



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO PRELIMINAR DE UM VEÍCULO DE
ALTA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Por,

João Vitor Cardoso Soares Cantarelli

Arthur Alves Silva

Brasília, 25 de janeiro de 2016

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO PRELIMINAR DE UM VEÍCULO DE ALTA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

POR,

João Vitor Cardoso Soares Cantarelli
Arthur Alves Silva

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ENM (Orientador)

Prof. Dr. Lucival Malcher, UnB/ENM

Prof. Dr. Armando de Azevedo Caldeira Pires, UnB/ENM

Brasília, 25 de janeiro de 2016

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, irmão e namorada. Em que esses deram todo suporte para que eu pudesse seguir com meus sonhos ao longo dos anos na Universidade.

Arthur Alves Silva

Dedico este trabalho a minha família, mãe pai, irmã e irmão. Que me apoiaram desde o início desta jornada e não pestanejaram em estar ao meu lado a cada passo dado dentro da Universidade de Brasília.

João Vitor Cardoso Soares Cantarelli

Agradecimentos

Este trabalho se deve ao esforço não só dos autores, mas de todos os familiares e amigos que realizaram contribuições ao longo de seu desenvolvimento. Ajuda que também partiu de dentro do Departamento de Engenharia Mecânica através do nosso orientador Antônio Manuel Dias Henriques que não só orientou, mas também exerceu papel de exemplo.

Agradecemos também à Equipe Piratas do Cerrado, Equipe Apuama Racing e no Departamento de Engenharia de Produção à professora Andréa Cristina dos Santos, por sempre estar disposta a ajudar.

O mais sincero agradecimento às que nos servem como porto seguro e são nossa estrutura em momentos de êxito e dificuldades, nossas namoradas Mariana Magalhães Rodrigues dos Santos e Fernanda Cristina Silva Leitão.

João Vitor Cardoso Soares Cantarelli

Arthur Alves Silva

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento do Projeto Preliminar de um veículo terrestre de alta eficiência com foco no estabelecimento de um protótipo adequado ao formato da competição universitária *Maratona da Eficiência Energética*. Para alcançar este objetivo o trabalho evoluiu atendendo às fases de planejamento de produto, desenvolvimento de especificações, do projeto conceitual e projeto preliminar, utilizando a sistemática da metodologia industrial de “*processo de desenvolvimento de produto*”. Para os Projetos Conceitual e Preliminar fez-se uso de um método coordenado de forma a separar as variáveis intervenientes entre os subsistemas, o que tornou clara a necessidade de constante associação entre estes e os componentes. No Projeto Conceitual pontuou-se as especificações extraídas do regulamento da competição e selecionou-se opções condizentes com o objetivo do protótipo, bem como descreveu-se um método para o dimensionamento dos subsistemas. No Projeto Preliminar apresenta-se o delineamento da geometria dos componentes projetados e dos selecionados, de acordo com a disponibilidade de mercado. A análise numérica das geometrias dos componentes se deu segundo o *Método dos Elementos Finitos* e usou como ferramenta o programa *Ansys* para a análise de tensões, deslocamentos, deformações e fatores de segurança. No capítulo Visão Geral e Análise de Custos analisa-se o produto final, tendo o protótipo completo descrito através de uma ficha técnica e imagens detalhadas do exterior e interior, seguido pela conclusão. Sendo assim, espera-se ter alcançado neste trabalho a realização de um primeiro estudo do protótipo visando a finalização futura detalhada do projeto com a fabricação do veículo, bem como de possibilitar a criação de uma equipe responsável por desenvolvê-lo para participar da Maratona da Eficiência Energética representando o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília.

ABSTRACT

This work presents the development of the Preliminary Design of a land vehicle of high efficiency focusing on the establishment of an appropriate prototype format of university competition Marathon Energy Efficiency. To accomplish this work evolved taking into account product planning stages, development of specifications, conceptual design and preliminary design, using a systematic methodology of industrial “*product development process*”. For the Conceptual and Preliminary Project was made using a coordinated approach in order to separate the intervening variables between subsystems, which made clear the need for constant association between them and the components. In the Conceptual Design punctuated drawn up the specifications of the competition regulation and is selected options consistent with the purpose of the prototype and described a method for the design of subsystems. In the Preliminary Design presents, the design geometry of the components designed and selected, according to market availability. Numerical analysis of the geometry of the components took place according to the Finite Element Method and used as a tool *Ansys* program for the analysis of stresses, displacements, deformations and safety factors. Chapter Overview and Cost Analysis analyzes the final product, taking full prototype described by a fact sheet and detailed pictures of the exterior and interior, followed by the conclusion. Therefore, it is expected to have reached in this work the accomplishment of a preliminary study of the prototype aiming detailed future completion of the project with the manufacture of the vehicle. As well, as enable the creation of a team responsible for developing it to participate in the Maratona da Eficiência Energética representing the Department of Mechanical Engineering of the University of Brasília.

Palavras chave: Protótipo de Alta Eficiência, Maratona da Eficiência Energética, Método dos Elementos Finitos, Processo de Desenvolvimento de Produto, Sistemas Automotivos.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 ASPECTOS GERAIS	1
1.2 MOTIVAÇÃO	2
1.3 OBJETIVOS	2
1.4 METODOLOGIA ADOTADA	3
2 PROJETO CONCEITUAL	8
2.1 CHASSI	8
2.1.1 Especificações de Projeto	8
2.1.2 Tipos de Chassi	10
2.1.2.1 Chassi Escada	10
2.1.2.2 Chassi Monobloco	10
2.1.2.3 Chassi Tubular	11
2.1.3 Chassi Escolhido	12
2.1.4 Rigidez do Chassi	12
2.1.4.1 Peso	12
2.1.4.2 Rigidez	13
2.2 DIREÇÃO E PNEUS	14
2.2.1 Especificações de Projeto	14
2.2.2 Tipos de Sistemas de Direção	15
2.2.2.1 Sistema de Direção Pinhão e Cremalheira	15
2.2.2.2 Sistema de Direção Rolete sem Fim	15
2.2.2.3 Sistema de Direção Pivotado	16
2.2.3 Tipos de Pneus	17
2.2.4 Sistema de Direção e Pneus Escolhidos	18
2.2.5 Dimensionamento do Sistema de Direção	18
2.2.5.1 Geometria de Ackerman	18
2.2.5.2 Erros de Geometria de Direção	20
2.2.5.3 Pino Mestre	21
2.2.5.4 Forças e Momentos no Sistema de Direção	21
2.2.5.4.1 Vertical	22
2.2.5.4.2 Lateral	23
2.2.5.4.3 Tração	24
2.2.5.4.4 Esforços no <i>Link</i> de Direção	24
2.2.5.4.5 Esforços de Frenagem	25
2.3 MOTORIZAÇÃO	26
2.3.1 Especificações de Projeto	26
2.3.2 Motor a Combustão Interna	26
2.3.2.1 Ciclo Otto 4 Tempos	27

2.3.2.2 Componentes	27
2.3.2.3 Eficiência Térmica	28
2.3.2.4 Torque.....	29
2.3.2.5 Potência.....	29
2.3.3 Dispositivos de Alimentação Aplicáveis ao Protótipo	29
2.3.3.1 Carburador	30
2.3.3.2 Injeção Mecânica	30
2.3.3.3 Injeção Eletrônica	30
2.3.4 Tipos de Motores	31
2.3.4.1 Motores Automotivos.....	31
2.3.4.2 Motores Estacionários	31
2.3.5 Motor Escolhido	32
2.3.5.1 Avaliação da Decisão	33
2.3.5.1.1 Método 1 – Dimensões, Peso, Potência e Torque	33
2.3.5.1.2 Método 2 – Dimensões e Peso	33
2.4 TRANSMISSÃO	34
2.4.1 Especificações de Projeto	34
2.4.2 Tipos de Transmissões Automotivas	34
2.4.2.1 Variador Redutor por Engrenagens	35
2.4.2.2 Variador Redutor por Correntes	35
2.4.2.3 Variador Redutor por Correias	36
2.4.3 Transmissão Escolhida	37
2.4.4 Dimensionamento do Sistema de Transmissão.....	37
2.5 FREIO	40
2.5.1 Especificações de Projeto	41
2.5.2 Tipos de Sistemas de Freio	41
2.5.2.1 <i>Cantilevers</i>	43
2.5.2.2 <i>V-Brakes</i>	43
2.5.2.3 Freios Hidráulicos de Pastilhas	44
2.5.2.4 Freios a Disco	44
2.5.3 Sistema de Freio Escolhido.....	46
2.5.4 Dimensionamento do Sistema de Freio.....	47
2.5.4.1 Desaceleração Constante	47
2.5.4.2 Coeficiente de Atrito Pista-Pneu	47
2.5.4.3 Cargas Estáticas	49
2.5.4.4 Cargas Dinâmicas	50
2.5.4.5 Proporção de Frenagem	51
2.6 ERGONOMIA	54
2.6.1 Especificações de Projeto	54
2.6.2 Análise Ergonômica	54
2.6.2.1 Antropometria.....	54
2.6.2.2 Acomodações em Veículos.....	55
2.6.2.3 Controles Manuais e Pedais	56

2.6.2.4 Programa Computacional para Análise de Conforto	57
2.7 CARROCERIA.....	58
2.7.1 Especificações de Projeto	58
2.7.2 Tipos De Carrocerias	58
2.7.3 Definição da Carroceria.....	60
2.7.4 Dimensionamento da Carroceria	60
2.7.4.1 Velocidade e Relativa do Vento.....	62
2.7.4.2 Área Projetada da Seção Transversal do Veículo	63
2.7.4.3 Análise Numérica do Coeficiente de Arrasto	63
3 PROJETO PRELIMINAR.....	65
3.1 CHASSI TUBULAR	65
3.1.1 Desenho Preliminar.....	65
3.1.2 Propriedades Mecânicas dos Materiais	65
3.1.3 Geometria do Protótipo	66
3.1.4 Centro de Massa	69
3.1.5 Elemento Utilizado e Convergência de Malha.....	70
3.1.6 Condições de Contorno e Carregamento.....	71
3.1.7 Simulações Numéricas	72
3.1.8 Apresentação de Resultados.....	78
3.2 DIREÇÃO E PNEUS	80
3.2.1 Forças Atuantes no Sistema de Direção.....	81
3.2.1.1 Vertical	82
3.2.1.2 Lateral	82
3.2.1.3 Tração	83
3.2.1.4 Esforços no <i>Link</i> de Direção.....	83
3.2.1.5 Esforços de Frenagem.....	84
3.2.2 Componentes do Sistema de Direção e Pneus.....	85
3.2.2.1 Aros.....	85
3.2.2.2 Pneus.....	86
3.2.2.3 Manga de Eixo	86
3.2.2.3.1 Geometria do Componente.....	86
3.2.2.3.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha	88
3.2.2.3.3 Condições de Contorno e Carregamentos	89
3.2.2.3.4 Simulação Numérica	92
3.2.2.4 Munhão de Direção.....	93
3.2.2.4.1 Geometria do Componente.....	93
3.2.2.4.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha	95
3.2.2.4.3 Condições de Contorno e Carregamentos	96
3.2.2.4.4 Simulação Numérica	97
3.2.2.5 Coluna e Suporte de Direção	98
3.2.2.5.1 Geometria do Componente.....	98
3.2.2.5.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha.....	100

3.2.2.5.3 Condições de Contorno e Carregamentos	101
3.2.2.5.4 Simulação Numérica	102
3.2.2.6 Barra Axial.....	103
3.2.2.6.1 Geometria do Componente.....	103
3.2.2.6.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha	104
3.2.2.6.3 Condições de Contorno e Carregamento	105
3.2.2.6.4 Simulações Numéricas	106
3.3 MOTOR ESTACIONÁRIO	107
3.3.1 Motor Escolhido	107
3.4 TRANSMISSÃO	109
3.4.1 Torque Mínimo e Redução	109
3.4.2 Polias e Correia	110
3.4.3 Projeto dos Eixos	114
3.4.3.1 Aspectos Gerais	114
3.4.3.2 Seções Críticas	114
3.4.3.3 Análises de Tensões e Resistência à Fadiga	118
3.4.3.4 Deflexões - Método da Superposição	122
3.4.3.5 Resultados – Diâmetro Mínimo.....	122
3.5 FREIO A DISCO.....	123
3.5.1 Cargas Estáticas e Dinâmicas.....	123
3.5.2 Proporção de Frenagem.....	124
3.5.3 Componentes do Sistema de Freio.....	126
3.5.3.1 Pinça de Freio	127
3.5.3.2 Disco de Freio.....	127
3.5.3.3 Cabos	128
3.5.3.4 Pedal de Freio	128
3.5.2.4.1 Geometria do Componente.....	128
3.5.2.5.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha	130
3.5.2.5.3 Condições de Contorno e Carregamentos	130
3.5.2.5.4 Simulações Numéricas	131
3.6 ERGONOMIA	132
3.6.1 Manequim Escolhido	132
3.6.2 Análise de Acomodação.....	134
3.6.3 Análise de Visibilidade	135
3.7 CARROCERIA.....	138
3.7.1 Geometria	138
3.7.2 Materiais	140
3.7.3 Força de Arrasto	141
3.7.3.1 Área de Seção Transversal.....	141
3.7.3.2 Coeficiente de Arrasto	142
3.7.3.3 Resultados para a Força de Arrasto.....	147
4 VISÃO GERAL	148
4.1 PERCEPÇÃO GERAL DE PROJETO	148

4.2 APRESENTAÇÃO FINAL DO PROTÓTIPO	149
4.2.1 Exterior	150
4.2.2 Interior	152
5 ANÁLISE DE CUSTOS.....	155
5.1 CUSTOS BÁSICOS DE PROJETO	155
5.1.2 Chassi Tubular.....	155
5.1.3 Sistema de Direção e Pneus	155
5.1.4 Motor Estacionário	156
5.1.5 Transmissão	156
5.1.6 Freio a Disco	157
5.1.7 Carroceria	157
5.1.8 Outros Materiais	158
5.2 Valor Final.....	158
6 CONCLUSÃO	160
6.1 CONCLUSÕES.....	160
6.2 TRABALHOS FUTUROS	162
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	164
ANEXOS.....	169
Anexo I: Tabela Comparativa entre os Motores Pesquisados / Matriz Decisão	170
Anexo II: Imagens de todos os Ensaios Realizados no Programa <i>Ansys</i>	172
CHASSI.....	172
Ensaio 1 – Arco principal: Força lateral de 1176 N no sentido x.....	172
Ensaio 2 – Arco principal: Força vertical de 1176 N no sentido y.....	175
Ensaio 3 – Arco principal: Força frontal de 1176 N no sentido z	179
Ensaio 4 – Arco secundário: Força lateral de 1176 N no sentido x.....	182
Ensaio 5 – Arco secundário: Força vertical de 1176 N no sentido y.....	186
Ensaio 6 – Arco secundário: Força frontal de 1176 N no sentido z	189
DIREÇÃO E PNEUS	193
Ensaio 1 – Manga	193
Ensaio 2 – Munhão.....	195
Ensaio 3 – Coluna de direção	197
Ensaio 4 – Barra axial.....	199
FREIO.....	200
Ensaio 1 – Pedal.....	200
Anexo III: Rotinas <i>Matlab</i> para o Sistema de Freio e Sistema de Direção	202
Rotina <i>Matlab</i> para análise do sistema de freio.....	202
Rotina <i>Matlab</i> para análise do comprimento do pedal	215
Rotina <i>Matlab</i> para análise das forças e momentos de direção.....	215
Rotina <i>Matlab</i> para análise da força no link.....	217
Anexo IV: Desenho Técnico da Polia Movida Cedido pelo Fabricante	218
Anexo V: Desenhos Técnicos de Conjunto e de Cada Peça	219

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1 Maratona da Eficiência Energética 2012 (Carraotop blog, 2015).</i>	1
<i>Figura 2 Fases do ciclo de vida de um produto (Back, 2002).</i>	4
<i>Figura 3 Fluxograma do método desenvolvido.</i>	5
<i>Figura 4 Legenda do fluxograma.</i>	5
<i>Figura 5 Barras de proteção exigidas pela competição maratona energética. (Comitê Organizador, 2015).</i>	8
<i>Figura 6 Barras de proteção do arco principal (Comitê Organizador, 2015).</i>	9
<i>Figura 7 Chassi escada (NDH, 2015).</i>	10
<i>Figura 8 Chassi monobloco (NDH, 2015).</i>	11
<i>Figura 9 Chassi tubular (Exo motive LLC, 2014).</i>	11
<i>Figura 10 Translação vertical do conjunto de suspensão dianteiro (Reimpell e Stoll, 2001).</i>	13
<i>Figura 11 Translação vertical da roda dianteira direita (Reimpell e Stoll, 2001).</i>	13
<i>Figura 12 Sistema de direção pinhão e cremalheira, vista em seção (Acervo TSW, 2016).</i>	15
<i>Figura 13 Sistema de direção rolete e sem-fim, vista em corte (Crouse, 1960).</i>	16
<i>Figura 14 Sistema de direção e alinhamento (Carros Infoco, 2015).</i>	16
<i>Figura 15 Sistema de Direção e alinhamento manga de eixo. (Carros Infoco, 2015)</i>	17
<i>Figura 16 Pneus de bicicleta, aplicação (da esquerda para direita) asfalto (speed), off-road (mountain bike) e híbrido (Podium, 2015).</i>	17
<i>Figura 17 Tipos de pneus segundo sua aplicação (Podium, 2015)</i>	18
<i>Figura 18 Geometria de Ackerman, onde se lê Turn Center leia-se Centro do Raio de Giro (Gillespie, 1992)</i>	19
<i>Figura 19 Geometria trapezoidal, onde se lê Trapezoidal Geometry leia-se Geometria trapezoidal, Right Turn leia-se Curva a direita e Left Turn leia-se Curva a Esquerda (Gillespie, 1992).</i>	20
<i>Figura 20 Suspensão dianteira esquerda ideal. Onde se lê Upper Control Arm leia-se Braço de Controle Superior, Relay Linkage leia-se Barra axial, Ideal Center of the Steering Arm Ball Travel leia-se Centro Ideal da Extremidade da Barra Axial, Steering Arm Ball Joint leia-se Junta Esférica da Barra Axial e Lower Control Arm leia-se Braço de Controle Inferior (Gillespie, 1992).</i>	20
<i>Figura 21 Geometria de Pino Mestre. Onde se lê Kingpin Axis leia-se Eixo do Pino Mestre, Scrub Radius leia-se Raio Scrub. (Milliken, 1995).</i>	21
<i>Figura 22 Esforços no conjunto pneu, roda, suspensão e elementos de direção. Onde se lê Braking leia-se Frenagem, Static leia-se estático, Cornering leia-se Em Curva, Impact leia-se Impacto (Hathaway, 2000).</i>	22
<i>Figura 23 Momento produzido pela força vertical pista-pneu. Onde se lê Front leia-se Frente (Gillespie, 1992).</i>	22
<i>Figura 24 Momento produzido pela força lateral pista-pneu. Onde se lê Front leia-se Frente. (Gillespie, 1992).</i>	23
<i>Figura 25 Momento resultante da força de tração. Onde se lê Front leia-se Frente (Gillespie, 1992).</i>	24
<i>Figura 26 Parâmetros para o cálculo da força no link (Hathaway, 2000).</i>	25
<i>Figura 27 Ciclo de 4 tempos Otto (UFRGS, 2015).</i>	27

<i>Figura 28 Vista explodida de um motor a combustão interna (MDH, 2015).</i>	28
<i>Figura 29 Desempenho de um motor a gasolina (Gillespie, 1992).</i>	29
<i>Figura 30 Motor estacionário Mitsubishi GT 600 6hp, exemplo de um dos motores inseridos na pesquisa (Mitsubishi, 2015).</i>	32
<i>Figura 31 Possíveis transmissões auto motivas aplicáveis ao protótipo.</i>	35
<i>Figura 32 Caixa de marchas com trocas manuais (How Stuff Works, 2015).</i>	35
<i>Figura 33 Representação de variadores redutores por correntes (Getit, 2011).</i>	36
<i>Figura 34 Polias e correia dentada (All-Biz, 2015).</i>	36
<i>Figura 35 CVT (Transmissão Variável Contínua). Onde se lê Engine Pulley leia-se Polia do Motor e Tire Pulley leia-se Polia do Pneu ou Polia de Saída (Careta.info, 2014).</i>	37
<i>Figura 36 Curva característica do automóvel comercial Ford Focus (Fonseca ,2012).</i>	38
<i>Figura 37 Fator de correção de serviço (Mitsuboshi, 2015).</i>	39
<i>Figura 38 Fator de correção (Mitsuboshi ,2015).</i>	39
<i>Figura 39 Gráfico de seleção de modelo de correia (Mitsuboshi, 2015).</i>	40
<i>Figura 40 Diâmetro mínimo da polia (Mitsuboshi, 2015).</i>	40
<i>Figura 41 Ilustração da prova de frenagem (Comitê Organizador, 2015).</i>	41
<i>Figura 42 Mecanismo interno de um freio a tambor pneumático (Meritor Inc, 2015).</i>	42
<i>Figura 43 Freio a disco perfurado e ventilado (Hella Pagid GmbH ,2015).</i>	42
<i>Figura 44 Freio do tipo cantilever (Revista Bicicleta, 2012).</i>	43
<i>Figura 45 Freio V-Brake Shimano Deore BR-T610 (Cicles Rawine, 2015).</i>	44
<i>Figura 46 Freio do tipo hidráulico para bicicletas Magura HS33 (Magura Inc, 2015).</i>	44
<i>Figura 47 Vista Explodida da montagem disco/cubo de disco/cubo de roda à esquerda e à direita freio a disco com pinça de freio Shimano Ultegra (Shimano Inc, 2014).</i>	45
<i>Figura 48 Funcionamento de uma pinça de freio a disco mecânica (Pedaleira, 2015).</i>	46
<i>Figura 49 Deformação durante rolagem (Gillespie, 1992).</i>	48
<i>Figura 50 Conceito de escorregamento. Onde se lê Braking Coefficient leia-se Coeficiente deatrito, Wheel Slip leia-se-se Escorregamento (Gillespie, 1992).</i>	48
<i>Figura 51 Cargas estáticas nos eixos do veículo (Schluckspecht, 2015).</i>	49
<i>Figura 52 Cargas dinâmicas em cada eixo do veículo (Schluckspecht, 2015).</i>	50
<i>Figura 53 Forças de frenagem dinâmica. Onde se lê Dynamic Front Axle Brake Force leia-se Força de Frenagem Dinâmica do Eixo Dianteiro, Dynamic Rear Axle Brake Force leia-se Força de Frenagem Dinâmica do Eixo Traseiro, Empty leia-se Vazio, Loaded leia-se Carregado (Limpert, 2010).</i>	52
<i>Figura 54 Forças dinâmicas de frenagem normalizadas. Onde se lê Normalized Dynamic Front Axle Brake Force leia-se Força de Frenagem Dinâmica Normalizada do Eixo Dianteiro, Normalized Dynamic Rear Axle Brake Force leia-se Força de Frenagem Dinâmica Normalizada do Eixo Traseiro, Empty leia-se Vazio, Loaded leia-se Carregado, Overbraked Rear Axle leia-se Travamento do Eixo Traseiro e Overbraked Front Axle leia-se Travamento do Eixo Dianteiro (Limpert, 2010).</i>	53
<i>Figura 55 Curva de distribuição de frequência em polegadas (Tilley, 2007).</i>	55
<i>Figura 56 Fatores constantes em assentos de veículos (Tilley, 2007).</i>	56

<i>Figura 57 Car Design Ergonomist (3ds, 2015).</i>	57
<i>Figura 58 Materiais utilizados na concepção de estruturas veiculares atuais. Onde se lê Steels leia-se Aços, Magnesium leia-se Magnésio, Aluminium leia-se Alumínio e Thermoplastics leia-se Termoplásticos (Carbodydesign, 2015).</i>	59
<i>Figura 59 Comparação entre seções transversais.</i>	60
<i>Figura 60 Simulação em túnel de vento de um veículo esportivo (Globo Comunicação e Participações S.A., 2012).</i>	61
<i>Figura 61 Simulação computacional de um veículo esportivo (Awesome Inc., 2014).</i>	61
<i>Figura 62 Coeficientes de arrasto aerodinâmico para diferentes modelos de veículos europeus comparados com veículos aerodinâmicos. CW é o coeficiente de arrasto aerodinâmico. Onde se lê Modelljahr leia-se Ano do Modelo, Luftwiderstand leia-se Resistência do Ar, Fahrgeschwindigkeit leia-se velocidade e Stirnfiache leia-se Área de Seção Transversal (Henze e Schroder, 2015).</i>	61
<i>Figura 63 Esquema explicativo sobre a velocidade relativa do vento.</i>	62
<i>Figura 64 Velocidade média mensal do vento nos anos 2013 e 2014 (Instituto de Astronomia, Geofísica e Ciências Atmosféricas, 2014).</i>	63
<i>Figura 65 Vista frontal de um protótipo participante da Shell Eco-marathon (Shell, 2015).</i>	63
<i>Figura 66 Chassi definitivo em modelo 3D obtido através do programa SolidWorks 2015.</i>	66
<i>Figura 67 Esboços do chassi do veículo criados como processo de desenvolvimento da metodologia de projeto.</i>	67
<i>Figura 68 Tabela para tubos redondos de Alumínio. Fonte: www.shockmetais.com.br</i>	68
<i>Figura 69 Dimensões gerais do chassi definitivo em milímetros</i>	68
<i>Figura 70 Vista isométrica do chassi e seus componentes e centro de gravidade</i>	69
<i>Figura 71 Vista lateral do chassi completo e centro de gravidade</i>	69
<i>Figura 72 Elemento quadrático tetraédrico 3D de 10 (Ansys, 2010).</i>	70
<i>Figura 73 Chassi com malha criada por elementos de 10 mm de comprimento.</i>	71
<i>Figura 74 Pontos de fixação onde não existem graus de liberdade, quatro no total no assoalho do chassi, em azul.</i>	72
<i>Figura 75 Força lateral aplicada no arco principal no sentido x em vermelho.</i>	73
<i>Figura 76 Força vertical aplicada no arco principal no sentido y em vermelho.</i>	74
<i>Figura 77 Força frontal aplicada no arco principal no sentido z em vermelho.</i>	75
<i>Figura 78 Força lateral aplicada no arco secundário no sentido x em vermelho.</i>	76
<i>Figura 79 Força vertical aplicada no arco secundário no sentido y em vermelho.</i>	77
<i>Figura 80 Força vertical aplicada no arco secundário no sentido z em vermelho.</i>	78
<i>Figura 81 Geometria de Ackerman aproximada alcançada para o sistema de direção do protótipo, de acordo com os ângulos de esterçamento.</i>	81
<i>Figura 82 Junção entre a barra axial e o link de direção.</i>	83
<i>Figura 83 Montagem representativa da posição da pinça de freio em relação à manga de eixo e o disco de freio.</i>	84

<i>Figura 84 Aro VZAM selecionado de 20 polegadas e informações técnicas a respeito do aro selecionado (Vzan, 2015).</i>	86
<i>Figura 85 Pneu slick para asfalto Kenda 20x1,75 (Pedalokos, 2015).</i>	86
<i>Figura 86 Manga em azul à esquerda fixada junto aos componentes anexos e à direita geometria da manga.</i>	87
<i>Figura 87 Malha constituída com elementos de 0,3 mm.</i>	88
<i>Figura 88 Pontos de fixação da manga em azul.</i>	89
<i>Figura 89 Força aplicada no link de direção de 693,7 N.</i>	89
<i>Figura 90 Momento aplicado no link de direção de acordo com a força no link e comprimento do link.</i>	90
<i>Figura 91 Força aplicada nas furações para pinça de freio provenientes das forças de frenagem.</i>	90
<i>Figura 92 Momento aplicado às furações para a pinça de freio provenientes da força de frenagem multiplicada pela distância em Y entre o ponto de frenagem e a manga.</i>	91
<i>Figura 93 Momento aplicado às furações para a pinça de freio provenientes da força de frenagem multiplicada pela distância em Z entre o ponto de frenagem e a manga.</i>	91
<i>Figura 94 Forças que são aplicadas na manga através da ponta de eixo.</i>	92
<i>Figura 95 Momentos resultantes a partir das forças que são aplicadas na ponta de eixo.</i>	92
<i>Figura 96 Na imagem à esquerda munhão (em azul) fixado ao chassi e unido à manga por parafusos. E à direita o munhão em vista isométrica.</i>	94
<i>Figura 97 Elementos de 0,3 mm de comprimento sobre o munhão.</i>	95
<i>Figura 98 Região em azul na imagem é determinada como fixa no ensaio.</i>	96
<i>Figura 99 Forças agrupadas a partir dos esforços de frenagem, vertical e lateral.</i>	97
<i>Figura 100 Momentos agrupados estabelecidos a partir das forças multiplicadas pelas distâncias entre o munhão e o ponto de origem das forças.</i>	97
<i>Figura 102 Montagem da coluna de direção no protótipo e em detalhe a própria coluna e suporte de direção.</i>	99
<i>Figura 102 Elemento tridimensional hexaédrico quadrático de 20 nós (Ansys, 2010).</i>	100
<i>Figura 103 Conformação de elementos hexaédricos para a coluna de direção.</i>	101
<i>Figura 104 Forças de operação para um homem percentil 50 (Tilley, 2007).</i>	101
<i>Figura 105 Ponto fixo (em azul) da coluna de direção.</i>	102
<i>Figura 106 Momento aplicado à coluna de direção proveniente da força máxima que o piloto aplica sobre o volante.</i>	102
<i>Figura 107 Geometria da barra axial posicionada no protótipo.</i>	103
<i>Figura 108 Ilustração da malha escolhida para o ensaio da barra axial.</i>	105
<i>Figura 109 Barras axiais em movimento de esterçamento.</i>	105
<i>Figura 110 Zona em que os graus de liberdade são nulos, ou seja, fixo (em azul).</i>	106
<i>Figura 111 Força de tração no eixo Z de 693,7 N.</i>	106
<i>Figura 112 Momento de 5861,8 N.mm em torno do eixo y.</i>	106
<i>Figura 113 Motor Selecionado (Mitsubshi, 2015).</i>	108
<i>Figura 114 Especificações e curva de desempenho do motor Mitsubishi GT241 (Mitsubishi, 2015).</i>	109

Figura 115 Dimensões principais do motor Mitsubishi GT241 (Mitsubishi, 2015).	109
Figura 116 Distância entre eixos das polias, desenho assistido por computador (CAD), modelo 3D do veículo.	111
Figura 117 Resultados para a correia e a polia obtidos através do programa computacional.	112
Figura 118 Polia motora com embreagem centrífuga (MGF, 2015)	112
Figura 119 Ilustração à esquerda da polia movida e tabela com especificações técnicas relativas à polia à direita (MGF, 2015).	113
Figura 120 Ilustração do perfil da correia selecionada e tabela com as especificações técnicas relativas à correia (MGF, 2015).	113
Figura 121 Diagrama de corpo livre, eixo dianteiro, plano xy.	115
Figura 122 Diagrama de esforço cortante, eixo dianteiro, plano xy.	115
Figura 124 Distância entre eixos das polias	115
Figura 124 Diagrama de momento fletor, eixo dianteiro, plano xy.	115
Figura 125 Diagrama de corpo livre, eixo dianteiro, plano xz.	115
Figura 126 Diagrama de esforço cortante, eixo dianteiro, plano xz.	116
Figura 127 Diagrama de momento fletor, eixo dianteiro, plano xz.	116
Figura 128 Diagrama de corpo livre, eixo traseiro, plano xy.	116
Figura 129 Diagrama de esforço cortante, eixo traseiro, plano xy.	116
Figura 130 Diagrama de momento fletor, eixo traseiro, plano xy.	117
Figura 131 Diagrama de corpo livre, eixo traseiro, plano xz.	117
Figura 132 Diagrama de esforço cortante, eixo traseiro, plano xz.	117
Figura 133 Diagrama de momento fletor, eixo traseiro, plano xz.	117
Figura 134 Parâmetros para o fator de modificação superficial de Marin (Budynas, 2011).	118
Figura 135 Fator de modificação de tamanho (Budynas, 2011).	119
Figura 136 Fator de modificação de carga (Budynas, 2011).	119
Figura 137 Efeito de temperatura de operação sobre a resistência à tração de aço (Budynas, 2011).	119
Figura 138 fatores de confiabilidade K_e corresponde à 8% de desvio padrão do limite de resistência (Budynas, 2011).	120
Figura 139 Eixo redondo com filetes no ressalto (Budynas, 2011).	120
Figura 140 Diâmetro preferenciais (Tabela A-17, Budynas, 2011).	121
Figura 141 Coeficientes de atrito para pistas em diversos estados (Tabela 1.16, Nicolazzi, 2001).	124
Figura 142 Gráfico de transferência de carga resultado dos cálculos a partir de rotina Matlab.	125
Figura 143 Forças dinâmicas de frenagem normalizadas.	125
Figura 144 Gráfico de balanceamento de frenagem em que as condições ideais de frenagem são evidenciadas.	126
Figura 145 Pinça de freio escolhida selecionada à esquerda e à direita informações técnicas relativas à pinça (Shimano, 2015).	127
Figura 146 Disco de freio selecionado à esquerda e informações técnicas à direita.	128

<i>Figura 147 Pedal de freio e pedal de aceleração posicionados no veículo à esquerda e o pedal de freio projetado à direita.</i>	129
<i>Figura 148 Malha na peça de acordo com a convergência de malha.</i>	130
<i>Figura 149 Ponto em azul em que é feita a fixação no veículo através de parafusos, portanto no ensaio será a área fixa.</i>	131
<i>Figura 150 Carregamento concentrado na área ao centro do pedal de 445 N no sentido z.</i>	131
<i>Figura 151 Manequim utilizado segundo base de dados do programa. Onde se lê Stature leia-se Estatura, Weight leia-se Peso, Stature percentile leia-se Percentil de estatura, Weigth percentile leia-se Percentil de peso, Gender leia-se Gênero, Woman leia-se Mulher, Value leia-se Valor e Population leia-se População.</i>	133
<i>Figura 152 Manequim escolhido como piloto adequado à estrutura projetada perfeitamente encaixado ao chassi.</i>	133
<i>Figura 153 Resultados do RULA Analysis. Onde se lê Upper Arm leia-se Braço, Forearm leia-se ante-braço, Wrist leia-se punho, Wrist Twist leia-se Torção de Punho, Posture A leia-se Postura A, Muscle leia-se Músculo, Force/Load leia-se Força/Carga, Wrist and Arm leia-se Punho e Braço, Neck leia-se Pescoço, Trunk leia-se Tronco e Leg leia-se Perna.</i>	134
<i>Figura 154 Dois modelos de bolha transparente testados para entrada e saída do piloto e conferir campo de visão.</i>	135
<i>Figura 155 Veículo em perspectiva com piloto, verificação do espaço para entrada e saída e campo de visão.</i>	136
<i>Figura 156 Vision Window, o campo de visão binocular é composto por visão principal (branco) e visão periférica (vermelho claro).</i>	136
<i>Figura 157 Relação entre as dimensões do veículo e homem percentil 50.</i>	137
<i>Figura 158 Campo de visão do piloto para um obstáculo.</i>	137
<i>Figura 159 Desenho final da carroceria em modelo 3D.</i>	138
<i>Figura 160 Linhas que delimitam a superfície da carroceria.</i>	139
<i>Figura 161 Carroceria envolvendo o chassi, vista lateral, isométrica e frontal.</i>	139
<i>Figura 162 Recortes feitos para a adaptação do sistema de direção e transmissão.</i>	140
<i>Figura 163 Preço por libra da fibra de carbono e fibra de vidro. Onde se lê Price per lb leia-se Preço por libra, Carbon Fiber leia-se Fibra de Carbono e Fiber Glass leia-se Fibra de Vidro (Llmn, 2016).</i>	141
<i>Figura 164 Área da seção transversal obtida através do programa SolidWorks.</i>	142
<i>Figura 165 Volume de controle.</i>	142
<i>Figura 166 Parâmetros de Entrada: entrada/saída de ar e pista.</i>	143
<i>Figura 167 Refinamento de malha ao redor do perfil do veículo.</i>	143
<i>Figura 168 Refinamento de malha em pontos críticos da carroceria.</i>	144
<i>Figura 169 Elementos de malha prismáticos no contorno da forma da carroceria à esquerda e elementos sólidos tetraédricos quadráticos.</i>	144
<i>Figura 170 Curvas residuais de solução.</i>	145
<i>Figura 171 Módulo de velocidade ao longo do volume de controle.</i>	145

<i>Figura 172</i> Módulo da pressão ao longo do volume de controle. _____	145
<i>Figura 173</i> Módulo da vorticidade ao longo do volume de controle. _____	146
<i>Figura 174</i> Resultado computacional para o Coeficiente de Arrasto. _____	146
<i>Figura 175</i> Coeficientes de arrasto para um perfil aerodinâmico e para metade do mesmo perfil. Onde se lê Streamlined Body leia-se Corpo Aerodinâmico e Streamlined Half-body leia-se Metade de um Corpo Aerodinâmico. (Reddit, 2015). _____	146
<i>Figura 176</i> Vista lateral externa do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	150
<i>Figura 177</i> Vista em perspectiva externa da dianteira do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	150
<i>Figura 178</i> Vista em perspectiva externa da traseira do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	151
<i>Figura 179</i> Vista superior externa do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	151
<i>Figura 180</i> Vista em perspectiva dianteira do interior do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	152
<i>Figura 181</i> Vista superior do interior do <i>Tropidurus 1</i> . _____	152
<i>Figura 182</i> Vista lateral direita do interior do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	153
<i>Figura 183</i> Vista em perspectiva traseira do interior do protótipo <i>Tropidurus 1</i> , detalhe para o volante, pedais e transmissão. _____	153
<i>Figura 184</i> Vista lateral esquerda do interior do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	153
<i>Figura 185</i> Vista em detalhe o sistema de direção, freios a disco e volante do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	154
<i>Figura 186</i> Vista em detalhe do sistema de propulsão por polias e correia em V e motor modelo do protótipo <i>Tropidurus 1</i> . _____	154
<i>Figura 187</i> Força lateral na direção x, Tensão equivalente de von Mises. _____	172
<i>Figura 188</i> Força lateral na direção x, Deslocamento total. _____	172
<i>Figura 189</i> Força lateral na direção x, Deslocamento na direção X. _____	173
<i>Figura 190</i> Força lateral na direção x, Deslocamento na direção Y. _____	173
<i>Figura 191</i> Força lateral na direção x, Deslocamento na direção Z. _____	174
<i>Figura 192</i> Força lateral na direção x, Deformação equivalente. _____	174
<i>Figura 193</i> Força lateral na direção x, Fator de segurança. _____	175
<i>Figura 194</i> Força vertical na direção y, Tensão equivalente de von Mises. _____	175
<i>Figura 195</i> Força vertical na direção y, Deslocamento total. _____	176
<i>Figura 196</i> Força vertical na direção y, Deslocamento na direção X. _____	176
<i>Figura 197</i> Força vertical na direção y, Deslocamento na direção Y. _____	177
<i>Figura 198</i> Força vertical na direção y, Deslocamento na direção Z. _____	177
<i>Figura 199</i> Força vertical na direção y, Deformação equivalente. _____	178
<i>Figura 200</i> Força vertical na direção y, Fator de segurança. _____	178
<i>Figura 201</i> Força frontal na direção z, Tensão equivalente de von Mises. _____	179
<i>Figura 202</i> Força frontal na direção z, Deslocamento total. _____	179
<i>Figura 203</i> Força frontal na direção z, Deslocamento na direção X. _____	180
<i>Figura 204</i> Força frontal na direção z, Deslocamento na direção Y. _____	180
<i>Figura 205</i> Força frontal na direção z, Deslocamento na direção Z. _____	181
<i>Figura 206</i> Força frontal na direção z, Deformação equivalente. _____	181

Figura 207 Força frontal na direção z, Fator de segurança. _____	182
Figura 208 Força lateral na direção x para o arco secundário, Tensão equivalente de von Mises. _____	182
Figura 209 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento total. _____	183
Figura 210 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento na direção X. _____	183
Figura 211 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento na direção Y. _____	184
Figura 212 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento na direção Z. _____	184
Figura 213 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deformação equivalente. _____	185
Figura 214 Força lateral na direção x para o arco secundário, Fator de segurança. _____	185
Figura 215 Força vertical na direção y para o arco secundário, Tensão equivalente de von Mises. _____	186
Figura 216 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento total. _____	186
Figura 217 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento na direção X. _____	187
Figura 218 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento na direção Y. _____	187
Figura 219 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento na direção Z. _____	188
Figura 220 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deformação equivalente. _____	188
Figura 221 Força vertical na direção y para o arco secundário, Fator de segurança. _____	189
Figura 222 Força frontal na direção z para o arco secundário, Tensão equivalente de von Mises. _____	189
Figura 223 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento total. _____	190
Figura 224 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento na direção X. _____	190
Figura 225 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento na direção Y. _____	191
Figura 226 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento na direção Z. _____	191
Figura 227 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deformação equivalente. _____	192
Figura 228 Força frontal na direção z para o arco secundário, Fator de segurança. _____	192
Figura 229 Tensão máxima equivalente de von Mises. _____	193
Figura 230 Deslocamento total máximo em milímetros. _____	193
Figura 231 Deformação máxima equivalente. _____	194
Figura 232 Fator de segurança para escoamento do material. _____	194
Figura 233 Tensão máxima equivalente de von Mises. _____	195
Figura 234 Deslocamento total máximo em milímetros. _____	195
Figura 235 Deformação máxima equivalente. _____	196
Figura 236 Fator de segurança para escoamento do material. _____	196
Figura 237 Momento aplicado no eixo Z, Tensão equivalente de von Mises. _____	197
Figura 238 Momento aplicado no eixo Z, Deslocamento total. _____	197
Figura 239 Momento aplicado no eixo Z, Deformação equivalente. _____	198
Figura 240 Momento aplicado no eixo Z, Fator de segurança. _____	198
Figura 241 Tensão equivalente de von Mises para a barra axial. _____	199
Figura 242 Deslocamento total para a barra axial. _____	199
Figura 243 Deformação equivalente para a barra axial. _____	199
Figura 244 Fator de segurança para a barra axial. _____	200
Figura 245 Força aplicada no sentido Z no pedal, Tensão equivalente de von Mises. _____	200

<i>Figura 246 Força aplicada no sentido Z no pedal, Deslocamento total.</i>	<u>201</u>
<i>Figura 247 Força aplicada no sentido Z no pedal, Deformação equivalente.</i>	<u>201</u>
<i>Figura 248 Força aplicada no sentido Z no pedal, Fator de segurança.</i>	<u>201</u>

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1 Faixa de parâmetros dos motores pesquisados.</i>	32
<i>Tabela 2 Cinco motores mais bem pontuados segundo metodologia método 1.</i>	33
<i>Tabela 3 Cinco motores mais bem pontuados segundo metodologia método 2.</i>	34
<i>Tabela 4 Forças necessárias para controles manuais e pés (Tilley, 2007).</i>	57
<i>Tabela 5 Propriedades do Material (Matweb, 2015).</i>	66
<i>Tabela 6 Coordenadas do centro de gravidade do protótipo com a inclusão de todos os subsistemas e piloto.</i>	70
<i>Tabela 7 Convergência de malha para o chassi do protótipo.</i>	71
<i>Tabela 8 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força lateral de 1176 N no ar principal no sentido x.</i>	73
<i>Tabela 9 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força vertical de 1176 N no arco principal no sentido y.</i>	74
<i>Tabela 10 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força frontal de 1176 N no arco principal no sentido z.</i>	75
<i>Tabela 11 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força lateral de 1176 N no arco secundário no sentido x.</i>	76
<i>Tabela 12 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força vertical de 1176 N no arco secundário no sentido y.</i>	77
<i>Tabela 13 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força frontal de 1176 N no arco secundário no sentido z.</i>	78
<i>Tabela 14 Resultados compilados para o arco principal.</i>	79
<i>Tabela 15 Resultados compilados para o arco secundário.</i>	79
<i>Tabela 16 Dados iniciais para determinação do ângulo de esterçamento.</i>	80
<i>Tabela 17 Apresentação de dados e resultados (negrito) para as forças verticais atuantes sobre o sistema.</i>	82
<i>Tabela 18 Apresentação de dados e resultados (negrito) para as forças laterais atuantes sobre o sistema.</i>	82
<i>Tabela 19 Apresentação de dados e resultados (negrito) para as forças de tração atuantes sobre o sistema.</i>	83
<i>Tabela 20 Apresentação de parâmetros e resultados para os esforços no link.</i>	84
<i>Tabela 21 Parâmetros e resultados para os esforços causados pela pinça de freio</i>	85
<i>Tabela 22 Especificações da manga de eixo projetada.</i>	87
<i>Tabela 23 Convergência de malha realizada para o componente manga de eixo.</i>	88
<i>Tabela 24 Apresentação de resultados para a simulação da manga de eixo.</i>	93
<i>Tabela 25 Informações técnicas à respeito do componente munhão de direção projetado.</i>	94

<i>Tabela 26 Apresentação do estudo de convergência de malha para o componente de direção munhão.</i>	<i>95</i>
<i>Tabela 27 Apresentação dos resultados da simulação do munhão de direção.</i>	<i>98</i>
<i>Tabela 28 Informações técnicas sobre a coluna de direção.</i>	<i>99</i>
<i>Tabela 29 Resultados obtidos através da convergência de malha para a coluna de direção.</i>	<i>100</i>
<i>Tabela 30 Resultados apresentados para a simulação realizada para a barra axial.</i>	<i>103</i>
<i>Tabela 31 Informações técnicas sobre a barra axial.</i>	<i>104</i>
<i>Tabela 32 Resultados para a convergência de malha da barra axial.</i>	<i>104</i>
<i>Tabela 33 Apresentação dos resultados para as simulações da barra axial.</i>	<i>107</i>
<i>Tabela 34 Características básicas do motor Mitsubishi GT241 que serviram como base de comparação para a escolha.</i>	<i>107</i>
<i>Tabela 35 Cálculo do torque mínimo.</i>	<i>110</i>
<i>Tabela 36 Dados e resultado para a redução.</i>	<i>110</i>
<i>Tabela 37 Fatores de serviço obtidos a partir das tabelas do fabricante.</i>	<i>110</i>
<i>Tabela 38 Especificações técnicas da polia/embreagem centrífuga H1P3 da MFG Supply.</i>	<i>113</i>
<i>Tabela 39 Resumo dos fatores que influenciam no limite à resistência.</i>	<i>120</i>
<i>Tabela 40 Estimativas da primeira iteração para o valor do concentrador de tensão K_t.</i>	<i>121</i>
<i>Tabela 41 Resumo das características dos eixos do redutor, a partir do método de tensões.</i>	<i>122</i>
<i>Tabela 42 Resumo das características dos eixos pelo método da superposição e torção.</i>	<i>122</i>
<i>Tabela 43 Apresentação de resultados para os diâmetros críticos dos eixos do protótipo.</i>	<i>122</i>
<i>Tabela 44 Apresentação de resultados para o veículo em condição estática.</i>	<i>123</i>
<i>Tabela 45 Apresentação dos resultados para o veículo em condição dinâmica de frenagem.</i>	<i>124</i>
<i>Tabela 46 Especificações técnicas do pedal de freio.</i>	<i>129</i>
<i>Tabela 47 Resultados para o estudo de convergência de malha para o pedal de freio.</i>	<i>130</i>
<i>Tabela 48 Resultados da simulação numérica.</i>	<i>132</i>
<i>Tabela 49 Dados e resultados para os ensaios da carroceria.</i>	<i>147</i>
<i>Tabela 50 Potência resistiva devido ao arrasto.</i>	<i>147</i>
<i>Tabela 51 Ficha técnica do protótipo Tropidurus 1.</i>	<i>149</i>
<i>Tabela 52 Cotações para os tubos do chassi.</i>	<i>155</i>
<i>Tabela 53 Cotações para os componentes do sistema de direção.</i>	<i>156</i>
<i>Tabela 54 Cotação para o motor escolhido.</i>	<i>156</i>
<i>Tabela 55 Cotações para os componentes de transmissão.</i>	<i>157</i>
<i>Tabela 56 Cotações para os componentes do sistema de freio.</i>	<i>157</i>
<i>Tabela 57 Cotações para os possíveis materiais da carroceria do protótipo.</i>	<i>157</i>
<i>Tabela 58 Cotações para materiais avulsos aos subsistemas.</i>	<i>158</i>
<i>Tabela 59 Tabela resumo e somatório final para todos os subsistemas.</i>	<i>159</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

V	Cilindrada	[cm ³]
D	Diâmetro do Pistão	[m]
h	Curso do Pistão	[m]
v	Volume da Câmara de Combustão	[cm ³]
T	Torque	[lbf.ft]
F	Força Atuante	[N]
d	<i>Distância Perpendicular ao eixo do motor</i>	[m]
W	<i>Trabalho Realizado</i>	[HP]
t	<i>Tempo</i>	[s]
ω_{rot}	Velocidade Angular	[rpm]
R	<i>Raio de Giro</i>	[m]
L	<i>Entre Eixos</i>	[m]
b	<i>Bitola</i>	[m]
M_V	<i>Momento Total Vertical das Rodas</i>	[N.m]
F_{ZL}	Carga Vertical da Roda Esquerda	[N]
F_{ZR}	Carga Vertical da Roda Direita	[N]
d'	Distância Entre o Eixo de Esterçamento e o Centro dos Pneus	[m]
M_L	Momento Total Lateral das Rodas	[N.m]
r	Raio do Pneu	[m]
M_T	Momento Total	[N.m]
m	Massa	[Kg]
a_{tcg}	Aceleração Tangencial	[m/s ²]
a	Aceleração	[m/s ²]
M	<i>Momento</i>	[N.m]
F_y	<i>Força Lateral</i> Coeficiente global de transferência de calor	[N]
$M \cdot \frac{b}{L}$	Proporção de Carregamento do Veículo no Eixo Traseiro	[N]
W_f	Carga no Eixo Dianteiro	[N]
$C\alpha_f$	Rigidez de Curva do Pneu Dianteiro	[N]
F_{xt}	Força Total Resultante de Desaceleração	[N]
C_d	Coeficiente de arrasto	[SI]
l_F	Distância do CG até a força no eixo traseiro	[m]
$F_{ZF,dyn}$	Força Dinâmica normal no Eixo Dianteiro	[N]

$F_{x,total}$	Força Total de Frenagem	[N]
$F_{ZR,static}$	Força Normal no Eixo traseiro sem frenagem	[N]
q	Pressão Dinâmica	[kPa]
A	Área Projetada da Seção Transversal do Veículo	[N]
v''	Velocidade Relativa do Vento	[N]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[N]

Símbolos Gregos

δ_o	Ângulo de Esterçamento Externo	[°]
δ_i	Ângulo de Esterçamento Interno	[°]
λ	Ângulo do Pino Mestre	[°]
ν'	Ângulo do Caster	[°]
α	Ângulo de Deriva	[°]
Ψ	Razão da carga aplicada ao eixo traseiro pela carga total	[SI]
μ_{Ti}	Coefficiente de Tração	[SI]

Grupos Adimensionais

n	<i>Número de Cilindros</i>
R_c	<i>Relação de Compressão</i>
PE_1	<i>Proporção Estequiométrica da gasolina</i>
PE_2	<i>Proporção Estequiométrica do álcool</i>

Subscritos

rot	Rotacional
v	Vertical
l	Esquerda
cg	Centro de Gravidade

Siglas

ASME	American Society of Mechanical Engineers
AISI	American Iron and Steel Institute
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computational Aided Design
SAE	Society of Automotive Engineers

1 INTRODUÇÃO

A introdução relata o que é a Maratona da Eficiência Energética e coloca a motivação para criação do trabalho. Ainda, acompanhada dos objetivos, a metodologia adotada é descrita a partir dos seus fundamentos até sua adaptação para o projeto de um veículo de alta eficiência.

1.1 ASPECTOS GERAIS

A Maratona da Eficiência Energética é uma competição universitária que visa desenvolver e aplicar conhecimentos relacionados à eficiência e sustentabilidade em protótipos monoposto (veículos utilizados especialmente em competição para um ocupante) movidos a álcool, gasolina ou eletricidade. Esta competição realiza sua 12ª etapa em março de 2016 e, a cada ano, o número de instituições participantes aumenta. O interesse neste tipo de evento se deve ao fato deste possibilitar contato com os desafios atuais da engenharia e proporcionar um nível de interação mais amplo com as atividades práticas de projeto.

A competição é realizada anualmente em São Paulo, no Autódromo Interlagos – Kartódromo Ayrton Senna (Figura 1) e é dividida em três categorias: gasolina, etanol e elétrico. Nas categorias gasolina e etanol, os protótipos têm a mesma finalidade: devem percorrer o maior trajeto possível com 1 litro de combustível em um determinado espaço e tempo.



Figura 1 Maratona da Eficiência Energética 2012 (Carratop blog, 2015).

No ano de 2014, 84 protótipos foram inscritos no total, alcançando a marca de 364,114 km/L na categoria gasolina e 255,748 km/L na categoria etanol. Já na categoria Eléctrico, o primeiro colocado atingiu o menor consumo da edição, situado em 54,073 kJ (Moreira, 2015). O recorde da maratona encontra-se em 594,394 km/L na categoria gasolina, atingido pela Universidade da Região de Joinville

em 2011 e 736,395 km/L na categoria Etanol, atingido no mesmo ano pela Universidade Estadual do Oeste do Paraná (Velocidade total, 2015).

Este é o maior evento do gênero realizado no país e o segundo maior do mundo. Sua principal característica é o envolvimento de professores e estudantes de diversos cursos de graduação, pois obter maior eficiência energética em cada categoria é um desafio multidisciplinar. Sendo assim, as equipes apresentam frequentemente novidades para deixar os projetos mais adequados ao objetivo, como por exemplo, em relação ao design, materiais estruturais e controle eletrônico dos motores. Existe também uma competição internacional que acontece desde 1985, chamada Shell *Eco-marathon* que, assim como a Maratona da Eficiência Energética, tem como objeto desafiar estudantes a projetar e construir veículos mais eficientes. Atualmente ela ocorre em três continentes: Ásia, Américas e Europa.

1.2 MOTIVAÇÃO

O alto consumo e baixo rendimento dos veículos automotores atuais fazem parte de um debate mundial acerca da necessidade de desenvolvimento de novas tecnologias no âmbito da indústria automobilística. Novas opções, como veículos elétricos ou movidos a células de hidrogênio vêm surgindo, porém, os movidos por motores a combustão interna ainda permanecerão neste cenário até 2020 (Kpimg, 2015).

Consideradas tais tendências, competições como a Shell *Eco-Marathon* e a Maratona da Eficiência Energética desafiam estudantes da área de engenharia e correlatas a viabilizarem alternativas para este impasse. Desta forma, este trabalho visa abrir, dentro da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, um campo de discussões a respeito de quais elementos determinam a eficiência de um veículo em relação ao seu combustível e como melhorá-los, avaliando-os no contexto da competição Maratona da Eficiência Energética. Destaca-se aqui o início de proposta de abertura de uma equipe de competição no Departamento de Engenharia Mecânica (ENM) da *UnB* para participação no evento em questão.

1.3 OBJETIVOS

Desenvolver o projeto preliminar de um veículo que esteja apto a participar da Maratona da Eficiência Energética, na categoria gasolina, de forma competitiva, explicitando passo-a-passo uma metodologia para projeto de um veículo eficiente. Apresentar, no Projeto Preliminar, o dimensionamento e leiaute final de cada componente do veículo, servindo como referência para projetos futuros voltados ao tema.

A seguir as atividades do trabalho são detalhadas:

- Compreender o Regulamento da Maratona da Eficiência Energética;
- Revisar Literatura acerca dos seguintes subsistemas:
 - Estrutura;
 - Direção e pneus;
 - Motor;

- Transmissão;
 - Freio;
 - Ergonomia;
 - Carroceria ou carenagem.
- Estabelecer os limites impostos pelo regulamento para cada subsistema;
 - Selecionar os tipos de subsistemas que melhor se adequam ao objetivo;
 - Definir a metodologia de projeto baseado na literatura;
 - Aplicar a metodologia desenvolvida a partir da literatura de forma a obter o projeto conceitual do veículo;
 - Estabelecer o projeto de cada subsistema deixando clara a aplicabilidade no conceito e possibilidade de fabricação;
 - Expor que este projeto ainda pode ser ampliado para novos subsistemas e que seu desenvolvimento deverá ser contínuo e atualizado em uma equipe de competição dentro do estabelecido pela Maratona da Eficiência Energética e Departamento de Engenharia Mecânica.

Em busca do melhor resultado possível, seguindo as normas exigidas pelo regulamento, o projeto tem como diretrizes principais alcançar o veículo mais eficiente e financeiramente viável. Assim, neste trabalho se apresentam: estudo teórico sobre os princípios de cada subsistema aplicados ao objetivo, o projeto conceitual de cada componente e os cálculos, dimensionamento e seleção do que for necessário.

1.4 METODOLOGIA ADOTADA

Este trabalho foi desenvolvido de forma a preencher os requisitos do Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP). Esta metodologia é aplicada à indústria e é utilizada para fins que vão além das pretensões aqui estabelecidas, como produção em massa, distribuição e vendas. O projeto atual se beneficia sobremaneira da sistemática do PDP.

Como o modelo determina é preciso identificar uma necessidade inicial, explicitada no item 1.2. Esta motivação e o conhecimento a respeito da Maratona da Eficiência Energética desencadearam as solicitações para início do desenvolvimento do projeto. A partir de então foi possível separar quatro passos aplicáveis desta metodologia de desenvolvimento para se chegar ao objetivo, que é levar uma equipe com um veículo em plenas condições competitivas para o evento. Tais passos são o planejamento de produto, o projeto, o planejamento de processo e a produção (manufatura). Após avaliar a complexidade do desenvolvimento do projeto de um veículo, foi estabelecido que para este trabalho somente serão abordadas as partes de planejamento do produto e projeto (Figura 2).

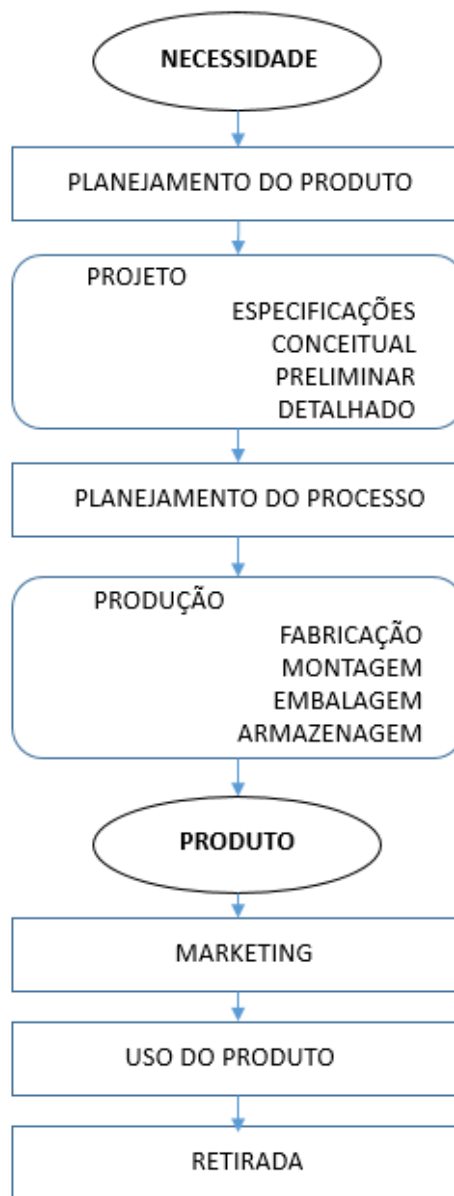


Figura 2 Fases do ciclo de vida de um produto (Back, 2002).

Este sistema é sequencial e cada etapa deve ser completada antes que a seguinte seja iniciada, mas nesta forma é possível que atrasos, erros, altos custos e qualidade inferior atinjam o projeto (Back, 2002). Portanto para prevenir tais problemas uma nova sistemática para desenvolver os projetos conceitual e preliminar foi desenvolvida como mostrado nas Figura 3 e 4. Este sistema visa empreender uma rotina iterativa de tomada de decisões de projeto em que todos os subsistemas do veículo sejam conectados por pelo menos uma relação principal. Dessa maneira é possível otimizar a dinâmica de projeto melhorando a tomada de decisões, pois só se conclui o projeto do veículo quando todos os subsistemas atingirem seu ponto ótimo obedecendo as relações estabelecidas entre cada subsistema.

Estas relações são estipuladas a partir das diretrizes principais do projeto que são o ganho de eficiência seguida pela redução do peso a um baixo custo.

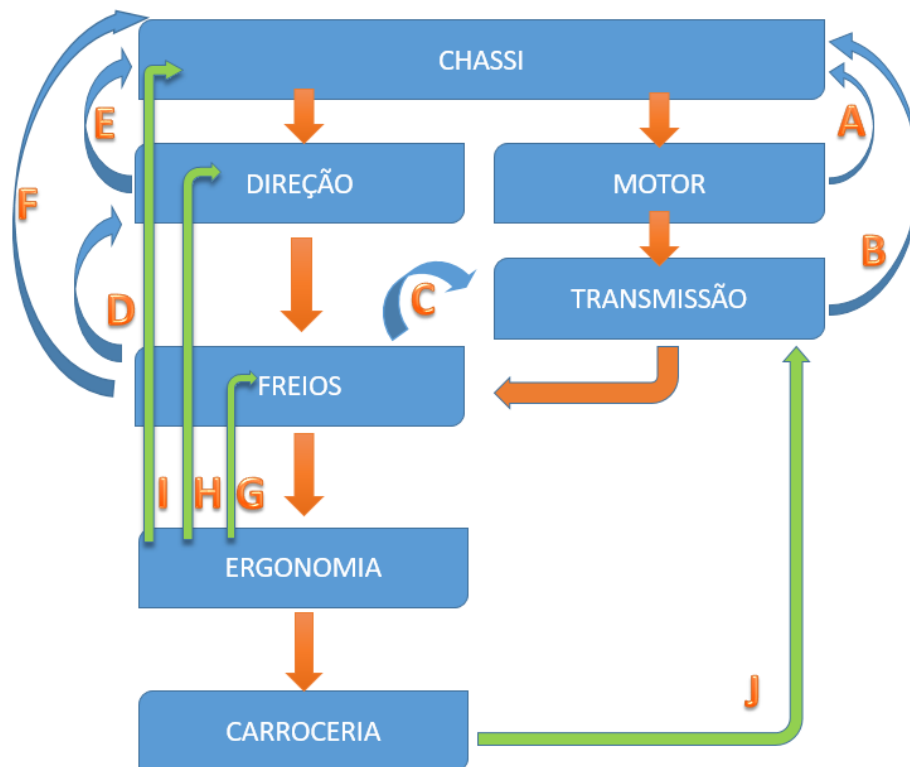


Figura 3 Fluxograma do método desenvolvido.

PRINCIPAIS RELAÇÕES ITERATIVAS	
A	Peso/Tamanho
B	Geometria
C	Projeto Eixos
D	Fixação Manga
E	Redefinição do Entre Eixo
F	Peso
G	Posição Pedal
H	Posição Piloto
I	Dimensão
J	Peso/Torque

Figura 4 Legenda do fluxograma.

Uma característica essencial a este método é a possibilidade de realizar o desenvolvimento de cada subsistema em paralelo, como mostrado na Figura 3. Os subsistemas direção e motor puderam ser selecionados e projetados sem que existisse relação direta de parâmetros que especificam cada um, diferentemente do subsistema direção e freios em que é necessário estabelecer alguns parâmetros em comum para funcionamento efetivo.

O planejamento de produto consistiu em uma série de análises de viabilidade a partir da capacidade técnica, estrutura física adequada à fabricação e projetos semelhantes para cada componente, estabelecendo:

- Um estudo a respeito da competição e dos parâmetros fundamentais para construção do veículo adequado ao evento;
- Observação e leitura de projetos já existentes;
- Possibilidade de construção do veículo no espaço da Universidade;
- Análise preliminar de viabilidade econômica;
- Prazo para realização do projeto no espaço de 10 meses (2 semestres letivos);

Em seguida, após definição dos parâmetros iniciais e confirmada a viabilidade do projeto foi possível dar início ao PDP. Sabendo que os passos para elaboração do projeto, segundo o “*processo de desenvolvimento de produto*” partem dos seguintes pressupostos (Back, 2002):

- **Especificações de projeto:** Análise do problema e objetivo traçando uma direção com base nas informações encontradas nas normas (regulamento) de forma a deixar claro quais as restrições de projeto, funções de cada parte e propriedades necessárias para garantir efetividade no projeto dos componentes;

- **Projeto conceitual:** As especificações fornecem uma tendência a qual o projeto deve seguir, sendo assim o projeto conceitual gera e avalia soluções gerais para o problema, sendo crucial para o seguinte passo no desenvolvimento do projeto, pois é a partir desta fase que este toma forma e tem sua abrangência é delimitada;

- **Projeto preliminar:** Esta fase converge as soluções especificadas no projeto conceitual em uma concepção final escolhida, para, então, estabelecer a concepção definitiva de todo o veículo, peças e componentes e ainda especificando formatos geométricos, dimensões e materiais utilizados. Segundo Back (2002) é difícil esboçar um plano geral de ação para executar esta parte da metodologia. Por isso foi desenvolvida uma metodologia específica para a concepção aqui formalizada (Figuras 3 e 4). Ao final do projeto preliminar são apresentados os desenhos em escala com as principais dimensões do protótipo e seus componentes e lista de partes selecionadas;

- **Projeto detalhado:** No projeto detalhado, a forma geométrica, dimensões, tolerâncias, propriedades superficiais e materiais do produto, assim como de todas as partes e componentes, são especificadas e apresentadas em formatos de desenhos de fabricação com detalhes e listas de partes completas. E complementando deve-se apresentar instruções de produção e montagem, testes, transporte, operação, uso e manutenção.

Este trabalho entrega o desenvolvimento do veículo até o projeto preliminar já descrito, deixando claros os requisitos e orientação para finalização posterior do projeto detalhado. Sendo este dividido em seis capítulos, o primeiro explica a motivação do trabalho e todo o contexto para desenvolvimento do projeto, incluindo o método utilizado e os objetivos contemplados.

No segundo capítulo, chamado projeto conceitual, são abordados todos os parâmetros de projeto exigidos pelo regulamento da Maratona da Eficiência Energética, abrindo opções gerais e metodologias de dimensionamento para cada subsistema chegando por fim a uma decisão para cada componente.

No terceiro capítulo, a metodologia colocada no capítulo anterior é aplicada para que cada componente seja especificado quanto às dimensões, materiais e validações computacionais quando necessário, resultando no projeto preliminar.

No quarto capítulo um resumo acerca dos resultados obtidos é apresentado em formato de ficha técnica e desenhos demonstrativos para visualização externa e interna do protótipo totalmente montado.

No capítulo quinto é realizada uma análise de custos preliminar, necessária para justificar a exigência de baixo custo relativo aos componentes do veículo, bem como para deixar clara a viabilidade econômica perante ao provável financiador do projeto, no caso a própria *Universidade de Brasília*.

Ao final, na conclusão, a importância deste projeto é analisada junto aos próximos passos para finalização do projeto e fabricação. Em sequência, nos anexos, todas as tabelas e imagens que não foram inseridas no texto são organizadas juntamente às rotinas computacionais utilizadas para os cálculos dos subsistemas, contendo também os desenhos em escala dos componentes e conjunto.

2 PROJETO CONCEITUAL

Este capítulo traz soluções gerais para cada subsistema do projeto do veículo em estudo, juntamente aos parâmetros exigidos pelo regulamento da competição Maratona da Eficiência Energética, as concepções pré-definidas, que servirão como ponto de partida para delinear o protótipo e metodologia inicial para desenvolvimento de cada subsistema.

2.1 CHASSI

Com o objetivo de proporcionar rigidez estrutural ao veículo, as normas da competição sugerem que as equipes se assegurem que os chassis dos seus protótipos sejam seguros ao piloto, formados por componentes que realizem a função de uma célula de sobrevivência.

Idealmente, uma estrutura veicular deve conectar as quatro rodas do veículo e se apresentar rígida quanto às flexões e torções. Deve ainda ser capaz de suportar todos os componentes e ocupantes e todas as cargas estáticas e dinâmicas decorrentes do uso do veículo (Miliken, 1995). Entretanto, verifica-se que as funções da estrutura de um veículo vão mais além, sendo responsável pela manobrabilidade do veículo e garantia de baixos níveis de ruídos e vibrações ao longo do percurso. Alternativo à construção do chassi tubular, desde que comprovada sua resistência através do projeto, as equipes possuem a opção da construção de um monoposto em fibra de carbono ou fibra de vidro, com aplicações de resina, ou placas de acrílico termo moldado.

2.1.1 Especificações de Projeto

O projeto da estrutura deve obrigatoriamente considerar barras de proteção exigidas pelo regulamento da competição e mostradas na Figura 5.

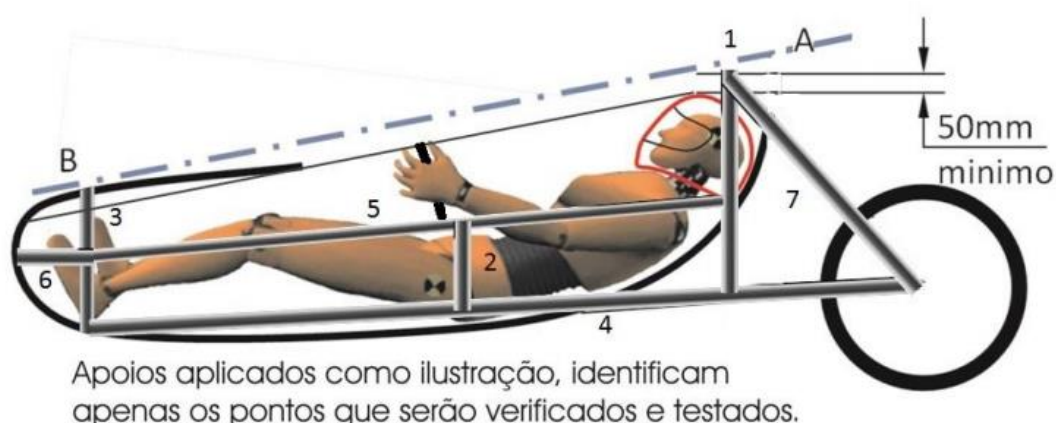


Figura 5 Barras de proteção exigidas pela competição maratona energética. (Comitê Organizador, 2015).

- Barra 1. Esta barra deve ser posicionada sobre o capacete do piloto, descendo verticalmente até a região dos ombros. Em toda a volta, a folga entre a barra e o capacete do piloto e seus ombros deve ser de no mínimo de 50 mm;
- Barra 2. Barra vertical protegendo a região do quadril;
- Barra 3. Acima dos pés do piloto;
- Barra 4. Inferior nas duas laterais;
- Barra 5. Superior nas duas laterais, proteção de ombro/quadril;
- Barra 6. Proteção frontal pés;
- Barra 7. Travamento traseiro barra 1, deve ser posicionada no ponto mais alto da barra 1 até a barra inferior;

É preciso ressaltar ainda que o piloto com o cinto fixado deve ter uma folga mínima de 50 mm da linha AB. Ainda na vista lateral, é mandatório, nos chassis tubulares, uma barra inferior e outra superior, que se estenda nas duas laterais, já no caso dos veículos com monocoque, estas barras podem ser substituídas por reforços na estrutura (Comitê Organizador, 2015). A barra 1 deve englobar em largura os ombros do piloto, quando este estiver acomodado e em posição de direção normal, com o cinto de segurança fixado, conforme mostrado na Figura 6.



Figura 6 Barras de proteção do arco principal (Comitê Organizador, 2015).

Para as barras de proteção do arco principal é permissível utilizar tubos ou algum tipo de painel rígido. Sendo utilizados tubos para construção do arco principal este deve ser de metal devidamente projetado para manter o piloto seguro.

As barras de proteção do arco principal devem se integrar como uma estrutura rígida ao chassi e devem suportar o peso do veículo mais o piloto, caso ocorra um capotamento. Sendo então este o critério base para as simulações computacionais. A localização do ponto B deve ser sobre um ou mais arcos estruturais que envolvam o piloto (Comitê Organizador, 2015).

2.1.2 Tipos de Chassi

Existem diversas estruturas que podem ser utilizadas para desenvolver um protótipo como o proposto neste trabalho, possuindo cada uma aptidão para vários carregamentos impostos e eficácia em diferentes condições de projeto estabelecidas (Happian-Smith, 2002). Nos itens subsequentes três tipos de chassi foram separados para análise quanto à adequação ao projeto.

2.1.2.1 Chassi Escada

O chassi do tipo escada é caracterizado por ser uma estrutura metálica, resistente e projetada para sustentar diversos carregamentos verticais aplicados do tipo peso do motor, peso dos passageiros, etc. Como o próprio nome sugere, é constituído por duas vigas longitudinais (conhecidas como longarinas) ligadas entre si por uma série de travamentos transversais, como mostrado na Figura 7.



Figura 7 Chassi escada (NDH, 2015).

Possuí como características principais a boa resistência à flexão, baixa capacidade de deformação e baixa rigidez a torção. É amplamente utilizado em veículos que são submetidos a carregamentos de alta intensidade como: caminhonetes, caminhões e ônibus. Tem em sua estrutura seções em “C” que aumentam a rigidez da estrutura, e ainda seções em “X” que aumentam a resistência à torção (NDH, 2015).

2.1.2.2 Chassi Monobloco

O chassi monobloco, também conhecido como monocoque, é constituído por uma estrutura de peça única, amplamente utilizada em veículos de passeio. É fabricado a partir de prensas e soldagem de peças entre si, conferindo dessa forma resistência à flexão e torção.

Possuí como principal característica alto nível de complexidade na fabricação, sendo necessários equipamentos de soldagem e estampagem com alto custo associado, não justificando assim a fabricação de veículos em baixa escala (Furtado, 2013). Além do elevado custo associado à sua fabricação, em

casos de danos à estrutura, a reparação de danos se torna extremamente complexa e de custo elevado, sendo necessária, em alguns casos, a substituição de todo o conjunto monobloco.

A estrutura do tipo monobloco deve ainda resistir a esforços da mesma forma que estruturas compostas por chassi e carroceria separadas, sendo possível que se identifique em estruturas monobloco a presença de regiões reforçadas para conferir a resistência necessária. Pode-se observar ainda a presença de alívios em partes da estrutura onde se verifica a baixa solicitação de esforços, desta forma tem-se uma estrutura com baixo peso associado e alta resistência, conforme verificado na Figura 8.



Figura 8 Chassi monobloco (NDH, 2015).

2.1.2.3 Chassi Tubular

Os chassis tubulares (Figura 9) são amplamente utilizados em veículos de alto desempenho por suas características estruturais e baixa massa específica, haja vista que os veículos desta categoria visam aperfeiçoar a relação peso/potência. O menor peso da estrutura impede melhor desempenho na aceleração, frenagem e dirigibilidade do veículo (Exomotive LLC, 2014).

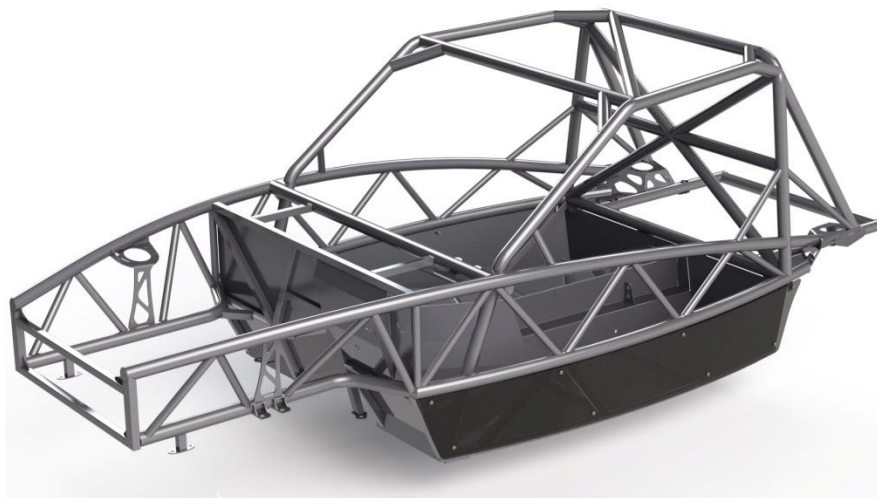


Figura 9 Chassi tubular (Exomotive LLC, 2014).

2.1.3 Chassi Escolhido

Visto os tipos existentes de chassis e suas respectivas características, pode-se definir quais são os pontos de maior relevância no desenvolvimento de uma estrutura automotiva. Priorizando o peso, facilidade de fabricação, custo, desempenho e resistência estrutural, o chassi tubular é a opção que melhor atende aos requisitos deste projeto. Pretendendo da melhor forma atender aos parâmetros do regulamento, o chassi tubular se adequa muito bem aos requisitos de segurança e necessidades quanto a adaptação dos outros subsistemas. Além de buscar a melhor relação peso/potência quando comparado com as outras opções apresentadas. Isso posto, utilizando programas comerciais de CAD (*Computer Aided Design* ou Desenho Assistido por Computador) como o *SolidWorks*, a geometria do chassi é desenvolvida e toda a validação de esforços mínimos exigidos pelo regulamento é realizada utilizando-se o programa *Ansys*, que simula estruturas utilizando o Método dos Elementos Finitos.

2.1.4 Rigidez do Chassi

O desenvolvimento de estruturas veiculares é um desafio devido à quantidade de variáveis de projetos que devem ser analisadas e devidamente consideradas, tendo como principais requisitos a serem atendidos:

- A rigidez estrutural do chassi não deve ser comprometida, quando o mesmo for submetido a condições normais de utilização;
- Apresentar elevada rigidez para proporcionar dirigibilidade, manobrabilidade e manter os pontos de ancoragem da suspensão fixos;
- A estrutura deve conferir a sustentação para os demais subsistemas do veículo, garantido durabilidade e funcionalidades aos mesmos;
- Proteger os ocupantes em caso de colisão.

Desta forma, o chassi é considerado o componente mais importante de um automóvel, isto se deve à necessidade de acomodação dos diversos outros subsistemas (motor, suspensão, tanque de combustível etc) (Reimpell e Stoll, 2001). Sendo assim, não existe um tipo ideal de estrutura veicular, e isto se deve ao fato de cada veículo possuir um conjunto diferente de variáveis de projetos a serem analisadas e atendidas. Por isso, parâmetros como peso e rigidez devem ser priorizados em projeto de alto desempenho (Souza, 1990).

2.1.4.1 Peso

O peso da estrutura de um veículo tem influência direta em dois importantes parâmetros de seu funcionamento: desempenho e o consumo de combustível. Verifica-se desta forma, pela relação peso-potência que, quanto maior for à potência do veículo, maior será a relação de cavalos por quilograma de massa, melhorando assim o desempenho quanto a aceleração e frenagem do veículo. Entretanto percebe-se uma limitação no aumento da potência do motor, o consumo de combustível, já que o ganho de

“cavalaria” com o aumento de cilindrada traz consigo, inevitavelmente, um aumento no consumo de combustível, tendo em vista que serão mais mililitros de combustível queimados a cada ciclo.

Desta forma, a redução do peso da estrutura deve ser considerada como uma variável de projeto a ser rigorosamente atendida, de forma que tubos mais finos e resistentes aos esforços aumentem o desempenho do veículo reduzindo o consumo de combustível.

2.1.4.2 Rigidez

A rigidez flexional é importante quando ondulações na pavimentação resultam em translação vertical do conjunto de suspensão dianteiro ou traseiro separadamente, acarretando um momento fletor ao longo do eixo longitudinal da estrutura (Reimpell e Stoll, 2001), conforme mostra a Figura 10.

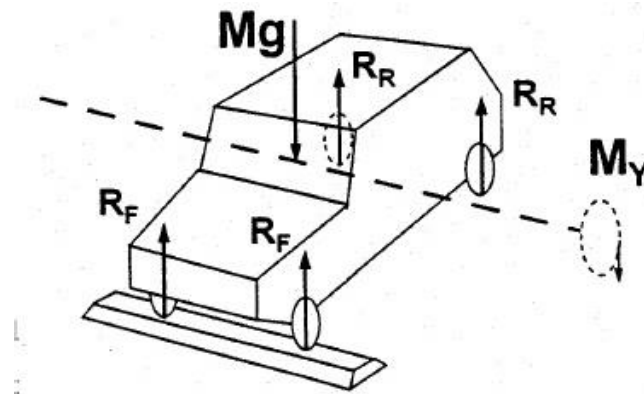


Figura 10 Translação vertical do conjunto de suspensão dianteiro (Reimpell e Stoll, 2001).

Este momento fletor juntamente com a distribuição de massas no veículo deve ser suportado pela estrutura sem que a mesma seja comprometida quando o veículo for operado em condições normais de utilização. Já a rigidez relativa a torção, ocorre quando apenas uma das rodas passa por uma ondulação gerando desta forma um momento torçor e fletor na estrutura (Reimpell e Stoll, 2001), conforme ilustrado na Figura 11.

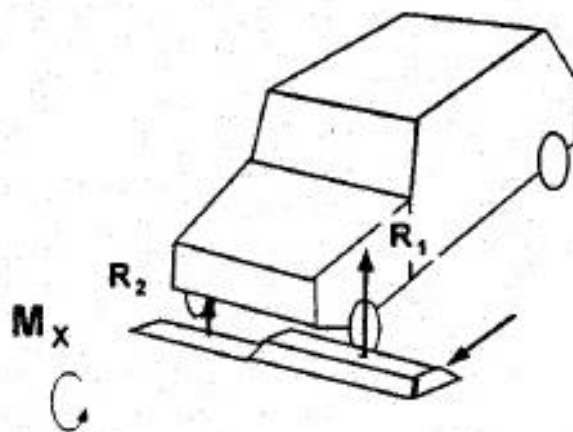


Figura 11 Translação vertical da roda dianteira direita (Reimpell e Stoll, 2001).

São diversas as técnicas desenvolvidas para se aumentar a rigidez relativa a torção e flexional de um chassi, sendo amplamente utilizadas técnicas de triangulação do mesmo, treliçando a estrutura, haja vista que neste caso todas as cargas aplicadas são cargas de extremidade que tanto podem tracionar quanto comprimir os tubos.

A seção transversal utilizada é um importante fator que deve ser levado em consideração no aumento da rigidez do chassi, podendo ela ser em “U”, “H”, “C”, “I”, circular, dentre outras, devendo ser analisado quais as principais características a serem atendidas (Reimpell e Stoll, 2001).

2.2 DIREÇÃO E PNEUS

Este sistema faz a conexão entre o piloto e a pista atestando a manobrabilidade do veículo. Aqui serão apresentadas as especificações ou requisitos mínimos estabelecidos pelo regulamento, os tipos de sistema que mais se adequam à proposta, a consequente escolha e a metodologia proposta para o dimensionamento dos componentes.

2.2.1 Especificações de Projeto

Segundo Crolla, 2009, no livro *Automotive Engineering*, um sistema de direção deve ter como requisitos principais relacionar o ângulo de giro do volante com o ângulo de giro das rodas e fornecer ao condutor do veículo, através do volante, uma resposta sobre seu estado de movimento. Estas relações passam do volante - onde o condutor aplica um momento através da coluna de direção - até a caixa de direção - que converte o momento tracionando uma barra axial de um lado e comprimindo do outro. Vale destacar que estas barras axiais acopladas a mangas que rotacionam em torno do eixo chamado de *Kingpin* ou Pino Mestre. Outra faceta do sistema de direção é que o mesmo deve trabalhar as irregularidades verticais e horizontais na pista sem que se afete a orientação do movimento (Bastow, 1993). Então, absorver choques e promover a sensibilidade ao conduzir o veículo, tanto em manobras de baixa ou alta velocidade, são metas que um sistema de direção deve cumprir (Arronilas, 2005).

O regulamento da Maratona da Eficiência Energética 2015 é bem claro quanto aos requisitos principais do sistema de direção e pneus:

- O raio de giro mínimo de 10 metros;
- A distância máxima entre o centro de duas rodas no mesmo eixo (bitola) deve ser de 1250 mm e mínima de 500 mm;
- A razão entre bitola e altura não deve ultrapassar o valor de 1,25;
- Somente poderá ser instalado na dianteira;
- Materiais devem garantir a integridade dos componentes durante utilização do protótipo;
- Dois pontos de apoio devem suportar a coluna de direção, sendo um próximo ao volante e outro próximo à extremidade oposta;
- Recomendado o uso de terminais rotulares, juntas esféricas e pivôs;
- Liberado o uso de qualquer tipo de pneus e rodas, comercial ou por projeto próprio com as devidas validações.

2.2.2 Tipos de Sistemas de Direção

É notável que todos os tipos de sistemas de direção dependam de sua aplicação, se o sistema tem assistência hidráulica ou não, qual tipo de engrenagem a utilizar, se o sistema será elétrico. Antes de qualquer análise, é preciso saber qual o propósito do sistema a ser desenvolvido. Dessa forma alguns sistemas já consagrados são citados para elucidar quais alternativas seriam plausíveis dentro do objetivo de um veículo de alta eficiência energética compacto e leve.

2.2.2.1 Sistema de Direção Pinhão e Cremalheira

O sistema pinhão e cremalheira (Figura 12) têm a carroceria do veículo ou a própria suspensão como base de fixação. No sistema manual existe uma caixa de direção que guarda o pinhão e a cremalheira. O pinhão está diretamente ligado ao volante por uma coluna de direção que transmite o movimento do condutor diretamente para o mesmo que então translada a cremalheira. Esta se encontra ligada, em cada extremidade, por barras axiais biarticuladas, que, ligadas às mangas de eixo, giram em torno do eixo de esterçamento movimentando as rodas para a esquerda ou direita. A cremalheira puxa uma barra axial de um lado e empurra do outro fazendo com que as rodas sejam esterçadas para a mesma direção.

Este sistema é amplamente utilizado em automóveis comerciais pequenos e médios e por isso é facilmente encontrado no mercado e é fabricado por diversas marcas.

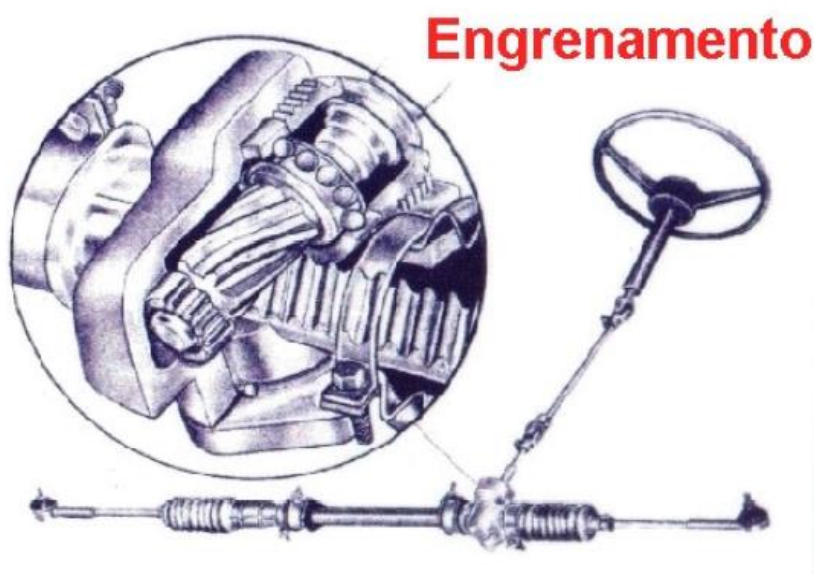


Figura 12 Sistema de direção pinhão e cremalheira, vista em seção (Acervo TSW, 2016).

2.2.2.2 Sistema de Direção Rolete sem Fim

É um sistema com funcionamento similar ao pinhão e cremalheira, contando que a diferença se encontra no tipo de engrenagem utilizada. Neste caso, a engrenagem do tipo sem-fim é acoplada à coluna de direção que recebe os comandos do volante. Esta transmite rotação para um rolete que pertence ao eixo de saída do sistema, junto a ele se encontra o braço de direção, chamado de *Pitman* e no extremo deste braço estão as duas barras axiais que se conectam as mangas de eixo. As barras axiais recebem o

movimento do eixo de saída e promovem um arco de movimento das mangas em torno do eixo do Pino Mestre. Apesar de ser semelhante ao pinhão e cremalheira este sistema é bem menos utilizado que o primeiro citado devido sua maior complexidade, dificuldade de acomodação e não adaptação a dispositivos de assistência (assistência hidráulica, por exemplo) que diminuam os esforços aplicados (Gillespie 1992). A Figura 13 mostra uma vista em corte do sistema.

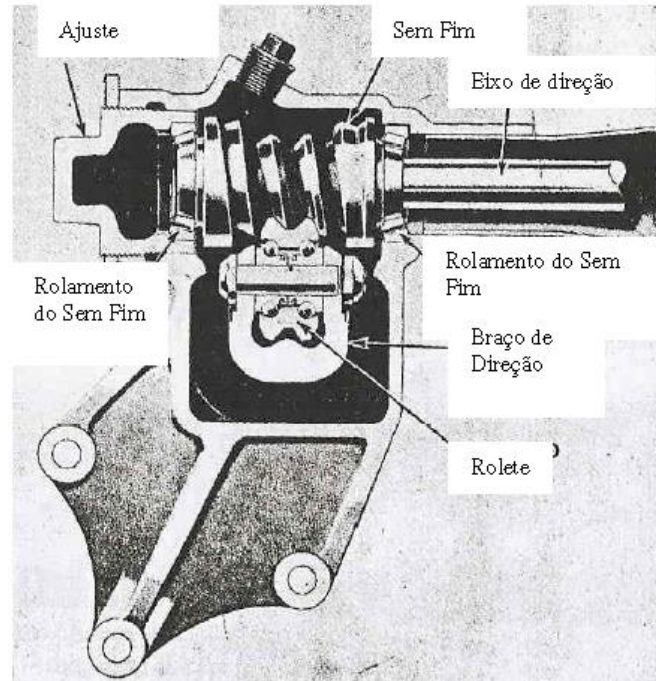


Figura 13 Sistema de direção rolete e sem-fim, vista em corte (Crouse, 1960).

2.2.2.3 Sistema de Direção Pivotado

O sistema de direção pivotado é muito utilizado em veículos do tipo Kart (Lisboa, 2009) e foi idealizado a partir dos sistemas já citados. Por ser mais simples é uma boa aplicação a veículos leves e pequenos. O sistema é composto por um volante comandado pelo condutor ligado diretamente a uma coluna de direção. Esta coluna de direção tem dois pontos de fixação: um próximo ao volante e outro na extremidade inferior, onde um rolamento permite o giro da barra centralizada. Entre a metade do comprimento da barra e sua extremidade inferior, duas chapas perfuradas são o ponto de fixação de uma das extremidades das barras axiais, como mostrado na Figura 14.

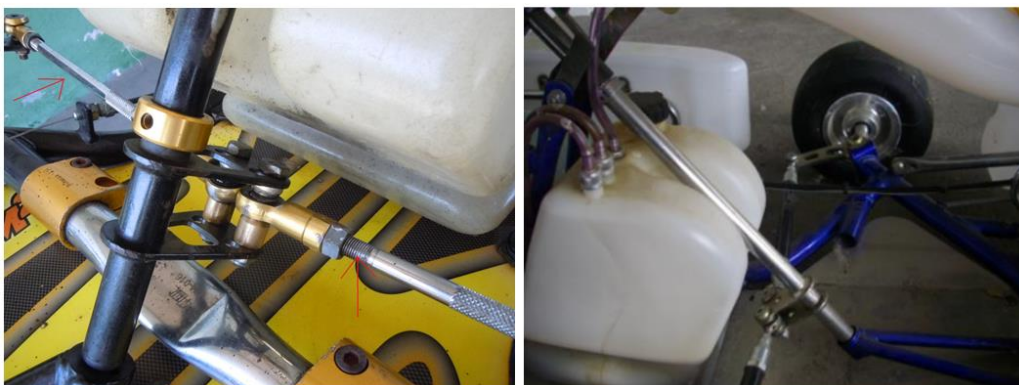


Figura 14 Sistema de direção e alinhamento (Carros Infoco, 2015).

Estas são as mesmas barras axiais citadas nos sistemas anteriores, que fazem ligação com as mangas de eixo através de um apêndice da manga responsável pela regulação do ângulo de Ackerman, explicado no tópico 2.2.2.1. Assim, transmite-se o comando à manga que gira no eixo do Pino Mestre. A Figura 15 mostra a manga de um veículo do tipo kart e o seu *link* de direção com a barra axial.



Figura 15 Sistema de Direção e alinhamento manga de eixo. (Carros Infoco, 2015)

2.2.3 Tipos de Pneus

Considerando os veículos sobre rodas mais comuns, os que mais se assemelham ao protótipo aqui estudado são as bicicletas. Portanto, partindo do princípio redução de peso, os pneus de bicicletas são os mais adequados por terem peso e dimensões reduzidos, o que resulta em menor atrito com a pista, menor arrasto aerodinâmico e adequação e instalação mais simples.

Portanto, devem ser analisadas as possibilidades levando-se em consideração os tipos de pneus de bicicleta. Existem três características principais que podem ser destacadas: como se aderem à borda do aro, por gancho ou tubular; como inflam, com câmara, sem câmara ou se é sólido; e a mais importante e evidente o tipo de banda de rodagem, se liso, com cravos ou com sulcos (Podium, 2015). A Figura 16 mostra os três tipos mais usuais de bandas de rodagem.



Figura 16 Pneus de bicicleta, aplicação (da esquerda para direita) asfalto (*speed*), *off-road* (*mountain bike*) e híbrido (Podium, 2015).

A Figura 17 mostra alguns tipos de pneus intermediários aos três principais tipos de pneus mostrados na Figura 16. Para o uso no protótipo só serão consideradas opções os pneus do tipo “*road*”, “*commuter*”

e “BMX” por se adequarem melhor à superfície de rolagem destinada para a execução da prova na competição que é asfalto apropriado para autódromos.



Figura 17 Tipos de pneus segundo sua aplicação (Podium, 2015)

2.2.4 Sistema de Direção e Pneus Escolhidos

Devido a simplicidade do sistema e as dimensões dos componentes, o que resulta em menor peso e facilidade de fabricação, o sistema mais viável para o protótipo de eficiência energética a ser desenvolvido seria o sistema de direção pivotado.

Para aplicação desejada neste projeto, fica descartada a possibilidade de uso de pneus do tipo *off-road*, devido às condições da pista a que o veículo será submetido. Segundo o regulamento os testes serão feitos em autódromo, cujas condições de pista (asfalto) favorecem o uso de pneus lisos ou com poucos sulcos por terem maior superfície de contato promovendo o aumento da força de atrito e aderência.

2.2.5 Dimensionamento do Sistema de Direção

De suma importância para a condução do veículo o sistema de direção é principalmente projetado para variar ângulos de esterçamento e suportar as solicitações de trabalho e terreno. Segundo o regulamento da competição Maratona da Eficiência Energética 2015, os testes serão feitos em um autódromo fechado em pista de asfalto plano e liso. Portanto estes parâmetros são importantes para as considerações iniciais de dimensionamento. A seguir basicamente são definidos os métodos de obtenção da geometria do sistema e solicitações.

2.2.5.1 Geometria de Ackerman

A geometria formada pelo esterçamento das rodas é fundamental. A geometria formada pelas rodas influencia nas condições de curva do veículo, por isso é necessário estabelecer que ao girar as rodas, estas não permanecem paralelas uma a outra (Gillespie 1992), A roda mais próxima ao centro do raio de curva tem um ângulo maior em relação à mais externa gerando um trapezoide que é descrito como geometria de Ackerman (Figura 18).

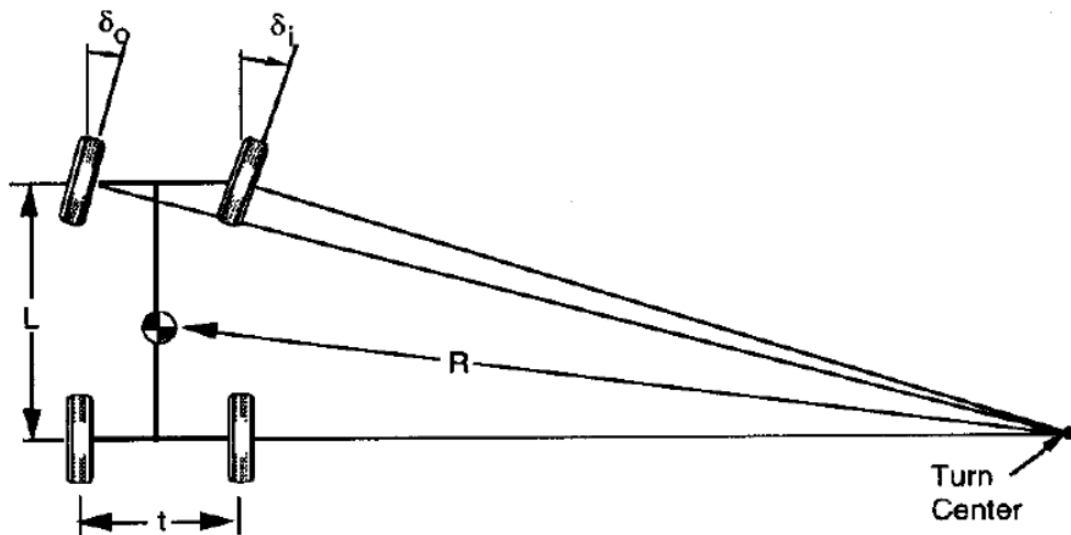


Figura 18 Geometria de Ackerman, onde se lê *Turn Center* leia-se Centro do Raio de Giro (Gillespie, 1992)

O método referência para se obter os ângulos interno e externo atendendo a geometria de Ackerman pode ser estabelecido como nas equações 2.1 e 2.2 (Arronilas, 2005), sendo que para pequenos ângulos de esterçamento o arcotangente pode ser igualado ao próprio ângulo.

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R + \frac{t}{2}} \right) = \left(\frac{L}{R + \frac{t}{2}} \right) \quad (2.1)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R - \frac{t}{2}} \right) = \left(\frac{L}{R - \frac{t}{2}} \right) \quad (2.2)$$

A geometria de Ackerman é difícil de ser alcançada por isso os projetos de direção preveem uma aproximação desta geometria. As influências dos ângulos de Ackerman são mais evidentes para baixas velocidades e movimentos de manobra onde a auto centralização do veículo em seu raio de giro acontece com maior exatidão, em altas velocidades existe pouca influência (Gillespie, 1992). A Figura 19 mostra como as rodas se comportam em curva com uma geometria trapezoidal.

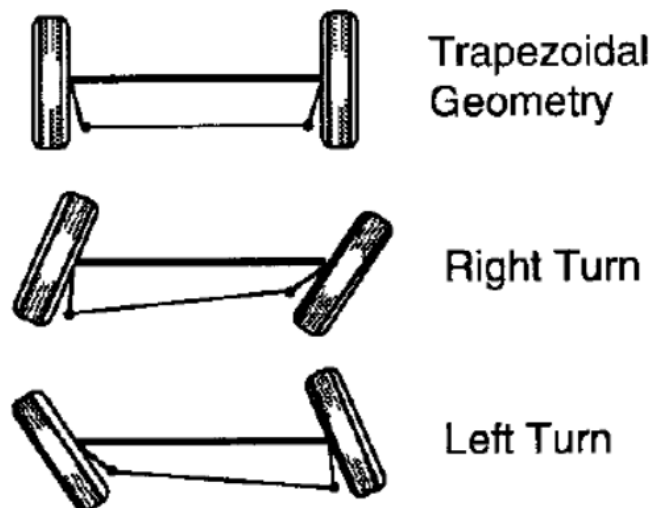


Figura 19 Geometria trapezoidal, onde se lê *Trapezoidal Geometry* leia-se Geometria trapezoidal, *Right Turn* leia-se Curva a direita e *Left Turn* leia-se Curva a Esquerda (Gillespie, 1992).

