

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ALONSO PINHO RIBEIRO

**PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM VEÍCULO *DRIFT TRIKE*
MOTORIZADO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PATO BRANCO
2015**

ALONSO PINHO RIBEIRO

**PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM VEÍCULO *DRIFT TRIKE*
MOTORIZADO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC - da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Marcio T. Nakaura

Coorientador: Prof. Diego R. Rosseto

TERMO DE APROVAÇÃO

O trabalho de diplomação intitulado PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM VEÍCULO *DRIFT TRIKE* MOTORIZADO do acadêmico ALONSO PINHO RIBEIRO, com o intuito de obter o título de bacharel em ENGENHARIA MECÂNICA, foi considerado **APROVADO** de acordo com a ata da banca examinadora Nº _____ de 2015.

Fizeram parte da banca os professores:

Prof. Marcio Tadayuki Nakaura

Prof. Diego Rizzotto Rosseto

Prof. Joviano Janjar Casarin

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso.

Aos meus pais, que com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa de minha vida.

A todos aqueles que de alguma forma estiveram e estão próximos de mim, fazendo esta vida valer cada vez mais a pena.

AGRADECIMENTOS

Certamente estes parágrafos não irão atender a todas as pessoas que fizeram parte dessa importante fase de minha vida. Portanto, desde já peço desculpas àquelas que não estão presentes entre estas palavras, mas podem estar certas de que fazem parte do meu pensamento e de minha gratidão.

Ao meu orientador, Marcio Tadayuki Nakaura, pelo empenho dedicado à elaboração deste trabalho, pela orientação, apoio e confiança.

Agradeço aos pesquisadores e professores da banca examinadora Diego Rosseto e Joviano Casarin pela atenção e contribuição dedicadas a este estudo.

Às empresas Comin Indústria Metal Mecânica, Cia. Caetano Branco, e Metalúrgica Peron Ltda. pelo patrocínio na fabricação.

Meus agradecimentos aos amigos e companheiros de trabalhos que fizeram parte da minha formação e que vão continuar presentes em minha vida. Um agradecimento especial aos colegas Fábio de Camargo, Daniel Comin e Kevin Guimarães pelo auxílio na finalização da construção do protótipo.

Gostaria de deixar registrado também, o meu reconhecimento à minha família, pois acredito que sem o apoio deles seria muito difícil vencer este desafio. E por último, e nem por isso menos importante, agradeço a minha namorada pelo carinho, amor e compreensão.

RESUMO

RIBEIRO, Alonso Pinho. Projeto e Fabricação de um Veículo *Drift Trike* Motorizado. 125 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2015.

Este trabalho consiste no projeto e fabricação de um protótipo de triciclo motorizado destinado à realização de manobras de derrapagem, também chamado de *Drift Trike*. A metodologia de projeto adotada priorizou o detalhamento do projeto com ênfase no dimensionamento e fabricação dos principais componentes do veículo. Uma arquitetura preliminar foi inicialmente projetada em ambiente CAD tendo como base os requisitos previamente selecionados. Parâmetros da dinâmica veicular foram calculados admitindo a condição de quase estático, possibilitando uma aproximação dos valores das cargas atuantes no veículo. Simulações de resistência estrutural do chassi e o dimensionamento de elementos mecânicos foram realizados e também foram elaborados os desenhos técnicos dos componentes para a construção do triciclo.

Palavras-chave: Triciclo Motorizado. *Drift Trike*. Dinâmica Veicular. Resistência Estrutural.

ABSTRACT

RIBEIRO, Alonso Pinho. Design and Manufacture of a Drift Trike Motor Vehicle. 125 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2015.

This work consists in the design and manufacture of a prototype of tricycle motorized for maneuvers of drift, also called Drift Trike. The design methodology adopted prioritized the detail design with emphasis on dimensioning and manufacturing of main components of the vehicle. The preliminary architecture was initially designed in CAD environment having as base the requirements previously selected. Parameters of the vehicle dynamics were calculated assuming the condition of quasi static, enabling an approximation of the values of acting loads on the vehicle. Simulations of the structural resistance of the chassis and the dimensioning of mechanical components were performed and also were made technical drawings of the components for the construction of the tricycle.

Keywords: Motorized Tricycle. Drift Trike. Vehicle Dynamics. Structural Strength.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Drif Trike em sua versão clássica	18
Figura 2 - Princípios básicos por trás dos projetos de Engenharia	19
Figura 3 - Veículo em uma Rampa.....	24
Figura 4 - Posição do CG de um veículo.....	28
Figura 5 - Carga nos eixos de um veículo em uma rampa.....	29
Figura 6 - Modelo diagramático de um veículo em movimento	30
Figura 7 - Coeficiente de atrito entre pneu e pista para pneu bloqueado.....	31
Figura 8 - Potência consumida e potência disponível	35
Figura 9 - Potência no eixo da roda	36
Figura 10 - Nomenclatura das transmissões por corrente.....	42
Figura 11 - Posição recomendada para transmissões por corrente	44
Figura 12 - Síntese da metodologia de projeto adotada.....	47
Figura 13 - Faixa de dimensões encontradas em outros <i>trikes</i>	48
Figura 14 - Modelos de <i>trikes</i> motorizados	48
Figura 15 - Vista lateral traseira da arquitetura inicial	50
Figura 16 - Perspectiva da arquitetura inicial	50
Figura 17 - Vistas ortogonais visualizando a postura do piloto.....	51
Figura 18 - Distribuição da massa e centro de gravidade do piloto.....	53
Figura 19 - Centro de gravidade do veículo	54
Figura 20 - Centro de gravidade do veículo com o piloto	54
Figura 21 - Inércia dos componentes traseiros	55
Figura 22 - Área projetada da seção transversal.....	55
Figura 23 - Curva de performance	56
Figura 24 - Distribuição das forças sobre o eixo traseiro	67
Figura 25 - Distribuição das forças no plano vertical (XZ)	68
Figura 26 - Distribuição das forças no plano horizontal (YZ).....	68
Figura 27 - Momento fletor nos planos XZ eYZ respectivamente.....	69
Figura 28 - Momento fletor resultante	70
Figura 29 - Componente (Bandeja) a ser analisado por MEF	80
Figura 30 - Condições de contorno para a simulação da Bandeja.....	81
Figura 31 - Malha inicial da simulação da Bandeja	82
Figura 32 - Malha refinada da simulação da Bandeja	82

Figura 33 - Tensões equivalentes de Von-Mises	83
Figura 34 - Tensões equivalentes de Von-Mises acima de 50 MPa.....	84
Figura 35 - Tensões equivalentes de Von-Mises acima de 100 MPa.....	85
Figura 36 - Tensões equivalentes de Von-Mises acima de 150 MPa.....	85
Figura 37 - Deformação total da Bandeja.....	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Medidas de antropometria estática de brasileiros adultos	21
Tabela 2 -	Equação para previsão do peso dos segmentos do corpo	22
Tabela 3 -	Rendimento das transmissões.....	24
Tabela 4 -	Coeficientes de atrito de rolamento	26
Tabela 5 -	Coeficientes de resistência aerodinâmica.....	27
Tabela 6 -	Chavetas padronizadas ISO	39
Tabela 7 -	Padronização das dimensões das correntes de rolo	40
Tabela 8 -	Peso das várias partes do corpo.....	53
Tabela 9 -	Especificações Técnicas do Motor.....	56
Tabela 10 -	Características do veículo.....	58
Tabela 11 -	Potência versus rotação do motor	61
Tabela 12 -	Detalhes da transmissão	77
Tabela 13 -	Resultados obtidos na simulação	86

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 -	Aceleração máxima em função do aclave.....	59
Gráfico 2 -	Velocidade do veículo em função da rotação do	60
Gráfico 3 -	Potência disponível e potência consumida	62
Gráfico 4 -	Diagrama de potência líquida	63
Gráfico 5 -	Aclive máximo que a potência do motor permite subir.....	63
Gráfico 6 -	Possibilidade de aceleração com o veículo no plano.....	64
Gráfico 7 -	Reação no eixo traseiro	65
Gráfico 8 -	Força motriz máxima	66

LISTA DE SÍMBOLOS

P_c	Potência no eixo da roda
P_e	Potência efetiva no motor
η_m	Rendimento mecânico da transmissão
Q_I	Resistência de inércia
m	Massa do veículo
a	Aceleração linear do veículo
r	Raio do pneu
J_r	Inércia das massas na rotação do pneu
J_m	Inércia das massas na rotação do motor
i	Relação da transmissão
Q_r	Resistência ao rolamento
f	Coefficiente de atrito de rolamento
G	Peso do veículo
α	Inclinação da pista
Q_a	Resistência aerodinâmica
ρ	Densidade do ar na pressão e temperatura de trabalho
V_r	Velocidade relativa do vento
C_x	Coefficiente de resistência aerodinâmica
A	Área da seção transversal
R_I	Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado
R_{II}	Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado
R_{0I}	Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado no plano
R_{0II}	Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado no plano
h	Altura do centro de gravidade em relação à pista
F_m	Força motriz
Q_a	Resistência aerodinâmica
Q_r	Resistência de rolamento
Q_I	Resistência de inércia
Q_s	Resistência ao aclave
x	Parcela de carga sobre o eixo traseiro
l	Distância entre eixos

μ	Coeficiente de atrito entre o pneu e a pista
V	Velocidade real do veículo
e	Escorregamento
N_m	Rotação do motor
P_i	Potência da resistência
Q_i	Resistência
v_t	Velocidade teórica do veículo
d	Diâmetro do eixo
N_f	Coeficiente de segurança em fadiga
K_f	Coeficiente de concentração de tensão em fadiga
M_a	Momento fletor alternado
T_m	Torque médio
S_f	Tensão admissível do material em fadiga
S_y	Tensão de escoamento do material
F	Força atuando na chaveta
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento
σ_f	Tensão de esmagamento
A_{esm}	Área de esmagamento
A_{cis}	Área de cisalhamento
γ	Ângulo de articulação
c	Distância entre centros
$Z_{c,p}$	Número de dentes da coroa ou pinhão
$d_{c,p}$	Diâmetro primitivo da coroa ou pinhão
H_a	Potência admissível
K_1	Coeficiente de correção do número de dentes
K_2	Coeficiente de correção do número de fileiras
H_{tab}	Potência tabelada em função do tamanho e rotação do pinhão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS	16
1.1.1	Objetivo geral	16
1.1.2	Objetivos específicos	16
1.2	JUSTIFICATIVAS	16
2	REFERENCIAL TEÓRICO	18
2.1	DRIFT TRIKE	18
2.2	PROJETO DE ENGENHARIA	18
2.2.1	Ferramentas computacionais	19
2.3	ANTROPOMETRIA ESTÁTICA	20
2.4	DINÂMICA VEICULAR	22
2.4.1	Resistência mecânica	23
2.4.2	Resistência ao aclave	24
2.4.3	Resistência de inércia	25
2.4.4	Resistência ao rolamento	25
2.4.5	Resistência aerodinâmica	26
2.4.6	Carga nos eixos com o veículo parado	27
2.4.7	Carga nos eixos com o veículo em movimento	29
2.4.8	Força motriz máxima	31
2.4.9	Aclives máximos	32
2.4.10	Acelerações máximas	32
2.4.11	Balanço de potências	32
2.4.12	Diagramas de desempenho	35
2.4.13	Diagrama de potência líquida	36
2.4.14	Possibilidade de vencer aclives	36
2.4.15	Possibilidade de aceleração	37
2.5	PROJETO DE COMPONENTES MECÂNICOS	37
2.5.1	Projeto de eixos e chavetas	37
2.5.2	Projeto de transmissão por corrente de rolos	40
2.6	ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	44
3	METODOLOGIA DE PROJETO	46
3.1	IDENTIFICAÇÃO DAS NECESSIDADES E OBJETIVOS	47
3.2	PESQUISA DE SUPORTE	47
3.3	ESPECIFICAÇÕES DOS REQUISITOS DO PRODUTO	49
3.4	APRESENTAÇÃO DA ARQUITETURA DO PRODUTO	49
4	PROJETO DETALHADO	52
4.1	CENTRO DE GRAVIDADE	52
4.1.1	Inércia da parte rodante	54
4.1.2	Área da seção transversal ao escoamento	55

4.1.3	Especificações técnicas do motor	56
4.1.4	Características e variáveis do veículo	57
4.2	CAPACIDADE DO VEÍCULO TRANSFERIR FORÇA AO SOLO	58
4.2.1	Cálculo do aclave máximo	59
4.2.2	Determinação da aceleração máxima	59
4.2.3	Determinação da velocidade do veículo: função da rotação do motor	60
4.3	BALANÇO DE POTÊNCIA	60
4.3.1	Diagrama de potência líquida	62
4.3.2	Possibilidade de vencer aclives	63
4.3.3	Possibilidade de aceleração	64
4.4	CARGAS NOS EIXOS	64
4.4.1	Reações verticais	64
4.4.2	Força motriz máxima	66
4.4.3	Torque máximo no eixo traseiro	66
4.4.4	Restrições geométricas no eixo traseiro	67
4.5	PROJETO DO EIXO TRASEIRO	70
4.5.1	Material do eixo	71
4.5.2	Dimensionamento em fadiga	72
4.5.3	Dimensionamento da chaveta	75
4.6	SISTEMA DE TRANSMISSÃO	77
4.7	SIMULAÇÃO E ANÁLISE DAS TENSÕES NO CHASSI	79
4.7.1	Resultados da simulação	82
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	87
	REFERÊNCIAS	88
	APÊNDICES	90

1 INTRODUÇÃO

O *drift trike* é um esporte radical que surgiu na Nova Zelândia por volta de 2009 (RIBEIRO, 2013), consiste em descer ladeiras com um triciclo que mescla uma frente de bicicleta BMX aro 20” com duas rodas traseiras revestidas por um polímero, usualmente policloreto de polivinila (PVC). O polímero diminui o coeficiente de atrito entre a roda e o asfalto permitindo derrapagens e manobras de *drift*. Em sua concepção original não possui motor e a construção muitas vezes é realizada de forma caseira e artesanal sem cálculos de estrutura do chassi. Neste trabalho pretende-se projetar e fabricar um triciclo do tipo *drift trike* fazendo-se do uso da engenharia e deixar um material técnico/científico que sirva de referência para aqueles que pretendem construir um triciclo, projetado do ponto de vista de um engenheiro.

Nessa abordagem, o produto obtido é um projeto de engenharia que envolve cálculo de dimensionamento, simulações numéricas, seleção de materiais e as técnicas utilizadas no processo de fabricação. É válido salientar que essa proposta não se trata de uma ideia inovadora, tendo em vista que existem empresas que já fabricam modelos semelhantes. A proposta, portanto, é aproveitar o que cada produto já existente possui de melhor, propondo modificações e melhorias objetivando um produto diferenciado. Segundo Norton (2013), o projeto é a essência da engenharia e consiste em aplicar as técnicas e princípios científicos no intuito de definir um dispositivo, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização.

Normalmente a tarefa mais difícil na elaboração do projeto é determinar de forma assertiva todos os esforços que ocorrem sobre o sistema a ser projetado (NORTON, 2013). Como o levantamento preciso de dados dinâmicos de um veículo é uma tarefa demasiadamente complexa para uma monografia de graduação, adotou-se neste trabalho um modelo quase estático. Ainda, neste estudo engloba vários conceitos fundamentais de ciência e tecnologia, com foco no projeto e dimensionamento de componentes mecânicos e na análise de dinâmica veicular.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Projetar e construir um protótipo de um triciclo motorizado, destinado à realização de manobras de *drift*, comumente chamado de *Drift Trike*.

1.1.2 Objetivos específicos

- i. Conceber um modelo protótipo do triciclo em ambiente CAD (*Computer Aided Design*);
- ii. Projetar as peças e especificar os componentes necessários para montagem do protótipo;
- iii. Determinar os principais esforços que atuam no protótipo e dimensionar partes críticas do chassi;
- iv. Verificar o comportamento do chassi através de simulações com software específico de análise de elementos finitos (FEA – *Finite Element Analysis*);
- v. Elaborar os desenhos técnicos das peças projetadas;
- vi. Construir o protótipo fazendo uso dos laboratórios da universidade.

1.2 JUSTIFICATIVAS

Este trabalho se justifica pelo interesse das partes envolvidas (a saber, autor e orientador) em um projeto exclusivo, que apresente itens com um diferencial tecnológico seguindo um projeto de engenharia. Produtos relacionados podem ser encontrados no mercado externo, porém os custos de aquisição são elevados.

O projeto e construção desse triciclo envolvem várias áreas de conhecimento da engenharia mecânica, contribuindo assim, para uma melhor formação do discente, que terá a oportunidade de vivenciar na prática os conhecimentos teóricos adquiridos durante o curso, como por exemplo, metodologia de projeto, dinâmica veicular, elementos de máquinas, projeto de componentes mecânicos, análise dinâmica de mecanismos, seleção e ciência dos materiais, desenho técnico, detalhamento de projetos, desenvolvimento de projeto em

ambiente CAD e CAE (*Computer Aided Engineering*), assim como técnicas de fabricação e gerenciamento de projeto.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 DRIFT TRIKE

O *drift trike* tornou-se um esporte reconhecido, com várias competições patrocinadas por empresas como a Red Bull. Muitos *trikes* são construídos sob encomenda por soldadores profissionais, no entanto algumas empresas fabricantes de bicicletas, como a Dream Bike no Brasil, lançaram versões comerciais. Algumas versões de *trikes* com motor de combustão podem ser encontradas em *sites* de empresas americanas como a SFD Industries ou a Verrado Drift Trike com uma versão de motor elétrico. Em sua concepção original não possui motor, ilustrado na Figura 1.

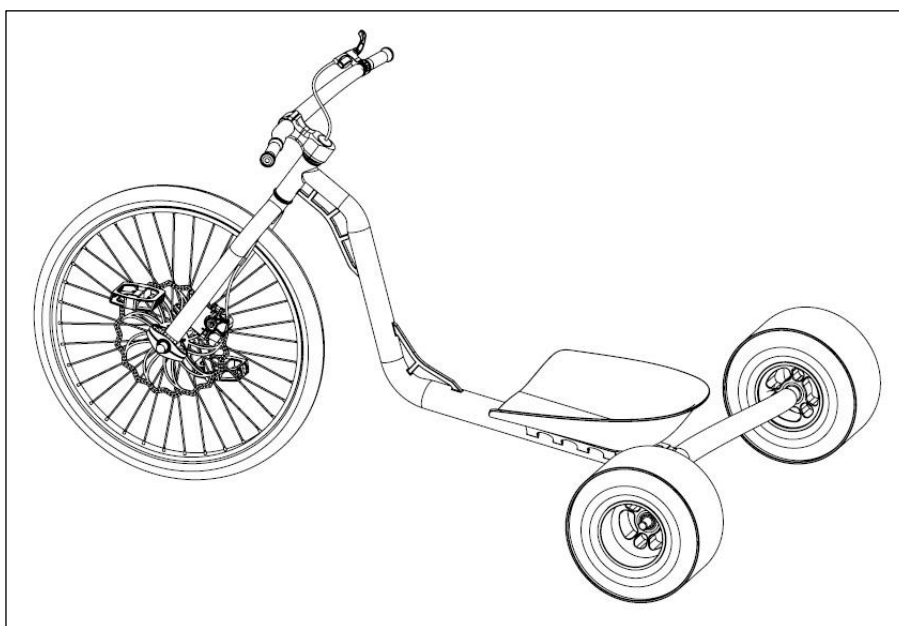


Figura 1 - Drif Trike em sua versão clássica
Fonte: Adaptado do site Madazz Trikes (2015).

2.2 PROJETO DE ENGENHARIA

De acordo com Wickert (2007), os princípios básicos por trás dos projetos de engenharia mecânica são: Criatividade, Simplicidade e Interação.

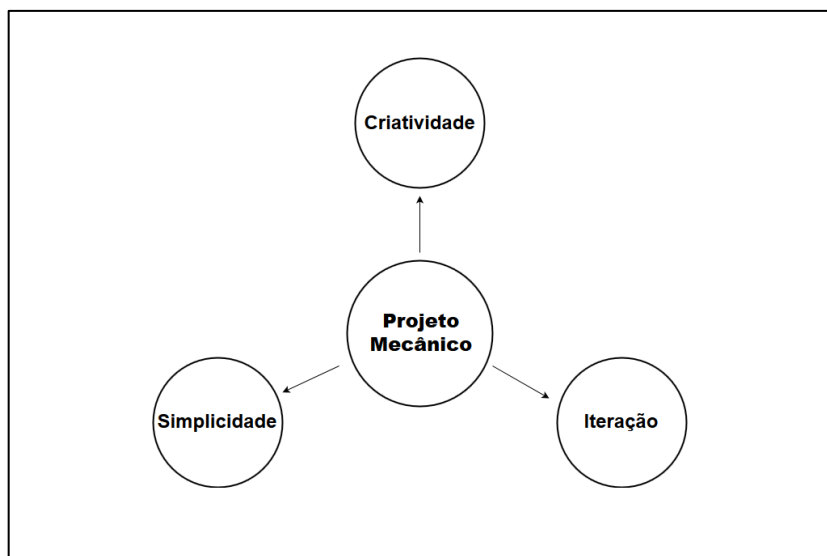


Figura 2 - Princípios básicos por trás dos projetos de Engenharia
Fonte: Adaptado de Wickert (2007).

A criatividade implica o uso da imaginação, ter ideias originais, inventar encarando um problema de uma perspectiva diferente. Por outro lado, quanto mais simples um projeto, menos detalhes para apresentar erros e mais economicamente viável ele será. A interação é o terceiro princípio fundamental, é o processo de realizar repetidas alterações e modificações em um projeto para aperfeiçoá-lo e melhorar suas características (WICKERT, 2007).

Durante o projeto é tarefa do engenheiro definir e calcular os movimentos, forças e mudanças de energia que ocorrem no sistema, de modo a determinar as dimensões, as formas e os materiais necessários para cada uma das peças que integram o sistema. Em alguns casos, o projeto pode ser de caráter incremental, concentrando-se o engenheiro no aperfeiçoamento de um produto já existente.

2.2.1 Ferramentas computacionais

Atualmente, os engenheiros contam com uma grande variedade de ferramentas e recursos computacionais que auxiliam na solução de problemas de engenharia, por exemplo, programas de desenho assistido por computador (CAD) que permitem o desenvolvimento de projetos tridimensionais a partir dos quais as visualizações ortográficas bidimensionais convencionais com dimensionamento automático podem ser produzidas (SHIGLEY, 2005). Outra vantagem de uma base de dados tridimensional é que ela permite cálculos rápidos e precisos das

propriedades do objeto, localização do centro de gravidade e momentos de inércia de massas. Outras propriedades geométricas, como áreas, distâncias entre pontos e momentos de inércia de áreas também podem ser obtidas de maneira rápida. Alguns exemplos de programas CAD disponíveis no mercado são o *SolidWorks*, *AutoCad*, *ProEngineer* entre outros.

Programas de engenharia assistido por computador (CAE) geralmente é utilizada em todas as aplicações de engenharia relacionados ao computador. Segundo Shigley (2005), o CAD pode ser considerado um subconjunto da CAE. Alguns pacotes de programas realizam a análise específica de engenharia com tarefas de simulação que auxiliam o projetista na análise de tensões, vibrações e transferência de calor. Isso porque os *softwares* geralmente oferecem uma interface para um ou mais programas de análise de elementos finitos (FEA) o que permite a transferência direta da geometria do modelo para o programa FEA (NORTON, 2013).

Com a crescente sofisticação dos sistemas CAD/CAE, novos recursos foram incorporados ao desenvolvimento de produtos, como a prototipagem virtual. Neste caso, o produto é gerado tridimensionalmente no CAD, permitindo que sejam visualizadas soluções de *design*, simulações de funcionamento, aplicação de cores, encaixes, etc. (ROMEIRO, 2006).

Fica evidente que o avanço computacional provocou uma verdadeira revolução no projeto e na análise de engenharia, porém, ser capaz de reconhecer os resultados incorretos de uma solução encontrada com o auxílio do computador é extremamente importante para o sucesso de qualquer projeto (NORTON, 2013).

2.3 ANTROPOMETRIA ESTÁTICA

A antropometria trata das medidas físicas do corpo humano, uma tarefa difícil quando se pretende obter medidas representativas e confiáveis de uma população, que é composto de indivíduos dos mais variados tipos e dimensões (IIDA, 2005). Em especial, o Brasil apresenta uma grande variabilidade interindividual que ocorre em função dos vários biótipos existentes resultante da miscigenação de diversas etnias.

lida (2005) define a antropometria estática como aquela em que as medidas se referem ao corpo parado ou com poucos movimentos e as medições realizam-se entre pontos anatômicos claramente identificados. Ela deve ser aplicada ao projeto de objetos sem partes móveis ou com pouca mobilidade. A maior parte das tabelas existentes é de antropometria estática.

Ainda não existem medidas abrangentes e confiáveis da população brasileira. Entretanto, diversos levantamentos já foram realizados, quase sempre restritos a determinadas regiões e ocupações profissionais. A Tabela 1 apresenta as medidas de antropometria estática de trabalhadores adultos do sexo masculino realizadas pelo Instituto Nacional de Tecnologia (1988).

Medidas de antropometria estática (cm)	Homens		
	5%	50%	95%
Peso (kg)	52,3	66,0	85,9
Estatura, corpo ereto	159,5	170,0	181,0
Altura dos olhos, em pé, ereto	149,0	159,5	170,0
Altura dos ombros, em pé, ereto	131,5	141,0	151,0
Altura do cotovelo, em pé, ereto	96,5	104,5	112,0
Comprimento do braço na horizontal, até a ponta dos dedos	79,5	85,5	92,0
Profundidade do tórax (sentado)	20,5	23,0	27,5
Largura dos ombros (sentado)	40,2	44,3	49,8
Largura dos quadris, em pé	29,5	32,4	35,8
Altura entre pernas	71,0	78,0	85,0
Altura da cabeça, a partir do assento, corpo ereto	82,5	88,0	94,0
Altura dos olhos, a partir do assento, corpo ereto	72,0	77,5	83,0
Altura dos ombros, a partir do assento, ereto	55,0	59,5	64,5
Altura do cotovelo, a partir do assento	18,5	23,0	27,5
Altura do joelho, sentado	49,0	53,0	57,5
Altura poplítea, sentado	39,0	42,5	46,5
Comprimento nádega-poplítea	43,5	48,0	53,0
Comprimento nádega-joelho	55,0	60,0	65,0
Largura das coxas	12,0	15,0	18,0
Largura entre cotovelos	39,7	45,8	53,1
Largura dos quadris	29,5	32,4	35,8
Comprimento do pé	23,9	25,9	28,0
Largura do pé	9,3	10,2	11,2

Fonte : Adaptado de lida (2005).

Segundo Lida (2005), na aplicação dos dados antropométricos existem cinco princípios: os projetos são dimensionados para a média da população, para um dos extremos da população, para faixas da população e os que apresentam dimensões reguláveis ou os projetos são adaptados ao indivíduo. Do ponto de vista industrial, quanto mais padronizado for o produto, menores serão os seus custos de produção e estoque. Assim, as aplicações dos dois primeiros princípios são mais econômicas, e o custo aumenta consideravelmente para os outros princípios.

De acordo com Hamill e Knutzen (1999), o peso das partes do corpo pode ser aproximado por equações que as relacionam com o peso total do corpo (PC). A Tabela 2 apresenta essas equações.

Tabela 2 - Equação para previsão do peso dos segmentos do corpo

Segmento	Peso [N]
Cabeça	$0,032 PC + 18,70$
Tronco	$0,532 PC - 6,93$
Antebraço	$0,022 PC + 4,76$
Braço	$0,013 PC + 2,41$
Mão	$0,005 PC + 0,75$
Coxa	$0,127 PC - 14,82$
Perna	$0,044 PC - 1,75$
Pé	$0,009 PC + 2,48$

Fonte : Adaptado de Hamill e Knutzen (1999).

2.4 DINÂMICA VEICULAR

Segundo Gillespie (1992), a dinâmica veicular estuda os movimentos dos veículos automotores em uma superfície de rodagem, sendo que os movimentos de interesse são acelerações e frenagens, estabilidade e dirigibilidade. O comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas sobre o veículo através dos pneus, da gravidade e da aerodinâmica. O veículo e seus componentes são estudados para determinar quais forças serão produzidas por cada uma das fontes diante de uma manobra realizada pelo veículo.

As forças que se opõem ao movimento de um veículo determinam a potência necessária para mantê-lo em movimento. Nicolazzi (2008) diz que a força resistente total deve ser equilibrada pela força transmitida por atrito ao solo, através

das rodas motrizes, proveniente da potência gerada pelo motor. Para ter ideia de comportamento do veículo em várias condições de uso, isto é, para as mais diversas situações de carga e terreno, faz-se necessário conhecer a potência disponível do motor, bem como a curva de consumo específico. Com isso é possível estimar o comportamento do veículo, em termos de acelerações possíveis, a velocidade final e o desempenho em ultrapassagens e aclives.

De acordo com Nicolazzi (2008), as resistências ao movimento podem ser de cinco tipos: resistência mecânica, resistência de aclive, resistência de inércia, resistência de rolamento e resistência aerodinâmica.

2.4.1 Resistência mecânica

A resistência mecânica corresponde às perdas por atrito que ocorrem nos diversos componentes mecânicos desde o motor até as rodas motrizes, ou seja, corresponde à potência dissipada sob a forma de calor. A resistência mecânica é considerada como toda e qualquer perda que ocorra entre o volante do motor e os mancais das rodas motrizes. Neste valor estão incluídas perdas na caixa de câmbio, no eixo cardam, no diferencial, nos mancais e em outros pontos (NICOLAZZI, 2008).

Uma maneira de determinar as perdas mecânicas é utilizar o conceito do rendimento da transmissão, aplicando a seguinte equação empírica:

$$P_c = P_e \eta_m \quad (1)$$

onde,

P_c – Potência no eixo da roda [W];

P_e – Potência efetiva no motor [W];

η_m – Rendimento mecânico da transmissão.

Dependendo das condições de serviço e de lubrificação o rendimento de uma transmissão pode variar, a Tabela 3 apresenta faixas de valores que podem ser utilizados em um projeto preliminar.

Tabela 3 - Rendimento das transmissões

Tipos de Transmissão	Rendimento
Correias em V	$0,97 \leq \eta \leq 0,98$
Correntes Silenciosas	$0,97 \leq \eta \leq 0,99$
Correntes Renold	$0,95 \leq \eta \leq 0,97$
Engrenagens Usinadas	$0,96 \leq \eta \leq 0,98$
Rosca Sem Fim (aço-bronze) 1 Entrada	$0,45 \leq \eta \leq 0,60$
Mancais de Rolamento (par)	$0,98 \leq \eta \leq 0,99$

Fonte : Adaptado de Melconian (2000).

2.4.2 Resistência ao active

Segundo Nicolazzi (2008), quando um veículo sobe um aclave apenas parte do seu peso é absorvido pelo solo, sob a forma de força normal, e o restante age sobre o centro de gravidade (CG) na forma de uma componente paralela ao piso, tendendo a fazer o veículo descer o aclave, como mostra a Figura 3. Essa componente é a Resistência ao Aclave (Q_s). Nos declives o ângulo será negativo tornando a resistência ao aclave também negativa, ou seja, a força atua no sentido do movimento do veículo.

$$Q_s = G \operatorname{sen} \alpha \quad (2)$$

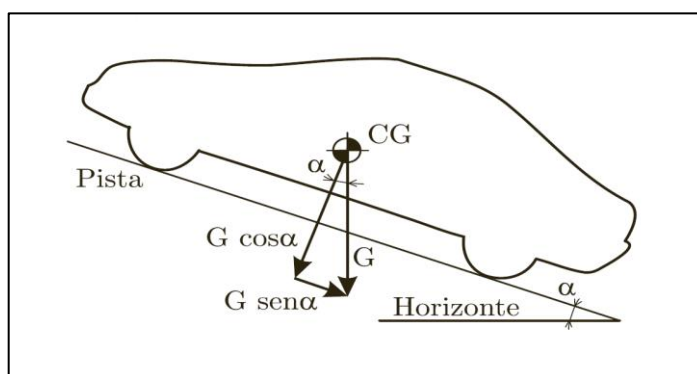


Figura 3 - Veículo em uma Rampa
Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

2.4.3 Resistência de inércia

Em um veículo, a resistência de inércia ocorre em função das massas em translação e em rotação e, elas seguem as Leis de Newton, ou seja, para alterar o estado de movimento de um corpo é necessário que uma força seja aplicada. Conforme Nicolazzi (2008), no cálculo da força necessária para variar a velocidade de um automóvel deve ser levado em conta, além das massas em translação, as inércias rotativas. As massas em rotação são submetidas a acelerações angulares proporcionais a linear e, em função das relações de transmissão.

$$Q_I = m a \left(1 + \frac{J_r + i^2 J_m}{m r^2} \right) \quad (3)$$

Onde:

Q_I – Resistência de inércia [N];

m – Massa do veículo [kg];

a – Aceleração linear do veículo [m/s²];

r – Raio do pneu [m];

J_r – Inércia das massas na rotação do pneu [kg.m²];

J_m – Inércia das massas na rotação do motor [kg.m²];

i – Relação da transmissão.

2.4.4 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento ocorre devido a perdas no par pneu/pista, são provenientes principalmente de deformações no pneu, deformações no solo, resistência ao avanço que o solo impõe, escorregamento que ocorre na superfície de contato do pneu com o solo, entre outras de menor importância (NICOLAZZI, 2008). A Equação 4 permite calcular essa resistência.

$$Q_r = f G \cos \alpha \quad (4)$$

Onde:

- Q_r – Resistência ao rolamento [N];
- f – Coeficiente de atrito de rolamento;
- G – Peso do veículo [N];
- α – Inclinação da pista [°].

Na Tabela 4 são apresentados alguns valores do coeficiente de atrito de rolamento, estes são apenas uma orientação geral. Para desenvolvimentos mais precisos é necessário levantar estes dados experimentalmente.

Tabela 4 - Coeficientes de atrito de rolamento

Tipo de piso	Valor de f
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Terra batida	0,060
Areia solta	0,1 a 0,3

Fonte : Adaptado de Nicolazzi (2008).

2.4.5 Resistência aerodinâmica

Também conhecida como força de arrasto, ocorre no sentido do escoamento do fluido, A força resultante vem, grande parte, da diferença de pressão que ocorre na superfície de um corpo que se move em um meio, por exemplo, o ar. Segundo Nicolazzi (2008), nos automóveis a resistência aerodinâmica ocorre por três fontes distintas: resistência de forma, resistência de atrito e perdas por correntes de ar.

