

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA**

**CRISTIANO HENRIQUE SCHUSTER**

**PROJETO DA PARTE MECÂNICA DE UMA CADEIRA DE RODAS MOTORIZADA**

**Alegrete  
2015**

**CRISTIANO HENRIQUE SCHUSTER**

**PROJETO DA PARTE MECÂNICA DE UMA CADEIRA DE RODAS MOTORIZADA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Tonilson de Souza Rosendo

**Alegrete  
2015**

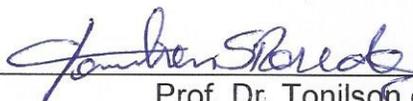
**CRISTIANO HENRIQUE SCHUSTER**

**PROJETO DA PARTE MECÂNICA DE UMA CADEIRA DE RODAS MOTORIZADA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

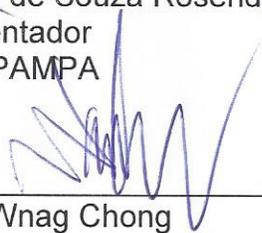
Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 23 de Janeiro de 2015.

Banca examinadora:



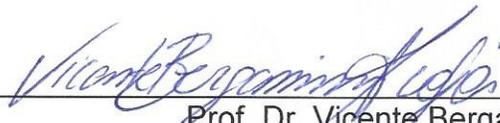
---

Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo  
Orientador  
UNIPAMPA



---

Prof. Dr. Wnag Chong  
UNIPAMPA



---

Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia  
UNIPAMPA

Dedico este trabalho aos meus pais,  
Paulo e Lucinda, e irmãos, Jean e  
Elisangela.

## **AGRADECIMENTO**

Aos meus pais Paulo e Lucinda, pelo apoio e incentivo.

Ao meu irmão Jean, pelo apoio de sempre e companheirismo durante os cinco anos de graduação.

Ao Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo, pela sua orientação e ajuda prestada ao decorrer deste trabalho.

Aos professores de todas as disciplinas, que contribuíram em muito para minha formação.

A todos os meus amigos, pelo companheirismo e amizade.

## RESUMO

Após uma análise de mercado das cadeiras de rodas motorizadas existentes constatou-se que estas são em sua maioria muito sofisticadas e por isso caras, custando de R\$ 4.700,00 a R\$ 16.500,00, característica que não ampara grande parte dos interessados neste tipo de equipamento. Para solucionar este problema trabalha-se com a hipótese de que simplificando os componentes e a estrutura da cadeira de rodas motorizada é possível desenvolvê-la a um custo menor. Como objetivo tem-se o projeto da parte mecânica, mais especificamente da estrutura e transmissão, de uma cadeira de rodas motorizada com menor preço. O método utilizado para alcançar os objetivos é a pesquisa a bibliografia existente. A partir da revisão bibliográfica será criado um modelo 3D da cadeira de rodas, neste modelo serão realizadas análises por métodos numéricos. O dimensionamento da transmissão, eixos e árvores será realizado utilizando-se de métodos analíticos. Como resultados pode-se destacar a adequação do motor selecionado por suas características elétricas ao projeto com a utilização de dois estágios de redução, sendo o primeiro constituído por um par sem-fim e coroa com relação de 25:1 e o segundo por rodas dentada e corrente com relação de aproximadamente 1,57:1. Como material para a construção da estrutura da cadeira de rodas foi selecionado um tubo de alumínio da liga ABNT 6061-T6 com diâmetro de 25,4 mm e espessura de parede de 1,58 mm, que se mostrou satisfatório a partir das análises realizadas. Ao final do projeto verificou-se que é possível desenvolver um protótipo da cadeira de rodas motorizada (sem os controles) a um preço estimado de R\$ 1400,00, que chegaria ao varejo com um preço estimado de R\$ 2550,00, o que mostra que o objetivo principal foi alcançado, pois esse preço é significativamente menor do que o preço dos produtos similares já comercializados. O preço de R\$ 1400,00 foi estimado considerando a compra de vários componentes no varejo, como motor e baterias, que juntos representam 60% desse total, então, no caso de uma grande produção, fornecedores seriam desenvolvidos possibilitando a compra dos componentes à preços de indústria, diminuindo ainda mais os custos.

Palavras-Chave: Cadeira de rodas, motorizada, acessibilidade.

## ABSTRACT

Checking the Brazilian motorized wheelchair market, it was found that they are very sophisticated and therefore expensive, with a range of cost of R\$ 4.700,00 to R\$ 16.500,00, which does not attend many of those interested in this type of equipment. To solve this problem is proposed that by simplifying the components and structure of the motorized wheelchair is possible to significantly reduce its price. The main goal is to design the structure and the transmission system for a motorized wheelchair. The method used to achieve the goals is to search the existing literature. From the literature review a 3D model of the wheelchair will be created, to design the structure this model will be analyzed by numerical methods. The shafts design will be made by using analytical methods. As results was showed that the selected electric motor is able to run the motorized wheelchair, by using a two stages reduction power train, the first made by worm gear with a 25:1 gear ratio and the second made by sprocket driving a chain with 1,57:1 ratio. As structure material to build the wheelchair an ABNT 6061-T6 aluminum alloy tube with a diameter of 1" and a wall thickness of 1"/16 was selected, which proved to be adequate by the analysis made. At the end of the design was verified that is possible to produce a prototype of the motorized wheelchair (without controllers) with an estimated budget of R\$ 1400,00, which would come to the retail costing about R\$ 2550,00, this shows that the main goal was reached, because this price is significantly lowest that the similar commercialized products price. The R\$ 1400,00 budget was estimated by buying several components on the retail, as the motors and batteries, for instance, that combined represents about 60% of the budget. Then, in the case of a big production, suppliers should be developed, making possible to buy the components direct from the industry, reducing even more the price.

Keywords: Wheelchair, accessibility, motorized.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Modelo esquemático de desenvolvimento de produto. ....	23
Figura 2 – Exemplo de diagrama de Mudge.....	23
Figura 3 – Tensão em uma seção transversal qualquer. ....	25
Figura 4 – Tensão de cisalhamento em uma seção transversal qualquer. ....	26
Figura 5 – Tensão devido a uma flexão. ....	26
Figura 6 – Solicitações no corpo de prova em um ensaio de tração. ....	27
Figura 7 – Estado complexo de tensões. ....	28
Figura 8 – Estado tridimensional de tensões.....	29
Figura 9 – Representação gráfica do critério de von Mises. ....	31
Figura 10 – Representação gráfica do critério de Tresca.....	32
Figura 11 – Tipos de elementos finitos.....	33
Figura 12 – Fluxograma para análise numérica em estruturas. ....	34
Figura 13 - Comparativo ligas de alumínio ABNT 6061-T6 e 6351-T6.....	36
Figura 14 – Tipos de engrenagens.....	37
Figura 15 - Características e nomenclatura de um par sem-fim e coroa.....	38
Figura 16 - Forças sobre o parafuso sem-fim.....	40
Figura 17 - Coeficiente de atrito para engrenagens sem-fim. ....	41
Figura 18 - Características de uma corrente de rolos padrão ANSI. ....	43
Figura 19 – União parafusada sob tração. ....	49
Figura 20 – Relação entre desconforto sentido pelo usuário com a morfologia do equipamento.....	53
Figura 21 – Espaço ocupado por um cadeirante.....	56
Figura 22 – Principais dimensões (em metros) de uma cadeira de rodas.....	56
Figura 23 – Fluxograma de atividades. ....	60
Figura 24 – Diagrama de Mudge dos requisitos da cadeira de rodas. ....	62
Figura 25 – Concepção e características da cadeira de rodas.....	63
Figura 26 – Sistemas, subsistemas e componentes da cadeira de rodas.....	64
Figura 27 – Numeração dos itens da cadeira de rodas.....	65
Figura 28 - Estrutura simplificada da cadeira de rodas. ....	68
Figura 29 - Estrutura da cadeira com as reações de apoio.....	70
Figura 30 – Condições de contorno para a simulação da estrutura. ....	72
Figura 31 - Tensões na estrutura da cadeira de rodas.....	73

Figura 32 – Deslocamento total na estrutura da cadeira de rodas.....	74
Figura 33 – Modos de vibração.....	75
Figura 34 – Forças envolvidas na situação em que a cadeira de roda sobe uma rampa.....	76
Figura 35 - Motor Selecionado e suas especificações.....	78
Figura 36 - Diagrama simplificado da transmissão.....	79
Figura 37 - Montagem e dimensões da transmissão.....	84
Figura 38 - Detalhes da árvore da transmissão.....	85
Figura 39 - Diagramas de esforços da árvore I.....	86
Figura 40 - Diagrama de esforços do eixo I.....	88
Figura 41 – Diagrama de esforços do eixo traseiro.....	89
Figura 42 – Montagem da união parafusada do suporte do eixo dianteiro.....	91
Figura 43 – Rigidez da união.....	92
Figura 44 - Condições de contorno da análise do suporte do eixo dianteiro.....	95
Figura 45 – Tensões equivalentes de von Mises na chapa de fixação do eixo dianteiro.....	96
Figura 46 – Montagem do suporte para o eixo traseiro.....	97
Figura 47 – Representação da junção do eixo traseiro.....	97
Figura 48 – Condições de contorno para a simulação do garfo traseiro.....	99
Figura 49 – Tensão equivalente de von Mises (à direita) e deslocamento (à esquerda) do garfo de suporte da roda traseira.....	100
Figura 50 – Balanço de forças nos parafusos centrais da cadeira de rodas.....	101
Figura 51 – Solicitações imposta aos suportes do motor.....	102
Figura 52 – Tensões equivalentes de von Mises (direita) deslocamento (esquerda) nos suportes do motor escala de deformação de 150:1.....	103
Figura 53 – Detalhe de fixação das baterias.....	103
Figura 54 – Análise da inclinação lateral máxima admitida.....	104
Figura 55 – Modelo para a fundição do apoio do assento.....	106
Figura 56 – Molde dos machos de fundição para o suporte do assento.....	107
Figura 57 – Molde de fundição da peça de suporte do assento.....	107
Figura 58 – Modelo para fundição do suporte do motor.....	108
Figura 59 – Molde de fundição do suporte do motor.....	108
Figura 60 – Posição do zero peça para o corte da guia.....	109
Figura 61 – Esquema de montagem e fabricação da peça lateral.....	110

Figura 62 – Corte a plasma do suporte do eixo traseiro.....	112
Figura 63 – Dimensões principais da cadeira de rodas aberta.....	116
Figura 64 – Especificações e dimensões da cadeira de rodas recolhida. ....	117

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades de alguns materiais.....	35
Tabela 2 - Capacidade estimada de potência para correntes ANSI.....	44
Tabela 3 - Fator de correção de dentes ( $K_1$ ).....	44
Tabela 4 - Fator de correção para múltiplas fileiras ( $K_2$ ). ....	45
Tabela 5 - Fatores para o coeficiente de superfície. ....	46
Tabela 6 - Fator de confiabilidade.....	47
Tabela 7 - Concentradores de tensão.....	47
Tabela 8 – Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO. ....	48
Tabela 9 – Especificações e resistência de parafusos de aço segundo a ISO. ....	49
Tabela 10 – Constantes A e B para a equação 51.....	51
Tabela 11 - Estimativa do centro de massa em função da altura e peso de uma pessoa em diferentes posições.....	54
Tabela 12 - Coeficiente de resistência ao rolamento. ....	58
Tabela 13 - Benchmarking das cadeiras de rodas motorizadas.....	59
Tabela 14 - Cronograma de atividades.....	61
Tabela 15 – Escopo da cadeira de rodas.....	63
Tabela 16 - Bill of Materials da cadeira de rodas.....	65
Tabela 17 - Características da transmissão.....	85
Tabela 18 – Compilado das características dos parafusos de fixação do suporte do eixo.....	94
Tabela 19 – Preço dos componentes comprados.....	114
Tabela 20 – Estimativa dos custos em matéria prima.....	114
Tabela 21 – Estimativa do preço de fabricação dos componentes.....	115
Tabela 22 – Torque nos parafusos.....	115

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ABNT – Associação brasileira de normas técnicas  
AGMA – American Gear Manufacturers Association  
BOM – Bill of materials  
CAD – Computer aided design  
CNC – Comando numérico computadorizado  
IBGE – Instituto brasileiro de geografia e estatística  
ISO - International Organization for Standardization  
MEF – Método dos elementos finitos  
NBR – Norma brasileira  
SSCs – Sistemas, subsistemas e componentes  
TIG – Tungsten Inert Gas

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$  – Área

$a$  – Vetor aceleração

$\alpha$  - Aceleração angular

$C$  – Distância entre centros

$C_c$  – Distância centro a centro da transmissão por correia

$C_{fs}$  – Fator material

$C_{junta}$  – Constante da junta

$C_m$  – Centro de massa

$C_{rv}$  – Fator de correção da razão de velocidades

$C_s$  – Coeficiente de segurança

$C_{sssep}$  – coeficiente de segurança para separação da junta parafusada

$C_v$  – Fator de velocidade

$D_c$  – Diâmetro da roda dentada

$d_G$  – Diâmetro primitivo da coroa

$\delta$  – Deflexão

$E$  – Módulo de elasticidade do material

$e$  – Eficiência mecânica do conjunto sem-fim e coroa

$\epsilon_{1,2 \text{ e } 3}$  – Deformações nas direções 1, 2 e 3

$F$  – Força

$f$  – Coeficiente de atrito entre parafuso sem-fim e coroa

$F_a$  – Fator de aplicação

$F_c$  – Tensão de corrente

$F_G$  – Largura da face da coroa

$F_i$  – pré-carga do parafuso

$F_m$  – carga no material da união parafusada

$F_p$  – carga no parafuso

$F_w$  – Largura do sem-fim

$H_{tab}$  – Potência tabelada

$H_{entrada}$  – Potência de entrada

$H_d$  – Potência transmitida pelo conjunto corrente roda dentada

$\lambda$  – Ângulo de avanço

$I$  – Momento de inércia  
 $i$  – Relação de transmissão  
 $K_1$  – Fator correção para o número de dentes da roda dentada motora  
 $K_2$  – Fator correção para número de fileiras de corrente  
 $K_a$  – Coeficiente de superfície  
 $K_b$  – Coeficiente de tamanho  
 $k_c$  – Fator de carga  
 $k_d$  – Fator de temperatura  
 $k_e$  – Fator de confiabilidade  
 $k_f$  – Concentrador de tensão normal  
 $k_{fs}$  – Concentrador de tensão cisalhante  
 $K_s$  – Fator de serviço  
 $l$  – Comprimento da união  
 $l_{parafuso}$  – Comprimento do parafuso  
 $l_{rosca}$  – Comprimento da rosca  
 $l_s$  – Comprimento sem rosca  
 $l_t$  – Comprimento da rosca dentro da união  
 $L/p_c$  – Número de rolos da corrente  
 $m$  – Massa  
 $M$  – Momento  
 $M_m$  – Momento fletor médio  
 $M_a$  – Momento fletor de amplitude  
 $m_n$  – Módulo normal da coroa  
 $m_t$  – Módulo transversal da coroa  
 $n_1$  – Rotação na entrada  
 $n_d$  – Fator de projeto  
 $N_G$  – Número de dentes da coroa  
 $N_w$  – Número de entradas do parafuso sem-fim  
 $p_c$  – Passo da corrente  
 $p_t$  – Passo transversal da coroa  
 $p_x$  – Passo axial da coroa  
 $p_w^x$  – Passo axial do parafuso sem-fim  
 $\psi$  – Ângulo de hélice

$S_e$  – Tensão corrigida pelos parâmetros de vida em fadiga  
 $S_y$  – Limite de escoamento  
 $S_{ut}$  – Tensão de ruptura do material  
 $\sigma$  – Tensão  
 $\sigma_{1, 2 \text{ e } 3}$  – Tensões principais nas direções 1, 2 e 3  
 $\sigma_{av}$  – Componente hidrostática de tensão  
 $\sigma_x$  – Tensão causada pela flexão a uma distância  $y$  da linha neutra  
 $\sigma'$  – Tensão equivalente de von Mises  
 $\sigma''$  – Tensão equivalente de Tresca  
 $\tau$  – Tensão de cisalhamento  
 $T_m$  – Torque médio  
 $T_a$  – Torque de amplitude  
 $u$  – Energia de deformação  
 $u_d$  – Energia de distorção  
 $u_v$  – Energia necessária para distorcer um volume  
 $\nu$  – Coeficiente de Poisson  
 $V_G$  – Velocidade tangencial da coroa  
 $W_G^a$  – Força axial transmitida pela coroa  
 $W_G^r$  – Força radial transmitida pela coroa  
 $W_G^t$  – Força tangencial transmitida pela coroa  
 $W_w^a$  – Força axial transmitida pelo parafuso sem-fim  
 $W_w^r$  – Força radial transmitida pelo parafuso sem-fim  
 $W_w^t$  – Força tangencial transmitida pelo parafuso sem-fim  
 $(W_G^t)_{all}$  – Força tangencial admissível transmitida pela coroa para o desgaste  
 $Z$  – Número de dentes da roda dentada

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	19
1.2 Objetivos.....	19
1.3 Justificativa .....	20
1.4 Estrutura do trabalho .....	20
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	22
2.1 Metodologia de projeto de produto .....	22
2.1.1 Diagrama de Mudge no projeto de produto .....	23
2.2 Fundamentos de mecânica clássica .....	24
2.2.1 As três Leis de Newton .....	24
2.3 Fundamentos de mecânica dos sólidos.....	25
2.4 Critérios de falha para materiais dúcteis.....	27
2.4.1 Critério de von Mises.....	29
2.4.2 Critério de Tresca.....	31
2.5 Método dos elementos finitos .....	32
2.6 Materiais possíveis para a estrutura e componentes.....	35
2.7 Transmissão por engrenagens .....	36
2.7.1 Conjunto sem-fim e coroa .....	38
2.7.2 Forças em engrenamento sem-fim e coroa.....	40
2.7.3 Dimensionamento do dentado da coroa sem-fim.....	41
2.8 Transmissão por rodas dentada e corrente .....	42
2.9 Projeto de eixos e árvores .....	46
2.10 União parafusada .....	48
2.10.1 Pré-carga de junções sob tração .....	49
2.11 Considerações antropométricas, de ergonomia e de dimensões para cadeira de rodas.....	53
2.12 Conceitos de modelagem quase estática de veículos .....	57
2.12.1 Força de resistência ao rolamento .....	57
2.13 Benchmarking de cadeiras de rodas motorizadas .....	58
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	60
<b>4 RESULTADOS</b> .....	62
4.1 Concepção, sistemas, subsistemas e componentes da cadeira de rodas.....	63

4.2 Projeto da Estrutura .....	68
4.2.1 Material da estrutura .....	69
4.2.2 Análise estática da cadeira de rodas.....	69
4.2.3 Modelagem para a análise de tensões e deslocamentos da estrutura.....	72
4.2.4 Tensões e deslocamento total na estrutura .....	73
4.2.5 Análise dos modos de vibração da estrutura .....	74
4.3 Projeto do sistema de tração .....	76
4.3.1 Especificações e concepção da transmissão .....	78
4.3.2 Número de dentes por engrenagem e rodas dentadas.....	80
4.3.3 Características dimensionais do conjunto parafuso sem-fim e coroa.....	80
4.3.4 Potência de entrada e forças no parafuso sem-fim e coroa .....	81
4.3.5 Dimensionamento do dentado da coroa (01525) .....	82
4.3.6 Dimensionamento da redução por corrente e roda dentada .....	83
4.3.7 Resumo das características da transmissão .....	84
4.3.8 Dimensionamento da árvore I e do eixo I (eixo dianteiro) da transmissão (01623 e 00007).....	85
4.3.9 Dimensionamento do eixo traseiro (00096).....	89
4.3.10 Seleção das rodas e rolamentos dianteiros e traseiros (00006 e 00098)	90
4.4 Dimensionamento do suporte para o eixo dianteiro (00004) .....	91
4.4.1 Análise da chapa de fixação .....	95
4.5 Dimensionamento do suporte para o eixo traseiros (00009) .....	96
4.5.1 Aperto do parafuso (00097) .....	97
4.5.2 Análise de tensões e deformações no garfo do eixo traseiro (00093) .....	99
4.6 Dimensionamento do parafuso que permite o recolhimento da cadeira em X (00012) .....	100
4.7 Projeto dos elementos de fixação dos motores e baterias (00013 e 00014) .	102
4.8 Inclinação lateral máxima .....	104
4.9 Descrição dos processos de fabricação dos componentes .....	105
4.9.1 Peças que permite o recolhimento da cadeira em “x” (00001 e 00003) ..	106
4.9.2 Suporte do motor e apoio do assento (00013) .....	106
4.9.3 Suporte do motor (00014) .....	108
4.9.4 Guia de fechamento da cadeira de rodas (00024) .....	109
4.9.5 Componente lateral da cadeira de rodas (00002) .....	110
4.9.6 Chapa de fixação do eixo dianteiro (00004).....	111

4.9.7 Garfo de fixação do eixo traseiro (00093) .....	111
4.9.8 Fabricação da árvore I (01523 e 01623) .....	112
4.10 Estimativa de preço de um protótipo.....	113
4.11 Dimensões e especificações finais .....	115
<b>5 CONCLUSÕES .....</b>	<b>118</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>119</b>
<b>APÊNDICES A – Desenhos técnicos dos componentes.....</b>	<b>122</b>
<b>APÊNDICES B – Montagem dos subsistemas .....</b>	<b>140</b>
<b>ANEXOS A – Catálogos de fabricantes .....</b>	<b>146</b>

## **1 INTRODUÇÃO**

Segundo dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) em censo realizado em 2010, aproximadamente 13 milhões de brasileiros apresentam pelo menos alguma dificuldade motora, o que representa a significativa parcela de quase 7% da população. Estes dados ressaltam a importância de políticas e pesquisas que busquem melhorar a acessibilidade desta parcela da população (IBGE, 2010).

Embora a acessibilidade de pessoas portadoras de deficiências físicas seja um assunto já bastante debatido, estes debates focam-se quase que restritamente aos espaços físicos, o que é um requisito mínimo para a locomoção destes, no entanto o acesso aos próprios meios de locomoção, como por exemplo, com cadeiras de rodas motorizadas ainda é pouco discutido.

Neste contexto, existe a necessidade de desenvolvimento e facilitação ao acesso, principalmente quanto ao preço de cadeiras de rodas motorizadas. Uma vez que já existem cadeiras de rodas manuais, à preços acessíveis, fica evidente que é possível estender esta facilidade também aos equipamentos motorizados.

Após uma análise de mercado das cadeiras de rodas motorizadas existentes, constatou-se que estas são em sua maioria muito sofisticadas e por isso caras, custando em torno de R\$ 4.700,00 a R\$ 16.500,00, característica que não ampara grande parte dos interessados neste tipo de equipamento.

Para solucionar este problema trabalha-se com a hipótese de que simplificando os componentes e a estrutura da cadeira de rodas motorizada é possível desenvolvê-la a um custo menor.

O presente trabalho está englobado em um projeto de iniciação científica. Este envolve todos os elementos mecânicos e elétricos da cadeira de rodas motorizada, porém, neste trabalho será tratado apenas o desenvolvimento da estrutura e transmissão da mesma.

### **1.2 Objetivos**

O presente trabalho tem como principal objetivo o desenvolvimento de um projeto da estrutura e da transmissão de uma cadeira de rodas motorizada.

Como objetivos secundários têm-se:

- desenvolver a concepção de uma estrutura simplificada para a cadeira de rodas;
- dimensionar a estrutura concebida;
- projetar a transmissão da cadeira de rodas adequando-a ao motor elétrico selecionado;
- dimensionar eixos e árvores;
- realizar um estudo de fixação dos motores e baterias à estrutura da cadeira de rodas.

### **1.3 Justificativa**

A capacidade de se deslocar sem depender de outras pessoas é um dos aspectos mais importantes para a independência de um indivíduo, sendo que este aspecto ganha ainda mais relevância quando se trata do deslocamento de um indivíduo com alguma deficiência física. Assim, justifica-se o presente trabalho que, ao desenvolver a parte mecânica de uma cadeira de rodas motorizada a um preço mais acessível, estará contribuindo, principalmente, para a acessibilidade da população de baixa renda.

### **1.4 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho é subdividido em capítulos, no qual no primeiro foi apresentada a contextualização do tema e do problema de pesquisa, bem como os objetivos gerais e específicos do trabalho.

O capítulo dois consiste em ressaltar e descrever aspectos considerados como importantes para o trabalho, abordando-se conceitos de projeto de produto, fundamentos da mecânica clássica, fundamentos de mecânica dos sólidos, critérios de falha para materiais dúcteis, métodos dos elementos finitos, materiais possíveis para a estrutura e componentes, transmissão por engrenagens, transmissão por rodas dentada e corrente, projeto de eixos e árvores, união parafusada, considerações antropométricas, de ergonomia e de dimensões para cadeira de rodas, conceitos da modelagem quase estática de veículos e benchmarking de cadeiras de rodas motorizadas.

No capítulo três são apresentados e detalhados os métodos utilizados para alcançar os objetivos do trabalho.

Os resultados e cálculos de projeto são mostrados no capítulo quatro e em suas subseções que são: concepção, sistemas, subsistemas e componentes da cadeira de rodas, projeto da estrutura, projeto do sistema de tração, dimensionamento do suporte para o eixo dianteiro, dimensionamento do suporte para o eixo traseiro, dimensionamento do parafuso que permite o recolhimento da cadeira em “x”, projeto dos elementos de fixação dos motores e baterias, descrição dos processos de fabricação dos componentes.

O capítulo cinco traz as conclusões obtidas pela análise dos resultados do capítulo quatro.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura é a parte da pesquisa em que se busca embasamento na bibliografia existente sobre os tópicos considerados importantes.

Segundo Gil (2002), uma pesquisa bibliográfica é elaborada a partir de material já publicado, constituído principalmente de livros, artigos de periódicos e atualmente com material disponibilizado na Internet.

### 2.1 Metodologia de projeto de produto

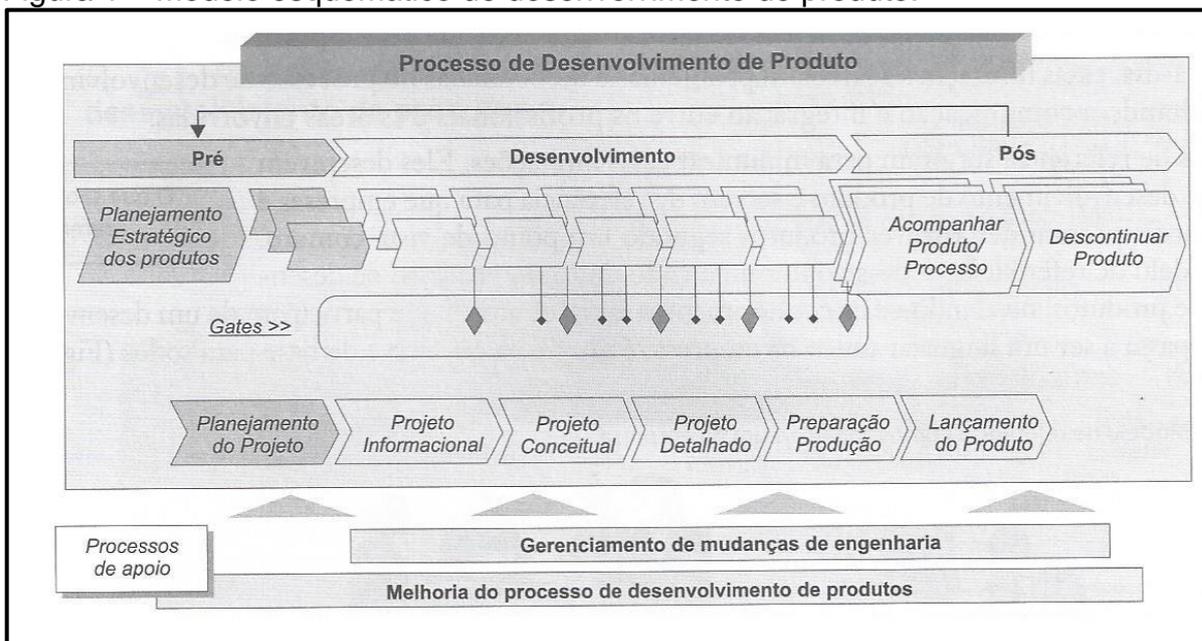
Segundo Budynas e Nisbett (2011) projetar é desenvolver um plano de ações que visam resolver um problema ou atender a uma necessidade. Se este plano de ações for desenvolver um produto, este produto deve ser confiável, seguro e próprio para ser usado, fabricado e comercializado.

O conceito de desenvolvimento de projeto de produto teve grande expansão a partir da década de 1980, resultando em várias publicações com abordagens de projeto diferentes. Como exemplos destas abordagens Back et al. (2008) cita:

- projeto de vida do produto;
- projeto para o consumidor;
- projeto para custo;
- projeto para manufatura;
- projeto para meio ambiente;
- projeto para confiabilidade;
- projeto para manutenibilidade;
- engenharia simultânea;
- projeto para qualidade;
- projeto para competitividade;
- desenvolvimento integrado do produto.

Rozenfeld *et al.* (2006) propõem um modelo de desenvolvimento de produto que é dividido em macrofases, subdivididas em fases e atividades. Neste modelo existem três macrofases: pré-desenvolvimento, desenvolvimento e pós-desenvolvimento. A Figura 1 mostra esquematicamente o modelo proposto por Rozenfeld *et al.* (2006).

Figura 1 – Modelo esquemático de desenvolvimento de produto.



Fonte: Rozenfeld *et al.* (2006, p. 44).

Da Figura 1 tem-se que as fases em que as macrofases se desdobram são: planejamento de projeto, projeto informacional, projeto conceitual, projeto detalhado, preparação produção e lançamento do produto. Cada uma destas fases gera uma saída chamada *gate*, que será utilizada no decorrer do desenvolvimento das fases seguintes (BACK *et al.*, 2008).

### 2.1.1 Diagrama de Mudge no projeto de produto

O diagrama de Mudge é uma ferramenta que permite a comparação de função de duas em duas com o objetivo de ordená-las por relevância (ROCCO; SILVEIRA, 2007). Esta comparação é feita geralmente enumerando as funções como 1,2,3...n, onde n é o número de funções, posteriormente atribui-se valores para as comparações conforme mostra a Figura 2 (NICKEL *et al.*,2010).

Figura 2 – Exemplo de diagrama de Mudge.

Eficiência		2	3	4	5	Soma	%
A	5						
B	4	1B	1A	1A	1B	18	56
C	3	2	2D	2D	5C	4	13
D	2		3	4D	3C	3	9
E	1			4	5D	2	6
					5	5	16
					Total	32	100

Fonte: Nice *et al.* (2010, p. 714).

Na Figura 2 as funções são representadas pelos números (5 funções no total), as letras A, B, C, D e E representam a ordem de relevância que uma função tem sobre a outra. Por exemplo, na primeira coluna tem-se que a função 1 tem relevância B sobre a função 2. Na coluna soma, faz-se a soma dos pesos de cada função e na última coluna tem-se a porcentagem que as funções representam sobre o total.

## 2.2 Fundamentos de mecânica clássica

A área de interesse da mecânica clássica é o estudo do movimento de objetos particular, que ao interagir com outros objetos tem sua velocidade alterada.

O problema da mecânica clássica pode ser descrito como:

(1) Um objeto, com propriedades físicas conhecidas (massa, volume, carga elétrica, etc.), é colocado em uma determinada posição com determinada velocidade inicial. (2) Todas as interações com a vizinhança são conhecidas (ou podem ser medidas). (3) é possível prever o movimento subsequente do corpo? Quer dizer, é possível determinar sua posição e velocidade para todos os instantes de tempo subsequentes? (RESNICK; HALLIDAY; KRANE, 2003, p. 47)

### 2.2.1 As três Leis de Newton

Esta seção do trabalho busca por um embasamento teórico sobre as três leis de movimento de Newton e adota como referência Resnick, Halliday e Krane (2003).

- Primeira Lei de Newton: trata das forças inerciais e enuncia que um corpo em movimento ou repouso tende a manter esse estado a menos que uma força externa aja sobre ele.
- Segunda Lei de Newton: expressa a relação entre a força resultante, a massa e a aceleração de um corpo. Essa relação é descrita pela equação 1 para o movimento de translação e é muitas vezes chamada de equação fundamental da mecânica clássica. A Segunda Lei Newton para o movimento de rotação é expressa pela equação 2.

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} \quad (1)$$

Onde:

$\vec{F}$  = Vetor força;

$\vec{a}$  = Vetor aceleração;

$m$  = massa do corpo.

$$\sum \vec{M} = I\vec{\alpha} \quad (2)$$

Onde:

$\vec{M}$  = Vetor momento;

$\vec{\alpha}$  = Vetor aceleração angular;

$I$  = Inércia rotacional.

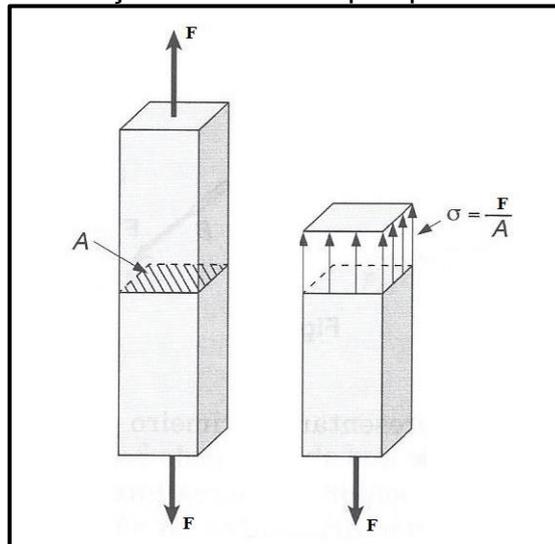
- Terceira Lei de Newton: trata da ação e reação, diz que uma força causada em um corpo A por um corpo B, causa uma força de reação no corpo B de mesma intensidade, mas sentido oposto à causada no corpo A.

### 2.3 Fundamentos de mecânica dos sólidos

Nesta seção do trabalho serão apresentados conceitos básicos sobre mecânica dos sólidos e resistência dos materiais, toda a seção utiliza como referência o livro de Beer e Johnston (1995).

A distribuição de uma força ( $F$ ) em uma área transversal qualquer, como é mostrado na Figura 3, é chamada de tensão e designada por  $\sigma$ .

Figura 3 – Tensão em uma seção transversal qualquer.



Fonte: Adaptado de Beer; Johnston (1995).

Como visto na Figura 3 a distribuição da força ( $F$ ) na seção transversal do corpo gera uma tensão, que pode ser escrita de forma aproximada em termos de uma tensão média dada pela equação 3.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3)$$

onde:

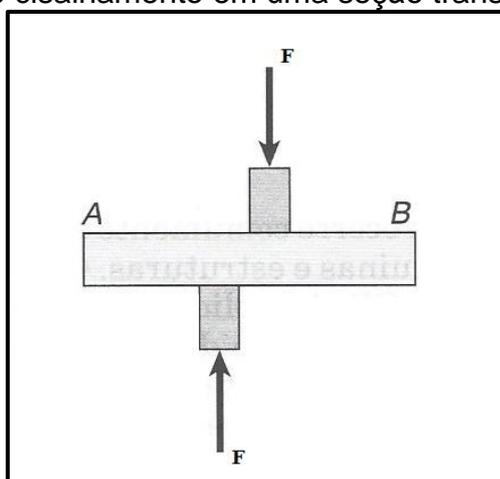
$\sigma$  = tensão normal [MPa];

$F$  = força [N];

$A$  = área [m<sup>2</sup>].

Se forças são aplicadas de modo normal à área, as tensões devido às mesmas são chamadas de tensões normais, mas quando estas forças são aplicadas paralelamente a mesma, a tensão será chamada de tensão de cisalhamento e designa-se por  $\tau$ . A situação descrita está representada na Figura 4.

Figura 4 – Solicitação de cisalhamento em uma seção transversal qualquer.



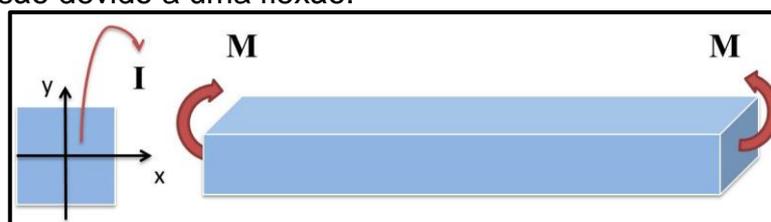
Fonte: Adaptado de Beer; Johnston (1995).

Analisando a Figura 4 é possível descrever a tensão de cisalhamento por meio de uma tensão média conforme a equação 4.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Uma tensão normal pode ser gerada devido a uma flexão ( $M$ ), esta situação é ilustrada pela Figura 5, onde  $y$  é a distância da linha neutra até o ponto que se deseja analisar.

Figura 5 – Tensão devido a uma flexão.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A equação 5 descreve a tensão normal causada pela flexão ( $\sigma_x$ ) em uma distância  $y$  da linha neutra, situação ilustrada pela Figura 5.

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (5)$$

onde:

$\sigma_x$  = tensão normal causada pela flexão a uma distância  $y$  da linha neutra;

$y$  = distância da linha neutra ao ponto de análise;

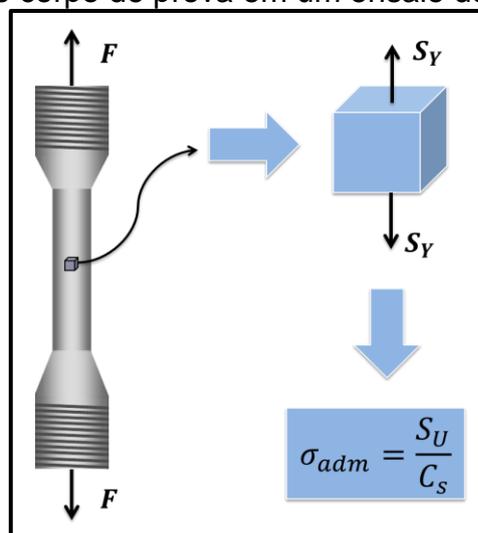
$I$  = momento de inércia da seção transversal.

## 2.4 Critérios de falha para materiais dúcteis

Quando o projetista faz a escolha do material a ser utilizado em seu projeto, dentre os parâmetros levados em conta está o limite de escoamento do mesmo. Este parâmetro é obtido por ensaios de tração e é definido pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) na Norma Brasileira (NBR) 6892 como: “[...] quando o material exhibe um fenômeno de escoamento, a tensão correspondente ao ponto atingido no ensaio em que ocorre deformação plástica sem qualquer incremento na força [...]” (ABNT NBR 6892, 2013, p.5). Segundo a NBR 6892, o eixo de aplicação da força em um ensaio de tração deve ser de tal forma a coincidir com o eixo do corpo de prova, ou seja, o ensaio é feito em um estado uniaxial de tensões.

A Figura 6 ilustra as solicitações em um corpo de prova submetido a um ensaio de tração.

Figura 6 – Solicitações no corpo de prova em um ensaio de tração.



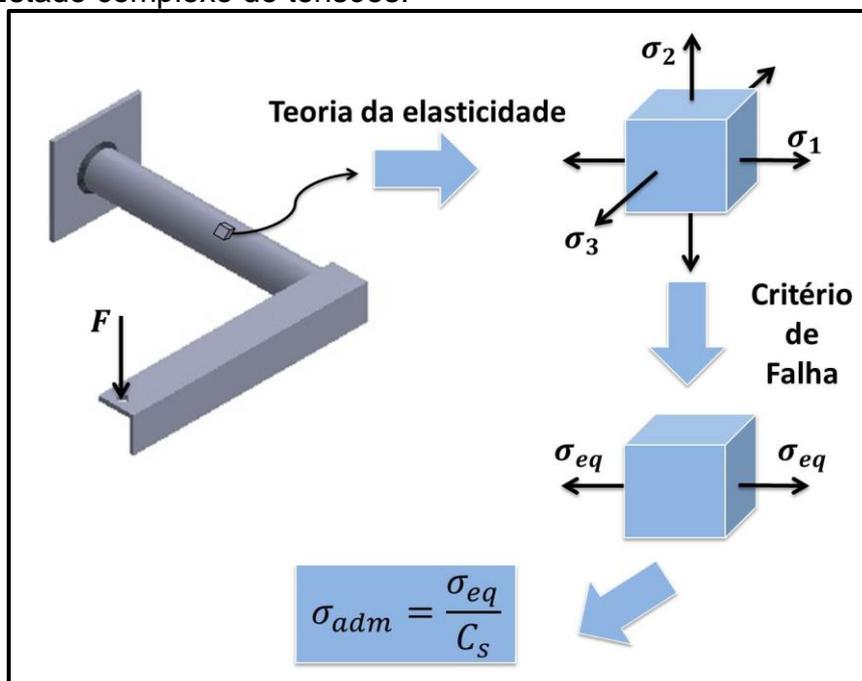
Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 6 vê-se uma situação bastante simples, em que uma força ( $F$ ) aplicada de forma axial ao corpo causa um estado uniaxial de tensões no mesmo. Nesta situação a falha do material ocorre quando a tensão no corpo atinge a resistência de ruptura do material ( $S_u$ ) do material. Então, a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ) no corpo é dada pela tensão de ruptura levando-se em conta ainda um coeficiente de segurança ( $C_s$ ).

Como um estado uniaxial de tensões é uma situação dificilmente encontrada em um problema de engenharia, são necessárias ferramentas que permitam a comparação entre um estado generalizado de tensões com o limite de escoamento, que é obtido por meio de um ensaio uniaxial de tensões. A estas ferramentas dá-se o nome de critérios de falha. Os critérios de falha mais difundidos e aceitos para materiais com comportamento dúctil são os critérios de von Mises e Tresca (BEER; JOHNSTON, 1995).

A Figura 7 mostra um estado complexo de tensões em um corpo, o que é algo mais próximo ao tipo de solicitação geralmente encontrada em um problema de engenharia.

Figura 7 – Estado complexo de tensões.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 7 mostra a situação em que uma força ( $F$ ) aplicada na ponta do corpo resulta em um estado complexo de tensões. Com consequência disto, segundo a teoria da elasticidade, pode-se determinar as tensões principais  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  e encontrar uma tensão equivalente  $\sigma_{eq}$  aplicando algum critério de falha. Neste

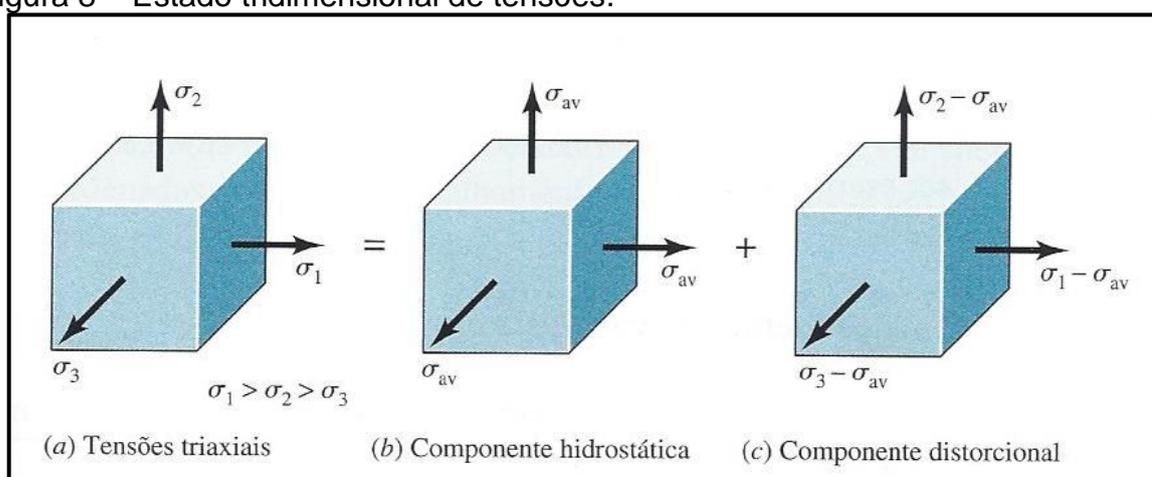
caso, a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ) no corpo é dada pela tensão equivalente levando-se em conta ainda um coeficiente de segurança ( $C_s$ ).

### 2.4.1 Critério de von Mises

O critério de von Mises ou critério da máxima energia de distorção se baseia na determinação da energia de distorção da forma de um material. Surgiu a partir da observação de que um material suporta uma tensão muito maior que a tensão de escoamento fornecida pelo ensaio de tração quando submetido a uma pressão hidrostática, logo, relacionou-se o escoamento do material com o ângulo de distorção do elemento tensionador (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

A Figura 8 mostra um estado complexo de tensões, com tensões principais  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  em (a), (b) e (c) representando a decomposição nas componentes hidrostática representada por  $\sigma_{av}$  e distorcional, respectivamente.

Figura 8 – Estado tridimensional de tensões.



Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p.239).

As equações que seguem têm como referência Budynas e Nisbett (2011), segundo estes autores, a tensão hidrostática ( $\sigma_{av}$ ) mostrada na Figura 8 (b) pode ser escrita conforme a equação 6, que nada mais é que a média aritmética das tensões  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ .

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (6)$$

Onde:

$\sigma_{1, 2 \text{ e } 3}$  = Tensões principais;

$\sigma_{av}$  = Componente hidrostática de tensão.

A energia de deformação ( $u$ ) do estado generalizado de tensões por unidade de volume é dada pela equação 7.

$$u = \frac{1}{2} (\varepsilon_1 \sigma_1 + \varepsilon_2 \sigma_2 + \varepsilon_3 \sigma_3) = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)] \quad (7)$$

Onde:

$u$  = Energia de deformação;

$\varepsilon_{1,2 \text{ e } 3}$  = Deformações nas direções 1, 2 e 3;

$\nu$  = Coeficiente de Poisson;

$E$  = Módulo de elasticidade do material.

Substituindo-se  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  por  $\sigma_{av}$  na equação 7 obtém-se a energia de deformação necessária para causar uma mudança do volume ( $u_v$ ) cujo estado de tensões está atuando, que é dada pela equação 8.

$$u_v = \frac{3\sigma_{av}^2}{3E} (1-2\nu) \quad (8)$$

Levando-se o quadrado da equação 6 a 8 e subtraindo-se o resultado com a equação 7, após alguma manipulação chega-se na equação 9 que representa a energia de distorção ( $u_d$ ) do estado tridimensional de tensões.

$$u_d = u - u_v = \frac{1+\nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (9)$$

Para o caso de um estado uniaxial de tensões têm-se  $\sigma_1 = S_y$ ,  $\sigma_2 = 0$  e  $\sigma_3 = 0$ , então, neste caso a energia de distorção se resume a equação 10.

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (10)$$

Onde:

$S_y$  = Limite de escoamento.

Quando as equações 9 e 10 se igualam dá-se o escoamento do material, esta condição é conhecida como tensão equivalente de von Mises ( $\sigma'$ ) e é dada pela equação 11.

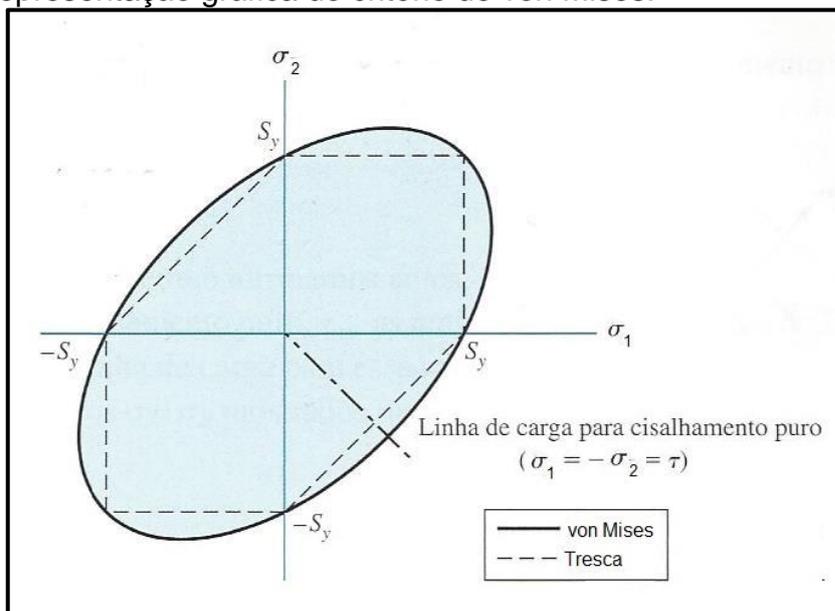
$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (11)$$

Onde:

$\sigma'$  = Tensão equivalente de von Mises.