2.2.5.2 Erros de Geometria de Direção

Em movimento e em manobra na direção de um veículo podem ocorrer erros, que são na verdade modificações na geometria da direção alavancadas por movimentos que o sistema exatamente não prevê (Gillespie, 1992). De forma ideal, o sistema de direção é formado por barras articuladas, em que o arco descrito pelos pontos de apoio, quando sofre variações, é também o mesmo caminho percorrido pelas barras. Essa condição ideal normalmente não é obedecida. As limitações dos componentes e condições não lineares do comportamento da suspensão promovem um desalinhamento dos pontos previstos na geometria gerando os erros de geometria de direção. Na Figura 20 está determinada a condição ideal de geometria e o ponto (*Ideal Center of the Steering Arm Ball Travel* ou Centro Ideal da Extremidade da Barra Axial) que pode variar devido aos erros de geometria.

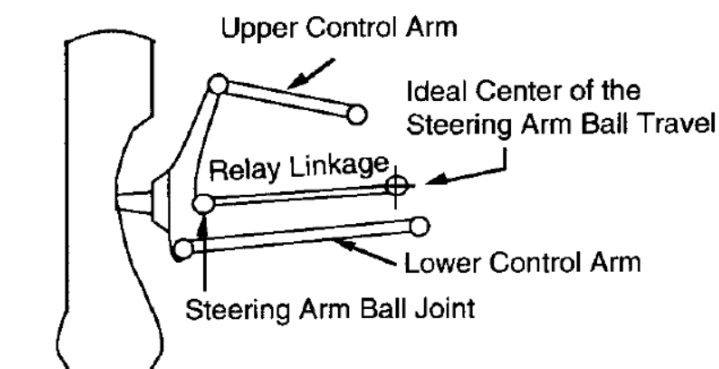


Figura 20 Suspensão dianteira esquerda ideal. Onde se lê *Upper Control Arm* leia-se Braço de Controle Superior, *Relay Linkage* leia-se Barra axial, *Ideal Center of the Steering Arm Ball Travel* leia-se Centro Ideal da Extremidade da Barra Axial, *Steering Arm Ball Joint* leia-se Junta Esférica da Barra Axial e *Lower Control Arm* leia-se Braço de Controle Inferior (Gillespie, 1992).

2.2.5.3 Pino Mestre

O eixo do Pino Mestre ou *Kingpin* é o eixo de rotação, o que é outro importante fator de um projeto de sistema de direção. Este eixo consiste na linha que passa entre as duas articulações que fixam a manga de eixo nos braços de suspensão, geralmente ficam inclinados de 10° a 15° para direita em veículos de passeio (Gillespie, 1992). Um parâmetro importante que surge a partir do Pino Mestre é o *Scrub*, que representa a intersecção do eixo do Pino Mestre com o solo. Este é considerado positivo se anterior ao ponto de intersecção do eixo da roda com o solo. A variação do *Scrub* altera a sensibilidade do condutor em relação ao terreno e o esforço ao girar a direção nos casos de rolagem (Arronilas, 2005). A Figura 21 mostra a posição do eixo Pino Mestre ou *Kingpin Axis* como escrito na imagem e a distância descrita entre o *Scrub* e o eixo do Pino Mestre ou *Scrub Radius* na imagem.

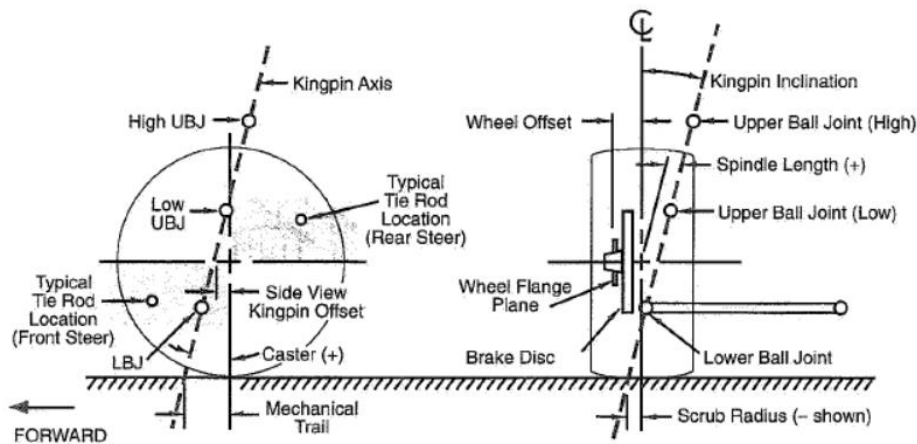


Figura 21 Geometria de Pino Mestre. Onde se lê *Kingpin Axis* leia-se Eixo do Pino Mestre, *Scrub Radius* leia-se Raio *Scrub*. (Milliken, 1995).

O ângulo do Pino Mestre também interfere na estabilidade do sistema como, por exemplo, ao manter o veículo em trajetória retilínea após curvas, facilitar o giro das rodas em condições de estacionamento e também na redução do desgaste dos pneus.

2.2.5.4 Forças e Momentos no Sistema de Direção

As forças a serem consideradas devem ser observadas a partir do contato do pneu com o solo, sendo cada pneu analisado separadamente. Portanto segundo Gillespie (1992) e normas desenvolvidas pela SAE Internacional as reações estudadas são as seguintes:

- Força normal;
- Forças de tração;
- Força lateral;
- Torque de alinhamento;
- Momento de resistência ao rolamento;
- Momento de sobrerotação.

Para veículos de tração dianteira existe também o momento gerado pela tração que deve ser considerado por interferir na dinâmica da suspensão dianteira e do veículo como um todo. A soma dos momentos das rodas dianteiras é igual ao momento na barra de direção e transmitido para o condutor.

Segundo o professor Richard Hathaway o esquema representado na Figura 22 é a referência para a análise de esforços no conjunto dianteiro composto por pneu, roda, suspensão e elementos de direção (Hathaway, 2000).

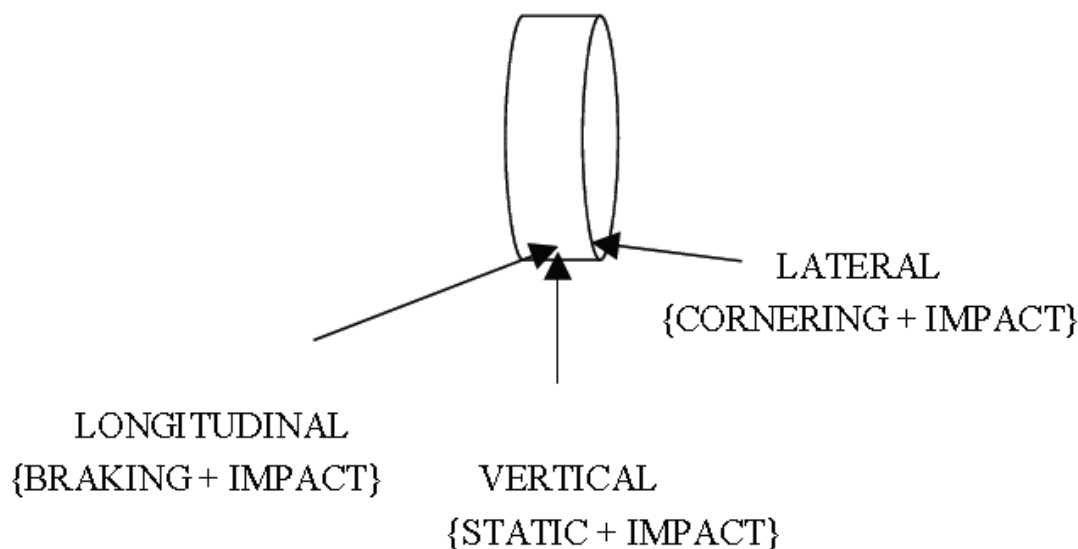


Figura 22 Esforços no conjunto pneu, roda, suspensão e elementos de direção. Onde se lê *Braking* leia-se Frenagem, *Static* leia-se estático, *Cornering* leia-se Em Curva, *Impact* leia-se Impacto (Hathaway, 2000).

2.2.5.4.1 Vertical

As forças verticais que atuam sobre o sistema de direção se resumem a momentos gerados por conta das inclinações provocadas pelo Caster e Pino Mestre. Considerando a força vertical F_z no sentido do solo para cima, as equações 2.3 e 2.4 descrevem uma aproximação dos momentos verticais para pequenos ângulos de esterçamento e força vertical de acordo com a Figura 23.

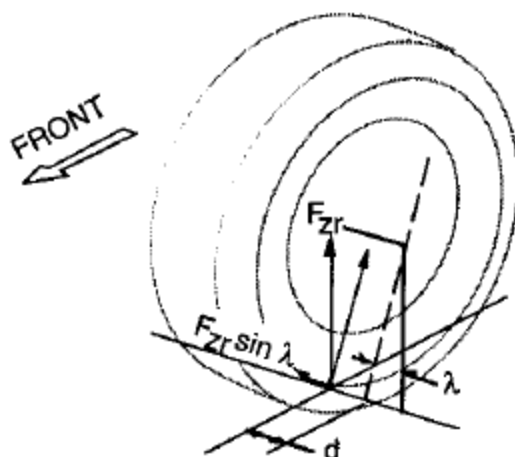


Figura 23 Momento produzido pela foça vertical pista-pneu. Onde se lê *Front* leia-se Frente (Gillespie ,1992).

$$F_z = \frac{3}{2}W \left((l g) + \frac{a \cdot h}{g} L \right) \quad (2.3)$$

$$M_V = -(F_{Zl} + F_{ZR})d \sin \lambda \sin \delta + (F_{Zl} - F_{ZR})d \sin v \cos \delta \quad (2.4)$$

Em que M_V é o momento total vertical das rodas esquerda e direita, F_{Zl} e F_{ZR} são as cargas verticais das rodas direita e esquerda, d é a distância entre o eixo de esterçamento e o centro do pneu no plano do solo, λ é o ângulo do Pino Mestre, δ é o ângulo de esterçamento, v é o ângulo do Caster, W é o peso total do veículo, l é a distância do centro de gravidade ao eixo traseiro, g é a aceleração da gravidade, a é a aceleração ao qual o veículo está sujeito no sentido da força, h é a altura do centro de gravidade e L é a distância entre eixos do veículo.

2.2.5.4.2 Lateral

A força lateral em relação ao solo age no centro da banda de rodagem do pneu (Arronilas, 2005) por conta da distância entre o centro do pneu a o centro de rotação causado pelo Caster, a Figura 24 ilustra a ação da força lateral. As equações 2.5 e 2.6 descrevem a força vertical e momento gerado pela força.

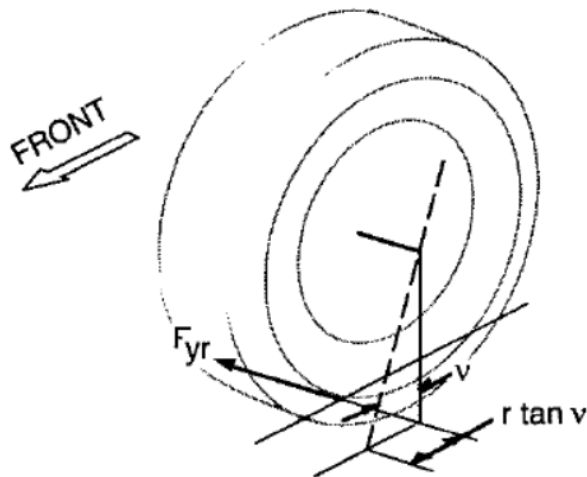


Figura 24 Momento produzido pela força lateral pista-pneu. Onde se lê *Front* leia-se Frente. (Gillespie, 1992).

$$F_y = W \left((l g) + \frac{a h}{g} L \right) \quad (2.5)$$

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr})r \tan v \quad (2.6)$$

Em que F_{yl} e F_{yr} são as forças laterais que atuam em ambas as rodas dianteiras (positiva para a direita), r é o raio do pneu, v é o ângulo de Caster, W é o peso total do veículo, l é a distância do centro de gravidade ao eixo traseiro, g é a aceleração da gravidade, a é a aceleração ao qual o veículo está sujeito no sentido da força, h é a altura do centro de gravidade e L é a distância entre eixos do veículo.

O Caster positivo tende a produzir um momento que por sua vez propende a esterçar o veículo para fora da curva, podendo provocar sob-esterçamento do veículo.

2.2.5.4.3 Tração

A força de tração depende de uma distância d entre o ponto de contato do pneu e outro ponto à frente. Esta distância depende da angulação do Pino Mestre como é possível observar na Figura 25.

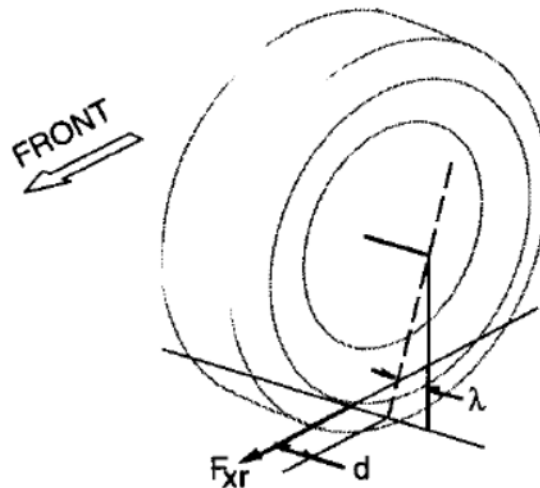


Figura 25 Momento resultante da força de tração. Onde se lê *Front* leia-se Frente (Gillespie, 1992).

A formulação matemática desta força prevê que os momentos gerados pela roda direita e pela esquerda são opostos e tendem a se balancear. Entretanto, variações inespecíficas podem gerar desbalanceamento destas forças como um pneu estourado ou freio empenado.

$$F_x = \mu \left(\left(W \left(\frac{l}{L} \right) \right) + \left(W \left(\frac{a}{g} \right) \right) \frac{h}{L} \right) \quad (2.7)$$

$$M_T = (F_{Xl} - F_{Xr})d \quad (2.8)$$

Em que F_{Xl} e F_{Xr} são as forças de tração das rodas direita e esquerda, μ é o coeficiente de atrito pista-pneu, W é o peso total do veículo, l é a distância do centro de gravidade ao eixo traseiro, g é a aceleração da gravidade, a é a aceleração ao qual o veículo está sujeito no sentido da força, h é a altura do centro de gravidade e L é a distância entre eixos do veículo.

2.2.5.4.4 Esforços no Link de Direção

O *link* de direção é o componente que transmite o movimento angular realizado pelo piloto no volante para as mangas que giram em torno do eixo do pino mestre de acordo com os ângulos de esterçamento determinados. A Figura 26 estabelece quais parâmetros devem ser considerados para o cálculo do esforço direto no *link* de direção.

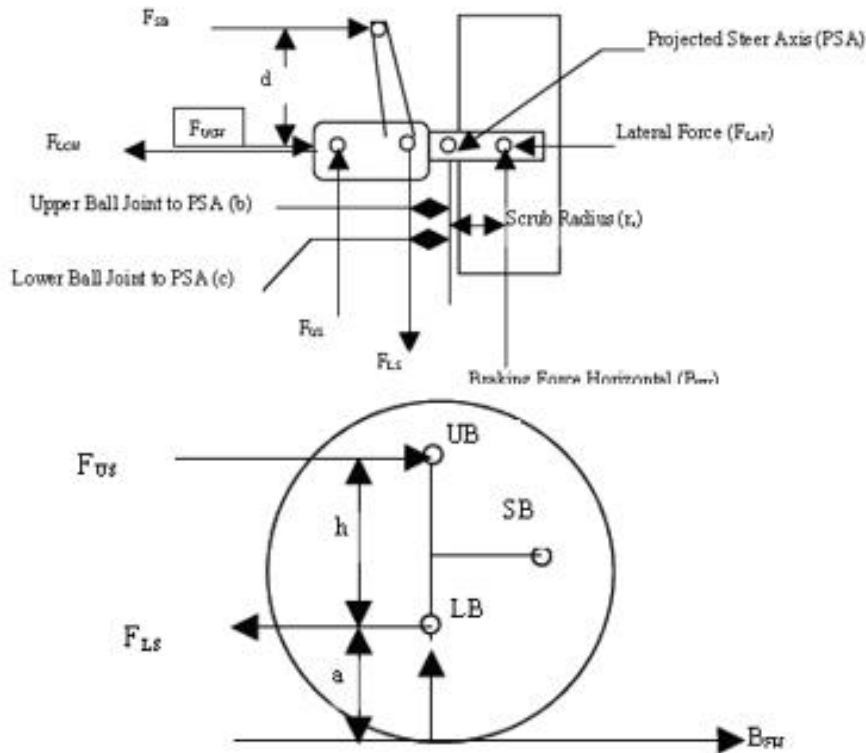


Figura 26 Parâmetros para o cálculo da força no link (Hathaway, 2000).

A força exercida diretamente sobre o *link* de direção é fornecida pela equação 2.9.

$$F_{SB} = \frac{F_b}{d} \left[(r_s + c) - \frac{a_s}{h_s} (b - c) \right] \quad (2.9)$$

Sendo F_b a força de frenagem realizada, d o comprimento do *link*, r_s a distância entre o centro do pneu e o eixo do pino mestre, c a distância entre a junção inferior da manga e o pino mestre, a_s a distância entre a junção inferior e o solo, h_s a distância entre a junção inferior e a junção superior e b a distância da junção superior ao pino mestre.

A distância entre o centro do furo do terminal rotular que conecta a barra axial ao *link* de direção e o furo do *link* de direção associada à força necessária para o projeto do *link* geram um momento no anexo que é dado por:

$$M_{link} = F_b \cdot s \quad (2.10)$$

Sendo s a distância entre a conexão da barra axial ao link.

2.2.5.4.5 Esforços de Frenagem

É previsto que a pinça de freio seja montada diretamente na manga de eixo e esta pinça interage com a manga ao realizar a frenagem do veículo. E quando em trabalho transmite forças diretamente para a manga. Estes esforços ocorrem a partir da força de atrito necessária entre a pastilha e o disco para igualar a força realizada verticalmente nos pneus no momento da frenagem. Sendo assim a força de

trabalho da pinça realiza momentos em dois eixos devido à distância entre o ponto de aplicação da força e a fixação da pinça. As equações 2.11 e 2.12 descrevem esta ação.

$$M_{pinça1} = F_{pinça} \cdot d1 \quad (2.11)$$

$$M_{pinça2} = F_{pinça} \cdot d2 \quad (2.12)$$

Sendo $d1$ a distância no plano de rotação do disco do ponto de aplicação da força no pedal até as fixações da pinça de freio e $d2$ a distância no plano das furações da manga.

2.3 MOTORIZAÇÃO

O motor é o componente que se relaciona diretamente com a eficiência energética do veículo. Para este projeto os limites são definidos em relação aos tipos de motores disponíveis no mercado e o modelo exato é selecionado de acordo com o conhecimento do funcionamento do motor e uma matriz decisão.

2.3.1 Especificações de Projeto

A competição conta com três opções de motorização para o monoposto, sendo elas: álcool, gasolina e elétrico. Cada uma delas possui suas devidas normas e restrições a serem seguidas pela equipe nas etapas de projeto. A categoria motor à gasolina foi a escolhida no escopo deste trabalho e nela são aceitos apenas motores de combustão interna ciclo Otto de quatro tempos, de quaisquer fabricantes e com qualquer cilindrada. Nessa categoria, o combustível utilizado é a gasolina comercial Petrobrás *Podium* 100% pura, sem adição de etanol.

O intuito é de selecionar a partir dos requisitos exigidos pelo regulamento da competição um motor que se adeque à melhor razão consumo/potência para os parâmetros de funcionamento do veículo. Assim, nos itens seguintes serão discutidos os princípios de um motor a combustão interna, considerando que estes podem ser divididos em estacionários, industriais, veiculares e marítimos para que então seja possível obter o motor desejado.

2.3.2 Motor a Combustão Interna

O motor a combustão interna tem como conceito rotações de um eixo principal a partir do movimento cíclico de bielas e pistões que são impulsionados pela explosão de uma mistura ar-combustível inserida e comprimida no volume onde o pistão translada. A classificação dos motores a combustão interna é muito extensa e se aplica a diversos tipos de máquinas como automotivas, locomotivas, aeronaves leves, geradores, máquinas agrícolas, de terraplanagem e máquinas de uso doméstico (Ravi 2015). Além disso, os motores podem ser divididos pelo seu tipo de projeto (motores alternativos ou motores rotativos), pelo tipo de ciclo (ciclo Otto, Atkinson, Miller, Diesel etc.) e pelas fases de ciclo (2 ou 4 tempos). O tipo a ser abordado neste trabalho é o motor a combustão interna ciclo Otto de 4 tempos, naturalmente aspirado, aceito segundo o regulamento da competição.

Ainda existem classificações complementares quanto a detalhes do motor que poderão direcioná-lo a um tipo de aplicação específica, sendo essas: os tipos de válvulas; localização das válvulas; tipo de combustível; tipo de injeção; ignição; tipo de câmara de combustão; método de controle de injeção de combustível; e tipo de sistema de arrefecimento.

2.3.2.1 Ciclo Otto 4 Tempos

Este motor, idealizado por Nikolaus August Otto em 1876, trabalha em um regime dividido em quatro fases (Figura 27). A admissão, compressão, combustão e escape. Na admissão ar e combustível passam pela válvula de admissão e entram no cilindro. Com as válvulas fechadas, o pistão ascende e comprime a mistura; na combustão, a mistura é detonada com o acionamento de uma centelha, expandindo os gases, empurrando o pistão para baixo; e no escape a válvula de escape se abre e o pistão ascende novamente por inércia empurrando os gases para fora.

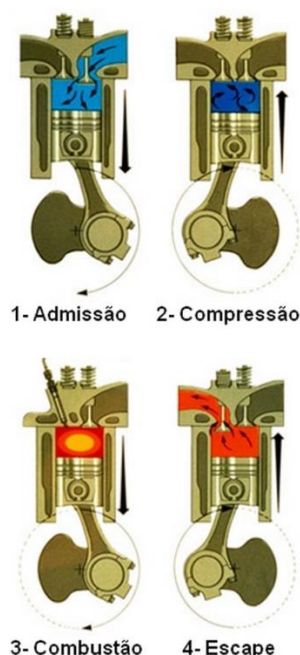


Figura 27 Ciclo de 4 tempos Otto (UFRGS, 2015).

2.3.2.2 Componentes

Motores a combustão interna podem ser divididos em duas categorias de componentes: órgãos fixos e órgãos móveis. Os componentes principais de um motor a combustão interna são os seguintes:

- Bloco: é o maior componente do motor e é onde os cilindros são alojados.
- Cabeçote: se encaixa sobre o bloco e é onde a mistura é comprimida.
- Carter: cobre os componentes inferiores se encaixando ao bloco, reservando óleo de lubrificação interna do motor.
- Pistão: parte móvel que recebe a força de expansão dos gases queimados transmitindo a força para a biela.
- Biela: braço que liga o pistão às manivelas do virabrequim transmitindo impulso para rotação do mesmo.
- Virabrequim: eixo do motor que recebe os impulsos das bielas e reverte em rotação.
- Volante: promove inércia ao sistema ajudando na continuidade da rotação do eixo.

- Válvulas: por onde são transmitidas mistura ar combustível e gases de combustão depois da queima.
- Partes auxiliares: acionamento de válvulas, comando de válvulas, bomba de óleo etc.

A Figura 28 mostra em vista explodida todos os componentes descritos e sua localização.

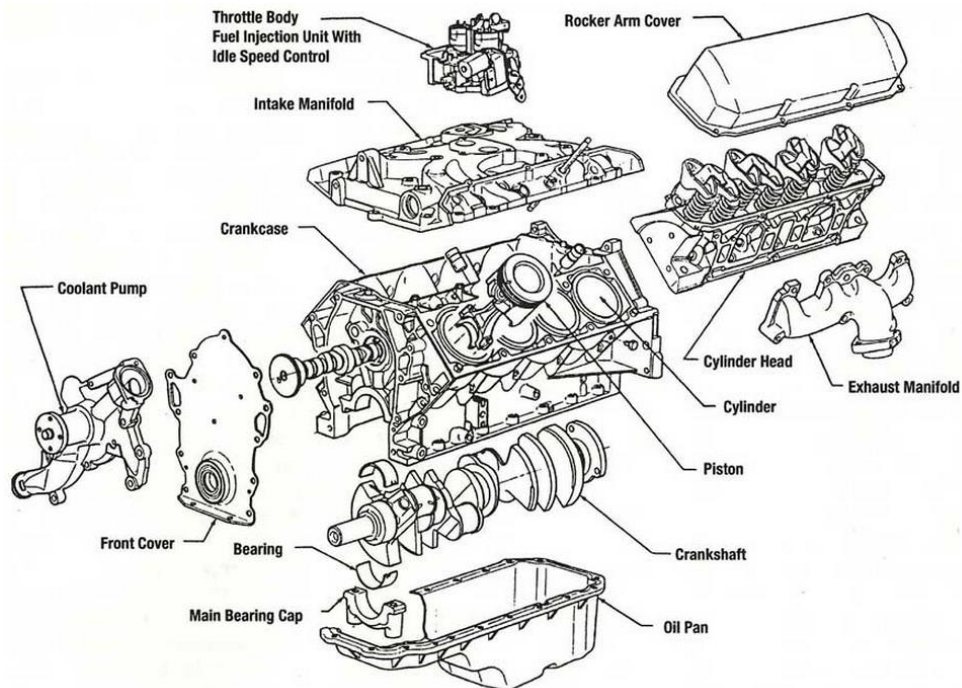
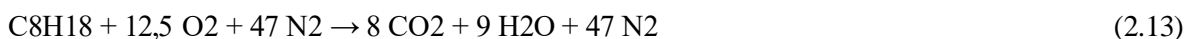


Figura 28 Vista explodida de um motor a combustão interna (MDH, 2015).

2.3.2.3 Eficiência Térmica

Um importante parâmetro que influencia no desempenho do motor e deve ser estudado são os padrões técnicos de queima de combustível, que aqui só serão citados, mas que para pesquisas futuras poderão ser aprofundados.

Estequiometria da combustão completa da gasolina:



Proporção estequiométrica da mistura ar gasolina:

$$PE_1 = \frac{1716}{114} = 15 \quad (2.14)$$

Ou seja, são necessárias 15 porções de unidades de massa de ar para cada unidade de massa de gasolina injetada. Considerando que estes dados são para condições ideais. Em um motor normalmente outras relações estão envolvidas como a combustão incompleta e excesso de ar admitido. Mas é possível a partir destes mesmos dados reconhecerem a diferença em relação à necessidade de combustível para desenvolver a combustão completa a partir da gasolina. Os motores a gasolina em média têm rendimento térmico por volta de 21 % (Stone, 1993).

2.3.2.4 Torque

O torque é definido pela força atuante no sistema multiplicado pela distância perpendicular ao eixo do motor. Sendo expresso pela equação 2.15:

$$T = F d \quad (2.15)$$

Em que T é o torque expresso em ou N.m (SI), F sendo a força atuante em N e d a distância perpendicular entre o eixo e a aplicação da força em metros. O torque é dependente da dimensão e quantidade de pistões, relação de compressão e tipo de combustível utilizado. Quanto mais torque um motor produz, mais carga ele pode puxar com devida aderência ao solo.

2.3.2.5 Potência

O trabalho realizado por unidade de tempo é o que determina a potência. No caso de um motor o trabalho é representado pela ordem de torque proporcionada.

$$W = \frac{F d}{t} \quad (2.16)$$

$$W = T \omega_{rot} \quad (2.17)$$

Em que W é a potência em CV ou HP, t o tempo em horas, minutos ou segundos e ω_{rot} é a velocidade angular do eixo do motor medida em rpm. A potência é dependente do torque e das rotações do motor, ou seja, quanto mais rotações o motor puder entregar, maior será sua potência até chegar ao seu limite e então a potência diminui. Isso poder visualizado no gráfico da Figura 29.

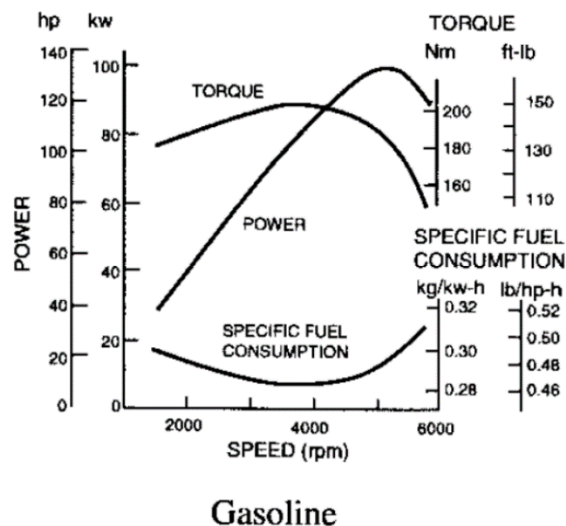


Figura 29 Desempenho de um motor a gasolina (Gillespie, 1992).

2.3.3 Dispositivos de Alimentação Aplicáveis ao Protótipo

Nesta seção são apresentados os tipos de dispositivos que acoplados ao motor injetam combustível na câmara de combustão durante o funcionamento do mesmo.

2.3.3.1 Carburador

Conjunto destinado a dosar ar e combustível que será entregue ao motor. Proporciona ao motor trabalho em marcha lenta, acelerações rápidas e rotação constante. Podem ser de corpo simples ou corpo duplo, verticais ou horizontais. O carburador tem alguns modos principais de operação, a seguir estão apresentados, de forma resumida, tais modos e suas especificidades:

- Partida a frio: em que a borboleta do afogador deve atuar criando uma mistura rica para assegurar a partida do veículo;
- Marcha lenta: esta condição deve ser regulada para que o motor funcione enquanto o veículo está parado;
- Aceleração normal: o circuito principal do carburador é acionado durante esta operação. A borboleta do acelerador fica parcialmente aberta que faz com que o ar seja aspirado arrastando certa quantidade de combustível;
- Aceleração total: a borboleta do acelerador é totalmente aberta proporcionando arrasto de ar e combustível, além de acionar um dispositivo chamado bomba de aceleração que promove injeção extra de combustível.

2.3.3.2 Injeção Mecânica

Funciona injetando a quantidade certa de combustível no momento apropriado por acionamento mecânico. Melhora o desempenho do motor em situações de partida a frio, aceleração instantânea e menor consumo. Como o sistema de carburador, este também conta com quatro fases de operação:

- Partida a frio: um injetor suplementar acionado por sensor injeta combustível no coletor de admissão, que se mistura ao ar aspirado através da válvula borboleta;
- Marcha lenta: Válvula borboleta fechada, o ar passa por uma válvula adicional e o regulador de mistura envia uma quantidade mínima de combustível para o coletor de admissão;
- Aceleração: A válvula borboleta é conectada ao acelerador por cabo, portanto a medida que se pressiona o acelerador esta válvula permite a entrada de ar no motor. Acionando também uma alavanca mecânica que aciona o injetor;
- Aceleração total: Válvula borboleta totalmente aberta fazendo com que o máximo de combustível seja liberado. Existe ainda um distribuidor de ignição e uma bomba elétrica que trabalhando regulando a mistura.

2.3.3.3 Injeção Eletrônica

O sistema de injeção eletrônica de combustível foi criado a fim de racionalizar a injeção de mistura incluindo ao sistema uma central de comando que calcula a quantidade certa da mistura de forma a injetar no momento certo e otimizar o rendimento. O sistema trouxe benefícios como economia de combustível, aceleração mais rápida e exclusão do problema de partida a frio. Existem dois sistemas de injeção eletrônica:

- Mono-point: o sistema injeta combustível no coletor de admissão que alimenta os quatro cilindros diretamente. Proporcionando menor consumo e exata mistura em qualquer regime de funcionamento;
- Multi-point: é o sistema mais atual que utiliza bicos injetores para cada cilindro alimentando individualmente podendo ser simultâneo ou sequencial. Menor consumo, maior potência, aceleração sem atraso e baixo teor de poluentes.

2.3.4 Tipos de Motores

O motor é parte fundamental do conjunto de fatores que promovem a eficiência do veículo. É através dele que é feita a medição direta de eficiência, já que a forma de avaliação de eficiência consiste em verificar o consumo de combustível aferindo quanto de combustível foi queimado após cada tentativa. Portanto as especificações do motor de potência, máximo torque e máxima rotação devem ser selecionadas exatamente para que o veículo consiga dentro das velocidades estabelecidas consumir o mínimo de combustível.

Logo o máximo desempenho de um motor é definido por um destes dois limites: potência do motor ou limites de tração (Gillespie, 1992). E ainda o autor explica que o limite que prevalece depende da velocidade a ser desenvolvida pelo veículo. Em questão estão sendo discutidas baixas velocidades (limite 45 km/h), portanto o limite não é a potência do motor e sim a tração transmitida até o solo pelos pneus e os demais itens de atrito no veículo.

Existem dois tipos de motor quatro tempos ciclo Otto comercialmente aplicáveis ao conceito do veículo, motores automotivos e motores estacionários.

2.3.4.1 Motores Automotivos

Motores automotivos são os de aplicabilidade específica a veículos automotores, sejam eles motos, carros, caminhões etc. São equipamentos geralmente desenvolvidos e destinados a certo tipo de veículo. Portanto de difícil adaptação a um protótipo. Existem motores ciclo Otto, quatro tempos das mais diversas configurações. Alguns elementos que podem ser alterados são quantidade de válvulas, configuração dos pistões, quantidade de cilindros, dimensão dos cilindros e os pistões em si.

Foi observado que pequenos motores de motocicletas de 50 a 100 cilindradas seriam apropriados à aplicação no protótipo. Mas devido à escassez de fabricantes que ofereçam somente o motor esta opção se tornou inviável.

2.3.4.2 Motores Estacionários

Motores estacionários normalmente não são utilizados para movimentar veículos e sim para mover máquinas fixas como geradores ou bombas, ou equipamentos de baixa movimentação como cortadores de grama, serras elétricas etc. Mas existe uma grande diversidade de alternativas que incluem opções de tamanho reduzido e potência baixa assim como seria interessante para o protótipo a ser desenvolvido. Devido à larga utilização de motores estacionários para outras atividades que não as de origem, alguns fabricantes reformularam seus motores e inclusive indicam os mesmos para atividades que envolvem movimentações mais rápidas e bruscas como adaptação em karts (Honda, 2015). E por isso este tipo de motor se adequa melhor ao objetivo do projeto.

2.3.5 Motor Escolhido

Uma ampla pesquisa foi conduzida a fim de se encontrar os motores mais amplamente comercializados que se encaixam na menor faixa de dimensões e peso para motores estacionários. A seguir estão listados os fabricantes mais populares, entre os motores pesquisados:

- Branco;
- Buffalo;
- Honda;
- Kawashima;
- Mitsubishi;
- Subaru;
- Toyama;
- Vulcan.

Todas as especificações técnicas foram retiradas dos sites dos fabricantes, assim todas as informações estão atualizadas assim como os motores e peças estão em plena fabricação. A Figura 30, mostra um dos motores pesquisados.



Figura 30 Motor estacionário Mitsubishi GT 600 6hp, exemplo de um dos motores inseridos na pesquisa (Mitsubishi, 2015).

A Tabela 1 apresenta todas as características avaliadas dentro das especificações técnicas oferecidas pelos fabricantes de motores estacionários. Todos os dados foram comparados e os valores máximos e mínimos de cada quesito evidenciam de forma geral, na Tabela 1, a faixa de parâmetros dos motores que podem vir a ser utilizados no protótipo.

Tabela 1 Faixa de parâmetros dos motores pesquisados.

	Dimensões (mm)			Potência (HP)	Torque (N.m)	CC	Peso (Kg)	RPM Máx.	Taxa de Compr.	Consumo (L/h)	Custo (R\$)
	L	C	A								
Mínimo	247	268	270	2,4	4	80	8,5	3600	7,7:1	0,6	499,22
Máximo	485	500	510	9	19,5	277	26	4000	8,7:1	2,4	1564,57

*L = Largura, C= Comprimento, A=Altura e CC = Cilindrada em cm³.

2.3.5.1 Avaliação da Decisão

A tabela completa com todos os dados dos motores mais comerciais pesquisados foi incluída no Anexo I. Cinco principais modelos de motor foram pontuados como mais próximos do objetivo do veículo. Para análise de todas as opções encontradas foram utilizados dois métodos de avaliação.

2.3.5.1.1 Método 1 – Dimensões, Peso, Potência e Torque

O primeiro método consistiu em desenvolver um algoritmo de seleção que coloca todas as características dos motores em uma mesma escala, no caso em porcentagem. Sendo que o maior valor encontrado seria a referência 100% e para cada característica foram arbitrados pesos de acordo com sua relevância para o projeto segundo os objetivos impostos. Os pesos aplicados foram os seguintes:

- 5 para volume;
- 5 para peso;
- 2 para potência;
- 4 para torque.

Estes pesos multiplicam os valores em porcentagem e somados em cada modelo de motor resultam em um escore. O resultado para este método mostrado na Tabela 2 foi a seleção dos cinco motores mais bem colocados segundo o escore.

Tabela 2 Cinco motores mais bem pontuados segundo metodologia método 1.

Opção	Fabricante	Modelo	Dimensões (mm)			Vol. (m ³)	Pot. Máx. (HP)	Torque (N.m)	Peso (Kg)
			Largura	Compr.	Altura				
1 ^a	Subaru	EX21	311	366	335	0,04	7	14,1	16
2 ^a	Branco	B4T-7.0H	330	390	340	0,04	6,9	14,3	16
3 ^a	Subaru	EX27	351	420	410	0,06	9	19	21
4 ^a	Toyama	TF65FX1	312	376	335	0,04	6,5	13,2	16
5 ^a	Honda	GX200	362	321	335	0,04	6	13,5	16

Portanto, este método selecionou as cinco melhores opções de motor segundo os pesos arbitrados. É notória a importância de dimensões e peso reduzidos, mas a relevância da potência e torque para este estágio inicial de decisão mostrou-se baixa comparadas às dimensões e peso. Desse modo optou-se por construir um novo método de decisão.

2.3.5.1.2 Método 2 – Dimensões e Peso

Na segunda análise o algoritmo de decisão utiliza o mesmo método da matriz anterior, mas agora arbitrando os seguintes pesos:

- 5 para volume;
- 5 para peso;
- 0 para potência;
- 0 para torque.

Dessa forma, torque e potência foram desconsiderados na análise e os seguintes motores foram selecionados a partir desta metodologia. Esta análise então forneceu uma ordem de colocação entre os motores na Tabela 3 com menores dimensões e peso. Portanto estes seriam os motores mais propensos a serem utilizados no protótipo.

Tabela 3 Cinco motores mais bem pontuados segundo metodologia método 2.

Opção	Fabricante	Modelo	Dimensões (mm)			Vol. (m ³)	Pot. Máx. (HP)	Torque (N.m)	Peso (Kg)
			Largura	Compr.	Altura				
1 ^a	Mitsubishi	GT 241	282	304	284,5	0,02	2,4	4,31	8,5
2 ^a	Toyama	TF25FX1	247	304	286	0,02	2,4	4,26	11
3 ^a	Honda	GX100KRW	306,5	268	290	0,02	3	5,8	10,8
4 ^a	Buffalo	BFG2.8	300	300	323	0,03	2,8	4	10
5 ^a	Branco	B4T-2.8H	325	395	345	0,04	2,8	4,8	10

2.4 TRANSMISSÃO

O conceito de transmissão diz respeito à necessidade de adequação do torque e velocidade fornecidos por um determinado motor, sendo controlados de acordo com a demanda. Devido à necessidade de maiores graus de eficiência em diversos tipos de transmissões para diversas aplicações, as transmissões são objeto chave no desenvolvimento de um veículo mais eficiente. Isto se justifica justamente por regular a relação entre o transformador de energia térmica em trabalho mecânico e o elemento que utiliza este trabalho para realizar a movimentação do veículo.

2.4.1 Especificações de Projeto

Segundo o artigo 55º do regulamento da Maratona da Eficiência Energética, a escolha da propulsão do protótipo é livre para a escolha de cada equipe segundo suas necessidades. A restrição existente seria quanto às embreagens manuais e centrífugas que podem ser utilizadas devendo conter travas e não podem apresentar rotação de acoplamento acima da rotação inicial do motor de partida.

2.4.2 Tipos de Transmissões Automotivas

Em veículos automotivos, os elementos que compõem o processo de transmissibilidade de esforços do motor para as rodas são denominados de trem de força (Gott, 1991). Atualmente uma necessidade vem se tornando sensível, a redução do consumo de combustível, o que faz com que sistemas de transmissão cada vez mais eficientes venham sendo desenvolvidos, visando a otimização da faixa de torque máximo dos veículos. Na indústria automobilística, os sistemas transmissão mais utilizados são apresentados na Figura 31.

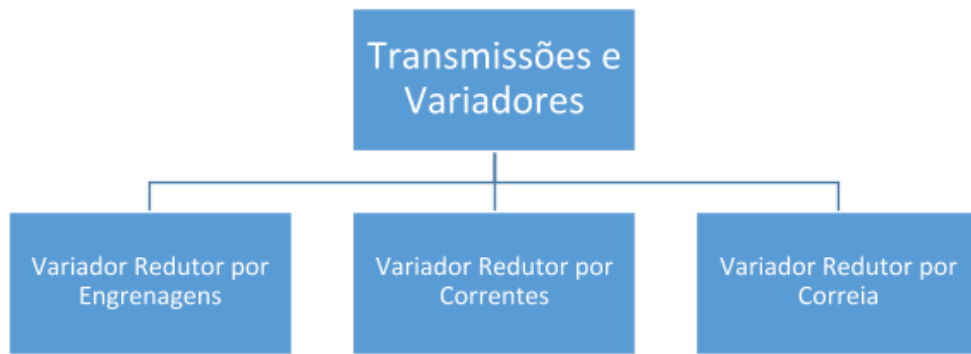


Figura 31 Possíveis transmissões automotivas aplicáveis ao protótipo.

2.4.2.1 Variador Redutor por Engrenagens

Este tipo de redutor possui grande capacidade de transmissão do torque juntamente com uma alta confiabilidade, tornando-o uma boa opção para variadas aplicações. Na indústria é amplamente utilizado com relações fixas, principalmente no funcionamento de moto-redutores elétricos. Já na indústria automobilística sua utilização é muito difundida para a constante necessidade de alteração de torque e velocidade em veículos.

A variação da relação de transmissão pode ser realizada de forma contínua ou escalonada (com a presença de marchas, conforme a Figura 32). O sistema escalonado, usado em veículos comerciais, permite a troca de marchas de maneira manual ou semiautomática, podendo existir razões de velocidades da ordem de até 15 a 20 marchas, como observado em veículos de grande porte como ônibus e caminhões.



Figura 32 Caixa de marchas com trocas manuais (How Stuff Works, 2015).

2.4.2.2 Variador Redutor por Correntes

A utilização de variadores por correntes sejam elas simples, duplas, triplas ou múltiplas (Figura 33), visam oferecer uma solução mais prática na transmissão de energia mecânica, devido às seguintes características:

- Precisão na regulação;
- Larga faixa de variação possível;
- Evitam o escorregamento;
- Baixa perda de energia mecânica.



Figura 33 Representação de variadores redutores por correntes (Getit, 2011).

2.4.2.3 Variador Redutor por Correias

As correias, juntamente com as polias, são um dos mais antigos métodos de transmissão de movimento. Trata-se de um elemento flexível muito utilizado devido a sua grande versatilidade e campos de aplicação. A transmissão se dá por meio de atrito, diferenciando-se pela quantidade de polias motoras e movidas. É considerado simples quando se tem a presença de apenas um conjunto de polias motoras e movidas, e múltiplo quando existem polias intermediárias com diâmetros diferentes, sendo também denominada escalonada. Exemplificando este sistema, a Figura 34 mostra uma correia dentada e duas polias.



Figura 34 Polias e correia dentada (All-Biz, 2015).

As correias possuem como principais características:

- Transmitem grande quantidade de potência;
- Amplamente utilizado em sistemas de transmissão de potência;
- Custo relativamente baixo;
- Tendem a proteger a unidade motora;
- Rendimento entre 96 % a 98 % devido a possíveis escorregamentos.

Diversas tecnologias desenvolvidas no âmbito das transmissões automotivas, principalmente no que diz respeito a variadores por correias, resultaram em um sistema denominado CVT (*Continuos Variable Transmission*), o qual se trata de uma transmissão mecânica baseado no uso de uma correia e duas polias cônicas bipartidas (Figura 35). O movimento de abertura e fechamento das polias faz com que o raio de

contato com a correia seja alterado, tendo como resultado uma variação contínua da relação de transmissão. Muito utilizado em veículos de pequeno porte (motocicletas e quadriciclos), possui algumas restrições na aplicação em veículos comerciais no que tange a vida útil dos componentes e torques elevados aplicados sobre o sistema, podendo ocorrer problemas de deslizamento sob altos torques. Entretanto, apesar das restrições de uso, estudos vêm sendo desenvolvidos para aplicação deste sistema em veículos comerciais tendo em vista o conforto que o sistema confere aos condutores devido a não existência das trocas de marchas.

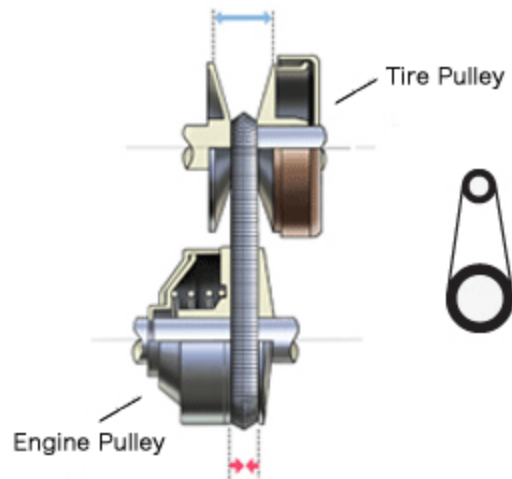


Figura 35 CVT (Transmissão Variável Contínua). Onde se lê *Engine Pulley* leia-se Polia do Motor e *Tire Pulley* leia-se Polia do Pneu ou Polia de Saída (Caretainfo, 2014).

2.4.3 Transmissão Escolhida

Como as correias em V são utilizadas para baixas velocidades e baixo torque e possuem como vantagem excelente transmissibilidade dos esforços, não possuem deslizamento entre correia e polia. Comparando com as demais, as correias em V possuem como característica menor carga sobre os mancais. Além desta, praticamente não promovem deslizamentos e apresenta uma relação de transmissão de 10:1, estes são os pontos que reforçam a escolha pelas correias/polias em V como redutor desse projeto.

2.4.4 Dimensionamento do Sistema de Transmissão

O dimensionamento de correias deve atender a alguns requisitos como respeitar as dimensões do protótipo, as velocidades já determinadas em regulamento e torques necessários. Vale ainda ressaltar que o dimensionamento das correias passa pela utilização de tabelas fornecidas pelos fabricantes, nas quais uma ampla variedade de modelos é disponibilizada. Ademais, cabe ao projetista realizar a adequação do projeto aos elementos que já existem no mercado, para então facilitar a obtenção e reduzir o custo.

Primeiramente se faz necessário verificar as características do motor, como o torque máximo, rotações por minuto e potência, para que assim seja possível definir as características de projeto do

sistema de transmissão. Pode-se utilizar para estes fins a curva característica de um do motor, para obtenção de informações importantes, como ilustrado na Figura 36.

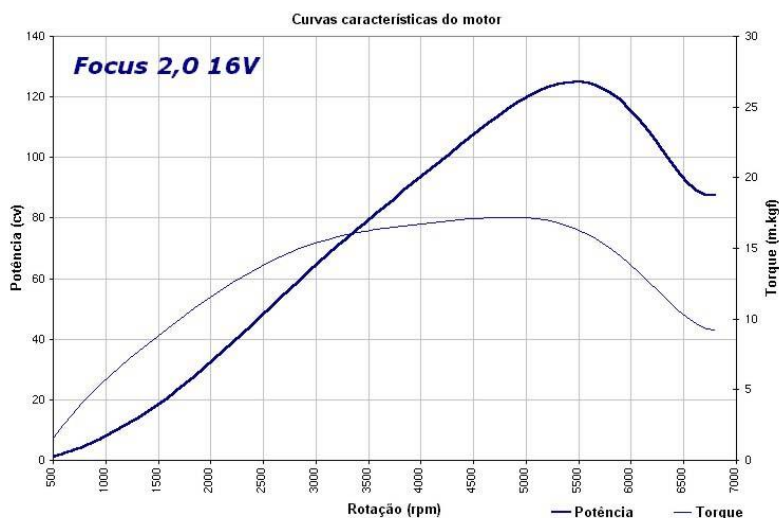


Figura 36 Curva característica do automóvel comercial Ford Focus (Fonseca ,2012).

A partir da potência máxima desenvolvida pelo motor, juntamente com a faixa de rotações por minuto em que o mesmo trabalha, é possível então consultar em tabelas de fabricantes qual correia e qual polia se encaixam com maior eficiência ao projeto desenvolvido. São diversos os fabricantes nacionais e internacionais que trabalham com esse tipo de correia, sendo necessário utilizar o catálogo do fornecedor que atenda as expectativas de prazo de entrega, qualidade e especificação dimensional. Para esse projeto serão utilizados os catálogos do fabricante Mitsuboshi. Com os dados do motor é possível realizar o cálculo de fator de serviço.

$$K_s = K_o + K_i + K_e \tag{2.18}$$

Onde K_s , K_o , K_i , K_e são respectivamente o fator de serviço, fator de correção de serviço, fator correção de tensão e fator de correção de ambiente. Para cada fator, utilizam-se as tabelas mostradas nas Figuras 37 e 38.

Service correction factor (Ko)

Table 2-1

Driven Machine	Driving unit / Motor					
	Max power \leq 300% of rated power			Max power > 300% of rated power		
	AC motors, single and three-phase with star-delta start. DC shunt-wound motors, Multiple cylinder internal combustion engines.			AC motors, single and three-phase, series wound, slip-ring motors with direct start. DC motors, series and compound wound. Single cylinder internal combustion engines.		
	Running time (hrs./day)			Running time (hrs./day)		
	3 ~ 5	8 ~ 12	16 ~ 24	3 ~ 5	8 ~ 12	16 ~ 24
<ul style="list-style-type: none"> ● Agitator for liquid ● Small centrifugal blower ● Fan up to 10 HP ● Light-duty conveyor 	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<ul style="list-style-type: none"> ● Belt conveyor (for sand, grain, etc.) ● Dough mixer ● Fan over 10 HP ● Generator ● Machine tool ● Punching machine ● Pressing machine ● Shearing machine ● Printing machine ● Positive displacement rotary pump ● Vibrating and rotary screen 	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<ul style="list-style-type: none"> ● Brick-making machinery ● Bucket elevator ● Piston compressor ● Screw conveyor ● Hammer mill ● Hollander ● Piston pump ● Positive displacement blower ● Crusher ● Woodworking machinery ● Textile machinery 	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<ul style="list-style-type: none"> ● Gyrotory and jaw-roll crusher ● Mill (ball/rod) ● Hoist (heavy load) ● Rolling mill, calender etc, for the rubber and plastic industry 	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Figura 37 Fator de correção de serviço (Mitsuboshi, 2015).

Idler correction factor (Ki)

Table 2-2

Location of Idler	Ki
Belt slack side, inside of belt	0.0
Belt slack side, outside of belt	0.1
Belt tight side, inside of belt	0.1
Belt tight side, outside of belt	0.2

Environment correction factor (Ke)

Table 2-3

Environmental condition	Ke
Frequent start and stop of machine	0.2
Hard to conduct maintenance checkup	0.2
Dusty environment	0.2
High temperature	0.2
Oil or water splashing	0.2

● Avoid oil and water splash by cover to prevent belt slipping.

Figura 38 Fator de correção (Mitsuboshi, 2015).

Em sequência, a potência de projeto pode ser calculada através da seguinte equação:

$$P_d = P_t \cdot K_s \quad (2.19)$$

Em que P_d é a potência de projeto e P_t a potência de transmissão. O valor da potência de transmissão é a potência requerida no eixo motor do veículo, que também pode ser calculado conforme mostrado na equação 2.20:

$$P_t = T_q \cdot \frac{n}{63025} \quad (2.20)$$

Em que T_q é o torque aplicado ao eixo motor e n a velocidade do motor.

Assim, é possível selecionar o tipo de correia em V, cruzando os dados de potência projetada e velocidade de rotação da polia motora (Figura 39) que é a mesma rotação de trabalho do motor estacionário escolhido.

Cross section selection chart for Classical V-Belts for RMA

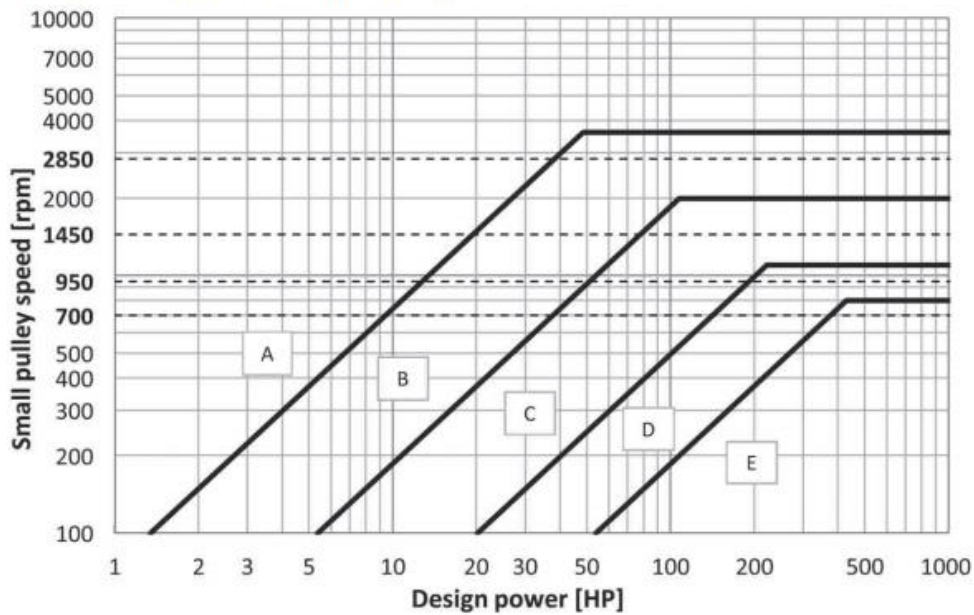


Figura 39 Gráfico de seleção de modelo de correia (Mitsuboshi, 2015).

Cada tipo de correia em V possui um tamanho mínimo de diâmetro da polia para que a eficiência de transmissão não seja prejudicada, conforme a Figura 40 determina.

Belt type	A	B	C	D	E
Minimum pulley datum diameter (in)	3.0	5.4	9.0	13.0	17.7
Belt type	AX	BX	CX		
Minimum pulley datum diameter (in)	2.2	4.0	6.8		

Figura 40 Diâmetro mínimo da polia (Mitsuboshi, 2015).

Desta forma, com o auxílio das tabelas dos fabricantes, todas as dimensões da correia e das polias podem ser corretamente determinadas. Paralelo à metodologia apresentada, neste trabalho será utilizado o programa computacional *V_BELT_SGRED_E* da própria fabricante de polias e correias Mitsuboshi. Baseado nos dados de entrada dos fatores de serviço, da potência de transmissão, da distância entre eixo e velocidade do eixo motor e motriz, o programa retorna os parâmetros necessários para escolha da correia e polia utilizando os princípios de projeto de elementos de máquinas.

2.5 FREIO

O sistema de frenagem de um veículo é um dos, senão o sistema de segurança mais importante. Ele garante que o veículo pare sob influência de qualquer velocidade que se queira imprimir ao veículo. É por isso que uma análise mais profunda de dinâmica veicular é necessária para alcançar o sistema ideal.

2.5.1 Especificações de Projeto

O regulamento determina claramente que o freio desempenha papel importante quanto a segurança na condução do veículo durante toda a competição, principalmente a segurança inerente ao piloto e todos em volta, comissários, juizes e espectadores. O sistema de freio deve garantir que o veículo, colocado em uma rampa de dimensões específicas, tenha cada eixo freado de cada vez devendo sustentar seu peso em um piso inclinado por 30 segundos (Figura 41). Durante a prova o piloto deve girar o volante para os dois lados a fim de atestar a funcionalidade do sistema em relação ao esterçamento do veículo.

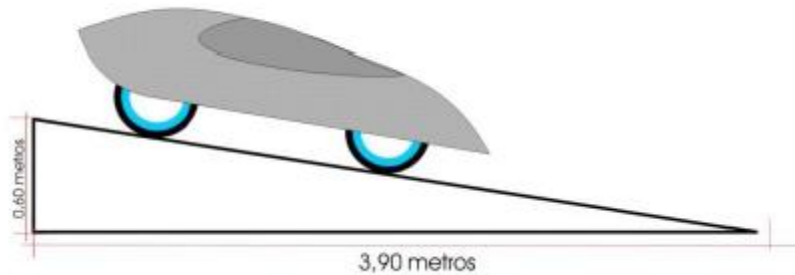


Figura 41 Ilustração da prova de frenagem (Comitê Organizador, 2015).

O sistema de freio do veículo deve ser acionado de forma independente para cada eixo e de preferência com os pés. O piloto não pode retirar as mãos do volante enquanto aciona os freios. Freios do tipo *V-Brake* só podem ser utilizados no conjunto traseiro.

2.5.2 Tipos de Sistemas de Freio

Nesta seção serão apresentados os possíveis tipos de freios por aderência. Seus principais componentes são: pedal de freio, servo freio, cilindro-mestre, linha de freio, pinça, tambor, pastilhas, sapatas, disco e lona. Além disso, existem três tipos de acionamento para este tipo de freio: por cabos, por pressão hidráulica ou por pressão pneumática.

Existem três principais tipos classes de freios que se adequariam a este projeto. São os freios a tambor automotivos, freios a disco automotivos e freios de bicicletas, que englobam *cantilevers*, *V-Brakes*, freios hidráulicos de pastilhas e freios a disco.

O freio a tambor utiliza uma carcaça que gira junto à roda do veículo, conectados por parafusos para frear os pneus por fricção, através de lonas. Estas são os componentes que sofrerão o desgaste, ficando entre o tambor e as sapatas que serão acionadas de forma hidráulica, pneumática ou mecânica. Podem ser de acionamento interno (Figura 42) ou externo, com diferença somente quanto à face na qual será aplicada a força de atrito.



Figura 42 Mecanismo interno de um freio a tambor pneumático (Meritor Inc, 2015).

São mais utilizados na indústria automobilística os freios simplex e duplex de atuação hidráulica para veículos de passeio; e freios simplex *S-Cam* utilizados para caminhões, ônibus e implementos rodoviários e duo-servo para veículos comerciais leves como *pick ups* e *SUVs*. Porém, este sistema de freio geralmente é bastante pesado e suas aplicações estão um pouco distantes do peso e dimensões pretendidos para o protótipo.

O freio a disco utiliza as forças opostas que são aplicadas por êmbolos sobre pastilhas de freio que entram em atrito com o disco forçadas através da pressão de um circuito hidráulico ou pneumático. A força é transmitida do pedal para um cilindro mestre ou válvula pneumática e, através da linha de freio, chega à pinça que contribui para a frenagem aplicando a força nas pastilhas e disco. O freio a disco (Figura 43) diferente dos freios a tambor, não possui a capacidade de auto energizar-se (Budynas, 2011). Este tipo de freio também foge um pouco ao objetivo do veículo, pois é pesado e usado para aplicações que utilizam forças bem superiores devido ao peso dos veículos comerciais.



Figura 43 Freio a disco perfurado e ventilado (Hella Pagid GmbH ,2015).

Por isso freios aplicados a bicicletas se aproximam mais do objetivo deste trabalho por serem menores, baratos, mais simples e cobrirem uma amplitude de força suficiente ao protótipo projetado, que pode ser comparado em peso e dimensões a uma bicicleta. Em vista disto, diante de suas aplicações

em bicicletas de diversos tipos, estes tipos de freio se dedicam a entrar em atrito com o aro da roda ou com um disco e reduzir a velocidade do conjunto ciclista-bicicleta. Neste caso, a massa de quem está conduzindo é mais significativa do que a massa do veículo para este sistema. Portanto, o sistema de freio precisa ser robusto para suportar frenagens com a máxima possibilidade de peso e dimensões do condutor.

Existem algumas variações principais e mais usuais de sistemas de freio de bicicleta concentradas em quatro tipos.

2.5.2.1 Cantilevers

Um sistema não mais utilizado em bicicletas modernas, mas ainda muito usual consiste em um cabo de aço ligado a outro cabo formando uma estrutura em “Y” (Figura 44). Cada lado da estrutura aciona uma das pastilhas, sendo que as duas comprimem o aro. Sua regulagem é difícil e a força nas alavancas exigida é alta, por isso entrou em desuso.



Figura 44 Freio do tipo *cantilever* (Revista Bicicleta, 2012).

2.5.2.2 V-Brakes

São considerados a evolução dos *cantilevers* e têm funcionamento bastante eficiente, acionado por cabo de aço que diretamente puxa os dois braços que fazem parte do mecanismo, em que um braço é puxado e o outro é empurrado (Figura 45). Ligadas aos braços estão as pastilhas de freio que entram em contato com o aro da roda para realizar a frenagem. As principais vantagens em relação aos freios a disco e hidráulicos são a facilidade de manutenção e custo, porém, hoje, não são recomendados para o uso competitivo.



Figura 45 Freio *V-Brake* Shimano Deore BR-T610 (Cicles Rawine, 2015).

2.5.2.3 Freios Hidráulicos de Pastilhas

Existem freios hidráulicos similares aos freios *V-Brake*, a diferença principal é seu acionamento por circuito hidráulico, ainda utilizando pastilhas de freio contra o aro da roda (Figura 46). Não oferecem tantas vantagens em relação aos freios a disco, pois são mais pesados que o *V-Brake*, precisam de mais manutenção e são mais caros. A vantagem que se destaca em relação aos outros tipos de freio é que este tem a maior força aplicada na frenagem, por isso sua aplicação determina se é a melhor escolha ou não.



Figura 46 Freio do tipo hidráulico para bicicletas Magura HS33 (Magura Inc, 2015).

2.5.2.4 Freios a Disco

Os freios a disco de bicicletas têm os mesmos princípios de freios a disco para motocicletas, devido à eficiência já comprovada deste sistema. São constituídos de discos, fixados ao cubo de roda, com alavancas hidráulicas ou mecânicas, linhas de freio e pinças. Assim como em qualquer freio a disco, as peças que realizam a frenagem de fato são as pinças e discos (Figura 47). As pinças são fixadas no garfo dianteiro e no quadro no caso do traseiro. E, da mesma forma, entre a pinça e o disco estão pastilhas, agentes de fricção a serem desgastados para realizar a frenagem.

Comercialmente o disco de freio existe nas medidas mais comuns: 160, 180 e 200 mm. Quanto maior o diâmetro do disco mais eficiente é o freio, mas maior o peso a girar junto à roda.

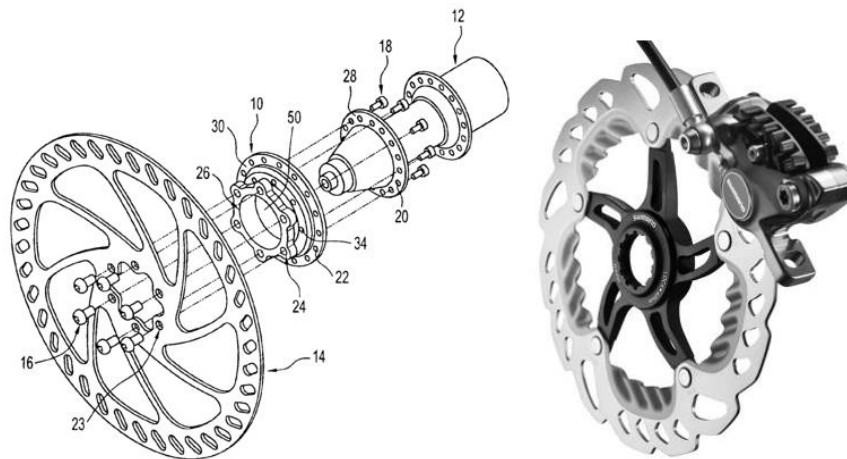


Figura 47 Vista Explodida da montagem disco/cubo de disco/cubo de roda à esquerda e à direita freio a disco com pinça de freio Shimano Ultegra (Shimano Inc, 2014).

As vantagens gerais em relação a este sistema são: não está em contato com os aros de roda, portanto não desgasta nem esquenta o aro, o que aumenta sua vida útil e elimina o risco de estourar o pneu. Também, por não estar em contato com os aros, não depende de um aro em perfeitas condições para bom funcionamento, ou seja, caso o aro empene ou amasse, o freio não corre o risco de travar junto à roda ou ao pneu. Outra vantagem é o fato de se fixar ao centro da roda, entrando menos em contato com o lama e água, aumentando seu desempenho em condições adversas. Por último temos que o diâmetro do disco pode ser variado, o que torna possível adaptar o sistema à força requerida. E como desvantagens é possível explicitar que, por ser mais complexo, o sistema precisa de manutenções mais caras e mais frequentes. Além de custo e dimensões mais elevados que dos freios *V-Brake*.

Os freios a disco em bicicletas têm dois tipos de acionamentos, mecânico e hidráulico. Os freios mecânicos funcionam através de cabos de aço que são acionados por alavancas e, através de conduítes, chegam às pinças que empurram as pastilhas. Assim, este sistema é mais fácil de manter e mais simples uma vez que não possui nada que funcione por pressão hidráulica. Em contrapartida, não conseguem alcançar as forças que o sistema hidráulico alcança e tem menos controle na suavidade da frenagem.

Por fim, os freios a disco hidráulicos configuram-se como melhor sistema disponível para bicicletas. Alta força de frenagem e a facilidade em dosar a força aplicada pela alavanca os tornam precisos, sendo as maiores vantagens deste sistema e o que faz com que sejam utilizados em equipamentos de alto desempenho. Sendo o sistema integralmente hidráulico, composto por um reservatório de óleo, linha de freio hidráulica e pinças hidráulicas. Este também requer uma manutenção mais especializada e com custo mais alto.

Para exemplificar os materiais utilizados em freios de bicicleta é necessário dividir em categorias de principais componentes que são: linha de freio, pastilhas, pinça e disco. A linha de freio pode ser constituída de vários materiais dependendo do sistema utilizado. No caso de freios hidráulicos a linha pode ser de malha de aço inoxidável ou kevlar reforçado em freios de alta performance. O conduíte geralmente é de nylon em todos os sistemas. Já em freios mecânicos o cabo é fabricado em alumínio forjado, aço inoxidável ou aço galvanizado (Magura Inc, 2015).

As pastilhas podem ser divididas em três categorias: metálicas, semi metálicas e orgânicas. As pastilhas de metal oferecem um pouco menos de fricção no início da frenagem e podem ter um índice de ruído muito alto, mas funcionam muito bem em altas temperaturas. As pastilhas orgânicas são as mais populares e tem uma boa eficiência em frenagem até que atinjam altas temperaturas onde podem até falhar completamente, sendo indicadas para uso mais leve. E as pastilhas semi metálicas reúnem as qualidades das metálicas e orgânicas, atuam bem em todas as condições de temperatura.

As pinças de freio incluem o corpo da pinça e os pistões que são empurrados pelo fluido ou cabo de aço. Podem ser fundidas, forjadas ou fabricadas em duas partes e unidas por parafusos. Geralmente em alumínio ou magnésio segundo os catálogos de produtos Shimano e Magura. Já os pistões são fabricados em resina ou cerâmicos.

Os discos geralmente são fabricados de duas formas: ou em uma única peça ou em duas peças - um cubo que fixa o disco e um aro externo que é a superfície de frenagem. Um terceiro sistema empregado pela empresa *Shimano* que desenvolveu a tecnologia *Ice Tech*, fabricando discos de freio em três camadas, a interna em alumínio e as externas em aço inoxidável. Mas em geral os materiais de disco de freio de bicicletas são alumínio e aço inoxidável.

2.5.3 Sistema de Freio Escolhido

Segundo o regulamento da Maratona da Eficiência Energética na dianteira do veículo não pode ser adaptado o sistema *V-brake*, somente na traseira, que é uma opção leve e de baixo custo, porém de difícil ajuste quanto à força que o sistema entrega no aro da roda. Sendo assim a opção mais viável do ponto de vista do custo, peso, dimensões e manutenção é o freio a disco mecânico para bicicletas.

Este sistema utiliza uma pinça acionada por cabo em que um êmbolo atrelado a um parafuso desliza com ajuda de uma rosca pressionando então as pastilhas contra o disco de freio como mostrado na Figura 48.



Figura 48 Funcionamento de uma pinça de freio a disco mecânica (Pedaleira, 2015).

2.5.4 Dimensionamento do Sistema de Freio

Tendo o teste de frenagem solicitado na competição e a segurança de operação do veículo como focos principais é possível descrever os fundamentos que o sistema de freio deve ter. Existem alguns fatores que interferem no cálculo da efetividade do sistema de freio: a desaceleração com a resistência do ar, a resistência à rolagem e a resistência do trem de força. A desaceleração com a resistência do ar considera o coeficiente de arrasto gerado pelo perfil aerodinâmico do veículo junto à velocidade, que promovem uma contribuição à frenagem.

$$\sum F_x = F_b + CV^2 \quad (2.21)$$

Sendo F_b a força total de frenagem resultante em todos os elementos em contato com o solo, C o coeficiente de arrasto e V a velocidade.

A resistência à rolagem sempre se opõe ao movimento e contribui para a frenagem de maneira geral sendo independente da distribuição de cargas, dinâmica e estática, nos eixos dianteiro e traseiro. E a resistência do trem de força contribui devido à resistência inercial e de fricção dos elementos do trem de força, motor, transmissão e rolamentos.

2.5.4.1 Desaceleração Constante

Uma essencial característica que pode ser notada em relação ao comportamento de um veículo em frenagem surge a partir de uma simplificação importante, pois as forças que agem sobre um veículo são constantes durante uma frenagem (Gillespie, 1992).

$$Dx = \frac{Fxt}{M} = -\frac{dV}{dt} \quad (2.22)$$

Sendo Dx a desaceleração, M a massa, Fxt a força total resultante da desaceleração, V a velocidade e dt o tempo.

2.5.4.2 Coeficiente de Atrito Pista-Pneu

Enquanto o pneu e a pista estão em contato, a equação que governa a força de frenagem é a seguinte:

$$F_b = \frac{T_b}{r} \quad (2.23)$$

Sendo a força de frenagem resultado do torque dividido pelo raio. Porém a força de frenagem se eleva até o limite das forças de fricção do pneu com a pista (Gillespie, 1992).

Para a análise das relações que atuam entre a superfície de rolamento do pneu existem dois mecanismos responsáveis pela fricção entre o pneu e a superfície, a aderência e a deformação. A aderência com a superfície advém de ligações intermoleculares entre a borracha e o composto agregado que compõe a pista, que pode ser desde asfalto até terra seca. Este mecanismo é responsável pela maior

quantidade de energia despendida para tornar contínuo o movimento de contato entre os dois elementos (Gillespie, 1992). Sob condições de pista molhada existe uma perda de aderência considerável.

A deformação (*bulk hysteresis*) durante a rolagem do pneu (Figura 49) representa perda de energia, sendo a fricção decorrente deste mecanismo não afetada por condições de pista molhada, já que na verdade quanto maior a deformação no pneu mais tração ele terá em pista molhada.

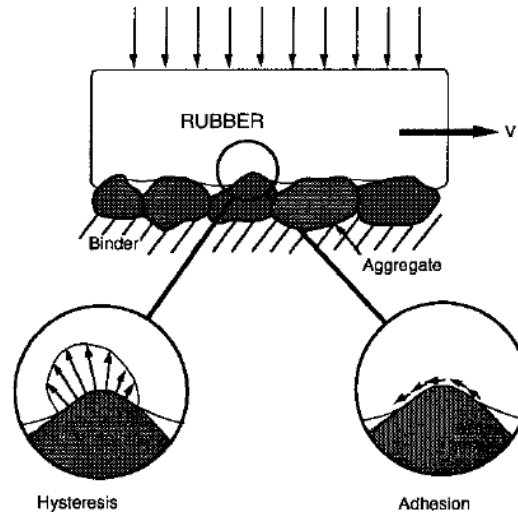


Figura 49 Deformação durante rolagem (Gillespie, 1992).

O coeficiente de frenagem derivado da fricção de aderência e deformação aumenta com um escorregamento entre 10% e 20%. Mas sob condições de pista molhada a fricção de aderência cai muito trazendo o coeficiente para baixo também. Existem duas propriedades que surgem a partir dos conceitos de escorregamento que são μ_p e μ_s , as quais denotam respectivamente a força de frenagem máxima obtida a partir da fricção pista-pneu e a menor força de frenagem possível nas condições de fricção pista-pneu, ou seja, com escorregamento 100% (Figura 50).

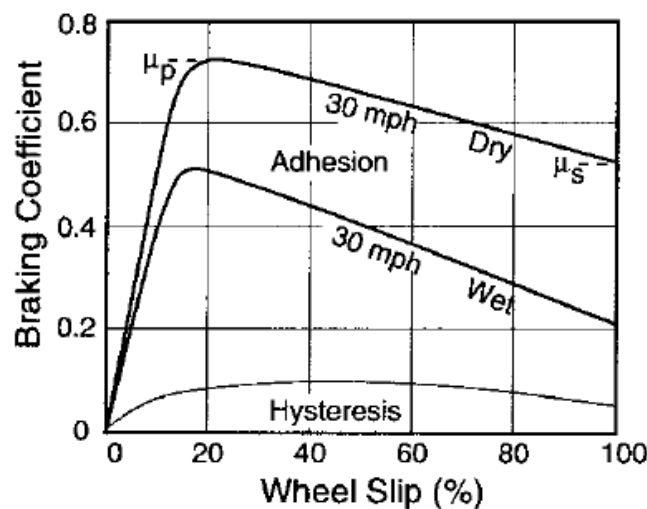


Figura 50 Conceito de escorregamento. Onde se lê *Braking Coefficient* leia-se Coeficiente deatrito, *Wheel Slip* leia-se-se Escorregamento (Gillespie, 1992).

Se o coeficiente μ_p for atingido em uma frenagem significa que a máxima força de frenagem está sendo aplicada teoricamente, mas dado torque aplicado para desaceleração qualquer distúrbio

desencadearia uma frenagem excessiva provocando mais desaceleração que o esperado. E se o coeficiente μ_s , for atingido em uma frenagem, a força de frenagem e a desaceleração continuam até que as rodas travem enquanto a desaceleração não atinge o esperado. Neste caso somente a liberação do freio pode trazer as rodas novamente à rotação ou se existir o sistema ABS (*Anti-lock Braking System*) no veículo este entraria em ação.

2.5.4.3 Cargas Estáticas

As cargas em um veículo são transmitidas ao solo através dos pneus, que estão ligados aos dois eixos que conectam as rodas ao veículo. Estes dois eixos, portanto, suportam todo o peso do veículo e seus componentes quando estático ou quando em velocidades constantes. A distribuição de carga estática em um veículo pode ser determinada pela razão da carga aplicada ao eixo traseiro pela carga total do veículo (Limpert, 2010).

$$\Psi = \frac{F_{ZR}}{W} \quad (2.24)$$

Em que F_{ZR} a carga estática no eixo traseiro e W é a carga total do veículo. Sendo assim a carga estática relativa ao eixo traseiro seria como descrito na equação 2.25.

$$1 - \Psi = \frac{F_{ZF}}{W} \quad (2.25)$$

Em que F_{ZF} é a carga estática aplicada ao eixo dianteiro (Figura 51).

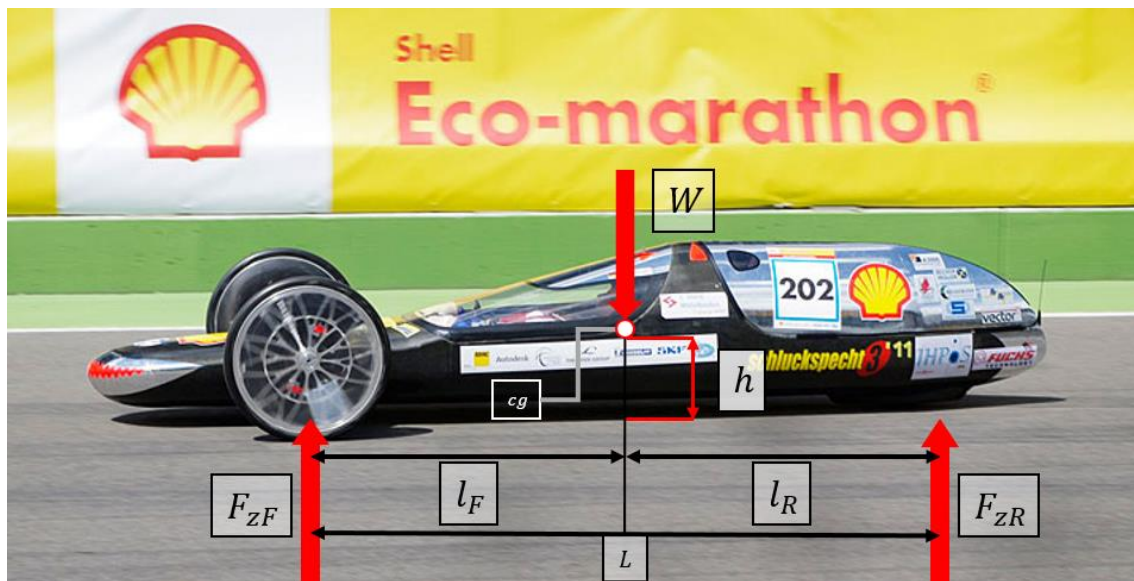


Figura 51 Cargas estáticas nos eixos do veículo (Schluckspecht, 2015).

Prosseguindo a análise por relações de momento em torno do eixo dianteiro, as equações 2.26, 2.27 e 2.28 entregam as distâncias do centro de gravidade do eixo traseiro e do eixo de gravidade ao eixo dianteiro.

$$W l_F = F_{ZR} L \quad (2.26)$$

Em que l_F é a distância do centro de gravidade até a força no eixo dianteiro e L é a distância entre os eixos do veículo. E as distâncias dos eixos dianteiro e traseiro ao centro de gravidade também podem ser determinadas por consequência respectivamente.

$$l_F = \frac{F_{zR}}{W} = \Psi L \quad (2.27)$$

$$l_R = (1 - \Psi)L \quad (2.28)$$

2.5.4.4 Cargas Dinâmicas

Quando o sistema de freio é acionado, o disco de freio, por exemplo, é pressionado por pastilhas que com o atrito o forçam o disco a gerar um torque que é resistido pelos pneus que estão em contato com o solo. Este torque gerado é diretamente ligado às forças de frenagem. A desaceleração promovida pelo acionamento dos freios gera esforços dinâmicos sobre o veículo que adicionam três novos componentes de esforços sobre o veículo. Duas novas componentes de força de atrito no ponto de contato entre os pneus e a pista perpendiculares às cargas estáticas, e uma força de desaceleração no centro de gravidade do veículo como mostrado na Figura 52.

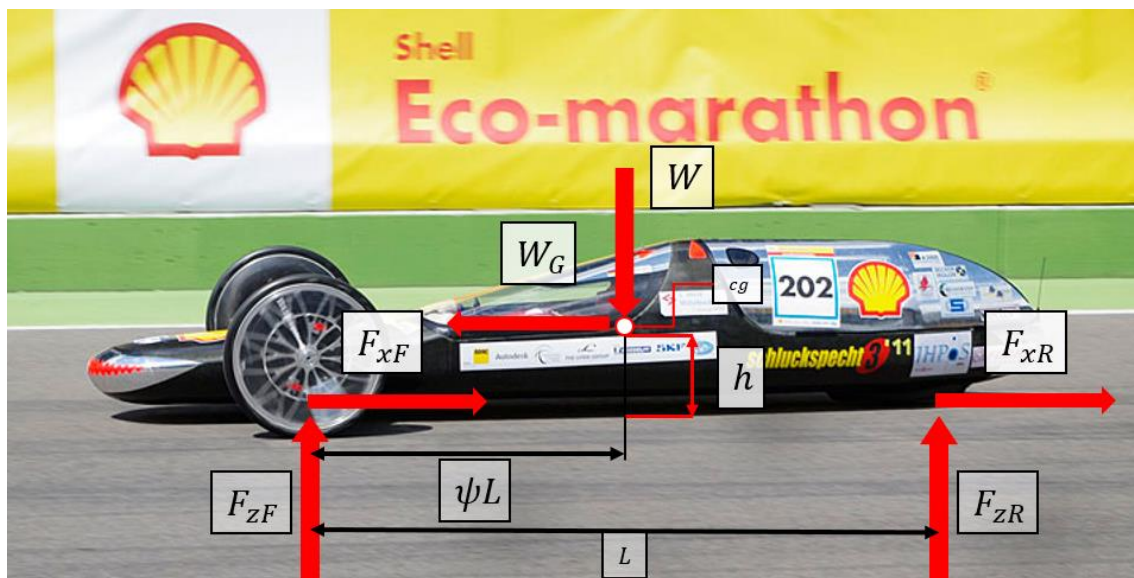


Figura 52 Cargas dinâmicas em cada eixo do veículo (Schluckspecht, 2015).

Portanto as cargas dinâmicas são descritas nas equações 2.29 a 2.32, fazendo a relação de momentos em torno do eixo dianteiro e traseiro. Primeiro a carga dinâmica para o eixo dianteiro.

$$F_{zF,dyn} = (1 - \Psi + \chi a)W \quad (2.29)$$

$$a = \frac{F_{x,total}}{W} = \text{desaceleração, em } g \quad (2.30)$$

$$\chi = \frac{h}{L} \quad (2.31)$$

$$\Psi = \frac{F_{ZR,static}}{W} \quad (2.32)$$

Em que $F_{ZF,dyn}$ é a força dinâmica normal no eixo dianteiro, $F_{x,total}$ é a força total de frenagem, $F_{ZR,static}$ é a força normal no eixo traseiro sem frenagem, W é o peso do veículo, L é a distância entre eixos e h é a altura do solo ao centro de gravidade.

Da mesma forma, para o eixo traseiro.

$$F_{ZR,dyn} = (\Psi - \chi a)W \quad (2.33)$$

Esta análise matemática demonstra que as forças normais aos eixos são funções lineares da desaceleração e remete a uma característica nítida em dinâmica de frenagem que é a transferência de carga. Assim que os freios são acionados grande parte da carga que está sobre o eixo traseiro é transferida para o eixo dianteiro e os termos que conduzem essa transferência são “ $\chi a W$ ”. Quanto maior a desaceleração, maior a carga transferida. Outro importante coeficiente que deve ser abordado é o coeficiente de tração, que não deve ser confundido como o coeficiente de atrito pista-pneu. O coeficiente de tração define a relação entre as forças atuando dinamicamente durante a frenagem.

$$\mu_{Ti} = \frac{F_{Xi}}{F_{Zi,dyn}} \quad (2.34)$$

Em que F_{Xi} é a força de frenagem no eixo e $F_{Zi,dyn}$ é a força dinâmica no eixo, podendo o índice “i” ser substituído por eixo traseiro ou dianteiro. Este coeficiente depende da desaceleração do veículo e é o índice que determina quanto é necessário para que o pneu complete a frenagem sem travar. Geralmente os coeficientes para a traseira e dianteira serão diferentes (Limpert, 2010). Quando os valores do coeficiente de tração e coeficiente de atrito pista-pneu se igualarem significa que os pneus naquele ponto travarão.

2.5.4.5 Proporção de Frenagem

A fim de otimizar a frenagem é preciso estabelecer como e quando durante o processo frenagem as forças são transferidas de um eixo para o outro. Como dito no final da seção anterior a proporção de força aplicada em cada eixo será diferente justamente por conta desta transferência de carga. Assim para iniciar esta análise é preciso explicitar as forças de frenagem dinâmicas pela multiplicação do coeficiente de tração pelas forças dinâmicas em cada eixo.

$$F_{XF} = (1 - \Psi + \chi a)W\mu_{TF} \text{ (Dianteiro)} \quad (2.35)$$

$$F_{XR} = (1 - \Psi + \chi a)W\mu_{TR} \text{ (Traseiro)} \quad (2.36)$$

Em que μ_{TF} é o coeficiente de tração da dianteira e μ_{TR} é o coeficiente de tração da traseira.

Este coeficiente basicamente indica a capacidade da pista em fornecer a tração necessária para frenagem do pneu que está em contato com a superfície, sendo assim valores fixos. Desse modo para a análise de uma frenagem otimizada e máxima em linha reta sobre uma superfície nivelada estes coeficientes de atrito (μ_F e μ_R) são iguados à desaceleração do veículo “a” em g’s. Esta seria a melhor forma para se obter uma análise de otimização, ou seja, não é uma condição ideal de operação e sim um método (Limpert 2010). Para tal modificação as forças de frenagem otimizadas agora são demonstradas nas equações 2.37 e 2.38.

$$F_{XF,opt} = (1 - \Psi + \chi a) W a \text{ (Dianteiro)} \quad (2.37)$$

$$F_{XR,opt} = (1 - \Psi + \chi a) W a \text{ (Traseiro)} \quad (2.38)$$

As relações das equações 2.37 e 2.38 são quadráticas e geram uma parábola que pode ser analisada para condições de veículo vazio ou carregado em função das forças dinâmicas de frenagem nos dois eixos e segundo a desaceleração. Na Figura 53 a representação mostra o comportamento de um veículo em frenagem.

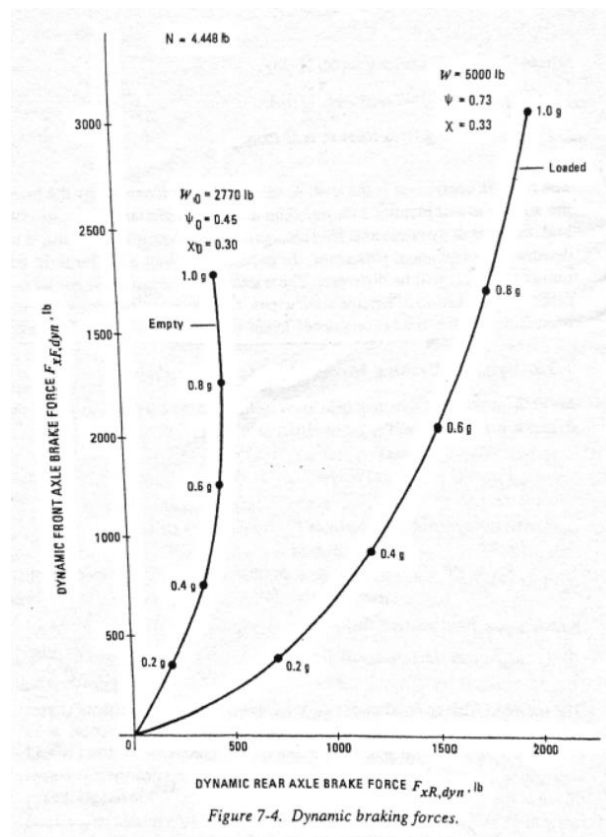


Figura 53 Forças de frenagem dinâmicas. Onde se lê *Dynamic Front Axle Brake Force* lê-se Força de Frenagem Dinâmica do Eixo Dianteiro, *Dynamic Rear Axle Brake Force* lê-se Força de Frenagem Dinâmica do Eixo Traseiro, *Empty* lê-se Vazio, *Loaded* lê-se Carregado (Limpert, 2010).

Qualquer ponto nestas curvas pode ser definido como de frenagem ideal para o coeficiente de atrito igual à desaceleração do veículo. É possível observar que para desacelerações no caso do veículo vazio

acima de 0,8 g, a força para o eixo traseiro começa a regredir. Isto ocorre devido à transferência de carga para o eixo dianteiro, a eficiência de frenagem no eixo traseiro começa a reduzir drasticamente. Assim, dividindo as últimas equações 2.37 e 2.38 pelo peso do veículo é possível obter as forças otimizadas de frenagem por unidade de peso.

$$\frac{F_{XF,opt}}{W} = (1 - \Psi + \chi a) a \text{ (Dianteiro)} \quad (2.39)$$

$$\frac{F_{XR,opt}}{W} = (1 - \Psi + \chi a) a \text{ (Traseiro)} \quad (2.40)$$

Por consequência resultando em uma segunda análise gráfica (Figura 54) da mesma forma para um veículo vazio e carregado.

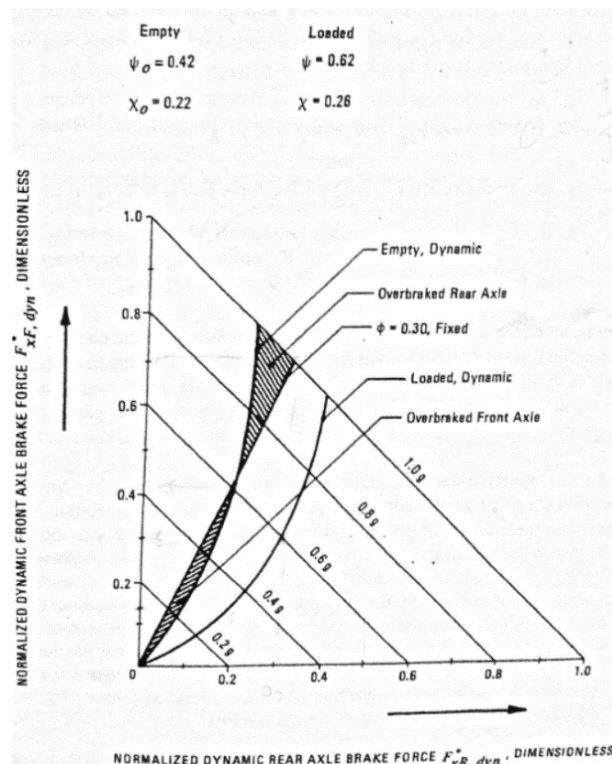


Figura 54 Forças dinâmicas de frenagem normalizadas. Onde se lê *Normalized Dynamic Front Axle Brake Force* leia-se Força de Frenagem Dinâmica Normalizada do Eixo Dianteiro, *Normalized Dynamic Rear Axle Brake Force* leia-se Força de Frenagem Dinâmica Normalizada do Eixo Traseiro, *Empty* leia-se Vazio, *Loaded* leia-se Carregado, *Overbraked Rear Axle* leia-se Travamento do Eixo Traseiro e *Overbraked Front Axle* leia-se Travamento do Eixo Dianteiro (Limpert, 2010).

A partir da análise é possível inferir que as forças otimizadas de frenagem são função apenas da geometria, do peso do veículo e desaceleração. Ou seja, função dos parâmetros “Ψ”, “χ” e “a”, não sendo dependente do sistema a ser instalado no veículo. Por fim, os valores ideais para aplicação da proporção de frenagens são os mostrados nos eixos “X” e “Y” na Figura 54 dependendo da desaceleração máxima que pode atuar sobre o veículo. Estes valores de proporção determinam uma condição em que o coeficiente de atrito pista-pneu para os pneus traseiros e dianteiros se igualam à desaceleração do veículo. Igualizando as forças dinâmicas que atuam nos dois eixos do veículo, compensando a

transferência de carga e dando a cada eixo a força de frenagem necessária igualável às cargas transferidas.

2.6 ERGONOMIA

O estudo de ergonomia visa atender às condições do piloto em relação ao veículo, o que retorna informações para determinar parâmetros diretos de projeto em outros subsistemas. Tais condições incorporam análises de acomodação, alcance, postura e visibilidade que tem seus métodos dados nos tópicos a seguir.

2.6.1 Especificações de Projeto

O foco do projeto do veículo é alcançar o menor peso e dimensões possíveis. Para isso ele precisa ter dimensões reduzidas e principalmente precisa ter a distância do seu ponto mais alto ao solo menor possível para diminuir o arrasto aerodinâmico. Estes requisitos influenciam diretamente na disposição do assento e controles do piloto. Esta situação já esboça uma condição desfavorável do ponto de vista do conforto do piloto, o que pode ser minimizado obedecendo normas e estudos de ergonomia como os apresentados por Tilley (2007), em que padrões e parâmetros ergonômicos já estudados concedem uma referência com bons fundamentos para o projeto.

O regulamento da Maratona da Eficiência Energética não é específico quanto aos aspectos ergonômicos do veículo, somente menciona todos os controles que o piloto pode ter ao alcance, as condições de conforto para o piloto sobre temperaturas extremas e o acesso ao veículo que deve ser amplo e sem obstáculos devendo o piloto ser capaz de desocupar o veículo em menos de 10 segundos. Portanto o foco se estabelece em aproximar as condições das normas já existentes em competições semelhantes ao protótipo.

2.6.2 Análise Ergonômica

A análise relativa à ergonomia passa pela compreensão dos estudos de ergonomia, ou seja, qual a base para que estes estudos sejam possíveis e se esta base de dados é compatível com o projeto a ser desenvolvido. Para o projeto de veículos a ergonomia analisa importantes parâmetros que se estabelecem entre o piloto e os comandos que acionam o veículo de forma geral. Análises ergonômicas estabelecem qual a força e amplitude de movimentos para cada posição e cada percentil humano. Ao final, todos estes dados podem ser compilados em um programa que utiliza em sua base dados ergonômicos junto ao veículo desenvolvido para validar a estrutura de acomodação para o ocupante pretendido.

2.6.2.1 Antropometria

As medidas do homem e da mulher são tomadas utilizando-se equipamentos de medição específicos, considerando as medidas mais importantes do corpo, como altura e peso, e que variam menos para que

os dados possam convergir melhor. A pesquisa é feita por amostragem de população, coletando-se dados como local de nascimento, ancestrais, idade, uso predominante da mão esquerda ou direita são registrados (Tilley, 2007).

O objetivo é chegar a um valor médio para o indivíduo de certa localidade utilizando distribuição normal e obtendo uma curva de Gauss com dimensões corporais no eixo x e frequência de ocorrências no eixo y. Os valores são referenciados por percentis, pois a avaliação tem como intuito separar a população em porcentagens. Então, por exemplo, se 5% da população tem 1,65 m de altura então este é o valor determinado para indivíduos de percentis cinco. A Figura 55 faz referência às medidas para altura da população americana.

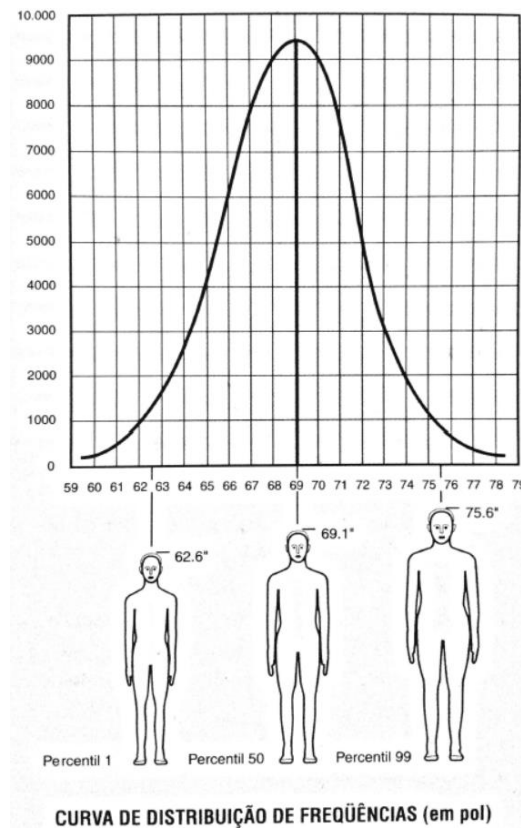


Figura 55 Curva de distribuição de frequência em polegadas (Tilley, 2007).

2.6.2.2 Acomodações em Veículos

Existem alguns fatores constantes no estudo de acomodação em veículos, como ilustrado pela Figura 56, com dois percentis humanos com ângulos ótimos de tornozelo, joelho, coluna vertebral e pernas, os quais não variam muito de veículo para veículo, sendo os casos mais extremos carros de corrida, esportivos, sedãs, caminhões e camionetes. A imagem ilustra o conteúdo do livro referência de Alvin R. Tilley que foi utilizado para a análise ergonômica.

Algumas recomendações quanto a acomodação no veículo, segundo Tilley (2007), são as seguintes:

- Para o tornozelo 100° é um bom ângulo para mantê-lo relaxado, 6° a $6,5^\circ$ um bom ângulo para apoiar o pé esquerdo no descanso ou no acelerador em velocidade normal;
- O ângulo ideal dos joelhos para alcançar pressão máxima nos pedais é de 110° a 120° . O ângulo entre o fêmur e a coluna ideal é de 98° , sendo ótimo em torno deste número com uma variação entre 95° e 100° ;
- O apoio de cabeça deve se alinhar à linha central vertical da cabeça do condutor. Sendo recomendado que para piloto automobilístico que o apoio de cabeça seja sob medida e com suportes laterais.

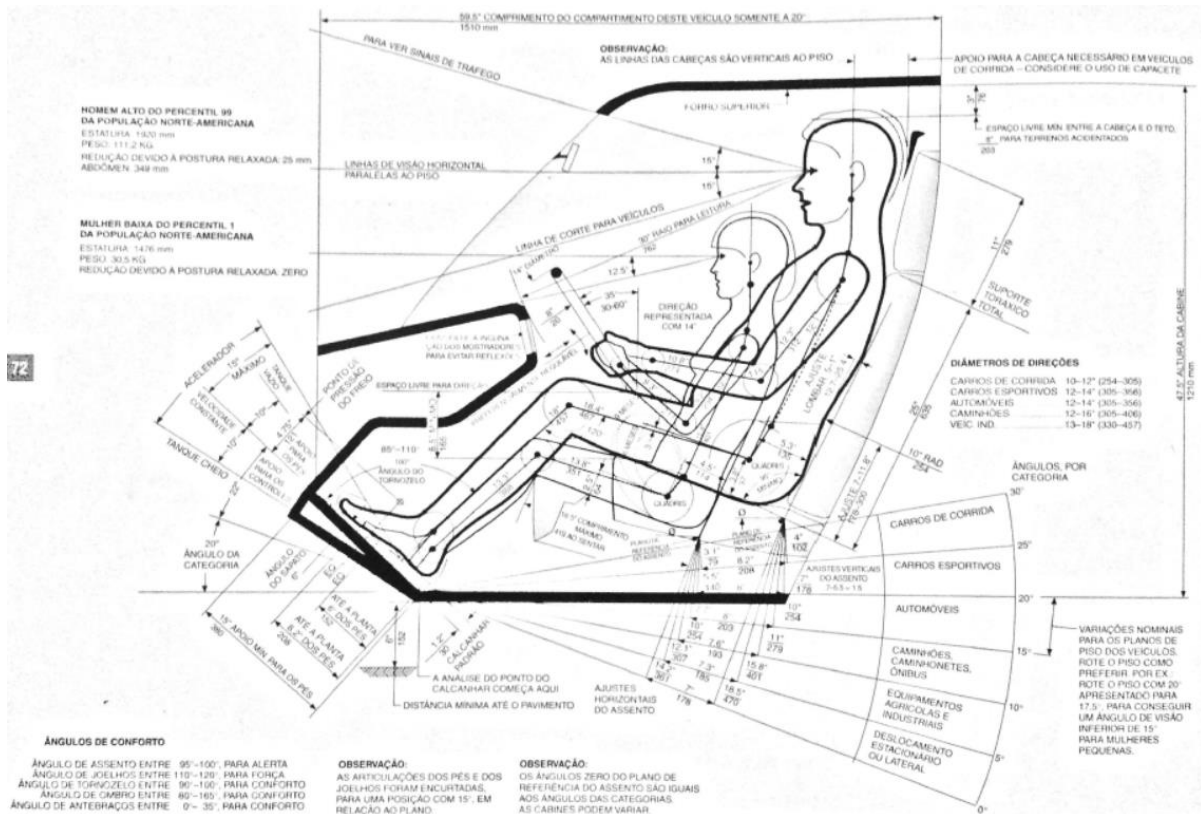


Figura 56 Fatores constantes em assentos de veículos (Tilley, 2007).

2.6.2.3 Controles Manuais e Pedais

No protótipo existe a possibilidade de acionamentos tanto com os pés quanto com as mãos, muito embora o regulamento recomende acionamento dos freios com os pés, por exemplo. Os ângulos ideais para utilização de pedais e controles manuais e que também determinam algumas forças e distâncias para os pedais do freio e acelerador e força do punho, se encontram na Tabela 4, levando em consideração que a base antropométrica do estudo no livro referência está de acordo com a população norte-americana para todos os percentis (Tilley, 2007).

