

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

ANDRÉ LUÍS MOLGARO

**ANÁLISE DAS FORÇAS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM
CHASSI DE TRICICLO TIPO *HALFBIKE***

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PATO BRANCO
2016**

ANDRÉ LUÍS MOLGARO

**ANÁLISE DAS FORÇAS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM
CHASSI DE TRICICLO TIPO *HALFBIKE***

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

Orientador: Prof. Me. Marcio Tadayuki Nakaura

PATO BRANCO

2016

FOLHA DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DAS FORÇAS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM CHASSI DE TRICICLO TIPO *HALFBIKE*

ANDRÉ LUÍS MOLGARO

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 22/06/2016 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR)

Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR)

Prof. Me. Marcio Tadayuki Nakaura
(UTFPR - Orientador)

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Engenharia Mecânica

A FOLHA DE APROVAÇÃO assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica.

Aos meus amigos e familiares.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos amigos, familiares, professores e a todos que de alguma forma me ajudaram para a construção deste trabalho.

Agradeço principalmente ao meu orientador Marcio Tadayuki Nakaura, por sua ajuda e orientação.

RESUMO

MOLGARO, André Luís. ANÁLISE DAS FORÇAS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM CHASSI DE TRICICLO TIPO *HALFBIKE*. 41 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2016.

Esta monografia consiste na análise das forças presentes na estrutura de um chassi de um triciclo do tipo *halfbike*, que apresenta-se como um novo conceito de veículo de transporte e lazer. A *halfbike* consiste em um triciclo sem banco e é movimentada através de um conjunto pedal/pedivela similar ao mecanismo de uma bicicleta comum. Este triciclo aparece como mais uma alternativa de locomoção que corrobora na questão de mobilidade urbana. O estudo é focado no chassi do triciclo, alterando-se a estrutura original do mesmo, de modo a obter uma boa relação peso/resistência em fadiga. Uma análise utilizando a antropometria é feita, de modo a determinar as dimensões do triciclo ergonomicamente confortáveis. Devido a presença de curvas e dobras que dificultam o cálculo analítico da estrutura, o *software* de elementos finitos, ANSYS (*Static Structural*), é utilizado para se fazer a análise estrutural do chassi. A força de impulso no pedal, em uma condição de alicive, foi simulada e obteve-se a tensão equivalente de von-Mises na estrutura; essa tensão foi utilizada para calcular o coeficiente de segurança em fadiga do triciclo. O alumínio 7005-T6, que comumente é utilizado para a fabricação de bicicletas, foi utilizado para os cálculos. Tem-se que para 50000 ciclos o material 7005-T6 satisfaz como material de fabricação do triciclo, obtendo um coeficiente de segurança de 1,07.

Palavras-chave: *halfbike*, tensão estrutural, chassi, fadiga, mobilidade urbana.

ABSTRACT

MOLGARO, André Luís. ANALYSIS OF THE FORCES ACTING ON THE CHASSIS STRUCTURE OF A HALFBIKE TRICYCLE TYPE. 41 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2016.

This monograph consists of the analysis of the forces acting on the chassis of a halfbike tricycle type, which presents itself as a new concept of vehicle for transport and entertainment. The halfbike consists in a tricycle without seat, and it is moved using a set pedal/crank set similar of the mechanism of a common bicycle. This vehicle appears as one more alternative of locomotion that helps in the urban mobility problem. The study is focused on the tricycle chassis. The original structure is changed, pursuing to find a good weight and fatigue resistance relation. An analysis using anthropometry is made, in order to determine the dimensions of an ergonomically comfortable tricycle. Due to the presence of curves and folds which difficult its analytical calculus, the finite elements software ANSYS (Static Structural) is used to make the structural analysis of the chassis. The force of impulse in the pedal, in a slope condition, was simulated and the von-Mises equivalent stress in the structure was obtained; this stress was used to calculate the fatigue safety factor of the tricycle. The aluminum 7005-T6, which is commonly used to manufacture bicycles, is used in the calculations. It is concluded that for 50,000 cycles the material 7005-T6 satisfies as the material used to manufacture the tricycle, obtaining a safety factor of 1.07.

Keywords: halfbike, structural stress, chassis, fatigue, urban mobility.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	– Halfbike: projeto mais bem sucedido do <i>Kickstarter</i>	14
FIGURA 2	– Diâmetro equivalente para área sob tensão (95%)	21
FIGURA 3	– Diagrama $S - N$	23
FIGURA 4	– Dimensões da <i>halfbike</i>	26
FIGURA 5	– Centro de massa do conjunto triciclo-ciclista	27
FIGURA 6	– Posição do ciclista em uma descida com 10°	28
FIGURA 7	– Ciclista com peso de 660 N em uma inclinação de 10% ; forças medidas para as duas primeiras pedaladas	29
FIGURA 8	– Força transmitida através do pedal	30
FIGURA 9	– Aplicação das forças de impulso no pedal em aclave	33
FIGURA 10	– Aplicação das forças gerada pelo impacto do salto	34
FIGURA 11	– Tensões devido à força de impulso no pedal - vista “1”	34
FIGURA 12	– Tensões devido à força de impulso no pedal - vista “2”	35

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	– Medidas de antropometria estática de brasileiros	18
TABELA 2	– Equações para prever o peso dos segmentos do corpo humano	18
TABELA 3	– Coeficientes para o fator de superfície	22
TABELA 4	– Fatores de confiabilidade para $S_d = 0,08 \mu$	23
TABELA 5	– Forças nas rodas em um salto de um meio-fio com uma bicicleta dobrável	31

LISTA DE SIGLAS

CET	Companhia de Engenharia de Tráfego de São Paulo
SMTSP	Secretaria Municipal de Transporte de São Paulo
CAE	Computer Aided Engineering
CAD	Computer Aided Design
FEA	Finite Element Analysis
3D	Tridimensional
CG	Centro de Gravidade
FEM	Finite Element Methods
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

σ_a	amplitude da variação de tensão
σ_m	tensão média
σ_{max}	tensão máxima
σ_{min}	tensão mínima
S_f	resistência à fadiga
S_e	limite de fadiga
$S_{e'}$	limite de fadiga não-corrigido
S_{ut}	máxima resistência à tração
$S_{f'}$	resistência à fadiga não-corrigida
C_{carreg}	fator de correção para carregamento
d	diâmetro
$C_{tamanho}$	fator de correção para tamanho
d_{equiv}	diâmetro equivalente
C_{superf}	fator de correção para superfície
C_{temp}	fator de correção para temperatura
C_{conf}	fator de correção para confiabilidade
S_m	resistência do material a 10^3 ciclos
S_n	resistência à fadiga correspondente a um n qualquer
a, b	constantes
F_p	força de pedalada
m_c	massa do ciclista
g	aceleração da gravidade
T_c	torque na coroa
C_p	comprimento do braço do pedivela

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 OBJETIVOS	13
1.1.1 Objetivo geral	13
1.1.2 Objetivos específicos	13
2 REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1 <i>HALFBIKE</i>	14
2.2 ANÁLISE DAS CONCENTRAÇÕES DE TENSÕES	15
2.3 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS	15
2.4 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	16
2.5 ANTROPOMETRIA ESTÁTICA	17
2.6 FADIGA	18
2.6.1 Cargas de fadiga	19
2.6.2 Resistência à fadiga teórica ou limite de fadiga estimado	19
2.6.3 Fatores de correção para resistência à fadiga ou limite de fadiga	20
2.6.4 Diagrama tensão <i>versus</i> número de ciclos	23
2.7 SELEÇÃO DE MATERIAIS	24
3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	26
3.1 DIMENSÕES DO TRICICLO	26
3.2 ESTUDO DO CENTRO DE MASSA	27
3.3 CONSIDERAÇÕES DAS FORÇAS PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	29
3.4 DADOS INICIAIS PARA OS CÁLCULOS	31
3.5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DAS TENSÕES NO CHASSI	32
3.5.1 Cálculo da vida em fadiga do material	35
3.6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES	38
REFERÊNCIAS	39
Apêndice A - DESENHOS	41

1 INTRODUÇÃO

O triciclo do tipo *halfbike* foi criado por dois jovens arquitetos búlgaros, Martin Angelov e Mihail Klenov (BBC, 2014). O triciclo foi apresentado como um projeto no *kickstarter* pela primeira vez em 2014. O *kickstarter* consiste de um *website* (www.kickstarter.com) onde qualquer pessoa pode financiar determinado projeto, possibilitando a realização deste. O primeiro triciclo foi montado sobre um chassi de formato triangular. O projeto não teve êxito, porém chamou a atenção de muitas pessoas. Quando apresentaram o projeto novamente em 2015, com um *design* um pouco diferente, dobrável e um chassi com curvas, obtiveram um grande sucesso. O projeto tinha objetivo de arrecadar \$ 50.000,00 (dólares americanos) e arrecadou \$ 973.764,00 (VIP, 2015).