A resistência aerodinâmica é dada, considerando os três efeitos conjuntamente, pela Equação 5 apresentada a seguir:

$$Q_a = \frac{1}{2} \rho V_r^2 C_x A \quad (5)$$

onde,

- Q_a – Resistência aerodinâmica [N];
- ρ – Densidade do ar na pressão e temperatura de trabalho [kg/m^3];
- V_r – Velocidade relativa do vento [m/s];
- C_x – Coeficiente de resistência aerodinâmica (depende da forma geométrica do corpo) [adimensional];
- A – Área da seção transversal [m^2].

Valores de coeficiente de resistência aerodinâmica para algumas formas geométricas e veículos nacionais são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Coeficientes de resistência aerodinâmica

Tipo	Valor de C_x
Placa plana normal ao escoamento	1,18 – 1,45
Disco	1,17
Hemisfério (extremidade aberta faceando a jusante)	0,38
Audi A3	0,31
Fusca	0,48
Uno	0,35

Fonte : Adaptado de Nicolazzi (2008) e Fox (2011).

2.4.6 Carga nos eixos com o veículo parado

Na determinação das forças que atuam sobre as rodas com um veículo em movimento é importante conhecer o CG, pois é nele que agem as forças peso e de inércia. Alguns autores apresentam uma metodologia que permite encontrar o CG pesando os dois eixos do veículo, outra opção seria a utilização do modelo em ambiente CAD. A Figura 4 apresenta a posição longitudinal do CG juntamente com outras variáveis de um veículo parado na horizontal.

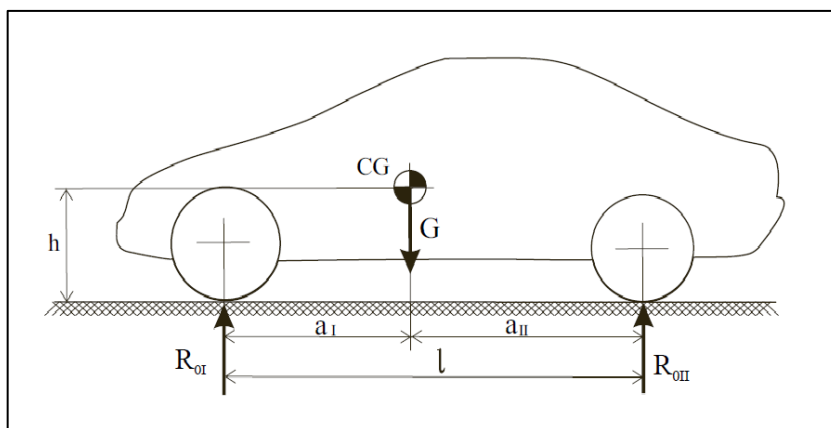


Figura 4 - Posição do CG de um veículo
Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

$$R_{0II} = \frac{a_I G}{l} \quad (6)$$

Definindo:

$$x = \frac{R_{0II}}{G} \quad (7)$$

onde,

x – Parcela de carga sobre o eixo traseiro [adimensional];

R_{0II} – Reação sobre o eixo traseiro veículo parado no plano [N].

Quando o veículo está estacionado em um aclive a reação normal dos pneus sobre o solo varia, o esquema apresentado na Figura 5 representa um veículo estacionado sobre uma rampa genérica de inclinação α , a seguir, as Equações 8 e 9 apresentam o modelo matemático para determinar as reações em função do ângulo de inclinação da rampa segundo Nicolazzi (2008).

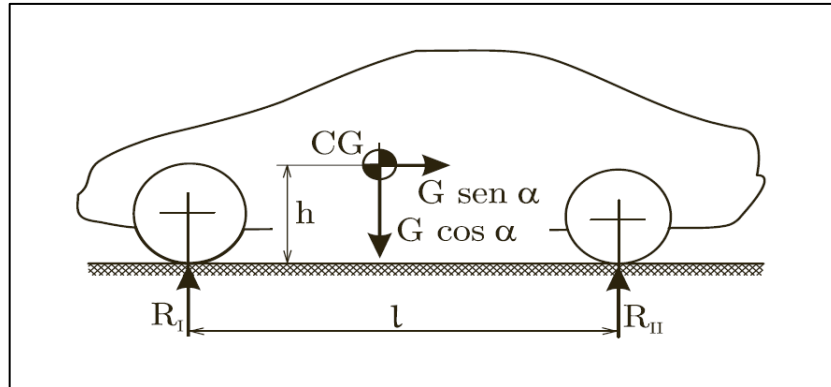


Figura 5 - Carga nos eixos de um veículo em uma rampa
Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

$$R_I = R_{0I} \cos \alpha - G \frac{h}{l} \sin \alpha \quad (8)$$

$$R_{II} = R_{0II} \cos \alpha + G \frac{h}{l} \sin \alpha \quad (9)$$

Onde:

R_I – Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado [N];

R_{II} – Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado [N];

R_{0I} – Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado no plano [N];

R_{0II} – Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado no plano [N];

l – Distância entre eixos [m];

h – Altura do centro de gravidade em relação a pista [m].

2.4.7 Carga nos eixos com o veículo em movimento

Com o movimento do veículo surgem outras forças, além do peso, que agem no ponto de contato pneu-pista, no CG e no centro de pressão (CP), ocasionando uma alteração sensível na componente de força normal do solo, como pode ser observado na Figura 6 (NICOLAZZI, 2008). O equilíbrio das forças na direção de movimento do veículo permite estabelecer a Equação 10.

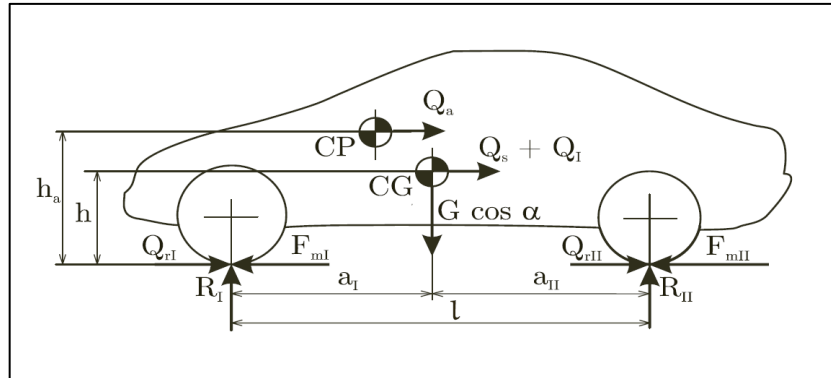


Figura 6 - Modelo diagramático de um veículo em movimento
Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

$$F_m = F_{mI} + F_{mII} = Q_s + Q_r + Q_I + Q_a \quad (10)$$

Onde:

F_m – Força motriz [N];

F_{mI}, F_{mII} – Força motriz nos eixos dianteiros e traseiros [N];

Q_{rI}, Q_{rII} – Resistência ao rolamento nos eixos dianteiros e traseiros [N];

Segundo Nicolazzi (2008), nesse momento, apenas a resistência de inércia de translação é importante, já que as massas rotativas não alteram a distribuição de carga entre os eixos nem a máxima força possível de ser transmitida pelo atrito dos pneus com o solo. Por outro lado, as resistências ao movimento modificam as cargas nos eixos, da aplicação das condições de equilíbrio, considerando desprezíveis as forças aerodinâmicas de sustentação e o momento resultante das forças aerodinâmicas, podemos escrever as Equações 11 e 12:

$$R_I = [(1 - x) G \cos \alpha] - (Q_s + Q_I + Q_a) \frac{h}{l} \quad (11)$$

$$R_{II} = (x G \cos \alpha) + (Q_s + Q_I + Q_a) \frac{h}{l} \quad (12)$$

2.4.8 Força motriz máxima

De um modo geral, a força motriz que age sobre o veículo é a soma das forças motrizes nos eixos traseiros e dianteiros, entretanto, existem várias configurações possíveis de transmissão de potência ao solo: tração dianteira, tração traseira e tração integral. De acordo com Nicolazzi (2008), no caso dos veículos de tração traseira a força máxima pode ser calculada pela Equação 13 apresentada a seguir:

$$F_{mII}^{max} = (\mu G \cos \alpha) \left[\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right] \quad (13)$$

Toda transmissão de forças do pneu para o solo, sejam longitudinais ou transversais, é feita pelo atrito (μ) existente na zona de contato da banda de rodagem com o solo. Essa aderência depende do composto do pneu, do tipo de pista, velocidade do veículo, entre outros fatores (NICOLAZZI, 2008). A Figura 7 apresenta o coeficiente de atrito em diversas condições de pista, considerando o pneu bloqueado (sem girar).

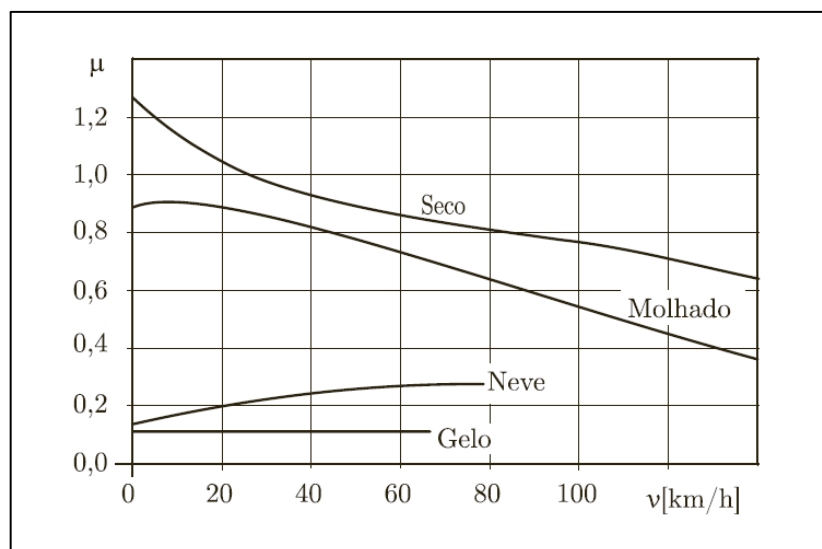


Figura 7 - Coeficiente de atrito entre pneu e pista para pneu bloqueado
 Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

2.4.9 Aclives máximos

Conforme Nicolazzi (2008), para determinar os valores máximos de aclives, a velocidade do veículo é admitido ser constante e baixa, logo a força de inércia-será nula. Ainda, devido a baixa velocidade, a resistência aerodinâmica será muito pequena. Assim, a força motriz deverá vencer apenas as resistências de rolamento e aclive.

No caso dos veículos com tração traseira temos:

$$\tan \alpha_{m\acute{a}x} = \mu \left[\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right] - f \quad (14)$$

2.4.10 Acelerações máximas

Nicolazzi (2008) admite-se que as acelerações máximas ocorrem somente com velocidades baixas, desprezando a resistência aerodinâmica. A força motriz máxima disponível na roda, isto é, maior força que o pneu pode transmitir ao solo, é igual a soma das forças de resistência. No caso dos veículos com tração traseira temos:

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{g}{\left(1 + \frac{J_r + i^2 J_m}{m r^2} \right)} \left[\frac{\mu x - f}{\left(1 - \mu \frac{h}{l} \right)} \cos \alpha - \sin \alpha \right] \quad (15)$$

2.4.11 Balanço de potências

Segundo Nicolazzi (2008), para o veículo se deslocando no plano com velocidade constante, as forças resistentes ao movimento se reduzem apenas à resistência aerodinâmica e resistência ao rolamento. Essas forças devem ser equilibradas pela força motriz, proveniente da potência gerada pelo motor, de forma que o movimento se mantenha.

O resultado dessa análise indica se o veículo irá variar a velocidade para mais ou para menos, o que é muito importante na análise do desempenho de qualquer veículo em relação a sua potência instalada ou, no caso de um anteprojeto, qual será o desempenho possível do veículo para uma dada escolha do motor.

No caso do veículo submetido a um aclave, para a velocidade manter-se constante é necessário aumentar a potência do motor, isto pode ser obtido introduzindo mais combustível ao motor. Se o acréscimo de potência, for superior ao necessário para a velocidade manter-se constante, este será gasto para acelerar o veículo (NICOLAZZI, 2008).

Os pneus, devido a sua flexibilidade e ao mecanismo de aderência, escorregam em relação ao solo quando na transmissão de força para pista. Esse efeito é definido como escorregamento, e deve ser considerado no cálculo da velocidade real do veículo.

$$V = 0,377 (1 - e) r \frac{N_m}{i} \quad (16)$$

Onde:

V - Velocidade real do veículo [km/h];

r - Raio do pneu [m];

e - Coeficiente de escorregamento [adimensional];

N_m - Rotação do motor [rpm];

i - Relação de transmissão.

O coeficiente de escorregamento pode admitir valores em uma faixa bastante ampla. No caso de solos rígidos (por exemplo, asfalto e concreto) com o veículo em marcha normal, o escorregamento dificilmente ultrapassa 5%, sendo 2% um valor típico. Já no caso de solo macio, o escorregamento admite valores apreciáveis e depende da força de tração (NICOLAZZI, 2009).

Devido ao efeito de escorregamento, ocorre uma perda de potência no contato do pneu com o solo, diminuindo desse modo, a potência que o veículo

efetivamente pode dispor e a maneira de calcular essa potência. A resistência total ao avanço do veículo é definida como a soma de todas as resistências ao movimento, excluída a mecânica, ou seja:

$$Q_t = Q_a + Q_s + Q_r + Q_I \quad (17)$$

Como o veículo está se movendo, a cada uma destas resistências vai corresponder a certa potência. De maneira genérica isso pode ser calculado pela Equação 18, onde o subíndice i denota uma variável genérica, por exemplo, aerodinâmica, inércia, rolamento ou aclone.

$$P_i = Q_i v_t \quad (18)$$

Onde:

P_i - Potência da resistência [W];

Q_i - Resistência [N];

v_t - Velocidade teórica do veículo [m/s];

Devido ao efeito do escorregamento, que dissipa potência, deve ser usada a velocidade teórica e não a velocidade real do veículo no cálculo da potência consumida.

$$P_{total\ consumida} = P_r + P_s + P_a + P_I \quad (19)$$

A potência líquida, P_L , é a potência que o veículo dispõe, sendo esta uma função da velocidade. Essa potência líquida pode ser empregada tanto para acelerar o veículo, como para vencer um aclone. A mesma, no caso do veículo no plano com velocidade constante, é calculada simplesmente subtraindo da potência máxima do eixo da roda (P_C), da potência de rolamento e aerodinâmica, para uma dada velocidade, como segue:

$$P_L = P_c - (P_a + P_r) \quad (20)$$

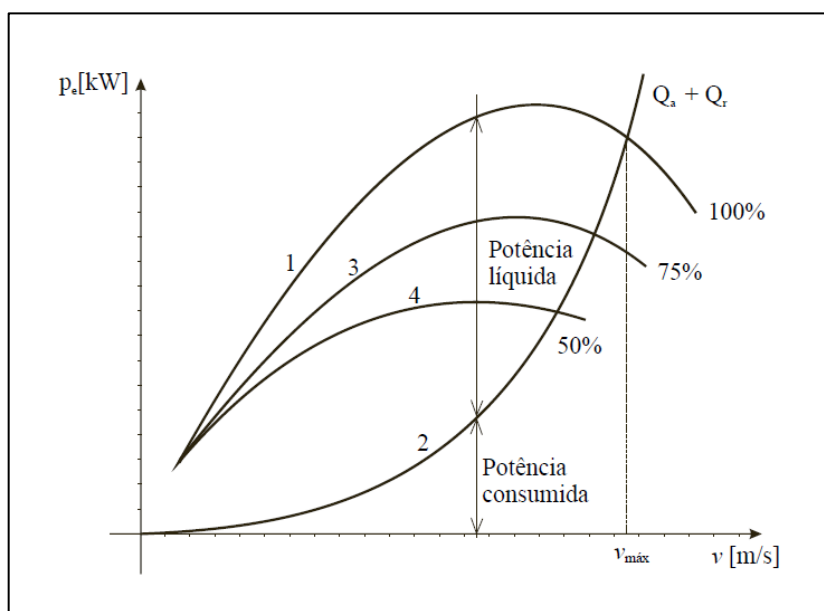


Figura 8 - Potência consumida e potência disponível
Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

Como pode ser observado na Figura 8, a máxima velocidade do veículo é o ponto de intercessão das curvas de potência líquida máxima disponível com a de consumo de potência, ou seja, quando a potência líquida é zero. Abaixo desta velocidade há uma reserva de potência, que pode ser utilizada para acelerações ou vencer aclives ao longo do percurso de deslocamento do veículo.

2.4.12 Diagramas de desempenho

A potência gerada pelo motor do veículo é absorvida, em cada instante, pelas diferentes fontes de consumo de potência. Com o veículo movendo-se com velocidade constante, no plano, apenas uma parcela da potência que o motor pode desenvolver é absorvida o qual opera com carga parcial, desde que não trafegue com velocidade máxima. Assim, existe uma reserva de potência que pode ser aproveitada para vencer aclives, acelerar o veículo ou rebocar uma carga (NICOLAZZI, 2008).

O diagrama de desempenho permite uma visão das possibilidades de uso da potência do motor, mostrando a reserva de potência em termos da velocidade de

deslocamento do veículo (NICOLAZZI, 2008). Existem vários tipos de diagramas de desempenho, porém neste trabalho será utilizado somente a de potência líquida no plano.

2.4.13 Diagrama de potência líquida

De posse de um diagrama de potência líquida como mostra a Figura 9 podem ser obtidas as seguintes informações:

- i. Número de marchas, nesse caso 5;
- ii. Velocidade máxima;
- iii. Recobrimento das marchas;
- iv. Aclives e acelerações para cada velocidade, etc.

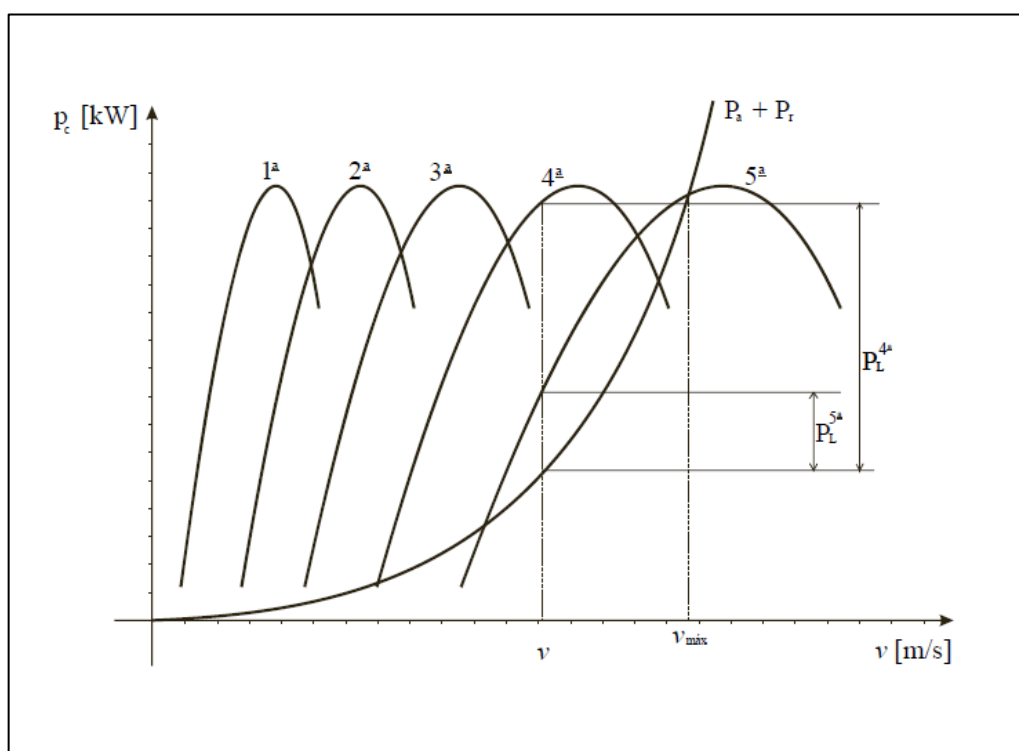


Figura 9 - Potência no eixo da roda
 Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

2.4.14 Possibilidade de vencer aclives

Levando em conta que toda a potência líquida seja utilizada pelo veículo para vencer um aclive, é possível obter-se o valor máximo de aclives, que o veículo

é capaz de subir, e assim a resistência de aclave, em função do ângulo da rampa a ser vencida, é dada por:

$$\text{sen}\alpha = \left(\frac{P_L}{V}\right) \frac{(1-e)}{G} \quad (21)$$

2.4.15 Possibilidade de aceleração

Levando em conta que toda a potência líquida seja usada para acelerar a massa do veículo é possível calcular a aceleração para cada velocidade que o veículo se desloca, ou seja, considera-se que toda a potência líquida seja usada para acelerar o veículo, isto é:

$$P_L = Q_t v_t \quad (22)$$

Deste modo, consegue-se desenvolver uma equação que possibilita relacionar a aceleração com a potência colocada à disposição do veículo pelo seu motor.

$$a = \left(\frac{P_L}{V}\right) \frac{(1-e)}{m \left(1 + \frac{J_r + i^2 J_m}{m r^2}\right)} \quad (23)$$

2.5 PROJETO DE COMPONENTES MECÂNICOS

2.5.1 Projeto de eixos e chavetas

Os eixos de transmissão são utilizados praticamente em todas as partes de máquinas rotativas com o objetivo de transmitir movimento de rotação e torque de uma parte para outra. De acordo com Shigley (2005), eixo é um membro rotativo, geralmente de seção transversal circular, utilizado para transmitir potência ou movimento.

A carga em eixos de transmissão de rotação é predominantemente de dois tipos: torção devido ao torque transmitido ou flexão devido às cargas transversais em engrenagens, polias e catracas. Essas cargas frequentemente ocorrem em combinação porque, por exemplo, o torque transmitido pode estar associado com forças nos dentes de engrenagens ou catracas fixadas ao eixo (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), a combinação de um momento fletor e um torque em um eixo em rotação cria um estado de tensões multiaxiais em fadiga, no caso dos eixos submetidos à flexão alternada e torção fixa muitos ensaios foram realizados. A norma Projeto de Eixos de Transmissão da American Society of Mechanical Engineers (ASME) apresenta a seguinte equação:

$$d = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi} \left[\left(\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right)^2 \right] \right\}^{1/3} \quad (24)$$

onde,

- d – Diâmetro do eixo [m];
- N_f – Coeficiente de segurança em fadiga;
- K_f – Coeficiente de concentração de tensão em fadiga alternada;
- K_{fs} – Coeficiente de concentração de tensão cisalhante em fadiga (alternada);
- K_{fm} – Coeficiente de concentração de tensão em fadiga (média);
- K_{fsm} – Coeficiente de concentração de tensão cisalhante em fadiga (média);
- M_a – Momento fletor alternado [Nm];
- T_m – Torque médio [Nm];
- S_e – Tensão admissível do material em fadiga [Pa];
- S_{ut} – Limite de resistência a tração [Pa].

As chavetas são utilizadas em eixos para segurar elementos rodantes, tais como engrenagens, polias ou outras rodas. De acordo com Shigley (2005), as chavetas são utilizadas para habilitar a transmissão de torque do eixo ao elemento por este suportado. As chavetas paralelas retangulares possuem tamanhos padronizados, suas medidas e o intervalo de diâmetro de eixo a qual são indicadas podem ser obtidos como na Tabela 6.

Tabela 6 - Chavetas padronizadas ISO

Diâmetro do eixo (mm)	Largura x Altura (mm)
$08 < d \leq 10$	3 x 3
$10 < d \leq 12$	4 x 4
$12 < d \leq 17$	5 x 5
$17 < d \leq 22$	6 x 6
$22 < d \leq 30$	8 x 7
$30 < d \leq 38$	10 x 8

Fonte : Adaptado de Norton (2013).

Segundo Norton (2013), há dois modos de falha em chavetas: por cisalhamento e por esmagamento. Uma falha por cisalhamento ocorre quando a chaveta é cisalhada ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o cubo. Uma falha por esmagamento ocorre em qualquer lado em compressão. No projeto de uma chaveta analisam-se os dois modos de falha e dimensiona o comprimento da chaveta. As Equações 25 e 26 permitem calcular os modos de falha.

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \quad (25)$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} \quad (26)$$

Onde:

F – Força atuando na chaveta [N];

- τ_{xy} – Tensão de cisalhamento [Pa];
 σ_x – Tensão de esmagamento [Pa];
 A_{esm} – Área de esmagamento [m²];
 A_{cis} – Área de cisalhamento [m²].

Outro fator importante no dimensionamento de eixos é a deflexão, que segundo Norton (2013), não deve ultrapassar 0,04° de inclinação do eixo na posição dos mancais para o caso de rolamentos que não sejam auto-alinhantes (ou auto-compensador).

2.5.2 Projeto de transmissão por corrente de rolos

As correntes são elementos de máquinas flexíveis utilizados na transmissão de potência, são indicados nos casos onde existe uma grande distância entre eixos, transmite maior potência que as correias, permitem variação do comprimento pela adição ou remoção de elos, menor carga nos mancais por não necessitar de carga inicial, não ocorre deslizamento, permite grandes reduções ($i < 7$), boa tolerância em relação aos centros dos eixos, entre outros fatores.

As correntes estão disponíveis em formas padronizadas de tamanho, a Tabela 7 apresenta as dimensões padronizadas segundo a norma American National Standards Institute (ANSI). Segundo Marco (2009), as correntes permitem velocidade de até 11 m/s, porém a faixa recomendada é de 3 a 5 m/s.

Tabela 7 - Padronização das dimensões das correntes de rolo

Número da corrente ANSI	Passo [mm]	Largura [mm]	Resistência mínima à tração [N]	Peso médio [N/m]	Diâmetro do rolete [mm]
25	6,35	3,18	3470	1,31	3,30
35	9,52	4,76	7830	3,06	5,08
40	12,70	7,94	13920	6,13	7,92
50	15,88	9,52	21700	10,10	10,16
60	19,05	12,70	31300	14,60	11,91
80	25,4	15,88	55600	25,00	15,87

Fonte : Adaptado de Shigley (2005).

A nomenclatura utilizada na transmissão por correntes de rolo, bem como algumas simbologias e definições são mostradas na Figura 10.

$$\gamma = \frac{360}{z} \quad (27)$$

$$i = \frac{z_c}{z_p} = \frac{d_c}{d_p} \quad (28)$$

$$d = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{z}\right)} \quad (29)$$

Onde:

γ – Ângulo de articulação;

i – Relação da transmissão;

c – Distância entre centros [m];

z_{cp} – Número de dentes da coroa ou pinhão;

d_{cp} – Diâmetro primitivo da coroa ou pinhão [m].

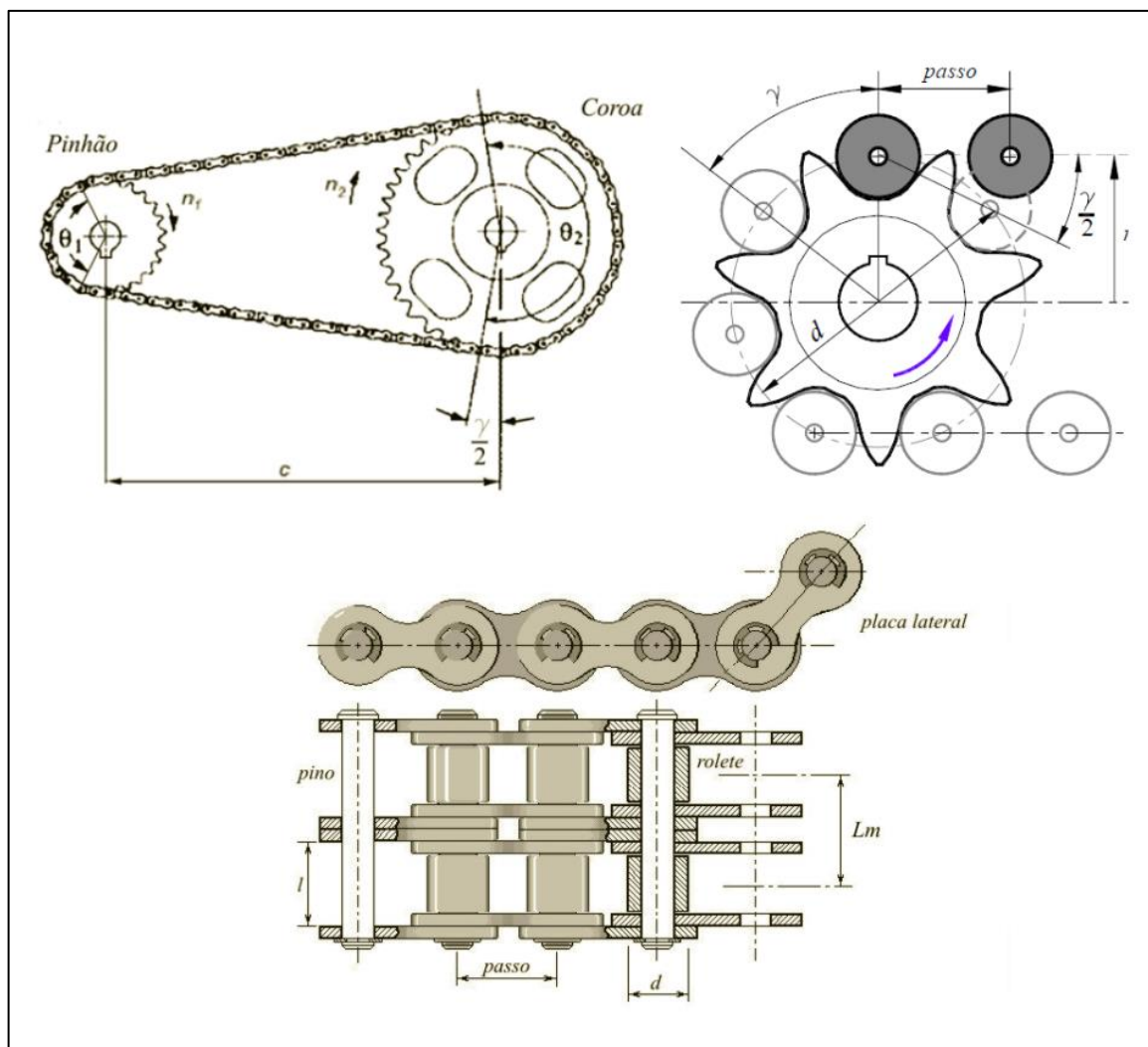


Figura 10 - Nomenclatura das transmissões por corrente
 Fonte: Adaptado de Marco (2009).

Segundo Shigley (2005), no dimensionamento de sistemas de transmissão por corrente ANSI calcula-se a potência admissível do sistema considerando coeficientes adimensionais tabelados que levam em consideração a velocidade do pinhão, o número de dentes do pinhão, o tipo de lubrificação e número da corrente ANSI.

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (30)$$

Onde:

H_a – Potência admissível [HP];

K_1 – Coeficiente de correção do número de dentes;

K_2 – Coeficiente de correção do número de fileiras;

H_{tab} – Potência tabelada em função do tamanho e rotação do pinhão [HP].

Esses coeficientes podem ser obtidos, por exemplo, em Shigley (2005).

O comprimento aproximado da corrente (L) em passos, ou seja, o número de elos, pode ser calculado através da Equação 31.

$$\frac{L}{p} = \frac{2c}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{\frac{4\pi^2 c}{p}} \quad (31)$$

Lubrificação e armaduras de proteção contra sujeiras e poeiras são essenciais para prevenir o desgaste e prolongar a vida da corrente. Seu desempenho é bastante melhorado através de lubrificação adequada nas articulações e nos dentes das engrenagens. A lubrificação reduz o atrito entre as partes e conseqüentemente o desgaste. Ainda, atua como refrigerante, retirando o calor gerado pelo atrito, aumentando a eficiência da transmissão. Óleo muito viscoso ou graxa não são recomendados, pois não conseguem penetrar nas folgas das peças de uma corrente. Entretanto, óleos com viscosidade muito baixa são incapazes de manter uma camada de lubrificante adequada capaz de resistir às pressões de contato atuantes na transmissão (MARCO, 2009).

O número de elos da corrente não deve ser múltiplo do número de dentes da coroa ou pinhão para evitar que um determinado dente e um rolete específico se encontrem com mais frequência, diminuindo o desgaste. É recomendado que a distância entre centros (c) siga o seguinte intervalo:

$$30 p \leq c \leq 50 p \quad (32)$$

A disposição da corrente de transmissão e suas engrenagens não devem ser negligenciadas, o lado frouxo deve ficar para baixo, assim como mostra a Figura 11.

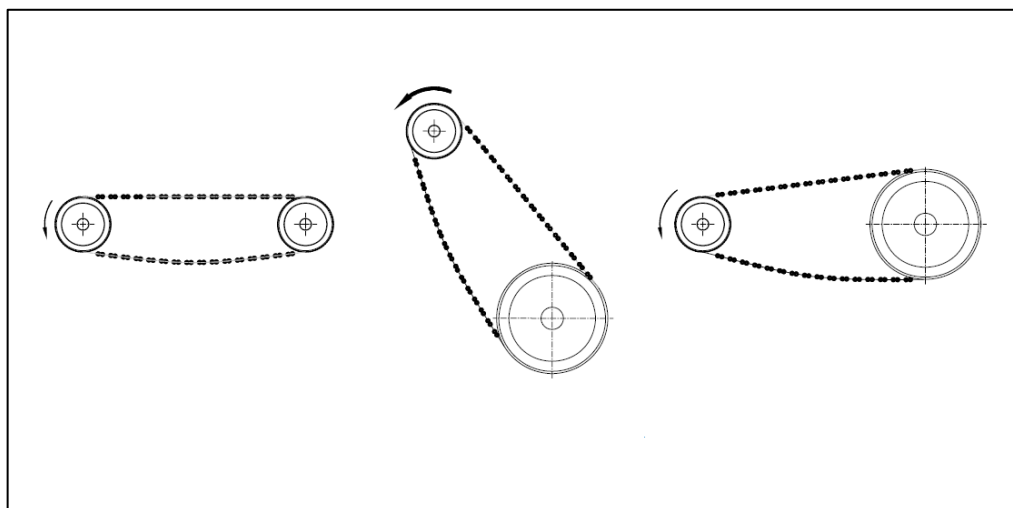


Figura 11 - Posição recomendada para transmissões por corrente
Fonte: Adaptado de Marco (2009).

2.6 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

De acordo com Fish (2009), muitos fenômenos em engenharia e ciências podem ser descritos em termos de equações diferenciais parciais. Em geral, solucionar essas equações por meio de métodos analíticos clássicos para geometrias arbitrárias é quase impossível. O método de elementos finitos (MEF) é uma aproximação numérica com a qual essas equações diferenciais parciais podem ser resolvidas de modo aproximado.