Tabela 4 Forças necessárias para controles manuais e pés (Tilley, 2007).

Freio		
Resistência	44,5 – 222,4 N	
Folga	30 mm	
Deslocamento do pedal	13 – 64 mm	
Altura acima do acelerador em relação ao assoalho	30 mm freios hidráulicos 91 mm freios mecânicos	
Acelerador		
Resistência	17,8 – 44,5 N	
Folga	5°	
Deslocamento do pedal	20°	
Força do punho		
	Máxima (Kg)	Duração (s)
Homem	59,3	63,1
Mulher	35,5	73,9

2.6.2.4 Programa Computacional para Análise de Conforto

O programa *CATIA* da *Dassault Systemes* conta com uma ferramenta de análise ergonômica que será utilizada neste trabalho para determinar principalmente níveis de conforto para acomodação do piloto. Nele ainda é possível verificar a montagem do veículo com manequins virtuais de percentis e nacionalidades variadas de acordo com o banco de dados do programa, bem como verificar o alcance e interação no habitáculo do veículo e campo de visão do condutor. Apesar de ser utilizado para todos os tipos de análise ergonômica, este software tem uma seção dedicada a ergonomia veicular (*Car Design Ergonomist* ou Projeto de Ergonomia para Veículos) que ajuda a prever a interação humana com o assento, veículo, espaço e controles. O programa analisa a postura corporal pontuando cada parte e segmento do corpo com uma ferramenta chamada *RULA Analysis* (*Rapid Upper Limb Assessment* ou Avaliação Rápida dos Membros Superiores). A Figura 57 exemplifica como o programa trabalha traçando dimensões entre o piloto e o veículo para assim acomodá-lo de acordo com a proposta.

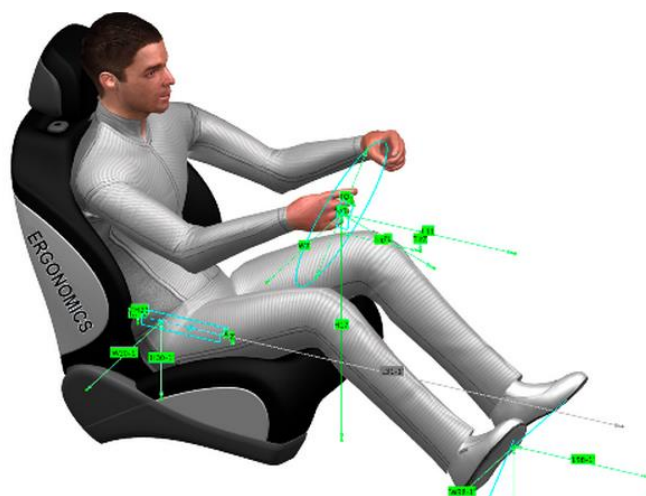


Figura 57 Car Design Ergonomist (3ds, 2015).

2.7 CARROCERIA

A carroceria de um veículo tem importante papel no seu desempenho por ser a interface entre o formato do veículo e a resistência do ar. Esta deve possuir formato aerodinâmico com o foco na redução do arrasto e peso. É definido como carroceria a estrutura que envolve todo o veículo e define suas linhas e forma.

2.7.1 Especificações de Projeto

É exigido pelo regulamento que a carroceria seja construída como um elemento independente da estrutura do chassi, seja fazendo uso de placas de alumínio, acrílico termo moldados ou outro material que resulte em rigidez estrutural complementar ao chassi. O regulamento da competição também estabelece alguns testes a fim de aferir a resistência da carenagem com uma carga de 5 Kgf sendo aplicada perpendicularmente sobre sua superfície da carenagem com uma esfera de 10 mm de diâmetro. A carroceria então não pode se romper ou se soltar em qualquer ponto de fixação.

2.7.2 Tipos De Carrocerias

As variações de formato de carrocerias englobam diferenças no volume do compartimento de carga, presença ou não de caçamba, quantidade total de ocupantes, alto desempenho aerodinâmico, dentre outras características. Os tipos mais comuns de carrocerias de automóveis são classificados em *hatchbacks*, sedans (três volumes, dois volumes e *liftback*), *station wagons*, picapes, furgões, conversíveis (*cabriolet*, *targa*, *roadster*, *spider*), coupês, vans, todo-o-terreno, utilitários esportivos, minivans e crossovers (Autopedia, Carro de garagem, 2015).

As carrocerias devem exercer dois papéis fundamentais em um veículo, estrutural e aerodinâmica. Geralmente constituídas por duas partes distintas, em especial em veículos do tipo chassi monobloco, sendo a primeira o habitáculo dos condutores, que deve ter rigidez alta para proteção dos mesmos. E segunda as partes que não compõem o habitáculo, que devem ter a função de deformação progressiva em caso de colisões, absorção da energia de uma colisão de forma a minimizar os riscos de ferimento aos ocupantes e pedestres (Daniel, 2015).

O estudo de materiais combinados para atingir menor peso, maior rigidez, maior elasticidade e plasticidade é importante no que tange a obtenção de resultados eficientes. São comumente utilizados para tal ligas de aço para confecção de habitáculos rígidos e ligas de alumínio para a correta absorção de impactos. A Figura 58 exemplifica como atualmente são utilizados diversos tipos de materiais para a construção de estruturas veiculares.

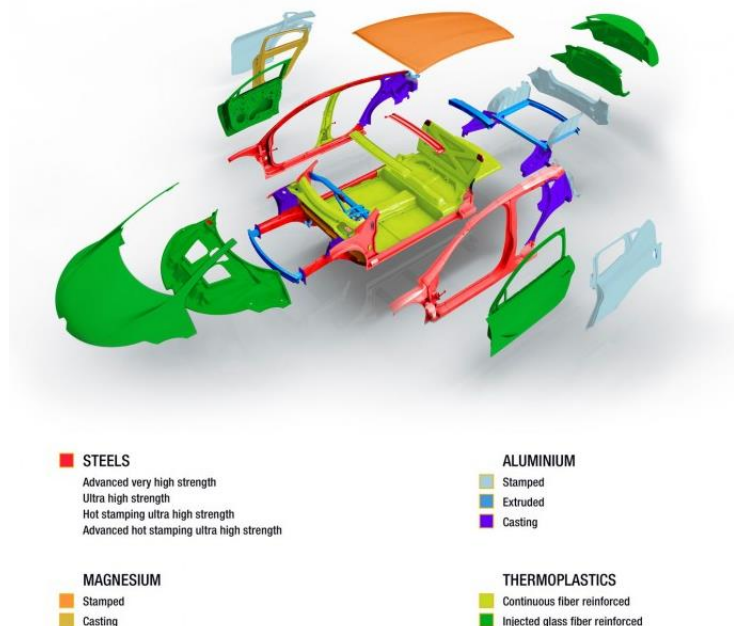


Figura 58 Materiais utilizados na concepção de estruturas veiculares atuais. Onde se lê Steels leia-se Aços, Magnesium leia-se Magnésio, Aluminium leia-se Alumínio e Thermoplastics leia-se Termoplásticos (Carbodydesign, 2015).

Além das características apresentadas, as carrocerias interferem diretamente na aerodinâmica dos veículos. Os estudos de aerodinâmica sugerem que um corpo se movendo no ar, devido à distribuição de pressão sobre a sua superfície livre, fica submetido a uma força resultante, sendo esta força dividida em outras três (Nicolazzi, 2001):

- Força axial: Conhecida por força de arraste ou aerodinâmica;
- Força vertical: Denominada força de sustentação;
- Força transversal: Conhecido por efeitos de ventos laterais.

A incidência de ar na superfície de veículos pode ser responsável por um excessivo consumo de combustível, gerado pela perda de potência que chega a ordem de 30% em veículos comerciais (Nicolazzi, 2001). Neste sentido, a resistência aerodinâmica (força axial) é caracterizada pela influência conjunta de três fontes de resistências distintas, sendo elas: a resistência de forma, gerada exclusivamente devido a geometria da carroceria, ou seja, quanto maior a área transversal do veículo, maior será a resistência aerodinâmica; a resistência de atrito que ocorre devido ao atrito entre o ar e a superfície externa do veículo; e por fim, a terceira perdas por correntes de ar que penetram no veículo para ventilação do motor. Já as forças de sustentação (força vertical) influenciam diretamente na aderência do veículo no chão, sendo responsáveis pelo comportamento dinâmico em curvas, acelerações e frenagens.

A última força, ocasionada por ventos laterais tem seus conceitos aplicados em veículos com grande área lateral, como caminhões e ônibus, devendo ser reduzida ao máximo para evitar efeitos indesejáveis de instabilidade no veículo (Nicolazzi, 2001).

2.7.3 Definição da Carroceria

Através das informações apresentadas é possível inferir que este projeto deve procurar semelhanças com carrocerias que consideram o aproveitamento de formas aerodinâmicas para o ganho de eficiência. Por isso os conceitos de aerodinâmica são fundamentais para a definição do formato final da carroceria do protótipo e, portanto, guiam o processo de desenvolvimento da mesma.

2.7.4 Dimensionamento da Carroceria

No dimensionamento de uma carroceria, é importante determinar primeiramente a finalidade do veículo, sendo aplicada assim uma carroceria que corresponda às suas necessidades. Em seguida é preciso desenvolver o design do protótipo, sua forma, utilizando-se para isso programas de Desenho Assistido por Computador. As linhas de um protótipo devem levar em consideração as características aerodinâmicas que o veículo precisa ter contemplando ainda resistência estrutural. A área da seção transversal tem forte impacto no cálculo da força de arrasto e deve ser considerada no momento da concepção do veículo, sendo a variável mais importante a ser alterada, já que a velocidade máxima e densidade do ar são fatores fixos. Como ilustrado na Figura 59, o objetivo do veículo altera significativamente a área da seção transversal.



Figura 59 Comparação entre seções transversais.

O coeficiente de resistência aerodinâmica, " C_d " se refere a aerodinâmica de um corpo em um fluido, levando em consideração a influência da forma do corpo, o acabamento superficial e o fluxo necessário de ar para refrigeração do motor. Desta forma, quanto maior for este coeficiente maior será a resistência deste corpo em relação ao fluido. A determinação experimental do " C_d " é obtida através de ensaios físicos ou computacionais utilizando-se túneis de vento, aplicando para isso modelos em escala reduzida ou escala real. A Figura 60 ilustra um ensaio físico para determinação do coeficiente de resistência aerodinâmica da montadora alemã *Mercedes Benz* aplicado em escala real, em um túnel de vento. Para o ensaio computacional, a Figura 61 segue como exemplo.

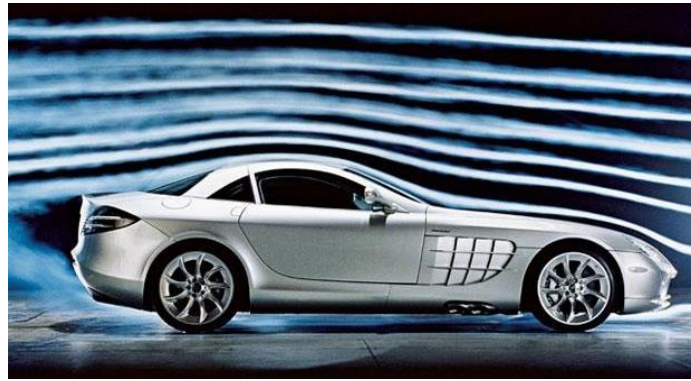


Figura 60 Simulação em túnel de vento de um veículo esportivo (Globo Comunicação e Participações S.A., 2012).

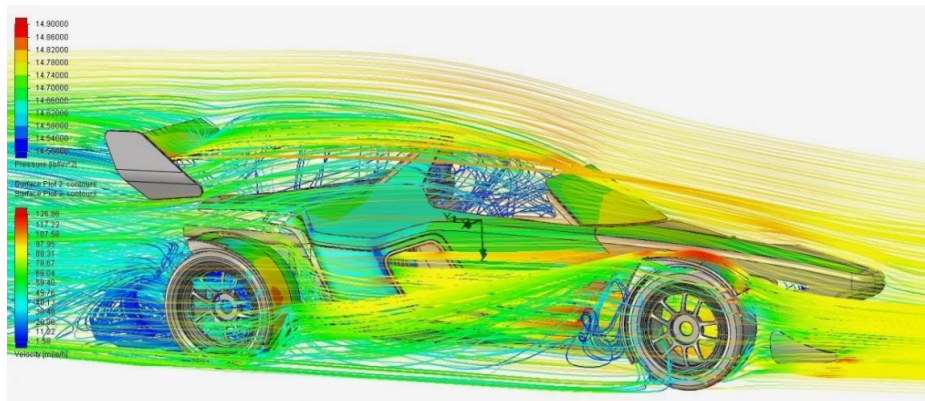


Figura 61 Simulação computacional de um veículo esportivo (Awesome Inc., 2014).

O coeficiente de arrasto aerodinâmico obtido pelos testes experimentais pode ser comparado entre as diferentes categorias de veículo, como mostrado na Figura 62.

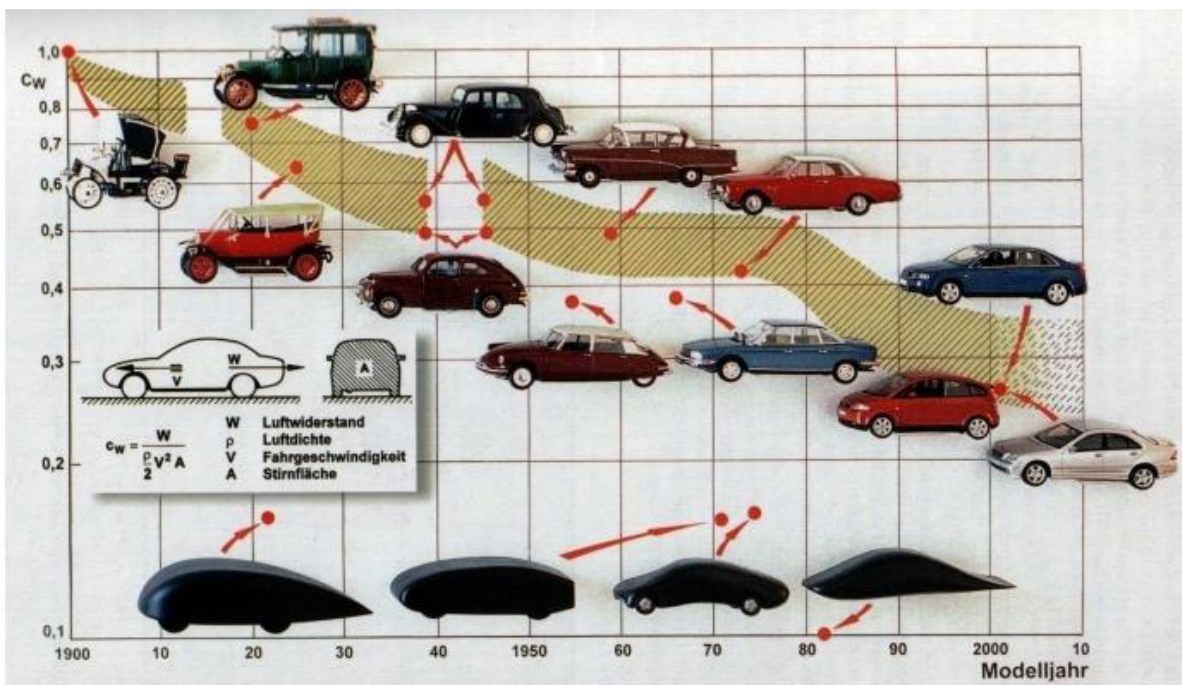


Figura 62 Coeficientes de arrasto aerodinâmico para diferentes modelos de veículos europeus comparados com veículos aerodinâmicos. C_w é o coeficiente de arrasto aerodinâmico. Onde se lê *Modelljahr* leia-se Ano do Modelo, *Luftwiderstand* leia-se Resistência do Ar, *Fahrgeschwindigkeit* leia-se velocidade e *Stirnfläche* leia-se Área de Seção Transversal (Henze e Schroder, 2015).

A força aerodinâmica atuante sobre o veículo é calculada a partir da resistência aerodinâmica. Esta força será utilizada no auxílio da escolha do motor, onde esta é calculada através da seguinte equação:

$$Q_a = qC_dA \quad (2.41)$$

Na qual q é a pressão dinâmica, C_d é o coeficiente de resistência aerodinâmica e A é a área projetada da seção transversal do veículo.

A pressão dinâmica é uma expressão em função da velocidade relativa entre o veículo e o ar, e pode ser calculada por:

$$q = 12\rho v^2 \quad (2.42)$$

Em que ρ é a densidade dada por $1,225 \text{ kg/m}^3$ e v é a velocidade relativa do vento.

2.7.4.1 Velocidade Relativa do Vento

Para definição da velocidade do vento, foi considerada a direção do vento admitindo o pior caso, em que o vento estará na direção oposta a movimentação do carro, conforme é explicado na Figura 63. Quanto à velocidade do vento, foi adotada aproximadamente a maior ocorrência entre os anos de 1957 a 2014 segundo o Instituto de Astronomia, Geofísica e Ciências Atmosféricas (2014), de 8 km/h (Figura 64). Então sendo a velocidade máxima admissível do veículo permitida pelo regulamento de 45 m/s e a velocidade média do ar de $2,2 \text{ m/s}$, a velocidade relativa do vento resulta em $47,2 \text{ m/s}$.

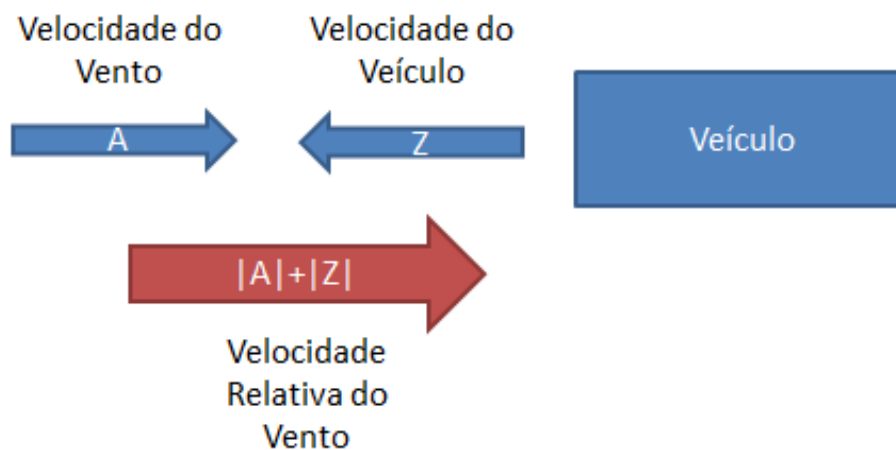


Figura 63 Esquema explicativo sobre a velocidade relativa do vento.

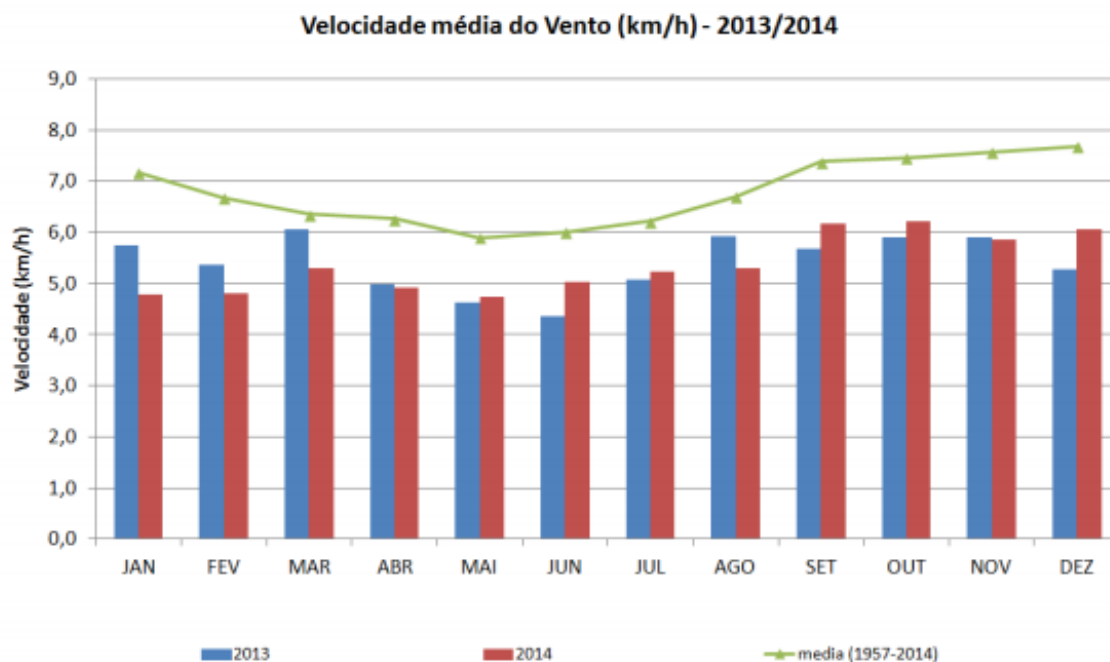


Figura 64 Velocidade média mensal do vento nos anos 2013 e 2014 (Instituto de Astronomia, Geofísica e Ciências Atmosféricas, 2014).

2.7.4.2 Área Projetada da Seção Transversal do Veículo

A partir do desenvolvimento do veículo em modelo 3D em CAD (Desenho Assistido por Computador), utilizando-se o programa *SolidWorks* é possível obter a maior área projetada de seção transversal do veículo. Seção transversal semelhante à do veículo na Figura 65.



Figura 65 Vista frontal de um protótipo participante da Shell Eco-marathon (Shell, 2015).

2.7.4.3 Análise Numérica do Coeficiente de Arrasto

Para o cálculo do coeficiente de arrasto foi utilizada a ferramenta CFD (*Computational Fluid Dynamics* ou Dinâmica dos Fluidos Computacional) do programa *Ansys*, que funciona de forma a simular o impacto do escoamento de um fluido sobre uma superfície em estudo. A previsão de desempenho possibilita a otimização do projeto e validação quanto a sua segurança e comportamento

em uma situação simulada próxima à real. Este ensaio elimina a necessidade de um protótipo para teste, possibilitando uma evolução acelerada do projeto, e assim reduzindo seu custo final.

Para tal simulação, a carenagem foi desenvolvida em um modelo 3D utilizando o programa *SolidWorks*. O design inicial é baseado no traçado de curvas que minimizem o arrasto e turbulência gerada pelo ar assim como em carrocerias de veículos esportivos. Desta forma, o modelo será importado para a ferramenta do programa *Ansys* onde o coeficiente de arrasto será extraído e possíveis otimizações podem ser realizadas.

3 PROJETO PRELIMINAR

Nesta fase, para cada subsistema, a concepção definida é validada via cálculos matemáticos e simulações computacionais, obtendo o projeto preliminar definitivo. Refinando a montagem dos componentes e partes, formas geométricas, dimensões e materiais através da análise da interação entre os subsistemas.

3.1 CHASSI TUBULAR

Chassis tubulares são frequentemente aplicados em veículos de alto desempenho, buscando a melhor relação peso potência. Sendo assim com a utilização de programas comerciais como o *SolidWorks*, será desenvolvida a geometria do chassi de acordo com a acomodação do piloto especificado e componentes a serem anexados como subsistemas. E assim a estrutura será avaliada segundo os termos estabelecido pelo regulamento da competição no qual o chassi deve suportar o peso do veículo somado ao peso do piloto em caso de capotamento e colisões frontal e lateral. Com estes parâmetros em foco o programa computacional de análise em elementos finitos *Ansys* fornece todos os recursos para simulações numéricas do chassi projetado. De forma a obter a melhor relação entre peso, dimensões e resistência para os carregamentos impostos à estrutura segundo o requisitado pelo regulamento. E ainda considerando que na competição o veículo será exigido em uma prova de três voltas em um autódromo com pista em boas condições e asfalto nivelado.

3.1.1 Desenho Preliminar

O chassi tem como papel básico e fundamental suportar todos os componentes do veículo e o piloto. Portanto o desenho do chassi deve englobar os componentes e piloto e ainda ter integridade estrutural segundo o que o regulamento requisita. O primeiro passo foi determinar qual seria o piloto ideal para o projeto. Foi escolhida como ponto de partida a característica mínima exigida pelo regulamento para o piloto que é ter 50 Kg e por consequência 1,52 m de altura. A altura do piloto foi obtida através da base de dados do programa *CATIA V5R19* e o percentil escolhido foi o feminino pela facilidade em encontrar pessoas nesta faixa de dimensões.

O protótipo deve ser sobre três rodas, sendo duas na frente e uma atrás, o que diminui o peso, o atrito com o solo e facilita o projeto e a montagem do sistema de propulsão na roda traseira. Então com o encaixe do modelo 3D do motor escolhido, da roda traseira com pneu e piloto devidamente posicionado foi possível estabelecer as dimensões base do protótipo.

3.1.2 Propriedades Mecânicas dos Materiais

Para minimizar o peso da estrutura e suportar as cargas aplicadas, os materiais utilizados devem ter características como baixa densidade e tensões de ruptura e escoamento aceitáveis. Porém, outro fator

também foi levado em consideração para a escolha dos materiais do chassi, a facilidade de obtenção comercial. De acordo com pesquisa realizada entre quatro grandes fabricantes e distribuidores nacionais de metais (Alcoa Brasil, Império dos Metais, Choque dos Metais e Alfa Alumínio), os três principais materiais que atendem as expectativas do projeto são descritos na Tabela 5.

Tabela 5 Propriedades do Material (Matweb, 2015).

Propriedade	Al 6351 T6	Al 6061 T6	Al 7075 T651
Densidade [g/cm ³]	2,71	2.7	2.81
Tensão de Ruptura [MPa]	310	310	572
Tensão de Escoamento [MPa]	283	276	503
Módulo de Elasticidade [GPa]	68,9	68.9	71.7
Módulo de Poisson	0.33	0.33	0.33
Dureza [HB]	95	95	150

3.1.3 Geometria do Protótipo

A geometria do veículo é resultado dos parâmetros fixados pelo regulamento, estimativa do percentil máximo de piloto especificado através do software *CATIA V5R19* e estimativa das dimensões do motor, transmissão e rodas. O resultado foi um chassi modelado no programa *SolidWorks* como evidenciado na Figura 66.

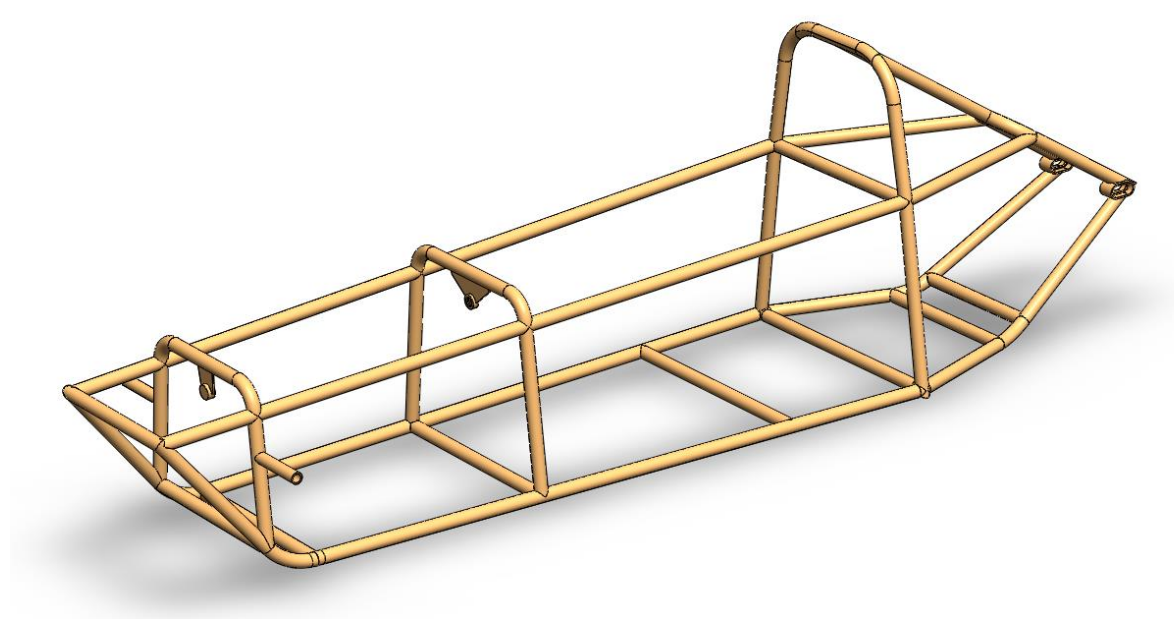


Figura 66 Chassi definitivo em modelo 3D obtido através do programa *SolidWorks 2015*.

Esta geometria é consequência de algumas tentativas, sendo cada uma ajustada segundo a metodologia apresentada no capítulo primeiro deste trabalho. Foi necessária a retomada do projeto após o encaixe e a análise de cada subsistema. Após a inserção do sistema de direção no chassi foi preciso reavaliar a estrutura quanto à distância entre eixos necessária. Como dito anteriormente o motor influencia na geometria do chassi e dimensões. A transmissão interferiu nas dimensões do garfo traseiro,

parte do chassi que sustenta o pneu traseiro, então depois de ajustada a transmissão foi necessário aumentar o comprimento de alguns tubos do chassi. Em seguida o sistema de freios pode ser projetado segundo o sistema de direção e a transmissão, sua influência no chassi acontece somente quanto ao peso e fixação da pinça traseira que deve ser feita diretamente no chassi. E por fim o estudo de ergonomia influencia nas dimensões definitivas do habitáculo do piloto, a análise é feita de acordo com o manequim que consta na base de dados do programa utilizado. Na Figura 67 estão representadas as tentativas anteriores antes da geometria definitiva.

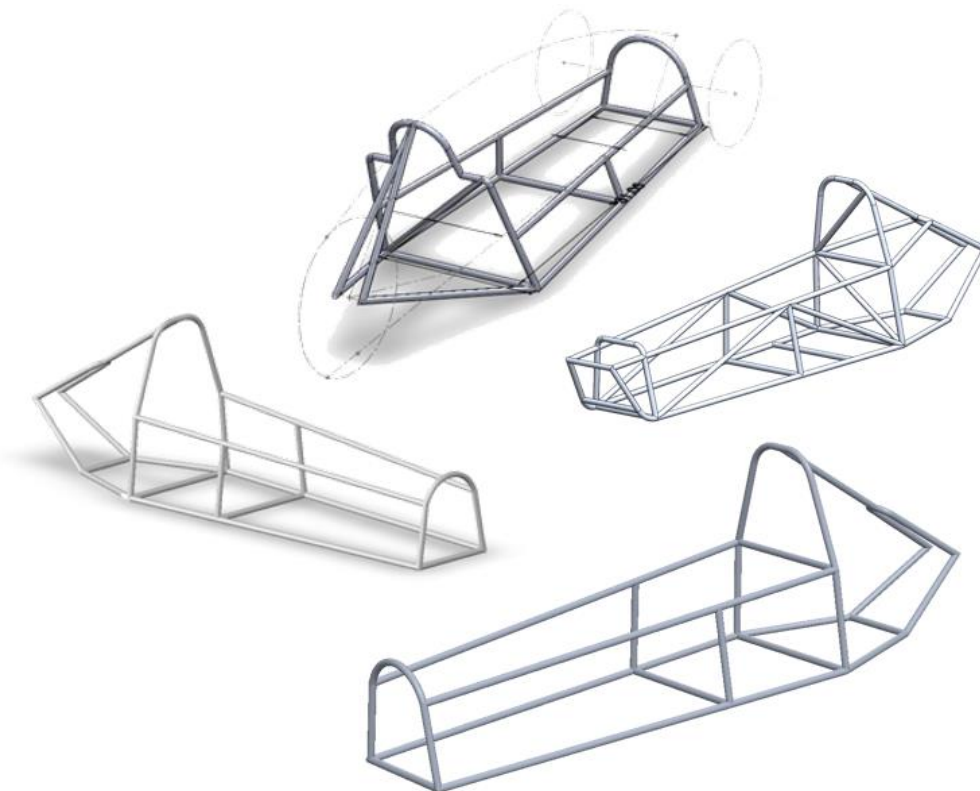


Figura 67 Esboços do chassi do veículo criados como processo de desenvolvimento da metodologia de projeto.

A decisão quanto ao diâmetro e espessura dos tubos utilizados foi baseada no que há disponível no mercado, portanto foram apanhados tubos de medidas crescentes de diâmetros e espessuras. A primeira iteração tomou somente um tipo de tubo para toda a estrutura, de 1 polegada de diâmetro e 1,6 mm de espessura em alumínio liga Al 6061 T6. Após a aplicação de ensaio numéricos computacionais foi verificado que a parede do tubo é muito fina e não suporta minimamente os esforços. Para a segunda iteração foi utilizado o tubo de 1 polegada de diâmetro e duas medidas de parede, 2 mm e 3,17 mm, distribuídos em seções distintas do chassi. Foi então verificado que o alumínio Al 6061 T6 não tem as características mecânicas para resistir aos ensaios propostos. A liga de alumínio mais adequada foi a Al 6351 T6 por ter resistência mais elevada e estar disponível comercialmente tanto quanto outras ligas de alumínio menos resistentes. Por fim somente um diâmetro de tubo foi selecionado para toda a estrutura do chassi, exceto para os braços de direção, através do mesmo método iterativo utilizado para a liga Al 6061 T6. Estão marcados na tabela da Figura 68, fornecida pela distribuidora de metais não ferrosos

Shockmetais os tubos escolhidos. O fornecedor também indica em seu domínio a liga Al 6351 T6 para engenharia estrutural, construção de navios, veículos e equipamentos.

Medidas e pesos orientativos				
Diâmetro Externo (pol.)	Diâmetro Externo (mm)	Espessura da Parede (pol.)	Espessura da Parede (mm)	Peso (kg/m)
3/8	9,52	1/16	1,58	0,106
1/2	12,70	1/16	1,58	0,149
1/2	12,70	1/8	3,17	0,256
5/8	15,87	1/16	1,58	0,192
5/8	15,87	1/8	3,17	0,341
3/4	19,05	1/16	1,58	0,234
3/4	19,05	1/8	3,17	0,427
7/8	22,22	1/16	1,58	0,277
7/8	22,22	1/8	3,17	0,512
1	25,40	1/16	1,58	0,319
1	25,40	1/8	3,17	0,598
1 1/8	28,57	1/16	1,58	0,362
1 1/8	28,57	1/8	3,17	0,683
1 1/4	31,75	1/16	1,58	0,404
1 1/4	31,75	1/8	3,17	0,766
1 1/2	38,10	1/16	1,58	0,489
1 1/2	38,10	1/8	3,17	0,939
1 3/4	44,45	1/16	1,58	0,575
1 3/4	44,45	1/8	3,17	1,110
2	50,80	1/16	1,58	0,660
2	50,80	1/8	3,17	1,281
2 1/2	63,50	1/16	1,58	0,830
2 1/2	63,50	1/8	3,17	1,622
3	76,20	1/16	1,58	1,000
3	76,20	1/8	3,17	1,964
4	101,60	1/16	1,58	1,340
4	101,60	1/8	3,17	2,647

Figura 68 Tabela para tubos redondos de Alumínio. Fonte: www.shockmetais.com.br

Portanto de acordo com a disponibilidade não só deste fornecedor, mas de outros como Alcoa foram escolhidos para toda a estrutura do chassi tubo de seção redonda de $1 \frac{1}{8}$ polegadas com 1,58 mm de parede. E para os tubos que conectam o chassi à direção foi escolhido o tubo redondo de $\frac{7}{8}$ de polegada de diâmetro com 3,17 mm de parede do mesmo material. A Figura 69 exibe as dimensões finais do chassi.

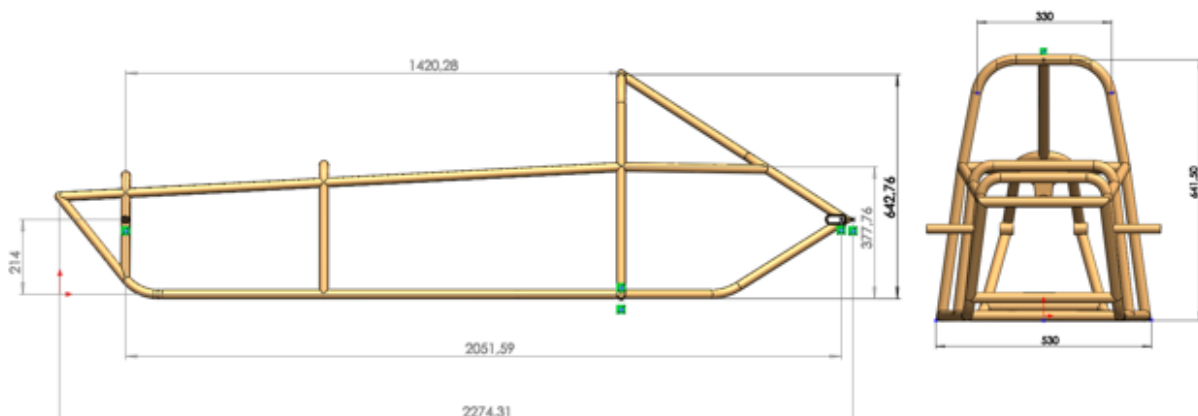


Figura 69 Dimensões gerais do chassi definitivo em milímetros

3.1.4 Centro de Massa

O programa *SolidWorks* cede informações como peso, volume, área e centro massa baseado na geometria e materiais especificados para o modelo. O centro de massa obtido a partir do modelo CAD 3D é mostrado nas Figuras 70 e 71.



Figura 70 Vista isométrica do chassi e seus componentes e centro de gravidade

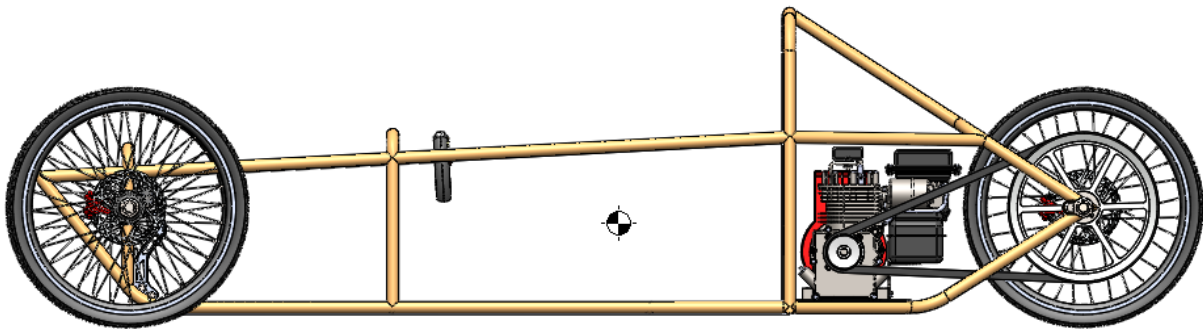


Figura 71 Vista lateral do chassi completo e centro de gravidade

O centro de gravidade é um importante dado para os subsistemas do veículo que lidam com a dinâmica veicular do protótipo diretamente como o sistema de freios e sistema de direção. Para obter o centro de gravidade corretamente foi preciso adicionar todos os componentes ao veículo. Este dado foi obtido após a finalização do projeto, mas foi incluído nesta seção, pois a geometria do chassi é o fator que mais influência no centro de massa. A Tabela 6 apresenta as coordenadas do centro de gravidade do veículo já considerando todos os componentes inclusive piloto e carroceria.

Tabela 6 Coordenadas do centro de gravidade do protótipo com a inclusão de todos os subsistemas e piloto.

Coordenadas do Centro de Gravidade do protótipo	
Distância entre eixos	2042,62 mm
Altura do centro de gravidade	196,9 mm
Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro	1003,46 mm

3.1.5 Elemento Utilizado e Convergência de Malha

No método dos elementos finitos a precisão dos resultados é diretamente ligada à quantidade de elementos que são utilizados na simulação. Elementos estes que formam uma malha que é o conjunto de elementos e nós (Canut, 2014). Desse modo é importante estabelecer um estudo de convergência de malha que delimita a quantidade ideal de elementos a partir de um tamanho determinado e análise de um resultado parâmetro. Neste caso o parâmetro utilizado é a tensão equivalente de *von Mises*, portanto os tamanhos foram variados e os valores de tensão foram comparados, à medida que os valores convergem têm-se uma percepção do tamanho certo de elemento a ser utilizado. Considerando o menor custo computacional possível. A convergência de malha é realizada para todos os ensaios computacionais deste trabalho, para tais a mesma importância aqui descrita se justifica e a mesma técnica é utilizada, tomando a tensão equivalente de *von Mises* como parâmetro de comparação.

Para as simulações numéricas do chassi foi utilizado o elemento tetraédrico quadrático de 10 nós, que é um elemento 3D bastante adequado para a modelagem de malhas irregulares. É definido por nós com três graus de liberdade com translações em x, y e z e pressões podem ser aplicadas nas faces do elemento. Tem como principais características alta elasticidade, grande capacidade de tensão e deflexão e análise de rigidez a partir das tensões (Ansys, 2010) A Figura 72 apresenta o elemento tetraédrico selecionado.

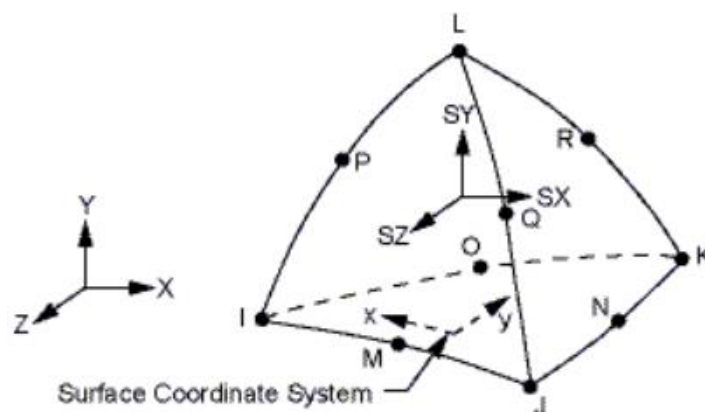


Figura 72 Elemento quadrático tetraédrico 3D de 10 (Ansys, 2010).

A Tabela 7 expõe os resultados alcançados para a convergência de malha da estrutura do protótipo explicitando o tamanho dos elementos utilizados em ordem decrescente, número de elementos para cada tamanho aplicado, o tempo transcorrido da simulação e o parâmetro de comparação entre os ensaios.

Tabela 7 Convergência de malha para o chassi do protótipo.

Convergência de malha para ao chassi			
Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo [s]	Tensão equivalente de von Mises [MPa]
30	88884	29	119,39
15	93958	31	120,43
10	138911	46	125,33
8	199675	142	139,13

Para a convergência de malha foi escolhido o elemento de 10 mm de comprimento por ser o mais eficiente entre os quatro comprimentos testados, com gasto computacional inferior para uma malha mais refinada. A Figura 73 apresenta a malha gerada na estrutura do veículo.

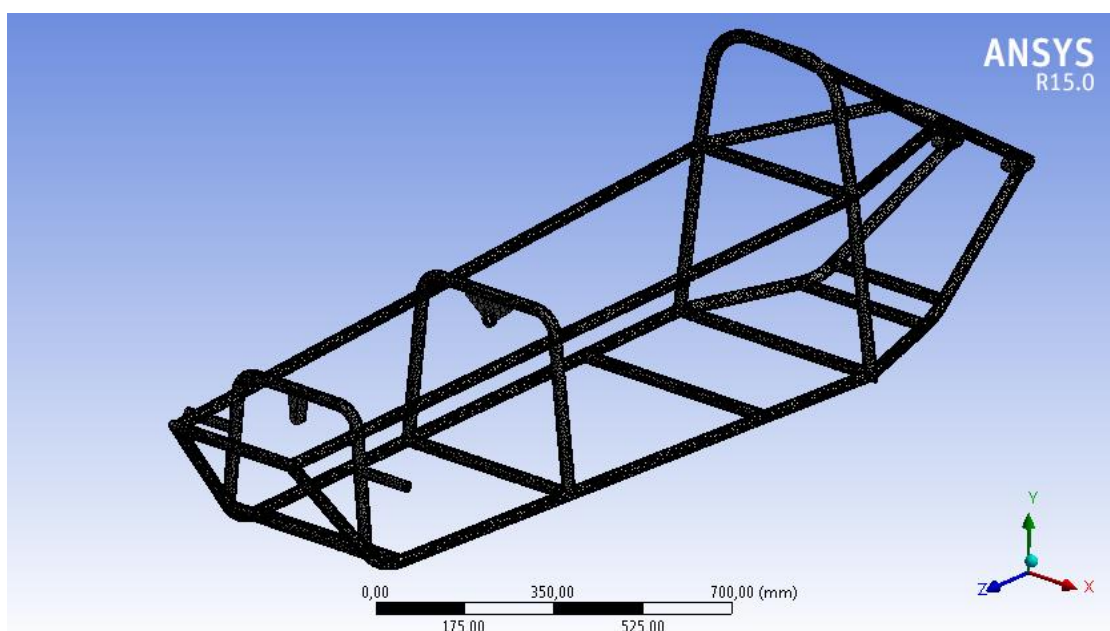


Figura 73 Chassi com malha criada por elementos de 10 mm de comprimento.

3.1.6 Condições de Contorno e Carregamento

As condições de contorno envolvem delimitar a peça quanto ao seu deslocamento, para tal, pontos de fixação se dão em 4 áreas ao longo do assoalho do veículo, nos pontos de encontro dos tubos principais mostrado na Figura 74. Estas áreas foram desenhadas de forma a minimizar erros relativos à concentração de tensões. Durante as primeiras tentativas foi observado que ao selecionar pontos para fixar o chassi ocorria um pico de tensões no mesmo local o que distancia o ensaio das condições que possam gerar resultados mais consistentes. No estudo realizado por Canut (2014), o desenvolvimento do ensaio em elementos finitos de um chassi de Fórmula SAE utiliza um método exigido pela SAE (*Society of Automotive Engineers* ou Sociedade de Engenheiros da Mobilidade) em que quatro pontos são fixados como condições de contorno no assoalho da estrutura. Portanto este mesmo critério foi

utilizado a fim de validar o ensaio. A Figura 74 mostra como o chassi é fixado através do assoalho nos pontos marcados em azul.

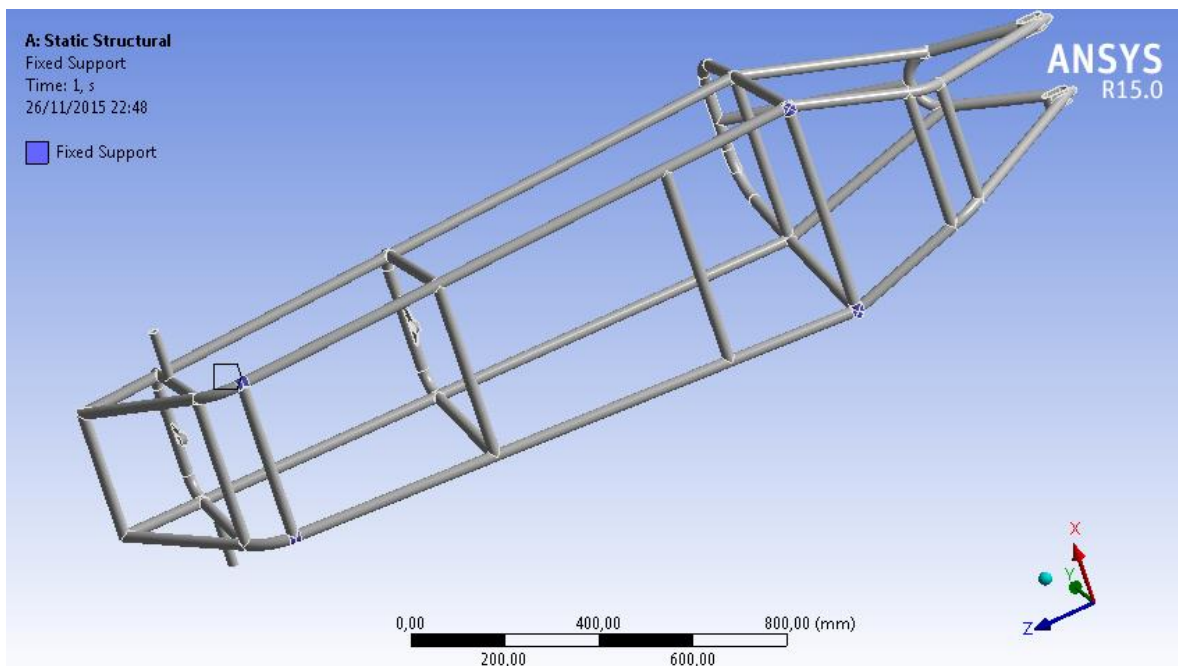


Figura 74 Pontos de fixação onde não existem graus de liberdade, quatro no total no assoalho do chassi, em azul.

Os carregamentos foram ajustados segundo solicitações do regulamento envolvendo somente aplicação do próprio peso do veículo somado ao peso do piloto sobre os pontos críticos. O peso estimado do veículo carregado e ocupado pelo piloto é de 120 Kg ou 1176 N. Este valor conta com o peso somado de todos os componentes segundo análise do programa *SolidWorks*.

3.1.7 Simulações Numéricas

As simulações numéricas do chassi do protótipo consistem em analisar a resistência da estrutura a partir de forças aplicadas nos arcos principal e secundário. Estruturas essas projetadas para envolverem o piloto em pontos vitais com objetivo de garantir a segurança do condutor. O arco principal deve proteger o crânio, pescoço e ombros do ocupante localizado logo atrás da cabeça do piloto, este ar deve estar no mínimo a 50 mm da parte superior do capacete do piloto. Já o arco secundário se localiza mais ao centro do habitáculo logo atrás do volante garantindo proteção às mãos, quadris e membros inferiores acima do joelho. Sobre o ponto mais alto destes arcos foram aplicadas forças nos eixos x, y e z para atestar fatores de segurança condizentes com a tensão de escoamento do material escolhido e deslocamentos que não se excedam a ponto de atingir o piloto. Existe ainda um terceiro arco que protege principalmente os pés, mas segundo a metodologia SAE esforços não serão aplicados sobre este arco.

Para os ensaios estabelecidos foi utilizado um computador portátil (*laptop*), computador este que foi utilizado para todas as simulações deste trabalho, com as seguintes características:

- Sistema operacional: Windows 10 Home 2015;
- Sistema operacional tipo: 64 bits;
- Processador: Intel Core i7-4500 1.80 GHz 2.40 GHz;
- Memória RAM: 8 GB;
- Disco rígido: 1 TB;
- Placa de vídeo: NVIDIA GeForce GT 745M DDR3/GDDR5.

Na Figura 75 é mostrado o ponto de aplicação da força no arco principal no sentido x.

1. Arco principal: Força aplicada no sentido x de 1176 N;

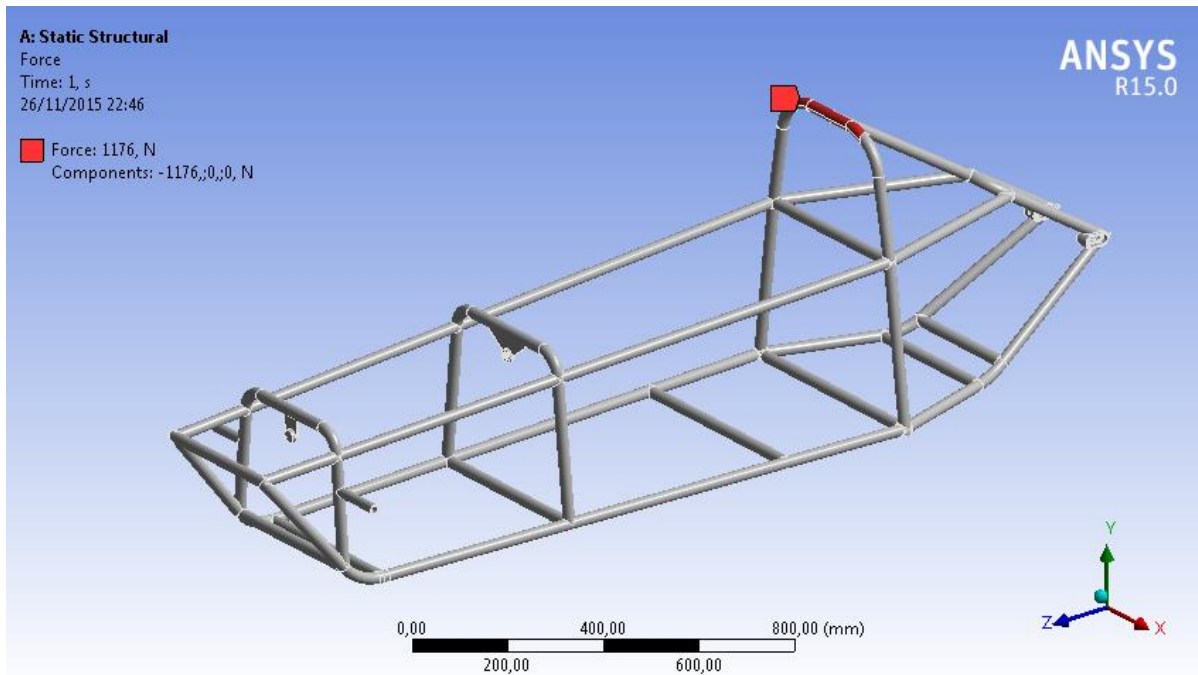


Figura 75 Força lateral aplicada no arco principal no sentido x em vermelho.

A Tabela 8 resume os resultados obtidos para esta simulação e as imagens para cada análise estão referenciadas na mesma tabela e constam no Anexo II.

Tabela 8 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força lateral de 1176 N no ar principal no sentido x.

Resultados da simulação para o chassi – arco principal – sentido x		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	125,33 MPa	Figura 187
Deslocamento total máximo	5,397 mm	Figura 188
Deslocamento direcional X	0,03 mm	Figura 189
Deslocamento direcional Y	0,829 mm	Figura 190
Deslocamento direcional Z	0,438 mm	Figura 191
Deformação equivalente máxima	0,00195 mm/mm	Figura 192
Fator de segurança para escoamento	2,258	Figura 193

Na Figura 76 é mostrado o ponto de aplicação da força no arco principal no sentido y.

2. **Arco Principal:** Força aplicada no sentido y de 1176 N;

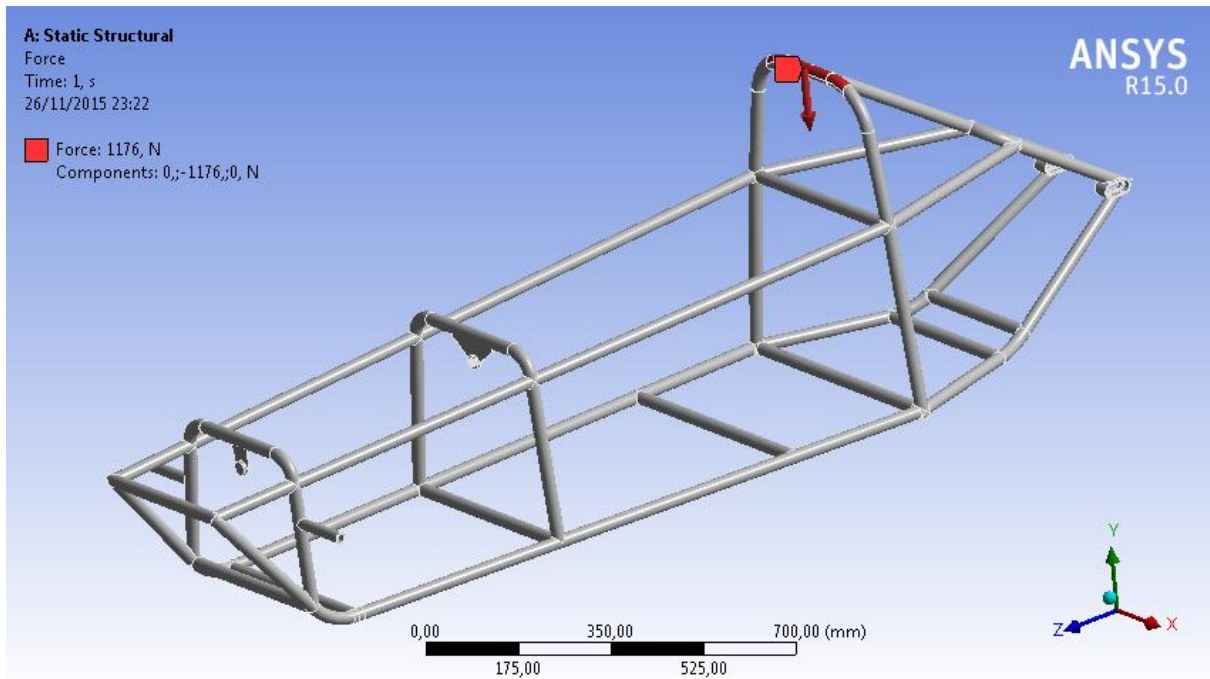


Figura 76 Força vertical aplicada no arco principal no sentido y em vermelho.

A Tabela 9 resume os resultados obtidos para esta simulação e as imagens para cada análise estão referenciadas na mesma tabela e constam no Anexo II.

Tabela 9 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força vertical de 1176 N no arco principal no sentido y.

Resultados da simulação para o chassi – arco principal – sentido y		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	36,538 MPa	Figura 194
Deslocamento total máximo	0,426 mm	Figura 195
Deslocamento direcional X	0,159 mm	Figura 196
Deslocamento direcional Y	0,048 mm	Figura 197
Deslocamento direcional Z	0,216 mm	Figura 198
Deformação equivalente máxima	0,00053 mm/mm	Figura 199
Fator de segurança para escoamento	7,745	Figura 200

A Figura 77 mostra o ponto de aplicação da força no arco principal no sentido z.

3. **Arco Principal:** Força aplicada na direção z de 1176 N;

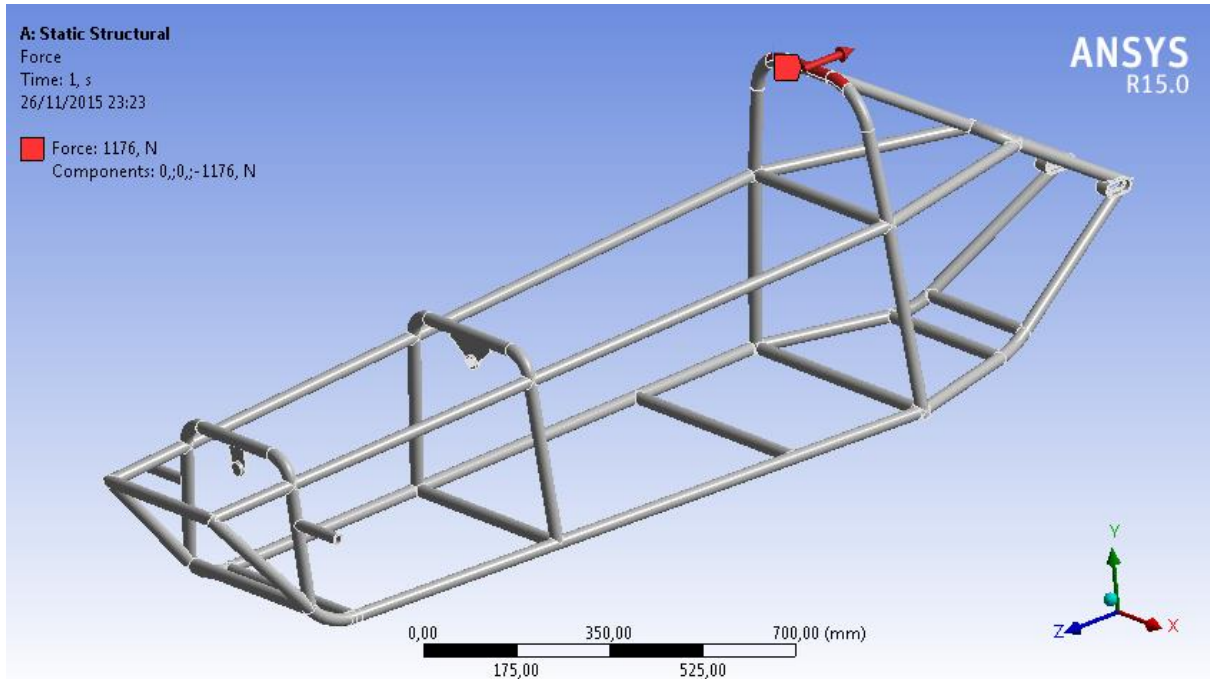


Figura 77 Força frontal aplicada no arco principal no sentido z em vermelho.

A Tabela 10 resume os resultados obtidos para esta simulação e as imagens para cada análise estão referenciadas na mesma tabela e constam no Anexo II.

Tabela 10 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força frontal de 1176 N no arco principal no sentido z.

Resultados da simulação para o chassi – arco principal – sentido z		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	107,08 MPa	Figura 201
Deslocamento total máximo	8,005 mm	Figura 202
Deslocamento direcional X	0,204 mm	Figura 203
Deslocamento direcional Y	2,825 mm	Figura 204
Deslocamento direcional Z	0,195 mm	Figura 205
Deformação equivalente máxima	0,00221 mm/mm	Figura 206
Fator de segurança para escoamento	2,643	Figura 207

A Figura 78 mostra o ponto de aplicação da força no arco secundário no sentido x.

4. **Arco secundário:** Força na direção x de 1176 N;

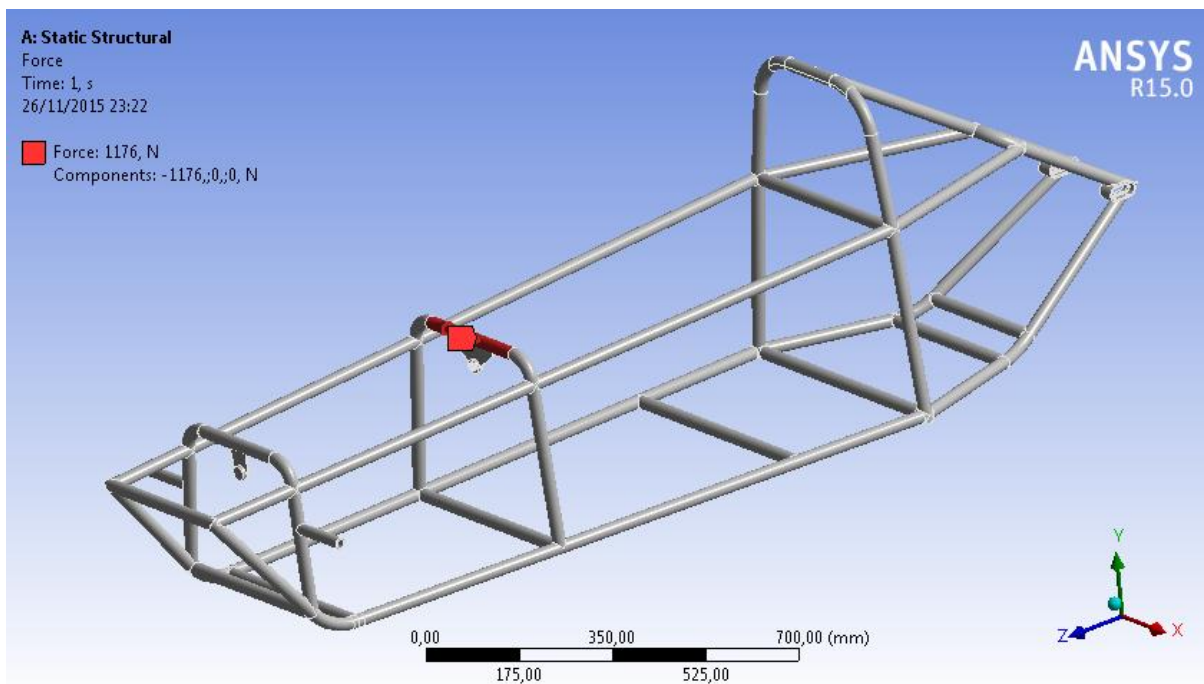


Figura 78 Força lateral aplicada no arco secundário no sentido x em vermelho.

A Tabela 11 resume os resultados obtidos para esta simulação e as imagens para cada análise estão referenciadas na mesma tabela e constam no Anexo II.

Tabela 11 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força lateral de 1176 N no arco secundário no sentido x.

Resultados da simulação para o chassi – arco secundário – sentido x		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	120,54 MPa	Figura 208
Deslocamento total máximo	11,384 mm	Figura 209
Deslocamento direcional X	0,004 mm	Figura 210
Deslocamento direcional Y	3,166 mm	Figura 211
Deslocamento direcional Z	0,867 mm	Figura 212
Deformação equivalente máxima	0,00224 mm/mm	Figura 213
Fator de segurança para escoamento	2,348	Figura 214

A Figura 79 mostra o ponto de aplicação da força no arco secundário no sentido y.

5. **Arco secundário:** Força de 1176 N aplicada no sentido y;

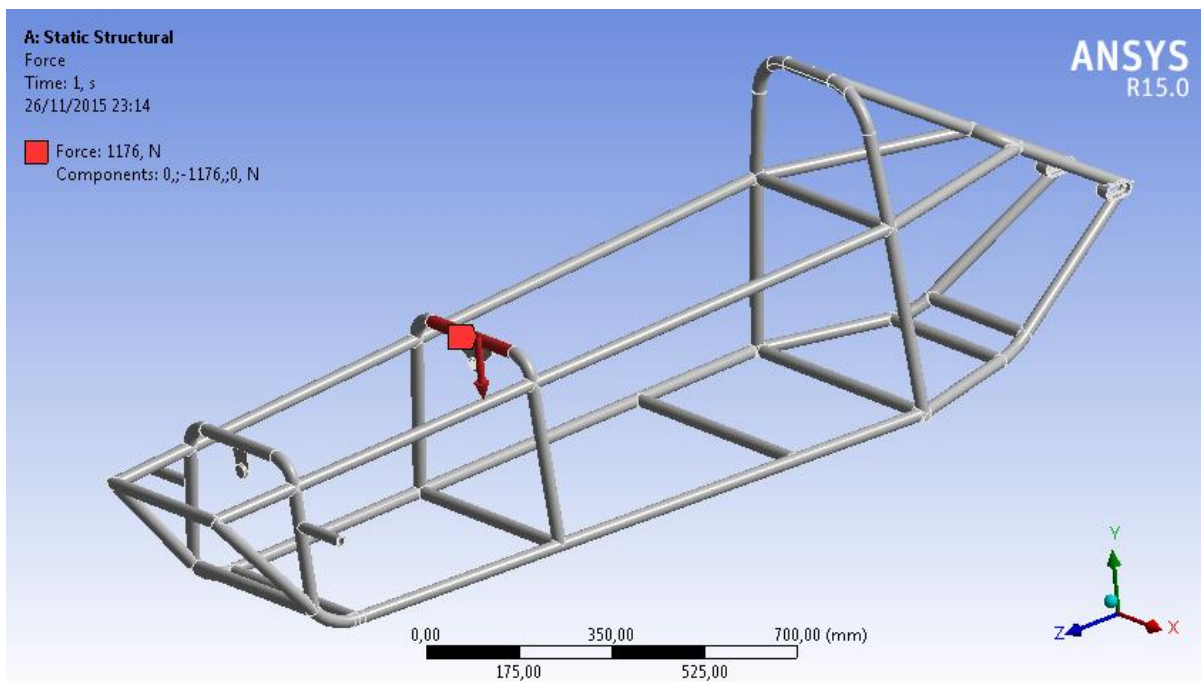


Figura 79 Força vertical aplicada no arco secundário no sentido y em vermelho.

A Tabela 12 resume os resultados obtidos para esta simulação e as imagens para cada análise estão referenciadas na mesma tabela e constam no Anexo II.

Tabela 12 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força vertical de 1176 N no arco secundário no sentido y.

Resultados da simulação para o chassi – arco secundário – sentido y		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	107,7 MPa	Figura 215
Deslocamento total máximo	6,087 mm	Figura 216
Deslocamento direcional X	0,246 mm	Figura 217
Deslocamento direcional Y	0,636 mm	Figura 218
Deslocamento direcional Z	0,208 mm	Figura 219
Deformação equivalente máxima	0,00157 mm/mm	Figura 220
Fator de segurança para escoamento	2,677	Figura 221

A Figura 80 mostra o ponto de aplicação da força no arco secundário no sentido z.

6. **Arco Secundário:** Força de 1176 N aplicada no sentido z.

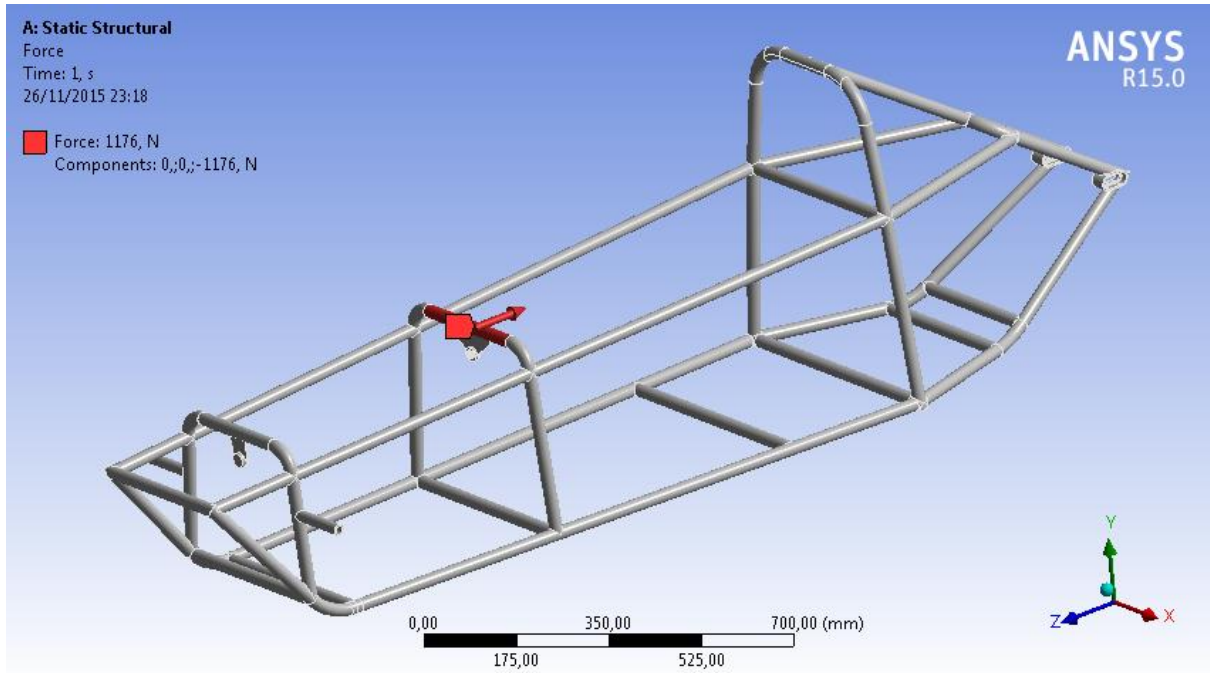


Figura 80 Força vertical aplicada no arco secundário no sentido z em vermelho.

A Tabela 13 resume os resultados obtidos para esta simulação e as imagens para cada análise estão referenciadas na mesma tabela e constam no Anexo II.

Tabela 13 Quadro resumo dos resultados para aplicação de força frontal de 1176 N no arco secundário no sentido z.

Resultados da simulação para o chassi – arco secundário – sentido z		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	79,898 MPa	Figura 222
Deslocamento total máximo	3,743 mm	Figura 223
Deslocamento direcional X	0,453 mm	Figura 224
Deslocamento direcional Y	1,979 mm	Figura 225
Deslocamento direcional Z	0,060 mm	Figura 226
Deformação equivalente máxima	0,0012 mm/mm	Figura 227
Fator de segurança para escoamento	3,542	Figura 228

3.1.8 Apresentação de Resultados

Para uma visão geral dos resultados todos os carregamentos foram agrupados na Tabela 14 e na Tabela 15, respectivamente para o arco principal e para o arco secundário. Logo é possível verificar quais as forças que proporcionam os maiores deslocamentos, tensões e deformações.

Tabela 14 Resultados compilados para o arco principal.

Resultados da simulação para o chassi – arco principal			
Direção de aplicação das forças	Direção Lateral (X)	Direção Vertical (Y)	Direção Longitudinal (Z)
Tensão equivalente de <i>von Mises</i> [MPa]	125,33	36,538	107,08
Deslocamento máximo equivalente [mm]	5,397	0,426	8,005
Deslocamento direcional X	0,03	0,159	0,204
Deslocamento direcional Y	0,829	0,048	2,825
Deslocamento direcional Z	0,438	0,216	0,195
Deformação máxima equivalente [mm/mm]	0,00194	0,00053	0,00221
Fator de segurança para escoamento	2,258	7,745	2,643

Tabela 15 Resultados compilados para o arco secundário.

Resultados da simulação para o chassi – arco secundário			
Direção de aplicação da força	Direção Lateral (X)	Direção Vertical (Y)	Direção Longitudinal (Z)
Tensão equivalente de <i>von Mises</i> [MPa]	120,54	107,7	79,89
Deslocamento máximo equivalente [mm]	11,384	6,087	3,743
Deslocamento direcional X	0,004	0,246	0,453
Deslocamento direcional Y	3,166	0,636	1,979
Deslocamento direcional Z	0,867	0,208	0,060
Deformação máxima equivalente [mm/mm]	0,00224	0,00157	0,0012
Fator de segurança para escoamento	2,348	2,677	3,542

Para o arco principal localizado na parte superior da cabeça do piloto foi possível notar o maior deslocamento equivalente e tensão equivalente de *von Mises* que ocorre para a força na direção lateral (x). Um dos principais motivos para este resultado é quantidade menor de travamentos nesta direção na seção do arco principal. Não é um resultado que inviabiliza o projeto pois o deslocamento ainda é baixo comparado às dimensões do habitáculo e distâncias até o piloto como pode ser conferido nos desenhos técnicos no Anexo V.

A análise de resultados para o arco secundário evidencia que a força na direção lateral (x) também é a crítica, pelos mesmos motivos que para o arco principal. Com deslocamento máximo de 11,38 mm, superior ao deslocamento no arco principal, o arco secundário traz mais insegurança em relação ao piloto. O chassi deste veículo pode ser comparado a uma estrutura de tubos em formato de paralelepípedo, por isso as forças aplicadas na direção lateral do chassi provocam maiores

deslocamentos pois a não ser que se trave de forma cruzada internamente ao chassi a estrutura torce na direção lateral. Os ensaios indicam que as tensões na estrutura não superam a tensão de escoamento do material como pode ser verificado através dos fatores de segurança, equação 3.1, em que σ_e é a tensão de escoamento do material e σ_{vM} é a tensão equivalente de *von Mises* máxima.

$$F_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{vM}} \quad (3.1)$$

Ainda é possível inferir que não é necessária uma análise de fadiga da estrutura para fins de atestar a resistência do material, pois como já dito no início da seção o veículo é projetado para passar por uma prova de curta duração.

3.2 DIREÇÃO E PNEUS

O desenvolvimento do chassi é importante para o projeto do sistema de direção por fornecer um dos dados essenciais que é a distância entre eixos. Portanto após algumas iterações previstas na metodologia do projeto esta distância foi ajustada conforme raio de giro escolhido, bitola (comprimento do eixo dianteiro) e diâmetro da roda. O regulamento estabelece somente que o raio de giro do veículo não pode ser maior que 10 metros. A Tabela 16 expõe os dados básicos para determinação dos ângulos de esterçamento respeitando a geometria de Ackerman.

Tabela 16 Dados iniciais para determinação do ângulo de esterçamento.

Parâmetros de direção	Valor [mm]
Raio de giro desejado	3180
Entre eixos	2000
Bitola	758
Diâmetro da roda	508
Largura do veículo com carroceria	425

Estes dados foram estabelecidos com o objetivo de obter o comportamento do sistema de direção em relação à geometria do sistema, para alcançar ângulos de esterçamento compatíveis com a capacidade de movimentação do piloto e espaço entre a roda e o chassi e a fim de reduzir o peso do sistema. Então o material utilizado para compor os braços de direção, Al 6351 T6, foi considerado na decisão. Assim a partir dos parâmetros ajustados e sabendo que as velocidades a serem desenvolvidas pelo veículo serão baixas os resultados para os ângulos de esterçamento são:

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R + \frac{t}{2}} \right) = 29,334^\circ \quad (3.2)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R - \frac{t}{2}} \right) = 35,528^\circ \quad (3.3)$$

É possível notar que estes não são ângulos pequenos de esterçamento por isso foram considerados os arcos tangentes. A aproximação à geometria de Ackerman foi alcançada e pode ser observada na Figura 81.

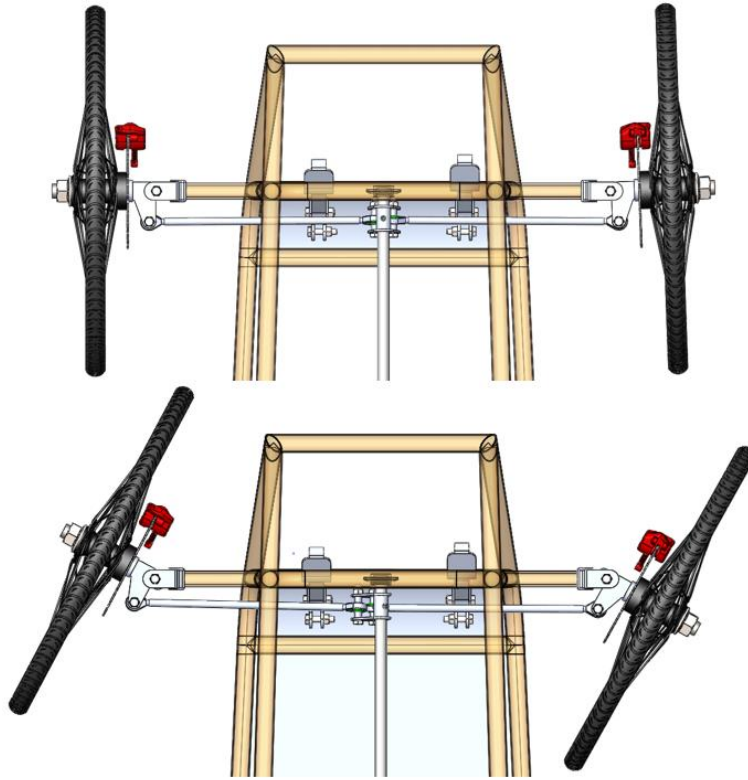


Figura 81 Geometria de Ackerman aproximada alcançada para o sistema de direção do protótipo, de acordo com os ângulos de esterçamento.

3.2.1 Forças Atuantes no Sistema de Direção

De acordo com a metodologia de dimensionamento deste sistema os resultados para os esforços atuantes são mostrados e explicados nas Tabelas 17 a 21. Cada componente do sistema será simulado e projetado de acordo com estes esforços. Entre todas as peças algumas foram projetadas para que fossem adaptadas ao veículo e alguns foram selecionadas como rodas e pneus. Duas considerações iniciais de projeto foram feitas, a primeira é que não foram imputados ângulos de controle como caster, camber e convergência todos foram considerados como iguais a zero. E a segunda foi uma consideração de segurança quanto ao peso final do veículo. As estimativas de peso giraram em torno de 100 Kg para o veículo e piloto (50 Kg), mas devido à possíveis variações em elementos como rodas, pneus, carroceria, solda e elementos de fixação, o peso foi estimado em 120 Kg.

3.2.1.1 Vertical

Para os esforços verticais foram consideradas acelerações de até 3g. Esta opção se dá a partir da previsão de eventuais impactos que o veículo possa sofrer em uso, o autor Hathaway (2000), deixa claro que esta ponderação é necessária como boa prática de projeto. A Tabela 17 apresenta os dados e resultados para os esforços no sentido vertical.

Tabela 17 Apresentação de dados e resultados (negrito) para as forças verticais atuantes sobre o sistema.

Parâmetros de cálculo de força vertical	Variável	Resultado
Peso total do veículo	W	1200 N
Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro do veículo	l	0,9921 m
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Aceleração considerada para o veículo (3g)	a	29,43 m/s ²
Altura do centro de gravidade	h	0,195315 m
Distância entre eixos	L	2,0514 m
Força vertical	F_z	1384,7 N
Momento vertical	M_v	6,37 N.m

A partir dos resultados observa-se que a força vertical é bastante considerável e em relação aos outros esforços é a força mais crítica.

3.2.1.2 Lateral

Para os esforços laterais, conforme as equações explicitadas no Projeto Conceitual, os seguintes resultados são apresentados na Tabela 18.

Tabela 18 Apresentação de dados e resultados (negrito) para as forças laterais atuantes sobre o sistema.

Parâmetros de cálculo de força vertical	Variável	Resultado
Peso total do veículo	W	1200 N
Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro do veículo	l	0,9921 m
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Aceleração considerada para o veículo (2g)	a	19,62 m/s ²
Altura do centro de gravidade	h	0,195315 m
Distância entre-eixos	L	2,0514 m
Força lateral	F_y	808,85 N
Momento lateral	M_L	0 N.m

Neste caso o momento lateral se iguala a zero, pois a formulação que rege este resultado considera o caster como parâmetro. Como foi considerado igual a zero o momento também se igualou a zero.

3.2.1.3 Tração

Os esforços de tração no caso são considerados como os esforços provenientes das forças de frenagem. Que realizam um torque resistivo que o veículo possa frear. Portanto é uma tração invertida que ocorre com o veículo já em movimento, pois a tração é somente traseira e o projeto de direção trata do conjunto dianteiro. A Tabela 19 mostra os dados e resultados para os esforços de tração.

Tabela 19 Apresentação de dados e resultados (negrito) para as forças de tração atuantes sobre o sistema.

Parâmetros de cálculo de força vertical	Variável	Valor
Peso total do veículo	W	1200 N
Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro do veículo	l	0,9921 m
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Aceleração considerada para o veículo (2g)	a	19,62 m/s ²
Altura do centro de gravidade	h	0,195315 m
Distância entre eixos	L	2,0514 m
Força de tração (frenagem)	F_x	363,98 N
Momento de tração	M_T	4,73 N.m

Os dados combinados à teoria descrita no projeto conceitual embasam a Tabela 19 que mostra em negrito os resultados para estes esforços que podem ser notados como os menores que acometem o sistema.

3.2.1.4 Esforços no *Link* de Direção

O *link* de direção desempenha papel fundamental para o perfeito funcionamento do sistema e é tido como peça frágil por ser no caso um apêndice da manga de eixo. Por isso um cálculo a parte se dedica a determinar os esforços neste componente. Através da Figura 82 é possível perceber que o link é tracionado e empurrado pela barra axial, esse esforço gera inclusive um momento.

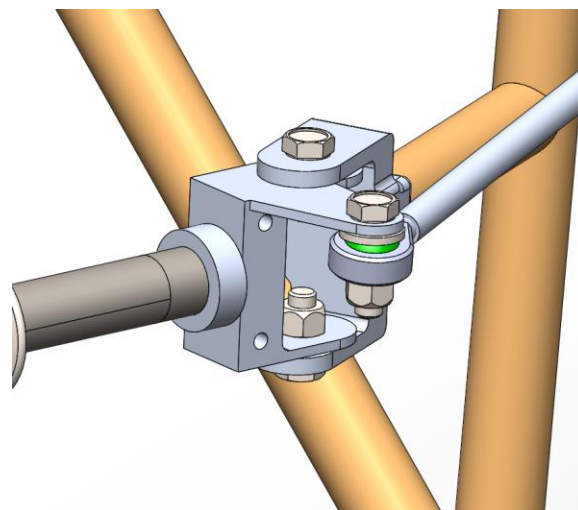


Figura 82 Junção entre a barra axial e o link de direção.

Dados os métodos para obter os esforços neste anexo à manga os resultados são dados na Tabela 20.

Tabela 20 Apresentação de parâmetros e resultados para os esforços no link.

Parâmetros de cálculo dos esforços no link de direção	Variável	Valor
Força de frenagem	F_b	363.9827 N
Comprimento do link	d	0,0425 m
Distância do centro do pneu ao eixo do pino mestre	r	0.081 m
Distância da junção inferior da manga ao pino mestre	c	0 m
Distância da junção inferior ao solo	a	0,22814 m
Distância da junção inferior à junção superior	h	0,057 m
Distância da junção superior ao pino mestre	b	0 m
Força no link	F_{sb}	693,7 N
Distância entre a conexão da barra axial ao link	s	0,01 m
Momento no link	M_{link}	69.37 N.m

Esta análise considera o link sobre carga máxima de esterçamento em uma situação crítica. Todas as dimensões foram retiradas a partir do projeto desenvolvido no programa *SolidWorks*.

3.2.1.5 Esforços de Frenagem

Na Figura 83 existe a representação do sistema munhão/manga de eixo, disco de freio e pinça de freio. As furações na manga foram feitas de acordo com suportes de freio padrão para bicicletas, mas é bastante plausível que se crie um suporte de acordo com a distância das furações até a pinça escolhida. Ajuste que só pode ser realizado com a fabricação das peças de direção.

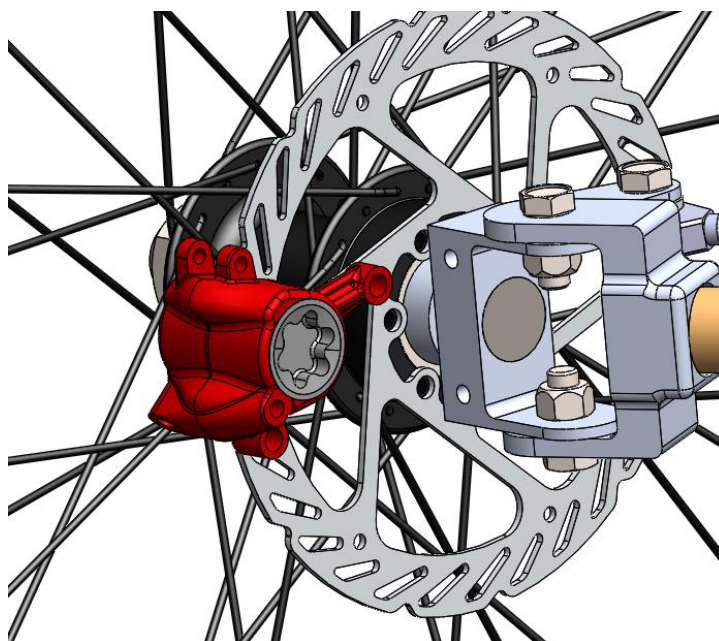


Figura 83 Montagem representativa da posição da pinça de freio em relação à manga de eixo e o disco de freio.

A Tabela 21 descreve todos os parâmetros e esforços dos esforços no *link*.

Tabela 21 Parâmetros e resultados para os esforços causados pela pinça de freio

Parâmetros de cálculo dos esforços no <i>link</i> de direção	Variável	Valor
Força que a pinça realiza para frenagem no sentido da rotação do disco de freio, força de atrito	$F_{pinça}$	347,32 N
Distância no plano de rotação do disco do ponto de aplicação da força no disco até as furações de fixação da pinça na manga	$d1$	0,07 m
Distância no plano de furações do ponto de aplicação da força no disco até as furações de fixação da pinça na manga	$d2$	0.015 m
Momento gerado no plano do disco de freio	$M_{pinça1}$	24,312 N.m
Momento gerado no plano das furações	$M_{pinça2}$	5,036 N.m

É possível perceber que comparado aos esforços atuantes nas seções anteriores os valores obtidos para as forças no *link* são relativamente pequenos, o que justifica um apêndice com espessura reduzida de 3 mm.

3.2.2 Componentes do Sistema de Direção e Pneus

Os componentes que compõem este sistema são em maioria projetados conforme a demanda do veículo como manga de eixo, munhão de direção, coluna de direção e barra axial. Já os aros e pneus foram escolhidos conforme disponibilidade no mercado somente respeitando limites de dimensões e peso.

3.2.2.1 Aros

A escolha dos aros foi limitada pelas opções comerciais disponíveis. Segundo o regulamento da competição a escolha quanto ao diâmetro, tipo e material das rodas é livre. Portanto conforme os fatores de redução de peso e inércia de massa girante foi escolhido um aro de 20 polegadas costumeiramente utilizado para pequenas bicicletas do tipo BMX. Sabendo que o momento de inércia por definição tem relação direta com o raio do elemento.

$$J = m r^2 \quad 3.4$$

A massa m também influencia, mas o raio r eleva ao quadrado sua contribuição para o momento de inércia. Uma vez que quanto maior o momento de inércia mais difícil é fazer o corpo girar e alterar sua rotação (Halliday, 1996), por isso rodas e pneus de 20 polegadas se adequam melhor ao protótipo que precisa ser flexível quanto às variações de rotação e leve de forma geral. Aros de alumínio são leves, de baixo custo e aceitam qualquer tipo de pneu. Portanto o aro selecionado tem as especificações contidas na Figura 84.



Aro Vzam 20"	
Tipo de parede	Dupla
Material	Alumínio
Diâmetro	20 polegadas
Largura	28 mm
Peso	620 g
Acabamento	Usinagem CNC
Furos	Ilhós inoxidável
Pintura	Eletrostática
Preço unitário	R\$ 45,00

Figura 84 Aro VZAM selecionado de 20 polegadas e informações técnicas a respeito do aro selecionado (Vzan, 2015).

3.2.2.2 Pneus

Para decidir qual o melhor pneu para o protótipo é preciso estabelecer alguns parâmetros, por exemplo largura do pneu e analisar o que há disponível no mercado. Em geral é fácil encontrar opções no mercado de pneus para rodas aro 20 polegadas de espessura menor. Visto que o tipo mais fino e mais comum no mercado é do tipo 20x1,75, ou seja, 20 polegadas de diâmetro e 1,75 polegadas de espessura. Este foi selecionado também por ser do tipo *slick*, ou seja, sem cravos. Vai proporcionar melhor aderência em curvas e dependendo da pressão utilizada pode ter uma faixa ainda menor em contato com o asfalto. Os dados do pneu escolhido da marca Kenda estão especificados na Figura 85.



Pneu Slick Kenda K154	
Diâmetro	20 polegadas
Largura	1.75 polegadas
Peso	660 gramas
Pressão	50 Psi
Preço unitário	R\$ 33,25

Figura 85 Pneu *slick* para asfalto Kenda 20x1,75 (Pedalokos, 2015).

3.2.2.3 Manga de Eixo

A manga de eixo é o elemento de direção mais solicitado do sistema, pois seu projeto e análise por elementos finitos consistiu em agrupar todas as forças do sistema de direção aplicadas ao mesmo tempo como em uma situação crítica. Para assim obter resistência mecânica sob as condições previstas mais críticas possíveis.

3.2.2.3.1 Geometria do Componente

A manga de eixo cumpre o papel de intermediar a comunicação entre a roda e o chassi. É nela e no munhão onde se instala o pino mestre que determina o comportamento do sistema de direção. A peça

foi desenvolvida no programa *SolidWorks* como mostrado na Figura 86, o que permitiu adequar a geometria ao conceito do veículo. Existem duas mangas de eixo no veículo, uma para cada lado e por conta da posição do *link* é necessário espelhar a peça. Assim como para todos os componentes do veículo a diretriz principal para o desenvolvimento da manga foi peso reduzido e dimensões reduzidas.

O componente tem dois furos concêntricos para fixação junto ao munhão que é fixo ao chassi. Existem mais dois furos para fixação da pinça de freio na lateral da peça. Em uma aba separada chamada de *link* será feita a fixação das barras axiais através de parafusos e terminais rotulares que movimentam a manga no eixo do pino mestre. E ao centro da face frontal da peça está o furo para encaixe do eixo de 20 mm e mais um rebaixo para que o eixo não passe da posição correta ao ser encaixado.

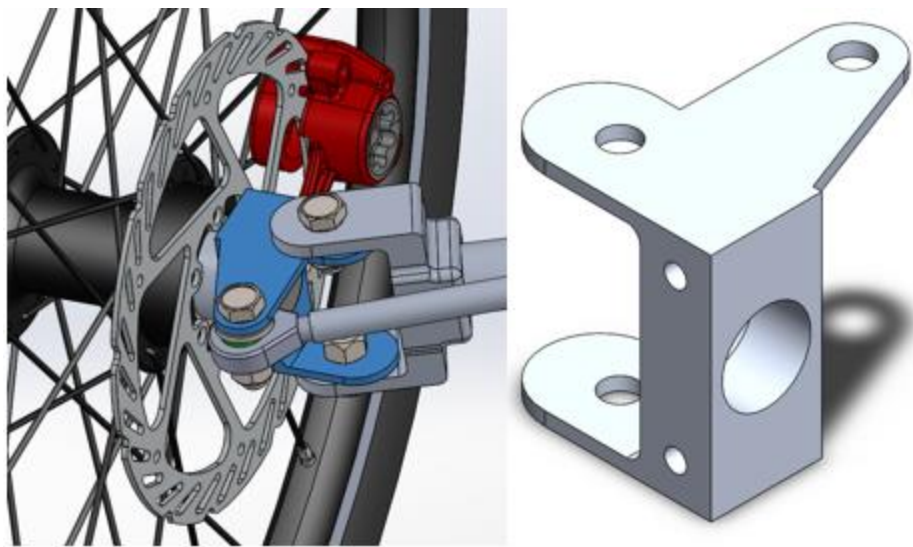


Figura 86 Manga em azul à esquerda fixada junto aos componentes anexos e à direita geometria da manga.

Na Tabela 22 estão destacadas as principais características do componente desenhado.

Tabela 22 Especificações da manga de eixo projetada.

Dados gerais da manga de eixo	
Peso [Kg]	0.04
Altura [mm]	52
Largura [mm]	25
Comprimento [mm]	48
Material	Al 7075-T651
Densidade [g/cm ³]	2,81
Módulo de Elasticidade [GPa]	71,7
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de Escoamento [MPa]	503
Tensão de Ruptura [MPa]	572
Dureza Brinell [HB]	150

3.2.2.3.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha

A justificativa e a metodologia para o desenvolvimento de convergência de malha para este componente são as mesmas descritas na seção 3.1.5 para o chassi tubular. O elemento utilizado para a análise foi o tridimensional tetraédrico quadrático de 10 nós idêntico ao citado na seção 3.1.5.

A Tabela 23 apresenta os dados e resultados para a convergência de malha do componente manga de eixo. A linha marcada em vermelho denota o tamanho do elemento utilizado de acordo com a análise do tamanho do elemento, número de elementos, tempo de simulação e parâmetro comparativo tensão equivalente de *von Mises*.

Tabela 23 Convergência de malha realizada para o componente manga de eixo.

Convergência de malha para a manga de eixo			
Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo [s]	Tensão equivalente de <i>von Mises</i> [MPa]
1	34327	11	390
0,5	144750	35	389
0,3	414075	112	449,18

Não foi possível obter um elemento de malha menor que 0,3 mm, a máquina utilizada descrita na seção 3.1.7 não conferiu capacidade de processamento suficiente para que um elemento menor pudesse ser testado. Portanto apesar da diferença de resultados para a comparação entre tensão e tempo foi escolhido o elemento de 0,3 mm para o ensaio. A Figura 87 mostra a malha formada sobre a peça em modelo 3D.

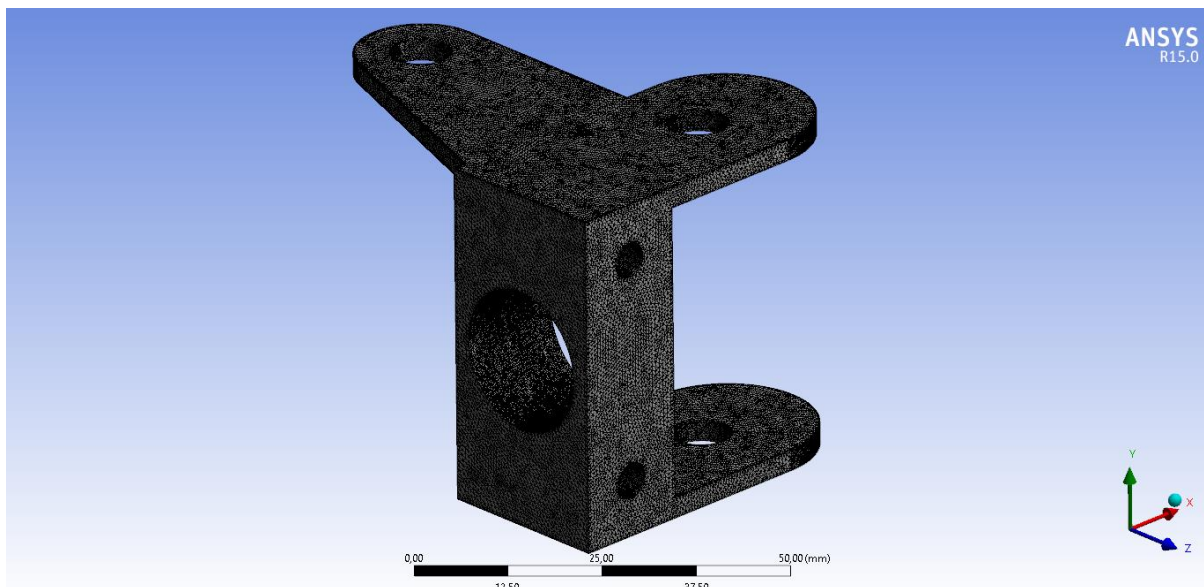


Figura 87 Malha constituída com elementos de 0,3 mm.

3.2.2.3.3 Condições de Contorno e Carregamentos

Neste componente existem dois pontos de fixação no pino mestre, estes pontos são os responsáveis pelo pivotamento da manga e são os pontos que fixam a manga ao chassi através de uma união parafusada. Por isso são neles aplicados os pontos de fixação no ensaio como mostrado na Figura 88.

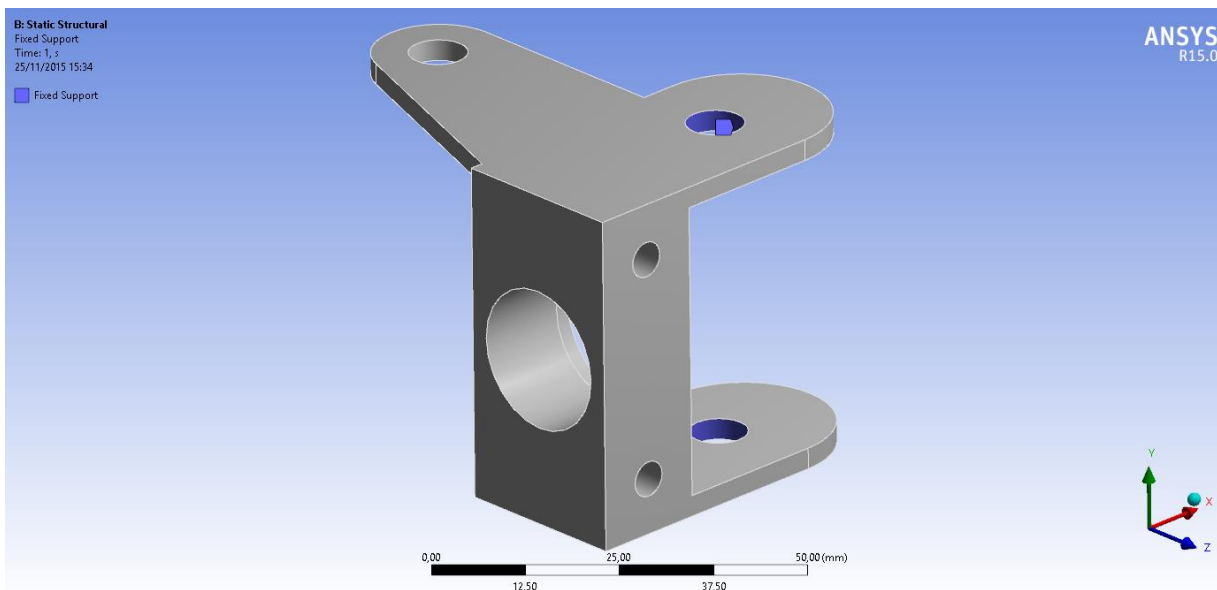


Figura 88 Pontos de fixação da manga em azul.