A *halfbike* aparece como mais uma das soluções para um “grande problema” presente nas grandes cidades, a mobilidade urbana. Nos últimos anos vem-se buscando por alternativas de locomoção. Por exemplo, a região metropolitana de São Paulo tem 10 milhões de veículos cadastrados, o que representa uma taxa de motorização de dois habitantes por veículo (EMPLASA, 2011). Analisando somente os fatores de ocupação (número de pessoa por área ocupada) tem-se que as bicicletas e ônibus são os melhores meios de transporte. Um ônibus ocupa aproximadamente 30 m² e transporta até 72 pessoas, 72 bicicletas comuns ocupam cerca de 90 m² e 60 carros equivalem a 1000 m². Segundo uma pesquisa feita em 2011 pela Companhia de Engenharia de Tráfego de São Paulo - CET (2011), cada automóvel paulista tem 1,4 ocupantes em média. Um grande inconveniente do ônibus é que este tipo de transporte parte de um determinado lugar da cidade e vai parando em vários pontos definidos no seu trajeto, fazendo com que o usuário, até chegar ao destino desejado, desperdice muito tempo.

São Paulo, Rio de Janeiro, Salvador e Campo Grande são cidades que estão buscando apoiar o uso das bicicletas para desafogar o trânsito. De acordo com a Secretaria Municipal de Transporte de São Paulo - SMTSP (2016), São Paulo fez mais de 340 km de ciclovias nos últimos dois anos. E aumentou a quantidade das “ciclofaixas de lazer”, que são faixas de uso distinto das bicicletas e dos veículos automotores, sendo que durante a semana são utilizadas por veículos e aos fins de semana só podem ser usufruídas pelos ciclistas (CET, 2015). Rio de

Janeiro tinha cerca de 370 km de ciclovias até o início de 2014 e pretende fechar este ano (2016) com 450 km (ESTADÃO, 2014). Já Salvador e Campo Grande criaram bicicletários públicos, onde os usuários cadastrados podem alocar uma bicicleta gratuitamente, tendo que devolve-la após determinado tempo de uso (GLOBO, 2014).

Neste contexto, a utilização de uma *halfbike* justifica-se pelo aumento comprovado do uso de bicicletas nos grandes centros, podendo este apresentar-se como mais uma opção de locomoção urbana. Assim, um estudo do dimensionamento do chassi de um triciclo do tipo *halfbike* torna-se interessante.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objetivo dimensionar um chassi de uma *halfbike*, similar ao projeto criado pelos arquitetos búlgaros, fazendo cálculos estruturais e simulações das tensões atuantes no chassi utilizando *software* específico.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar o chassi fazendo-se o uso da antropometria;
- Desenhar um chassi para analisar as tensões;
- Fazer simulação numérica utilizando *software* de análise de elementos finitos;
- Analisar e aliviar as tensões do chassi;
- Elaborar o desenho técnico do chassi.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 HALFBIKE

Uma *halfbike* é um triciclo que apresenta um *design* pouco conhecido, atualmente, no mercado. A *halfbike* pode ser dobrável e não tem banco, ou seja, o usuário fica de pé no triciclo. É movido por um sistema utilizado em bicicletas, onde o ciclista rotaciona o pedivela e obtém-se o movimento da roda dianteira através do sistema de transmissão por corrente. Para mudar de direção o ciclista deve inclinar-se para o lado que deseja ir, assim como é feito pelos “skatistas”. Por ser um veículo que é uma mistura de uma bicicleta, um skate e um triciclo, a sensação de locomover-se com a *halfbike* é agradavelmente diferente quando comparada a de uma bicicleta, *skate* ou triciclo convencional. Ainda, a *halfbike* pode ser utilizada para locomoção urbana e lazer.



Figura 1: Halfbike: projeto mais bem sucedido do *Kickstarter*
Fonte: (VIP, 2015).

2.2 ANÁLISE DAS CONCENTRAÇÕES DE TENSÕES

Quando se estuda as tensões apresentadas por estruturas sob certas condições, tem-se geralmente um estudo simplificado, isto é, as seções são sempre constantes e uniformes. Entretanto, nas aplicações reais, os elementos de máquinas não são uniformes. Por exemplo, eixos apresentam degraus para acomodar polias, mancais, engrenagens (NORTON, 2011). Barras apresentam orifícios para acomodar parafusos ou pinos. Qualquer mudança de geometria da seção transversal do elemento causará concentrações de tensões localizadas.

Para geometrias simples, por exemplo, uma barra sob uma carga axial que tenha um orifício, pode ter a sua concentração de tensão calculada. Mas, para elementos complexos essa tarefa se torna demasiadamente complexa fazendo-se necessário o uso das ferramentas computacionais. Por exemplo, a utilização da técnica dos elementos finitos é possível determinar a tensão presente na estrutura com precisão.

2.3 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

A engenharia auxiliada por computador - CAE (*Computer Aided Engineering*) geralmente é utilizada para todas as aplicações de engenharia relacionadas a computador (SHIGLEY, 2005). Isto é, o desenho de elementos mecânicos no computador, cálculos ou simulações são ferramentas que constituem o CAE. O uso integrado de um *software* de desenho auxiliado por computador - CAD (*Computer Aided Design*) com um de análise de elementos finitos - FEA (*Finite Element Analysis*) é um exemplo de CAE.

O CAD permite o desenvolvimento de projetos tridimensionais (3D) a partir dos quais as visualizações ortográficas bidimensionais convencionais com dimensionamento automático podem ser produzidas (SHIGLEY, 2005). Outra vantagem desse tipo de *software* é o de permitir o cálculo rápido do centro de gravidade (CG), da massa, do momento de inércia de massa e das propriedades geométricas de peças projetadas com tal ferramenta. Alguns *softwares* comuns deste tipo são o *AutoCAD*, *SolidWorks* e *ProEngineer*. A grande maioria dos *softwares* de CAD oferecem uma interface para um ou mais programas, por exemplo, FEA e permitem a transferência direta da geometria do modelo para o programa, possibilitando a análise de tensões, vibrações e transferência de calor (NORTON, 2011).

Outras classes de ferramentas de CAE são os programas que solucionam equações, por exemplo, o *Excel*, *MATLAB*, *EES*. Essas ferramentas permitem que o engenheiro descreva o problema físico em estudo através de equacionamento, o que facilita o projeto. Assim, se o

mesmo precisar modificar as condições de contorno do projeto, poder-se-ia fazer isso rapidamente e obter a solução “imediate” do problema.

2.4 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Segundo Logan (2007), o método dos elementos finitos é um método numérico de solução de problemas de engenharia e da física-matemática. Problemas típicos dessas áreas são os de análise estrutural, transferência de calor, escoamento de fluidos, transporte de massa e potencial eletromagnético.

Para problemas envolvendo geometria, cargas e propriedades de materiais complexos, geralmente não é possível obter uma solução analítica para o problema. Soluções analíticas são dadas por expressões matemáticas que retornam o valor de determinada variável em qualquer local do corpo em estudo. Para tal, essas soluções geralmente requerem a solução de equações diferenciais ordinárias ou parciais, que devido à complexidade da geometria, carga e propriedades dos materiais utilizados, na maioria das vezes não podem ser obtidas. Assim, é necessário contar com os métodos numéricos como os elementos finitos para obter soluções aceitáveis (LOGAN, 2007).

A ideia básica dos elementos finitos é a de dividir o corpo em elementos finitos, frequentemente chamados simplesmente de elementos, conectados por nós. Esta estrutura é chamada de malha de elementos finitos, ou simplesmente malha (FISH; BELYTSCHKO, 2007). O método de elementos finitos - FEM (*Finite Element Methods*) fornece uma metodologia sistemática pela qual a solução geralmente pode ser determinada com o uso de um programa de computador. Para problemas lineares, a solução é determinada solucionando um sistema de equações lineares. O número de variáveis é igual ao número de nós presentes na malha. Para se obter uma resposta razoavelmente precisa geralmente é preciso alguns milhares de nós, assim, os computadores são essenciais para resolver este tipo de problema. Geralmente, a precisão da solução é maior com um número maior de elementos (e nós), porém isto também aumenta o tempo computacional necessário, conseqüentemente o custo (FISH; BELYTSCHKO, 2007). Para um problema de transferência de calor, por exemplo, o programa de elementos finitos determina a temperatura em cada nó e o fluxo de calor através de cada elemento. Os resultados são geralmente apresentados como visualizações no computador, como gráficos de contorno, ou valores em determinados pontos (FISH; BELYTSCHKO, 2007).