A ideia básica do MEF é dividir o corpo em elementos finitos, muitas vezes chamados apenas de elementos, conectados por nós, e obter uma solução aproximada (FISH, 2009). Ou seja, para analisar as tensões, deformações ou flexões em uma peça complexa, é possível dividir seu volume em um conjunto finito de elementos e resolver um conjunto de equações, cada uma das quais aplicadas sobre um elemento e seus nós.

Segundo Fish (2009), o método de elementos finitos consiste nos seguintes cinco passos:

- i. Pré-processamento: subdivisão do domínio do problema em elementos finitos;
- ii. Formulação dos elementos: desenvolvimento de equações para os elementos;
- iii. Montagem: obtenção do sistema global de equações a partir das equações individuais dos elementos;
- iv. Resolução das equações;
- v. Pós-processamento: determinação de valores de interesse, tais como tensões e deformações, e a obtenção da visualização das respostas.

O primeiro passo, a subdivisão do domínio do problema em elementos finitos em ambiente CAE atuais, é executado automaticamente por geradores de malhas. Segundo Norton (2013), uma malha mais grosseira pode ser aplicada inicialmente em um componente, mas o projetista ou analista deve usar conceitos de engenharia baseados na compreensão da distribuição de tensão em membros carregados para decidir se aquela região precisa ter uma malha mais fina, aplicando assim, um refino de malha.

3 METODOLOGIA DE PROJETO

Várias metodologias de projetos foram definidas por diversos autores para ajudar a organizar e enfrentar um "problema não estruturado", isto é, casos em que a definição de um problema é vaga e para os quais muitas soluções possíveis existem. Algumas dessas definições contêm somente algumas etapas, e outras, uma lista detalhada com mais de vinte e cinco etapas.

Este projeto terá como base uma versão de metodologia de projeto que contempla nove etapas (NORTON, 2013).

- i. Identificação da necessidade;
- ii. Pesquisa de suporte;
- iii. Definição dos objetivos;
- iv. Especificações de tarefas;
- v. Síntese;
- vi. Análise;
- vii. Seleção;
- viii. Projeto detalhado;
- ix. Protótipo e testes.

Segundo Pahl (2005), por metodologia de projeto, entende-se um procedimento planejado com indicações concretas a serem observadas no desenvolvimento e no projeto de sistemas técnicos, que resultaram de conhecimentos na área da ciência de projeto e da psicologia cognitiva e também da experiência com diferentes aplicações.

Sendo assim, tendo em vista que a ideia deste projeto já se iniciou bem estruturada, as sete etapas iniciais foram sintetizadas em apenas quatro partes. Isso porque o *drift trike* é uma junção de dois projetos prontos e bem desenvolvidos, a bicicleta e o *kart*. Isto é, desde o início sabíamos o modelo de *trike* que queríamos, em função de preferências pessoais e das peças e componentes já disponíveis. Assim sendo, o enfoque deste trabalho foi o projeto detalhado e a construção. A Figura 12 apresenta a síntese da metodologia adotada no desenvolvimento do projeto, apresentando as etapas constituintes.

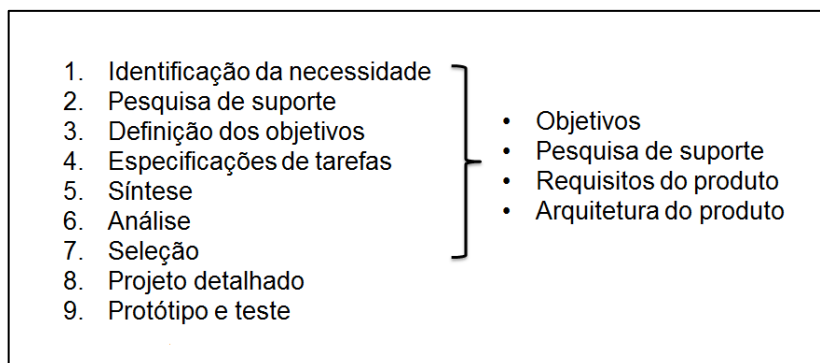


Figura 12 - Síntese da metodologia de projeto adotada
Fonte: Adaptado de Norton (2013).

3.1 IDENTIFICAÇÃO DAS NECESSIDADES E OBJETIVOS

A ideia inicial é desenvolver um protótipo aproveitando o conceito de uma bicicleta na parte dianteira e um conjunto traseiro (transmissão, eixo e pneu) de um *kart* cadete. Utilizar como meio de impulsionar, um motor estacionário de 2,8 CV de potência. Como o objetivo principal do protótipo é a realização de manobras de *drift* o banco do piloto e conseqüentemente o centro de gravidade devem ficar o mais próximo possível do solo.

Um sistema de suspensão deve ser desenvolvido para a parte traseira do protótipo, sendo esse o maior diferencial em relação a outros veículos de *drift trike*. O sistema de frenagem na dianteira deve ser o mesmo das bicicletas.

O projeto deve levar em conta os processos de fabricação disponíveis nos laboratórios da universidade (conformação de tubos, usinagem, soldagem (MIG), etc.) para que o protótipo possa ser construído dentro dos laboratórios.

3.2 PESQUISA DE SUPORTE

A pesquisa de produtos já existentes no mercado é uma excelente ferramenta no início de um projeto, essa pesquisa pode ser realizada na internet (fóruns, *sites*, imagens, vídeos). Entretanto, como o *drift trike* é uma prática relativamente nova, não foi possível encontrar marcas de fabricantes de renome, nem catálogos ou manuais que permitissem verificar as especificações técnicas para cada fabricante. A Figura 13 apresenta faixas de dimensões das principais características do *drift trike*.

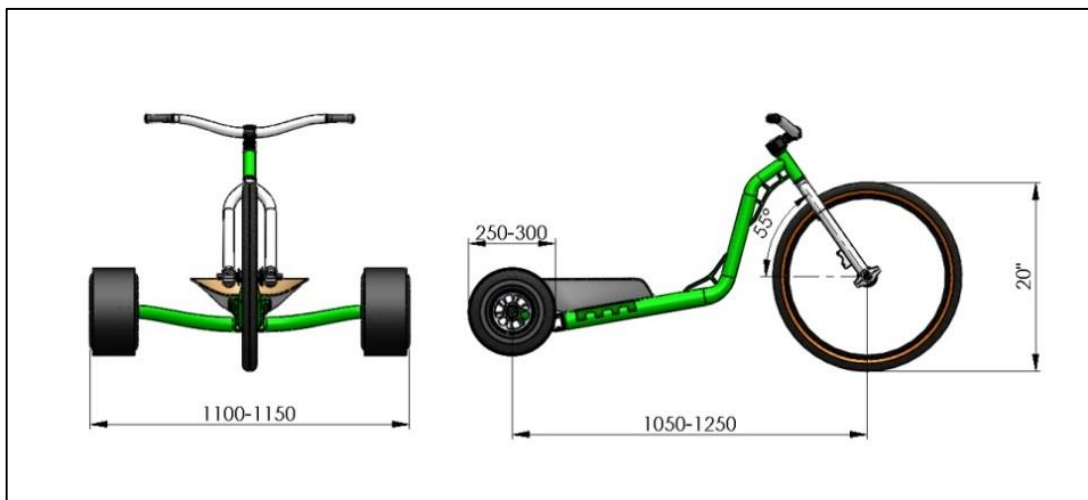


Figura 13 - Faixa de dimensões encontradas em outros *trikes*
Fonte: Adaptado de Madazz Trikes (2015).

Através da pesquisa de suporte foi possível encontrar alguns modelos de *trike* motorizados, todos fabricados fora do país. As empresas fabricantes são de pequeno porte e não trabalham com estoques, sendo necessário aguardar até que o triciclo seja fabricado. Em função dessa pesquisa constatou-se que não haveria problema deixar o motor deslocado do eixo de simetria. Vários modelos, como os apresentados na Figura 14, apresentam essa característica e provavelmente a massa deslocada do motor não influencia negativamente na realização das manobras.

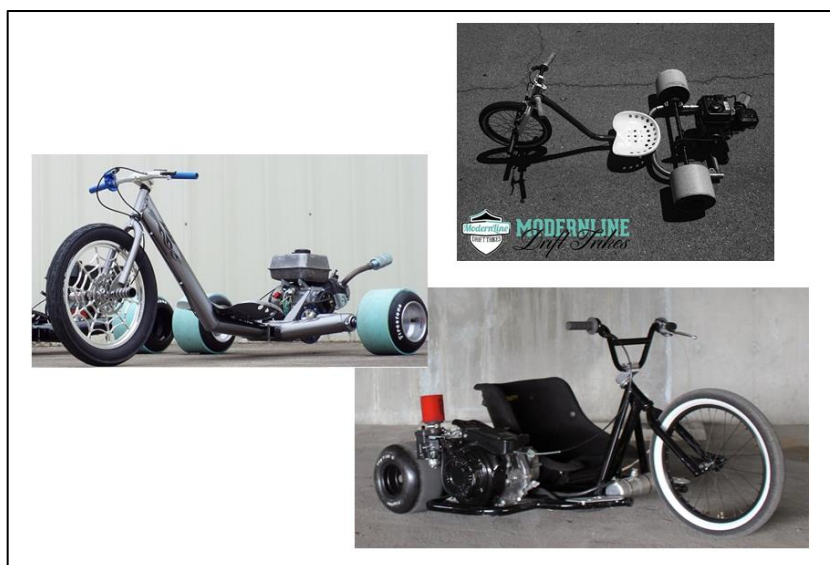


Figura 14 - Modelos de *trikes* motorizados
Fonte: Adaptado de sites na Internet (2015).

3.3 ESPECIFICAÇÕES DOS REQUISITOS DO PRODUTO

Quando um produto é idealizado, existem inúmeras opções de solução dos problemas. Porém, à medida que o desenvolvimento avança, as opções são filtradas baseadas em critérios estabelecidos pelo próprio projetista. Com a pesquisa de suporte realizada foi possível definir as especificações e os requisitos do produto, que nada mais são que as condições de contorno para o projeto.

- i. Distância entre eixos 1170 mm;
- ii. Distância entre rodas traseiras 1100 mm;
- iii. Diâmetro roda dianteira 20”;
- iv. Diâmetro roda traseira 260 mm;
- v. Distância entre eixos da bandeja 300 mm;
- vi. Ângulo de caster positivo de 30°;
- vii. Dois amortecedores traseiros de 750 lb/in x 170 mm;
- viii. Motor Branco 4T gasolina horizontal 2,8 CV;
- ix. Embreagem centrífuga de *kart* cadete 80 mm;
- x. Transmissão por engrenagem de cadeia (correntes de rolos);
- xi. Pinhão 20 dentes;
- xii. Coroa 90 dentes;
- xiii. Chassi em tubo de aço SAE 1020 com diâmetro 2”;
- xiv. Bandeja em treliça com tubos de diâmetro 7/8” e 3/4”;
- xv. Protetor para a corrente;
- xvi. Motor deslocado na parte direita.

3.4 APRESENTAÇÃO DA ARQUITETURA DO PRODUTO

Considerando os requisitos até aqui definidos um modelo inicial foi construído em ambiente CAD (Figura 15 e 16), sua arquitetura foi a base para o dimensionamento das peças e componentes estruturais.

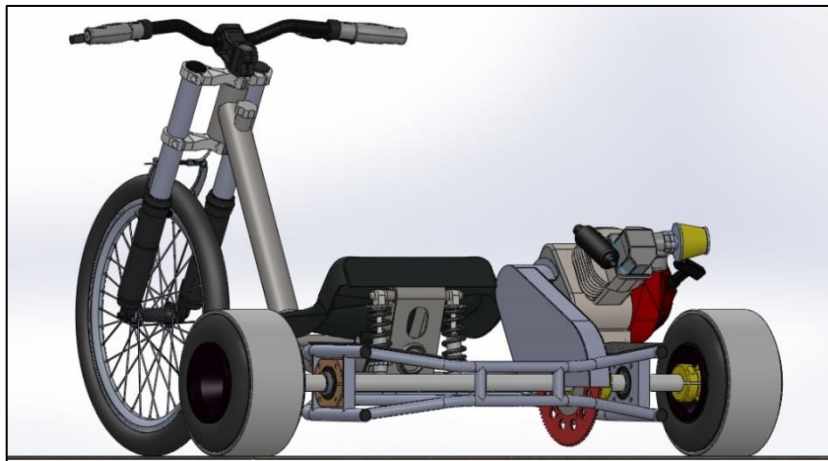


Figura 15 - Vista lateral traseira da arquitetura inicial
Fonte: O autor.

É importante ressaltar que esse modelo de concepção é apenas uma proposta, que tem como principal objetivo ilustrar para o leitor toda a discussão feita até agora, sendo que as dimensões e geometrias dos seus componentes serão adequadamente projetadas na próxima fase, a do projeto detalhado. Portanto, o modelo não contém todos os detalhes, assim como alguns componentes pré-definidos não estão representados.



Figura 16 - Perspectiva da arquitetura inicial
Fonte: O autor.

Na Figura 17 pode-se observar a postura de um piloto tamanho padrão, 1,70 m de altura do corpo ereto como foi apresentado na Tabela 1. A perna flexionada, a coluna reta, os braços em uma posição confortável foram os principais

critérios para defini-la, assim como a pesquisa de suporte onde várias imagens com postura de pilotos foram analisadas.

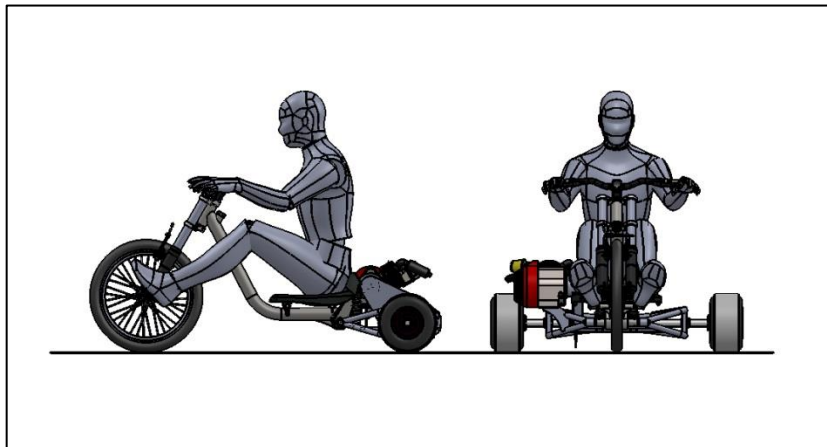


Figura 17 - Vistas ortogonais visualizando a postura do piloto
Fonte: O autor.

4 PROJETO DETALHADO

4.1 CENTRO DE GRAVIDADE

Conforme descrito na revisão bibliográfica, para os cálculos dos esforços e da dinâmica veicular é imprescindível conhecer o centro de gravidade (CG), pois nele atuam as cargas de resistência ao aclive (Q_s), resistência de inércia (Q_I), peso do veículo (G). Podemos observar que o CG do veículo é uma variável muito importante e também muito sensível, isso porque ela pode variar em função da anatomia e postura do piloto. Nesse caso algumas considerações são necessárias para facilitar e permitir os cálculos.

- i. Postura idealizada e estática do piloto;
- ii. Medidas do corpo humano segundo dados de antropometria estática;
- iii. Corpo humano de um adulto do sexo masculino;
- iv. O tamanho e proporções da média [50%] (Tabela 1);
- v. Peso máximo [95%] (Tabela 1).

Como podemos observar na Tabela 1 a massa do brasileiro adulto, considerando um valor extremo que abrange 95% da população é de 85,9 kg. Este valor será tomado como modelo neste projeto. Já o valor adotado para o tamanho será de 1,70 m, ou seja, uma estatura de corpo ereto o qual representa a média da população pesquisada.

Então, considerando a gravidade como $9,81 \text{ m/s}^2$, o peso do corpo calculado é de 842,68 N. A Tabela 8 apresenta o valor do peso de cada parte do corpo calculado segundo as equações apresentadas na Tabela 2, esses valores serão atribuídos ao modelo manequim desenhado em ambiente CAD e então o CG será calculado pelo *software SolidWorks*, como mostra a Figura 18.

Tabela 8 - Peso das várias partes do corpo

Segmento	Peso [N]	Massa [kg]	Item (Fig. 18)
Cabeça	45,67	4,66	1
Tronco	441,38	44,99	2
Antebraço	23,30	2,38	3
Braço	13,36	1,36	4
Mão	4,96	0,51	5
Coxa	92,2	9,40	6
Perna	35,33	3,60	7
Pé	10,06	1,03	8

Fonte : O autor.

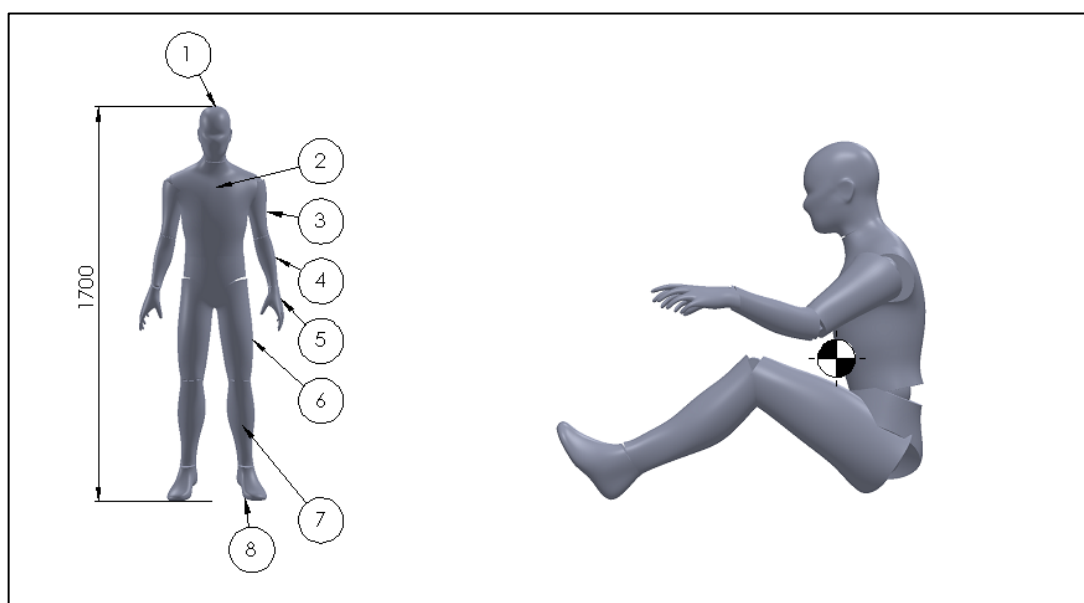


Figura 18 - Distribuição da massa e centro de gravidade do piloto
Fonte: O autor.

Os principais componentes do veículo foram modelados no *SolidWorks* em tamanho real, respeitando o máximo possível os detalhes, as medidas e os materiais. O peso do motor foi obtido no catálogo do fabricante e esse valor atualizado no *software*. Dessa forma o peso total e CG do veículo sem e com o piloto pode ser calculado pelo *software SolidWorks*, isso pode ser observado nas Figuras 19 e 20.

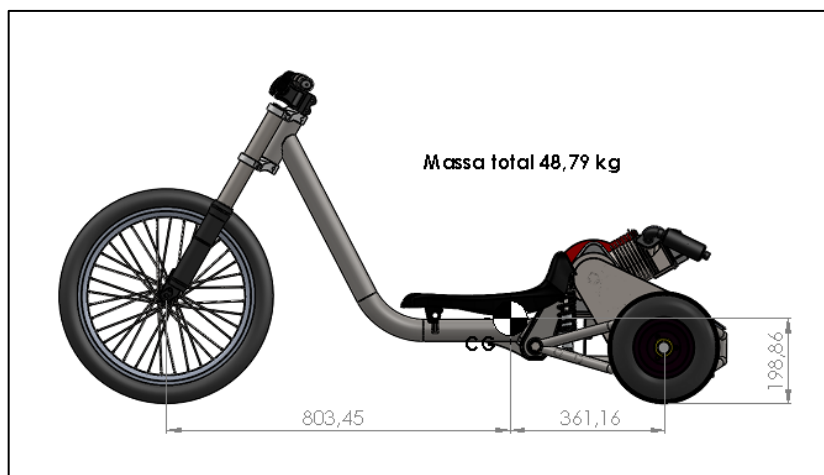


Figura 19 - Centro de gravidade do veículo
Fonte: O autor.

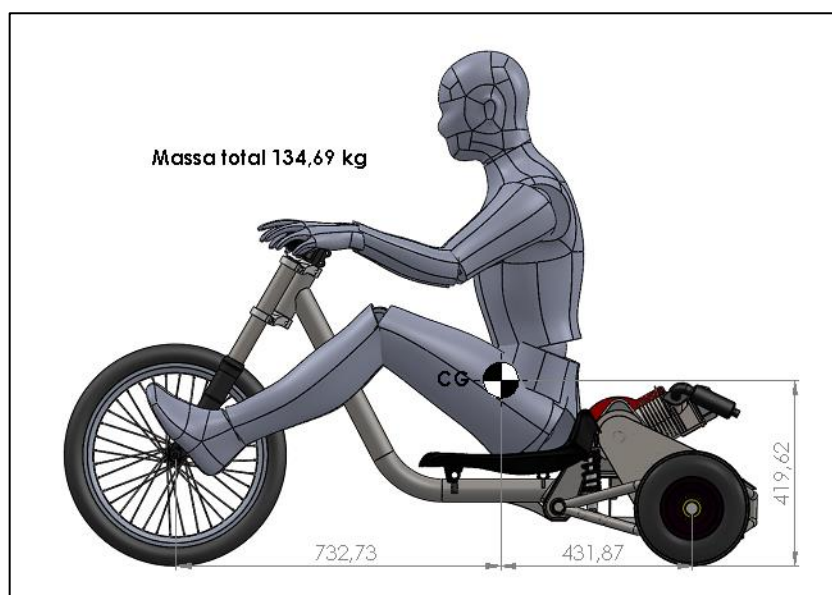


Figura 20 - Centro de gravidade do veículo com o piloto
Fonte: O autor.

4.1.1 Inércia da parte rodante

A inércia dos componentes rodantes pode ser encontrada com o desenho das peças no *SolidWorks* e estão elencadas na Figura 21.

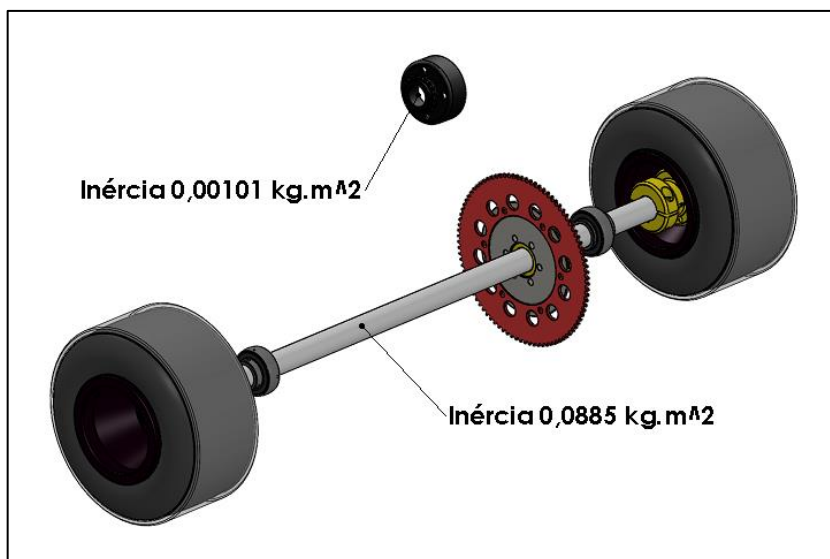


Figura 21 - Inércia dos componentes traseiros
Fonte: O autor.

4.1.2 Área da seção transversal ao escoamento

No estudo da resistência aerodinâmica, tem-se interesse na maior área projetada da seção transversal do veículo na direção do movimento. Segundo Nicolazzi (2009), uma maneira de se obter esta área é a partir dos desenhos do projeto da carroceria do veículo. A Figura 22 apresenta a área projetada da seção transversal calculada no *SolidWorks*.

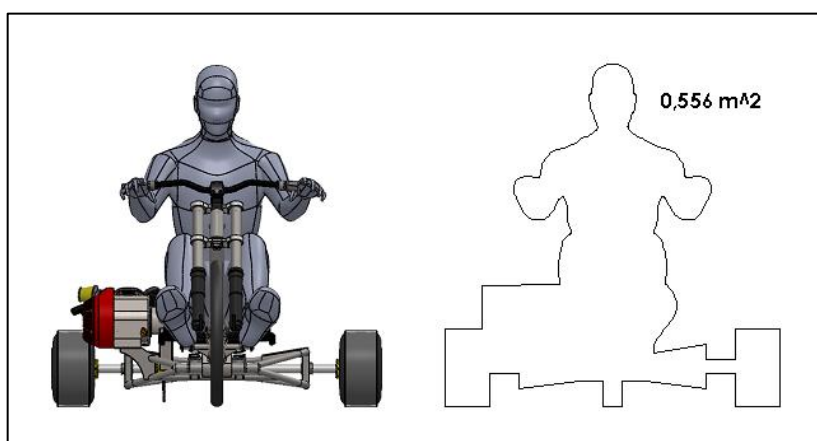


Figura 22 - Área projetada da seção transversal
Fonte: O autor.

4.1.3 Especificações técnicas do motor

Tabela 9 - Especificações Técnicas do Motor

Partida	Partida manual
Motor	Horizontal, monocilíndrico, 4 tempos, refrigerado a ar
Tipo de combustível	Gasolina
Diâmetro x Curso	54 mm x 38 mm
Cilindrada	87 cm ³
Taxa de compressão	8,0:1
Potência máxima	2,8 cv a 3600 rpm
Potência contínua	2,0 cv a 3600 rpm
Torque máximo	0,48 kgf.m a 2500 rpm
Peso	10 kg
Consumo	600 ml/h
Capacidade do tanque	1,0 L
Capacidade de óleo (carter)	370 ml
Inclinação máxima	25°

Fonte : Página oficial da Branco Motores (2015).

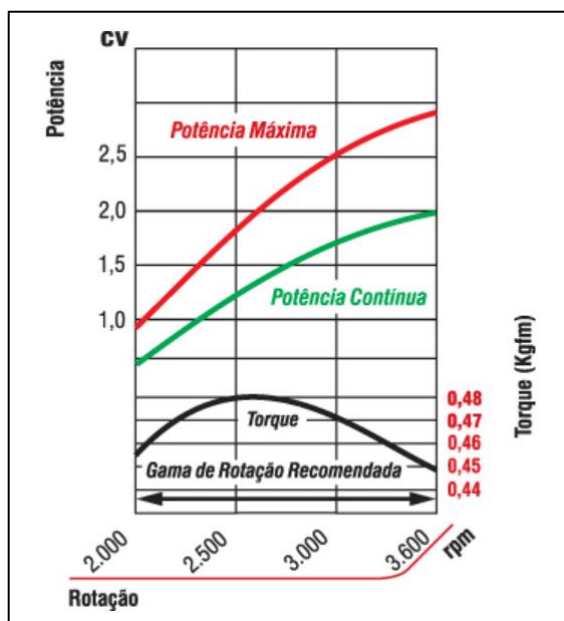


Figura 23 - Curva de performance

Fonte: Página oficial da Branco Motores (2015).

4.1.4 Características e variáveis do veículo

Em relação à potência nominal do motor, será considerada a maior potência disponível, que conforme podemos observar na Figura 23 é de 2,8 cv, com isso estaremos considerando a maior solicitação de esforços sobre o sistema. Para o rendimento da transmissão será considerado o “pior” valor encontrado na literatura (Tabela 3) em cada componente.

A resistência aerodinâmica está diretamente relacionada ao coeficiente de resistência aerodinâmico, e este parâmetro é demasiadamente complexo, seria necessário um estudo em túnel de vento para defini-lo. Neste trabalho, será considerado uma forma geométrica mais simples, uma placa plana.

Para os cálculos da dinâmica veicular foi desconsiderado o PVC sobre as rodas traseiras, isso porque não foi encontrado na literatura valores dos coeficientes de atrito e escorregamento entre PVC e asfalto. Para borracha e asfalto existem tabelas e gráficos disponíveis para diversas situações, o que permitiu encontrar a situação mais aproximada do projeto.

É correto pensar que essa consideração muda radicalmente o comportamento do veículo, estaremos considerando uma transferência normal de força entre pneu e pista enquanto que na prática (com o PCV) um grande escorregamento ocorrerá. Porém, uma situação em que o pneu transmite mais força ao solo gera maiores solicitações sobre a estrutura, e como o principal objetivo desse projeto é definir os esforços para dimensionar, podemos concluir que essa consideração é aceitável.

Para efeito dos cálculos, a força de sustentação e o momento resultante da atuação da resistência aerodinâmica sobre o centro de pressão serão considerados desprezíveis. A Tabela 10 apresenta o valor de todas as características definidas até agora, as quais serão necessárias para os cálculos seguintes.

Tabela 10 - Características do veículo

Grandeza	Símbolo	Definido	Valor
Gravidade	g	Fox (2011)	9,81 m/s ²
Potência efetiva do motor	P_e	Tab. 9	2,8 – (2059,39) cv - (W)
Rendimento da corrente	η_t	Tab. 3	0,97
Rendimento do par de rolamentos	η_r	Tab. 3	0,98
Rendimento mecânico da transmissão	η_m	$\eta_t \times \eta_r$	0,95
Potência no eixo da roda	P_c	Eq. 1	1957,66 W
Massa do veículo (veículo e piloto)	m	Fig. 20	134,69 kg
Peso do veículo (veículo e piloto)	G	$M \times g$	1321,31 N
Inércia das massas na rotação do pneu	J_r	Fig. 21	0,0885 kg.m ²
Inércia das massas na rotação do motor	J_m	Fig. 21	0,00101 kg.m ²
Raio do pneu traseiro	r	Projeto	130 mm
Relação da transmissão	i	Eq. 28	4,5
Distância entre eixos	l	Fig. 20	1164,6 mm
Altura do CG em relação a pista	h	Fig. 20	419,62 mm
Distância do CG até o centro da roda traseira	a_{II}	Fig. 20	431,87 mm
Distância do CG até o centro da roda dianteira	a_I	Fig. 20	732,73 mm
Parcela de carga sobre o eixo traseiro	x	EQ. 7	0,629
Reação normal do eixo traseiro (parado no plano)	R_{0II}	Eq. 6	831,33 N
Área projetada da seção transversal	A	Fig. 22	0,556 m ²
Densidade do ar a 25 °C	ρ	Fox (2011)	1,19 kg/m ³
Coeficiente de resistência aerodinâmica	C_x	Tab. 5	1,18
Rotação do motor	N_m	Fig. 23	3600 rpm
Coeficiente de atrito de rolamento	f	Tab. 4	0,01
Coeficiente de atrito entre pneu e pista	μ	Fig. 7	0,9
Escorregamento	e	Texto	0,05

Fonte : O autor.

4.2 CAPACIDADE DO VEÍCULO TRANSFERIR FORÇA AO SOLO

Neste momento analisaremos o desempenho do veículo em relação a sua capacidade de transferir força ao solo independente da potência instalada, considerando que o motor disponibiliza toda potência necessária.

4.2.1 Cálculo do aclave máximo

Da Equação 14 temos que:

$$\alpha_{max} = \arctan \mu \left[\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right] - f = 39,45^\circ$$

que corresponde ao maior ângulo de rampa que o veículo pode vencer antes que os pneus comecem a escorregar na pista, considerando que o mesmo esteja a uma velocidade constante e relativamente baixa.

4.2.2 Determinação da aceleração máxima

A maior aceleração a uma velocidade baixa (desprezando a resistência aerodinâmica) pode ser calculada com a Equação 15. Podemos observar que ela varia em função do ângulo de aclave. O Gráfico 1 apresenta a aceleração máxima em função do ângulo de aclave, variando entre o plano e uma subida de 40°.

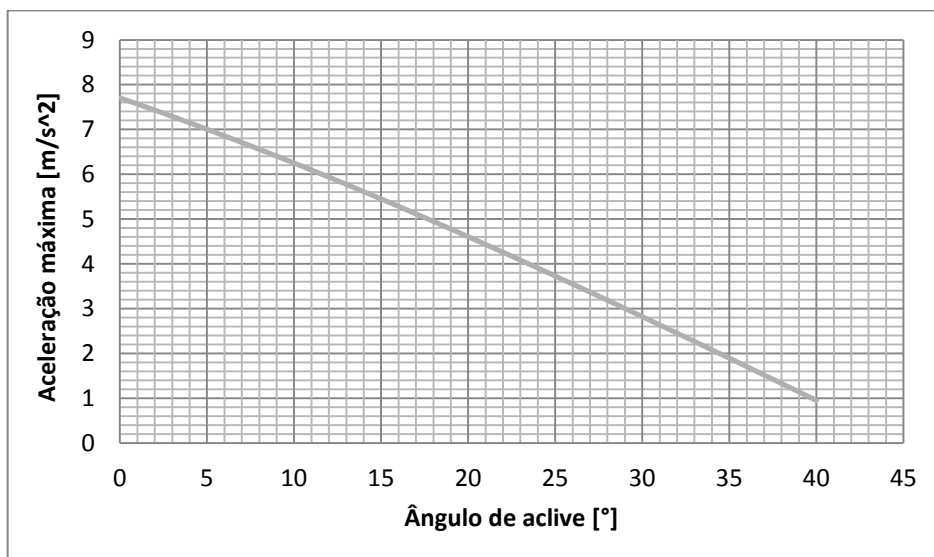


Gráfico 1 - Aceleração máxima em função do aclave

Fonte: O autor.

4.2.3 Determinação da velocidade do veículo em função da rotação do motor

A velocidade do veículo, desconsiderando as perdas pelo deslizamento na embreagem (pinhão girando na mesma velocidade do motor), em função da rotação do motor pode ser calculada pela Equação 16. O Gráfico 2 apresenta essa velocidade considerando a gama de rotação recomendada pelo fabricante do motor (2000 a 3600 rpm).

