÃO E MONTAGEM

A princípio, o elevador automotivo em questão será simétrico em relação ao seu plano central. Sendo assim, o elevador pode ser dimensionado como sendo duas partes iguais, estas dividindo os esforços igualmente entre si. Isto também facilitaria na hora de guarda-lo, pois poderia ser dividido em duas partes, as quais seriam relativamente estreitas, apenas soltando as duas travessas que garantem a linearidade e distância ideal entre os dois módulos de elevação, como pode ser visto na Figura 36.

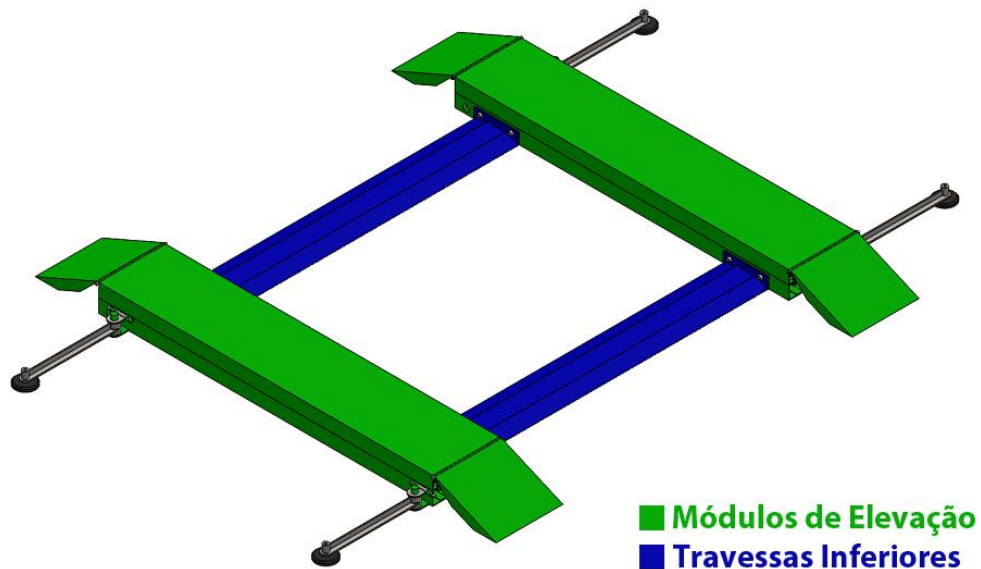


Figura 36 - Concepção de montagem modular
Fonte: Autores (2014)

8.5. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

8.5.1. Dimensionamento do Elemento Motriz

Apesar de, nas etapas de Projeto Informacional e Projeto Conceitual o sistema por fusos de potência parecer o mais adequado, é necessário dimensioná-lo a fim de conferir se tal sistema de acionamento é viável também tecnicamente.

Para tanto, o primeiro passo é de determinar o torque necessário nos fusos, bem como a relação de transmissão entre os fusos e o motor. Tal torque foi calculado para a pior situação, isto é, quando o elevador está começando a subir, conseqüentemente onde é necessária uma força de maior magnitude para elevá-lo, como pôde ser observado na Figura 23. Outra variável necessária para se determinar a potência do motor é a relação de transmissão do mesmo, a qual depende da rotação do motor selecionado e a rotação do fuso. Foi pré-determinada a utilização de dois fusos de 1" de diâmetro, os quais teriam área sob tração maior que a área demandada para suportar a força gerada no equipamento, tal fuso precisaria de uma rotação de **160 RPM** para deslocar a porca de forma que o elevador atingisse seu ápice em 45 segundos.

Utilizando a metodologia proposta por NORTON (2010) foi calculado o torque necessário na pior situação. Tal cálculo leva em conta a força necessária na porca, bem como os dados do fuso pré-selecionado. Aplicando tais dados, foi determinado um torque necessário de **580,5 N.m**. A partir de tais dados, é possível calcular a potência do motor. Supondo a utilização de um motor elétrico de 4 polos, do qual a rotação considerada pode ser de 1750 RPM, com isso se pode calcular a relação de transmissão do motor para o fuso a partir do equacionamento abaixo:

$$Redução = \frac{RPM_{motor}}{RPM_{fuso}} = \frac{1750}{160} = \mathbf{10,93:1} \quad (4)$$

Tendo a relação, pode-se obter o torque necessário no motor, e conseqüentemente sua potência:

$$T_{motor} = \frac{T_{fuso}}{Redução} = \frac{580,5}{10,93} = \mathbf{53,11N.m} \quad (5)$$

$$P_{motor} = \omega * T_{motor} = \frac{2 * \pi * RPM_{motor}}{60} * T_{motor} = \mathbf{9727W = 13,23cv} \quad (6)$$

Tal motor é de uma potência relativamente elevada, porém os maiores problemas com ele são sua massa elevada, bem como seu custo alto, indo contra duas das principais premissas deste projeto, a citar a mobilidade e o custo de produção competitivo, tornando-se inviável o uso do sistema de fusos de potência.

Visto isto, será utilizado o sistema hidráulico para o acionamento do elevador automotivo.

8.5.2. Dimensionamento do Sistema Hidráulico

Como mostrado no item anterior, o sistema de acionamento para o equipamento deverá ser do tipo eletro-hidráulico. Sendo assim, será dimensionado seu circuito bem como seus componentes de maior importância.

8.5.2.1. Circuito Hidráulico

A fim de facilitar o entendimento, foi desenvolvido em software específico o circuito hidráulico o qual fornecerá potência ao equipamento, bem como a simulação de seu funcionamento, como pode ser visto na Figura 37.

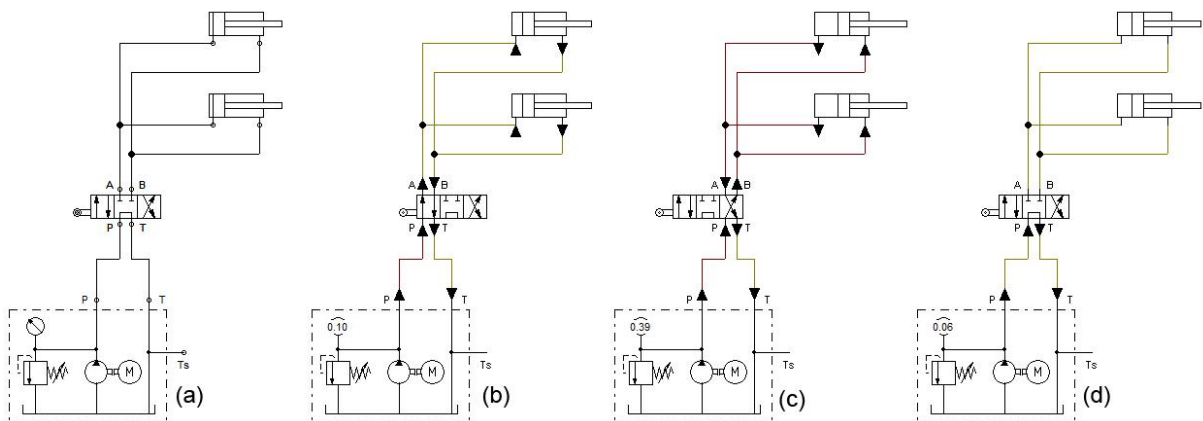


Figura 37 - Diagrama do Circuito Hidráulico
Fonte: Autores (2014)

Na figura estão representados os principais elementos constituintes dos circuitos, que são a central hidráulica, a qual contempla a bomba, motor, reservatório de óleo, filtro e válvulas de segurança; a válvula de controle do sistema; os dois cilindros atuadores bem como as mangueiras e conexões.

A válvula utilizada é do tipo 4/3, isto é, quatro vias e três posições. Em (a) está representado o circuito em repouso ou desligado. Em (b) é representado o

circuito quando em avanço, isto é, quando o elevador está subindo, representando também o sentido em que o óleo hidráulico escoar. Em (c) é representado o circuito quando os atuadores estão recuando, isto é, quando o equipamento está baixando e em (d) é representado o sistema em tandem, isto é, parado em uma posição intermediária. Tal sistema permite que o elevador seja posicionado em diversas alturas, facilitando assim o trabalho do usuário. Como a mini central hidráulica selecionada já conta com uma válvula deste modelo, a mesma não será dimensionada.

8.5.2.2. Mini Central Hidráulica

A central a ser utilizada para o sistema de acionamento hidráulico é a mesma a qual foi definida no item 6.5.5.2, isto é, o modelo 10A-N da empresa Lycos Equipamentos. Para os cálculos, foi utilizada uma pressão de 100 bar, porém a pressão de trabalho máxima admitida para a mini central hidráulica é de 250 bar, tendo então uma capacidade de elevação superior aos 2.000 kg, conferindo ao sistema uma boa margem de segurança. Os cilindros hidráulicos também já foram previamente definidos, tendo estas dimensões de camisa de 50,8 mm de diâmetro, haste de 30 mm de diâmetro e 350 mm de curso. Tanto a mini central hidráulica quanto os cilindros selecionados, pertencem à linha de produtos da empresa Lycos Equipamentos, tendo mais detalhes dos equipamentos mostrados nos anexos localizados no final deste trabalho. Tal central possui um motor AC (127 V/230V), cujas tensões são comuns em residências, que é onde o equipamento tem pretensão de ser utilizado.

As válvulas não foram calculadas, pois já estão contempladas na mini central Hidráulica e as perdas de cargas que vão ocorrer nas mangueiras também não será considerada devido à central escolhida ser capaz de fornecer 250 bar, sendo o utilizado para os cálculos 100 Bar.

8.5.2.3. Mangueiras

Com a pressão de trabalho pré-definida, pode-se obter a velocidade em cm/s em que o fluido irá escoar através das linhas de sucção, retorno e pressão. Através da Figura 38 encontra-se a velocidade a ser utilizada.

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	>200	
Tubulação de Pressão	300	400	500	600	
Tubulação de Retorno	300				
Tubulação de Sucção	100				

Figura 38 - Velocidades Recomendadas
 Fonte: Fialho (2004)

A fim de estabelecer os diâmetros mínimos necessários as tubulações, é utilizado a seguinte equação:

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * \pi * v}} \quad (6)$$

Resultando em:

Diâmetro da tubulação de pressão: 2,858 mm

Diâmetro da tubulação de retorno: 3,79 mm

Diâmetro da tubulação de sucção: 6,291 mm

Como não encontra-se tubos com esses diâmetros, procura-se tubos com diâmetros comerciais com diâmetros ligeiramente maiores que os encontrados.

Como podemos observar na Figura 39, para a linha de pressão, irá ser utilizado um tubo de diâmetro de 3,2 mm, para a linha de retorno um diâmetro de 4,8 mm e para a linha de sucção 6,4 mm. Tal tubulação atende a norma SAE 100R7.

DIÂMETRO INTERNO DIÂMETRO INTERNO NOM. ID			DIÂMETRO EXTERNO DIÂMETRO EXTERNO NOM. OD		PRESSÃO DE TRABALHO PRESIÓN DE TRABAJO WORK PRESSURE		PRESSÃO DE RUPTURA PRESIÓN DE RUPTURA BURST PRESSURE		PESO PESO WEIGHT		RAIO DE CURVATURA RADIO DE CURVATURA BEND RADIUS
Tamanho Tamaño Size	Pol Pulg Inch	mm	mm	Bar	PSI	Bar	PSI	Kg/m	lb/ft	mm	
-2	1/8"	3,2	8,5	172	2500	688	10000	0,05	0,03	13	
-3	3/16"	4,8	10,8	207	3000	828	12000	0,08	0,05	20	
-4	1/4"	6,4	13,0	207	3000	828	12000	0,09	0,06	33	
-5	5/16"	7,9	15,1	172	2500	688	10000	0,11	0,07	46	
-6	3/8"	9,5	17,0	155	2250	620	9000	0,15	0,10	51	
-8	1/2"	12,7	20,7	138	2000	552	8000	0,21	0,14	76	
-12	3/4"	19,0	27,1	86	1250	344	5000	0,29	0,19	127	
-16	1"	25,4	34,0	69	1000	276	4000	0,39	0,26	203	

Figura 39 - Catálogo Mangueira hidráulica modelo GR7
Fonte: Adaptado de GoodYear (2014)

8.5.3. Dimensionamento da Estrutura

Os componentes pertencentes à estrutura do elevador serão primeiramente dimensionados utilizando-se de teorias de resistência dos materiais, e posteriormente será utilizada a análise por elementos finitos para a validação destes resultados. Tanto para os perfis estruturais padronizados quanto para chapas dobradas será considerado para fins de dimensionamento o aço ASTM A-36, tendo suas propriedades mostradas na tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades do Aço ASTM A36

Variável	Valor	Unidade
Massa Específica	7,85	g/cm ³
Tensão de Escoamento	250	MPa
Tensão de Ruptura	400	MPa
Módulo de Young	200	GPa
Coefficiente de Poisson	0,26	-

Fonte: MatWeb (2014)

Para facilitar a compreensão, os esforços serão indicados conforme a nomenclatura dos pontos expostos na Figura 40.

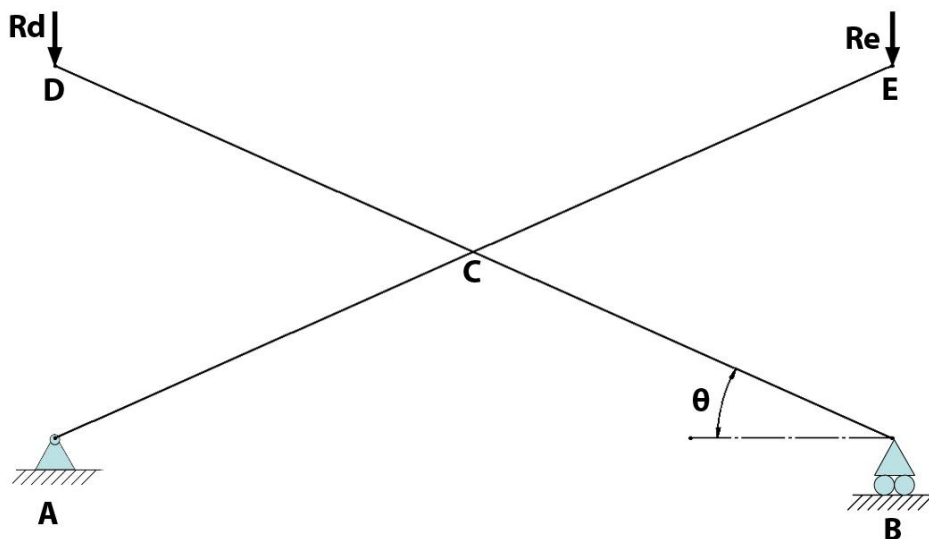


Figura 40 - Pontos onde se concentram os esforços na estrutura

Fonte: Autores (2014)

8.5.3.1. Vigas Superiores

As vigas superiores foram dimensionadas levando em conta as suas dimensões externas previamente definidas, variando sua espessura a fim de atingir a resistência necessária. Para se obter o momento fletor máximo, foi utilizado um *software* específico de mecânica dos sólidos. As cargas foram aplicadas conforme mostra a Figura 41, ocorrendo o momento fletor máximo quando o elevador se encontra em seu ápice. A força gerada pela massa do veículo (P) foi considerada como sendo distribuída igualmente entre os dois módulos de elevação.

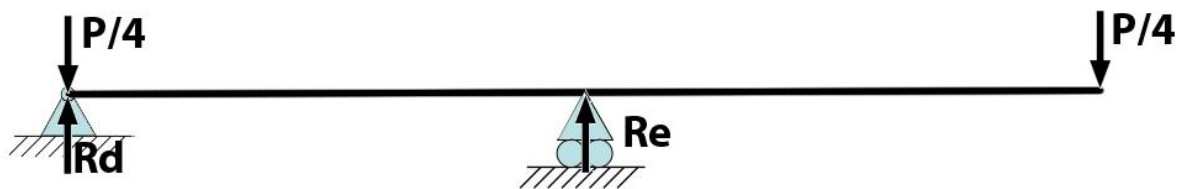


Figura 41 - Distribuição de esforços - Viga Superior
Fonte: Autores (2014)

Após o obter, foi realizado um equacionamento variando a espessura da viga conforme é variado o momento de inércia da mesma.

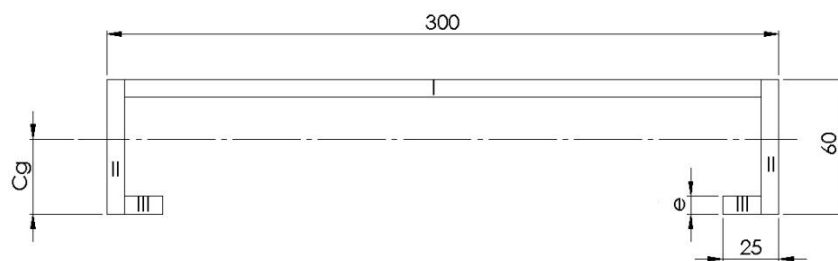


Figura 42 - Divisão do perfil para o cálculo do momento de Inércia
Fonte: Autores (2014)

Para o cálculo do momento de inércia, foi utilizada a teoria de eixos paralelos, onde se divide uma determinada sessão em várias sessões com momentos de inércia de fácil obtenção, como pode ser vista na equação (7). Junto a isto foi utilizada a teoria da flexão de vigas, na qual a tensão na peça é a razão entre o Momento fletor máximo (M) e o módulo de resistência da secção transversal (W_x), a qual pode ser vista na equação (8). Na equação (9) é mostrada a obtenção do

coeficiente de segurança, o qual relaciona a tensão de escoamento do material com a tensão que ocorre na peça.

$$I_x = \Sigma \bar{I}_{x'} + Ad_y^2 \quad (7)$$

$$\bar{\sigma} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\max}}{I_x} \quad (8)$$

$$N_f = \frac{\sigma_{\text{escoamento}}}{\bar{\sigma}} \quad (9)$$

A partir de tal equacionamento, foi definido que o perfil sendo fabricado utilizando-se de uma chapa de aço ASTM A36 de **1/8" (3,175 mm) de espessura** resultaria em um **coeficiente de segurança de 1,839**.

8.5.3.2. Perfis das Tesouras

Os perfis de aço que formam uma tesoura, utilizados para elevar o veículo foram dimensionados considerando o perfil como um tubo de perfil retangular vazado. Levou-se em consideração o esforço de flexão para verificar se a barra irá suportar o esforço. Foi realizado um processo similar ao utilizado para a definição da espessura da viga superior no item 8.5.3.1.

O equacionamento foi idealizado tendo como variável a espessura da parede do tubo, variando assim seu módulo de resistência, como mostra a equação (10), sendo as variáveis b , h e e as dimensões de base, altura e espessura, respectivamente. Os esforços na barra AE foram distribuídos conforme mostra a Figura 43. A força Re aplicada foi dividida em duas pois cada módulo possui duas vigas as quais correspondem aos pontos AE.

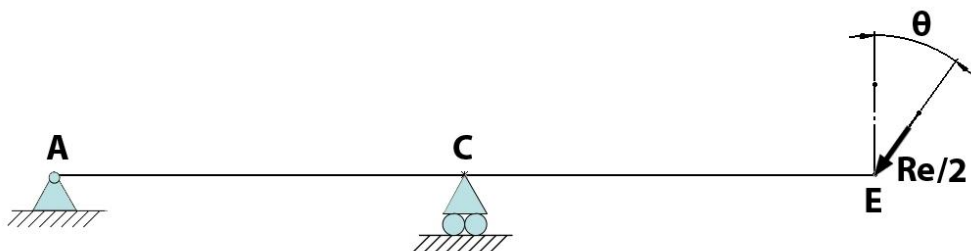


Figura 43 - Esforços da barra AE
Fonte: Autores (2014)

$$W_x = \frac{bh^2}{6} - \frac{(b - 2e)(h - 2e)^2}{6} \quad (10)$$

Similar ao que foi realizado para o cálculo dos esforços do cilindro, foi realizado o equacionamento relacionando o esforço R_e para determinar o pior caso, bem como seu ângulo Θ correspondente. Assim sendo, obteve-se para um perfil com as dimensões expressas na Figura 44 um **coeficiente de segurança de 2,066**.

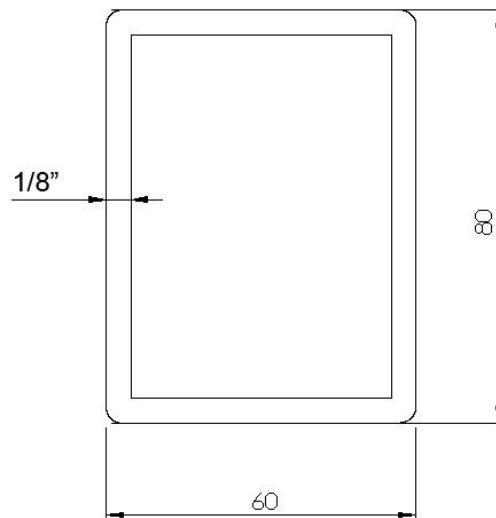


Figura 44 - Dimensões do perfil - Tesoura AE
Fonte: Autores (2014)

Foi utilizado um equacionamento similar para se determinar o perfil a ser utilizado na barra BD, onde seus esforços foram distribuídos conforme mostra a Figura 45, utilizando para o dimensionamento o pior caso, bem como seu ângulo Θ correspondente.

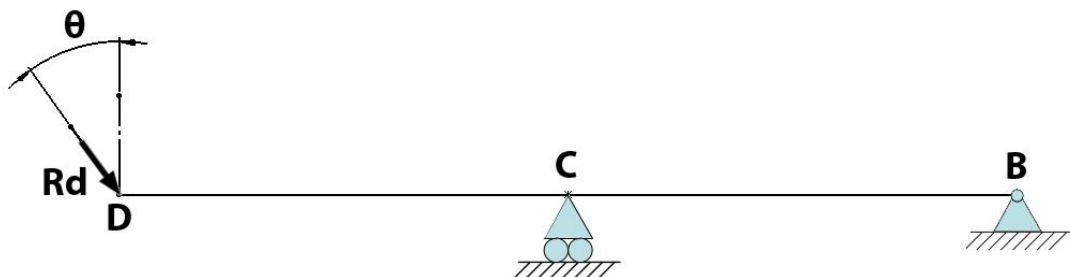


Figura 45 - Esforços na barra BD
Fonte: Autores (2014)

Deste modo, obteve-se um perfil com as dimensões exibidas na Figura 46, com um **coeficiente de segurança de 1,32**.