2.5 ANTROPOMETRIA ESTÁTICA

A antropometria trata das medidas físicas do corpo humano. Aparentemente essa seria uma tarefa simples, porém quando se pretende obter uma medida representativa e confiável de uma população por exemplo, se torna complexa, pois uma população é composta de indivíduos de tamanho e tipos diferentes. As condições na qual essas medidas são realizadas também influenciam no resultado, se é feita com roupa ou sem, com ou sem calçado, ereto ou na postura relaxada (IIDA, 2005).

Existe a necessidade de ter medidas antropométricas detalhadas e confiáveis, pois as mesmas são utilizadas pela indústria em geral, para ter uma produção em massa de produtos, como por exemplo, vestuários e calçados. Outro exemplo, se o projeto de um automóvel apresentar alguns centímetros a mais (na dimensão) sem necessidade, isto poderá significar um aumento considerável no custo de produção de milhares de exemplares de uma frota.

A antropometria estática caracteriza-se pelas medidas do corpo parado ou com poucos movimentos, as medidas são realizadas entre pontos anatômicos claramente identificados. A maior parte das tabelas de medidas existentes é da antropometria estática. O uso destas é recomendado apenas para casos onde a pessoa realize poucos movimentos. Segundo Iida (2005), o método mais econômico de se projetar um produto é fazê-lo padronizado para todos, porém isso nem sempre representa a solução mais confortável e segura para o consumidor. A adaptação dos produtos para cada usuário se torna primordial em alguns casos como os de vestuários e calçados. Existem cinco princípios para a aplicação das medidas antropométricas:

1. Projeta-se para a média da população (percentual de 50%). Geralmente utilizada para o projeto de produtos de uso coletivo;
2. Projeta-se para um dos extremos da população (percentual de 5 ou 95%). Em alguns casos não seria satisfatório um projeto para a média, por exemplo, se uma porta de emergência fosse projetada para a média da altura da população, simplesmente 50% das pessoas teriam dificuldade de passar. Um painel de controle construído para a média seria operado com dificuldade por alguém com os braços abaixo da média;
3. Projeta-se para faixas da população. Produtos como sapatos e camisetas são fabricados em tamanhos específicos para que acomodem uma faixa da população, por exemplo, algumas camisetas são fabricadas nos tamanhos P, M, G e GG. Para algumas pessoas esses produtos são mais confortáveis do que para outras, conforme as suas medidas se aproximem da medida “padrão”;

4. Projeta-se com dimensões reguláveis;
5. Projeta-se para cada indivíduo.

Tabela 1: Medidas de antropometria estática de brasileiros

Medidas de antropometria estática	Homens		
	5%	50%	95%
Peso (kg)	52,3	66,0	85,9
Estatura, corpo ereto (cm)	159,5	170,0	181,0

Fonte: Adaptado de Iida (2005).

Outra tabela de interesse neste projeto é apresentada por Hamill e Knutzen (2009), e apresenta várias fórmulas com o peso de cada parte do corpo baseado no peso total do corpo.

Tabela 2: Equações para prever o peso dos segmentos do corpo humano

Segmento	Peso (N)
Cabeça	$0,032 PC + 18,7$
Tronco	$0,532 PC - 6,93$
Braço	$0,022 PC + 4,76$
Antebraço	$0,013 PC + 2,41$
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 (2009).

2.6 FADIGA

Metais quando submetidos a ciclos repetidos de carga podem apresentar falha por fadiga. Usualmente, a magnitude da tensão apresentada em cada ciclo não é suficiente para levar a peça a falha. Porém, um número grande de ciclos é necessário para levar o material a falha. O processo de fadiga se dá pela iniciação ou nucleação de uma trinca, seguida pelo seu crescimento até atingir o tamanho crítico, levando à ruptura. O comportamento do material sob fadiga é bem diferente de um material sob carga estática, novas trincas podem nuclear quando aplicam-se cargas cíclicas ao material, fenômeno que não acontece quando o material é submetido às cargas estáticas (BHAT; PATIBANDLA, 2011).

2.6.1 CARGAS DE FADIGA

As cargas presentes em equipamentos de serviço, de todos os tipos, tendem a variar completamente sua amplitude e frequência no decorrer do tempo, podem até mesmo assumir a forma aleatória. A forma de onda ou a ausência de períodos de atividade ou inatividade da carga parecem não afetar a vida em fadiga do material em um ambiente não corrosivo (em um ambiente corrosivo a trinca permanece crescendo, mesmo sem a presença de carga) (NORTON, 2011). Por isso, geralmente descreve-se a função carga-tempo com uma onda senoidal. Fatores significativos que são utilizados no cálculo da vida em fadiga são a amplitude, o valor médio da onda de tensão-tempo e o número de ciclos. O cálculo da amplitude e do valor médio da tensão é dado respectivamente através de:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

onde,

σ_a : amplitude da variação de tensão [MPa]

σ_m : tensão média [MPa]

σ_{max} : tensão máxima [MPa]

σ_{min} : tensão mínima [MPa]

2.6.2 RESISTÊNCIA À FADIGA TEÓRICA OU LIMITE DE FADIGA ESTIMADO

A melhor forma de se obter informação a respeito da resistência à fadiga de um material é fazê-lo experimentalmente, ou seja, ensaiar o material com montagens reais ou modelos de peças sob à ação de fadiga. Geralmente os testes em escala real não podem ser realizados. Assim, utiliza-se dados do material provenientes dos ensaios de fadiga (de corpos de prova padronizados) do material a ser utilizado. Caso existam dados a respeito da resistência à fadiga, S_f , ou do limite de fadiga, S_e , estes devem ser utilizados. Fatores de correção devem ser utilizados para adequar os valores teóricos às condições reais de temperatura, tamanho, corrosão, entre outros. Caso os valores da resistência e do limite de fadiga do material não estejam disponíveis, valores aproximados podem ser estimados a partir da resistência à tração do material, e os fatores de correção devem então ser aplicados (NORTON, 2011).

Valores estimados de S_f e S_e :

$$\text{Aços: } \begin{cases} S_{e'} \cong 0,5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \\ S_{e'} \cong 100 \text{ ksi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \end{cases}$$

$$\text{Alumínios: } \begin{cases} S_{f'_{@5E8}} \cong 0,4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 48 \text{ ksi (330 MPa)} \\ S_{f'_{@5E8}} \cong 19 \text{ ksi (130 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 48 \text{ ksi (330 MPa)} \end{cases}$$

onde,

$S_{e'}$: limite de fadiga não-corrigido [MPa]

S_{ut} : máxima resistência à tração [MPa]

$S_{f'}$: resistência à fadiga não-corrigida [MPa]

2.6.3 FATORES DE CORREÇÃO PARA RESISTÊNCIA À FADIGA OU LIMITE DE FADIGA

Os valores de resistência e de limite à fadiga estimados através de testes estáticos ou obtidos em ensaios de fadiga devem ser “corrigidos” para que considerem em seus valores finais as diferenças físicas entre os corpos de prova e a peça real. Essas correções levam em consideração o tipo de carregamento, o tamanho, a rugosidade superficial, a temperatura de trabalho e a confiabilidade requerida da peça (NORTON, 2011).

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_{e'} \quad (3)$$

$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_{f'} \quad (4)$$

A maioria das situações descritas acima e dos dados publicados de resistência à fadiga referem-se a ensaios sob flexão rotativa. Assim, um fator de correção para forças normais deve ser utilizado:

Flexão: $C_{carreg} = 1$

Força normal: $C_{carreg} = 0,70$

Para o caso de fadiga sob torção, tem-se que a resistência é 0,577 vezes a resistência à fadiga sob flexão rotativa. Porém, geralmente utiliza-se o cálculo da tensão de von Mises para estes casos, gerando assim um valor equivalente de tensão de tração alternada que pode ser comparado diretamente com a resistência à fadiga sob flexão (NORTON, 2011).