Para os carregamentos foi considerada a pior condição possível que seria a aplicação de todos os esforços em conjunto na manga. Forças nos três eixos em conjunto com momentos criados pela distância entre a manga, contato entre o pneu e o solo e frenagem. Sendo estes esforços aplicados no furo do eixo, no furo do *link* de direção e nos furos para fixação da pinça de freio. O material escolhido para o elemento foi o alumínio liga Al 7075 T651 cujas propriedades mecânicas são descritas na Tabela 22. Das Figuras 89 a 95 são mostrados os pontos de aplicação de todos os esforços praticados na simulação da manga de eixo.

1. Força de -693,7 N aplicada no *link* de direção;

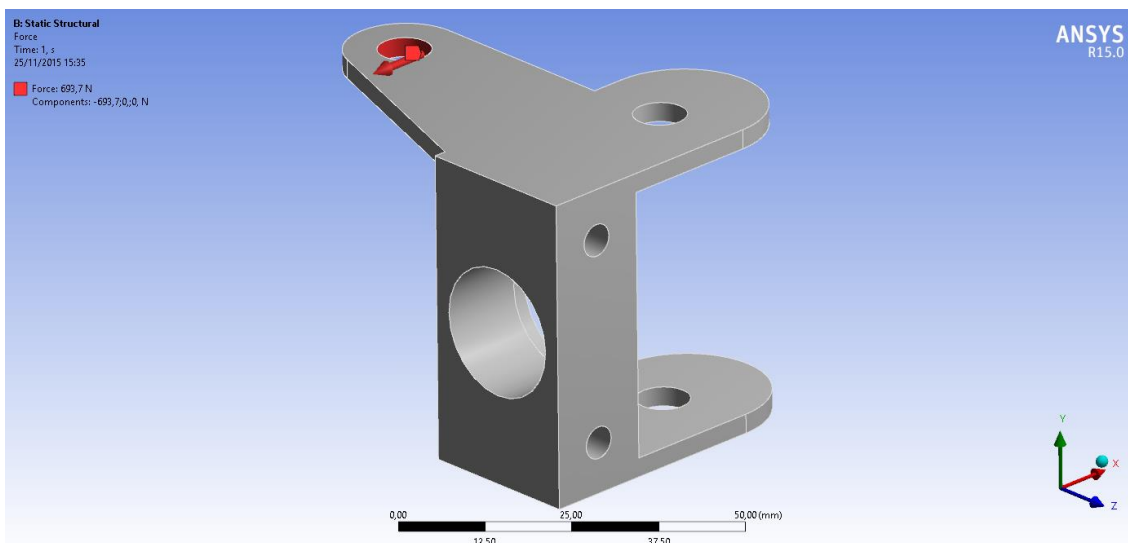


Figura 89 Força aplicada no link de direção de 693,7 N.

2. Momento de 6333,5 N.mm aplicado no link de direção;

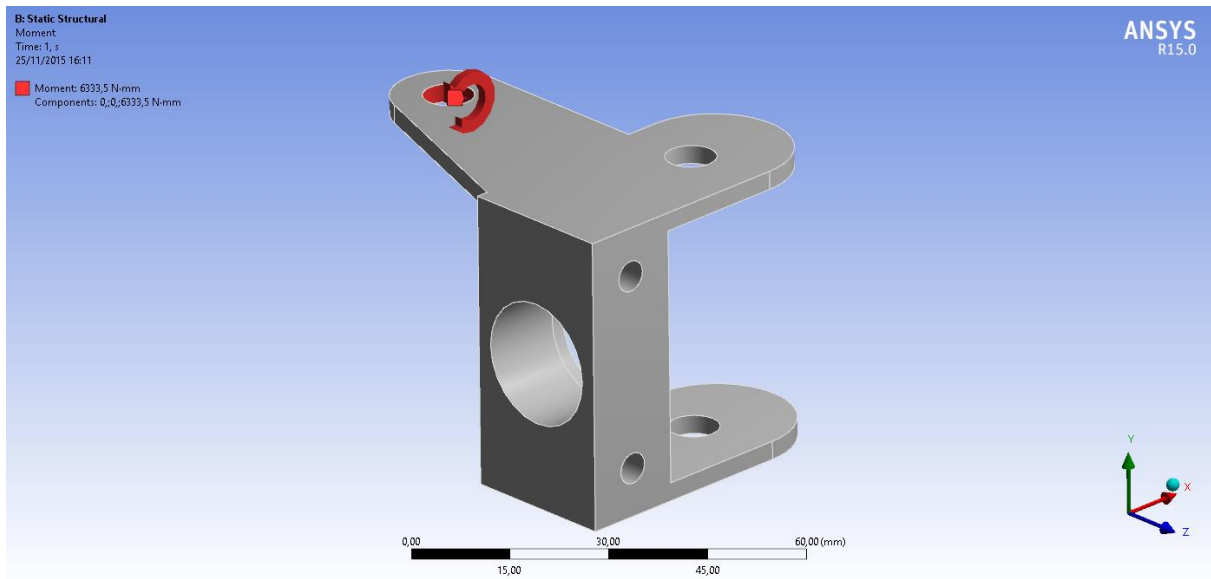


Figura 90 Momento aplicado no link de direção de acordo com a força no link e comprimento do link.

3. Força de 347,32 N aplicada nas furações para pinça de freio;

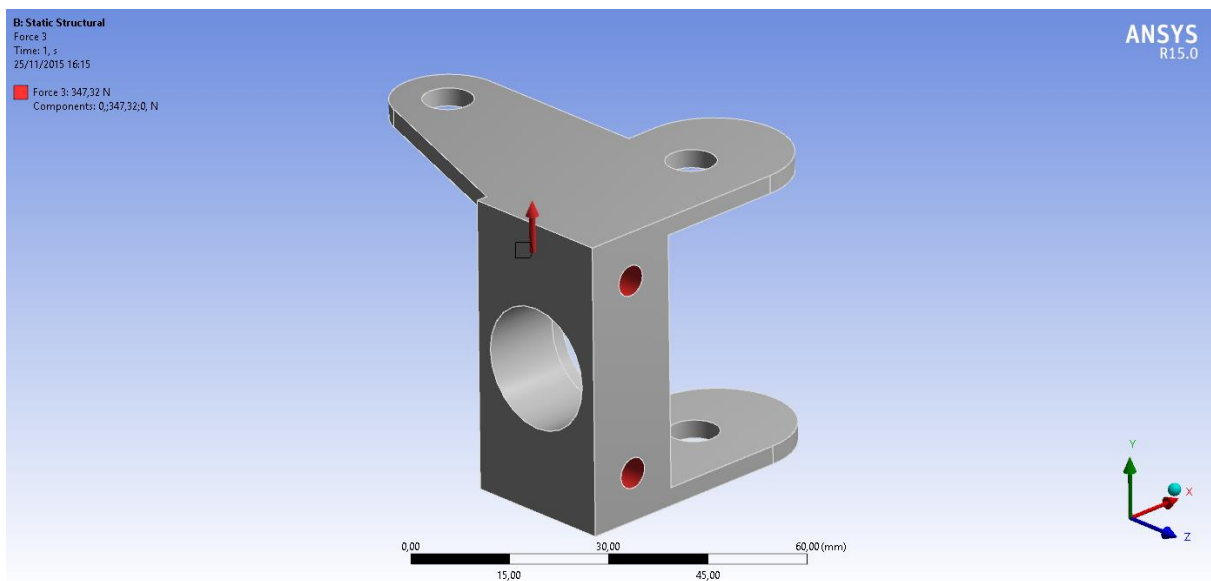


Figura 91 Força aplicada nas furações para pinça de freio provenientes das forças de frenagem.

4. Momento de 24312 N.mm aplicado nas furações para a pinça de freio;

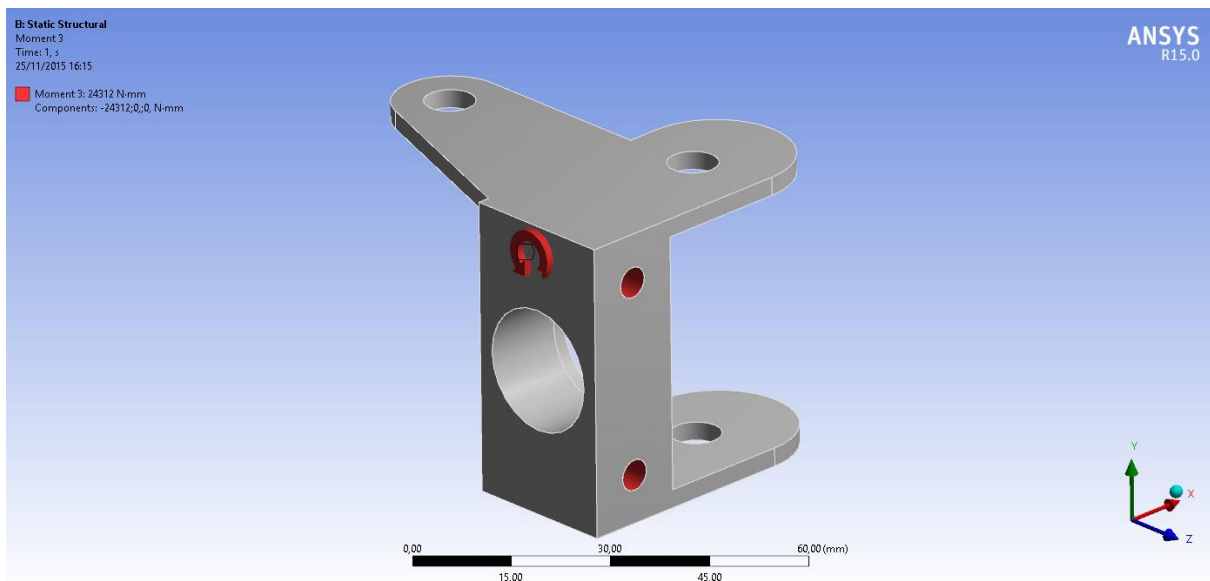


Figura 92 Momento aplicado às furações para a pinça de freio provenientes da força de frenagem multiplicada pela distância em Y entre o ponto de frenagem e a manga.

5. Momento de -5036,1 N.mm aplicado nas furações da pinça de freio;

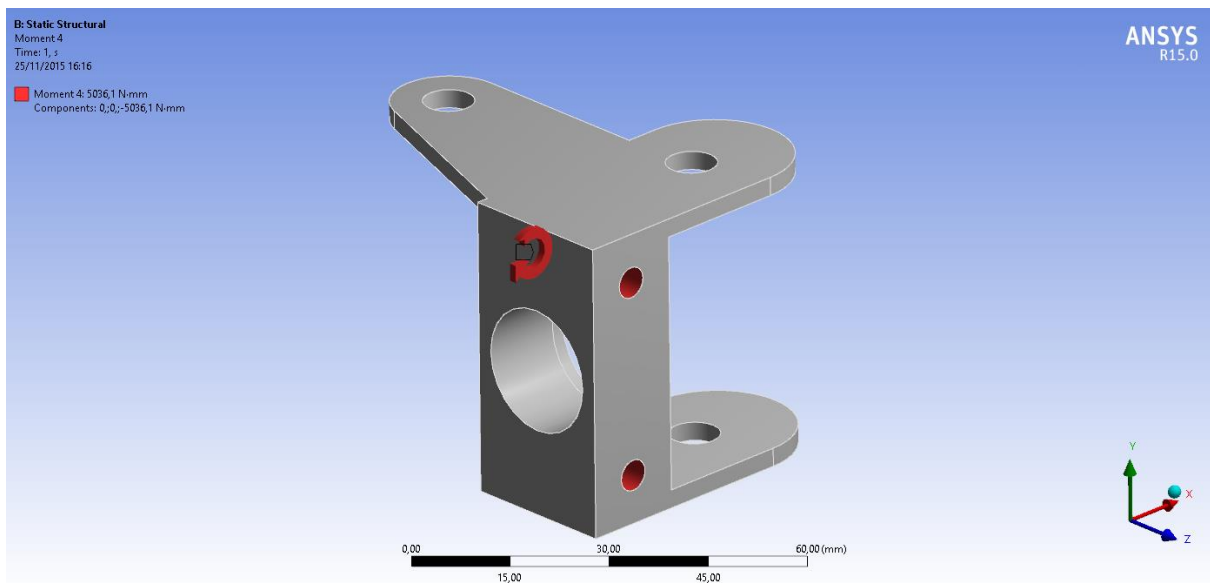


Figura 93 Momento aplicado às furações para a pinça de freio provenientes da força de frenagem multiplicada pela distância em Z entre o ponto de frenagem e a manga.

6. Forças aplicadas simultaneamente de 808,85 N no sentido x, 1384,7 no sentido y e -363,98 no sentido z no furo que aloja a ponta de eixo dianteira;

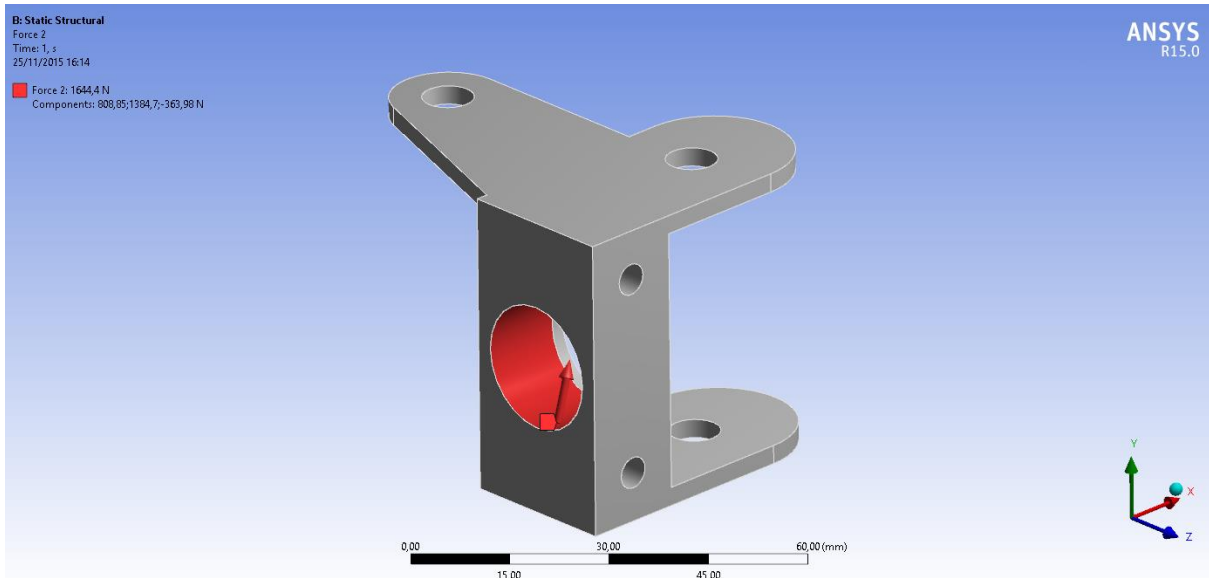


Figura 94 Forças que são aplicadas na manga através da ponta de eixo.

7. Momentos aplicados no eixo x de 4731,8 N.mm e no eixo z de 6372,9 N.mm a partir do furo que aloja a ponta de eixo dianteira;

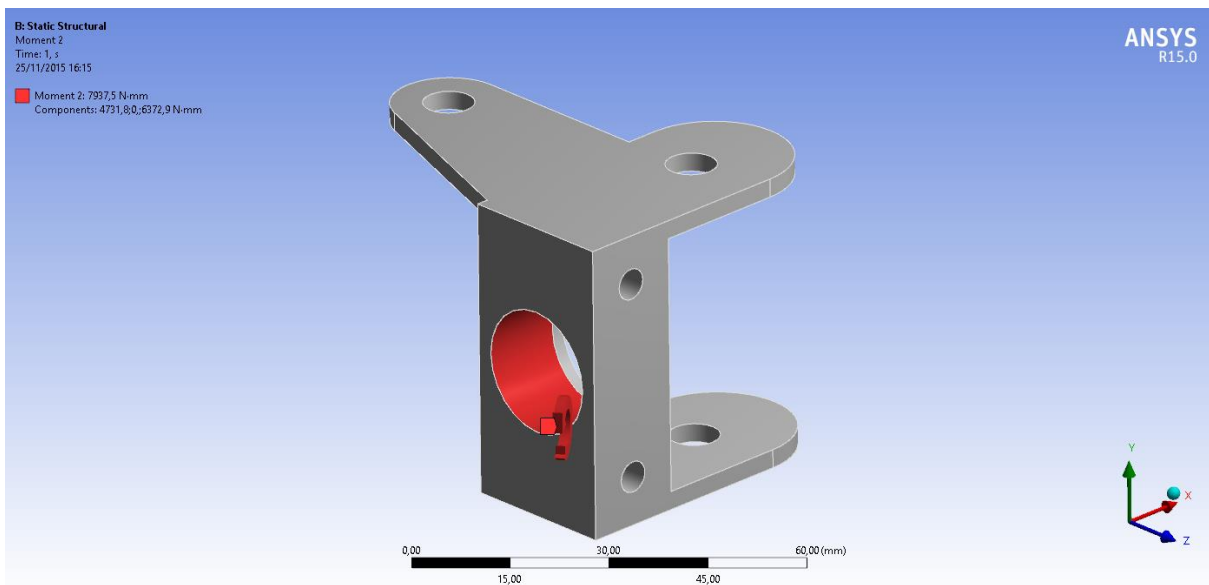


Figura 95 Momentos resultantes a partir das forças que são aplicadas na ponta de eixo.

3.2.2.3.4 Simulação Numérica

A geometria do componente foi concebida de forma a manter o comportamento do material no regime elástico com a aplicação de todos os esforços que podem ocorrer ao mesmo tempo, simulando exatamente a condição mais crítica a que o componente pode ser submetido. Portanto o objetivo dos resultados é mostrar que as tensões aplicadas não superam a tensão de escoamento do material,

acompanhando a análise de deformação, deslocamento e fator de segurança. A Tabela 24 apresenta os resultados para o ensaio estático realizado aplicando em conjunto todos os esforços listados nas condições de contorno e carregamentos para a manga de eixo.

Tabela 24 Apresentação de resultados para a simulação da manga de eixo.

Resultados da simulação para a manga de direção		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	449,18 MPa	Figura 229
Deslocamento total máximo	0,620 mm	Figura 230
Deformação equivalente máxima	0,00679 mm/mm	Figura 231
Fator de segurança para escoamento	1,12	Figura 232

As imagens retiradas do programa em que as simulações foram feitas constam no Anexo II mostrando cada resultado descrito na Tabela 24. A análise estática se mostra suficiente, pois o veículo deve ser testado em condições ótimas em pista de asfalto em uma prova de apenas 3 voltas. O que justifica um fator de segurança de 1,12, conferindo resistência para os esforços máximos e menor peso e dimensões chegando próximo aos limites do material escolhido (Al 7075 T651)

3.2.2.4 Munhão de Direção

O munhão é a peça que garante a conexão entre o chassi e os componentes de direção móveis o que possibilita, por conseguinte a realização de curvas, função básica do sistema de direção.

3.2.2.4.1 Geometria do Componente

A geometria do munhão foi adequada para o encaixe a um tubo diretamente soldado à estrutura do veículo. A união entre o munhão e este tubo também deve ser soldada para garantir perfeita fixação e resistência do componente, pois junto à manga este componente recebe as forças principais decorrentes das interações de dinâmica veicular. Consequentemente a função do munhão é estabelecer o eixo do pino mestre ou *kingpin* tornando possível os ângulos de esterçamento. É uma peça compacta, leve, resistente e de fácil usinagem. A Figura 96 mostra o munhão posicionado no chassi.

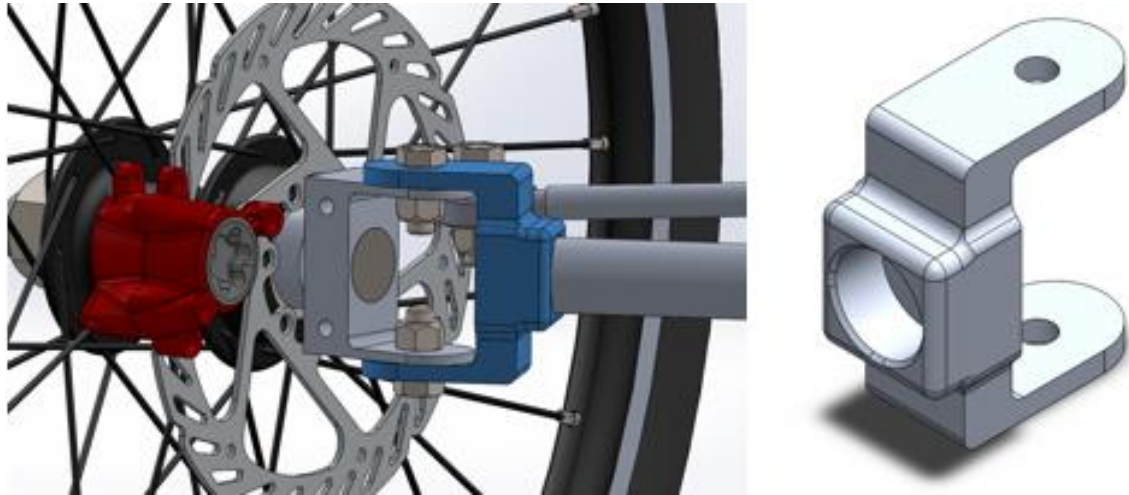


Figura 96 Na imagem à esquerda munhão (em azul) fixado ao chassi e unido à manga por parafusos. E à direita o munhão em vista isométrica.

O primeiro desenho da peça não considerava um ressalto de suporte para solda no tubo vinculado ao chassi. E considerando somente um cordão de solda como ligação entre a parede reta do munhão e o tubo foi observado nos ensaios anteriores que o concentrador de tensões criado ali inviabilizava a peça como elemento estrutural de direção. Portanto para solução do problema o ressalto onde se encaixa o tubo que vem do chassi engloba certo comprimento do tubo de diâmetro $\frac{7}{8}$ de polegada e reduziu consideravelmente as concentrações de tensão na região. O que tornou possível a geometria de fácil usinagem proposta. A Tabela 25 mostra os dados referentes ao munhão de direção.

Tabela 25 Informações técnicas à respeito do componente munhão de direção projetado.

Dados gerais do munhão de direção	
Peso [Kg]	0,09
Altura [mm]	62
Largura [mm]	30
Comprimento [mm]	57,5
Material	Al 7075-T651
Densidade [g/cm ³]	2,81
Módulo de Elasticidade [GPa]	71,7
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de Escoamento [MPa]	276
Tensão de Ruptura [MPa]	572
Dureza Brinell [HB]	150

3.2.2.4.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha

Para a elaboração do estudo de convergência de malha deste componente são exercidos os mesmos passos descritos na seção 3.1.5 para o chassi tubular, e o mesmo argumento também pode ser considerado. O elemento utilizado para a análise do munhão de direção foi o tridimensional tetraédrico quadrático de 10 nós idêntico ao citado na seção 3.1.5.

A Tabela 26 apresenta os resultados obtidos através da comparação entre tamanho do elemento, número de elementos, tempo e tensão equivalente de *von Mises*. E a Figura 97 mostra a malha gerada sobre a peça.

Tabela 26 Apresentação do estudo de convergencia de malha para o componente de direção munhão.

Convergência de malha para o munhão			
Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo [s]	Tensão equivalente de <i>von Mises</i> [MPa]
1	29285	9	283,55
0,5	123428	30	283,97
0,3	345186	75	288,56

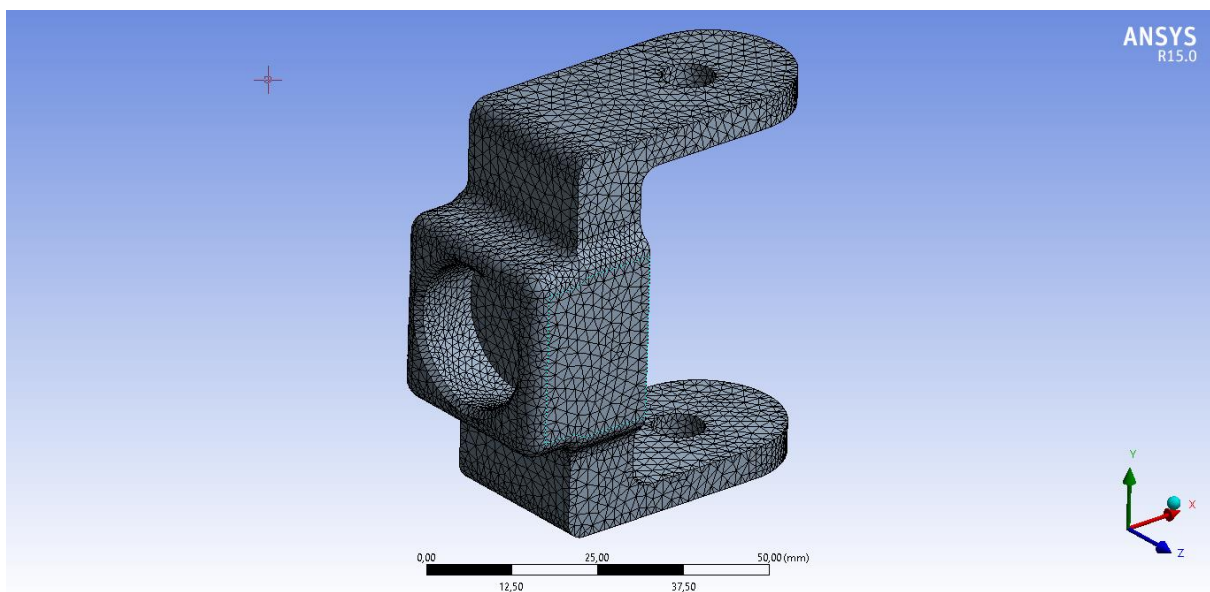


Figura 97 Elementos de 0,3 mm de comprimento sobre o munhão.

Neste ensaio foi observado que o elemento de 1 mm de comprimento chega a resultados não muito distantes dos resultados que utilizaram o elemento de 0,3 mm de comprimento. Portanto para reduzir o custo computacional este elemento pôde promover resultados satisfatórios com uma porcentagem de 1,73% de diferença. Da mesma forma como ocorrido para a manga de eixo ao se aplicar um elemento menor (0,3 mm) o tempo de simulação aumenta muito e a convergência de malha é comprometida, isso se deve à deficiência de processamento da máquina para esta condição de análise.

3.2.2.4.3 Condições de Contorno e Carregamentos

Neste elemento do sistema de direção não existe movimento, portanto as forças que atuam sobre ele são somente as proporcionais às que atuam no pneu e são transmitidas ao munhão através da ponta de eixo e manga. A Figura 98 mostra as faces marcadas como suporte fixo, nenhum grau de liberdade, na simulação no programa *Ansys*.

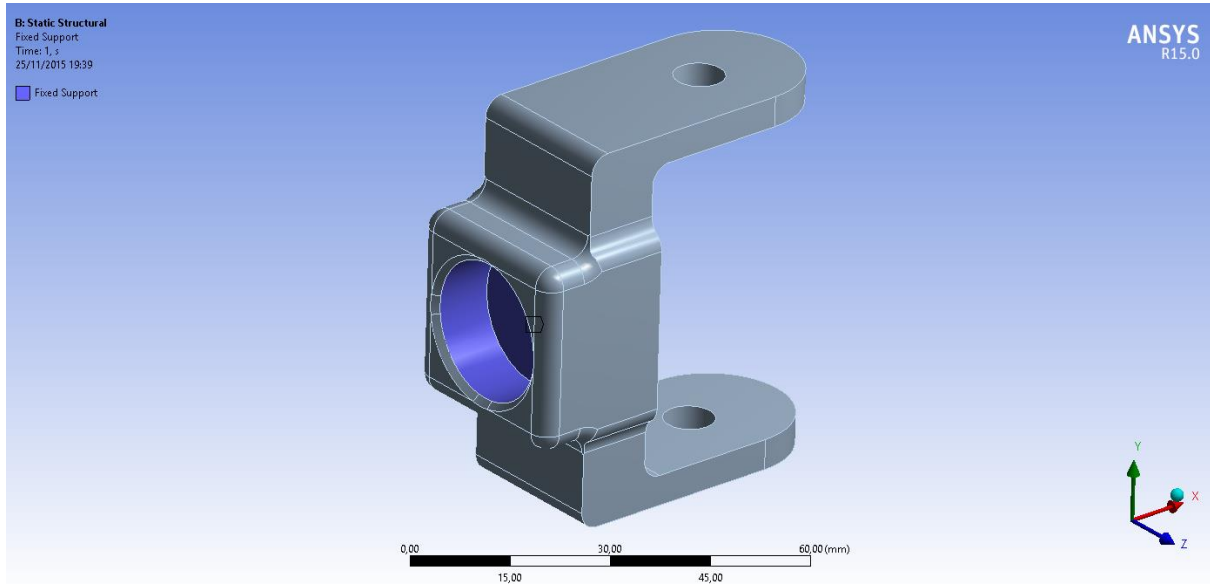


Figura 98 Região em azul na imagem é determinada como fixa no ensaio.

Os carregamentos no munhão também foram combinados entre as forças e momentos nos três eixos a fim de proporcionar a pior condição de estresse sobre o componente. Estes esforços são os mesmos calculados no tópico sobre Forças Atuantes no Sistema de Direção. Mas os momentos foram estabelecidos a partir das distâncias entre o pneu e o pino mestre. Nas Figuras 99 e 100 são descritos a força equivalente e o momento equivalente, respectivamente, que compõem os esforços aplicados ao ensaio no munhão que tem como material escolhido o alumínio liga Al 7075 T651, cujas propriedades são mostradas na Tabela 25.

1. Força no sentido x de -808,85 N, no sentido y de -1384,7 N e no sentido z de 363,98 N;

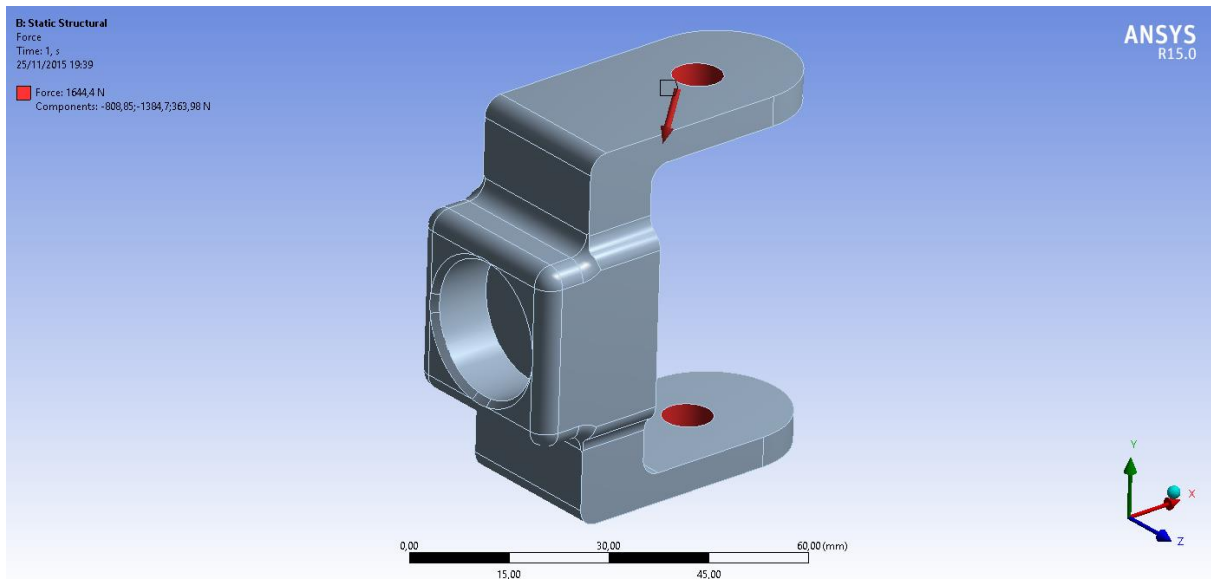


Figura 99 Forças agrupadas a partir dos esforços de frenagem, vertical e lateral.

2. Momento de 93641 N.mm em torno do eixo x e 32579 N.mm em torno do eixo z;

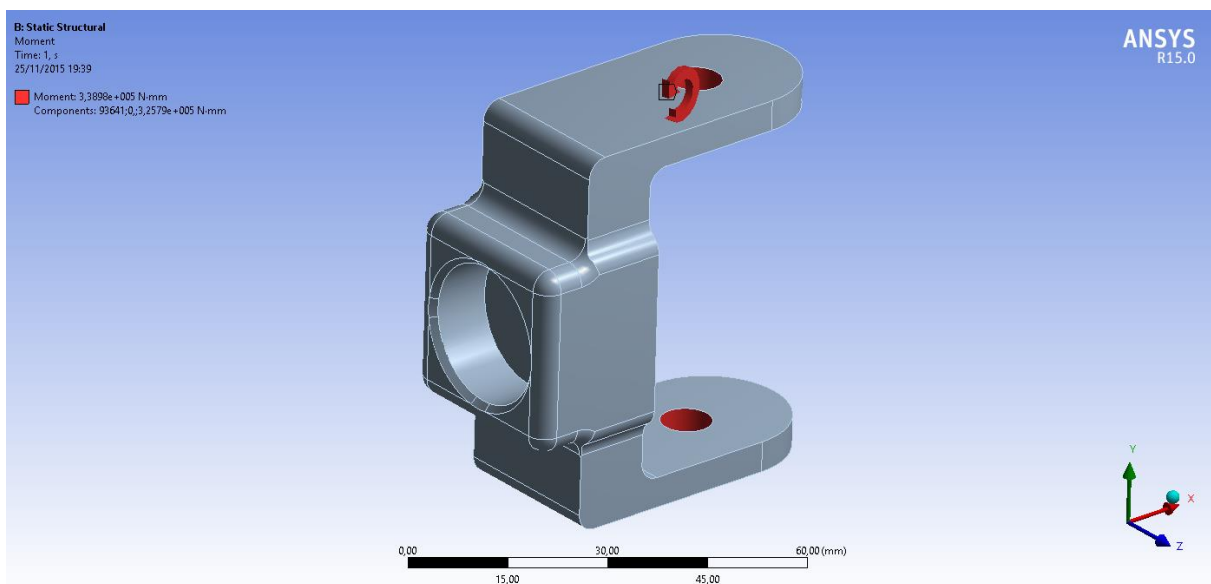


Figura 100 Momentos agrupados estabelecidos a partir das forças multiplicadas pelas distâncias entre o munhão e o ponto de origem das forças.

3.2.2.4.4 Simulação Numérica

Novamente o objetivo foi prever o comportamento da peça sob carregamento comprovando sua resistência estabelecida dentro do comportamento elástico do material. Portanto a intenção é manter a peça sob tensões inferiores ao escoamento. Os resultados obtidos a partir das simulações são apresentados na Tabela 27.

Tabela 27 Apresentação dos resultados da simulação do munhão de direção.

Resultados da simulação para o munhão		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	283,55 MPa	Figura 233
Deslocamento total máximo	0,168 mm	Figura 234
Deformação equivalente máxima	0,00396 mm/mm	Figura 235
Fator de segurança para escoamento	1,774	Figura 236

As figuras que mostram os gráficos para a simulação constam no Anexo II e estão referenciadas na terceira coluna da Tabela 27.

3.2.2.5 Coluna e Suporte de Direção

A coluna de direção é instrumento direto para condução do veículo, transmite a movimentação aplicada pelo piloto até as rodas. Para este protótipo o volante sugerido deve ter 200 mm de diâmetro, para não interferir na acomodação do piloto. Este é um parâmetro inicial, já que o regulamento requisita uma distância de 50 mm entre o volante e o piloto. O suporte ou chapa de direção fornece a possibilidade de conexão entre a coluna de direção e a barra axial, transferindo o movimento.

3.2.2.5.1 Geometria do Componente

A coluna de direção precisa cumprir a função de transmitir o movimento angular realizado pela movimentação do volante para as barras axiais que estão ligadas às mangas de eixo. Neste protótipo foram tomadas algumas precauções quanto à qual força assumir para o piloto. A ergonomia do protótipo não é muito favorável pois não é o objetivo principal e o percentil para o qual o veículo está sendo projetado é feminino 8%, que segundo dados abstraídos de Tilley (2007) exercem forças invariavelmente baixas para comandos manuais e pedais em relação aos demais percentis. Portanto para o projeto foram utilizadas forças conhecidas e tabeladas na mesma fonte.

A Figura 101 mostra o local e vista em detalhe dos componentes coluna de direção e suporte de direção.

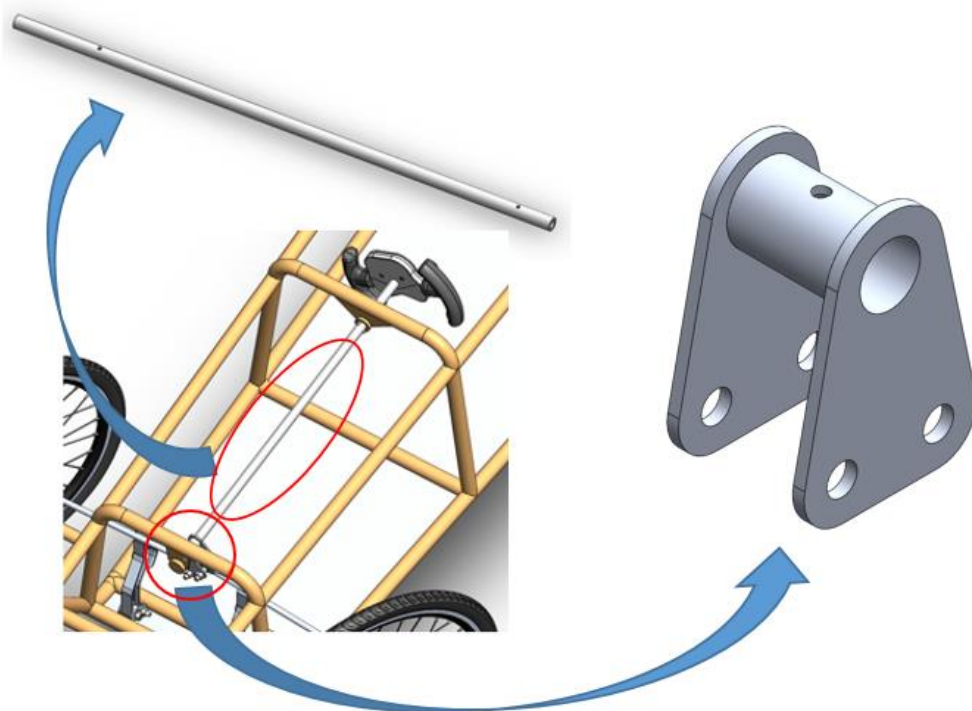


Figura 101 Montagem da coluna de direção no protótipo e em detalhe a própria coluna e suporte de direção.

A coluna de direção consiste em um tubo de alumínio Al 6351 T6 de dimensões comerciais com dois furos para fixações, o primeiro permite fixar a barra ao suporte de direção que transmite o movimento às barras axiais. E também permite travar a barra axial em sua posição. E o segundo permite que um parafuso trave a coluna em relação ao chassi logo depois do suporte para que a coluna não se desencaixe quando puxada. A Tabela 28 expõe alguns detalhes técnicos a respeito do componente.

Tabela 28 Informações técnicas sobre a coluna de direção.

Dados gerais da coluna de direção	
Peso [Kg]	0,240
Diâmetro [pol]	5/8
Parede [mm]	3,17
Comprimento [mm]	670
Material	Al 6351 T6
Densidade [g/cm ³]	2,71
Módulo de Elasticidade [GPa]	68,9
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de Escoamento [MPa]	283
Tensão de Ruptura [MPa]	310
Dureza Brinell [HB]	95

3.2.2.5.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha

O procedimento de análise de convergência de malha deste componente é o mesmo utilizado na seção 3.1.5 assim como a justificativa fixada. Mas neste caso, para a coluna de direção, o elemento utilizado é o tridimensional hexaédrico quadrático de 20 nós, os elementos quadráticos possuem nós entre os nós das arestas o que proporcionam mais graus de liberdade e melhor leitura de análises não lineares. Dessa forma três graus de liberdade existem para cada nó para translações em x, y e z. O elemento tem com características tolerar formas irregulares sem muitas perdas de precisão, se adequa bem a superfícies curvadas e arredondas e suporta plasticidade, grandes níveis de elasticidade, deformação e deslocamento por tensões e grandes deflexões (Ansys, 2010). A Figura 102 mostra como é a geometria e posicionamento dos nós no elemento hexaédrico de 20 nós.

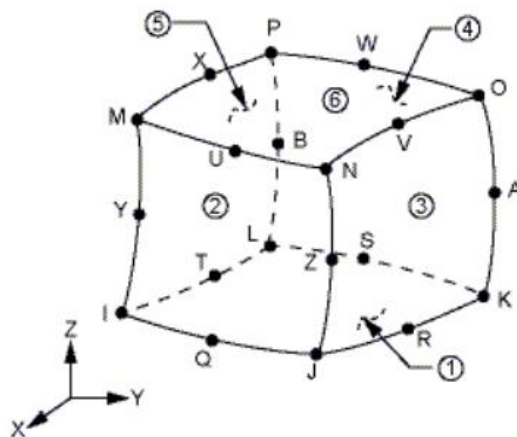


Figura 102 Elemento tridimensional hexaédrico quadrático de 20 nós (Ansys, 2010).

A Tabela 29 exhibe os resultados para convergência de malha da coluna de direção levando em consideração o tamanho do elemento, número de elementos, tempo de simulação e tensão equivalente de *von Mises*, e em vermelho o tamanho de elemento escolhido.

Tabela 29 Resultados obtidos através da convergência de malha para a coluna de direção.

Convergência de malha para a coluna de direção			
Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo [s]	Tensão equivalente de <i>von Mises</i> [MPa]
5	5376	5	148,12
2	31066	22	179,4
1,5	51715	41	200,58
1	116249	97	202,01

A análise mostra uma diferença de menos de 1,5 MPa para o elemento de 1,5 mm e 1 mm para mais que o dobro de discrepância no tempo de simulação. Devido à maior eficiência de simulação foi escolhido o elemento de 1,5 mm. A Figura 103 mostra a malha formada sobre a coluna de direção.

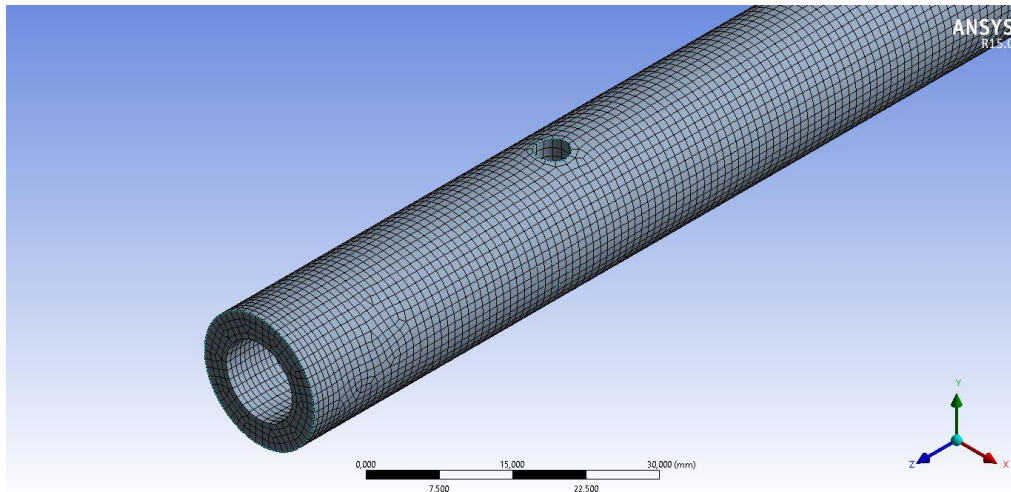


Figura 103 Conformação de elementos hexaédricos para a coluna de direção.

3.2.2.5.3 Condições de Contorno e Carregamentos

Para realização do ensaio foi preciso definir onde o tubo deve ser fixado e o local escolhido foi na extremidade ancorada ao chassi, oposta ao volante. Enquanto que na extremidade onde o volante deve ser fixado foi imposto um momento resultante do esforço de levantamento de uma das mãos mais o abaixamento da mão oposta (giro do volante). O que seria a carga máxima aplicada ao volante de raio determinado 100 mm. O tamanho do volante foi definido através da simulação de ergonomia apresentada na seção 3.6. Portanto antes de finalizar o projeto da coluna de direção foi preciso realizar uma iteração na análise ergonômica.

A Figura 104 exhibe as forças realizadas por um homem percentil 50 ao puxar e empurrar na vertical um comando, estas forças foram utilizadas para ensaiar a coluna de direção.

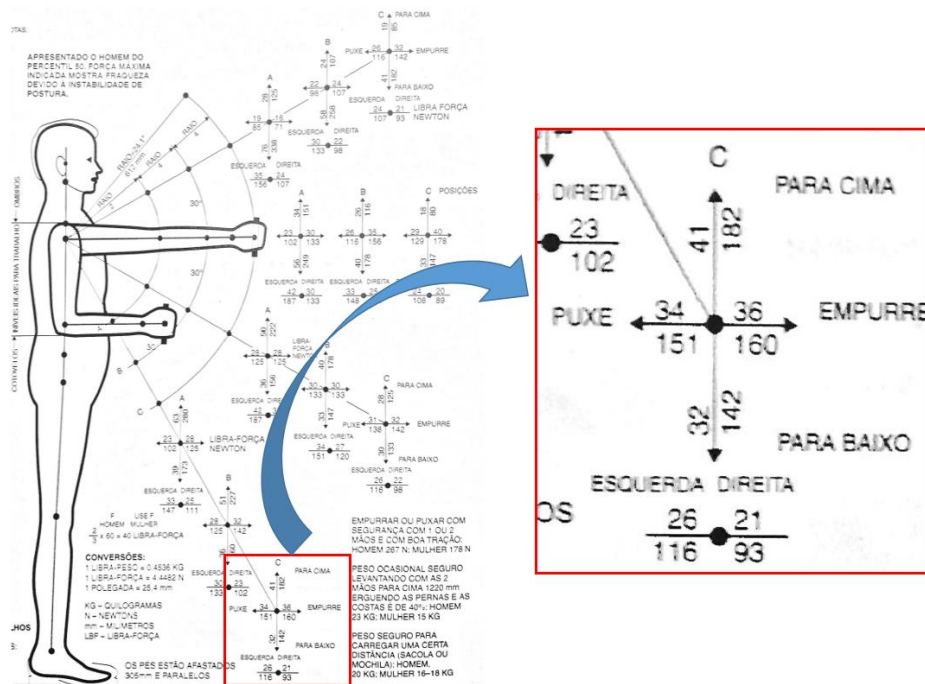


Figura 104 Forças de operação para um homem percentil 50 (Tilley, 2007).

Na Figura 104 também é explicado que as forças de uma mulher são equivalentes a dois terços das forças de um homem. Como condição mais crítica foram utilizadas as forças especificadas para homens percentis 50. As Figuras 105 e 106 mostram onde foram aplicadas as condições de contorno e carregamentos, respectivamente.

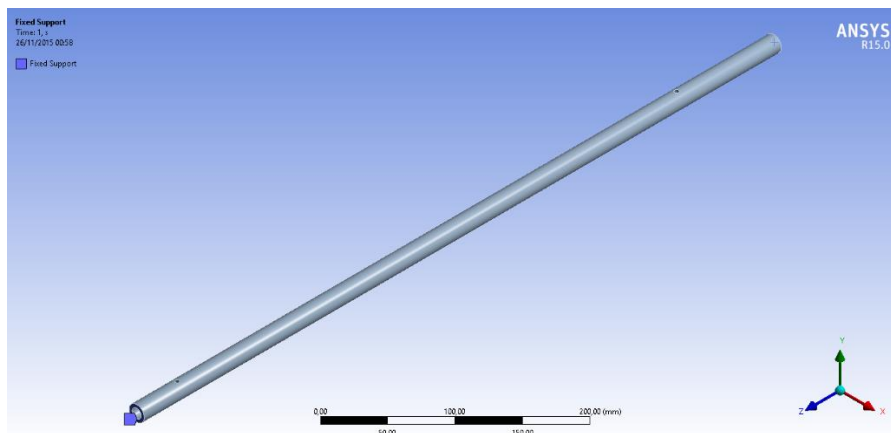


Figura 105 Ponto fixo (em azul) da coluna de direção.

1. Momento aplicado em relação ao eixo z de -32400 N.mm.

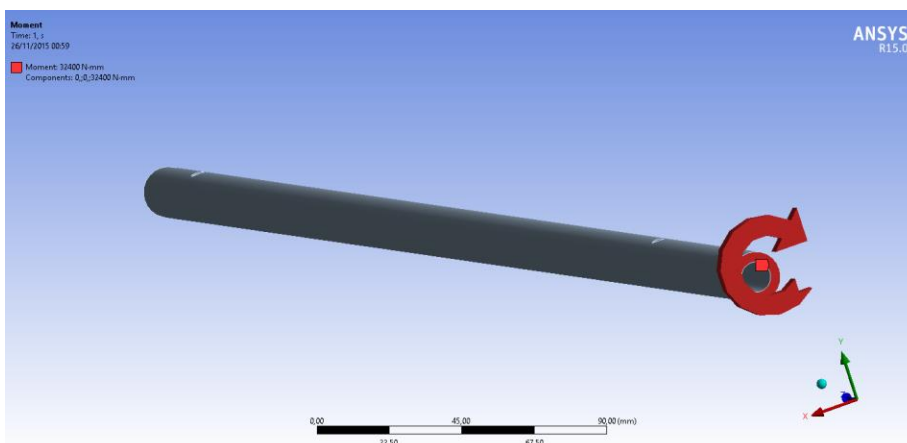


Figura 106 Momento aplicado à coluna de direção proveniente da força máxima que o piloto aplica sobre o volante.

3.2.2.5.4 Simulação Numérica

A coluna de direção deve suportar momentos torçores e, portanto, ser rígida à torção. Sendo assim a simulação compreendeu averiguar a situação mais crítica para a operação do componente, a soma das duas forças aplicadas por cada mão do piloto vezes o raio do volante assumindo a ponta oposta da coluna fixa. O suporte de direção não foi ensaiado somente consta como sugestão para a transmissão de forças no sistema de direção, seu desenho técnico consta no Anexo V. A Tabela 30 mostra os resultados para a simulação do componente de direção barra axial.

Tabela 30 Resultados apresentados para a simulação realizada para a barra axial.

Resultados da simulação para a coluna de direção		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	198,44 MPa	Figura 237
Deslocamento total máximo	1,2333 mm	Figura 238
Deformação equivalente máxima	0,00298 mm/mm	Figura 239
Fator de segurança para escoamento	1,426	Figura 240

As imagens com os gráficos das simulações se encontram no Anexo II. A deformação equivalente foi de 2% o que garante uma alta rigidez do componente, portanto atendendo aos requisitos. E o fator de segurança também garante resistência aceitável à peça.

3.2.2.6 Barra Axial

As barras axiais são elementos essenciais para a transmissão final do movimento do volante para as rodas e também desempenham papel no ajuste de convergência do veículo. Assim como recomendado pelo regulamento da Maratona da Eficiência Energética terminais rotulares são fixados às extremidades das barras axiais para compor os sistemas de ajuste a adequação aos movimentos próprios das peças.

3.2.2.6.1 Geometria do Componente

As barras axiais têm como função transmitir através de conexões com terminais rotulares o giro da coluna de direção para as mangas que completam ângulos de esterçamento para que o veículo possa realizar curvas como projetado. Este componente é composto por um tubo maciço de alumínio Al 6351 T6 e em suas extremidades recebe dois furos roscados M8 para fixação dos terminais. A Figura 107 mostra a montagem da barra axial e a Tabela 31 traz as principais características do componente.

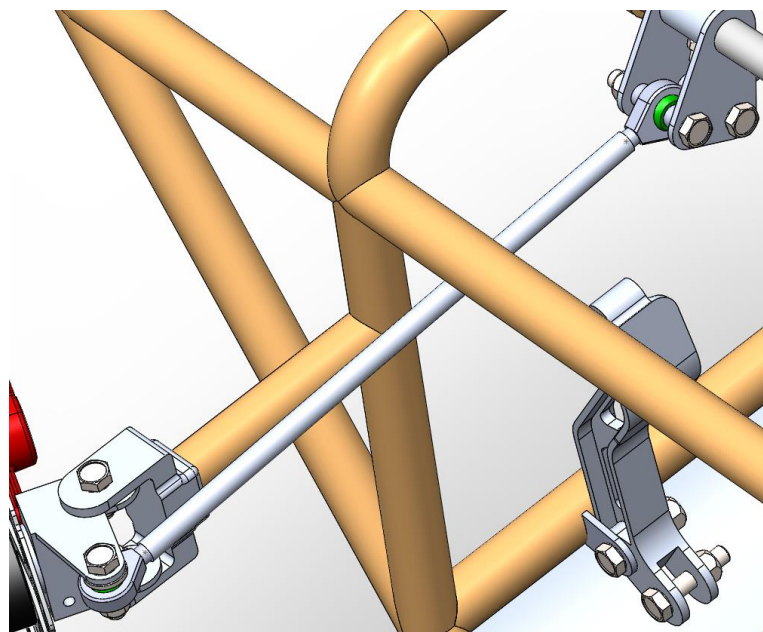


Figura 107 Geometria da barra axial posicionada no protótipo.

Tabela 31 Informações técnicas sobre a barra axial.

Dados gerais da barra axial	
Peso [Kg]	0,240
Diâmetro [pol]	7/8
Furos [mm]	8
Terminal rotular	M8
Comprimento [mm]	272,32
Altura para geração de momento [mm]	8,45
Material	Al 6351-T6
Densidade [g/cm ³]	2,71
Módulo de Elasticidade [GPa]	68,9
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de Escoamento [MPa]	283
Tensão de Ruptura [MPa]	310
Dureza Brinell [HB]	95

As barras axiais podem ser ajustadas para regular a convergência dos pneus através do aperto ou desaperto dos terminais rotulares nas extremidades.

3.2.2.6.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha

Este componente fez o uso da mesma técnica de análise e fundamento para análise de convergência de malha disposta na seção 3.1.5 para o chassi tubular. O elemento que compões esta análise é o tridimensional hexaédrico quadrático de 20 nós, mesmo elemento utilizado para a simulação da coluna de direção na seção 3.2.2.6.2. Lá são explicitadas todas as características deste elemento.

A Tabela 32 mostra os resultados para a convergência de malha do componente barra axial. Marcado em vermelho estão os dados do tamanho de elemento selecionado para captação dos resultados no pós-processamento da simulação numérica.

Tabela 32 Resultados para a convergência de malha da barra axial.

Convergência de malha para a barra axial			
Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo [s]	Tensão equivalente de von Mises [MPa]
1	92083	21	92,083
0,5	216972	55	181,36
0,3	587346	153	234,8

Devido à capacidade de processamento insuficiente do computador utilizado, ao refinar a malha o tempo de simulação quase triplicou definindo resultados incertos para a convergência de malha. Apesar desta dificuldade foi selecionado o elemento de 0,3 mm para constituir os ensaios. A Figura 108 mostra como os elementos se encaixam à geometria do componente.

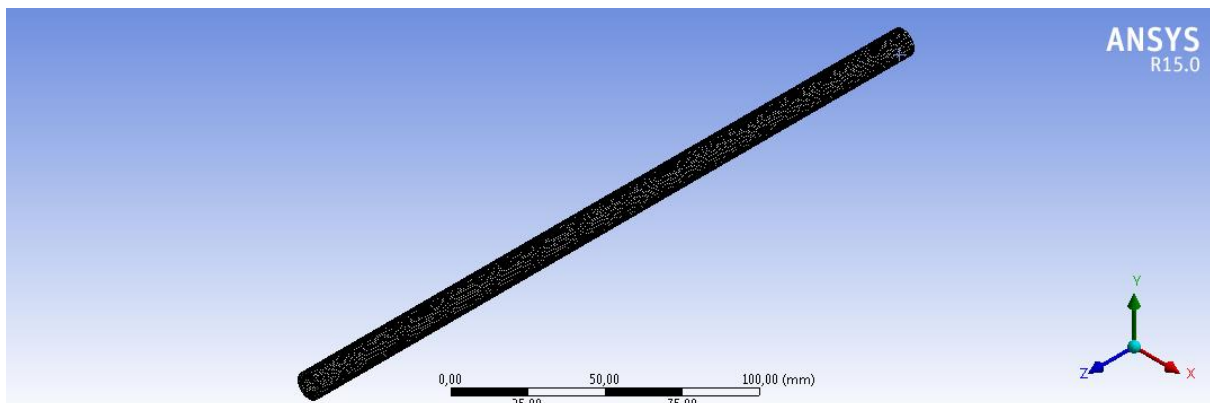


Figura 108 Ilustração da malha escolhida para o ensaio da barra axial.

3.2.2.6.3 Condições de Contorno e Carregamento

Para definir como seriam os carregamentos neste elemento bastou analisar como é o movimento articulado por ele. Na Figura 109 é possível perceber que existe um momento e duas forças, uma de tração e uma de compressão sendo realizadas nas barras axiais. Portanto uma força de tração e um momento foram executados sobre uma das extremidades da barra. Enquanto o lado inverso foi engastado. E o momento acontece pois devido ao suporte de direção proposto as barras não permanecem alinhadas durante o movimento, portanto a diferença de altura foi medida e multiplicada pelas forças para compor o momento.

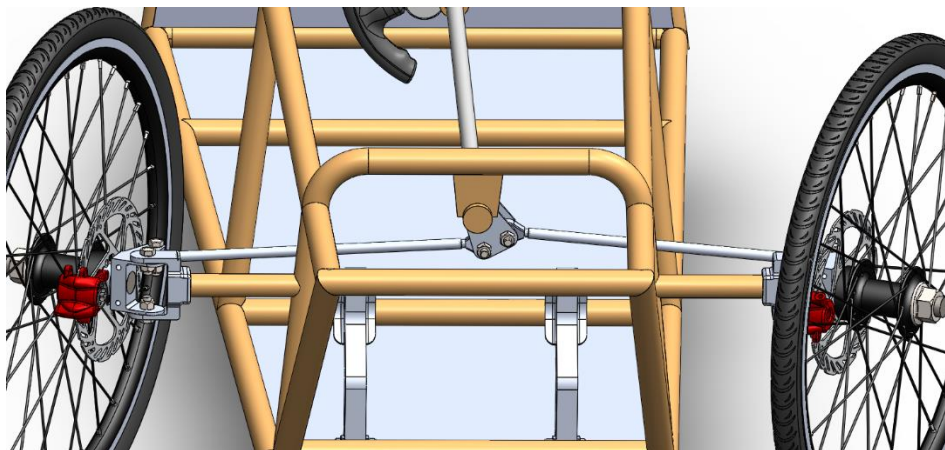


Figura 109 Barras axiais em movimento de esterçamento.

A Figura 110 mostra onde o componente recebe suporte fixo. A força e o momento têm como origem a força calculada para o *link* de direção com a distância entre o plano das barras axiais retas e esterçadas para gerar o momento.

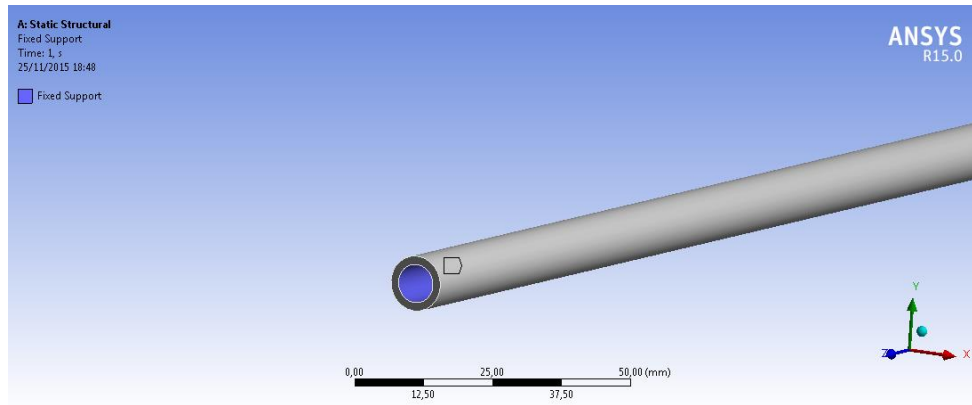


Figura 110 Zona em que os graus de liberdade são nulos, ou seja, fixo (em azul).

A Figura 111 mostra o ponto de aplicação da força na direção z.

1. Força de -693,7 N de tração em z;

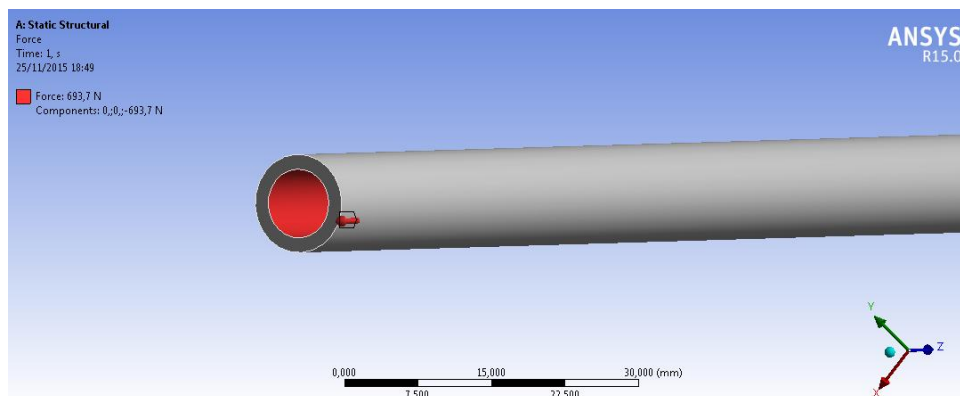


Figura 111 Força de tração no eixo Z de 693,7 N.

A Figura 112 mostra o ponto de aplicação do momento na barra axial.

2. Momento de 5861,8 N.mm em torno do eixo y.

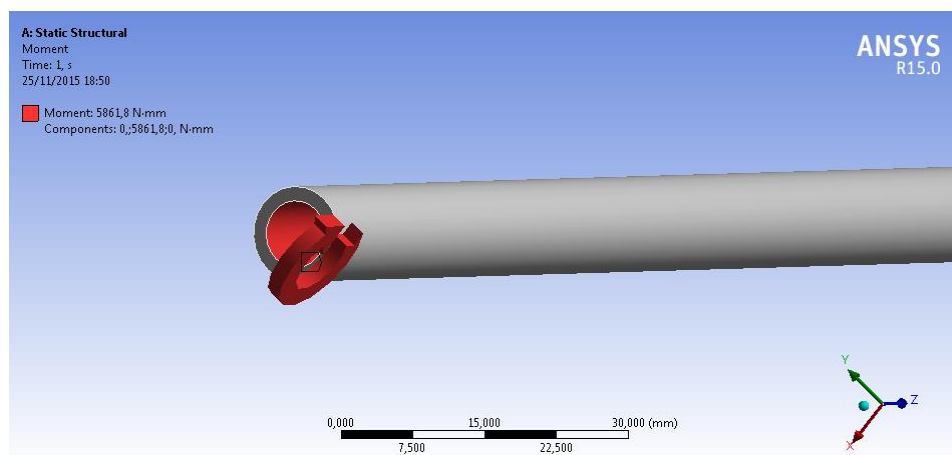


Figura 112 Momento de 5861,8 N.mm em torno do eixo y.

3.2.2.6.4 Simulações Numéricas

Foi possível observar que a peça escoa, mas pode causar certa folga na direção se submetido a estas cargas totais. Mas como o elemento é fixado em ambas as extremidades ainda existe um outro engaste

que contém este deslocamento. Para fins de resultados para resistência deste componente o estudo foi satisfatório. E assim como justificativa para todos os ensaios o fator de segurança próximo a 1 é plausível do ponto de vista da análise de fadiga pela condição de provas a que o veículo será submetido, prova de curta duração e em terreno asfaltado.

Tabela 33 Apresentação dos resultados para as simulações da barra axial.

Resultados da simulação para a barra axial		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	234,8 MPa	Figura 241
Deslocamento total máximo	5,386 mm	Figura 242
Deformação equivalente máxima	0,00533 mm/mm	Figura 243
Fator de segurança para escoamento	1,231	Figura 244

As imagens que compõem a simulação do componente constam no Anexo II deste trabalho.

3.3 MOTOR ESTACIONÁRIO

A partir da matriz decisão utilizada no Projeto Conceitual em que todos os motores analisados e, por conseguinte a escolha dos cinco melhores motores apontados como mais leves e de menores dimensões foi possível fazer a escolha. Escolha essa que passou pela metodologia estabelecida de projeto na qual o peso e o tamanho do motor realmente são os fatores que mais interferem no projeto do chassi. Então para reduzir ainda mais o peso do chassi foi escolhido também o motor menor e também o mais leve, o que beneficia não só o projeto do chassi, mas o projeto do suporte do motor e do veículo como um todo.

3.3.1 Motor Escolhido

O motor estacionário Mitsubishi GT241 OHV (*Overhead Valve*) à gasolina refrigerado a ar apresenta a melhor relação peso, potência e dimensões. A Tabela 34 mostra novamente quais as especificações deste motor que serviram como base para comparação.

Tabela 34 Características básicas do motor Mitsubishi GT241 que serviram como base de comparação para a escolha.

Fabricante	Modelo	Dimensões (mm)			Vol. (m ³)	Pot. Máx. (HP)	Torque (N.m)	Peso (Kg)
		Largura	Compr.	Altura				
Mitsubishi	GT241	282	304	284,5	0,02	2,4	4,31	8,5

A Figura 113 mostra o motor do fabricante Mitsubishi selecionado para compor o sistema de propulsão do protótipo.



Figura 113 Motor Selecionado (Mitsubshi, 2015).

Os dados deste motor são base para o projeto da transmissão do veículo. Com a curva de desempenho do GT241, conforme a Figura 114, é possível extrair as informações à respeito da faixa recomendável de trabalho do motor. Esta área determina a melhor condição de funcionamento do motor, onde o equipamento trabalha de forma mais eficiente. Ao realizar a análise da curva do motor é possível inferir que a região recomendável de trabalho se inicia logo após 2400 rpm, porém a velocidade angular inicial de funcionamento do equipamento é de 2000 rpm. Para garantir que o motor trabalhe após os 2400 rpm ao arrancar com o veículo, será implementada uma embreagem centrífuga ao eixo motor que só acionará a polia motora após 2400 rpm. De forma a garantir operação na zona de alta eficiência e que o veículo permaneça parado quando o motor for iniciado.

Na Figura 114 são mostrados uma tabela fornecida pelo fabricante com todos os dados importantes sobre o motor e ao lado a curva de performance em que pode-se observar que o torque não varia muito ficando sempre em torno de 4,5 N.m e na Figura 115 são mostradas as dimensões principais do motor. Estas dimensões são importantes para o projeto do compartimento do motor no chassi e para o dimensionamento da chapa suporte que sustenta o motor.

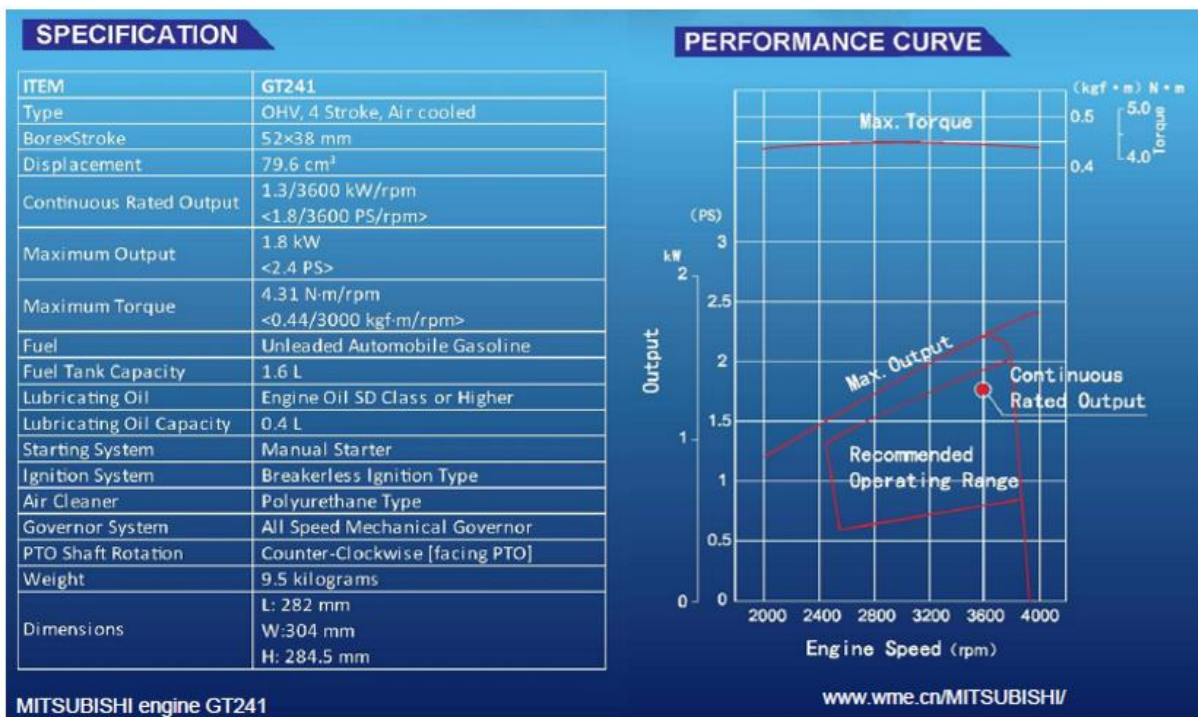


Figura 114 Especificações e curva de desempenho do motor Mitsubishi GT241 (Mitsubishi, 2015).

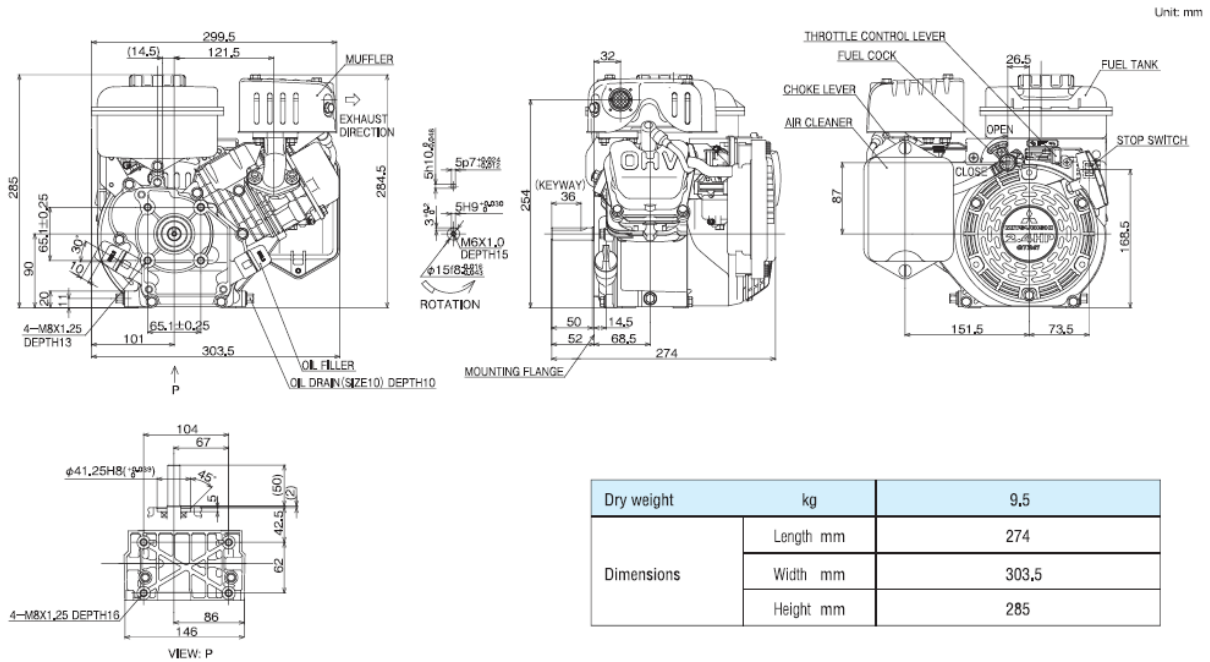


Figura 115 Dimensões principais do motor Mitsubishi GT241 (Mitsubishi, 2015).

3.4 TRANSMISSÃO

Os dados do motor escolhido são os parâmetros de entrada para o projeto da transmissão do protótipo. Além das características do motor, o peso total do veículo é um fator essencial. O projeto se inicia com definições básicas como determinação do torque mínimo, escolha das polias e correia e em seguida cálculo dos eixos. O projeto de transmissão também interfere em outros componentes do veículo, o sistema de freio por exemplo só pode ser dimensionado após a conclusão do sistema de transmissão que determina a posição correta do disco de freio traseiro e pinça. E após a obtenção dos resultados para a transmissão também é preciso reavaliar o projeto da estrutura do veículo para verificar se o sistema se encaixa no espaço já determinado para a transmissão.

3.4.1 Torque Mínimo e Redução

Para definir o torque mínimo que o sistema de transmissão deve transferir para a roda traseira é preciso estabelecer alguns parâmetros que servem como base de cálculo. O peso considerado para todo o veículo considerando todos os componentes, piloto e algumas peças que podem variar é de 120 Kg, 42% desse peso está sob o eixo traseiro segundo análise do centro de gravidade já estudado na seção sobre o chassi tubular. O coeficiente de atrito pista-pneu médio no asfalto em condições tanto de chuva quanto tempo seco é de 0,45 (Nicolazzi, 2001) e o raio da roda é de 10 polegadas. Estes são os dados chave para o cálculo do torque como mostrado na Tabela 35.

Tabela 35 Cálculo do torque mínimo.

Torque Mínimo
Peso do carro * Coeficiente de atrito * % peso traseiro
21,456288 N.m

A redução necessária para atender aos requisitos do protótipo depende exatamente dos dados do motor como torque, rotação e potência e dos resultados para o torque mínimo. Portanto a Tabela 36 mostra o resultado para a redução de transmissão.

Tabela 36 Dados e resultado para a redução.

MOTOR	Torque máximo			Potência máxima			Eixo traseiro		
	N.m.	RPM	HP	N.m.	RPM	HP	redução	N.m	RPM
MIT 241	4,50	3000	1,90	4,27	4000	2,4	4,79	21,56	626

3.4.2 Polias e Correia

A metodologia de seleção das polias e correia foi explicada no Projeto Conceitual e a partir dos dados do fabricante retirados da Figura 37 e Figura 38 foi possível obter os resultados na Tabela 37.

Tabela 37 Fatores de serviço obtidos a partir das tabelas do fabricante.

Fator	Valor	RESTRICÇÕES
K _o	1,3	Motor com 1 cilindro de 3 ~5 horas de trabalho /dia; transportador de correia
K _i	0,1	Correia tensionada; V na parte interna da correia
K _e	0,2	Condições do Ambiente
K _s	1,6	TOTAL

A partir dos fatores de serviços definidos é possível utilizar o programa computacional do fabricante também descrito no Projeto Conceitual para se possa extrair as informações de dimensões das polias e tipos de correia. Para que o programa seja iniciado são necessários três valores de entradas: Potência de transmissão, distância entre os centros das polias e as velocidades de rotação tanto do eixo motor, quanto do eixo traseiro. Para potência de transmissão observa-se na Figura 114 a potência máxima de saída que o motor pode proporcionar para que o sistema suporte a situação mais crítica imposta ao veículo. Assim, temos que P_t é igual 1,8 kW. Outro dado importante é a distância entre eixos da polia, através do desenho em modelo 3D, conforme pode ser observado na Figura 116 onde a distância entre os eixos é igual a 502,47 mm.

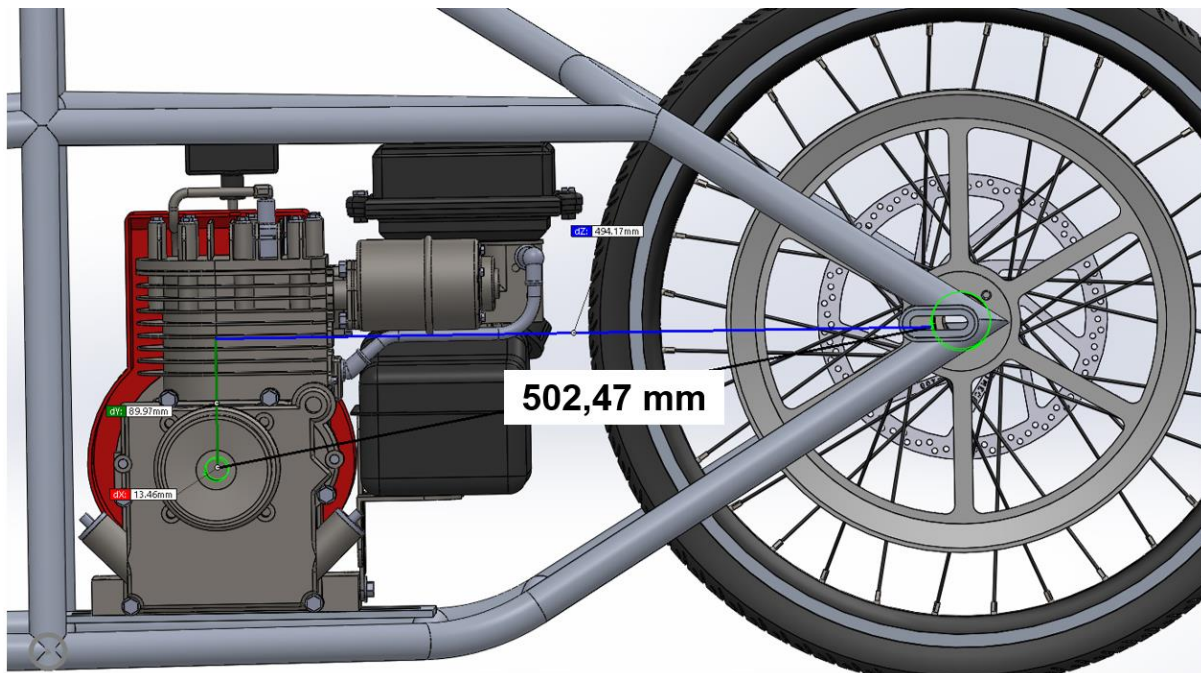


Figura 116 Distância entre eixos das polias, desenho assistido por computador (CAD), modelo 3D do veículo.

Por fim é preciso obter as velocidades de rotação da polia motora e da polia movida. O dado de velocidade de rotação da polia motora é retirado das especificações do motor disponibilizadas pelo fabricante. De forma conservativa utiliza-se a velocidade máxima de rotação do motor de 4000 rpm. A partir de uma estimativa para a velocidade da polia movida o programa reprogramará essa velocidade, e também irá redefinir o diâmetro da polia movida. A Figura 117 mostra a tela de simulação do programa em que os resultados são mostrados e a partir deles é possível induzir que os diâmetros das polias são 76 mm (motora) e 388 mm (movida), o tipo de polia A-66, a redução que é compatível com a calculada, quantidade de correias necessárias, comprimento da correia e a vida em horas.

estudo polia.2.sgd

File(E) Belt type selection chart(I)

[INPUT USING CONDITION DATA]		[CALC. RESULT]	GIVEN CONDITION	
User name	Arthur Silva	MBL Belt Designation	A-69	
Title	Estudo Polias	Belt Designation [STANDARD]	A-69	RMA
Reference No.	1	RMA datum length (mm)	1786	
Standard for Pulley	RMA	RMA datum length (inches)	70,3	
Service factor	1,6 See Table	Center distance (mm)	504	+ 22 - 24
Transmission power	1,8 (kW) (PS)	Dr datum diameter (mm)	76,00	
Center distance (mm)	502	Dn datum diameter (mm)	388,00	
Revolutions (rpm)	DRIVER 4000 DRIVEN 835	Speed Ratio by Pitch diameter	4,79	
Pulley datum diameter (mm)	DRIVER 76 DRIVEN 388	Dr Revolution (rpm)	4000	
A method to calculate datum diameter from outside diameter or pitch diameter. ANSI / RMA IP-20 (1 inch = 25.4 mm)		Dn Revolution (rpm)	835	
A: Datum diameter = outside (pitch) diameter - 6,35 (mm) B: Datum diameter = outside (pitch) diameter - 8,89 (mm) C: Datum diameter = outside (pitch) diameter - 10,16 (mm) D: Datum diameter = outside (pitch) diameter - 15,24 (mm) E: NONE		Belt speed (m/sec)	17,2	
Speed Ratio	4,79 Deceleration ratio	Design power (kW)	1,0	
Service times (hrs/daily)	3-5	Power rating (kW/pc) [pc: piece]	[SG] 1,9	[RED] 2,1
Available belt size	Z (10,M) : 11 - 98,5 (302 mm - 2523 mm Ld) A (13) : 15 - 200 (381 mm - 5110 mm Ld) B (17) : 20 - 400 (551 mm - 10203 mm Ld) C (22) : 35 - 660 (941 mm - 16816 mm Ld) D (32) : 100 - 660 (2615 mm - 16835 mm Ld) E (40) : 180 - 660 (4657 mm - 16842 mm Ld)	Number of belts needed (pieces)	1	
OPTIONAL CONDITION	Belt type A (13) [OPTIONAL CLEAR]	Number of belts specified (pieces)	1	
Number of belts (pieces)	[SG] [RED]	Initial tension [THEORY] To (N/pc)	78	
		Initial tension [FOR NEW BELT] 1.5To (N/pc)	117	
		Initial tension [FOR RETENSION] 1.3To (N/pc)	101,4	
		Deflection (mm)	7,7	
		Force of Deflection [FOR NEW BELT] (N/pc)	9	
		Force of Deflection [FOR RETENSION] (N/pc)	8	
		Force of Deflection [MINIMUM FORCE] (N/pc)	6	
		Static shaft load [min. - max.] (N)	147 - 216	
		Dynamic shaft load for theory tension (N)	98	
		Calculated Life (hrs)	20000	

Figura 117 Resultados para a correia e a polia obtidos através do programa computacional.

Com os diâmetros das polias definidos, pode-se buscar a melhor opção comercial a partir da análise da relação peso/resistência mecânica. Para otimizar o ganho gradativo de potência do motor e estabilizar o veículo quando no momento de ignição do motor uma polia acoplada a uma embreagem centrífuga realizará tais funções, na Figura 118 a polia/embreagem centrífuga é mostrada. Esta tem como função ajudar a alcançar o melhor rendimento do motor quando o veículo sai da inércia, de forma a acionar a transmissão após alcançar a velocidade predefinida do eixo de rotação.



Figura 118 Polia motora com embreagem centrífuga (MGF, 2015)

O equipamento selecionado possui as medidas mínimas de diâmetro da polia motora calculadas com o auxílio do programa computacional. O equipamento escolhido da MFG Supply tem suas especificações dadas através da Tabela 38.

Tabela 38 Especificações técnicas da polia/embreagem centrífuga H1P3 da MFG Supply.

Polia/Embreagem Centrífuga H1P3 Duty Pulley	Medida
Polia OD	3"
Diâmetro de furo	1"
Chaveta	1/4"
Velocidade de acoplamento	1800 rpm
Potência máxima	14 HP
Custo	\$69,99
Material	Aço Fundido
Seção Correia	A 66
Peso	1,32 Kg

Da mesma forma a polia movida foi selecionada. Devido ao tamanho da polia, adequada à redução estabelecida, esta necessita de alívios para uma melhor relação peso, rendimento. A Figura 119 mostra a polia selecionada e as especificações técnicas da mesma.



Polia Movida Bushing Bore Pulley 6407A44	Medida
Polia OD	15,75"
Custo	\$131,58
Material	Zinco
Seção Correia	A 66
Peso	2,14 Kg

Figura 119 Ilustração à esquerda da polia movida e tabela com especificações técnicas relativas à polia à direita (MGF, 2015).

Por fim a correia é escolhida baseada também nas informações disponibilizadas no simulador. Uma correia do tipo A-66 com comprimento mínimo de 1709 mm foi obtida, na Figura 120 estão estabelecidos os dados da correia em V selecionada.



Correia em V tipo A-66 Gates A66	Medida
Comprimento	1727 mm
Custo	\$7,07
Peso	0,205 kg
Seção Correia	A 66

Figura 120 Ilustração do perfil da correia selecionada e tabela com as especificações técnicas relativas à correia (MGF, 2015).

3.4.3 Projeto dos Eixos

Por ser um veículo de três rodas, existem três eixos, um para cada roda. Na dianteira duas pontas de eixo iguais compõem o sistema de direção e na traseira um eixo passante que é parafusado ao chassi compõe o sistema de propulsão do protótipo. Assim foram dimensionados dois eixos descritos nesta seção.

3.4.3.1 Aspectos Gerais

Uma vez definidas as forças de frenagem, impacto e torção são determinadas quais as reações aplicadas nos eixos dianteiros e eixo traseiro. Com os diagramas de momento torçor, fletor e esforço cortante para cada plano é possível definir a seção mais crítica do sistema, com o cálculo dos momentos combinados. Neste ponto do projeto foram estimadas dimensões de comprimento e tipo de material a ser utilizado para cada eixo. A partir da escolha do material, o cálculo do limite de resistência no local crítico pode ser realizado para assim alcançar o primeiro diâmetro crítico. O critério de falha utilizado foi o ASME-Elíptico. Com o resultado obtido, otimiza-se o sistema através de iterações até que o diâmetro mínimo seja alcançado.

Os materiais para os eixos do veículo devem ter alta rigidez, resistência à tração e resistência ao escoamento, por atender a estas características foram escolhidos o aço AISI 4340 Q&T para as duas pontas de eixo dianteiras e o aço AISI 18Ni para o eixo traseiro. A seguir são dadas as resistências à ruptura e escoamento dos materiais.

$$\text{AISI 4340} \rightarrow S_{ut} = 1720 \text{ MPa} \text{ e } S_y = 1590 \text{ MPa}$$

$$\text{AISI 18Ni} \rightarrow S_{ut} = 2415 \text{ MPa} \text{ e } S_y = 2363 \text{ MPa}$$

3.4.3.2 Seções Críticas

O programa de análises de esforços *Ftool* foi utilizado por ser capaz de analisar bidimensionalmente, com eficiência e facilidade, esforços estruturais. Através desta ferramenta então foi possível estabelecer os diagramas de corpo livre dos eixos assim com os diagramas de esforço cortante e momentos fletores e torçores. Uma característica deste projeto que se assemelha muito a projetos de bicicletas, e até mesmo por utilizar rodas de bicicletas, é que os eixos são fixos e não giram. Dentro dos cubos de roda existem rolamentos que realizam a interação entre o eixo fixo e a roda que gira, para o eixo traseiro o sistema de propulsão por polia é fixado diretamente ao cubo de roda e por consequência somente desliza no eixo traseiro. Se todos os eixos são não girantes, logo não estão submetidos a momentos torçores ($T = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$). Nas Figuras 121 a 124 são mostrados os gráficos para o eixo dianteiro no plano xy .

- **EIXO DIANTEIRO** – Plano XY
 - Diagrama de Corpo Livre;



Figura 121 Diagrama de corpo livre, eixo dianteiro, plano xy.

- Diagrama de Esforço Cortante (N);

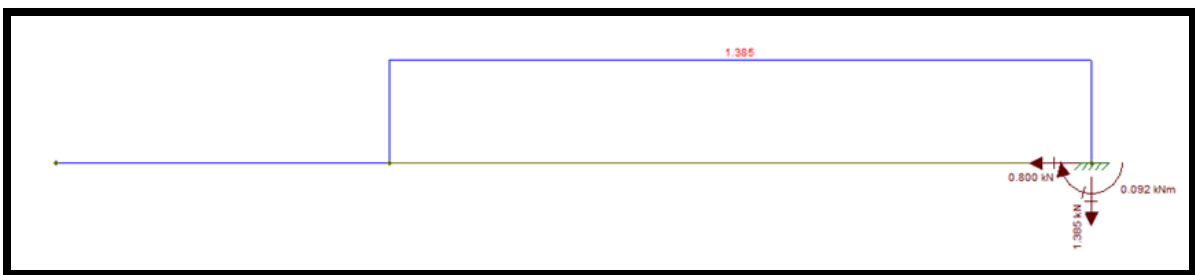


Figura 122 Diagrama de esforço cortante, eixo dianteiro, plano xy.

- Diagrama de Momento Fletor ($kN.m$).

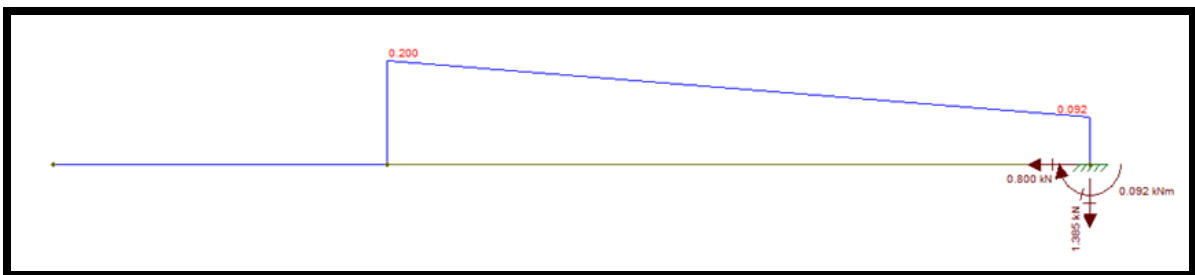


Figura 124 Diagrama de momento fletor, eixo dianteiro, plano xy.

Nas Figuras 125 a 127 estão mostrados os gráficos para o eixo dianteiro no plano xz.

- **EIXO DIANTEIRO** – Plano XZ
 - Diagrama de Corpo Livre;

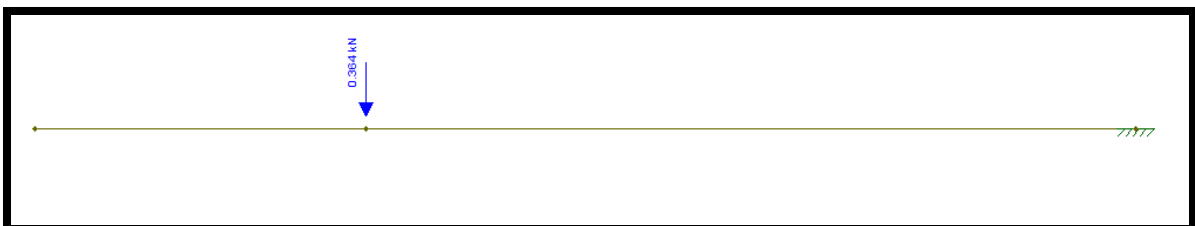


Figura 125 Diagrama de corpo livre, eixo dianteiro, plano xz.

- Diagrama de Esforço Cortante (N);

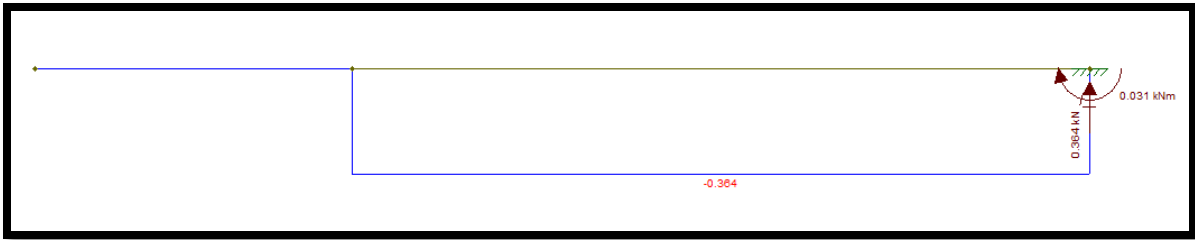


Figura 126 Diagrama de esforço cortante, eixo dianteiro, plano xz.

- Diagrama de Momento Fletor ($kN.m$).

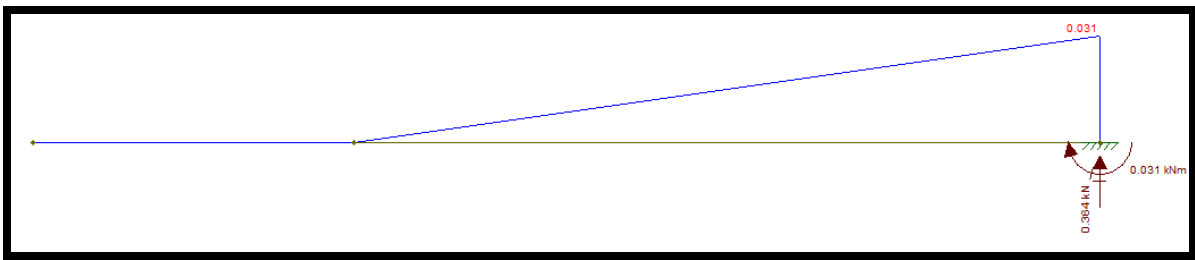


Figura 127 Diagrama de momento fletor, eixo dianteiro, plano xz.

Nas Figuras 128 a 130 são mostrados os gráficos para o eixo traseiro no plano xy.

- **EIXO TRASEIRO – Plano XY**

- Diagrama de Corpo Livre;

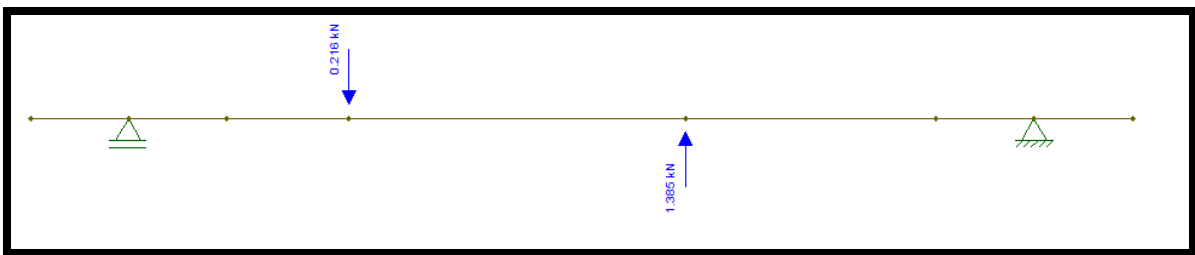


Figura 128 Diagrama de corpo livre, eixo traseiro, plano xy.

- Diagrama de Esforço Cortante (N);

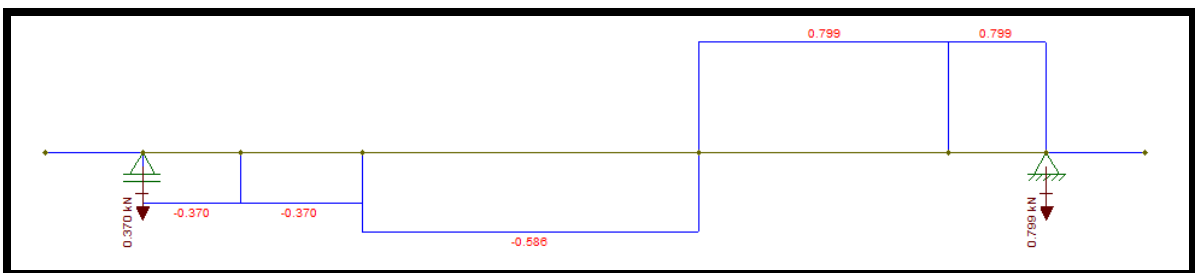


Figura 129 Diagrama de esforço cortante, eixo traseiro, plano xy.

- Diagrama de Momento Fletor ($kN.m$).

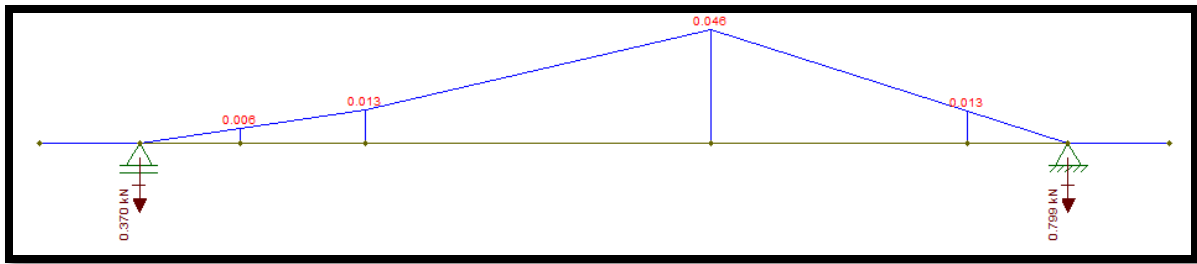


Figura 130 Diagrama de momento fletor, eixo traseiro, plano xy.

Nas Figuras 131 a 133 são mostrados os gráficos para o eixo traseiro no plano xz.

- **EIXO TRASEIRO** – Plano XZ

- Diagrama de Corpo Livre;

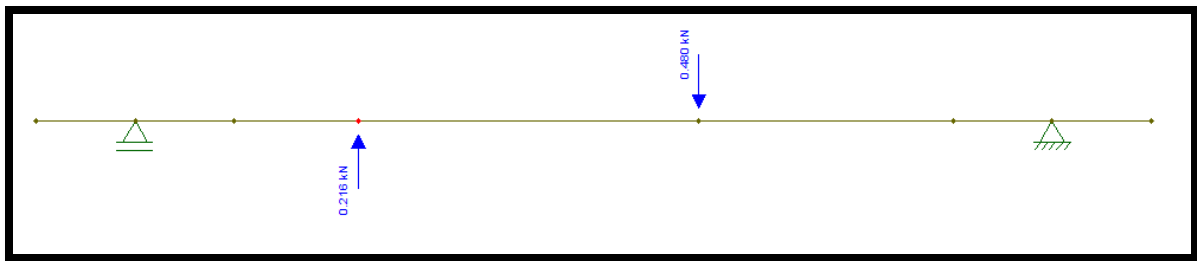


Figura 131 Diagrama de corpo livre, eixo traseiro, plano xz.

- Diagrama de Esforço Cortante (N);

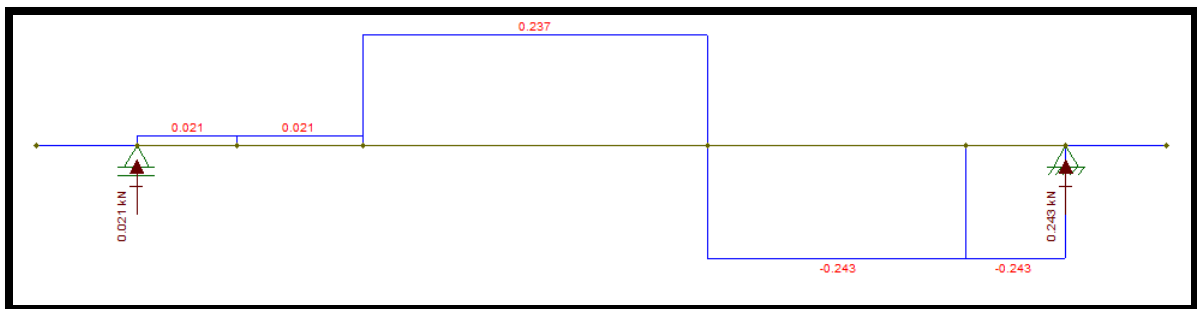


Figura 132 Diagrama de esforço cortante, eixo traseiro, plano xz.

- Diagrama de Momento Fletor ($kN.m$).

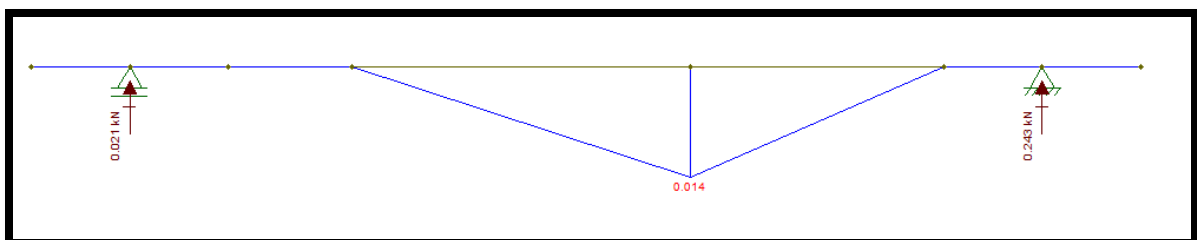


Figura 133 Diagrama de momento fletor, eixo traseiro, plano xz.