A Figura 9 mostra o critério de von Mises de forma gráfica para um estado plano de tensões.

Figura 9 – Representação gráfica do critério de von Mises.



Fonte: Adaptada de Budynas; Nisbett (2011).

Na Figura 9 um estado plano de tensões é representado pelas tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ , que representam um ponto coordenado. Se este ponto estiver dentro da região delimitada pelo critério e pela tensão de escoamento ( $S_y$ ), pode-se considerar a situação segura quanto ao escoamento (observando-se ainda o coeficiente de segurança).

#### 2.4.2 Critério de Tresca

O critério de Tresca é também conhecido como critério da tensão de cisalhamento máxima. Este critério parte do princípio de que um material começa a escoar quando a tensão de cisalhamento máxima, em um elemento do corpo, atinge a tensão de cisalhamento máxima encontrada no momento do escoamento em um ensaio de tração (BEER; JOHNSTON, 1995).

Segundo Beer e Johnston (1995), a tensão de cisalhamento máxima em ensaio de tração é a metade da tensão de escoamento do material, ou seja,  $0,5S_y$ . Considerando  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$  tensões principais com sinais contrários, a tensão equivalente pelo critério de Tresca ( $\sigma''$ ) se resume a equação 12.

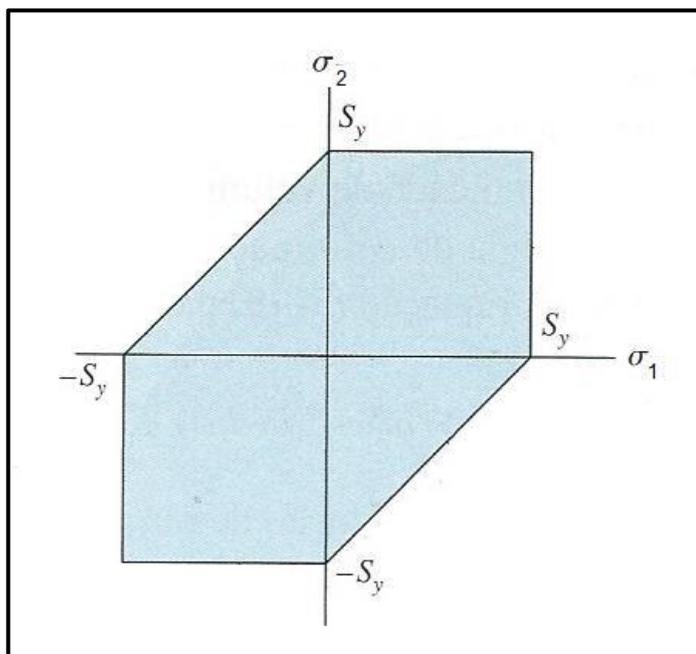
$$|\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma'' \quad (12)$$

Onde:

$\sigma''$  = Tensão equivalente de Tresca.

A Figura 10 representa o critério de falha de Tresca para um estado plano de tensões.

Figura 10 – Representação gráfica do critério de Tresca.



Fonte: Adaptada de Budynas; Nisbett (2011).

Na Figura 10 é possível notar que qualquer estado de tensões será representado por um ponto coordenado, descrito pelas tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ . Se este ponto estiver dentro da região delimitada pelo critério dado pela tensão de escoamento ( $S_y$ ), diz-se que o material está seguro quanto ao escoamento (é preciso levar em conta ainda o coeficiente de segurança).

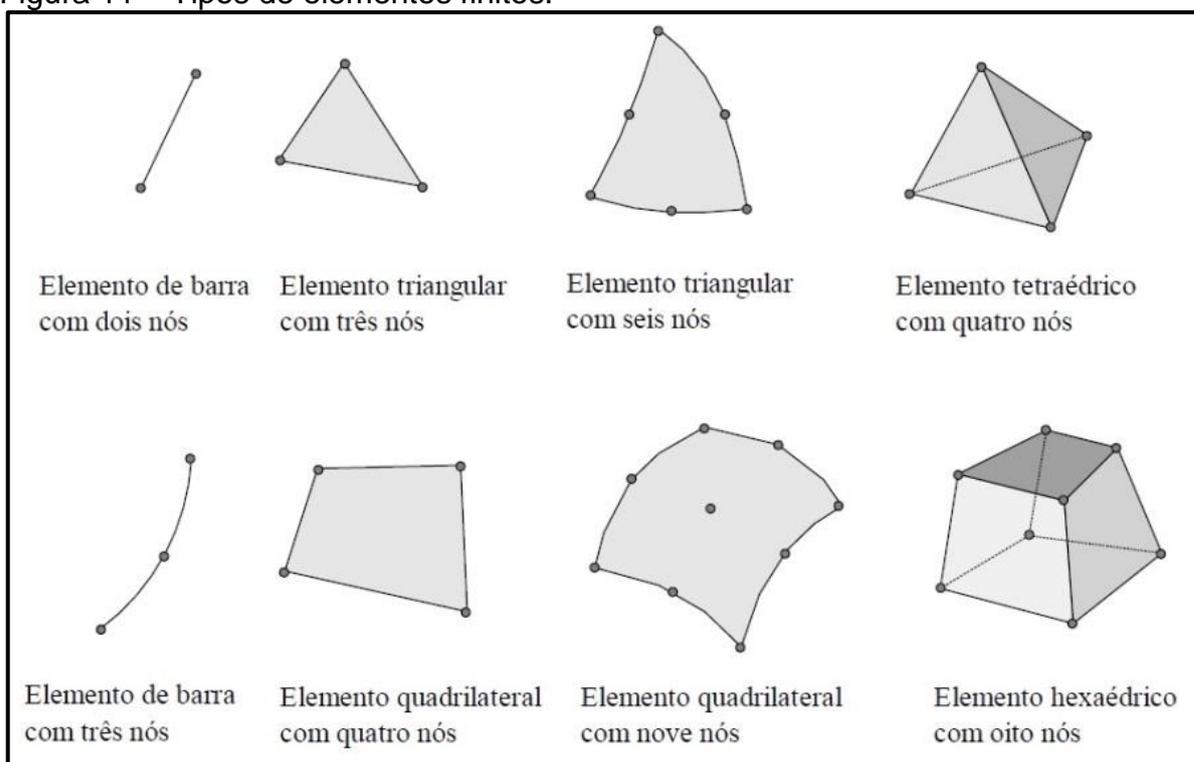
## 2.5 Método dos elementos finitos

De acordo com Silva (2009) muitos problemas físicos e de engenharia em meios contínuos são descritos por equações diferenciais parciais, uma solução analítica destas equações só é viável para problemas simples. Assim, para problemas de geometria e condições de contorno complexas é preciso adotar algum método aproximado com precisão aceitável. Uma ferramenta numérica com grande capacidade de solução de equações diferenciais parciais é o método dos elementos finitos (MEF, ou FEM do inglês), esta ferramenta tornou-se a mais popular principalmente pelo surgimento de softwares comerciais como: ANSYS, NASTRAN/PATRAN, ADAMS, ABAQUS, entre outros.

O MEF baseia-se em dividir um meio contínuo em sub-regiões de geometria simples (elementos finitos), que podem ter formato triangular, quadrilateral, cúbico, entre outros. A subdivisão do meio contínuo, que é chamada de malha, permite a solução do problema por partes, ou seja, transforma-se um problema maior em uma série de problemas mais simples (SOUZA, 2003).

A Figura 11 mostra os diferentes tipos de elementos finitos que devem ser utilizados de acordo com a dimensão do problema (uni, bi ou tridimensional).

Figura 11 – Tipos de elementos finitos.



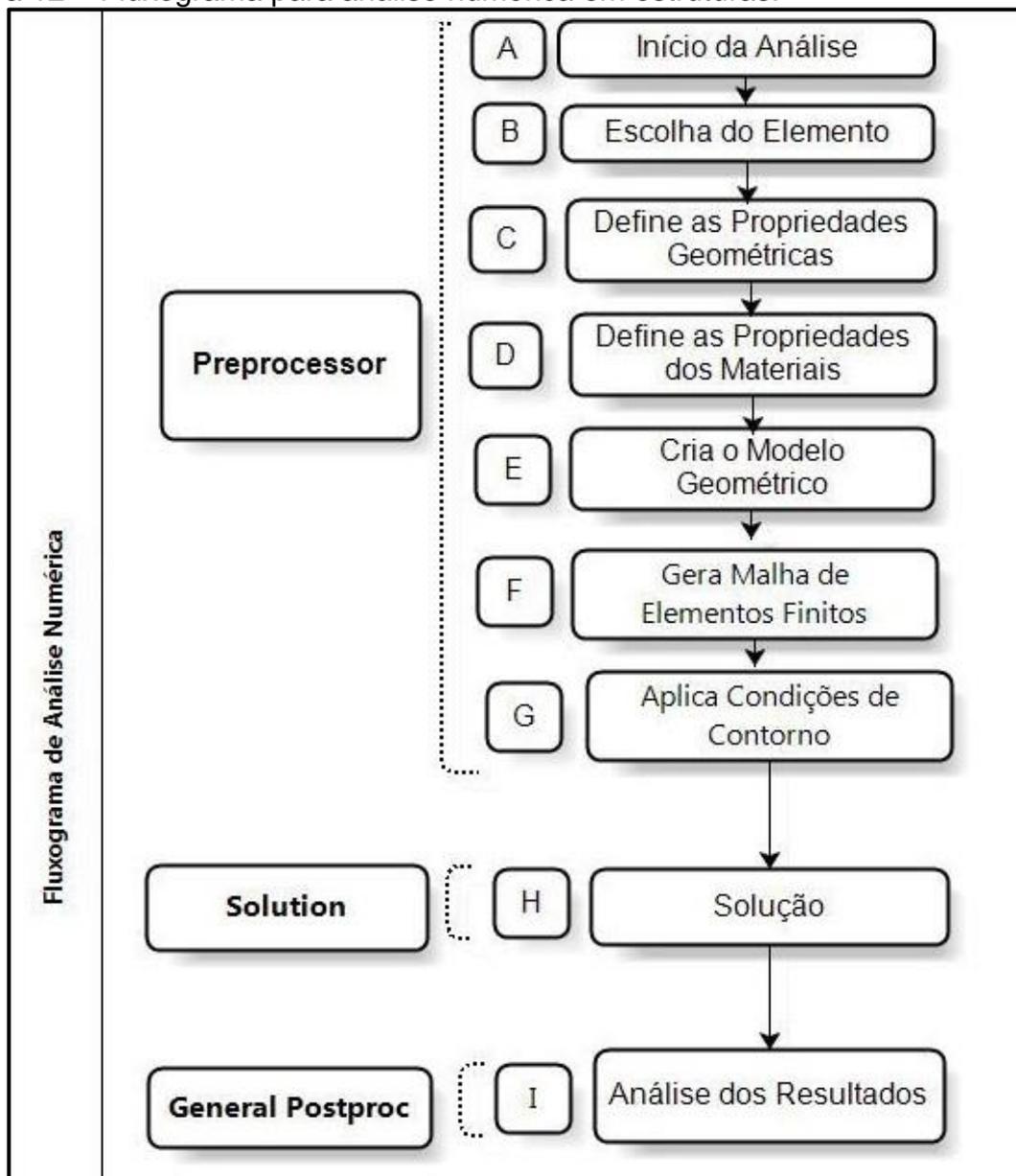
Fonte: Souza (2003, p.2).

Segundo Azevedo (2003), entre os aspectos que se deve levar em consideração na fase que antecede uma análise pelo MEF estão:

- análise dinâmica ou estática;
- análise linear ou não linear;
- geometria reticular, laminar ou sólida;

A Figura 12 mostra um fluxograma para a realização de análises numéricas em estruturas.

Figura 12 – Fluxograma para análise numérica em estruturas.



Fonte: Hecke (2010, p.4).

Analisando a Figura 12 fica evidente que a etapa mais importante e onerosa de uma análise numérica é o pré-processamento, representado pelas etapas A, B, C, D, E, F e G. Após o pré-processamento obtém-se a solução (etapa H), uma vez obtida a solução, faz-se necessária ainda a etapa I, que consiste em uma análise dos resultados.

## 2.6 Materiais possíveis para a estrutura e componentes

A escolha do material para a estrutura é uma das etapas mais importantes do projeto (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Existem maneiras sistemáticas e otimizadas para fazer esta escolha. Todas essas formas para a determinação do material necessitam o conhecimento das características de aplicação e especificações do componente, bem como as propriedades dos materiais (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

Tendo em vista as especificações necessárias, alguns materiais logo se tornam bons candidatos para a construção da estrutura, como por exemplo, os aços, mais especificamente o aço ABNT 1020, por ter grande disponibilidade e baixo custo. Assim como os aços, as ligas de alumínio também tem grande destaque, por possuírem boas propriedades mecânicas e baixa densidade (BUDYNAS; NISBETT, 2011). A Tabela 1 lista algumas propriedades de ligas de alumínio e aços.

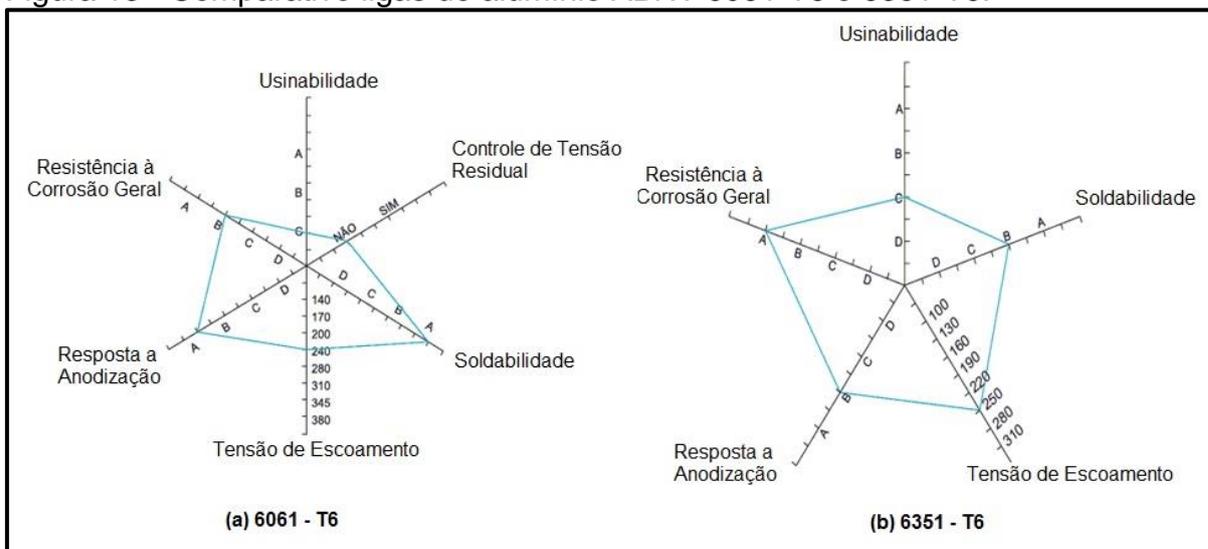
Tabela 1 - Propriedades de alguns materiais.

<b>Material (ABNT)</b>	<b>Densidade [g/cm<sup>3</sup>]</b>	<b>Módulo de Elasticidade [GPa]</b>	<b>Limite de Escoamento [MPa]</b>	<b>Limite de Resistência à Tração [MPa]</b>
Alumínio 6061 - T6	2,71	70	240	260
Alumínio 7075 - T6	2,79	70	500	560
Alumínio 6351 - T6	2,71	70	250	290
Aço 1020	7,9	207	295	395
Aço 1040	7,9	207	496	634
Aço 1045	7,9	207	540	640
Aço 1060 laminado	7,9	207	485	815
4340 Normalizado	7,9	207	860	1280

Fonte: Adaptado dos catálogos ALCOA (2010) e GERDAU (2003).

Da Tabela 1, verifica-se que as ligas de alumínio ABNT 6061-T6 e 6351-T6 possuem características muito próximas, por isso faz-se necessária uma comparação mais abrangente dessas. Esta comparação é mostrada na Figura 13.

Figura 13 - Comparativo ligas de alumínio ABNT 6061-T6 e 6351-T6.



Fonte: Adaptado dos catálogos ALCOA (2010).

A Figura 13 mostra características das ligas de alumínio ABNT 6061-T6 em (a) e 6351-T6 em (b).

## 2.7 Transmissão por engrenagens

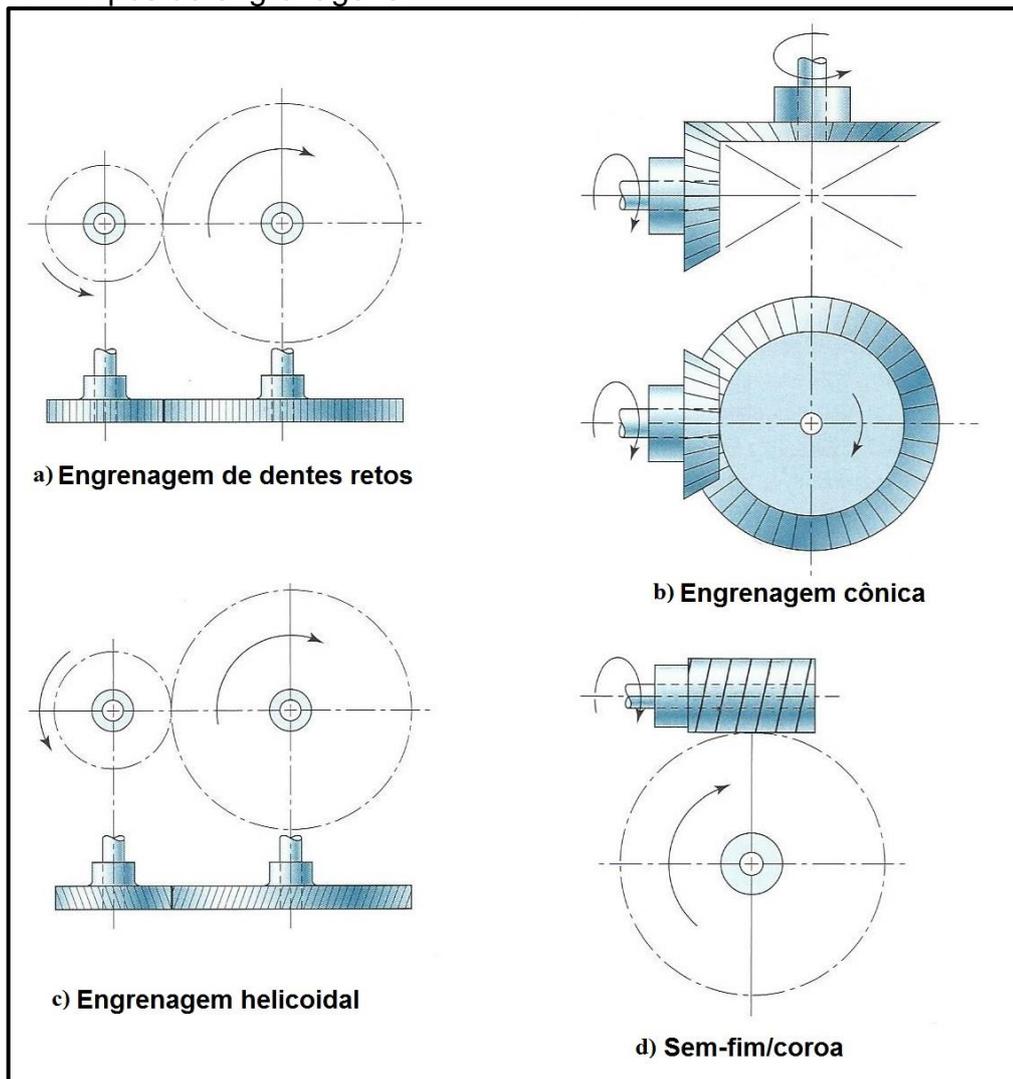
Existem vários tipos de engrenagens, conforme Budynas e Nisbett (2011) estas podem ser divididas em:

- engrenagens cilíndricas de dentes retos: é o tipo de engrenagem mais simples, possui os dentes paralelos ao eixo de giro e é usado para transmitir movimento entre eixos também paralelos;
- engrenagens helicoidais: pela característica de possuir os dentes inclinados em relação ao eixo, este tipo de engrenagem permite o acionamento de eixos inclinados entre si. Outra característica deste tipo de engrenagem é o engrenamento mais suave, se comparado com engrenagens de dentes retos, quando utilizada para acionar eixos paralelos. Além disso, neste tipo de engrenamento surgem forças axiais e conjugado de flexão devido ao dentado ser inclinado, este fato deve ser considerado no projeto;
- engrenagens cônicas: utilizadas principalmente para o acionamento de eixos concorrente, o dentado neste tipo de engrenagem é formado em formato cônico;

- par coroa e sem-fim: é formado por um coroa (engrenagem helicoidal) e o sem-fim, que parece um parafuso. Este tipo de engrenamento aciona principalmente eixos perpendiculares entre si e é bastante utilizado para grandes razões de velocidade.

A Figura 1 mostra um modelo esquemático de cada um dos tipos de engrenagens citados.

Figura 14 – Tipos de engrenagens.



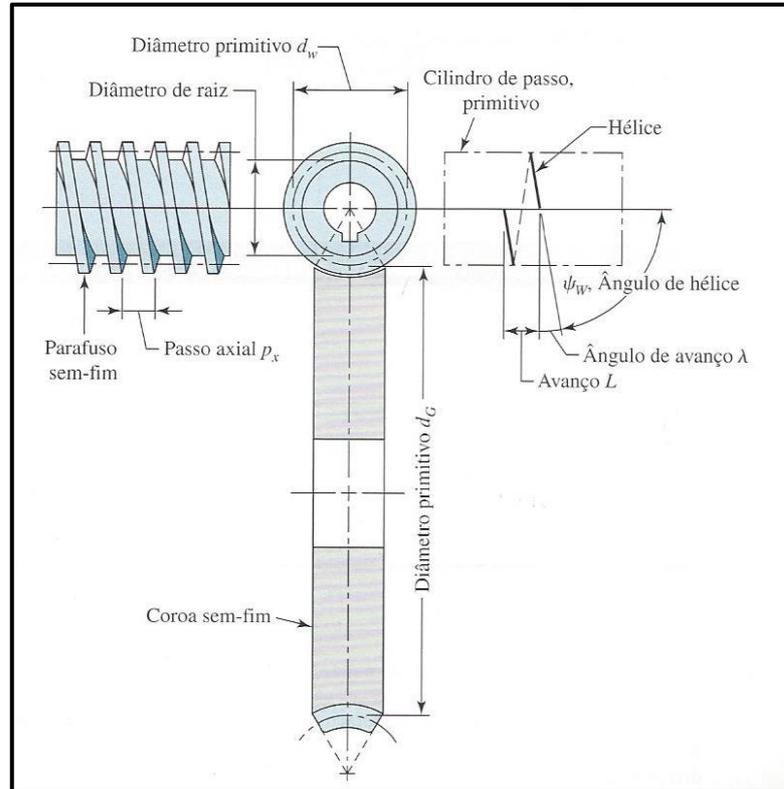
Fonte: Adaptada de Budynas; Nisbett (2011).

A relação entre eixos de entrada e saída mais indicadas para cada tipo de engrenagens pode ser visto na Figura 14, que mostra um engrenamento com engrenagens de dentes retos em a, helicoidais em b, cônicas em c e um par de sem-fim e coroa em d.

### 2.7.1 Conjunto sem-fim e coroa

A Figura 15 traz algumas características e nomenclatura de um conjunto parafuso sem-fim e coroa.

Figura 15 - Características e nomenclatura de um par sem-fim e coroa.



Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 701).

As equações 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 e 22 têm como referência Budynas e Nisbett (2011) e trazem parâmetros característicos importantes do conjunto sem-fim e coroa, que podem ser observadas na Figura 15.

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \psi} \quad (13)$$

$$p_t = p_w^x = \pi m_t \quad (14)$$

$$p_n = p_t * \cos \psi \quad (15)$$

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} \quad (16)$$

$$d_G = m_t N_G \quad (17)$$

$$L = p_w^x N_w \quad (18)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left( \frac{L}{\pi d_w} \right) \quad (19)$$

$$i = \frac{1}{m_G} = \frac{N_w}{N_G} \quad (20)$$

$$F_G = \frac{2d_w}{3} \quad \text{para } p_x > 0,16\text{in} \quad (21)$$

$$F_w < 2\sqrt{2d_G 0,3683p_w^x} \quad (22)$$

Onde:

$m_n$  = módulo normal da coroa;

$m_t$  = módulo transversal da coroa;

$N_G$  = número de dentes da coroa;

$N_w$  = número de entradas do parafuso sem-fim;

$d_G$  = diâmetro primitivo da coroa;

$\psi$  = ângulo de hélice, ângulo de hélice do parafuso sem-fim é de  $90^\circ - \psi$ ;

$\lambda$  = ângulo de avanço;

$p_t$  = passo transversal da coroa;

$p_x$  = passo axial da coroa;

$i$  = relação de transmissão;

$F_G$  = largura da face da coroa;

$F_w$  = largura do sem-fim;

$p_w^x$  = passo axial do parafuso sem-fim.

É recomendado pela *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) também que o diâmetro primitivo do parafuso sem-fim ( $d_w$ ) deve estar no intervalo mostrado pela equação 23, uma vez que este não está relacionado com o número de dentes (entradas) do parafuso sem-fim. A equação 24 traz a relação dos diâmetros primitivos do parafuso sem-fim e da coroa com a distância entre os centros ( $C$ ) de ambos (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

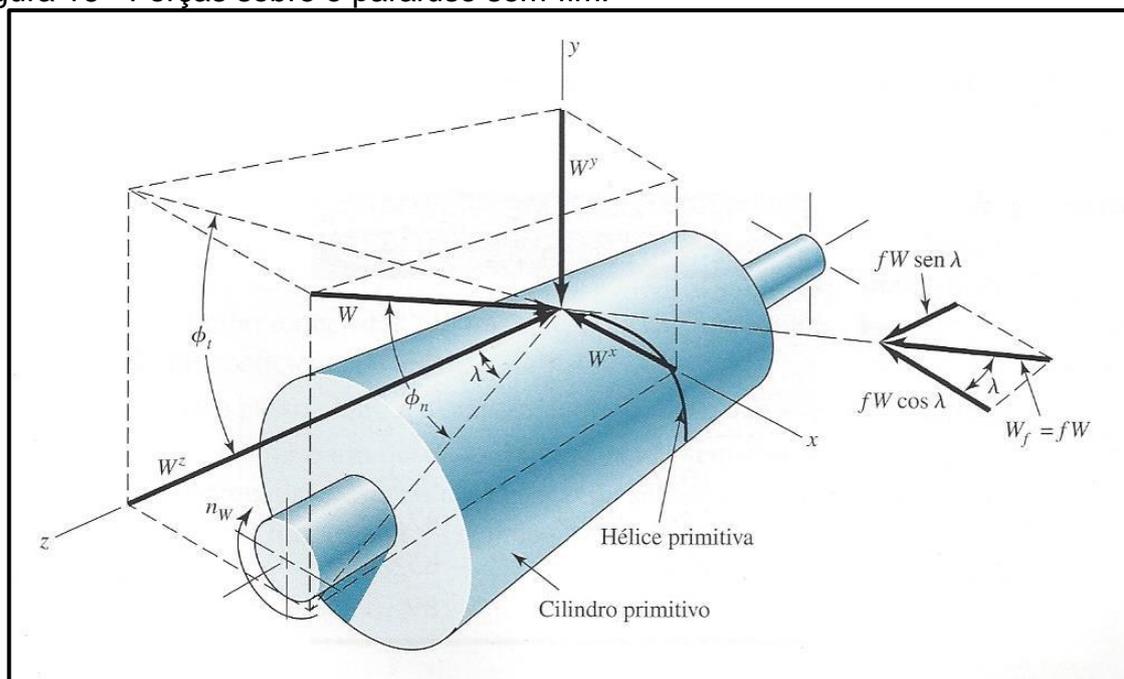
$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \quad (23)$$

$$C = \frac{d_w + d_G}{2} \quad (24)$$

## 2.7.2 Forças em engrenamento sem-fim e coroa

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), pode-se determinar as forças envolvidas em um engrenamento sem-fim e coroa segundo as equações 25, 26, 27 e 28 sugeridas pela AGMA, cujo sistema coordenado está explícito na Figura 16, que traz as forças de reação causadas ao parafuso sem-fim pela coroa. A equação 29 representa a velocidade tangencial da coroa.

Figura 16 - Forças sobre o parafuso sem-fim.



Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 721).

$$W_G^t = 33000 \frac{H_0 n_d F_a}{V_g e} = -W^z = -W_w^a \quad (25)$$

$$W_w^t = W_G^t \left( \frac{\cos(\phi_n) \sin(\lambda) + f \cos(\lambda)}{\cos(\phi_n) \cos(\lambda) - f \sin(\lambda)} \right) = W^x = -W_G^a \quad (26)$$

$$e = \left( \frac{\cos(\phi_n) - f \tan(\lambda)}{\cos(\phi_n) + f \cot(\lambda)} \right) \quad (27)$$

$$W_w^r = W_w^t \frac{\tan(\phi_n)}{\sin(\lambda)} = W^y = -W_G^r \quad (28)$$

$$V_s = \frac{\pi * n * d_G}{12} \quad (29)$$

Onde:

$W_G^a$  = força axial transmitida pela coroa, lbf;

$W_G^r$  = força radial transmitida pela coroa, lbf;

$W_G^t$  = força tangencial transmitida pela coroa, lbf;

$W_w^a$  = força axial transmitida pelo parafuso sem-fim, lbf;

$W_w^r$  = força radial transmitida pelo parafuso sem-fim, lbf;

$W_w^t$  = força tangencial transmitida pelo parafuso sem-fim, lbf;

$e$  = eficiência mecânica do conjunto sem-fim e coroa quando o parafuso sem-fim é a engrenagem motora;

$n_d$  = fator de projeto;

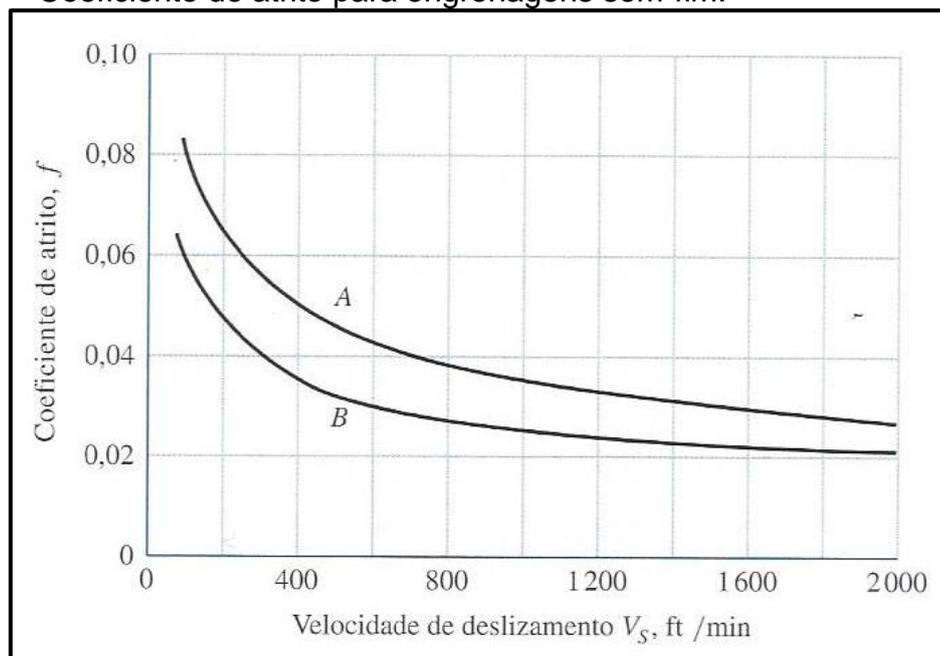
$F_a$  = fator de aplicação;

$V_s$  = velocidade tangencial da coroa;

$f$  = coeficiente de atrito entre parafuso sem-fim e coroa.

A Figura 17 mostra de modo gráfico a variação do coeficiente de atrito de acordo com a velocidade de deslizamento ( $V_s$ ), onde a curva A serve para acabamentos superficiais grosseiros e a curva B para superfícies bem acabadas.

Figura 17 - Coeficiente de atrito para engrenagens sem-fim.



Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 723).

### 2.7.3 Dimensionamento do dentado da coroa sem-fim

Para o dimensionamento do dentado das engrenagens segundo a metodologia adotada pela AGMA, duas situações devem ser previstas: flexão por fadiga e desgaste por fadiga dos dentes da engrenagem. Como o dentado do parafuso sem-fim é construído com um material mais resistente do que a coroa sem-fim, basta projetar o dentado da coroa de modo a suportar as solicitações para

garantir a integridade do conjunto parafuso sem-fim e coroa (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

A equação 30 é a adaptação de Buckingham da equação de Lewis para determinar a tensão de flexão no dentado de engrenagens helicoidais (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$\sigma_G = \frac{W_G^t}{p_n F_G y} \quad (30)$$

Onde:

$y$  = Fator de forma de Lewis = 0,125 para  $\phi_n = 20^\circ$  (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Para dimensionamento do dentado da coroa sem-fim quanto ao desgaste, a AGMA recomenda uma força tangencial admissível transmitida por ela conforme mostra a equação 31.

$$(W_G^t)_{all} = C_{fs} d_G^{0,8} F_G C_{rv} C_v \quad (31)$$

Onde:

$(W_G^t)_{all}$  = força tangencial admissível transmitida pela coroa para o desgaste.

$C_{fs}$  = fator material;

$C_{rv}$  = fator de correção da razão de velocidades;

$C_v$  = fator de velocidade.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o fator de material, fator de correção da razão de velocidades e fator de velocidade são determinados pelas equações 32, 33 e 34, respectivamente.

$$C_{fs} = 270 + 10,37C^3 \quad \text{para } C \leq 3 \text{ in} \quad (32)$$

$$C_{rv} = 0,0107\sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145} \quad \text{para } 20 < m_G \leq 76 \quad (33)$$

$$C_v = 0,659e^{-0,0011V_s} \quad \text{para } V_s < 700 \text{ ft/min.} \quad (34)$$

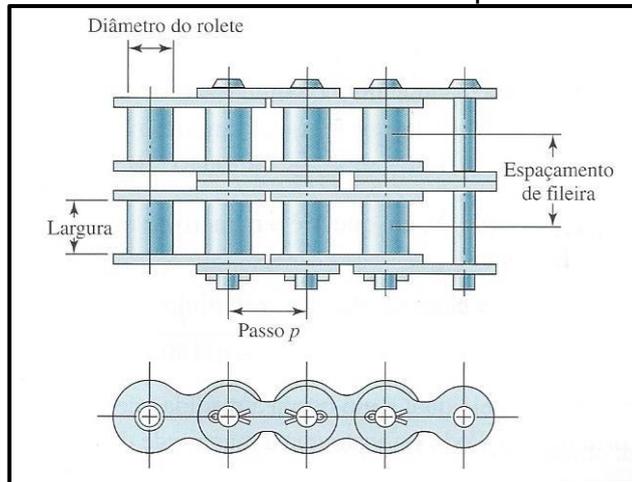
Ainda, conforme Budynas e Nisbett (2011), se  $W_G^t < (W_G^t)_{all}$  o conjunto sem-fim e coroa irá sobreviver por pelo menos 25000h.

## 2.8 Transmissão por rodas dentada e corrente

A transmissão por corrente é padronizada pela ANSI, segundo a norma, o passo da corrente ( $p_c$ ) é dado pela distância entre dois rolos e a largura da corrente

é dada pelo espaço entre as placas internas (BUDYNAS; NISBETT, 2011). A Figura 18 mostra algumas das principais características de uma corrente.

Figura 18 - Características de uma corrente de rolos padrão ANSI.



Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 913).

O diâmetro da roda dentada ( $D_c$ ) da transmissão por corrente é determinado pela equação 35.

$$D_c = \frac{p_c}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (35)$$

Onde:

$Z$  = número de dentes da roda dentada;

$D_c$  = diâmetro da roda dentada;

$p_c$  = passo da corrente.

Neste tipo de transmissão a relação de redução ou aumento de velocidade é dada pela equação (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

$$i = \frac{z_2}{z_3} = \frac{T_2}{T_3} \quad (36)$$

Onde:

$z_2$  = número de dentes da engrenagem motora;

$z_3$  = número de dentes da engrenagem movida;

$T_2$  = torque na entrada;

$T_3$  = torque na saída.

A Tabela 2 traz a capacidade de potência estimada para correntes de rolo ANSI de fileira única para roda dentada de 17 dentes.

Tabela 2 - Capacidade estimada de potência para correntes ANSI.

Velocidade da roda dentada, rev/min	Número de corrente ANSI					
	25	35	40	41	50	60
50	0,037	0,12	0,28	0,15	0,54	0,93
100	0,067	0,21	0,51	0,28	0,99	1,72
150	0,097*	0,30*	0,74*	0,42*	1,43*	2,48
200	0,12*	0,40*	0,96	0,53	1,87	3,20
300	0,17	0,58	1,38	0,75	2,69	4,63
400	0,22*	0,75*	1,80	0,98	3,50	6,00
500	0,28	0,93	2,20	1,20	4,25	7,32
600	0,33*	1,10	2,60*	1,42*	5,01*	8,65
700	0,37	1,25	2,96	1,63	5,77	9,92
800	0,42*	1,40*	3,34*	1,84*	6,5*	11,20
900	0,46	1,56	3,72	2,04	7,23	12,50
1000	0,51*	1,72*	4,1	2,25	7,98	13,65
1200	0,60	2,04	4,81	2,45	9,40	16,11
1400	0,69*	2,33*	5,53	1,95	10,74	13,50
1600	0,78*	2,63*	6,24	1,60	9,55	11,00
1800	0,86	2,93	6,68	1,33	7,98	9,25
2000	0,95*	3,22*	5,76*	1,13*	6,89*	7,90
2500	1,16	3,94	4,11*	0,82*	4,90*	5,64
3000	1,37	4,2	3,11	0,62	3,72	4,30

\*Estimado das tabelas ANSI por interpolação linear.

Nota: Tipo A – lubrificação manual ou por gotejamento; Tipo B – lubrificação de disco ou por banho; Tipo C – lubrificação por corrente de óleo; Tipo C' – tipo C, mas essa é uma região de esfolamento; submeta o projeto ao fabricante para avaliação.

Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 917).

A potência dada pela Tabela 2 é limitada pelos fatores: número de fileiras de correntes e número de dentes da roda dentada motora. Por isso, para chegar-se a uma potência admissível Hadm os fatores de correção de dentes ( $K_1$ ) e de múltiplas fileiras ( $K_2$ ) devem ser empregados. Os fatores  $K_1$  e  $K_2$  são dados pelas Tabela 3 e, Tabela 4 respectivamente.

Tabela 3 - Fator de correção de dentes ( $K_1$ ).

Número de dentes na roda dentada motora	$K_1$ Potência pré-extremo	$K_1$ Potência pós-extremo
11	0,62	0,52
12	0,69	0,59
13	0,75	0,67
14	0,81	0,75
15	0,87	0,83
16	0,94	0,91
17	1,00	1,00
18	1,06	1,09
19	1,13	1,18
20	1,19	1,28

Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 919).

Tabela 4 - Fator de correção para múltiplas fileiras ( $K_2$ ).

Número de fileiras	$K_2$
1	1,0
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,9
6	4,6
8	6,0

Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 919).

Então, utiliza-se a equação 37 para determinar a potência da tabela 3 que a corrente deve suportar (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$H_{tab} = \frac{K_s n_d H_{entrada}}{K_1 K_2} \quad (37)$$

Onde:

$H_{tab}$  = potência dada pela tabela 3.

$K_s$  = fator de serviço;

$K_1$  = fator correção para o número de dentes da roda dentada motora;

$K_2$  = fator correção para número de fileiras de corrente;

$H_{entrada}$  = potência de entrada;

$n_d$  = fator de projeto.

A potência transmitida pelo conjunto corrente e roda dentada ( $H_d$ ) pode ser expressa pela equação 38.

$$H_d = H_{entrada} K_s n_d \quad (38)$$

A velocidade máxima admitida (em rpm) na transmissão por corrente é dada de maneira experimental pela equação 39 (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$n_1 \leq 1000 \left[ \frac{82,5}{7,95 p_c (1,0278)^{Z_1} (1,323)^{\frac{F_c}{100}}} \right]^{1 / (1,59 \log p_c / 1,873)} \quad (39)$$

Onde:

$n_1$  = rotação na entrada;

$Z_1$  = número de dentes da roda dentada de entrada;

$F_c$  = tensão de corrente em libras.

Para determinar o número de passos ( $L/p_c$ ), ou seja, o número de elos necessários para a corrente tem-se a equação 40 (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$\frac{L}{p_c} = \frac{2C_c}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 (C_c/p_c)} \quad (40)$$

Onde:

$L/p_c$  = número de rolos;

$C_c$  = distância centro a centro da transmissão por correia.

## 2.9 Projeto de eixos e árvores

Nesta seção do trabalho será abordado o projeto de eixos e árvores, todas as equações para determinar as tensões de vida em fadiga de árvores adotam como referência Budynas e Nisbett (2011).

A tensão corrigida pelos parâmetros de vida em fadiga ( $S_e$ ) é dada pela equação 41.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot 0,5 S_{ut} \quad (41)$$

Onde:

- $K_a$  = coeficiente de superfície =  $a S_{ut}^b$ .

Os valores das constantes a e b que determinam o coeficiente de superfície são dados pela Tabela 5.

Tabela 5 - Fatores para o coeficiente de superfície.

Acabamento superficial	$k_a = a S_{ut}^b \text{LN}(1; C)$		Coeficiente de variação, C
	a MPa	b	
Retificado*	1,58	-0,086	0,120
Usinado ou laminado a frio	4,45	-0,265	0,058
Laminado a quente	58,1	-0,719	0,110
Forjado	271	-0,995	0,145

Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 350).

- $K_b$  = coeficiente de tamanho.

O fator de tamanho depende do diâmetro (d) da árvore e é dado pelas equações 42 ou 43 (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \text{ para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (42)$$

$$k_b = 1,51d^{-0,157} \text{ para } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \quad (43)$$

- $k_c$  = fator de carga = 1 para esforços combinados de flexão torção;
- $k_d$  = fator de temperatura = 1 para temperatura ambiente;
- $k_e$  = fator de confiabilidade.

A Tabela 6 mostra o fator de confiabilidade de acordo com a confiabilidade estipulada para o projeto.

Tabela 6 - Fator de confiabilidade.

Confiabilidade, %	Variante de transformação $z_\alpha$	Fator de confiabilidade $k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 311).

O diâmetro necessário para a árvore ter uma vida em fadiga “dita” infinita, pode ser determinado pelo critério de DE-ASME, descrito pela equação 44.

$$d = \left( \frac{16C_s}{\pi} \sqrt{\frac{A^2}{S_e^2} + \frac{B^2}{S_y^2}} \right)^{1/3} \quad (44)$$

Onde:

$C_s$  = coeficiente de segurança;

$A = \sqrt{4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2}$ ;

$B = \sqrt{4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2}$ ;

$k_f$  = concentrador de tensão normal

$k_{fs}$  = concentrador de tensão cisalhante.

A Tabela 7 traz os concentradores de tensão normal e de cisalhamento para diferentes situações (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Tabela 7 - Concentradores de tensão.

	Flexional	Torcional	Axial
Filete de ressalto – pontudo ( $r/d = 0,02$ )	2,7	2,2	3,0
Filete de ressalto – bem arredondado ( $r/d = 0,1$ )	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ( $r/d = 0,02$ )	2,14	3,0	–
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	–	–
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Valores ausentes na tabela não estão disponíveis facilmente.

Fonte: Budynas; Nisbett (2011, p. 387).

## 2.10 União parafusada

Nos projetos de máquinas atuais existe uma tendência de diminuição do número de fixadores, essa tendência tem como objetivo facilitar a manufatura. Mas, mesmo o projeto sendo desenvolvido com o objetivo de diminuição destes fixadores, o uso dos mesmos é quase inevitável e em alguns casos, como por exemplo, em uniões não permanentes, é até desejável (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Um dos tipos de união mais versáteis e utilizados é a união parafusada, que consiste basicamente em um parafuso e porca unidos através de uma rosca. Segundo Norton (2004), existe vários tipos de padrões de rosca para porcas e parafuso, esta seção tratará apenas dos parafusos e porcas padrão ISO, utilizando a metodologia de projeto de uniões e formulas apresentados pelo mesmo.

A Tabela 8 traz algumas dimensões características de roscas de parafusos métricos padrão ISO.

Tabela 8 – Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO.

Diâmetro maior $d$ (mm)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo $p$ mm	Diâmetro menor $d_r$ (mm)	Área sob tração $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Passo $p$ mm	Diâmetro menor $d_r$ (mm)	Área sob tração $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3,0	0,50	2,39	5,03			
3,5	0,60	2,76	6,78			
4,0	0,70	3,14	8,78			
5,0	0,80	4,02	14,18			
6,0	1,00	4,77	20,12			
7,0	1,00	5,77	28,86			
8,0	1,25	6,47	36,61	1,00	6,77	39,17
10,0	1,50	8,16	57,99	1,25	8,47	61,20
12,0	1,75	9,85	84,27	1,25	10,47	92,07
14,0	2,00	11,55	115,44	1,50	12,16	124,55
16,0	2,00	13,55	156,67	1,50	14,16	167,25
18,0	2,50	14,93	192,47	1,50	16,16	216,23
20,0	2,50	16,93	244,79	1,50	18,16	271,50
22,0	2,50	18,93	303,40	1,50	20,16	333,06
24,0	3,00	20,32	352,50	2,00	21,55	384,42
27,0	3,00	23,32	459,41	2,00	24,55	495,74
30,0	3,50	25,71	560,59	2,00	27,55	621,20
33,0	3,50	28,71	693,55	2,00	30,55	760,80
36,0	4,00	31,09	816,72	3,00	32,32	864,94
39,0	4,00	34,09	975,75	3,00	35,32	1028,39

Fonte: Norton (2004, p. 763).

Parafusos de máquinas ou estruturais devem ser escolhidos levando-se em conta a resistência de prova ( $S_p$ ) do parafuso. A resistência de prova mínima é definida pela classe do parafuso, que define também parâmetros como material e tratamento térmico do mesmo (NORTON, 2004). A Tabela 9 mostra as especificações de parafusos segundo a norma ISO de acordo com a classe do mesmo.

Tabela 9 – Especificações e resistência de parafusos de aço segundo a ISO.

**Tabela 14-7 Especificações métricas e resistências de parafusos de aço**

Número de classe	Intervalo de diâmetro externo (mm)	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima de escoamento (MPa)	Resistência mínima à tração (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	aço carbono, médio ou baixo
4.8	M1,6–M16	310	340	420	aço carbono, médio ou baixo
5.8	M5–M24	380	420	520	aço carbono, médio ou baixo
8.8	M3–M36	600	660	830	carbono médio, Q&T
9.8	M1,6–M16	650	720	900	carbono médio, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1040	baixo carbono, martensítico, Q&T
12.9	M1,6–M36	970	1100	1220	liga, Q&T

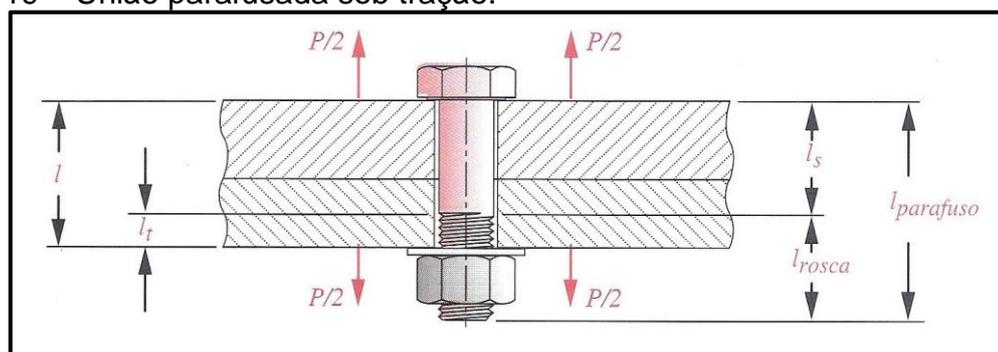
Fonte: Norton (2004, p. 778).