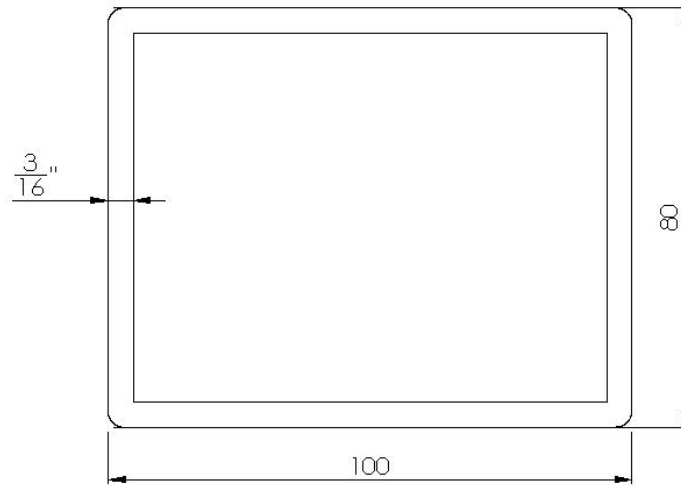


Figura 46 - Dimensões do Perfil - Tesoura BD
Fonte: Autores (2014)

8.5.4. Pinos sob Cisalhamento

Para o dimensionamento dos pinos com maiores solicitações de esforços do equipamento, foi utilizada a teoria de cisalhamento, levando em consideração o critério de Tresca, o qual considera a tensão máxima em cisalhamento como sendo metade da tensão de escoamento de determinado material. Tal teoria foi escolhida devido a ser mais conservadora que a teoria de Von Mises, garantindo assim uma maior segurança, sendo seu equacionamento mostrado a seguir. Para tais pinos, foi considerada a utilização de um aço com maior teor de carbono em sua composição, porém sem elementos de liga. Na Tabela 4 estão as propriedades mecânicas do aço SAE 1045, o qual será utilizado.

Tabela 4 - Propriedades do Aço SAE 1045 laminado a frio

Variável	Valor	Unidade
Massa Específica	7,85	g/cm ³
Tensão de Escoamento	530	MPa
Tensão de Ruptura	625	MPa
Módulo de Young	205	GPa
Coefficiente de Poisson	0,29	-

Fonte: MatWeb (2014)

$$Nf = \frac{\tau_{cisalhamento}}{\tau_{adm}} \quad (11)$$

$$\tau_{adm} = \frac{Q}{n \cdot A_{cis}} = \frac{Q}{n \cdot (\pi \cdot d^2 / 4)} \quad (12)$$

Para reduzir o atrito entre os pinos e suas respectivas buchas, serão utilizadas buchas de bronze entre os elementos citados, prolongando assim a vida dos elementos confeccionados em aço, minimizando o desgaste dos mesmos. Para limitar o movimento na axial dos pinos serão utilizados anéis elásticos, os quais são comumente usados para este fim.

8.5.4.1. Pino Central

Para se determinar o esforço cisalhante máximo no pino central (ponto C) foi realizado um equacionamento considerando o esforço no ponto C individualmente nas barras AE e BD, e após isto foi realizado o somatório das forças no eixo x e y, por fim calculando a força resultante a partir da equação (13). Tal equacionamento foi implantado no *software* Excel, com o intuito de se obter a maior força cisalhante que ocorre no ponto C, pois a mesma varia conforme o elevador modifica sua geometria, como explana a Figura 47.

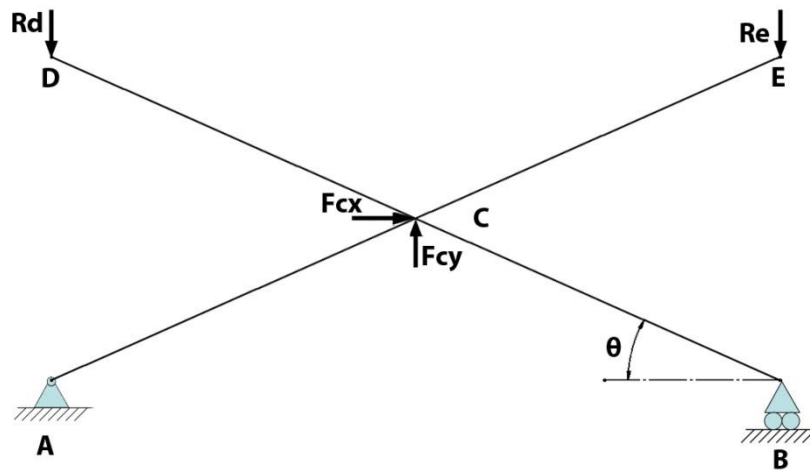


Figura 47 - Esforços atuantes no ponto C
Fonte: Autores (2014)

$$Q_{\text{Ponto C}} = \sqrt{(F_{x_1} + F_{x_2})^2 + (F_{y_1} + F_{y_2})^2} = 101.030 \text{ N} \quad (13)$$

O valor de $Q_{\text{Ponto C}}$ foi utilizado na equação (12), sendo considerado para n o valor de 2, pois a área está sob esforço cisalhante em dois planos. Sendo assim, o pino do ponto C com um **diâmetro de 20mm** resultou em um **coeficiente de segurança de 1,668**.

8.5.4.2. Pino do Cilindro

A mesma metodologia adotada no item anterior foi utilizada para o cálculo do diâmetro do pino o qual liga o cilindro hidráulico à viga BD (Ponto F), como mostra a Figura 48.

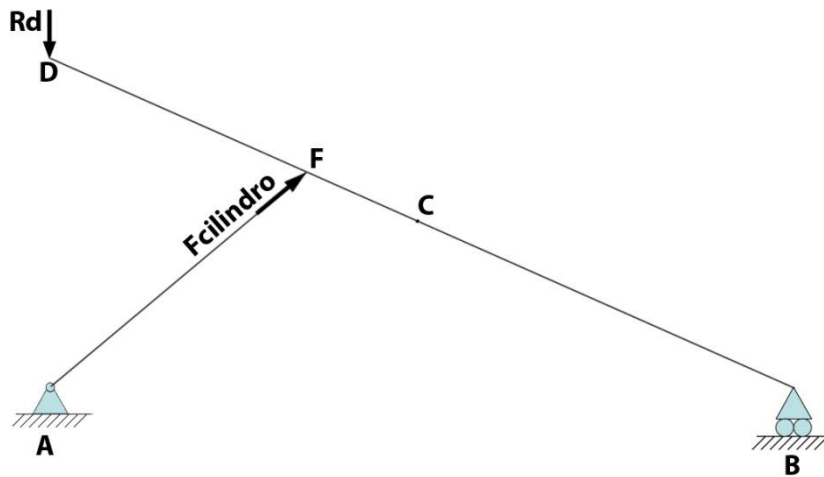


Figura 48 - Diagrama de esforços do cilindro hidráulico
Fonte: Autores (2014)

Para se calcular o diâmetro necessário no pino, foi utilizada a equação (14), onde Q é a força máxima a qual o cilindro hidráulico é submetido. Tal força máxima foi calculada em função da altura em que o elevador se encontra, com o auxílio do *software* Excel.

$$\tau_{adm} = \frac{Q}{n \cdot A_{cis}} = \frac{106597}{2 \cdot (\pi \cdot d^2 / 4)} \quad (14)$$

Com isto, tem-se que para um **diâmetro de 20mm** é obtido um **coeficiente de segurança de 1,565**.

8.5.5. Rolamentos

No sistema pantográfico, os pontos B e D da estrutura devem se mover no eixo horizontal para permitir que o equipamento varie sua altura. Para tanto, devem ser utilizados rolamentos ou buchas as quais permitiriam este movimento com atrito reduzido. Neste equipamento, optou-se pelo uso de rolamentos em contrapartida da utilização de buchas de polímeros. Tal escolha se deu devido ao fato de os rolamentos serem relativamente baratos, não compensando economicamente a fabricação de buchas ou roletes de polímeros para este fim. Os rolamentos utilizados serão do tipo cilíndrico de esferas, sendo adequados, pois receberão esforços apenas no sentido radial, com esforços axiais e tangenciais praticamente desprezíveis.

8.5.5.1. Rolamentos Inferiores

Os rolamentos inferiores terão de ser dimensionados para suportar aos esforços gerados no ponto B, como mostra a Figura 49.

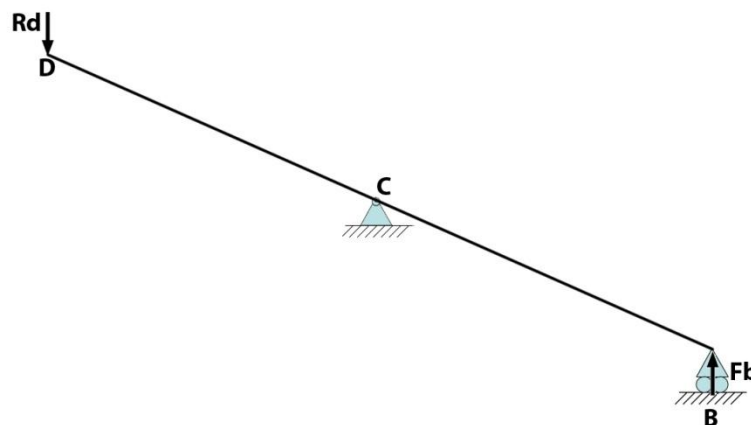


Figura 49 - Força atuante nos rolamentos Inferiores
 Fonte: Autores (2014)

Para ocorrer um equilíbrio entre as forças, o somatório destas em relação ao eixo y deve ser nulo, conforme mostra a equação (15).

$$\Sigma_y = 0 \therefore R_d = F_b = 5000 \text{ N} \quad (15)$$

Onde F_b é a carga a qual o rolamento deve suportar. Tal carga pode ser dividida em duas, pois a mesma estará distribuída entre dois rolamentos, com isto, deve ser selecionado um rolamento o qual suporte uma carga radial mínima de 2500 N. Na Figura 50 é exibido um trecho do catálogo da empresa SKF de rolamentos rígidos de esferas – uma carreira.

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
d	D	B	dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
mm			C	C_0	r/min		* Rolamento SKF Explorer
15	32	9	5,85	2,85	-	14000	6002-2RSH *
15	32	13	5,59	2,85	-	14000	63002-2RS1
15	35	11	8,06	3,75	43000	28000	6202 *
15	35	11	8,06	3,75	43000	28000	6202-Z *
15	35	11	8,06	3,75	-	13000	6202-2RSH *
15	35	11	8,06	3,75	-	13000	6202-RSH *
15	35	11	8,06	3,75	43000	22000	6202-2RSL *
15	35	11	8,06	3,75	43000	28000	6202-RSL *
15	35	11	8,06	3,75	43000	22000	6202-2Z *
15	35	14	7,8	3,75	-	13000	62202-2RS1
15	42	13	11,9	5,4	38000	24000	6302-Z *
15	42	13	11,9	5,4	38000	24000	6302 *
15	42	13	11,9	5,4	38000	19000	6302-2Z *
15	42	13	11,9	5,4	38000	24000	6302-RSL *

Figura 50 - Trecho do catálogo de rolamentos cilíndricos de esfera - uma carreira
 Fonte: SKF (2014 – Adaptado)

Foi selecionado para a utilização no ponto B o rolamento **6302-2Z**, o qual é blindado, não necessitando de lubrificação. Tal rolamento está superdimensionado para a carga necessária, porém suas dimensões externas se adequam melhor ao projeto. Serão utilizados dois rolamentos desta especificação em cada módulo de elevação.

8.5.5.2. Rolamentos Superiores

Os rolamentos superiores terão que ser dimensionados para suportar os esforços concentrados no ponto E, conforme mostra a Figura 51.

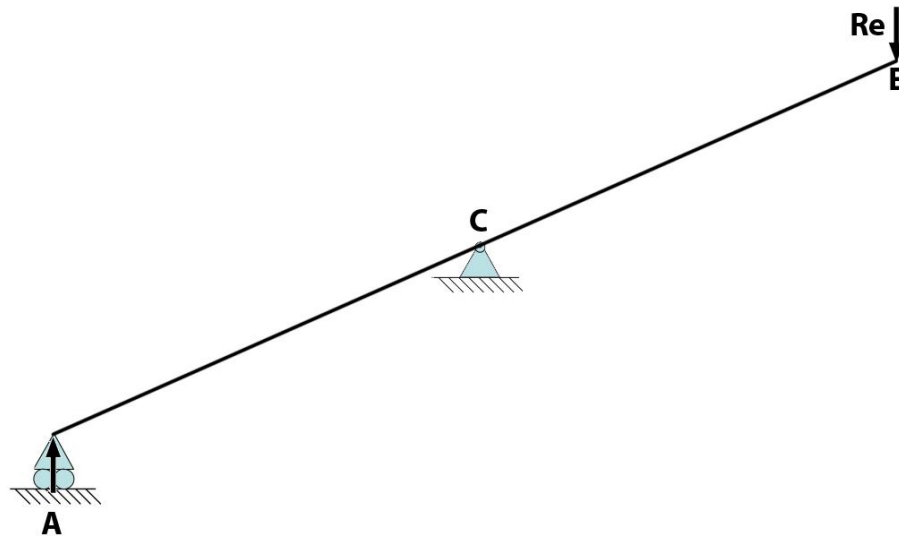


Figura 51 - Força atuante nos rolamentos Superiores
Fonte: Autores (2014)

Como os rolamentos superiores estarão localizados no ponto E, a própria reação R_e será a carga radial à qual os rolamentos estarão sujeitos. A maior carga ocorre quando o elevador está em seu ápice e conseqüentemente a força gerada em R_e é máxima.

$$R_e = 10400 \text{ N} \quad (16)$$

No ponto E serão utilizados quatro rolamentos para distribuir esta carga, devido à concepção do equipamento, logo:

$$C_{rolamento} = \frac{R_e}{4} = 2600 \text{ N} \quad (17)$$

A partir desta carga pode-se selecionar o rolamento adequado com o auxílio de um catálogo, conforme mostra a Figura 52.

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
			dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
12	28	12	5,07	2,36	-	17000	63001-2RS1
12	30	8	5,07	2,36	-	16000	16101-2RS1
12	30	8	5,07	2,36	56000	34000	16101
12	30	8	5,07	2,36	56000	28000	16101-2Z
12	32	10	7,28	3,1	-	15000	6201-2RSH *
12	32	10	7,28	3,1	-	15000	6201-RSH *
12	32	10	7,28	3,1	50000	26000	6201-2RSL *
12	32	10	7,28	3,1	50000	32000	6201-RSL *
12	32	10	7,28	3,1	50000	26000	6201-2Z *
12	32	10	7,28	3,1	50000	32000	6201-Z *
12	32	10	7,28	3,1	50000	32000	6201 *
12	32	14	6,89	3,1	-	15000	62201-2RS1
12	37	12	10,1	4,15	45000	28000	6301-Z
12	37	12	10,1	4,15	45000	22000	6301-2Z
12	37	12	10,1	4,15	45000	28000	6301 *
12	37	12	10,1	4,15	45000	28000	6301-RSL *
12	37	12	10,1	4,15	45000	22000	6301-2RSL *

Figura 52 - Trecho do catálogo de rolamentos cilíndricos de esfera - uma carreira
Fonte: SKF (2014 – Adaptado)

Foi selecionado para a utilização no ponto E o rolamento **6201-2Z**, o qual é blindado, não necessitando de lubrificação. Serão utilizados quatro rolamentos desta designação em cada módulo de elevação.

8.6. SISTEMAS DE SEGURANÇA

Uma das premissas deste projeto é de oferecer total segurança ao seu operador, visto que é destinado ao usuário “leigo”. Devido a isto, foram idealizados dois sistemas para aumentar o nível de segurança do equipamento, sendo um deles uma trava que impede o elevador de baixar caso ocorra alguma falha no sistema hidráulico e outro sistema visando aumentar a estabilidade do elevador.

8.6.1. Trava de Segurança

Apesar de o sistema hidráulico a ser utilizado estar superdimensionado, é necessário utilizar algum sistema de segurança que evite a queda do elevador caso o sistema de acionamento venha a falhar, prevenindo o usuário de acidentes. Para tanto, foi idealizado um sistema de trava conforme mostra a Figura 53.

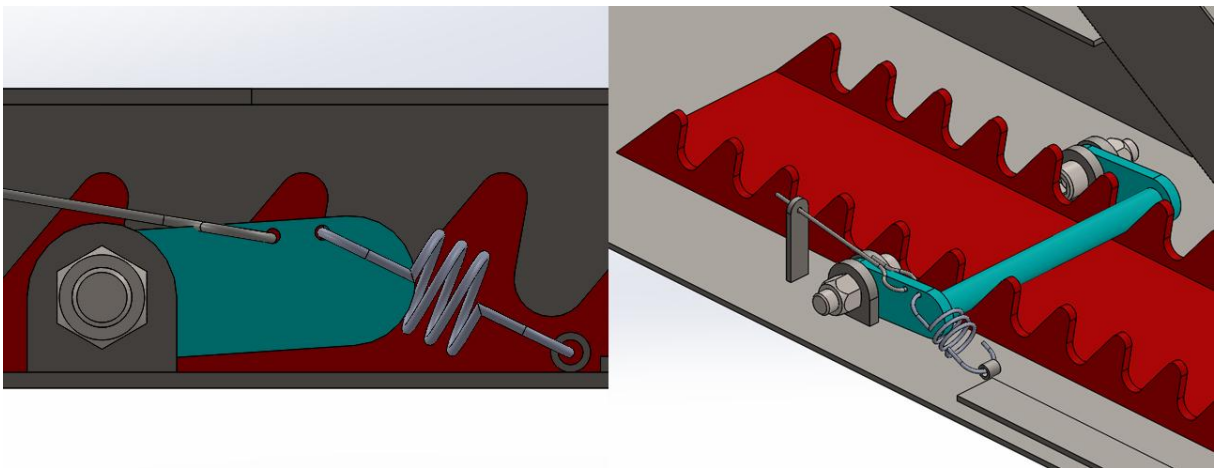


Figura 53 - Representação da trava de segurança
Fonte: Autores (2014)

Tal sistema funciona automaticamente, isto é, a trava se encaixa automaticamente nos dentes conforme o elevador sobe, evitando erros humanos, o que seria possível caso a trava fosse acionada de forma manual. Para soltar a trava de segurança, seria necessário ativar um pedal ao lado do elevador, este que puxaria uma espia elevando a trava, permitindo assim baixar o elevador. Para se dimensionar tal sistema, foi utilizada a teoria de cisalhamento, utilizando Aço SAE 4340 normalizado para sua idealização, tendo este uma alta resistência mecânica conforme mostrado na Tabela 5.

Tabela 5 - Propriedades do Aço SAE 4340 normalizado

Variável	Valor	Unidade
Massa Específica	7,85	g/cm ³
Tensão de escoamento	862	MPa
Tensão de Ruptura	1282	MPa
Módulo de Young	205	GPa
Coefficiente de Poisson	0,29	-

Fonte: MatWeb (2014)

A força exercida pelo mecanismo de trava de segurança é exemplificada na Figura 54.

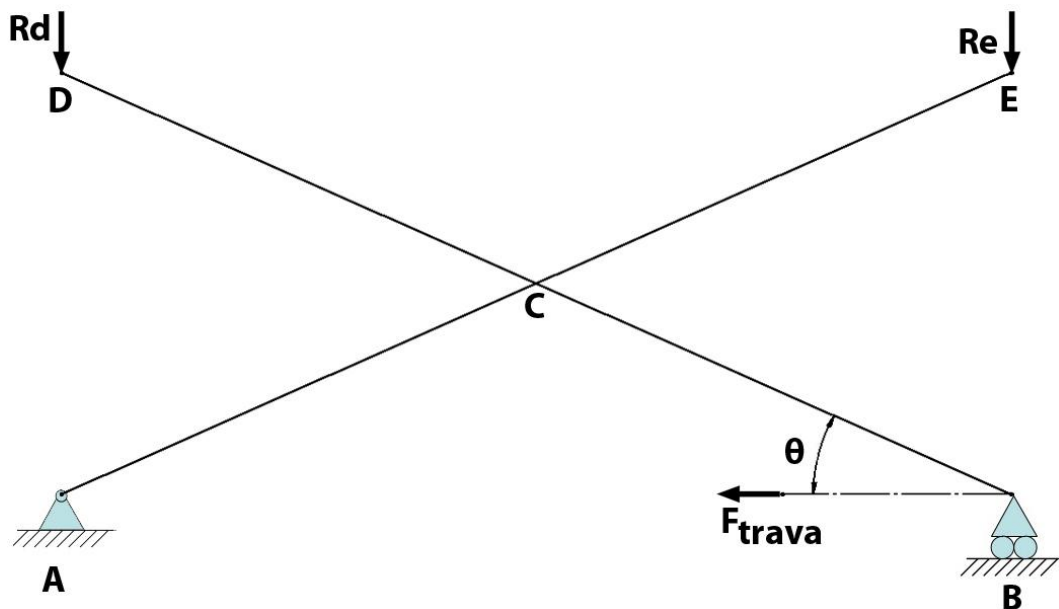


Figura 54 - Diagrama de forças na trava de segurança
Fonte: Autores (2014)

Para o cálculo foi considerada a força quando o elevador se encontra com 200mm de altura, pois é o primeiro ponto no qual a trava é acionada. Com isto temos que:

$$\tau_{adm} = \frac{Q}{n \cdot A_{cis}} = \frac{64226}{2 \cdot (\pi \cdot 15^2 / 4)} = 181,7 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$Nf = \frac{\tau_{cisalhamento}}{\tau_{adm}} = \frac{0,5862}{181,7} = 2,37 \quad (19)$$

Conclui-se que para uma trava com **diâmetro de 15 mm** há um **coeficiente de segurança de 2,37**, garantindo assim a segurança do usuário do elevador caso ocorra alguma falha do sistema hidráulico.

8.6.2. Sapatas Estabilizadoras

Com o intuito de evitar um eventual tombamento do elevador caso o veículo que estiver sobre o mesmo seja forçado de algum modo para os lados, foram idealizadas sapatas estabilizadoras a fim de aumentar a área da base do elevador, como pode ser observado na Figura 55.

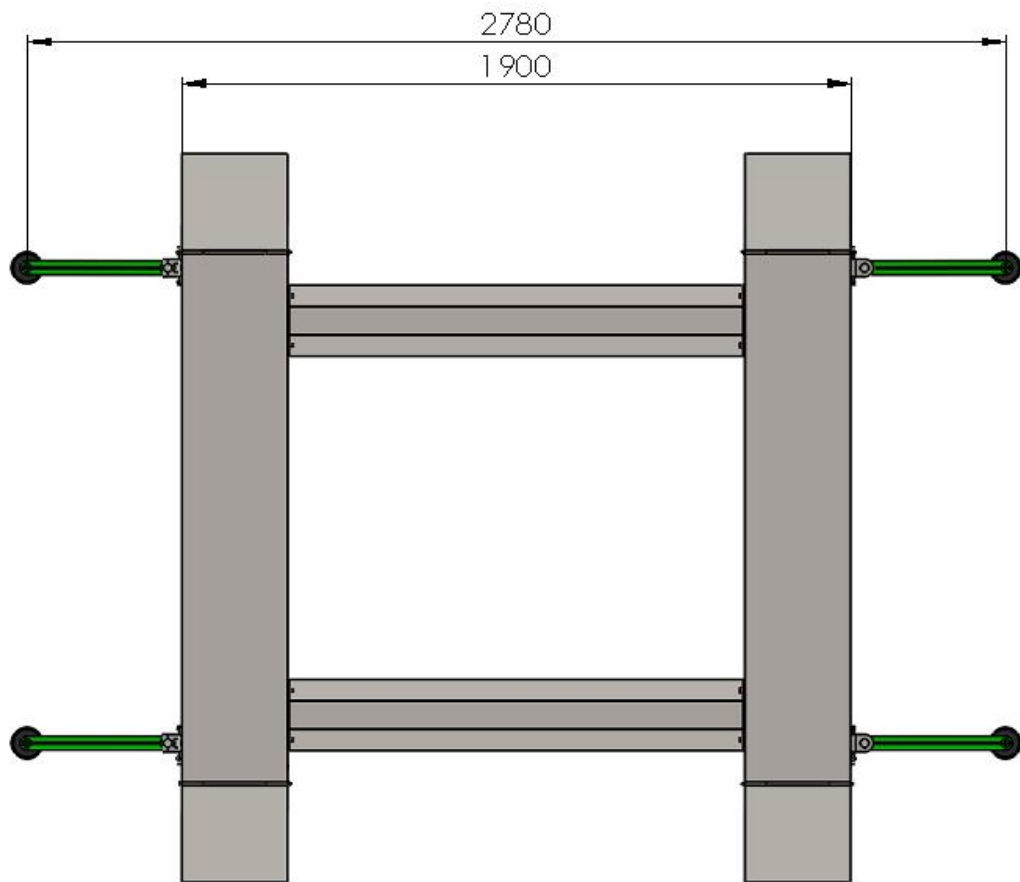


Figura 55 - Comparação da área da base com a utilização de sapatas estabilizadoras
Fonte: Autores (2014)

Outro fator a ser comentado é que tais sapatas possuem pés reguláveis de borracha, o que evitaria um eventual escorregamento em pisos com baixo coeficiente de atrito, melhorando ainda mais a segurança do equipamento.