3.4.3.3 Análises de Tensões e Resistência à Fadiga

A partir dos gráficos de esforços e momentos é possível dar início ao cálculo de limite de resistência no local crítico designado através da análise dos diagramas. Para o cálculo do limite de resistência é preciso levar em consideração alguns fatores que influenciam quantitativamente no resultado da resistência. Joseph Marin, definiu esses fatores como efeitos de condição de superfície, tamanho, carregamento, temperatura e itens variados. Além disso, o autor levanta a questão de ajuste de resistência por correções multiplicativas ou subtrativas, que através da análise estática de um Aço 4340, tratado em forno elétrico, qualidade aeronáutica, resulta em um coeficiente de correlação de 0,85 e 0,4 para a forma multiplicativa e aditiva respectivamente. Desta forma, a equação de Marin é definida como:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_f S'_e \quad 3.5$$

Em que:

S_e = Limite de Resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso;

K_a = Fator de modificação de condição de superfície;

K_b = Fator de modificação de tamanho;

K_c = Fator de modificação de carga;

K_d = Fator de modificação de temperatura;

K_e = Fator de confiabilidade;

K_f = Fator de efeitos diversos;

S'_e = Limite de Resistência de espécie de teste do tipo de viga rotativa.

Para o fator de modificação de condição de superfície, o acabamento superficial resultante do processo de fabricação (retificado, usinado ou repuxada a frio, laminado a quente e como forjado) e o material do objeto de trabalho são as variáveis que influenciam no fator em questão. A partir da regressão dos dados coletados por Lipson e Noll (limite de resistência vs. resistência à tração), foi obtida a seguinte forma para o fator de modificação de superfície:

$$K_a = a S_{ut}^b \quad 3.6$$

Em que baseado no acabamento superficial e na resistência à tração foi obtida a Figura 134.

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Como forjado	39,9	272,	-0,995

Figura 134 Parâmetros para o fator de modificação superficial de Marin (Budynas, 2011).

Para este projeto foi definido que os eixos serão usinados ou laminados a frio. Assim foram obtidos os seguintes valores para os fatores a e b correspondentes ao acabamento usinado ou laminado a frio:

$$a = 4.51 \text{ e } b = -0.265$$

Agora, avaliando o fator de tamanho, para flexão e torção (já que para forças axiais $K_b = 1$), é preciso avaliar duas situações na Figura 135:

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 135 Fator de modificação de tamanho (Budynas, 2011).

Porém, neste ponto do dimensionamento ainda não há um valor para o diâmetro do eixo, desta maneira define-se $K_b = 0.89$ para a primeira iteração. Da mesma maneira, o fator de carregamento depende dos carregamentos aplicados ao eixo e suas combinações, em que os valores de K_c seguem como descrito na Figura 136. Sabendo que para carregamentos combinados $K_c = 1$ (Figura 136).

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Figura 136 Fator de modificação de carga (Budynas, 2011).

Para o fator de temperatura, é necessário realizar uma análise já que neste ponto não existe conhecimento ou estimativa da temperatura de trabalho do sistema. Desta forma, $K_d = 1$ porém, sabe-se que este valor pode ser alterado a partir da temperatura de trabalho que pode ser a baixo ou a cima da temperatura do ambiente. Nestes casos, onde a temperatura de trabalho é conhecida, utiliza-se a equação e a Figura 137 para se definir K_d .

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad 3.7$$

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Figura 137 Efeito de temperatura de operação sobre a resistência à tração de aço (Budynas, 2011).

Já para o fator de confiabilidade, de acordo com uma análise estatística e confiabilidades padrão especificadas, K_e pode ser definido a partir da Figura 138:

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	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

Figura 138 fatores de confiabilidade K_e corresponde à 8% de desvio padrão do limite de resistência (Budynas, 2011).

Por fim, o fator de efeitos diversos, que basicamente busca tratar dos efeitos não quantificados nos fatores anteriores é determinado. Estes efeitos podem ser tensões residuais, corrosão, capeamento eletrolítico entre outros. Desta forma, muitos desses efeitos são desconhecidos na fase de projeto, e por isso, $K_e = 1$ para o projeto de eixos em questão. A Tabela 39 mostra os resultados para todos os fatores e limites de resistência definidos.

Tabela 39 Resumo dos fatores que influenciam no limite à resistência.

K_a	0,6263
K_b	0,89
K_c	1,0
K_d	1,0
K_e	0,814
K_f	1,0
S'_e	860 MPa
S_e	394,54 MPa

Para o primeiro cálculo dos diâmetros é preciso estimar os fatores de concentrações de tensões. Para isso, a razão entre $\frac{r}{d}$ (Figura 139). Devido à necessidade de alta qualidade para o projeto, definiu-se esta razão como 0.1. Com esta razão os fatores de concentração de K_t e K_{ts} podem ser determinados. Segundo a Tabela 40 os valores de K_t e K_{ts} são respectivamente 1,7 e 1,5.

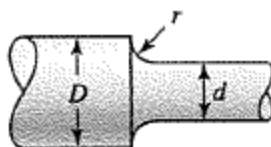


Figura 139 Eixo redondo com filetes no ressalto (Budynas, 2011).

Tabela 40 Estimativas da primeira iteração para o valor do concentrador de tensão K_t .

Detalhes possíveis em eixos	Flexional	Torcional	Axial
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	-
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Assim a análise DE-ASME Elíptico para critério de falha por fadiga será utilizada. A partir da equação 3.8, é possível calcular o valor de diâmetro para os eixos na primeira iteração.

$$d = \left(\frac{16 n}{\pi} \sqrt{\frac{A^2}{S_e^2} + \frac{B^2}{S_y^2}} \right)^{1/3} \quad 3.8$$

Em que A e B são definidos como:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad 3.9$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad 3.10$$

A partir do diâmetro encontrado para a Equação 3.8 é possível selecionar um valor preferencial de diâmetro utilizando a Figura 140, este valor deve ser um logo abaixo do encontrado já que a primeira iteração foi conservadora. A partir deste novo valor, inicia-se o cálculo da segunda iteração repetindo todos os passos a partir da seção 3.4.3.3 deste trabalho. E ainda com o valor para o limite de resistência é possível calcular o fator de segurança à fadiga segundo critério ASME Elíptico.

$$\left(\frac{n \sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{n \sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad 3.11$$

Milímetros
0,05, 0,06, 0,08, 0,10, 0,12, 0,16, 0,20, 0,25, 0,30, 0,40, 0,50, 0,60, 0,70, 0,80, 0,90, 1,0, 1,1, 1,2, 1,4, 1,5, 1,6, 1,8, 2,0, 2,2, 2,5, 2,8, 3,0, 3,5, 4,0, 4,5, 5,0, 5,5, 6,0, 6,5, 7,0, 8,0, 9,0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300

Figura 140 Diâmetro preferenciais (Tabela A-17, Budynas, 2011).

Baseado no fator de segurança encontrado deve-se analisar e interpretar o resultado. Caso o fator não seja suficiente, deve-se alterar o material, dimensões e fatores que influenciem no limite de resistência e refazer os cálculos apontados anteriormente até que um fator de segurança suficiente seja encontrado. Para este projeto, buscava-se um fator de fadiga maior que 1, assim como mostrado na Tabela 41, todos os eixos superaram esse valor e os diâmetro crítico para cada eixo também é dado.

Tabela 41 Resumo das características dos eixos do redutor, a partir do método de tensões.

Eixo	Diâmetro crítico (mm)	n_f
Dianteiro	18	1,36
Traseiro	20	1,18

3.4.3.4 Deflexões - Método da Superposição

O dimensionamento dos eixos também envolve analisar outros métodos como o método da superposição. Neste são estabelecidas as deflexões máximas em eixos carregados com cargas fletoras. Para o cálculo da inclinação, analisa-se a geometria do problema e distribuição de forças, além do material e geometria dos eixos. Assim, novamente, através das características do material, geometria do eixo e momentos aplicados é possível calcular a deflexão angular. Desta forma novos diâmetros para os eixos fixando a deflexão angular são calculados. Assim a deflexão é dada a partir das equações 3.12 e 3.13.

$$\theta_s = \frac{Fl(1 - 3a)}{3EI} \quad 3.12$$

$$\theta_t = \frac{583,6Tl}{Gd^4} \quad 3.13$$

Uma vez calculados os novos diâmetros, são analisados quais fatores de falha devem ser considerado como críticos e assim utilizar o diâmetro de maior dimensão, como de projeto. Na Tabela 42 os diâmetros foram calculados a partir dos métodos de superposição.

Tabela 42 Resumo das características dos eixos pelo método da superposição e torção

Eixo	Diâmetro crítico (mm)
Dianteiro	16
Traseiro	18

3.4.1.5 Resultados – Diâmetro Mínimo

Portanto o critério para decisão em relação a qual o diâmetro mais apropriado para os eixos é o método da análise de tensões e resistência à fadiga, em que as dimensões mínimas são dadas na Tabela 43:

Tabela 43 Apresentação de resultados para os diâmetros críticos dos eixos do protótipo.

Eixo	Diâmetro crítico (mm)	n_f
Dianteiro	18	1,36
Traseiro	20	1,18

3.5 FREIO A DISCO

A partir da metodologia desenvolvida no Projeto Conceitual são então determinados primeiramente as cargas envolvidas no processo de frenagem do protótipo, em seguida é analisada a influência real no comportamento do veículo quando em frenagem e por fim são especificados os componentes que compõem o sistema. A pinça de freio, disco de freio e cabos foram selecionados comercialmente, o único componente projetado foi o pedal de freio, pois este precisa se adequar às solicitações do sistema quanto a forças de frenagem e percentil do piloto.

3.5.1 Cargas Estáticas e Dinâmicas

As cargas aqui específicas são diretamente ligadas ao peso total do veículo e a distribuição deste peso. Na Tabela 44 e Tabela 45 estão especificados todos os parâmetros e resultados para as cargas estáticas e dinâmicas do sistema de freio. Assim como explicado no Projeto Conceitual os dados foram determinados a partir de estimativas de peso do veículo e das análises que o programas *SolidWorks* fornece. E assim é possível especificar como a carga é transferida para o eixo dianteiro do veículo que é sempre o mais solicitado em uma frenagem.

Tabela 44 Apresentação de resultados para o veículo em condição estática.

Parâmetros para cálculo das cargas estáticas	Variável	Valor
Carga estática no eixo traseiro	F_{ZR}	577,7232 N
Carga total do veículo	W	1176 N
Razão da carga do eixo traseiro pela carga total do protótipo	Ψ	0,4913
Carga estática no eixo dianteiro	F_{ZF}	598,7232 N
Distância do centro de gravidade até o eixo dianteiro	l_F	1,00346 m
Distância entre eixos do protótipo	L	2,04262 m
Distância do centro de gravidade até o eixo traseiro	l_R	1,0392 m

Tabela 45 Apresentação dos resultados para o veículo em condição dinâmica de frenagem.

Parâmetros para cálculo das cargas estáticas	Variável	Valor
Carga dinâmica no eixo dianteiro	$F_{ZF,dyn}$	577,7232 N
Carga dinâmica no eixo traseiro	$F_{ZR,dyn}$	481,36 N
Carga total do veículo	W	1176 N
Razão da carga do eixo traseiro pela carga total do protótipo	Ψ	0,4913
Carga estática no eixo traseiro	F_{ZR}	598,7232 N
Aceleração ao qual o veículo é submetido	a	1,00346 m
Distância entre eixos do protótipo	L	2,04262 m
Força total de frenagem	$F_{x,total}$	1,0392 m
Razão entre altura do centro de gravidade e o entre eixos	χ	0,0964
Altura do centro de gravidade ao solo	h	0,1969
Coefficiente de tração	μ_{Ti}	0,85

O coeficiente de atrito pista-pneu foi definido a partir de tabela contidas no estudo de Nicolazzi (2001) apresentada na Figura 141. E foi considerado o coeficiente de atrito para asfalto seco que é a condição ideal e mais extrema para a situação de frenagem que o veículo pode alcançar em competição.

Tipo de piso	Coeficientes de atrito μ_a para as condições			
	Seca	Molhada	Contaminada	Congelada
Cimento	0,85	0,75	0,50	0,11
Asfalto	0,85	0,60	0,30	0,10
Paralelepípedos	0,70	0,65	0,35	0,08
Calçamento de pedras irregulares	0,80	0,55	0,30	0,08

Figura 141 Coeficientes de atrito para pistas em diversos estados (Tabela 1.16, Nicolazzi, 2001).

A análise de resultados comprova que a distribuição de peso no veículo está muito bem equilibrada e devido à suspensão rígida e baixa altura do centro de gravidade a transferência de carga é leve. Na análise estática a carga no eixo traseiro é 577,72 N e na análise dinâmica a carga passa a ser 481,36 N uma diferença de 16,68 %. O que exige não muito mais dos freios dianteiros em relação ao freio traseiro.

3.5.2 Proporção de Frenagem

Para melhor visualização do comportamento do sistema de freio projetado foi desenvolvida uma rotina em *Matlab* para gerar resultados em formato de gráficos de acordo com a metodologia explicada por Limpert (2010). Portanto o gráfico da Figura 142, mostra o comportamento do protótipo em frenagem distribuindo a carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro, a linha azul representa o eixo dianteiro e a linha preta representa o eixo traseiro. O eixo dianteiro é o mais crítico pois recebe a maior parte da carga do veículo em frenagem, por isso é necessário frear o eixo dianteiro antes para que o controle do veículo não seja perdido e mais força de frenagem deve chegar aos freios dianteiros.

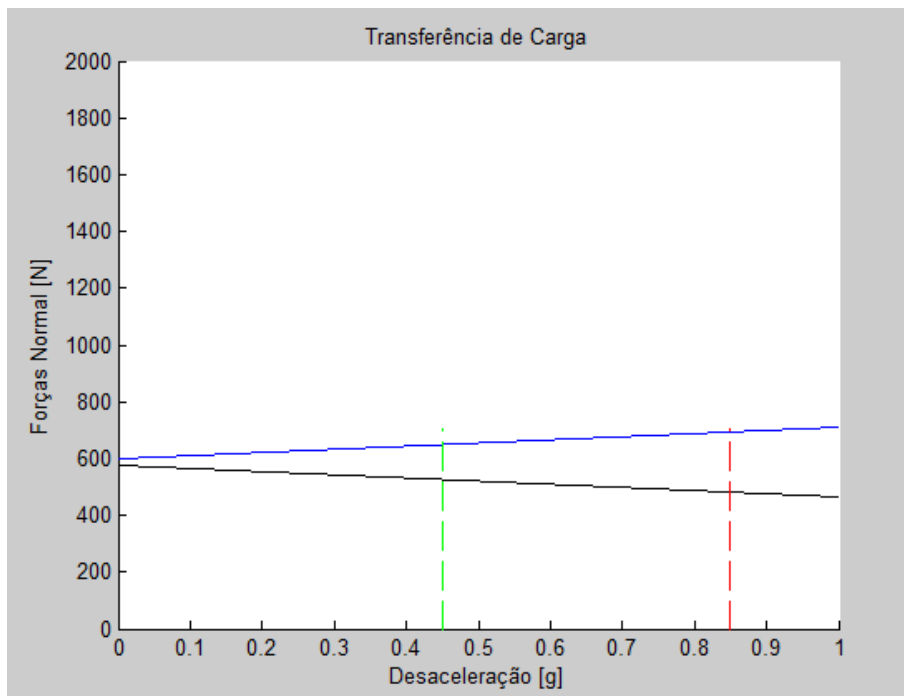


Figura 142 Gráfico de transferência de carga resultado dos cálculos a partir de rotina *Matlab*.

O gráfico da Figura 143 mostra como as forças dinâmicas de frenagem agem de acordo com a proporção de peso que é transferido para a dianteira no eixo y e para a traseira no eixo x. E as linhas diagonais em preto representam os coeficientes de atrito/aceleração da gravidade que se equivalem nesta análise.

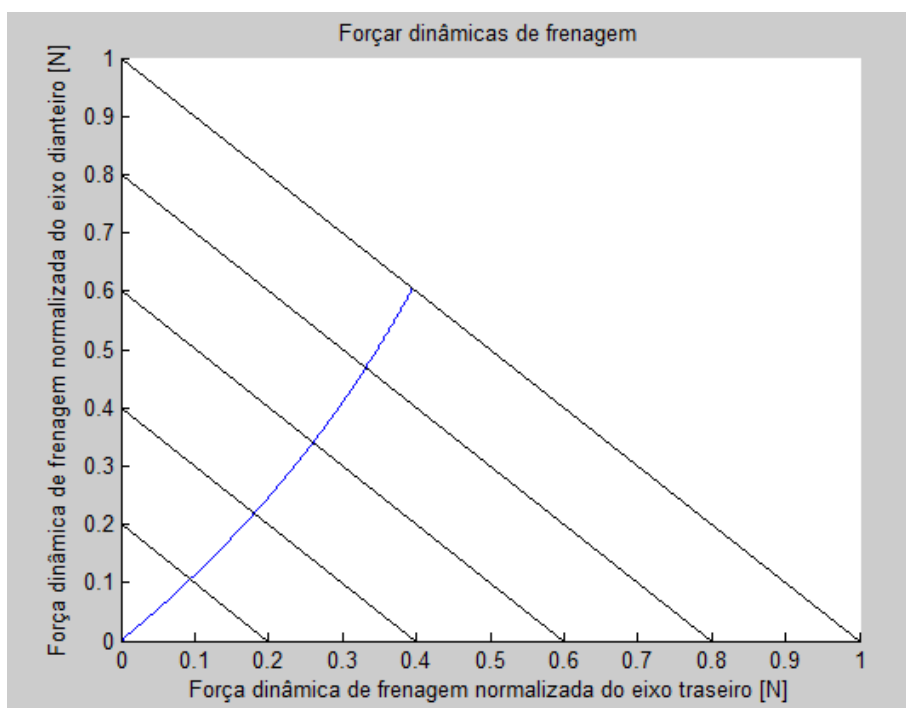


Figura 143 Forças dinâmicas de frenagem normalizadas.

O gráfico final para análise do comportamento do veículo em frenagem (Figura 144) relaciona as curvas de comportamento dinâmico de frenagem com as linhas de frenagem ideal. A linha pontilhada em vermelho mostra o ponto ótimo de frenagem do sistema do protótipo, e este está bem próximo da linha

em azul o que acusa uma boa distribuição de massas no veículo para frenagem dentro do estipulado como coeficiente de atrito. Existem também uma região hachurada. Esta região indica *overbreak* ou travamento das rodas o que não é desejado para um veículo de asfalto, o ponto ótimo de frenagem está de forma muito sutil sobre esta região. A região hachurada do lado esquerdo da linha azul indica travamento dos freios dianteiros e ao lado direito indicaria travamento do freio traseiro, isso é outro bom sinal para o comportamento do freio pois é indicado por Limpert, 2010 que o freio dianteiro sempre trave antes do traseiro. Isso para que o piloto não perca o controle do veículo.

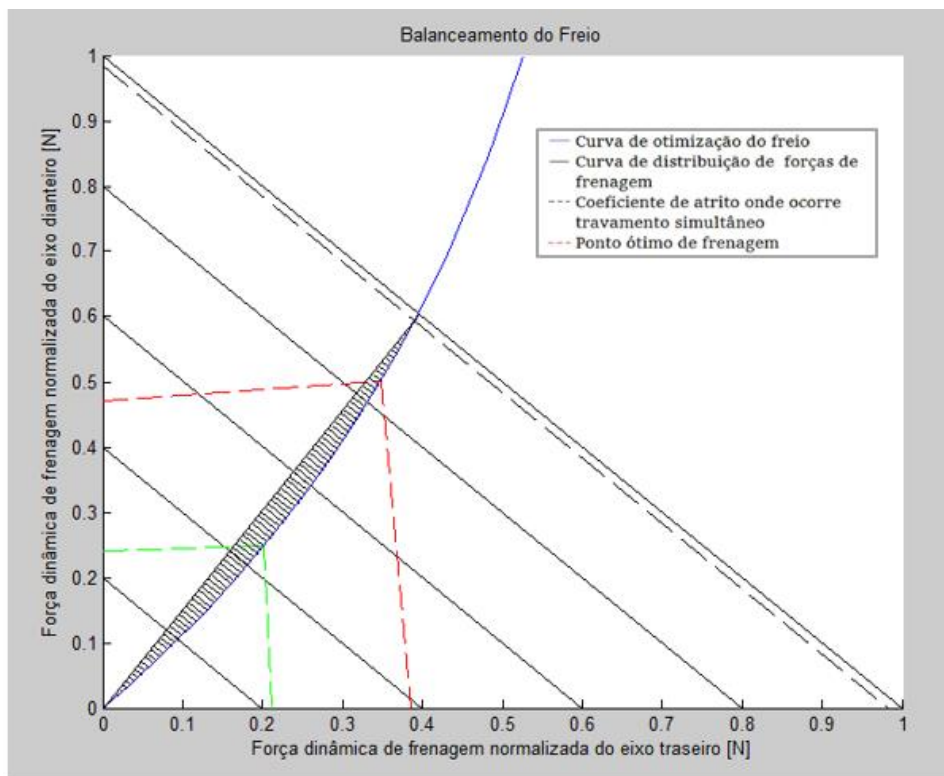


Figura 144 Gráfico de balanceamento de frenagem em que as condições ideais de frenagem são evidenciadas.

3.5.3 Componentes do Sistema de Freio

O sistema de freio dispõe de componentes idealizados para funcionarem de forma simples neste caso. O freio a disco mecânico para bicicletas é obtido com facilidade no mercado, é de baixo custo, seu funcionamento é simples e sua manutenção também é simples. Entre seus componentes estão pinça de freio, disco de freio, cabos e pedal. O único componente projetado é o pedal de freio que inclusive foi concebido de forma a integrar o sistema de aceleração também como pedal do acelerador, partindo do princípio que os esforços no pedal para frenagem são muito superiores aos esforços para aceleração. Portanto o componente pode ser utilizado para tal utilidade.

Para o projeto e seleção dos componentes de freio são aplicados alguns pontos de revisão segundo a metodologia adotada para o desenvolvimento do veículo. A conexão entre a pinça de freio e a manga de eixo deve ser considerada pois estes componentes devem ser ligados através de um suporte de pinça, portanto a pinça deve conter furações para fixação no suporte que facilitem a adaptação à manga. E

todos os componentes devem ter o menor peso possível, este parâmetro interfere tanto no projeto do chassi quanto no desempenho do protótipo.

3.5.3.1 Pinça de Freio

A pinça de freio cumpre papel fundamental na frenagem que é aplicar diretamente a força no disco que deve ser equivalente à força de frenagem dinâmica, considerados os atritos entre a pastilha e o disco que é determinada como 0,3 segundo Nicolazzi (2001). A pinça selecionada possui um braço de alavanca de 1:2 em relação ao raio do êmbolo o que dá suporte ao piloto reduzindo ainda mais a força no pedal. A Figura 145 mostra o componente selecionado do fabricante Shimano modelo M375 e a tabela traz algumas especificações técnicas. Este sistema deve ser mantido com regulagens e manutenções com certa regularidade pois é um sistema que funciona a cabo e um pistão que gira em uma rosca. O cabo deve ser parafusado à pinça o êmbolo que aciona a pastilha requer certa lubrificação para deslizar corretamente e não tornar a força no pedal maior do que o necessário.



Pinça mecânica de freio SHIMANO M375	
Pistões	2 pistões opostos sendo um ajustável
Material	Alumínio
Diâmetro do pistão	30 mm
Diâmetro de disco compatível	160 mm
Peso	690 g
Preço unitário	R\$ 89,00

Figura 145 Pinça de freio escolhida selecionada à esquerda e à direita informações técnicas relativas à pinça (Shimano, 2015).

3.5.3.2 Disco de Freio

O disco de freio interage diretamente com a roda em rotação pois está fixado ao cubo de roda por parafusos. O disco selecionado tem de 160 mm de diâmetro considerado suficiente para os esforços de frenagem segundo a rotina em *Matlab* desenvolvida. Este diâmetro é um dos menores disponível para discos de freio no mercado, o que beneficia o projeto por ter menos peso. No sistema o que deve ser ajustado para adequar um disco de 160, 180 ou 200 mm é o suporte de pinça de freio, portanto é simples modificar este parâmetro de projeto. Os parâmetros analisados para a escolha do disco de freio envolveram material, diâmetro e furações para fixação no cubo de roda. Os cubos de roda mais comuns são do tipo furados e estriados. O disco escolhido deve receber parafusos para fixação o que reduz o custo. O disco escolhido é também do fabricante Shimano de modelo SM-RT6, na Figura 146 o componente é mostrado bem como suas especificações técnicas.



Disco de freio SHIIMANO SM-RT56 160 mm	
Furações	6 furos de M6
Material	Aço inoxidável
Diâmetro	160
Pastilha compatível	Do tipo resina
Peso	134 g
Preço unitário	R\$ 83,00

Figura 146 Disco de freio selecionado à esquerda e informações técnicas à direita.

3.5.3.3 Cabos

O sistema selecionado é mecânico, portanto ele funciona através de um sistema de cabos e polias. Três cabos devem ser fixados à parte na extremidade inferior do pedal e então polias e conduites conduzem o cabo pedal até as respectivas pinças para o acionamento. Desta forma o sistema se torna simples, de fácil fabricação, manutenção, adaptação, leve e barato. O único detalhe é que os cabos devem ser muito bem posicionados e fixados ao chassi, para que não escapem da posição, o que poderia causar algum tipo de folga no sistema.

3.5.3.4 Pedal de Freio

O pedal interfere em três fatores essenciais no veículo. Desempenho do sistema de frenagem, acomodação do piloto e peso. Portanto o projeto deste componente deve ser analisado sobre cada uma destas perspectivas.

3.5.2.4.1 Geometria do Componente

Para definir a geometria do pedal de freio foi preciso observar o chassi do veículo, ou seja, o pedal deve se ajustar ao espaço disponível no veículo e deve cumprir sua função que é transmitir a força necessária para o sistema de frenagem. O pedal foi aliviado ao máximo de acordo com os resultados dos ensaios para que tivesse o menor peso possível. O método de fabricação sugerido é a usinagem devido ao *brake pad* local onde o piloto aplica a força, estar integrado à estrutura do pedal e também devido ao alívios.

Segundo Tilley (2007), uma mulher de percentil 5 consegue realizar de forma confortável uma força de 338 N em um pedal e segundo Limpert (2010), um percentil feminino consegue realizar uma força máxima de 445 N no pedal de freio. A partir destas forças foi possível estabelecer quais as dimensões do pedal de freio. A chamada razão ou redução de pedal é estabelecida através da distância entre o centro do pedal (onde a força do pé do piloto se concentra) e o ponto de fixação do pedal no chassi onde o componente pivota dividido pelo o braço de alavanca que se forma entre o mesmo ponto de pivotamento

do pedal e o ponto onde os cabos são fixados na extremidade inferior do pedal. A Figura 147 mostra como o pedal se fixa ao chassi.

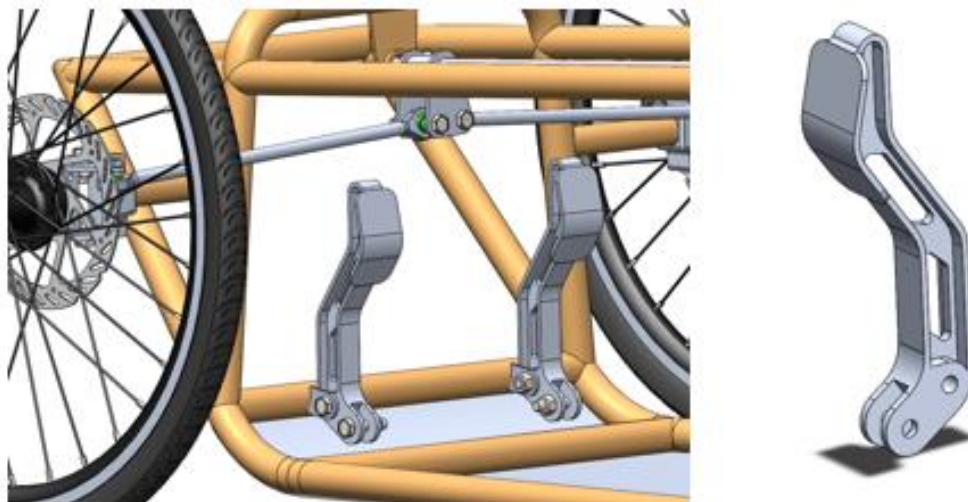


Figura 147 Pedal de freio e pedal de aceleração posicionados no veículo à esquerda e o pedal de freio projetado à direita.

O resultado desta razão de braços de alavanca é de 1:6,05 para que com 338 N seja possível realizar a força exata para o veículo parar de forma adequada. Esta conclusão foi encontrada a partir de uma rotina em *Matlab* que calcula a transferência da força aplicada no disco de freio até o pedal, que consta no Anexo III. O material escolhido para o pedal foi o Al 6351-T6. A Tabela 46 mostra as especificações técnicas do componente segundo o estabelecido pelos ensaios e modelo 3D.

Tabela 46 Especificações técnicas do pedal de freio

Dados gerais do pedal de freio	
Peso [Kg]	0,144
Razão entre braços de alavanca	1:6,05
Largura máxima [mm]	3,17
Comprimento máximo [mm]	196,97
Furos [mm]	40
Material	Al 6351 T6
Densidade [g/cm ³]	2,71
Módulo de Elasticidade [GPa]	68,9
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de Escoamento [MPa]	283
Tensão de Ruptura [MPa]	310
Dureza Brinell [HB]	95

3.5.2.5.2 Elemento Utilizado e Convergência de Malha

A análise de convergência de malha para o pedal de freio utilizou os mesmos preceitos de método e razão especificados na seção 3.1.5. O elemento utilizado para compor o ensaio deste componente foi o tridimensional tetraédrico quadrático de 10 nós, o mesmo citado e defendido na seção 3.1.5. A Tabela 47 exibe os resultados para a convergência de malha do pedal de freio considerando como pontos de comparação o tamanho do elemento, número de elementos, tempo de simulação e tensão equivalente de *von Mises*.

Tabela 47 Resultados para o estudo de convergência de malha para o pedal de freio.

Convergência de malha para o pedal de freio			
Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo [s]	Tensão equivalente de <i>von Mises</i> [MPa]
5	3460	15	115,8
1	69317	104	142,9
0,5	291822	423	143,7
0,3	840591	5743	146,5

Para o elemento de 0,3 mm é factível que o tempo transcorrido de simulação superou muito o esperado e desta forma pode ser tomado como uma consequência da inabilidade do computador para processar este ensaio. Mas as outras tentativas mostram resultados mais consistentes com uma diferença de menos de 1MPa do elemento de 1 mm para o elemento de 0,5 mm. A Figura 148 mostra a malha gerada a partir do elemento de 1 mm escolhido para processar a simulação.

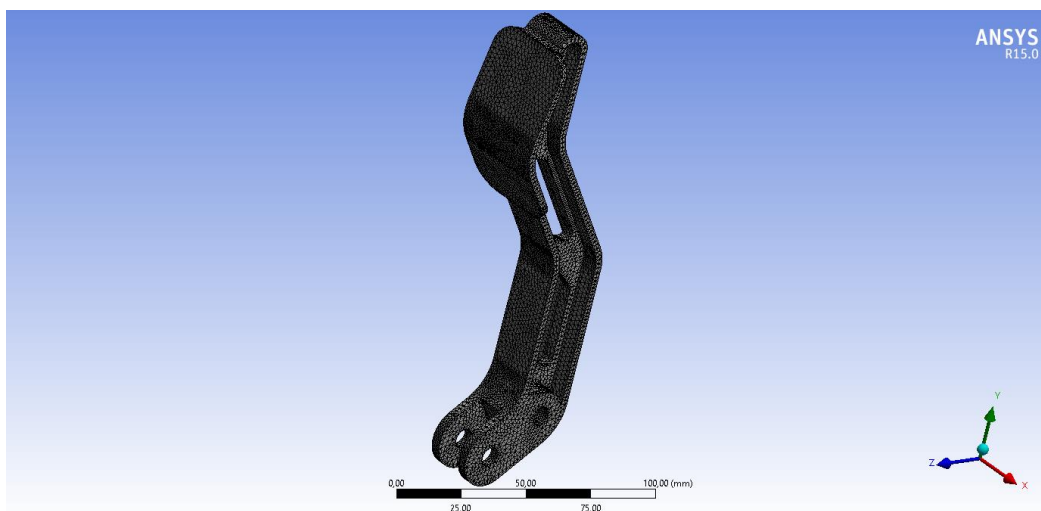


Figura 148 Malha na peça de acordo com a convergência de malha.

3.5.2.5.3 Condições de Contorno e Carregamentos

As condições de contorno para a simulação do pedal de freio devem compreender a fixação do mesmo ao chassi através do furo (em azul) mostrado na Figura 149 e a pressão realizada através da força do pé do piloto no centro do pedal mostrada na Figura 150. Foi importante estabelecer dois parâmetros

de forças 338 N para força mínima e 445 N para força máxima. A força mínima foi utilizada para os cálculos de redução do pedal, pois é preciso que o sistema consiga frear com a menor força comprovada para o tipo de piloto especificado. Mas para o ensaio do pedal é preciso prever a maior força possível que seria aplicada no componente de acordo com o piloto. Por isso foi escolhida a força de 445 N para que o pedal suporte os desgastes para uma competição.

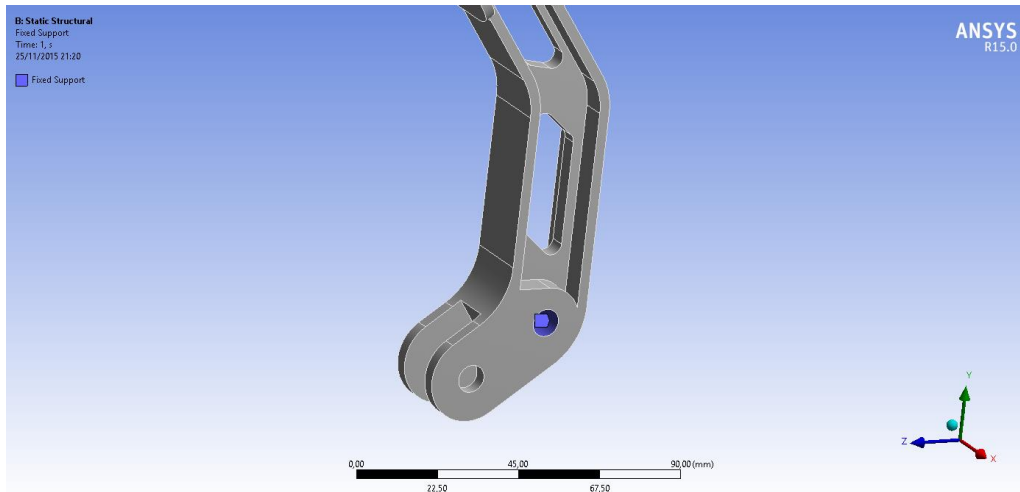


Figura 149 Ponto em azul em que é feita a fixação no veículo através de parafusos, portanto no ensaio será a área fixa.

1. Força de -445 N no sentido z.

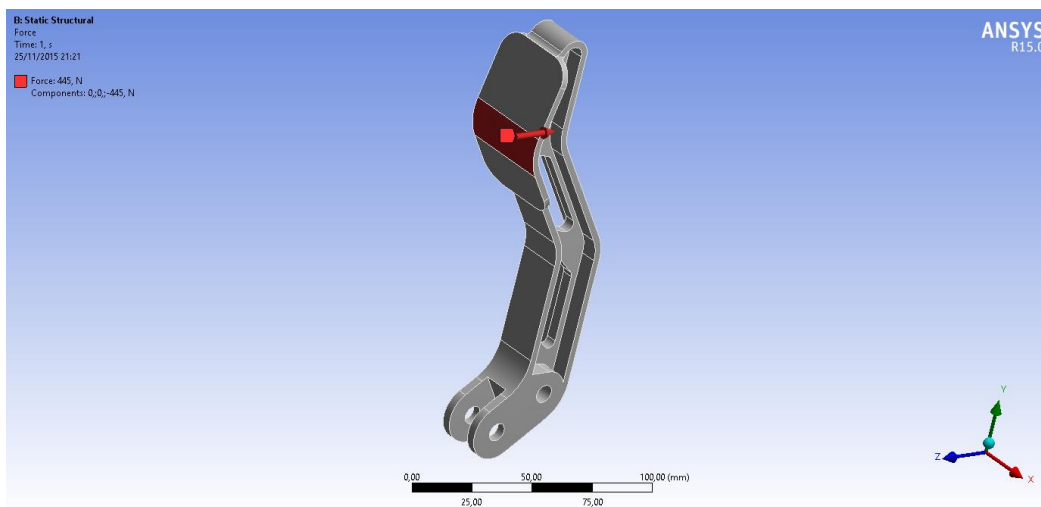


Figura 150 Carregamento concentrado na área ao centro do pedal de 445 N no sentido z.

3.5.2.5.4 Simulações Numéricas

As simulações previram que o pedal mantém um deslocamento baixo devido ao momento gerado pelo braço de alavanca. O que é um bom resultado para o sistema, pois resulta em menos folga no ato de acionamento do freio, uma grande folga retarda a diminuição de velocidade o que pode causar acidentes. O fator de segurança estabelecido também está de acordo com o objetivo e foi obtido através de iterações entre o desenho em modelo 3D e os ensaios, a cada ensaio a geometria foi modificada a fim de sanar concentrações de tensões, reduzir o peso e facilitar a fabricação.

Tabela 48 Resultados da simulação numérica.

Resultados da simulação para o pedal de freio		
Tensão máxima de <i>von Mises</i>	142,9 MPa	Figura 245
Deslocamento total máximo	0,27062 mm	Figura 246
Deformação equivalente máxima	0,00071455 mm/mm	Figura 247
Fator de segurança para escoamento	1,7495	Figura 248

As figuras que mostram os resultados do ensaio constam no Anexo II e estão referenciadas na Tabela 48 assim como os resultados.

3.6 ERGONOMIA

A principal função do projeto de ergonomia é garantir que a estrutura do veículo seja projetada em dimensões globais compatíveis para um determinado percentil de piloto. Por ser um veículo de alto desempenho esta análise é essencial para eliminar dimensionamentos equivocados. De acordo com a metodologia geral de projeto a ergonomia também influencia nos freios e direção diretamente. Para projetar corretamente o sistema de frenagem é preciso determinar qual o percentil ideal para conduzir o veículo e no estudo de posicionamento dos pedais é preciso posicionar o piloto no veículo virtualmente para entender qual a melhor posição para o acionamento e deslocamento do pedal. Já para o sistema de direção a ergonomia influencia na posição do volante, coluna de direção e barras axiais. É preciso verificar a distância do volante até as mãos do piloto e como se comportam os braços do piloto ao esterçar o volante, a pega e diâmetro do volante também podem ser simulados pelo *CATIA* e a posição das barras axiais devem ser observadas em relação à acomodação do piloto. Além de estabelecer quais as forças de acionamento com os pés e mãos.

3.6.1 Manequim Escolhido

Para estabelecer uma previsão em relação à acomodação do piloto no veículo foi utilizada uma ferramenta no programa *CATIA V5R19* chamada *package*. Tal ferramenta prevê todos os posicionamentos de um condutor, passageiro ou ocupantes traseiros em relação ao veículo para cada seção do carro. Portanto a partir da geometria inicial do chassi foram adaptadas em um processo manual as medidas do veículo às medidas referência de um manequim, por exemplo, o programa estabelece o *H-point* que é um ponto no centro do quadril de um manequim para perfeita acomodação na estrutura é preciso que este ponto esteja alinhado com o plano de simetria do veículo.

Estes parâmetros são ligados a um manequim que pode ser escolhido de acordo com percentil, nacionalidade e gênero. Para o caso aqui abordado foi escolhido um manequim de percentil 8 e feminino para que estatura e peso sejam compatíveis com o projeto do veículo, já que o regulamento da competição determina um limite mínimo de peso de 50 Kg com equipamentos de segurança. A Figura

151 mostra as propriedades do manequim escolhido para representar o piloto ideal para o veículo. Esta escolha visa única e exclusivamente reduzir ao máximo o peso do veículo para assim obter maior rendimento do veículo.

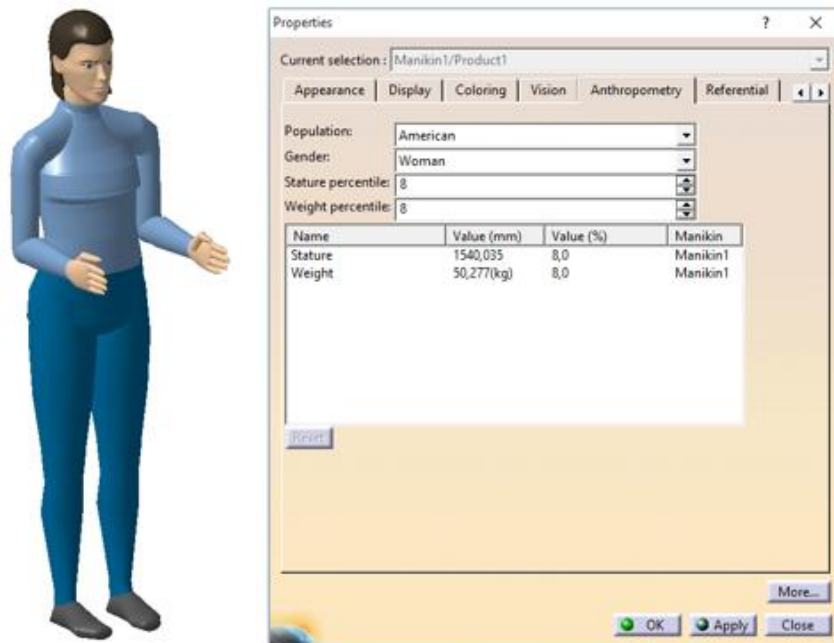


Figura 151 Manequim utilizado segundo base de dados do programa. Onde se lê *Stature* leia-se Estatura, *Weight* leia-se Peso, *Stature percentile* leia-se Percentil de estatura, *Weight percentile* leia-se Percentil de peso, *Gender* leia-se Gênero, *Woman* leia-se Mulher, *Value* leia-se Valor e *Population* leia-se População.

Na Figura 152 o manequim está totalmente acomodado e na posição planejada de pilotagem. Devido às várias repetições de tentativas o manequim montado no veículo se ajustou perfeitamente e todos os instrumentos de condução estão ao alcance do piloto. Como esta análise foi feita em outro programa foi preciso, a cada tentativa, exportar o modelo 3D do *SolidWorks* para o *Catia* e então ajustar o manequim até que fosse possível notar um bom ajuste do manequim dentro do habitáculo. Através da mesma imagem é possível notar que o arco principal está a uma distância razoável da cabeça do piloto como exige o regulamento, os ombros também se encontram dentro arco principal, os pés são envolvidos por um arco que também protege contra capotamentos e os tubos laterais superiores também estão na altura dos ombros do manequim.

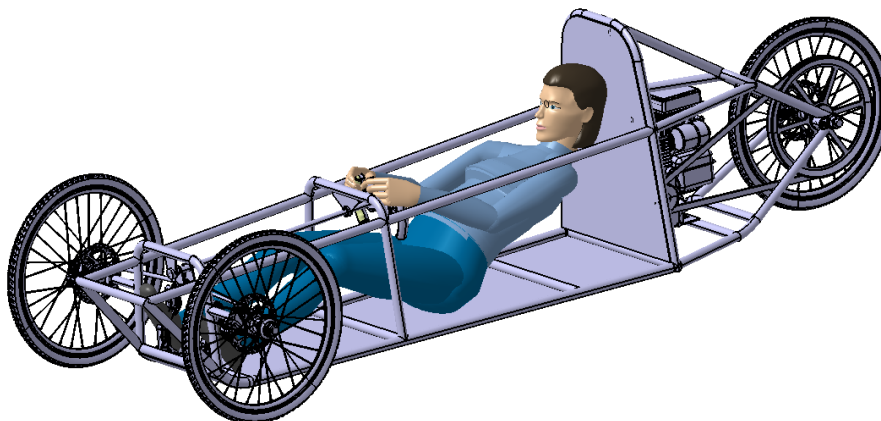


Figura 152 Manequim escolhido como piloto adequado à estrutura projetada perfeitamente encaixado ao chassi.

3.6.2 Análise de Acomodação

Para uma análise mais profunda através das ferramentas do programa foi utilizado o *RULA Analysis* (*Rapid Upper Limb Assessment* ou Avaliação Rápida para os Membros Superiores) para prever por escores qual a condição do piloto para o veículo no quesito conforto. Como mostrado na Figura 153 o quadro exibe as pontuações através de notas e cores.

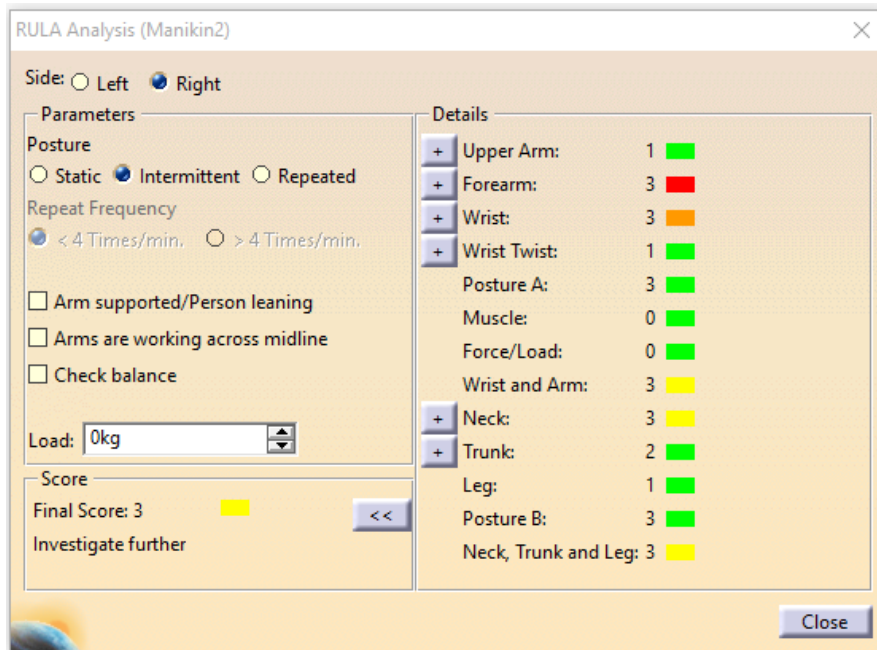


Figura 153 Resultados do *RULA Analysis*. Onde se lê *Upper Arm* leia-se Braço, *Forearm* leia-se ante-braço, *Wrist* leia-se punho, *Wrist Twist* leia-se Torção de Punho, *Posture A* leia-se Postura A, *Muscle* leia-se Músculo, *Force/Load* leia-se Força/Carga, *Wrist and Arm* leia-se Punho e Braço, *Neck* leia-se Pescoço, *Trunk* leia-se Tronco e *Leg* leia-se Perna.

Analisando o quadro pode-se dizer que os resultados foram muito aceitáveis. Pois as únicas duas partes do corpo que sofrem um escore ruim (cor vermelha e laranja) são os pulsos (*Wrist*) e antebraços (*Forearm*), o pescoço (*Neck*) também sofre um pouco, mas com menor intensidade pois o piloto não o movimentava com constância. Portanto ainda podem ser revistas as dimensões para a coluna de direção a fim de trazer os braços para frente ou para trás em posição mais confortável. Mas pela aplicabilidade do veículo que é em competição em um curto tempo de prova, pode-se inferir que não é o objetivo principal do projeto priorizar o conforto. E sim minimizar as condições desfavoráveis de pilotagem. Para alcançar este resultado a posição do piloto foi mudada várias vezes no *package* até que os escores diminuíssem.

A posição de pilotagem do piloto é visivelmente severa, mas esta é a condição para obter um veículo com menor arrasto aerodinâmico. A partir deste estudo é factível desenvolver um assento que se adeque exatamente a esta posição. Dessa forma o desconforto do piloto poderia ser reduzido com um banco que se adeque tomando a região das costas, pescoço e cabeça do piloto. Para isso, como *Catia*, também é um programa de CAD, somente seria preciso traçar perfis em vários planos das costas do manequim e gerar uma superfície. O banco poderia ser fabricado em fibra de vidro, por exemplo, a partir de um molde feito a partir destes perfis.

3.6.3 Análise de Visibilidade

A análise de visibilidade permite verificar o alcance de visão a partir do piloto, dentro do veículo, e verificar se o ângulo de visão fica comprometido ou não. Adiante é preciso verificar o campo de visão permitido pela carroceria. O manequim foi colocado em posição dentro do veículo e foi acionada uma ferramenta no programa *Catia* chamada *Vision Window* ou Janela de Visão. Esta ferramenta simula a visão humana com campo de visão e visão periférica. Foram realizadas duas tentativas de desenvolvimento do desenho de uma bolha transparente, por onde o piloto tem alcance de visão e entra ou sai do veículo. A segunda tentativa aumentou o campo de visão periférica visto na Figura 154. O regulamento da competição exige que o campo de visão do piloto seja de 90° para cada lado do eixo longitudinal do veículo, ou seja, 180° de amplitude de visão.

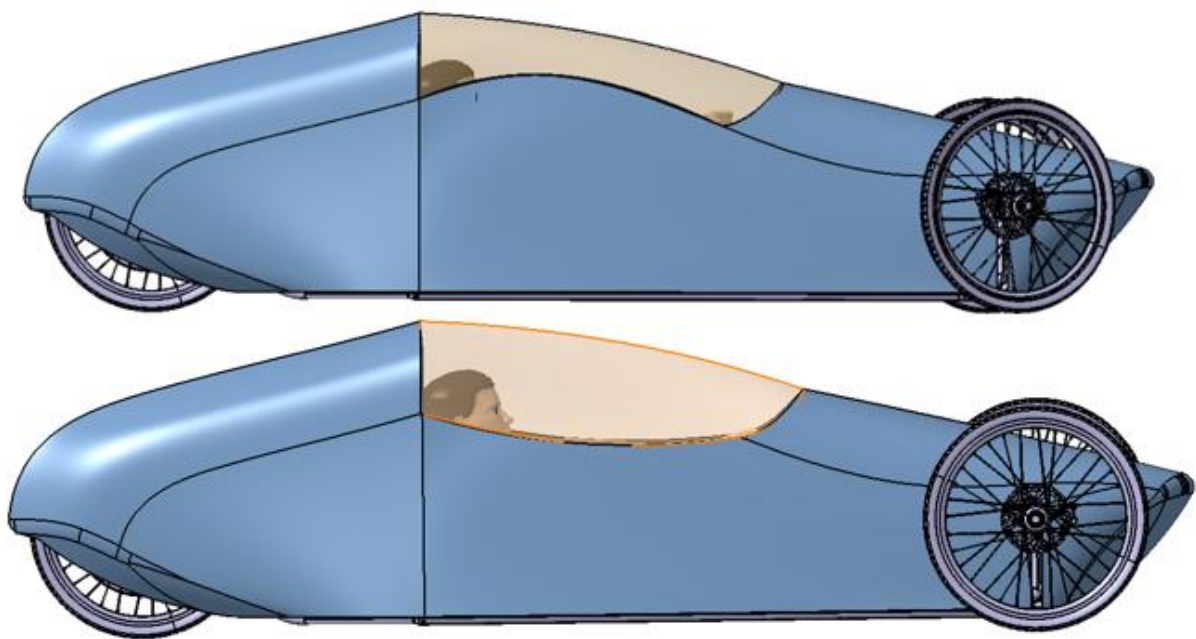


Figura 154 Dois modelos de bolha transparente testados para entrada e saída do piloto e conferir campo de visão.

Assim a segunda tentativa, na qual o campo de visão é maior, foi escolhida como definitiva. A bolha mais ampla confere facilidade ao sair do veículo, o que é uma demanda obrigatória para o regulamento. A Figura 155 mostra duas vistas em perspectiva do veículo, o que dá uma ideia melhor em relação ao espaço proporcionado pela bolha.

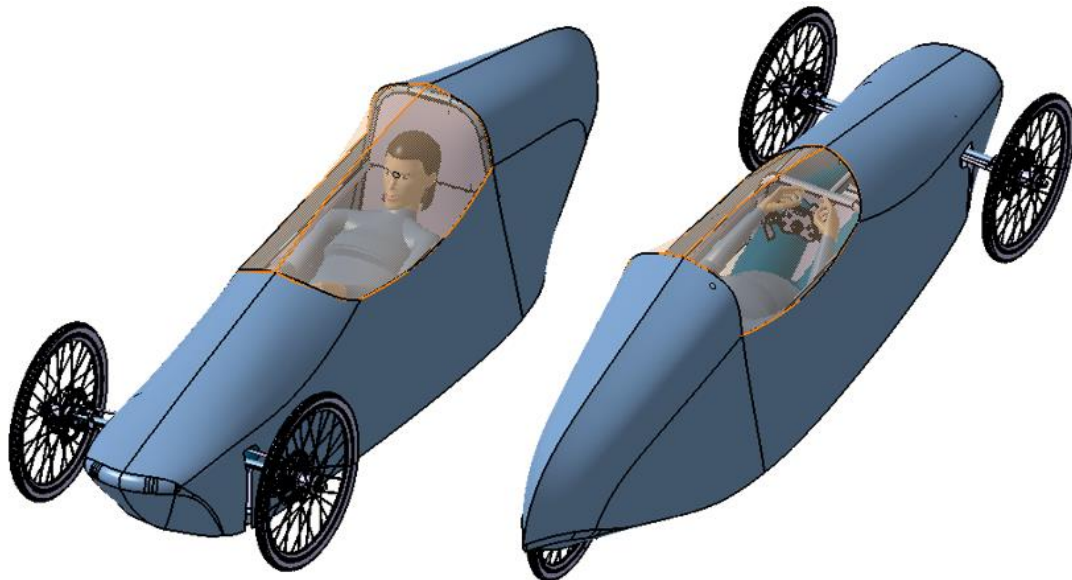


Figura 155 Veículo em perspectiva com piloto, verificação do espaço para entrada e saída e campo de visão.

A Figura 156 denota total visibilidade à frente do piloto. A ferramenta consegue simular a visão binocular do piloto posicionado. A parte hachurada em vermelho claro mostra o campo de visão periférica do piloto e a parte mais clara em branco mostra a visão principal. O piloto é capaz de enxergar as rodas quando em giro e obstáculos a frente próximos ao bico do protótipo. O campo visual solicitado é de 180°, mas a visão binocular humana só consegue atingir um campo de 120° (Lorenzetto, 2006). Portanto é preciso que o piloto gire a cabeça para obter mais 50° para cada lado.



Figura 156 *Vision Window*, o campo de visão binocular é composto por visão principal (branco) e visão periférica (vermelho claro).

A vista lateral do veículo na Figura 157 mostra que a bolha transparente permite visão lateral a partir do piloto. Então 180° de campo de visão pode ser atingido para esta geometria de carroceria. A Figura 156 não fornece uma imagem muito clara em relação a obstáculos, um manequim masculino percentil 50 foi colocado à frente do veículo para apresentar uma noção mais realista da visão do piloto em relação ao que está à sua frente. A Figura 157 e 158 esclarecem melhor a análise.

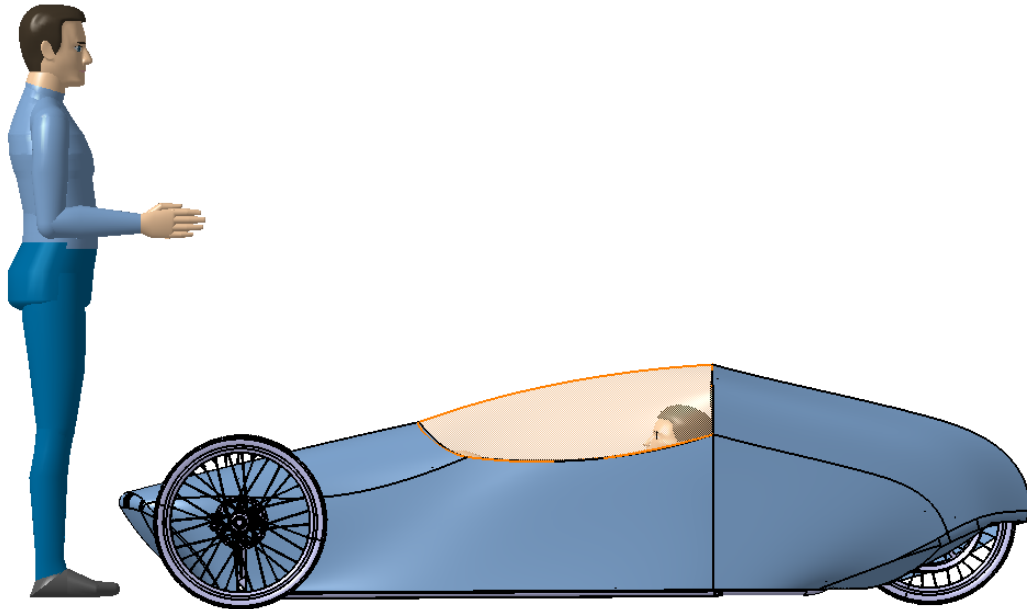


Figura 157 Relação entre as dimensões do veículo e homem percentil 50.



Figura 158 Campo de visão do piloto para um obstáculo.

O piloto consegue visualizar a partir dos joelhos do manequim e também pode verificar o esterçamento das rodas. Os resultados são satisfatórios do ponto de vista da condução do veículo.

3.7 CARROCERIA

O último subsistema projetado é a carroceria que também pode ser chamada de carenagem. Sua ordem de execução é justificada pelas interações entre o chassi e os outros subsistemas que precisam estar terminadas para que o contorno da estrutura do veículo seja o molde inicial de modelagem da carroceria. Com a devida acomodação do piloto, junto à ideia de promover um veículo mais aerodinâmico um primeiro sketch desenhado no programa *SolidWorks* forneceu a primeira leitura e depois esta foi refinada a partir das simulações no programa *Ansys*. Segundo a metodologia de projeto adotada (Figura 3) a carroceria deve interagir com o chassi, com a transmissão e com o sistema de direção. Estes dois últimos ultrapassam os limites das paredes da carroceria em locais onde precisam ser feitos recortes na estrutura para a carroceria encaixar no chassi e para que nenhuma parte móvel do veículo entre em contato com a carroceria.

3.7.1 Geometria

A geometria da carroceria busca literalmente cortar o ar de forma que o vento em sentido oposto passe pela superfície da carroceria sem provocar turbulências ou descolar a camada limite. Desta forma criando a menor resistência possível com o ar. A Figura 159 mostra o resultado para a geometria final do componente após a todas as análises.

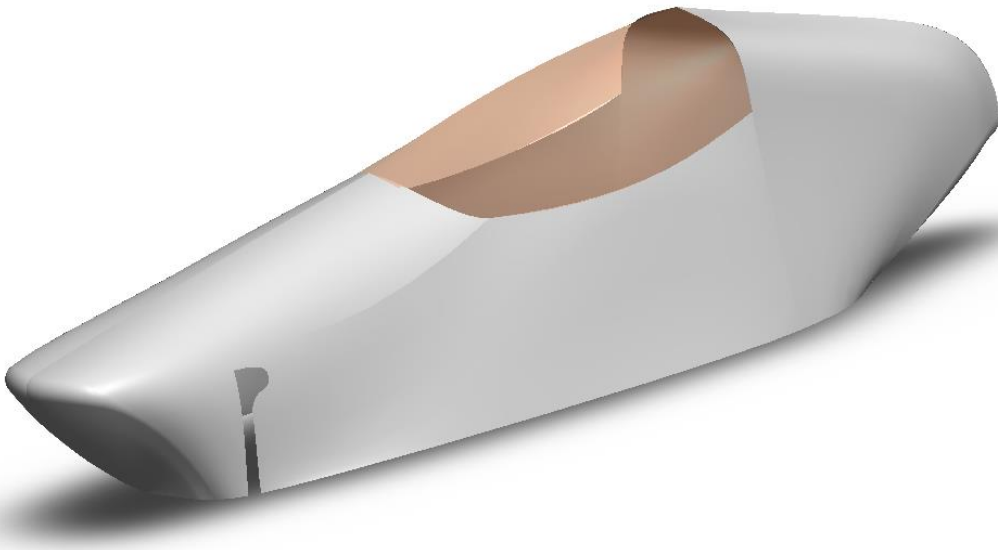


Figura 159 Desenho final da carroceria em modelo 3D.

A obtenção desta geometria se inicia através da determinação da menor área de seção transversal possível. Esta área na verdade já é traçada pelo chassi do veículo, a carroceria tende a ir se afinando tanto para frente quanto para trás a partir do arco principal do chassi. O processo de criação desta superfície em desenho assistido por computador começa com o desenho de linhas que acompanhem a estrutura do chassi, como mostrado na Figura 160.

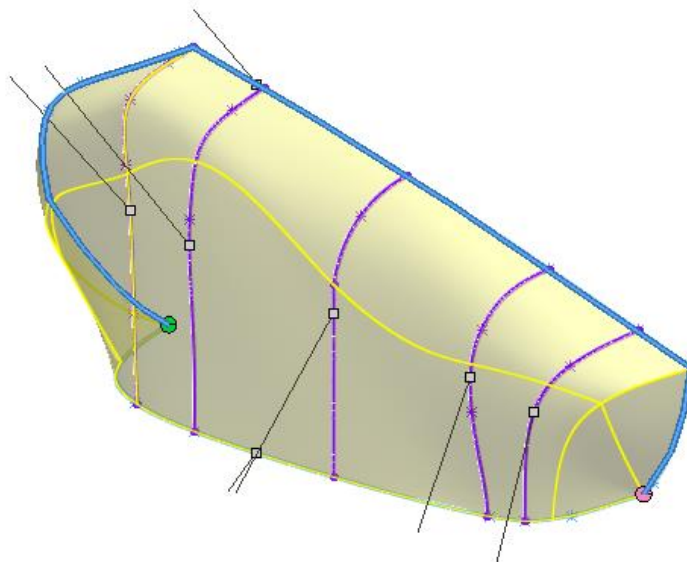


Figura 160 Linhas que delimitam a superfície da carroceria.

As linhas traçadas são simples *sketches* 3D e o espaço entre elas é preenchido por uma superfície sem volume que é delimitada automaticamente a partir das linhas. Quanto mais linhas são desenhadas, mais limites são impostos à superfície gerada, o que pode causar quebras na fluidez da superfície. A Figura 161 mostra como a carroceria envolve o chassi, este desenho foi projetado de forma a não estender muito as dimensões do chassi e causar o efeito aerodinâmico desejado.

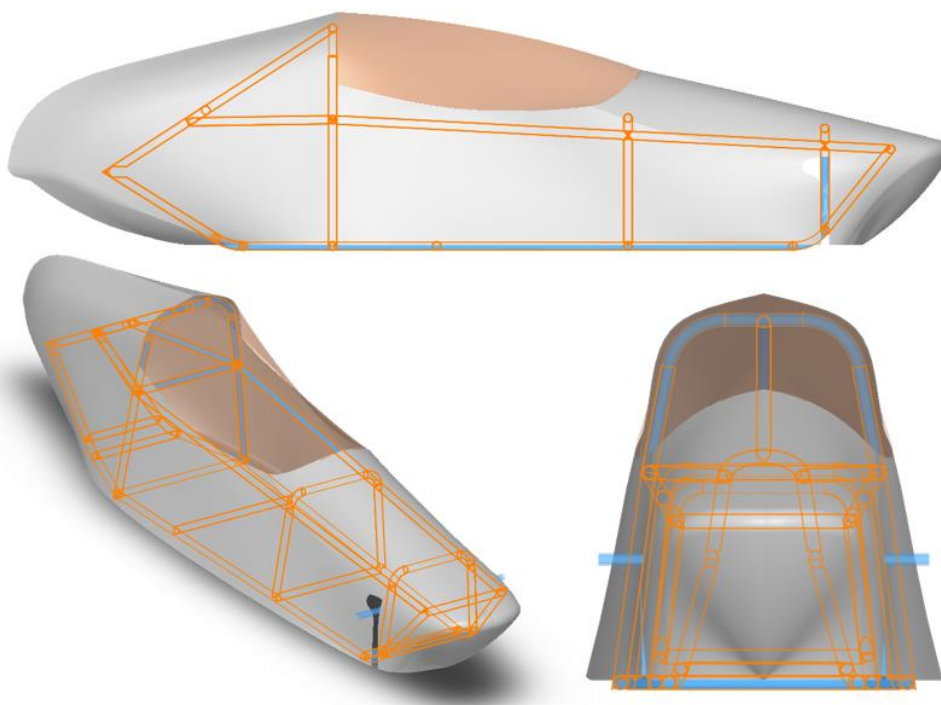


Figura 161 Carroceria envolvendo o chassi, vistas lateral, isométrica e frontal.

A redução de cantos vivos e alívio de curvas fizeram parte das atividades de refinamento da carroceria. Estes ajustes otimizam o escoamento e em consequência reduzem o arrasto (Ramos, 2012). Os ajustes finais contaram com cortes na carenagem predizendo o encaixe do sistema de direção,

transmissão e a própria colocação da carroceria sobre o veículo. A Figura 162 mostra os recortes na carroceria.

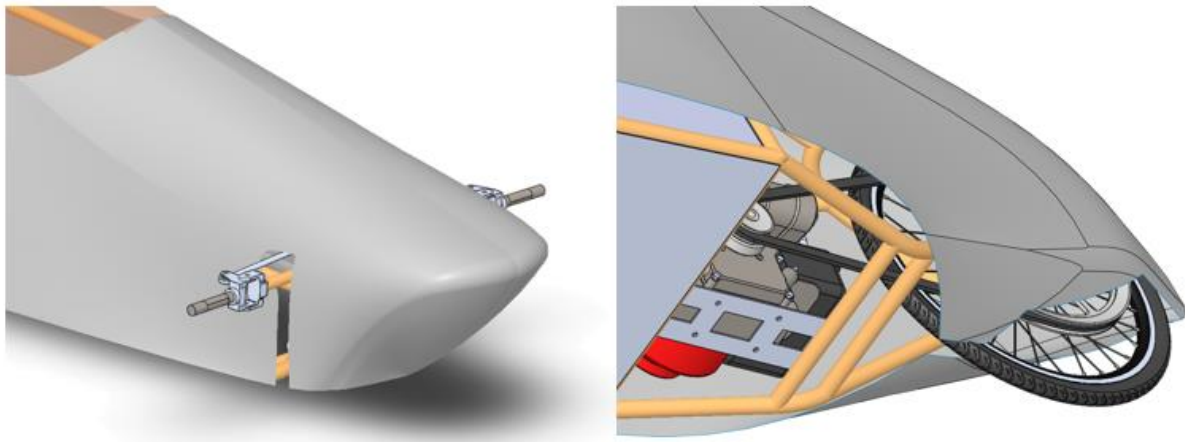


Figura 162 Recortes feitos para a adaptação do sistema de direção e transmissão.

3.7.2 Materiais

Conforme dito anteriormente as carrocerias devem exercer dois papéis fundamentais em um veículo: estrutural e aerodinâmico. Para obter o melhor resultado em peso, rigidez, elasticidade e plasticidade requeridas, as fibras de vidro e de carbono se apresentam como melhores opções para esse projeto. Ambas as fibra de carbono e fibra de vidro são semelhantes em muitos aspectos (LLmn, 2016).

Fibra de vidro é um material compósito, feito de filamentos finos de vidro ou fibras mantidas unidas com resina. É leve, amplamente utilizado e de baixo custo, mas um composto muito rígido para que seja utilizado no intuito estrutural. O uso de fibra de vidro exige etapas extras no processo de pintura, de modo que em vez de estabelecer um revestimento liso de primer ou massa plástica e, em seguida, aplicar a tinta e selador. Isso adiciona tempo e gastos. Apresenta como vantagem a possibilidade de reparar uma peça quebrada com aplicação de mais camadas de fibra de vidro (Direct, 2016).

A fibra de carbono, como fibra de vidro, é um material compósito. Sua fabricação envolve tomar filamentos de carbono colocando-os sob pressão e vedá-los com resina. A desvantagem da fibra de carbono é que não é reparável é preciso substituir toda a peça e seu custo é muito alto (Direct 2016). Assim, basicamente a fibra de carbono é ligeiramente mais forte do que a fibra de vidro e pode substituir metais em determinadas aplicações. Por outro lado, não tem uma resistência à tração muito mais elevada, e tem um módulo de elasticidade significativamente inferior. Isso permite que a fibra dobre e receba mais tensão sem quebrar.

A grande diferença entre fibra de vidro e fibra de carbono, o que faz com que a fibra de vidro seja muito mais utilizada é o custo. A Figura 163 mostra o a diferença do preço por libra em dólares entre a fibra de vidro e a fibra de carbono.

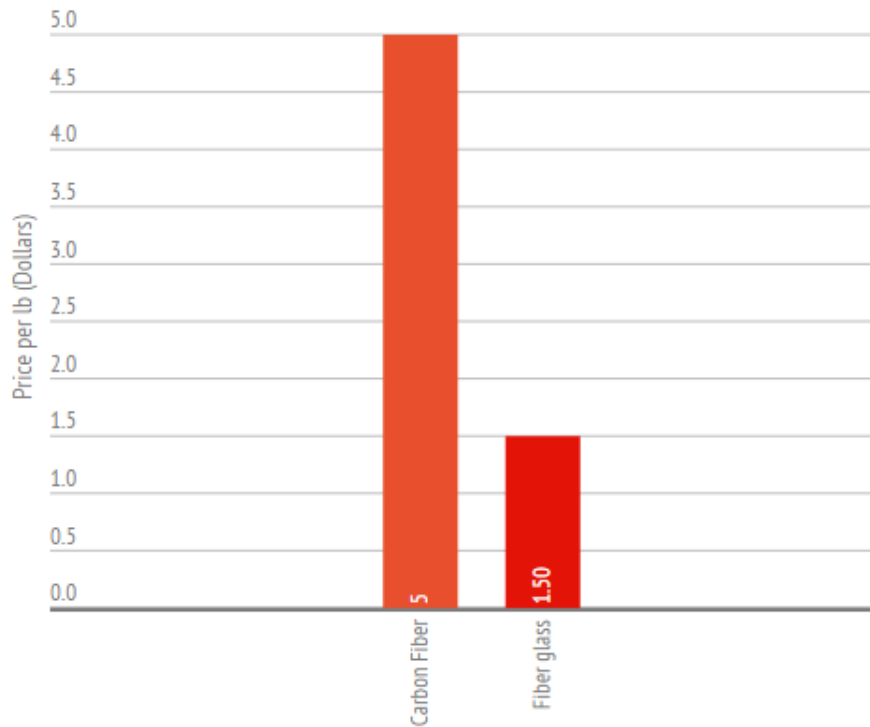


Figura 163 Preço por libra da fibra de carbono e fibra de vidro. Onde se lê *Price per lb* leia-se Preço por libra, *Carbon Fiber* leia-se Fibra de Carbono e *Fiber Glass* leia-se Fibra de Vidro (Lmn, 2016).

Ambos os materiais têm os seus prós e contras, mas no geral a fibra de vidro é superior. A fibra de vidro é considerado o material mais resistente devido à sua característica de flexionar antes de quebrar. Assim sendo, a primeira opção para material aplicado à carroceria seria a fibra de vidro.

3.7.3 Força de Arrasto

O parâmetro mais importante para definir a qualidade da carroceria diante o projeto é a força de arrasto. Determinado este fator é possível inferir qual a contribuição da carroceria para diminuição dos impactos causados pela força de arrasto, principalmente para o sistema de propulsão que tem que gastar mais energia para superar estas forças.

3.7.3.1 Área de Seção Transversal

A carroceria foi colocada em uma vista em para a determinação da maior área de seção transversal que fica exatamente envolvendo o arco principal acima da cabeça do piloto. O programa *SolidWorks* fornece ferramentas para isto já calculando a área de seção sendo igual a 0.3 m^2 . A Figura 164 exibe a seção propriamente e o cálculo realizado pelo programa.

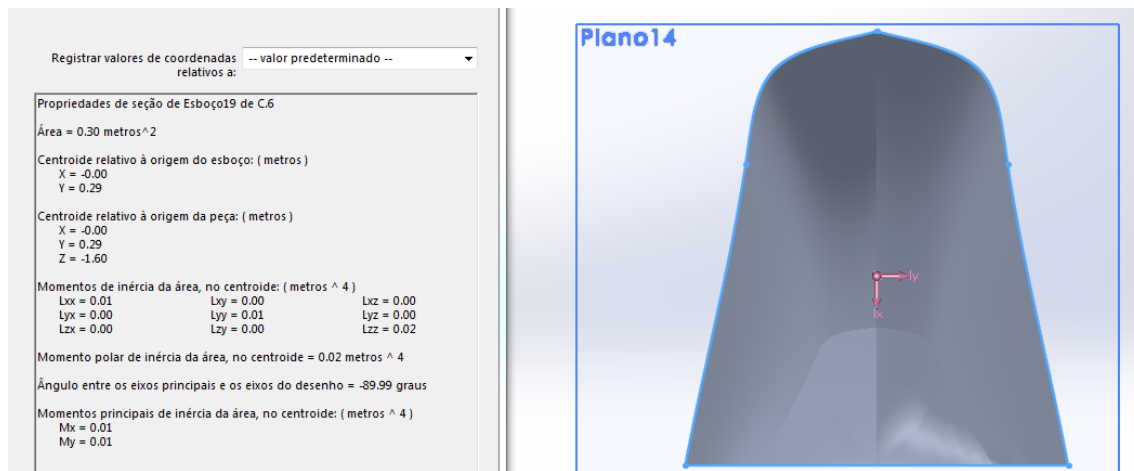


Figura 164 Área da seção transversal obtida através do programa *SolidWorks*.

3.7.3.2 Coeficiente de Arrasto

A variável a ser calculada da equação de força de arrasto que é o coeficiente de arrasto exige uma análise aprofundada, pois cada corpo possui um coeficiente distinto. Para obter tal informação, é necessário simular o escoamento do fluido a certa velocidade pré-definida ao longo da geometria do veículo. A ferramenta *Fluid Flow* do programa computacional *Ansys* simula as condições necessárias ao veículo para obter a força de arrasto e coeficiente. Para aproximar a simulação de uma situação real, a primeira etapa é definir um volume de controle por onde o fluido escoar. Para que não ocorra interferência entre as paredes do volume de controle e o molde da carroceria, a área da maior seção transversal deve ocupar no máximo 5% da área total da sessão do teste (Santos, 2014). Na direção longitudinal (Direção z da Figura 165), o volume deve ter uma vez o comprimento do veículo para frente e três vezes o comprimento do veículo para trás da posição do objeto em estudo.

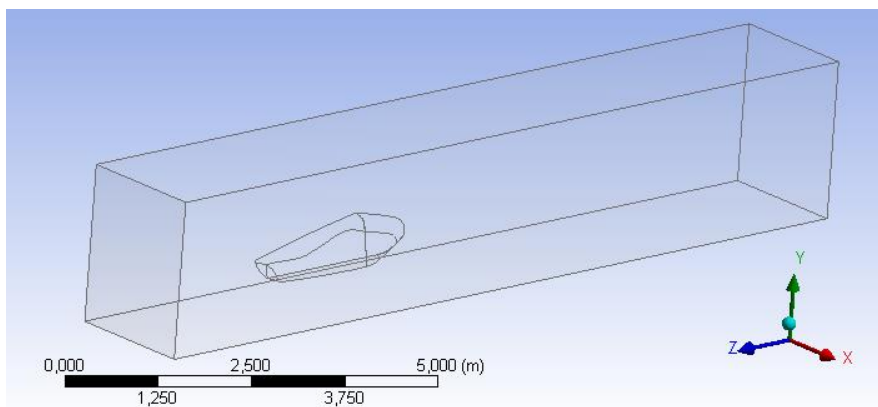


Figura 165 Volume de controle.

Em seguida, é necessário definir o fluxo do fluido, denominando a face frontal do volume de controle como a entrada do ar (*inlet*), e a face atrás do veículo como a saída do fluido (*outlet*). Por fim se especifica a face inferior como a pista pela qual o veículo rola (*road*). Este esclarecimento se refere à Figura 166 onde os três parâmetros definidos são mostrados diretamente no ambiente de simulação.

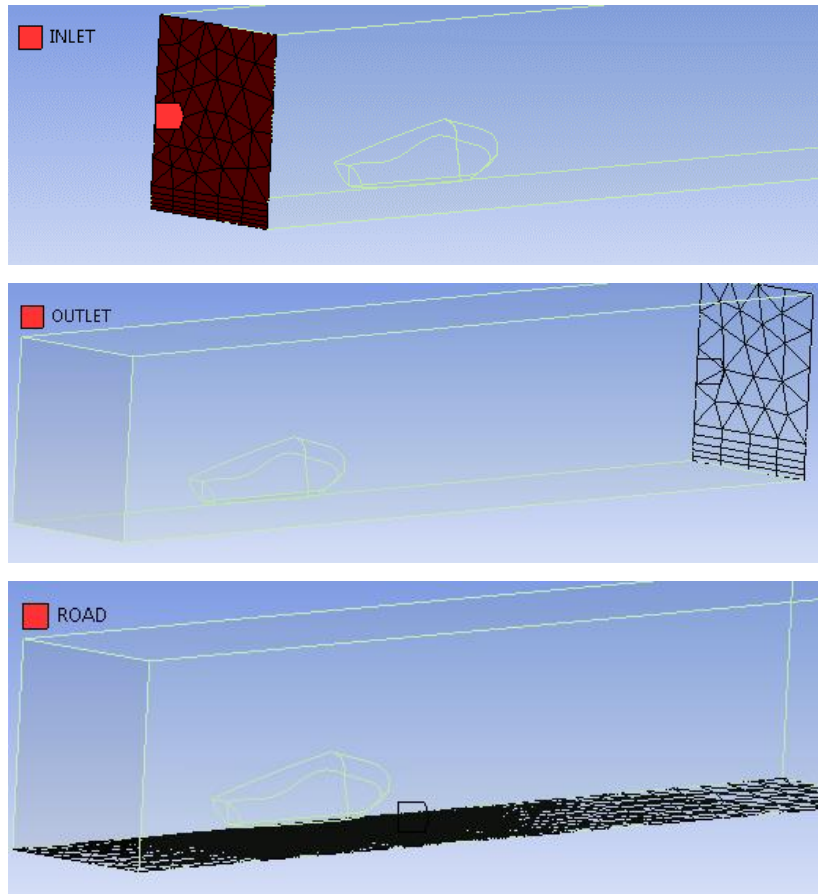


Figura 166 Parâmetros de Entrada: entrada/saída de ar e pista.

Então os elementos utilizados no ensaio devem ser definidos na entrada de ar, na saída de ar e no solo, como elementos de contorno que entende o movimento relativo do veículo ao longo do volume de controle. De forma a aperfeiçoar o estudo, a ferramenta de refinamento de malha é utilizada ao longo do veículo, como mostrado na Figura 167, para alcançar resultados mais exatos devido à quantidade maior de elementos.

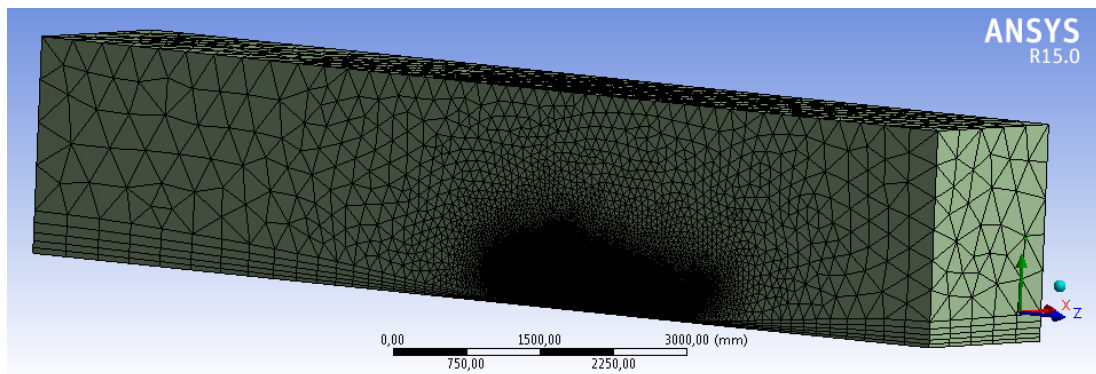


Figura 167 Refinamento de malha ao redor do perfil do veículo.

Analisando os elementos sobre o veículo observam-se três áreas críticas, representadas pelos círculos vermelhos na Figura 168. As áreas marcadas contêm regiões onde ocorrem quebras na continuidade da superfície da carroceria. Sendo assim, são áreas onde se se esperam os maiores módulos de pressão e vetores de velocidade do fluido.

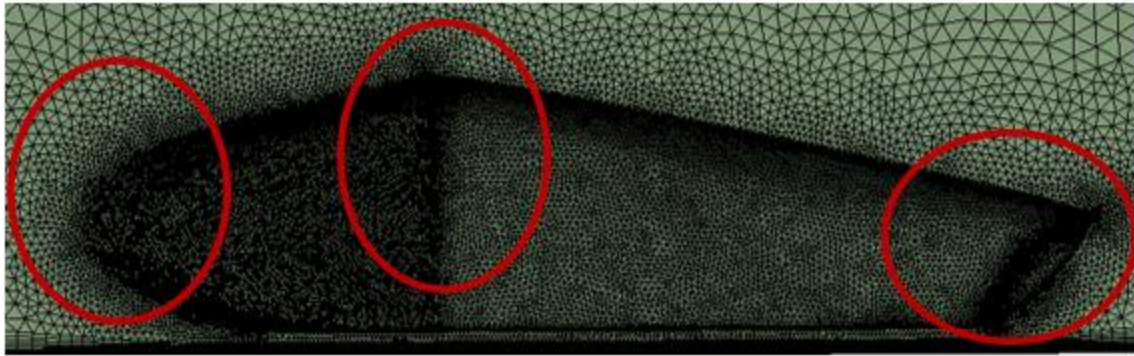


Figura 168 Refinamento de malha em pontos críticos da carroceria.

Nos pontos mais críticos, junto ao contorno da carroceria definem-se elementos prismáticos cinco vezes menores que os elementos tetraédricos utilizados para a maior parte do volume de controle. Esses elementos garantem maior exatidão na análise do descolamento da camada limite ao longo da superfície do veículo (Lanfrit, 2005). Selecionando uma seção transversal no plano xy , se é possível observar a acomodação dos elementos tetraédricos quadráticos ao longo da superfície, conforme Figura 169.

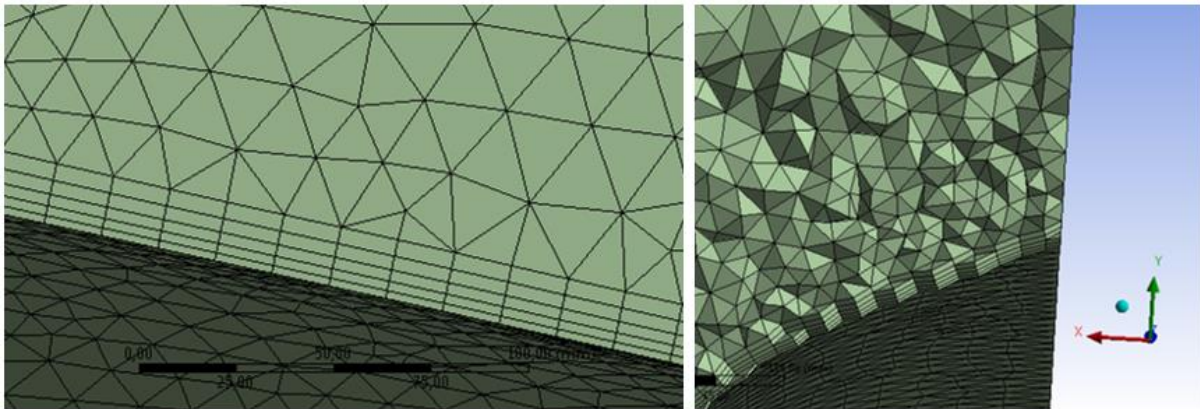


Figura 169 Elementos de malha prismáticos no contorno da forma da carroceria à esquerda e elementos sólidos tetraédricos quadráticos.

A malha é gerada, segundo o método do programa a parte em relação à inclusão de cargas. Por isso o próximo passo é aplicar as condições de contorno para a simulação. De forma simplificada, seguem as principais condições de contorno:

- Não existem forças viscosas nas paredes do volume de controle;
- Fluido incompressível – densidade constante ($M < 1$);
 - $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$;
 - Viscosidade = $1,789 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^{-s}$;
- Velocidade relativa do ar: $14,5 \text{ m/s}$;
- Intensidade de turbulência: 1%.

Desta forma, os resultados para 100 iterações constam nas Figuras 170, 171 e 172. A Figura 170 denota a convergência para a análise numérica. A Figura 171 expõe os resultados para as velocidades ao redor da superfície, onde os dois pontos de velocidades mínimas acontecem no nariz e traseira e dois

pontos de velocidades máximas acontecem no assoalho e teto. Assim, os pontos de baixa pressão e de alta pressão são observados na Figura 172. E na Figura 173 constam os resultados para a vorticidade gerada pelo fluido sobre a superfície da carroceria.

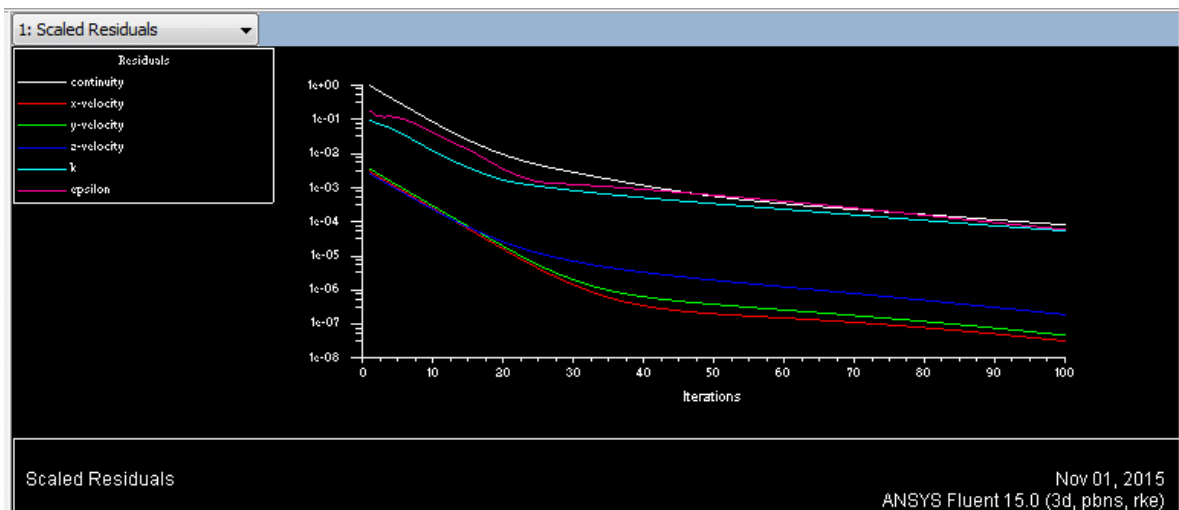


Figura 170 Curvas residuais de solução.

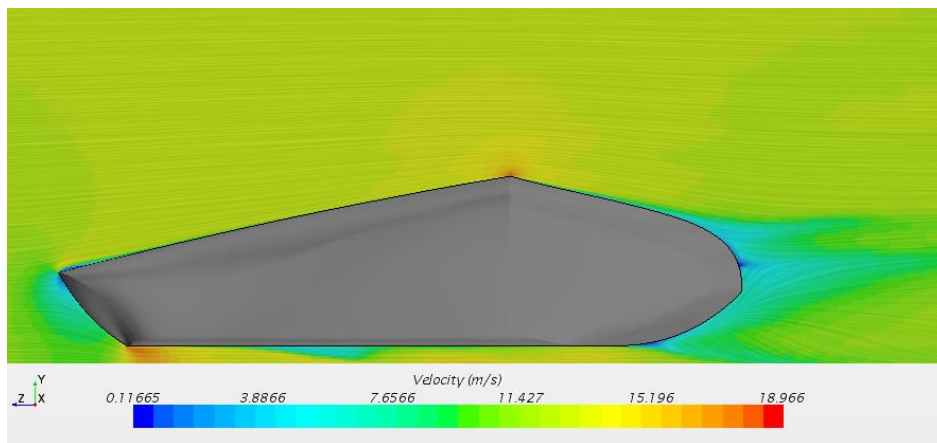


Figura 171 Módulo de velocidade ao longo do volume de controle.

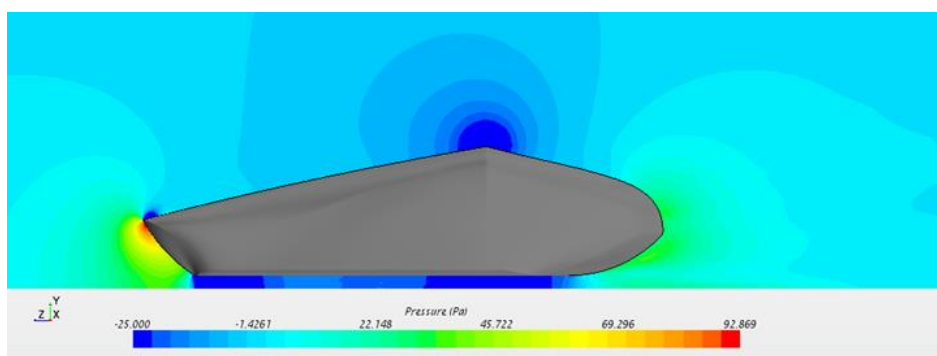


Figura 172 Módulo da pressão ao longo do volume de controle.

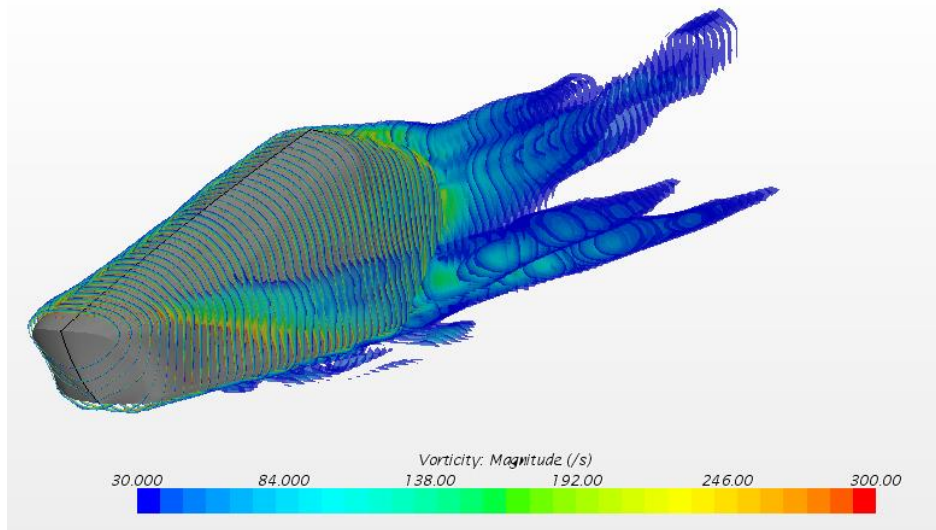


Figura 173 Módulo da vorticidade ao longo do volume de controle.

A Figura 174 mostra o resultado gerado para o coeficiente de arrasto no programa.

Subtract.CAR.CAR	[1.458035e+00, -1.529398e-01, -5.694806e-02]	[2.573110e-03, -2.190468e-03,	
Totals:	[1.458035e+00, -1.529398e-01, -5.694806e-02]	[2.573110e-03, -2.190468e-03,	
Component in direction: [0.000000e+00, 0.000000e+00, -1.000000e+00] in Laboratory coordinate system			
Part	Pressure()	Shear()	Net()
Subtract.CAR.CAR	5.694806e-02	4.853159e-02	1.054797e-01
Totals:	5.694806e-02	4.853159e-02	1.054797e-01
Monitor value: 0.10547965127380166			

Figura 174 Resultado computacional para o Coeficiente de Arrasto.

Coefficiente de Arrasto encontrado $\rightarrow C_d = 0,105$

O coeficiente de arrasto encontrado a partir das simulações é muito inferior aos coeficientes colocados como exemplo no Projeto Conceitual. O coeficiente de 0,105 pode ser comparado à metade de um perfil aerodinâmico (Figura 175), o que define um resultado para um veículo automotivo terrestre.

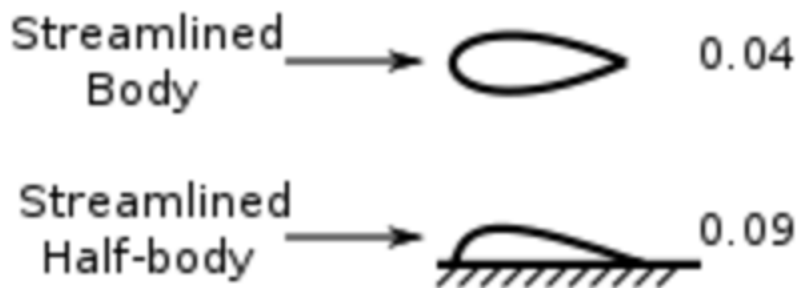


Figura 175 Coeficientes de arrasto para um perfil aerodinâmico e para metade do mesmo perfil. Onde se lê *Streamlined Body* leia-se Corpo Aerodinâmico e *Streamlined Half-body* leia-se Metade de um Corpo Aerodinâmico. (Reddit, 2015).

3.7.3.3 Resultados para a Força de Arrasto

A Tabela 49 apresenta os dados e resultados para os ensaios que validam a geometria formulada para a carroceria. Marcados em cinza estão a força de arrasto F_d e o coeficiente de arrasto C_d . Os demais dados são ρ como densidade, v como viscosidade e A como área.

Tabela 49 Dados e resultados para os ensaios da carroceria.

		Unidade
F_d	4,0565	N
ρ	1,225	$\frac{Kg}{m^3}$
v	14,5	$\frac{m}{s}$
C_d	0,105	-
A	0,3	m^2

Os resultados apresentam perda mínima do sistema de propulsão quando comparados às forças contrárias ao movimento do veículo. Isto se deve basicamente à baixa velocidade de trabalho do veículo (máximo de 45 km/h), ao bom resultado relativo ao coeficiente de arrasto e baixa área da seção transversal. Portanto, a potência que essa força exerce contrária ao movimento do veículo pode ser calculada através da equação $P_t = F_d v$ (Lang, 2009). A Tabela 50 mostra os resultados para a potência resistiva de arrasto.

Tabela 50 Potência resistiva devido ao arrasto.

P_t	58,819	W
	0,0788	HP

A potência de resistiva de arrasto resultou em um valor menor que 0,1 HP. Este dado foi retomado pelo projeto de transmissão com o objetivo de garantir que a redução em conjunto com o motor possuem potência suficiente para vencer P_t e atender às necessidades de projeto.

4 VISÃO GERAL

Este capítulo visa apresentar um resumo da concepção geral obtida a partir da definição de todos os subsistemas do veículo para compor uma visão ampla em relação ao Projeto Preliminar do protótipo.

4.1 PERCEPÇÃO GERAL DE PROJETO

O projeto preliminar do protótipo desenvolvido especificamente para participação na Maratona da Eficiência Energética caracteriza um veículo completo e apto a integrar a competição e ser conduzido com segurança. A junção de todos os subsistemas denota um produto e, como em qualquer produto que utiliza como base a metodologia de Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP), deve ser apresentada uma tabela de especificações técnicas principais do projeto. O resumo de cada subsistema e principais características são mostrados na Tabela 51.

A tabela é subdividida da seguinte forma, na primeira coluna são numerados os itens relativos à coluna “Valor”, a segunda coluna coloca cada subsistema estudado como referência, a terceira expõe os componentes estudados, selecionados ou importantes para os subsistemas, a quarta coluna cita as principais características relativas aos componentes da coluna anterior e a última mostra os valores numéricos, atributos ou particularidades para as principais características da quarta coluna.

Para identificação e denominação do protótipo, o nome *Tropidurus 1* foi escolhido em deferência ao gênero que designa um réptil muito comum presente no cerrado brasileiro, popularmente chamado de calango. Suas características se assemelham ao protótipo por ser um animal rasteiro, de corpo esguio e ágil.

Tabela 51 Ficha técnica do protótipo Tropidurus 1.

	Subsistemas	Componentes	Principais características	Valor
1	Direção	Manga	Ângulo de esterçamento interno	35,528°
2		Munhão	Ângulo de esterçamento externo	29,334°
3		Barra axial	Forças verticais	1384,7 N
4			Momentos verticais	6,37 N.m
5		Coluna de direção	Forças horizontais	808,85 N
6		Volante 200 mm	Forças de tração	363,98 N
7			Momentos de tração	4,73 N.m
8		Suporte de direção	Usinada ou soldada	Al 6351 T6
9		Terminais rotulares	Esfera de Nylon	M8
10		Ponta de eixo dianteiro	Material	Aço 4340
11			Diâmetro	20 mm
12	Freio	Pinça	Mecânica	1 pistão
13		Disco	Diâmetro	160 mm
14		Pedal	Usinado	Al 6351 T6
15		Cabos	Utilizados em bicicletas	Aço
16	Transmissão	Polia maior	Diâmetro externo	15,75"
17		Polia menor com embreagem centrifuga	Diâmetro do furo	1"
18			Diâmetro externo	3"
19		Correia A-66	Seção A-66	Em V
20			Comprimento	1727 mm
21			Peso	0,205 kg
22		Eixo traseiro	Diâmetro	20 mm
23	Material		Aço Ni18	
24	Chassi	Tubos	Diâmetro	1,125"
25			Parede	1,58 mm
26	Carroceria	Materiais	Fibra de vidro	83 g/m ²
27			Fibra de carbono	200 g/m ²
28	Motor	Mitsubishi	Modelo GT241	80 cc
29			OHV 4 tempos Refrigerado a ar	2,4 HP
30	Ergonomia	Piloto	Percentil 8 Feminino	50,277 Kg
31				1,54 m

4.2 APRESENTAÇÃO FINAL DO PROTÓTIPO

Esta seção se dedica a apresentar as características visuais do veículo ou produto final. A montagem foi realizada no programa *SolidWorks* em uma partição específica chamada *Assembly* ou Montagem. Esta ferramenta foi peça fundamental para o desenvolvimento do veículo, pois através dela foi possível realizar a interação virtual entre subsistemas e componentes, tal como é requisitado pela metodologia geral de projeto apresentada na Seção 1.4 da Introdução deste trabalho. As interferências geométricas entre peças puderam ser observadas e dimensões gerais extraídas. Os desenhos técnicos de cada componente projetado constam no Anexo V e também foram produto de uma partição chamada Desenho de Peça/Montagem. As figuras das seções 4.2.1 e 4.2.2 estão divididas em imagens do exterior do protótipo da Figura 176 a 179 e imagens do interior do protótipo da Figura 180 a 186.

4.2.1 Exterior

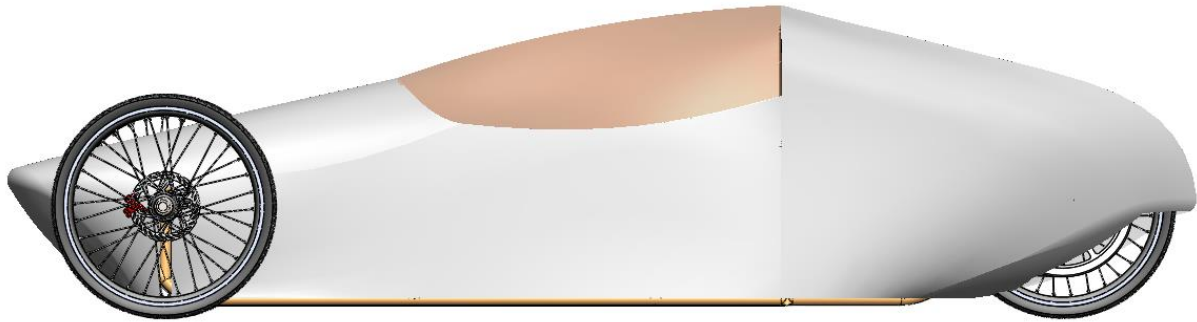


Figura 176 Vista lateral externa do protótipo *Tropidurus 1*.