Os corpos de prova utilizados para os ensaios estáticos ou mesmo os de flexão rotativa são de pequena dimensão, por volta de 0,3" ($\approx 8\text{ mm}$) de diâmetro. Se a peça em estudo apresentar dimensões maiores que a citada, um fator de tamanho deve ser utilizado, isto é, considerando o fato de que as peças maiores falham sob tensões menores (em flexão rotativa). Assim, para:

$$d \leq 0,3" (8\text{ mm}): C_{tamanho} = 1$$

$$0,3" \leq d \leq 10" : C_{tamanho} = 0,869 d^{-0,097}$$

$$8\text{ mm} \leq d \leq 250\text{ mm} : C_{tamanho} = 1,189 d^{-0,097}$$

Para tamanhos maiores utiliza-se $C_{tamanho} = 0,6$. Os dados mencionados foram obtidos experimentalmente utilizando o aço como material. Assim, para materiais não-ferrosos os dados podem ser espúrios. Os fatores de correção, descritos anteriormente, são válidos para peças cilíndricas. Quando se deseja utilizá-los para peças de outras geometrias deve-se achar o diâmetro equivalente. Segundo Norton (2011) e Kuguel (1961), a área da seção transversal não-circular de uma peça que se encontra sujeita a uma tensão superior a 95% da tensão máxima, deverá corresponder à área de um corpo de prova cilíndrico que também esteja sujeito a uma tensão acima de 95% da máxima.

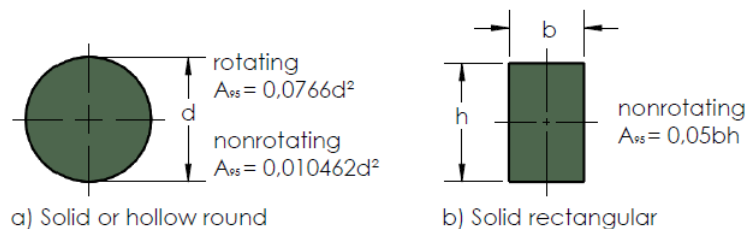


Figura 2: Diâmetro equivalente para área sob tensão (95%)

Fonte: Adaptado de Norton (2011).

O diâmetro equivalente, d_{equiv} , pode então ser encontrado como:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (5)$$

Segundo Norton (2011), o corpo de prova padrão da viga rotativa é polido com um acabamento espelhado para impedir que imperfeições superficiais atuem como intensificadores de tensão. Como esse tipo de acabamento superficial raramente é aplicado nas peças usuais, uma correção deve ser considerada para presumir os defeitos na superfície da peça. Norton (2011) sugere que para obter valores aproximados do fator de superfície em função de S_{ut} , a seguinte equação:

$$C_{superf} \cong A (S_{ut})^b \quad (6)$$

Valores de A e b são encontrados na Tabela 3. No caso do valor encontrado de C_{superf} ser maior que unidade, adotar 1.

Tabela 3: Coeficientes para o fator de superfície

Acabamento Superficial	S_{ut} [MPa]		S_{ut} [ksi]	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Norton (2011).

Segundo Norton (2011), ensaios de fadiga são mais comumente realizados à temperatura ambiente. Para presumir temperaturas mais elevadas, deve utilizar o fator de correção para temperatura, C_{temp} . Assim, para aços somente, temos:

$$\begin{aligned} T \leq 450^\circ C \text{ (} 840^\circ F \text{)}: & \quad C_{temp} = 1 \\ 450^\circ C < T \leq 550^\circ C: & \quad C_{temp} = 1 - 0,0058 (T - 450) \\ 840^\circ F < T \leq 1020^\circ F: & \quad C_{temp} = 1 - 0,0032 (T - 840) \end{aligned}$$

Ainda, segundo Norton (2011), os desvios-padrões das resistências dos aços raramente ultrapassam os 8% de seus valores médios. A Tabela 4 exhibe os valores de correção para confiabilidade, C_{conf} , baseado neste desvio.

Tabela 4: Fatores de confiabilidade para $S_d = 0,08 \mu$

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fonte: Norton (2011).

2.6.4 DIAGRAMA TENSÃO *VERSUS* NÚMERO DE CICLOS

O diagrama $S-N$ (tensão – número de ciclos) é uma representação da tensão que o material suporta pelo número de ciclos a qual foi exposto. Assim, é possível estimar com quantos ciclos uma determinada estrutura irá falhar.

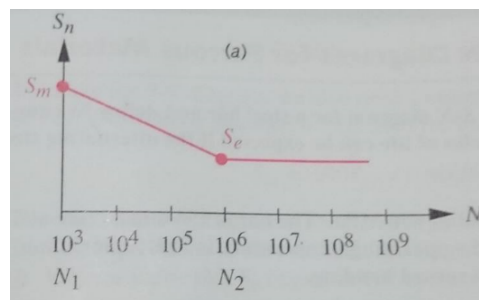


Figura 3: Diagrama $S - N$

Fonte: Norton (2011).

Para plotar este diagrama é necessário encontrar a sua resistência de alto ciclo (S_e ou S_f), e encontrar informações similares para a região de baixo ciclo. Define-se então que S_m é a resistência do material a 10^3 ciclos. Dados experimentais indicam, que as seguintes estimativas para S_m são razoáveis (NORTON, 2011):

$$\text{Flexão: } S_m = 0,9 S_{ut}$$

$$\text{Força normal: } S_m = 0,75 S_{ut}$$

O diagrama $S - N$ pode ser apresentado em escala $\log - \log$, onde n varia de 10^3 a

10^9 . Plota-se então o valor de S_e ou S_f e traça-se uma reta até S_m . A equação da reta pode ser, então, descrita por:

$$S_n = a n^b \quad (7)$$

ou

$$\log S_n = \log a + b \log n \quad (8)$$

onde,

S_n : resistência à fadiga correspondente a um n qualquer [MPa]

a, b : constantes

As constantes a e b são obtidas pelas equações:

$$b = \frac{1}{z} \log \left(\frac{S_m}{S_e} \right) \quad (9)$$

onde z é dado por,

$$z = \log n_1 - \log n_2 \quad (10)$$

$$\log a = \log S_m - b \log n_1 = \log S_m - 3b \quad (11)$$

O valor n_1 representa 1 000 ciclos e, portanto, seu \log (base 10) é igual a 3.

2.7 SELEÇÃO DE MATERIAIS

Nos últimos anos, muitos dos materiais que serviram os propósitos da engenharia por muitos anos tem sido trocados por novos materiais (JAHAN et al., 2010). O conjunto de materiais disponíveis está crescendo tanto em tipo como em número. Estima-se que existam mais de 80 000 tipos de materiais de engenharia no mundo, isto é, plásticos, cerâmicos, compósitos entre outros. O grande número de materiais existente geralmente faz com que a seleção de um material para determinada aplicação se torne difícil, dependendo no número de critérios avaliados e do número de materiais que atendem as exigências de projeto (FARAG, 2007). Neste

trabalho a principal característica a ser avaliada é o peso específico do material, sem entrar no mérito da análise de custo. Assim, o alumínio será utilizado na estrutura como um primeiro estudo.

3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

3.1 DIMENSÕES DO TRICICLO

As dimensões iniciais do triciclo foram baseadas no projeto já existente. Isto é, a distância entre a parte externa das rodas deve estar próxima de 1 metro, e a altura do guidom do triciclo deve ser de aproximadamente 1,1 metro.

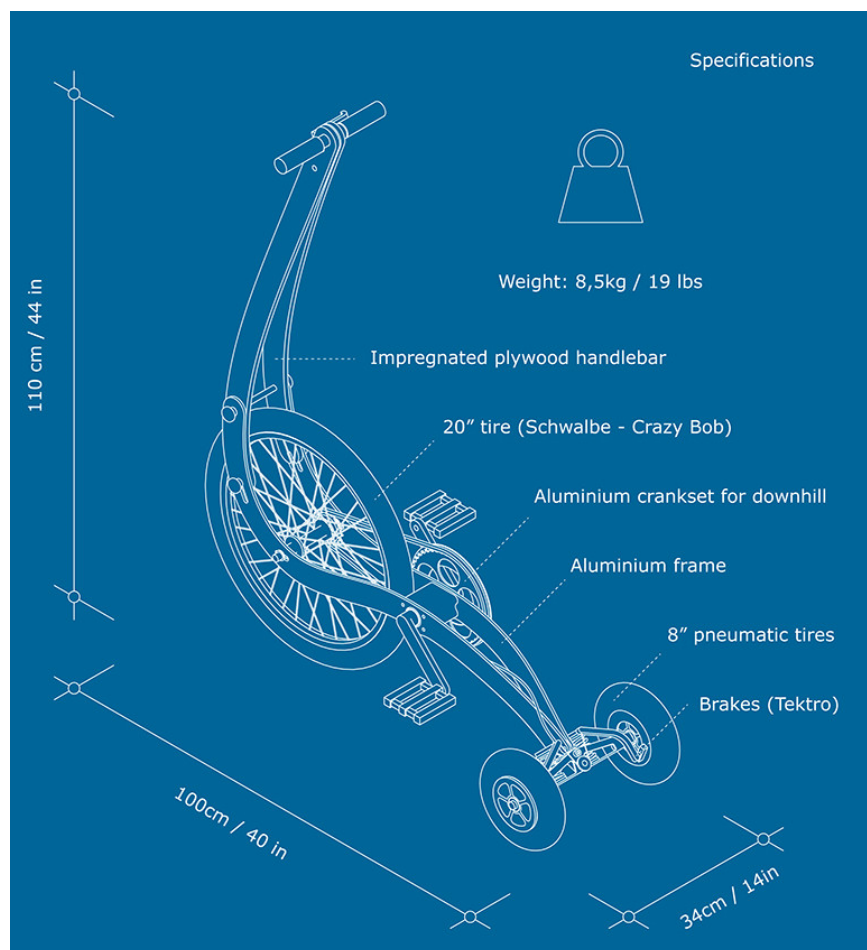


Figura 4: Dimensões da *halfbike*

Fonte: Adaptado de halfbikes.com.