Na Figura 56 pode ser vista a comparação entre a utilização e a não utilização das sapatas estabilizadoras para um veículo com um centro de gravidade situado 600 mm acima da altura máxima do elevador.

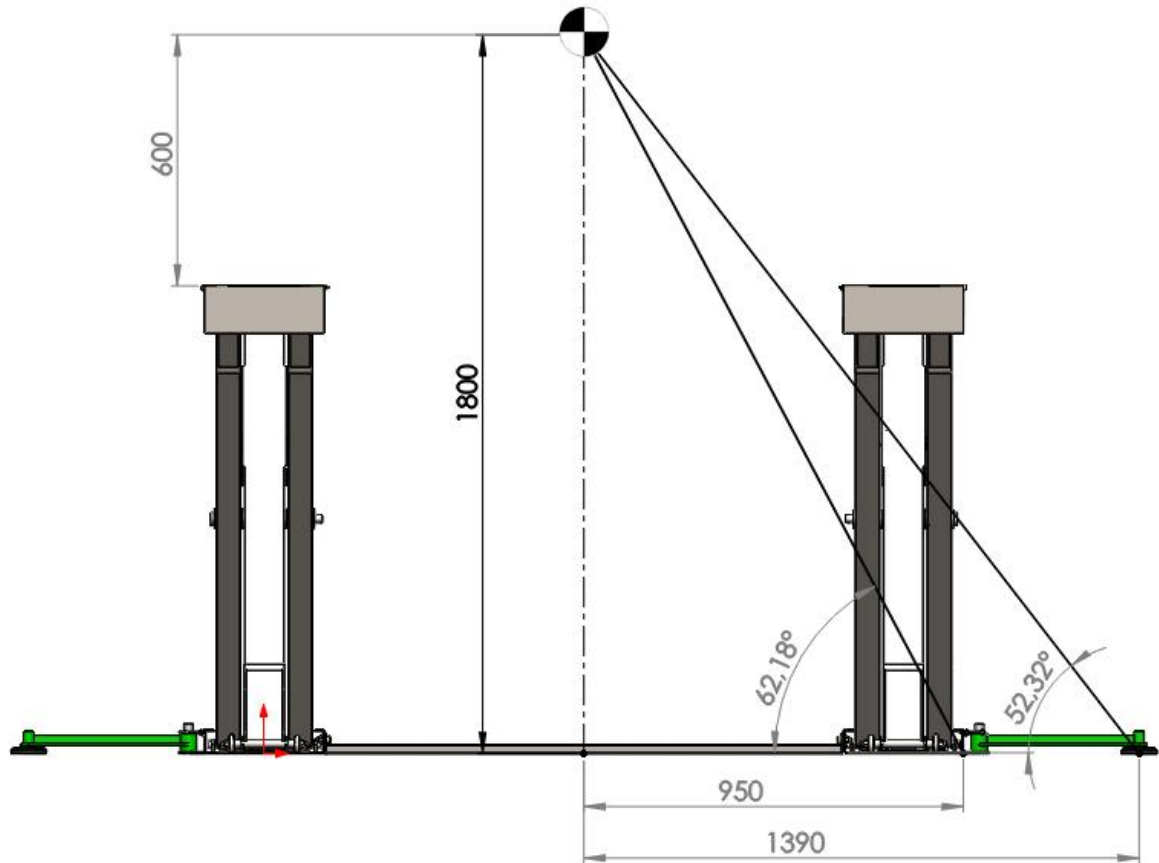


Figura 56 - Comparação da área da base - vista frontal
Fonte: Autores (2014)

8.7. ANÁLISE E VERIFICAÇÃO DOS RESULTADOS

Com o intuito de verificar o dimensionamento realizado nas etapas anteriores, foram realizadas simulações de esforços por meio de elementos finitos (*Finite Element Analysis*) de alguns componentes do elevador, os quais têm detalhes na geometria que dificultariam demasiadamente o dimensionamento puramente analítico. Também foi elaborado um quadro comparativo entre os resultados analíticos com os resultados obtidos nas simulações numéricas. As mesmas forças e sentidos destas utilizados nos cálculos analíticos foram aplicados como dados de entrada nas simulações com elementos finitos, bem como pontos de fixação.

Vigas Superiores

Este é um componente importante, pois é onde o veículo a ser elevado ficara apoiado, comumente apoiando-se em suas extremidades, onde ficam localizados os pontos recomendados para elevação na estrutura do veículo. Primeiramente foi realizada uma simulação estática considerando o mesmo material utilizado para os cálculos analíticos, neste caso o aço ASTM A36, levando em consideração a teoria de Von Mises, como mostra a Figura 57.

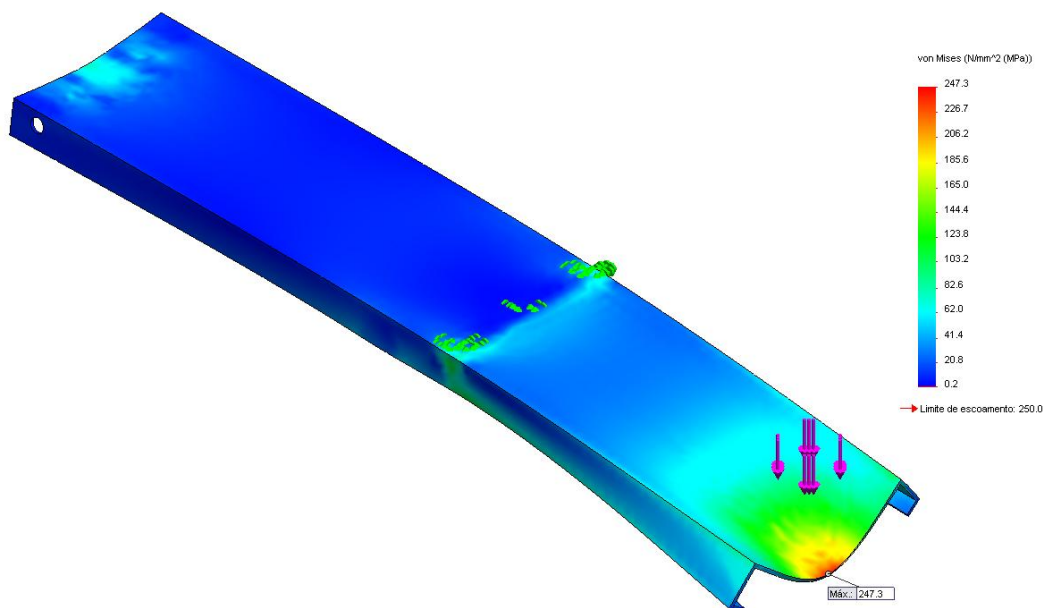


Figura 57 - Primeira Simulação por elementos finitos na viga superior
Fonte: Autores (2014)

Como visto, ocorreu a máxima tensão na extremidade aonde o veículo vai apoiado, gerando uma tensão muito próxima da tensão de escoamento do material. A fim de minimizar tal tensão, foi realizada uma alteração na geometria do componente, como mostra a Figura 58.

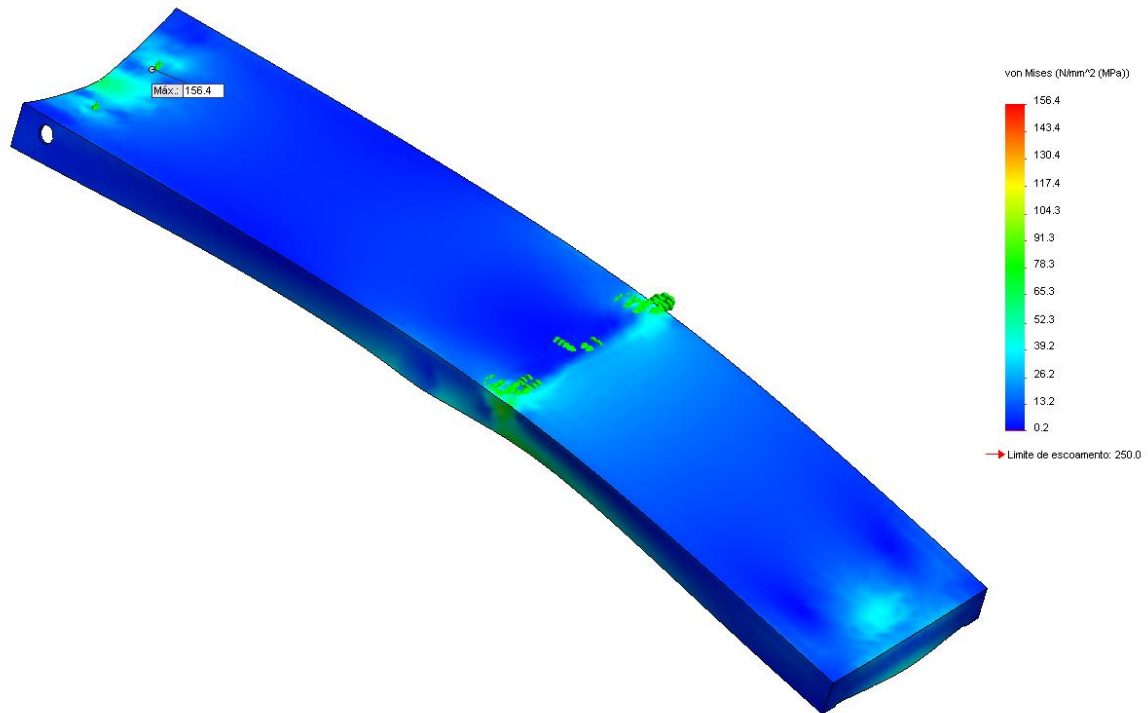


Figura 58 - Segunda simulação por elementos finitos na viga superior
Fonte: Autores (2014)

Após tal alteração, foram obtidos resultados satisfatórios, não exigindo maiores alterações na geometria da peça.

Alavancas AE

O mesmo procedimento foi realizado para as alavancas AE, as quais fazem parte da tesoura formada no sistema pantográfico, tendo seu resultado exibido na Figura 59. O material aplicado na mesma foi o mesmo utilizado para o dimensionamento analítico, sendo este o aço ASTM A36.

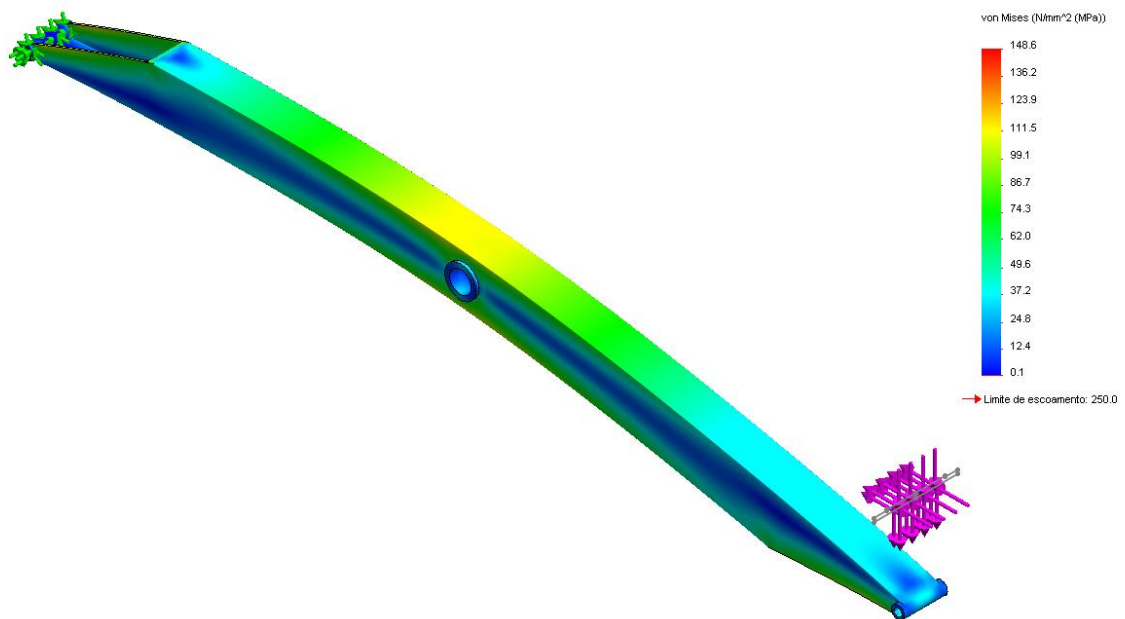


Figura 59 - Simulação numérica realizada na alavanca AE
Fonte: Autores (2014)

Utilizando esta concepção resultou em uma tensão máxima na peça satisfatória, não exigindo alterações na geometria da peça.

Alavanca BD

Do mesmo modo ao realizado nas simulações anteriores, a alavanca BD foi simulada de modo a localizar possíveis concentrações de tensão e posteriormente eliminá-las, realizando alterações na geometria e refazendo as simulações numéricas até atingir um valor adequado. Na Figura 60 é mostrado o resultado da tensão máxima existente na peça com a geometria idealizada inicialmente, sendo o material utilizado na simulação o mesmo utilizado para o dimensionamento analítico, este sendo o aço ASTM A36, o qual tem um limite de escoamento de 250MPa.

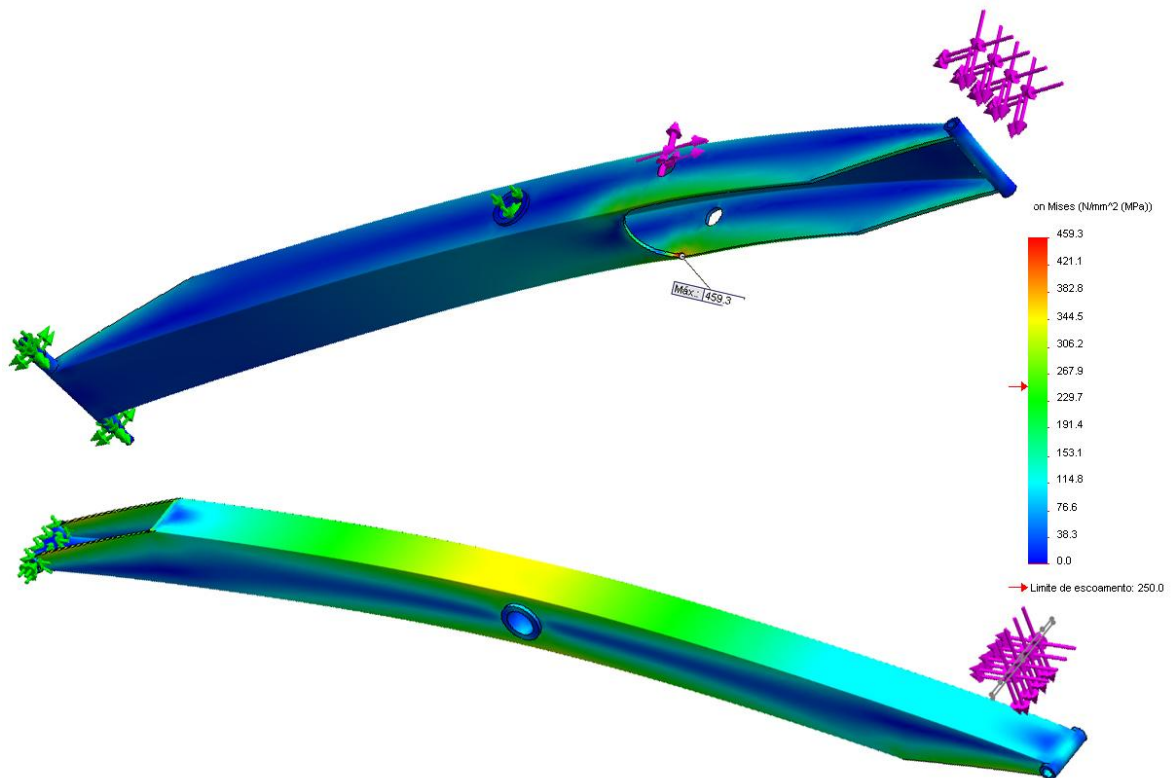


Figura 60 - Primeira simulação realizada por meio de elementos finitos na alavanca BD
Fonte: Autores (2014)

Como visto na figura anterior, a tensão máxima na peça é superior ao limite de escoamento do material utilizado. Para sanar este problema, as duas opções mais viáveis seriam a de utilizar um material mais nobre ou realizar modificações estruturais na peça.

Como o material já estava previamente definido por ser um material relativamente barato e fácil de encontrar no mercado, a solução mais viável foi a de realizar alterações na geometria da peça, seja com reforços ou raios de alívio.

Na Figura 61 podem ser vistas as alterações realizadas na peça, bem como a tensão máxima atingida após estas modificações realizadas.

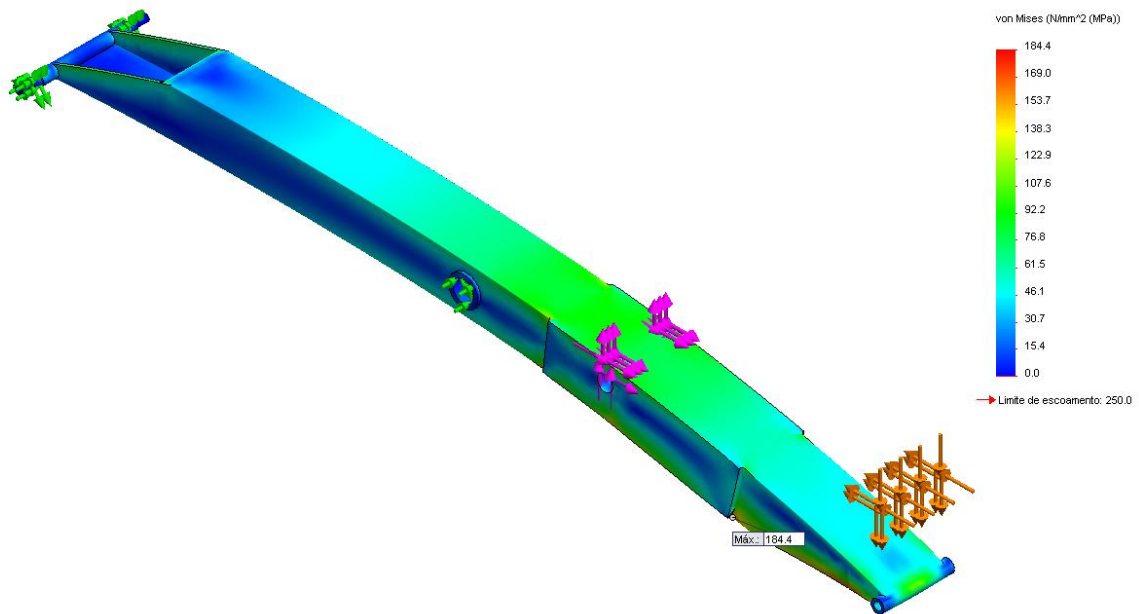


Figura 61 - Simulação da alavanca BD em sua geometria final
Fonte: Autores (2014)

Como pode ser notado, foram adicionadas chapas a fim de distribuir melhor os esforços ocorrentes na peça, resultando assim em um resultado satisfatório e em uma tensão máxima a qual ainda oferece uma boa margem de segurança à tensão de escoamento do material.

Comparação entre os Resultados

Foi elaborado um quadro comparativo entre os resultados obtidos analiticamente e os obtidos por meio de análise com elementos finitos. Os resultados estão expostos na Tabela 6.

Tabela 6 - Resultados obtidos numericamente

Componente	Material	Tensão de Escoamento (MPa)	Tensão Máxima Teórica (MPa)	Coef. Segurança Teórico
Viga Superior	ASTM A36	250	108,7	2,29
Alavanca AE	ASTM A36	250	121	2,06
Alavanca BD	ASTM A36	250	204,6	1,22

Fonte: Autores (2014)

Após ter em mãos os resultados teóricos, fez-se adaptações nas estruturas a fim de melhorar os resultados obtidos e assim realizar uma análise por meio de métodos de elementos finitos. Tais resultados estão expostos na Tabela 7.

Tabela 7 - Resultados obtidos analiticamente

Componente	Material	Tensão de Escoamento (MPa)	Tensão Máxima por FEA (MPa)	Coef. Segurança FEA
Viga Superior	ASTM A36	250	156,4	1,60
Alavanca AE	ASTM A36	250	148,8	1,68
Alavanca BD	ASTM A36	250	184,4	1,36

Fonte: Autores (2014)

Com os resultados analíticos e numéricos, pode-se concluir que o resultado obtido por meio de software é mais preciso, visto que nos resultados obtidos analiticamente não foram consideradas concentrações de tensões, nem variações nas dimensões da secção, o que não ocorre na peça projetada.

9. CUSTO DE FABRICAÇÃO

Uma das propostas que foram incluídas no projeto era um elevador de baixo custo, porém não conseguiu-se atingir este objetivo, pois o custo de um motor e fuso de potência seria aproximado e até superior ao custo de central hidráulica e pistão.

Os custos apresentados no item 6.5.5.2 serão mantidos, pois o sistema hidráulico calculado previamente será compatível com o projeto, será adicionado aos custos. Tais custos não apresentados previamente serão demonstrados na -----, a qual tem os custos dos materiais para fabricação do projeto.