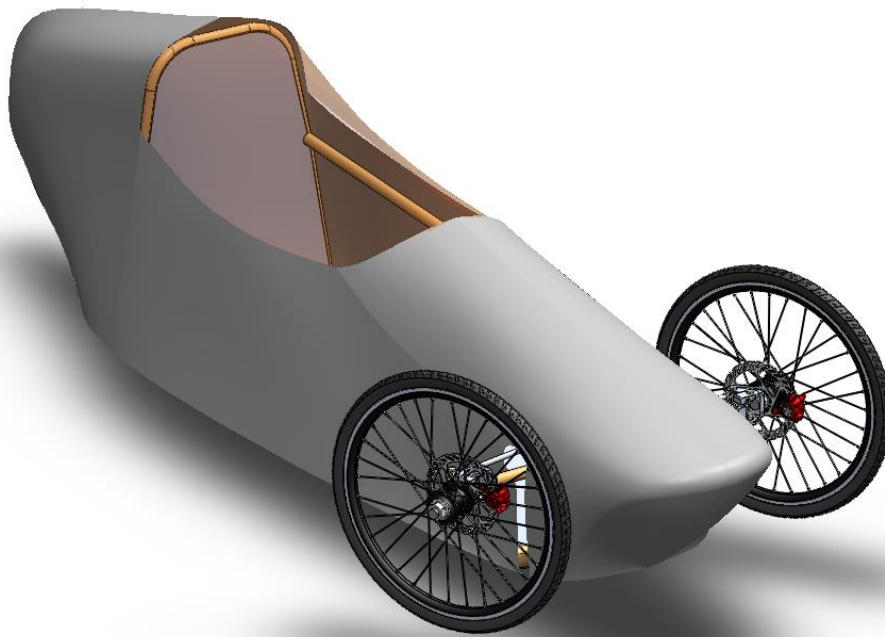


Figura 177 Vista em perspectiva externa da dianteira do protótipo *Tropidurus 1*.

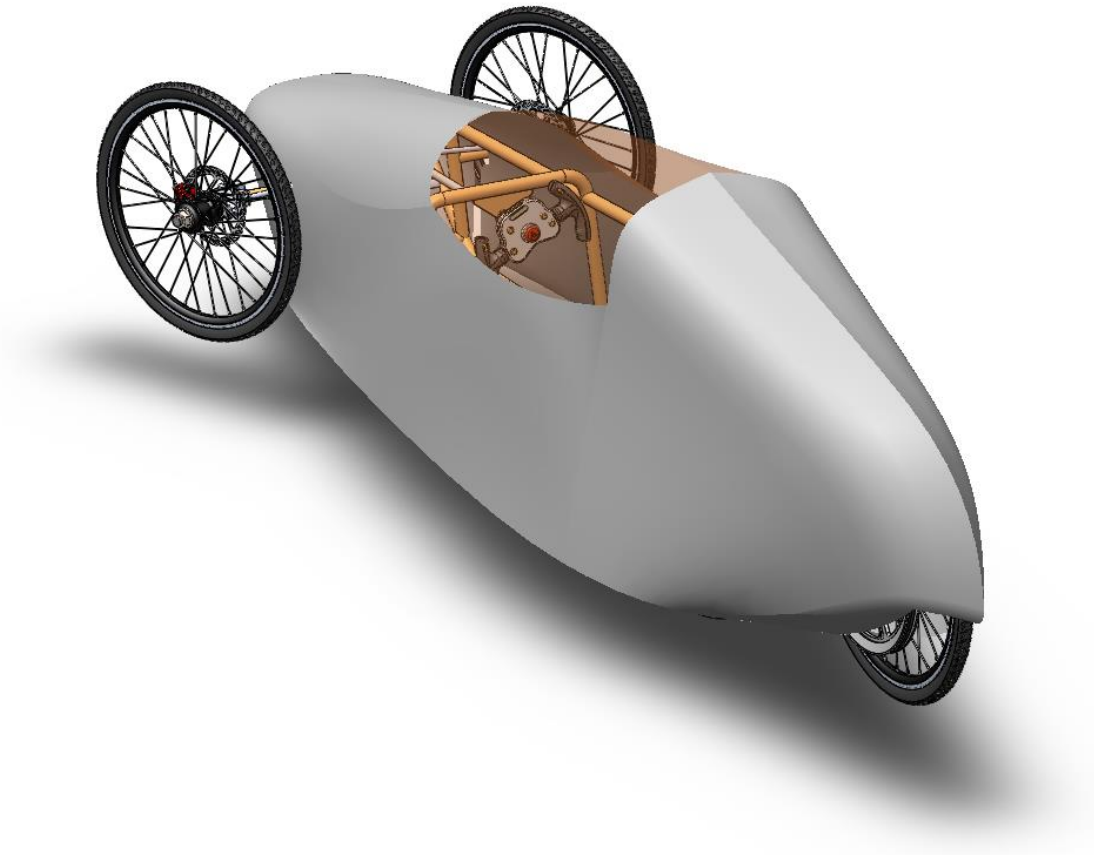


Figura 178 Vista em perspectiva externa da traseira do protótipo *Tropidurus 1*.

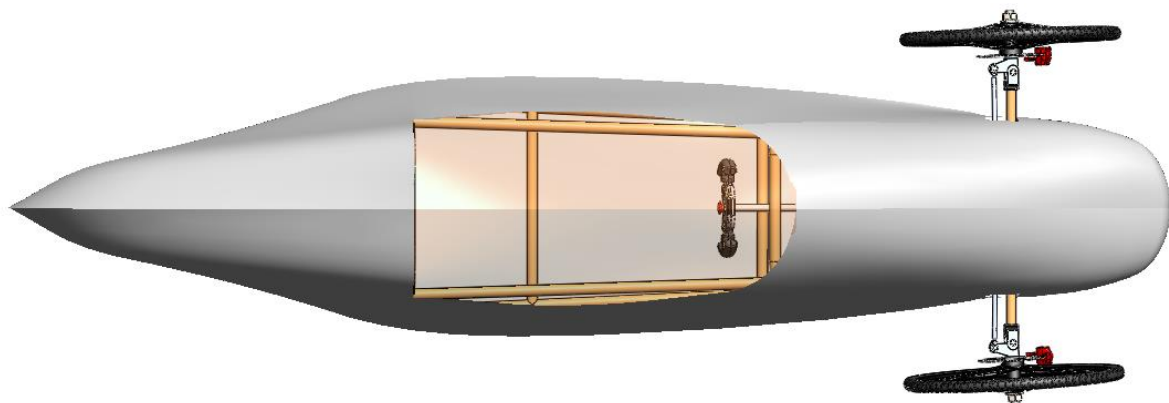


Figura 179 Vista superior externa do protótipo *Tropidurus 1*.

4.2.2 Interior

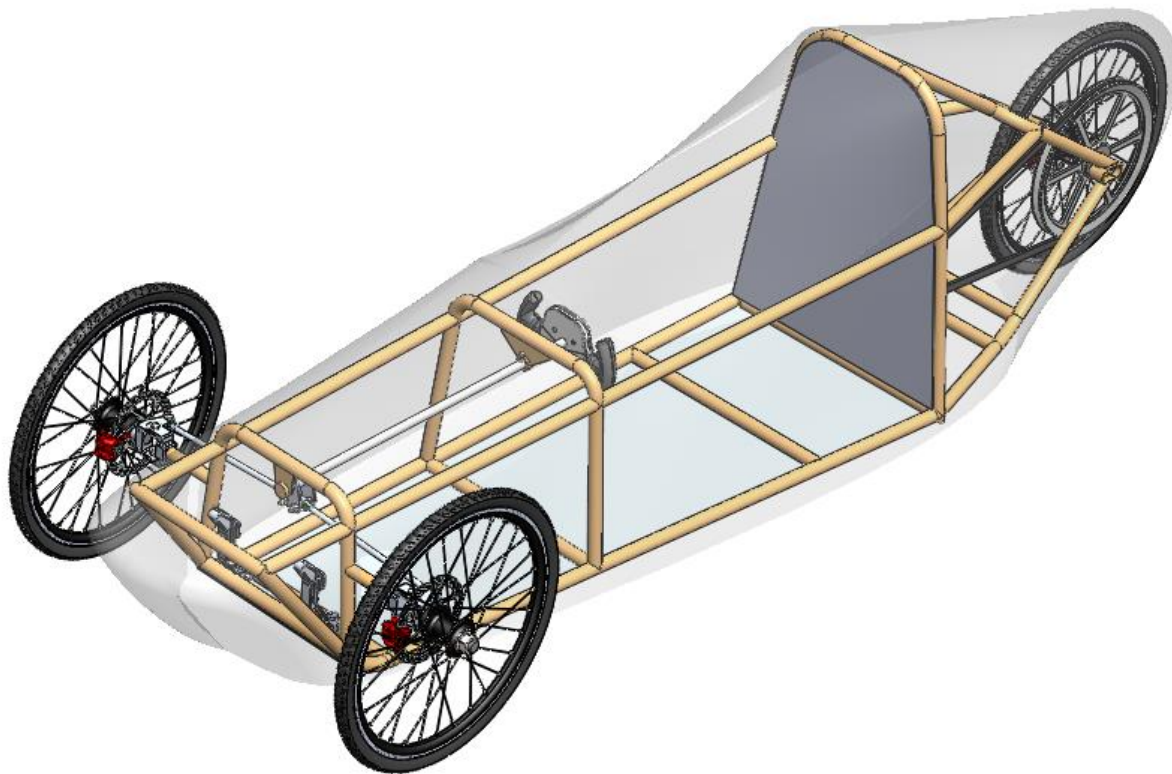


Figura 180 Vista em perspectiva dianteira do interior do protótipo *Tropidurus 1*.



Figura 181 Vista superior do interior do *Tropidurus 1*.

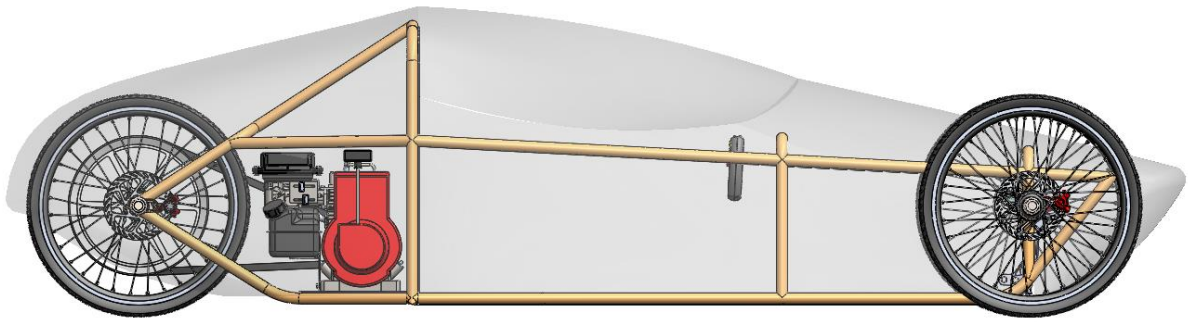


Figura 182 Vista lateral direita do interior do protótipo *Tropidurus 1*.

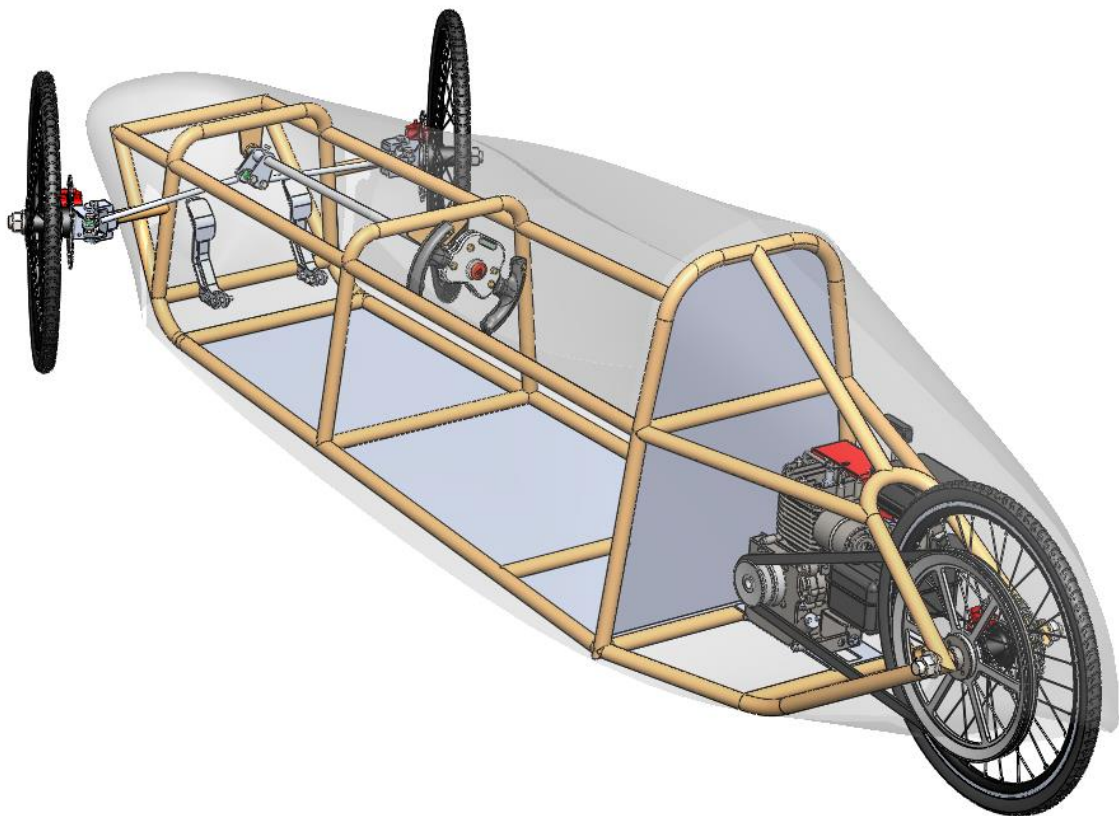


Figura 183 Vista em perspectiva traseira do interior do protótipo *Tropidurus 1*, detalhe para o volante, pedais e transmissão.

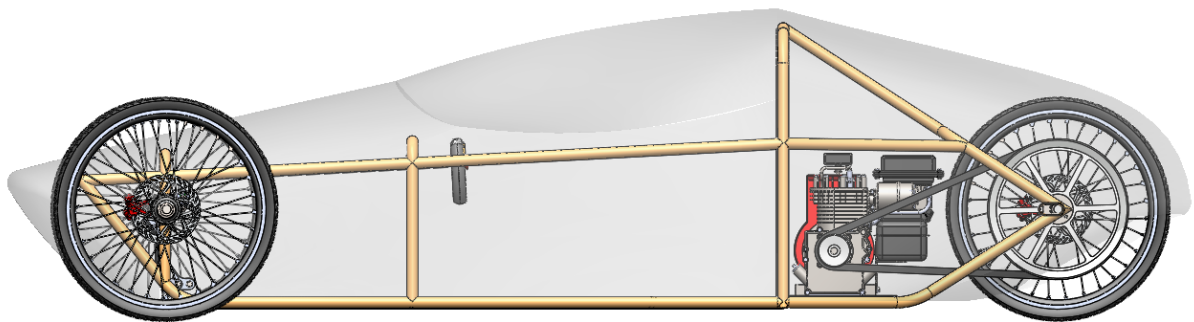


Figura 184 Vista lateral esquerda do interior do protótipo *Tropidurus 1*.

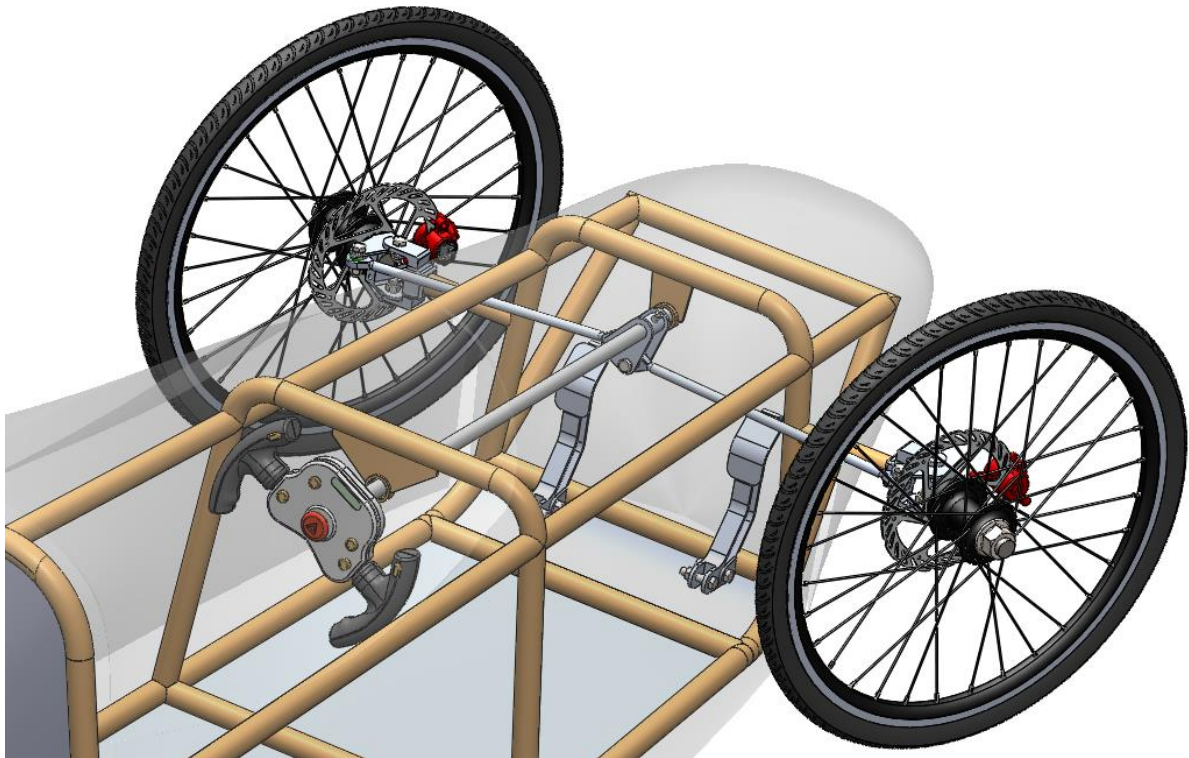


Figura 185 Vista em detalhe o sistema de direção, freios a disco e volante do protótipo *Tropidurus 1*.

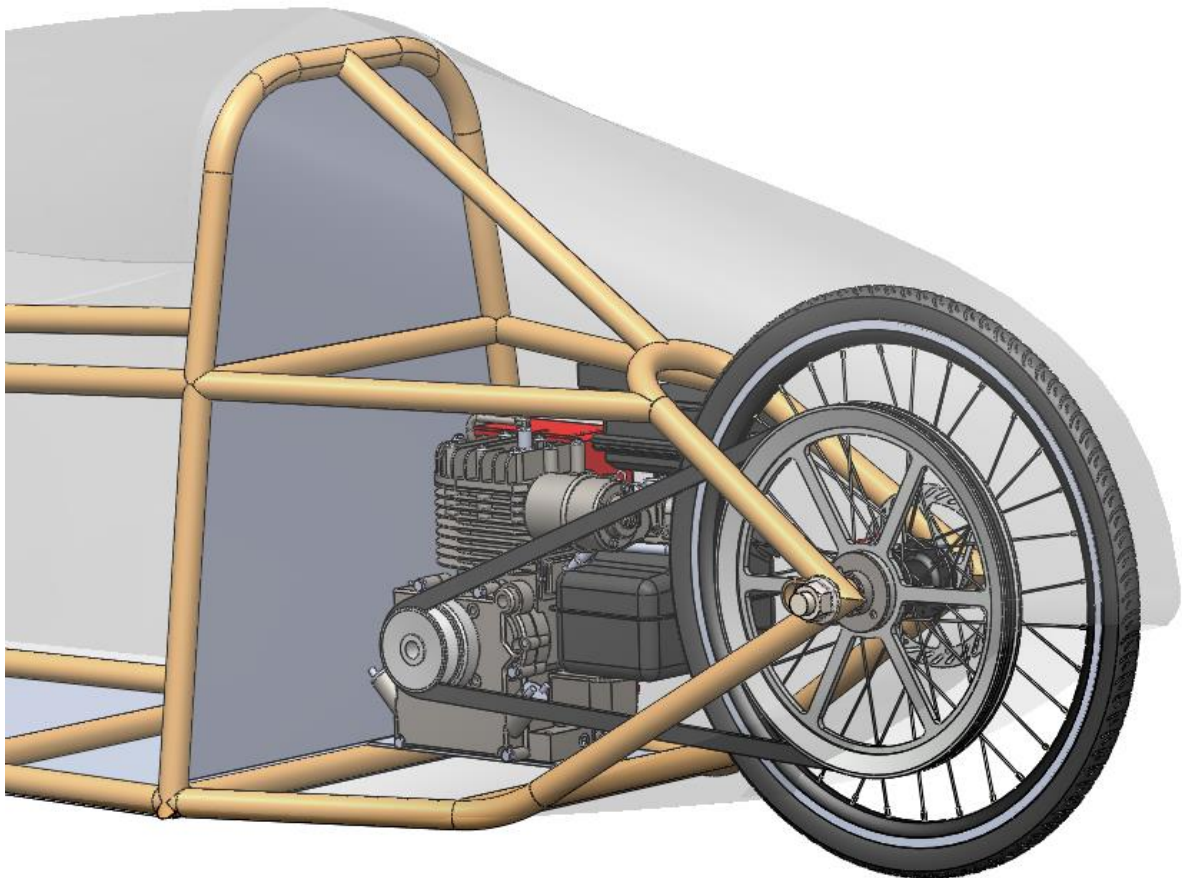


Figura 186 Vista em detalhe do sistema de propulsão por polias e correia em V e motor modelo do protótipo *Tropidurus 1*.

5 ANÁLISE DE CUSTOS

A análise de custos é essencial para definir a viabilidade do projeto. Aqui são dados os custos básicos do protótipo.

5.1 CUSTOS BÁSICOS DE PROJETO

Neste capítulo são analisados os custos básicos a partir dos subsistemas estudados no Projeto Preliminar. Uma pesquisa de mercado foi feita no comércio local, *web sites* e ligações para fornecedores conhecidos e indicados para efetuar o levantamento dos preços da maior quantidade possível de componentes. Este esforço se justifica com o intuito de levantar uma primeira estimativa de preços e então verificar a viabilidade do projeto e possibilidades de financiamento a partir da própria Universidade, por exemplo, ou através de patrocinadores, o que é fundamental para a execução do projeto. Faz-se primordial também apresentar esta análise com descrições separadas para cada subsistema para que seja possível analisar quais subsistemas ou componentes influenciam mais ou menos no custo total do projeto.

5.1.2 Chassi Tubular

Para fabricação do chassi tubular são necessários tubos e material de solda. Nesta análise de custos a solda não foi considerada, pois este tipo de análise requer especificações que só podem ser determinadas em um projeto detalhado, como descrito na Introdução. Dois tipos de tubos foram escolhidos e cotados. Por abranger a mesma especificação de material têm também o mesmo preço por metro. As distribuidoras somente revendem estes tubos em barras de 6 metros de comprimento, por isso a coluna que se refere à quantidade mínima do pedido coloca 24 metros. A Tabela 52 detalha melhor o orçamento feito.

Tabela 52 Cotações para os tubos do chassi.

TUBOS	Medidas	Qtd. (m)	Qtd. mínima do pedido (m)	Parede (mm)	Material	Preço/m (R\$)	TOTAL (R\$)
	1 1/8"	19	24	1,59	Al 6351 T6	6,45	154,80
	7/8"	1	6	2,77	Al 6351 T6	6,45	38,70
						SUBTOTAL	193,50

5.1.3 Sistema de Direção e Pneus

O sistema de direção dispõe da maior quantidade de componentes em relação aos outros subsistemas. A análise para esta parte do veículo compreendeu também os pneus e rodas. Para uma análise inicial foram captados os valores para os componentes selecionados e projetados neste trabalho. No caso dos componentes projetados foram especificados apenas valores dos materiais necessários para fabricação, cotações para usinagem não estão inclusas. Para verificação dos valores dos materiais é preciso estabelecer um bloco em que a peça será usinada com suas dimensões máximas. Também foram

incluídos os valores para itens que não foram abordados no trabalho, mas serão necessários no sistema como rolamentos, terminais rotulares (*uniball* ou *rod ends*) e cubos de roda. A Tabela 53 apresenta as descrições e valores para os componentes de direção.

Tabela 53 Cotações para os componentes do sistema de direção.

DIREÇÃO	Componentes	Qtd/Peso (Kg)	Unidade	Material	Valor unitário/Kg (R\$)	TOTAL (R\$)
	Aro 20	3	pol.	-	45,00	135,00
	Pneus 1,75x20	3	pol.	-	33,25	99,75
	Cubos de roda	2	-	Alumínio	100,00	200,00
	Ponta de eixo	2	1,5 pol	SAE 4340	78,00	156,00
	2 Munhões	0,568 por peça	Kg	Al 7075 T651	44,70	101,55
	2 Mangas					
	Rolamentos	2	5/8"	Aço	120,05	240,10
	Terminal rotular	4	M8	Nylon	21,18	84,72
SUBTOTAL						1017,12

5.1.4 Motor Estacionário

O motor selecionado do fabricante Mitsubishi é facilmente encontrado no mercado nacional e seu custo é bastante razoável diante dos concorrentes com especificações semelhantes. Alguns componentes adicionais formam o conjunto de acionamento e fixação do motor. O pedal do acelerador é idêntico ao pedal de freio projetado, o cabo do acelerador também é o mesmo cabo utilizado no sistema de freio. Para a fixação do motor, uma chapa de alumínio soldada ao chassi com as furações correspondentes ao esquema de parafusos do motor seria suficiente, suas dimensões foram supostas na montagem do veículo no programa *SolidWorks*. A Tabela 54 detalha todos os componentes que englobam o funcionamento do motor.

Tabela 54 Cotação para o motor escolhido.

MOTOR	Modelo	Qtd.	Material	Peso (Kg)	Valor unitário (R\$)	TOTAL (R\$)
	Mitsubishi GT241	1	-	8,5	650,00	650,00
	Pedal do acelerador	1	Al 6351 T6	1,722	17,00/Kg	29,27
	Cabo do acelerador	2 m	Aço	-	5,00	5,00
	Chapa suporte do motor	1	Al 1060	210,6	17,00	3,57
SUBTOTAL						687,84

5.1.5 Transmissão

Os elementos de transmissão foram cotados segundo o fabricante Mitsuboshi, que não é nacional. No entanto, o mercado nacional possui componentes com as mesmas especificações. O eixo traseiro foi projetado segundo uma liga de aço com certa porcentagem de níquel, muito embora na pesquisa de mercado realizada este material não tenha sido encontrado com o diâmetro exato do eixo projetado, o que acrescenta gastos em relação ao desperdício de material e usinagem. A mão de obra para confecção

do eixo não foi considerada na análise. Desta forma, a Tabela 55 informa os valores obtidos com a pesquisa.

Tabela 55 Cotações para os componentes de transmissão.

TRANSMISSÃO	Componentes	Quantidade	Unidade	Valor unitário (R\$)	TOTAL (R\$)
	Polia/Embreagem Motora	1	1"	279,6	279,60
	Polia Movida	1	15,75"	526,32	526,32
	Correia	1	A66	28,28	28,28
	Eixo traseiro	1	20 mm	193,00	193,00
SUBTOTAL					1027,20

5.1.6 Freio a Disco

Os componentes do sistema de freio do protótipo são os discos, pinças, pastilhas, suportes de pinça, cabos de freio, pedal de freio e conduítes. Entre estes componentes somente as pastilhas e conduítes não foram mencionados no Projeto Preliminar, mas são comercialmente obtidos com facilidade e foram cotados na Tabela 56, assim como o restante das peças. Para o pedal, que para ser fabricado precisa de usinagem, foi pesquisado somente o valor do material de acordo com as dimensões máximas do componente.

Tabela 56 Cotações para os componentes do sistema de freio.

FREIO	Componentes	Quantidade/ Peso (Kg)	Medida / Material	Valor unitário/Kg (R\$)	TOTAL (R\$)
	Disco	3	160 mm	83,00	249,00
	Pastilhas B01s	3	-	44,00	132,00
	Pinça mecânica	3	-	89,9	269,70
	Pedal de freio	1/1,722	Al 6351 T6	17,00	29,27
	Cabos de Aço	3	2 m	5,00	15,00
	Conduíte de Cabo	3	2 m	1,38	6,90
SUBTOTAL					701,87

5.1.7 Carroceria

Para analisar melhor as vantagens em relação ao custo para a fibra de vidro descritas na Seção 3.7 do Projeto Preliminar foram levantados os valores equivalentes para cobrir todas a superfície da carenagem projetada. A Tabela 57 expõe os resultados da pesquisa.

Tabela 57 Cotações para os possíveis materiais da carroceria do protótipo.

CARROCERIA	Componente	Área	Unidade	Valor/m ²	TOTAL (R\$)
	Fibra Vidro	30,055	m ²	9,32	280,12
	Fibra de Carbono	30,055	m ²	147,36	4.428,98
SUBTOTAL					280,12

O valor final para a fibra de carbono ultrapassa o valor final para fibra de vidro em 6,32 vezes. Ambas as fibras pesquisadas são de alta qualidade e utilizadas para fins estruturais. Assim, a utilização da fibra de vidro se justifica se uma das metas para o projeto é obter um custo final acessível. Os valores contidos na tabela só levam em consideração os materiais, não foram observados os valores para os serviços de confecção do molde e aplicação da resina e fibra.

5.1.8 Outros Materiais

Existem outros elementos que compõem o veículo e não estão entre os principais itens dos subsistemas. A maior parte destes materiais avulsos são do tipo componentes de fixação, parafusos, porcas e arruelas. Todos os subsistemas dependem destes para fixação ao veículo de alguma forma. As chapas de alumínio que separam o habitáculo do piloto do compartimento do motor e que fecham o assoalho do veículo também são importantes para a segurança do condutor. E, por fim, o veículo também deve possuir retrovisores para facilitar a pilotagem. Todos estes componentes estão especificados na Tabela 58.

Tabela 58 Cotações para materiais avulsos aos subsistemas.

	Peças	Especificação	Qtd.	Unidade	Valor Unit. (R\$)	TOTAL (R\$)
OUTROS	Suporte de chapa	Chapa Al 5052 H32 3mm/2x1 m	3	m ²	288,75	866,25
	Chapa Corta Fogo					
	Chapa do Assoalho					
	Parafusos	M8	100	mm	0,27	27,00
		M6	50	mm	0,15	7,50
		M5	50	mm	0,16	8,00
	Porcas	M8	100	mm	0,32	32,00
		M6	50	mm	0,20	10,00
		M5	50	mm	0,18	9,00
	Arruela	M8	100	mm	0,2	20,00
		M6	50	mm	0,15	7,50
		M5	50	mm	0,15	7,50
	Retrovisor	<i>Cateye</i> BM-500G	2	-	47,9	95,80
					SUBTOTAL	1090,55

5.2 Valor Final

Para encerrar, todos os subtotais são inseridos na Tabela 59 para que seja possível realizar uma apreciação dos custos para cada subsistema, possibilitando verificar qual possui a maior porcentagem no total de custos desta análise inicial de valores.

Tabela 59 Tabela resumo e somatório final para todos os subsistemas.

VALOR TOTAL ESTIMADO PARA CADA SUBSISTEMA	Subsistemas	VALOR (R\$)	%
	Tubos	193,50	3,87
	Direção	1017,12	20,35
	Motor	687,84	13,76
	Transmissão	1027,20	20,55
	Freio	701,87	14,04
	Carroceria	280,12	5,60
	Outros	1090,55	21,82
	TOTAL ESTIMADO PARA O PROTÓTIPO	4.998,20	100

Há de se considerar que nesta análise só existem avaliações para os materiais utilizados em cada subsistema e mesmo assim de forma bastante resumida. Ou seja, todos os serviços realizados por terceiros no processo de fabricação não são considerados. Estes serviços englobam trabalhos de usinagem, soldagem, fabricação da carroceria, pintura, entre outros. Mas, como dito anteriormente, esta análise serve como base inicial para entender a amplitude de custos do protótipo. Os subsistemas que mais influenciam no custo total do projeto são, de acordo com as porcentagens na Tabela 59, Outros, Transmissão e Direção.

A grande importância de uma análise de custos é avaliar a viabilidade do projeto. Quem decide se o projeto é viável ou não é a fonte financiadora que, neste caso, pode ser a Universidade de Brasília, uma pessoa jurídica ou a própria equipe responsável pelo projeto.

6 CONCLUSÃO

O último capítulo apresenta o entendimento geral do trabalho, a importância do projeto desenvolvido, os desafios intercorrentes e as atividades futuras que este trabalho instiga.

6.1 CONCLUSÕES

O processo de concepção e desenvolvimento deste trabalho consistiu em estudar a competição “Maratona da Eficiência Energética” e entender qual o objetivo, exigências e limitações impostas. Este estudo culminou em uma motivação que convém como uma necessidade inicial, uma justificativa para o trabalho para, a partir de então, desenvolver o projeto conceitual e o projeto preliminar de um veículo de alta eficiência apto a participar da Maratona. Uma metodologia de projeto precisou ser adaptada para que a evolução do trabalho não ocorresse de forma desordenada e inconsistente, método este que foi adequado a partir da metodologia de Processo de Desenvolvimento de Produto para tornar possível a interação entre os subsistemas de um veículo. Assim, estabeleceu-se a seguinte ordem de necessidade: planejamento do produto, projeto, planejamento de produção e fabricação. Pode-se afirmar que no desdobramento do trabalho, a fundamentação do projeto mostrou-se complexa e minuciosa, processo importante de ser retomado aqui em termos de considerações finais.

O projeto conceitual se dedica a destrinchar cada subsistema do veículo a fim de entender o que cada um requer. Portanto, foi preciso estabelecer as especificações de projeto primeiramente dentro do que as regras da competição determinam para cada subsistema ou componente do veículo. Estas serviram como base para a delimitação de alternativas mais apropriadas ao objetivo proposto para, em seguida, realizar uma escolha entre estas alternativas. O método de dimensionamento para cada subsistema foi escolhido a partir da escolha definitiva de cada componente, pois cada tipo de sistema pode fornecer uma forma diferente de desenvolvimento. Cada componente tem sua especificidade, mas foram estudados sobre um gabarito ordenado de procedimentos. Os subsistemas chassi, direção e pneus e carroceria careceram da criação em maioria de peças que os compunham totalmente originais e adaptadas ao veículo, enquanto que os subsistemas: motor, transmissão e freios puderam ser atendidos com peças já disponíveis no mercado, apontadas algumas ressalvas, como o pedal de freio. Um subsistema a parte é a ergonomia do veículo que procura medir de forma consistente a interação ser humano – máquina, a parte em relação à metodologia de estudo por não ser um componente físico do veículo, mas que interage com todos os outros subsistemas distribuindo informações auxiliares na concepção de componentes mais adequados a um certo ocupante. Entende-se que a ergonomia, definitivamente, é uma medida de influência direta na eficiência.

O que o projeto preliminar pontua claramente é o estabelecimento do uso da metodologia de dimensionamento de cada subsistema para delimitar qual seu exato componente partícipe, seja ele

selecionado ou projetado. No caso de ser projetado, o componente passa por um processo de criação que começa com uma geometria de dimensões reduzidas e a maior facilidade possível de fabricação, passa pela definição do material e é concluído com uma validação numérica que considerou os cálculos e observações advindos da metodologia de dimensionamento. Em caso de seleção são estabelecidos critérios que se conformam com o que é esperado pelo subsistema, sendo que a avaliação deve ser consistente e a seleção deve se encaixar no subsistema e no veículo como um todo.

O chassi tubular foi o subsistema delineado que sofreu mais modificações durante o andamento do projeto. Devido a sua interação direta com todos os outros componentes do veículo e piloto, é o elemento que requer mais cuidados por envolver o piloto constituindo uma célula de sobrevivência. Por este motivo, a convergência de malha gerada para o chassi deve ser revista. Os resultados para este quesito se configuraram inconsistentes em razão da máquina utilizada que não suportou o nível de exigência do programa para uma malha mais refinada. Esta mesma inaceitabilidade ocorreu para os componentes manga, munhão, barra axial e pedal. Apesar deste desarranjo, os resultados da simulação numérica de elementos finitos para o chassi demonstraram coerência com o objetivo, a estrutura se manteve no regime elástico e a rigidez se mostrou suficiente para que o piloto se mantenha, de acordo com o regulamento, em segurança para os casos de capotamento e impactos lateral e frontal com tubos selecionados de diâmetro $1\frac{1}{8}$ polegadas e 1,58 mm de espessura.

Os componentes de direção - desenhados de forma a manter o veículo com peso reduzido - cumprem a função de conduzir o veículo em curvas de acordo com a rotação do volante. Para isso, parâmetros muito específicos da metodologia de dimensionamento definida por Gillespie (1992) foram seguidos, como o respeito à Geometria de Ackerman, que orienta determinação dos esforços que se propagam pelo sistema. Todos os componentes, manga de eixo, munhão de direção, coluna de direção e barra axial foram ensaiados sob as condições mais severas que a literatura prevê. Os resultados se mostraram próximos do limite de escoamento das ligas de alumínio, o que pode parecer incipiente, mas respeita a condição inerente à eficiência do veículo, qual seja o peso mínimo. Análises de fadiga poderiam suceder fatores de segurança capazes de inviabilizar o projeto por considerar esforços sob muitos ciclos, mas a curta duração da competição não os justifica, o que vale para todos os componentes e ensaios do projeto.

Motor e transmissão conformam juntos o sistema de propulsão e ambos foram em maioria selecionados. O primeiro foi selecionado de acordo com uma matriz decisão realizada no Projeto Conceitual priorizando as características peso e dimensões, que culminaram em um motor de 2,4 HP Mitsubishi GT241 OHV 4 tempos e refrigerado a ar. A transmissão por polias de diâmetro 15,75 polegadas e 3 polegadas e correia em V tipo A-66 foi dimensionada de acordo com um catálogo e programa de um fabricante seguido pelo único componente não comercial deste subsistema que são os eixos. Como a metodologia de dimensionamento de eixos é a mesma para os eixos dianteiro e traseiro, estes foram associados no mesmo tópico e, para se manterem com as dimensões necessárias ao encaixe nos cubos de roda (20 mm de diâmetro), foi preciso fazer o uso de materiais com alta dureza e resistência (Aço 4340 e Aço Ni18).

Para delimitar o sistema de freio foi preciso estudar a dinâmica do veículo quando em frenagem, análise que forneceu as forças necessárias e a proporção de frenagem para possibilitar escolher e projetar os componentes do sistema. Os componentes selecionados foram a pinça de freio mecânica de 1 pistão, o disco de freio de 160 mm de diâmetro e os cabos de freio de aço, tendo como o único item concebido o pedal de freio em Al 6351 T6, que precisa obedecer uma relação de alavanca que multiplica a força aplicada no pedal. Empregando esta força no centro do pedal em simulação numérica verificou-se que o pedal em alumínio não escoa e têm um deslocamento mínimo, o que garante nele um sistema de freios sem folgas. Os próximos subsistemas, na sequência, são ergonomia e carroceria. As análises ergonômicas são importantes para entender o quão adequado o veículo é para um determinado piloto do ponto de vista das dimensões, alcance e visibilidade.

O último subsistema é a carroceria, uma vez que todo o veículo precisa estar finalizado para que o componente o envolva. Sua contribuição se dá a partir da redução da força de arrasto, que para ser calculada requer o coeficiente de arrasto. Ensaio computacionais determinam o coeficiente de atrito fundamentados em uma análise por elementos finitos com o uso de um modelo 3D e parâmetros anteriormente definidos como velocidade máxima de 45 km/h. A geometria que envolve e suaviza o chassi promoveu um bom resultado no que tange a potência resistiva do ar que o sistema de transmissão precisa vencer, ou seja, o desenho da carroceria reduziu a força de arrasto sucedendo aumento de eficiência. Entre duas opções de materiais para a carroceria, fibra de vidro e fibra de carbono, a fibra de vidro se mostrou mais adequada principalmente devido ao seu custo.

Até então somente análises desassociadas foram realizadas e nos capítulos de Visão Geral e Análise de Custos um produto finalizado é posto. As imagens e tabelas corroboram o veículo como funcional e de baixo custo (previsões iniciais). Apesar de ser um veículo com foco bem definido, a competição, é preciso entender este processo de pesquisa, criação e desenvolvimento como um problema simplificado que pode ser aplicado como uma solução real, se comprovada sua eficiência, para veículos automotores. Esta é uma grande importância deste projeto perante a Universidade, pois pode fomentar a pesquisa em áreas que o avanço se mostra necessário e aponta para possibilidades de continuidades de estudos sistemáticos proveitosos em Engenharia Mecânica.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

A metodologia PDP adotada afirma que a próxima fase de projeto consiste no estabelecimento do Projeto Detalhado do protótipo, no qual a fabricação em si é estudada e toda documentação necessária à manufatura é detalhada. Esta etapa define procedimentos como solda e usinagem, tolerâncias e ajustes, o passo a passo para manufatura e montagem, equipamentos e ferramentas necessárias, estabelecimento da geometria e materiais definitivos para cada componente e, por conseguinte, para o protótipo completo (Back, 2002).

Em relação às novas atividades que prontamente podem ser iniciadas a partir dos resultados obtidos neste trabalho, denotam-se projeto e ensaios computacionais da chapa de suporte do motor (desenho

técnico da chapa suporte do motor sugerida se encontra no Anexo V), projeto e ensaios computacionais do suporte de direção (desenho técnico do suporte sugerido se encontra no Anexo V), seleção e estudo de eficiência em rolamentos (cubos de roda e coluna de direção), projeto do assento do piloto e suas fixações de acordo com a acomodação no veículo, ensaios computacionais estruturais de carroceria e projeto e simulações do cubo do volante (elemento que liga o volante à coluna de direção). Todas estas propostas contribuem para refinar a predição do peso final do veículo, o que pode modificar boa parte das análises e esforços nos componentes do veículo.

A atividade futura mais significativa - que surge no horizonte deste trabalho como possibilidade de continuidade dos estudos aqui apontados - diz respeito à efetivação, no Departamento de Engenharia Mecânica (ENM) da UnB, de uma equipe de competição que se comprometa com o prosseguimento desta proposta. Assim, certamente seria possível a demonstração prática da viabilidade deste projeto, tornando-o uma iniciativa permanente, bem como um campo prolífero de formação e experiência de futuros engenheiros. Além disto, a formação de uma equipe também levaria para a Maratona da Eficiência Energética a participação direta da Universidade de Brasília, ampliando o campo de possibilidades de investimento acadêmico e representando mais uma possibilidade de trânsito entre teoria e prática na Faculdade de Tecnologia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

3ds, 2015. Disponível em: <www.3ds.com>. Acesso em: 5/05/2015.

All-Biz Ltd and licensors, 2015. Disponível em: <[www.id.all.biz /ar/albkrat-g39185](http://www.id.all.biz/ar/albkrat-g39185)>. Acesso em: 01/04/2015.

Ansys, Incorporated. "Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications". Element Description, Ansys Inc. 2010.

Arronilhas, M. **Estudos em Sistema de Direção Veicular**. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2005.

Autopedia, 2015. Disponível em: <http://www.xl.pt/autopedia/car_chas_aero/carroc.shtml>. Acesso em: 14/01/2015.

Awesome Inc. Project Dragon, 2014. Disponível em: <<http://sector111.blogspot.com.br/2014/12/project-dragon-drakan-spyder-update-8.html>> . Acesso em: 05/05/2015.

Back, N.; Forcellini. F.A. **Projeto de Produtos**. Apostila do curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica da UFSC. Florianópolis, 2002.

Bastow, D. "*Car Suspension and Handling*". 3 ed. Warrendale, PA, USA : *Pentech Press: Society of Automotive Engineers*,1993.

Budynas, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8ª ed. New York: *Mc Graw-Hill Companies*, 2011.

Canut, F. A. **Análise Estrutural do Chassi de um Veículo Fórmula SAE pelo Método de Elementos Finitos**. Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 2014.

Carrodecaragem, 2015. Disponível em: <<http://www.carrodegaragem.com/tipos-de-carroceria-fotos-exemplos/>>. Acesso em: 14/01/2015.

Car Body Design, 2015. Disponível em: <<http://www.carbodydesign.com/media/2014/09/04-Renault-EOLAB-Concept-Body-In-White-materials-720x773.jpg>> . Acesso em: 12/01/2015.

Carraotop, 2016. Disponível em: <<http://carraotop.wordpress.com/>>. Acesso em: 24/01/2016.

Carros Infoco, 2015. Disponível em: <<http://www.carrosinfoco.com.br/>>. Acesso em: 14/05/2015.

Cicles Rawine, 2015. Disponível em: <http://www.ciclesrawine.com.br/ecommerce_site/index.php?zt=1&cdg=7319>. Acesso em: 11/06/2015.

Comitê Organizador Maratona de Eficiência Energética *12a. Etapa. Regulamento da Maratona da Eficiência Energética 2015*.

Crouse, W. H. "*Automotive Mechanics*", New York: McGraw-Hill, 4 ed, ,1960.

Crolla, David A. "*Automotive Engineering*". Burligton: Elsevier, 2009.

Direct Cars, 2016. “*Fiberglass Body Kits vs. Carbon Fiber Auto Kits*”. 2016.

DrivingItalia. 2015. Disponível em: <http://www.drivingitalia.net/index.html/_/hardware/volante-gt-e-flat1-da-fanatec-r21378>. Acesso em: 01/06/2015.

Exomotive, LLC, 2014. Disponível em: <<http://exomotive.com/exocet/>> . Acesso em: 01/05/2015.

Fonseca, P.H.C. **Mitos e Autos, 2012**. Disponível em: <www.mitoseautos.blogspot.com>. Acesso em: 25/03/2015.

Furtado, D.C. **Análise Estrutural de Chassi de Veículos Automotivos**. Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, 2013.

Getit Infoservices Pvt. Ltd 2011. Disponível em: <www.getit.in>. Acesso em: 25/05/2015.

Gillespie, T. D. “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”. Warrendale: *Society of Automotive Engineers, Inc*, 1992.

Globo Comunicação e Participações S.A. *Tech Tudo*. 2012. Disponível em: <<http://www.techtodo.com.br/artigos/noticia/2012/05/tecnologia-da-f1-no-seu-carro-atual.html>>. Acesso em: 25/06/2015.

Gott, P.G. “*Changing Gears: The Development of the automotive transmisssion*”. *Society of Automotive Engineers*, 1991.

Halliday, D., Resnik R., Krane, D. S. Física 1, volume 1, 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1996.

Happian-Smith, J.. “*An Introduction to Modern Vehicle Design.*”

Hathaway, R. B. “*Lecture Notes. Mechanical Engineering ME 481, Vehicle Design*”. Apostila de Projeto de Veículos, 2000.

Henze, A.;Shcoroder, W. “*Fahrzeug- und Windradaerodynamik - Automobiles. Institute of Aerodynamics*”. RWTH Aachen University, 2015.

Hella Pagid. 2002. Disponível em: <<http://www.hella-pagid.com/hellapagid/index.html?rdeLocaleAttr=en>>. Acesso em: 03/04/ 2015.

Hochschule Offenburg Team, 2015. Universidade de Ciências Aplicadas Hochschule Offenburg, Shell Eco-marathon. Disponível em: <schluckspecht.net>. Acesso em: 12/04/2015.

Honda, 2015. Disponível em: <<http://www.honda.com.br/produtos-de-forca/Paginas/Default.aspx>>. Acesso em: 20/05/2015.

How Stuff Works, 2015. Disponível em: <<http://auto.howstuffworks.com/transmission-pictures.htm>>. Acesso em: 12/01/2015.

Hulsey, Kevin. **Technical illustration**, 2015. Disponível em: <<http://www.khulsey.com/>>. Acesso em: 15/052015.

Instituto de Astronomia, Geofísica e Ciências Atmosféricas, **Boletim Climatológico Anual Da Seção Técnica de Serviços Meteorológicos**, 2014: 76.

- Kriek, C. **Mudança de rumos**. KPMG, 2011. *KPMG's 2011 Global Auto Executive Survey*, 2011. Disponível em: <www.kmpg.com.>. Acesso em 20/04/2015.
- Lanfrit, M. “*Best Practice guidelines for handling Automotive External Aerodynamics with FLUET.*” 2005.
- Lang, F. **Potência de tração de um veículo automotor**, 2009.
- Lencher, G. e Harald N. “*Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*”. United Kingdom, Springer, 1999.
- Limpert, R.. “*Brake Design and Safety*”. Vol. 2ed. New York, 2010.
- Lisboa, V. J. A. B. **Desenvolvimento de Conceito e Análise Estrutural de um Kart que Acompanha o Crescimento da Criança**. Universidade Técnica de Lisboa, Instituto Superior Técnico, 2009: 120.
- Lorenzetto, L.A. **Revista Brasileira de Atividade Física & Saúde** **11**, 2006.
- Luz, M. L. G. S. **Motores a Combustão Interna**. Apostila de Motores.
- LLmn. “*Carbon Fiber vs. Fiberglass. A Comparison Between the two Materials*”, Disponível em: <https://infogr.am/carbon-fiber-vs-fiberglass >. Acesso em: 18/01/2016.
- Madenci, E. e Ibrahim G. “*The Finite Element Method and Applications in Engineering using Ansys*”. New York, Springer, 2006.
- Madureira. **Dinâmica de Veículos**. Apostila da Escola Politécnica, 2002.
- Magura Inc, 2015. Disponível em: <http://www.magura.com/en.html>. Acesso em: 22/04/2015.
- Matweb, 2015. Disponível em: <www.matweb.com>. Acessado em: 20/11/2015.
- MDH *Motors*. 2015. <http://mdhmotors.com/>. Acesso em: 16/03/2015.
- Meritor Inc. 2015. Disponível em: <http://www.meritor.com/default.aspx>. Acesso em: 13/04/2015.
- Milliken, W. F. “*Race Car Vehicle Dynamics*”. Warrendale: SAE, 1995.
- Mitsubishi, 2016. Disponível em: <https://www.mhi-global.com/products/expand/4_stroke_gasoline_engine_02.html>. Acesso em: 15/01/2016.
- Mitsuboshi Belting Ltd.* 1999. Disponível em: <http://www.mitsuboshi.co.jp/english/>. Acesso em: 29/04/2015.
- Moreira, A. Blog do Jornalista Arnaldo Moreira. **10ª Maratona Universitária da Eficiência Energética**. Disponível em: <http://blogdojornalistaarnaldomoreira.blogspot.com.br/2013/08/10-maratona-universitaria-da-eficiencia.html>. Acesso em: 01/01/2015.
- NDH, 2015. Dispível em: <http://ndh.vn/>. Acesso em: 11/03/2015.
- Nicolazzi, L. **Introdução à Modelagem Quase-Estática de Veículos Automotores de Rodas**. Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânicas, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Nicolazzi, L. **Apostila de Veículos**, 2001.

Pedaleira, 2016. Disponível em: <<http://pedaleria.com/pistoes-freios-a-disco/>>. Acesso em: 13/01/2016.

Pedalokos, 2015. Disponível em: <http://www.pedalokos.com/index.asp?id_pag=609&id=3846>. Acesso em: 20/11/2015.

Podium. *Cycle to Work*. Disponível em: <<http://podium4bikes.com/>>. Acesso em: 15/03/2015.

Propi. 2015. Disponível em: <www.propi.ifto.edu.br>. Acesso em: 31/03/2015.

Ramos, M. O. **Estudo das melhores práticas da aerodinâmica veicular, visando a melhoria de consumo de combustível e redução de emissões de poluentes aplicadas a veículo de passeio**, 2012.

Ravi, M. “*Classification of Internal Combustion Engines*”. New Delhi: IIT Hauz Khas, 2015.

Reddit, 2016. Disponível em: <https://www.reddit.com/r/formula1/comments/3fjcsn/drag_coefficients_of_various_shapes/>. Acesso em: 18/01/2016.

Reimpell, J., e H. Stoll. “*Automotive chassis: Engineering Principles*”. Woburn: BH, 2001.

Revista Bicicleta, 2012. Disponível em: <<http://www.revistabicicleta.com.br/>>. Acesso em: 06/04/2015.

SAE Standards, 2015. Disponível em: <<http://standards.sae.org>>. Acesso em 01/04/2015.

Santos, A. R. **Elaboração de Túnel de Vento para Aplicações de Ensaios Aerodinâmicos**, 2014.

Shimano Inc, 2014. Disponível em: <<http://www.shimano.com/>>. Acesso em: 5/04/2015.

Souza, Ten. Cel. M.A. **Chassis: estudo de pneus e roda**. Instituto Militar de Engenharia, 1990.

Shell, 2015. Disponível em: <<http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon.html>>. Acesso em: 22/11/2015

Shockmetais, 2015. Disponível em: <www.shockmetais.com.br>. Acessado em: 28/10/2015.

Steeda Auto Sports, 2015. Disponível em: <<http://www.steeda.com/>>. Acesso em 15/04/2015.

Stone, R. “*Internal Combustion Engines*”. *Society of Automotive Engineers*, 2 ed., Warrendale, PA, USA, 1993.

Tilley, A. R. **As Medidas do Homem e da Mulher**. Porto Alegre: Editora Bookman, 2007.

TRW, 2016. Disponível em: <<http://www.trw.com.br/>>. Acesso em :10/01/2016.

Turner, M. “*Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures*”. *Jornal of the Aeronautical Science*, 1956.

UFRGS. **Motor Ciclo Otto**, 2015. Disponível em: <<http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>>. Acesso em 25/03/2015.

Velocidade Total, 2015. Disponível em: <<http://velocidadetotal.com.br/disputas-da-11a-maratona-universitaria-da-eficiencia-energetica-em-interlagos/>>. Acesso em: 11/05/2015.

Vzan, 2015. Disponível em: <<http://www.comprevzan.com.br/aro-vmaxx-bmx.html>> .Acesso em: 20/11/2015.

ANEXOS

Anexo I	Tabela Comparativa entre os Motores Pesquisados / Matriz Decisão
Anexo II	Imagens de todos os Ensaios Realizados no Programa <i>Ansys</i>
Anexo III	Rotinas <i>Matlab</i> para o Sistema de Freio e Sistema de Direção
Anexo IV	Desenho Técnico da Polia Movidada Cedido pelo Fabricante
Anexo V	Desenhos Técnicos de Conjunto e de Cada Peça

Anexo I: Tabela Comparativa entre os Motores Pesquisados / Matriz Decisão

Fabricante		Modelo	Dimensões (mm)		Volume (mm ³)	Potência Máx. (HP)	Potência Nom. (HP)	Torque (N.m)	Cilindrad a (cc)	Peso (Kg)	Rotação Pot. Máx. (rpm)	Rotação Torque Máx. (rpm)	Custo médio (R\$)	Taxa de compressão	Consumo máx. (g/KW.h)	Eixo
			largura	comprimento												
Kawasaki	GV 400	291	365	275	29209125	4	6,3	139	13,5	3600	2500	8,15:1	395	VERT		
	GV 600	348	395	282	38763720	6	9	173	14,1	3600	2500	8,5:1	395	VERT		
	GE 700	385	340	340	44506000	7	12	212	15,3	4000	2500		651,91	HOR		
	GE 900	380	440	450	75240000	9	17	277	26	4000	2500		1.150,35	HOR		
Mitsubishi	GT 240	282	304	284,5	24389616	2,4	1,8	80	8,5	3600			499,22	HOR		
	GT 400	306	345	320	33782400	4	2,9	126	12,75	3600			541,55	HOR		
	GT 600	317	354	353	39612954	6	4,4	181	15,8	3600			563,96	HOR		
	TG47V1	300	400	360	43200000	4,75	4	139	13,5	3600	2750	8:1	595,48	VERT		
Toyota	TG67V1	380	480	400	72960000	6,75	6	200	14	3600	2750			313		
	TE40Z	310	320	370	36704000	4		166	14	3600			600,78	313		
	TF25FX1	247	304	286	21475168	2,4	2	87	11	4000	3000	7,7:1	559,70	395		
	TF55FX1	312	362	335	37836240	5,5	5	163	15	3600	2600		625,46	395		
	TF60FX2	320	390	345	43056000	6	5,5	180	16	3600	2600			395		
	TF65FX1	312	376	335	39299520	6,5	6	196	16	3600	2600		742,42	395		
	TF70FX2	320	390	345	43056000	7	6,5	212	20	3600	2600			395		
Subaru	TF80FX1	380	416	410	64812800	8	7,5	242	25	3600	2600		119,86	395		
	TF90FX1	380	416	410	64812800	9	8,5	270	26	3600	2600		1.408,20	395		
	EY20D3	303	326	392	38720976	5	3	183	15,2	4000	3000					
	EH12-2D	299	330	366	36113220	4	2,8	121	15	4000	2600					
	EX13	297	341	318	32206086	4,3	3	126	15	4000	2600					
	EX21	311	366	335	38131710	7	5	211	16	4000	2600		1.343,32	395		
	EX27	351	420	410	60442200	9	6	265	21	4000	2600		1.564,57	395		

Vulcan	VM120	295	335	380	37553500	4,4		7,5	118	12	4000	2800		8,5:1		HOR
	VM 160	300	280	390	32760000	5,5		11	163	15	4000	2500		8,5:1	1,5 L/h	HOR
Buffalo	BFG6	340	415	270	38097000	6		11	196	14	3600	2500	R\$ 875,52	8,0:1	1,5 L/h	VERT
	BFG2.8	300	300	323	29070000	2,8		4	87	10	3600	3600	R\$ 620,16	8,0:1		HOR
	BFG5.5	335	395	390	51606750	5,5		11	163	15	3600	2500	R\$ 696,20	8,5:1	1,5 L/h	HOR
	BFG7	380	430	400	65360000	7		13,5	208	16	3600	2500	R\$ 864,00	8,2:1	1,58 L/h	HOR
	BFG6.5 EC	425	435	390	72101250	6,5		13,5	196	18	3600	2500	R\$ 716,68	8,5:1	1,5 L/h	HOR
	BFG8	485	500	510	123675000	8		17	242	25	3600	2500	R\$ 1.424,64	8,2:1	1,9 L/h	HOR
Branco	B4T-2.8H	325	395	345	44289375	2,8	2	4,8	87	10	3600	2500		8,0:1	0,6 L/h	HOR
	B4T-5.5H	395	335	390	51606750	5,5	5	11	163	15	3600	2500		8,5:1	1,5 L/h	HOR
	B4T-6.0V G3	400	460	400	73600000	6	5,5	11	196	13	3600	2500		8,0:1	1,5 L/h	VERT
	B4T-6.5H	335	395	390	51606750	6,5	5,5	13,5	196	16	3600	2500		8,5:1	1,7 L/h	HOR
	B4T-7.0H	330	390	340	43758000	6,9	5,85	14,3	208	16	3600	2500	R\$ 638,37	8,7:1	1,8 L/h	HOR
	B4T-8.0H	435	470	455	93024750	8	7,2	17	242	25	3600	2500		8,2:1	2,4 L/h	HOR
Honda	GX100 KRW	306,5	268	290	23821180	3	2,8	5,8	98	10,8	3600	2500		8,5:1	327	HOR
	GX120	341	305	318	33073590	4	3,5	7,5	118	13,2	3600	2500		8,5:1		HOR
	GX160	362	312	335	37836240	5,5	4,8	11	163	15,2	3600	3600		8,5:1		HOR
	GX200	362	321	335	38927670	6	5,5	13,5	196	16	3600	3600		8,5:1		HOR
Média	GX270	428	381	422	68814696	9	8,4	19,5	270	25,8	3600	2500		8,5:1		HOR
	Valor	341,72	373,22	360,84	48022269,17	5,77	4,86	11,54	177,05	16,09	3697,56	2664,86	795,20		381,38	
	Pesos	0,05	0,05	0,05	5	2	0	4	0,3	0,5	2	0	0			
Ponderada	MAX	485	500	510	123675000	9	8,5	19,5	277	26	4000	3600	1564,57		450	
	MIM	247	268	270	21475168	2,4	1,8	4	80	8,5	3600	2500	119,86		313	

Anexo II: Imagens de todos os Ensaios Realizados no Programa Ansys

CHASSI

Ensaio 1 – Arco principal: Força lateral de 1176 N no sentido x

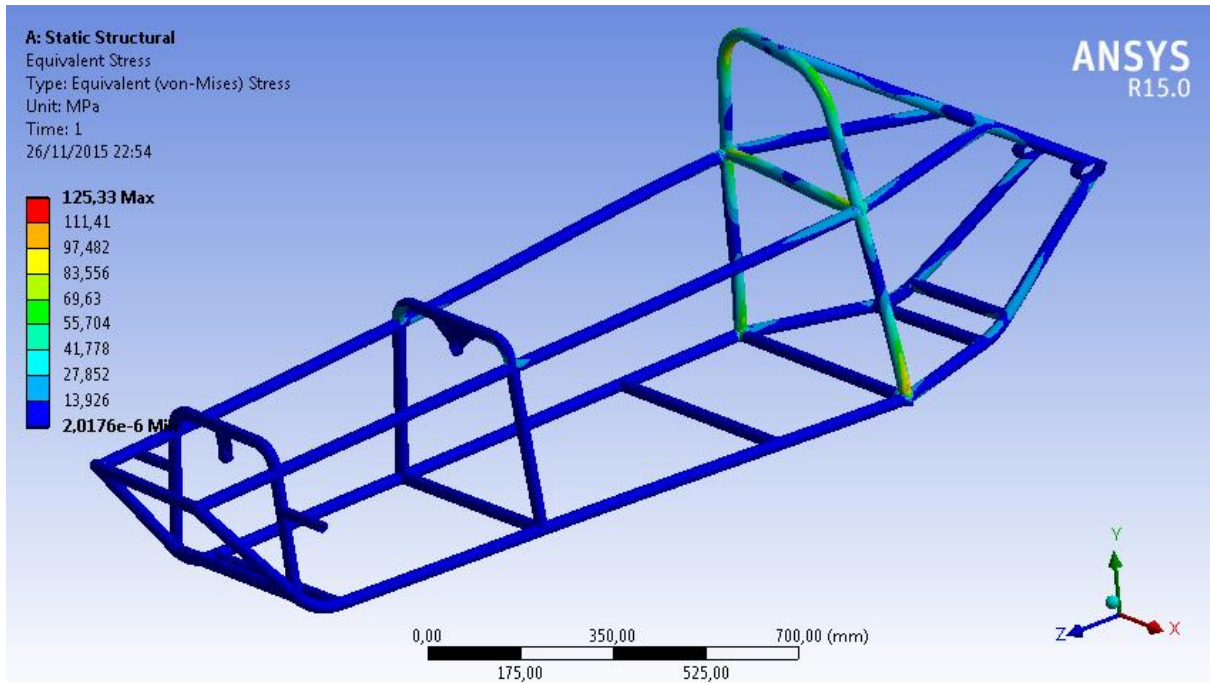


Figura 187 Força lateral na direção x, Tensão equivalente de *von Mises*.

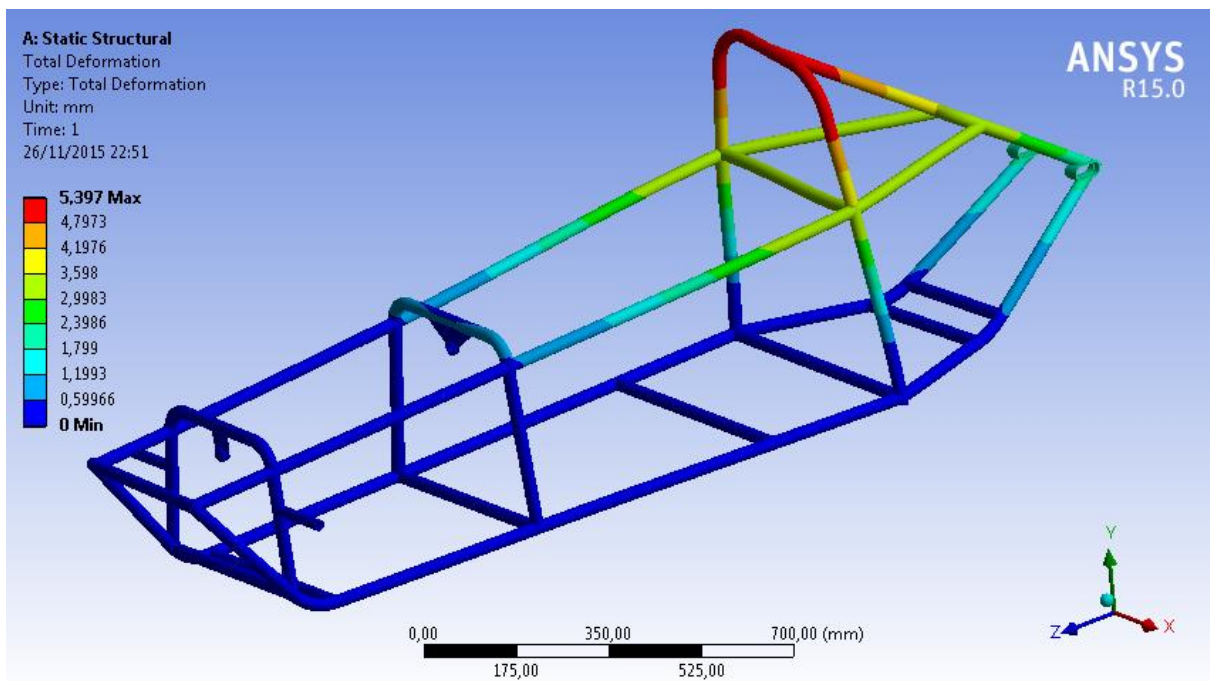


Figura 188 Força lateral na direção x, Deslocamento total.

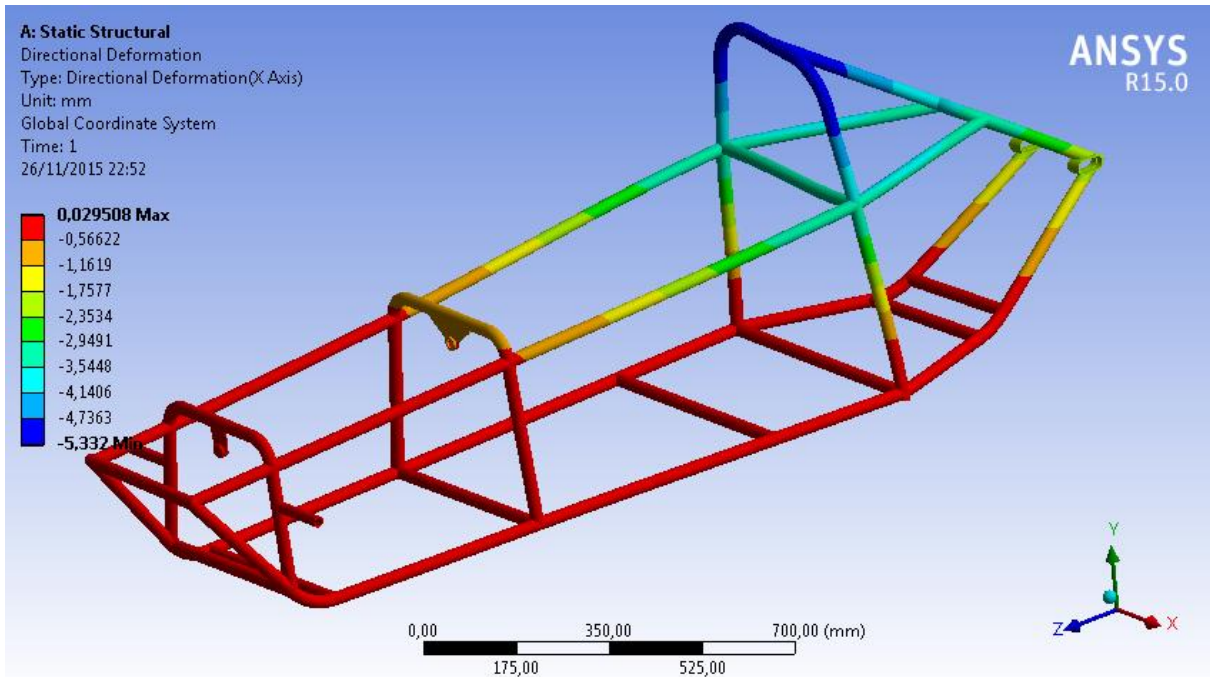


Figura 189 Força lateral na direção x, Deslocamento na direção X.

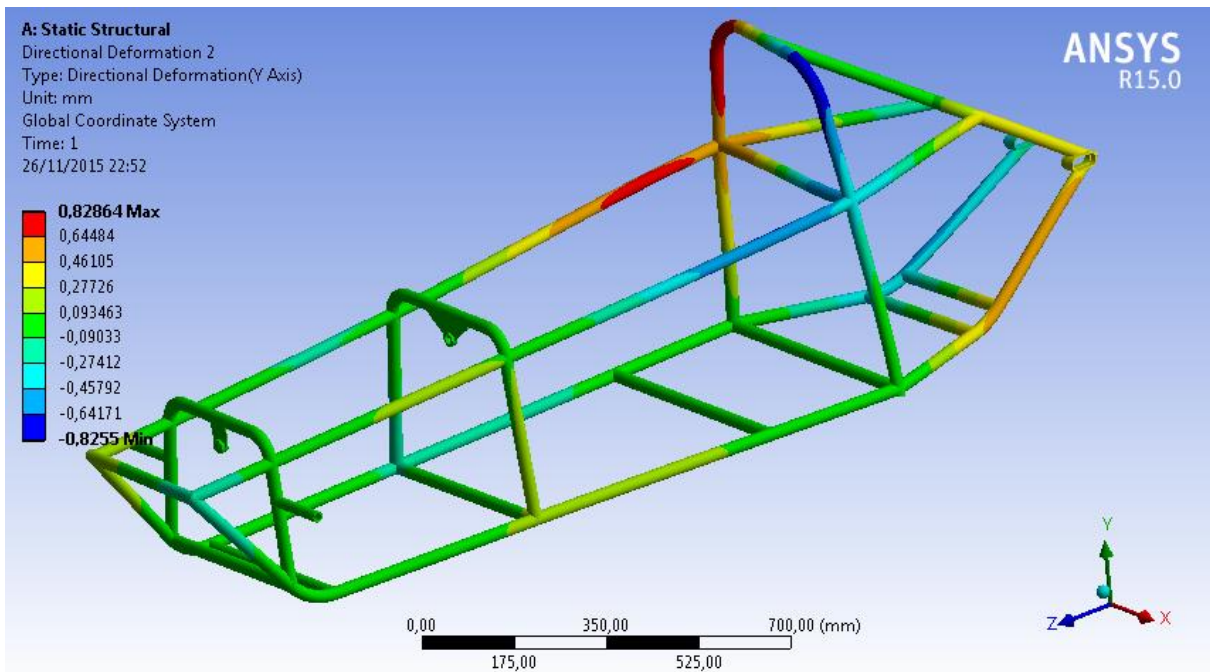


Figura 190 Força lateral na direção x, Deslocamento na direção Y.

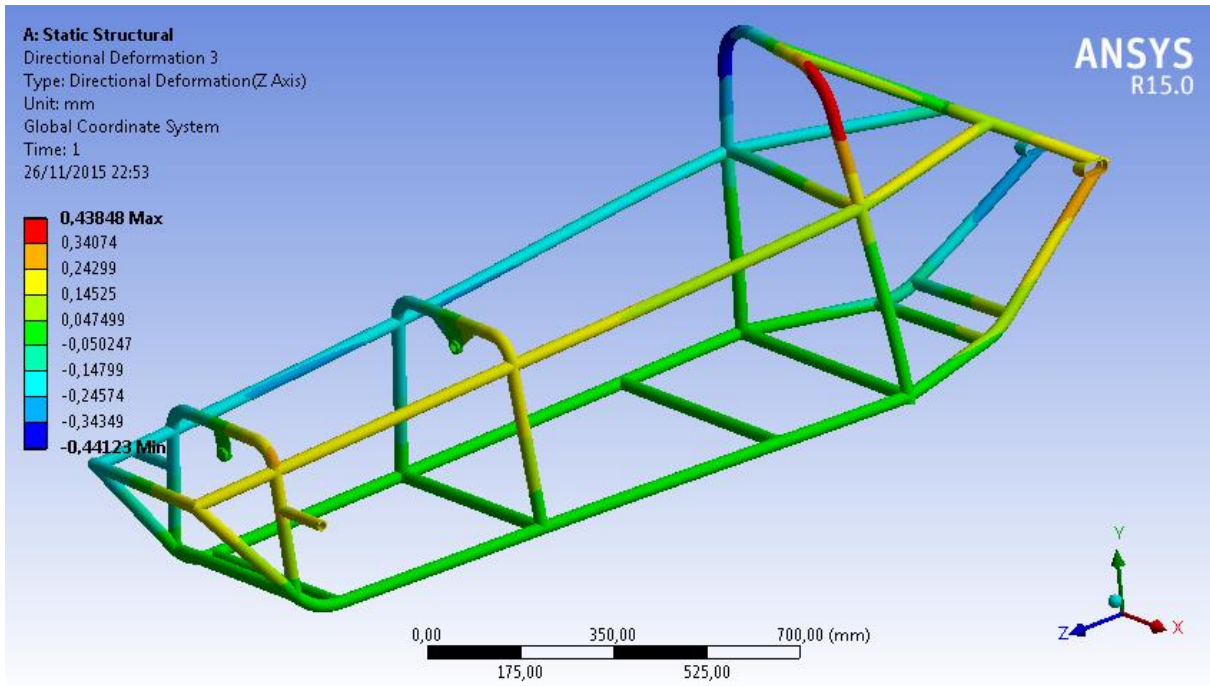


Figura 191 Força lateral na direção x, Deslocamento na direção Z.

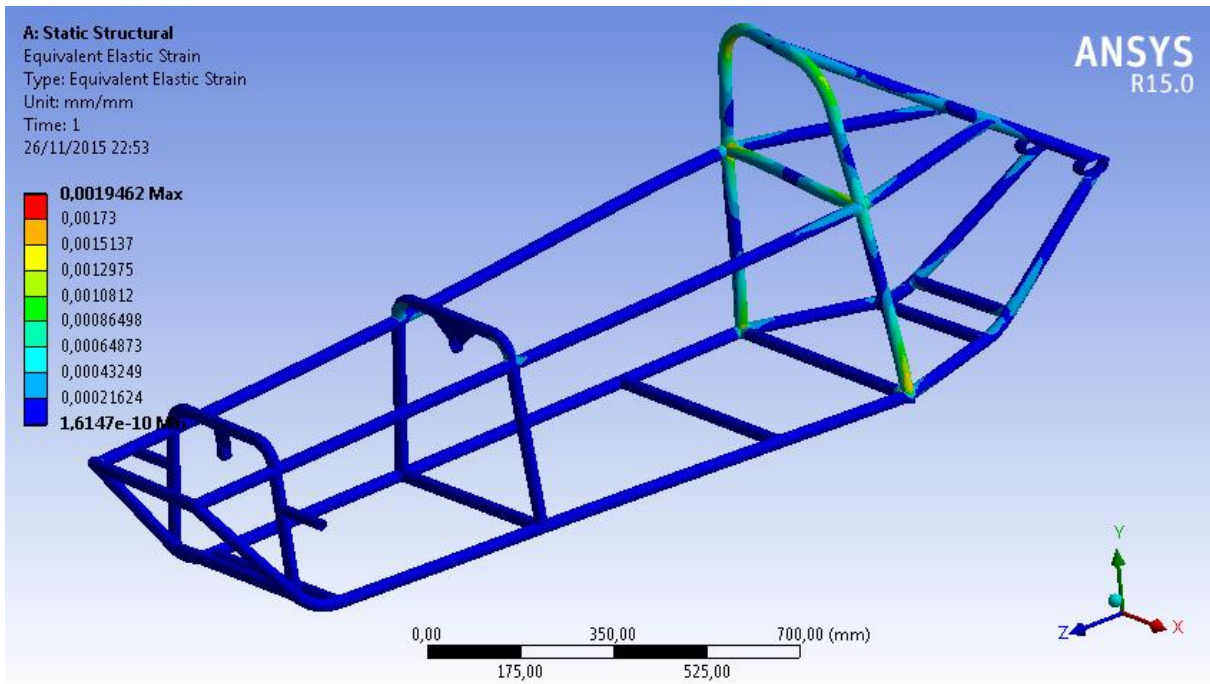


Figura 192 Força lateral na direção x, Deformação equivalente.

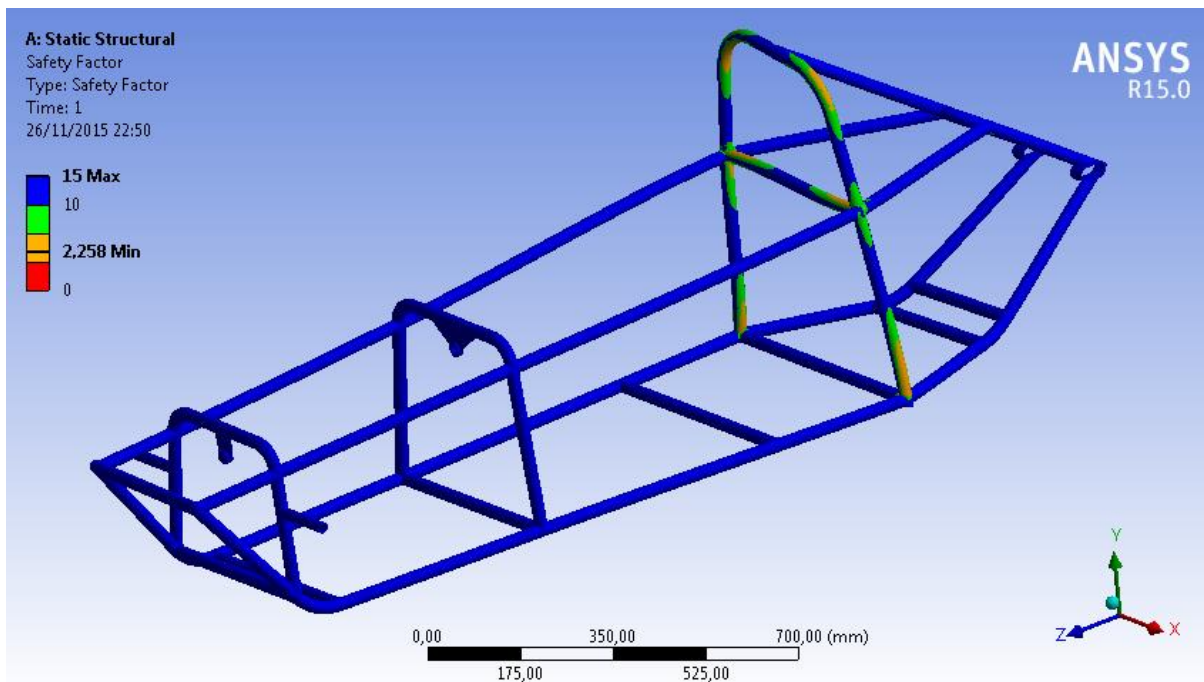


Figura 193 Força lateral na direção x, Fator de segurança.

Ensaio 2 – Arco principal: Força vertical de 1176 N no sentido y

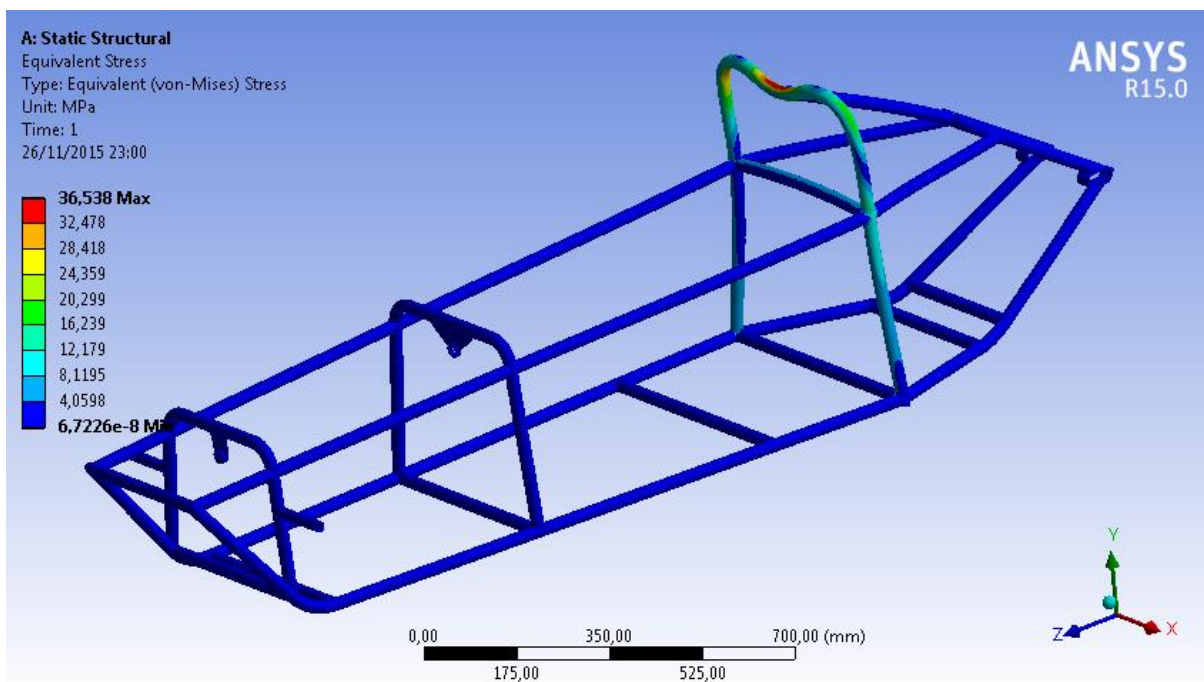


Figura 194 Força vertical na direção y, Tensão equivalente de *von Mises*.

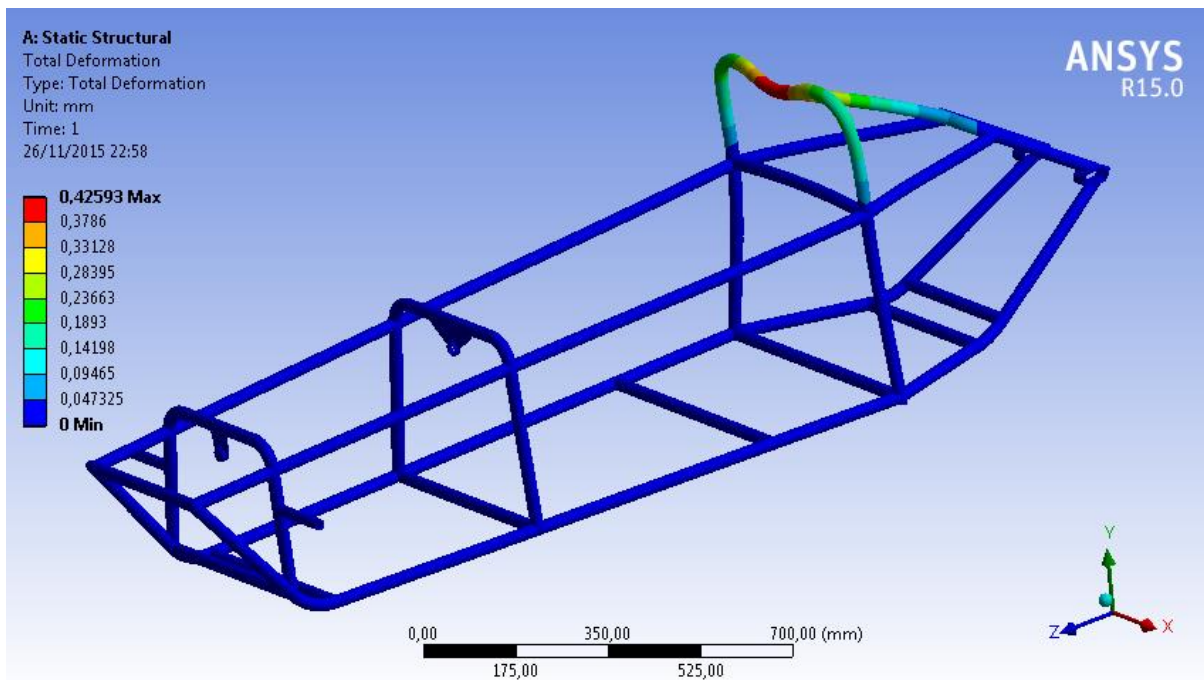


Figura 195 Força vertical na direção y, Deslocamento total.

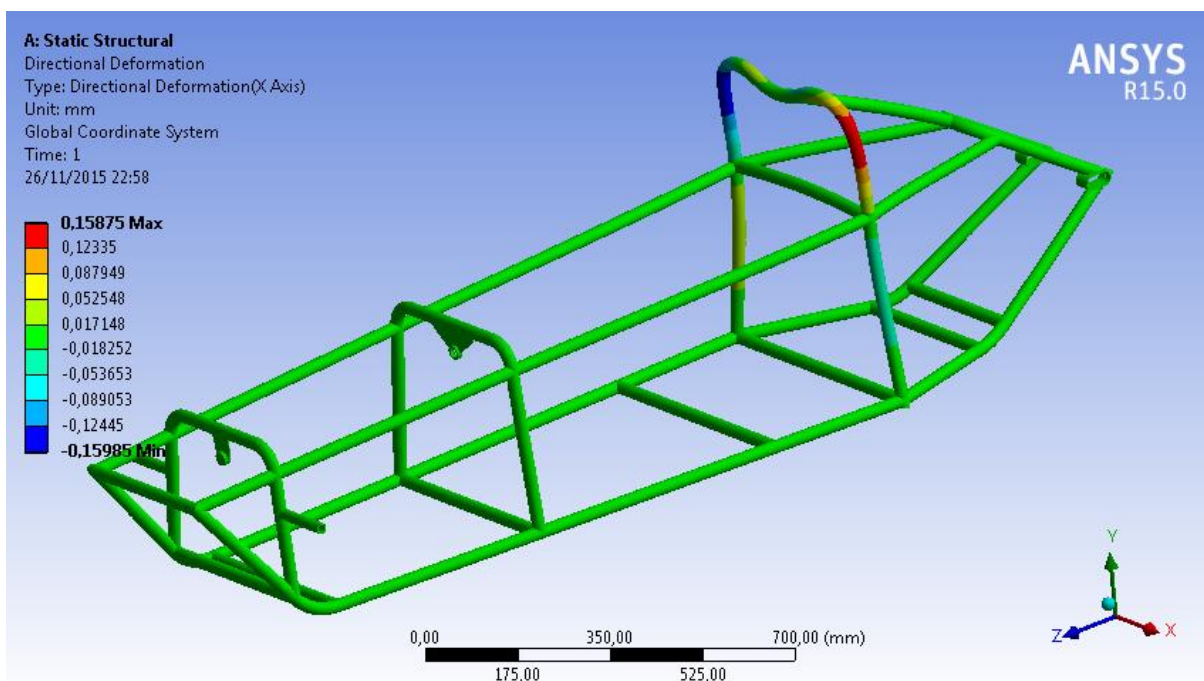


Figura 196 Força vertical na direção y, Deslocamento na direção X.

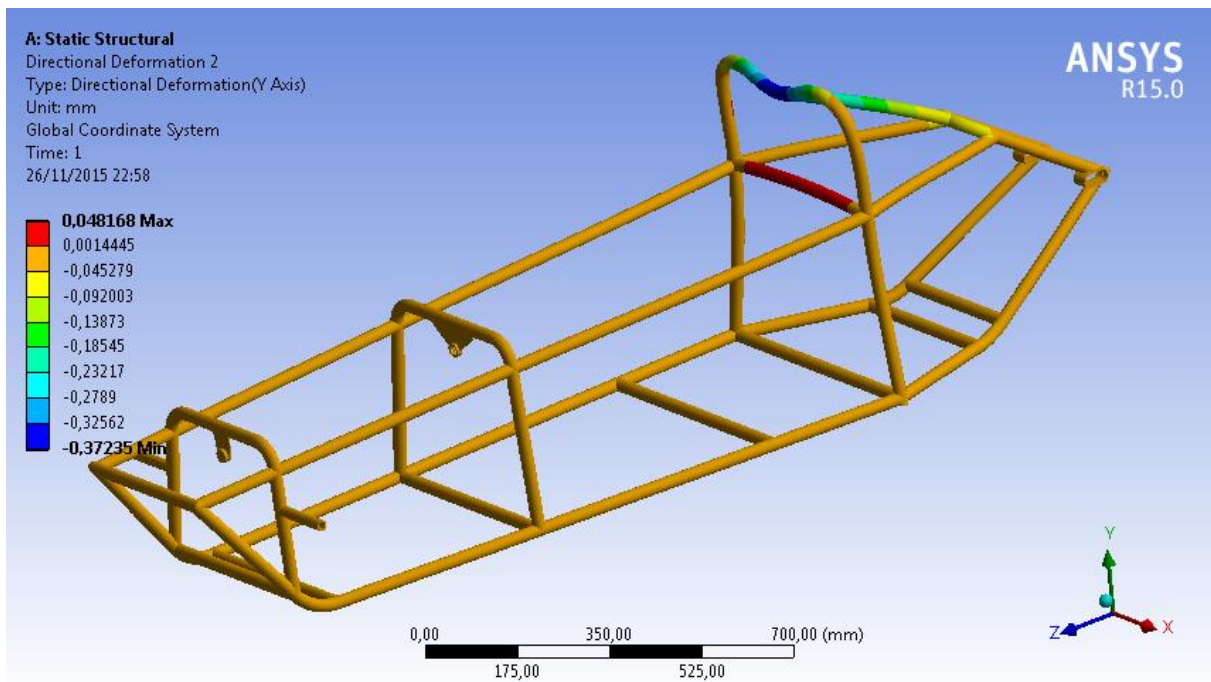


Figura 197 Força vertical na direção y, Deslocamento na direção Y.

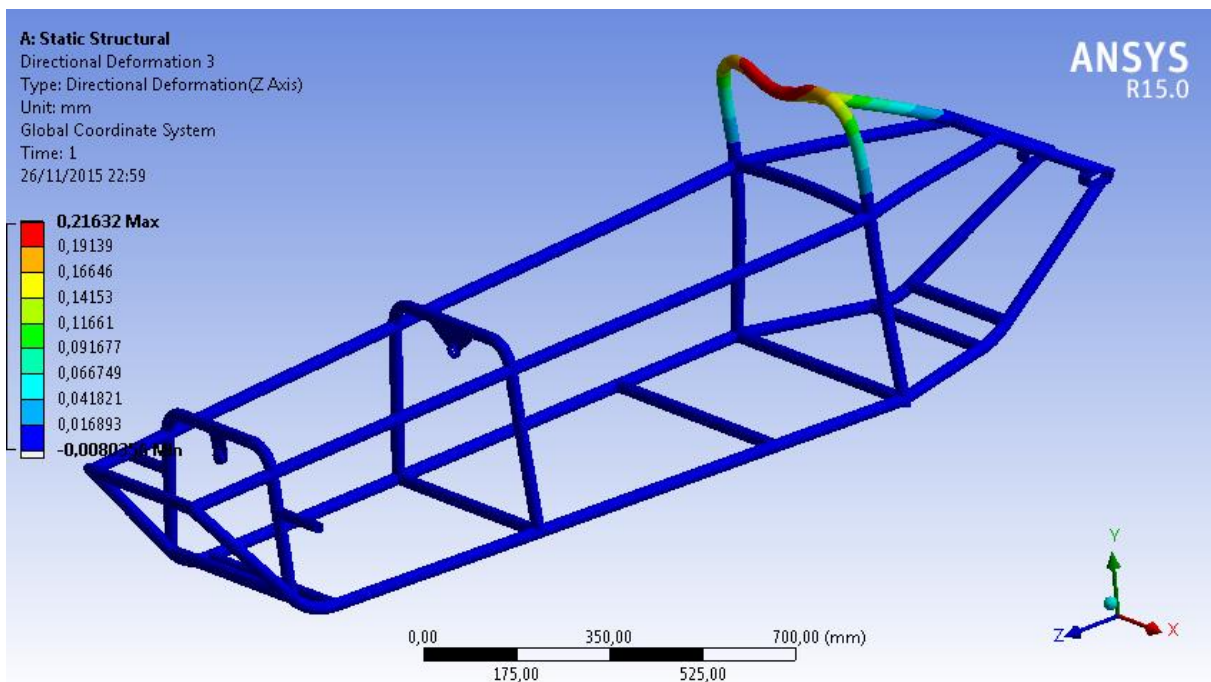


Figura 198 Força vertical na direção y, Deslocamento na direção Z.

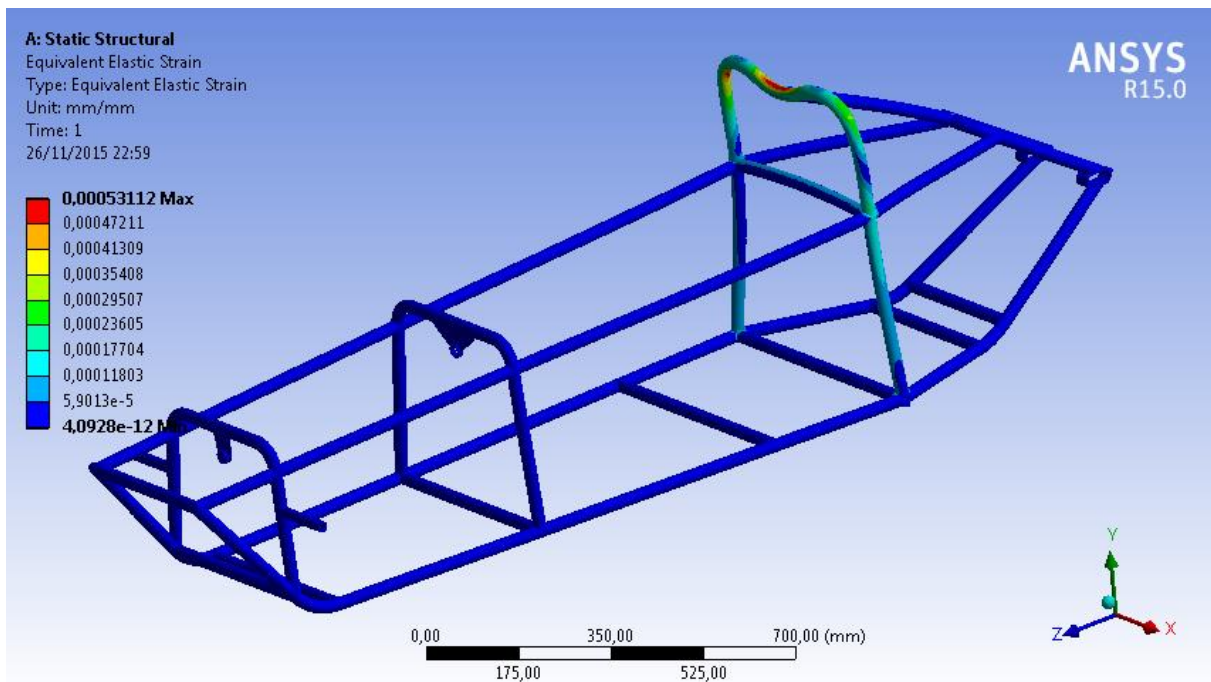


Figura 199 Força vertical na direção y, Deformação equivalente.

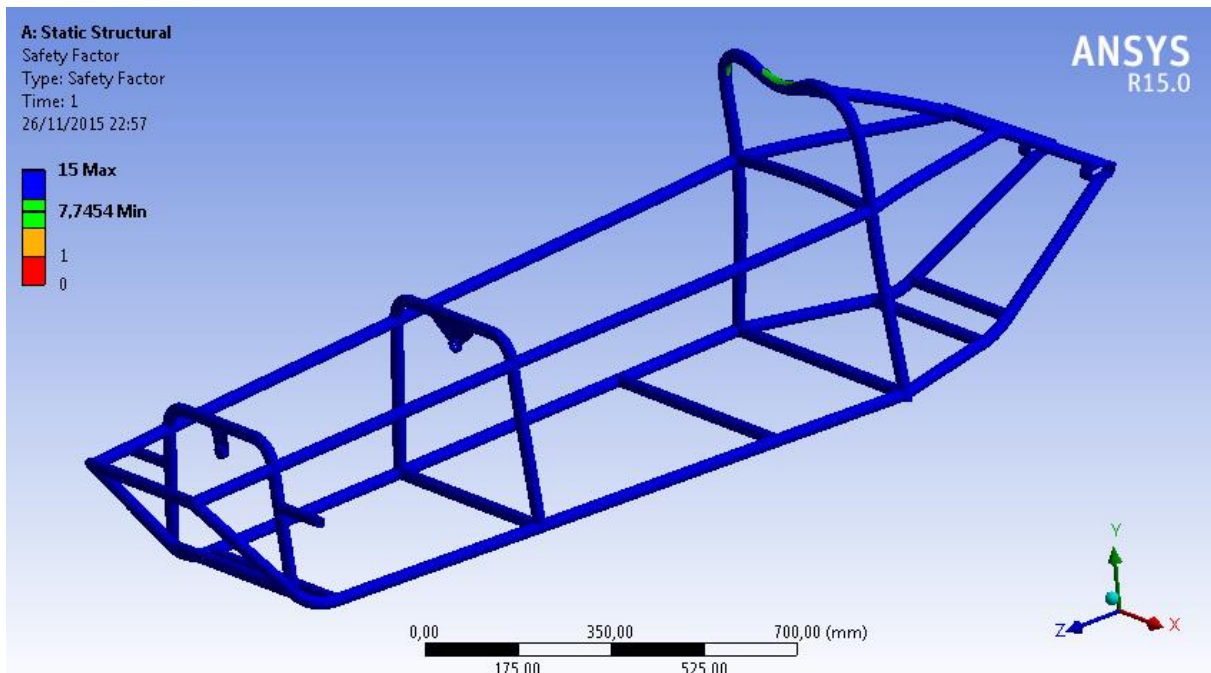


Figura 200 Força vertical na direção y, Fator de segurança.

Ensaio 3 – Arco principal: Força frontal de 1176 N no sentido z

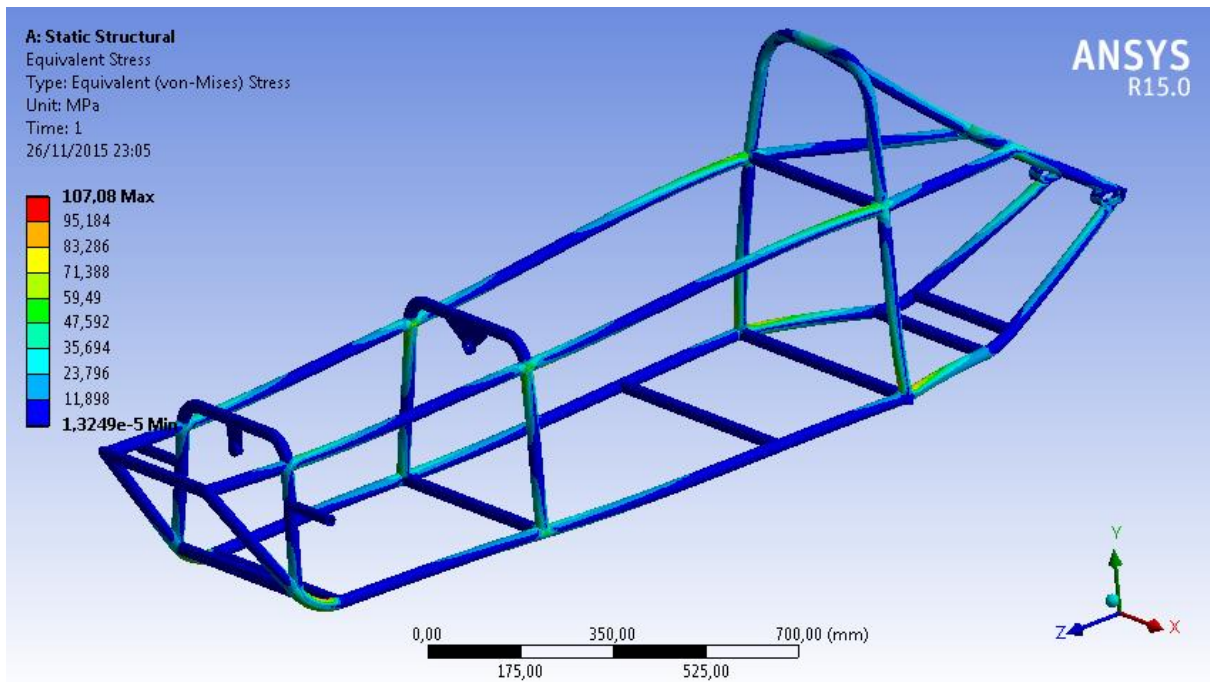


Figura 201 Força frontal na direção z, Tensão equivalente de *von Mises*.