### 2.10.1 Pré-carga de junções sob tração

Uma das situações mais comuns de aplicação de união parafusada é aquela em que o parafuso estará sob tração devido a uma carga externa, neste caso é corriqueira a aplicação de uma pré-carga (aperto) no parafuso de modo a garantir a não separação da união (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

A Figura 19 mostra uma união parafusada sob tração, bem como algumas dimensões características do parafuso.

Figura 19 – União parafusada sob tração.



Fonte: Norton (2004, p. 779).

As dimensões do parafuso mostradas na Figura 19, são determinadas pelas equações 45, 46 e 47 (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$l_{rosca} = 2d + 6 \text{ mm}, \text{ para } l_{parafuso} \leq 125 \text{ mm e } d \leq 48 \text{ mm} \quad (45)$$

$$l_s = l_{parafuso} - l_{rosca} \quad (46)$$

$$l_t = l - l_s \quad (47)$$

Onde:

$l_{parafuso}$  = comprimento do parafuso [mm];

$l_{rosca}$  = comprimento da rosca [mm];

$l_s$  = comprimento sem rosca [mm];

$l$  = comprimento da união [mm];

$l_t$  = comprimento da rosca dentro da união [mm];

$d$  = diâmetro do parafuso [mm].

Quando o material da união, mostrado na Figura 19, sofre o aperto da pré-carga do parafuso, esse se comporta como uma mola comprimindo-se, o mesmo acontece com o parafuso estendendo-se (NORTON, 2004). Esta constante da mola ou de rigidez do parafuso ( $k_p$ ) e dos materiais a serem unidos, deve ser conhecida pra prever-se o que acontecerá com a montagem quando submetida a uma carga de tração (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Ainda, segundo Norton (2004), quando há mais de um material na união, esta constante de rigidez é dada como se cada material fosse uma mola conectada em série ao anterior, como mostra a equação 48.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (48)$$

Onde:

$k_m$  = rigidez da união;

$k_{1,2,\dots,n}$  = rigidez de cada elemento.

A constante de rigidez do parafuso é dada pela equação 49 (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$k_p = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_s} \quad (49)$$

Onde:

$k_p$  = constante rigidez do parafuso;

$A_d$  = área da seção sem rosca;

$A_t$  = área sob tração (Tabela 8);

E = módulo de elasticidade do material do parafuso.

Norton (2004) explica ainda que a determinação da rigidez do material é bastante complexa e muitas vezes envolve dados experimentais. No caso em que um elemento da união for uma chapa ou arruela, como mostrado na Figura 19, Budynas e Nisbett (2011) sugerem a equação 50 para determinar a rigidez do material, esta leva em conta a distribuição da tensão dentro do material.

$$k = \frac{0,5774\pi Ed}{\ln\left(\frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,155t + D + d)(D - d)}\right)} \quad (50)$$

Onde:

d = diâmetro do furo no material;

D = diâmetro da cabeça do parafuso ou arruela;

t = espessura do material.

Budynas e Nisbett (2011) fornecem ainda a equação 51, como alternativa para o cálculo da rigidez da junta no caso de junção de mesmo material e arruelas padronizadas.

$$K_m = EdAe \frac{Bd}{l} \quad (51)$$

Onde:

A e B são dados pela Tabela 10;

l = comprimento da união.

A Tabela 10 traz os valores das constantes A e B para o cálculo da rigidez da junta utilizando a equação 51.

Tabela 10 – Constantes A e B para a equação 51.

Material	$\nu$	E (GPa)	A	b
Aço	0,291	206,8	0,78715	0,62873
Alumínio	0,334	71,0	0,79670	0,63816
Cobre	0,326	118,6	0,79568	0,63553
Ferro fundido cinza	0,211	100,0	0,77871	0,61616
Expressão geral (média dos quatro materiais de teste)			0,78952	0,62914

Fonte: Norton (2004, p. 792).

Para determinar a deflexão causada em um anel circular, sob o qual uma força (F) é aplicada diametralmente, Rahman e Rahman (2005) utilizaram o teorema de Castigliano, considerando ainda uma seção transversal constante, a equação 52 mostra o resultado por eles obtido.

$$\delta = 0,149 \frac{FR^3}{EI} \quad (52)$$

Onde:

$\delta$  = deflexão;

R = raio maior do anel;

I = momento de inercia.

A partir da rigidez do parafuso ( $k_p$ ) e do material ( $k_m$ ), Norton (2004) define uma constante da junta que é dada pela equação 53.

$$C_{junta} = \frac{k_p}{k_m + k_p} \quad (53)$$

Onde:

$C_{junta}$  = constante da junta.

Uma vez que a constante da junta é conhecida, pode-se definir a distribuição da carga no parafuso e no material em função da carga de solicitação (F) e da carga de aperto ( $F_i$ ), como mostram as equações 54 e 55 (NORTON, 2004).

$$F_m = F_i - (1 - C_{junta})F \quad (54)$$

$$F_p = F_i + C_{junta}F \quad (55)$$

Onde:

$F_m$  = carga no material;

$F_i$  = pré-carga;

F = carga de solicitação;

$F_p$  = carga no parafuso.

A equação 56 define o coeficiente de segurança para a separação da junta ( $C_{ssep}$ ), segundo Budynas e Nisbett (2011).

$$C_{ssep} = \frac{F_i}{F(1 - C_{junta})} \quad (56)$$

Onde:

$C_{ssep}$  = coeficiente de segurança para separação da junta parafusada.

Para definir a força de pré-aperto quando as condições de lubrificação e material do parafuso de porca não são conhecidos Budynas e Nisbett (2011) recomendam a equação 57 para o torque de aperto ( $T_i$ ).

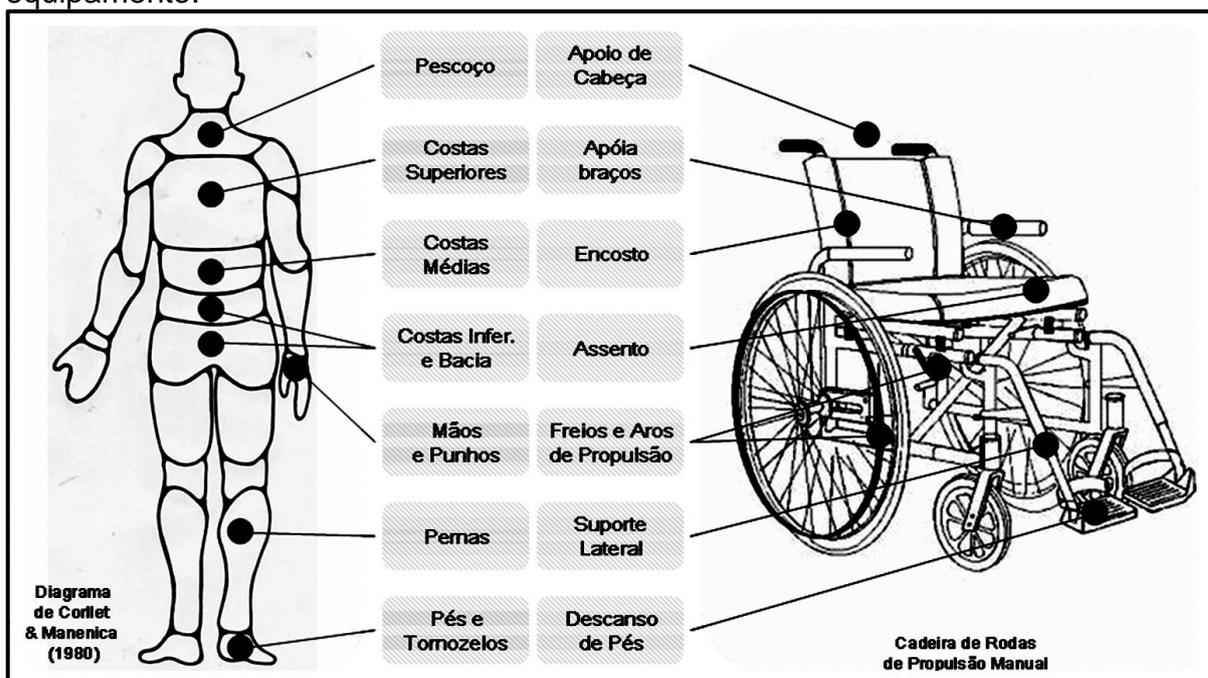
$$T_i = 0,2F_i d \quad (57)$$

## 2.11 Considerações antropométricas, de ergonomia e de dimensões para cadeira de rodas

O termo ergonomia é derivado das palavras gregas *ergon* (trabalho) e *nomos* (regras). A ergonomia pode ser vista como a parte integrada ao projeto de máquinas, equipamentos ou tarefas que tem o objetivo de melhorar a saúde, a segurança e o conforto na realização de alguma atividade (DUL; WEERDMEESTER, 2012).

Carriel e Paschoarelli (2009) desenvolveram um estudo cujo objetivo foi identificar problemas ergonômicos em cadeiras de rodas para idosos. A Figura 20 traz a relação da área do desconforto sentido pelo usuário com a morfologia da cadeira de rodas.

Figura 20 – Relação entre desconforto sentido pelo usuário com a morfologia do equipamento.



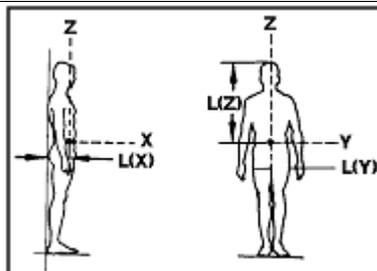
Fonte: Carriel e Paschoarelli (2009, p. 49).

Da Figura 20 é possível determinar pontos importantes sobre o aspecto ergonômico da cadeira de rodas, como por exemplo, apoios de braços, cabeça e pés, que exercem grande influência no conforto do usuário do equipamento. Como consequência, na hora do projeto deve ser dada uma atenção especial a estes pontos.

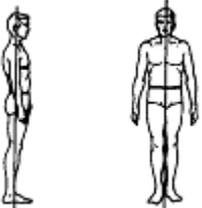
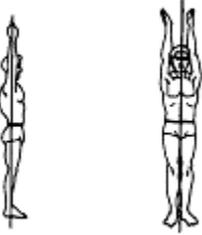
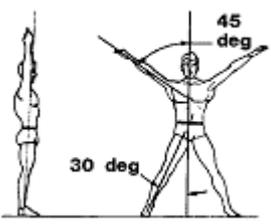
Outro aspecto muito importante para o projeto de uma cadeira de rodas é a antropometria, que estuda a forma e o tamanho do corpo do usuário (CARRIEL; PASCHOARELLI, 2009). Neste âmbito a Tabela 11 traz uma estimativa do centro de

massa de uma pessoa em função da altura, peso e posição em que a mesma se encontra.

Tabela 11 - Estimativa do centro de massa em função da altura e peso de uma pessoa em diferentes posições.

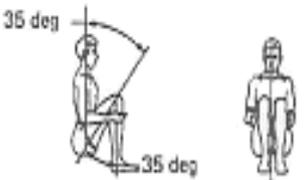
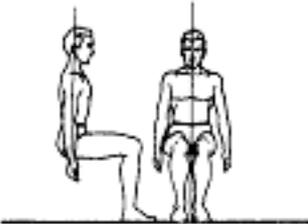
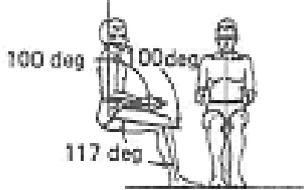
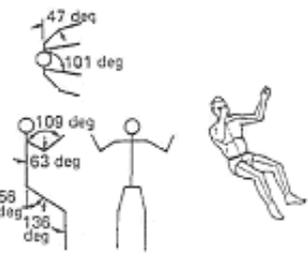


Local do Centro de massa,  $c_m = [ A \times (\text{estatura, cm}) ] + [ B \times (\text{massa, lbs}) ] + [ C ]$

Postura	Dimensão	A	B	C	SE* (cm)	R**
<b>1. Parado</b> 	L (X)	-0,035	0,024	11,008	0,33	0,7636
	L (Y)	0	0,021	8,6 09	0,89	0,4310
	L (Z)	0,486	-0,014	-4,775	1,33	0,9329
<b>2. Parado (braços a cima da cabeça)</b> 	L (X)	-0,040	0,020	12,632	0,45	0,5823
	L (Y)	0	0,021	8,609	0,89	0,4310
	L (Z)	0,416	-0,007	0,305	1,52	0,8927
<b>3. Pernas e braços estendidos</b> 	L (X)	-0,031	0,020	10,443	0,36	0,6706
	L (Y)	0	0,021	8,609	0,89	0,4310
	L (Z)	0,392	0,002	2,547	1,48	0,8921

Continua...

...Continuação

Postura	Dimensão	A	B	C	SE* (cm)	R**
<b>4. Sentado</b> 	L (X)	0,080	0,010	4,450	0,56	0,7900
	L (Y)	0	0,021	8,609	0,89	0,4310
	L (Z)	0,344	-0,004	7,327	1,46	0,8632
<b>5. Sentado (joelhos elevados)</b> 	L (X)	0,041	0,022	7,405	0,66	0,7104
	L (Y)	0	0,021	8,610	0,89	0,4310
	L (Z)	0,212	-0,002	21,582	1,24	0,7801
<b>6. Sentado (braços para baixo)</b> 	L (X)	0,075	0,010	4,628	0,51	0,8030
	L (Y)	0	0,021	8,609	0,89	0,4310
	L (Z)	0,355	-0,010	7,389	1,56	0,8489
<b>7. Configuração Mercury</b> 	L (X)	0,076	0,008	5,253	0,54	0,7828
	L (Y)	0	0,021	8,609	0,89	0,4310
	L (Z)	0,311	-0,002	14,425	1,80	0,7841
<b>8. Sem peso</b> 	L (X)	0,077	0,001	4,692	0,60	0,6973
	L (Y)	0	0,021	8,609	0,89	0,4310
	L (Z)	0,218	0,017	28,552	3,16	0,5015

Fonte: Tabela adaptada de NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, 2008.

Com a Tabela 11 pode-se determinar o centro de massa ( $c_m$ ) de uma pessoa nas mais diversas posições, para tanto, é preciso determinar os coeficientes A, B e C e utilizar a equação 58.

$$C_m = [A \times \text{Altura}] + [B \times \text{Peso}] + [C] \quad (58)$$

Onde:

$C_m$  = centro de massa;

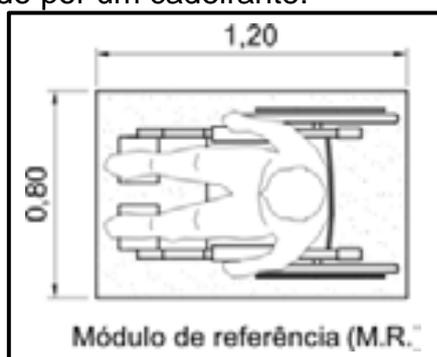
A, B e C = coeficientes dados pela Tabela 11;

Altura é dada em centímetros;

Peso é dado em lbs.

Outro ponto de extrema importância para o projeto de uma cadeira de rodas são suas dimensões. Segundo a ABNT NBR 9050 o espaço ocupado por uma pessoa utilizando uma cadeira de rodas é chamado de módulo de referência. A Figura 21 mostra as dimensões deste módulo de referência em metros.

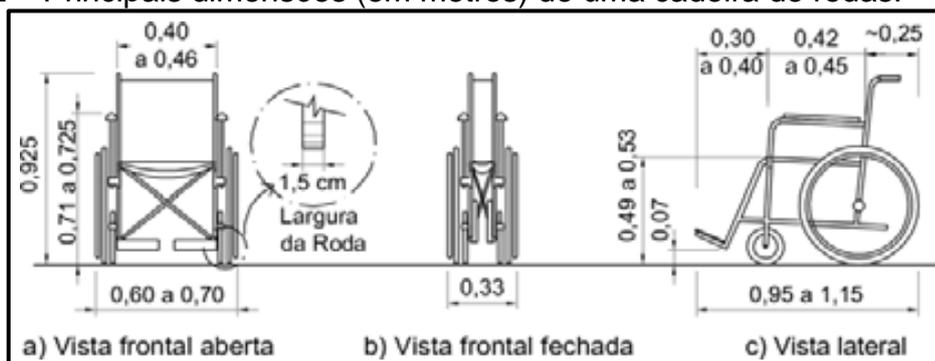
Figura 21 – Espaço ocupado por um cadeirante.



Fonte: ABNT NBR 9050 (2004, p. 6).

Todo o setor mobiliário, como outros espaços e equipamentos urbanos que estão conforme a NBR 9050, utilizam o módulo de referência de 0,8 m por 1,20 m mostrado na Figura 1, que se baseia no tamanho padrão de cadeira de rodas. A Figura 22 traz as principais dimensões padrões de uma cadeira de rodas segundo a NBR 9050.

Figura 22 – Principais dimensões (em metros) de uma cadeira de rodas.



Fonte: ABNT NBR 9050 (2004, p. 6).

A Figura 22 (a) mostra uma vista frontal da cadeira de rodas, destacando intervalos de dimensões para a altura e largura da mesma. Na Figura 22 (b) pode-se observar a largura esperada de uma cadeira de rodas recolhido. As dimensões de comprimento e mais detalhes sobre a altura da cadeira de rodas são mostradas na vista lateral (Figura 22 (c)).

## 2.12 Conceitos de modelagem quase estática de veículos

Para a modelagem quase estática de um veículo, um dos aspectos básicos mais importantes a ser considerado é o centro de gravidade do mesmo, pois é sobre ele que atuam as forças do peso e inerciais (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, [2012?]).

Segundo Resnick, Halliday e Krane (2003) o centro de massa de um conjunto qualquer é o ponto em que o somatório dos momentos causados pelos pesos de cada componente do conjunto é nulo. Segundo este conceito, a equação 59 traz o centro de massa longitudinal para um conjunto composto de n componentes.

$$C_{mx} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (59)$$

Onde:

$m_i$  = massa do componente i;

$x_i$  = distância longitudinal do componente i ao ponto de referência;

$C_{mx}$  = centro de massa longitudinal em relação ao ponto de referência.

### 2.12.1 Força de resistência ao rolamento

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi [2012?] o pneu de um veículo em contato com o solo gera vários tipos de perdas, a força necessária para vencer essas perdas é chamada de força de resistência ao rolamento. Segundo o mesmo essa força é descrita de forma simplificada pela equação 60.

$$F_r = N\mu \quad (60)$$

Onde:

$\mu$  = coeficiente de resistência ao rolamento;

$N$  = força normal da roda sobre o solo;

$F_r$  = força de resistência ao rolamento.

O coeficiente de resistência ao rolamento tem forte dependência com vários fatores, como temperatura do pneu, pressão de inflação, velocidade, material do pneu e deslizamento (OLIVEIRA, 2005). Sem levar todos essas dependências em conta, a Tabela 12 traz o coeficiente de rolamento para alguns tipos de terrenos.

Tabela 12 - Coeficiente de resistência ao rolamento.

<b>Tipo de Solo</b>	<b><math>\mu</math></b>
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compacta	0,045
Pedra britada solta	0,080
Terra batida	0,060
Areia solta	0,100~0,300
Gramma	0,045~0,100
Barro	0,100~0,400
Neve profunda	0,075~0,300

Fonte: Leal; Rosa; Nicolazzi, [2012?].

Da Tabela 12 é possível verificar que os cinco primeiros terrenos são rígidos, apresentando um coeficiente de resistência ao rolamento menor quando comparados com os demais terrenos, que são deformáveis e apresentam um coeficiente de resistência ao rolamento maior (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, [2012?]).

### **2.13 Benchmarking de cadeiras de rodas motorizadas**

O Benchmarking é uma ferramenta muito utilizada pelas empresas no desenvolvimento de seus produtos. Segundo Cleto [2004?], o Benchmarking é muito utilizado com o objetivo de obter vantagem no mercado, pois busca identificar e copiar pontos fortes e características de sucesso de outras empresas e produtos. Por isso, para definição do escopo de um produto é interessante buscar o que está sendo e já foi desenvolvido, assim, ferramentas de comparação de características

podem ser usadas para determinar quais delas são mais importantes (ROZENFELD *et al.*, 2006).

Neste contexto, a Tabela 13 traz um compilado das principais cadeiras de rodas motorizadas comercializadas no Brasil, bem como algumas características das mesmas.

Tabela 13 - Benchmarking das cadeiras de rodas motorizadas.

Ilustração	Fabricante	Modelo	Dobrável	Dimensões LxCxA [cm]	Peso [kg]	Capacidade [kg]	Preço R\$
	Ortomix	WP 4010	Duplo x	110x58x92	66,6	130	5690
	Ortobras	ULX Motorizada	Duplo x	* 44x40x40	63	120	5990
	Freedom	Freedom S	Em x	69x105x98	58	130	7800
	Freedom	Scooter Mirage LP	Chassi Dobrável	48x93x94	27,3	115	8000
	Seat Mobile	Standard	Não	59x137x102	75	150	7300

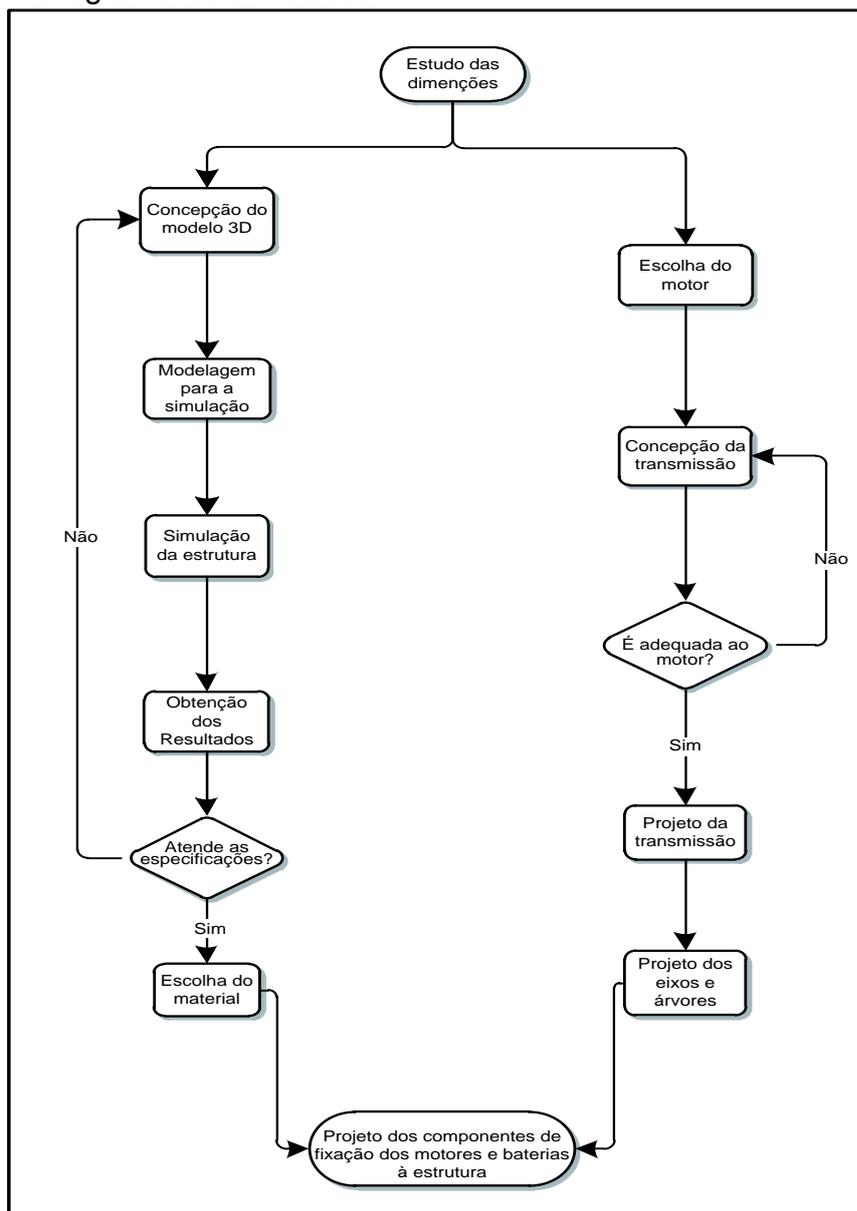
\* Dimensões do assento da cadeira

Fonte: tabela elaborada pelo autor.

### 3 METODOLOGIA

Nesta etapa será apresentada a metodologia utilizada para alcançar os objetivos específicos e conseqüentemente o objetivo geral do trabalho. A Figura 23 traz um fluxograma das atividades a serem desenvolvidas partindo do estudo das dimensões da cadeira de rodas.

Figura 23 – Fluxograma de atividades.



A metodologia utilizada para cada atividade é descrita a seguir:

- revisão bibliográfica: será realizada uma pesquisa a bibliografia existente, procurando um embasamento teórico para o desenvolvimento das atividades seguintes, bem como um benchmarking das cadeiras de rodas;

- modelagem 3D: com base na revisão bibliográfica, será desenvolvida a concepção da estrutura simplificada da cadeira de rodas, atendendo as especificações de norma e uso. Primeiramente será construído um modelo 3D da estrutura, seguindo as dimensões especificadas pela ABNT NBR 9050, utilizando para isto o software SolidWorks®. Quando o conceito da estrutura atender os requisitos impostos se seguirá para próxima etapa;
- simulação da estrutura: a partir do modelo 3D da estrutura simplificada, será feita a modelagem e simulação numérica da mesma, para determinar se esta suportará os esforços impostos. A simulação numérica será realizada pelo método dos elementos finitos utilizando o software ANSYS®;
- projeto da transmissão: posteriormente ao dimensionamento da estrutura, será realizado o projeto da transmissão da cadeira de rodas, adequando-a ao motor selecionado por suas características elétricas. Para o projeto da transmissão será adotada a metodologia apresentada por Budynas e Nisbett (2011), que leva em conta as recomendações e normas da American Gear Manufacturers Association (AGMA);
- dimensionamento dos eixos e árvores: após o projeto da transmissão, os eixos e árvores serão dimensionados de acordo com as solicitações impostas pela mesma, utilizando-se para isto métodos analíticos de resistência dos materiais;
- estudo de fixação dos motores e baterias: por fim será realizado o estudo e o projeto dos elementos de fixação do motor e baterias à estrutura.

As atividades descritas serão realizadas obedecendo-se o cronograma dado pela Tabela 14.

Tabela 14 - Cronograma de atividades.

Atividade	Período de desenvolvimento						
	2014					2015	
	M	J	J	A	O	N	D
	a	u	u	g	u	o	e
	i	n	i	o	t	v	z
							n
<b>Revisão bibliográfica</b>	X	X	X	X			
<b>Modelagem 3D</b>				X	X		
<b>Simulação da estrutura</b>					X	X	
<b>Projeto da transmissão</b>						X	X
<b>Dimensionamento dos eixos e árvores</b>							X
<b>Estudo de fixação dos motores e baterias</b>							X

Fonte: Cronograma de atividades elaborado pelo autor.

## 4 RESULTADOS

A partir da revisão bibliográfica e do Benchmarking realizado, pode-se definir algumas características de cadeiras de rodas motorizadas como requisitos básicos para esse tipo de produto, entre os principais requisitos estão:

1. segurança;
2. dimensões;
3. peso;
4. capacidade de carga;
5. preço;
6. dobrável;
7. conforto.

Para ordenar os requisitos acima citados por relevância, utilizou-se a ferramenta Diagrama de Mudge mostrado na Figura 24, onde se manteve a numeração dos requisitos como indicado anteriormente.

Figura 24 – Diagrama de Mudge dos requisitos da cadeira de rodas.

	2	3	4	5	6	7	Soma	%
1	1A	1B	1A	1B	1A	1B	24	43,64
	2	2C	2C	5B	6C	7B	2	3,64
		3	4B	5B	6C	3C	1	1,82
			4	5B	4C	7C	4	7,27
				5	5B	5A	17	30,91
					6	6C	3	5,45
						7	4	7,27
						<b>Total</b>	55	

Legenda
A=5
B=3
C=1

Assim, da Figura 24 obtém-se que os requisitos da cadeira de rodas motorizada enumerados por ordem de relevância são:

1. segurança;
2. preço;
3. capacidade de carga e conforto;
4. ser dobrável;
5. dimensões;
6. peso.

A partir dos requisitos mínimos já ordenados por relevância, é possível definir o escopo do produto dando prioridade para os requisitos mais importantes. Este escopo é mostrado na Tabela 15.

Tabela 15 – Escopo da cadeira de rodas.

Característica	Alvo
Segurança	Atender as normas
Preço	Menor possível
Capacidade de carga [kg]	100
Recolhimento da cadeira	Dobrável
Dimensões L x C x A [mm]	600 a 700 x 950 a 1150 x 900 a 925
Peso [kg]	Menos de 25

Fonte: Tabela elaborada pelo autor.

#### 4.1 Concepção, sistemas, subsistemas e componentes da cadeira de rodas

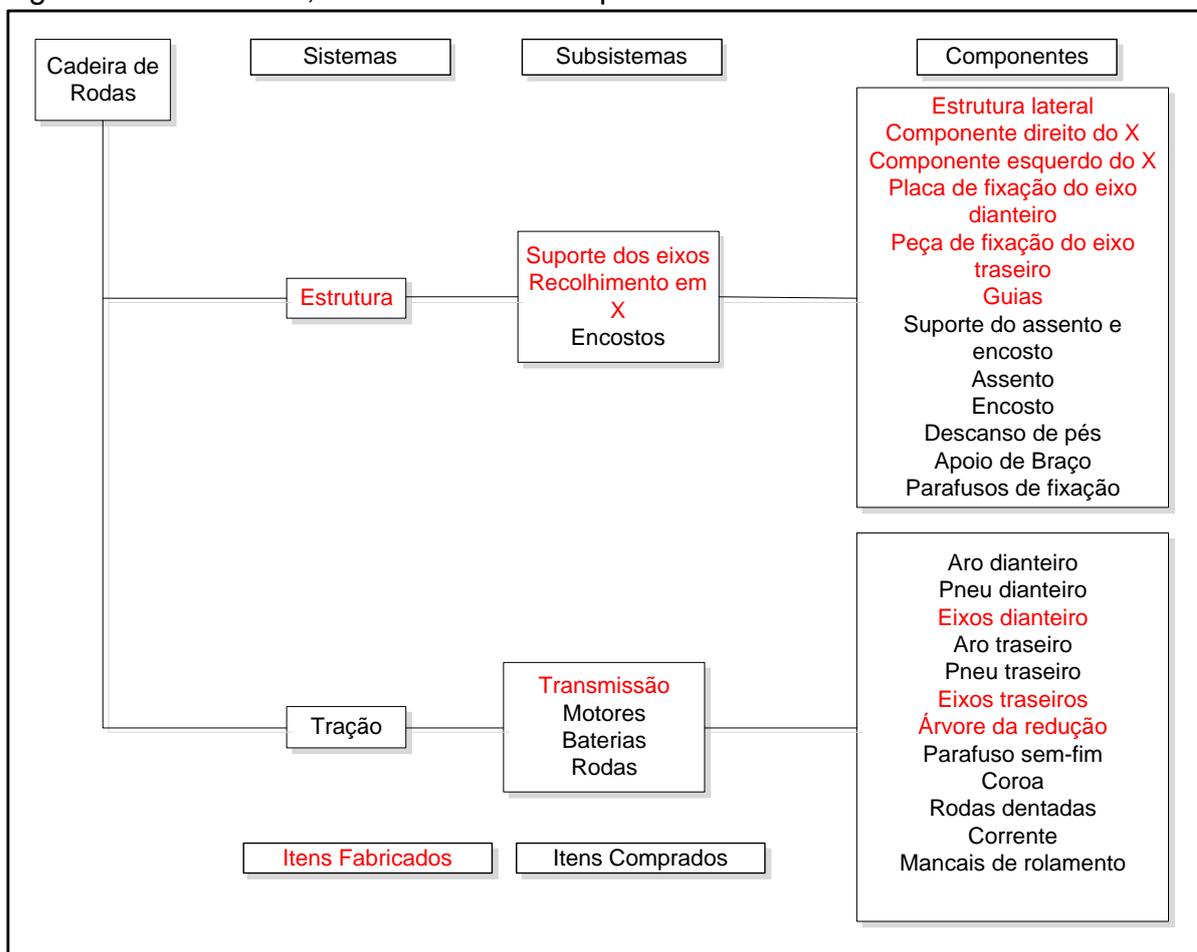
Com atenção ao escopo e dando ênfase aos requisitos listados como mais importantes para o projeto da cadeira de rodas, desenvolveu-se uma concepção da mesma, utilizando para tal o software CAD SolidWorks®. Esta concepção, bem como algumas de suas características são mostradas na Figura 25.

Figura 25 – Concepção e características da cadeira de rodas.



Partindo da concepção criada, pode-se definir os sistemas, subsistemas e componentes (SSCs) que compõem a cadeira de rodas como indicado pela Figura 26.

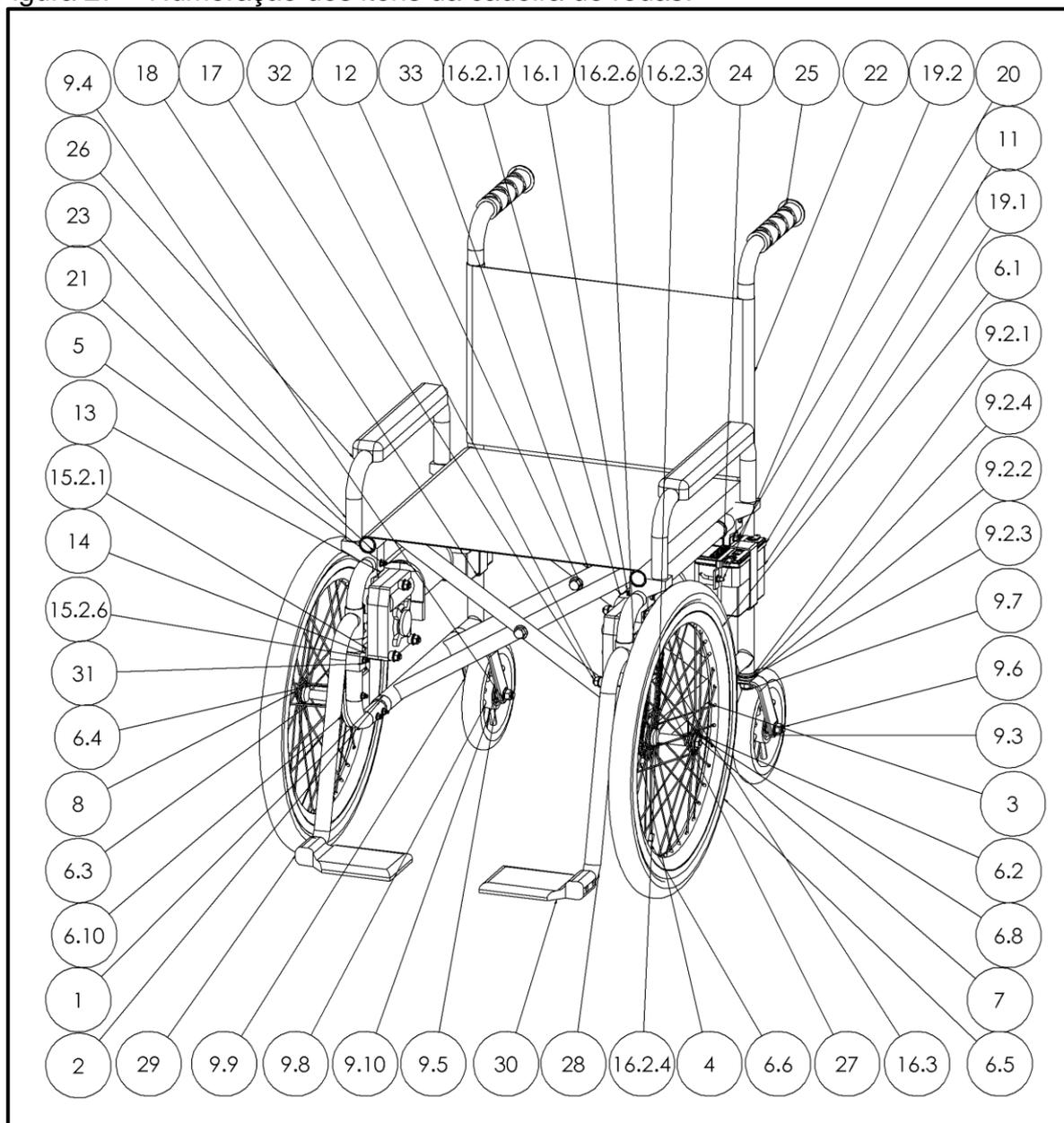
Figura 26 – Sistemas, subsistemas e componentes da cadeira de rodas.



A Figura 26 mostra que a parte mecânica da cadeira de roda é subdividida em dois sistemas, esses se dividem em oito subsistemas compostos por vinte e sete componentes, onde a cor vermelha indica os itens fabricados e a preta os itens comprados.

Uma vez que os componentes necessários para a construção da cadeira de rodas já são conhecidos, pode-se determinar a lista de materiais (do inglês *Bill of Materials* - BOM), organizando-os por meio de codificação. A BOM com a identificação e codificação de cada componente da cadeira de rodas pode ser vista na Figura 27 e Tabela 2.

Figura 27 – Numeração dos itens da cadeira de rodas.



A Tabela 16 traz a codificação, uma breve descrição e a quantidade de cada item da cadeira de rodas conforme numeração da Figura 27.

Tabela 16 - Bill of Materials da cadeira de rodas

<b>Nº do Item</b>	<b>Código</b>	<b>Descrição</b>	<b>Qtd</b>
1	00001	Componente "x" Direita	1
2	00002	Lateral	2
3	00003	Componente "x" Esquerda	1
4	00004	Chapa de Fixação do Eixo Dianteiro	2
5	00005	Parafuso M5 x 0.8 x 40 --16WS	14
6	00006	Montagem da roda	2

Continua...

...Continuação

<b>Nº do Item</b>	<b>Código</b>	<b>Descrição</b>	<b>Qtd</b>
6.1	00061	Aro 20"	2
6.2	00062	Cubo	2
6.3	00063	Raios	2
6.4	00064	Raios	2
6.5	00065	Pneu Aro 20"	2
6.6	00066	Câmara Aro 20"	2
6.7	00067	Bucha Para o Cubo	2
6.8	00068	Tampa do Cubo	2
6.9	00069	Rolamento 19x10x5	4
6.10	00610	Roda Dentada ISO 06B-1 - 22 Dentes	1
7	00007	Eixo da Roda Dianteiro	2
8	00008	Porca M10 ISO - 4036	2
9	00009	Montagem do Suporte do Eixo Traseiro	2
9.1	00091	Bucha do Eixo Traseiro	1
9.2	00092	Rolamento 51200	1
9.3	00093	Suporte da Roda Traseira	1
9.4	00094	Porca M10 ISO - 7044	2
9.5	00095	Luva do Eixo Traseiro	2
9.6	00096	Eixo Traseiro	1
9.7	00097	Parafuso de Fixação Bucha/Suporte	1
9.8	00098	Aro 6"	2
9.9	00099	Pneu Aro 6"	2
9.1	00091	Rolamento ISO 6900zz	4
10	00010	Parafuso M5x6 Fixação da Bucha Traseira	2
11	00011	Bateria 12V de Motocicleta	2
12	00012	Parafuso dos Componentes "x" M10 x 1.5 x 65 --26S	2
13	00013	Suporte do Motor e Apoio do Assento	4
14	00014	Suporte do Motor	2
15	00015	Montagem do Motor Direito	1
15.1	00151	Motor	1
15.2	00152	Montagem da Caixa de Engrenagens	1
15.2.1	01521	Tampa da Caixa de Engrenagens Com Furo do Eixo	1
15.2.2	01522	Rolamento Árvore I	2
15.2.3	01523	Árvore I	1
15.2.4	01524	Anel de Retenção	3
15.2.5	01525	Engrenagem Helicoidal M3 - 25 Dentes	1
15.2.6	01526	Tampa da Caixa de Engrenagens	1

Continua...

...Continuação

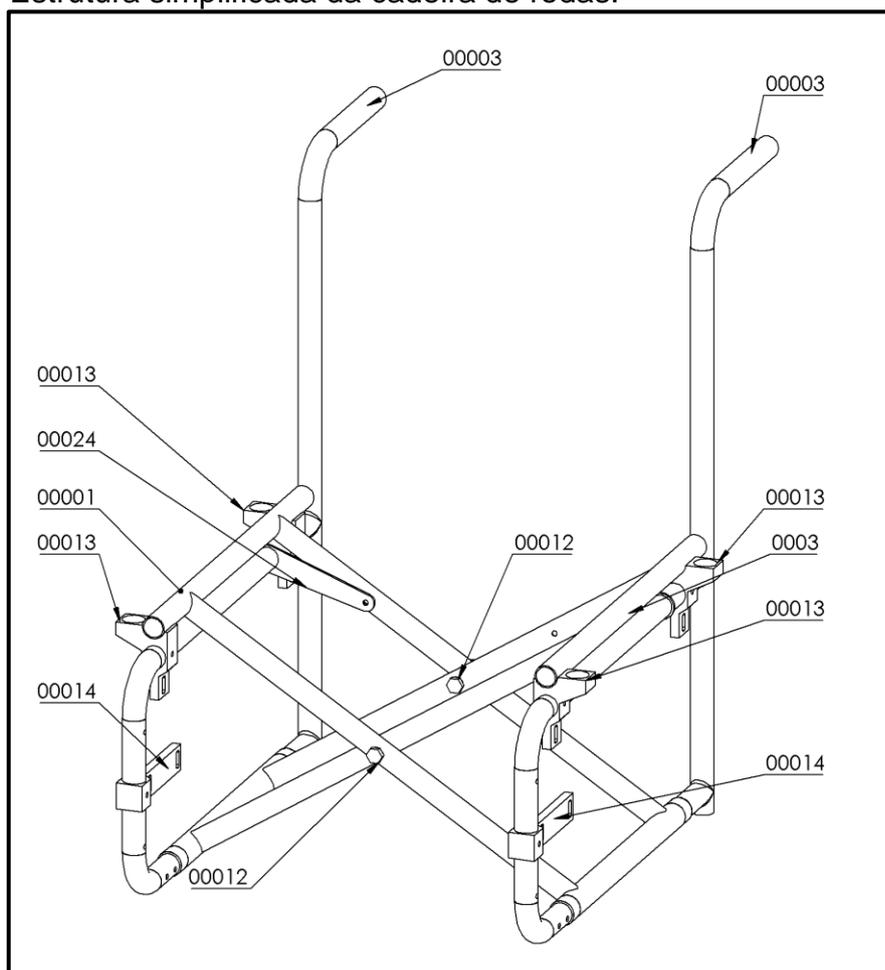
<b>Nº do Item</b>	<b>Código</b>	<b>Descrição</b>	<b>Qtd</b>
15.2.7	01527	Rolamento do Sem-Fim	1
15.2.8	01528	Rolamento Axial do Sem-Fim	1
15.2.9	01529	Sem-Fim	1
15.3	00153	Roda Dentada ISO 06B-1 - 14 Dentes	1
16	00016	Montagem do Motor Esquerdo	1
16.1	00161	Motor	1
16.2	00162	Montagem da Caixa de Engrenagens	1
16.2.1	01621	Tampa da Caixa de Engrenagens Com Furo do Eixo	1
16.2.2	01622	Rolamento Árvore I	2
16.2.3	01623	Árvore I	1
16.2.4	01624	Anel de Retenção	3
16.2.5	01625	Engrenagem Helicoidal M3 - 25 Dentes	1
16.2.6	01626	Tampa da Caixa de Engrenagens	1
16.2.7	01627	Rolamento do Sem-Fim	2
16.2.8	01628	Rolamento Axial do Sem-Fim	1
16.3	00163	Sem-Fim	1
17	00017	Roda Dentada ISO 06B-1 - 14 Dentes	6
18	00018	Fita de Alumínio Vertical	2
19	00019	Montagem Fita de Alumínio Horizontal	2
19.1	00191	Fita de Alumínio Furada	1
19.2	00192	Parafuso de Aperto	1
19.3	00193	Porca Do Parafuso de Aperto M5	1
20	00020	Parafuso Fixação Bateria M5 x 0.8 x 20 --16WS	2
21	00021	Assento	1
22	00022	Apoio Lombar	1
23	00023	Estrutura do Apoio de Braço	2
24	00024	Guia de Fechamento da Cadeira	2
25	00025	Manopla	2
26	00026	Apoio de Braço	2
27	00027	Corrente ANSI 35 Tipo A (ISO 06B-1)	2
28	00028	Apoio de Perna	2
29	00029	Apoio de Pé Direito	1
30	00030	Apoio de Pé Esquerdo	1
31	00031	Porca M5	16
32	00032	Porca M8 x 1,5	6
33	00033	Parafuso M8 x 1,5 x 70 22ss	6

Na Figura 27 e Tabela 16 observa-se a relação de códigos e posição na montagem de cada um dos componentes integrantes da cadeira de rodas, com objetivo de organização, estes códigos são vistos no título das seções subsequentes do projeto dos componentes da cadeira de rodas. Os desenhos técnicos dos componentes acima listados são encontrados no Apêndice A.

## 4.2 Projeto da Estrutura

A estrutura da cadeira de rodas consiste basicamente em duas peças laterais iguais, duas peças que permitem o dobramento da cadeira em x e os furos para a fixação dos suportes dos eixos traseiros e dianteiros, como mostra a Figura 28, que traz a montagem da estrutura, onde os códigos mostrados referem-se a lista de materiais (BOM) da Tabela 16.

Figura 28 - Estrutura simplificada da cadeira de rodas.



#### **4.2.1 Material da estrutura**

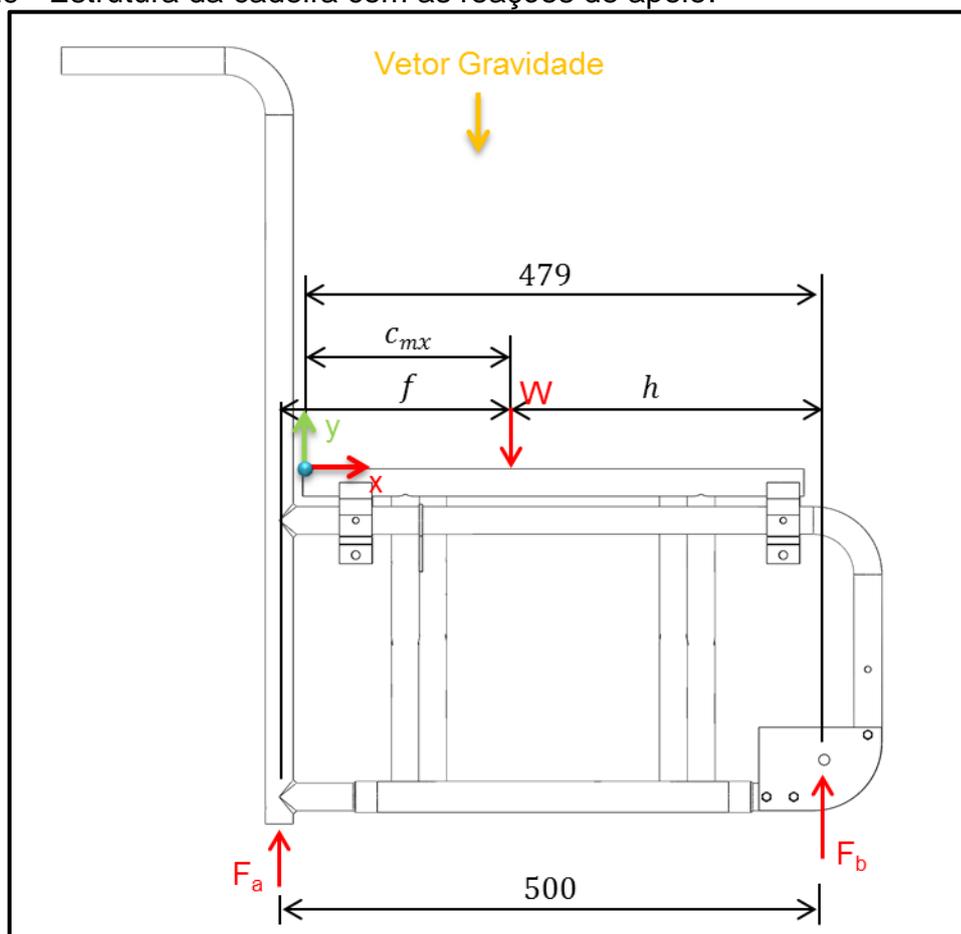
Analisando as propriedades dos materiais listados na Tabela 1, é possível observar que alguns deles podem ser descartados por possuírem características não interessantes ao projeto. Um deles são os aços, no caso a característica que chama a atenção é a densidade, chegando a ser quase três vezes maior que a densidade das ligas de alumínio, o que aumenta muito a massa da cadeira caso esse seja escolhido. Por essa característica o aço pode ser descartado como material para a estrutura da cadeira de rodas, mesmo possuindo uma boa resistência mecânica e grande disponibilidade. Outro material que pode ser descartado como candidato é a liga de alumínio ABNT 7075-T6, que sabidamente é o mais custoso e possui uma alta resistência mecânica que não se justifica para uma cadeira de rodas com a estrutura sugerida.