Tabela 8 - Estimativa de custos de fabricação

Item	Qtde	Valor Unitário (R\$)	(continua)
			Valor (R\$)
Mini Central Hidráulica	1	1.690,00	1.690,00
Cilindro Hidráulico	2	345,00	690,00
Mangueira Hidráulica	9	35,00	315,00
Demais Conexões Hidráulicas	1	60,00	60,00
Chapa de Aço ASTM A36 1/8" 1500x500mm	4	57,60	230,40
Chapa de Aço #12 (2,7mm) 1300x300mm	2	26,56	53,12
Tarugo de Aço SAE 1020 2"x280mm	2	14,36	28,72
Tarugo de Aço SAE 1020 1"x400mm	2	5,12	10,24
Tarugo de Aço SAE 1045 1 1/2" x 300mm	2	9,36	18,72
Tarugo de Aço SAE 4340 3/4" x 180mm	2	3,50	7,00
Tarugo de Bronze 1 1/2" x 300mm	2	10,78	21,56
Tubo Retangular Aço ASTM A36 1/8" 60x80x6000 mm	1	110,00	110,00
Tubo Retangular Aço ASTM A36 3/16" 100x80x6000 mm	1	215,00	215,00
Rolamento 6302-ZZ	4	5,80	23,20

Fonte: Autores (2014)

Tabela 8 - Estimativa de custos de fabricação

Item	Qtde	Valor Unitário (R\$)	(conclusão)
			Valor (R\$)
Rolamento 6201-ZZ	8	4,50	36,00
Parafuso Allen M12x1,75x120	6	1,25	7,50
Parafuso Allen M12x1,75x100	4	1,20	4,80
Parafuso Allen M12x1,75x160	2	1,00	2,00
Parafuso Allen M12x1,75x40	4	1,00	4,00
Parafuso Allen M10x1,5x25	8	0,85	6,80
Parafuso Allen M8x1,25x100	4	0,75	3,00
Porca Auto Travante M12x1,75	16	0,35	5,60
Porca Auto Travante M10x1,5	8	0,30	2,40
Porca Auto Travante M8x1,25	4	0,25	1,00
Pé Emborrachado	4	8,50	34,00
Diversos	1	100,00	100,00
TOTAL			R\$ 3.680,06

Fonte: Autores (2014)

10. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos através da metodologia utilizada para os cálculos, a fim de dimensionar o mecanismo garantem sua eficiência como também um coeficiente de segurança satisfatório, assim sendo, pode-se proporcionar mais leveza ao mecanismo, trazendo consigo um menor custo, esse resultado decorre da certeza dos resultados obtidos através da metodologia utilizada.

Para o desenvolvimento, foi-se utilizado dois métodos de cálculos, o primeiro sendo cálculos analíticos através de software de apoio e cálculos realizados a mão, secundamente cálculos demonstrados pelo sistema de simulação do software SolidWorks, sendo realizados cálculos de peças complexas todas através do software, pois as mesmas não podem ser resolvidas com resultados satisfatórios através de cálculos analíticos.

Durante a conclusão do projeto foram realizadas algumas modificações que não estavam previamente estabelecidas, isso ocorreu pelo fato do elemento motriz via fuso que era considerado ideal na fase preliminar não atender as expectativas ao decorrer do projeto, outro fato que deve ser observado é que o elemento inicial iria custar o mesmo ou até mais que a mini central hidráulica, sendo a central superior que o fuso em vários pontos.

Partindo de uma análise geral do resultado obtido com o projeto, pode-se afirmar que uma das diretrizes do projeto inicial não foi alcançada, pois o custo baixo que foi proposto não foi obtido, porém os outros itens de suma importância para o projeto foram alcançados com ótimos resultados. Para os resultados não obtidos, sugere-se uma reavaliação a fim de melhorar outros projetos no mesmo tema que virão. Outro ponto que sugere-se para cálculo em um futuro projeto é o da deformação da chapa, pois foi assegurado que ela não iria romper, porém não sabe-se se a deformação obtida será alta.

Para realizar o dimensionamento do mecanismo foi realizado a revisão bibliográfica de resistência dos materiais clássica, onde os conteúdos da mesma foram expressos resumidamente de maneira clara e objetiva, facilitando a compreensão do mesmo para o leitor.

Diante do trabalho feito, conclui-se que as metas propostas para o TCC 1 e 2 foram concluídas, tendo utilizado diversos conhecimentos em diversas áreas estudadas durante o curso.

No Quadro 8 abaixo se pode comparar as especificações meta que era desejado e as do termino do projeto:

	Especificações meta	Projeto Detalhado
Capacidade	2.000 kg	2.000 kg
Elevação Máxima	1.200 mm	1.200 mm
Peso	380 kg	290 kg
Tempo de Elevação	45 s	45 s
Volume Ocupado	120 x 1900 x 1500 mm	120x1900x1500
Acionamento	Mecânico, por meio de fusos de potência	Hidráulico, por meio de cilindros atuadores
	Motor elétrico AC 127 v	Motor elétrico AC 1 hp 127/230V
	Transmissão por meio de Correntes	Mini central hidráulica
Estrutura	Aço tubular	Aço tubular
	Chapas de aço	Chapas de aço
Segurança	Auto travamento dos fusos	Trava via Sistema Hidráulico
	Trava acionada por mola	Trava acionada por mola
	Sapatas estabilizadoras	Sapatas estabilizadoras
	Alarme no fim da descida do elevador	Alarme fim de curso
Mobilidade	Utilização de rodízios	Utilização de rodízios
Acabamento	Pintura a pó	Pintura a pó
Preço	Custo de Fabricação: R\$ 1.800,00 a R\$ 2.300,00	Custo: R\$3.680,00

Quadro 8 - Comparativo entre as especificações metas e o projeto detalhado

Fonte: Autores (2014)

É importante deixar claro que mesmo tendo alterado o sistema de acionamento as especificações metas foram mantidas, teve-se um ganho considerável em peso do sistema, e o custo calculado é apenas para o material, não considerando custos de mão de obra e fabricação, como usinagem, corte entre outros.

REFERÊNCIAS

1. ROZENFELD, Henrique; FORCELLINI, Fernando A. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos - Uma Referência para a Melhoria do Processo**. s.l. : Saraiva, 2006.
2. AZEVEDO, Álvaro, F. M. **Método dos Elementos Finitos**. Portugal : Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.
3. FIALHO, Arivelto B. **Cosmos - Plataforma CAE do SolidWorks**. São Paulo : Erica, 2008.
4. HECKE, Mildred B. **Aplicações do Método dos Elementos Finitos Utilizando o Software Ansys-ED 9.0**. s.l. : PPGMNE-CESER/UFPR.
5. NORTON, Robert L. **Projeto de Maquinas**. s.l. : Bookman, 2004.
6. BEER, Ferdinand P; JOHNSTON, Russel. **Resistência dos materiais: mecânica dos materiais**. São Paulo : McGraw Hill, Bookman, 2010.
7. ASKELAND, Donald R. **Ciencia e Ingeniería de los materiales**. México : International Thomson Editores, 1998.
8. CALLISTER, William D. **Ciência e engenharia de materiais: Uma introdução**. Rio de Janeiro : LTC, 2002.
9. JUVINALL, Robert C; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentals of Machine Component Design**. Hoboken, NJ : Wiley, 2011.
10. STEWART, Harry L. **Pneumática e Hidráulica**. São Paulo : Hemus, 2002.
11. Mangueiras Hidráulicas. *Goodyear Engineered Products*. Disponível em <<http://www.goodyearep.com.br/bulandingpage.aspx?id=56>> Acesso em: 14 jun. 2014.
12. FIALHO, Arivelto B. **Automação hidráulica : projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. São Paulo : Érica Ltda., 2002.
13. BEER, Ferdinand P; JOHNSTON, Russel. **Mecânica Vetorial para Engenheiros - Dinâmica**. s.l. : McGraw-Hill Ltda, 2006.

14. WALDRON, Kenneth J; KINZEL, Gary L. ***Kinematics, dynamics and design of machinery***. New York, US : Wiley, 2004.
15. NORTON, Robert L. ***Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos***. s.l. : AMGD, 2010.
16. SEFAC. *Elevadores de Paralelogramo*. Disponível em <http://www.sefac.es/catalogue/carretera/elevadores-y-accesorios/vehiculos-especiales/products/elevadores-de-paralelogramo_2.html>. Acesso em : 14 mai. 2014.
17. WEHRMANN, Tiago R. ***Dimensionamento de um mecanismo pantográfico utilizando método analítico e elementos finitos***. Panambi : UNIJUÍ, 2012.
18. **Edge, Engineers**. *Scissor Lift Jack Review & Equations*. [Online] [Citado em: 14 de 05 de 2014.] http://www.engineersedge.com/mechanics_machines/scissor-lift.htm.
19. Montarte. *Plataforma Tesoura*. Disponível em <<http://www.montarte.com.br/plataforma-tesoura.php>> Acesso em 19 mai. 2014.
20. RAO, Singiresu S. ***Vibrações Mecânicas***. São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2008.
21. HIBBELER, Russel C. ***Mecânica para Engenharia - Estática***. São Paulo : Pearson, 2011.
22. MELCONIAN, Sarkis. ***Mecânica Técnica e Resistência dos Materiais***. São Paulo : Érica, 2006. ISBN : 85-7194-666-3.
23. FREITAS, L. S; FONSECA, A. M. e TRIVELATO, L. F. L. **Projeto Informativo: Um ponto de partida para a contribuição da gestão de desenvolvimento de produtos em pequenas e médias empresas. XXVII Encontro Nacional de Engenharia de Produção**. 2007.
24. História do Automóvel. Disponível em <<http://www.infoescola.com/curiosidades/historia-do-automovel/>>. Acesso em 28 mai. 2014.
25. Castle Equipment Co. *Weaver Hydraulic & Mechanical Jacks History*. Disponível em <http://www.castleequipment.com/Museum/jacks_weaver_history.htm> Acesso em 29 mai. 2014

26. Castle Equipment Co. *Weaver Lifts History*. Disponível em <http://www.castleequipment.com/Museum/lifts_weaver_history.htm>. Acesso em 29 mai. 2014.
27. Rotary Lift. *A empresa*. Disponível em <<http://rotarylift.com.br/empresa.asp>>. Acesso em 29 mai. 2014.
28. Elevador JM 2500. *JM Equipamentos*. Disponível em <<http://www.jmmaquinas.com.br/ProdutoDetalhe.aspx?id=15>>. Acesso em 01 Jul. 2014
29. Raven 107566. *Raven Elevadores*. Disponível em <http://www.ravenelevadores.com.br/prod_107566_dados.html>. Acesso em 01 Jul. 2014
30. Bendpak - MD-6XP. *Catálogo Bendpak*. Disponível em <<http://www.bendpak.com/car-lifts/specialty-lifts/md-6xp.aspx>>. Acesso em 28 mai. 2014.
31. EZcarlift Portable Car Lift Specifications. *EZcarlift*. Disponível em <<http://www.ezcarlift.com/index.html>>. Acesso em 01 jun. 2014.
32. USL-6000 specifications. *Mohawk Lifts*. Disponível em <http://www.mohawklifts.com/library/rough_specs/usl.pdf>. Acesso em 05 jun. 2014
33. Catálogo - Fichas técnicas, equipamentos e fotos de carros. *Carros na web*. Disponível em <<http://www.carrosnaweb.com.br/catalogo.asp>>. Acesso em 07 jul. 2014.
34. EverLift EE-MR30 Mid-rise scissor lift. *YouTube*. Disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=qGH_oqLM6DU>. Acesso em 03 jul. 2014
35. BAXTER, Mike. ***Projeto de produto - Guia prático para o design de novos produtos***. São Paulo : Edgard Blucher Ltda., 2000.

ANEXO A

TRECHO DO CATÁLOGO DA EMPRESA LYCOS EQUIPAMENTOS – MINI CENTRAL
HIDRÁULICA

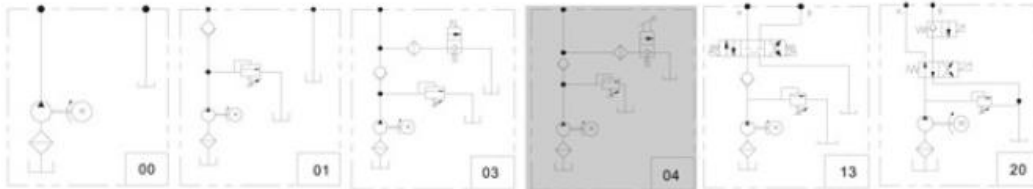
Hydraulic AC Unit

Group 10A-N (NEMA MOTOR)

Rated Input Power: 1HP (750W)
 Rated Voltage: AC 120-230/460V, 60Hz, single or three phase
 Gear Pump Disp. : 0.8-1.7ml/Rev
 Flow Rate: 1.4-6LPM / (0.37-1.6GPM)
 Maximum Operating Pressure: 250Bar (3600PSI)



Typical Circuits (for more circuit options, please refer to page XX or consult us)

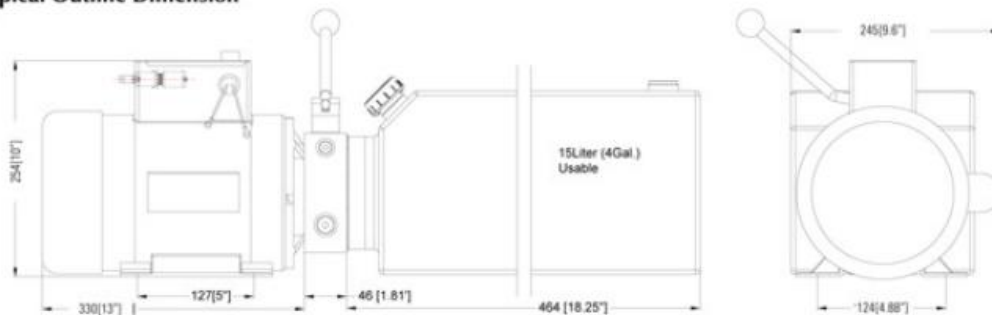


Applicable Gear Pumps

Gear Pump Displacement	(ml/rev)	1.1ml		1.7ml		2.1ml	
		1750	3450	1750	3450	1750	3450
Motor Speed	RPM	1.4	2.8	1.9	3.8	3.0	6
	LPM	0.35	0.7	0.5	1	0.8	1.6
Rate Flow Rate	GPM	250	125	207	105	120	60
	BAR	3600	1800	3000	1500	1750	875
Max. Operating Pressure	PSI						

Test Fluid = HV46 Hydraulic Oil @ 100°F (SUS 192) /38°C (CST 42)

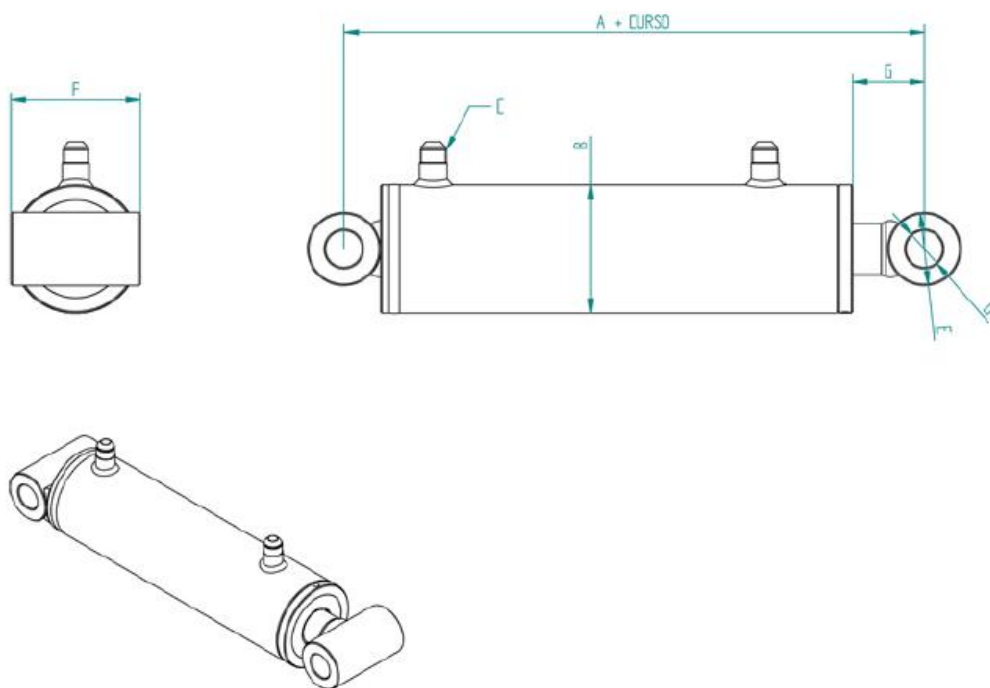
Typical Outline Dimension



ANEXO B

TRECHO DO CATÁLOGO DA EMPRESA LYCOS EQUIPAMENTOS – CILINDROS
HIDRÁULICOS

CILINDRO HIDRÁULICO SOLDADO OLHAL - OLHAL



CILINDRO HIDRAULICO SOLDADO OLHAL - OLHAL									
CAMISA	HASTE	A	ØB	C - UNF JIC	C - NPT	ØD	ØE	F	G
1.1/2" (38,1mm)	20	141	47	9/16"	3/8"	25,5	40	50	55
	25,4								
2" (50,8mm)	25,4	180	60,3	9/16"	1/2"	25,5	50,8	65	65
	30								
2.1/2" (63,5mm)	34,93	200	76,2	3/4"	1/2"	25,5	50,8	80	65
	40								
3" (76,2mm)	34,93	212	88,9	3/4"	1/2"	30	50,8	90	65
	44,45								
3.1/4" (82,55mm)	44,45	257	95	7/8"	1/2"	30	63,5	100	72
	50,8								
4" (101,6mm)	50,8	270	114,3	1.5/16"	3/4"	30	63,5	120	72
	60								
5" (127mm)	70	292	130	1.5/16"	3/4"	40	76,2	140	80
	76,2								
6" (152,4mm)	63,5	340	168,3	1.5/16"	1"	40	76,2	170	80
	88,9								

ANEXO C

TRECHO DO CATÁLOGO DA EMPRESA GOODYEAR – MANGUEIRAS HIDRÁULICAS

GR7

Termoplástica
Termoplástica
Thermoplastic

GOOD YEAR SAE 100R7

- Atende ou excede performance exigida na norma: SAE 100R7, EN 855 R7.
- Atiende o excede los requisitos de funcionamiento de la norma: SAE 100R7, EN 855 R7.
- Meets or exceeds the performance requirements of the norm: SAE 100R7, EN 855 R7.

DIÁMETRO INTERNO DIÁMETRO INTERNO NOM. ID			DIÁMETRO EXTERNO DIÁMETRO EXTERNO NOM. OD		PRESSÃO DE TRABALHO PRESIÓN DE TRABAJO WORK PRESSURE		PRESSÃO DE RUPTURA PRESIÓN DE RUPTURA BURST PRESSURE		PESO PESO WEIGHT		RABO DE CURVATURA RABO DE CURVATURA BEND RADIUS
Tamanho Tamaño Size	Pulg Inch	mm	mm	Bar	PSI	Bar	PSI	Kg/m	lb/ft	mm	
-2	1/8"	3,2	8,5	172	2500	688	10000	0,05	0,03	13	
-3	3/16"	4,8	10,8	207	3000	828	12000	0,08	0,05	20	
-4	1/4"	6,4	13,0	207	3000	828	12000	0,09	0,06	33	
-5	5/16"	7,9	15,1	172	2500	688	10000	0,11	0,07	46	
-6	3/8"	9,5	17,0	155	2250	620	9000	0,15	0,10	51	
-8	1/2"	12,7	20,7	138	2000	552	8000	0,21	0,14	76	
-12	3/4"	19,0	27,1	86	1250	344	5000	0,29	0,19	127	
-16	1"	25,4	34,0	69	1000	276	4000	0,39	0,26	203	

CONSTRUÇÃO
TUBO: Nylon, resistente a óleo e calor.
REFORÇO: Um trançado de fibra sintética de alta resistência.
COBERTURA: Poliuretano preto, resistente a óleo, abrasão e intempérie.
TEMPERATURA: -40°C a +100°C / -40°F a +212°F.

CONSTRUCCIÓN
TUBO: Nylon, resistente al aceite y al calor.
REFUERZO: Un trenzado textil de alta resistencia.
CUBIERTA: Poliuretano negro, resistente al aceite, a la abrasión y a la intemperie.
TEMPERATURA: -40°C a +100°C / -40°F a +212°F.

CONSTRUCTION
TUBE: Nylon, resistant to oil and heat.
REINFORCEMENT: One braided high textile.
COVER: Black urethane, resistant to oil, abrasion and weathering.
TEMPERATURE: -40°C to +100°C / -40°F to +212°F.

NR7

Termoplástica
Termoplástica
Thermoplastic

GOOD YEAR SAE 100R7



- Atende ou excede performance exigida na norma: SAE 100R7.
- Atiende o excede los requisitos de funcionamiento de la norma: SAE 100R7.
- Meets or exceeds the performance requirements of the norm: SAE 100R7.

DIÁMETRO INTERNO DIÁMETRO INTERNO NOM. ID			DIÁMETRO EXTERNO DIÁMETRO EXTERNO NOM. OD		PRESSÃO DE TRABALHO PRESIÓN DE TRABAJO WORK PRESSURE		PRESSÃO DE RUPTURA PRESIÓN DE RUPTURA BURST PRESSURE		PESO PESO WEIGHT		RABO DE CURVATURA RABO DE CURVATURA BEND RADIUS
Tamanho Tamaño Size	Pulg Inch	mm	mm	Bar	PSI	Bar	PSI	Kg/m	lb/ft	mm	
-2	1/8"	3,2	8,5	172	2500	688	10000	0,05	0,03	13	
-3	3/16"	4,8	10,8	207	3000	828	12000	0,08	0,05	20	
-4	1/4"	6,4	12,3	190	2750	760	11000	0,09	0,06	33	
-5	5/16"	7,9	14,7	172	2500	688	10000	0,11	0,07	46	
-6	3/8"	9,5	16,1	155	2250	620	9000	0,15	0,10	51	
-8	1/2"	12,7	20,7	155	2250	620	9000	0,21	0,14	76	
-12	3/4"	19,0	27,1	86	1250	344	5000	0,29	0,19	127	
-16	1"	25,4	34,0	69	1000	276	4000	0,39	0,26	203	

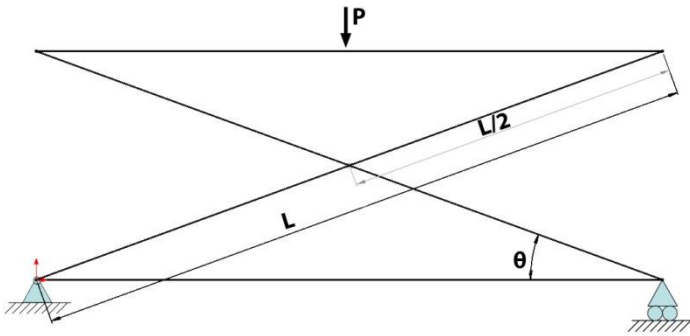
CONSTRUÇÃO
TUBO: Nylon e poliéster, resistente a óleo e calor.
REFORÇO: Um trançado de fibra sintética de alta resistência.
COBERTURA: Poliuretano laranja, resistente a óleo, abrasão e intempérie.
TEMPERATURA: -54°C a +100°C / -65°F a +212°F.

CONSTRUCCIÓN
TUBO: Nylon y poliéster, resistente al aceite y al calor.
REFUERZO: Un trenzado textil de alta resistencia.
CUBIERTA: Poliuretano naranja, resistente al aceite, a la abrasión y a la intemperie.
TEMPERATURA: -54°C a +100°C / -65°F a +212°F.

CONSTRUCTION
TUBE: Nylon and polyester, resistant to oil and heat.
REINFORCEMENT: One braided high textile.
COVER: Orange urethane, resistant to oil, abrasion and weathering.
TEMPERATURE: -54°C to +100°C / -65°F to +212°F.