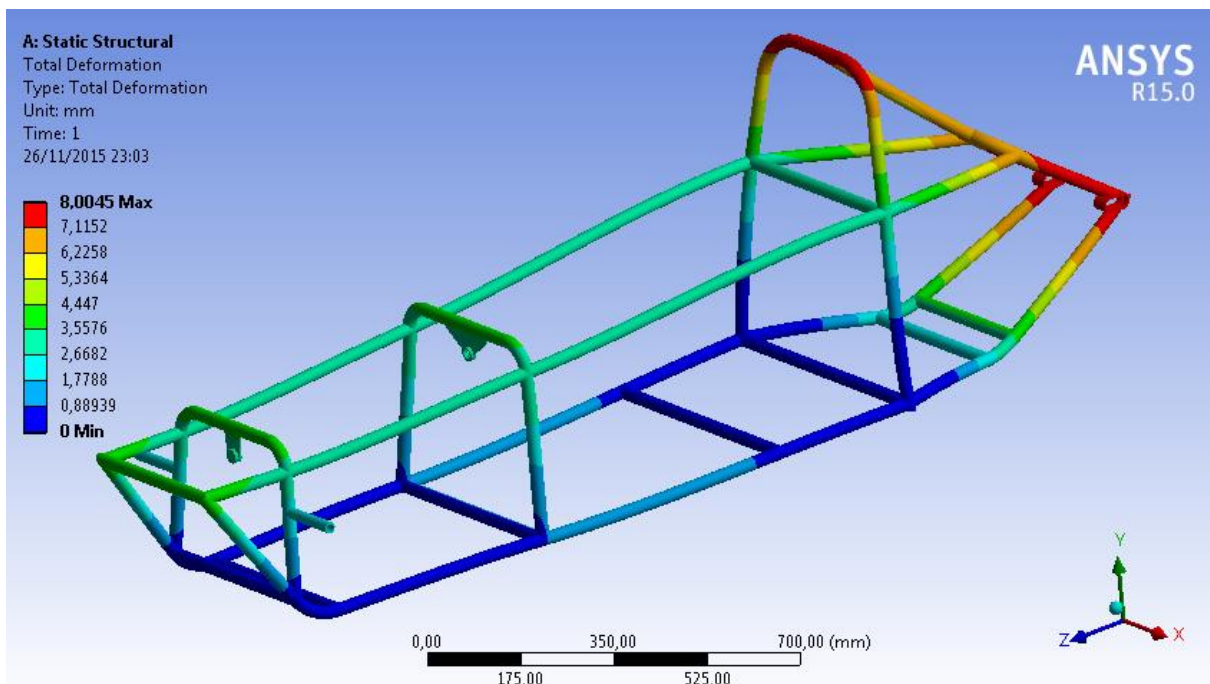


Figura 202 Força frontal na direção z, Deslocamento total.

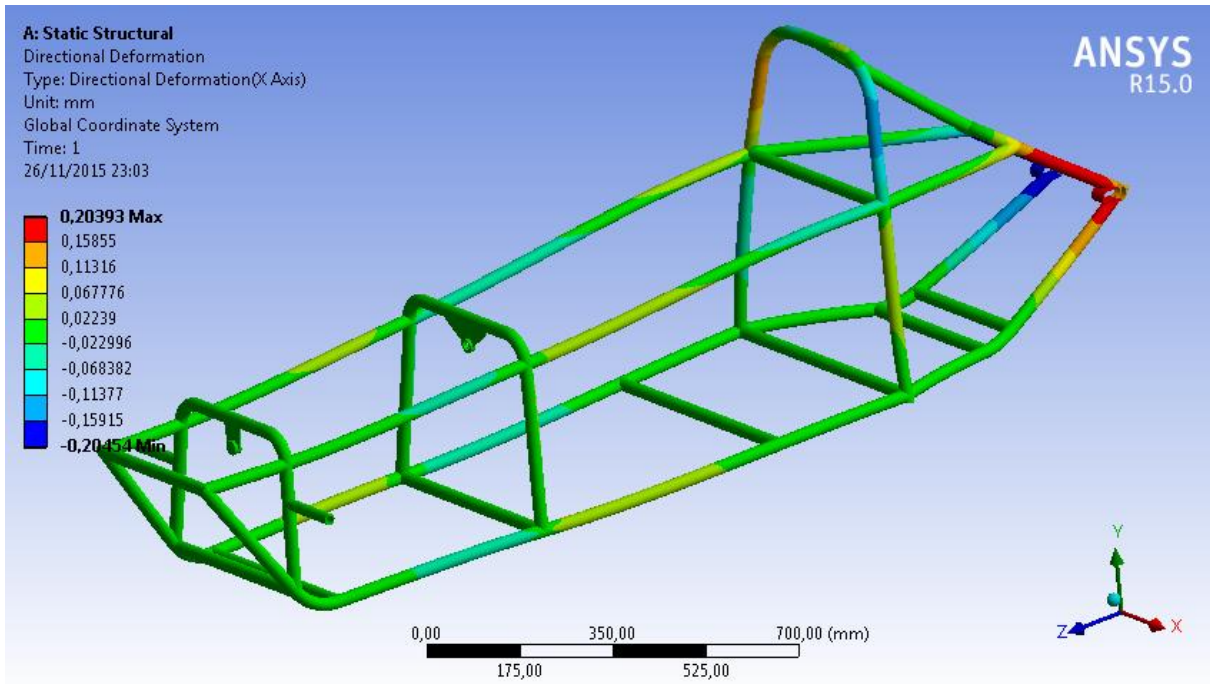


Figura 203 Força frontal na direção z, Deslocamento na direção X.

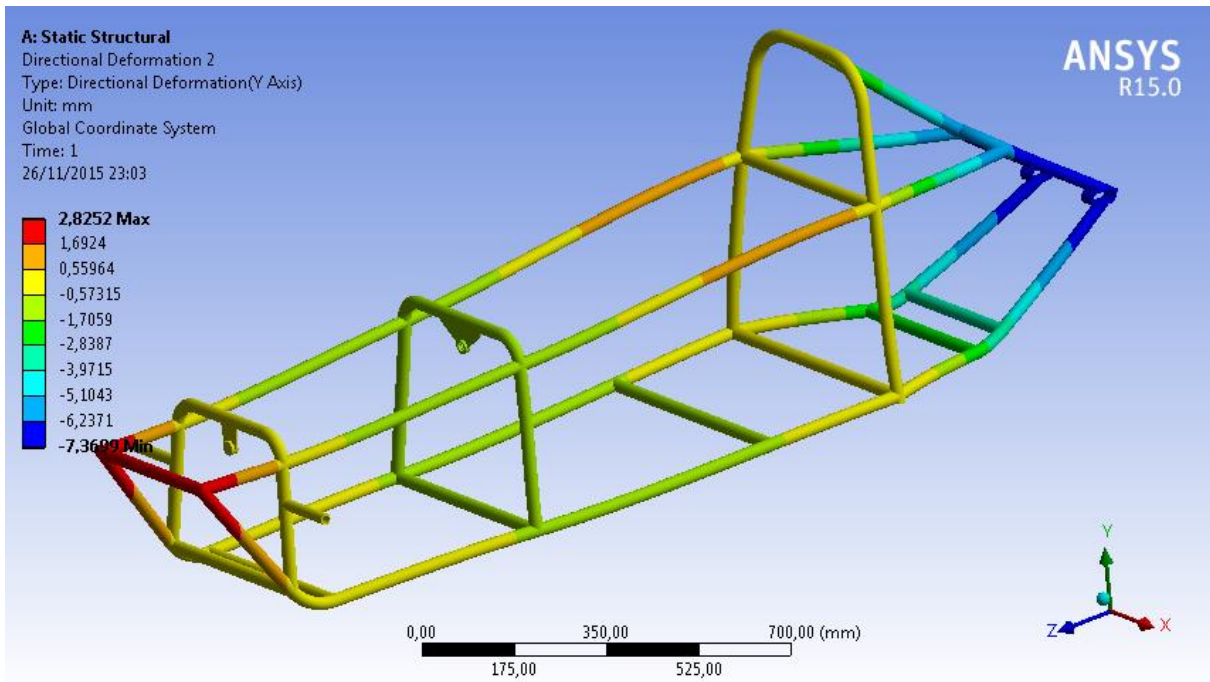


Figura 204 Força frontal na direção z, Deslocamento na direção Y

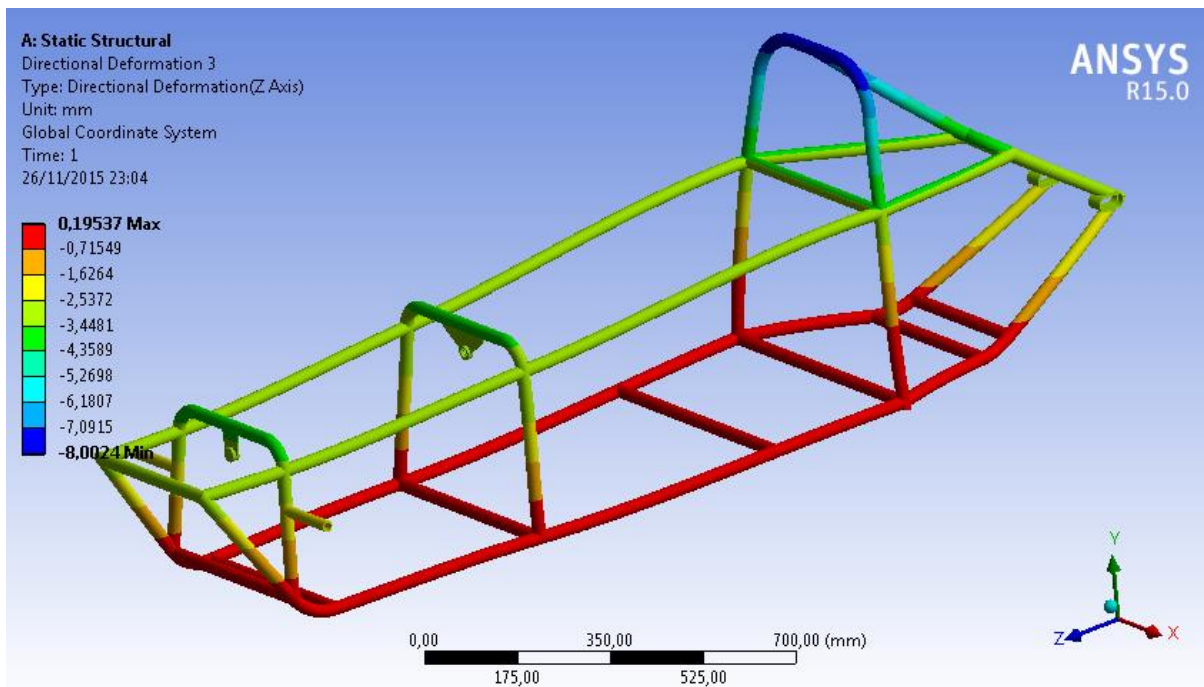


Figura 205 Força frontal na direção z, Deslocamento na direção Z.

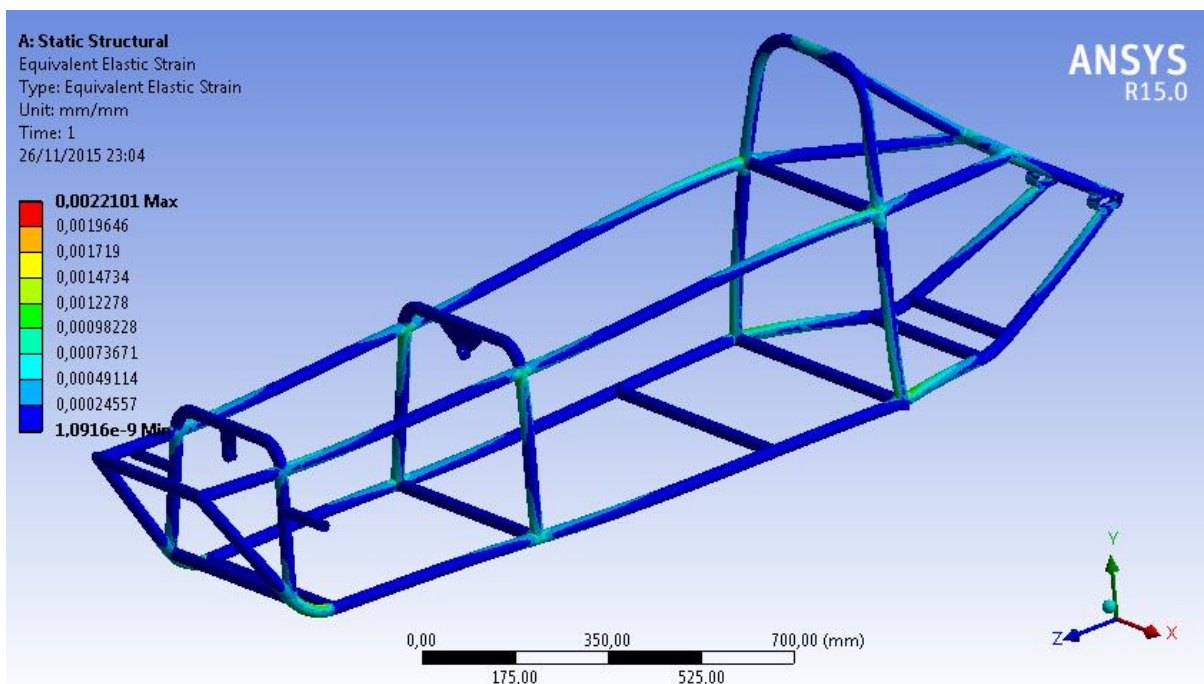


Figura 206 Força frontal na direção z, Deformação equivalente.

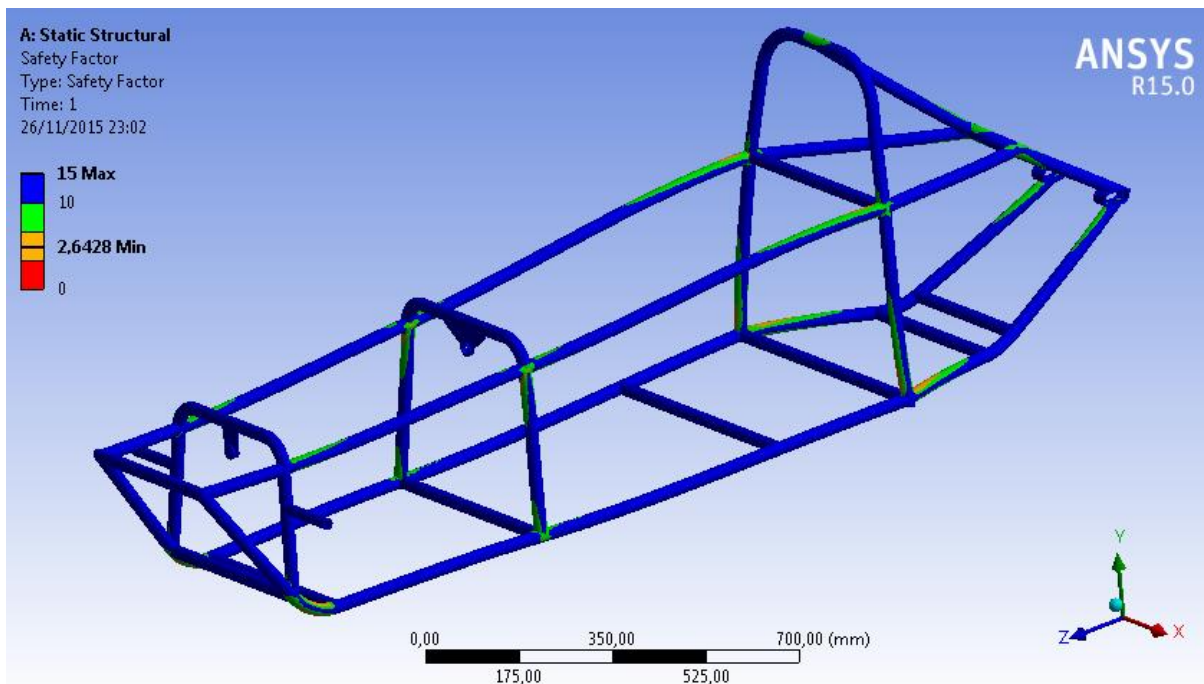


Figura 207 Força frontal na direção z, Fator de segurança.

Ensaio 4 – Arco secundário: Força lateral de 1176 N no sentido x

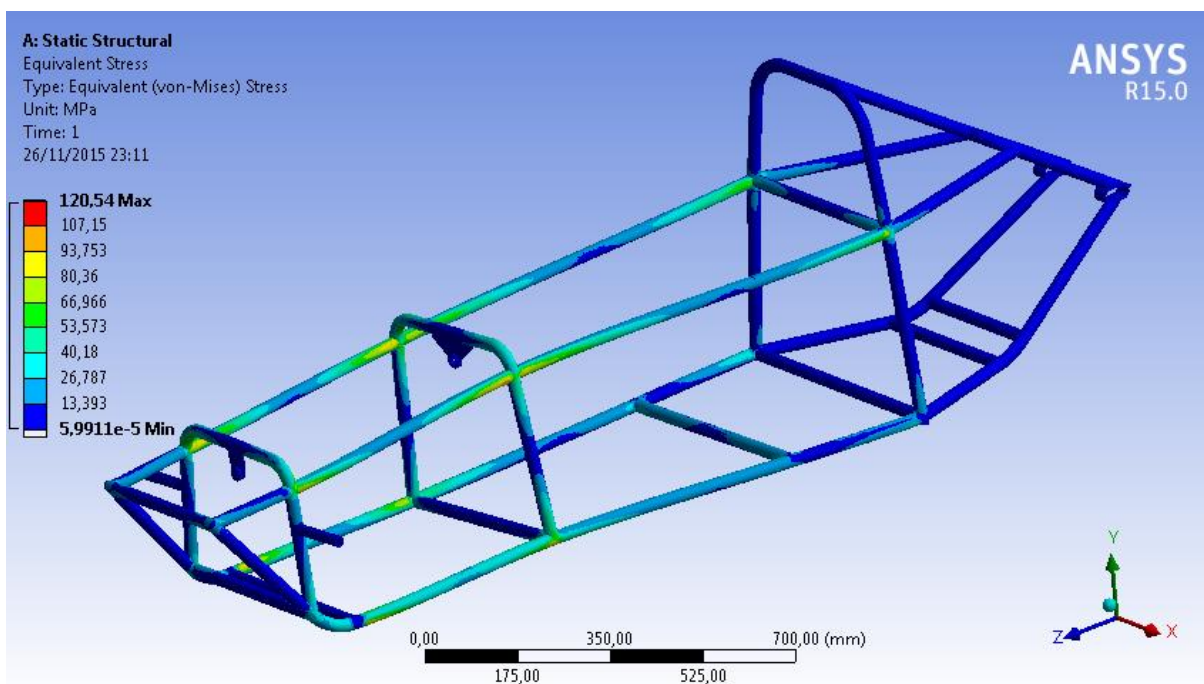


Figura 208 Força lateral na direção x para o arco secundário, Tensão equivalente de *von Mises*.

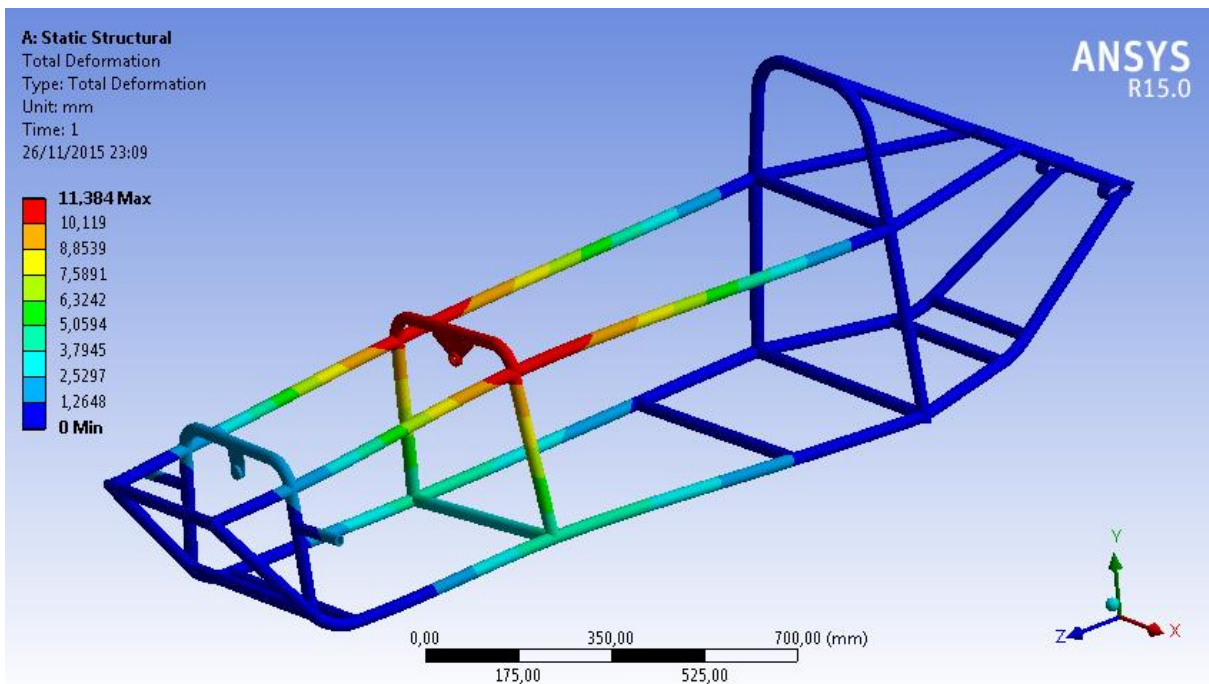


Figura 209 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento total.

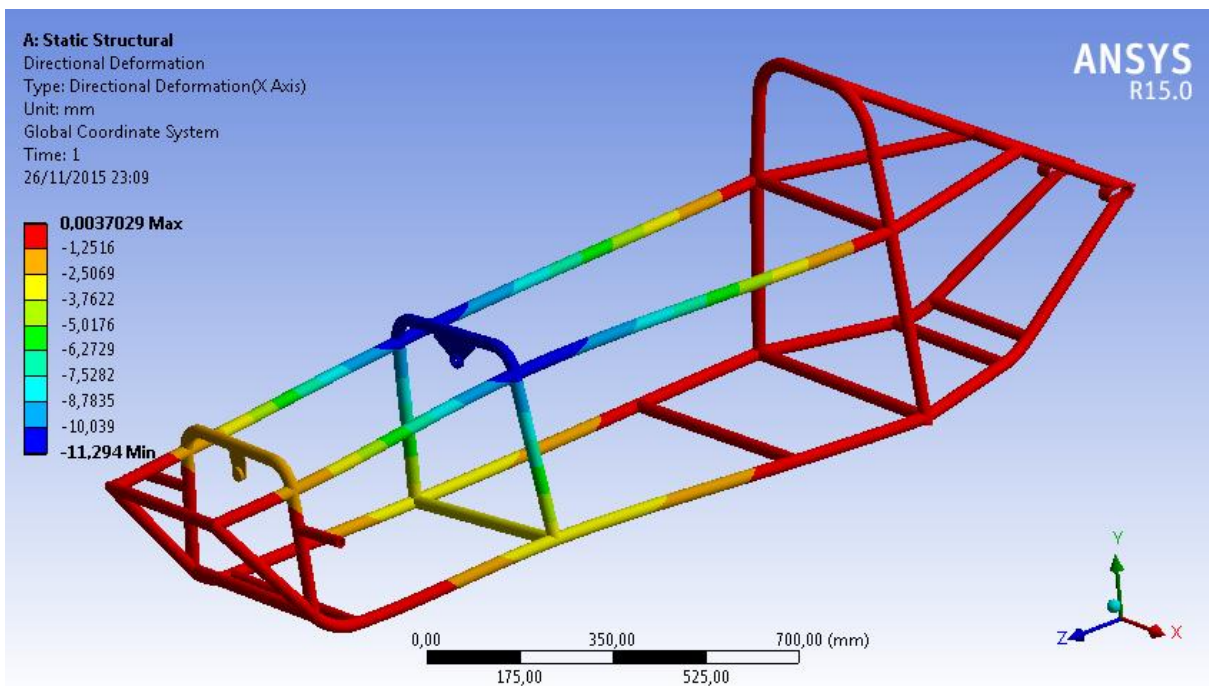


Figura 210 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento na direção X.

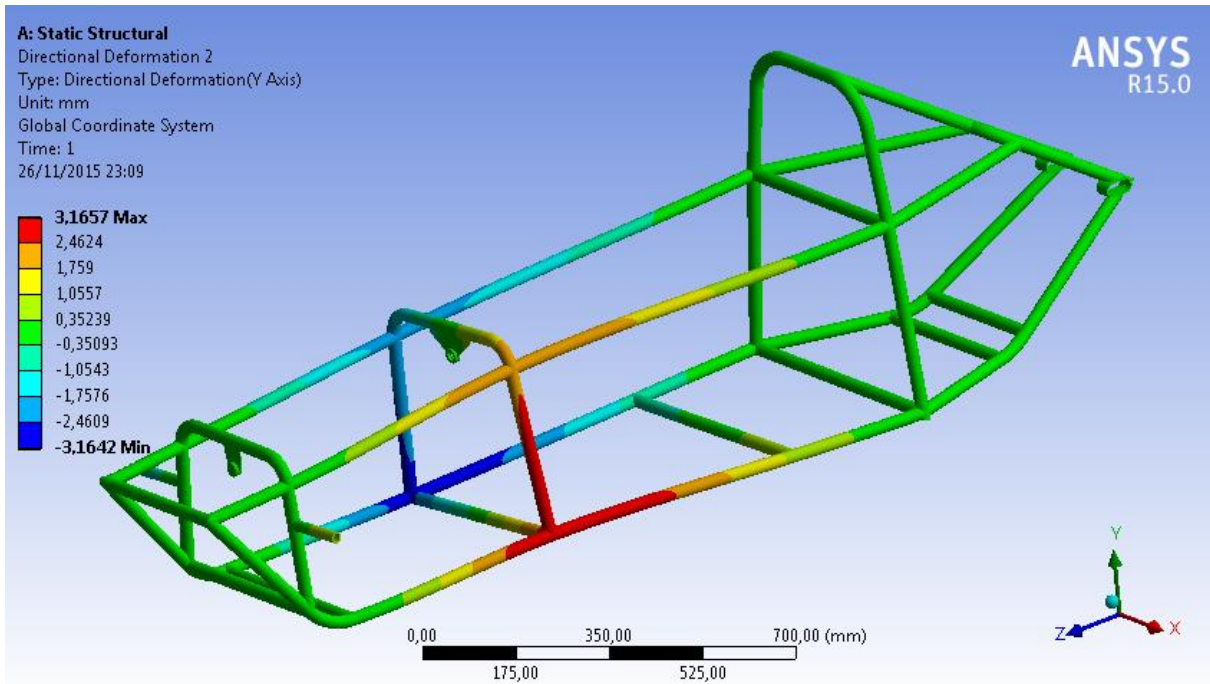


Figura 211 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento na direção Y.

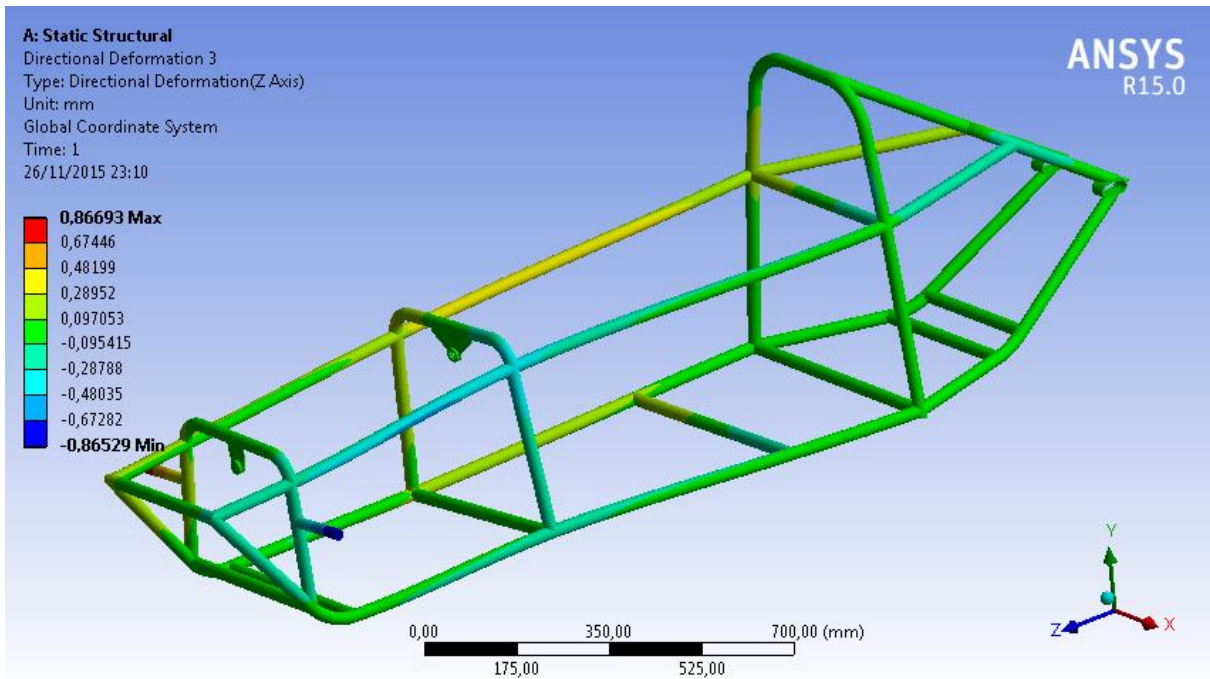


Figura 212 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deslocamento na direção Z.

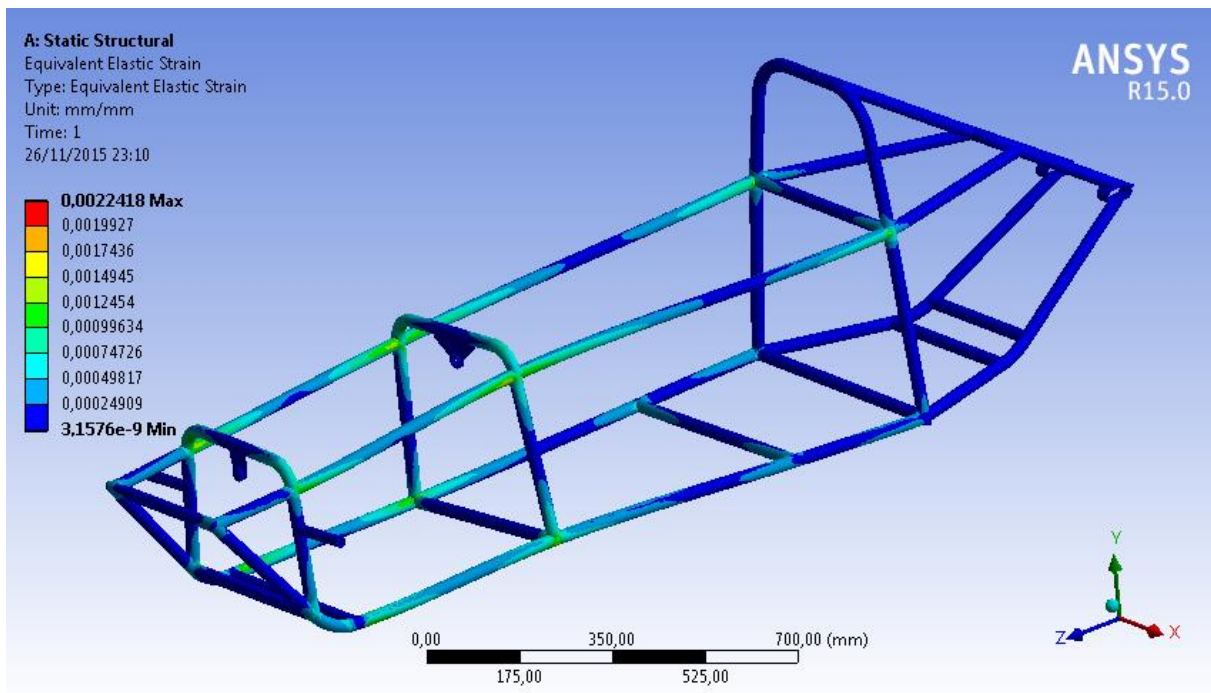


Figura 213 Força lateral na direção x para o arco secundário, Deformação equivalente.

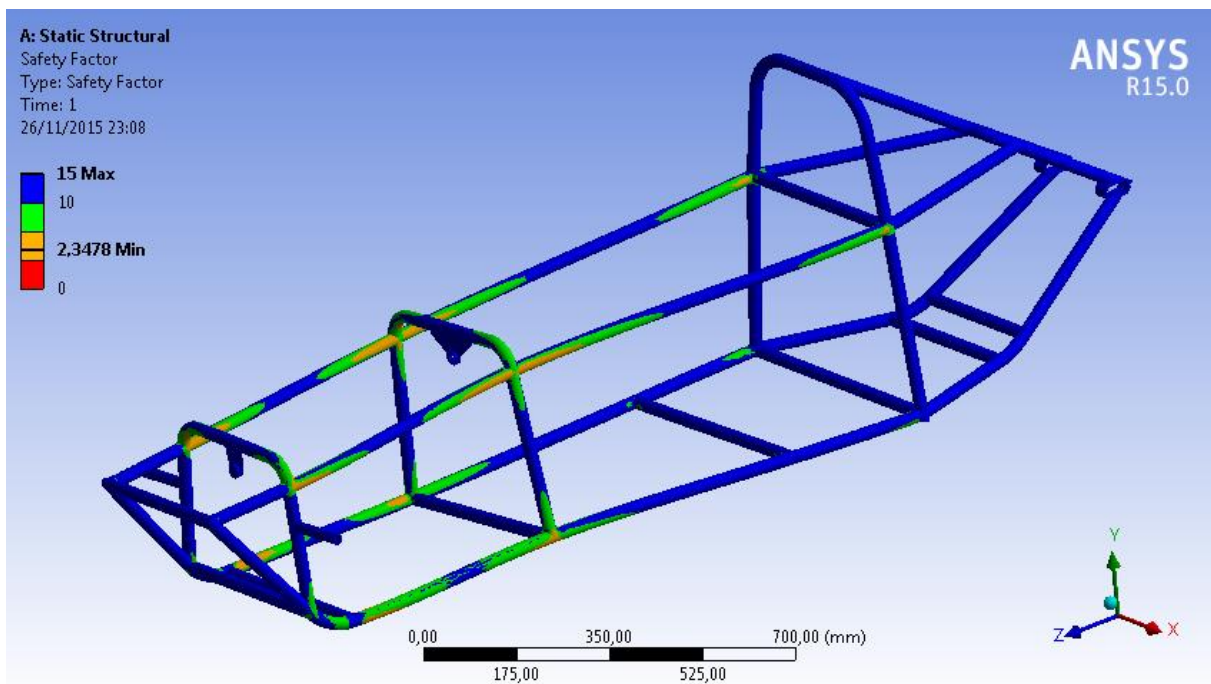


Figura 214 Força lateral na direção x para o arco secundário, Fator de segurança.

Ensaio 5 – Arco secundário: Força vertical de 1176 N no sentido y

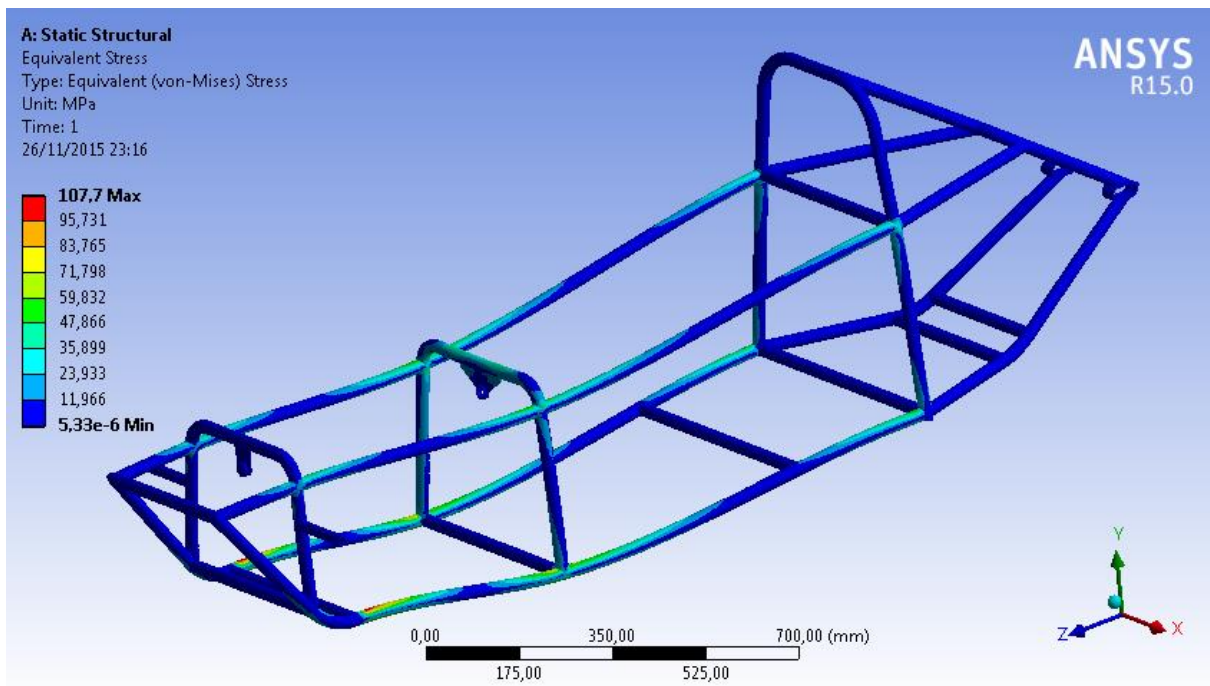


Figura 215 Força vertical na direção y para o arco secundário, Tensão equivalente de *von Mises*.

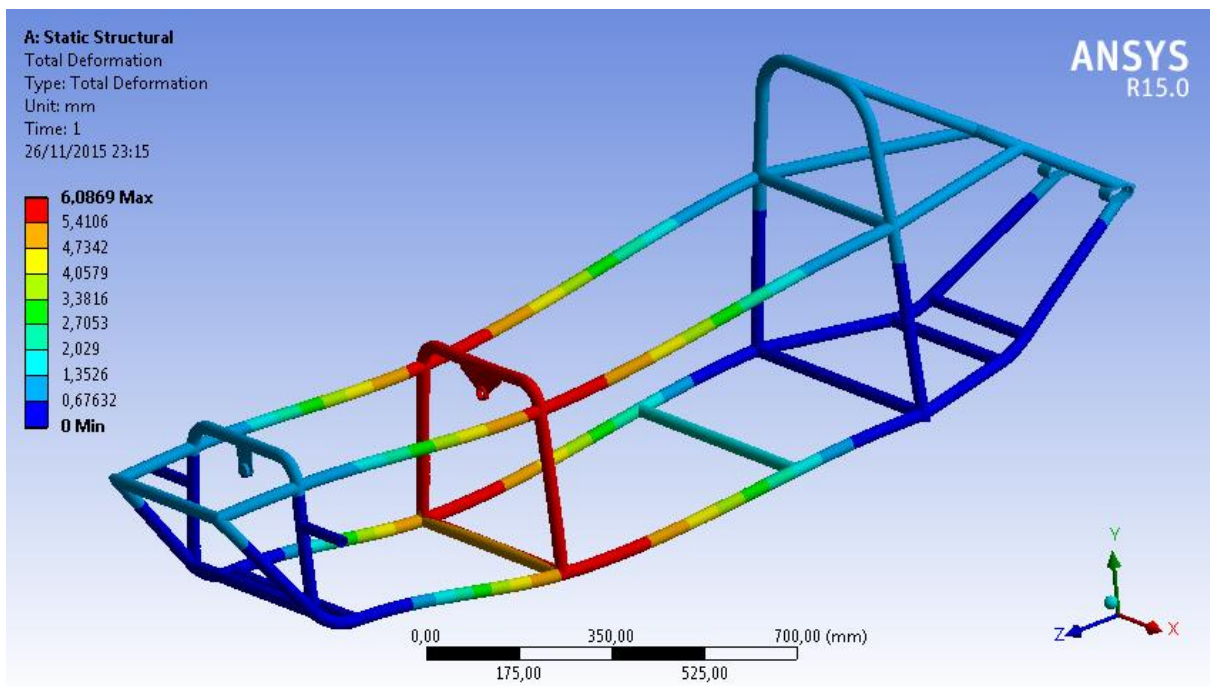


Figura 216 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento total.

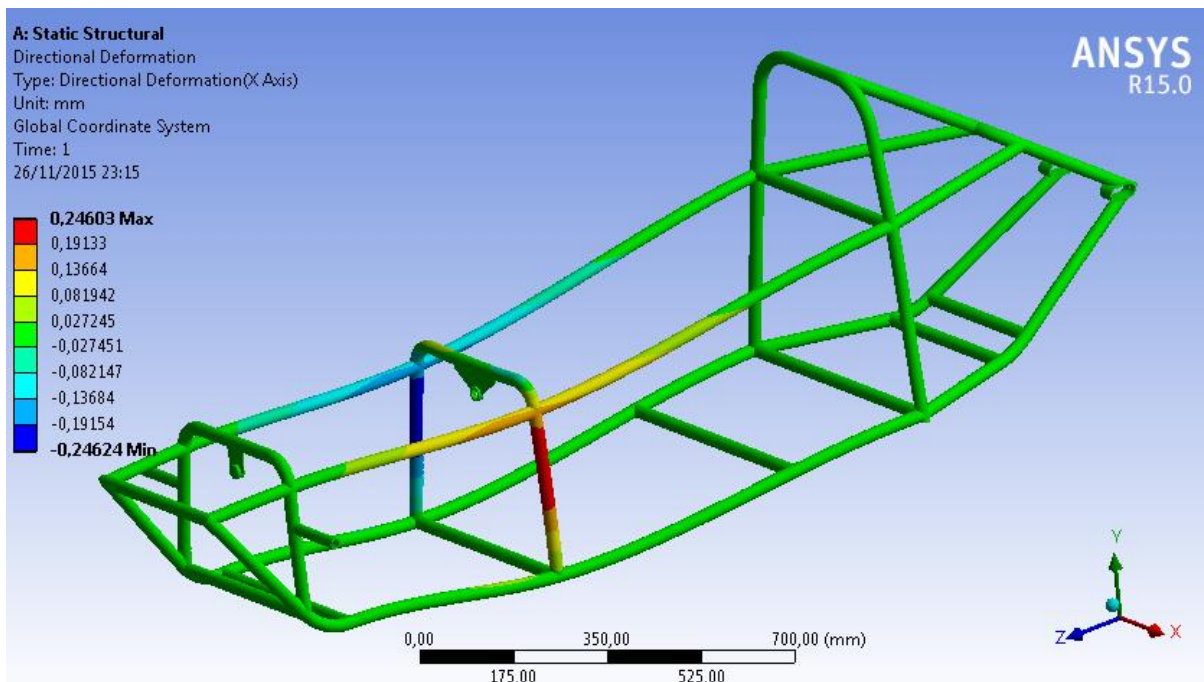


Figura 217 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento na direção X.

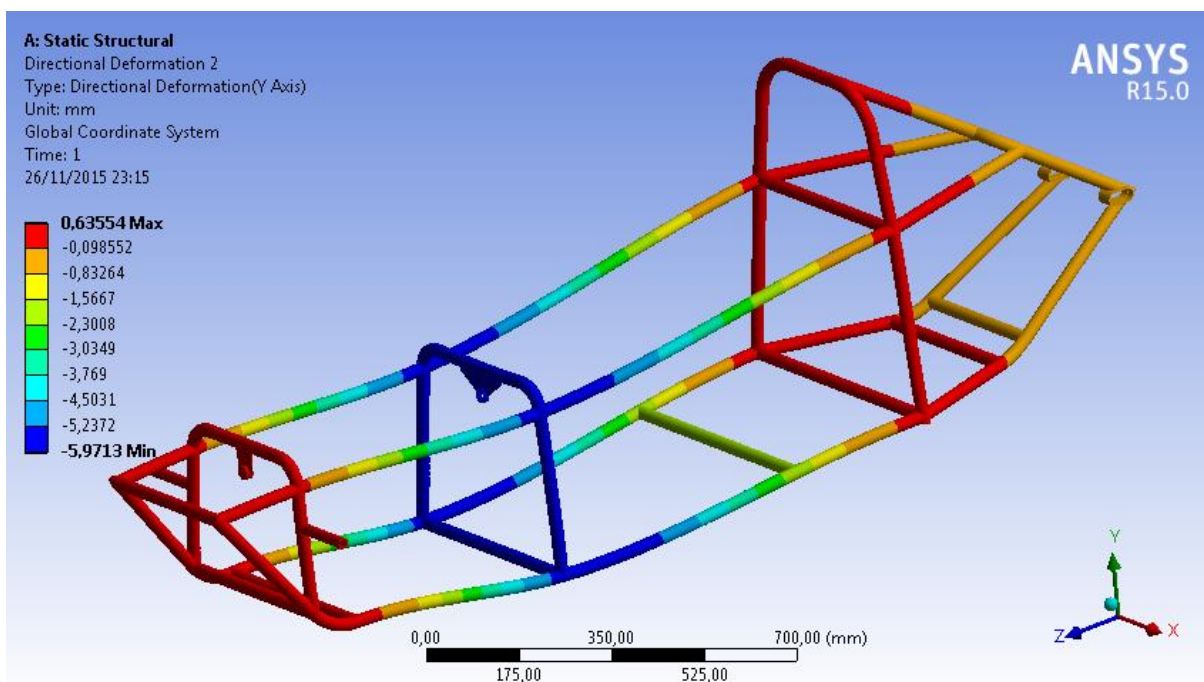


Figura 218 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento na direção Y.

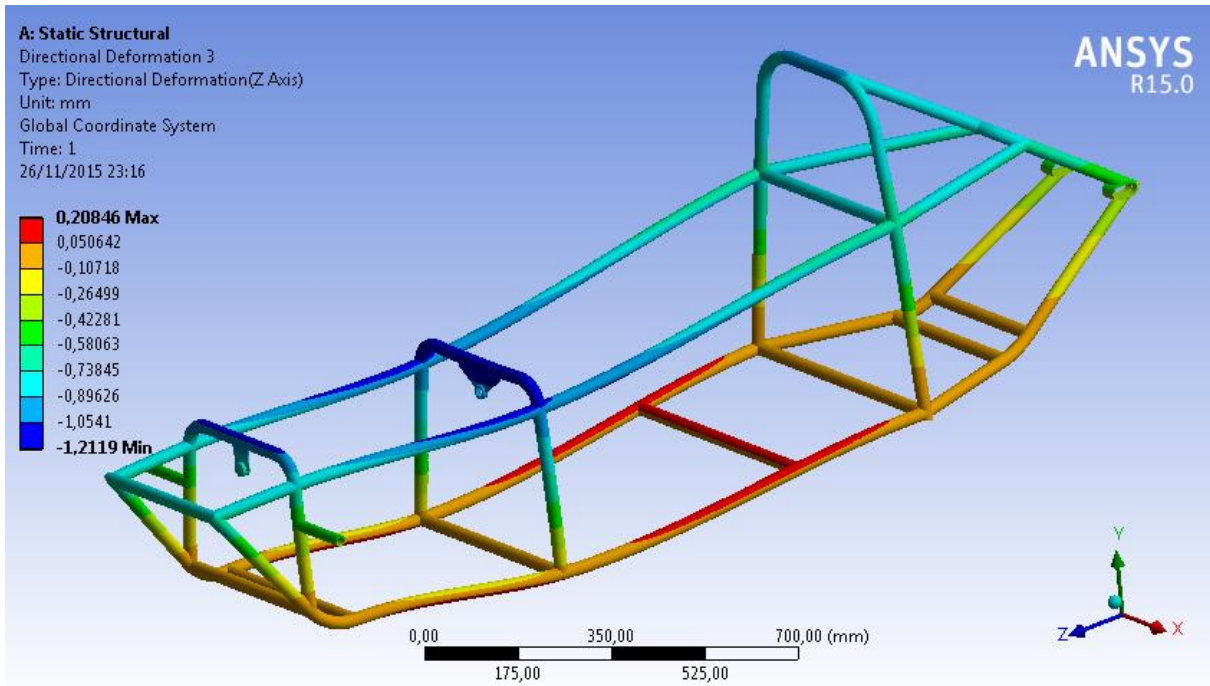


Figura 219 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deslocamento na direção Z.

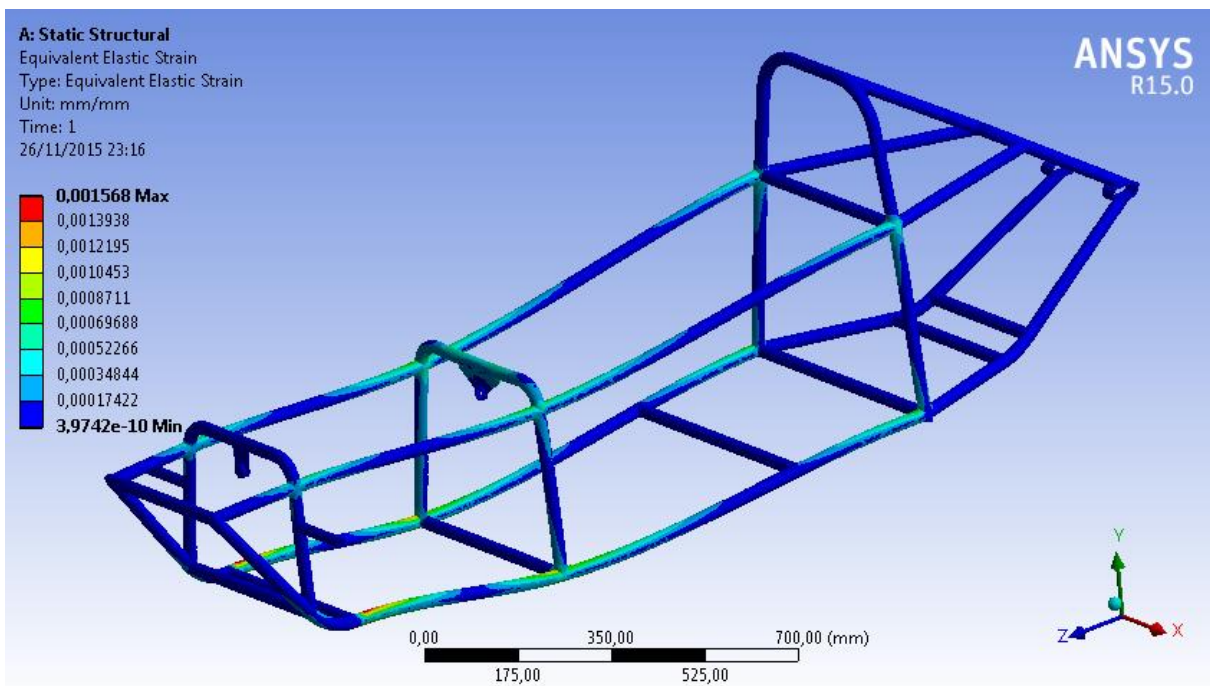


Figura 220 Força vertical na direção y para o arco secundário, Deformação equivalente.

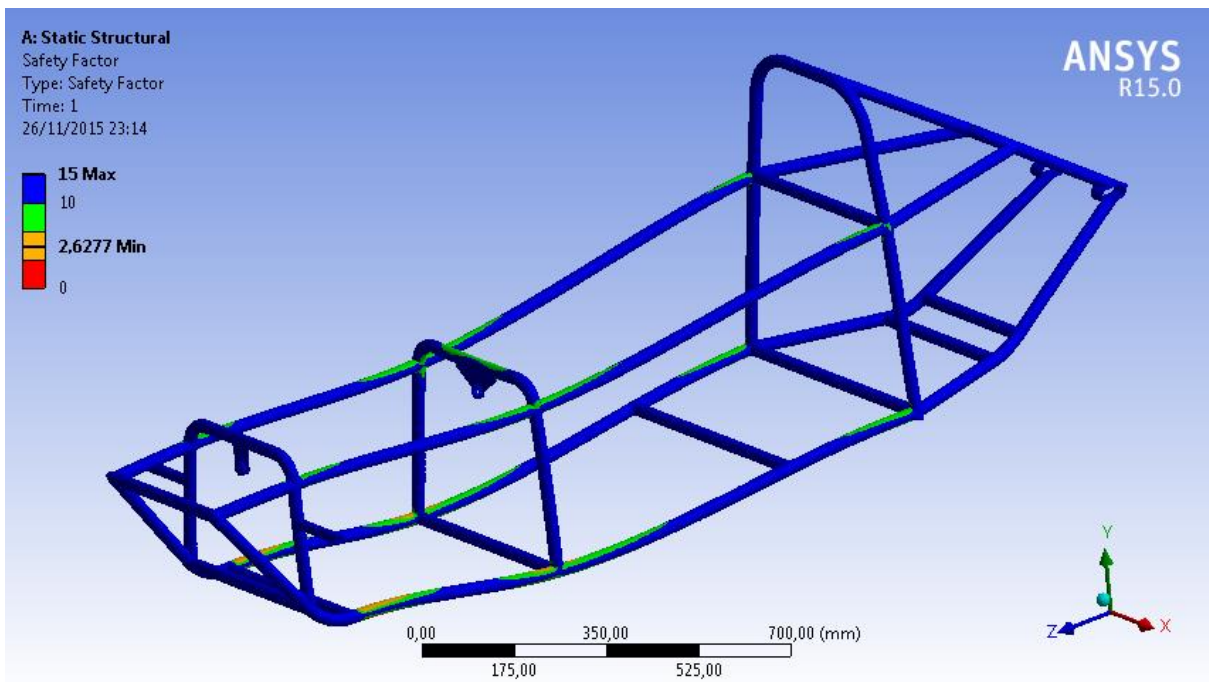


Figura 221 Força vertical na direção y para o arco secundário, Fator de segurança.

Ensaio 6 – Arco secundário: Força frontal de 1176 N no sentido z

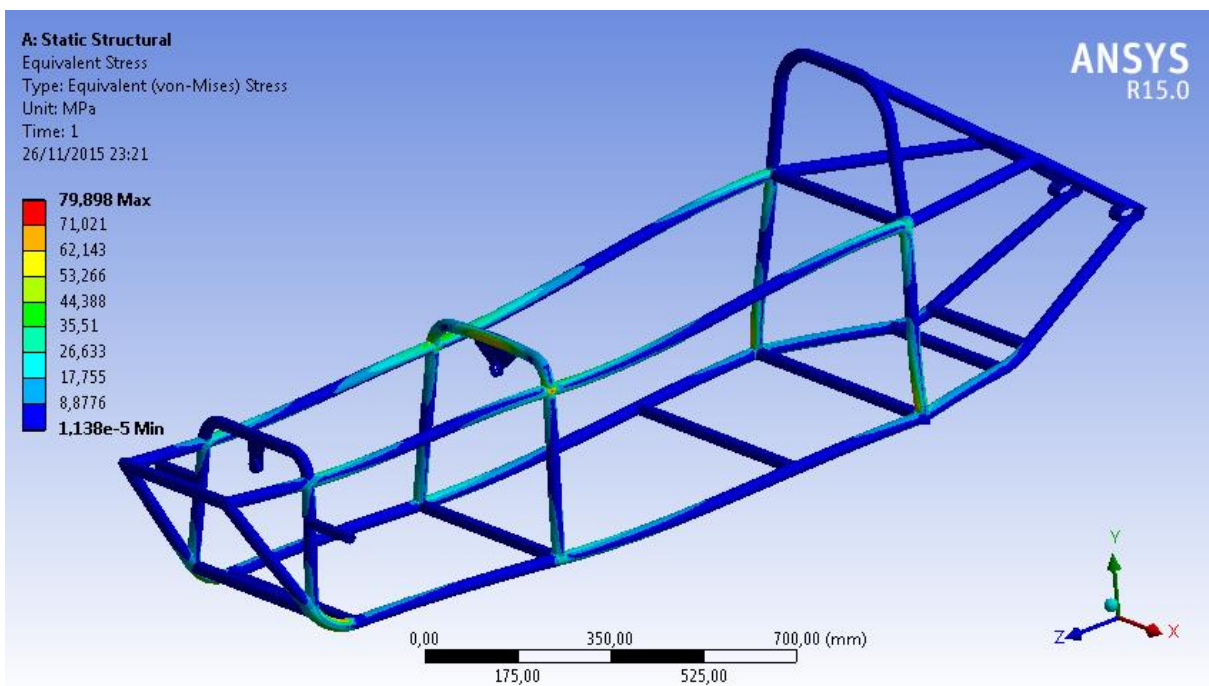


Figura 222 Força frontal na direção z para o arco secundário, Tensão equivalente de *von Mises*.

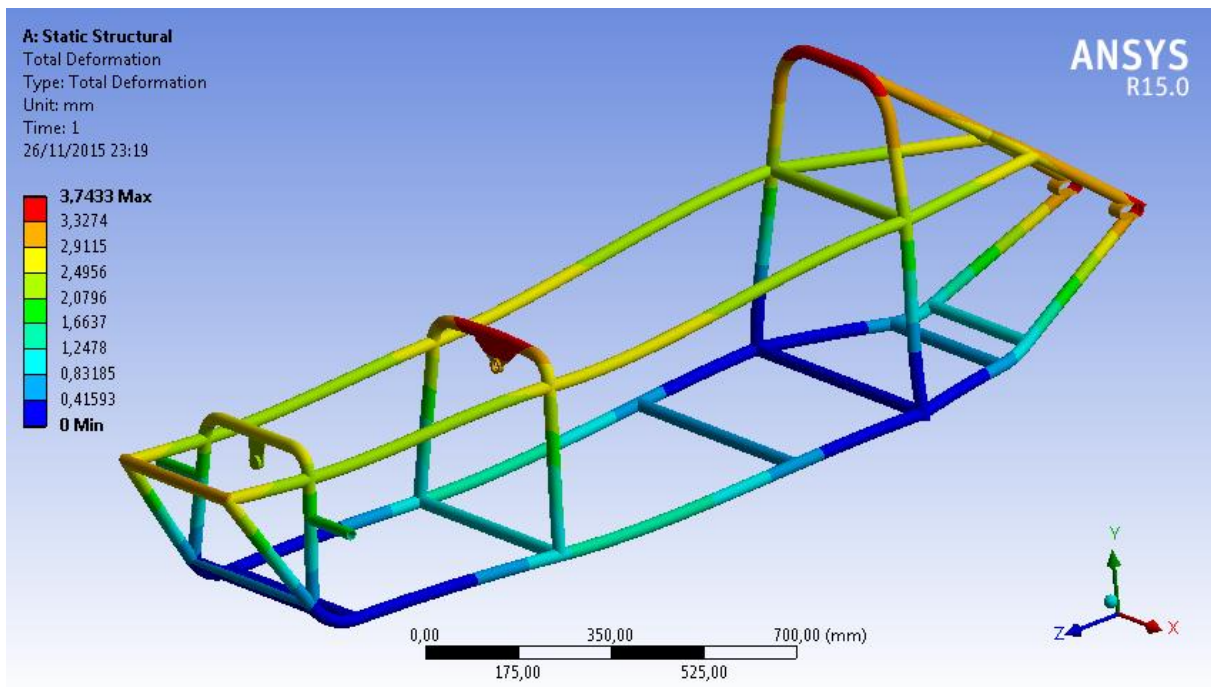


Figura 223 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento total.

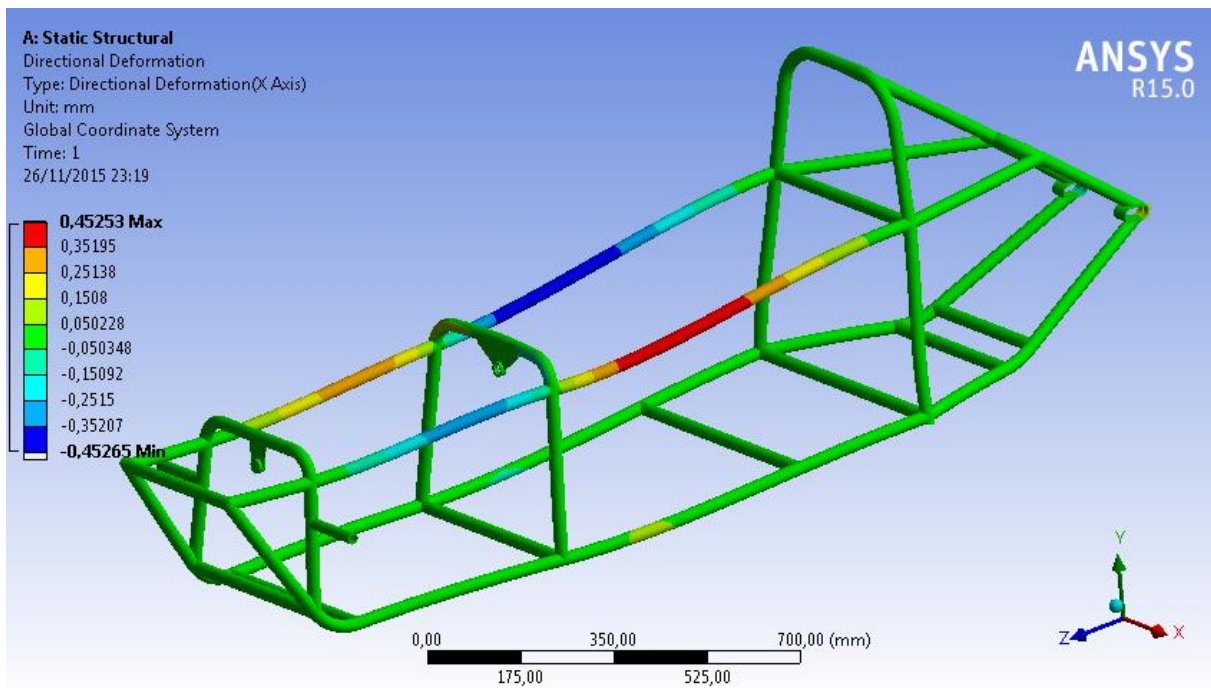


Figura 224 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento na direção X.

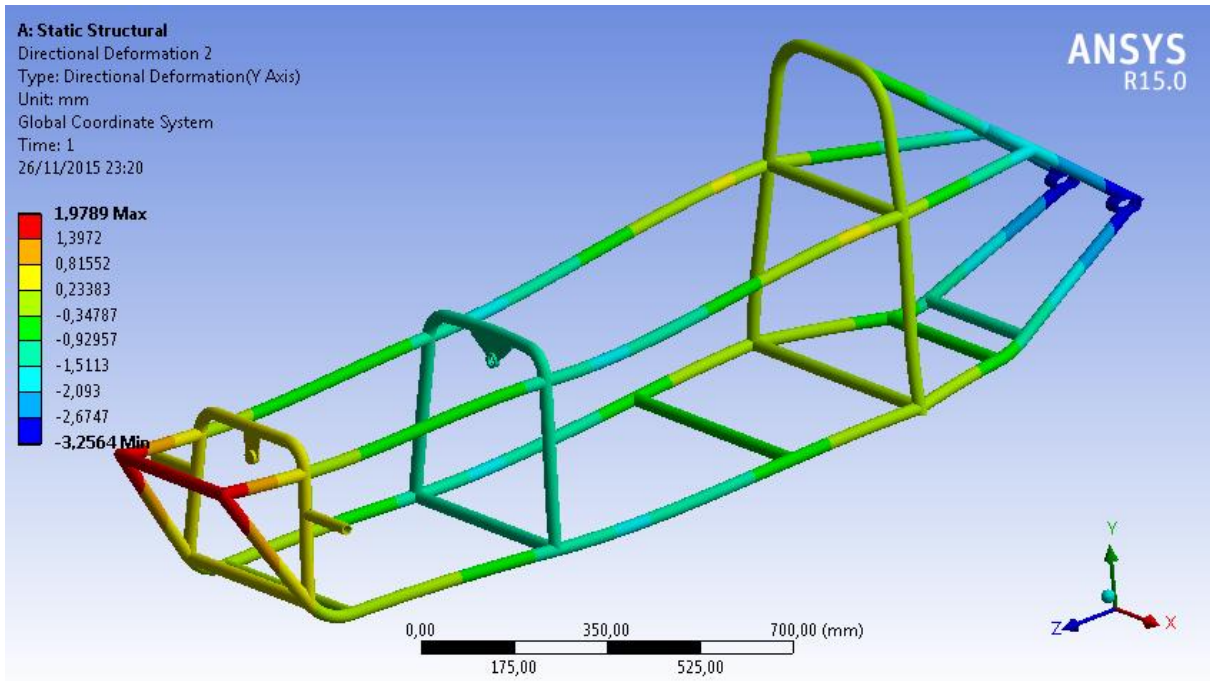


Figura 225 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento na direção Y.

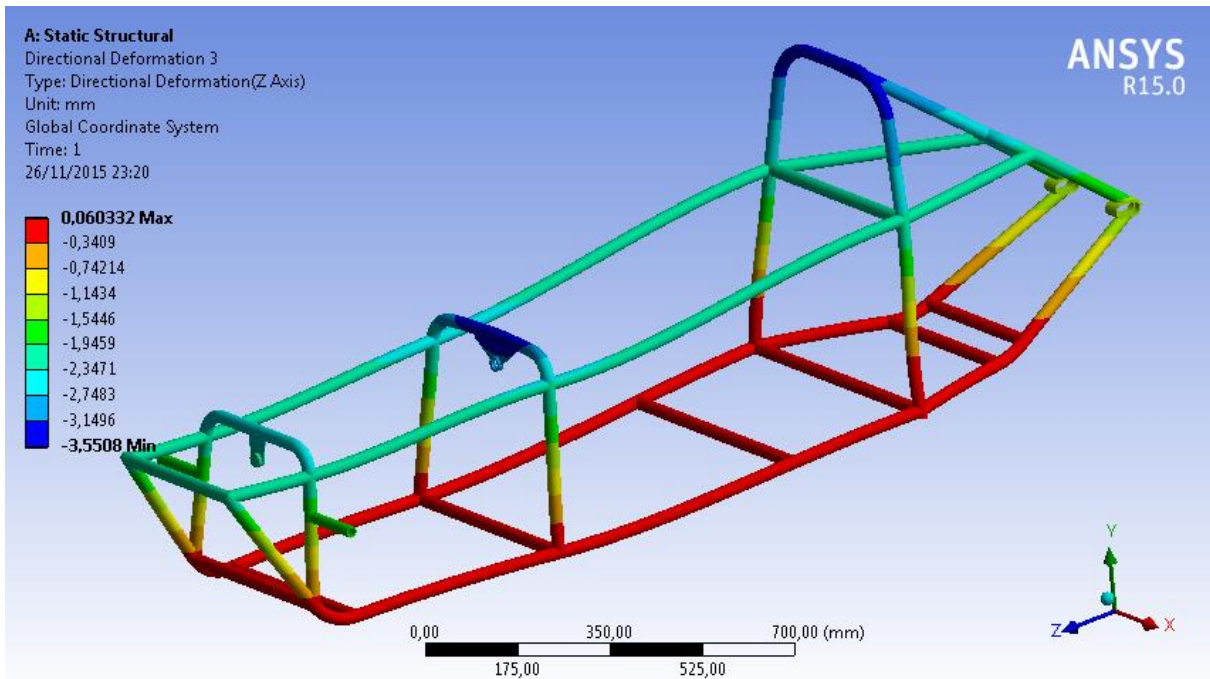


Figura 226 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deslocamento na direção Z

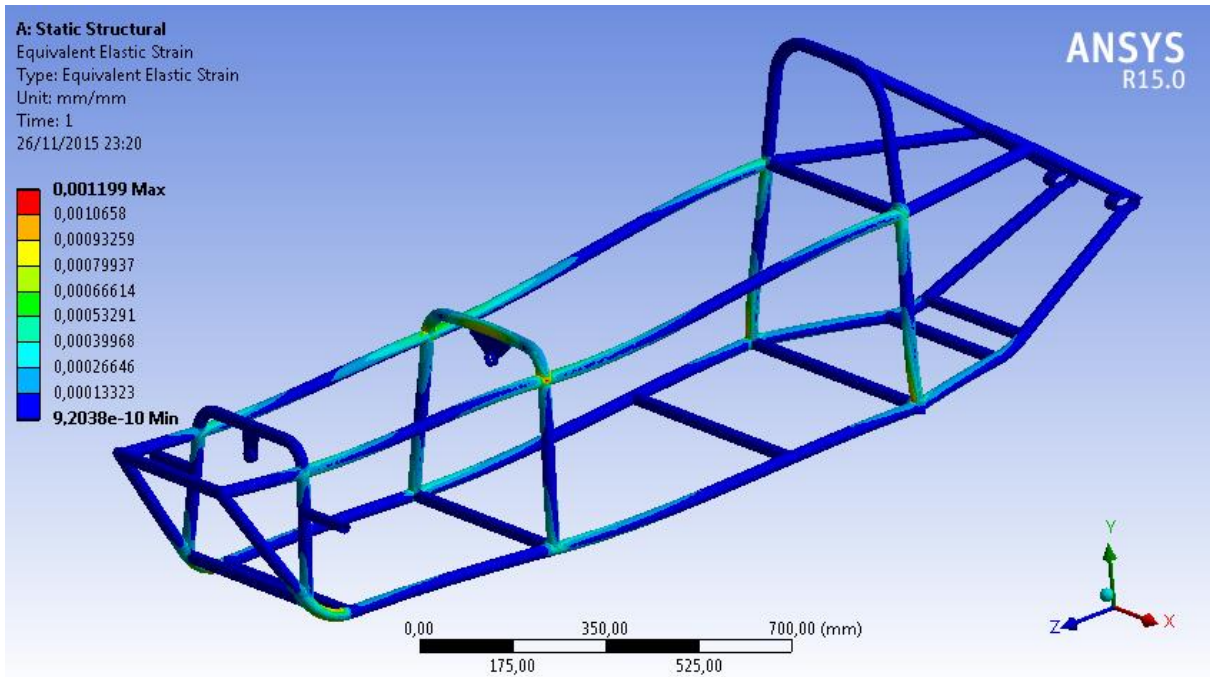


Figura 227 Força frontal na direção z para o arco secundário, Deformação equivalente.

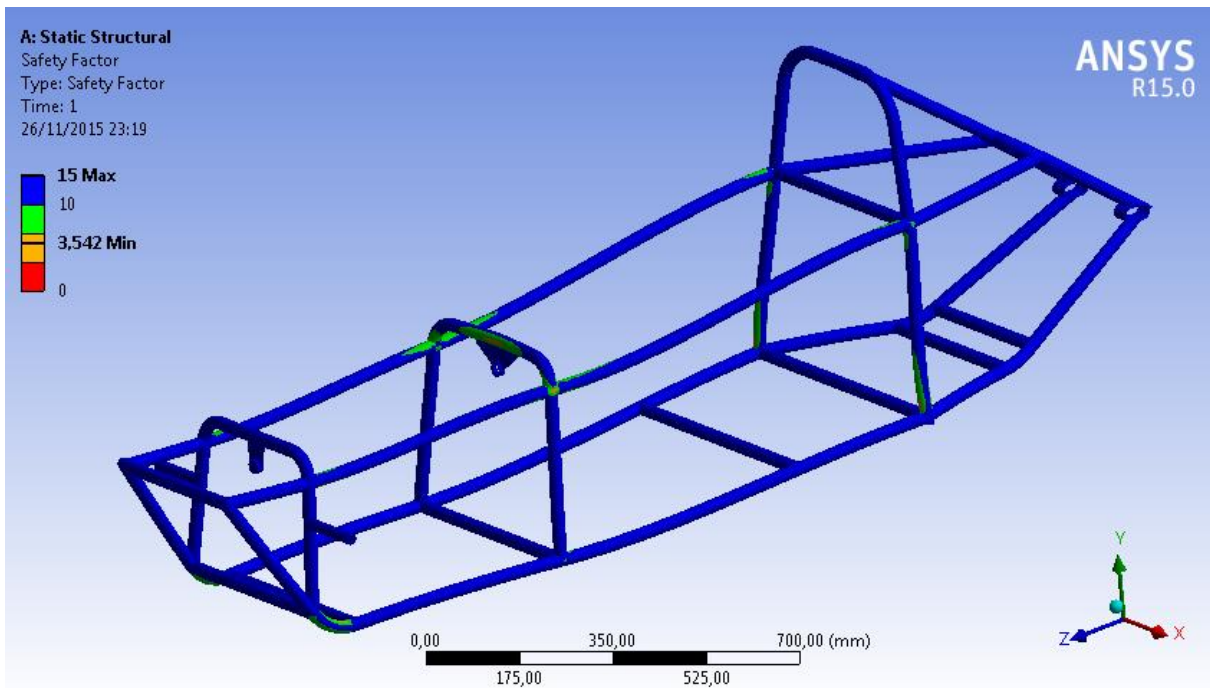


Figura 228 Força frontal na direção z para o arco secundário, Fator de segurança.

DIREÇÃO E PNEUS

Ensaio 1 – Manga

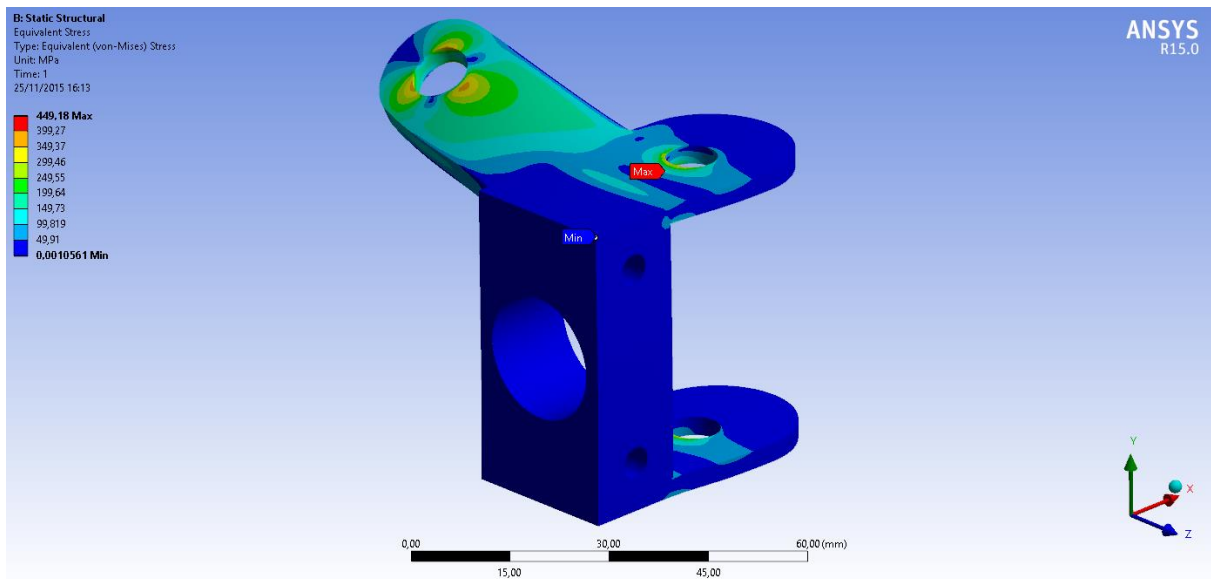


Figura 229 Tensão máxima equivalente de *von Mises*.

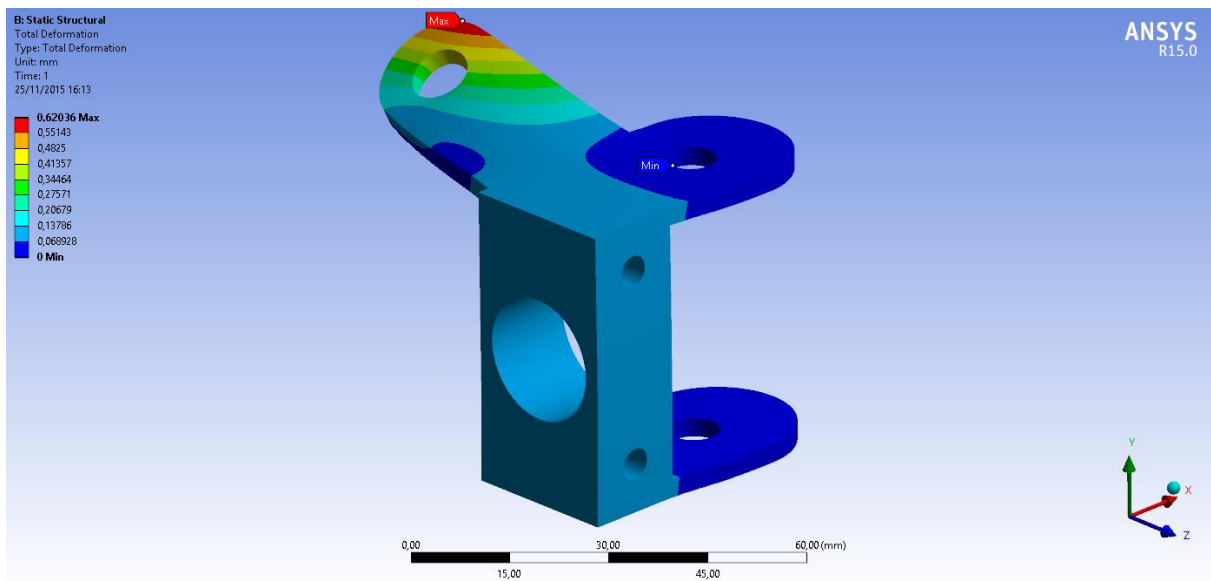


Figura 230 Deslocamento total máximo em milímetros.

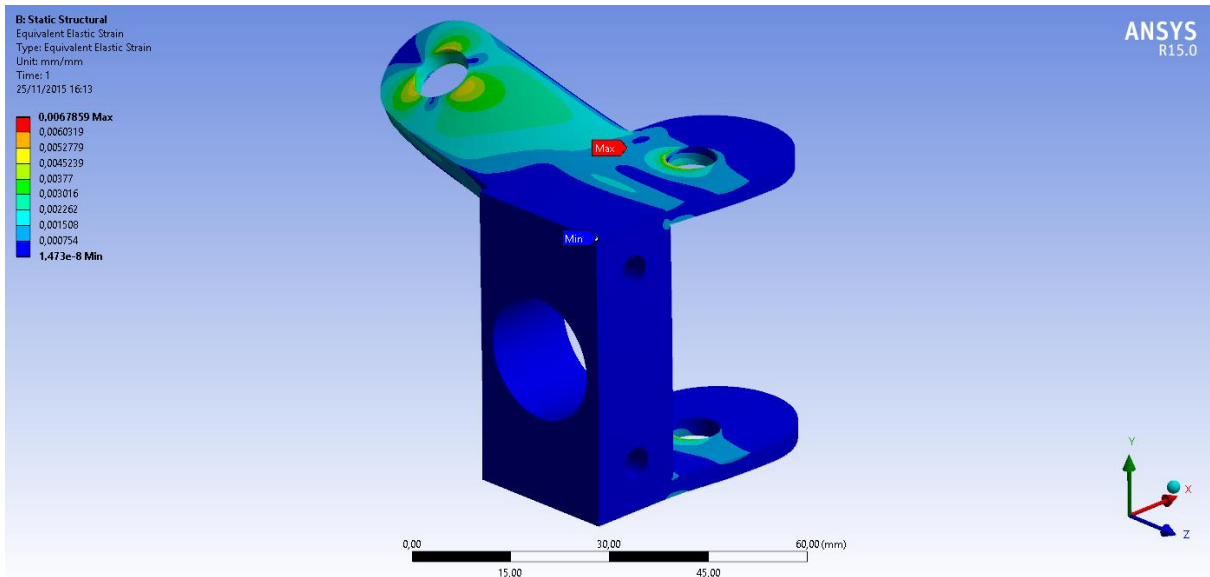


Figura 231 Deformação máxima equivalente.

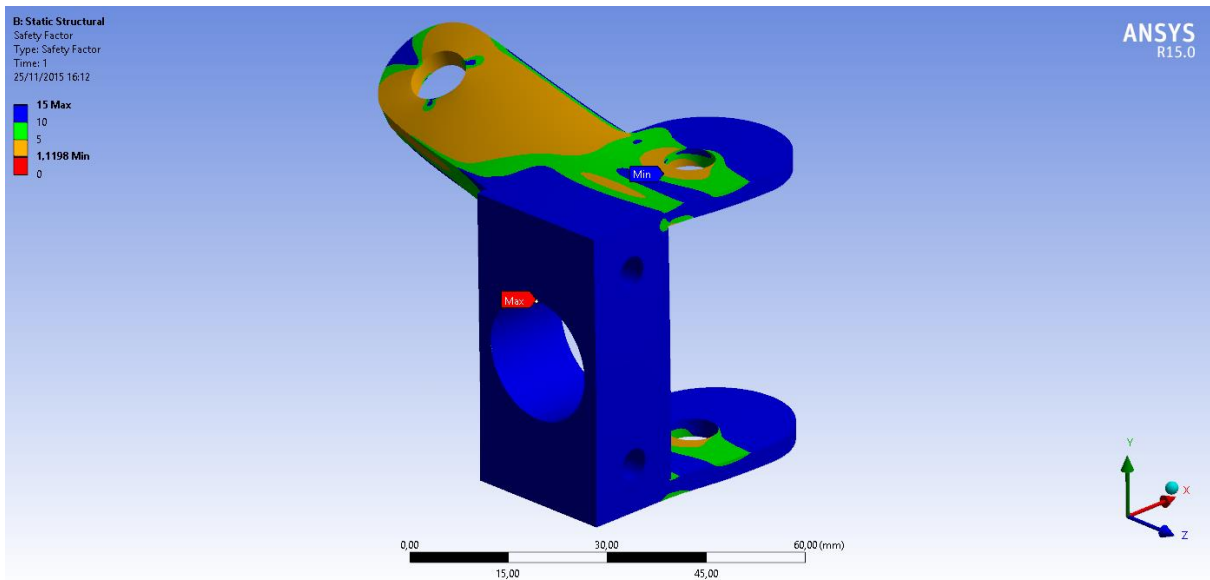


Figura 232 Fator de segurança para escoamento do material.

Ensaio 2 – Munhão

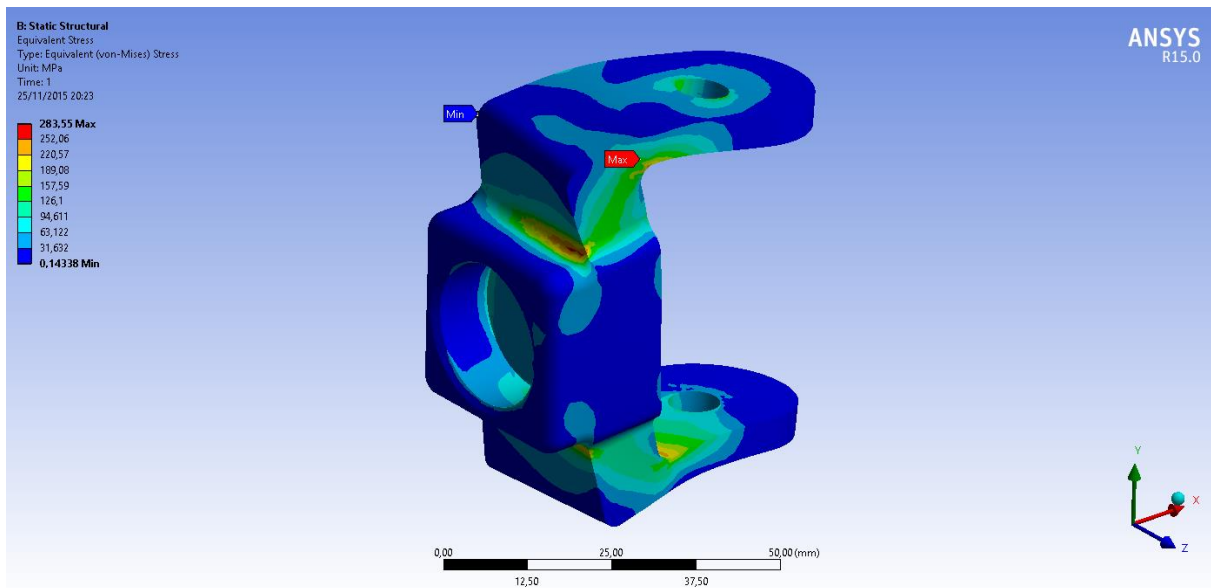


Figura 233 Tensão máxima equivalente de *von Mises*.

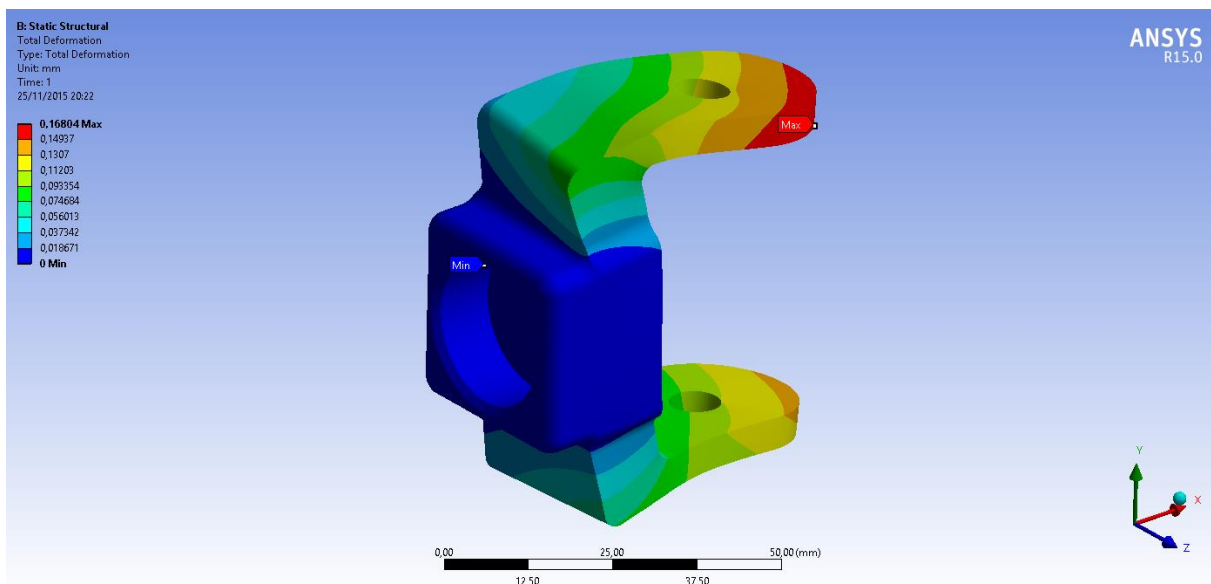


Figura 234 Deslocamento total máximo em milímetros.

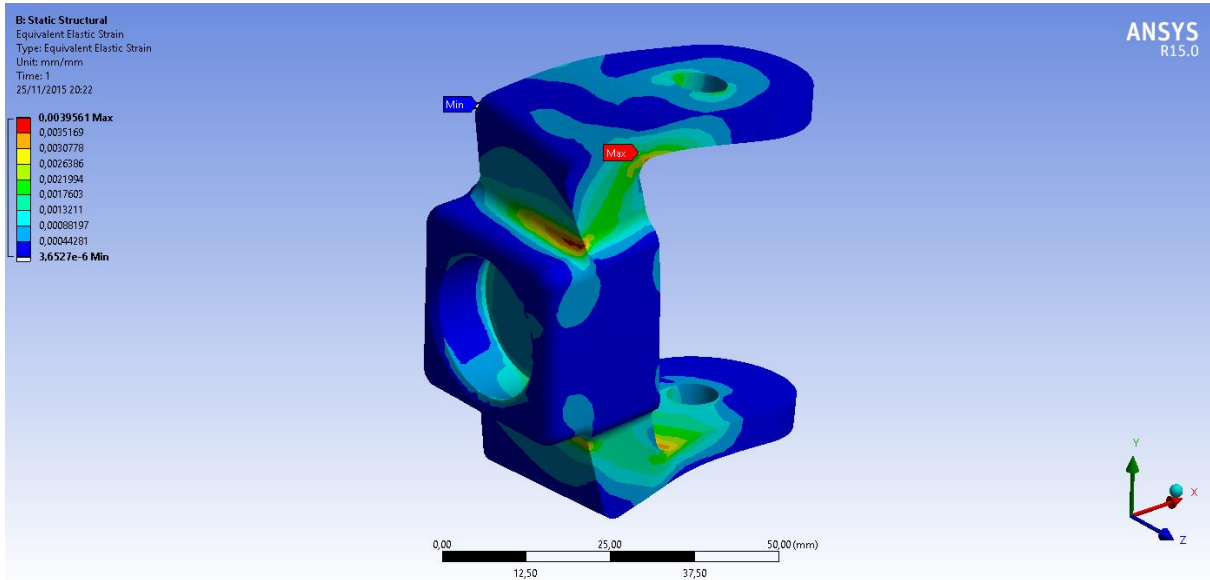


Figura 235 Deformação máxima equivalente.

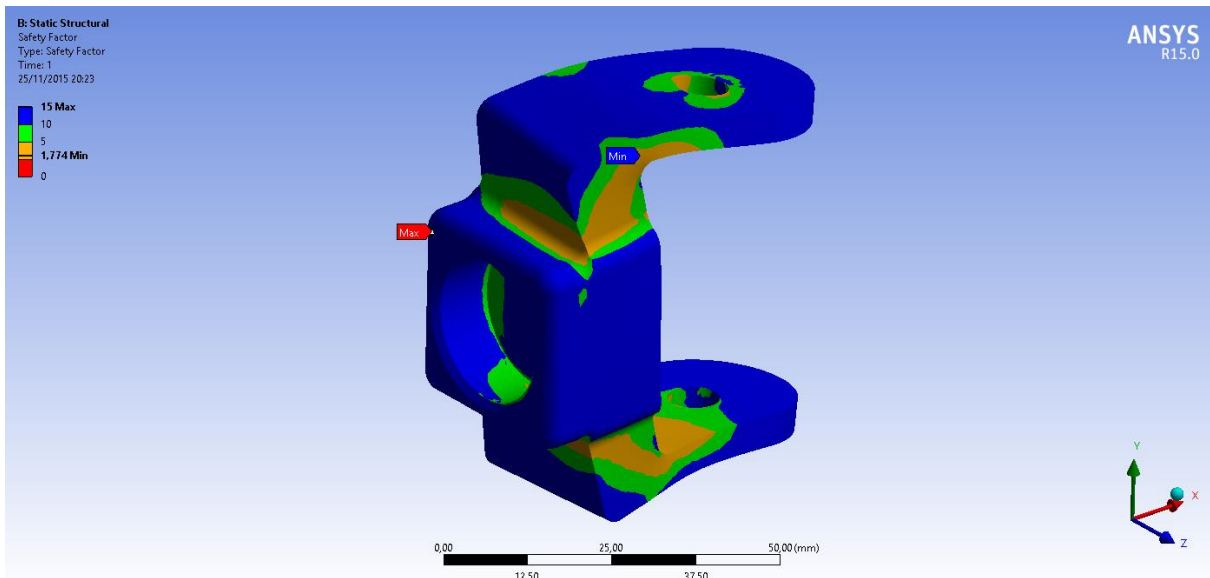


Figura 236 Fator de segurança para escoamento do material.

Ensaio 3 – Coluna de direção

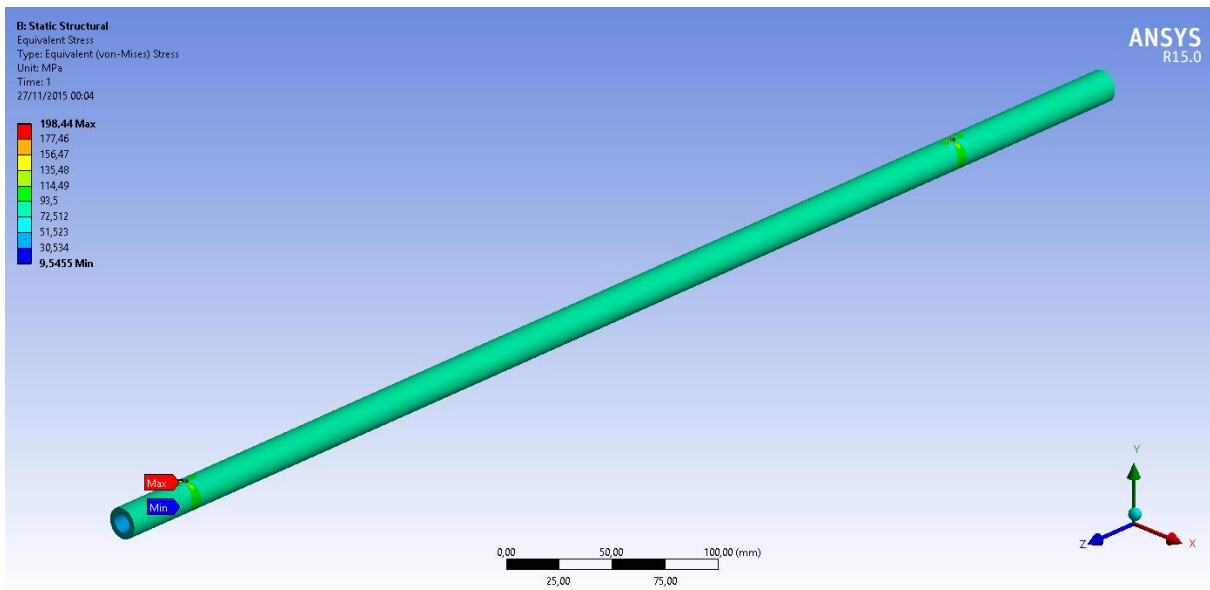


Figura 237 Momento aplicado no eixo Z, Tensão equivalente de *von Mises*.

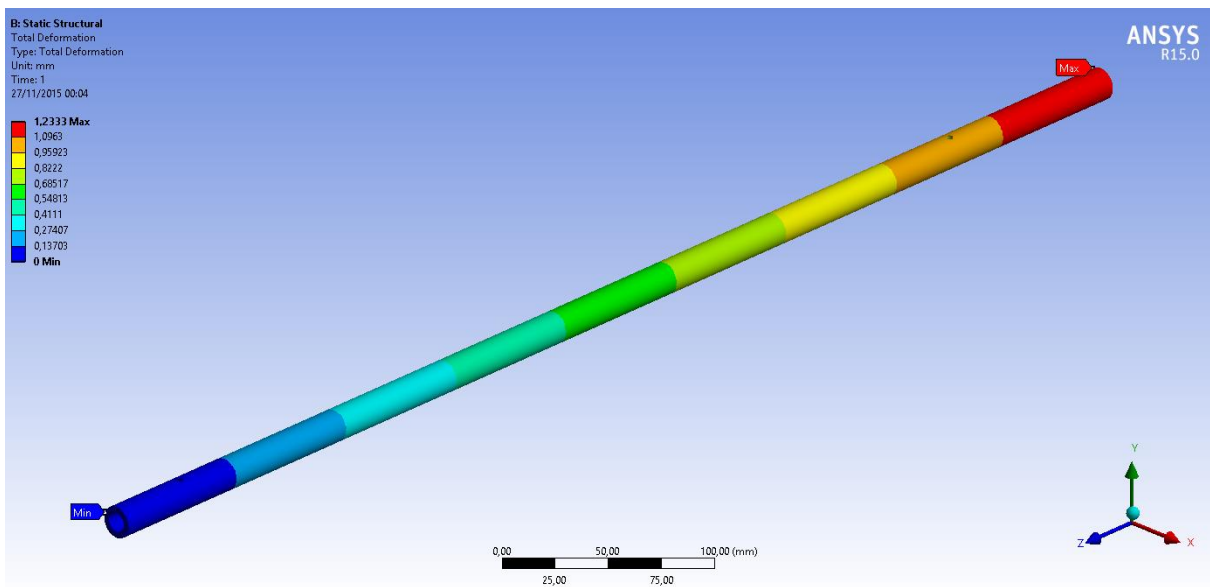


Figura 238 Momento aplicado no eixo Z, Deslocamento total.

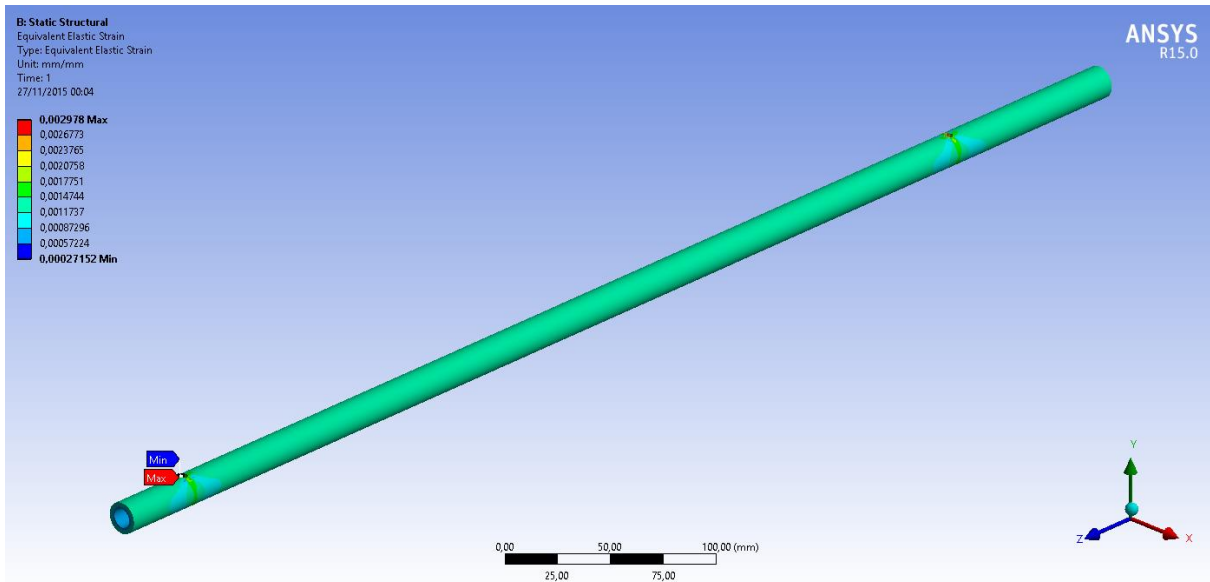


Figura 239 Momento aplicado no eixo Z, Deformação equivalente.

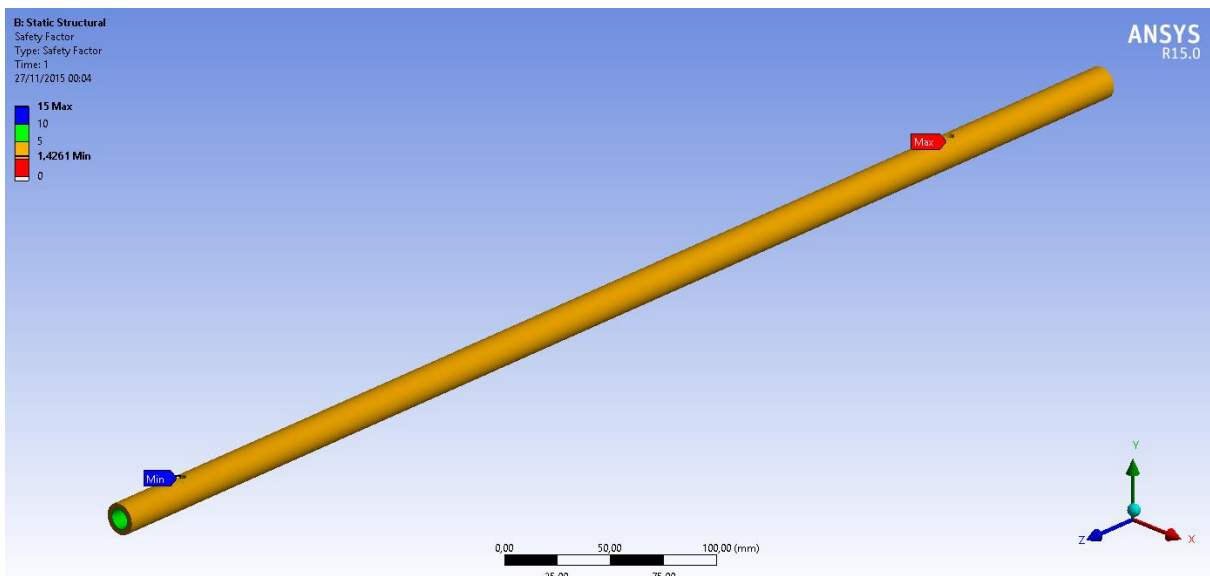


Figura 240 Momento aplicado no eixo Z, Fator de segurança.