Como pode se observar na Figura 4, a posição do ciclista em um triciclo com o tamanho citado acima e um manequim com 1,70 m de altura é aparentemente confortável, sendo aceitável de um ponto de vista ergonômico.

Um dos problemas com a *halfbike* é a sua utilização em subidas e descidas, devido ao triciclo ser muito curto e o ciclista permanecer em pé, o centro de massa é muito elevado em relação ao solo, o que pode causar certa instabilidade em declives ou aclives. Uma das opções para solucionar o problema é diminuir a altura do eixo central, ou também aumentar a distância entre rodas dianteira e traseira do triciclo.

3.2 ESTUDO DO CENTRO DE MASSA

Um primeiro desenho do triciclo foi feito, e um manequim com o peso pré-determinado pela antropometria estática foi utilizado para encontrar uma medida aproximada do centróide de massa do conjunto (triciclo-ciclista). A Figura 5 mostra o primeiro esboço do triciclo e seu centroide.

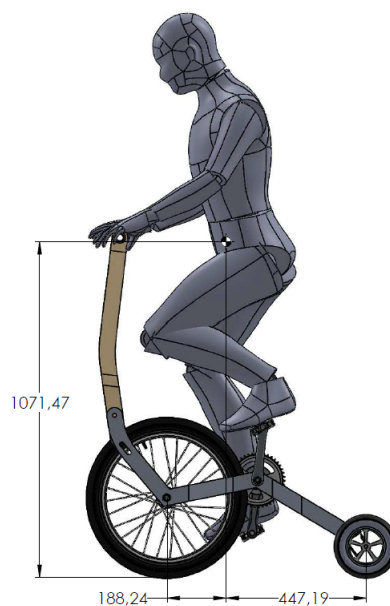


Figura 5: Centro de massa do conjunto triciclo-ciclista

Fonte: O autor

Supondo que o ciclista não mude de posição, saindo de um plano (horizontal) para um plano inclinado, a máxima inclinação trafegável para que o triciclo não corra o risco de capotar é 10° . Isto é, o ângulo entre uma linha imaginária vertical que passa através do centroide e

outra que passa pelo centroide e pelo ponto de apoio da roda dianteira tem 10° . Assim, tem-se uma limitação na inclinação das ruas a qual o triciclo pode trafegar.

Devido a situação citada, tentou-se trazer o eixo central do triciclo para a metade da distância entre as rodas (trazendo o centroide para trás), baixar a sua altura e também fazer com que o guidom fosse mais para trás sem atrapalhar o joelho do ciclista durante o movimento de pedalada. A Figura 6 apresenta uma versão do triciclo com mudanças, onde o ciclista estende-se o máximo possível para trás, para que não venha a capotar devido a inclinação da pista.

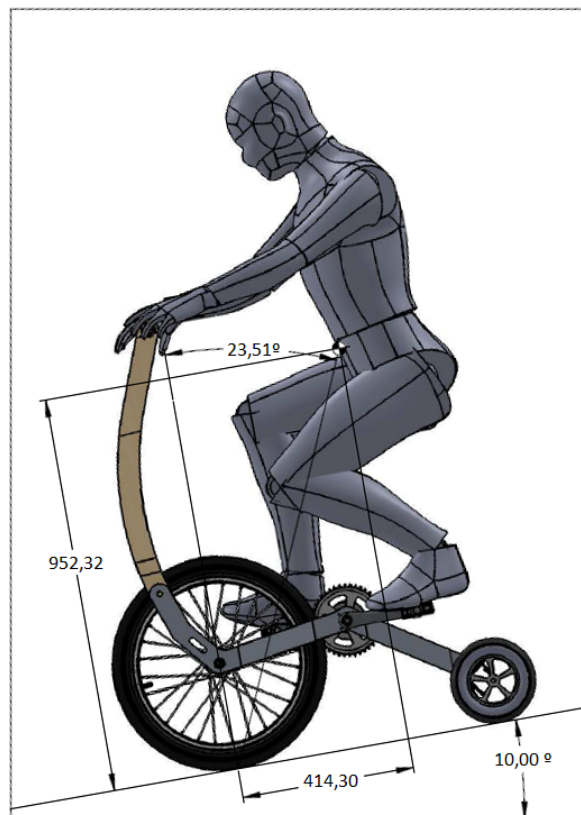


Figura 6: Posição do ciclista em uma descida com 10°

Fonte: O autor

Como pode-se observar na Figura 6, mesmo estando agachado e com seus braços totalmente esticados a máxima inclinação permitida da rua é cerca de $23,5^\circ$, a figura apresentada é apenas uma aproximação, porém a posição real do ciclista não seria muito diferente da descrita pela imagem. A mudança de posição do eixo central e com o ciclista ajustando a sua posição sobre o triciclo, em uma rua com inclinação de 10° seria trafegável, nesse caso, porém a posição é relativamente desconfortável.

Mesmo agachado a altura do centroide está a quase 1 metro acima do ponto de contato

com o solo. Supondo que uma frenagem brusca fosse necessária, a roda da frente deveria ser freada com cautela e jamais ser travada (uma análise dinâmica da frenada poderia ser feita para verificar se o veículo viria a capotar, porém tal estudo foge ao escopo deste trabalho).

3.3 CONSIDERAÇÕES DAS FORÇAS PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para a análise de chassi do triciclo em fadiga, duas situações são propostas:

1. Força gerada pelo ciclista ao pedalar em uma subida;
2. Força gerada nas rodas dianteira e traseira ao saltar de um meio-fio.

Na situação 1, para análise da força de impulso no pedal em local íngreme, Soden e Adeyefa (1979) realizaram várias análises da força de impulso no pedal dos ciclistas. Em uma análise de vídeo estimou que um ciclista pedalando em uma rua inclinada gera uma força vertical aplicada ao pedal com o pedivela na posição horizontal o equivalente a cerca de 2,75 vezes o peso do ciclista (para um ciclista com $67,3 \text{ kg}$). Na Figura 7 tem-se resultados obtidos da força de impulso no pedal em uma subida para um ciclista com peso de 660 N , que gerou uma força máxima de 1990 N , aproximadamente 3 vezes seu próprio peso.

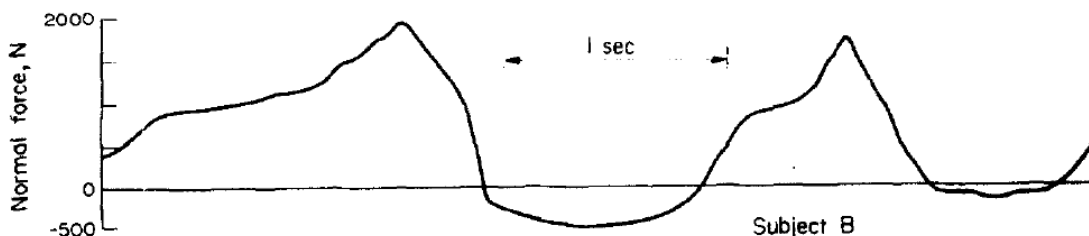


Figura 7: Ciclista com peso de 660 N em uma inclinação de 10% ; forças medidas para as duas primeiras pedaladas

Fonte: Adaptado de Soden e Adeyefa (1979)

Para a aplicação do teste acima no triciclo a parte negativa do gráfico é ignorada, pois o teste foi realizado com o uso de alças nos pedais, o que geralmente é utilizado por profissionais de ciclismo, o que não se aplica ao triciclo. A força máxima não ocorre quando o pedivela está na posição horizontal, porém acontece em um ângulo próximo (SODEN; ADEYEFA, 1979), sendo aqui considerada como exatamente na horizontal.