Assim restam apenas dois materiais a serem considerados (ligas de alumínio ABNT 6061-T6 e 6351-T6), ambos ligas de alumínio com características bastante similares, então, fatores como custo e a soldabilidade de cada liga devem ser observados para a seleção. Pelo comparativo mostrado na Figura 13, tem-se que a liga ABNT 6061-T6 apresenta uma melhor soldabilidade que a liga 6351-T6, levando essa característica e disponibilidade em conta, tem-se que a liga ABNT 6061-T6 é a mais adequada para a estrutura, então se determina a mesma como material para a construção da estrutura da cadeira de rodas sugerida.

#### **4.2.2 Análise estática da cadeira de rodas**

Considerando a situação estática da estrutura da cadeira de rodas, com os eixos como apoios, pode-se calcular as reações de apoio ao peso da cadeira e ocupante. Esta situação é ilustrada na Figura 29.

Figura 29 - Estrutura da cadeira com as reações de apoio.



Na Figura 29 tem-se que:  $W$  é a metade (considerando a simetria do problema) do peso do conjunto da cadeira de rodas mais um ocupante com massa de 100kg;  $C_{mx}$  é o centro de gravidade do conjunto;  $f$  e  $h$  são as distâncias do centro de gravidade do conjunto aos eixos traseiro e dianteiro, respectivamente e  $F_a$  e  $F_b$  são as forças de reação nos eixos traseiro e dianteiro, respectivamente.

Para a determinação das forças de reação  $F_a$  e  $F_b$  é preciso primeiramente conhecer o centro de gravidade do conjunto cadeira de rodas mais ocupante. Para tal, a Figura 25 traz a montagem 3D da cadeira de rodas em um software CAD, bem como alguns dados característicos da mesma.

O centro de massa ( $x_1$ ) e massa ( $m_1$ ) da cadeira de rodas são definidos a partir da Figura 25 como:  $x_1 = 240$  mm e  $m_1 = 24,3$  kg. O centro de massa do ocupante pode ser definido analisando-se a Tabela 11. Desta análise, tem-se que a situação que mais se adequa à de um cadeirante sentado na cadeira de rodas é a 4 mostrada na Tabela 11, de onde se tem que os coeficientes A, B e C utilizados para determinar o centro de massa do ocupante a partir da equação 58 são:

- $A = 0,080$ ;

- $B = 0,010$ ;
- $m_2 = \text{Peso} = 100 \text{ kg} \approx 220 \text{ lb}$ ;
- $C = 4,450$ .

Utilizando os valores supracitados e considerando um ocupante com uma altura entre 190 e 160, ou seja, 175 cm, a partir da equação 58, tem-se que o centro de gravidade do ocupante ( $x_2$ , em relação ao eixo  $x$ , mostrado na Figura 25) é dado por:

$$C_m = x_2 = 0,080 * 175 + 0,010 * 220 + 4,450 = 20,65 \text{ cm} \rightarrow$$

$$x_2 = \mathbf{206 \text{ mm}}$$

Assim, o centro de gravidade do conjunto cadeira de rodas mais ocupante ( $C_{mx}$ , mostrado na Figura 29) pode ser determinado utilizando a equação 59 como:

$$C_{mx} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{m_1 + m_2} = \frac{24,3 * 240 + 100 * 206}{24,3 + 100} \rightarrow$$

$$C_{mx} \approx \mathbf{213 \text{ mm}}$$

Uma vez conhecida a distância  $C_{mx}$  é possível determinar as distâncias  $f$  e  $h$  da Figura 29 como:

$$h = 479 - 213 \rightarrow \mathbf{h = 266 \text{ mm}}$$

$$f = 500 - 266 \rightarrow \mathbf{f = 234 \text{ mm}}$$

Com todas as distâncias da Figura 29 encontradas, as reações de apoio  $F_a$  e  $F_b$  podem ser determinadas com o uso das equações 1 e 2, considerando-se o caso estático em que  $a = \alpha = 0$ .

Tomando-se o somatório dos momentos no ponto do eixo traseiro (sentido anti-horário como positivo), da equação 2, obtém-se:

$$F_b * 500 - W * f = 0 \rightarrow F_b = \frac{234 * 9,81 * \frac{100 + 24,3}{2}}{500}$$

$$F_b = \mathbf{285 \text{ N}}$$

Então da equação 1, obtém-se:

$$F_a + F_b - w = 0 \rightarrow F_a = 9,81 * \frac{100 + 24,3}{2} - 285$$

$$F_a = \mathbf{325 \text{ N}}$$

### 4.2.3 Modelagem para a análise de tensões e deslocamentos da estrutura

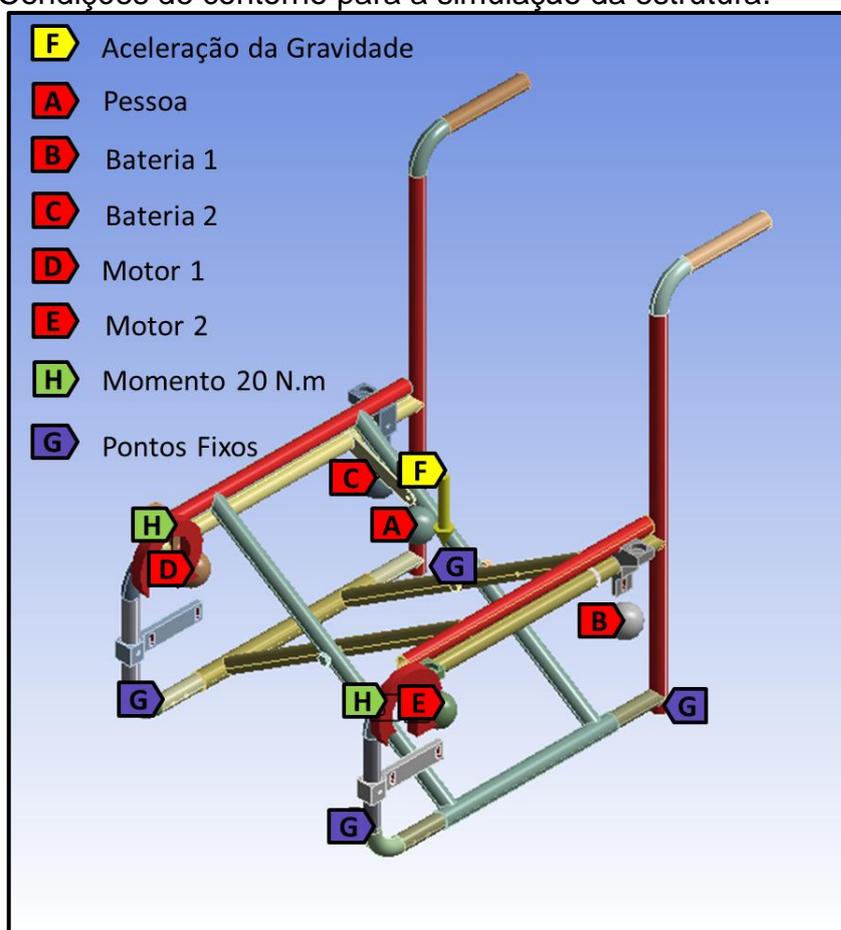
Como a estrutura é uma geometria um tanto quanto complexa, optou-se por fazer uma análise computacional das tensões (pelo critério de falha de von Mises) e deslocamento total atuantes na estrutura da cadeira de rodas, para a análise utilizou-se o software ANSYS Workbench®.

As seguintes condições de contorno foram utilizadas para a análise:

- a estrutura é estática;
- todas as articulações são unidas;
- as massas de uma pessoa de 100 kg, dois motores (total 5,4 kg) e duas baterias (total 5,4 kg) atuando como pontos de massa sobre estrutura da cadeira de rodas;
- os furos de suporte dos eixos dianteiros e traseiros como pontos fixos;
- o vetor gravidade atuando na vertical apontando para baixo;
- Um torque de 20N.m aplicado nos parafuso dos suportes dos motores.

A Figura 30 mostra a modelagem das condições de contorno descritas.

Figura 30 – Condições de contorno para a simulação da estrutura.

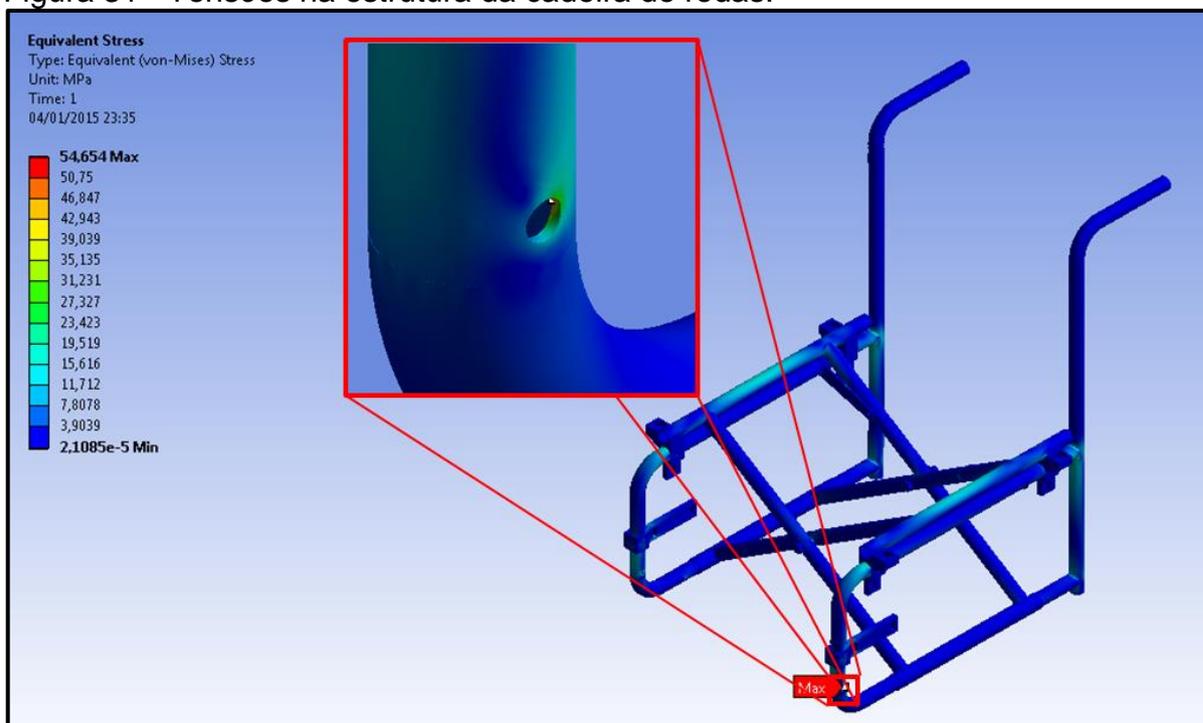


Na Figura 30 tem-se a representação dos pontos de massa da pessoa, das duas baterias e dos dois motores dada pelas letras A, B e C, D e E, respectivamente.

#### 4.2.4 Tensões e deslocamento total na estrutura

Após a modelagem do problema, utilizando o software ANSYS Workbench®, que é capaz de calcular as tensões e deslocamentos na estrutura usando o método de elementos finitos, determinou-se as tensões que a cadeira de rodas estará sujeita considerando-se uma situação estática. A Figura 31 mostra os resultados obtidos na simulação.

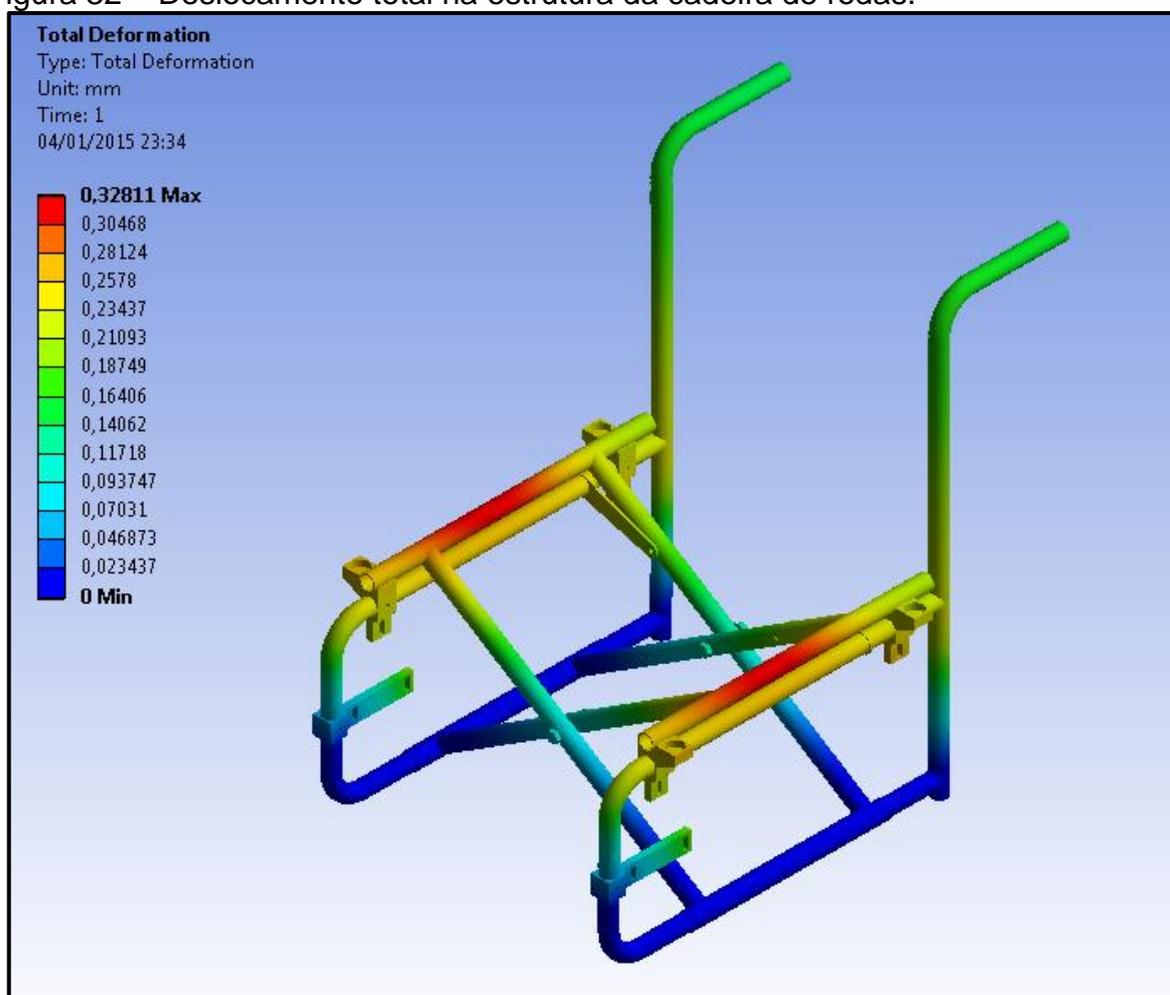
Figura 31 - Tensões na estrutura da cadeira de rodas.



Da Figura 31 tem-se que a tensão máxima na estrutura é de aproximadamente 55 MPa, como o material de construção da cadeira de rodas (liga de alumínio ABNT 6061-T6) tem um limite de escoamento de 240 MPa, obtém-se um coeficiente de segurança maior que 4,3 para o escoamento do material. Para garantir a validade dos resultados mostrados na Figura 31, foram realizados sucessivos refinamentos da malha no ponto crítico (destacado no quadro vermelho), utilizando uma região de influência esférica com centro no furo, até obter a convergência das tensões equivalentes encontradas.

O deslocamento total da estrutura para a situação mostrada na Figura 30 pode ser vista na Figura 32.

Figura 32 – Deslocamento total na estrutura da cadeira de rodas.

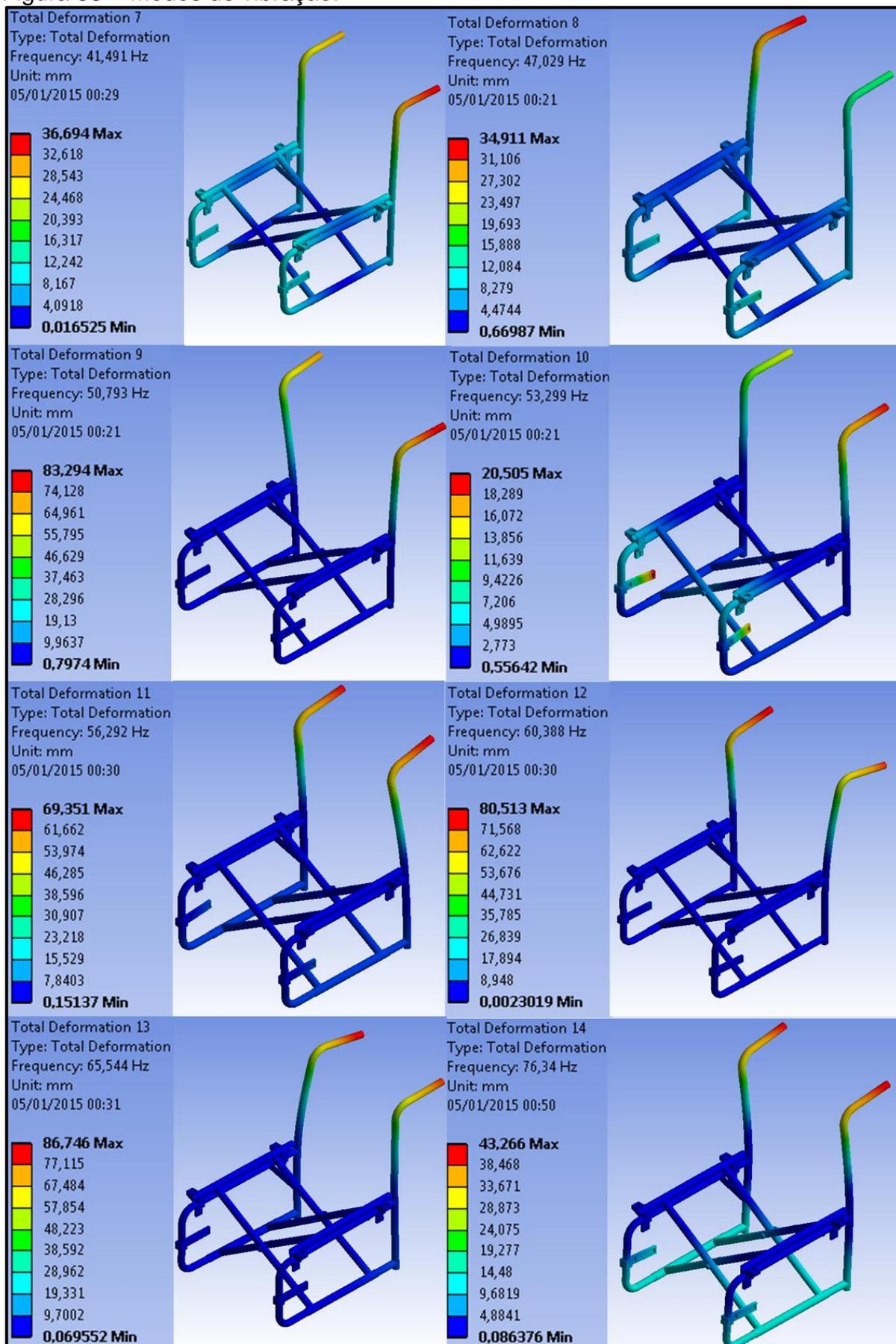


Da Figura 32 tem-se que o deslocamento total máximo na cadeira de rodas é de aproximadamente 0,33 mm, este deslocamento é pequeno e não interferirá no normal funcionamento da cadeira de rodas.

#### 4.2.5 Análise dos modos de vibração da estrutura

Para determinar os modos de vibração e suas respectivas frequências, foram utilizadas as mesmas condições de contorno e malha descritas na seção anterior, com a diferença de que foram removidos os pontos fixo e os torques dos motores. Na análise modal foram calculados os 15 primeiros modos de vibrações, sendo os 6 primeiros modos do corpo livre (deslocamento e rotação em x, y, z). A Figura 33 mostra os modos de vibração do 7º ao 14º, bem como a frequência em que acontecem.

Figura 33 – Modos de vibração.

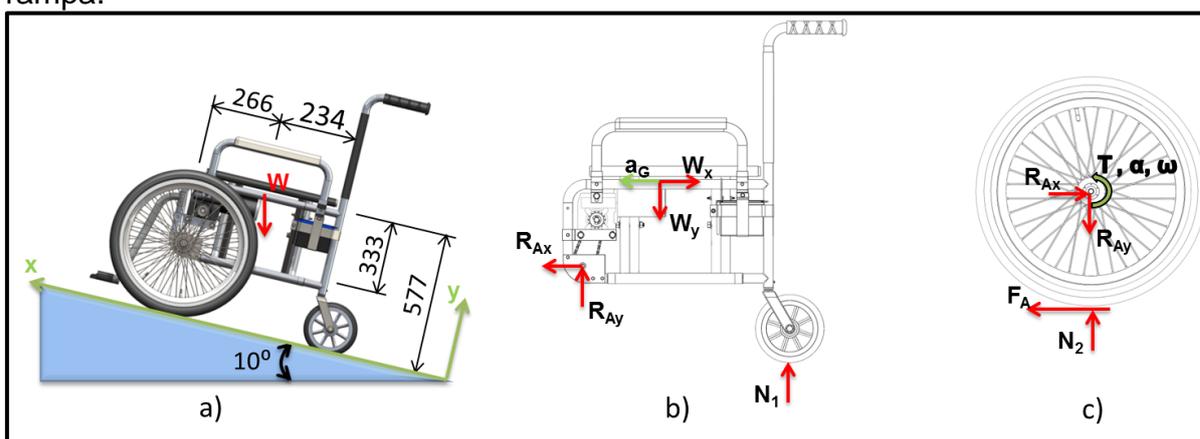


Da Figura 33, tem-se que os catorze primeiros modos de vibração vão de 41,5 Hz a 76,4 Hz, da Figura 35 obtém-se que a frequência máxima do motor com carga chega a 62,5 Hz (3750 rpm), o que representa um risco de ressonância, já que a rotação do motor pode variar de 0 a 62,5 Hz. Para solucionar este problema faz-se necessária uma limitação desta rotação. Então, estabelece-se uma frequência máxima de 35 Hz para o motor, assim, o software dos controles da cadeira de rodas (que não será abordado neste projeto) deverá limitar a rotação do motor a 2100 rpm, o que, combinado com os demais componentes dimensionados nas próximas seções resulta em uma velocidade máxima da cadeira de rodas de aproximadamente 5 km/h.

### 4.3 Projeto do sistema de tração

Para o dimensionamento do sistema de tração, primeiramente é preciso conhecer o torque necessário para tracionar a cadeira de rodas. Para determinar o torque necessário considerou-se a situação da Figura 34, que mostra a cadeira de rodas subindo uma rampa com inclinação de  $10^\circ$  em a), o diagrama de corpo livre da cadeira sem a roda de tração em b) e o diagrama de corpo livre da roda em c).

Figura 34 – Forças envolvidas na situação em que a cadeira de roda sobe uma rampa.



Analisando a Figura 34, algumas considerações adicionais devem ser feitas:

- aceleração ( $a_G$ ) de  $0,10 \text{ m/s}^2$  e aceleração angular ( $\alpha$ ) de  $0,39 \text{ rad/s}^2$ ;
- peso ( $W$ ) composto pelos pesos da cadeira, pessoa, duas baterias e dois motores somados, totalizando um massa ( $m$ ) de  $124,3 \text{ kg}$ ;
- uma inclinação de  $10^\circ$ ;
- raio da roda de  $254 \text{ mm}$  e momento de inércia de  $0,085 \text{ kg.m}^2$ ;

- $R_{Ax}$  e  $R_{Ay}$  reações de apoio no eixo dianteiro;
- $F_A$  força de atrito do pneu com o solo;
- o peso  $W$  é dado por  $124,3 * 9,81 = 1219,38 N$ ;
- $N_1$  e  $N_2$  força normal das rodas dianteira e traseira com o solo.

Aplicando a equação 1 no diagrama do corpo livre mostrado na Figura 34 b), projetando-se as forças na direção de  $y$  tem-se:

$$R_{Ay} + N_1 - W * \cos (10^\circ) = 0 \rightarrow R_{Ay} + N_1 - 1200,86 = 0$$

Aplicando a equação 1 no diagrama do corpo livre mostrado na Figura 34 b), projetando-se as forças na direção de  $x$  tem-se:

$$R_{Ax} - W * \sin (13,5^\circ) = m * a_G \rightarrow R_{Ax} - 211,74 = 124,3 * 0,1 \rightarrow \mathbf{R_{Ax} = 224,17 N}$$

Tomando-se o somatório dos momentos no ponto do eixo dianteiro da Figura 34 b), dado pela equação 2, no caso particular em que não a rotação, ou seja,  $\alpha$  igual a zero, obtém-se:

$$N_1 * (0,266 + 0,234) + 124,3 * 0,1 * 0,0333 - 1200,86 * 0,266 - 211,74 * 0,577 = 0 \rightarrow$$

$$\mathbf{N_1 = 874,93 N}$$

Uma vez que  $N_1$  é conhecida, pode-se determinar  $R_{Ay}$  como:

$$R_{Ay} = 1200,86 - 874,93 \rightarrow \mathbf{R_{Ay} = 325,93 N}$$

Com as reações de apoio nos eixos já conhecidas é possível determinar o torque na roda necessário para tracionar a cadeira rampa a cima a partir do diagrama de corpo livre da Figura 34 c). Assim, aplicando a equação 1 no diagrama do corpo livre mostrado na Figura 34 c), projetando-se as forças na direção de  $y$  tem-se:

$$N_2 - 325,93 = 0 \rightarrow \mathbf{N_2 = 325,93 N}$$

A força de atrito máxima ( $F_{Amax}$ ) que as rodas são capazes de oferecer, considerando que a cadeira parte do repouso, é dada pelo coeficiente de atrito estático (0,8 para asfalto seco e borracha) multiplicado pela reação normal a roda ( $N_2$ ), assim:

$$F_{Amax} = 0,8 * 325,93 \rightarrow \mathbf{F_{Amax} = 260,74 N}$$

Tomando-se a equação 1 na direção  $x$  do diagrama de corpo livre da Figura 34 c) é possível determinar a força de atrito ( $F_A$ ) necessária para tracionar a cadeira rampa a cima. Então, a força de atrito necessária é:

$$F_A - R_{Ax} = m * a_G \rightarrow F_A = 224,17 + 124,3 * 0,1 \rightarrow \mathbf{F_A = 236,6 N}$$

Portanto, comparando a força de atrito necessária com a força de atrito máxima, é possível garantir que a cadeira terá a capacidade de tracionar rampa a cima, já que, o atrito máximo possível é maior que o atrito necessário para a cadeira subir a rampa.

A partir disto, pode-se determinar o torque  $T$  da Figura 34 c) aplicando-se a equação 2 como:

$$T - 236,6 * 0,254 = 0,085 * 0,39 \rightarrow T = 60,13 \text{ N.m}$$

Como a cadeira será tracionada com dois motores (um em cada roda), o torque necessário em de cada roda é de **30 N.m**.

#### 4.3.1 Especificações e concepção da transmissão

A Figura 35 mostra o motor selecionado (com base em suas características elétricas) para tracionar a cadeira de rodas elétrica, bem como as suas especificações.

Figura 35 - Motor Selecionado e suas especificações.

	<b>Model Spec</b>	<b>G180-12</b>
	Voltage	12V-16V DC
	Motor Power	180W
	No Load Current	1.8A
	Rated Current	16A
	Stall Current	32A
	Torque	20N.m
	No Load Speed (RPM)	180 RPM
	Rated Speed (RPM)	150 RPM
	Gearbox Ratio	25:1
	Net Weight (KG)	2.7kg

Fonte: Figura adaptada do site Motion Dynamics.

Da Figura 35 tem-se que o motor é capaz de oferecer 20 N.m de torque e uma rotação de 180 RPM, com uma redução de 25:1. Mas, como mostrado anteriormente, um torque de aproximadamente 30 N.m é necessário para tracionar a cadeira, o que significa que a relação de transmissão original não é suficiente.

Assim, um segundo estágio de redução faz-se necessário, esse será constituído por rodas dentada e corrente, com relação de redução de aproximadamente 1,5:1.

As especificações da redução serão divididas em especificações obrigatórias, que são os requisitos mínimos que a transmissão deve possuir e especificações do projeto, que são as decisões tomadas pelo projetista. Optou-se ainda por refazer o projeto da redução por sem-fim e coroa que acompanha o motor.

As especificações obrigatórias são:

- Relação de redução ( $i$ ) de aproximadamente 38:1 (não menor que 37,5:1);
- Torque de saída maior que 30 N.m;
- O primeiro estágio será construído com parafuso sem-fim e coroa, com relação de redução de exatamente 25:1, e deverá ser compatível com a caixa (carcaça) que acompanha o motor, cujo desenho técnico é mostrado na Figura A1 do Anexo A;
- O segundo estágio será construído com roda dentada e corrente, com relação de redução de aproximadamente 1,5:1;
- Rotação de entrada ( $n_w$ ) de 4500 rpm.

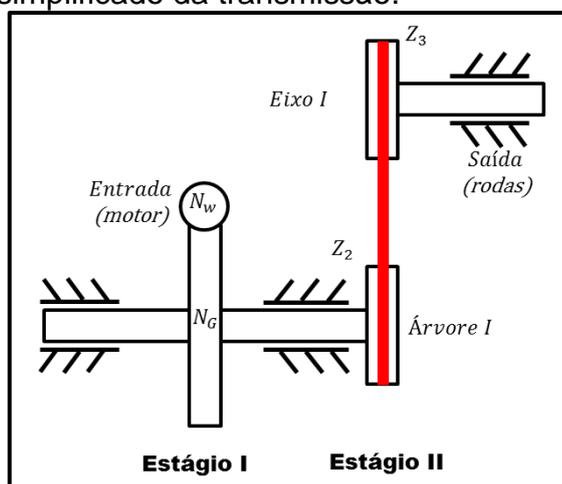
Decisões do projetista:

- Módulo normal ( $m_n$ ) de 3 mm para o conjunto parafuso sem-fim e coroa.
- Engrenagem helicoidal para a coroa do conjunto sem-fim e coroa, com ângulo de pressão normal ( $\phi_n$ ) de  $20^\circ$  e ângulo de hélice ( $\psi$ ) igual ao ângulo de avanço do sem-fim ( $\lambda$ ) de  $11^\circ$ .
- Materiais:
  - Parafuso sem-fim em aço endurecido e coroa sem-fim em bronze.

Uma vez conhecidos os requisitos mínimos obrigatórios para a construção da transmissão, parte-se para uma análise preliminar da concepção da mesma, onde serão definidos o tipo de engrenagem, o número de estágios necessários e o número de dentes de cada engrenagem.

A transmissão será construída utilizando dois estágios de redução, estágio I com parafuso sem-fim e coroa e estágio II de roda dentada e corrente, como mostra o diagrama da Figura 36.

Figura 36 - Diagrama simplificado da transmissão.



### 4.3.2 Número de dentes por engrenagem e rodas dentadas

Para determinar o número de dentes de cada engrenagem, é preciso respeitar a relação de transmissão de cada estágio.

Como o primeiro estágio de redução utilizará parafuso sem-fim com uma entrada, tem-se:

$$N_w = 1 \text{ dentes}$$

Da equação 20 obtém-se o número de dentes da coroa do conjunto sem-fim e coroa que é dado por:

$$N_G = \frac{N_w}{i_I} = \frac{1}{1/25} \rightarrow N_G = 25 \text{ dentes}$$

Para o segundo estágio de transmissão está prevista uma redução de aproximadamente 1,5 vezes, esta será construída utilizando-se de uma transmissão de rodas dentadas e corrente. Como a vida útil da corrente está relacionada com o diâmetro da roda dentada, o número de dentes da roda dentada  $Z_2$  (da Figura 36) será definido como 14, mesmo podendo-se adotar um número de dentes menor.

Conhecendo o número de dentes da roda dentada  $Z_2$ , a partir da equação 36 determina-se o número de dentes da roda dentada  $Z_3$  como:

$$Z_2 = 14 \text{ dentes} \rightarrow 1,5 < \frac{Z_3}{14} \rightarrow$$

$$Z_3 = 22 \text{ dentes}$$

### 4.3.3 Características dimensionais do conjunto parafuso sem-fim e coroa

Como o módulo normal para a coroa sem-fim foi estabelecido em 3 mm, pode-se calcular o módulo transversal utilizando a equação 13:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \psi} = \frac{3}{\cos 11} \rightarrow m_t = 3,056 \text{ mm.}$$

Utilizando a equação 14 calcula-se o passo transversal da engrenagem como:

$$p_t = \pi m_t = \pi * 3,056 \rightarrow p_t = p_w^x = 9,601 \text{ mm.}$$

Da equação 17 determina-se o diâmetro primitivo da coroa do conjunto sem-fim como:

$$d_G = m_t N_G = 3,056 * 25 \rightarrow$$

$$d_G = 76,404 \text{ mm}$$

O diâmetro primitivo do parafuso sem-fim pode ser determinado levando-se a equação 18 à 19, rearranjando obtém-se:

$$d_w = \frac{p_w^x N_w}{\pi \tan \lambda} = \frac{9,601 * 1}{\pi * \tan 11} \rightarrow$$

$$d_w = 15,723 \text{ mm}$$

A distância entre eixo para o par parafuso sem-fim e coroa é dada pela equação 24, assim:

$$C = \frac{d_w + d_G}{2} = \frac{15,723 + 76,404}{2} \rightarrow C = 46,063 \text{ mm}$$

Uma verificação do diâmetro primitivo do parafuso sem-fim faz-se necessária para averiguar se este está dentro do intervalo seguido pela equação 23, para esta equação os valores de entrada precisam ser convertidos para polegadas, então:

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \Rightarrow 0,573 \text{ in} \leq 0,619 \text{ in} \leq 1,075 \text{ in}$$

Verifica-se que o valor do diâmetro primitivo do parafuso sem-fim está dentro do intervalo recomendado pela AGMA.

A largura da face da coroa ( $F_G$ ) é determinada pela equação 21 como:

$$F_G = \frac{2d_w}{3} = \frac{2 * 15,723}{3} \rightarrow$$

$$F_G = 10,5 \text{ mm}$$

A largura da face do parafuso sem-fim ( $F_w$ ), para um ângulo de pressão normal de 20° e ângulo de avanço de 11° é determinada pela equação 22:

$$F_w < 2\sqrt{2d_G 0,3683 p_w^x} = 2 * \sqrt{2 * 76,404 * 0,3683 * 9,601} \rightarrow F_w < 46,490 \text{ mm}$$

A largura da face do parafuso sem-fim será estabelecida como:

$$F_w = 30 \text{ mm}$$

#### 4.3.4 Potência de entrada e forças no parafuso sem-fim e coroa

Uma vez que a potência de entrada é conhecida (da Figura 35  $H_0 = 180 \text{ W}$  ou 0,24 HP), pode-se determinar as forças envolvidas no engrenamento sem-fim e coroa.

Para determinação das forças é necessário conhecer a velocidade de deslizamento do conjunto, que é expressa em ft/min pela equação 29 como:

$$V_s = \frac{\pi n_w d_w}{12 \cos \lambda} = \frac{\pi * 4500 * 0,483}{12 * \cos 11} \rightarrow V_s = 579,67 \text{ ft/min}$$

Conhecendo a velocidade de deslizamento obtém-se o coeficiente de atrito entre o parafuso sem-fim e a coroa a partir da Figura 17, assim:

$$f \cong 0,03$$

Com o coeficiente de atrito determinado pode-se estimar a eficiência mecânica do conjunto parafuso sem-fim e coroa utilizando a equação 27, então:

$$e = \left( \frac{\cos(\phi_n) - f \tan(\lambda)}{\cos(\phi_n) + f \cot(\lambda)} \right) = \frac{\cos(20) - 0,03 * \tan(11)}{\cos(20) + 0,03 * \cot(11)} \rightarrow e \cong 0,854$$

A força tangencial transmitida pela coroa pode ser determinada utilizando a equação 25 como:

$$W_G^t = 33000 \frac{H_0 n_d K_a}{V_g e} = \frac{33000 * 0,24 * 1 * 1}{\frac{\pi * 180 * 3,008}{12} * 0,854} \rightarrow$$

$$W_G^t = -W^z = -W_w^a = 65,42 \text{ lbf} \cong 291 \text{ N}$$

Da equação 26 obtém-se a força tangencial transmitida pelo parafuso sem-fim da seguinte forma:

$$W_w^t = W_G^t \left( \frac{\cos(\phi_n) \sin(\lambda) + f \cos(\lambda)}{\cos(\phi_n) \cos(\lambda) - f \sin(\lambda)} \right) = 65,42 * \frac{\cos(20) \sin(11) + 0,03 \cos(11)}{\cos(20) \cos(11) - 0,03 \sin(11)} \rightarrow$$

$$W_w^t = W^x = -W_G^a = 14,897 \text{ lbf} \cong 66 \text{ N}$$

A força radial transmitida pelo parafuso sem-fim e coroa pode ser determinada segundo a equação 28 como:

$$W_w^r = W_w^t \frac{\tan(\phi_n)}{\sin(\lambda)} = 14,897 * \frac{\tan(20)}{\sin(11)} \rightarrow$$

$$W_w^r = W^y = -W_G^r = 28,416 \text{ lbf} \cong 126 \text{ N}$$

#### 4.3.5 Dimensionamento do dentado da coroa (código da BOM 01525)

A tensão de flexão no dentado da coroa é determinada substituindo-se a equação 15 e os parâmetros conhecidos na equação 30, assim tem-se que a tensão devido à flexão no dentado da coroa é dada por:

$$\sigma_G = \frac{W_G^t}{p_t \cos(\psi) F_G y} = \frac{65,42}{0,407 * \cos(11) * 0,322 * 0,125} \rightarrow$$

$$\sigma_G = 4068,213 \text{ psi} \approx 28 \text{ MPa}$$

Portanto, a tensão de flexão no dentado da coroa é satisfatória, levando em conta o material de construção da mesma.

Para dimensionar o dentado da cora quanto ao desgaste, utiliza-se a equação 31, que fornece a força tangencial admissível para a coroa. Mas, primeiramente é preciso determinar os fatores de material, de correção da razão de velocidades e de velocidade, o que pode ser feito a partir das equações 32, 33 e 34, respectivamente.

Então:

- $C_{fs} = 270 + 10,37C^3 = (270 + 10,37 * 1,859^3) = 336,622$ ;
- $C_{rv} = 0,0107\sqrt{-25^2 + 56 * 25 + 5145} = 0,823$ ;
- $C_v = 0,659 * e^{-0,0011*589,049} = 0,345$ .

Assim, a partir da equação 31 obtém-se a força tangencial admissível para a coroa como:

$$(W_G^t)_{all} = C_{fs}d_G^{0,8}F_G C_{rv}C_v = 336,622 * 3,235^{0,8} * 0,322 * 0,823 * 0,345 \rightarrow$$

$$(W_G^t)_{all} = 78,665 \text{ lbf} \approx 350 \text{ N}$$

Como  $W_G^t < (W_G^t)_{all}$  ( $291 \text{ N} < 350 \text{ N}$ ) o conjunto sem-fim e coroa irá sobreviver ao desgaste por pelo menos 25000h.

#### 4.3.6 Dimensionamento da redução por corrente e roda dentada

Para determinar o número ANSI da corrente a ser utilizada é preciso levar em conta a potência de entrada, número de dentes da roda dentada motora, rotação de entrada, número de fileiras de correntes a ser utilizado, fator de serviço e fator de projeto. Então, tomando os parâmetros já conhecidos, uma transmissão suave e um fator de projeto igual a um, tem-se:

- $H_{entrada} = 180 \text{ W}$  ou  $0,24 \text{ HP}$ ;
- Rotação da roda dentada =  $180 \text{ rpm}$
- $Z_2 = 14$  dentes;
- $n_d = 1$ ;
- $K_s = 1$ ;
- $K_1 = 0,81$  (da Tabela 3 para roda dentada com 14 dentes);
- $K_2 = 1$  (da Tabela 4 para uma corrente).

A partir dos parâmetros acima, utilizando a equação 37, determina-se a potência a ser encontrada na Tabela 2, como:

$$H_{tab} = \frac{1 * 1 * 0,24}{0,81 * 1} \geq 0,30 \text{ Hp}$$

Com 0,30 Hp e rotação de entrada de 180 rpm, da Tabela 2 determina-se uma corrente do tipo A e número ANSI de corrente 35 para o segundo estágio da transmissão.

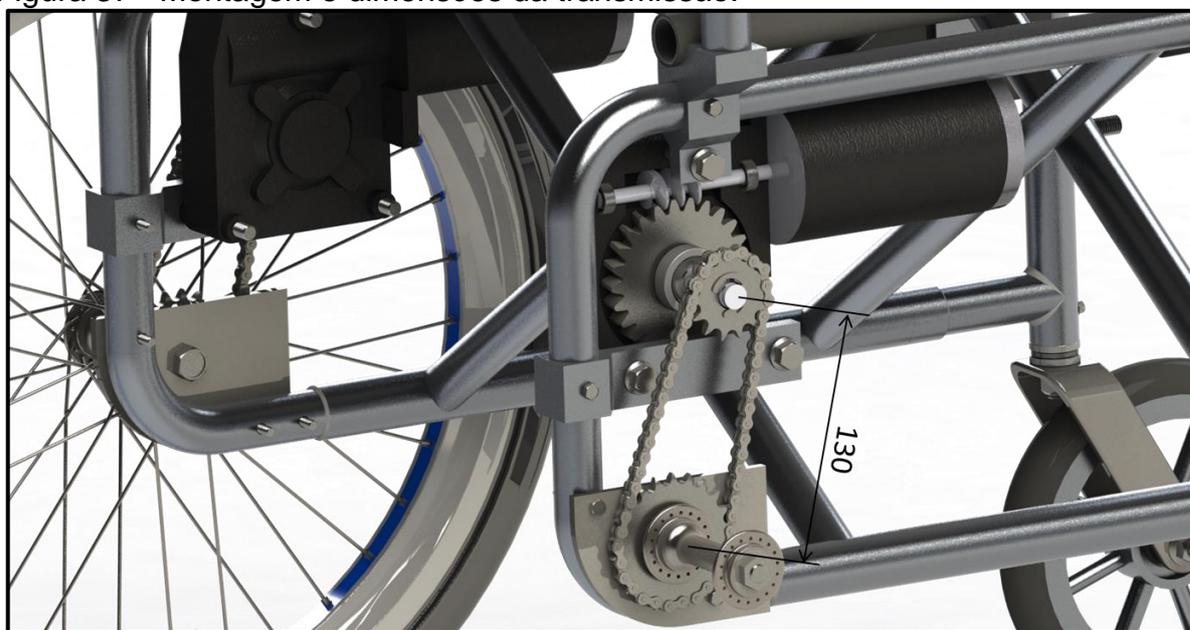
Como a distância entre centros das rodas dentadas é de 130 mm (mostrada na Figura 37) e sabendo que uma corrente ANSI 35-1 (ISO 06B-1) tem passo  $p_c = 9,525 \text{ mm}$ , pode-se determinar o número de elos  $\left(\frac{L}{p_c}\right)$  que a corrente deverá possuir para que esta distância seja obedecida. Conforme a equação 40 obtém-se:

$$\frac{L}{p_c} = \frac{2C_c}{p_c} + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \frac{(Z_2-Z_1)^2}{4\pi^2\left(\frac{C_c}{p_c}\right)} = \frac{2*130}{9,525} + \frac{14+22}{2} + \frac{(22-14)^2}{4\pi^2\left(\frac{154}{9,525}\right)} = \mathbf{46 \text{ elos}}$$

#### 4.3.7 Resumo das características da transmissão

A montagem da transmissão e a distância entre as rodadas dentadas da mesma podem ser vistas na Figura 37, detalhes sobre a montagem do primeiro estágio da redução podem ser vistos no Apêndice B.

Figura 37 - Montagem e dimensões da transmissão.



A Tabela 17 traz um compilado geral das características dos elementos da transmissão.

Tabela 17 - Características da transmissão.

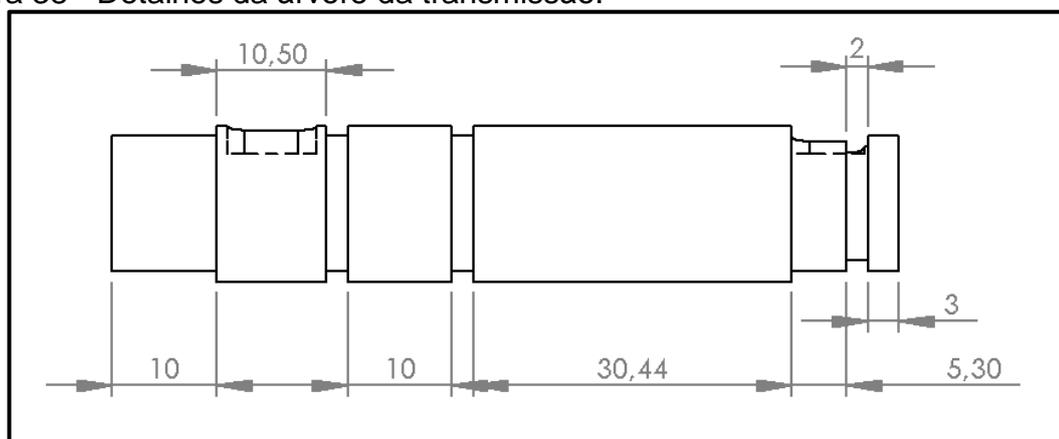
	Numero de dentes	Ângulo de pressão/ articulação [°]	Ângulo de hélice [°]	Módulo/ Padrão	Material
Rosca sem-fim	1	20	79	3	Aço endurecido
Coroa sem-fim	25	20	11	3	Bronze
Pinhão ( $Z_2$ )	14	25,72	--	ANSI 35	Padrão
Coroa ( $Z_3$ )	22	16,36	--	ANSI 35	Padrão
Corrente	46 elos	--	--	ANSI 35	Padrão

#### 4.3.8 Dimensionamento da árvore I e do eixo I (eixo dianteiro) da transmissão (01623 e 00007)

A carga em eixos de transmissão de rotação (árvores) é basicamente de dois tipos: torção devido ao torque transmitido e flexão devido as cargas transversais em engrenagens, essas cargas ocorrem frequentemente em combinação, de forma constante ou variando com o tempo.

A Figura 38 mostra em detalhes a árvore I de transmissão em que a coroa sem-fim e a roda dentada  $Z_2$  serão acopladas.