Ensaio 4 – Barra axial

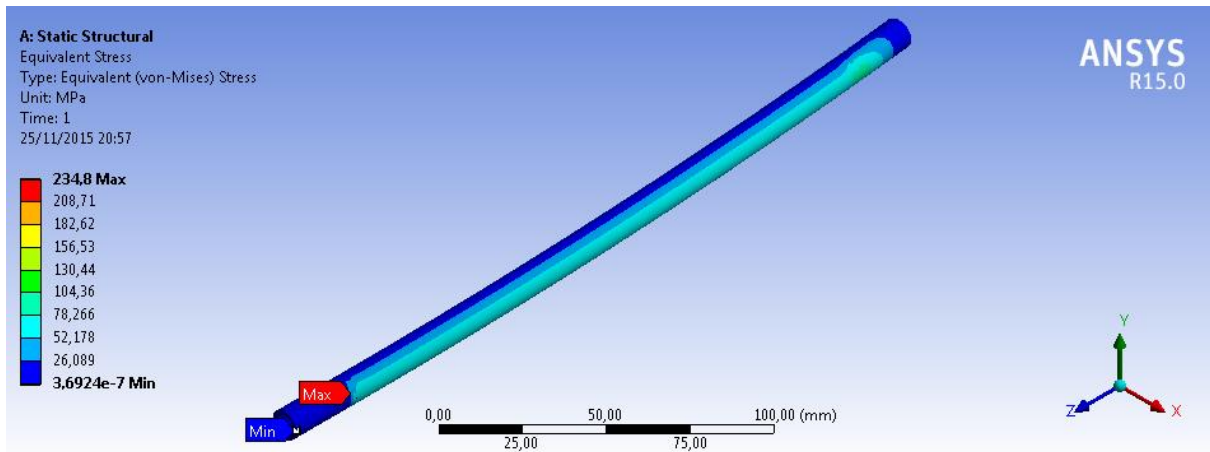


Figura 241 Tensão equivalente de *von Mises* para a barra axial.

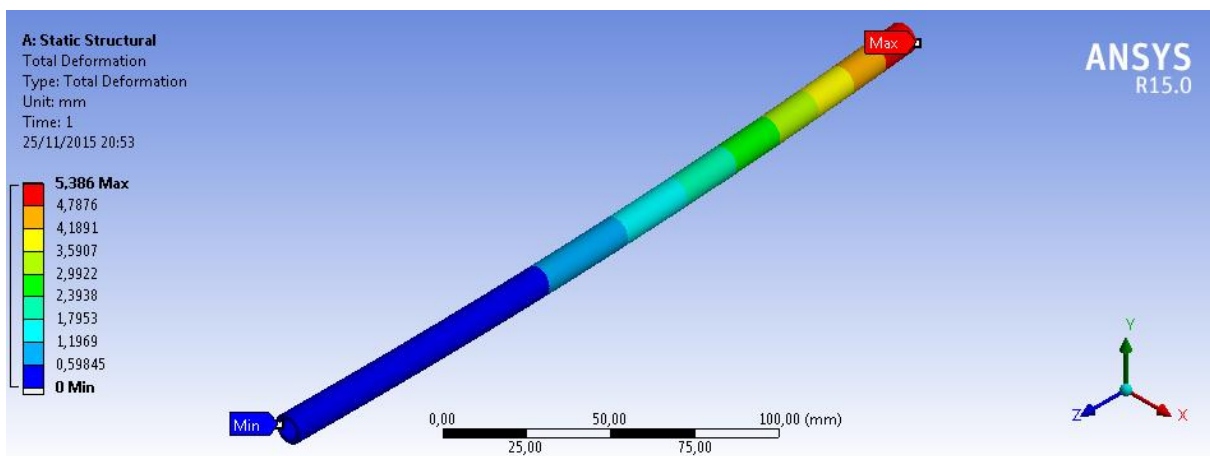


Figura 242 Deslocamento total para a barra axial.

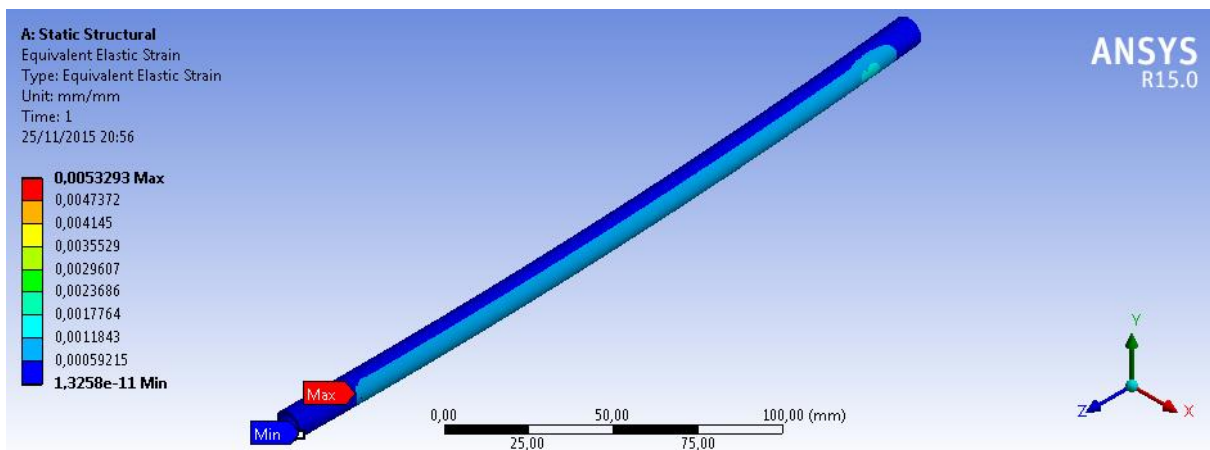


Figura 243 Deformação equivalente para a barra axial.

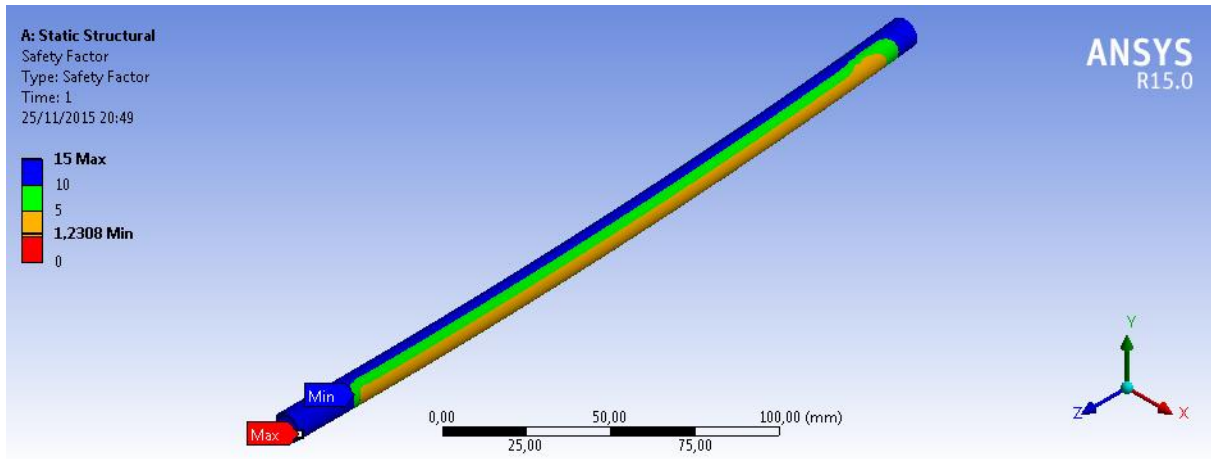


Figura 244 Fator de segurança para a barra axial.

FREIO

Ensaio 1 – Pedal

1. Força de -445 N aplicada no eixo z.

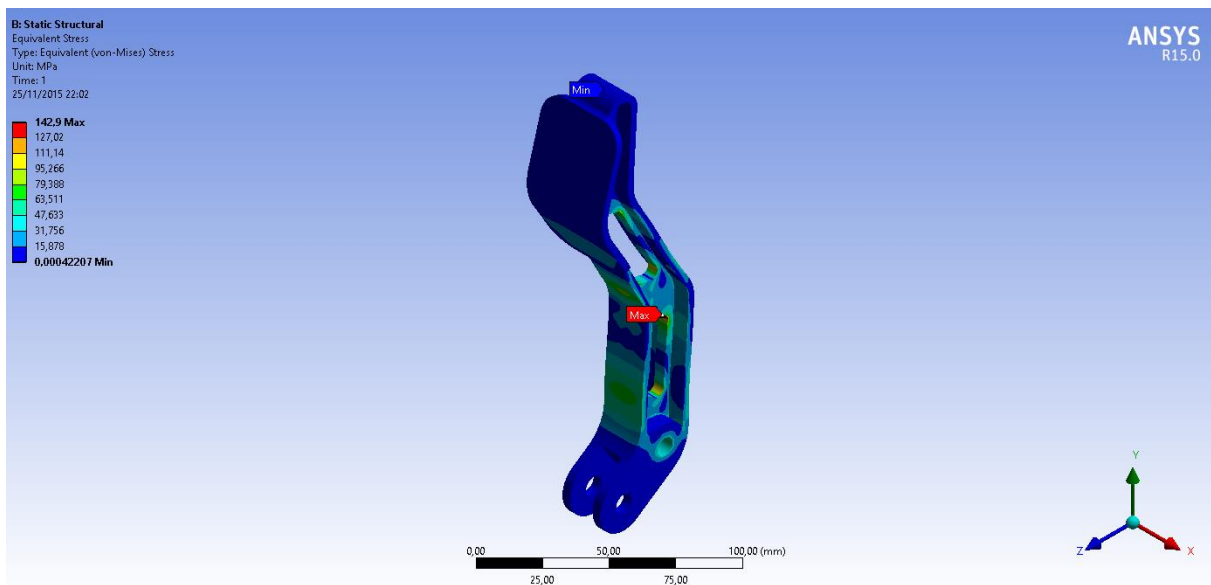


Figura 245 Força aplicada no sentido Z no pedal, Tensão equivalente de *von Mises*.

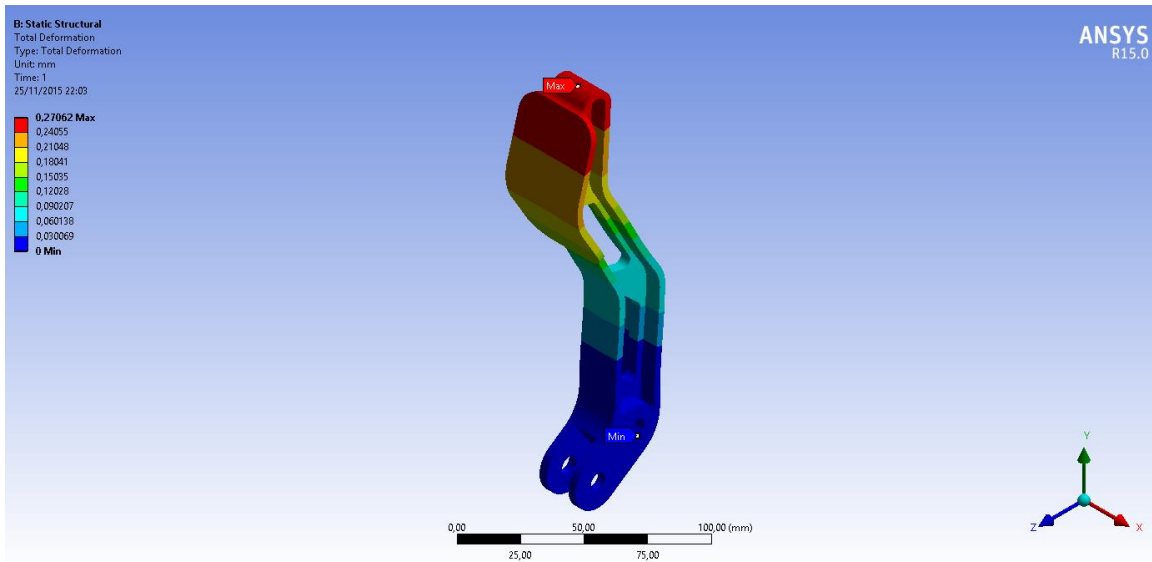


Figura 246 Força aplicada no sentido Z no pedal, Deslocamento total.

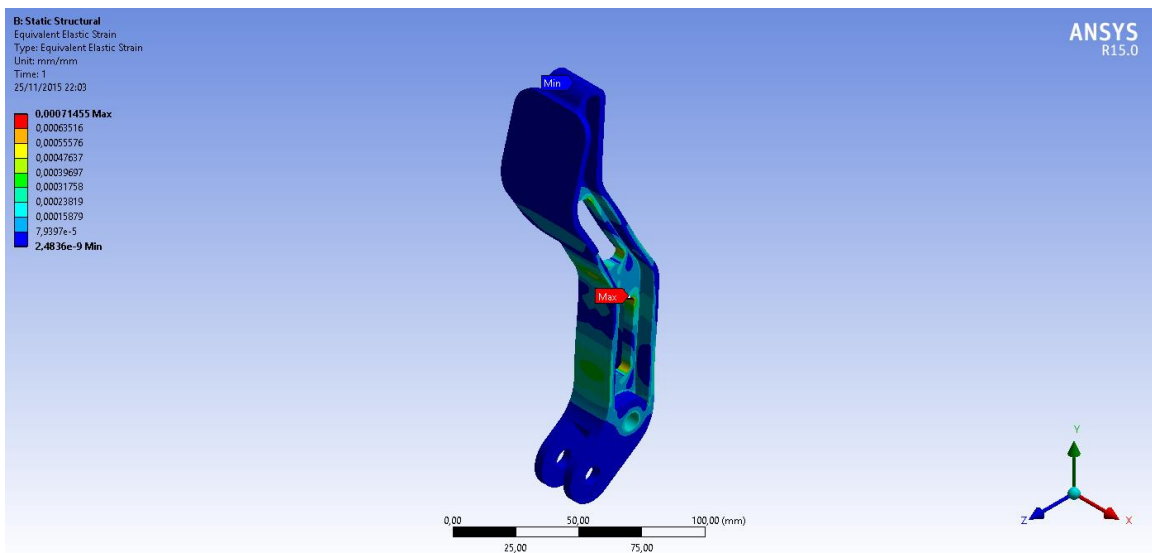


Figura 247 Força aplicada no sentido Z no pedal, Deformação equivalente.

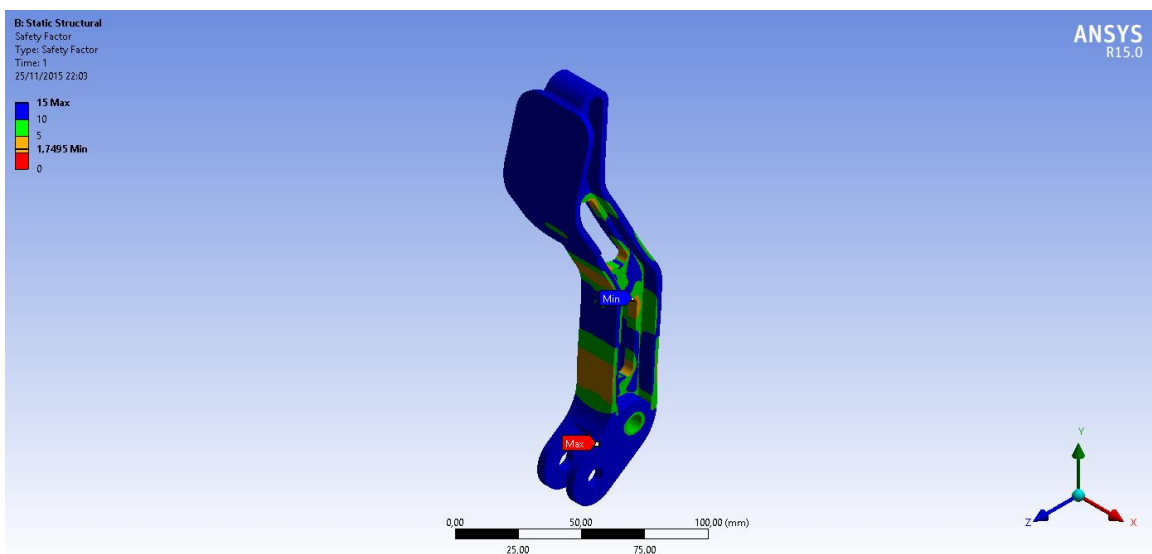


Figura 248 Força aplicada no sentido Z no pedal, Fator de segurança.

Anexo III: Rotinas *Matlab* para o Sistema de Freio e Sistema de Direção

Rotina *Matlab* para análise do sistema de freio

```
% Limpeza dos registros
clear all
close all
clc

%% Parametros

%Constanstes Gerais
g = 9.8; %Gravidade local em m/s^2
ut = 0.45; %Coefiiciente de atrito do pneu com a terra
ua = 0.85; %Coefiiciente de atrito do pneu com o asfalto
ud = 0.3; %Coefiiciente de atrito entre a pastilha e o disco

%Dados relacionado a massa do prototipo
Mp = 55; %Massa do Piloto em kg
Mc = 65; %Massa do Carro em Kg
M = Mp + Mc; %Massa total do Carro em kg
W=M*g; %Carga total do Carro em N

%Dados relacionados aos aspectos geometricos do prototipo
L = 2.04262; %Entre-eixos do Carro em m
h = 0.1969; %Altura do Centro de Massa do Carro em m
x = h/L; %Altura do centro de gravidade diviado pelo o entre-eixos
lf = 1.00346; %Distancia do Centro de Massa ao eixo dianteiro do Carro em
m
lr = L-lf; %Distancia do Centro de Massa ao eixo traseiro do Carro em m
dp = 20*25.4/1000; %Diametro do Pneu em m
rp = dp/2; %Raio da Pneu em m

%Dados relacionas ao torque do motor
T_trativa = 21.6; %Torque máxima fornecido pelo PowerTrain na marcha
trativa em alta rotação em N*m
T_velocidade = 4.5; %Torque minimo fornecido pelo PowerTrain na marcha
velocidade em baixa rotação em N*m
Tmax = T_trativa - T_velocidade;
Tmin = 0;
```

```

%Número de pinças no Freio
P_dianteira = 2; %Número de pinças no eixo dianteiro
P_traseira = 1; %Número de pinças no eixo traseiro

%Dados relacionados as forças de frenagem
Sf = 1; %Fator de segurança geral para o sistema do freio
F_passeio = 338; %Força no Pedal para freio de passeio em N
F_emergencia = 445; %Força no Pedal para freio de emergencia em N
Fpmin = F_passeio/Sf; %Força no Pedal para freio de passeio depois do fato
de segurnaça em N
Fpmax = F_emergencia/Sf; %Força no Pedal para freio de emergencia depois
do fato de segurnaça em N

%Dados relacionados a Valvula de proporção para linha traseira
prop_porcentagem_Dianteira = 100; %Proporção máxima de redução da força
de frenagem traseira, em porcetagem.
prop_Dianteira = prop_porcentagem_Dianteira/100;

prop_porcentagem_Traseira = 100; %Proporção máxima de redução da força de
frenagem traseira, em porcetagem.
prop_Traseira = prop_porcentagem_Traseira/100;

%Assumindo os casos
Assumindo_Asfalto = 1; %1 para sim e 0 para não
Assumindo_Emergencia = 1; %1 para sim e 0 para não
Reducao_fixa = 1; %1 para sim e 0 para não
RedF_fixa = 0.921259842519685; %Redução para pinça dianteira para caso de
redução já escolhida
RedR_fixa = 1.2105; %Redução para pinça traseira para caso de redução já
escolhida

%% Transferencia de Carga

%Estático
Wzr = W*lf/L; %Carga estática no eixo traseiro
Wzf = W-Wzr; %Carga estática no eixo dianteiro
psi = Wzr/W; % Porcentagem do peso no eixo traseiro
str=['A Porcentagem no eixo traseiro para o carro em estático é de
',num2str(psi),'%'];
disp(str)

```

```

%Grafico de transferencia de carga
figure (1)

title('Transferência de Carga');
xlabel('Desaceleração [g]');
ylabel('Forças Normal [N]');
axis([0 1 0 2000])

hold on
%Plotando a reta do eixo traseiro
eixoy=[(psi-x*0)*W (psi-x*1)*W];
eixox=[0 1];
plot(eixox,eixoy,'k')

%Plotando a reta do eixo dianteiro
eixoy=[(1-psi+x*0)*W (1-psi+x*1)*W];
eixox=[0 1];
plot(eixox,eixoy,'b')

%Plotando a linha da terra
eixoy=[0 (1-psi+x*1)*W];
eixox=[ut ut];
plot(eixox,eixoy,'--g')

%Plotando a linha do asfalto
eixox=[ua ua];
plot(eixox,eixoy,'--r')
hold off

%Escrevendo os dados para terra
Wzrd=(psi-x*ut)*W;
psid = Wzrd/W;
str=['A Porcentagem no eixo traseiro para o carro desacelerando em
',num2str(ut),'g é de ',num2str(psid),'%'];
disp(str)

%Escrevendo os dados para asfalto
Wzrd=(psi-x*ua)*W;
psid = Wzrd/W;
str=['A Porcentagem no eixo traseiro para o carro desacelerando em
',num2str(ua),'g é de ',num2str(psid),'%'];

```

```

disp(str)
str=' ';
disp(str)

%% Rotina para achar a redução do freio necessaria para travar as rodas -
Caso de passeio (400N e 0N*m)
str=['Caso de Passeio - Força no pedal de ',num2str(F_passeio),' e Torque
do motor de ',num2str(Tmin),' , com 1000 rpm e na marcha de velocidade.'];
disp(str)

% Caso para travar na terra
a=ut*g; %Desaceleração na terra

%Nova Transferencia de carga
Wzrd=(psi-x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo traseiro
Wzfd=(1-psi+x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo dianteiro

%Nova Força de freio dinamica
Fxr=Wzrd*ut + Tmin/rp; %Força de frenagem para o eixo traseiro
Fxf=Wzfd*ut; %Força de frenagem para o eixo dianteiro

%Reduções Necessarias
RedR_Passeio_Terra = (Fxr/P_traseira)/Fpmin;
RedF_Passeio_Terra = (Fxf/P_dianteira)/Fpmin;

%Plotando Resultados
str=['Caso de travar na terra - Desaceleração de ',num2str(a/g),'g, redução
na pinça dianteira de ',num2str(RedF_Passeio_Terra),' ,'];
disp(str)
str=['redução na pinça traseira de ',num2str(RedR_Passeio_Terra),' .'];
disp(str)

% Caso para travar no asfalto
a=ua*g; %Desaceleração no asfalto

%Nova Transferencia de carga
Wzrd=(psi-x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo traseiro
Wzfd=(1-psi+x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo dianteiro

%Nova Força de freio dinamica
Fxr=Wzrd*ua + Tmin/rp; %Força de frenagem para o eixo traseiro

```

```

Fxf=Wzfd*ua; %Força de frenagem para o eixo dianteiro

%Reduções Necessarias
RedR_Passeio_Asfalto = (Fxr/P_traseira)/Fpmin;
RedF_Passeio_Asfalto = (Fxf/P_dianteira)/Fpmin;

%Plotando Resultados
str=['Caso de travar na asfalto - Desaceleração de ',num2str(a/g),'g,
redução na pinça dianteira de ',num2str(RedF_Passeio_Asfalto),''];
disp(str)
str=['redução na pinça traseira de ',num2str(RedR_Passeio_Asfalto),''];
disp(str)
str=' ';
disp(str)

%% Rotina para achar a redução do freio necessaria para travar as rodas -
Caso de passeio (850N e 823N*m)
str=['Caso de Emergencia - Força no pedal de ',num2str(F_emergencia),' e
Torque do motor de ',num2str(Tmax),' , com 3600 rpm e na marcha de tração.'];
disp(str)

% Caso para travar na terra
a=ut*g; %Desaceleração na terra

%Nova Transferencia de carga
Wzrd=(psi-x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo traseiro
Wzfd=(1-psi+x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo dianteiro

%Nova Força de freio dinamica
Fxr=Wzrd*ut + Tmax/rp; %Força de frenagem para o eixo traseiro
Fxf=Wzfd*ut; %Força de frenagem para o eixo dianteiro

%Reduções Necessarias
RedR_Emergencia_Terra = (Fxr/P_traseira)/Fpmax;
RedF_Emergencia_Terra = (Fxf/P_dianteira)/Fpmax;

%Plotando Resultados
str=['Caso de travar na terra - Desaceleração de ',num2str(a/g),'g, redução
na pinça dianteira de ',num2str(RedF_Emergencia_Terra),''];
disp(str)
str=['redução na pinça traseira de ',num2str(RedR_Emergencia_Terra),''];

```

```

disp(str)

% Caso para travar no asfalto
a=ua*g; %Desaceleração no asfalto

%Nova Transferencia de carga
Wzrd=(psi-x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo traseiro
Wzfd=(1-psi+x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo dianteiro

%Nova Força de freio dinamica
Fxr=Wzrd*ua + Tmax/rp; %Força de frenagem para o eixo traseiro
Fxf=Wzfd*ua; %Força de frenagem para o eixo dianteiro

%Reduções Necessarias
RedR_Emergencia_Asfalto = (Fxr/P_traseira)/Fpmax;
RedF_Emergencia_Asfalto = (Fxf/P_dianteira)/Fpmax;

%Plotando Resultados
str=['Caso de travar no asfalto - Desaceleração de ',num2str(a/g),'g,
redução na pinça dianteira de ',num2str(RedF_Emergencia_Asfalto),''];
disp(str)
str=['redução          na          pinça          traseira          de
',num2str(RedR_Emergencia_Asfalto),''];
disp(str)
str=' ';
disp(str)

%% Caso escolhido:
Casos = cell(5, 3);
Casos{1, 1} = '';
Casos{1, 2} = 'Pinça Dianteira';
Casos{1, 3} = 'Pinça Traseira';
Casos{2, 1} = 'Passeio - Terra';
Casos{2, 2} = RedF_Passeio_Terra;
Casos{2, 3} = RedR_Passeio_Terra;
Casos{3, 1} = 'Passeio - Asfalto';
Casos{3, 2} = RedF_Passeio_Asfalto;
Casos{3, 3} = RedR_Passeio_Asfalto;
Casos{4, 1} = 'Emergencia - Terra';
Casos{4, 2} = RedF_Emergencia_Terra;
Casos{4, 3} = RedR_Emergencia_Terra;

```

```

Casos{5, 1} = 'Emergencia - Asfalto';
Casos{5, 2} = RedF_Emergencia_Asfalto;
Casos{5, 3} = RedR_Emergencia_Asfalto;
disp(Casos)

if Reducao_fixa == 0
    if Assumindo_Asfalto == 1 && Assumindo_Emergencia == 1
        Dianteira = [RedF_Passeio_Terra; RedF_Passeio_Asfalto;
RedF_Emergencia_Terra; RedF_Emergencia_Asfalto];
        RedF = max(Dianteira);
        Traseira = [RedR_Passeio_Terra; RedR_Passeio_Asfalto;
RedR_Emergencia_Terra; RedR_Emergencia_Asfalto];
        RedR = max(Traseira);
    elseif Assumindo_Asfalto == 1 && Assumindo_Emergencia == 0
        Dianteira = [RedF_Passeio_Terra; RedF_Passeio_Asfalto];
        RedF = max(Dianteira);
        Traseira = [RedR_Passeio_Terra; RedR_Passeio_Asfalto];
        RedR = max(Traseira);
    elseif Assumindo_Asfalto == 0 && Assumindo_Emergencia == 1
        Dianteira = [RedF_Passeio_Terra; RedF_Emergencia_Terra;];
        RedF = max(Dianteira);
        Traseira = [RedR_Passeio_Terra; RedR_Emergencia_Terra];
        RedR = max(Traseira);
    else
        RedF = RedF_Passeio_Terra;
        RedR = RedR_Passeio_Terra;
    end
else
    RedF = RedF_fixa;
    RedR = RedR_fixa;
end

str=['As reduções escolhidas foram para dianteira: ',num2str(RedF),' e
para traseira: ',num2str(RedR),'.'];
disp(str)
str=' ';
disp(str)

%% Balanceamento do Freio

%Nova Transferencia de carga

```

```

Wzrd=(psi-x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo traseiro
Wzfd=(1-psi+x*a/g)*W; %Carga dinamica no eixo dianteiro

%Força de frenagem nos eixos
Fxr=Wzrd*ut + Tmin/rp; %Força de frenagem para o eixo traseiro
Fxf=Wzfd*ut; %Força de frenagem para o eixo dianteiro

%Força dinâmica de frenagem normalizada;
figure (4)
hold on

title('Forçar dinâmicas de frenagem');
xlabel('Força dinâmica de frenagem normalizada do eixo traseiro [N]');
ylabel('Força dinâmica de frenagem normalizada do eixo dianteiro [N]');
axis([0 1 0 1])

a=0:0.001:1;
FxroptN=((psi-x.*a)*W).*a + Tmin/rp)/W;
FxfoptN=((1-psi+x.*a)*W).*a)/W;
plot(FxroptN,FxfoptN);

for a=0.2:0.2:1;
    eixox=[0    a];
    eixoy=[a    0];
    plot(eixox,eixoy,'k')
end

hold off

%% Nosso sistema de Freio

Frp = P_traseira*(RedR*F_passeio); %Força efetiva no eixo traseiro para
caso de passeio
Ffp = P_dianteira*(RedF*F_passeio); %Força efetiva no eixo dianteiro para
caso de passeio
FrpW=Frp/W; %Força normalizada no eixo traseiro para caso de passeio
FfpW=Ffp/W; %Força normalizada no eixo dianteiro para caso de passeio

%% Grafico do balanceamento do freio (Isolando "a" na Fxfopt/W e joga no
Fxropt/W)

figure (5)

```



```

title('Balanceamento do Freio');
xlabel('Força dinâmica de frenagem normalizada do eixo traseiro [N]');
ylabel('Força dinâmica de frenagem normalizada do eixo dianteiro [N]');
axis ([0 1 0 1]) %Para ver o grafico completo, anule essa linha
hold on

% Plotando o grafico "Parabola of Normalized dynamic braking and drivings
forces."
a = linspace ((psi-1)/x,psi/x);
FxF1=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR1=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);
plot (FxR1/W,FxF1/W)

%Plotando os eixos cartesianos
xmin=(psi-1)/x;
xmax=-(psi-1)/x;
ymin=-psi/x;
ymax=psi/x;

eixox=[xmin xmax];
eixoy=[0 0];
plot(eixox,eixoy,'k')
eixox=[0 0];
eixoy=[ymin ymax];
plot(eixox,eixoy,'k')

%Plotando as linhas de desaceleração
for a=0.2:0.2:1;
    eixox=[0 a];
    eixoy=[a 0];
    plot(eixox,eixoy,'k')
end

%Plotando as linhas ótimas para frenagem no asfalto
a=(psi-1)/x;
FxF1=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR1=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

a=ua;
FxF2=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR2=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

```

```

eixox=[FxR1/W FxR2/W];
eixoy=[FxF1/W FxF2/W];
plot(eixox,eixoy,'--r')

a=psi/x;
FxF1=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR1=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

y1=FxF1/W;
y2=FxF2/W;
x1=FxR1/W;
x2=FxR2/W;

xi=((x1*(y1-y2)/(x1-x2))-y1+FxR2/W)/((y1-y2)/(x1-x2));
xf=((x1*(y1-y2)/(x1-x2))-y1)/((y1-y2)/(x1-x2));

X=[xi xf];
y=X*(y1-y2)/(x1-x2)-x1*(y1-y2)/(x1-x2)+y1;

plot(X,y,'--r')

%Plotando as linhas ótimas para frenagem na terra
a=(psi-1)/x;
FxF1=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR1=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

a=ut;
FxR2=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR2=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

eixox=[FxR1/W FxR2/W];
eixoy=[FxF1/W FxF2/W];
plot(eixox,eixoy,'--g')

a=psi/x;
FxF1=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
FxR1=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

y1=FxR1/W;
y2=FxR2/W;

```

```

x1=FxR1/W;
x2=FxR2/W;

xi=((x1*(y1-y2)/(x1-x2))-y1+FxR2/W)/((y1-y2)/(x1-x2));
xf=((x1*(y1-y2)/(x1-x2))-y1)/((y1-y2)/(x1-x2));

X=[xi    xf];
y=X*(y1-y2)/(x1-x2)-x1*(y1-y2)/(x1-x2)+y1;

plot(X,y,'--g')

%Plotando a "linha de proporção" do nosso carro

xi=0;
xf=1/((FfpW/FrpW)+1); %Ponto de interseção entre a linha de proporção
(y1=0,x1=0,y2=FfpW,x2=FrpW) e a linha de desaceleração de 1g
(y1=1,x1=0,y2=1,x2=1)
eixox=[xi    xf];

yi=0;
yf=1/((FrpW/FfpW)+1); %Ponto de interseção entre a linha de proporção
(y1=0,x1=0,y2=FfpW,x2=FrpW) e a linha de desaceleração de 1g
(y1=1,x1=0,y2=1,x2=1)
eixoy=[yi    yf];
plot(eixox,eixoy,'k')

%Plotando a "linha de proporção" do nosso carro com valvula de proporção

xi=0;
xf=1/(((FfpW*prop_Dianteira)/(FrpW*prop_Traseira))+1); %Ponto de
interseção entre a linha de proporção (y1=0,x1=0,y2=FfpW,x2=FrpW) e a linha
de desaceleração de 1g (y1=1,x1=0,y2=1,x2=1)
eixox=[xi    xf];

yi=0;
yf=1/(((FrpW*prop_Traseira)/(FfpW*prop_Dianteira))+1); %Ponto de
interseção entre a linha de proporção (y1=0,x1=0,y2=FfpW,x2=FrpW) e a linha
de desaceleração de 1g (y1=1,x1=0,y2=1,x2=1)
eixoy=[yi    yf];
plot(eixox,eixoy,'--k')

```

```

%Plotando os "traços" das regiões de overbreak

for a=0:0.01:1;

    FxF1=(W.*a)-(psi*W.*a)+(W*x.*a.^2);
    FxR1=(psi.*a*W)-(x*W.*a.^2);

    x1=FxR1/W; %Ponto de interseção entre a linha de desaceleração e a
"Parabola of Normalized dynamic braking and drivings forces."
    x2=a/((FfpW/FrpW)+1); %Ponto de interseção entre a linha de
desaceleração e a "linha de proporção"
    y1=FxF1/W; %Ponto de interseção entre a linha de desaceleração e a
"Parabola of Normalized dynamic braking and drivings forces."
    y2=-x2+a; %Ponto de interseção entre a linha de desaceleração e a
"linha de proporção"

    eixox=[x1 x2];
    eixoy=[y1 y2];

    plot(eixox,eixoy,'k')
end

%Calculando o ponto de transição de região de overbreak

k=(FfpW/FrpW);
t=(k*psi+psi-1)/(x+k*x);
FxF1=(W.*t)-(psi*W.*t)+(W*x.*t.^2);
FxR1=(psi.*t*W)-(x*W.*t.^2);
a=FxF1/W+FxR1/W;

if a<1
    eixox=[0 a];
    eixoy=[a 0];
    plot(eixox,eixoy,'--k')
end

str=['O terreno de travamento simultaneo para o nosso sistema de freio, é
o cujo coeficiente de atrito é ', num2str(a),];
disp(str)

```

```

%% Calculando o maior coeficiente de atrito para que nosso carro trave as
4 rodas.

% Via eixo traseiro

delta = (psi*psi)-4*x*FrpW;

ur_1 = (psi + sqrt(delta))/(2*x);
ur_2 = (psi - sqrt(delta))/(2*x);

% Via eixo dianteiro

delta = ((psi-1)*(psi-1))+4*x*FfpW;

uf_1 = ((psi-1) + sqrt(delta))/(2*x);
uf_2 = ((psi-1) - sqrt(delta))/(2*x);

% Tratando os "u", eliminado os irracionais e os negativos

if imag(ur_1) ~= 0
    ur_1 = 1;
elseif ur_1 < 0
    ur_1 = 1;
end

if imag(ur_2) ~= 0
    ur_2 = 1;
elseif ur_2 < 0
    ur_2 = 1;
end

if imag(uf_1) ~= 0
    uf_1 = 1;
elseif uf_1 < 0
    uf_1 = 1;
end

if imag(uf_2) ~= 0
    uf_2 = 1;
elseif uf_2 < 0
    uf_2 = 1;
end

```

```
end
```

```
u(1,1) = ur_1;  
u(2,1) = ur_2;  
u(3,1) = uf_1;  
u(4,1) = uf_2;  
u_min = min(u);
```

```
str=['O terreno de maior coeficiente de atrito para que haja travamento  
das 4 rodas, é o cujo coeficiente de atrito é ', num2str(u_min),];  
disp(str)
```

Rotina Matlab para análise do comprimento do pedal

```
close all
```

```
%% força no pedal dividida por 3  
%% Torque na roda é igual ao torque no disco  
Rroda=(508)/2; % Raio da roda+pneu em mm  
Rdisco=160; % Raio do disco em mm pode ser 160, 180 ou 200  
Fpastr=(Fxr*Rroda)/Rdisco; % Força de atrito na pastilha traseira  
Fpastf=((Fxf/2)*Rroda)/Rdisco; % Força de atrito em uma pastilha dianteira  
  
Fembolor=Fpastr/ud;  
Fembolof=Fpastf/ud;  
  
Fcabo=(Fembolor+2*Fembolof)/2;  
Fpedal=Fcabo/6.05
```

Rotina Matlab para análise das forças e momentos de direção

```
clc  
clear all  
close all  
  
%Livro da SAE Mechanical Engineering  
  
%Força de frenagem/tração/impacto  
%Parâmetros  
h=0.195315; %Altura do CG [m]
```

```

L=2.05140; %Entre eixos [m]
l=0.9921; %Distância do CG ao eixo traseiro [m]
W=1200; %Peso do veículo [N]
mi=0.45; %Coeficiente de atrito?
a=9.81*2; %Aceleração do veículo
g=9.81; %Aceleração da gravidade

%Braking (Considerar de 1g a 2g desaceleração de frenagem)
Lb=mi*((W*(l/L))+(W*(a/g))*(h/L))

%Vertical (Considerar 3g)
a=9.81*3;
V=((3/2)*W)*(((l*g)+(a*h))/(g*L))

%Lateral (Considerar 2g de desaceleração de frenagem)
a=9.81*2;
Lt=W*((l*g)+(a*h))/(g*L))

%Parâmetros

Fzl=V; %Carga vertical na roda esquerda [N]
Fzr=V; %Carga vertical na roda direita [N]
d=0.013; %Distância entre o eixo de esterçamento e o centro do pneu no
plano solo [m]
lambda=17.68; %Ângulo de inclinação lateral do pneu [graus]
delta=35.653; %ângulo de esterçamento [graus]
v=0; %Ângulo do caster [graus]

Fyl=Lt; %Força lateral na roda esquerda [N]
Fyr=Lt; %Força lateral na roda direita [N]
r=0.508/2; %Raio do pneu [m]

Fxl=Lb; %Força de tração na roda esquerda [N]
Fxr=0; %Força de tração na roda direita [N]

% Gillespie
% Momento total vertical
Mv=- (Fzl+Fzr)*d*sind(lambda)*sind(delta)+(Fzl-Fzr)*d*sind(v)*sind(delta)

%Momento lateral
Ml=(Fyl+Fyr)*r*tand(v)

```

```
%Momento de tração
```

```
Mt=(Fxl-Fxr)*d
```

Rotina Matlab para análise da força no link

```
close all
```

```
clear all
```

```
Fb=363.9827; %Força de frenagem
```

```
d=0.0425; %comprimento do link
```

```
r=0.081; %scrub=Centro do pneu para kingpin
```

```
c= 0;%distância da junção inferior ao kingpin
```

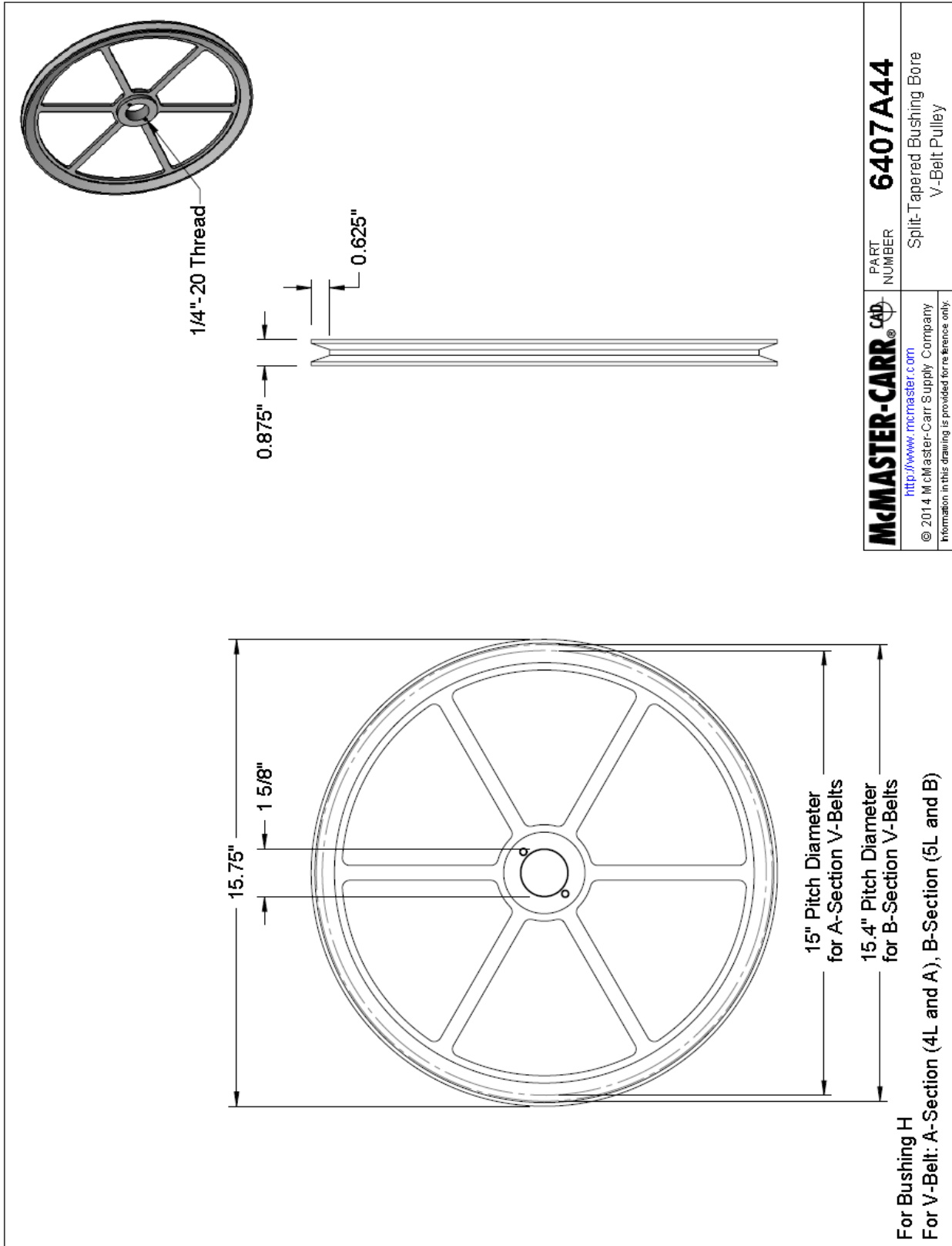
```
a= 0.22814; %distância
```

```
h=0.057;
```

```
b=0;
```

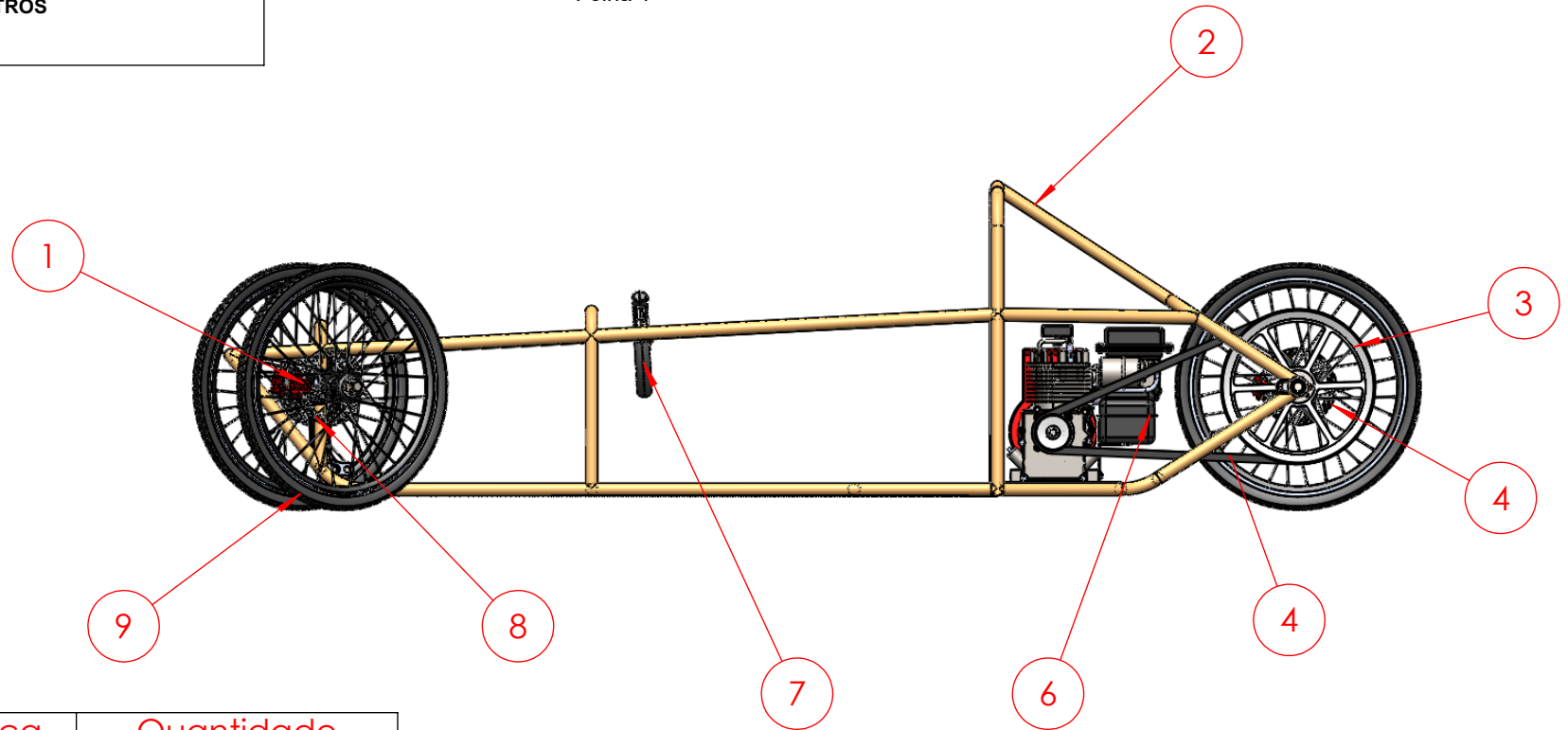
```
Fsb = (Fb/d*((r+c)-((a/h)*(b-c))))
```


Anexo IV: Desenho Técnico da Polia Movida Cedido pelo Fabricante



Anexo V: Desenhos Técnicos de Conjunto e de Cada Peça

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



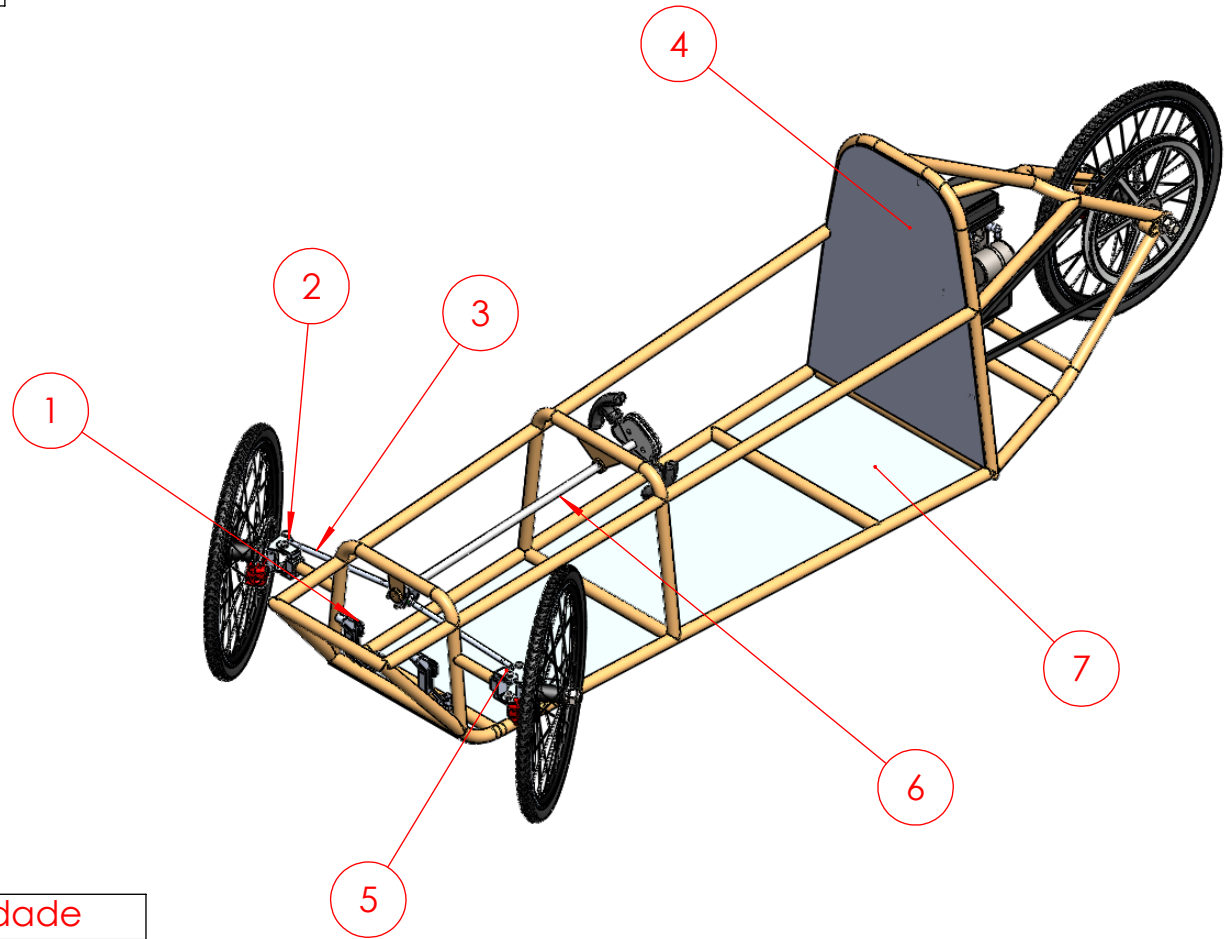
Item	Nome da peça	Quantidade
1	Pinça de freio dianteira	2
2	Chassi tubular	1
3	Polia maior	1
4	Disco de freio traseiro	1
5	Correi em V	1
6	Motor GT 241	1
7	Volante	1
8	Disco de freio dianteiro	2
9	Pneu dianteiro	2



Desenho de conjunto

ESCALA 1:15	PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
	PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



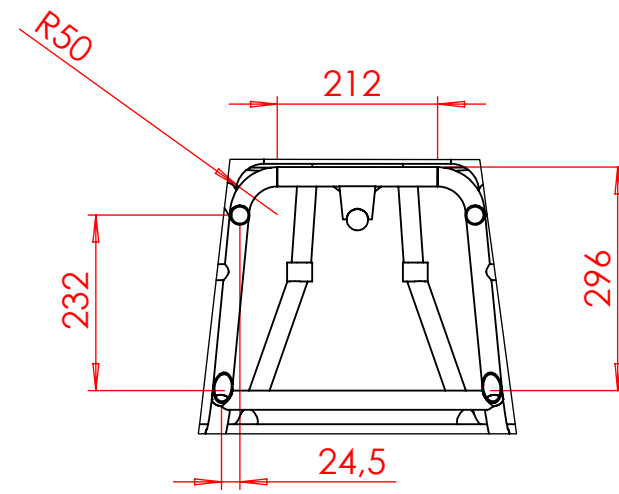
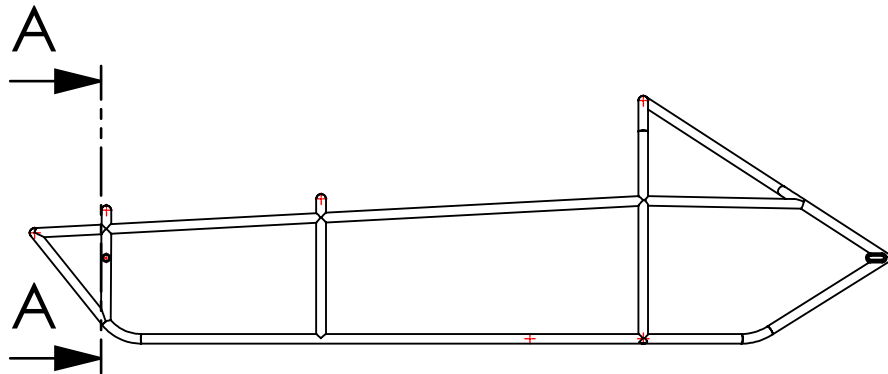
Item	Nome da peça	Quantidade
1	Pedal	2
2	Manga de eixo	2
3	Barra axial	2
4	Chapa corta fogo	1
5	Munhão	2
6	Coluna de direção	1
7	Chapa do assoalho	1



Desenho de conjunto

ESCALA 1:15	PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
	PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



SEÇÃO A-A
 ESCALA 1 : 10

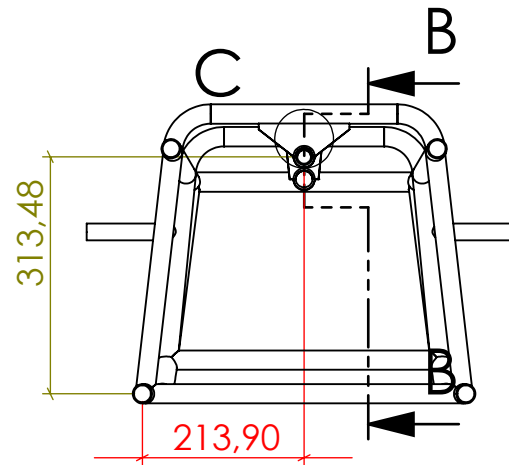
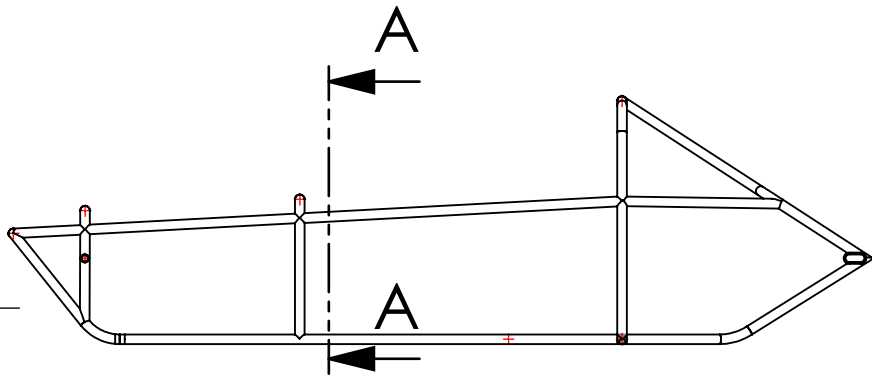
Arco frontal	SAE 6351 - T6	1					
NOME	MATERIAL	QTD.					



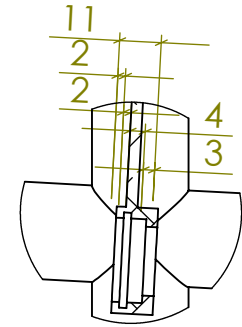
Arco frontal

PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

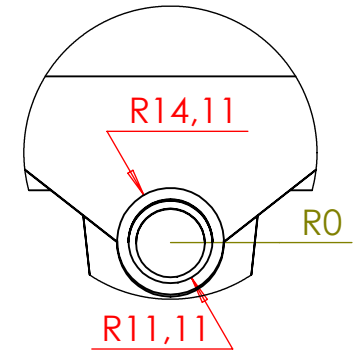
LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



SEÇÃO A-A
 ESCALA 1 : 10



SEÇÃO B-B
 ESCALA 1 : 2



DETALHE C
 ESCALA 1 : 2

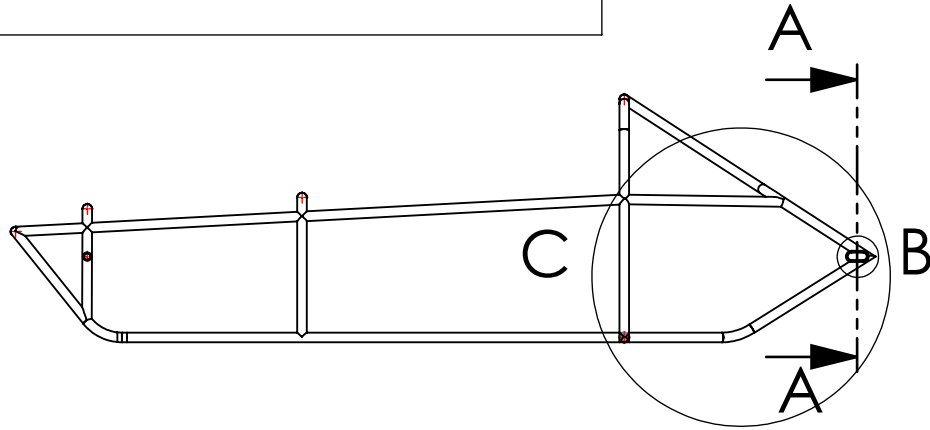
Suporte da coluna de direção	SAE 7075-T651	1	
NOME	MATERIAL	QTD.	

Logos of UnB (Universidade do Estado do Rio de Janeiro) and a stylized 'FE' logo.

Suporte da coluna de direção

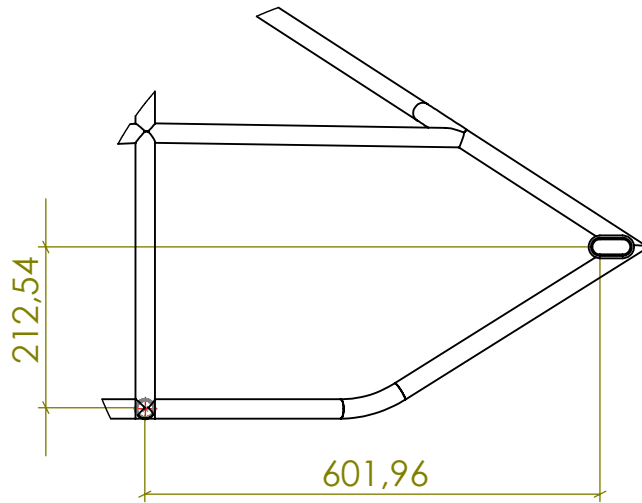
PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



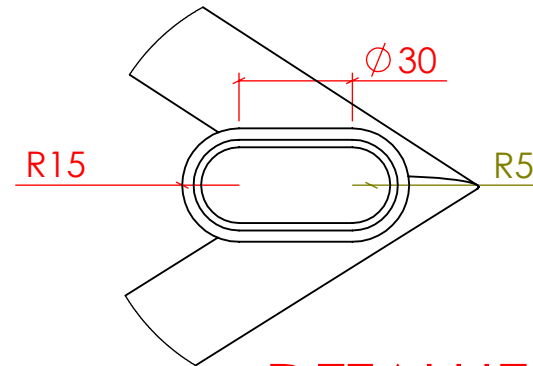
SEÇÃO A-A

ESCALA 1 : 2





DETALHE C

ESCALA 1 : 10

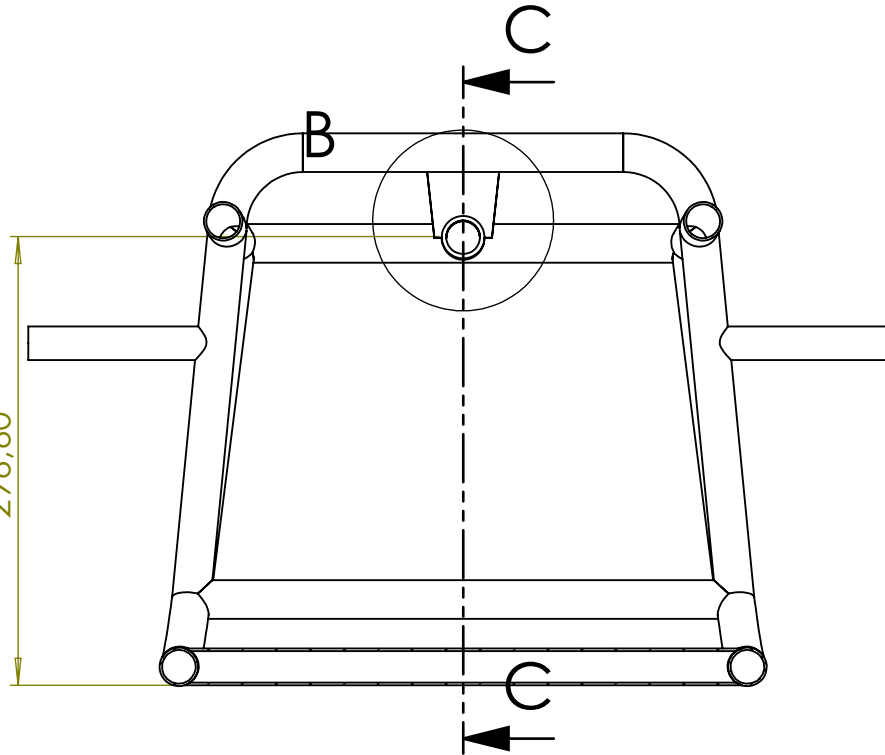
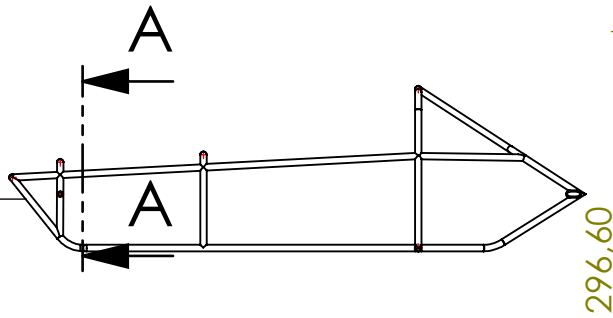


DETALHE B

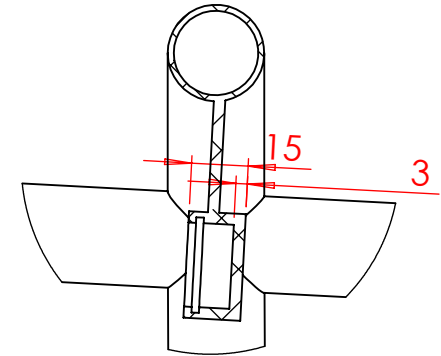
ESCALA 1 : 2

						Suporte do eixo traseiro		
				UnB		PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	
				ESCALA 1:50		PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	FOLHA A4
				NOME	MATERIAL	QTD.		
				Suporte do eixo Traseiro	SAE 7075-T651	2		

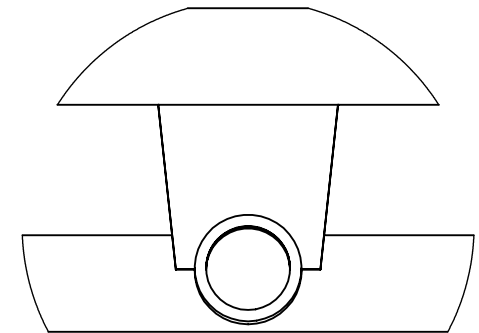
LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



SEÇÃO A-A
 ESCALA 1 : 5



SEÇÃO C-C
 ESCALA 1 : 2



DETALHE B
 ESCALA 1 : 2

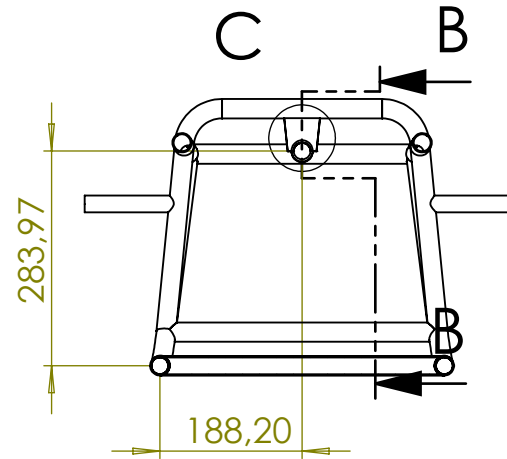
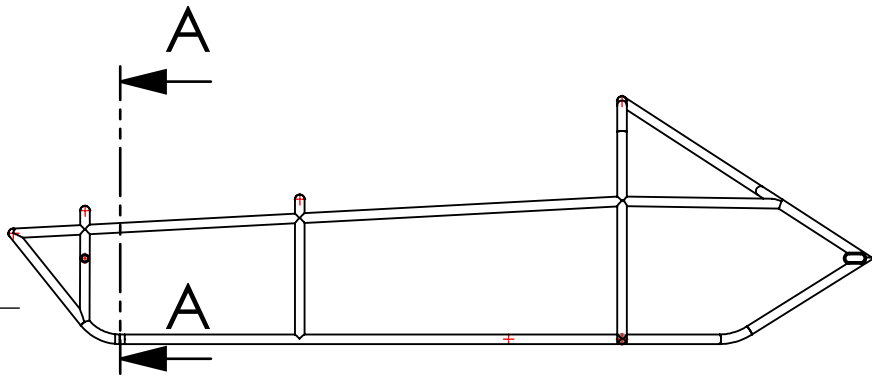
Suporte do eixo Traseiro	SAE 7075-T651	2	
NOME	MATERIAL	QTD.	

UnB

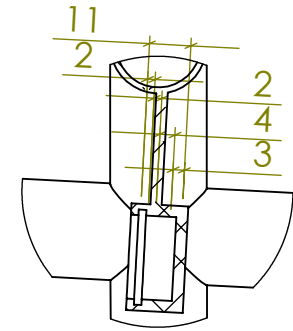
Suporte do eixo traseiro

PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

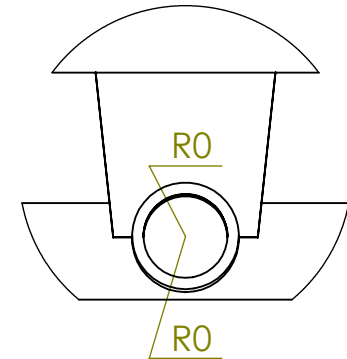
LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



SEÇÃO A-A
 ESCALA 1 : 10




SEÇÃO B-B
 ESCALA 1 : 2




DETALHE C
 ESCALA 1 : 2

Terminal da coluna de direção	SAE 7075-T651	1				
NOME	MATERIAL	QTD.				



UnB



Terminal da coluna de direção

PRODUTO
Prototipo de alta eficiente energetica

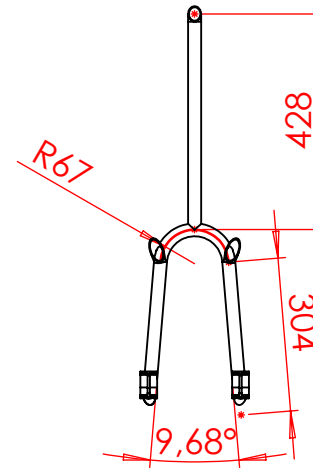
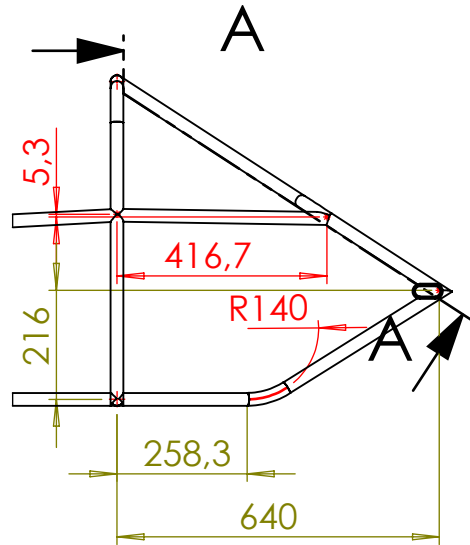
PROJETO DE GRADUÇÃO 2

REFERÊNCIA

DATA
27/11/2015

FOLHA
A4

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 15

Visão da traseira do chassi	SAE 6351 - T6	1					
NOME	MATERIAL	QTD.					



Visão da traseira do chassi

PRODUTO
Prototipo de alta eficiente energetica

REFERÊNCIA

FOLHA
A4

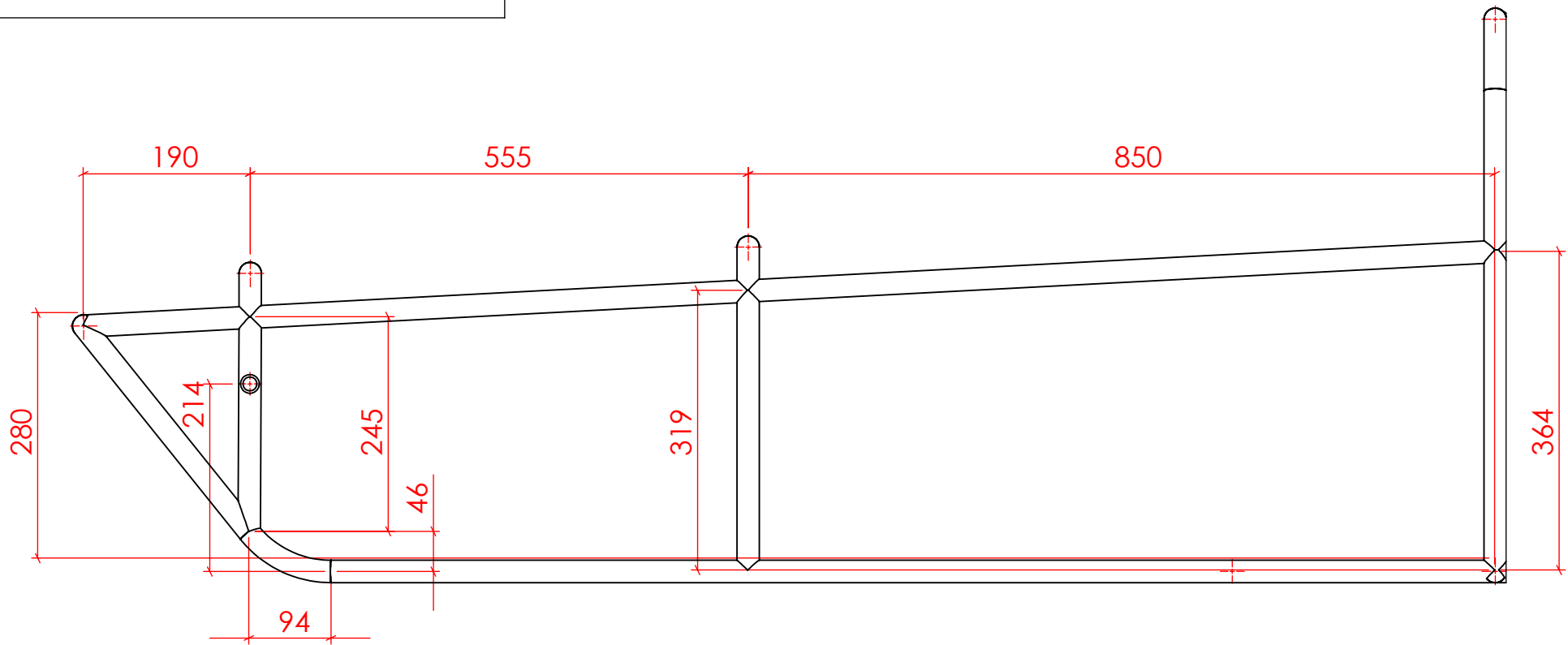
PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

DATA
27/11/2015

ESCALA
1:15

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS

Folha10



Vista lateral do chassi	SAE 6351 - T6	1							
NOME	MATERIAL	QTD.							

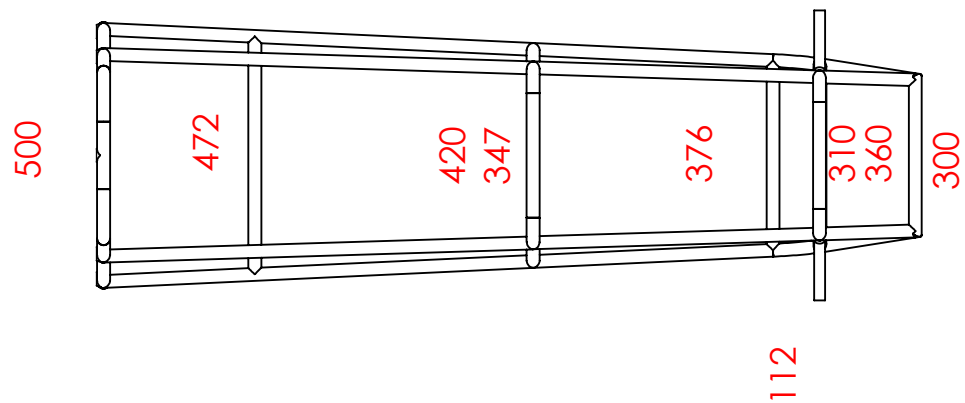




Vista lateral do chassi

PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

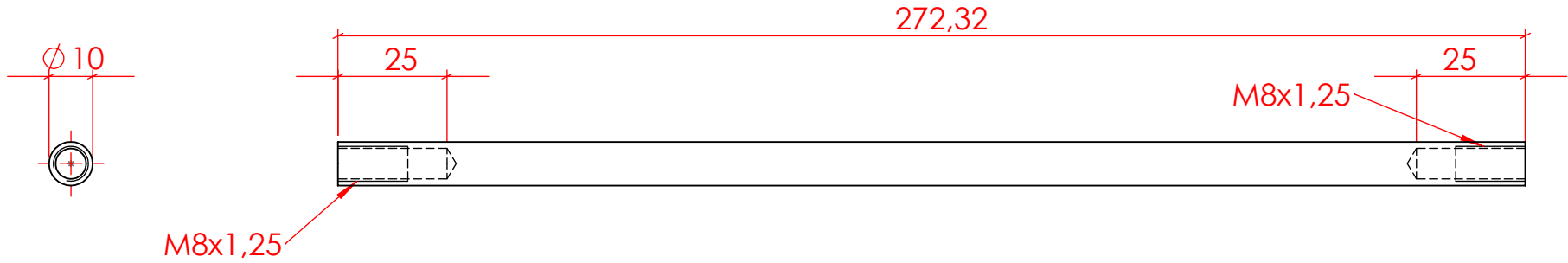
LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS


Folha11



					 UnB		Vista superior do chassi		
Vista superior do chassi	SAE 6351 - T6	1			ESCALA 1:15		PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
NOME	MATERIAL	QTD.					PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

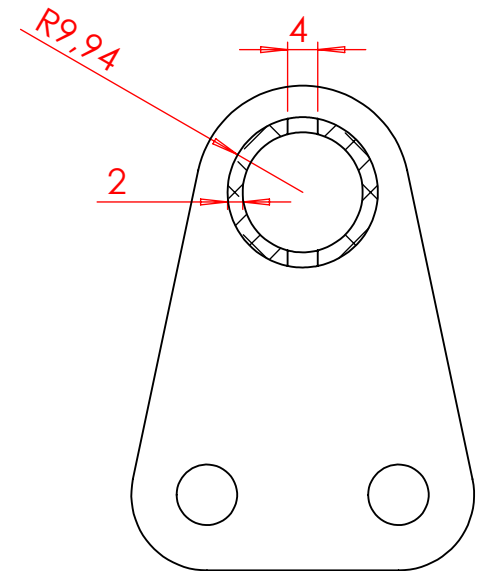
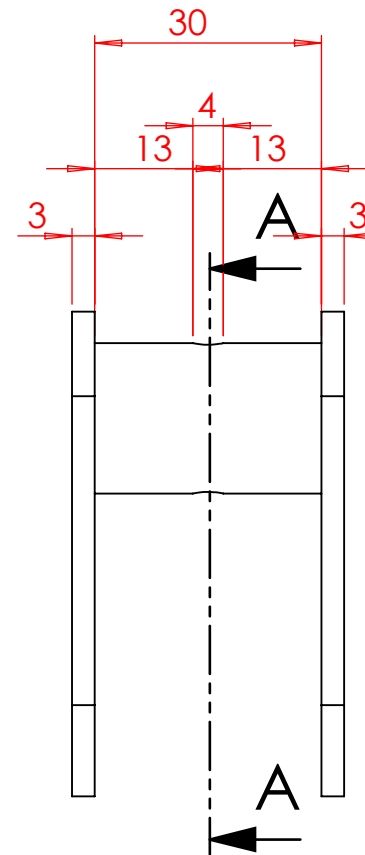
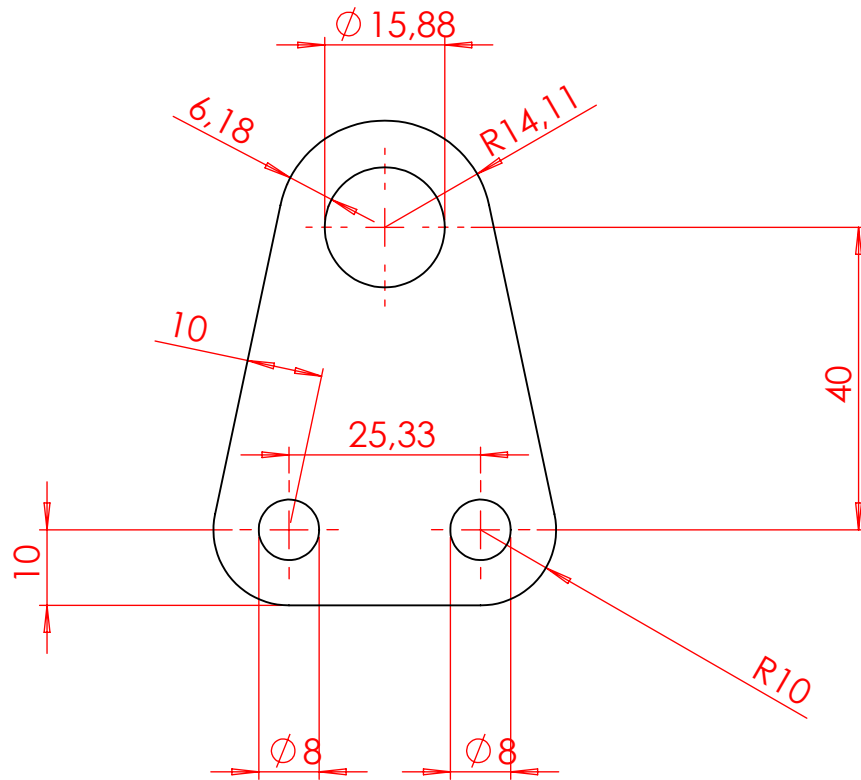
LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS




					Barra axial			
							PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA
Barra axial	SAE 6351-T6	1		ESCALA 1:1	PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015		
NOME	MATERIAL	QTD.						

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS

Folha13

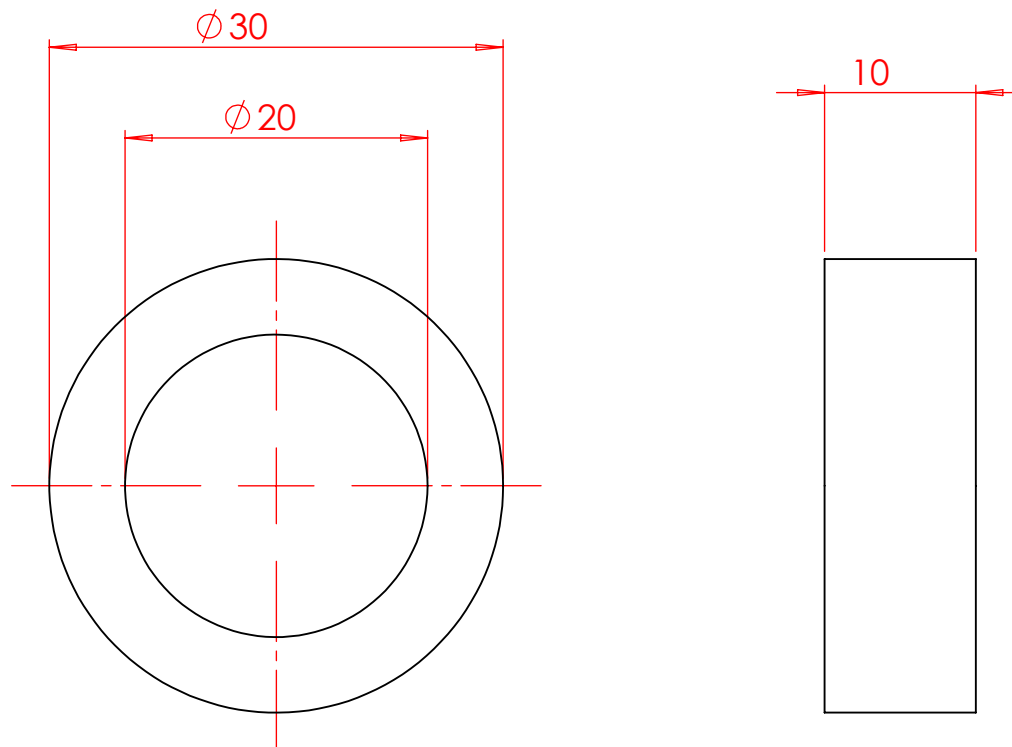


SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 1

						Chapa da direção		
Chapa da direção	SAE 6351 - T6	1			ESCALA 1:1	PROJETO DE GRADUÇÃO 2	DATA 27/11/2015	
NOME	MATERIAL	QTD.						

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS

Folha15



Espaçador da manga	SAE 6061-T6	2	
NOME	MATERIAL	QTD.	

UnB FTE

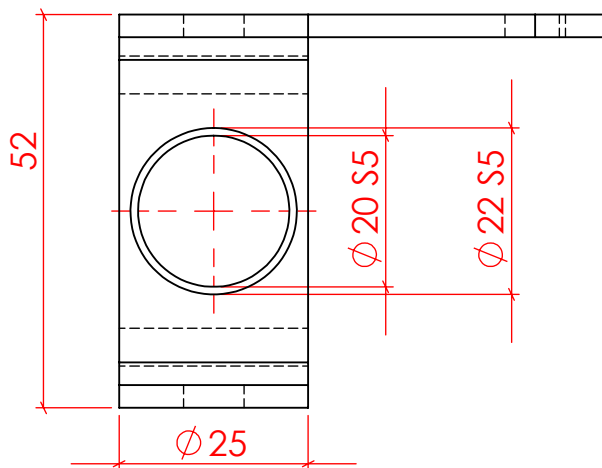
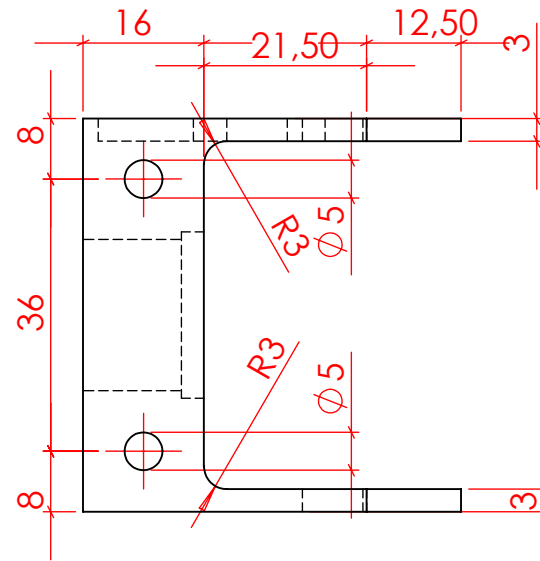
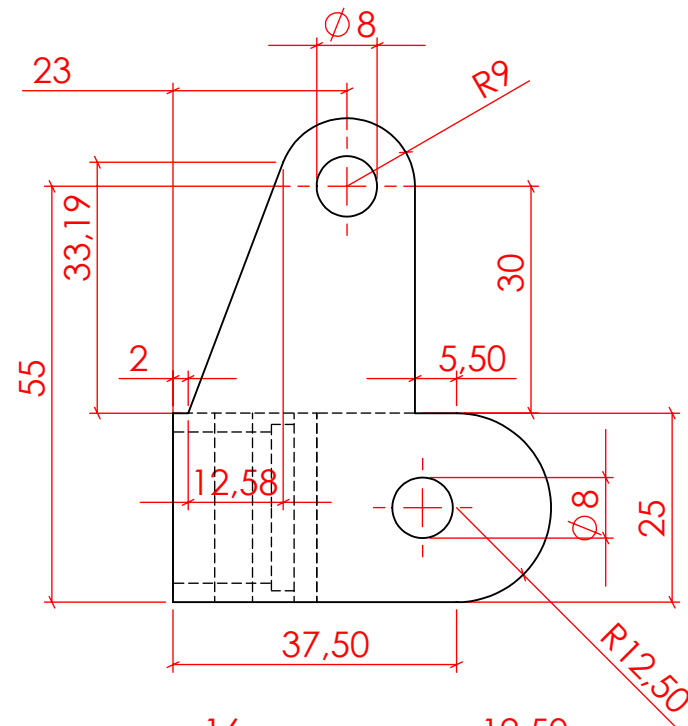
ESCALA
1:1

Espaçador da Manga

PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS

Folha16



Manga de eixo direita	SAE 7075-T651	1	
NOME	MATERIAL	QTD.	



Manga de eixo direita

PRODUTO
 Prototipo de alta eficiente energetica

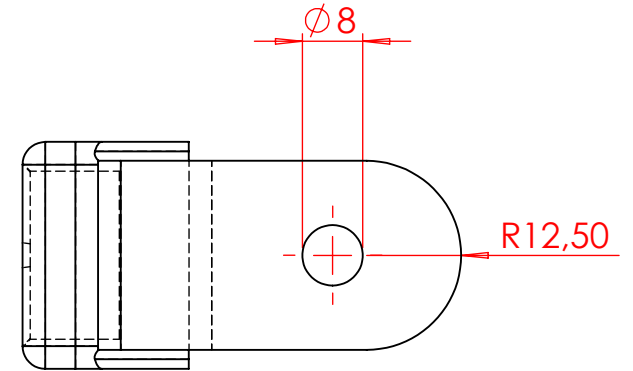
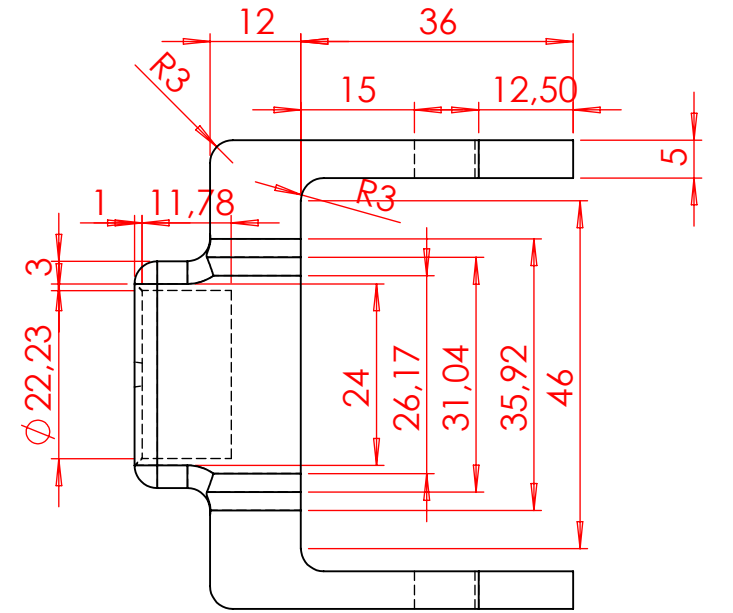
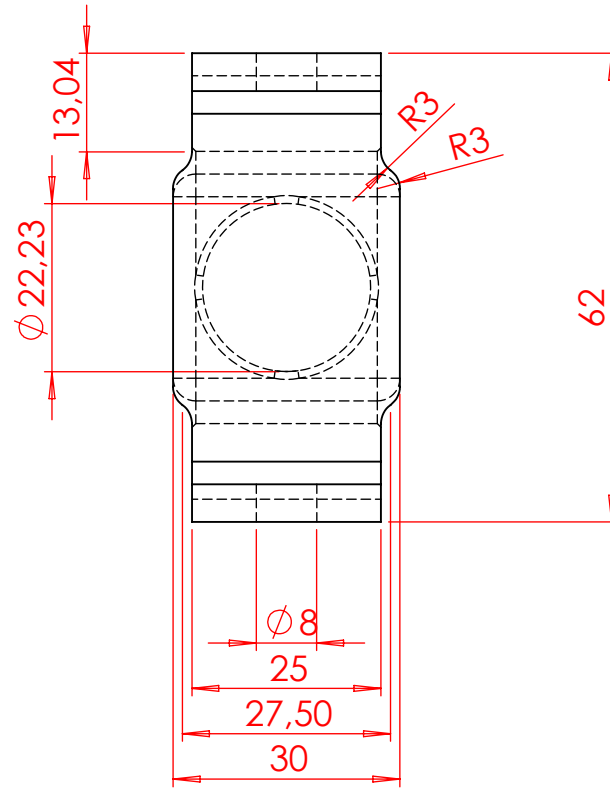
REFERÊNCIA


PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

DATA
 27/11/2015

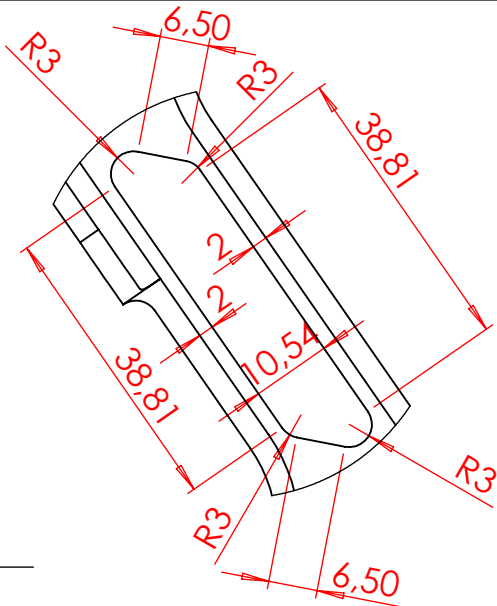
FOLHA
 A4

LEGENDA
 TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS

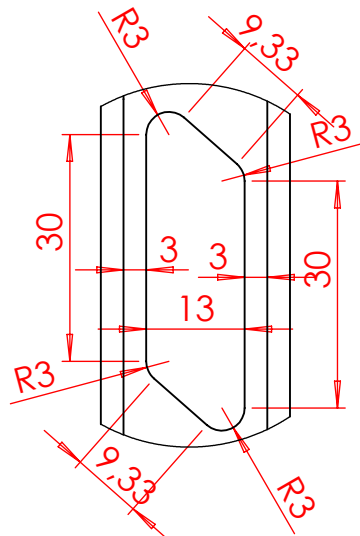


					Munhão de direção PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	REFERÊNCIA DATA 27/11/2015	FOLHA A4
	Munhão de direção	SAE 7075 - T651	2	ESCALA 1:1			
	NOME	MATERIAL	QTD.				

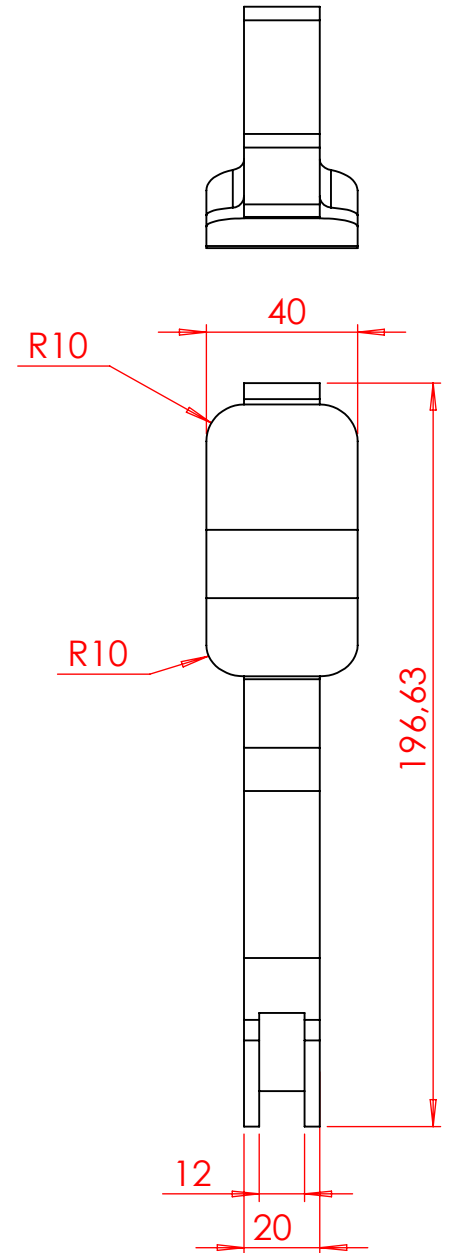
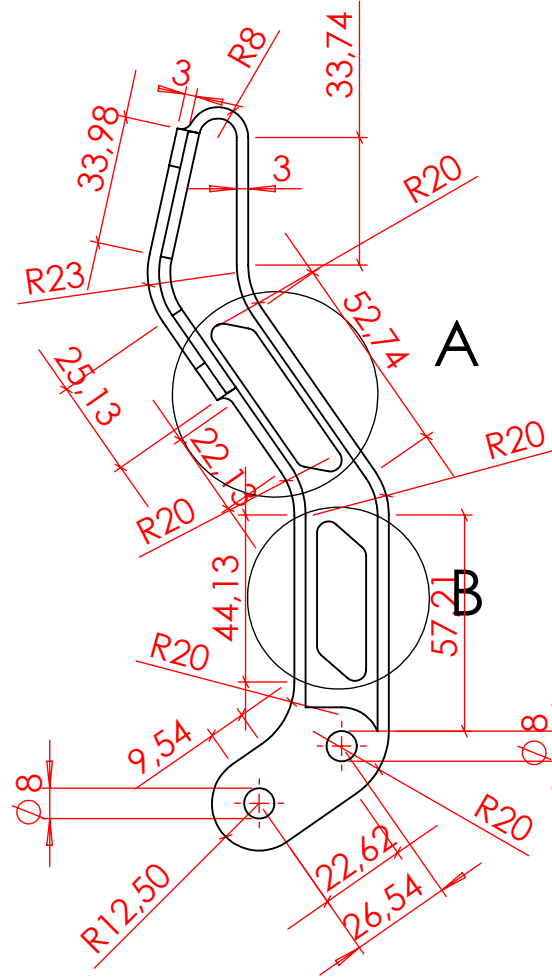
LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS




DETALHE A
 ESCALA 1:1



DETALHE B
 ESCALA 1:1



					Pedal de acelerador e freio		
					PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
				ESCALA 1:1	PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	
					NOME	MATERIAL	

Pedal de acelerador e freio

SAE 7075 - T651

2

QTD.

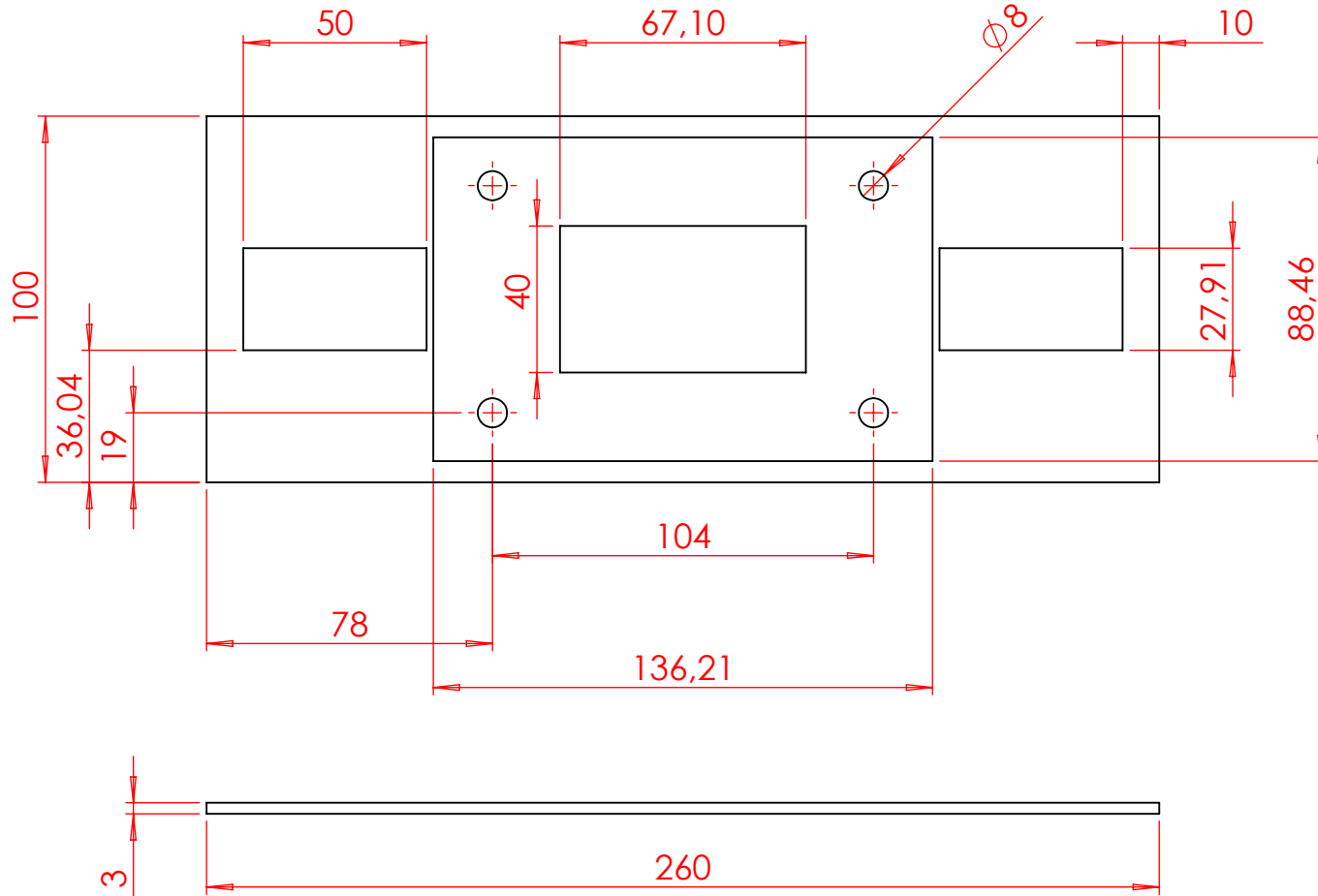
ESCALA
1:1


PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

DATA
27/11/2015

FOLHA
A4

LEGENDA
TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS



					Suporte do motor		
					PRODUTO Prototipo de alta eficiente energetica	REFERÊNCIA	FOLHA A4
1	Suporte do Motor	Al 1060	1	ESCALA 1:2	PROJETO DE GRADUAÇÃO 2	DATA 27/11/2015	
	NOME	MATERIAL	QTD.				