Em um terceiro teste, Soden e Adeyefa (1979) descobriu que, para um ciclista com 727 N de peso, a força gerada no pedal era 2,9 vezes o peso do ciclista.

$$F_p = 2,9 (m_c g) \quad (12)$$

onde:

F_p : força de pedalada [N]

m_c : massa do ciclista [kg]

g : aceleração da gravidade [m/s^2]

Considera-se que esta força seja aplicada em toda a extensão do pedal. A força de pedalada tende a torcer a estrutura do triciclo e também gera uma força de tração na corrente que é transmitida para a catraca. Essa tensão da corrente tende a comprimir a estrutura do triciclo.

Para determinar a tensão, presente na corrente, deve-se primeiro saber o tamanho do pedivela utilizado e os diâmetros da coroa e catraca utilizados. O braço do pedivela utilizado tem 170 mm (medida dos pedivelas usuais). A relação é adotada como a mesma utilizada pelos fabricantes da halfbike, 42 na coroa e 12 dentes na catraca. Os diâmetros aproximados são $166,51$ e $45,35\text{ mm}$ respectivamente. Os diâmetros utilizados para os cálculos são das medidas das engrenagens de um cassete. Fez-se, então, a média entre seus diâmetros internos e externos para ter uma aproximação do diâmetro primitivo de cada engrenagem. Com essas medidas, uma função que descreve a relação diâmetro primitivo x N° de dentes foi encontrada. Utilizando esta função os diâmetros foram encontrados para o número de dentes necessários. O desenho abaixo esquematiza a força aplicada ao pedal sendo transmitida para a catraca. Essa força gera também reações nos eixos que seguram a coroa e catraca.

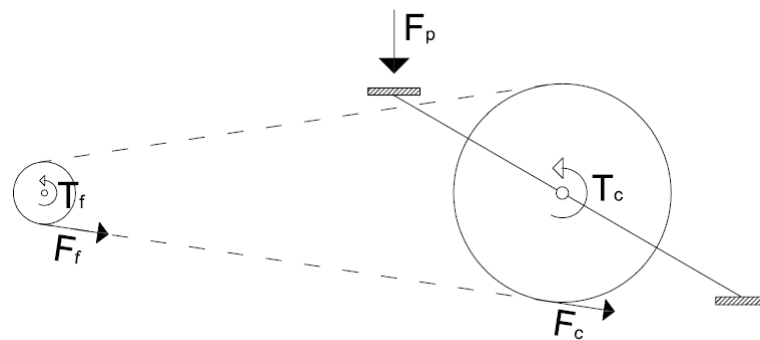


Figura 8: Força transmitida através do pedal

Fonte: O autor.

Encontrada a força F_p , pode-se calcular o torque gerado:

$$T_c = F_p C_p \quad (13)$$

onde,

T_c torque na coroa [$N m$]

C_p : comprimento do braço do pedivela [m]

Na situação 2, no caso onde o ciclista salta de um meio-fio com o triciclo, também é importante para este estudo, pois é uma situação que acontece no dia a dia do ciclista e deve ser previsto nos cálculos do projeto. Porém, tem-se uma certa dificuldade em estimar a força aplicada à estrutura durante este tipo de evento. Isto é, a posição do ciclista, qual roda toca primeiro no solo, a rigidez e pressão nos pneus, são fatores que podem alterar estas forças. Assim, aqui utiliza-se os resultados obtidos em prática por Pirnat et al. (2011) como uma estimativa da força real a qual o triciclo estaria exposto. Pirnat et al. (2011) mediu as forças presentes em uma bicicleta dobrável em diversas condições diferentes, considerando a massa do ciclista de 80 kg .

Tabela 5: Forças nas rodas em um salto de um meio-fio com uma bicicleta dobrável

Dados para salto de um meio-fio	
F_y na roda dianteira [N]	1140
F_x na roda dianteira [N]	164
F_y na roda traseira [N]	959
Velocidade [km/h]	10

Fonte: Adaptado de Pirnat et al. (2011).

3.4 DADOS INICIAS PARA OS CÁCULOS

Considerando um ciclista de 85,9 kg , que corresponde a massa de 95% da população brasileira (vide Tabela 1), a força de pedalada do ciclista é:

$$F_p = 2443,7 N$$

com a força F_p , pode-se calcular o torque gerado, assim:

$$T_c = 415,4 N m$$

A força atuando na corrente de transmissão é obtido com o torque gerado na coroa, então, a força presente na corrente fica:

$$F_c = 4\,989,8\,N$$

As forças resultantes nas rodas, considerando salto de meio-fio, são:

$$F_y \text{ na roda dianteira} = 1224,1\,N$$

$$F_x \text{ na roda dianteira} = 176,1\,N$$

$$F_y \text{ na roda traseira} = 1029,7\,N$$

3.5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DAS TENSÕES NO CHASSI

As condições de contorno inseridas no *software* considerando a força de impulso no pedal em local íngreme, pode ser observado na Figura 9. Essa simulação é uma simplificação do que acontece na realidade, pois a força de impulso no pedal gera uma torção na estrutura do triciclo. Na realidade, ao se aplicar essa força, o ciclista inclina o triciclo para o lado da força, as molas comprimir-se-iam e exerceriam uma força contra esse movimento. Assim, para se ter uma representação real de tal movimento seria necessário uma análise dinâmica da estrutura. A força é então aplicada de forma estática na estrutura, sendo o eixo da roda dianteira fixa em todas as direções; a parte traseira do triciclo é fixa, não permitindo movimentos verticais.

Com a pedalada, tem-se duas forças em direções opostas tentando comprimir a estrutura do triciclo. Uma na região da coroa, e outra na região da catraca. Como o eixo dianteiro é fixo para a análise, a força não pode ser aplicada neste local, pois o programa utilizado não saberia interpretar tal situação. Assim, aplica-se o dobro da força na região da coroa, resultando assim em uma compressão da estrutura como se fossem duas forças opostas aplicadas. Neste trabalho, não considera-se a direção das deformações na estrutura. O resultado desta análise (estática e não dinâmica) não é uma representação perfeita do que aconteceria na realidade, porém, utilizando o mesmo, como critério de projeto, levaria a um superdimensionamento da estrutura e não o contrário (na simulação dinâmica ter-se-ia um amortecimento através do movimento. Por isso, tal aproximação é considerada aceitável.

Adicionou-se um suporte fixo na parte traseira do chassi do triciclo. As forças são aplicadas no eixo onde se posicionam a coroa e a catraca. Os eixos foram adicionados para ter-se uma melhor aproximação da realidade com a simulação, porém eles não são objetos de estudo no presente trabalho.

No caso das forças que surgem devido ao salto do meio-fio, foi utilizado na simulação numérica os valores calculados baseado em Pirnat et al. (2011).

Fez-se o uso de elementos tetraedricos na simulação. Também utilizou-se elementos hexaedricos para análise, não verificou-se nenhuma mudança nos resultados. Não se fez um estudo aprofundado da convergência dos resultados, porém, fez-se refinamentos na malha, nas regiões de concentração de tensão, de forma a se ter uma melhor descrição do que acontece localmente.

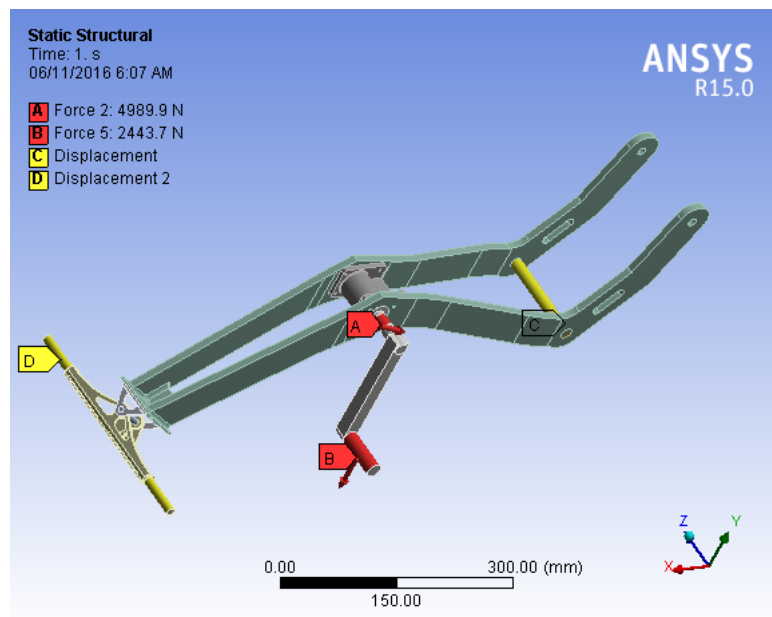


Figura 9: Aplicação das forças de impulso no pedal em aclave

Fonte: O autor.