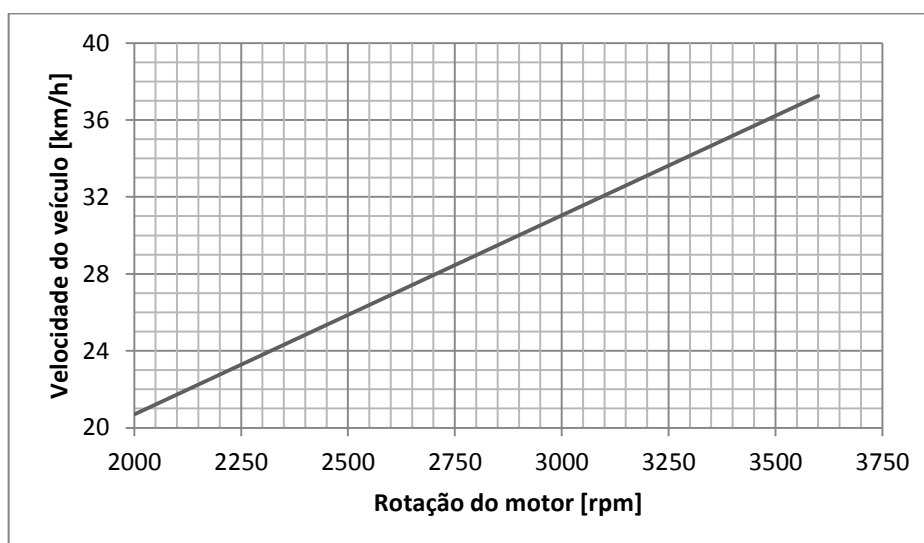


Gráfico 2 - Velocidade do veículo em função da rotação do motor
Fonte: O autor.

4.3 BALANÇO DE POTÊNCIA

O balanço de potência consiste em analisar a potência entregue no eixo da roda (P_c) em relação às potências consumidas para manter o veículo em movimento, ou seja, analisamos o desempenho do veículo em termos da diferença entre a demanda e a disponibilidade da potência instalada. Para o veículo deslocando no plano, com velocidade constante, um rearranjo das Equações 4, 5, 16, 18 e 19, com a utilização dos valores da Tabela 10, permite definir a Equação 33.

$$P_{consumida} = 0,03996 N_m + 9,2614 E - 9 (N_m)^3 \quad (33)$$

A Tabela 11 apresenta a parametrização da curva de potência máxima do motor (Figura 23). A potência disponível no eixo da roda pode ser calculada em

função do rendimento mecânico da transmissão (η_m), para diferentes rotações do motor. A potência disponível no eixo da roda, plotada no Gráfico 3, foi baseada nos dados da Tabela 11.

Tabela 11 - Potência versus rotação do motor

Rotação do motor (N_m) [rpm]	P_e [cv]	P_e [W]	P_c [W]
2000	0,9	661,95	628,85
2062	1,0	735,50	698,72
2120	1,1	809,05	768,60
2167	1,2	882,60	838,47
2208	1,3	956,15	908,34
2250	1,4	1029,70	978,21
2315	1,5	1103,25	1048,09
2375	1,6	1176,80	1117,96
2438	1,7	1250,35	1187,83
2500	1,8	1323,90	1257,70
2563	1,9	1397,45	1327,58
2625	2,0	1471,00	1397,45
2688	2,1	1544,55	1467,32
2750	2,2	1618,10	1537,19
2813	2,3	1691,65	1607,06
2906	2,4	1765,20	1676,94
3010	2,5	1838,75	1746,81
3150	2,575	1893,91	1799,21
3262	2,65	1949,07	1851,62
3450	2,725	2004,23	1904,02
3600	2,8	2059,40	1956,43

Fonte : O autor.

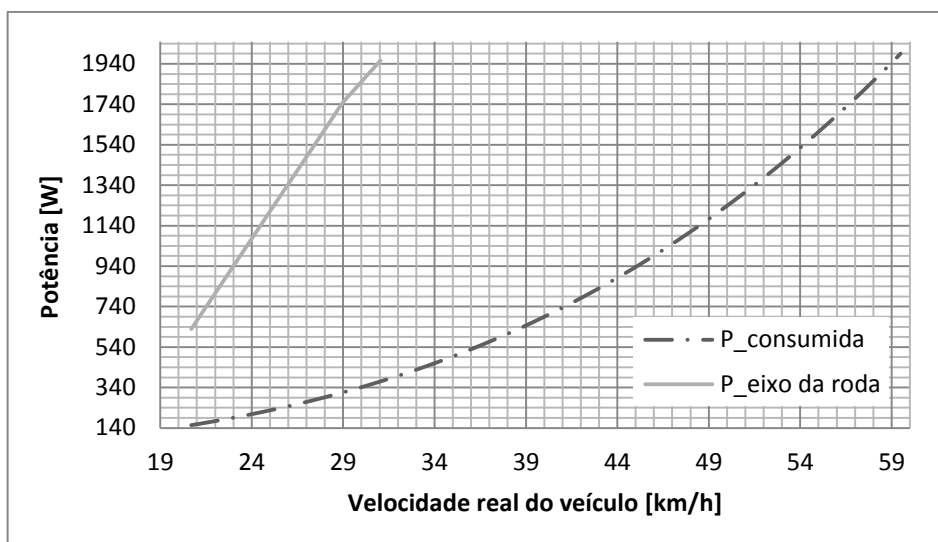


Gráfico 3 - Potência disponível e potência consumida
Fonte: O autor.

Ao observar o Gráfico 3 e relacioná-lo com a Figura 9 é possível concluir que a máxima velocidade do veículo (ponto de intercessão das curvas de potência máxima disponível com a de consumo de potência) não ocorre. Isso porque a relação de transmissão do veículo é reduzida para atender o fato de não possuir caixa de marcha. Seria necessário outras marchas menos reduzidas (relações de transmissão menores que 4,5) para que toda a potência disponível no eixo da roda fosse transformada em velocidade.

4.3.1 Diagrama de potência líquida

A potência líquida é a potência de reserva que o veículo ainda dispõe, sendo função da velocidade (ver Figura 8 e 9). Essa potência líquida pode ser empregada tanto para acelerar o veículo, como para vencer um aativo. O Gráfico 4 apresenta o valor de potência líquida em função da velocidade do veículo, obtido através da Equação 20.

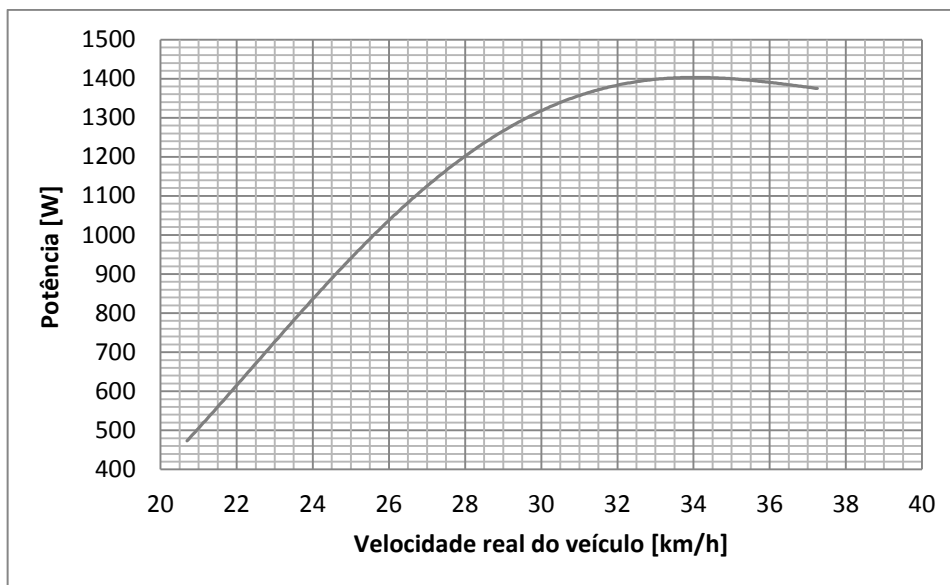


Gráfico 4 - Diagrama de potência líquida

Fonte: O autor.

4.3.2 Possibilidade de vencer aclives

Considerando que toda a potência líquida seja utilizada pelo veículo para vencer um aclive, é possível obter-se o valor máximo de aclive através da Equação 21, o resultado pode ser observado no Gráfico 5.

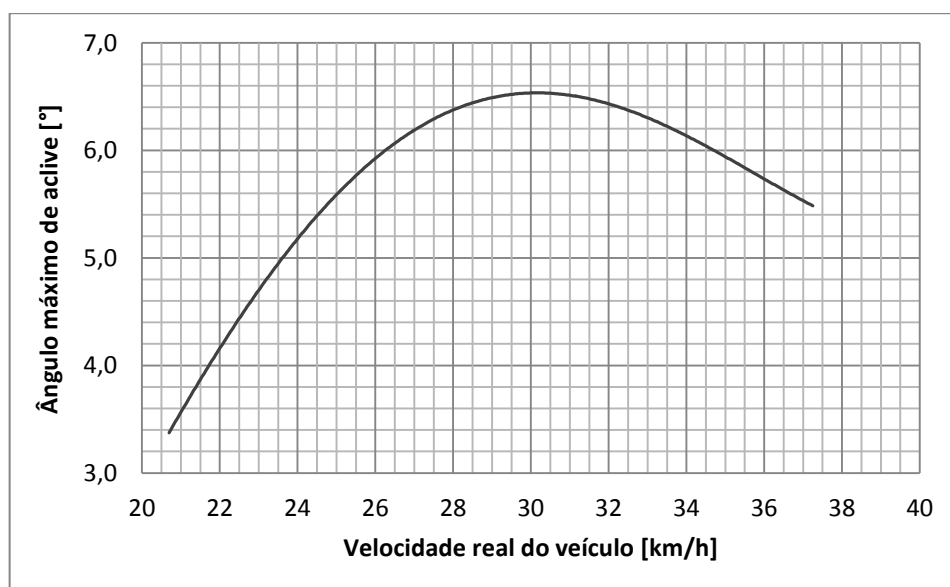


Gráfico 5 - Aclive máximo que a potência do motor permite subir

Fonte: O autor.

4.3.3 Possibilidade de aceleração

Considerando que toda a potência líquida seja usada para acelerar a massa do veículo, pode-se calcular a aceleração para cada velocidade que o veículo se desloca através da Equação 23. A aceleração em função da velocidade do veículo é mostrada no Gráfico 6.

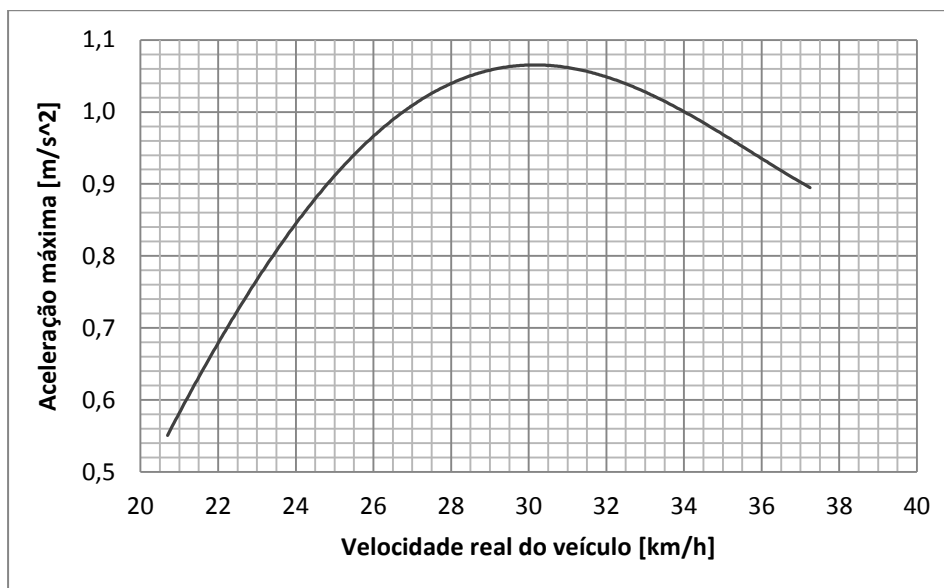


Gráfico 6 - Possibilidade de aceleração com o veículo no plano
Fonte: O autor.

4.4 CARGAS NOS EIXOS

4.4.1 Reações verticais

Uma análise preliminar das Equações 8 e 9 mostra que uma força horizontal agindo no CG do veículo afeta a reação normal das rodas ao solo. Isso é importante porque nos leva a crer que com o movimento do veículo surgem outras forças, além do peso, que agem no ponto de contato pneu-pista, no centro de gravidade e no centro de pressão, ocasionando uma alteração sensível na componente de força normal do solo.

As Equações 11 e 12 permitem calcular as reações nos eixos dianteiros e traseiros de veículos em movimento, elas consideram as forças de arrasto

aerodinâmico, resistência de inércia, resistência de aclone e força peso. Como o nosso objetivo é dimensionar o eixo traseiro, iremos nos concentrar em calcular a máxima solicitação de esforços sobre o eixo traseiro. Ao analisar a Equação 12 podemos perceber que a reação traseira (R_{II}) será maior quando as resistências aerodinâmicas e de inércia forem maior, ou seja, quanto maior for a velocidade e aceleração do veículo.

Considerando a possibilidade de modificações futuras no protótipo inicial, adotaremos a maior aceleração que os pneus podem impor ao veículo, independente da potência do motor. Assim sendo, por base no Gráfico 1 adotaremos como aceleração máxima 5 m/s^2 .

Como pode ser observado no Gráfico 2, a maior velocidade que o veículo pode chegar se utilizando de um motor com rotação máxima de 3600 rpm é de 37 km/h. O Gráfico 7 apresenta o valor da reação sobre o eixo traseiro em função do ângulo de aclone para três casos distintos. No Caso 1 (Equação 12) o veículo está a uma velocidade de 37 km/h e acelerando a 5 m/s^2 (condições extremas). No Caso 2 (Equação 6) o veículo está parado em um plano horizontal (condição estática). No Caso 3 (Equação 9) o veículo está parado em um aclone com o ângulo da abcissa do gráfico. Como já era de se esperar o maior valor ocorre para o Caso 1 e quando o veículo sobe um aclone de 30° (1230 N).

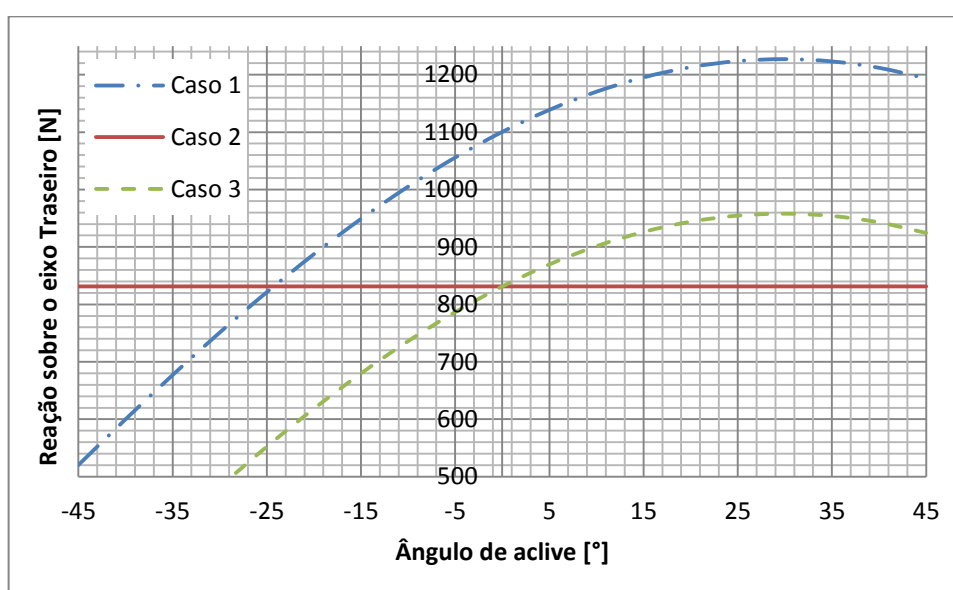


Gráfico 7 - Reação no eixo traseiro
Fonte: O autor.

4.4.2 Força motriz máxima

A Equação 13 permite calcular a força motriz máxima para um veículo de tração traseira, o Gráfico 8 elenca os resultados em diferentes ângulos de aclave.

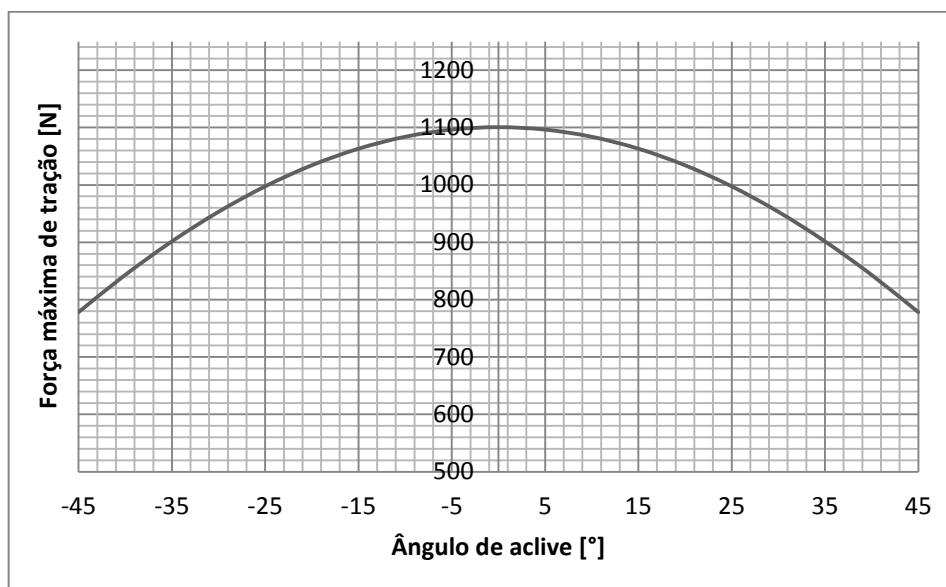


Gráfico 8 - Força motriz máxima
Fonte: O autor.

4.4.3 Torque máximo no eixo traseiro

O torque máximo no eixo pode ser calculado a partir da força máxima de tração (Gráfico 8) esse seria o caso de uma frenagem de emergência em que o eixo fosse travado. O torque máximo que o motor pode impor ao eixo pode ser calculado com a curva de desempenho do motor (Figura 23) utilizando o torque máximo do motor e a relação de transmissão. No dimensionamento do eixo será considerado o caso extremo.

$$T_{max} = F_{max} r = 143 N.m \quad (34)$$

$$T_{maxMotor} = T_{motor} i g = 21,19 N.m \quad (35)$$

4.4.4 Restrições geométricas no eixo traseiro

A partir dos Gráficos 7 e 8 podemos ver que:

$$R_{II\ Max} = 1230\ N \quad (36)$$

$$F_{Max} = 1100\ N \quad (37)$$

A Figura 24 mostra a distribuição das forças sobre o eixo traseiro. A Figura 25 mostra a as forças atuantes no plano vertical enquanto que a Figura 26 mostra as forças atuantes no plano horizontal.

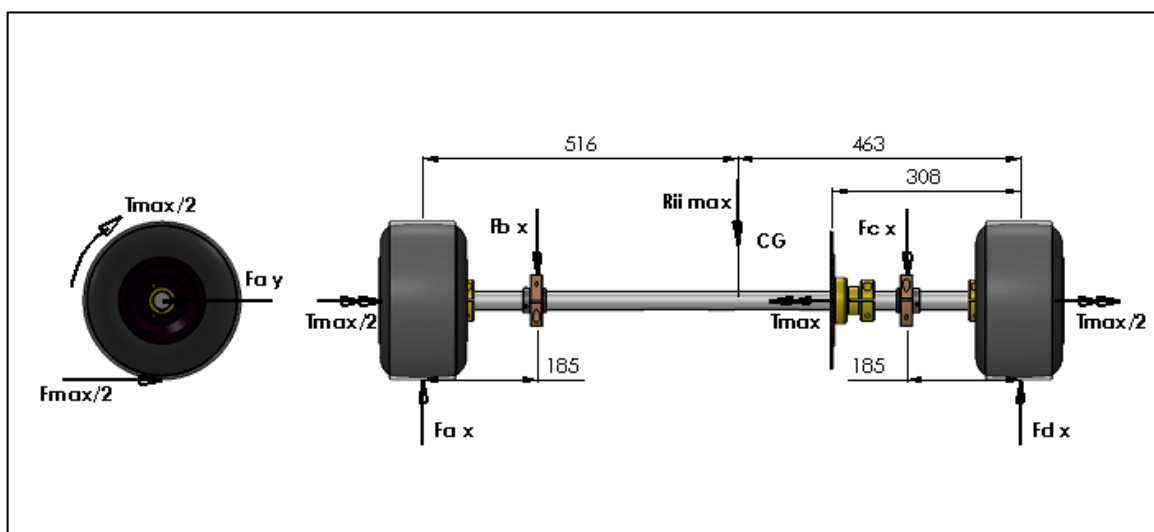


Figura 24 - Distribuição das forças sobre o eixo traseiro

Fonte: O autor.

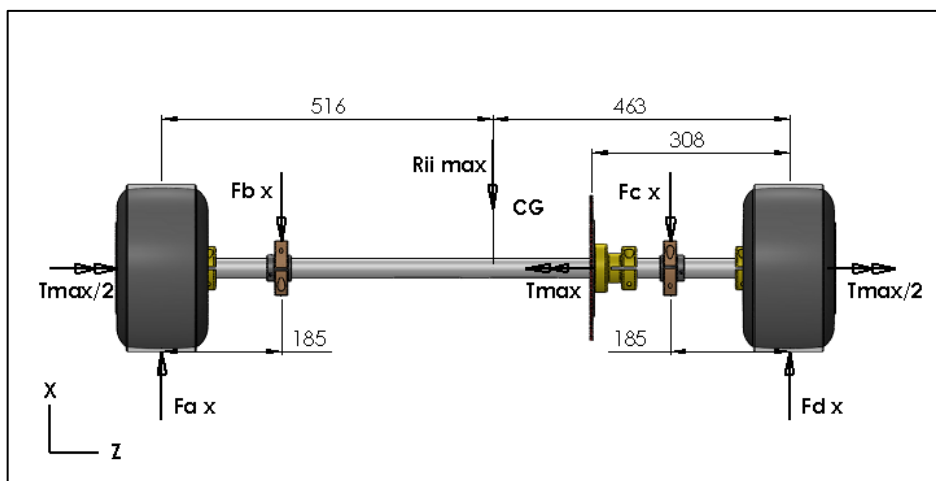


Figura 25 - Distribuição das forças no plano vertical (XZ)
 Fonte: O autor.

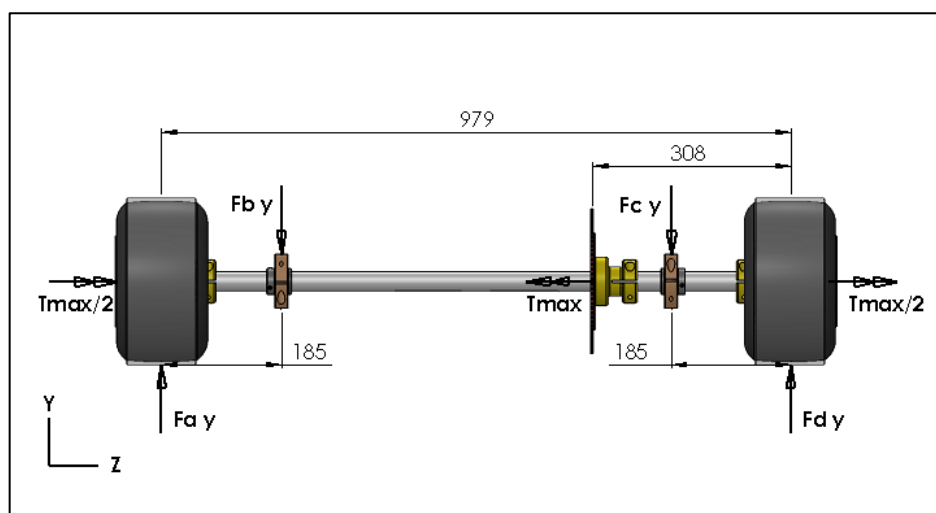


Figura 26 - Distribuição das forças no plano horizontal (YZ)
 Fonte: O autor.

Aplicando somatório de forças e momentos sobre os planos XZ e YZ podemos definir o valor das forças. A Figura 27 apresenta o diagrama dos momentos fletores nos planos XZ e YZ respectivamente, enquanto que a Figura 28 apresenta o diagrama de momento fletor resultante. Os índices (b) e (c) nas forças representam as cargas que atuam na bandeja do veículo (parte do chassi que articula a suspensão traseira), enquanto que os índices (a) e (d) representam as cargas nas rodas.

$$F_{ax} = 581,70 \text{ N}$$

$$F_{bx} = -561,48 \text{ N}$$

$$F_{cx} = -668,52 \text{ N}$$

$$F_{dx} = 648,30 \text{ N}$$

(38)

$$F_{ay} = 550 \text{ N}$$

$$F_{by} = -550 \text{ N}$$

$$F_{cy} = -550 \text{ N}$$

$$F_{dy} = 550 \text{ N}$$

(39)

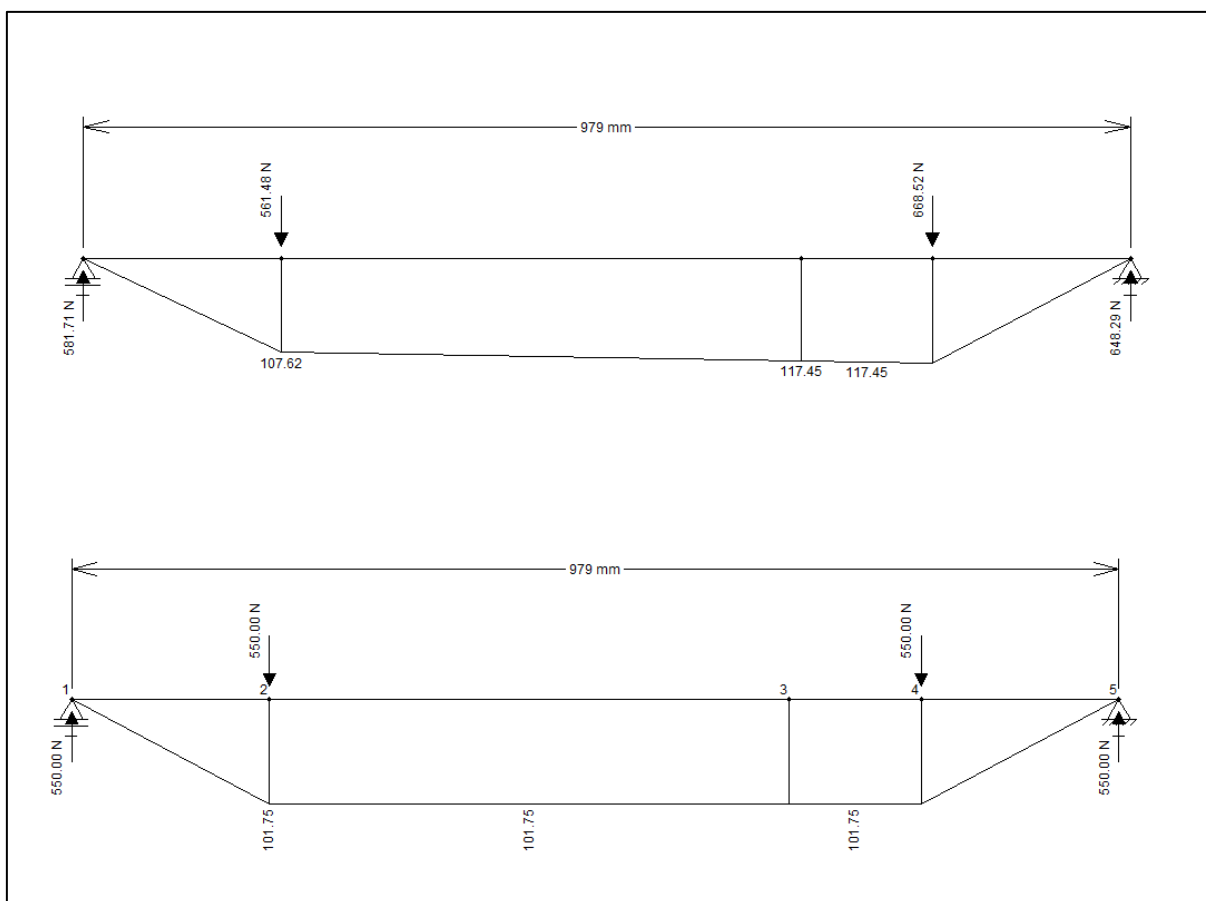


Figura 27 - Momento fletor nos planos XZ eYZ respectivamente

Fonte: O autor.

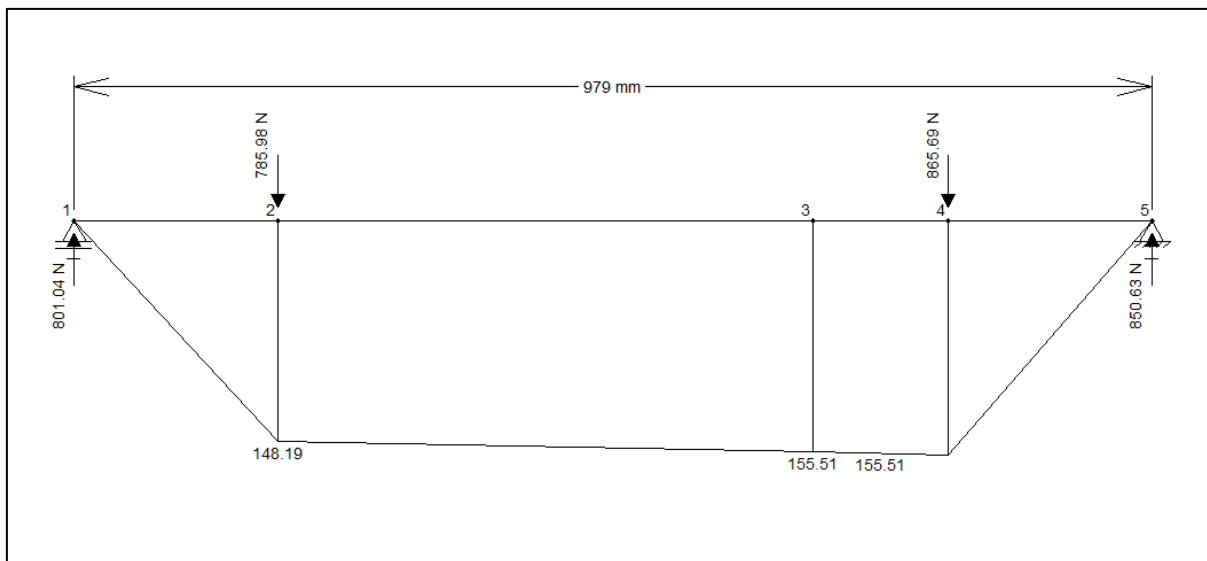


Figura 28 - Momento fletor resultante
Fonte: O autor.

4.5 PROJETO DO EIXO TRASEIRO

As solicitações reais no eixo são demasiadamente complexas, a cada ciclo de carga e descarga, as tensões de flexão juntamente com as tensões de cisalhamento variam de um valor muito pequeno (peso próprio dos componentes) até o valor elevado (peso próprio mais peso do piloto), que também varia dependendo da massa do piloto. Enquanto isso, o eixo ainda se encontra sujeita a uma flexão rotativa que gera uma tensão alternada, sendo esta de alto ciclo (uma a cada revolução do eixo). Isso desconsiderando as vibrações e a dinâmica real que ocorre em função das irregularidades da pista.

Com isso podemos concluir que as tensões se enquadram na categoria de tensões multiaxiais complexas, contemplando uma defasagem na fase entre tensões alternadas e médias, além disso, existem concentradores de tensão que torna o estado de tensão biaxial. Entretanto, no intuito de permitir um modelo matemático condizente com a Equação 24 algumas considerações serão feitas.

Consideraremos um torque constante com o valor máximo que o pneu pode transferir ao eixo no caso de uma frenagem de emergência (roda travada) e a flexão alternada máxima gerada pelo maior carregamento possível sobre as rodas que ocorre com o veículo trafegando a uma velocidade de 37 km/h, acelerando a 5 m/s^2 ,

em um aclave de 30° de uma pista plana o suficiente para que não haja vibrações sobre o sistema.

Analisando a Figura 24 e 28 podemos concluir que existem dois pontos críticos que merecem ser analisados, o ponto 4 (Figura 28) por ser o maior momento fletor e o ponto 3 (Figura 28) por apresentar um concentrador de tensão (o rasgo de chaveta). Como a variação do momento fletor entre os pontos 3 e 4 é mínima (terceira casa decimal) nossa análise pode ser realizada apenas no ponto 3.

Neste projeto tomaremos como base o eixo utilizado em um *kart* cadete, 30 mm de diâmetro, e então calcularemos o coeficiente de segurança.

4.5.1 Material do eixo

O material utilizado para confecção do eixo será o aço SAE 1045 laminado a frio com as seguintes propriedades (NORTON, 2013).

$$\begin{aligned}\sigma_{ut} &= 627 \text{ MPa} \\ \sigma_y &= 531 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{40}$$

Segundo Norton (2013), para ciclo infinito em fadiga dos aços com limite de resistência a tração menores que 1400 MPa o limite de fadiga pode ser calculado pela seguinte fórmula:

$$\begin{aligned}S_{er} &= 0,5 \sigma_{ut} \\ S_{er} &= 313,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{41}$$

Este valor corresponde ao ensaio realizado em laboratório e precisa ser corrigido para a situação em que será empregado, segue na sequência a determinação dos fatores de correção.