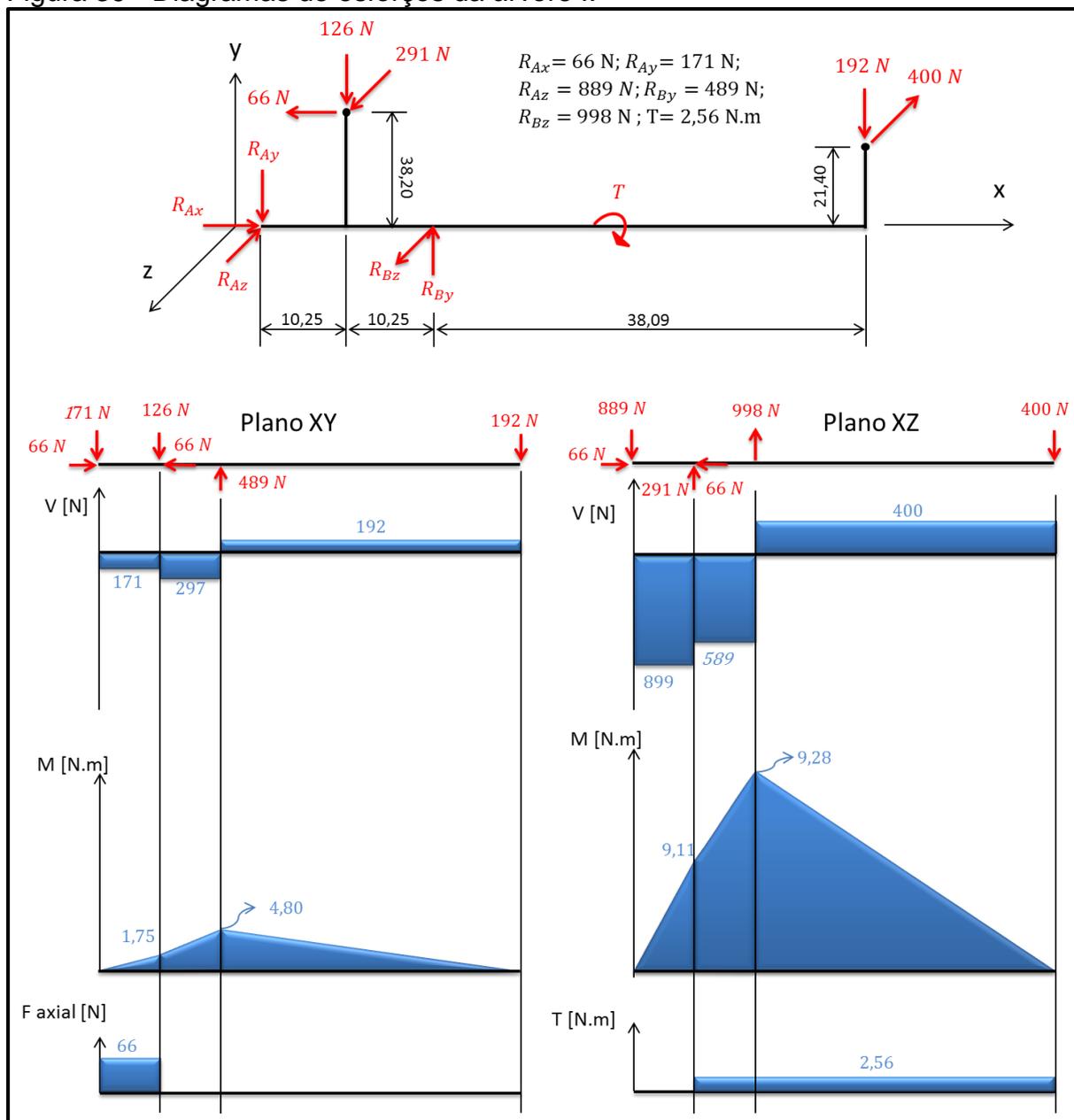
Figura 38 - Detalhes da árvore da transmissão.



Para iniciar a análise do projeto da árvore I e eixo I (cujo esquema de montagem é mostrado na Figura 36) o primeiro passo é encontrar os pontos críticos de solicitação, para isso, calcula-se o diagrama de esforços.

Para a árvore I, baseando-se nas forças exercidas pelas engrenagens e rodas dentadas, os diagramas de esforços encontrados são mostrados na Figura 39.

Figura 39 - Diagramas de esforços da árvore I.



Após a análise do diagrama da Figura 39, deve-se definir quais cargas se comportam de maneira constante no tempo, originando uma tensão média, identificada pelo subscrito  $m$  e quais se comportam de maneira cíclica, originando uma tensão de amplitude, identificada pelo subscrito  $a$  (esse valor representa seu máximo).

Então da Figura 39, obtém-se:

$$T_m = 2,56 \text{ N.m};$$

$$T_a = 0;$$

$$M_m = 0;$$

$$M_a = \text{Momento fletor de amplitude} = \sqrt{4,80^2 + 9,28^2} \rightarrow$$

$$M_a = 10,45 \text{ N.m}$$

Antes de calcular o diâmetro da árvore, ainda é preciso definir o material com que a mesa será construída e corrigir a tensão de ruptura do material ( $S_{ut}$ ) para a vida em fadiga.

Definindo-se:

- confiabilidade de 95%;
- aço 4340 normalizado ( $S_{ut} = 1280 \text{ MPa}$  e  $S_y = 860 \text{ MPa}$  da Tabela 1) como material de construção da árvore;
- árvore com um diâmetro de 15 mm para o início da interação;
- construção da árvore por usinagem.

Com a equação 41, pode-se calcular a tensão corrigida para vida em fadiga, mas, primeiramente é preciso determinar os coeficiente  $k_a$ ,  $k_b$ ,  $k_c$ ,  $k_d$  e  $k_e$ , que são dados por:

- $k_a = 4,51 * 1280^{-0,265}$ , da Tabela 5 para acabamento usinado;
- $k_b = 1,24 * 15^{-0,107}$  para  $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ , da equação 42;
- $k_c = \text{fator de carga} = 1$  para esforços combinados de flexão torção;
- $k_d = \text{fator de temperatura} = 1$  para temperatura ambiente;
- $k_e = 0,868$  para confiabilidade de 95%, da Tabela 6.

Assim, substituindo estes coeficientes na equação 41 tem-se que a tensão corrigida para a vida em fadiga é:

$$S_e = 4,51 * 1280^{-0,265} * 1,24 * 15^{-0,107} * 1 * 1 * 0,868 * 0,5 * 1280 \rightarrow$$

$$S_e \approx 349 \text{ MPa}$$

Da Figura 38, nota-se que no ponto de maior sollicitação da árvore existe um rasgo de chaveta, então da Tabela 7 tem-se:

$$k_f = 2,7 \text{ e } k_{fs} = 2,2$$

Adotando um coeficiente de segurança igual a 4 e substituindo os valores conhecidos na equação 44, após algumas interações tem-se:

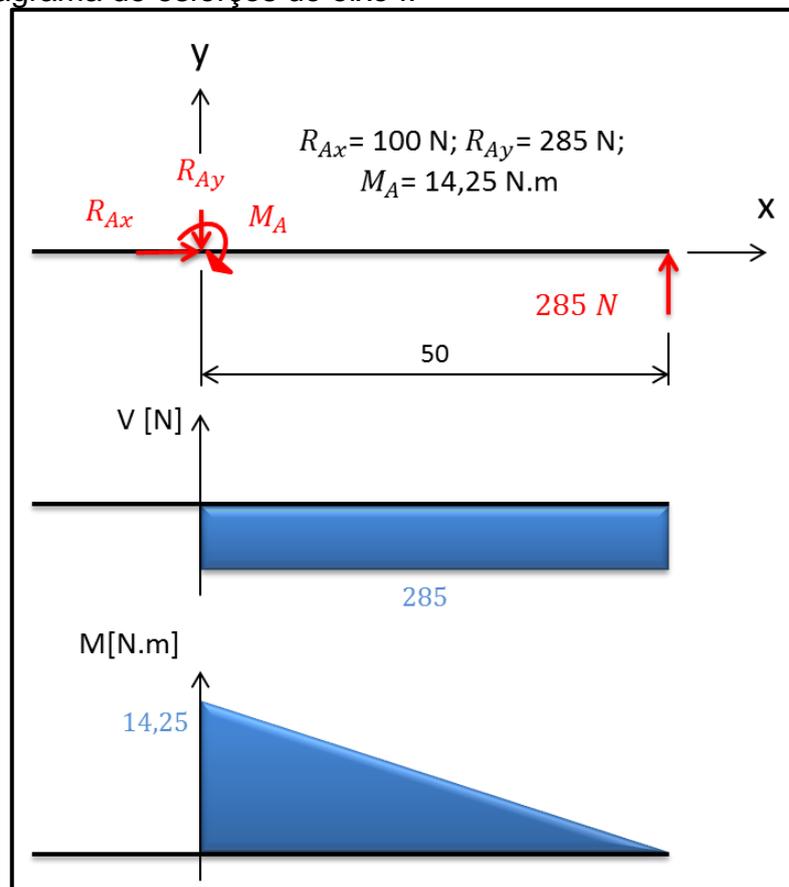
$$d = \left( \frac{16C_s}{\pi} \sqrt{\frac{[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2]}{S_e^2} + \frac{[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2]}{S_y^2}} \right)^{1/3}$$

$$= \left( \frac{16 * 4}{\pi} \sqrt{\frac{[4 * (2,7 * 10,45)^2 + 3 * (2,2 * 0)^2]}{(349 * 10^6)^2} + \frac{[4 * (2,7 * 0)^2 + 3 * (2,2 * 2,56)^2]}{(860 * 10^6)^2}} \right)^{1/3}$$

$$= 0,014 \text{ m} \rightarrow \mathbf{d = 15 \text{ mm}}$$

Para o dimensionamento do eixo I (eixo dianteiro), pode-se considerar uma situação estática, pois, como o eixo não gira, não sofrerá fadiga. A Figura 40 mostra os esforços sob os quais o eixo I estará submetido de acordo com a reação de apoio  $F_b$  da Figura 29. A força de reação na direção horizontal ( $R_{Ax}$ ) é devida ao torque de aperto do parafuso.

Figura 40 - Diagrama de esforços do eixo I.



Analisando a Figura 40, tem-se que o ponto crítico está em x igual a zero, onde o momento é maior. Neste ponto, na superfície do eixo, tem-se uma tensão causada devido ao momento fletor, que pode ser determinada conforme a equação 5 e uma tensão devido à força de aperto que pode ser determinada pela equação 3. Mas, antes disso define-se que:

- o eixo será constituído por um parafuso de classe 8.8, com  $S_y = 660 \text{ MPa}$  (da Tabela 9);
- $R_{Ax} = 100 \text{ N}$  = força de aperto;

- $I$  = momento de inércia da seção transversal =  $\frac{\pi R^4}{4}$  para um eixo circular;
- $A$  = área da seção circular do parafuso;
- Parafuso com um diâmetro de 10 mm.

Então rearranjando as equações 5 e 3, toma-se a tensão admissível como o limite de escoamento de um parafuso classe 8.8 dividido pelo coeficiente de segurança ( $C_s$ ), assim tem-se:

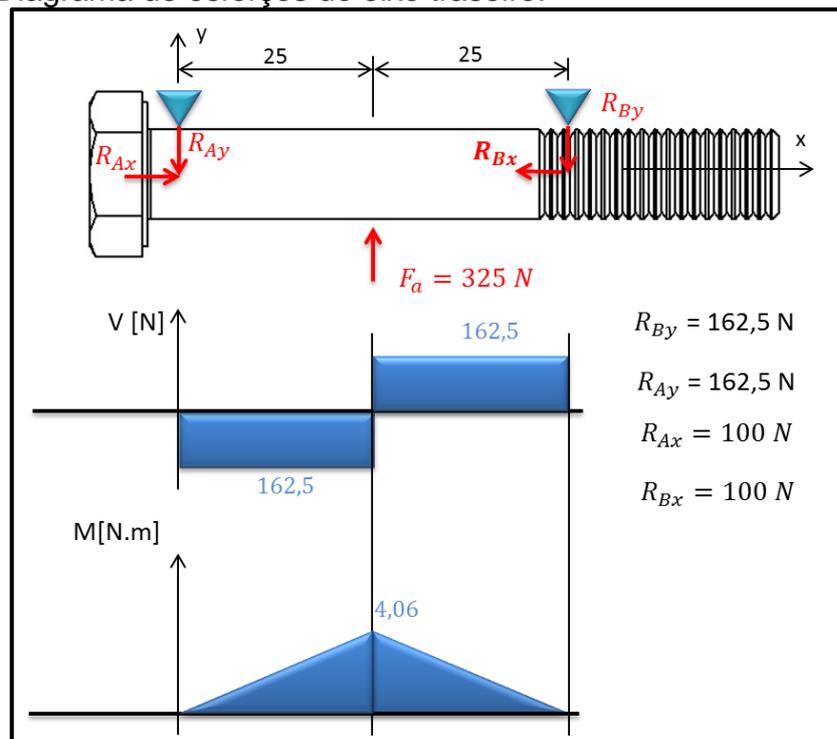
$$\frac{S_y}{C_s} = \frac{MR}{\frac{\pi R^4}{4}} + \frac{R_{Ax}}{\pi R^2} \rightarrow C_s = \frac{660 \times 10^6}{\left( \frac{14,25}{\frac{\pi \times 0,005^3}{4}} + \frac{100}{\pi \times 0,005^2} \right)} \approx \mathbf{4,51}$$

Com um coeficiente de segurança de 4,51, o eixo  $I$  é definido com um parafuso de classe métrica 8.8, M10, com comprimento 100 mm e comprimento de rosca de 26 mm.

#### 4.3.9 Dimensionamento do eixo traseiro (00096)

De forma similar ao eixo dianteiro, o eixo traseiro será construído com um parafuso, como mostra a Figura 41, na mesma ainda, pode-se observar o diagrama de esforços sob os quais o eixo é submetido devido a força de reação  $F_a$  da Figura 29 e a força de aperto do parafuso  $R_{Bx}$  e  $R_{Ax}$ .

Figura 41 – Diagrama de esforços do eixo traseiro.



A partir da Figura 41, obtém-se que o ponto crítico está em  $x$  igual a 25 mm, onde o momento fletor é maior. Neste ponto, na superfície do eixo, tem-se uma tensão causada devido ao momento fletor que pode ser determinada conforme a equação 5 e uma tensão devido à força de aperto que pode ser determinada pela equação 3. Mas, antes disso define-se que:

- o eixo será um parafuso de classe 8.8, ou seja  $S_y = 660$  MPa da Tabela 9;
- $R_{Ax} = R_{Bx} = 100$  N = força de aperto;
- $I$  = momento de inércia da seção transversal =  $\frac{\pi R^4}{4}$  para um eixo circular;
- $A$  = área da seção circular do parafuso;
- Parafuso com um diâmetro de 10 mm.

Então rearranjando as equações 5 e 3, toma-se a tensão admissível como o limite de escoamento para um parafuso classe 8.8 dividido pelo coeficiente de segurança ( $C_s$ ), assim tem-se:

$$\frac{S_y}{C_s} = \frac{MR}{\frac{\pi R^4}{4}} + \frac{R_{Ax}}{\pi R^2} \rightarrow C_s = \frac{660 \cdot 10^6}{\left( \frac{4,06}{\frac{\pi \cdot 0,005^3}{4}} + \frac{100}{\pi \cdot 0,005^2} \right)} \approx 15$$

Com um coeficiente de segurança de 15, define-se que o eixo traseiro será construído com um parafuso de classe métrica 8.8, rosca M10, com 70 mm de comprimento e 26 mm de comprimento de rosca.

#### 4.3.10 Seleção das rodas e rolamentos dianteiros e traseiros (00006 e 00098)

Visando menores custos, as rodas dianteiras e traseiras serão compradas e não fabricadas. A roda dianteira consistirá de uma roda de bicicleta aro 20 polegadas com catraca simples de 22 dentes, esta catraca permitirá que a cadeira seja movida por terceiros mesmo quando as baterias estiverem descarregadas. A montagem de um modelo de roda aro 20 polegadas padrão pode ser visto no Apêndice B peça código 00006.

Assim como a roda dianteira, a roda traseira também será comprada, foi definida uma roda maciça de aro de 6 polegadas, uma montagem genérica desta roda pode ser vista no Apêndice B peça código 00098.

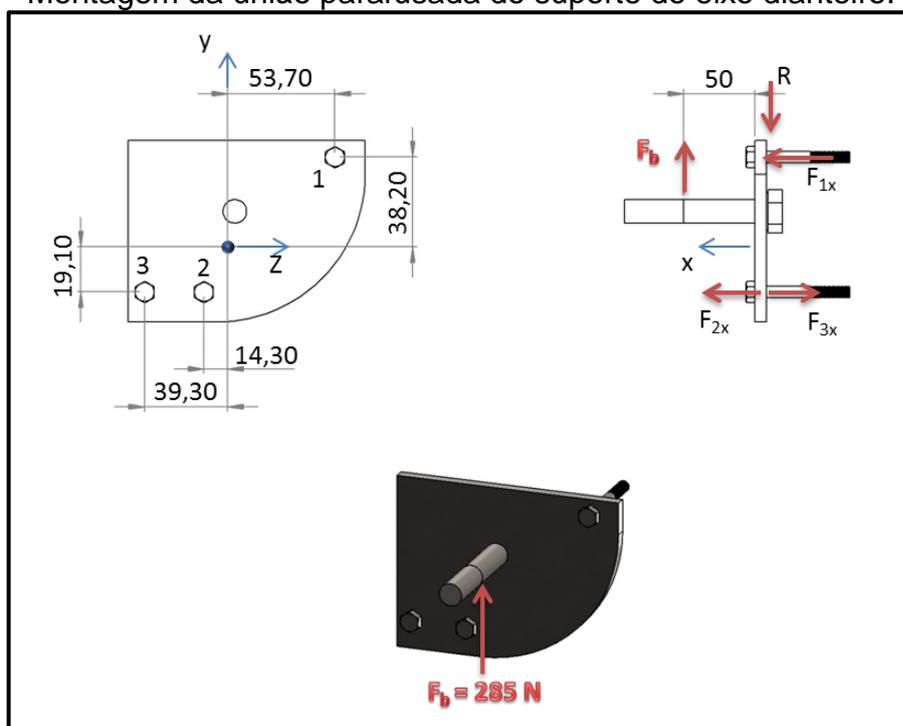
#### 4.4 Dimensionamento do suporte para o eixo dianteiro (00004)

O eixo dimensionado na seção anterior será fixo a estrutura por meio de uma chapa, que por sua vez será fixa por uma união parafusada, a montagem descrita é mostrada na Figura 42, a montagem da roda ao suporte do eixo pode ser vista em detalhes no Apêndice B.

Para realizar a união explícita na Figura 42 foi selecionado um parafuso com as seguintes características:

- parafuso de rosca métrica de 5 mm e passo de 0,8mm;
- área de tração ( $A_t$ ) de 14,18 mm<sup>2</sup>, da Tabela 8;
- classe do parafuso 4.6, que da Tabela 9 possui  $S_p = 225$  MPa,  $S_y = 240$  MPa,  $S_{ut} = 400$  MPa e é construído em aço carbono;
- força de aperto ( $F_i$ ): parafuso 1 de 400 N; parafuso 2 de 300 N e parafuso 3 de 600 N.

Figura 42 – Montagem da união parafusada do suporte do eixo dianteiro.



Para o dimensionamento dos parafusos de fixação (1, 2 e 3, mostrados na Figura 42) é preciso determinar as forças que atuam em cada um deles. Levando em conta que as distâncias mostradas na Figura 42 são as distâncias do centro de gravidade dos furos dos parafusos até os parafusos e que a força  $F_b = 285$  N é a força de reação no eixo dianteiro da cadeira (determinada na seção 4.2.2), as forças nos parafusos são dadas por:

- Tomando o somatório dos momentos ao redor do eixo z igual a zero, sentido horário como positivo, tem-se:

$$285 * 50 - F_{1x} * 38,2 + F_{2x} * 19,1 - F_{3x} * 19,1 = 0$$

- Tomando somatório dos momentos ao redor do eixo y igual a zero, sentido horário como positivo, tem-se:

$$F_{1x} * 53,7 + F_{2x} * 14,3 - F_{3x} * 39,3 = 0$$

- Tomando somatório das forças em x igual a zero, sentido positivo como mostra a Figura 42, tem-se:

$$F_{1x} + F_{2x} - F_{3x} = 0$$

- Das três equações tem-se o sistema 3x3:

$$\begin{cases} 38,2 * F_{1x} - 19,1 * F_{2x} + 19,1 * F_{3x} = 14250 \\ 53,7 * F_{1x} + 14,3 * F_{2x} - 39,3 * F_{3x} = 0 \\ F_{1x} + F_{2x} - F_{3x} = 0 \end{cases}$$

- Resolvendo o sistema obtém-se:

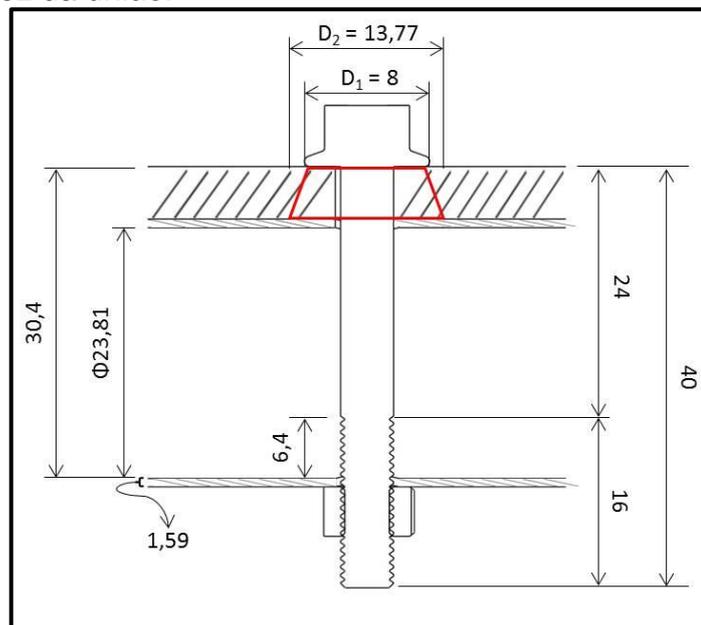
$$F_{1x} \approx 249 \text{ N}$$

$$F_{2x} \approx 143 \text{ N}$$

$$F_{3x} \approx 392 \text{ N}$$

Uma vez que as forças de tração sob as quais os parafusos serão submetidos são conhecidas, é possível selecionar os parafusos de modo a garantir a não separação da união. Mas, primeiramente faz-se necessária a determinação da rigidez da união, a Figura 43 mostra a situação para a determinação da rigidez da união.

Figura 43 – Rigidez da união.



A partir da Figura 43 verifica-se que a união consiste de uma chapa de 5 mm construída em aço e um tubo de alumínio de 25,4 mm, assim a rigidez da união é dada de maneira análoga a duas molas em série.

A constante da mola ou rigidez da chapa de aço ( $k_1$ ) é dada pela equação 50 e situação da Figura 43 como:

$$k_1 = \frac{0,5774 * \pi * 207 * 10^9 * 0,006}{\ln\left(\frac{(1,155 * 0,005 + 0,008 - 0,006) * (0,008 + 0,006)}{(1,155 * 0,005 + 0,008 + 0,006) * (0,008 - 0,006)}\right)} = 10,75 * 10^6$$

A constante da mola ou de rigidez do tubo de alumínio ( $k_2$ ) pode ser aproximada pela equação 52, uma vez que  $K=F/\delta$ . Então, rearranjando e substituindo os dados conhecidos na equação 52, obtém-se:

$$k_2 = \frac{F}{\delta} = \frac{EI}{0,149R^3} = \frac{70 * 10^9 * \pi * (0,0127^4 - 0,0119^4)}{4 * 0,149 * 0,0127^3} = 10,73 * 10^8$$

Uma vez que a rigidez de ambos os materiais da união é conhecida, pode-se determinar a rigidez da união ( $k_m$ ) a partir da equação 48, assim:

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} = \frac{1}{\frac{1}{10,75 * 10^6} + \frac{1}{10,7 * 10^8}} = 10,64 * 10^6 \text{ N/m}$$

Para determinar a constante da junta é necessário conhecer a rigidez do parafuso ( $k_p$ ), essa é dada pela equação 49 onde:

- $A_d = \frac{\pi * 0,006^2}{4} = 2,83 * 10^{-5} \text{ m}^2$ ;
- $A_t = 1,42 * 10^{-5} \text{ m}^2$ , da Tabela 8;
- $l_s = 2,40 * 10^{-2} \text{ m}$ , da Figura 43;
- $l_t = 6,40 * 10^{-3} \text{ m}$ , da Figura 43.

Assim, da equação 49:

$$k_p = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_s} = \frac{2,83 * 10^{-5} * 1,42 * 10^{-5} * 207 * 10^9}{2,83 * 10^{-5} * 6,40 * 10^{-3} + 1,42 * 10^{-5} * 2,40 * 10^{-2}} \rightarrow$$

$$k_p = 15,94 * 10^5 \text{ N/m}$$

Então, a partir da equação 53 define-se a constante da junta como:

$$C_{junta} = \frac{k_p}{k_m + k_p} = \frac{15,94 * 10^5}{10,64 * 10^6 + 15,94 * 10^5} = 0,130$$

Com a constante da junta, a partir das equações 54, 55, 56 e 3 é possível determinar a carga transferida para o material, carga no parafuso, o coeficiente de segurança para a separação da união e o coeficiente de segurança para o escoamento do parafuso, respectivamente, para cada parafuso. Assim:

- parafuso 1 da Figura 42:

$$F_m = F_i - (1 - C_{junta})F = 400 - (1 - 0,130) * 249 = \mathbf{183\ N}$$

$$F_p = F_i + C_{junta}F = 400 + 0,130 * 249 = \mathbf{617\ N}$$

$$C_{ssep} = \frac{F_i}{F(1 - C_{junta})} = \frac{400}{249 * (1 - 0,130)} = \mathbf{1,84}$$

$$C_s = \frac{\frac{S_y}{F_p}}{\frac{A_t}{A_t}} = \frac{240 * 10^6}{\frac{617}{1,42 * 10^{-5}}} = \mathbf{5,53}$$

- parafuso 2 da Figura 42:

$$F_m = F_i - (1 - C_{junta})F = 300 - (1 - 0,130) * 143 = \mathbf{176\ N}$$

$$F_p = F_i + C_{junta}F = 300 + 0,130 * 143 = \mathbf{319\ N}$$

$$C_{ssep} = \frac{F_i}{F(1 - C_{junta})} = \frac{300}{143 * (1 - 0,130)} = \mathbf{2,41}$$

$$C_s = \frac{\frac{S_y}{F_p}}{\frac{A_t}{A_t}} = \frac{240 * 10^6}{\frac{319}{1,42 * 10^{-5}}} = \mathbf{10,68}$$

- parafuso 3 da Figura 42:

$$F_m = F_i - (1 - C_{junta})F = 600 - (1 - 0,130) * 392 = \mathbf{259\ N}$$

$$F_p = F_i + C_{junta}F = 600 + 0,130 * 392 = \mathbf{941}$$

$$C_{ssep} = \frac{F_i}{F(1 - C_{junta})} = \frac{600}{392 * (1 - 0,130)} = \mathbf{1,76}$$

$$C_s = \frac{\frac{S_y}{F_p}}{\frac{A_t}{A_t}} = \frac{240 * 10^6}{\frac{941}{1,42 * 10^{-5}}} = \mathbf{3,62}$$

O torque de aperto de cada parafuso é definido pela equação 57 como:

$$T_{1i} = 0,2 * 400 * 0,005 = \mathbf{0,4\ N.m}$$

$$T_{2i} = 0,2 * 300 * 0,005 = \mathbf{0,3\ N.m}$$

$$T_{3i} = 0,2 * 600 * 0,005 = \mathbf{0,6\ N.m}$$

A Tabela 18 traz um compilado das características dos parafusos utilizados na fixação do suporte do eixo dianteiro.

Tabela 18 – Compilado das características dos parafusos de fixação do suporte do eixo.

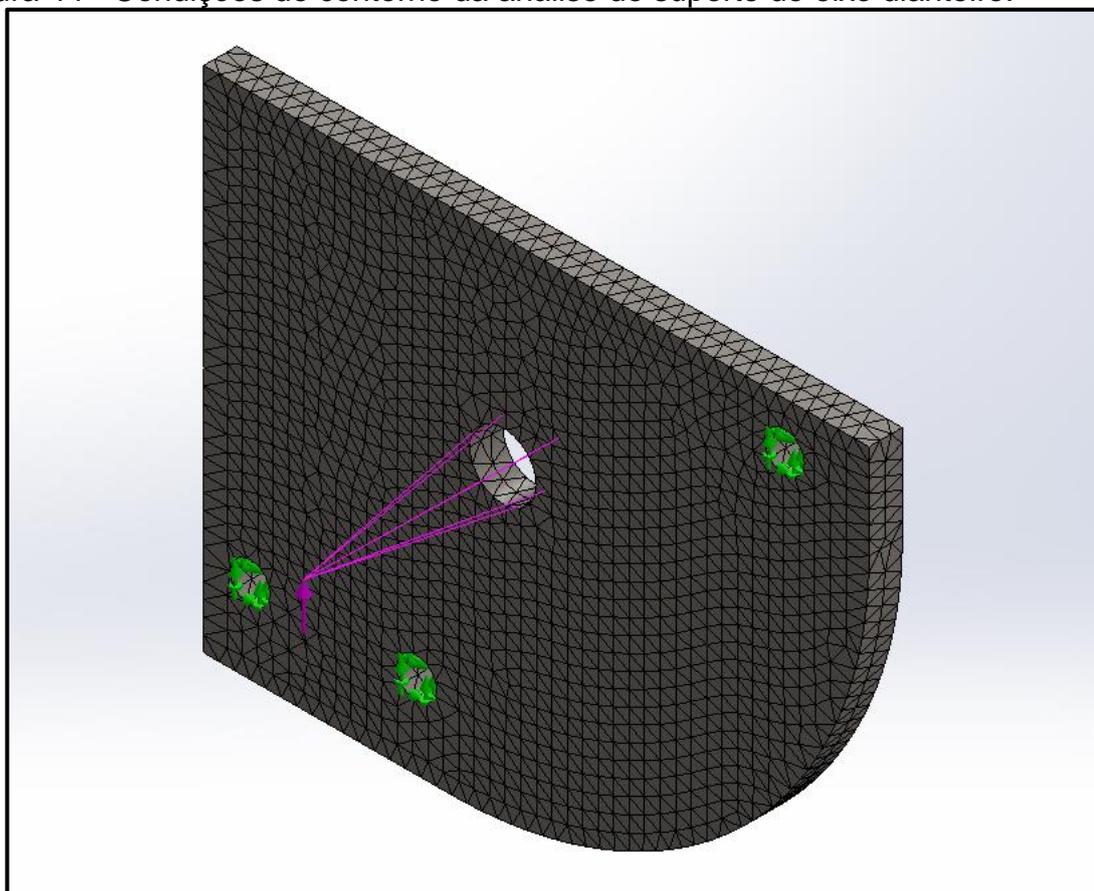
Parafuso	Classe	Rosca mm	Passo [mm]	Torque de pré-aperto [N.m]
<b>1</b>	4.6	M05	0,8	0,4
<b>2</b>	4.6	M05	0,8	0,3
<b>3</b>	4.6	M05	0,8	0,6

#### 4.4.1 Análise da chapa de fixação

Para a análise das tensões equivalentes de von Mises na chapa que serve de suporte para o eixo dianteiro da cadeira de rodas, optou-se por uma solução numérica pelo método de elementos finitos, na qual se utilizou o software SolidWorks® para a simulação.

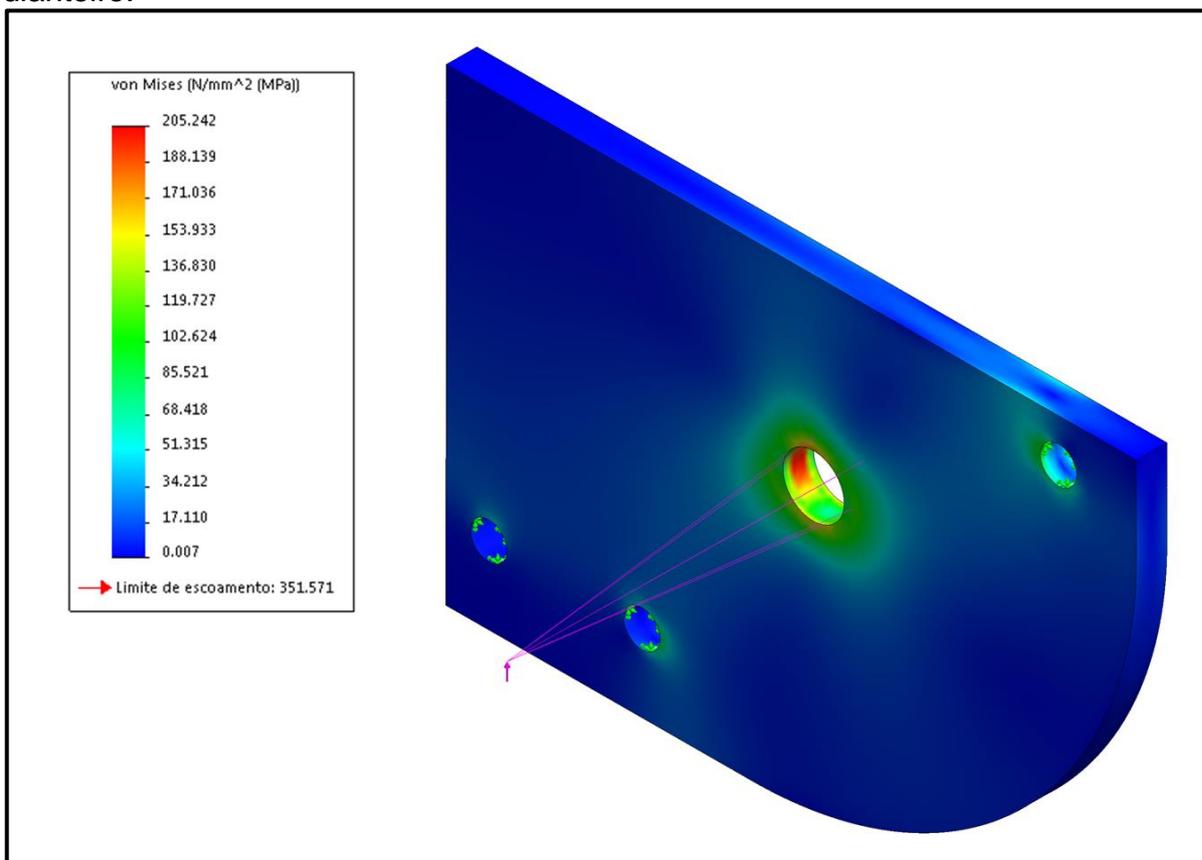
Na análise, os furos dos parafusos foram considerados como suportes fixos, uma carga remota simulando a força de 285 N atuante no furo do eixo e aço ABNT 1040 para a construção da chapa. Esta situação, bem como a malha utilizada é mostrada na Figura 44.

Figura 44 - Condições de contorno da análise do suporte do eixo dianteiro.



Para garantir a validade dos resultados da simulação, a malha da Figura 44 sofreu refinamentos sucessivos até atingir-se a convergência dos resultados. As tensões equivalentes de von Mises resultantes da situação descrita são mostradas na Figura 45.

Figura 45 – Tensões equivalentes de von Mises na chapa de fixação do eixo dianteiro.

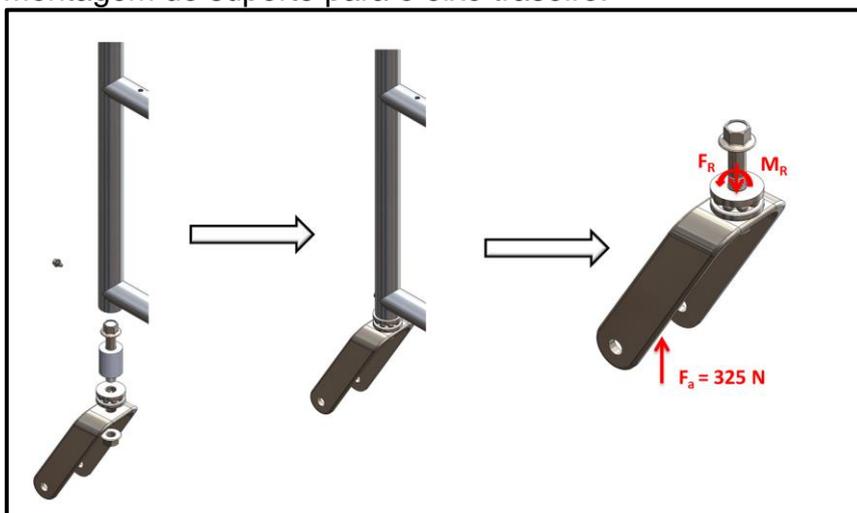


Da Figura 45, tem-se que a tensão equivalente máxima é de aproximadamente 205 MPa, da Tabela 1 verifica-se que o limite de escoamento para o aço ABNT 1040 é de 496 MPa. Então, obtém-se um coeficiente de segurança de aproximadamente 2,42 para o escoamento da chapa.

#### 4.5 Dimensionamento do suporte para o eixo traseiros (00009)

O suporte do eixo traseiro consiste em uma bucha embutida na estrutura tubular da cadeira de rodas, possui ainda um rolamento de encosto que permite o livre giro do garfo que suporta o eixo e a roda traseira da cadeira de rodas. A Figura 46 mostra a montagem e vista explodida deste suporte, bem como os esforços sob o qual ele esta submetido, mais detalhes desta montagem podem ser visto no Apêndice B.

Figura 46 – Montagem do suporte para o eixo traseiro.



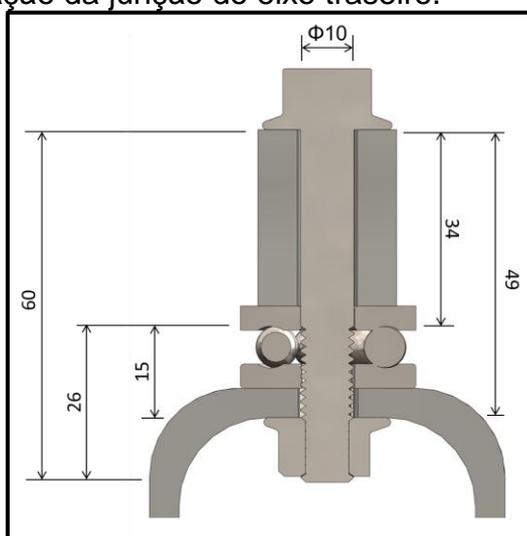
Para a seleção do rolamento de encosto, da Figura 46, tem-se que esse deve suportar a carga do eixo da roda traseira (calculada na seção 4.2.2) de 325 N.

Na Tabela A1 tem-se em destaque o rolamento de encosto selecionado, trata-se de um rolamento com dimensões de 10mmx26mmx11mm e assento plano que suporta uma carga de 17100 N.

#### 4.5.1 Aperto do parafuso (00097)

Para determinar o aperto do parafuso é preciso primeiramente conhecer a rigidez dos elementos da junção. Como é impossível determinar a rigidez do rolamento de forma analítica, esse será considerado como um elemento maciço de aço, a Figura 47 traz a vista em corte da junção parafusada que dá suporte ao eixo traseiro.

Figura 47 – Representação da junção do eixo traseiro.



A partir dos dados mostrados na Figura 47, utilizando a equação 51 e as simplificações supracitadas, determina-se a rigidez da união como:

$$K_m = EdAe \frac{Bd}{l} = 207 * 10^9 * 0,01 * 0,78715 * e^{0,001 * 0,62873 / 0,049} = \mathbf{1,65 * 10^9 N/m}$$

O parafuso mostrado na Figura 47 possui as seguintes características:

- parafuso de rosca métrica de 10 mm e passo de 1,5mm;
- área de tração ( $A_t$ ) de 57,99 mm<sup>2</sup>, da Tabela 8;
- área da seção transversal ( $A_d$ ) de 78,54 mm<sup>2</sup>;
- classe do parafuso 8.8, que da Tabela 9 possui  $S_p = 600$  MPa,  $S_y = 660$  MPa,  $S_{ut} = 830$  MPa e é construído em aço carbono;
- força de aperto ( $F_i$ ) de 700 N ou torque de 1,4 N.m.

Com os dados do parafuso acima citados e as dimensões mostradas na Figura 47, determina-se a rigidez do parafuso a partir da equação 49 como:

$$k_p = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_s} = \frac{78,54 * 10^{-6} * 57,99 * 10^{-6} * 207 * 10^9}{78,54 * 10^{-6} * 15 * 10^{-3} + 57,99 * 10^{-6} * 34 * 10^{-3}} \rightarrow$$

$$k_p = \mathbf{2,99 * 10^8 N/m}$$

Então, pela equação 53 define-se a constante da junta como:

$$C_{junta} = \frac{k_p}{k_m + k_p} = \frac{2,99 * 10^8}{1,65 * 10^9 + 2,99 * 10^8} = \mathbf{0,154}$$

A partir da equação 55 e a situação mostrada na Figura 46, tem-se que a carga no parafuso é dada por:

$$F_p = F_i + C_{junta} F = 700 + 0,154 * 325 = \mathbf{750 N}$$

Assim, tem-se da equação 56 que o coeficiente de segurança para a separação da união é dado por:

$$C_{ssep} = \frac{F_i}{F(1 - C_{junta})} = \frac{700}{325 * (1 - 0,154)} = \mathbf{2,5}$$

O coeficiente de segurança para o escoamento do parafuso é dado pelo limite de escoamento do parafuso dividido pela equação 3, assim:

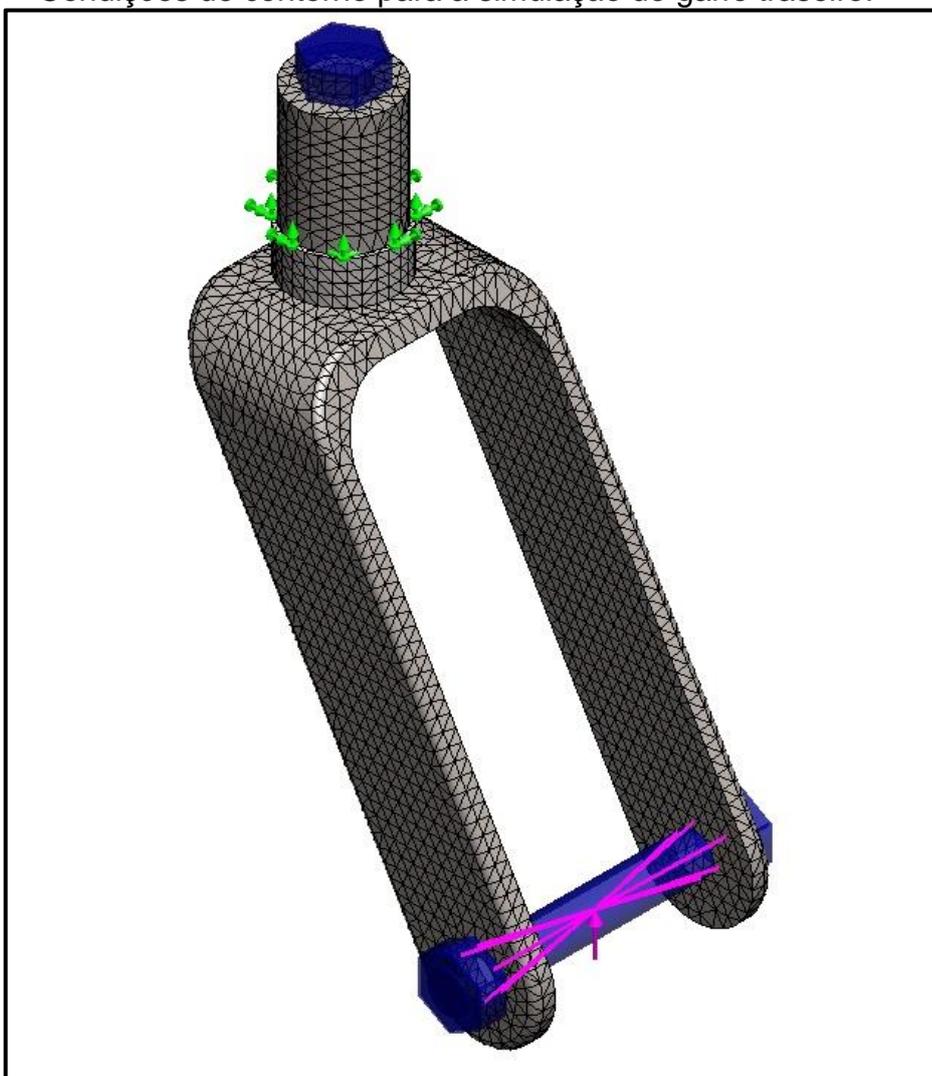
$$C_s = \frac{S_y}{\frac{F_p}{A_t}} = \frac{660 * 10^6}{\frac{750}{57,99 * 10^{-6}}} = \mathbf{51}$$

O coeficiente de segurança para o escoamento do parafuso mostra que um parafuso de classe 8.8 é superdimensionado para essa situação, mas, mesmo assim esse será mantido por motivo de padronização e para evitar trocas durante a montagem.

#### 4.5.2 Análise de tensões e deformações no garfo do eixo traseiro (00093)

Para a análise do garfo da roda traseira foi realizada uma simulação utilizando o método numérico de elementos finitos. A Figura 48 mostra as condições de contorno e malha utilizada na simulação.

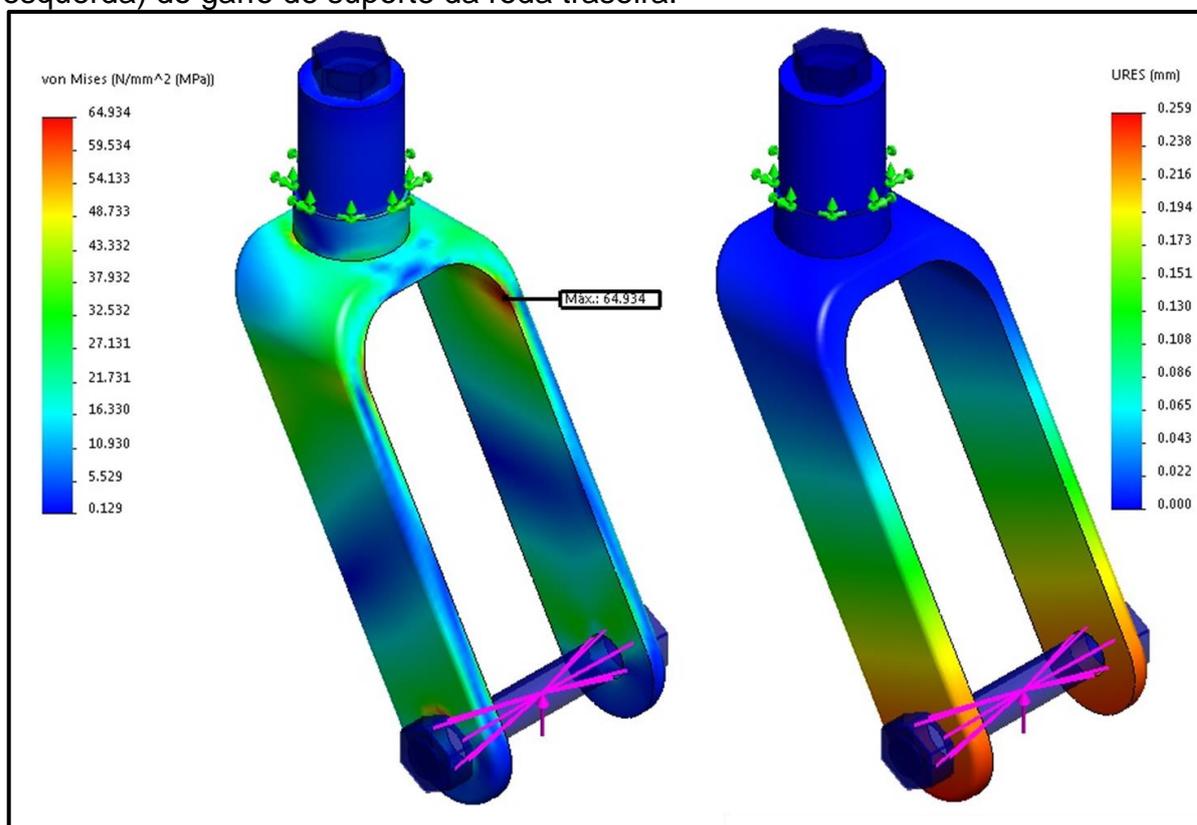
Figura 48 – Condições de contorno para a simulação do garfo traseiro.