As tensões resultantes que apareceram na estrutura foram relativamente altas quando comparadas a outros estudos que simularam quadros de bicicleta, como por exemplo o trabalho realizado por Dwyer et al. (2012) que obteve uma tensão máxima na estrutura de 95 MPa . Fez-se algumas mudanças no chassi, como o aumento dos raios das curvas nos pontos de concentrações de tensão, mas sem grande sucesso. As Figuras 11 e 12 mostram as tensões no chassi que foram definidos como a melhor opção. Uma força foi aplicada na parte frontal para que se pudesse ter uma noção da tensão que estaria presente na estrutura devido as forças presentes no guidom (forças baseadas no estudo de Maestrelli (2008)), depois disso alívios de peso foram adicionados.

A caixa do pedivela presente no centro do chassi, que é utilizado para cobrir o movimento central do triciclo que também foi modificada, pois a mesma acaba ajudando a estrutura a suportar as forças de torção presentes.

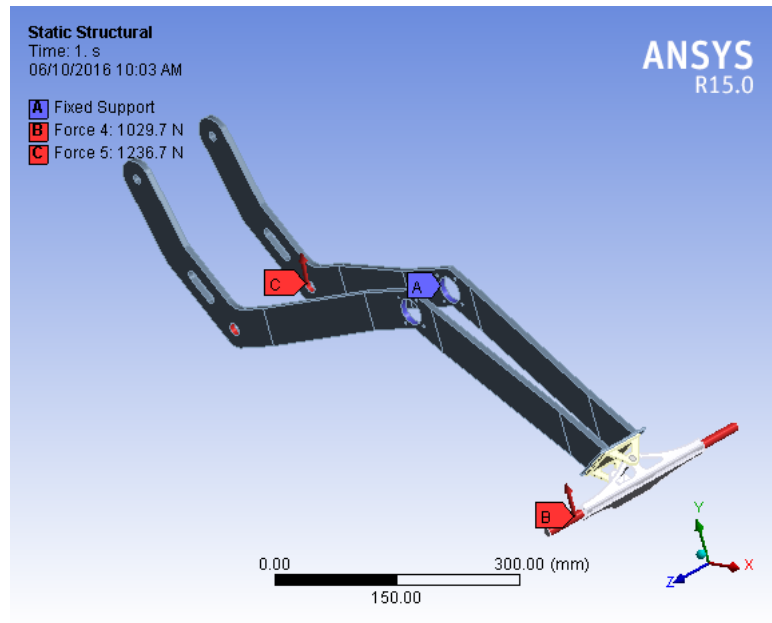


Figura 10: Aplicação das forças gerada pelo impacto do salto

Fonte: O autor.

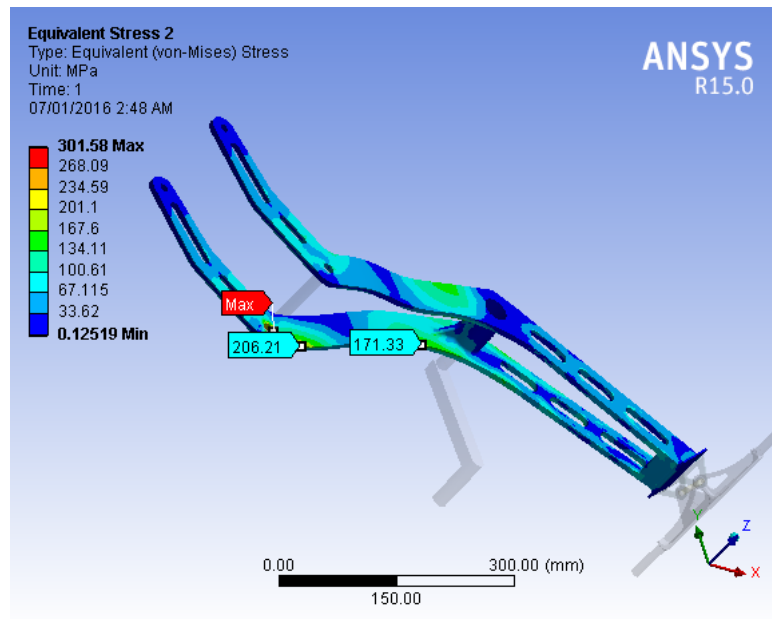


Figura 11: Tensões devido à força de impulso no pedal - vista “1”

Fonte: O autor.

A maior tensão presente na estrutura está localizada no orifício onde o eixo dianteiro é posicionado. Esta tensão aparece em uma região que tem menos de $0,5\text{ mm}$ de extensão. A mesma é compressiva, assim, fadiga não é um problema (NORTON, 2011). Suspeita-se que esta área pode estar sujeita a uma pequena deformação plástica (não é possível afirmar que tal

fenômeno ocorrer-se-ia pois fez-se o uso de propriedades lineares para a simulação do material), o que não resulta na falha estrutural.

Desconsiderando o ponto citado, a área de maior tensão equivalente de von-Mises é mostrada na Figura 12, que está sujeita a uma tensão aproximada de $209,29 \text{ MPa}$. Os resultados para a situação em que se tem o impacto são desconsideradas, pois as tensões geradas na estrutura são pequenas quando comparadas as tensões geradas pela pedalada. Comparando-se este estudo a outros como o de Maestrelli (2008) e Covill et al. (2014) que também utilizaram Soden e Adeyefa (1979) como fonte de dados, tem-se que as forças presentes nos outros estudos são menores, até mesmo a norma europeia recomenda o teste com uma força de $1\,100 \text{ N}$, aqui utilizou-se quase $2\,500 \text{ N}$.

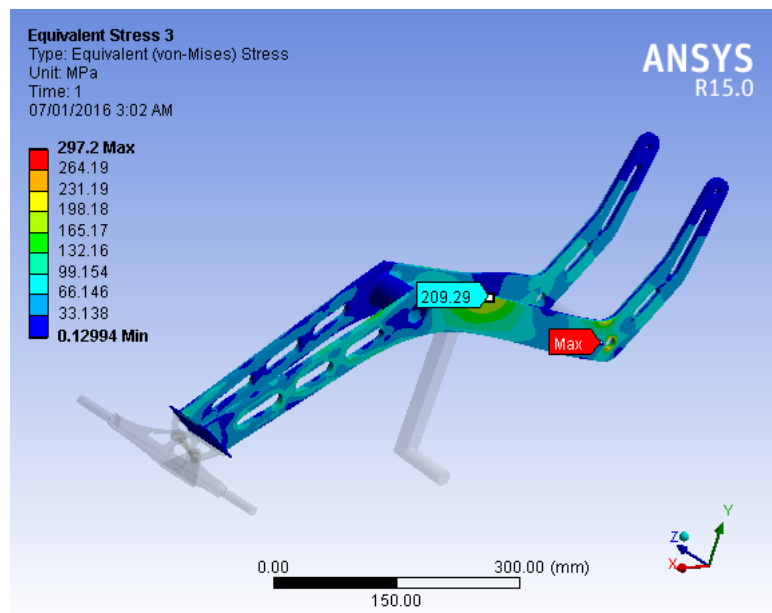


Figura 12: Tensões devido à força de impulso no pedal - vista “2”

Fonte: O autor.

3.5.1 CÁLCULO DA VIDA EM FADIGA DO MATERIAL

Segundo Dwyer et al. (2012) a *American Society for Testing and Materials* - ASTM, apresenta diferentes classificações de testes para quadros de bicicletas. A norma apresentada no trabalho de Dwyer et al. (2012) (ASTM F2711-08) é para o teste com forças horizontais no eixo dianteiro. Neste teste aplica-se uma força de tração de $1\,200 \text{ N}$ e de compressão de 600 N no eixo dianteiro. Este teste é indicado para bicicletas que serão utilizadas em áreas irregulares e para pequenos saltos, a ASTM recomenda que o teste seja repetido por $50\,000$

ciclos. Na norma europeia EN 14781 (Novembro 2005), um teste de fadiga para a pedalada é apresentado, onde aplica-se 100 000 ciclos de 1 100 N nos pedais, utilizando um pedivela de 175 mm . Devido a força indicada nos testes na norma europeia ser um pouco menor do que a metade do que a utilizada neste trabalho, no projeto do triciclo considera-se que 50 000 ciclos é um número aceitável para o dimensionamento em fadiga.