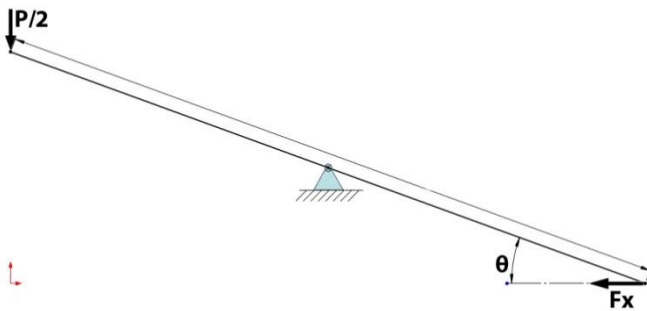
APÊNDICE A

**EQUACIONAMENTO UTILIZADO PARA O PRÉ-DIMENSIONAMENTO DOS TIPOS DE
ACIONAMENTO**



O mecanismo pantográfico de elevação do elevador pode ser modelado como mostra a figura ao lado. A partir deste modelo, foram idealizados dois modelos, um para cada tipo de acionamento, sendo posteriormente executado seu equacionamento.

Acionamento por meio de fusos mecânicos



Como neste caso o que nos interessa é apenas a força que o fuso teria que realizar, o elevador foi modelado conforme a figura ao lado. A força aplicada ($P/2$) seria de 1000 kg (9810 N), pois está sendo suposto que serão utilizados dois fusos.

$$\Sigma M_o = 0$$

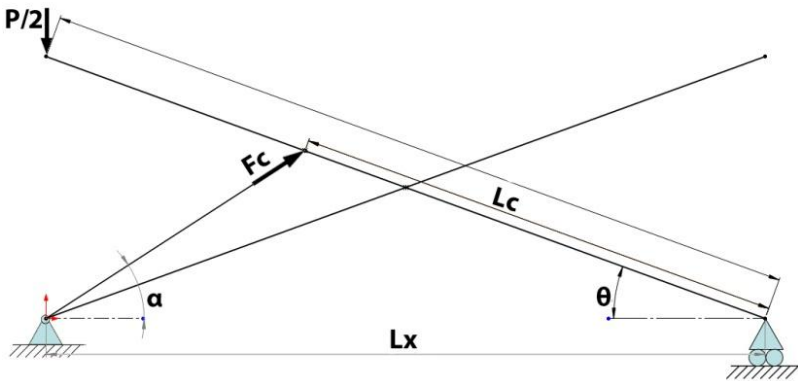
$$\Sigma M_o = F_x \cdot \frac{L}{2} \cdot \text{sen}(\theta) - P \cdot \frac{L}{2} \cdot \text{cos}(\theta) = 0$$

$$F_x \cdot \text{sen}(\theta) = P \cdot \text{cos}(\theta)$$

$$F_{fuso} = F_x = P \frac{\text{cos}(\theta)}{\text{sen}(\theta)}$$

Nota-se que a força varia em função do ângulo Θ em que se encontra a barra, no Apêndice B está uma tabela mostrando a variação da força conforme o ângulo Θ varia.

Acionamento por meio de Cilindros hidráulicos



Como neste caso o que nos interessa é apenas a força que os cilindros teriam que realizar, o elevador foi modelado conforme a figura ao lado. A força aplicada ($P/2$) seria de 1000 kg (9810 N), pois está sendo suposto que serão utilizados dois cilindros.

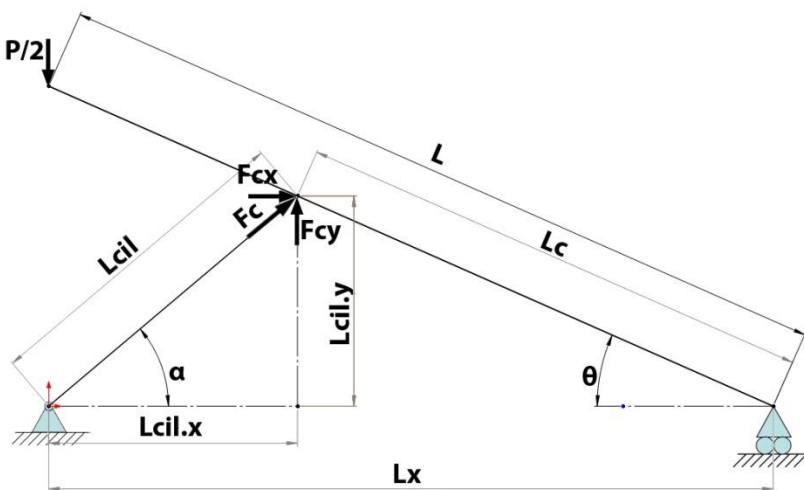
Pode-se iniciar realizando um somatório dos momentos na articulação móvel da barra do mecanismo pantográfico, a fim de se obter a componente y da força realizada pelo cilindro.

$$\Sigma M_o = 0$$

$$\Sigma M_o = -P \cdot L \cdot \cos(\theta) + F_{cy} \cdot L_c \cdot \cos(\theta) = 0$$

$$F_{cy} = \frac{P \cdot L \cdot \cos(\theta)}{L_c \cdot \cos(\theta)} = \frac{P \cdot L}{L_c}$$

Podemos observar que a força F_{cy} se mantém constante conforme o ângulo θ varia.



Para se obter a força necessária no cilindro é preciso decompor a força nas componentes x e y.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{L_{cil_y}}{L_{cil_x}}\right)$$

$$F_c = \frac{F_{cy}}{\text{sen}(\alpha)}$$

APÊNDICE B

FORÇA NECESSÁRIA EM FUNÇÃO DA ALTURA PARA AS DUAS OPÇÕES DE
ACIONAMENTO

FUSOS								
Θ (graus)	h (mm)	Fx (KN)	Θ (graus)	h (mm)	Fx (KN)	Θ (graus)	h (mm)	Fx (KN)
0,44	10	1299,96	15,62	350	35,77	32,06	690	15,97
0,88	20	649,92	16,08	360	34,70	32,58	700	15,65
1,32	30	433,22	16,54	370	33,68	33,10	710	15,34
1,76	40	324,85	17,00	380	32,72	33,63	720	15,03
2,20	50	259,81	17,46	390	31,80	34,16	730	14,74
2,65	60	216,44	17,92	400	30,92	34,70	740	14,44
3,09	70	185,44	18,38	410	30,09	35,23	750	14,16
3,53	80	162,19	18,85	420	29,29	35,78	760	13,88
3,97	90	144,10	19,32	430	28,53	36,32	770	13,60
4,41	100	129,61	19,78	440	27,80	36,87	780	13,33
4,85	110	117,76	20,25	450	27,10	37,42	790	13,07
5,30	120	107,87	20,72	460	26,43	37,98	800	12,81
5,74	130	99,50	21,19	470	25,79	38,54	810	12,55
6,18	140	92,32	21,67	480	25,17	39,11	820	12,30
6,63	150	86,09	22,14	490	24,57	39,68	830	12,05
7,07	160	80,63	22,62	500	24,00	40,25	840	11,81
7,51	170	75,81	23,10	510	23,45	40,83	850	11,57
7,96	180	71,53	23,58	520	22,91	41,42	860	11,34
8,40	190	67,69	24,06	530	22,40	42,01	870	11,10
8,85	200	64,23	24,54	540	21,90	42,60	880	10,87
9,30	210	61,09	25,03	550	21,42	43,21	890	10,65
9,74	220	58,24	25,52	560	20,95	43,81	900	10,42
10,19	230	55,63	26,01	570	20,50	44,43	910	10,20
10,64	240	53,24	26,50	580	20,06	45,05	920	9,98
11,09	250	51,03	26,99	590	19,63	45,67	930	9,77
11,54	260	48,99	27,49	600	19,22	46,31	940	9,55
11,99	270	47,10	27,98	610	18,82	46,95	950	9,34
12,44	280	45,34	28,48	620	18,43	47,60	960	9,13
12,89	290	43,70	28,99	630	18,05	48,26	970	8,92
13,34	300	42,16	29,49	640	17,68	48,92	980	8,72
13,80	310	40,73	30,00	650	17,32	49,60	990	8,51
14,25	320	39,38	30,51	660	16,97	50,28	1000	8,31
14,71	330	38,10	31,02	670	16,63			
15,16	340	36,90	31,54	680	16,29			

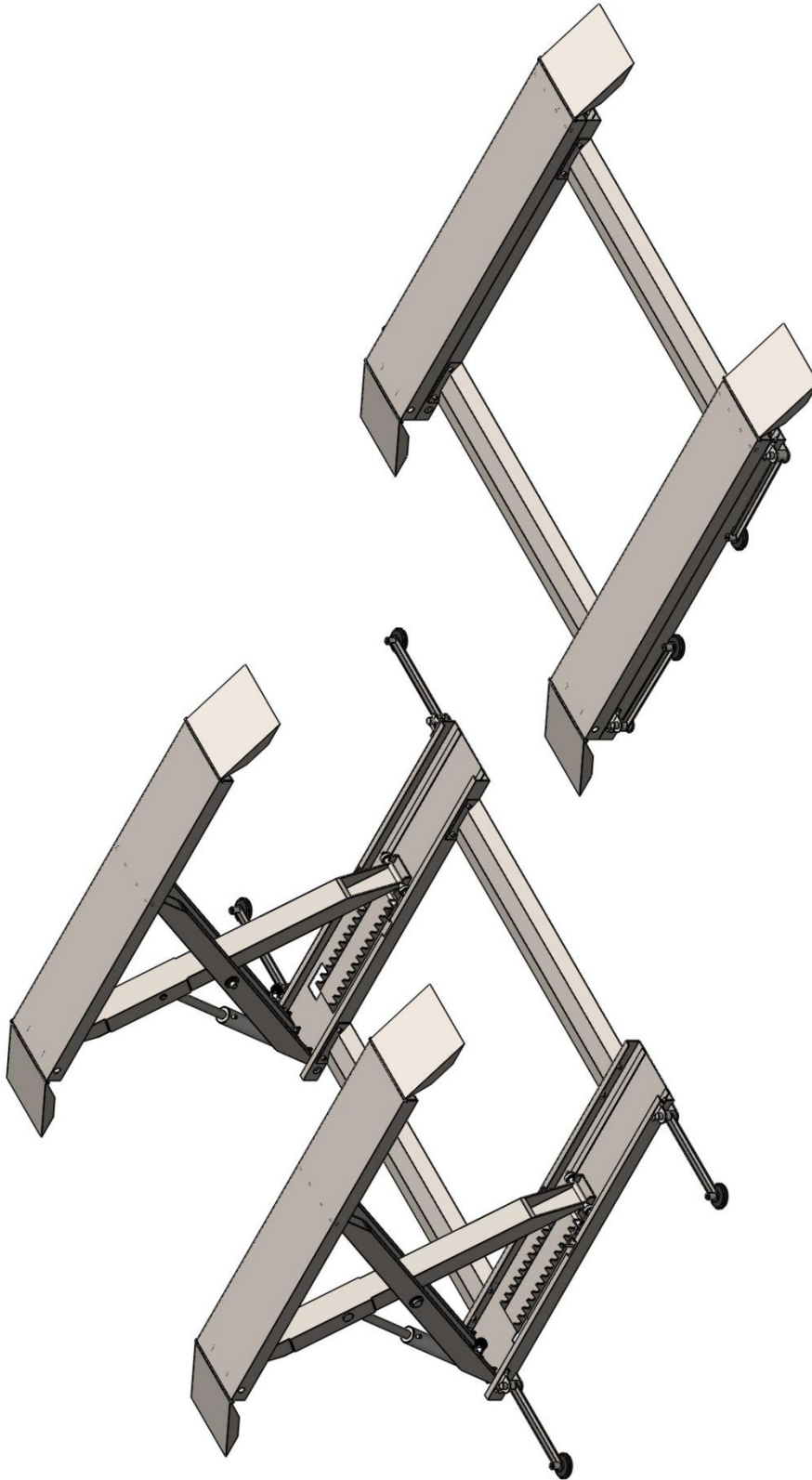
CILINDROS HIDRÁULICOS						
Θ (graus)	α (graus)	h (mm)	Fcily (Kn)	Fcilx (KN)	Fcil (KN)	Curso (mm)
0,44	0,98	10	14,49	846,44	846,56	0,00
0,88	1,96	20	14,49	423,18	423,43	0,14
1,32	2,94	30	14,49	282,08	282,45	0,38
1,76	3,92	40	14,49	211,52	212,01	0,71
2,20	4,90	50	14,49	169,17	169,79	1,13
2,65	5,87	60	14,49	140,93	141,67	1,65
3,09	6,84	70	14,49	120,75	121,61	2,26
3,53	7,81	80	14,49	105,61	106,60	2,96
3,97	8,78	90	14,49	93,83	94,94	3,75
4,41	9,74	100	14,49	84,40	85,63	4,64
4,85	10,70	110	14,49	76,68	78,03	5,62
5,30	11,66	120	14,49	70,24	71,72	6,69
5,74	12,61	130	14,49	64,79	66,39	7,84
6,18	13,56	140	14,49	60,11	61,83	9,09
6,63	14,50	150	14,49	56,05	57,90	10,42
7,07	15,43	160	14,49	52,50	54,47	11,85
7,51	16,36	170	14,49	49,36	51,45	13,36
7,96	17,29	180	14,49	46,57	48,78	14,95
8,40	18,20	190	14,49	44,07	46,39	16,63
8,85	19,11	200	14,49	41,82	44,26	18,39
9,30	20,02	210	14,49	39,78	42,34	20,23
9,74	20,92	220	14,49	37,92	40,60	22,16
10,19	21,81	230	14,49	36,22	39,01	24,17
10,64	22,69	240	14,49	34,66	37,57	26,25
11,09	23,57	250	14,49	33,23	36,25	28,41
11,54	24,43	260	14,49	31,90	35,04	30,65
11,99	25,29	270	14,49	30,67	33,92	32,97
12,44	26,15	280	14,49	29,52	32,89	35,36
12,89	26,99	290	14,49	28,45	31,93	37,82
13,34	27,83	300	14,49	27,45	31,04	40,36
13,80	28,66	310	14,49	26,52	30,22	42,97
14,25	29,48	320	14,49	25,64	29,45	45,64
14,71	30,29	330	14,49	24,81	28,73	48,39
15,16	31,10	340	14,49	24,03	28,06	51,20

CILINDROS HIDRÁULICOS						
Θ (graus)	α (graus)	h (mm)	Fcily (Kn)	Fcilx (KN)	Fcil (KN)	Curso (mm)
15,62	31,89	350	14,49	23,29	27,43	54,07
16,08	32,68	360	14,49	22,59	26,84	57,01
16,54	33,46	370	14,49	21,93	26,29	60,02
17,00	34,23	380	14,49	21,30	25,76	63,09
17,46	34,99	390	14,49	20,70	25,27	66,22
17,92	35,75	400	14,49	20,13	24,81	69,40
18,38	36,49	410	14,49	19,59	24,37	72,65
18,85	37,23	420	14,49	19,07	23,95	75,95
19,32	37,96	430	14,49	18,58	23,56	79,31
19,78	38,68	440	14,49	18,10	23,19	82,73
20,25	39,39	450	14,49	17,65	22,84	86,20
20,72	40,10	460	14,49	17,21	22,50	89,72
21,19	40,80	470	14,49	16,79	22,18	93,29
21,67	41,49	480	14,49	16,39	21,88	96,91
22,14	42,17	490	14,49	16,00	21,59	100,59
22,62	42,84	500	14,49	15,63	21,31	104,31
23,10	43,51	510	14,49	15,27	21,05	108,08
23,58	44,17	520	14,49	14,92	20,80	111,89
24,06	44,82	530	14,49	14,58	20,56	115,75
24,54	45,47	540	14,49	14,26	20,33	119,65
25,03	46,10	550	14,49	13,94	20,11	123,60
25,52	46,73	560	14,49	13,64	19,90	127,59
26,01	47,36	570	14,49	13,35	19,70	131,62
26,50	47,97	580	14,49	13,06	19,51	135,69
26,99	48,58	590	14,49	12,78	19,33	139,80
27,49	49,19	600	14,49	12,52	19,15	143,95
27,98	49,78	610	14,49	12,25	18,98	148,14
28,48	50,38	620	14,49	12,00	18,82	152,36
28,99	50,96	630	14,49	11,75	18,66	156,62
29,49	51,54	640	14,49	11,51	18,51	160,92
30,00	52,11	650	14,49	11,28	18,36	165,25
30,51	52,68	660	14,49	11,05	18,22	169,61
31,02	53,24	670	14,49	10,83	18,09	174,01

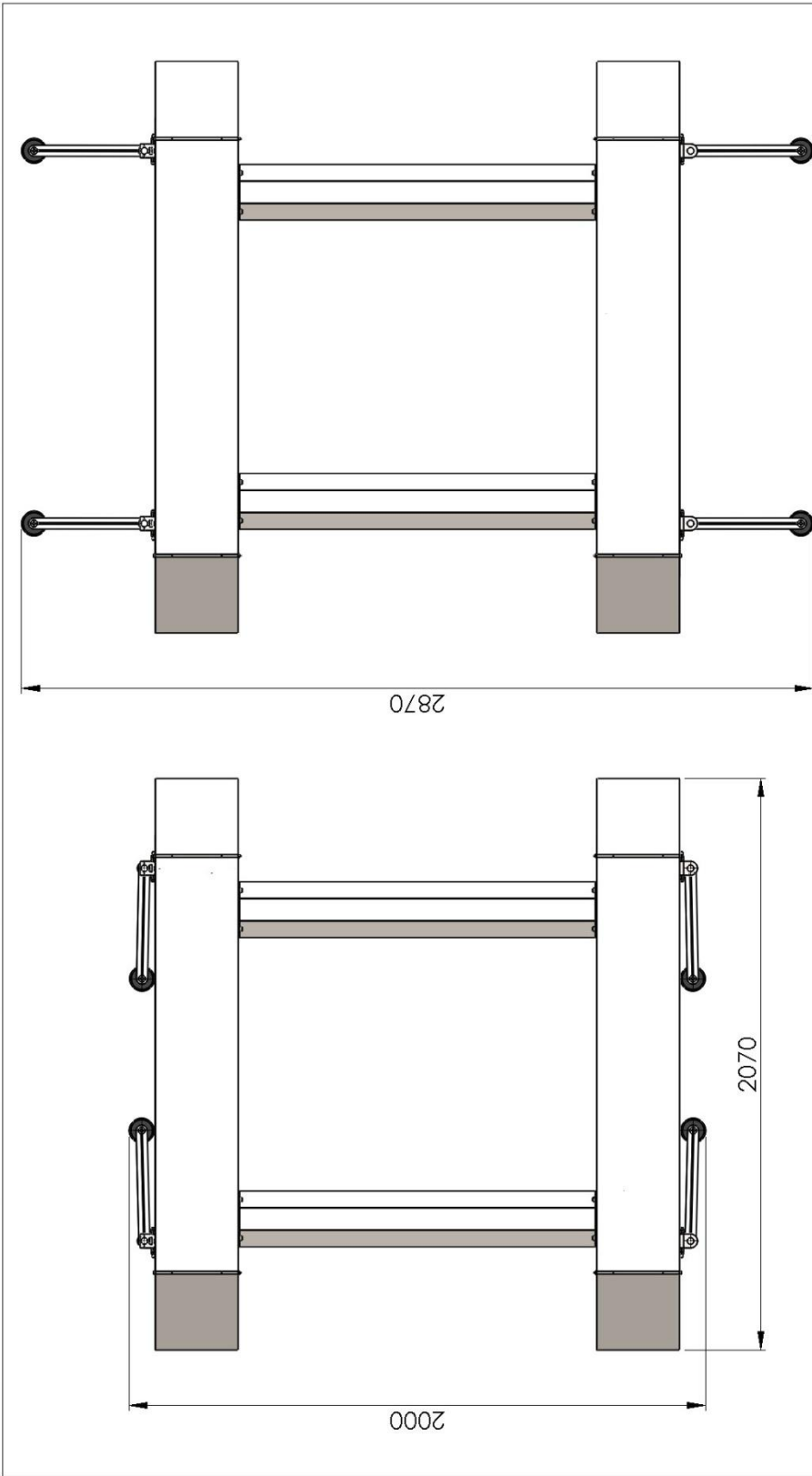
CILINDROS HIDRÁULICOS						
Θ (graus)	α (graus)	h (mm)	Fcily (Kn)	Fcilx (KN)	Fcil (KN)	Curso (mm)
31,54	53,79	680	14,49	10,61	17,96	178,43
32,06	54,34	690	14,49	10,40	17,84	182,89
32,58	54,89	700	14,49	10,19	17,72	187,38
33,10	55,43	710	14,49	9,99	17,60	191,90
33,63	55,96	720	14,49	9,79	17,49	196,45
34,16	56,49	730	14,49	9,59	17,38	201,03
34,70	57,02	740	14,49	9,40	17,28	205,64
35,23	57,54	750	14,49	9,22	17,18	210,27
35,78	58,06	760	14,49	9,04	17,08	214,93
36,32	58,57	770	14,49	8,86	16,98	219,62
36,87	59,08	780	14,49	8,68	16,89	224,33
37,42	59,58	790	14,49	8,51	16,81	229,07
37,98	60,08	800	14,49	8,34	16,72	233,83
38,54	60,58	810	14,49	8,17	16,64	238,61
39,11	61,07	820	14,49	8,01	16,56	243,42
39,68	61,56	830	14,49	7,85	16,48	248,25
40,25	62,05	840	14,49	7,69	16,41	253,11
40,83	62,53	850	14,49	7,53	16,33	257,98
41,42	63,01	860	14,49	7,38	16,26	262,88
42,01	63,49	870	14,49	7,23	16,20	267,80
42,60	63,96	880	14,49	7,08	16,13	272,73
43,21	64,44	890	14,49	6,93	16,07	277,69
43,81	64,91	900	14,49	6,79	16,00	282,67
44,43	65,38	910	14,49	6,64	15,94	287,67
45,05	65,84	920	14,49	6,50	15,88	292,68
45,67	66,31	930	14,49	6,36	15,83	297,72
46,31	66,77	940	14,49	6,22	15,77	302,77
46,95	67,23	950	14,49	6,08	15,72	307,84
47,60	67,69	960	14,49	5,95	15,66	312,93
48,26	68,16	970	14,49	5,81	15,61	318,03
48,92	68,62	980	14,49	5,68	15,56	323,15
49,60	69,07	990	14,49	5,54	15,52	328,29
50,28	69,53	1000	14,49	5,41	15,47	333,44