A malha mostrada na Figura 48 sofreu sucessivos refinamentos para garantir a convergência da solução. Ainda na Figura 48, as setas em verde representam o apoio fixo (encosto) sobre o rolamento simplificado (esse é considerado como apoio fixo, pois como visto na Figura 46, o rolamento é escorado no tubo de alumínio), a flecha em roxo mostra a força de reação ao peso da estrutura e do ocupante (325 N) calculada na seção 4.2.2, por fim os parafusos em azul recebem os torques de aperto anteriormente determinados.

Os resultados da tensão equivalente de von Mises e deslocamento da simulação são mostrados na Figura 49.

Figura 49 – Tensão equivalente de von Mises (à direita) e deslocamento (à esquerda) do garfo de suporte da roda traseira.

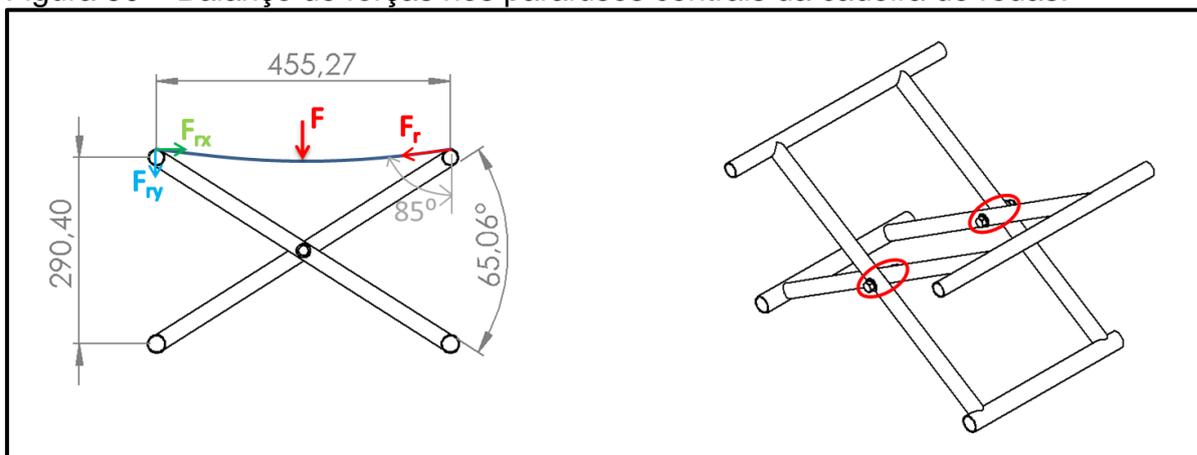


Analisando a Figura 49, tem-se que a tensão máxima no garfo que suporta a roda traseira é de aproximadamente 65 MPa, o que combinado com o material de construção do mesmo, aço ABNT 1020 com limite de escoamento de 295 MPa (da Tabela 1), resulta em um coeficiente de segurança de 4,54 para o escoamento do mesmo.

#### 4.6 Dimensionamento do parafuso que permite o recolhimento da cadeira em X (00012)

Para o dimensionamento dos parafusos que permitem que a cadeira de rodas seja dobrada, considerou-se um ângulo de  $5^\circ$  causado pela deflexão do assento (que consistem de um elemento flexível). A Figura 50 mostra os elementos que permitem o recolhimento da cadeira, bem como um balanço de forças sobre estes.

Figura 50 – Balanço de forças nos parafusos centrais da cadeira de rodas.



Da Figura 50, tem-se que os parafusos sofrerão um cisalhamento devido à força de reação ( $F_r$ ) ao peso do ocupante da cadeira de rodas ( $F = 100\text{Kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2$ ), considerando que o problema é simétrico e que a força vertical ( $F_{ry}$ ) é transferida para os suportes do assento, tem-se que apenas a força horizontal ( $F_{rx}$ ) atuará sobre os parafusos. A força horizontal ( $F_{rx}$ ) é dada por:

$$F_{rx} = \frac{F \cdot \cos(5^\circ)}{2 \cdot \sin(5^\circ)} = \frac{100 \cdot 9,81 \cdot \cos(5^\circ)}{2 \cdot \sin(5^\circ)} \approx 5606 \text{ N}$$

Assim, considerando que são dois parafusos, tem-se que cada parafuso deverá resistir a uma força cisalhante de 5606. Como o parafuso não sofrera nenhuma carga este pode ser dimensionado utilizando a equação 4. Tomando-se a tensão admissível como o limite de escoamento para um parafuso classe 4.6 (240MPa, da Tabela 9 e  $A_t = 57,99 \text{ mm}^2$ , da Tabela 8) dividido pelo coeficiente de segurança ( $C_s$ ) e diâmetro do parafuso de 10 mm, tem-se:

$$\frac{S_y}{C_s} = \frac{F_{rx}}{A_t} \rightarrow C_s = \frac{240 \cdot 10^6}{\left(\frac{5606}{57,99 \cdot 10^{-6}}\right)} \approx 2,48$$

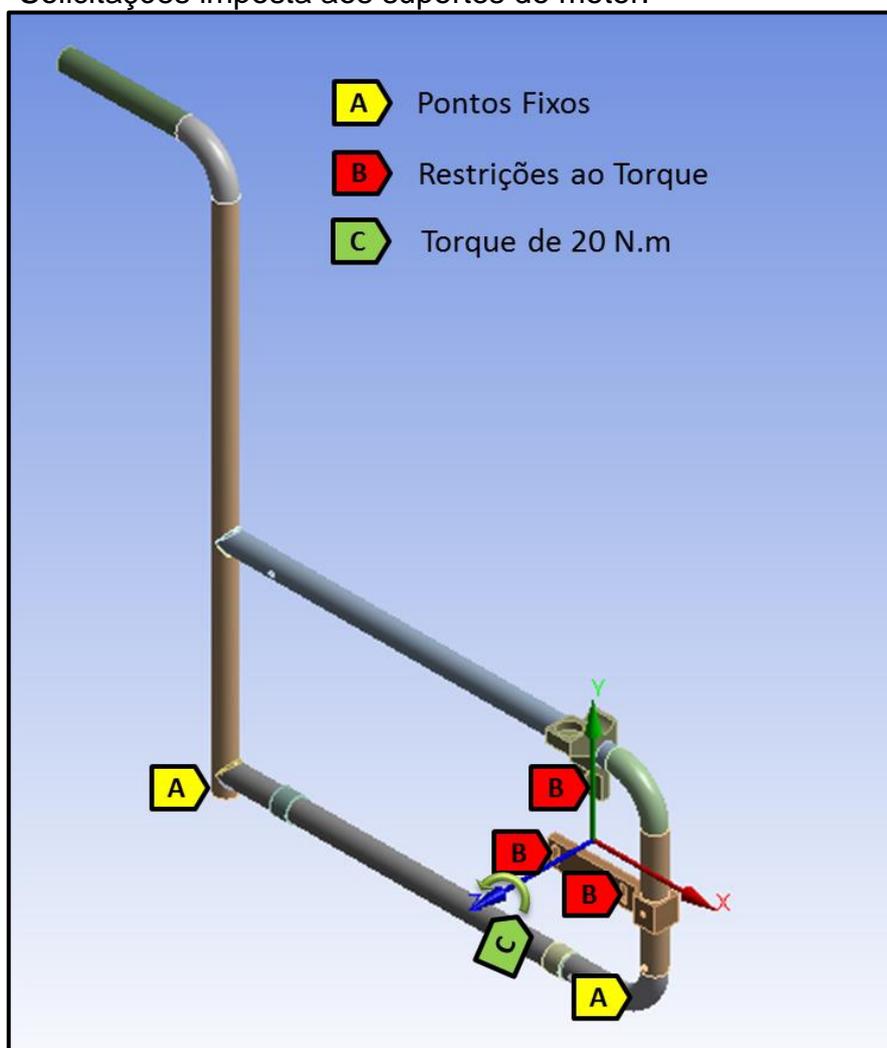
Então, com um coeficiente de segurança de 2,48 para o escoamento do material, define-se um parafuso para a fixação das peças que permitem o recolhimento da cadeira de rodas com as seguintes características:

- classe ISO 4.6;
- rosca métrica M10 com passo de 1,5 mm;
- comprimento total de 65 mm com 26 mm de comprimento de rosca.

#### 4.7 Projeto dos elementos de fixação dos motores e baterias (00013 e 00014)

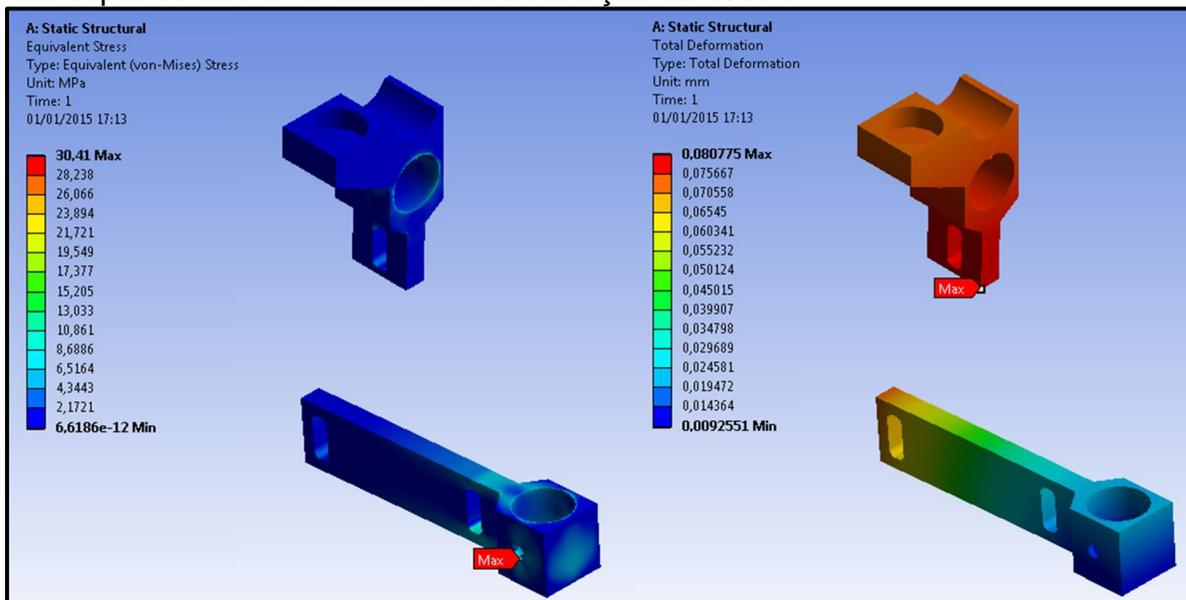
A fixação do motor na estrutura da cadeira de rodas será feita através de duas peças fundidas da liga de alumínio A356.0 (peças código 00013 e 00014 da BOM). Para determinar se essas resistem às solicitações impostas pelo torque exercido pelo motor foi realizada uma análise pelo MEF. Na análise um torque virtual de 20 N.m foi aplicado na posição em que estariam os eixos dos motores, este torque teve ainda como restrições os furos de fixação das peças. A Figura 51 mostra a situação descrita.

Figura 51 – Solicitações imposta aos suportes do motor.



Os resultados de deslocamento e tensões equivalentes de von Mises da situação mostrada na Figura 51 estão explícitos na Figura 52. Nestes resultados optou-se por mostrar apenas os suportes, utilizando uma escala de deformação de 150:1, com o objetivo de melhorar a visualização dos mesmos.

Figura 52 – Tensões equivalentes de von Mises (direita) deslocamento (esquerda) nos suportes do motor escala de deformação de 150:1.

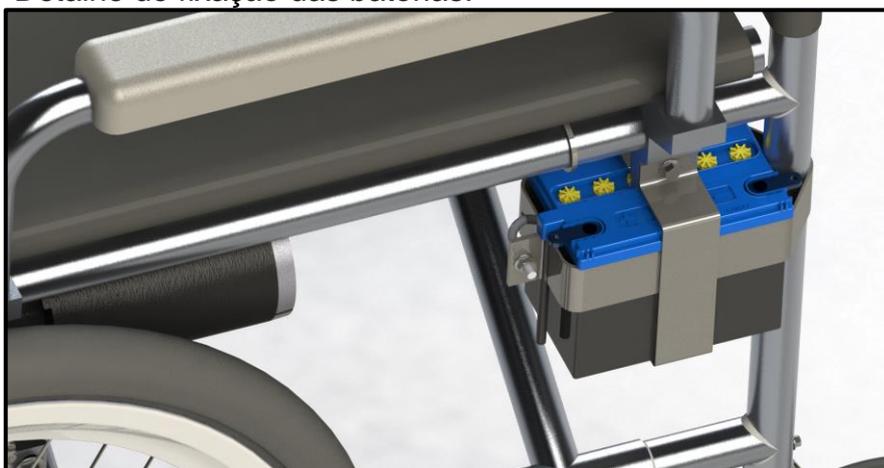


Da análise mostrada na Figura 52, tem-se que a tensão equivalente de von Mises máxima é de aproximadamente 30 MPa, o que é satisfatório considerando a resistência ao escoamento da liga A356.0 que é de 180MPa. A Figura 52 traz ainda que o deslocamento máximo no suporte é de 0,08 mm, como este deslocamento é muito pequeno, não terá influência negativa na fixação do motor.

A montagem e fixação do motor, bem como os componentes envolvidos, são vistas em maiores detalhes no Apêndice B, onde os parafusos código 00033 receberão torque de aperto de 0,16 N.m.

Para o suporte das baterias, optou-se pela utilização de braçadeiras ajustáveis para poste (BAP, peças 00018 e 00019 na BOM), esta escolha foi feita devido ao baixo preço e grande disponibilidade das mesmas. A Figura 53 mostra como será realizada a fixação das baterias à estrutura da cadeira de rodas.

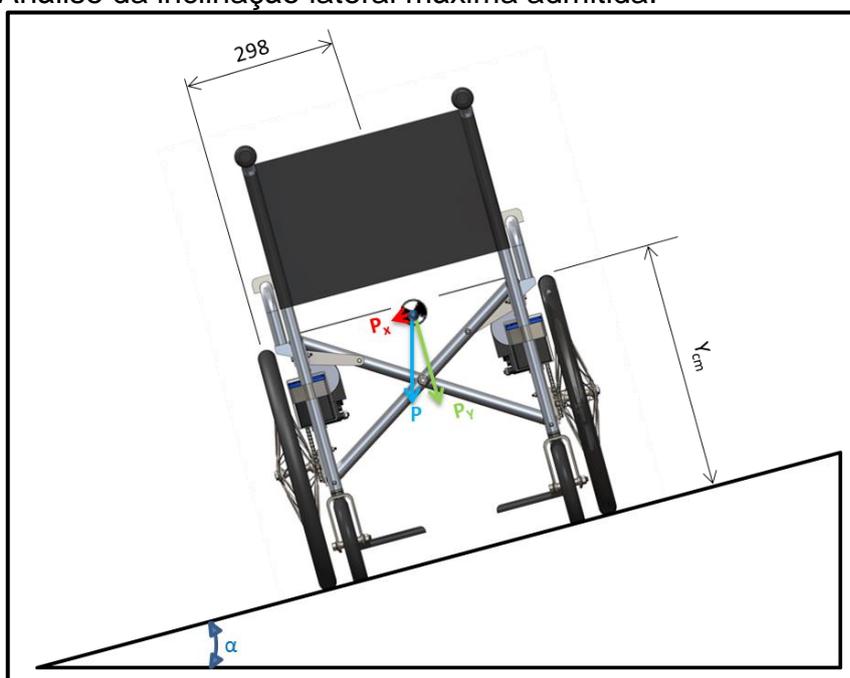
Figura 53 – Detalhe de fixação das baterias.



#### 4.8 Inclinação lateral máxima

Uma característica muito importante para uma cadeira de rodas é a inclinação máxima lateral que a mesma admite sem que ocorra o tombamento. Para determinar qual a máxima inclinação lateral admitida é preciso determinar o centro de gravidade vertical da cadeira de rodas mais ocupante, pois é nele que atua a força peso. A Figura 54 traz a vista posterior da situação em que a cadeira de rodas se encontra em um piso inclinado lateralmente em um ângulo  $\alpha$ , com a força peso ( $P$ ) do conjunto ocupante e cadeira de rodas atua no centro de gravidade do mesmo.

Figura 54 – Análise da inclinação lateral máxima admitida.



O centro de massa ( $Y_1$ ) e massa ( $m_1$ ) da cadeira de rodas são definidos a partir da Figura 25 como:  $Y_1 = -156$  mm e  $m_1 = 24,3$  kg. O centro de massa do ocupante pode ser definido analisando-se a Tabela 11. Desta análise, tem-se que a situação que mais se adequa à de um cadeirante sentado na cadeira de rodas é a 4 mostrada na Tabela 11, de onde se tem que os coeficientes A, B e C utilizados para determinar o centro de massa do ocupante a partir da equação 58 são:

- $A = 0,344$ ;
- $B = -0,004$ ;
- $m_2 = \text{Peso} = 100$  kg  $\approx 220$  lb;
- $C = 7,327$ .

Utilizando os valores supracitados e considerando um ocupante com uma altura entre 190 e 160, ou seja, 175 cm, a partir da equação 58, tem-se que o centro de gravidade vertical (medido do topo da cabeça do ocupante até o quadril) do ocupante ( $Y_o$ ) é dado por:

$$C_m = Y_o = 0,334 * 175 - 0,004 * 220 + 7,327 = 65 \text{ cm} \rightarrow Y_o = \mathbf{650 \text{ mm}}$$

Como  $Y_o$  é medido a partir do topo da cabeça até o quadril do ocupante deve-se descontar ainda a altura do assento da cadeira de rodas para obter-se uma estimativa adequada do centro de gravidade vertical ( $Y_2$ ) com referencia ao assento da cadeira de rodas. Assim:

$$Y_2 = 650 - 433 = 217 \text{ mm}$$

Assim, o centro de gravidade vertical ( $Y_{cm}$ ) do conjunto cadeira de rodas mais ocupante pode ser determinado utilizando a equação 59 como:

$$C_{my} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{m_1 Y_1 + m_2 Y_2}{m_1 + m_2} = \frac{24,3 * -156 + 100 * 217}{24,3 + 100} \rightarrow$$

$$Y_{cm} \approx 433 + 144 = \mathbf{577 \text{ mm}}$$

O ângulo crítico de tombamento da cadeira de rodas acontece quando o ângulo  $\alpha$  (da Figura 54) é tal que a reação normal na roda da parte mais elevada da rampa é igual à zero. Assim, pelo somatório dos momentos no ponto de contato da roda com a rampa na parte mais baixa da mesma obtém-se a inclinação crítica de tombamento. Então tomando a situação da Figura 54 e a equação 2, sentido anti-horário positivo e no caso estático em que  $\vec{a} = 0$ , tem-se:

$$P_x * Y_{cm} - P_y * 298 = P * \text{sen}(\alpha) * 577 - P * \text{cos}(\alpha) * 298 = 0 \rightarrow$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{298}{577}\right) \Rightarrow \alpha \approx \mathbf{27^\circ}$$

Portanto, a inclinação máxima admissível é  $27^\circ$ , considerando que a inclinação máxima para rampas prevista pela norma ABNT 9050 é de aproximadamente  $7^\circ$ , pode-se dizer que a cadeira de rodas possui um coeficiente de segurança de 3,86 contra o tombamento lateral, ou  $13,5^\circ$  para um coeficiente de segurança de 2.

#### 4.9 Descrição dos processos de fabricação dos componentes

Nesta seção do projeto serão detalhados os processos de fabricação dos componentes que não serão comprados, os códigos que aparecem entre parênteses

nos títulos das subseções se referem aos códigos da BOM de cada peça, que podem ser vistos na Tabela 16. Alguns dos parâmetros da fabricação não serão detalhados, pois, podem depender do fabricante do equipamento utilizado para o processo.

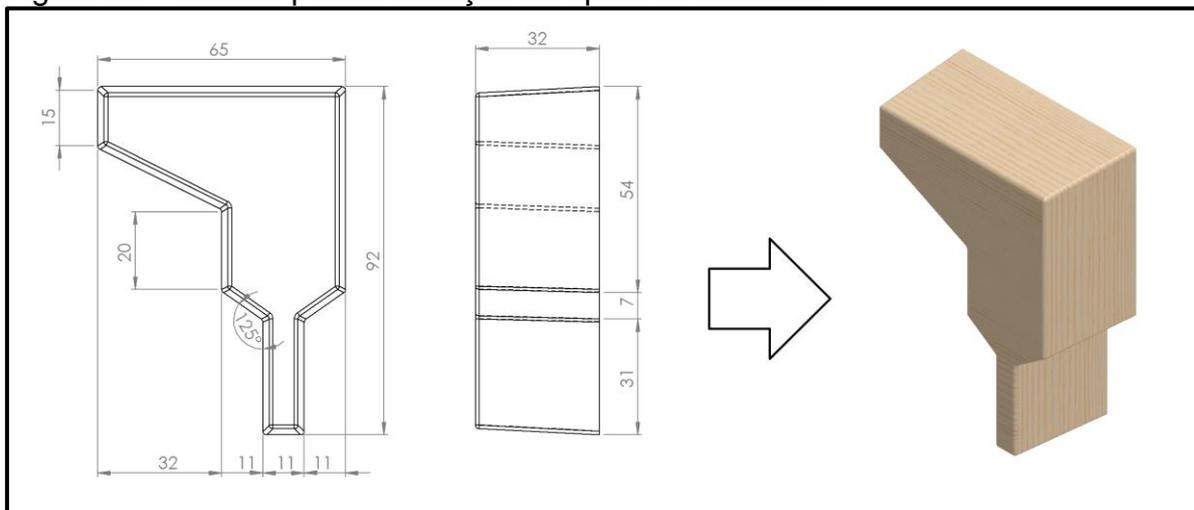
#### 4.9.1 Peças que permite o recolhimento da cadeira em “x” (00001 e 00003)

Estes componentes consistem em tubos de alumínio da liga ABNT 6061-T6 soldados. Primeiramente os tubos serão cortados nas dimensões descritas no Apêndice A, posteriormente serão soldados. Como o material a ser soldado consiste na liga de alumínio 6061 optou-se pela utilização da solda do tipo TIG (sigla do inglês para *Tungsten Inert Gas*), este tipo de solda depende fortemente do material a ser soldado, cada material utiliza uma vareta de solda diferente. Pelas propriedades da solda foi selecionada a vareta de solda 5183 (ISO AlMg4.5Mn0.7(A)) com 2,4 mm de diâmetro, suas propriedades podem ser vistas na Tabela A3.

#### 4.9.2 Suporte do motor e apoio do assento (00013)

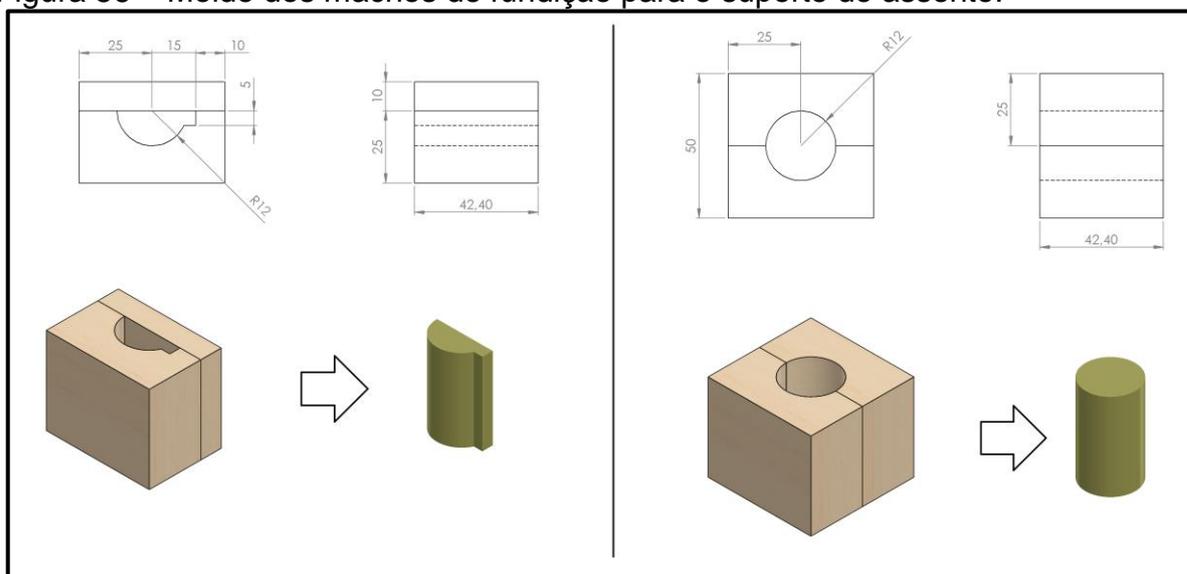
O suporte que serve como apoio do assento e fixação do motor é feito pelo processo de fundição por gravidade em areia verde, utilizando a liga de alumínio fundido 356. A Figura 55 mostra as dimensões do modelo construído em madeira, este modelo possui uma inclinação de 3 graus, para o desmolde, e um volume 6,5% maior do que a peça desejada, para compensar a contração do material ao resfriar.

Figura 55 – Modelo para a fundição do apoio do assento.



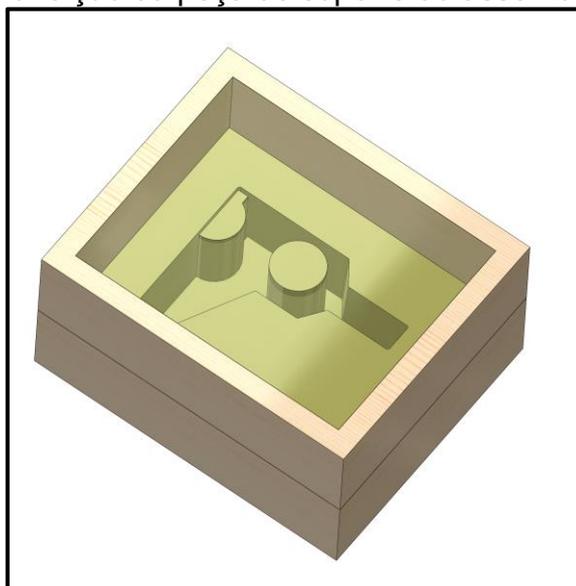
Para fazer os furos principais serão utilizados machos de areia verde, os moldes para a construção destes machos são mostrados na Figura 56. Esses possuem um diâmetro menor do que o desejado, pois, uma posterior usinagem será necessária para obtenção de maior precisão e melhor acabamento.

Figura 56 – Molde dos machos de fundição para o suporte do assento.



A partir do modelo mostrado na Figura 55 e dos machos mostrados na Figura 56, será construído o molde de fundição como mostra a Figura 57, lembrando ainda que o dimensionamento do canal de alimentação e massalote são necessários, mas não serão abordados nesta etapa do projeto.

Figura 57 – Molde de fundição da peça de suporte do assento.

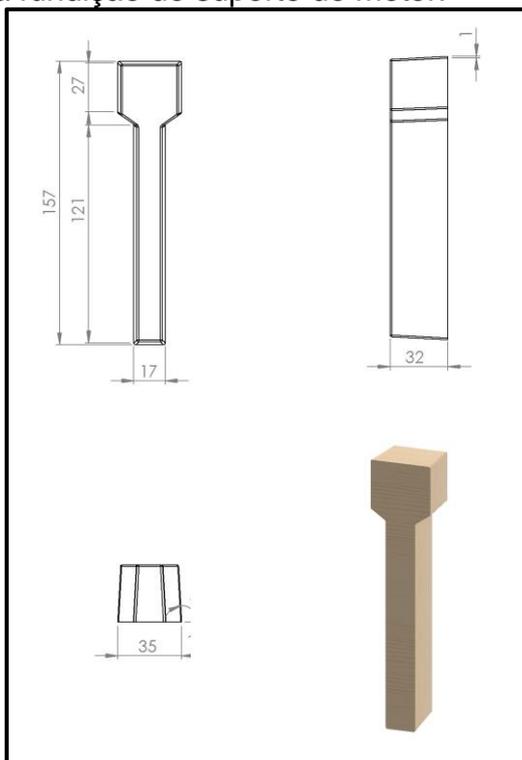


Posteriormente a fundição, faz-se necessária a usinagem dos furos da peça e remoção de um possível excesso de material para obtenção das dimensões mostradas no Apêndice A.

### 4.9.3 Suporte do motor (00014)

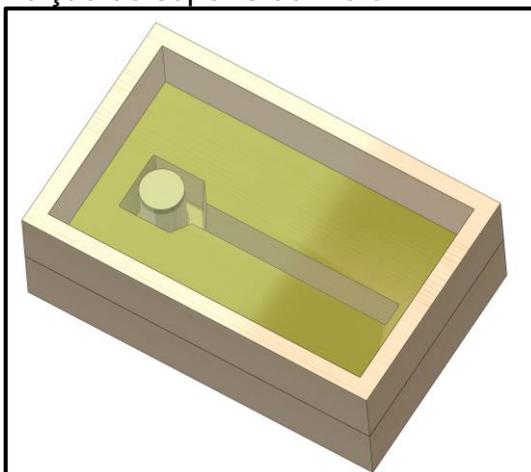
O suporte do motor será construído por fundição por gravidade em areia verde utilizando a liga de alumínio A356. A Figura 58 mostra o modelo utilizado para a construção do molde de fundição, o modelo possui dimensões 6,5% maiores do que a peça para compensar a contração do material.

Figura 58 – Modelo para fundição do suporte do motor.



Utilizando o macho mostrado na direita da Figura 56 constrói-se o molde de fundição mostrado na Figura 59, lembrando ainda que o dimensionamento do canal de alimentação e massalote são necessários, mas não serão abordados nesta etapa do projeto.

Figura 59 – Molde de fundição do suporte do motor.

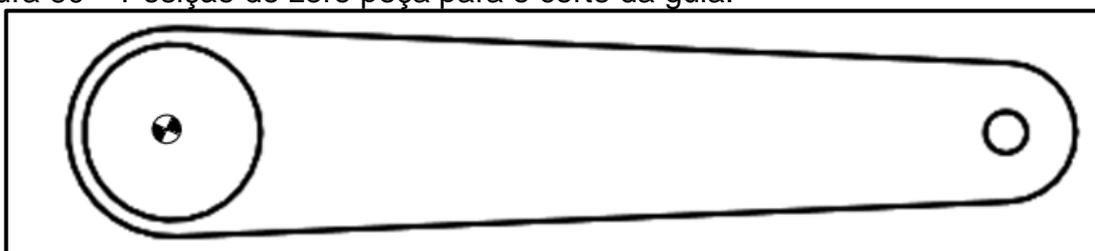


Posteriormente a fundição, o componente passa por um processo de usinagem para realização dos furos e remoção de excesso de material, deixando a peça nas dimensões especificadas no desenho técnico encontrado no Apêndice A.

#### 4.9.4 Guia de fechamento da cadeira de rodas (00024)

A guia que permite o fechamento da cadeira em “duplo x” pode ser fabricada utilizando um equipamento de corte a plasma CNC (Comando numérico computadorizado). A seguir tem-se o comando em código G para realização do corte de uma chapa de aço 1020 de 3 mm de espessura nas dimensões da guia, que são mostradas no Apêndice A. Como o equipamento em que a peça seria produzida não é conhecido, o código G é apresentado de forma genérica e não contém informações de preset, compensação da ferramenta e iniciará do zero peça que deverá ser definido no preset como mostra a Figura 60.

Figura 60 – Posição do zero peça para o corte da guia.



Assim, o código G para cortar a peça é:

G00 Z1	X130 Y0
X12,7 Y0	G01 Z0
G01 Z0	G03 X120 Y10 R3
G03 X12,7 Y0 R12,7	G01 X0 Y15
G00 Z1	G03 X0 Y-15 R12,7
X104,3 Y0	G01 X120 Y-10
G01 Z0	G03 X130 Y0 R3
G03 X104,3 Y0 R3	G00 Z1
G00 Z1	

Como a guia não tem função estrutural, servindo apenas para evitar a separação das laterais durante o fechamento da cadeira, está será parafusada a estrutura utilizando um parafuso e porca rosca M5 com comprimento de 40 mm e comprimento de rosca de 16 mm, utilizando um torque de aperto de 0,1 N.m.

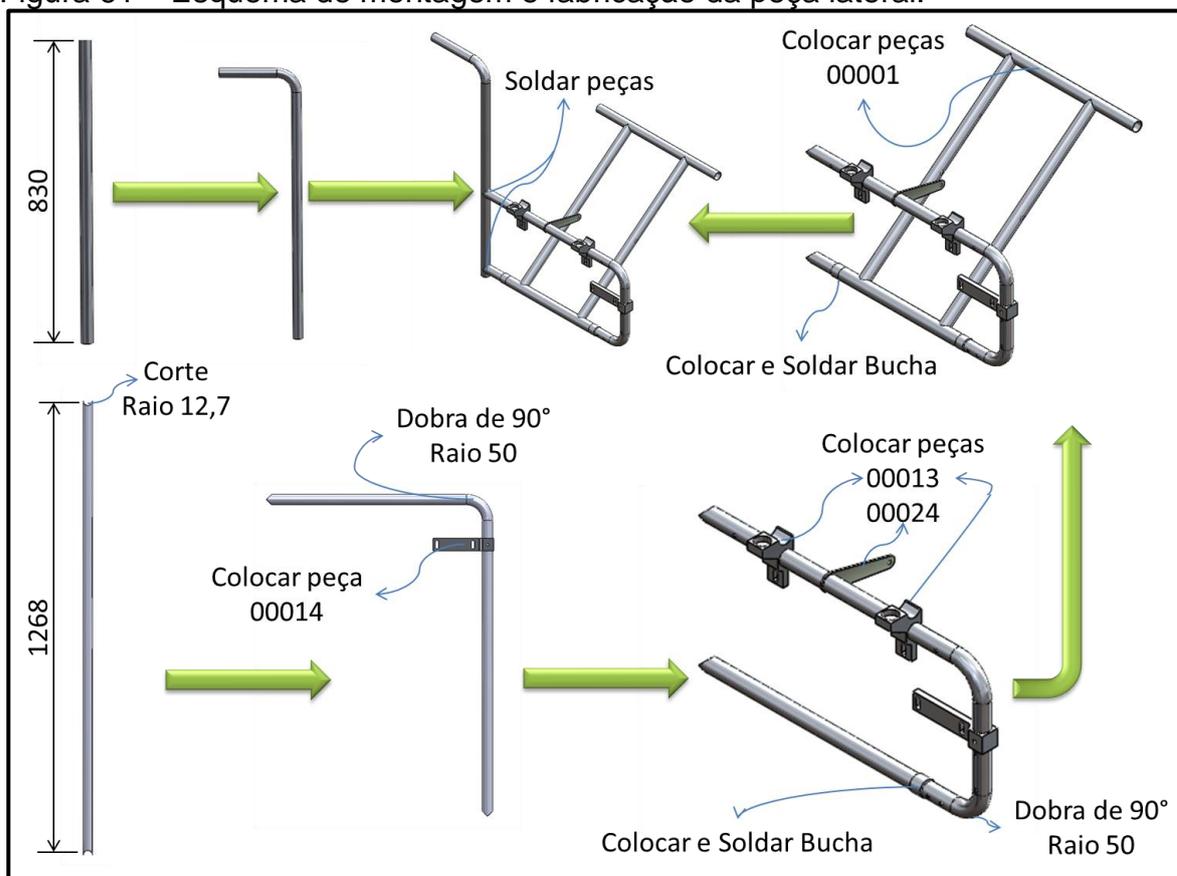
#### 4.9.5 Componente lateral da cadeira de rodas (00002)

Como a lateral da cadeira de rodas possui peças não bipartidas concêntricas com a estrutura, essa deve ser fabricada e montada ao mesmo tempo. Para construção e montagem da mesma são utilizados dois processos, o primeiro é o processo de dobramento, feito em uma dobradeira de tubos e o segundo é do de soldagem.

Assim como no caso dos componentes que permitem o dobramento da cadeira em x, a lateral também será soldada utilizando a solda TIG com vareta de solda Er5183 (ISO AIMg4.5Mn0.7(A)) com 2,4 mm de diâmetro, cujas propriedades podem ser vistas na Tabela A3.

As etapas de fabricação e montagem deste componente são mostradas de forma esquemática na Figura 61, as dimensões de cada peça são dadas pelos desenhos técnicos encontrados no Apêndice A.

Figura 61 – Esquema de montagem e fabricação da peça lateral.



Os códigos vistos na Figura 61 correspondem ao código de cada peça a ser inserida na montagem, a relação de códigos e peças pode ser vista na Tabela 16.

A montagem da Figura 61 deve ser repetida para a segunda lateral com a única alteração de inserir a 00003 na etapa em que a peça 00002 foi inserida.

#### 4.9.6 Chapa de fixação do eixo dianteiro (00004)

A chapa de fixação para o eixo da roda dianteira será construída a partir de uma chapa de aço ABNT 1040 de 10 mm de espessura, o processo escolhido para a fabricação desta peça é o corte a plasma em um equipamento CNC. Como o equipamento em que a peça é produzida não é conhecido, o código G apresentado a seguir não contém informações de preset, compensação da ferramenta e o zero peça será definido no canto inferior direito componente.

Assim, o código G para o corte da peça código 00004 é:

G00 Z1	X35 Y12.7
X112.7 Y62.7	G01 Z0
G01 Z0	G03 X35 Y12.7 I-3 J0
X112.7 Y77	G00 Z1
X0 Y77	X65 Y47
X0 Y0	G01 Z0
X50 Y0	G03 X65 Y47 I-5 J0
G03 X112.7 Y62.7 I0 J62.7	G00 Z1
G00 Z1	X103 Y70
X10 Y12.7	G01 Z0 F10
G01 Z0	G03 X103 Y70 I-3 J0
G03 X10 Y12.7 I-3 J0	G00 Z1
G00 Z1	

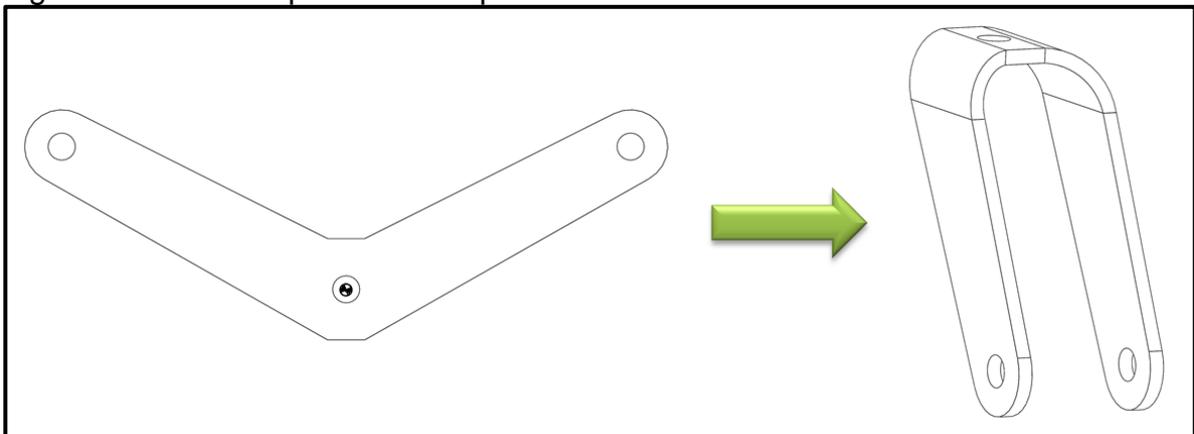
#### 4.9.7 Garfo de fixação do eixo traseiro (00093)

O garfo para a roda traseira é construído em duas etapas, a primeira consiste em um corte a plasma de uma chapa de aço ABNT 1020 de 5 mm de espessura e a segunda no dobramento da chapa nas dimensões mostradas no Apêndice A. A seguir tem-se o código G para o corte da peça em um equipamento de corte a plasma CNC.

G00 Z1	X7.5 Y-20.6
X-109.5 Y58	X122.5 Y45
G01 Z0	G03 X108.2 Y71.4 R15
G03 X-109.5 Y58 R5.5	G00 Z1.0
G00 Z1	X5.5Y0
X108.2 Y71.4	G01 Z0
G01 Z0	G03 X5.5 Y0 R5.5
X7.5 Y20.6	G00 Z1
X-7.5 Y20.6	X120.5 Y58
X-108.2 Y71.4	G01 Z0
G03 X-122.4 Y45 R15	G03 X120.5 Y58 R5.5
G01 X-7.5 Y-20.6	G00 Z1

A Figura 62 mostra o corte realizado pelo código acima descrito, bem como o local do zero peça e a dobra que deverá ser realizada para obtenção da peça final.

Figura 62 – Corte a plasma do suporte do eixo traseiro.



#### 4.9.8 Fabricação da árvore I (01523 e 01623)

A árvore I da transmissão (que pode ser vista no esquema da Figura 36) é construída pelo processo de usinagem em um torno CNC. A seguir tem-se o código G para a usinagem da peça a partir de um tarugo de aço ABNT 4340 normalizado de 15 mm de diâmetro e 75,24 mm de comprimento. Como o equipamento em que o eixo seria produzido não é conhecido, o código G apresentando não leva em conta preset da máquina, compensação da ferramenta e considera que o zero peça é definido no início das castanhas.

Assim, o código G para usinar a peça é:

T0101(ferramenta de desbaste)	G00 X17 Z61.24	T0101 (ferramenta de desbaste)
G54	G01 X11 F.25	G54
G96 S200	G00 X17	G96 S200
G92 S2500 M03	Z23.5	G92 S2500 M03
G00 X16 Z65.24	G01 X11 F.25	G00 X16 Z65.24
G01 X15 F.25	G00 X17	G01 X15 F.25
Z5	Z10.5	Z50
G00 X17 Z65.24	G01 X11 F.25	G00 X17 Z65.24
G01 X13 F.25	G00 X90	G01 X13 F.25
Z54.94	M0 (pausa o programa para vira peça)	Z55.24
G00 X90 Z76		G00 X90 Z90
T0201 (ferramenta direita de canal 2mm)	G21 G40 G90 G95	M30

#### 4.10 Estimativa de preço de um protótipo

Para a realização da estimativa de preço da cadeira de rodas proposta realizou-se uma pesquisa na internet através de e-mails, buscando pelo preço dos componentes. Como nenhum fornecedor foi desenvolvido é notório que o preço estipulado será maior do que o preço de uma produção em larga escala, principalmente para os itens comprados, já que os itens fabricados foram cotados a partir do preço da hora máquina, que leva em conta grandes produções.

Os componentes da cadeira de rodas foram subdivididos em três categorias, itens comprados, itens fabricados e matéria prima. A Tabela 19 traz os preços dos componentes comprados que compõem a cadeira de rodas.

Tabela 19 – Preço dos componentes comprados.

Código	Preço Lote [R\$]	Qtd no lote	Preço da unidade [R\$]	Qtd na cadeira	Total [R\$]
00005	16,2	100	0,16	14	2,27
00006	--	--	50,00	2	100,00
00007	126,5	100	1,27	2	2,53
00008	75,58	100	0,76	2	1,51
00094	75,58	100	0,76	4	3,02
00096	84	100	0,84	2	1,68
00097	16,2	100	0,16	2	0,32
00098	57,8	2	28,90	2	57,80
00010	8,9	100	0,09	2	0,18
00011	--	--	188,00	2	376,00
00012	82	100	0,82	2	1,64
00015	--	--	250,00	2	500,00
00153	--	--	4,50	2	9,00
00018	--	--	6,40	2	12,80
00019	--	--	6,40	2	12,80
00020	16,2	100	0,16	2	0,32
00021	--	--	42,30	1	42,30
00022	--	--	42,30	1	42,30
00025	8,9	2	4,45	2	8,90
00027	--	--	6,30	2	12,60
00029	--	--	18,9	1	18,90
00030	--	--	18,9	1	18,90
00031	17,95	100	0,18	16	2,87
00032	34,23	100	0,34	6	2,05
00033	62,9	100	0,63	6	3,77
<b>Total</b>					<b>1234,48</b>

Fonte: Tabela elaborada pelo autor.

Os custos em matéria prima para a construção dos componentes fabricados são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 – Estimativa dos custos em matéria prima.

Material	Dimensões	Lote	Preço lote	Qtd necessária	Preço
Tubo liga ABNT 6061-T6	25,4X6000X1,59	6000 mm	50,00	9654,00	80,45
Chapa de aço ABNT 1020	--	1 kg	2,60	0,16	0,41
Chapa de aço ABNT 1040	--	1 kg	?	0,30	?
Vareta TIG 5183	2,4 mm	1 kg	56,90	0,25	14,23
Alumínio 356.0	--	1kg	5,43	0,75	4,08
<b>Total</b>					<b>99,17</b>

Fonte: Tabela elaborada pelo autor.

Para estimar os custos de fabricação dos componentes realizou-se uma pesquisa do custo da hora máquina do processo envolvido, as horas de fabricação

por peça foram estimadas de acordo com os códigos G gerados na seção anterior e a mão-de-obra foi definida através do piso salarial dos metalúrgicos para o ano de 2015. A estimativa do preço de fabricação de cada peça é apresentada na Tabela 21.

Tabela 21 – Estimativa do preço de fabricação dos componentes.

<i>Item</i>	<i>Horas de fabricação por peça [h]</i>	<i>Mão-de-obra [R\$/h]</i>	<i>Preço hora máquina [R\$/h]</i>	<i>Qtd.</i>	<i>Total [R\$]</i>
00001	0,170	4,70	--	1	0,80
00002	0,300	4,70	--	2	2,82
00003	0,170	4,70	--	1	0,80
00004	0,002	Inclusa na hora máquina	120,87	2	0,48
00093	0,003	Inclusa na hora máquina	120,87	2	0,73
01523	0,013	Inclusa na hora máquina	120,2	2	3,13
00023	0,030	4,70	--	2	0,28
00024		Inclusa na hora máquina	120,87	2	0,00
00028	0,08	4,70	--	2	0,75
Montagem	0,5	4,70	--	--	2,35
<b>Total</b>					<b>9,79</b>

Fonte: Tabela elaborada pelo autor.

Assim, somando os totais das Tabelas 19, 20 e 21, tem-se o preço estimado de produção de uma cadeira de rodas motorizada em R\$ 1400,00, acrescentando-se um pequeno valor para alguns itens que não puderam ser cotados.

#### 4.11 Dimensões e especificações finais

Nesta seção serão apresentadas algumas das características e especificações finais da cadeira de rodas motorizada desenvolvida.

O torque de aperto de alguns parafusos não foi especificado, pois estes tem apenas papel de fixação e não possuem solicitações externas. A Tabela 22 traz o torque que deve ser empregado em cada parafuso de acordo com os códigos.