A solicitação a qual o eixo está submetido é de flexão e torção, portanto o coeficiente de carregamento tem valor unitário.

$$C_{carregamento} = 1\tag{42}$$

O tamanho do eixo se enquadra entre 8 mm e 250 mm, portanto segundo Norton (2013):

$$C_{tamanho} = 1,189 d^{-0,097}$$

$$C_{tamanho} = 0,855$$
(43)

O acabamento superficial será estirado a frio, então, segundo Norton (2013):

$$C_{superfície} = 4,51(\sigma_{ut})^{-0,265}$$

$$C_{superfície} = 0,818$$
(44)

A temperatura de trabalho será menor que 450°C.

$$C_{temperatura} = 1$$
(45)

Será adotada uma confiabilidade de 99%, segundo Norton (2013):

$$C_{temperatura} = 0,814$$
(46)

O valor corrigido do limite de fadiga pode então ser calculado.

$$C_e = C_{cargamento} C_{tamanho} C_{superfície} C_{temperatura} C_{confiabilidade} S_{er}$$

$$C_e = 178,48 \text{ MPa}$$
(47)

4.5.2 Dimensionamento em fadiga

Analisando a Figura 28 podemos observar que o momento máximo no ponto 3 (local onde será instalado a coroa da transmissão) é de 155,51 Nm. O eixo será submetido a uma flexão rotativa, portanto:

$$M_{max} = 155,51 \text{ N.m}$$

$$M_{min} = -155,51 \text{ N.m}$$
(48)

e então,

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad (49)$$

$$M_a = 155,51 \text{ N.m}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad (50)$$

$$M_m = 0 \text{ N.m}$$

$$T_a = 0 \text{ N.m} \quad (51)$$

$$T_m = T_{max} = 143 \text{ N.m}$$

Os raios dos entalhes no eixo (r') serão padronizados em 0,3 mm (0,0118 in), a constante de Neuber pode ser encontrada em (NORTON, 2013).

$$\sqrt{a} = 0,08 \quad (52)$$

Então o fator de sensibilidade ao entalhe pode ser calculado.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r'}}} \quad (53)$$

$$q = 0,576$$

No ponto de análise, o concentrador de tensão consiste de um rasgo para uma chaveira com as dimensões recomendadas na Tabela 6. Os valores de concentração de tensão podem ser obtidos em (NORTON, 2013). Será considerado que a fresa de topo que irá fresar o eixo possua um raio de 1 mm em seu gume de corte, portanto a relação entre o raio do entalhe na chaveira e o diâmetro do eixo será de 0,033.

$$K_t = 2$$

$$K_{ts} = 2,8$$
(54)

Então:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1,576$$
(55)

$$K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 2,037$$
(56)

Para este estado a tensão máxima estática não ultrapassa a tensão de escoamento do material, então podemos considerar:

$$K_{fsm} = K_{fs}$$

$$K_{fsm} = 2,037$$
(57)

Isolando o coeficiente de segurança em fadiga (N_f) da Equação 24.

$$N_f = \frac{d^3 \pi}{32 \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} T_m)^2}}{\sigma_{ut}} \right]}$$
(58)

$$N_f = 1,49$$

Portanto o coeficiente de segurança para um eixo de 30 mm de diâmetro sujeito a flexão rotativa e um torque constante é de 1,49, este valor é aceitável tendo em vista que foram consideradas situações extremas de carregamento as quais dificilmente serão alcançadas com o veículo em operação.

A deflexão do eixo não será analisada neste trabalho, pois os mancais utilizados no projeto são do tipo auto-alinhantes.

4.5.3 Dimensionamento da chaveta

As dimensões das chavetas instaladas nos dois cubos das rodas e também no cubo da transmissão não pode seguir o padrão da norma apresentado na Tabela 6, isso porque os cubos foram adquiridos por fornecedores de peças para *kart* cadete e os mesmos vieram com as medidas padronizadas do fabricante. Neste caso, faremos os cálculos para averiguar os coeficientes de segurança.

O material utilizado nas chavetas será o aço SAE 1020 laminado a quente, este material possui uma resistência menor que a do eixo, dessa forma, um eventual desgaste futuro ocorrerá na chaveta que é mais fácil de ser substituída. Segundo Norton (2013), as propriedades desse aço são:

$$\begin{aligned}\sigma_{ut} &= 380 \text{ MPa} \\ \sigma_y &= 280 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{59}$$

A chaveta mais solicitada é a chaveta do cubo da transmissão, pois é ela que irá transferir todo o torque para o eixo. As dimensões da chaveta e o comprimento do cubo (maior comprimento útil da chaveta) são:

$$\begin{aligned}bxh &= 6,35 \times 6,35 \text{ mm} \\ L &= 70 \text{ mm}\end{aligned}\tag{60}$$

A análise foi realizada situação extrema, ou seja, o maior torque possível sobre o eixo, que ocorreria no caso de um travamento. A Equação 61 calcula a força máxima sobre a chaveta.

$$\begin{aligned}F_{max} &= \frac{2 T_{max}}{d} \\ F_{max} &= 9533,33 \text{ N}\end{aligned}\tag{61}$$

A tensão de cisalhamento pode então ser encontrada (Equação 25).

$$\tau_{xy} = \frac{F_{max}}{A_{cis}} \quad (62)$$

$$\tau_{xy} = 21,44 \text{ MPa}$$

É preciso calcular a tensão equivalente de Von-Mises para comparar com as propriedades do material e encontrar o coeficiente de segurança.

$$\tau' = \sqrt{3\tau_{xy}^2} \quad (63)$$

$$\tau' = 37,13 \text{ MPa}$$

$$N_{cis} = \frac{\sigma_y}{\tau'} \quad (64)$$

$$N_{cis} = 7,54$$

A tensão de esmagamento pode ser calculada pela Equação 26.

$$\sigma = \frac{F_{max}}{A_{esm}} \quad (65)$$

$$\sigma = 42,89 \text{ MPa}$$

$$N_{esm} = \frac{\sigma_y}{\sigma} \quad (66)$$

$$N_{esm} = 6,53$$

Percebe-se que os coeficientes de segurança para a chaveta, nos dois casos de solicitação, estão demasiados. Porém, lembramos que essa análise não está considerando o fenômeno da fadiga.

4.6 SISTEMA DE TRANSMISSÃO

O tipo de transmissão adotado no projeto é o de corrente de rolos, o qual atende as principais necessidades do veículo. A elevada distância entre os eixos, a precisão dimensional de uma construção de chassi por solda, a relação de transmissão elevada, o tipo de lubrificação permitido, entre outros, foram os fatores que orientaram na decisão.

O sistema completo (pinhão, coroa e corrente) foi adquirido de um *kart* cadete. Infelizmente esse sistema não segue um padrão de norma convencional (ANSI, ISO ou DIN), e por isso as tabelas de dimensionamento encontrada na literatura de elementos de máquinas não puderam ser utilizadas de uma forma direta e precisa. Algumas considerações e interpolações foram necessárias. Os detalhes da transmissão selecionada encontram-se na Tabela 12.

Tabela 12 - Detalhes da transmissão

	Dimensão
Passo da corrente	7,8 mm
Diâmetro dos rolos	4,5 mm
Largura da corrente	4,8 mm
Distância entre centros	234 mm
Número de dentes do pinhão	20
Número de dentes da coroa	90

Fonte : O autor.

A distância entre os eixos foi calculada conforme a Equação 32. A menor dimensão foi escolhida em função do reduzido espaço disponível.

$$\begin{aligned}
 30 p &\leq 234 \leq 50 p \\
 30 \cdot 7,8 &\leq c \leq 50 \cdot 7,8 \\
 234 &\leq 234 \leq 390
 \end{aligned}
 \tag{67}$$

A quantidade de elos necessária para essa distância entre os eixos foi calculada através da Equação 31. Um valor inteiro maior deve ser selecionado.

$$\begin{aligned}
 \frac{L}{p} &= \frac{2c}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 p}{4\pi^2 c} \\
 \frac{L}{p} &= 119,14
 \end{aligned}
 \tag{68}$$

O diâmetro primitivo do pinhão e da coroa foi calculado com base na Equação 29.

$$d_{pinhão} = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{z}\right)}
 \tag{69}$$

$$d_{pinhão} = 49,86 \text{ mm}$$

$$d_{coroa} = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{z}\right)}
 \tag{70}$$

$$d_{coroa} = 223,49 \text{ mm}$$

De posse do diâmetro primitivo do pinhão é possível calcular a velocidade máxima que a corrente pode atingir quando a rotação do motor for máxima, esse valor não deve ultrapassar 11 m/s.

$$V_{corrente} = \frac{N_m \pi d_{pinhão}}{60} \quad (71)$$

$$V_{corrente} = 9,39 \text{ m/s}$$

No cálculo da potência máxima admissível (Equação 30) foi necessária uma interpolação entre dois padrões de corrente na norma ANSI (Tabela 7), isso porque a corrente adotada possui um tamanho intermediário entre a corrente número 25 e 30. Assim, tabelas encontradas em Shigley (2005), permitem definir os valores dos coeficientes da Equação 30.

$$K_1 = 1,19$$

$$K_2 = 1 \quad (72)$$

$$H_{tab} = 3,74 \text{ hp}$$

Então:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

$$H_a = 4,45 \text{ hp} \quad (4,51 \text{ cv}) \quad (73)$$

Isso significa um coeficiente de segurança de 1,6 para a transmissão.

4.7 SIMULAÇÃO E ANÁLISE DAS TENSÕES NO CHASSI

Na composição deste projeto alguns componentes foram adquiridos prontos, sendo assim, não há necessidade de dimensioná-los, uma vez que se pressupõe que são resistentes o suficiente para não deformar sob o esforço aplicado. Esse pressuposto é verdadeiro, pois tais componentes (a suspensão dianteira, por exemplo) são empregados em outras aplicações parecidas. Assim, a análise pelo método de elementos finitos (MEF) será realizada somente no chassi. O componente mais complexo do projeto e o mais solicitado é o suporte articulado da

suspensão, aqui chamado de bandeja. Este será o componente a ser analisado, apresentado na Figura 29.

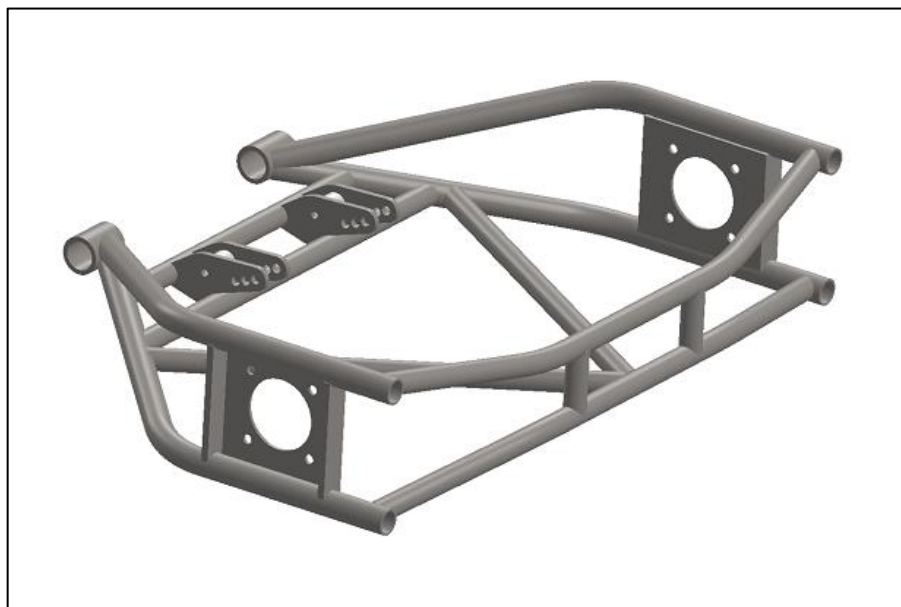


Figura 29 - Componente (Bandeja) a ser analisado por MEF
Fonte: O autor.

O elemento foi modelado no *SolidWorks* e exportado para o *ANSYS* como sólido neutro (*Parasolid x.t*), em seguida todos os tubos e chapas foram transformados em cascas com o recurso de superfície (*Mid Surface*), esse recurso é muito eficiente para a análise de estruturas tubulares e por isso foi selecionado. Após essa etapa, algumas superfícies foram estendidas, um tratamento necessário para assegurar a existência de todos os contatos, e então todas as cascas foram agrupadas formando uma única peça através do recurso (*Form New Part*).

As condições de contorno para a simulação são o resultado das análises realizadas até agora. As reações nas rodas são transferidas para os mancais através do eixo, como os mancais estão fixos na bandeja os carregamentos são para ela transferidos. Essas reações foram calculadas nas Equações 38 e 39, representadas pelas letras (C) e (D) na Figura 30. A letra (A) na Figura 30 representa o mancal da bandeja e este foi modelado como tal, fixo nas direções radial e axial, mas livre na direção tangencial. O suporte dos amortecedores foi fixado, letra (B) na Figura 30.

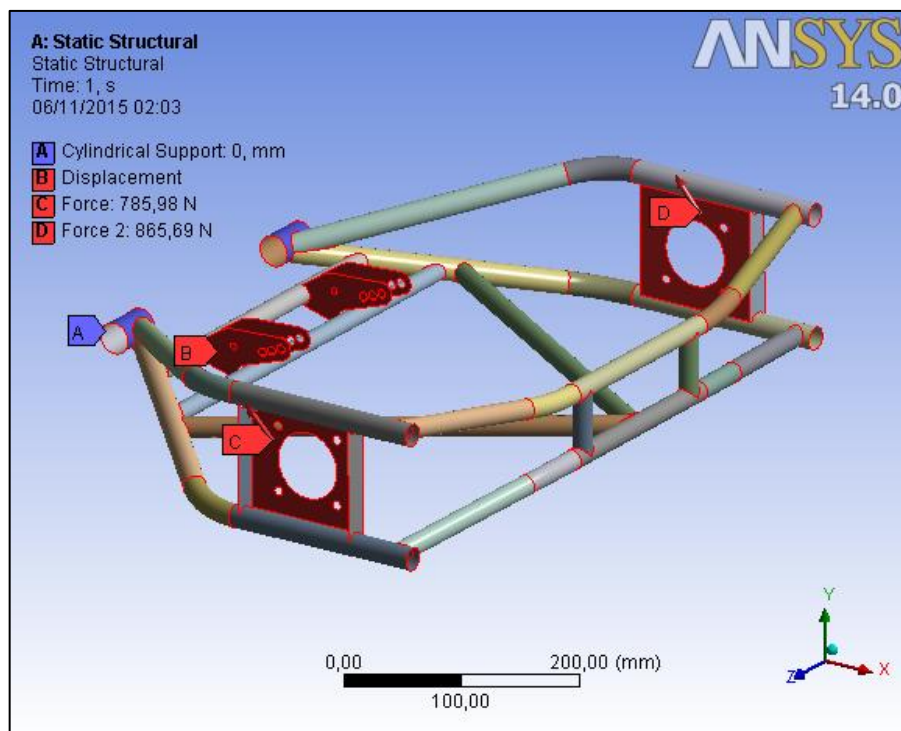


Figura 30 - Condições de contorno para a simulação da Bandeja
Fonte: O autor.

Para avaliar a confiabilidade da simulação, duas malhas foram geradas e analisadas, a primeira mais grosseira e a segunda mais refinada. Na malha grosseira foi definido um elemento mínimo de 2 mm e máximo de 5 mm e isso resultou em um total de 18868 nós e 18744 elementos. Na malha refinada foi definido um elemento mínimo de 0,2 mm e máximo de 2 mm e isso resultou em um total de 82611 nós e 82322 elementos. O resultado das duas simulações não apresentou diferença significativa, com isso podemos concluir que a malha está coerente. A Figura 31 apresenta a malha inicial enquanto que a Figura 32 mostra a malha após o refinamento.

O material utilizado para a fabricação desse componente é o aço estrutural SAE 1020 cujas propriedades foram apresentadas na Equação 59. A sua escolha remete ao fato desse material ser amplamente utilizado pela indústria, podendo ser encontrado facilmente a um custo relativamente baixo. Outro fator é a soldabilidade e conformabilidade que esse material apresenta.

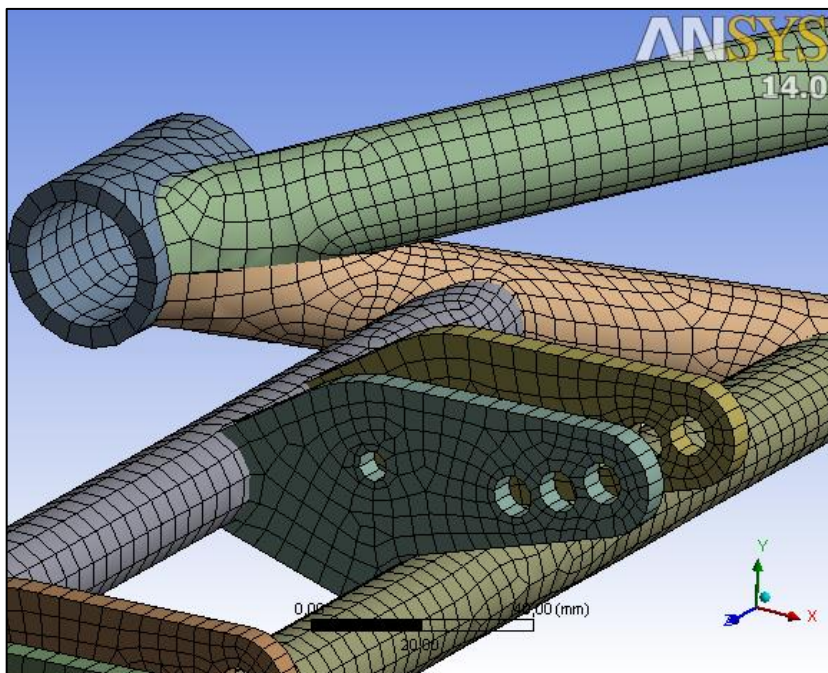


Figura 31 - Malha inicial da simulação da Bandeja
Fonte: O autor.

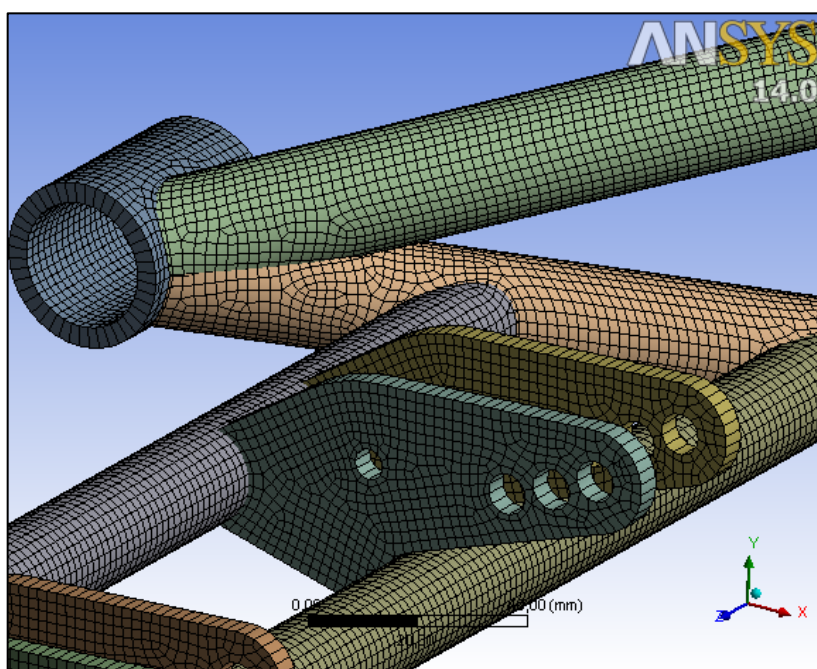


Figura 32 - Malha refinada da simulação da Bandeja
Fonte: O autor.

4.7.1 Resultados da simulação

O resultado pode ser observado nas figuras a seguir, a análise da Figura 33 permite verificar um ponto de tensão máxima com valor de 329,63 MPa, essa tensão

é muito elevada para esse material, porém, a análise que se segue permite concluir que esse é somente um pico de tensão.

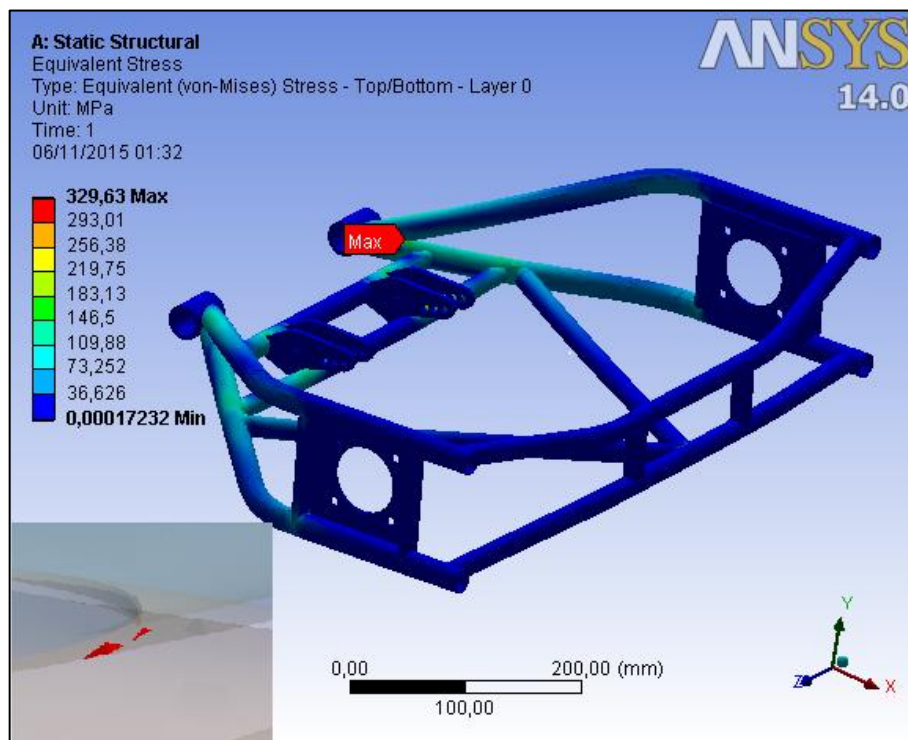


Figura 33 - Tensões equivalentes de Von-Mises
Fonte: O autor.

A ferramenta, *Capped Isosurface*, permite definir um valor de tensão e que todas as tensões que estejam abaixo desse valor não apareçam no gráfico. Isso permitiu analisar e concluir que as tensões estão distribuídas de uma forma equilibrada e satisfatória. A Figura 34 nos mostra todos os pontos onde a tensão é igual ou superior a 50 MPa. Todos os pontos semitransparentes no gráfico da Figura 34 apresentam tensões abaixo de 50 MPa.

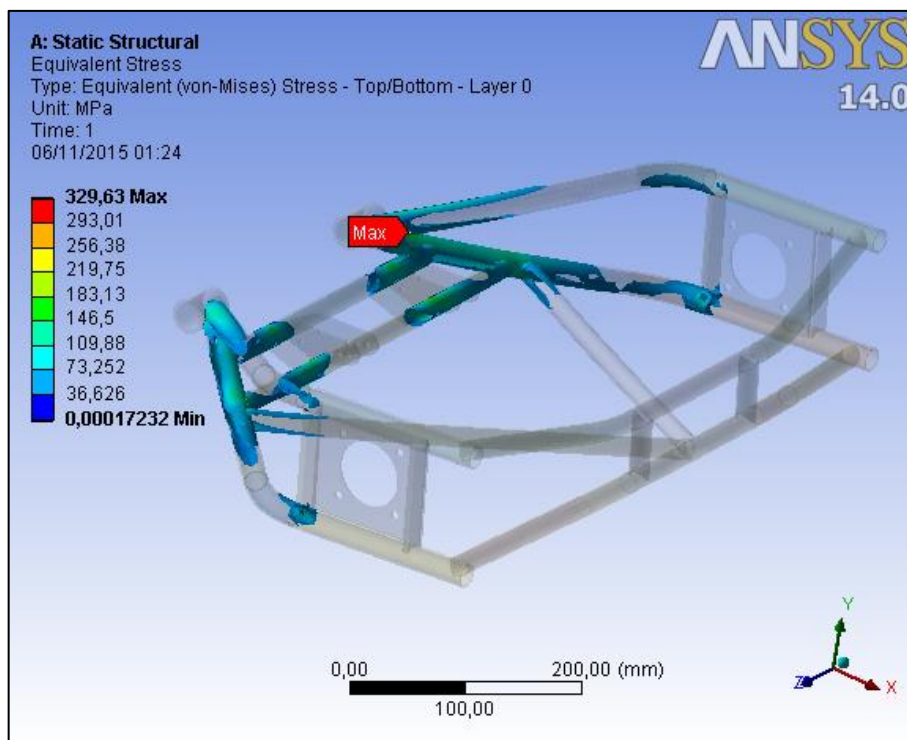


Figura 34 - Tensões equivalentes de Von-Mises acima de 50 MPa
Fonte: O autor.

As Figuras 35 e 36 seguem a mesma analogia, podemos perceber a evolução das tensões sobre a peça, note que para tensões acima de 150 MPa são poucos os pontos. Assim, o coeficiente de segurança foi calculado considerando como tensão atuante máxima 150 MPa o que representa um coeficiente de segurança de 1,86 para o aço SAE 1020. Dado a majoração dos carregamentos em função das considerações de situação extrema de uso do veículo esse coeficiente é aceitável.

A Figura 37 nos mostra a deformação total sofrida pela bandeja para essa situação de carregamento, podemos ver que o maior deslocamento é de 3,529 mm, que é aceitável tendo em vista as dimensões da peça e a majoração no carregamento. A Tabela 13 apresenta uma síntese dos resultados obtidos na simulação.

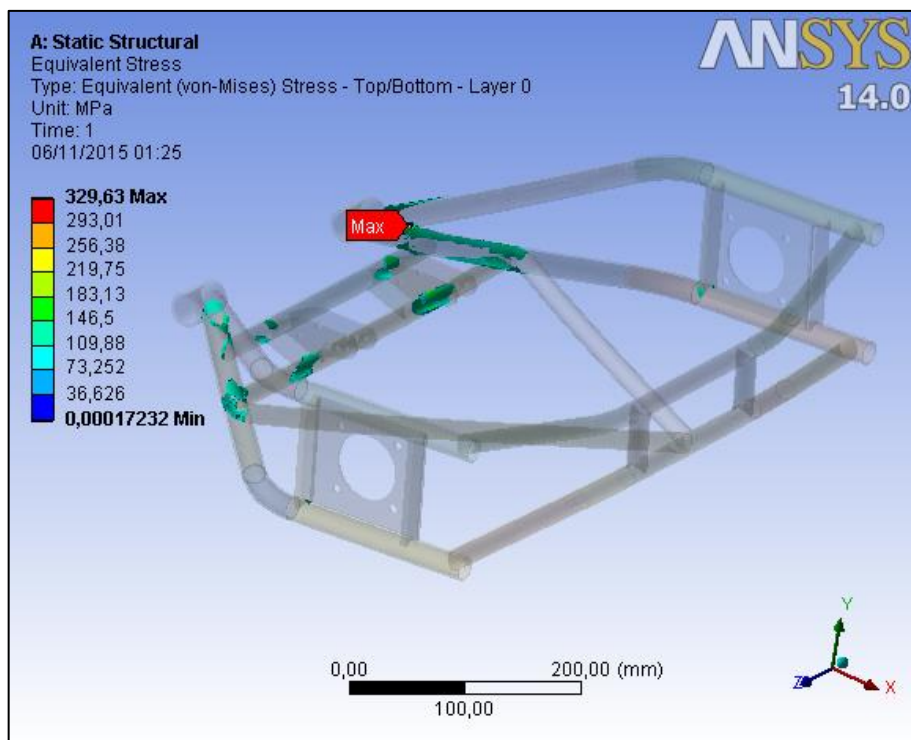


Figura 35 - Tensões equivalentes de Von-Mises acima de 100 MPa
Fonte: O autor.

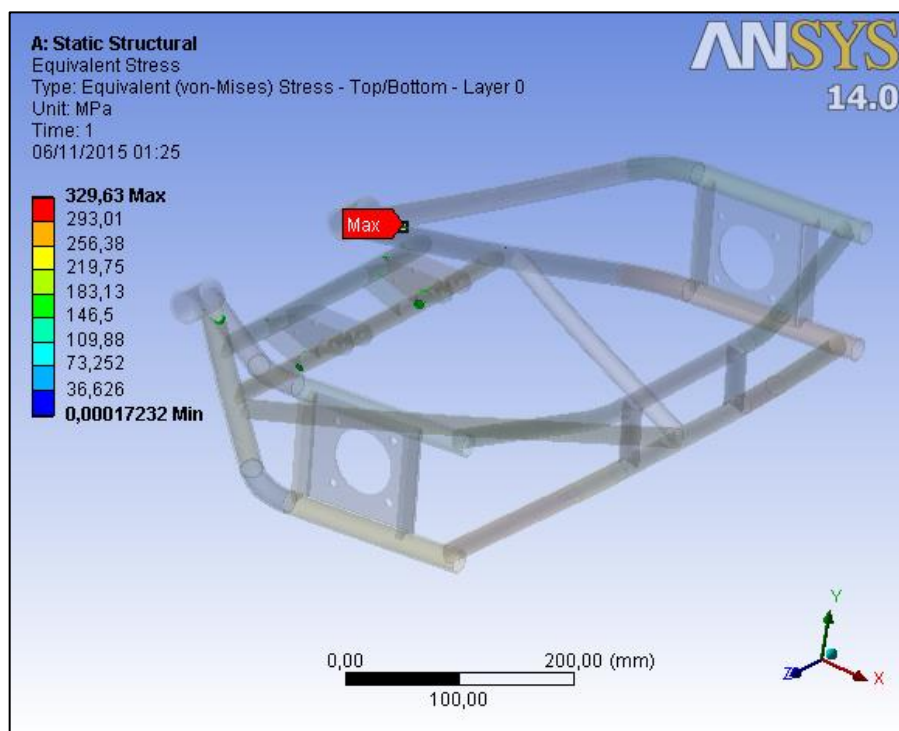


Figura 36 - Tensões equivalentes de Von-Mises acima de 150 MPa
Fonte: O autor.

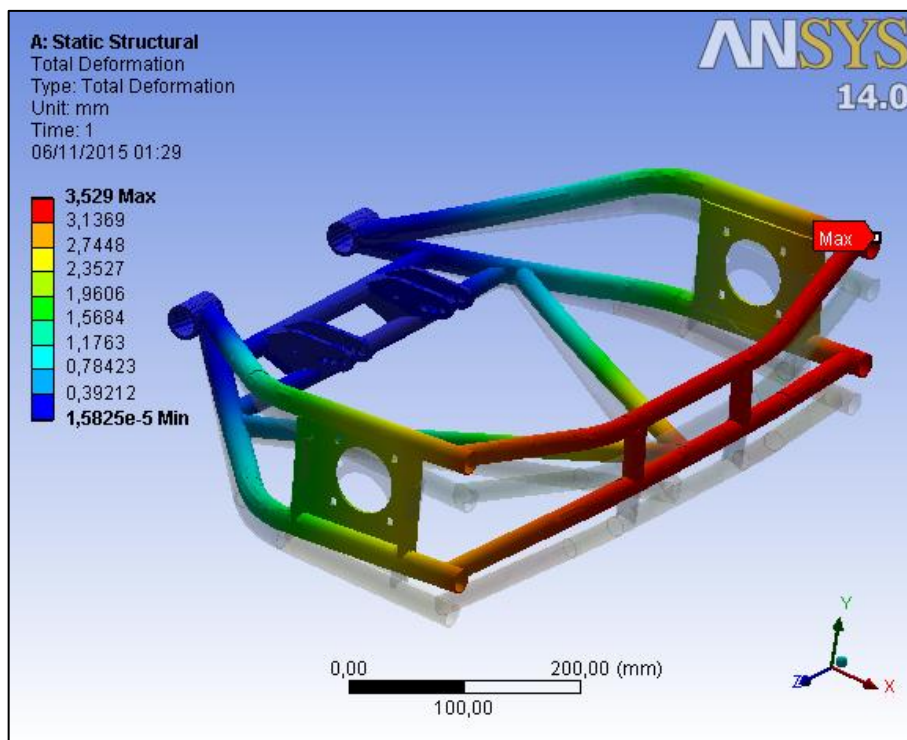


Figura 37 - Deformação total da Bandeja
Fonte: O autor.

Tabela 13 - Resultados obtidos na simulação

	Dimensão
Número de nós da malha de simulação	82611
Número de elementos da malha	82322
Tamanho dos elementos	0,2 – 2 mm
Tensão equivalente de Von-Mises (pico de tensão localizada)	329 Mpa
Tensão equivalente de Von-Mises (maior tensão relevante)	150 MPa
Deformação total (valor máximo)	3,5 mm
Coefficiente de segurança	1,86

Fonte : O autor.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

As etapas da metodologia de projetos foram fundamentais no desenvolvimento deste projeto, a pesquisa de suporte juntamente com os objetivos iniciais permitiu especificar os requisitos do produto, que foram as condições de contorno na realização do desenho em ambiente CAD da primeira versão (arquitetura inicial).

A prototipagem virtual foi muito importante por permitir de forma simples e rápida definir o CG e as propriedades geométricas e de massa do protótipo. O modelo inicialmente projetado em ambiente CAD permitiu o dimensionamento de partes fundamentais como o eixo principal e a transmissão de potência. A simulação por MEF do chassi permitiu definir os pontos em que as tensões eram críticas e dimensionar a espessura dos tubos.

Várias curvas de dinâmica do veículo foram implementadas, essas curvas permitiu analisar o comportamento do veículo frente a várias situações de locomoção. Uma análise inicial considerou uma disponibilidade de potência infinita por parte do motor e com isso conseguimos definir o maior acive e aceleração que o veículo pode atingir antes do escorregamento dos pneus com o solo. A maior velocidade possível também foi calculada, essa em função da maior rotação que o motor pode atingir. Por fim, a curva de potência líquida, juntamente com o balanço de potência, permitiram concluir sobre o desempenho real do veículo, isto é, considerando a potência disponível no motor.

Algumas considerações foram necessárias para permitir o modelamento da teoria de análise da dinâmica veicular. O estudo do impacto dessas considerações sobre o resultado final real fica como sugestão para trabalho futuro, como os testes do protótipo comparando os resultados reais do triciclo com desempenho calculado neste trabalho. Ainda, também pode ser realizado um estudo de viabilidade econômica com objetivo de avaliar se o protótipo seria comercializável avaliando os custos de fabricação.

Na sequência, o apêndice traz todos os desenhos técnicos das peças que serão fabricadas e os detalhes da montagem. De uma forma geral, os objetivos propostos no início do trabalho foram alcançados, um protótipo foi inteiramente projetado, detalhado e construído sob o prisma da engenharia.

REFERÊNCIAS

- BRANCO MOTORES. **Motor 4T gasolina monocilíndrico**. Disponível em: <<http://www.branco.com.br/produtos/motores/motores/b4t-2-8h/>> Acesso em: 01 nov. 2015.
- CALLISTER, William D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um primeiro curso em elementos finitos**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.
- FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; McDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. USA: SAE - Inc. 1992.
- HAMILL, J; KNUTZEN, K. **Bases biomecânicas do movimento humano**. 1. ed. São Paulo: Pearson Education, 1999.
- IIDA, Itiro. **Ergonomia, projeto e produção**. 2. ed ver. e ampl. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2005.
- MADAZZ TRIKES. **Pro spec II drift trike**. Disponível em: <<http://www.madazztrikes.com/#!about/ciuu>> Acesso em: 15 jun. 2015.
- MARCO, Flavio Filho. **Elementos de transmissão flexíveis**. 2. ed. Rio de Janeiro: POLI/UFRJ, 2009.
- MARQUES, Paulo Villani; MODENESI, Paulo Jose; BRACARENSE, Alexandre Queiroz. **Soldagem: fundamentos e tecnologia**. 3. ed. Belo Horizonte, MG: UFMG, 2009.
- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 7. ed. São Paulo: Érica, 2008.
- MODERNLINE DRIFT TRIKES. **Gas drift trikes**. Disponível em: <<http://modernlinedrifttrikes.com/categories/gas-powered.html>> Acesso em: 05 jun. 2015.
- NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E. da; LEAL, L. C. M. **Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Publicação interna do GRANTE - Depto de Engenharia Mecânica da UFSC, 2008.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PAHL, Gerhard, et al. **Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações**. 6. ed. São Paulo, SP: Edgard Blücher Ltda, 2005.