APÊNDICE C

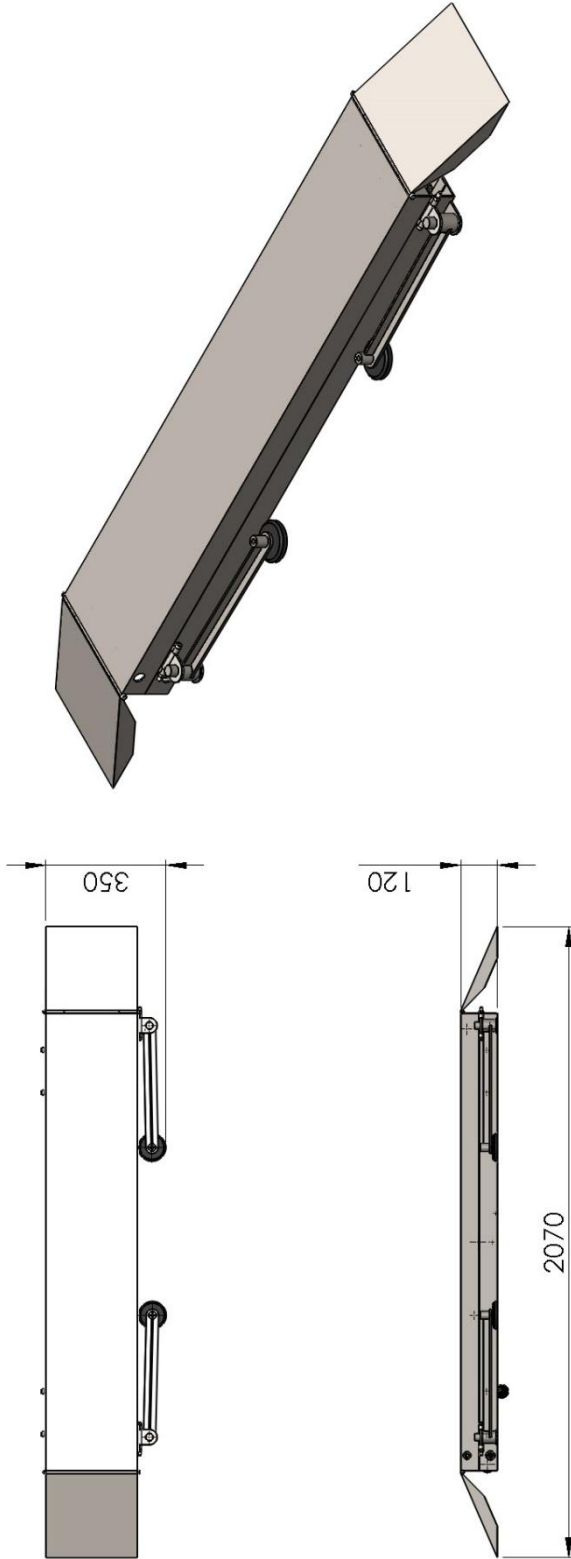
DESENHOS PARA FABRICAÇÃO E MONTAGEM DO EQUIPAMENTO



Material		Quantidade	Trat. Superfície	Camada	Peso
		-	-	-	- kg
NOME	DATA	Escala	Des.		
Des: Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	1/24		
Apr: Rômulo Sganderla	15/11/2014				
Ass:					
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil				
Título	Comparação - Equipamento aberto e recolhido				
<p>UNIFPR UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.</p>					





Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	~ Kg	Peso																
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOME</th> <th>DATA</th> <th>Escala</th> <th>Des.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Rafael Artuzo</td> <td>13/11/2014</td> <td>1:20</td> <td>2/24</td> </tr> <tr> <td>Rômulo Sganderla</td> <td>15/11/2014</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Ass.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>						NOME	DATA	Escala	Des.	Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	2/24	Rômulo Sganderla	15/11/2014			Ass.			
NOME	DATA	Escala	Des.																		
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	2/24																		
Rômulo Sganderla	15/11/2014																				
Ass.																					
Equipamento		<p style="text-align: center;">UFRPR UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p> <p style="text-align: center;">Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.</p>																			
Título		<p style="text-align: center;">Elevador Automotivo Portátil Comparação - Área da base</p>																			





Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	~ kg	Peso																
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOME</th> <th>DATA</th> <th>Escala</th> <th>Des.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Rafael Artuço</td> <td>13/11/2014</td> <td>1:20</td> <td>3/24</td> </tr> <tr> <td>Rômulo Sganderla</td> <td>15/11/2014</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Ass.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>						NOME	DATA	Escala	Des.	Rafael Artuço	13/11/2014	1:20	3/24	Rômulo Sganderla	15/11/2014			Ass.			
NOME	DATA	Escala	Des.																		
Rafael Artuço	13/11/2014	1:20	3/24																		
Rômulo Sganderla	15/11/2014																				
Ass.																					
Equipamento		<p>Elevador Automotivo Portátil</p> <p>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p> <p>Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.</p>																			
Título		<p>Dimensões ocupadas por um módulo separado</p>																			



Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
		1	-	~ 224,97 kg
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	4/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014		Hidráulico	
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Montagem Final			

Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.	Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Base Inferior Direita	1	20	Rampa de Entrada	4
2	Alavanca AE	4	21	Pino Rampa de Entrada	4
3	Alavanca BD	2	22	Porca Auto Travante M6x1.0	4
4	Cilindro Hidráulico	2	23	Parafuso Allen M12 x 1.75 x 40	4
5	Haste Cilindro	2	24	Mola Trava Segurança	2
6	Bucha de Bronze - C - Barra AE	4	25	Espia	2
7	Bucha de Bronze - C - Barra BD	2	26	Base Inferior Esquerda	1
8	Pino Central - C	2	27	Travessa Inferior	2
9	Rolamento 6302-ZZ	4	28	Parafuso Allen M10 x 1.5 x 25	8
10	Trava de Segurança	2	29	Porca Auto Travante M10x1.5	8
11	Bucha de Bronze - Ponto A	2	30	Dobradiça Sapatias	4
12	Alavanca de Segurança	2	31	Parafuso Allen M8 x 1.25 x 100	4
13	Pino Cilindro - Barra BD	2	32	Porca Auto Travante M8x1.25	4
14	Viga Superior	2	33	Sapatia	4
15	Rolamento 6201-ZZ	8	34	Pé Regulável	4
16	Porca Auto Travante M12x1.75	20	35	Bucha de Bronze - Cilindro - Barra BD	2
17	Parafuso Allen M12 x 1.75 x 120	6	36	Anel Elástico - Eixo 20 mm	4
18	Parafuso Allen M12 x 1.75 x 100	4	37	Rodizio giratório	2
19	Parafuso Allen M12 x 1.75 x 160	2			

Material		Quantidade	Trat. Superfície	Camada	Peso
		1	-	-	~224,97 kg

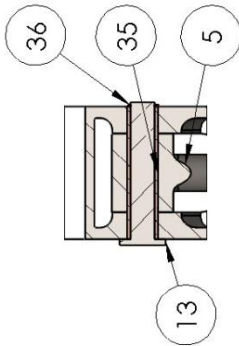
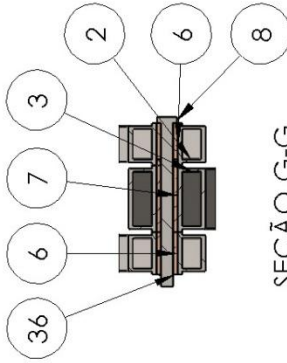
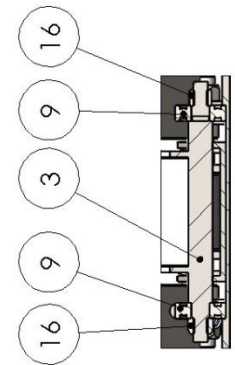
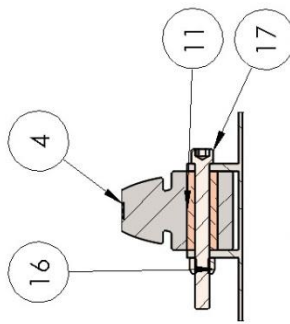
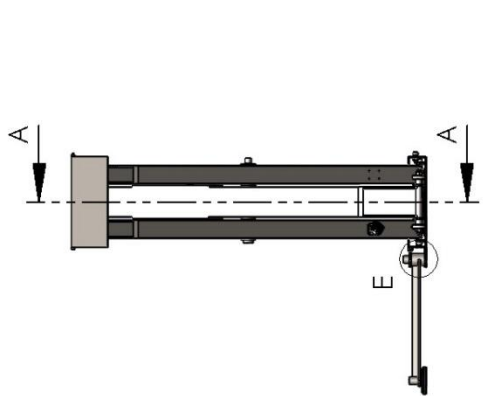
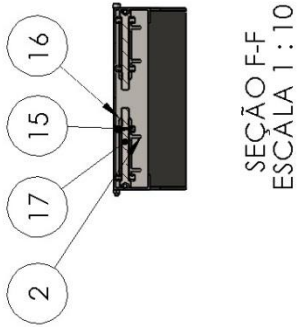
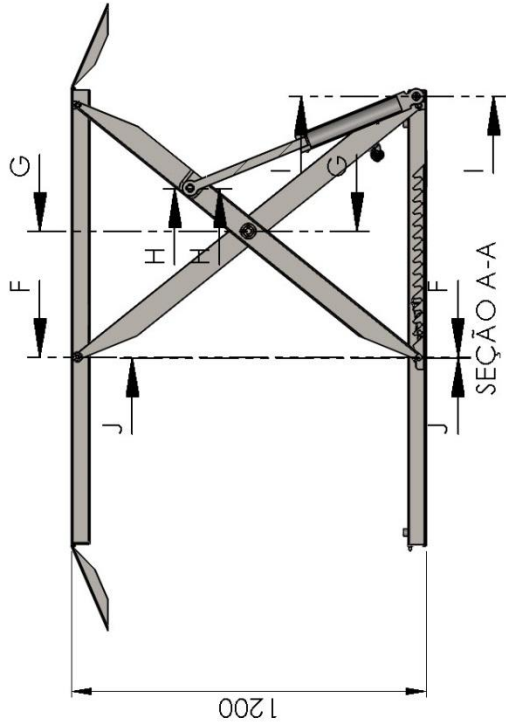
NOME	DATA	Escala	Des.
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	5/24
Rômulo Sganderla	15/11/2014		
Ass.			

Equipamento **Elevador Automotivo Portátil**

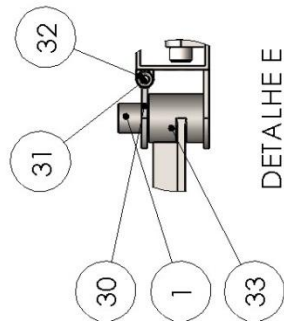
Título
Lista de Componentes

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem previa autorização do Responsável pelo projeto.



SEÇÃO J-J
ESCALA 1 : 5



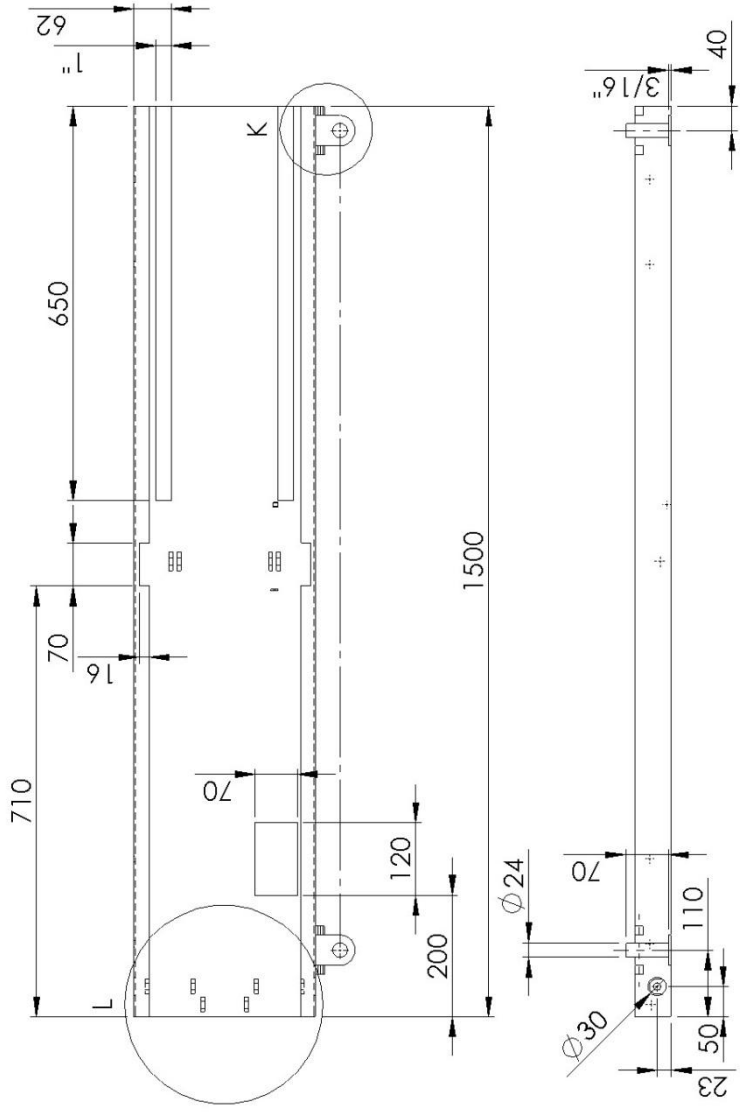
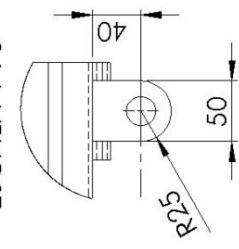
Material		Quantidade	Treat. Superfície - Camada	Peso
		1	-	~ 224,97 kg

NOME	DATA	ESCALA	DES.
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	6/24
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014		
Ass.			

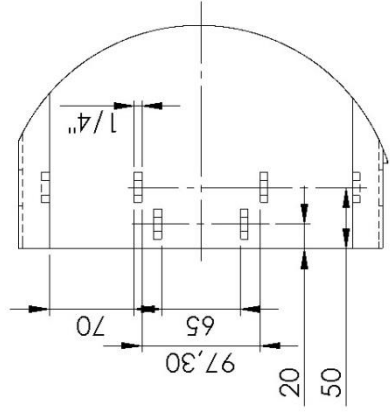
Equipamento		UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ	
Elevador Automotivo Portátil		Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem previa autorização do responsável pelo projeto.	
Título		Montagem Final	




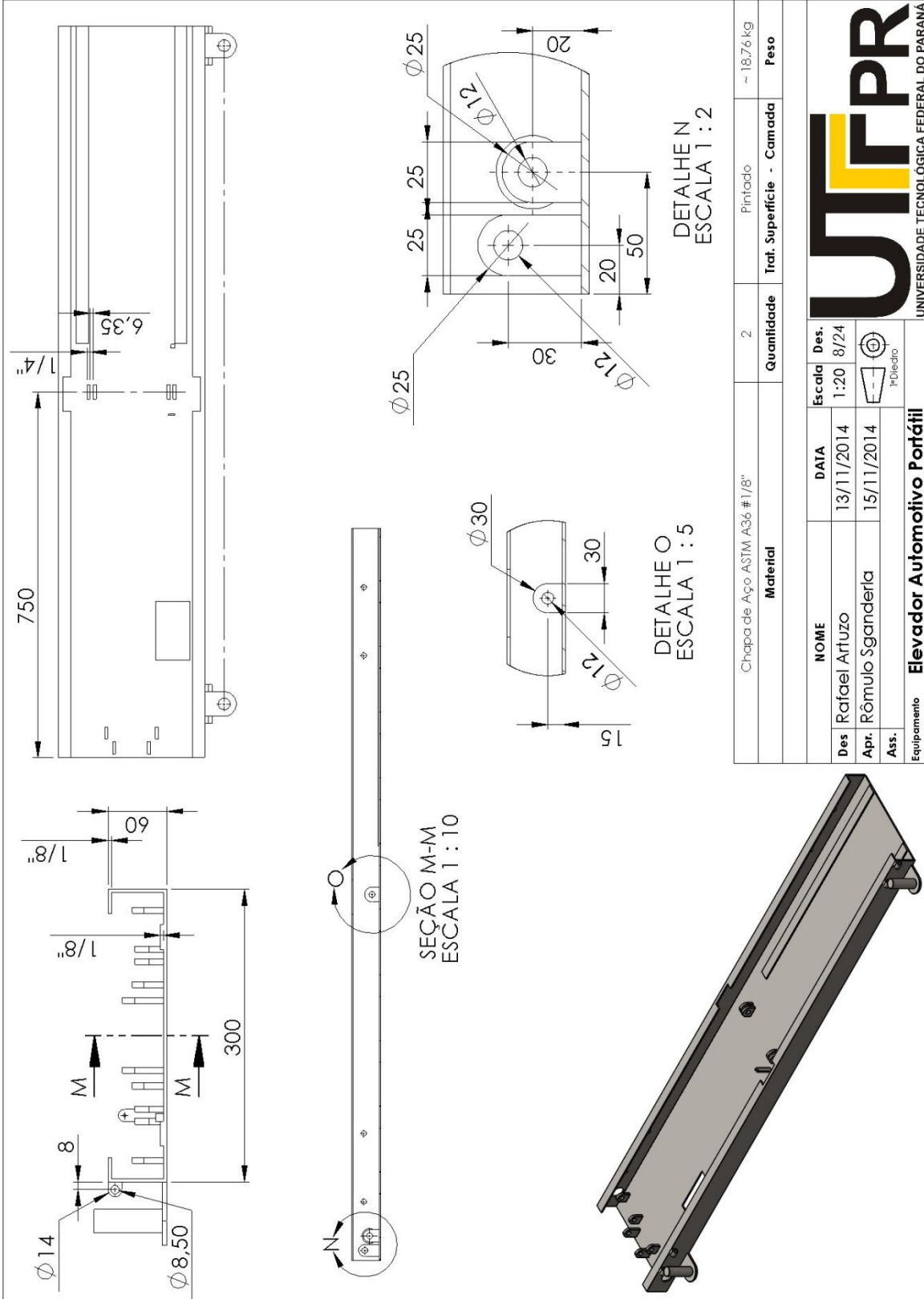
DETALHE K
ESCALA 1 : 5



DETALHE L
ESCALA 1 : 5



Chapa de Aço ASTM A36 #1/8"		Material	2	Quantidade	Pintado	Trat. Superfície - Camada	~ 18,76 kg	Peso
NOME	DATA	ESCALA	DES.					
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:20	7/24					
APR.	ASS.							
Rômulo Sganderla	15/11/2014							
Equipamento		Elevador Automotivo Portátil						
Título		Base Inferior						
		 <p>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p> <p>Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.</p>						



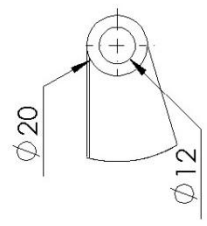
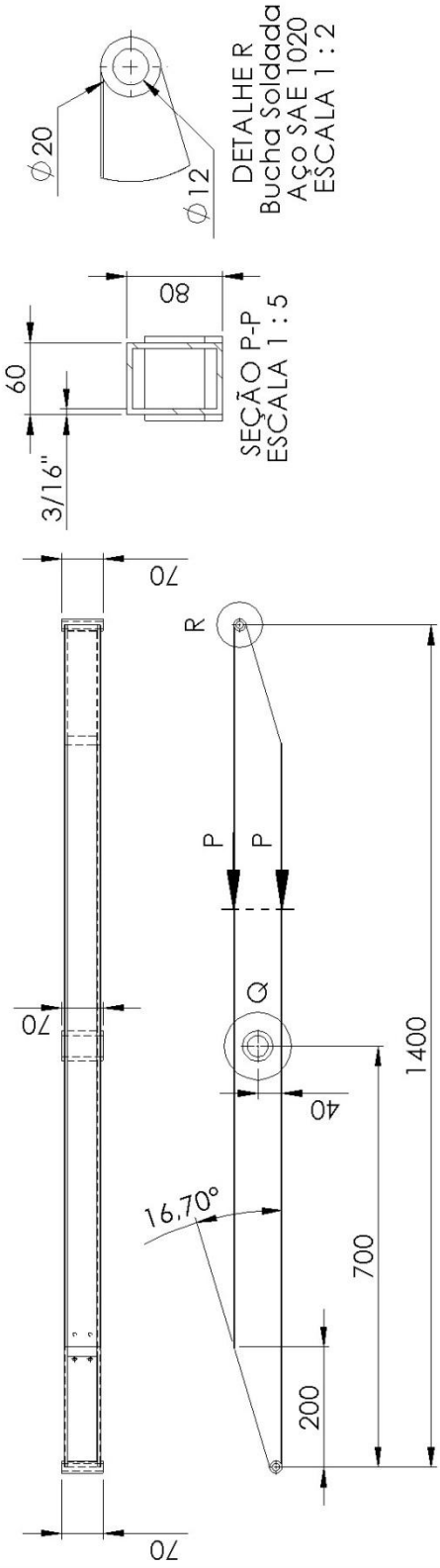
Chapa de Aço ASTM A36 #1/8"		Quantidade	2	Trat. Superfície - Camada	Pintado	Peso	~ 18,76 kg
Material							
NOME		DATA	ESCALA	DES.			
Rafael Artuzo		13/11/2014	1:20	8/24			
Apr. Rômulo Sganderia		15/11/2014					
Ass.				TºEletricista			
Equipamento		Elevador Automotivo Portátil					
Título		Base Inferior					
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ							
Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.							