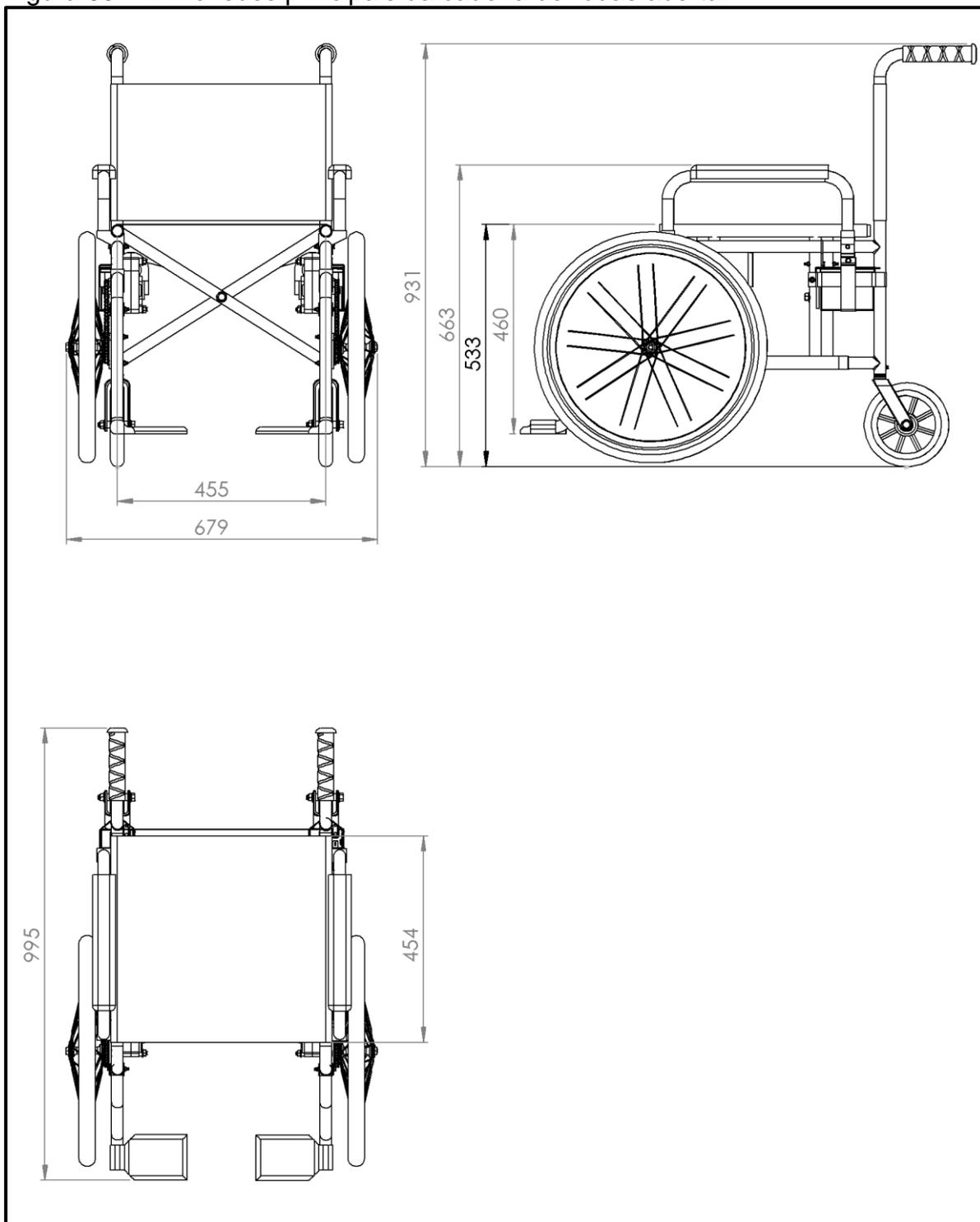
Tabela 22 – Torque nos parafusos.

<b>Parafuso</b>	<b>Torque [N.m]</b>	<b>Parafuso</b>	<b>Torque [N.m]</b>
00007	0,2	00010	0,1
00005	Ver Tabela 18	00012	0,2
00096	0,2	00020	0,1
00097	1,4	00033	0,16

Fonte: Tabela elaborada pelo autor.

A Figura 63 traz algumas das dimensões da cadeira de rodas, comparando com as dimensões apresentadas na Figura 22, tem-se que estas atendem as especificações da norma.

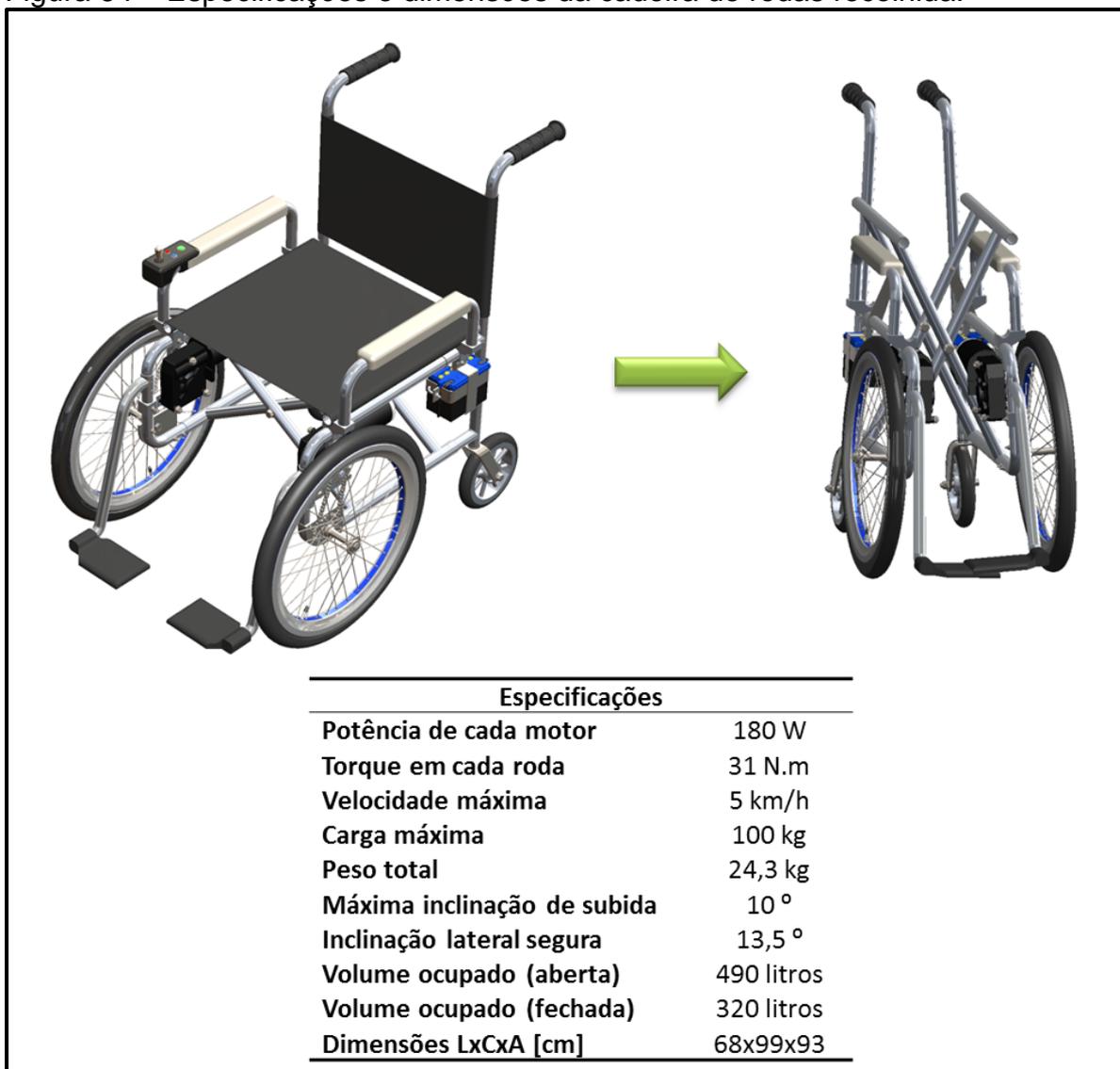
Figura 63 – Dimensões principais da cadeira de rodas aberta.



A Figura 64 mostra as especificações de potência, inclinação lateral máxima segura bem como outras características interessantes a um possível comprador da cadeira de rodas. Ainda na Figura 64 pode-se observar onde serão fixados os

controles da cadeira de rodas, estes são meramente ilustrativos já que não foram abordados neste trabalho.

Figura 64 – Especificações e dimensões da cadeira de rodas recolhida.



## 5 CONCLUSÕES

As análises realizadas provam que a concepção proposta é viável, o que resulta em uma cadeira de rodas motorizada mais leve.

Considerando a estrutura da cadeira de rodas como estática, obteve-se uma tensão equivalente máxima de aproximadamente 55 MPa na mesma, que quando combinada com o material selecionado para sua construção (liga alumínio ABNT 6061) apresenta um coeficiente de segurança maior que 4 para o escoamento do material, fato que prova que a construção da cadeira de rodas é viável utilizando o material e a estrutura propostos, mantendo-se uma segurança aceitável.

Mostrou-se também a possibilidade de adequação do projeto da transmissão em relação ao motor elétrico selecionado. Sendo esta construída em dois estágios, onde o primeiro é composto por um par sem-fim e coroa com relação de redução de 25:1 e o segundo de rodas dentas e corrente com relação de redução de aproximadamente 1,57:1.

A utilização do segundo estágio de redução feita por rodas dentada e corrente em uma primeira análise pode ser considerada como negativa, mas, essa simplificou bastante o projeto, pois proporcionou uma maior liberdade de fixação dos motores e a utilização da redução original do motor (cujo projeto foi refeito durante o trabalho). Essa permitiu também a utilização de rodas de bicicleta de catraca simples como rodas de tração, o que diminui consideravelmente os custos da cadeira de rodas e permite que a mesma seja movimentada por terceiros mesmo com as baterias sem carga.

Quanto aos custos do projeto, chegou-se a um valor estimado de R\$ 1400,00 para a construção de um protótipo, considerando uma estimativa de lucro de 30% da indústria e 40% do varejo, a cadeira de rodas sairia a um preço aproximado de R\$ 2550,00 (sem os controles), o que implica em uma diminuição considerável do preço se comparados aos preços de similares já em comercialização. Este preço cairia consideravelmente no caso de uma produção em larga escala, pois componentes como motores e baterias, que juntos representam 60% dos custos, poderiam ser adquiridos a preços de indústria e não de varejo com o desenvolvimento de fornecedores.

## REFERÊNCIAS

ALCOA. **Perfis extrudados de alumínio**: ligas e têmperas de extrusão. 2010. 54 p. Disponível em: <  
[http://www.alcoa.com/brasil/pt/resources/pdf/industria/catalogo\\_ligas\\_temperas\\_2010.pdf](http://www.alcoa.com/brasil/pt/resources/pdf/industria/catalogo_ligas_temperas_2010.pdf)>. Acesso em: 13 de julho de 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 6892**:  
Materiais metálicos — Ensaio de Tração. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.

\_\_\_\_\_. **NBR 9050**: Acessibilidade e edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos. Rio de Janeiro: ABNT, 2004. 97p.

AZEVEDO, A. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. 1ª Ed. FEUP. Portugal, 2003. Disponível em: <  
[http://civil.fe.up.pt/pub/apoio/ano5/mnae/pdf/Apontamentos/Livro\\_MEF\\_AA.pdf](http://civil.fe.up.pt/pub/apoio/ano5/mnae/pdf/Apontamentos/Livro_MEF_AA.pdf) >. Acesso em: 30 de junho de 2014.

BACK, N.; OGLIARI, A.; DIAS, A.; SILVA J. C. da. **Projeto integrado de produtos**: planejamento, concepção e modelagem. Barueri, SP: Manole, 2008. 601 p.

BEER, F. P; JOHNSTON, E. R. Jr. **Resistência dos materiais**. Tradução e revisão técnica Celso Pinto Moraes Pereira. 3ª ed. São Paulo: Pearson Makron Books, 1995. 1255 p.

Bosch, R. **Manual de tecnologia automotiva**. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquina de Shigley: Projeto de engenharia mecânica**. Tradução técnica João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 8ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2011. 1084 p.

CARRIEL, I. R. R.; PASCHOARELLI, L. C. **Design ergonômico de cadeira de rodas para idosos**. In: PASCHOARELLI, L. C.; MENEZES, M.S. (Org.). **Design e ergonomia: aspectos tecnológicos**. São Paulo: Editora UNESP; São Paulo: Cultura Acadêmica, 2009. p. 33-54.

CLETO, M. G. Método proposto para a realização da atividade de Benchmarking: uma experiência no setor automotivo. UFPR, [2004?].

DUL, J.; WEERDMEESTER, B. **Ergonomia prática**. Tradução Itiro Lida. 3ª ed. São Paulo: Blucher, 2012. 163 p.

GERDAU. **Manual de Aços**. 2003. 105 p. Disponível em: <[ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec\\_NOTURNO/TM343/07catalogo\\_acos\\_gerdau.pdf](ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM343/07catalogo_acos_gerdau.pdf)>. Acesso em: agosto de 2013.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4ª edição. São Paulo: Atlas, 2002. 175 p.

HECKE, M. B. **Métodos dos elementos finitos aplicados à engenharia de estruturas**: estudo de uma viga parede com abertura. Versão 1.0.0.0. UFPR. Paraná, 2010. Notas de aula. Disponível em: <[http://www.cesec.ufpr.br/disciplinas/elementosfinitos/Aulas/Aula11/Aula\\_VIGAPAR EDE.pdf](http://www.cesec.ufpr.br/disciplinas/elementosfinitos/Aulas/Aula11/Aula_VIGAPAR EDE.pdf)>. Acesso em: 02 de julho de 2014.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA - IBGE. **Censo demográfico 2010**: características gerais da população, região e pessoas com deficiência. Rio de Janeiro, 2010. Disponível em: <[ftp://ftp.ibge.gov.br/Censos/Censo\\_Demografico\\_2010/Caracteristicas\\_Gerais\\_Religiao\\_Deficiencia/caracteristicas\\_religiao\\_deficiencia.pdf](ftp://ftp.ibge.gov.br/Censos/Censo_Demografico_2010/Caracteristicas_Gerais_Religiao_Deficiencia/caracteristicas_religiao_deficiencia.pdf)>. Acesso em: 30 de junho de 2014.

JUVINALL, R. C., MARSHEK, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 517 p.

LEAL, L. da C. M.; ROSA, da E.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Santa Catarina, [2012?]. Disponível em: <<ftp://ftp.mecanica.ufu.br/LIVRE/Ricardo/Baja/Apostila.pdf>>. Acesso em: 07 de novembro de 2014.

Motion Dynamics. Disponível em: <<http://www.motiondynamics.com.au/ebay/G180-12.pdf>>. Acesso em: 04 de janeiro de 2015.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION (NASA). **Man-Systems Integration Standards**. Volume I, section 3, 2008. Disponível em: <<http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm>>. Acesso em: 06 agosto 2014.

NICKEL, E. M.; FERREIRA, M. G. G.; FORCELLINI, F. A.; SANTOS, C. T. dos; SILVA, R. A. A. **Modelo multicritério para referência na fase de projeto informacional do processo de desenvolvimento de produtos**. Gest. Prod., São Carlos, v. 17, n. 4, p. 707-720, 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Tradução técnica João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar, ...[et al]. 2ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 931 p.

OLIVEIRA, A. M. de. Pneus automotivos: análise crítica dos requisitos de segurança e de desempenho. 2005. 92 f. Dissertação (Mestre em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. Disponível em: < [http://www.automotiva-poliusp.org.br/wp-content/uploads/2013/02/oliveira\\_adriano.pdf](http://www.automotiva-poliusp.org.br/wp-content/uploads/2013/02/oliveira_adriano.pdf) >. Acesso em: 07 de novembro de 2014.

RESNICK, R.; HALLIDAY, D. e KRANE, K.S. Física 1. 5ª Edição, Rio de Janeiro: LTC Editora, 2003. 368 p.

RAHMAN, M. A.; RAHMAN, S. **Design parameters of a circular proving ring of uniform strength**. Department of Mechanical Engineering, Bangladesh University of Engineering and Technology, Dhaka, Bangladesh , 2005.

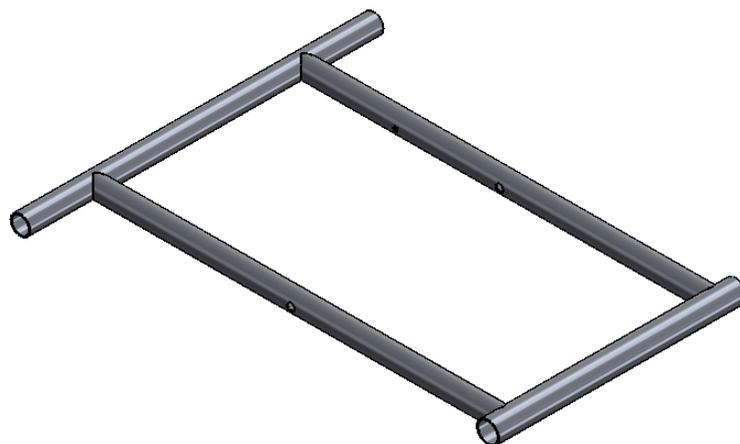
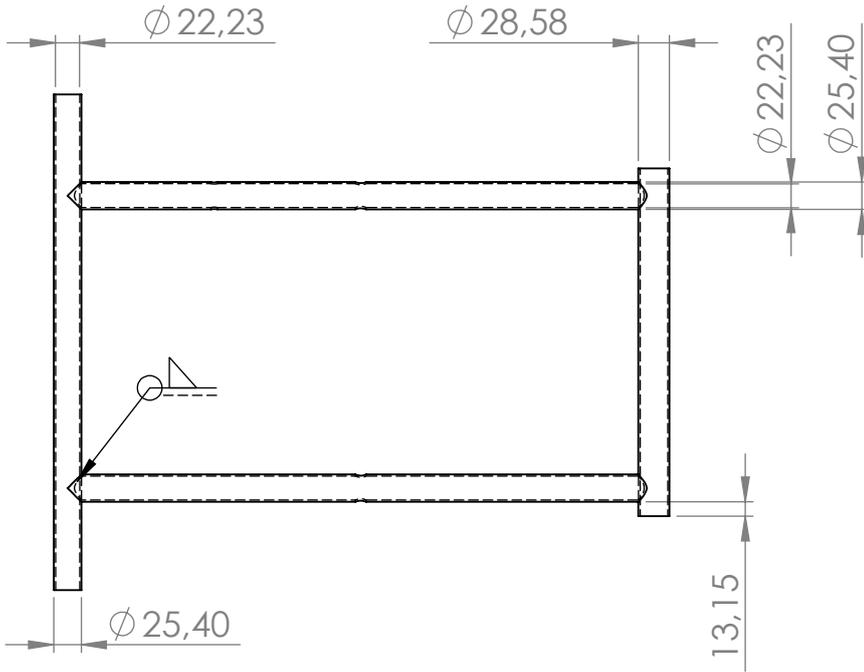
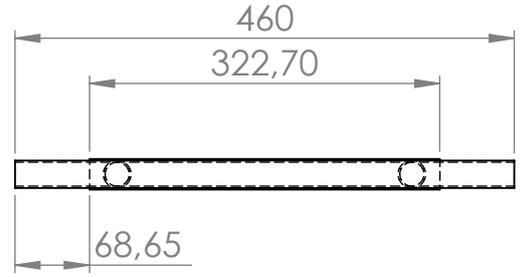
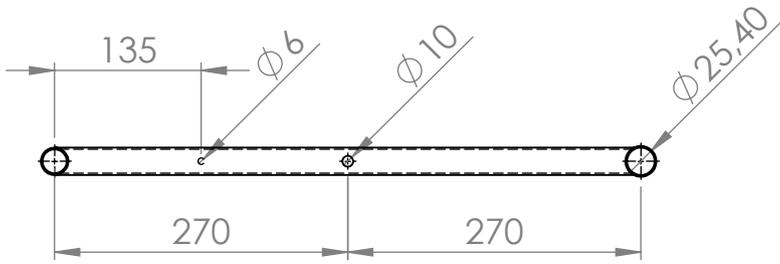
ROCCO, A. M.; SILVEIRA, A. D. Ferramental para eficiência em vendas. UFSC. Santa Catarina, 2007.

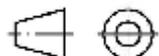
ROZENFELD, H.; FORCELLINI, F. A.; AMARAL, D. C.; TOLEDO, J. C. de; SILVA, S. L. da; ALLIPRANDINI, D. H.; SCALICE, R. K. **Gestão de desenvolvimento de produtos**: uma referência para a melhoria do processo. São Paulo: Saraiva, 2006. 542 p.

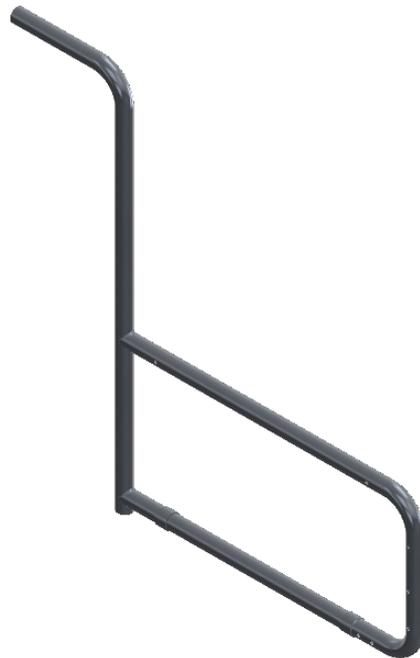
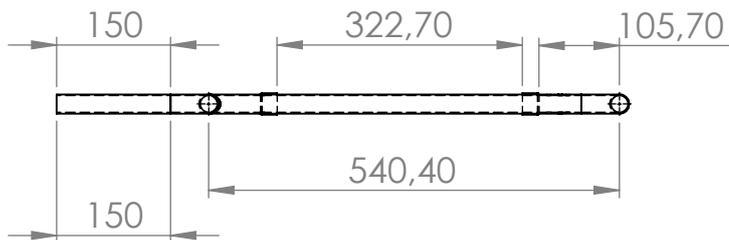
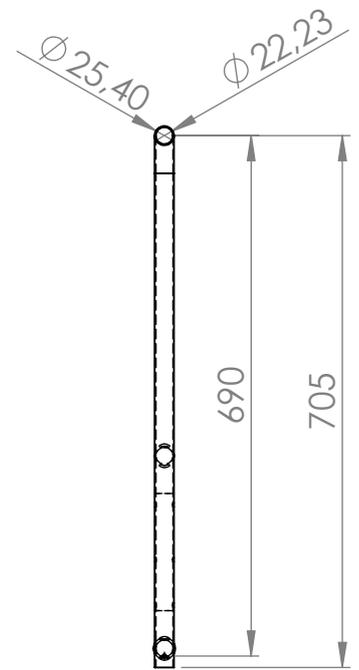
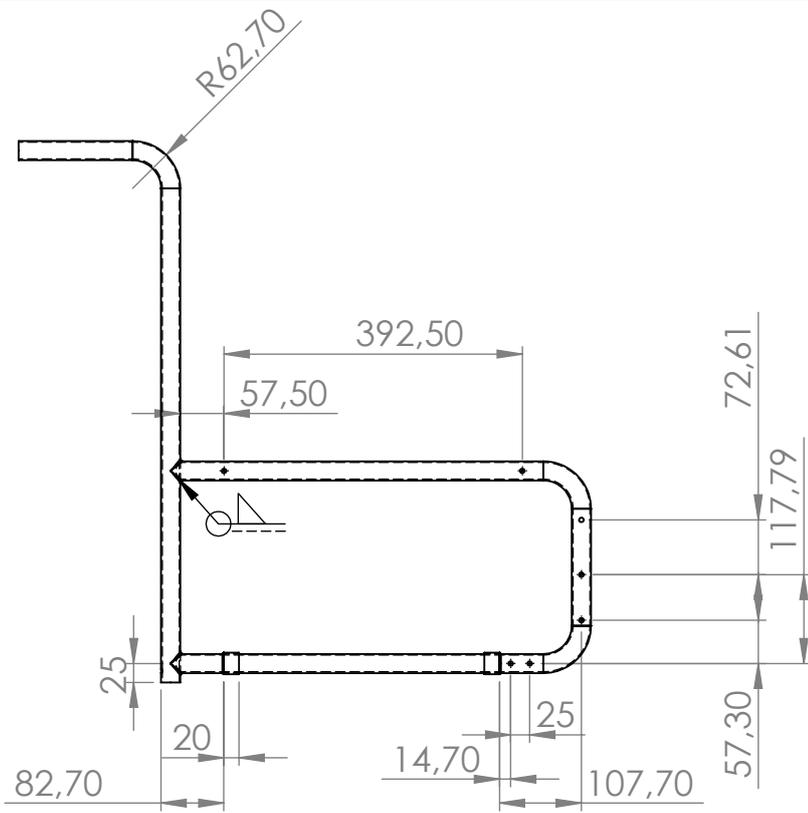
SILVA, S. **Introdução ao método dos elementos finitos**. 2009. UNIOESTE. Foz do Iguaçu, 2009. Notas de Aula. Disponível em: < <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAgOCcAH/intro-mef> >. Acesso em: 30 de junho de 2014.

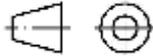
SOUZA, R. M. **O Método dos Elementos Finitos aplicado ao problema de condução de calor**. Belém, 2003. Disponível em: < <http://www.inf.ufes.br/~luciac/fem/livros-fem/ApostilaElementosFinitosNiCAE.pdf> >. Acesso em: 30 de junho de 2014.

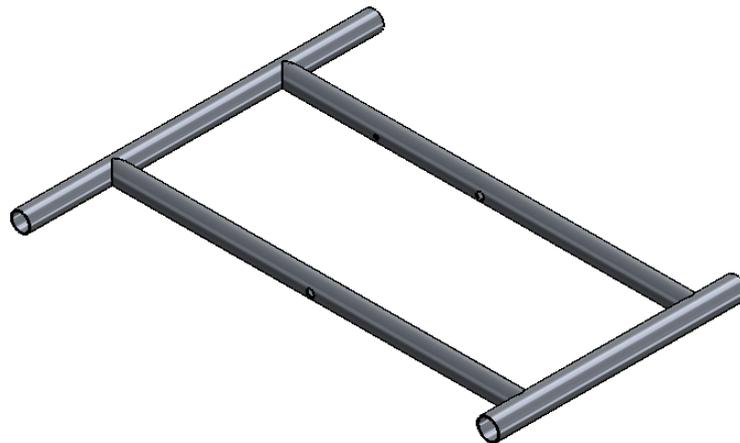
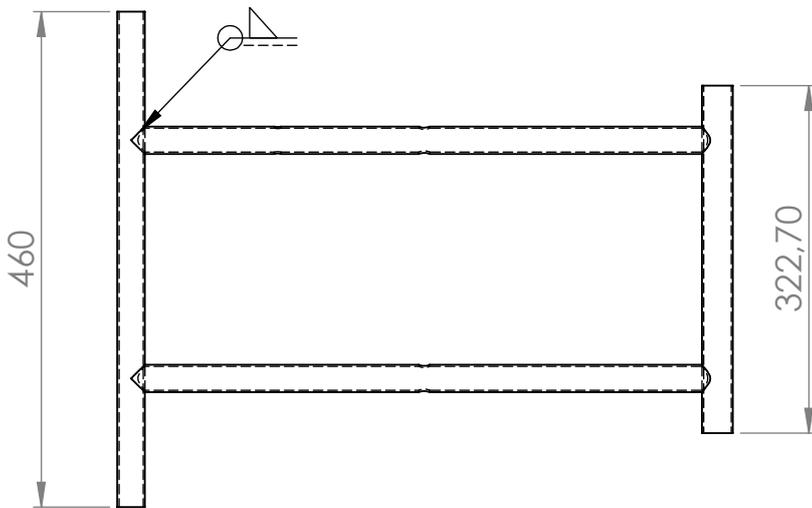
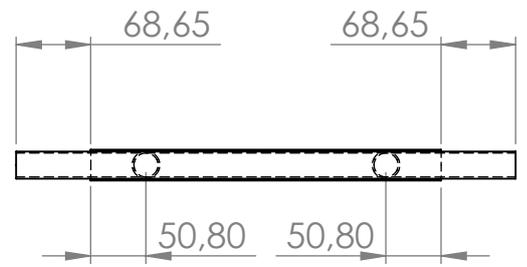
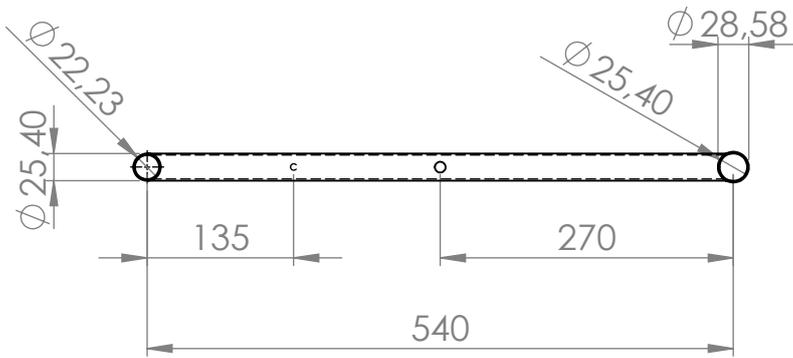
**APÊNDICES A – Desenhos técnicos dos componentes**



AUTOR: Cristiano H. Schuster	CÓDIGO: 00001	QNT.: 1	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:7
PROCESSO: Soldagem	PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT 6061-T6
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>	DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 1 DE 17
	DESCRIÇÃO: X Direito			



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00002	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:10
PROCESSO: Soldagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT 6061-T6
		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 2 DE 17
		DESCRIÇÃO: Lateral			



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00003

QNT.: 1

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:7

PROCESSO: Soldagem

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:  
ABNT 6061-T6

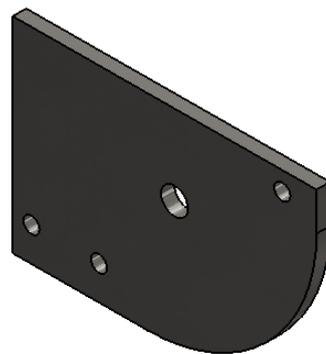
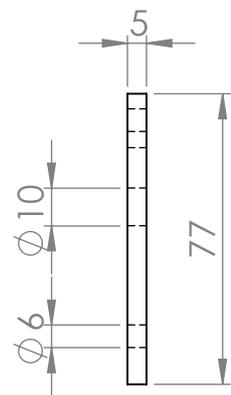
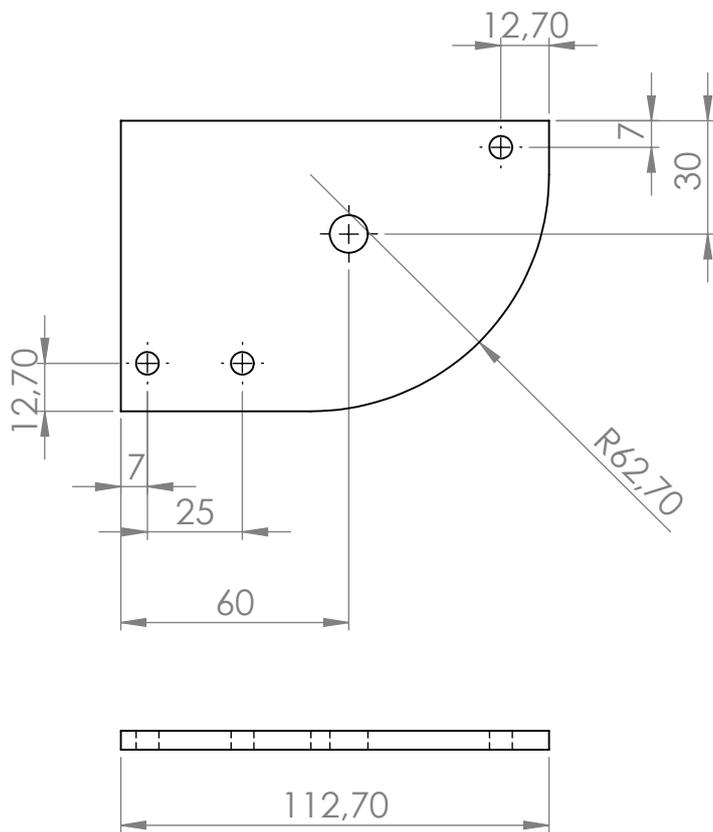


DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

DESCRIÇÃO: X Esquerdo



FOLHA 3 DE 17



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00004

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:2

PROCESSO: Plasma

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:  
ABNT1040

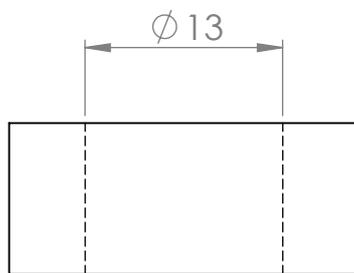
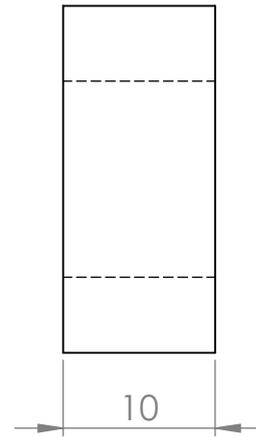
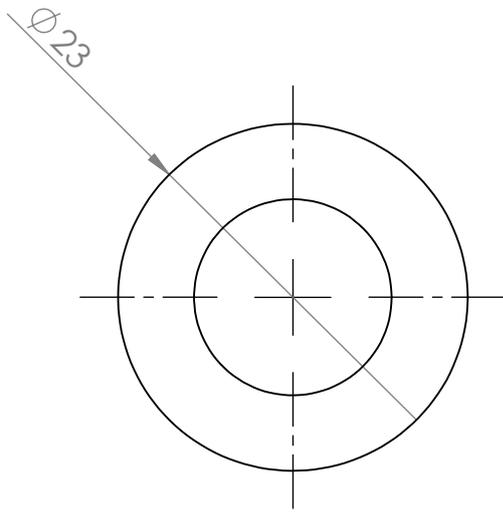


DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

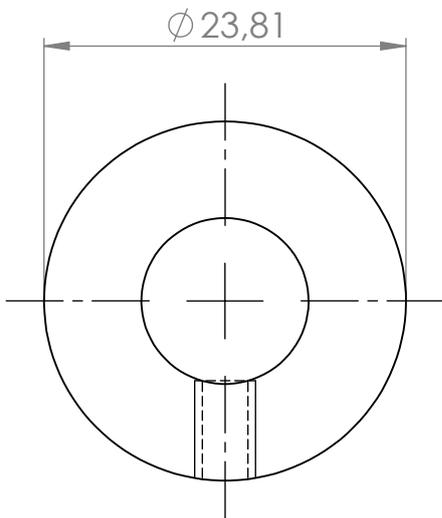
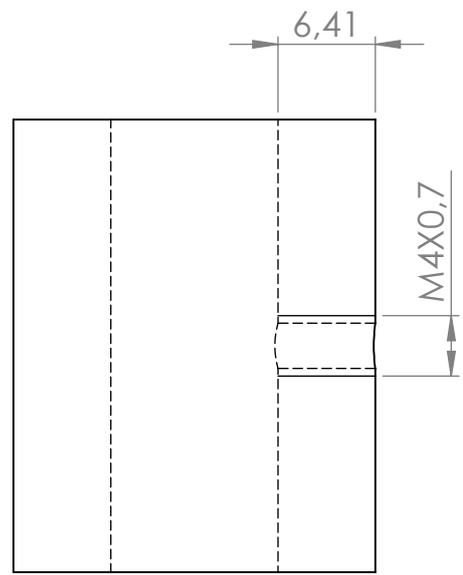
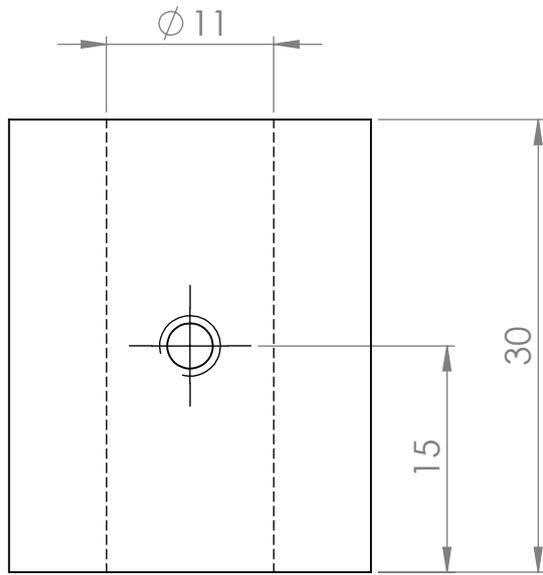
DESCRIÇÃO: Chapa de fixação do eixo



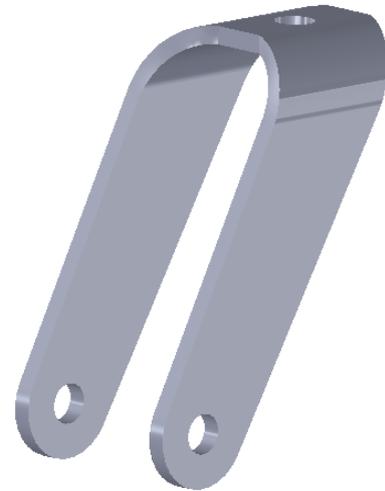
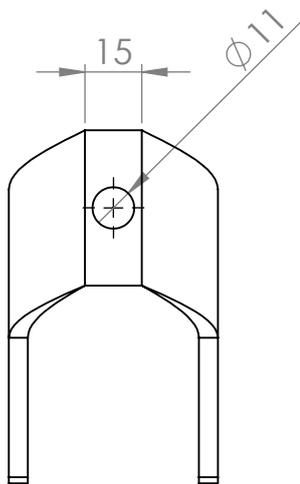
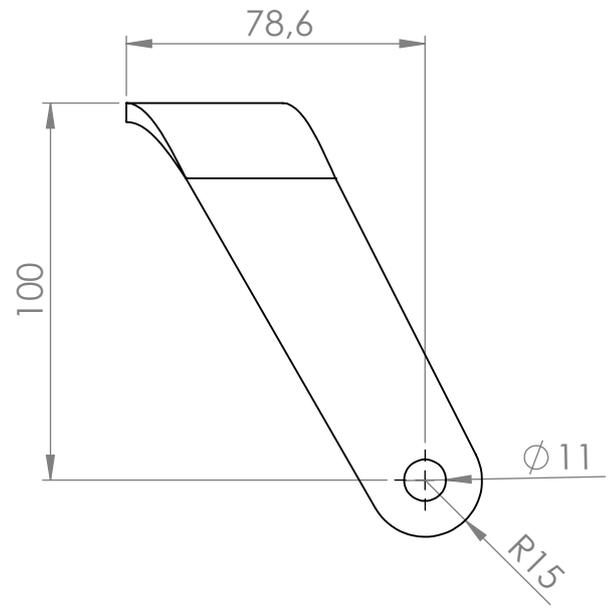
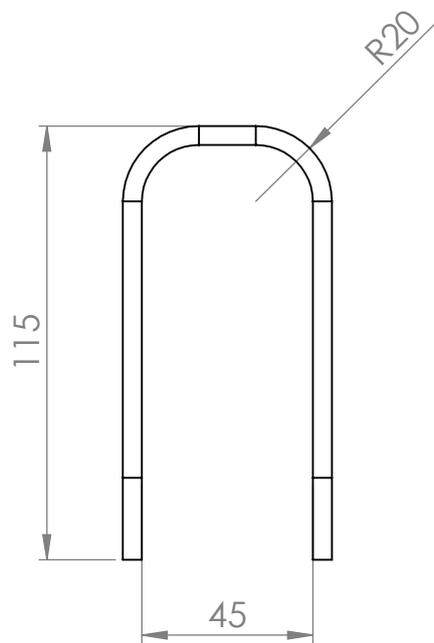
FOLHA 4 DE 17



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00067	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 2:1
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT1020
		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica		 	FOLHA 5 DE 17
		DESCRIÇÃO: Bucha para eixo dianteiro			



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00091	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 2:1
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT1020
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 6 DE 17
		DESCRIÇÃO: Bucha para eixo dianteiro			



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00091

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:2

PROCESSO: Plasma

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:  
ABNT1020

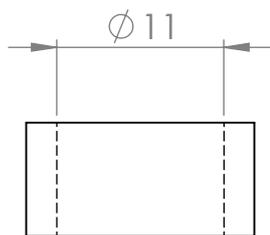
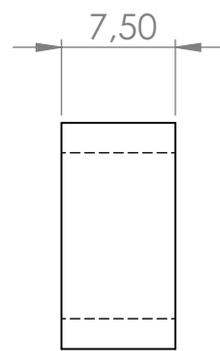
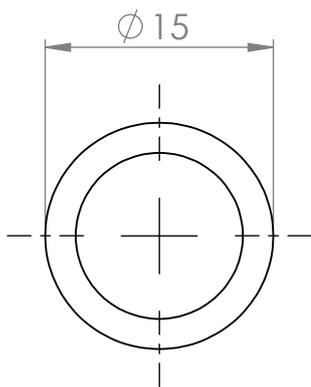


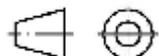
DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

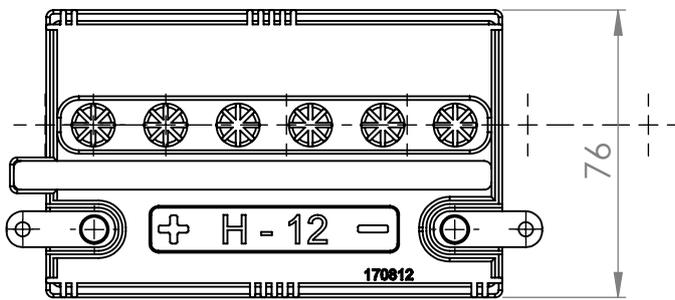
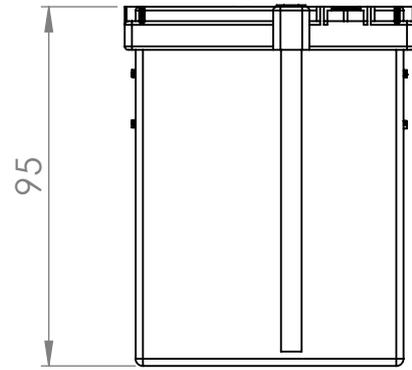
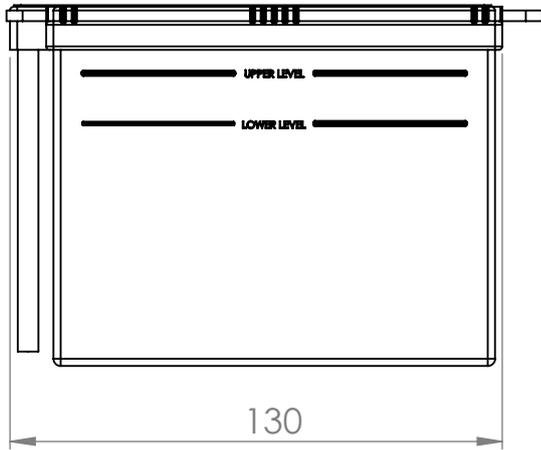
DESCRIÇÃO: Suporte roda traseira



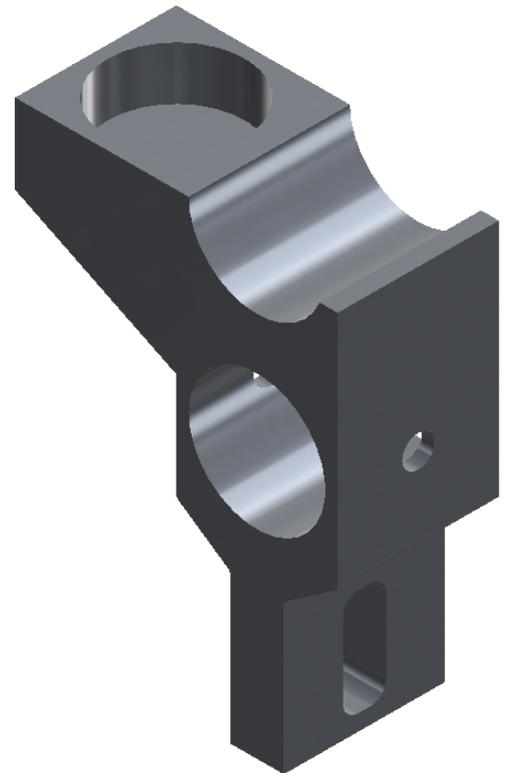
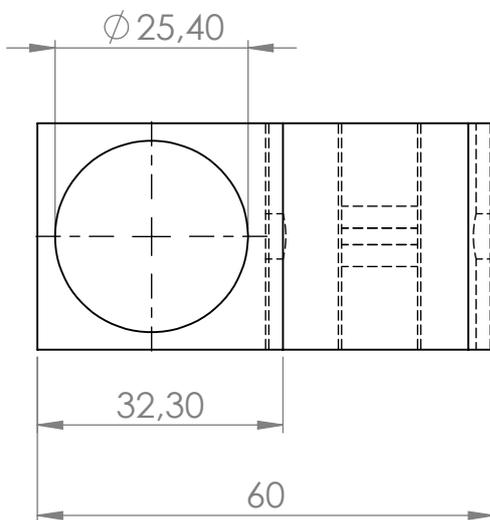
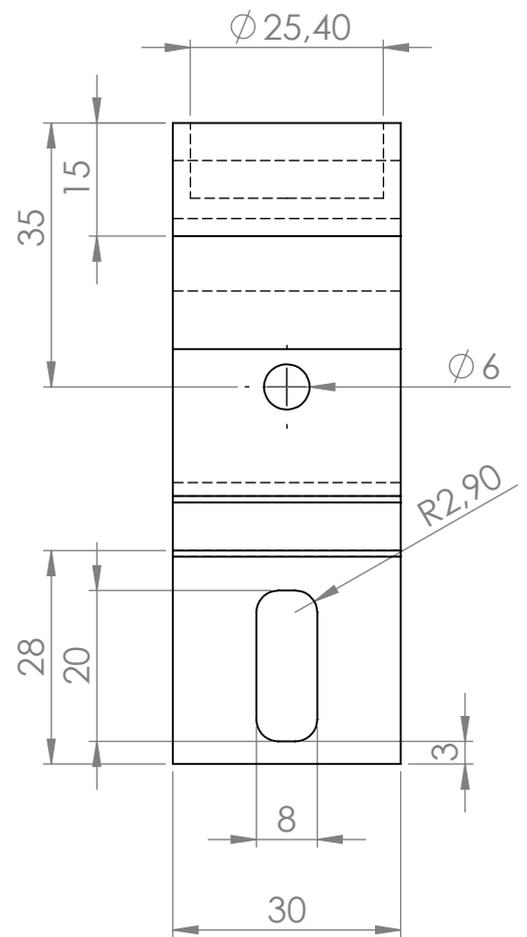
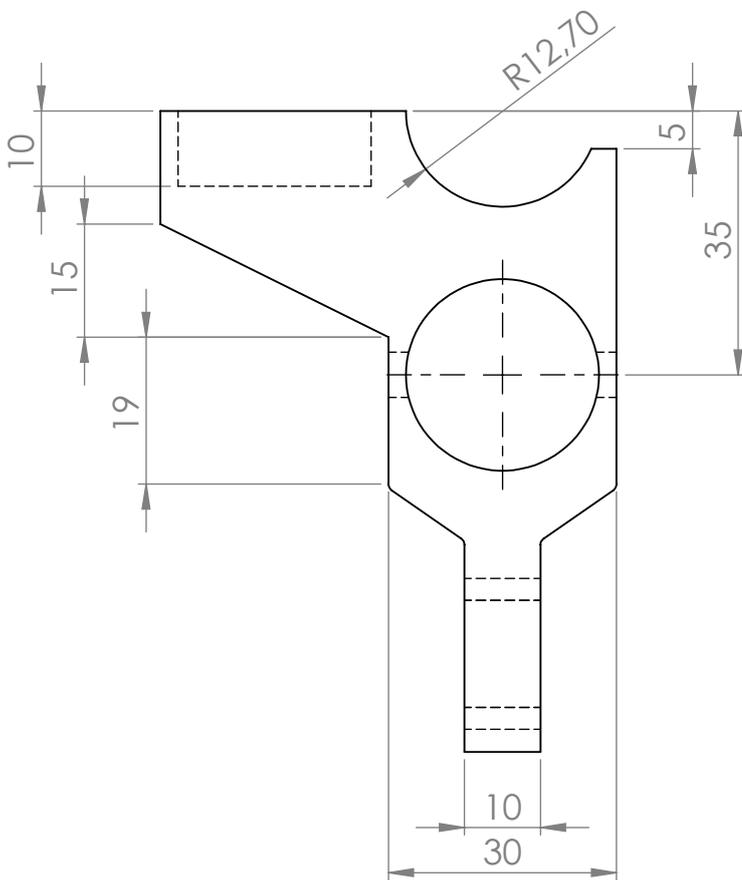
FOLHA 7 DE 17



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00095	QNT.: 4	UNIDADE: mm	ESCALA: 2:1
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT1020
		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 8 DE 17
		DESCRIÇÃO: Luva para o eixo traseiro			



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00011	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:2
PROCESSO: Compra		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL:
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica		 	FOLHA 9 DE 17
		DESCRIÇÃO: Bateria			