RIBEIRO, Monique. Drift Trike: versão moderna dos carrinhos de rolimã ganha as ruas do Brasil. **NET**, São Paulo, ago. 2013. Seção Jovem Radicais. Disponível em:<<http://jovem.ig.com.br/esportesradicais/2013-08-04/drift-trike-versao-moderna-dos-carrinhos-de-rolima-ganha-as-ruas-do-brasil.html>> . Acesso em: 01 nov. 2015.

ROMEIRO, Filho E. **Projeto do produto**. 8. ed. Belo Horizonte: Departamento de Engenharia de Produção da UFMG, 2006.

SHIGLEY, Joseph E. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

WICKERT, Jonathan. **Introdução à engenharia mecânica**. São Paulo: Thomson Learning, 2007.

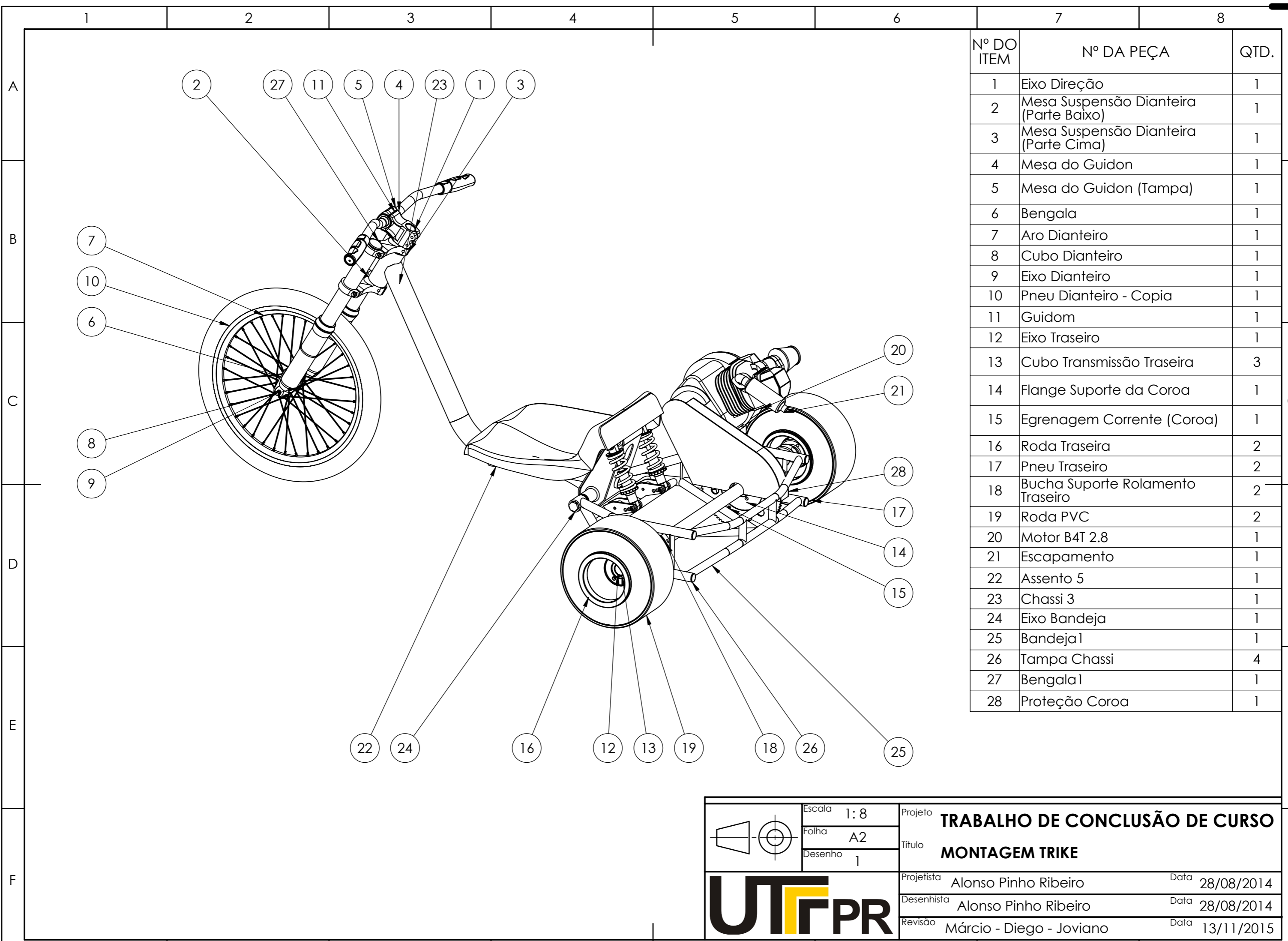
APÊNDICES

- Apêndice 01 – Montagem trike
- Apêndice 02 – Componentes da bandeja
- Apêndice 03 – Montagem da bandeja
- Apêndice 04 – Tubo 0,875 ES ou DE (bandeja)
- Apêndice 05 – Balancin (bandeja)
- Apêndice 06 – Chapa base motor 1
- Apêndice 07 – Chapa base motor 3
- Apêndice 08 – Suporte amortecedor (bandeja)
- Apêndice 09 – Suporte base do motor (bandeja)
- Apêndice 10 – Suporte rolamento (bandeja)
- Apêndice 11 – Tubo 0,75 I traseiro (bandeja)
- Apêndice 12 – Tubo 0,75 suporte amortecedor
- Apêndice 13 – Tubo 0,75 transversal
- Apêndice 14 – Chassi 3
- Apêndice 15 – Detalhes da montagem do chassi
- Apêndice 16 – Chapa lateral suporte
- Apêndice 17 – Chapa suporte 1
- Apêndice 18 – Chapa suporte 2
- Apêndice 19 – Mancal frontal
- Apêndice 20 – Tubo principal
- Apêndice 21 – Várias chapas de reforço
- Apêndice 22 – Várias peças do chassi
- Apêndice 23 – Vários tubos chassi
- Apêndice 24 – Montagem eixo traseiro
- Apêndice 25 – Eixo traseiro
- Apêndice 26 – Cubo transmissão traseira
- Apêndice 27 – Suporte rolamento
- Apêndice 28 – Roda PVC
- Apêndice 29 – Montagem eixo traseiro
- Apêndice 30 – Eixo bandeja
- Apêndice 31 – Proteção coroa
- Apêndice 32 – Etapas da fabricação e montagem.

Apêndice 33 – Protótipo do Drift Trike montado.

Apêndice 34 – Projeto final em CAD.

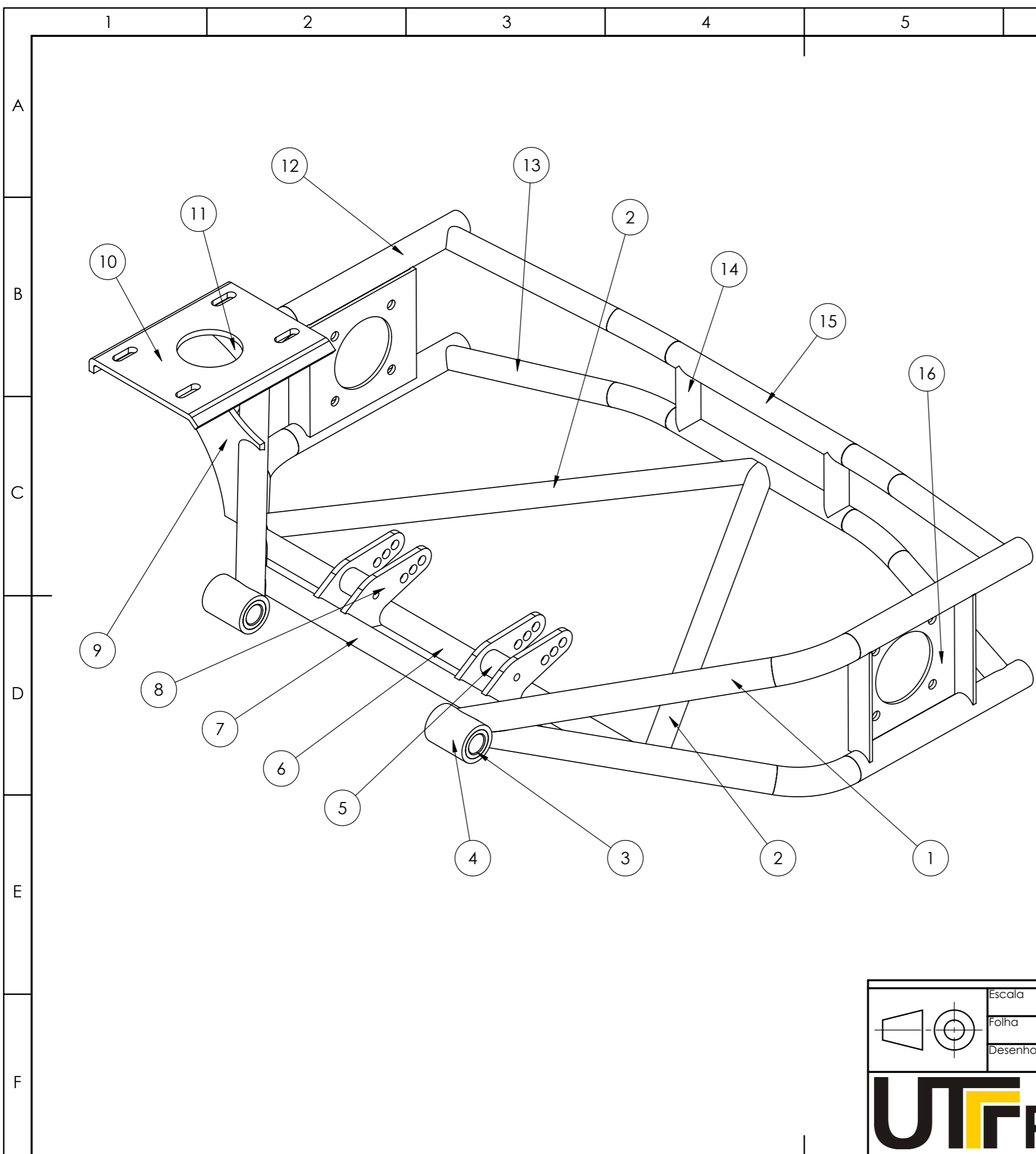
Apêndice 35 – Protótipo do Drift Trike pronto.



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Eixo Direção	1
2	Mesa Suspensão Dianteira (Parte Baixo)	1
3	Mesa Suspensão Dianteira (Parte Cima)	1
4	Mesa do Guidon	1
5	Mesa do Guidon (Tampa)	1
6	Bengala	1
7	Aro Dianteiro	1
8	Cubo Dianteiro	1
9	Eixo Dianteiro	1
10	Pneu Dianteiro - Cópia	1
11	Guidon	1
12	Eixo Traseiro	1
13	Cubo Transmissão Traseira	3
14	Flange Suporte da Coroa	1
15	Egrenagem Corrente (Coroa)	1
16	Roda Traseira	2
17	Pneu Traseiro	2
18	Bucha Suporte Rolamento Traseiro	2
19	Roda PVC	2
20	Motor B4T 2.8	1
21	Escapamento	1
22	Assento 5	1
23	Chassi 3	1
24	Eixo Bandeja	1
25	Bandeja 1	1
26	Tampa Chassi	4
27	Bengala 1	1
28	Proteção Coroa	1

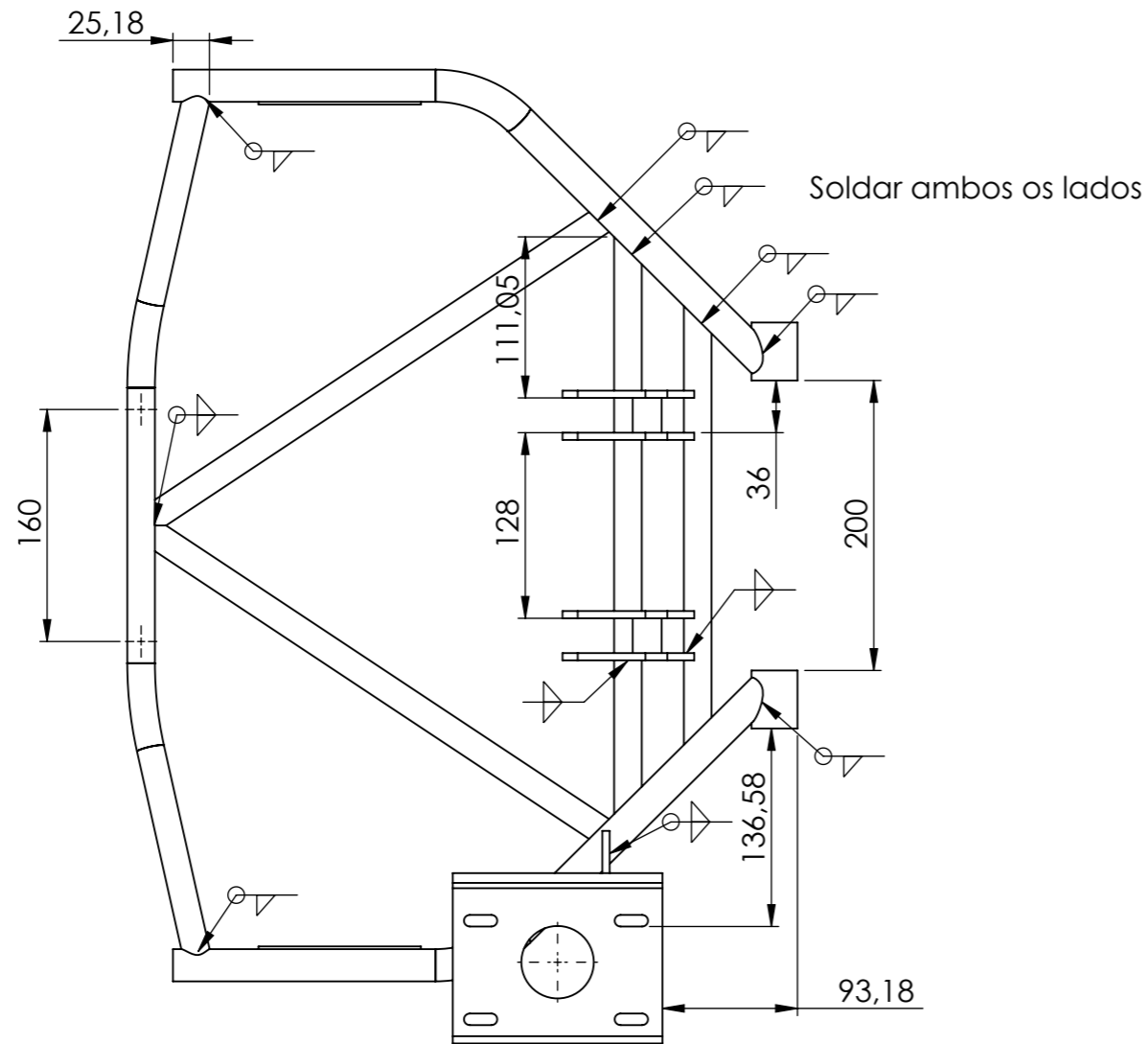
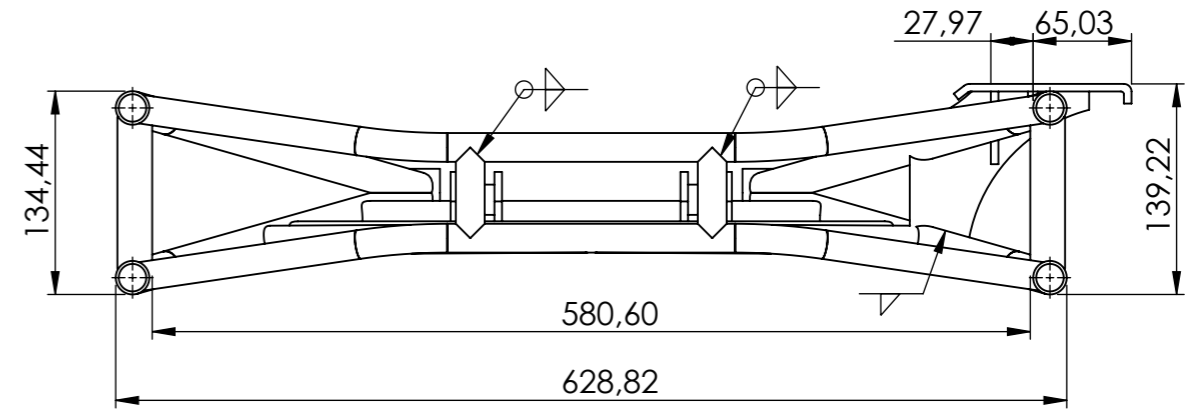
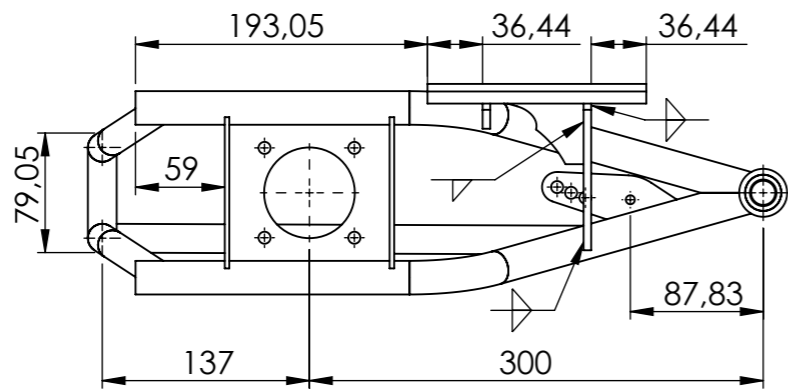
	Escala 1: 8 Folha A2 Desenho 1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título MONTAGEM TRIKE
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 28/08/2014	
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 28/08/2014	
Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015		





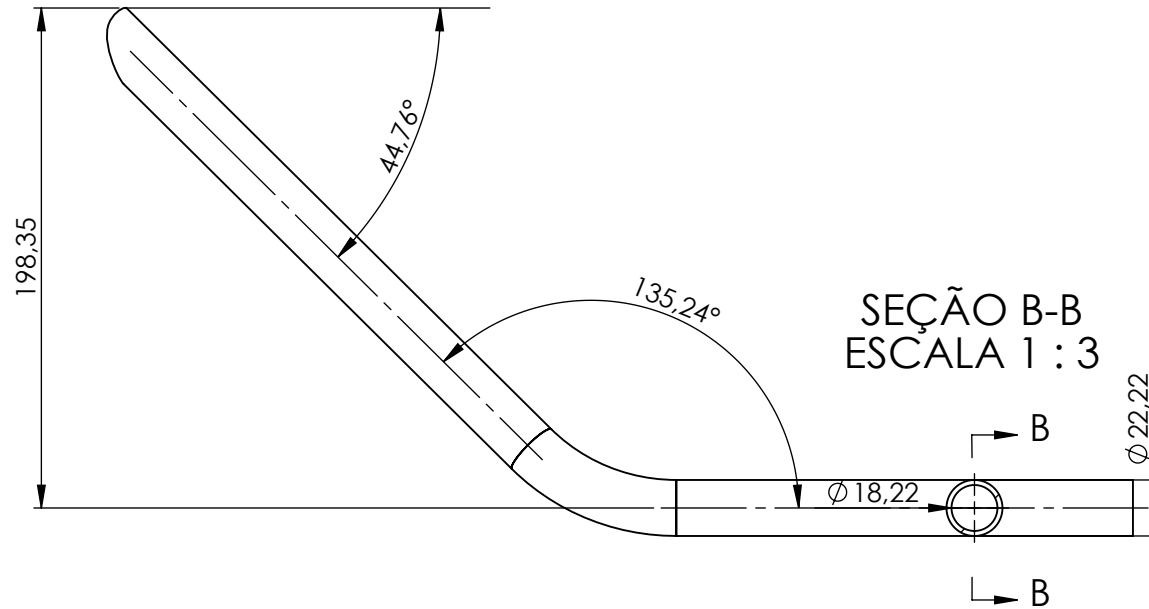
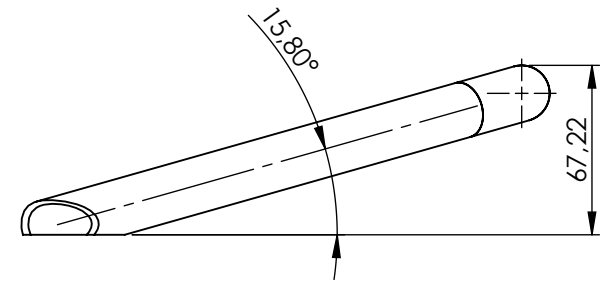
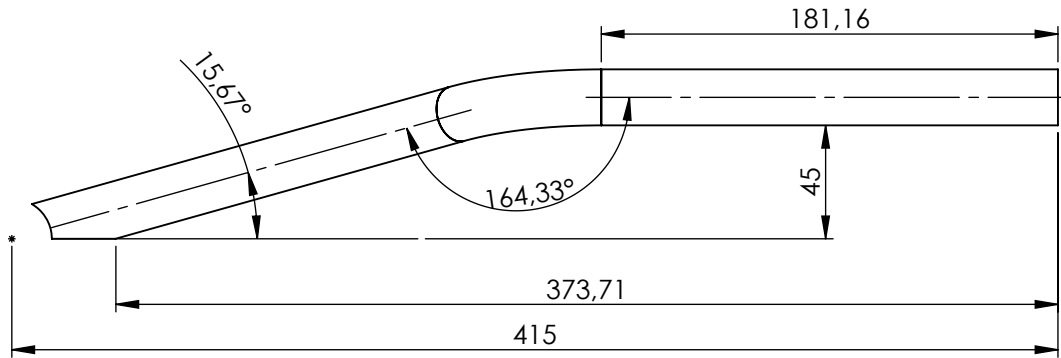
Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	QTD.	MATERIAL
1	Tubo 0,875 ES ou DI (Bandeja)	2	Aço SAE 1020
2	Tubo 0,75 Transversal (Bandeja)	2	Aço SAE 1020
3	Bucha (Bandeja)	2	Latão
4	Balancin (Bandeja)	2	Aço SAE 1020
5	Separador (Bandeja)	2	Alumínio
6	Tubo 0,75 2 Amortecedor (Bandeja)	1	Aço SAE 1020
7	Tubo 0,75 I Traseiro (Bandeja)	1	Aço SAE 1020
8	Suporte Amortecedor (Bandeja)	4	Aço SAE 1020
9	Chapa Base Motor 1	1	Aço SAE 1020
10	Suporte Base do Motor (Bandeja)	1	Aço SAE 1020
11	Chapa Base Motor 2	1	Aço SAE 1020
12	Tubo 0,875 EI ou DS (Bandeja)	2	Aço SAE 1020
13	Tubo 0,75 I Traseiro (Bandeja)	1	Aço SAE 1020
14	Tubo 0,75 Separador (Bandeja)	2	Aço SAE 1020
15	Tubo 0,75 S Traseiro (Bandeja)	1	Aço SAE 1020
16	Suporte Rolamento (Bandeja)	2	Aço SAE 1020
17	Tampa (Bandeja)	4	Nylon

	Escala 1:5 Folha A2 Desenho 1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título BANDEJA
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 06/06/2015 Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 06/06/2015 Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015



	Escala 1:5	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
	Folha A3	Título BANDEJA
	Desenho 1	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 06/06/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 06/06/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

①



SEÇÃO B-B
ESCALA 1:3

⑫

Segue esse mesmo desenho
observar linha de simetria invertida

Comprimento total de 500 mm

	Escala 1:3	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título TUBO 0,875 ES OU DI (BANDEJA)	
	Folha A4		
	Desenho 1 - 12		
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015	
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015	
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015	

1

2

3

4

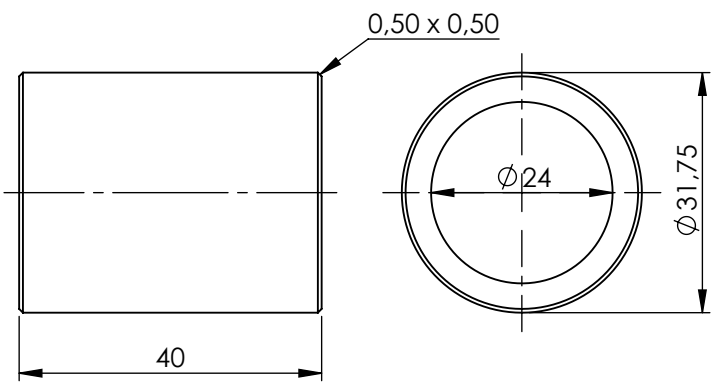
5

6

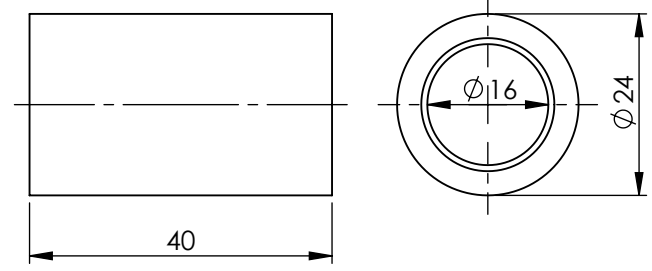
A

A

④



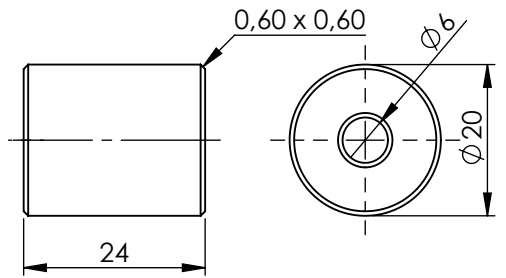
③



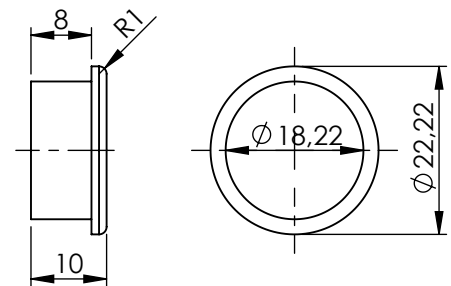
B

B

⑤



⑰



C

C

D

D

	Escala 1:1 Folha A4 Desenho 3-4-5-17	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título BALANCIN (BANDEJA)	
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 02/11/2015	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 02/11/2015
		Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015	

1

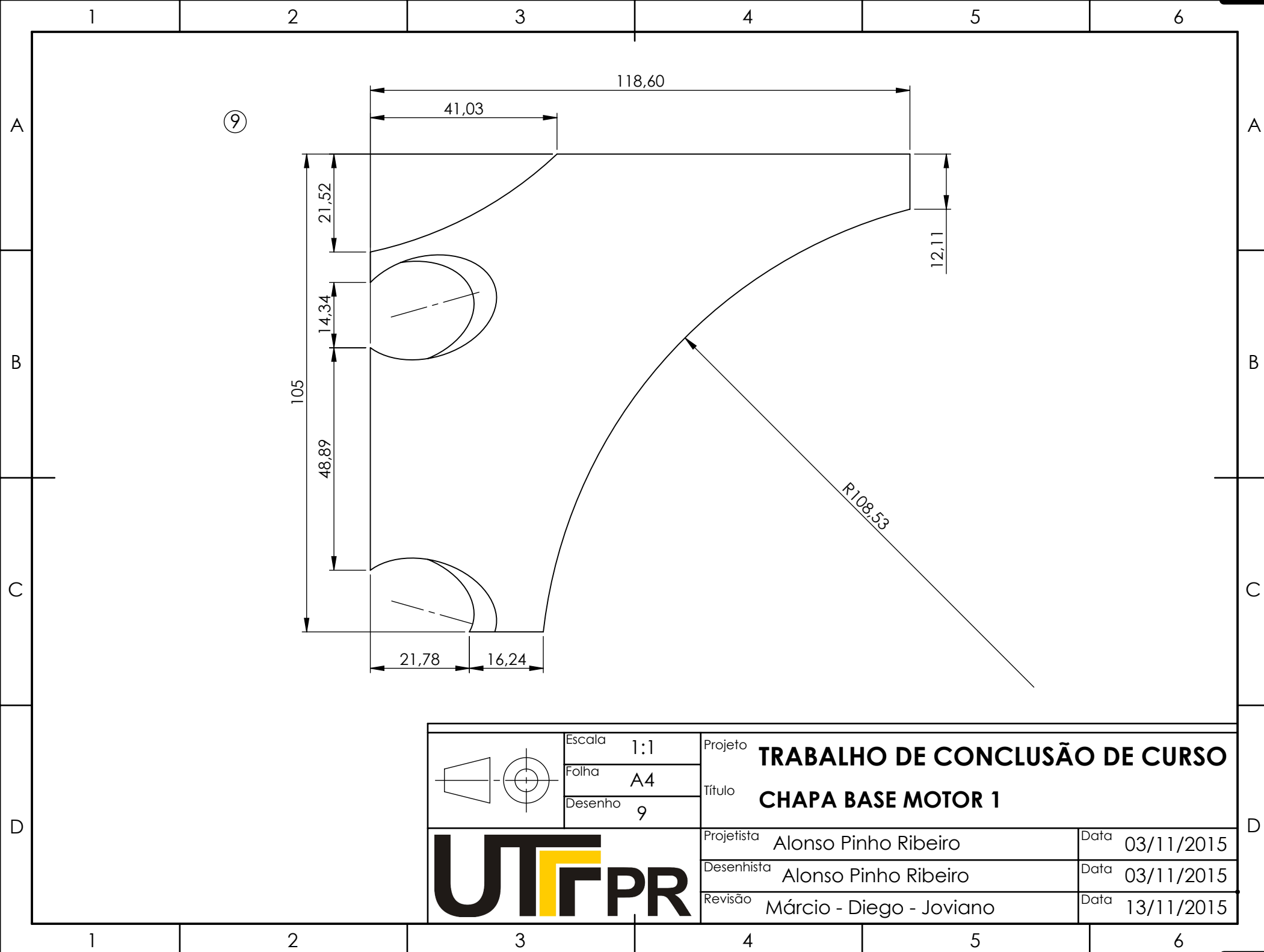
2

3

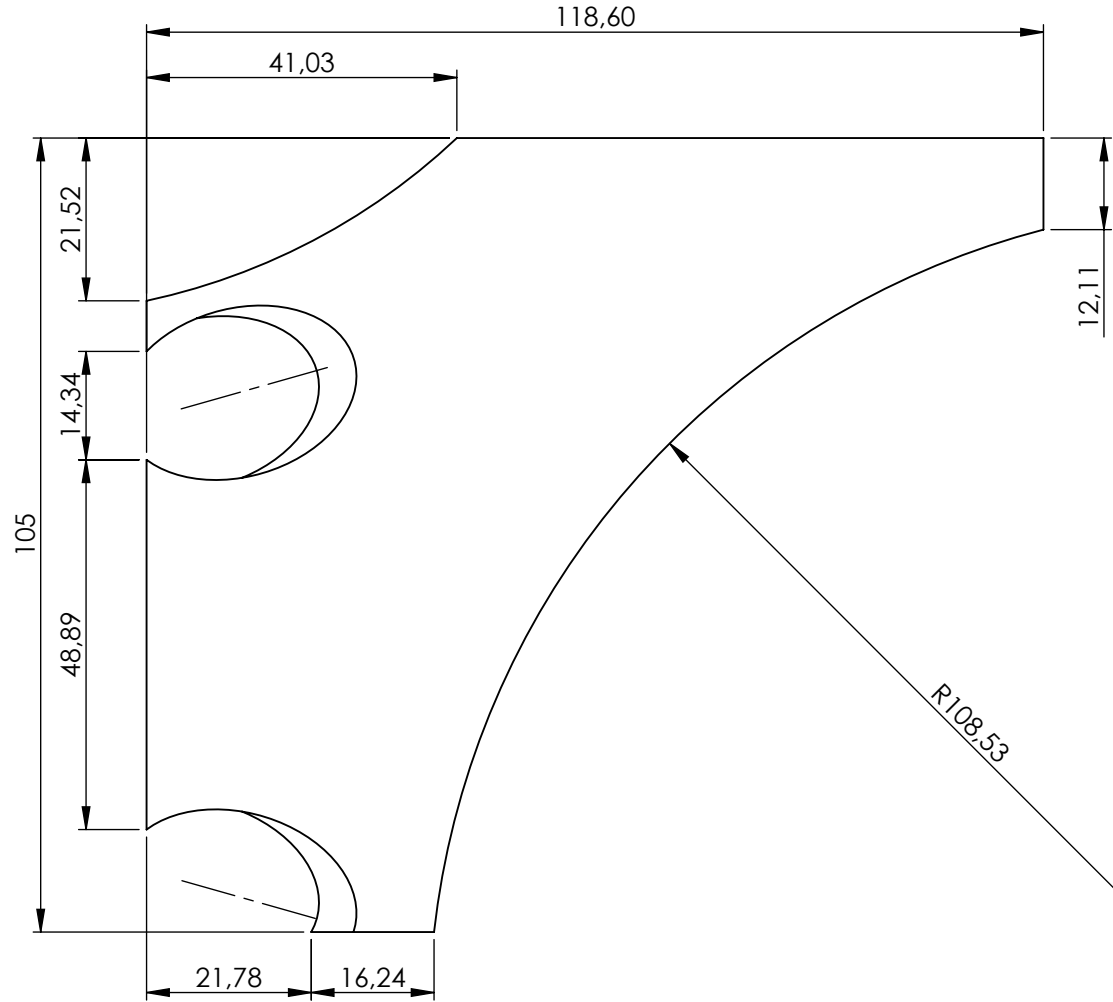
4

5

6



9



	Escala 1:1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	
	Folha A4	Título CHAPA BASE MOTOR 1	
	Desenho 9		
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
		Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
		Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