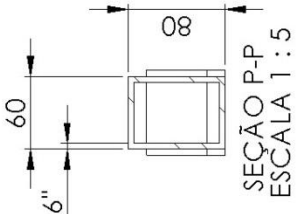
DETALHE N
ESCALA 1 : 2

DETALHE O
ESCALA 1 : 5

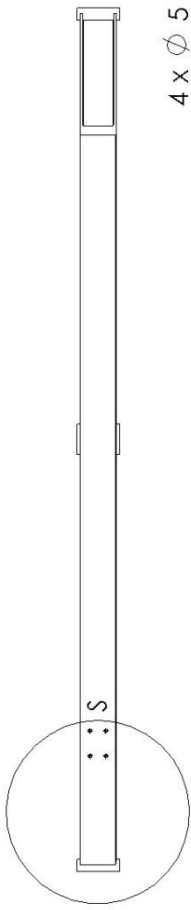
SEÇÃO M-M
ESCALA 1 : 10



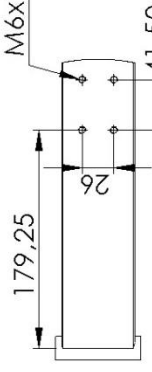
DETALHE R
Buchha Soldada
AÇO SAE 1020
ESCALA 1 : 2



SEÇÃO P-P
ESCALA 1 : 5



4 x Ø 5 PASSANTE
M6x1.0 - 6H PASSANTE



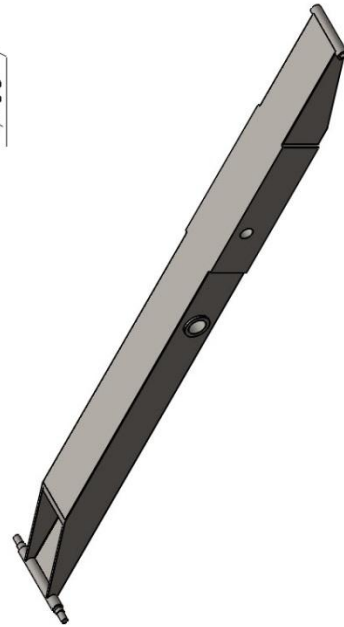
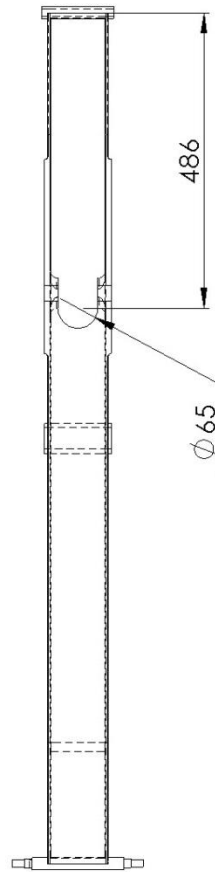
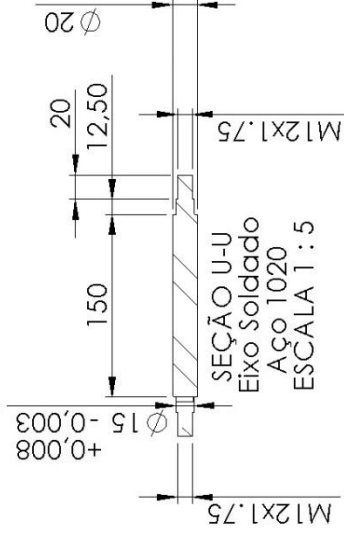
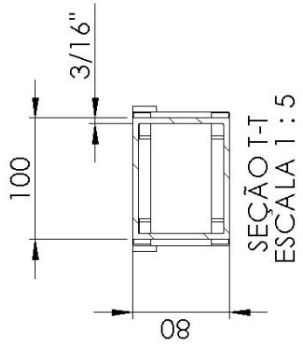
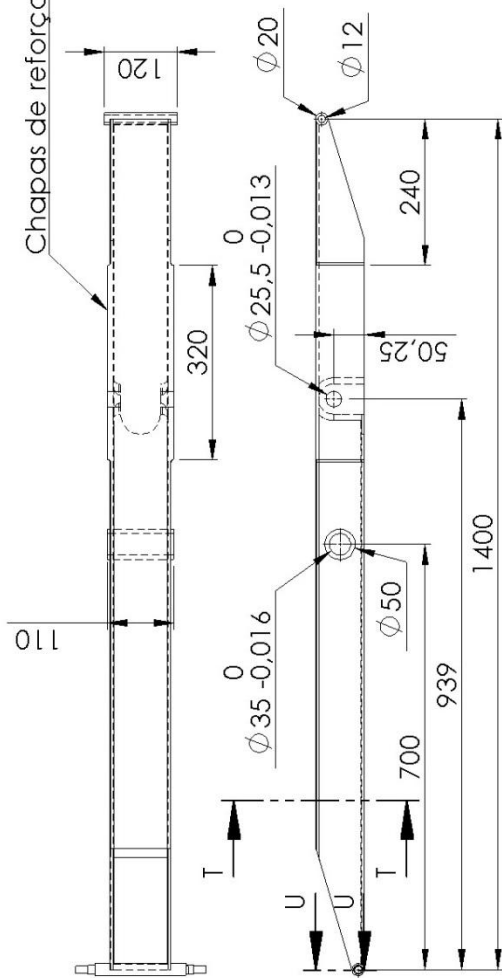
DETALHE Q
Buchha Soldada
AÇO SAE 1020
ESCALA 1 : 5

DETALHE S
ESCALA 1 : 5

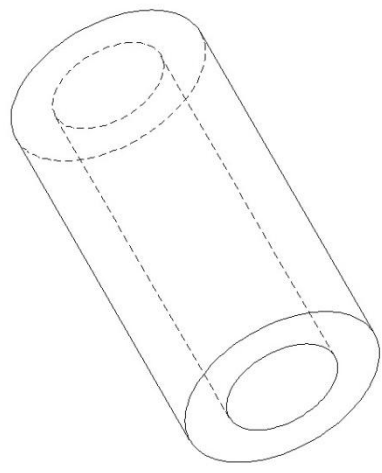
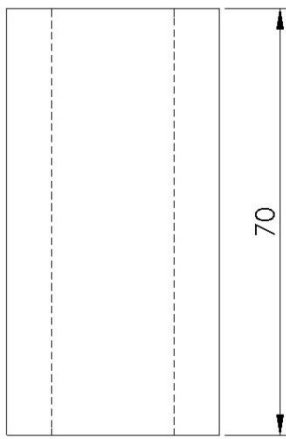
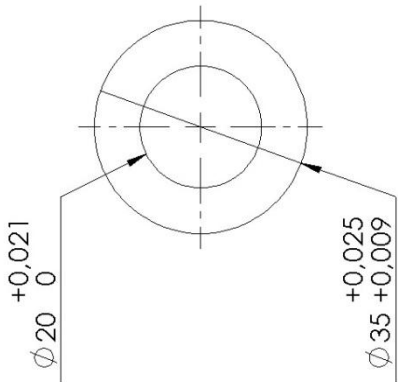
Material		Tubo 60x80x1/8" - Tarugo Aço 1020		Quantidade	4	Trat. Superfície	Pintado	Camada	~ 12,61 kg	Peso
NOME		DATA	ESCALA	DES.						
Des. Rafael Artuzo		13/11/2014	1:10	9/24						
Apt. Rômulo Sganderla		15/11/2014	 1ºDiecilo							
Ass.										
Equipamento		Elevador Automotivo Portátil								
Título		Alavanca AE								
 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.										


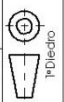


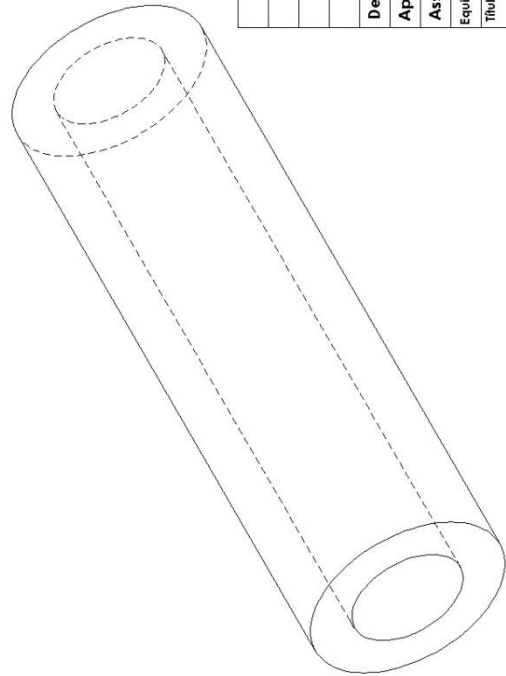
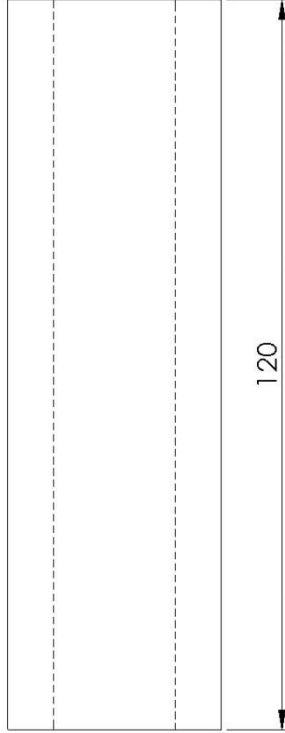
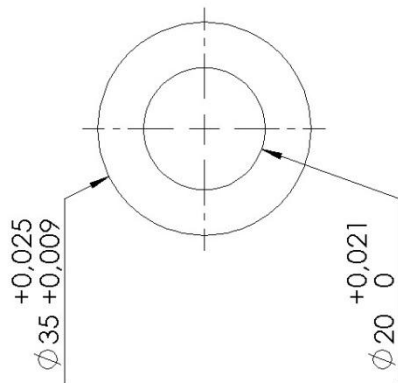
Chapas de reforço 3/16"





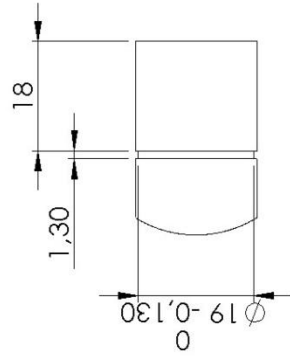
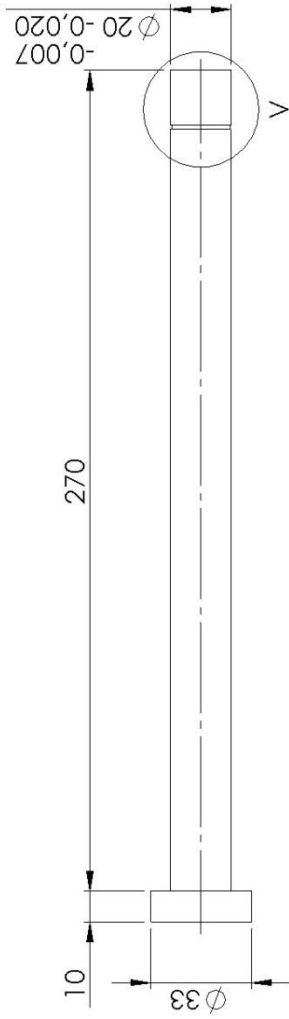
Tubo 80x100x3/16" - Tarugo Aço 1020		2	Pintado	~ 18,37 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:10	10/24	
Apr.	Rômulo Sganderla			
Ass.	15/11/2014			
Equipamento		Título		
Elevador Automotivo Portátil		Alavanca BD		
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.				



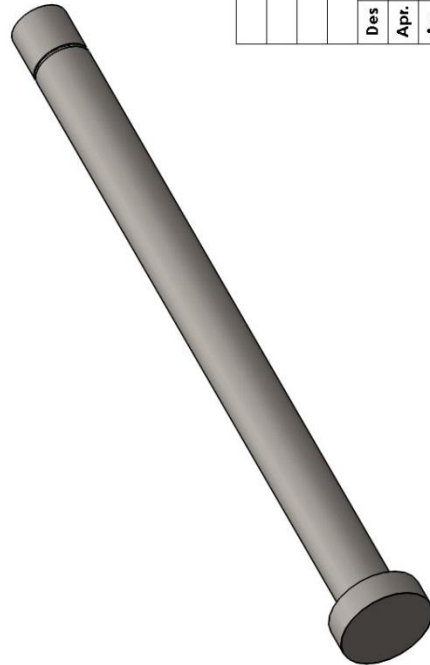
Tarugo de Bronze 1 1/2" x 90 mm		4	Usinado	-0,40 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	11/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014			
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Buchta de Bronze C - Barra AE			





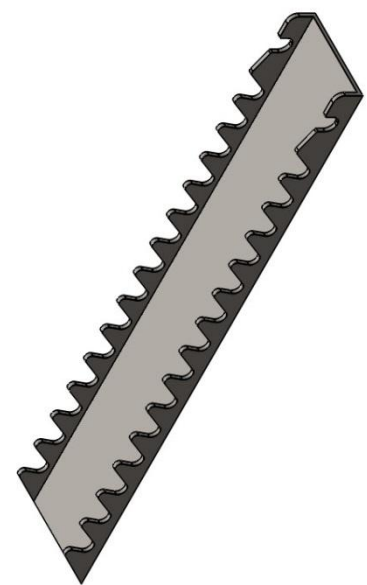
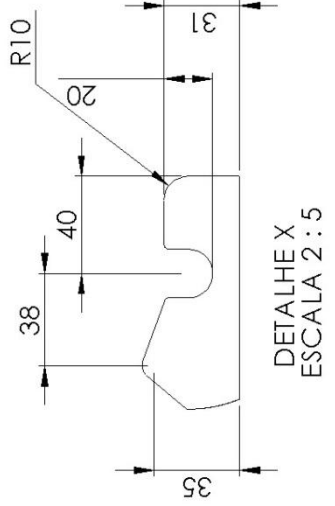
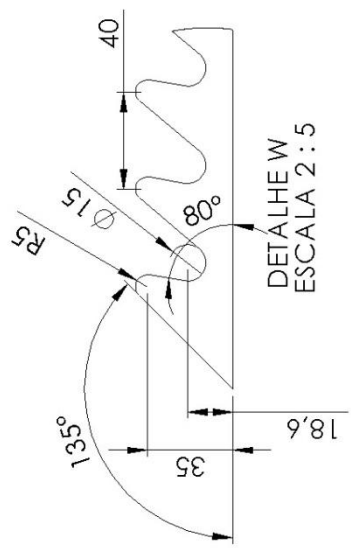
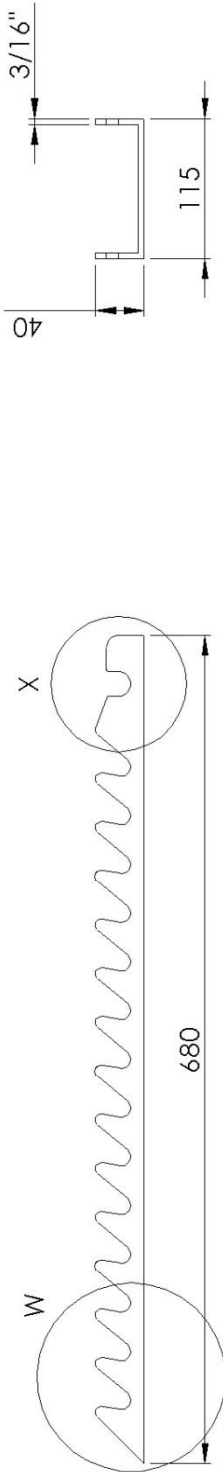
Tarugo de Bronze 1 1/2" x 150 mm		2	Usinado	-0,68 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	12/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014		T=Diecilo	
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Bucha de Bronze C - Barra BD			



DETALHE V
Rasgo do anel elástico
ESCALA 1 : 1

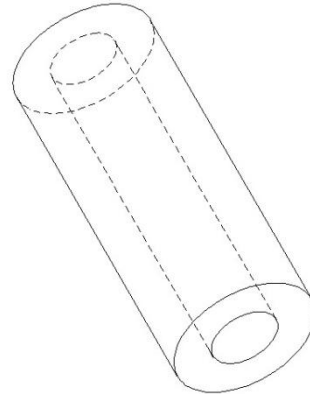
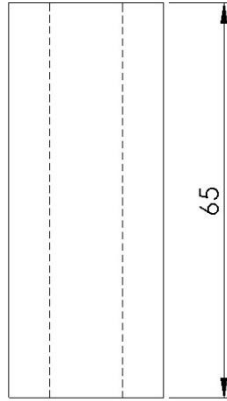
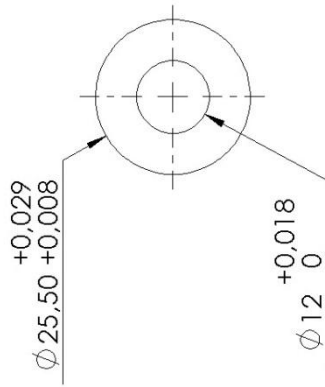




Tanugo de Aço SAE 1045 1 1/2" x 300mm		2	Usinado	-0,73 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.
Des: Rafael Artuzo	13/11/2014	1:2	13/24	
Apr: Rômulo Sganderla	15/11/2014		T-Die/cilíndro	
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Pino Central - C			

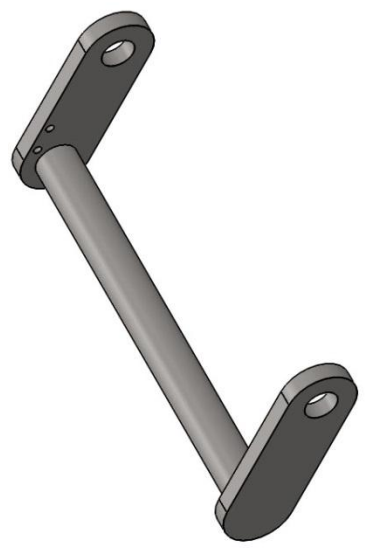
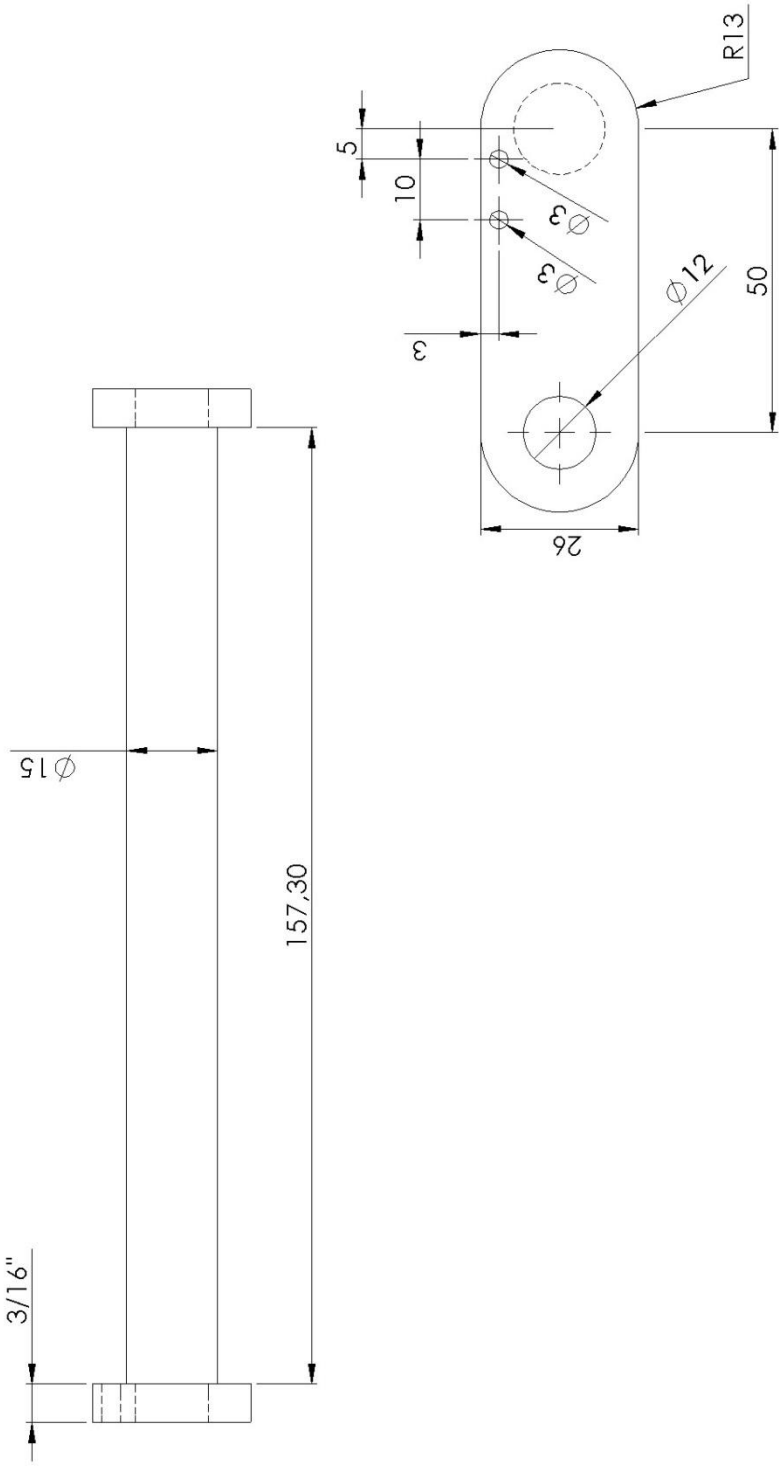


Chapa de Aço #3/16"		2	Pintado	~3,92 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:5	14/24	
Apr.	Rômulo Sganderla	15/11/2014		
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Trava de Segurança			

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
 Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.

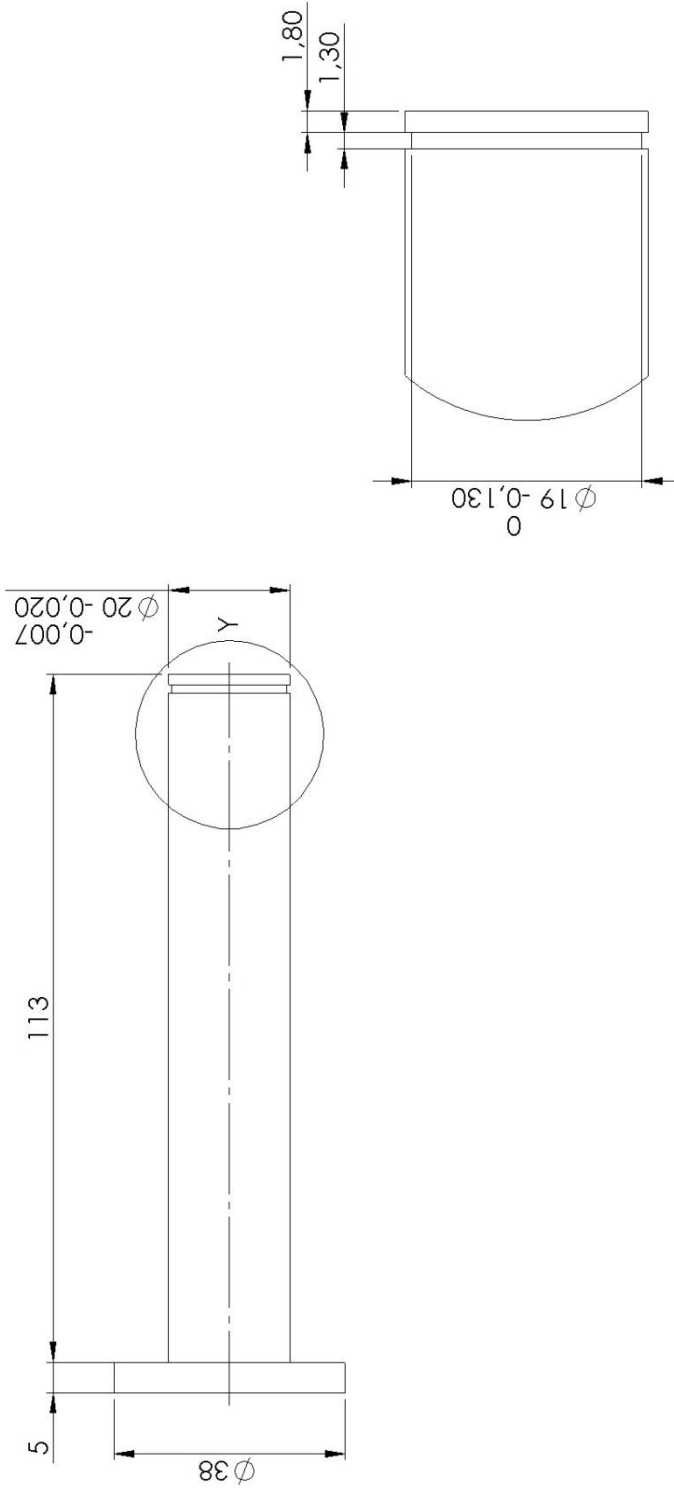


Tarugo de Bronze - 1 1/2" x 75mm		2	Usinado	-0,23 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	15/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014		HDiecdo	
Ass.	Equipamento Elevador Automotivo Portátil			
Título	Bucha de Bronze - Ponto A			

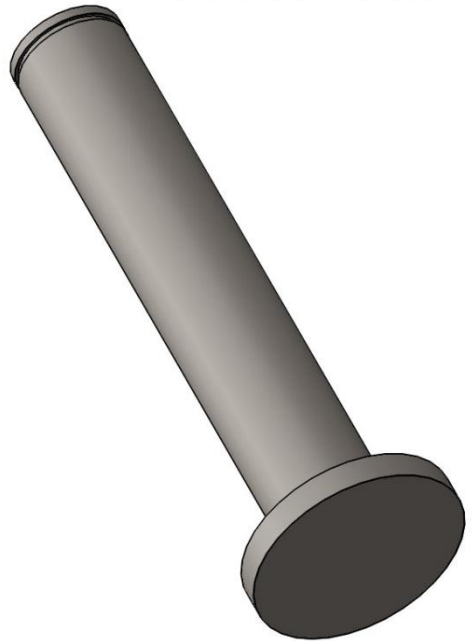



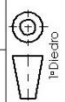
Aço 4340		2	Pintado	-0,39 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	16/24	
Apr.	Rômulo Sganderla			
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Alavanca de Segurança			