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00013

QNT.: 4

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:1

PROCESSO: Fundição

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:  
Liga 356.0

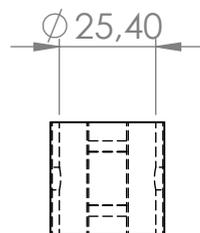
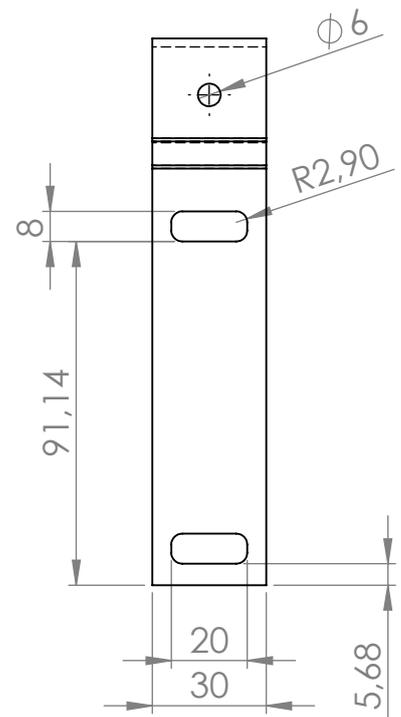
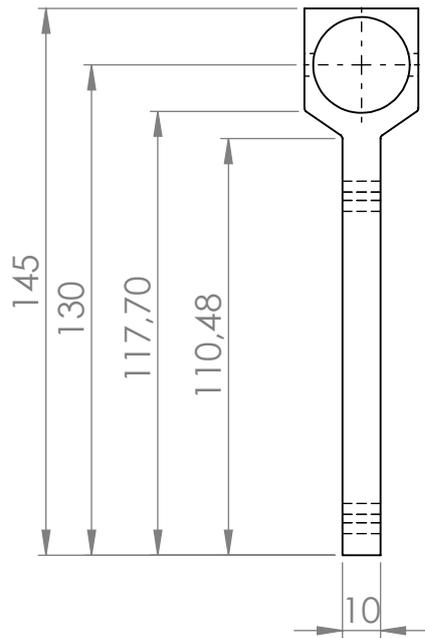


DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

DESCRIÇÃO: Apoio do assento/motor



FOLHA 10 DE 17



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00014

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:2

PROCESSO: Fundição

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

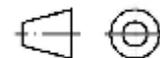
DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:  
Liga 356.0

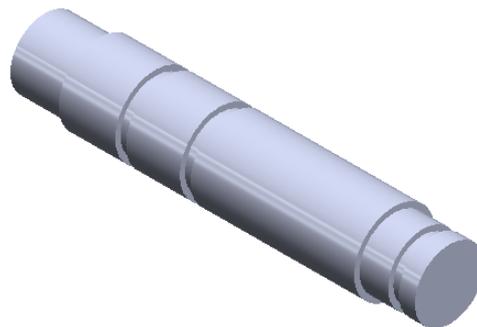
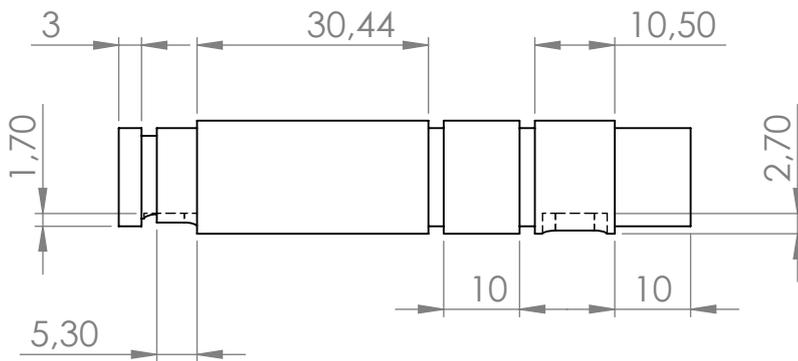
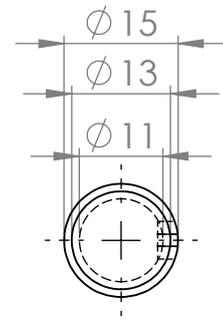
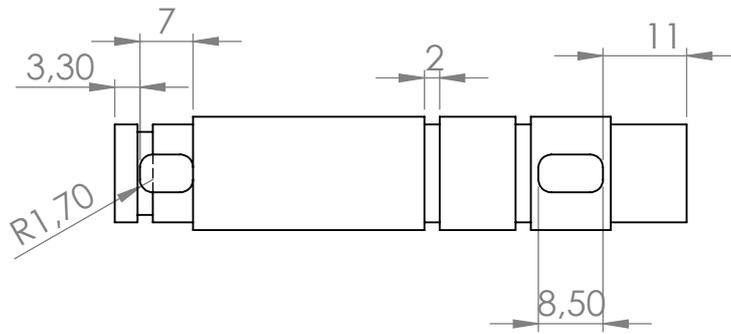


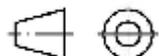
DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

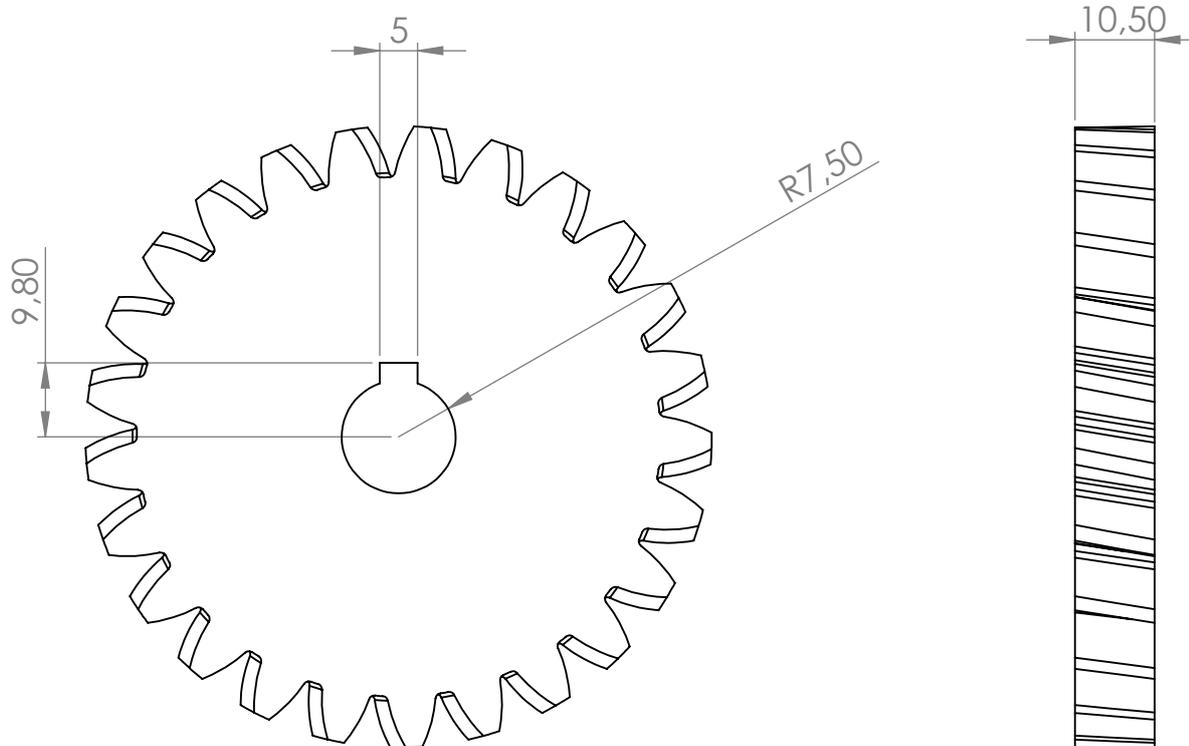
DESCRIÇÃO: Suporte do motor



FOLHA 11 DE 17

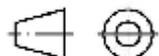


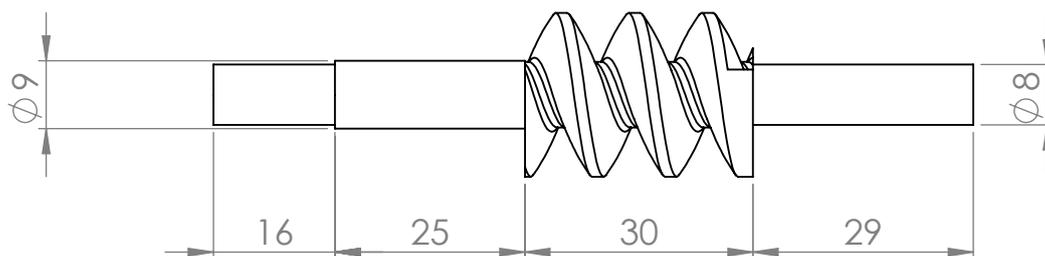
AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 01523	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:2
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT 4340
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 12 DE 17
		DESCRIÇÃO: Árvore I			



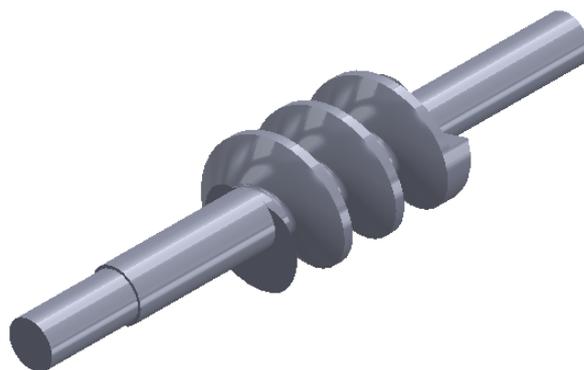
$M = 3$   
 Ângulo de hélice:  $11^\circ$   
 Ângulo de pressão:  $20^\circ$   
 Número de Dentes: 25

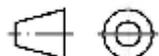


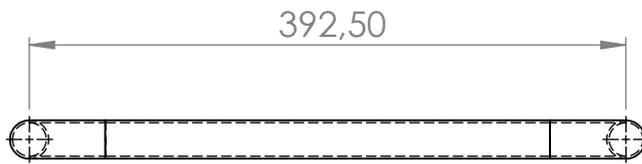
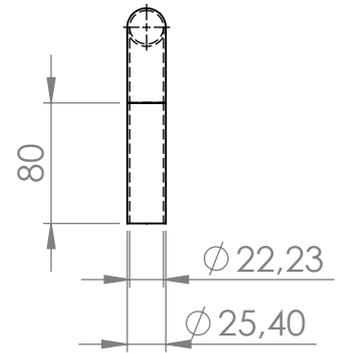
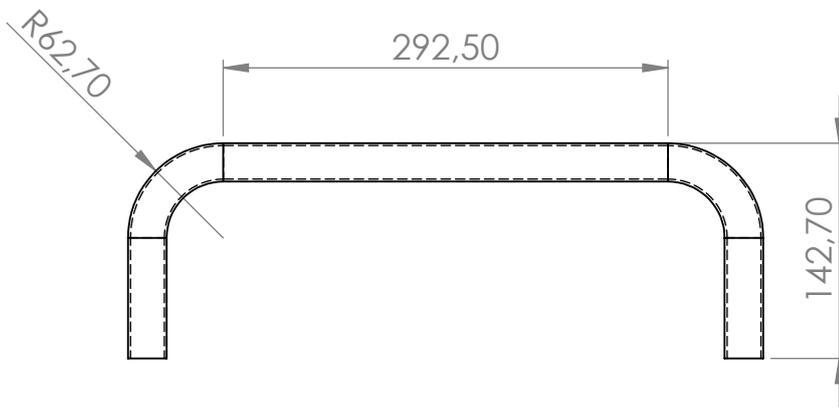
AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 01525	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:1
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: Bronze
		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 13 DE 17
		DESCRIÇÃO: Engrenagem Helicoidal			

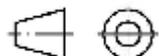


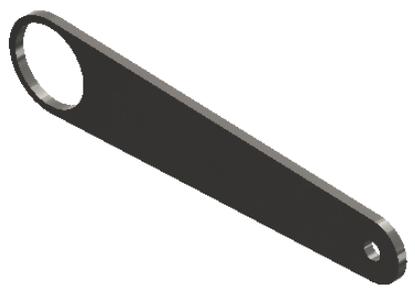
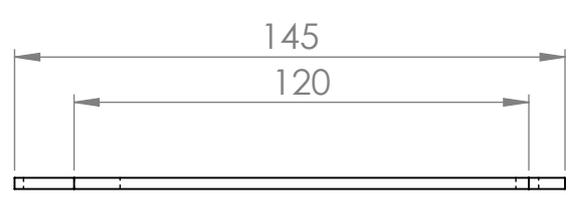
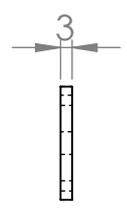
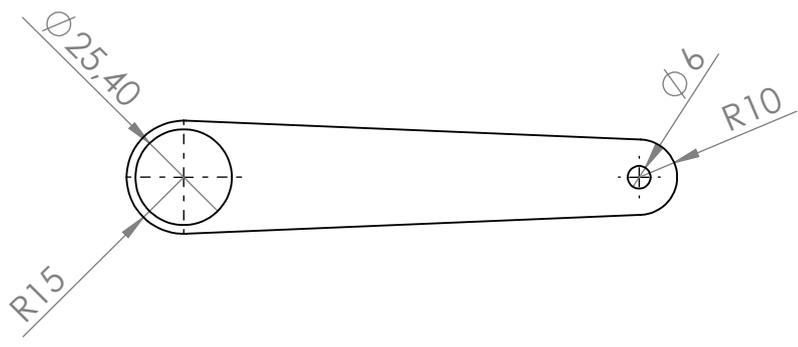
$M = 3$   
 Ângulo de avanço:  $11^\circ$   
 Ângulo de pressão:  $20^\circ$



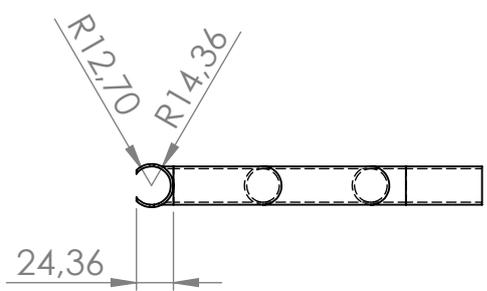
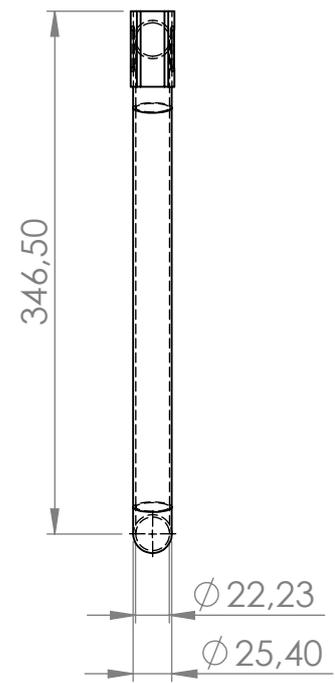
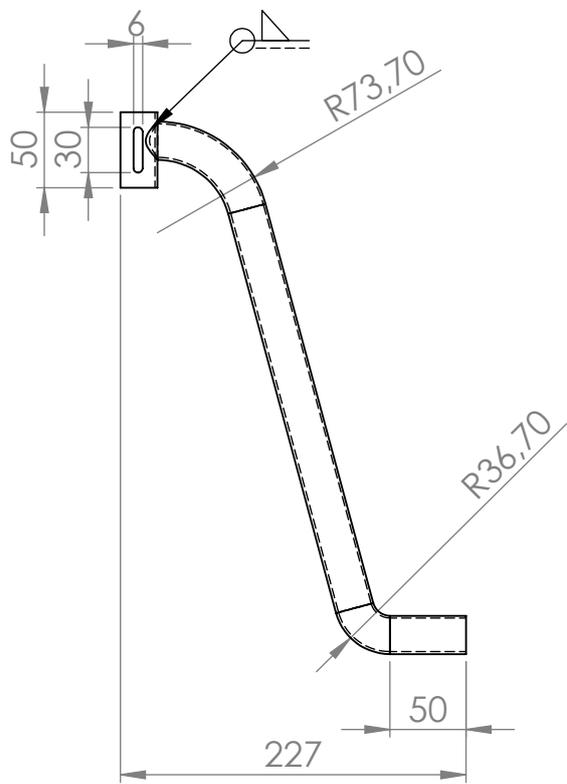
AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 01529	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:1
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: Aço endurec
 Universidade Federal do Pampa		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 14 DE 17
		DESCRIÇÃO: Sem-Fim			



AUTOR: Cristiano H. Schuster	CÓDIGO: 00022	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:5
PROCESSO: Dobramen.	PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT 6061-T6
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>	DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica			FOLHA 15 DE 17
	DESCRIÇÃO: Apoio do braço			

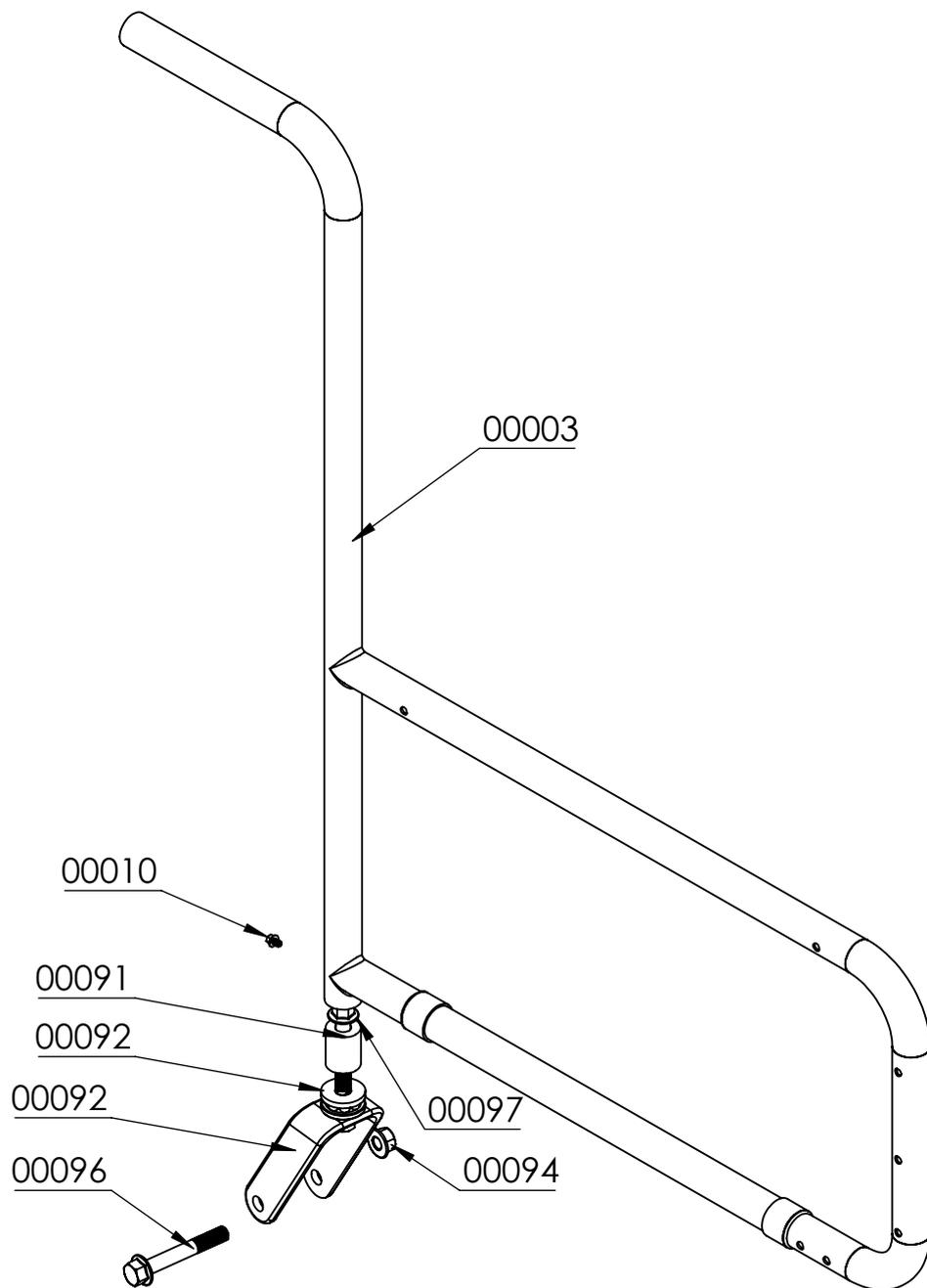


AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00024	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:2
PROCESSO: Usinagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT 1020
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica		 	FOLHA 16 DE 17
		DESCRIÇÃO: Guia de fechamento			



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00028	QNT.: 2	UNIDADE: mm	ESCALA: 1:5
PROCESSO: Soldagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada		DATA: 18/12/2014	MATERIAL: ABNT 6061-T6
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica		 	FOLHA 17 DE 17
		DESCRIÇÃO: Apoio para perna			

## **APÊNDICES B – Montagem dos subsistemas**



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00009

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:5

PROCESSO: Montagem

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

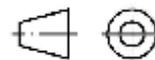
DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:

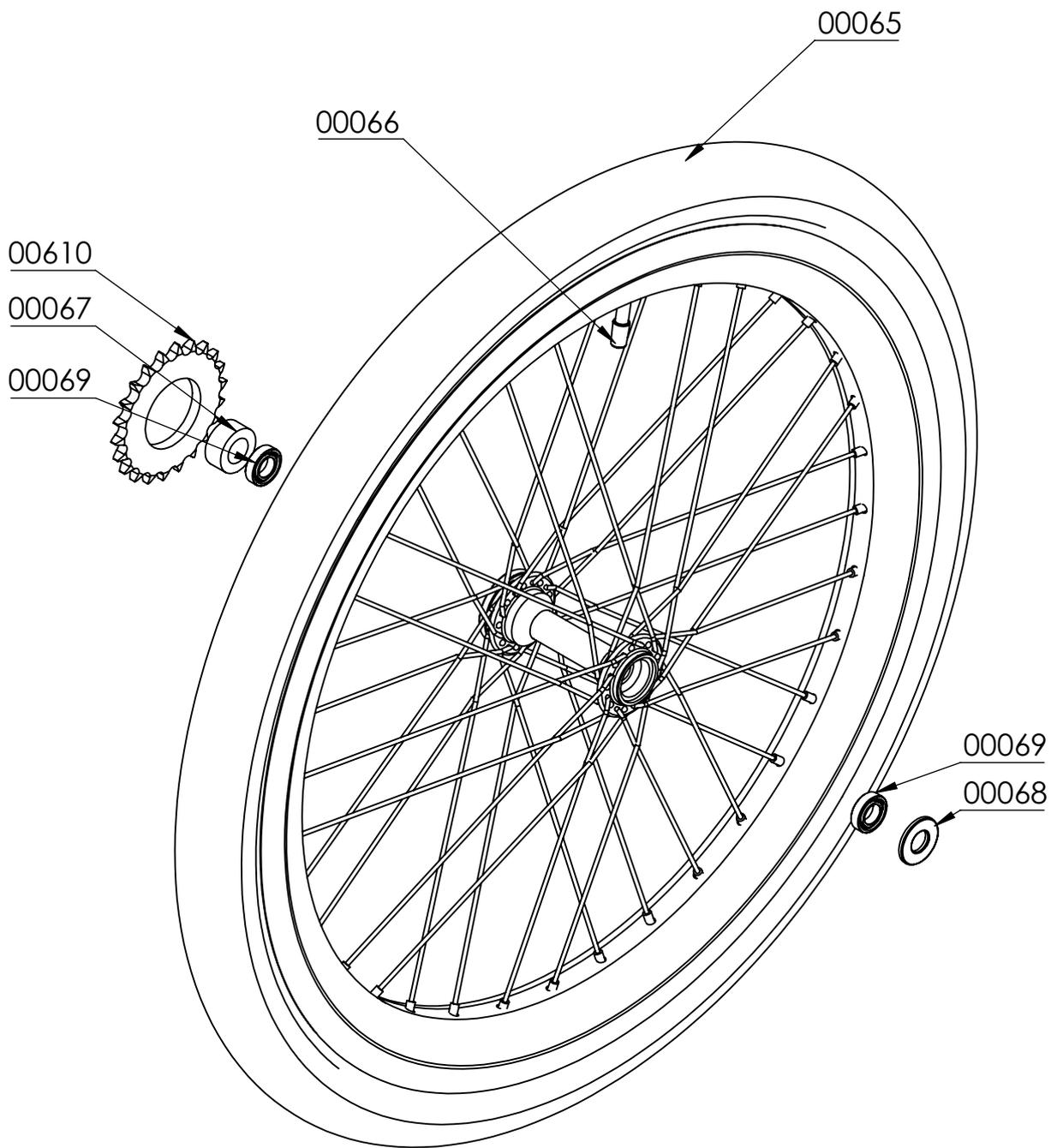


DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

DESCRIÇÃO: Suporte roda traseira



FOLHA 1 DE 5



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00006

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:3

PROCESSO: Montagem

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:

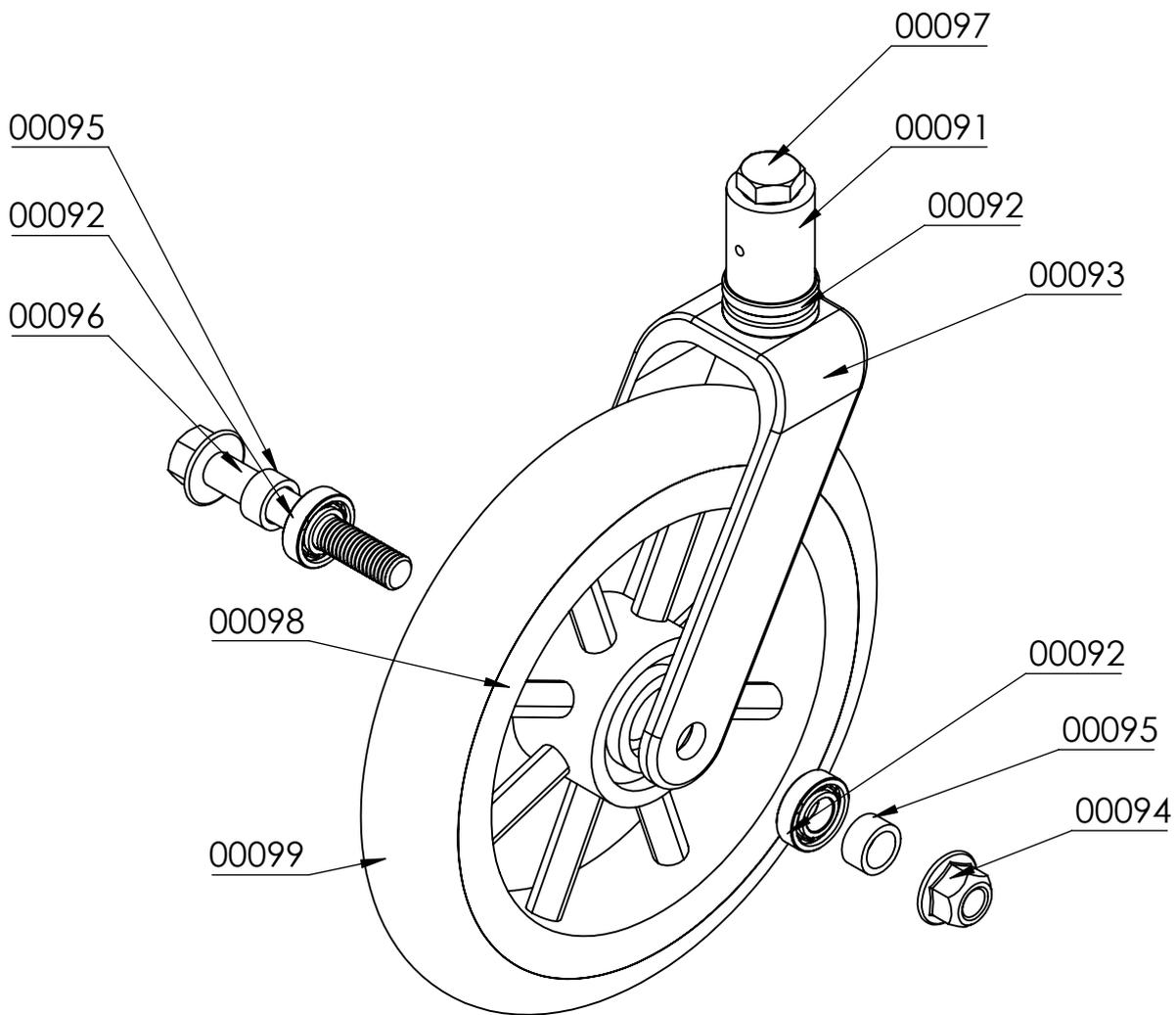


DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

DESCRIÇÃO: Roda Dianteira



FOLHA 2 DE 5



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO: 00098

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:2

PROCESSO: Montagem

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:

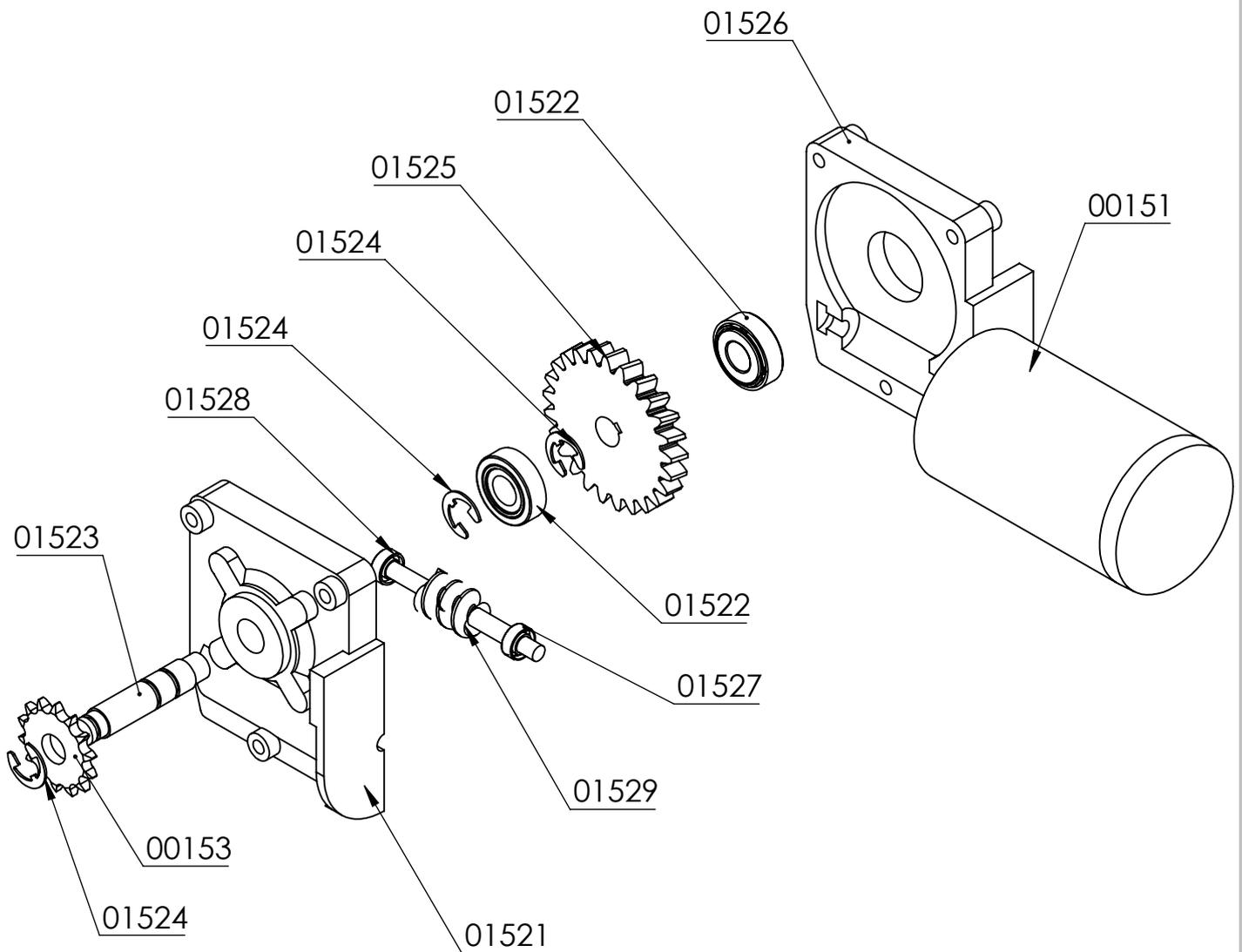


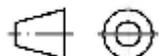
DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

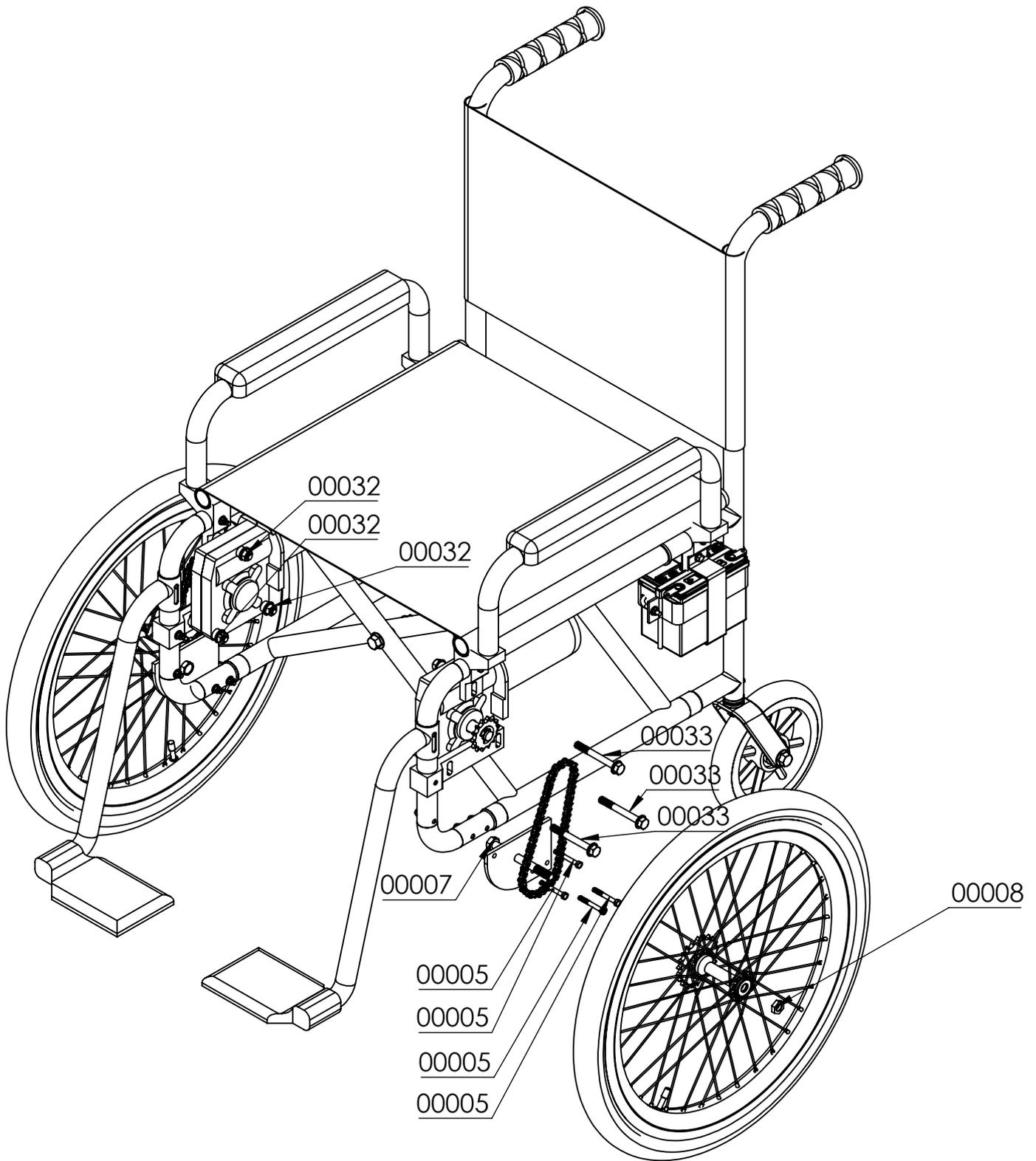
DESCRIÇÃO: Roda traseira



FOLHA 3 DE 5



AUTOR: Cristiano H. Schuster		CÓDIGO: 00015 e 16		QNT.: 2		UNIDADE: mm		ESCALA: 1:3	
PROCESSO: Montagem		PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada							
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>		DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica							
		DESCRIÇÃO: Montagem da redução							
								FOLHA 4 DE 5	



AUTOR: Cristiano H. Schuster

CÓDIGO:

QNT.: 2

UNIDADE:  
mm

ESCALA:  
1:7

PROCESSO: Montagem

PROJETO: Cadeira de Rodas Motorizada

DATA:  
18/12/2014

MATERIAL:



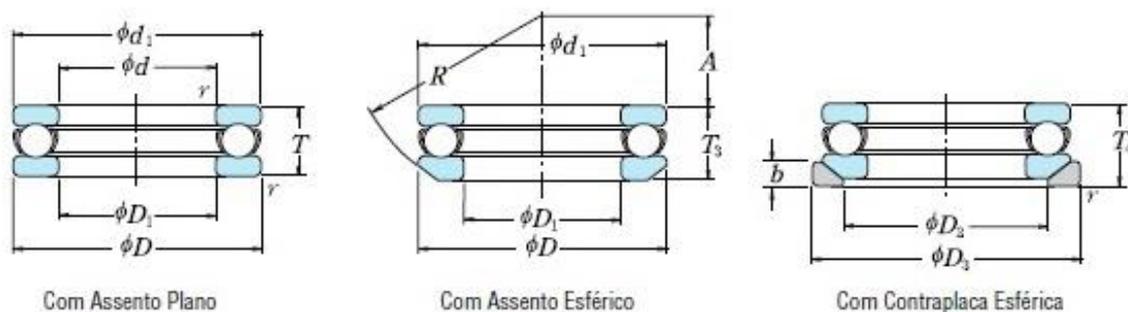
DEPARTAMENTO: Engenharia Mecânica

DESCRIÇÃO: Fixação motor e roda



FOLHA 5 DE 5

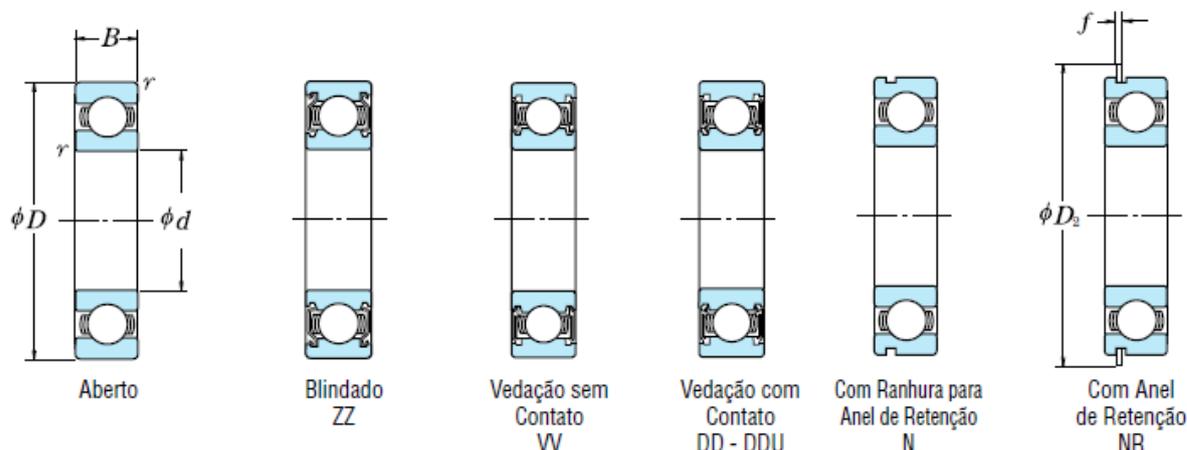
## ANEXOS A – Catálogos de fabricantes

Tabela A1 – Catálogo de rolamentos axiais de esferas de encosto simples NSK.  
Diâmetro do Furo 10 – 50 mm

$d$	$D$	Dimensões (mm)				$r_{\min.}$	Capacidade de Carga Básica (kgf)				Limite de Rotação (rpm)		Com Assento Plano
		$T$	$T_2$	$T_4$			$C_a$	$C_{0a}$	$C_a$	$C_{0a}$	Graxa	Óleo	
10	24	9	—	—	0.3	10 100	14 000	1 030	1 420	6 700	10 000	51100	
	26	11	11.6	13	0.6	12 800	17 100	1 300	1 740	6 000	9 000	51200	
12	26	9	—	—	0.3	10 400	15 400	1 060	1 570	6 700	10 000	51101	
	28	11	11.4	13	0.6	13 300	19 000	1 350	1 940	5 600	8 500	51201	
15	28	9	—	—	0.3	10 600	16 800	1 080	1 710	6 300	9 500	51102	
	32	12	13.3	15	0.6	16 700	24 800	1 710	2 530	5 000	7 500	51202	
17	30	9	—	—	0.3	11 400	19 500	1 170	1 990	6 000	9 000	51103	
	35	12	13.2	15	0.6	17 300	27 300	1 760	2 780	4 800	7 500	51203	
20	35	10	—	—	0.3	15 100	26 600	1 540	2 710	5 300	8 000	51104	
	40	14	14.7	17	0.6	22 500	37 500	2 290	3 850	4 300	6 300	51204	
25	42	11	—	—	0.6	19 700	37 000	2 010	3 800	4 800	7 100	51105	
	47	15	16.7	19	0.6	28 000	50 500	2 860	5 150	3 800	5 600	51205	
	52	18	19.8	22	1	36 000	61 500	3 650	6 250	3 200	5 000	51305	
	60	24	26.4	29	1	56 000	89 500	5 700	9 100	2 600	4 000	51405	
30	47	11	—	—	0.6	20 600	42 000	2 100	4 300	4 300	6 700	51106	
	52	16	17.8	20	0.6	29 500	58 000	3 000	5 950	3 400	5 300	51206	
	60	21	22.6	25	1	43 000	78 500	4 400	8 000	2 800	4 300	51306	
	70	28	30.1	33	1	73 000	126 000	7 450	12 800	2 200	3 400	51406	
35	52	12	—	—	0.6	22 100	49 500	2 250	5 050	4 000	6 000	51107	
	62	18	19.9	22	1	39 500	78 000	4 050	7 950	3 000	4 500	51207	
	68	24	25.6	28	1	56 000	105 000	5 700	10 700	2 400	3 800	51307	
	80	32	34	37	1.1	87 500	155 000	8 950	15 800	2 000	3 000	51407	
40	60	13	—	—	0.6	27 100	63 000	2 770	6 400	3 600	5 300	51108	
	68	19	20.3	23	1	47 500	98 500	4 850	10 000	2 800	4 300	51208	
	78	26	28.5	31	1	70 000	135 000	7 100	13 700	2 200	3 400	51308	
	90	36	38.2	42	1.1	103 000	188 000	10 500	19 100	1 700	2 600	51408	
45	65	14	—	—	0.6	28 100	69 000	2 860	7 050	3 400	5 000	51109	
	73	20	21.3	24	1	48 000	105 000	4 900	10 700	2 600	4 000	51209	
	85	28	30.1	33	1	80 500	163 000	8 200	16 700	2 000	3 000	51309	
	100	39	42.4	46	1.1	128 000	246 000	13 000	25 100	1 600	2 400	51409	
50	70	14	—	—	0.6	29 000	75 500	2 960	7 700	3 200	4 800	51110	
	78	22	23.5	26	1	49 000	111 000	5 000	11 400	2 400	3 600	51210	
	95	31	34.3	37	1.1	97 500	202 000	9 950	20 600	1 800	2 800	51310	
	110	43	45.6	50	1.5	147 000	288 000	15 000	29 400	1 400	2 200	51410	

Tabela A2 – Rolamentos fixos de uma carreira de esferas NSK.

Diâmetro do Furo 10 – 22 mm



Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N) / (kgf)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento		
$d$	$D$	$B$	$r_{\min.}$	$C_r$	$C_{0r}$	$C_r$	$C_{0r}$	$f_0$	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado
									Z - ZZ	DU	Aberto Z			
									V - VV	DDU				
10	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV DD
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV DD
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV DDU
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV DDU
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV DDU
12	21	5	0,3	1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV DD
	24	6	0,3	2 890	1 460	295	149	14,5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV DD
	28	7	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	—	32 000	16001	—	—
	28	8	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV DDU
	32	10	0,6	6 800	3 050	695	310	12,3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV DDU
15	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV DDU
	24	5	0,3	2 070	1 260	212	128	15,8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV DD
	28	7	0,3	4 350	2 260	440	230	14,3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV DD
	32	8	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	—	28 000	16002	—	—
	32	9	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV DDU
17	35	11	0,6	7 650	3 750	780	380	13,2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV DDU
	42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12,3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV DDU
	26	5	0,3	2 630	1 570	268	160	15,7	26 000	15 000	30 000	6803	ZZ	VV DD
	30	7	0,3	4 600	2 550	470	260	14,7	24 000	15 000	28 000	6903	ZZ	VV DDU
	35	8	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	—	26 000	16003	—	—
20	35	10	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	13 000	26 000	6003	ZZ	VV DDU
	40	12	0,6	9 550	4 800	975	490	13,2	17 000	12 000	20 000	6203	ZZ	VV DDU
	47	14	1	13 600	6 650	1 390	675	12,4	15 000	11 000	18 000	6303	ZZ	VV DDU
	32	7	0,3	4 000	2 470	410	252	15,5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV DD
	37	9	0,3	6 400	3 700	650	375	14,7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV DDU
22	42	8	0,3	7 900	4 450	810	455	14,5	18 000	—	20 000	16004	—	—
	42	12	0,6	9 400	5 000	955	510	13,8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV DDU
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13,1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV DDU
	52	15	1,1	15 900	7 900	1 620	805	12,4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV DDU
	44	12	0,6	9 400	5 050	960	515	14,0	17 000	11 000	20 000	60/22	ZZ	VV DDU
50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13,5	14 000	9 500	16 000	62/22	ZZ	VV DDU	
56	16	1,1	18 400	9 250	1 870	940	12,4	13 000	9 500	16 000	63/22	ZZ	VV DDU	

Tabela A3 – Varões de soldas por material de adição.

LIGAS A SEREM SOLDADAS		VARÃO DE SOLDA (MATERIAL DE ADIÇÃO)	CARACTERÍSTICAS					
LIGA 1	LIGA 2		W	S	D	C	T	M
6061	1350	4043	A	A	C	A	A	-
		4145	A	A	D	B	A	-
		5186	B	A	B	-	-	A
		5356	B	A	A	-	-	A
		5556	B	A	B	-	-	-
	2014	4043	B	B	A	A	A	-
		4145	A	A	B	A	A	-
	3003	4043	A	B	C	A	A	-
		4145	A	A	D	B	A	-
		5183	B	A	B	-	-	A
		5356	B	A	A	-	-	A
	3004	5556	B	A	B	-	-	A
		4043	A	D	C	A	A	-
		4145	B	C	D	B	A	-
		5183	B	A	B	-	-	A
		5356	B	B	A	-	-	A
	5052	5556	B	A	B	-	-	A
		4043	A	D	C	A	A	-
		5183	B	A	B	C	-	B
		5356	B	B	A	C	-	A
		5554	C	C	A	B	A	B
		5556	B	A	B	C	-	B
	5083	5654	C	C	A	B	-	A
		4043	A	D	C	A	-	-
		5183	A	A	B	A	-	A
		5356	A	B	A	A	-	A
		5554	B	C	A	A	-	A
		5556	A	A	B	A	-	A
	6005, 6063, 6101, 6351	5654	B	C	A	A	-	B
		4043	A	C	B	A	A	-
		5183	B	A	A	C	-	A
		5356	B	A	A	C	-	A
5554		C	B	A	B	B	A	
5556		B	A	A	C	-	A	
6061	5654	C	B	A	B	-	B	
	4043	A	C	B	A	A	-	
	5183	B	A	A	C	-	B	
	5356	B	B	A	C	-	A	
	5554	C	B	A	B	B	B	
	5556	C	A	A	C	-	B	
		5654	C	B	A	B	-	B

### LEGENDA

W	FACILIDADE DE SOLDAR
S	RESISTÊNCIA NO LOCAL DA SOLDA
D	DUCTILIDADE NA SOLDA
C	RESISTÊNCIA À CORROSÃO
T	PERFORMANCE EM TEMPERATURA ACIMA DE 65°C
M	RESPOSTA À ANODIZAÇÃO

### CLASSIFICAÇÃO

A	EXCELENTE
B	BOM
C	REGULAR