2

3

4

5

6

A

A

B

B

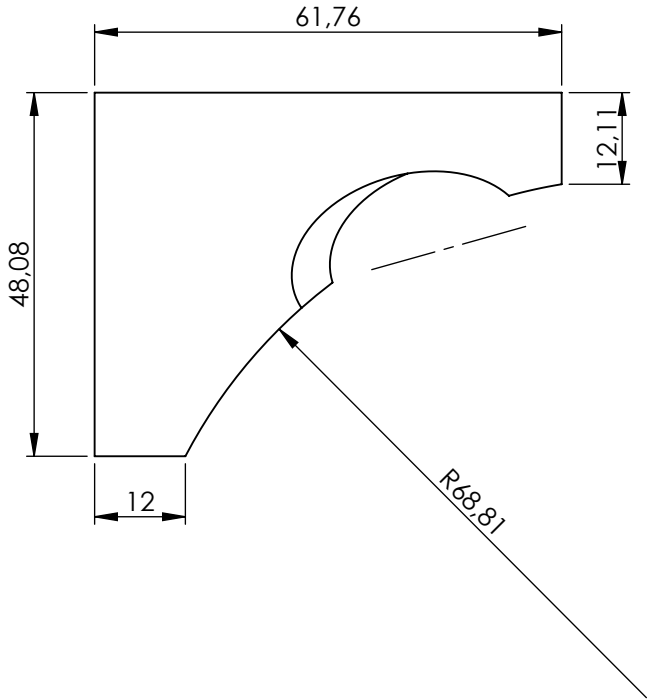
C

C

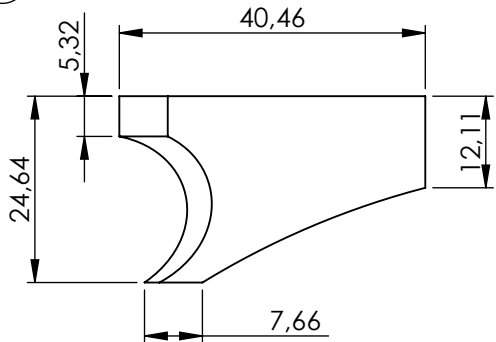
D

D

11



18



	Escala 1:1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título CHAPA BASE MOTOR 3
	Folha A4	
	Desenho 11	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

5

6

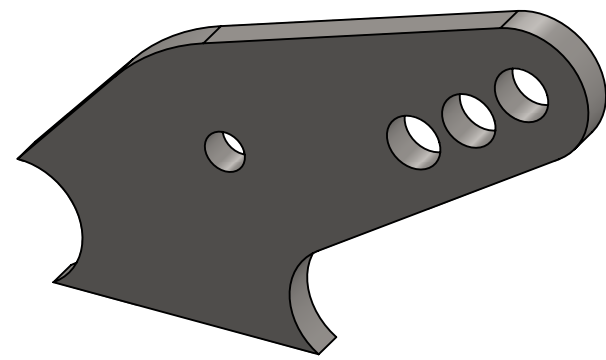
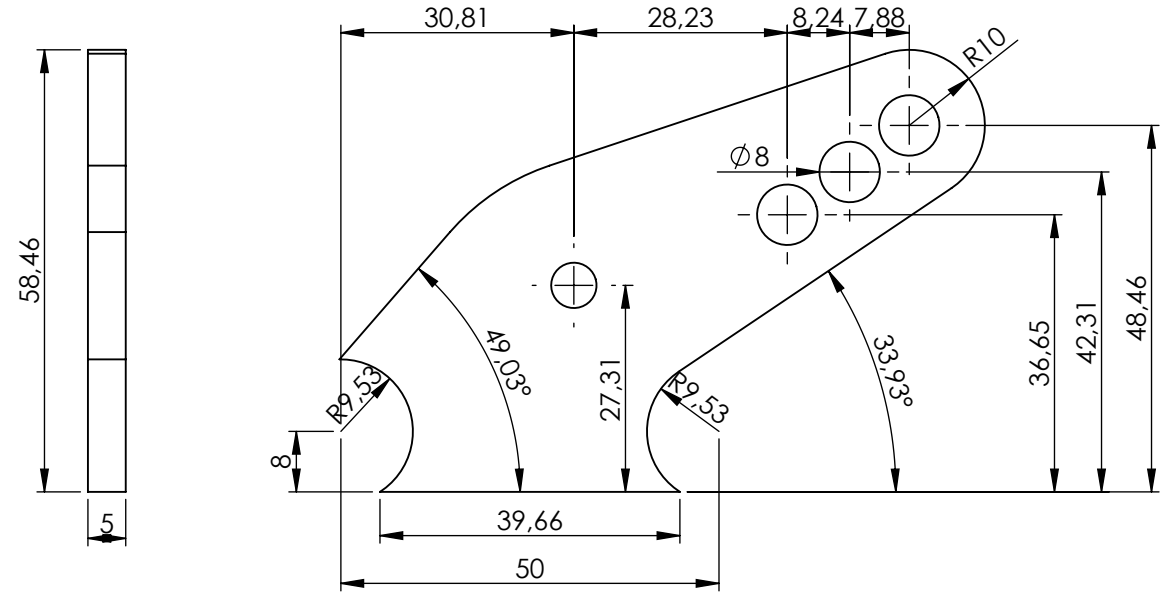
A

B

C

D

⑧



	Escala 1:1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	
	Folha A4		
	Desenho 8	Projeto Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015	
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015	

1

2

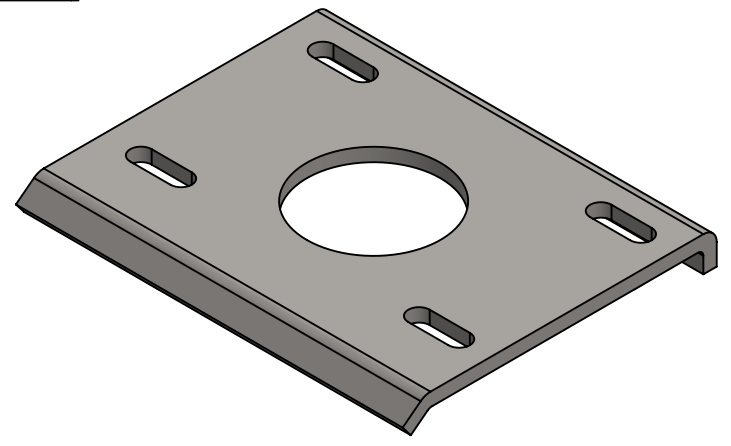
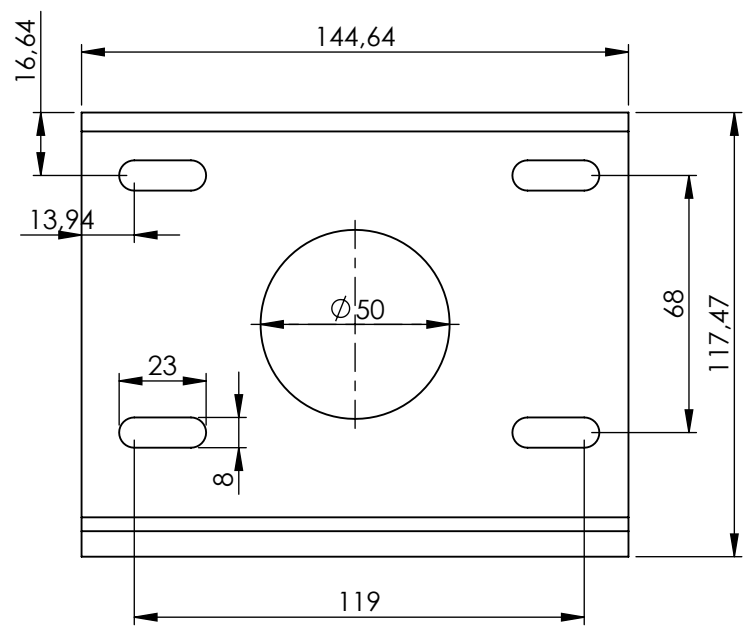
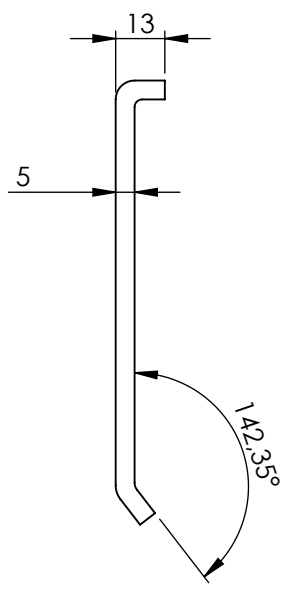
3

4

5

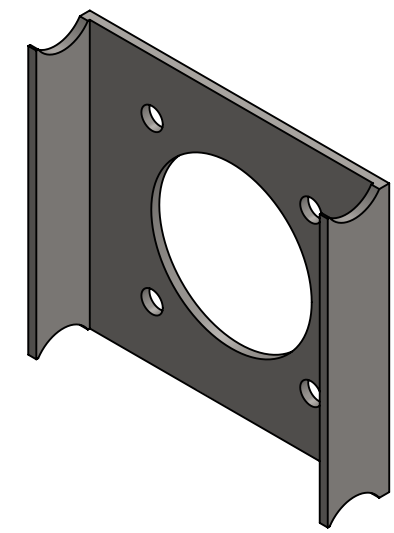
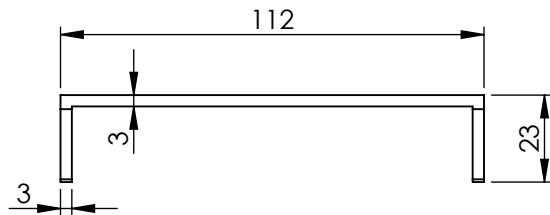
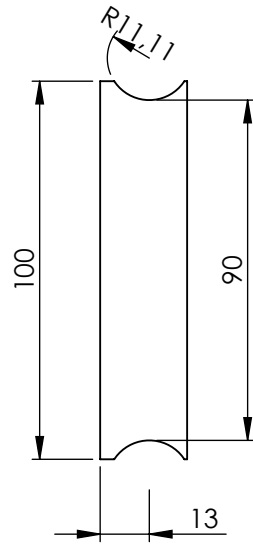
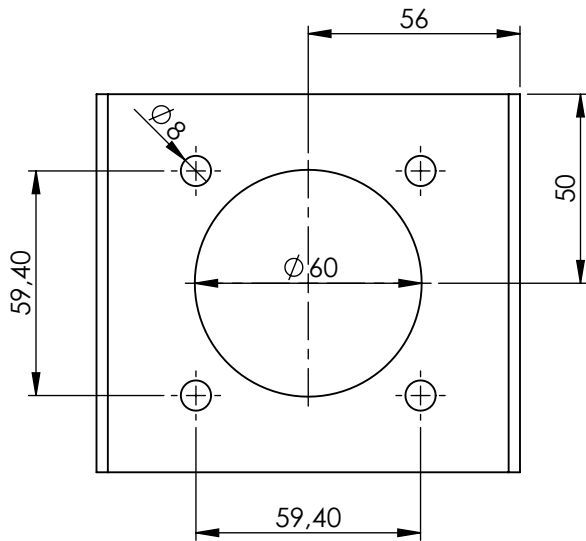
6

10



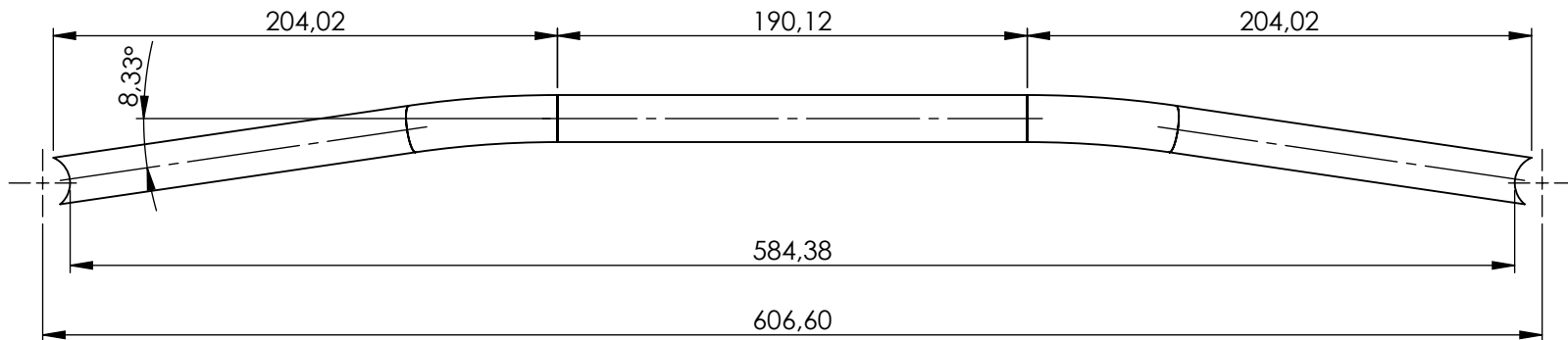
	Escala 1:2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título SUPORE BASE DO MOTOR (BANDEJA)
	Folha A4	
	Desenho 10	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

16



	Escala 1:2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título SUPORTE ROLAMENTO (BANDEJA)
	Folha A4	
	Desenho 16	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 03/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

13 15



	Escala	1 : 3	Projeto	TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO		
	Folha	A4		Título	TUBO 0,75 I TRASEIRO (BANDEJA)	
	Desenho	13 - 15			Projeto	Alonso Pinho Ribeiro
	Desenhista	Alonso Pinho Ribeiro	Desenhista	Alonso Pinho Ribeiro	Data	03/11/2015
	Revisão	Márcio - Diego - Joviano	Revisão	Márcio - Diego - Joviano	Data	13/11/2015

1

2

3

4

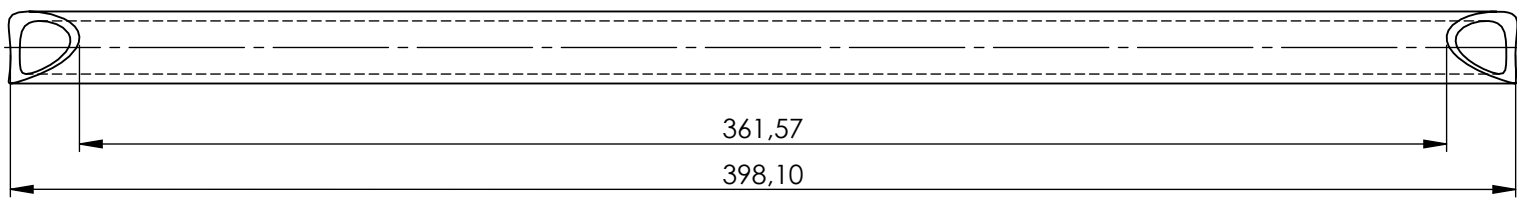
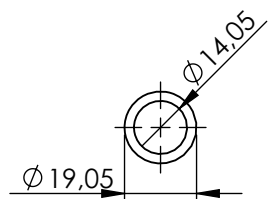
5

6

A

A

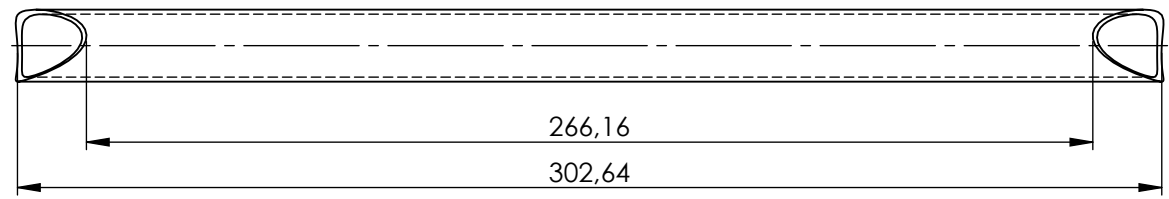
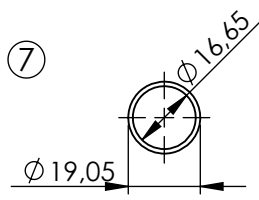
⑥



B

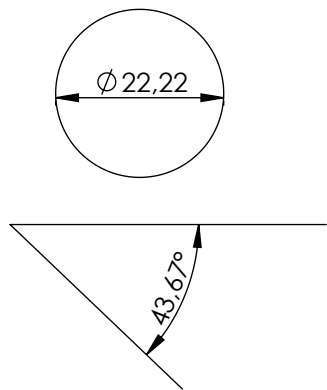
B

⑦

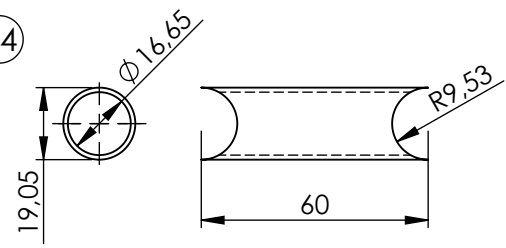


C

C



⑭



D

D

	Escala 1:2 Folha A4 Desenho 6-7-14	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título TUBO 0,75 SUPORTE AMORTECEDOR
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 03/11/2015
		Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 03/11/2015
Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015		

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

5

6

A

②

Ø 19,05

Ø 16,65

Lado A

Lado B

359,45

366,94

380,88

B

B

C

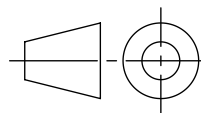
C

D

D

Lado A : Parte da frente da bandeja Angulo de 11,78° e 11,26°

Lado B : Parte de trás da bandeja Angulo de 33,52°



Escala 1:2

Folha A4

Desenho 2

Projeto **TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**Título **TUBO 0,75 TRANSVERSAL**

Projetista Alonso Pinho Ribeiro

Data 03/11/2015

Desenhista Alonso Pinho Ribeiro

Data 03/11/2015

Revisão Márcio - Diego - Joviano

Data 13/11/2015

1

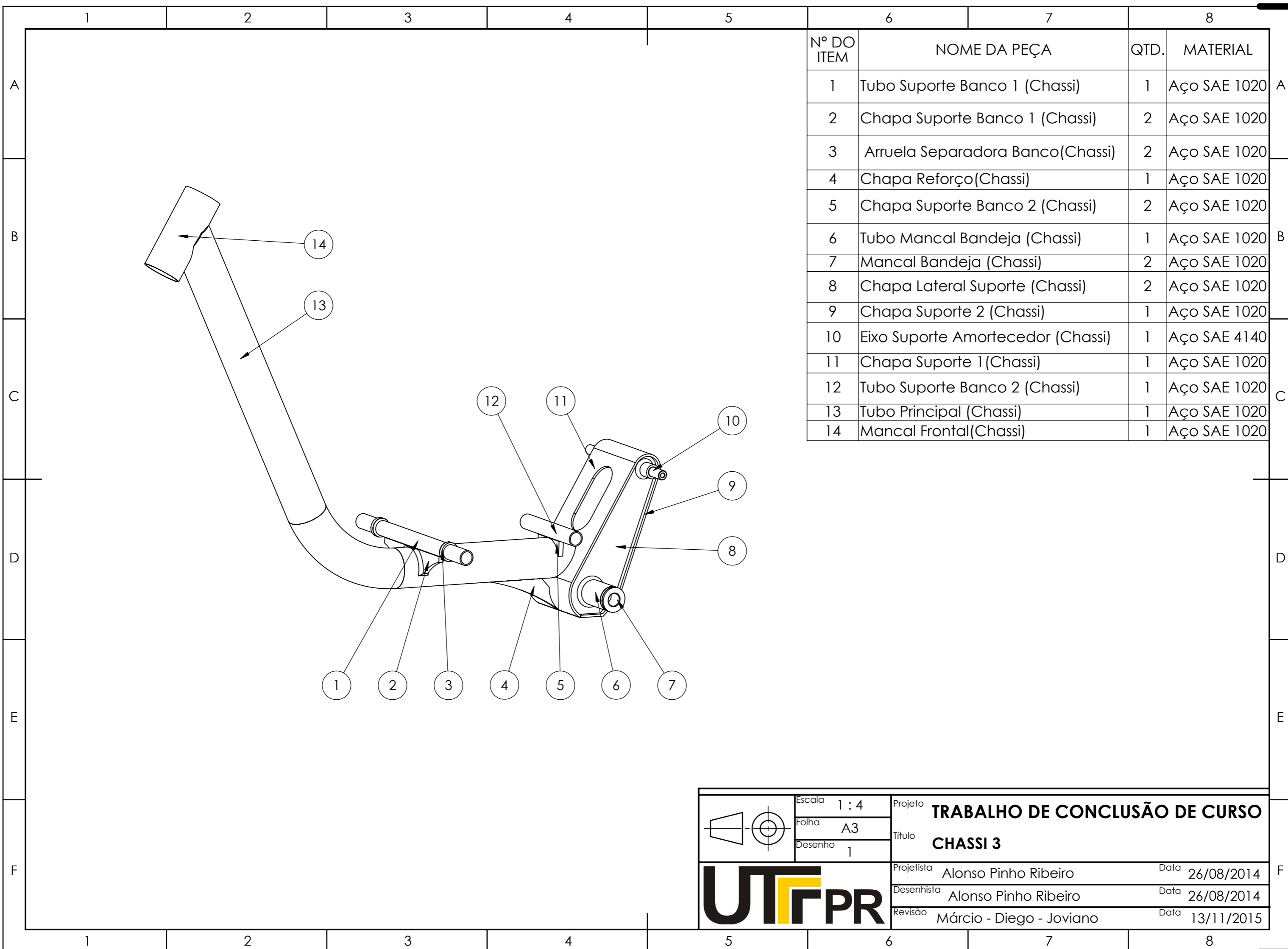
2

3

4

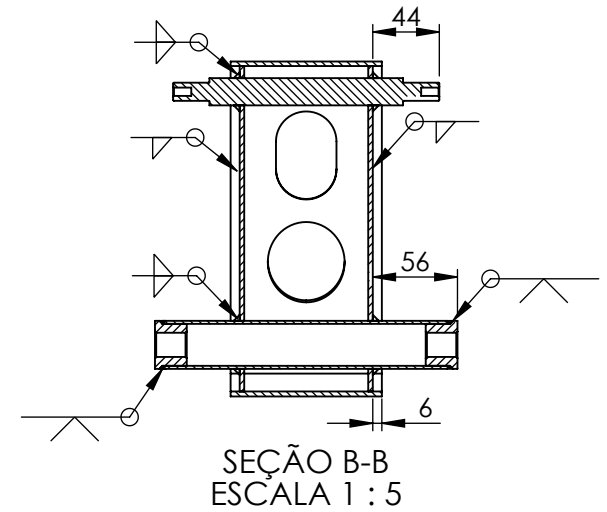
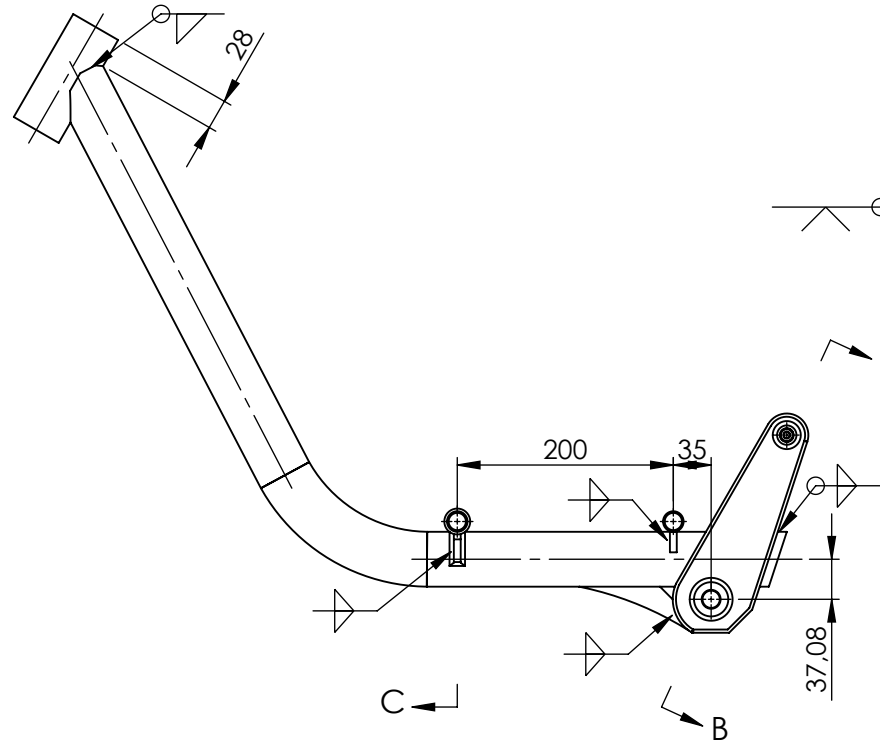
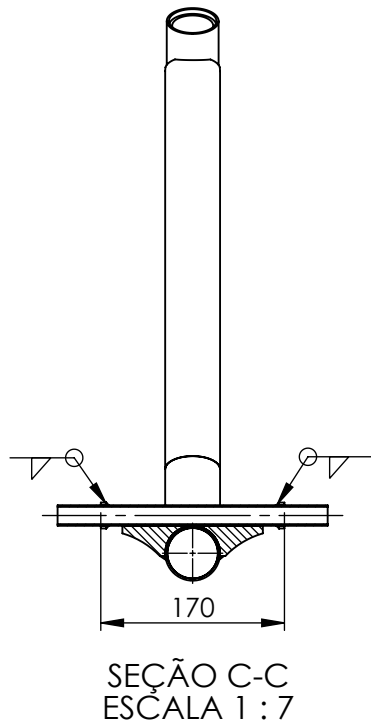
5

6



Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	QTD.	MATERIAL
1	Tubo Suporte Banco 1 (Chassi)	1	Aço SAE 1020
2	Chapa Suporte Banco 1 (Chassi)	2	Aço SAE 1020
3	Arruela Separadora Banco(Chassi)	2	Aço SAE 1020
4	Chapa Reforço(Chassi)	1	Aço SAE 1020
5	Chapa Suporte Banco 2 (Chassi)	2	Aço SAE 1020
6	Tubo Mancal Bandeja (Chassi)	1	Aço SAE 1020
7	Mancal Bandeja (Chassi)	2	Aço SAE 1020
8	Chapa Lateral Suporte (Chassi)	2	Aço SAE 1020
9	Chapa Suporte 2 (Chassi)	1	Aço SAE 1020
10	Eixo Suporte Amortecedor (Chassi)	1	Aço SAE 4140
11	Chapa Suporte 1(Chassi)	1	Aço SAE 1020
12	Tubo Suporte Banco 2 (Chassi)	1	Aço SAE 1020
13	Tubo Principal (Chassi)	1	Aço SAE 1020
14	Mancal Frontal(Chassi)	1	Aço SAE 1020

	Escala 1 : 4 Folha A3 Desenho 1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título CHASSI 3
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 26/08/2014 Data 26/08/2014 Data 13/11/2015



	Escala 1:7 Folha A4 Desenho 2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título DETALHES DA MONTAGEM DO CHASSI
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 26/08/2014 Data 26/08/2014 Data 13/11/2015

1

2

3

4

5

6

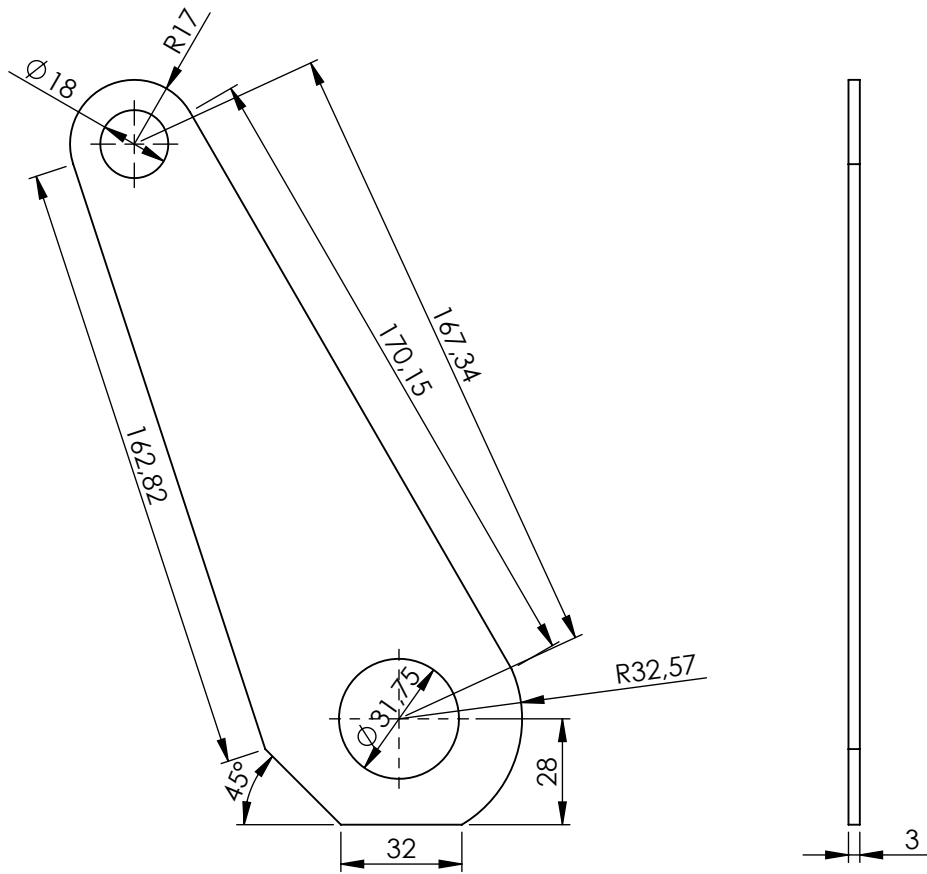
A

B

C

D

⑧



	Escala 1:2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título CHAPA LATERAL SUPORTE
	Folha A4	
	Desenho 8	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

5

6

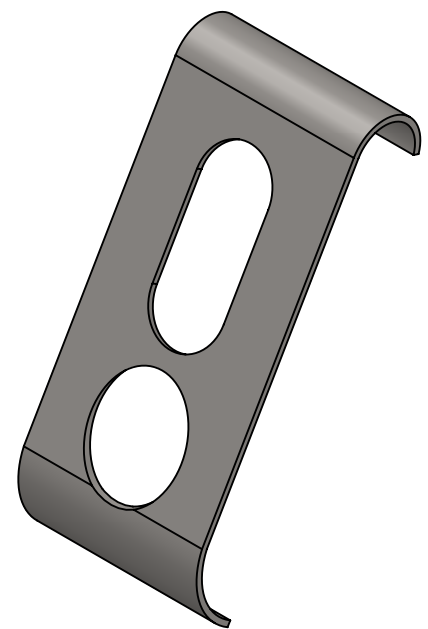
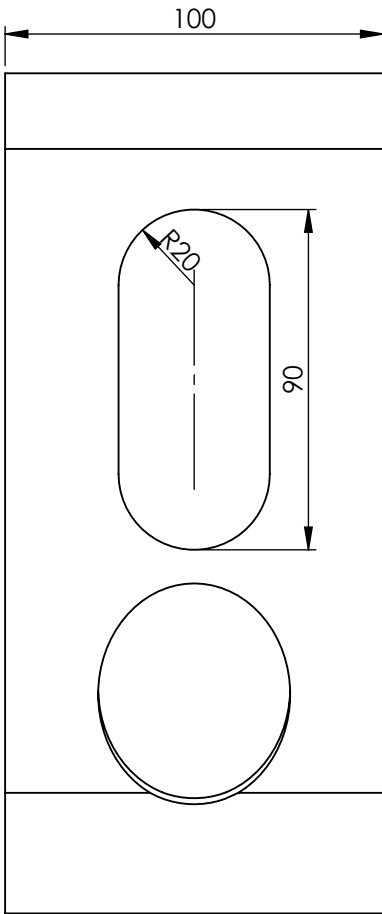
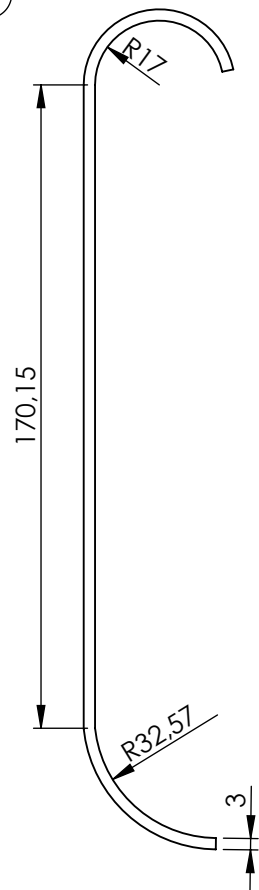
A

B

C

D

11



	Escala 1:2 Folha A4 Desenho 11	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título CHAPA SUPORTE 1
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 05/11/2015
		Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 05/11/2015
Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015		

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

5

6

A

B

C

D

A

B

C

D

9

100

58,60

R20

3

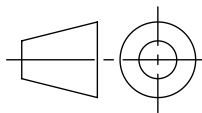
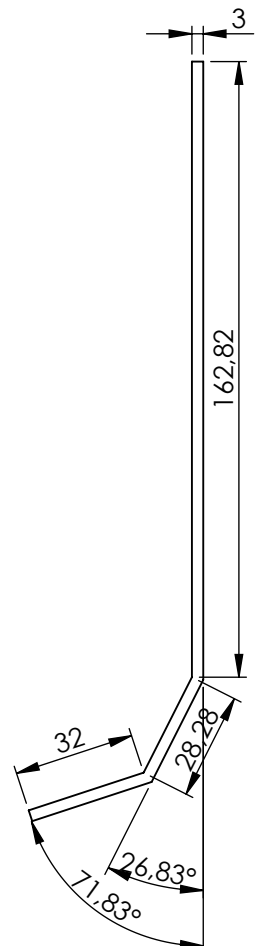
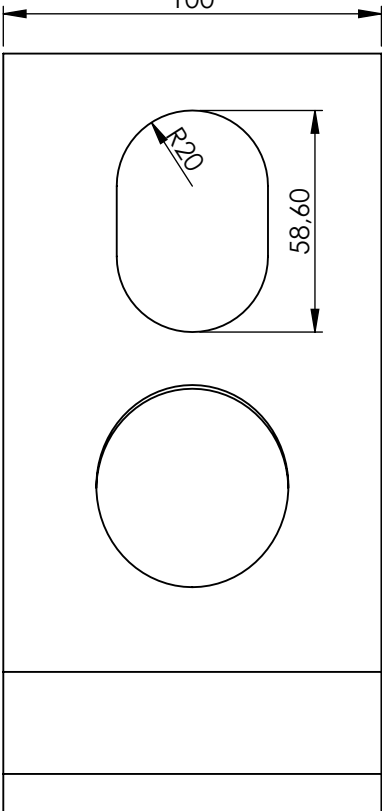
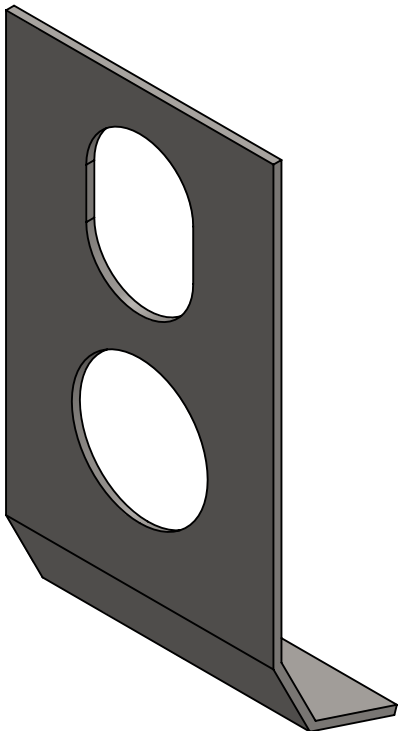
162,82