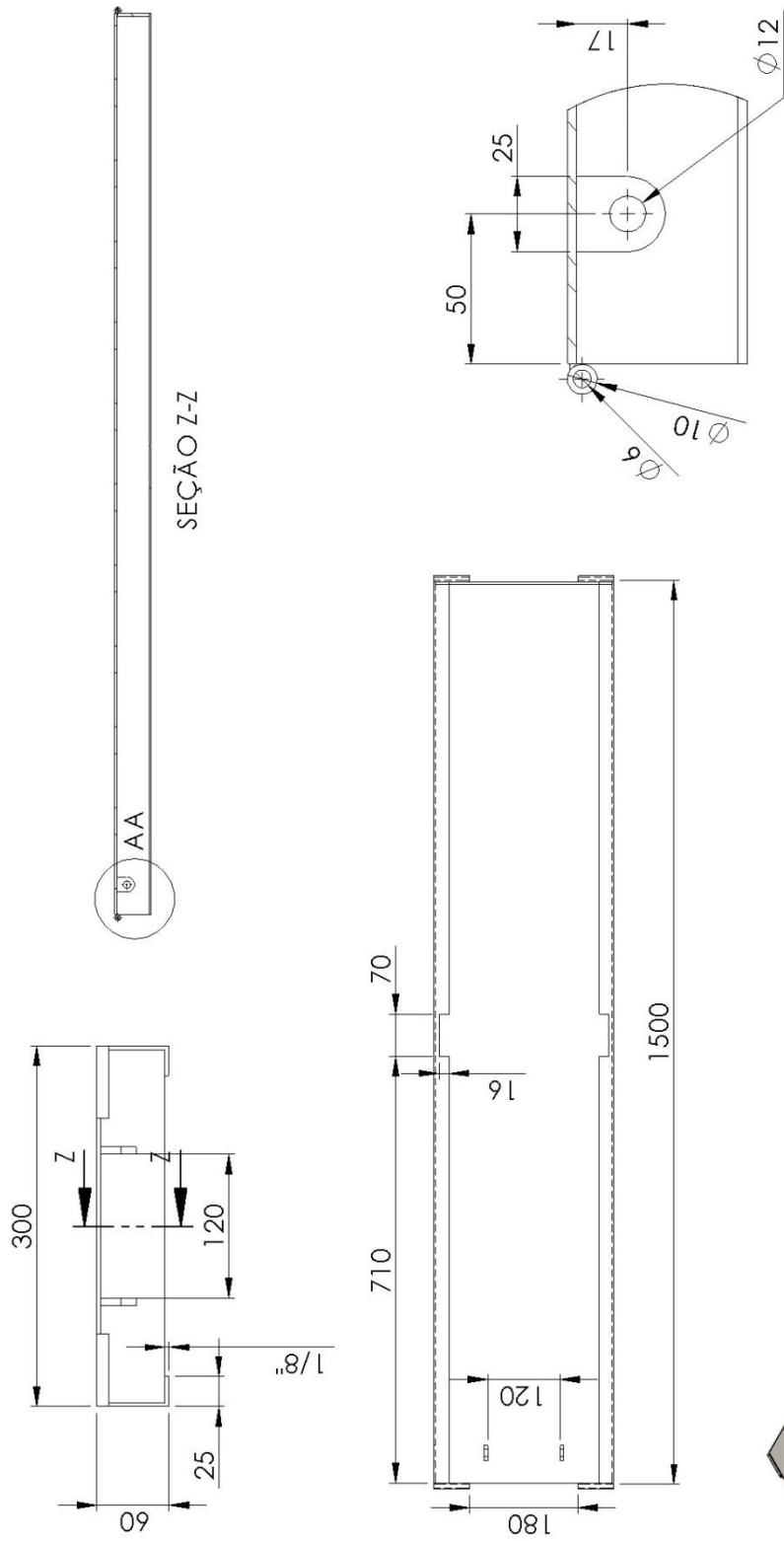
UTFPR
 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
 Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.



DETALHE Y
Rasgo do anel elástico
ESCALA 2 : 1

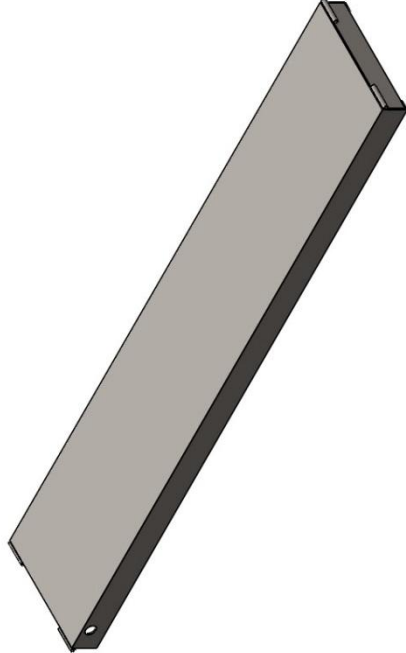


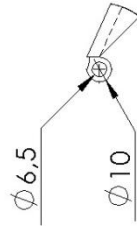
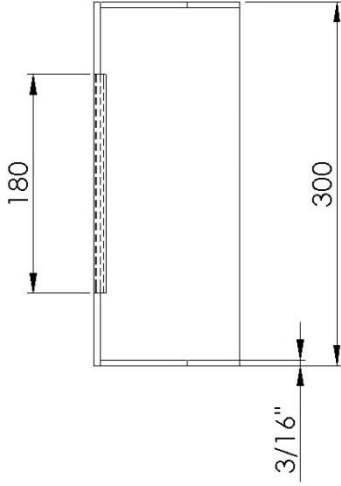
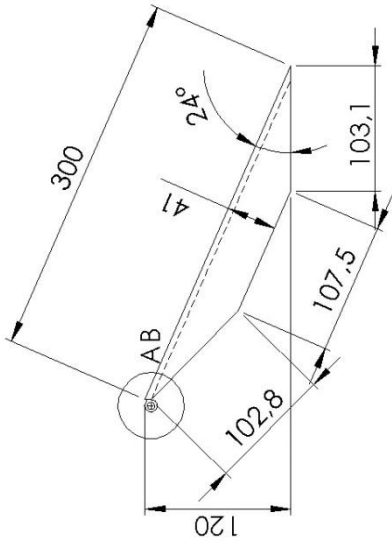
Tarugo de Aço SAE 1045 - 1 1/2" x 130mm		Quantidade	2	Usinado	~0,32 kg
Material		Trat. Superfície - Camada		Peso	
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem previa autorização do responsável pelo projeto.	
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	17/24		
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014		TP/Diário		
Ass.					
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil				
Título	Pino Cilindro - Barra BD				



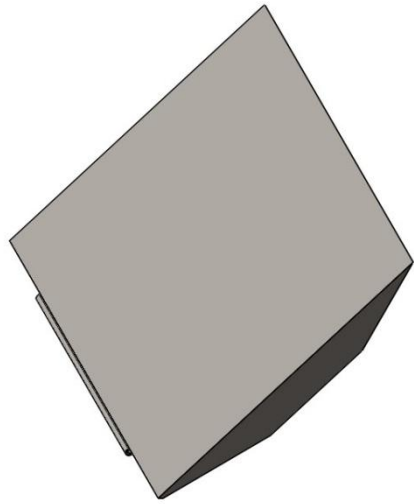
DETALHE AA
ESCALA 1 : 2

Material		Chapa de Aço ASTM A36 #1/8"	Quantidade	2	Trat. Superfície - Camada	Pintado	Peso	~17,77 kg
NOME	DATA	ESCALA	DES.					
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:10	18/24					
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014	Tª Projeto						
Ass.								
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil							
Título	Viga Superior							
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.								

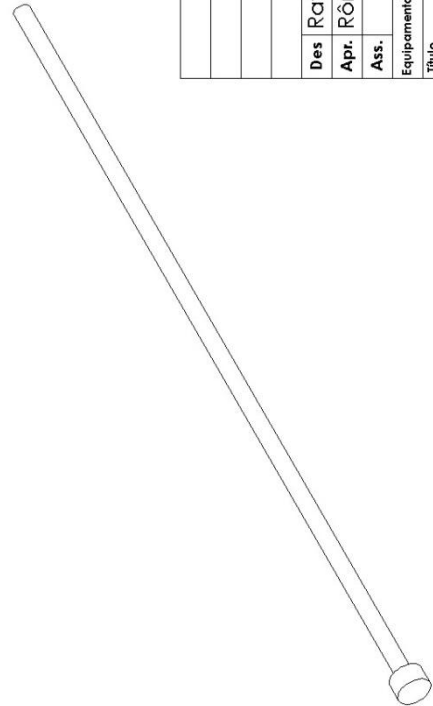
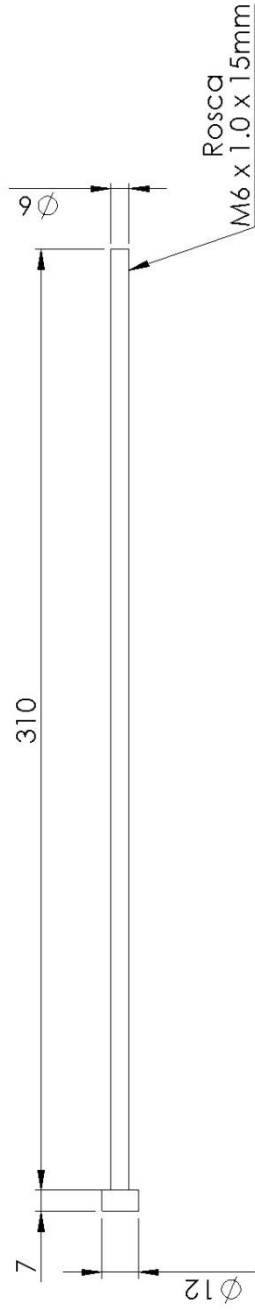




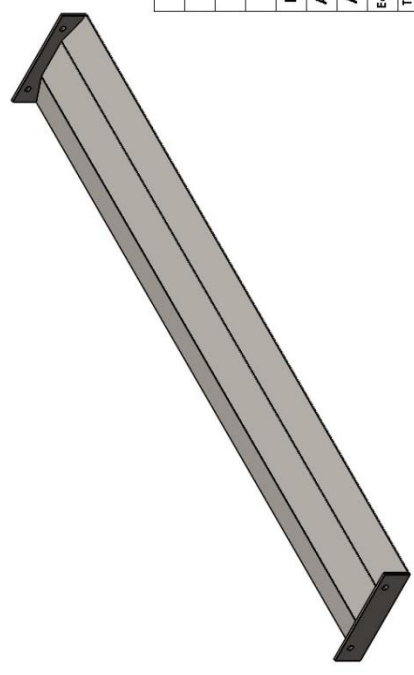
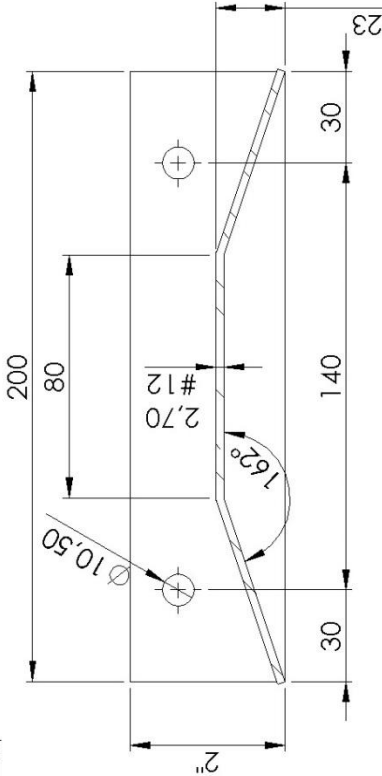
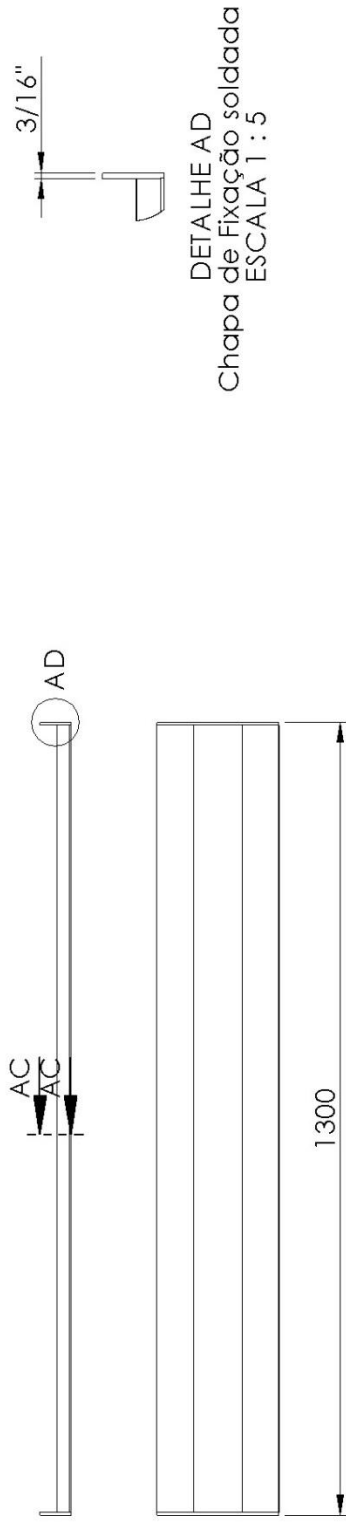
DETALHE AB
ESCALA 2 : 5




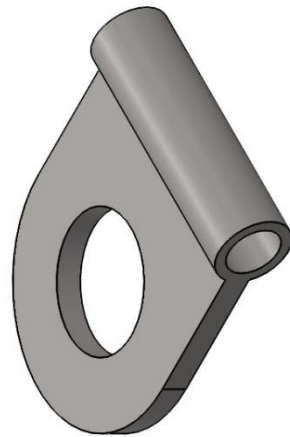
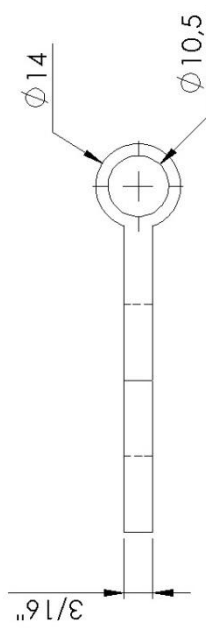
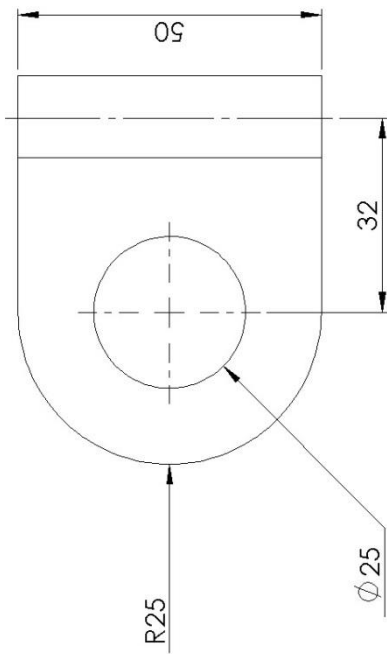
Chapa de Aço ASTM A36 - #12 (2,7 mm)		4	Pintado	~3,90 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:5	19/24	
Apr.	Ass.			
Rômulo Sganderla	15/11/2014			
Equipamento		UNIFPR		
Elevador Automotivo Portátil		UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		
Título		Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.		
Rampa de Entrada				



Tarugo de Aço 1020 - 1/2" x 350mm		4	Pintado	~0,08 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:2	20/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014			
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Pino rampa de entrada			
UNIFPR		UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		
Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.				



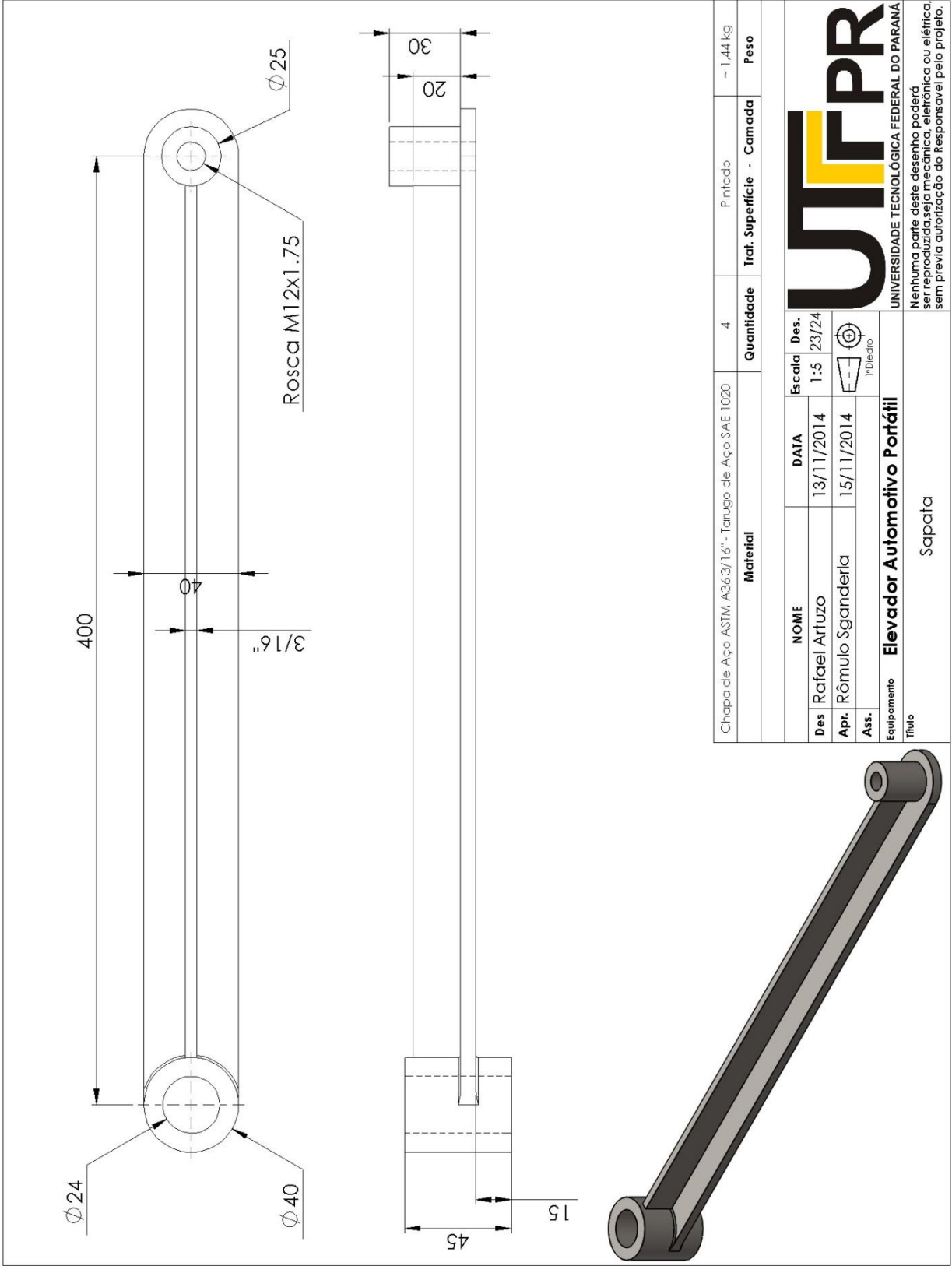
Chapa de Aço ASTM A36 #12 (2,7mm) - 1300 x 300 mm		Quantidade	2	Trat. Superfície - Camada	Pintado	Peso	~ 6,42 kg
NOME	DATA	Escala	Des.				
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:10	21/24				
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014	T-Direto					
Ass.							
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil						
Título	Travessa Inferior						
				 <p>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.</p>			



Aço SAE 1020/ASTM A36		4	Pintado	-0.10 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Des Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	22/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014			
Ass.				
Equipamento	Elevador Automotivo Portátil			
Título	Dobradiça Sapatas			

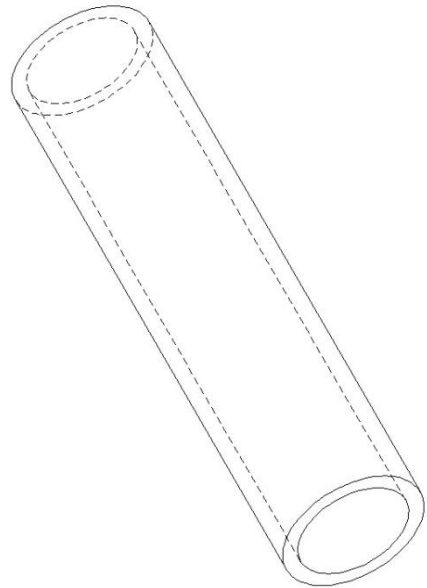
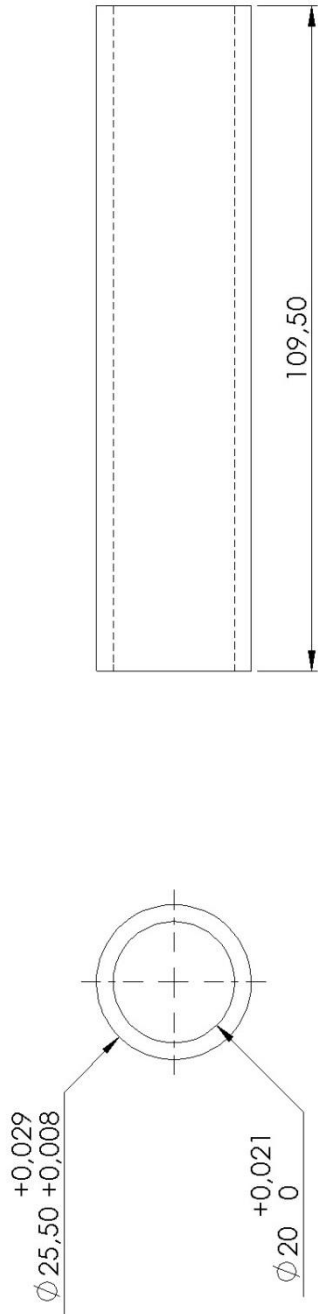




UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
 Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.



Chapa de Aço ASTM A36 3/16" - Tarugo de Aço SAE 1020		4	Pintado	~ 1,44 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	
Rafael Artuzo	13/11/2014	1:5	23/24	
Apr.	Ass.			
Rômulo Sganderla	15/11/2014			
Equipamento		UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		
Elevador Automotivo Portátil		Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.		
Título		Sapata		





Taruço de Bronze - 1 1/2" x 120mm		2	Usinado	-0,19 kg
Material		Quantidade	Trat. Superfície - Camada	Peso
NOME	DATA	Escala	Des.	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ Nenhuma parte deste desenho poderá ser reproduzida, seja mecânica, eletrônica ou elétrica, sem prévia autorização do responsável pelo projeto.
Des. Rafael Artuzo	13/11/2014	1:1	24/24	
Apr. Rômulo Sganderla	15/11/2014		HDiec10	
Ass.				
Equipamento		Elevador Automotivo Portátil		
Título		Bucha de Bronze Cilindro - Barra BD		