32

28,28

26,83°

71,83°



Escala 1:2
 Folha A4
 Desenho 9

Projeto **TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**
 Título **CHAPA SUPORTE 2**



Projeto	Alonso Pinho Ribeiro	Data	05/11/2015
Desenhista	Alonso Pinho Ribeiro	Data	05/11/2015
Revisão	Márcio - Diego - Joviano	Data	13/11/2015

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

5

6

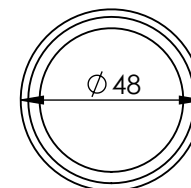
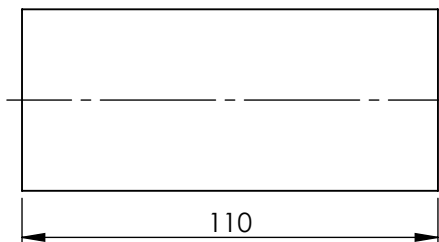
A

A

14

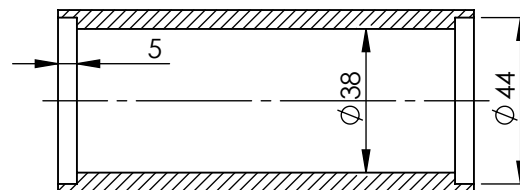
B

B



B

B



C

C

SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 2

D

D

	Escala 1:2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título MANCAL FRONTAL
	Folha A4	
	Desenho 14	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

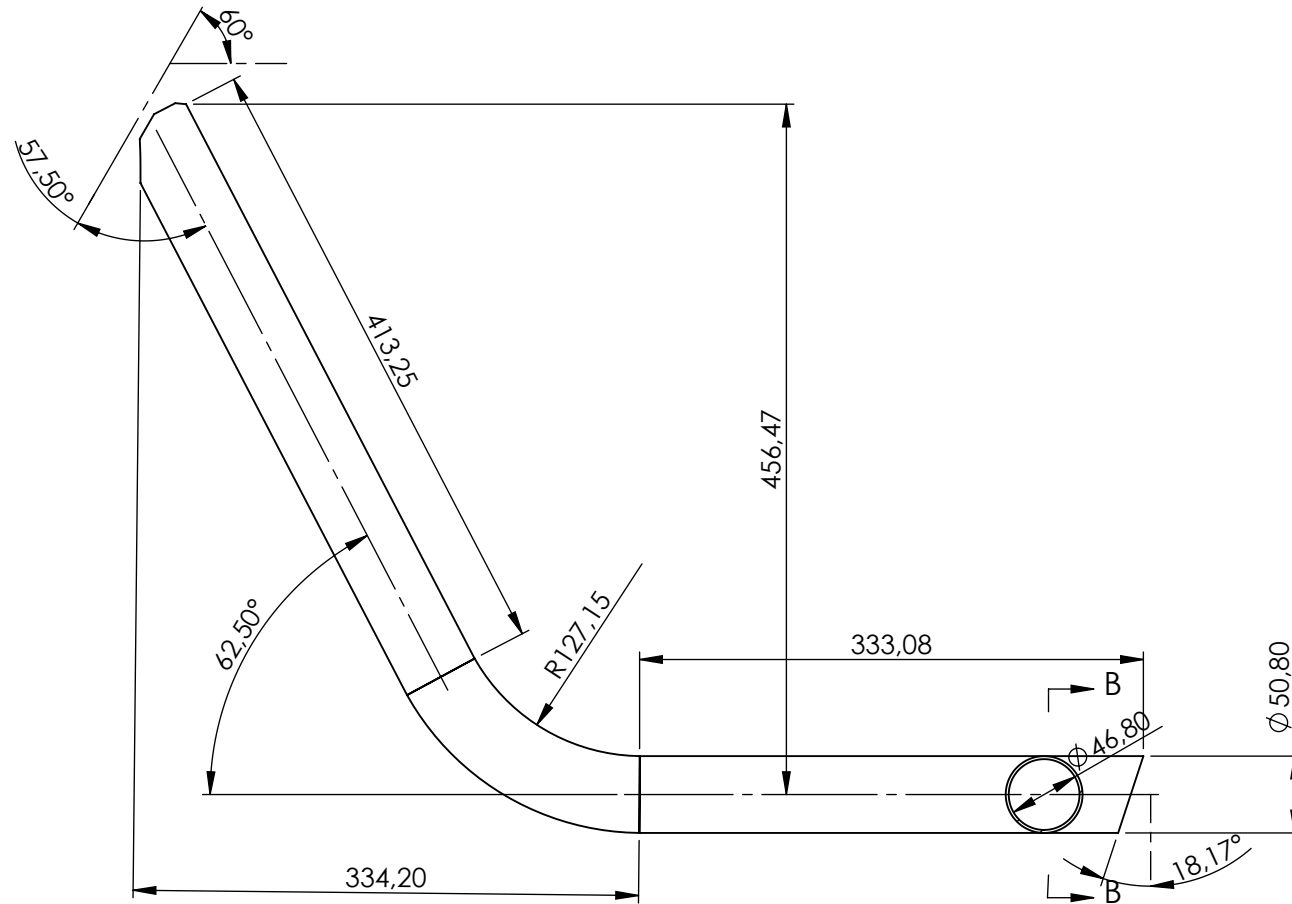
2

3

4

5

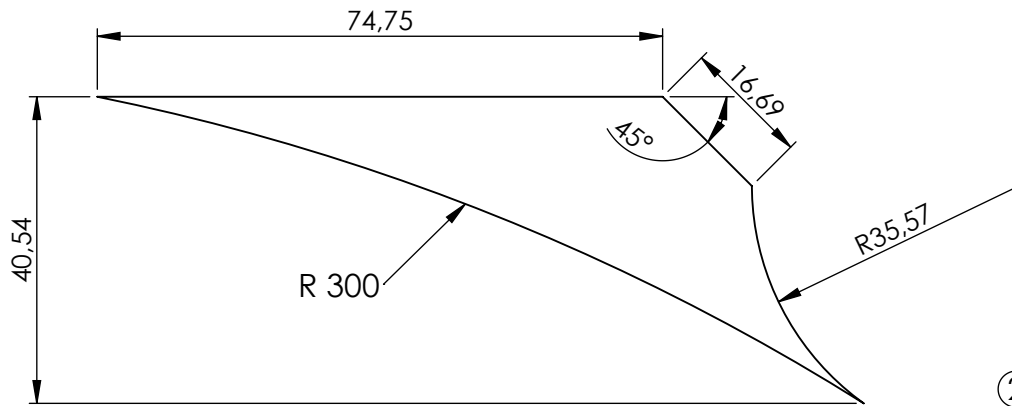
6



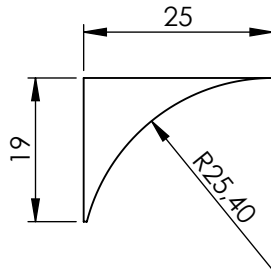
SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 5

	Escala 1:5	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título TUBO PRINCIPAL
	Folha A4	
	Desenho 13	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

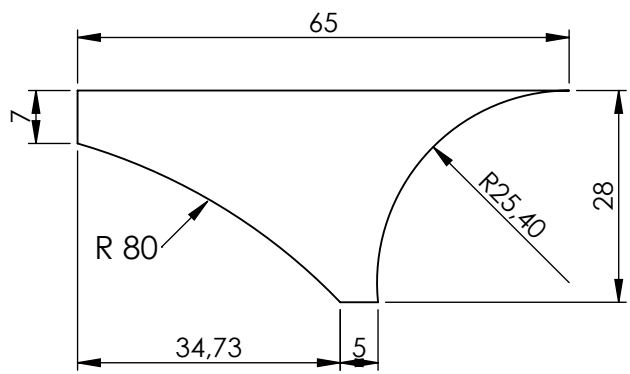
④



⑤



②



Obs. Todas com espessura 3/16"

	Escala 1:1 Folha A4 Desenho 2 - 4 - 5	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título VÁRIAS CHAPAS DE REFORÇO
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 05/11/2015
		Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 05/11/2015
Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015		

1

2

3

4

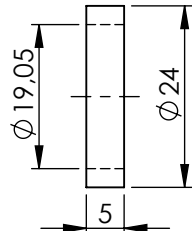
5

6

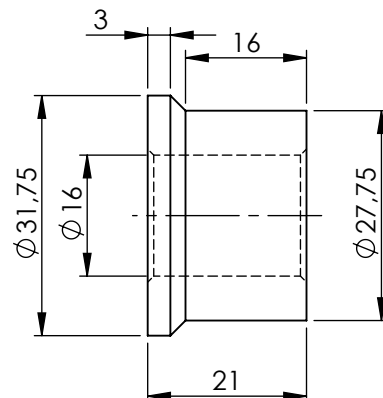
A

A

③



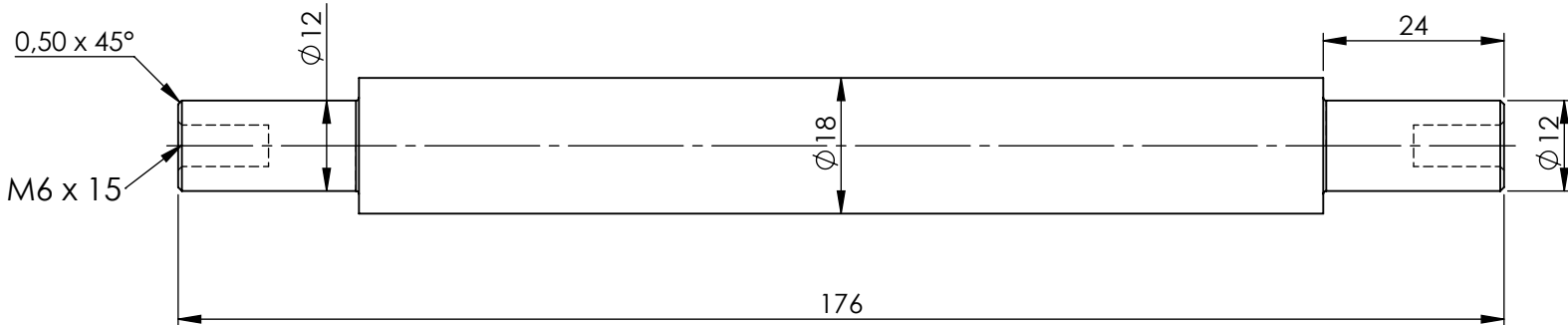
⑦



B

B

⑩



C

C

D

D

	Escala 1 : 1 Folha A4 Desenho 3 - 7 - 10	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título VÁRIAS PEÇAS DO CHASSI	
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 05/11/2015 Data 05/11/2015 Data 13/11/2015

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

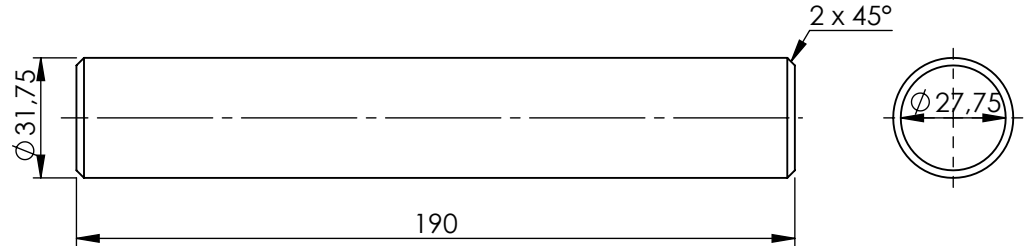
5

6

A

A

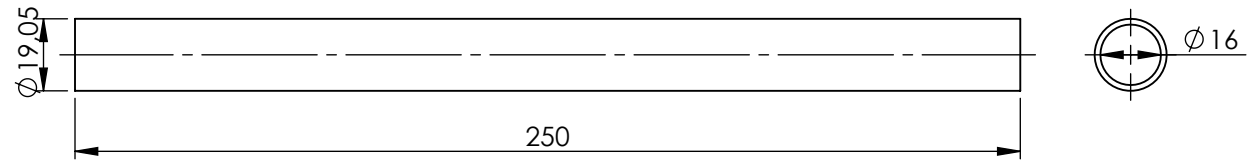
⑥



B

B

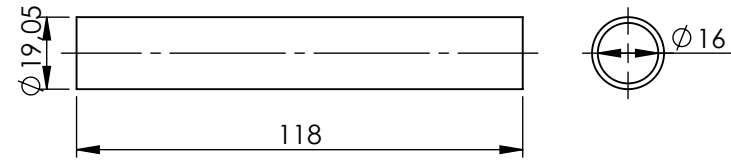
①



C

C

⑫



D

D

	Escala 1:2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título VÁRIOS TUBOS CHASSI
	Folha A4	
	Desenho 1 - 6 - 12	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 05/11/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

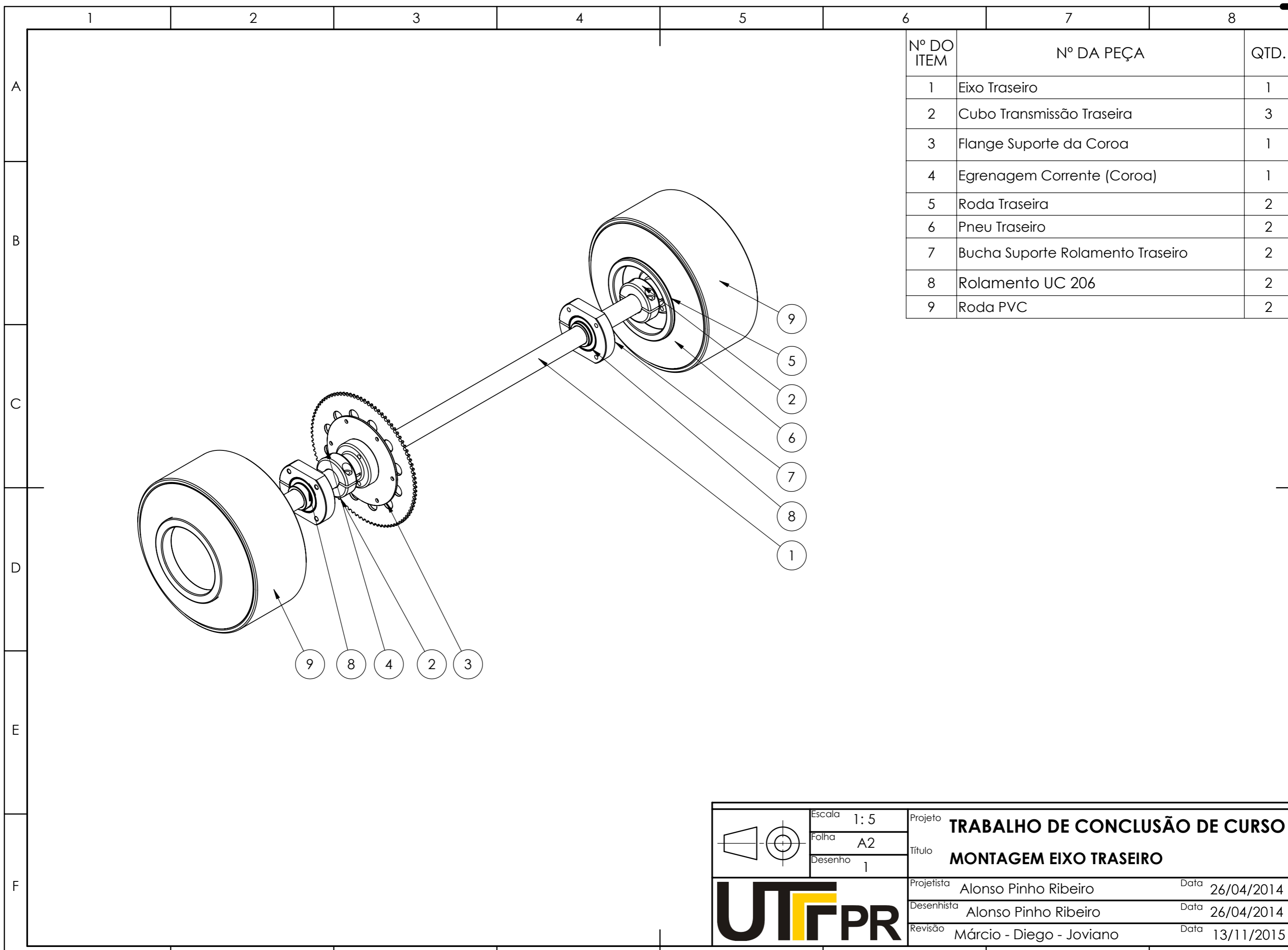
2

3

4

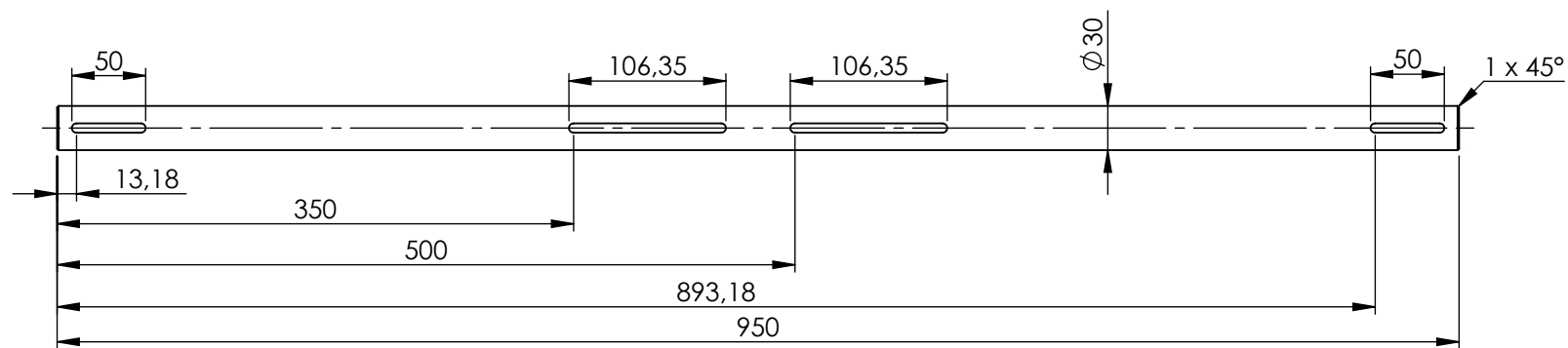
5

6

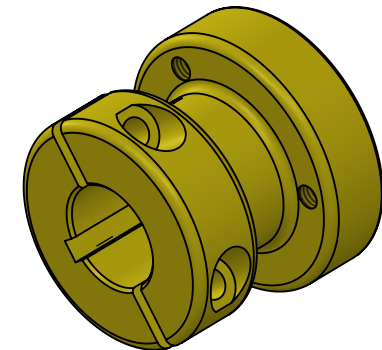
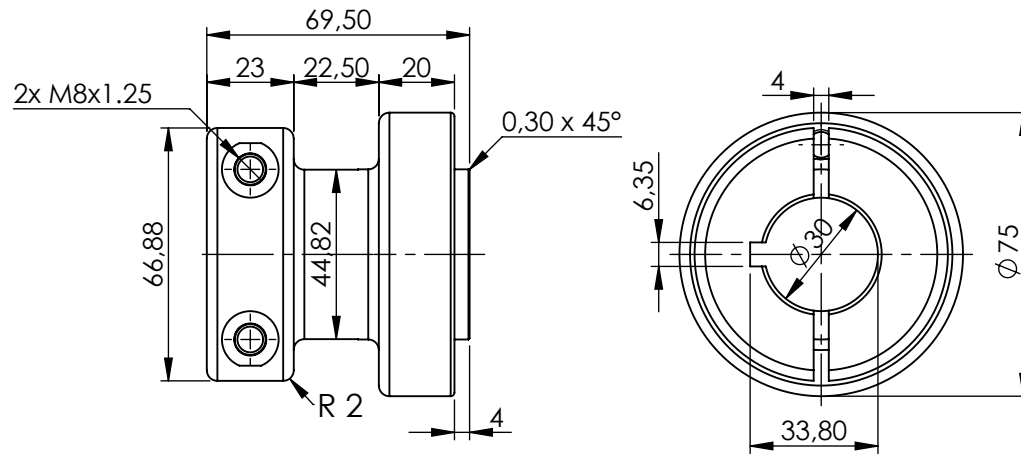


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Eixo Traseiro	1
2	Cubo Transmissão Traseira	3
3	Flange Suporte da Coroa	1
4	Egremagem Corrente (Coroa)	1
5	Roda Traseira	2
6	Pneu Traseiro	2
7	Bucha Suporte Rolamento Traseiro	2
8	Rolamento UC 206	2
9	Roda PVC	2

	Escala 1:5 Folha A2 Desenho 1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título MONTAGEM EIXO TRASEIRO
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 26/04/2014 Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 26/04/2014 Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015



	Escala 1: 5	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	
	Folha A4		Título EIXO TRASEIRO
	Desenho 1		
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 26/04/2014	
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 26/04/2014	
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015	



	Escala 1:2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título CUBO TRANSMISSÃO TRASEIRA
	Folha A4	
	Desenho 2	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 25/04/2014
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 25/04/2014
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

2

3

4

5

6

A

A

B

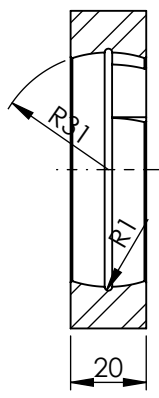
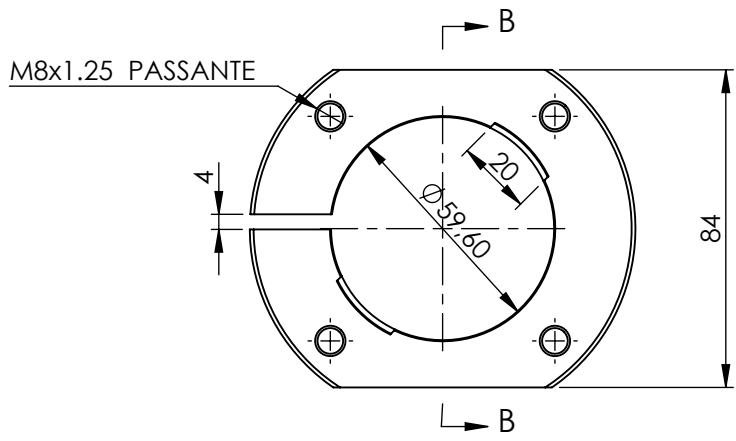
B

C

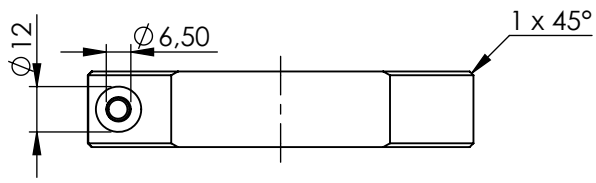
C

D

D



SEÇÃO B-B



	Escala 1:2 Folha A4 Desenho 1	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título SUPORTE ROLAMENTO
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro Data 05/11/2015
		Desenhista Alonso Pinho Ribeiro Data 05/11/2015
Revisão Márcio - Diego - Joviano Data 13/11/2015		

1

2

3

4

5

6

1

2

3

4

5

6

A

A

B

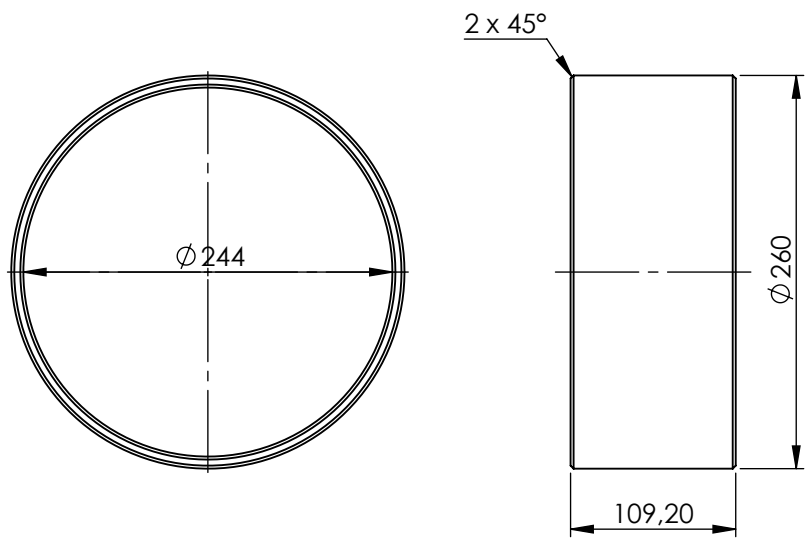
B

C

C

D

D



	Escala 1:5	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título RODA PVC
	Folha A4	
	Desenho 9	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 28/08/2014
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 28/08/2014
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

1

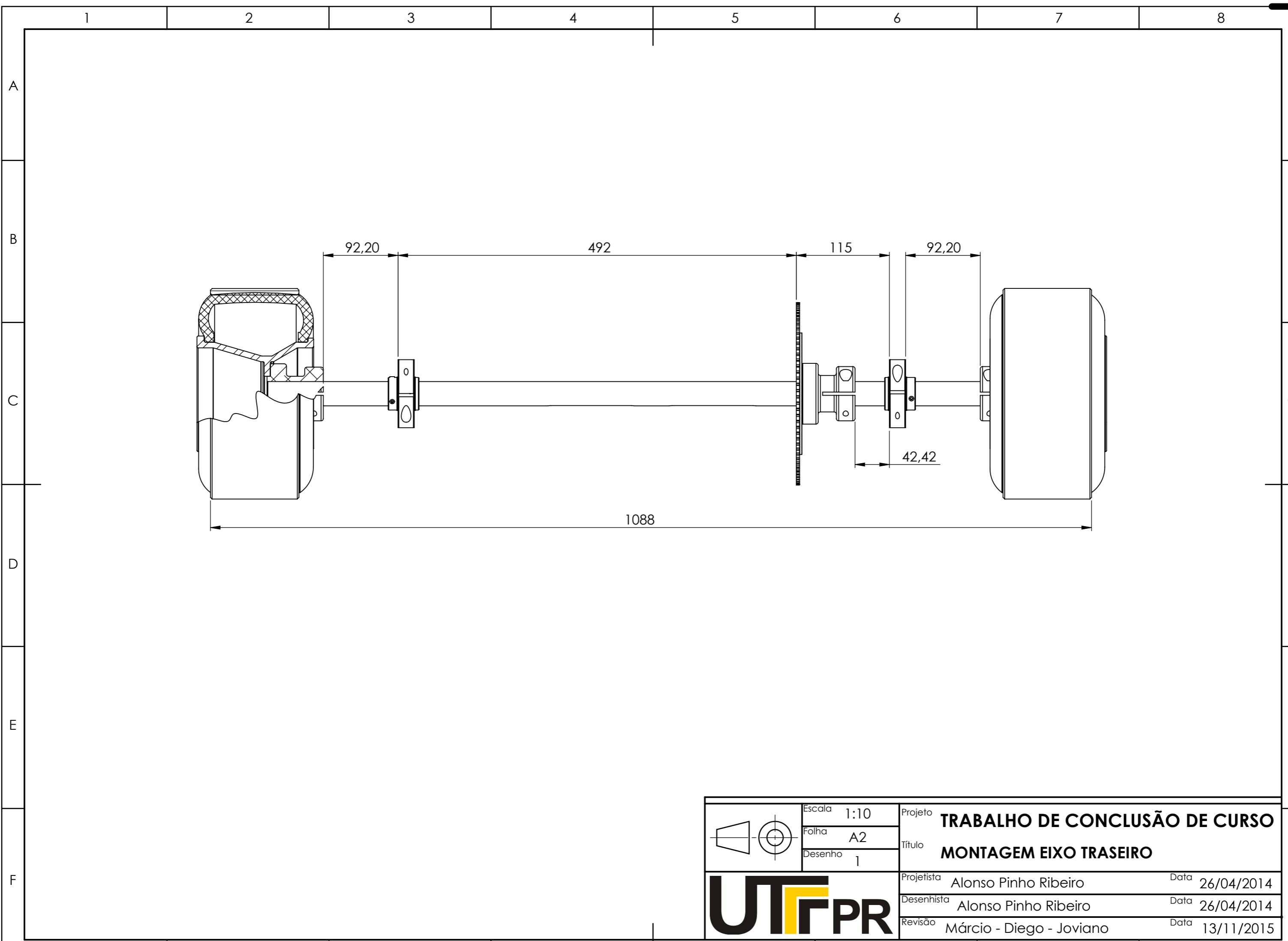
2

3

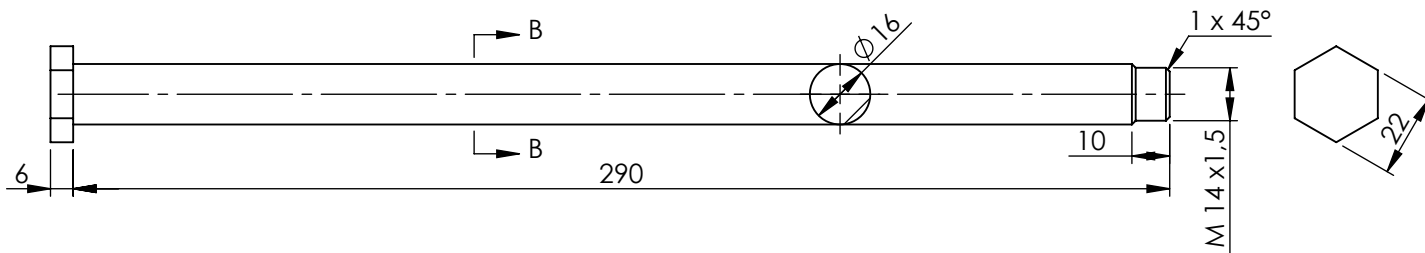
4

5

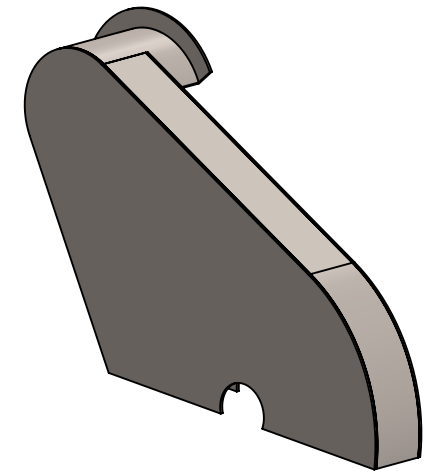
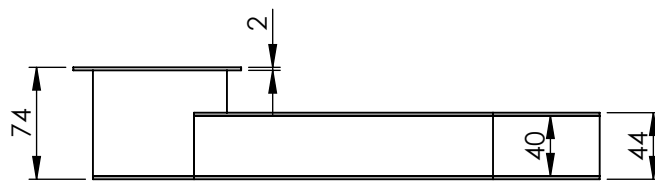
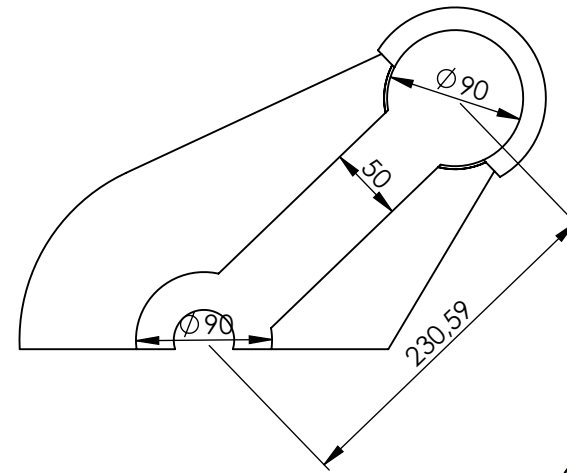
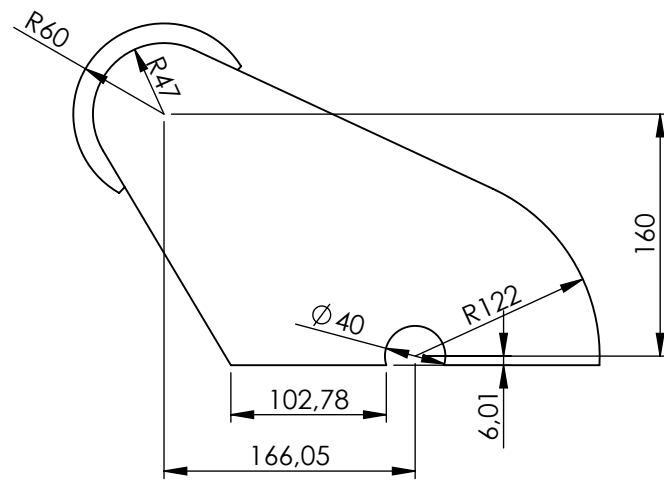
6



	Escala 1:10	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
	Folha A2	Título MONTAGEM EIXO TRASEIRO
	Desenho 1	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 26/04/2014
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 26/04/2014
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015



	Escala 1: 2	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO Título EIXO BANDEJA
	Folha A4	
	Desenho 1	
	Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 06/06/2015
	Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 06/06/2015
	Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015



	Escala 1:5	Projeto TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	
	Folha A4	Título PROTEÇÃO COROA	
	Desenho 1		
		Projetista Alonso Pinho Ribeiro	Data 07/06/2015
		Desenhista Alonso Pinho Ribeiro	Data 07/06/2015
		Revisão Márcio - Diego - Joviano	Data 13/11/2015

APÊNDICE 32 - Etapas de fabricação e montagem.



APÊNDICE 33 – Protótipo do *Drift Trike* montado.



APÊNDICE 34 – Projeto final em CAD.



APÊNDICE 35 – Protótipo do *Drift Trike* pronto.