Verifica-se a resistência em fadiga do alumínio 7005-T6 de modo a descobrir o fator de segurança para o triciclo com 50 000 ciclos de tensão. Para isso, deve-se determinar qual seria a sua resistência após 50 000 ciclos utilizando o diagrama $S-N$ e então dividir o valor encontrado pela máxima tensão equivalente de von-Mises, que é encontrada através da simulação. Este método de análise é considerado conservativo (NORTON, 2011) (TAKAHASHI, 2014) pois não considera o efeito benéfico das tensões compressivas (tensões compressivas tendem a aumentar a vida em fadiga).

Como a resistência do 7005-T6 é maior que 330 MPa ($S_{ut} = 350 MPa$) (DWYER et al., 2012) a sua resistência à fadiga teórica é $S'_{f@5E8} = 130 MPa$. Após a definição de sua resistência à fadiga teórica, os fatores de correção devem ser utilizados.

Neste trabalho, foram utilizados os dados do aço para os cálculos dos fatores de correção de resistência em fadiga para o alumínio, como uma aproximação. Para efeitos de solicitação, utiliza-se a tensão equivalente de von Mises para os cálculos, assim, deve-se utilizar a resistência à fadiga sob flexão $C_{carreg} = 1$ para a correção, conforme visto anteriormente na Seção 2.6.3.

Considerando-se a maior seção da estrutura para a análise, assim, tem-se um retângulo de 10 por 50 mm . Estruturas em formas retangulares devem ter o seu diâmetro equivalente calculado, assim da Figura 2, temos:

$$A_{95} = 25 \text{ mm}^2$$

e o diâmetro equivalente fica:

$$d_{equiv} = 18,137 \text{ mm}$$

Após determinado o diâmetro equivalente, pode-se encontrar o fator de correção para tamanho, assim:

$$C_{tamanho} = 0,898$$

Considerando o acabamento superficial do material usinado, o fator de correção para superfície fica:

$$C_{superf} = 0,955$$

Admitindo que o triciclo seja utilizado em temperatura ambiente, o fator de correção para temperatura, então fica:

$$C_{temp} = 1$$

Adotando uma confiabilidade de 90%, temos:

$$C_{conf} = 0,897$$

Após ter determinado todos os fatores de correção, encontra-se a resistência à fadiga corrigida S_f através da Equação 4:

$$S_f = 100 MPa$$

Então, pode-se criar o diagrama $S - N$ para a estrutura.

$$S_m = 315 MPa$$

$$z = -5,699$$

$$b = -0,08744$$

$$a = 575,276$$

Logo, pode-se determinar a resistência da estrutura após 50 000 ciclos, utilizando a Equação 7:

$$S_n = 223,745 MPa$$

Pode-se determinar o fator de segurança para o triciclo pela Equação 14, onde a tensão alternante é a máxima tensão equivalente de von-Mises retirada das simulações:

$$N_f = \frac{S_n}{\sigma_a} \quad (14)$$

Então, finalmente temos:

$$N_f = 1,07$$

3.6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O chassi foi primeiramente dimensionado fazendo-se o uso da antropometria. O mesmo foi simulado fazendo uso do *software* de elementos finitos ANSYS *Static Structural*, sendo a sua estrutura então modificada de forma a obter uma melhor distribuição de tensões, assim como ter um alívio de peso. Por último, tem-se o desenho técnico do chassi do triciclo.

O fator de segurança de 1,07 pode ser considerado baixo, porém o estudo foi feito baseando-se no pior caso, isto é quase 3 vezes o peso do ciclista é aplicado ao pedal. Mesmo assim, a estrutura suporta o número de ciclos recomendado em norma.

Um dos pontos para melhorar o estudo, seria obter valores experimentais das forças por medições efetuadas no triciclo, possibilitando assim, maior precisão nos cálculos. Um valor real da fadiga do triciclo, e do material também levariam a melhorias do projeto.

Por fim, tem-se que a tensão de von-Mises foi utilizada para o estudo das tensões estrutural do chassi, mesmo sendo de certa forma não recomendada por autores como Norton (2011) e Takahashi (2014), assim, recomenda-se um estudo mais aprofundado da distribuição de tensões presentes no triciclo, e também fazer o uso de um método para o cálculo em fadiga que seja menos conservador.

REFERÊNCIAS

- BBC. **Halfbike: The bicycle, abridged.** 2014. Disponível em: <<http://www.bbc.com/autos/story/20140826-the-bicycle-abridged>>. Acesso em: 29 de março de 2016.
- BHAT, S.; PATIBANDLA, R. Metal fatigue and basic theoretical models: a review. **InTech Open Science**, p. 203–236, 12 2011.
- CET. **Ciclofaixa operacional de lazer.** 2015. Disponível em: <<http://www.cetsp.com.br/consultas/bicicleta/ciclofaixa-operacional-de-lazer.aspx>>. Acesso em: 28 de outubro de 2015.
- COVILL, D. et al. Parametric finite element analysis of bicycle frame geometries. **Procedia Engineering**, v. 72, p. 441–446, 2014.
- DWYER, F.; SHAW, A.; TOMBARELLI, R. **Material and design optimization for an aluminum bike frame.** 2012. Monography (Degree of Bachelor of Science), Worcester Polytechnic Institute, Worcester, Massachusetts, U.S.
- EMPLASA. **Por dentro da região metropolitana de São Paulo.** 2011. Disponível em: <<http://www.emplasa.sp.gov.br/emplasa/RMSP/rmsp.pdf>>. Acesso em: 29 de março de 2016.
- ESTADÃO. **Rio quer chegar a 450 km de ciclovias e ser a “Capital da Bike”.** 2014. Disponível em: <<http://brasil.estadao.com.br/noticias/rio-de-janeiro,rio-quer-chegar-a-450-km-de-ciclovias-e-ser-a-capital-da-bike,1562459>>. Acesso em: 30 de maio de 2016.
- FARAG, M. M. Quantitative methods of materials substitution: Application to automotive components. **Materials Design**, v. 29, n. 2, p. 374–380, 2007.
- FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **A first course in finite elements.** Chichester: John Wiley Sons, 2007.
- GLOBO. **Caderno 4 - Mobilidade urbana.** 2014. Disponível em: <<http://app.cadernosglobo.com.br/volume-04/mobilidade-urbana.htmlcapa>>. Acesso em: 28 de outubro de 2015.
- HAMILL, J.; KNUTZEN, K. M. **Bases biomecânicas do movimento humano.** São Paulo: Pearson, 2009.
- IIDA, I. **Ergonomia, projeto e produção.** São Paulo: Edgard Blucher, 2005.
- JAHAN, A. et al. Material screening and choosing methods - a review. **Materials Design**, v. 31, n. 2, p. 696–705, 2010.
- KUGUEL, R. Relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume. **American Society for Testing and Materials Proceedings**, v. 61, p. 732–748, 1961.

LOGAN, D. **A first course in the finite element method**. Toronto: Thomson, 2007.

MAESTRELLI, L. Bicycle frame optimization by means of an advanced gradient method algorithm. **European Hyperworks Technology Conference**, 2008. Technical session 9: Optimization.

NORTON, R. L. **Machine design - an integrated approach**. New York: Pearson, 2011.

PIRNAT, M.; SAVŠEK, Z.; BOLTEŽAR, M. Measuring dynamic loads on a foldable city bicycle. **Journal of Mechanical Engineering**, v. 57, p. 21–26, 2011.

SHIGLEY, J. E. **Projeto de engenharia mecânica**. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SODEN, P. D.; ADEYEFA, B. A. Forces applied to a bicycle during normal cycling. **Journal of Biomechanics**, v. 12, p. 527–541, 1979.

TAKAHASHI, B. X. **Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos a fadiga uni e multiaxial**. Dissertação (Mestrado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2014.

VIP. **Halfbike II é o projeto mais bem sucedido do Kickstarter**. 2015. Disponível em: <<http://vip.abril.com.br/halfbike-ii-e-o-projeto-mais-bem-sucedido-do-kickstarter/>>. Acesso em: 03 de abril de 2016.

APÊNDICE A - DESENHOS

Apêndice 01 - Chassi - Montagem

Apêndice 02 - Chapa do meio - Chassi

Apêndice 03 - Chapa do meio - tubo

Apêndice 04 - Chapa traseira

Apêndice 05 - Lado direito - Chassi

Apêndice 06 - Lado esquerdo - Chassi

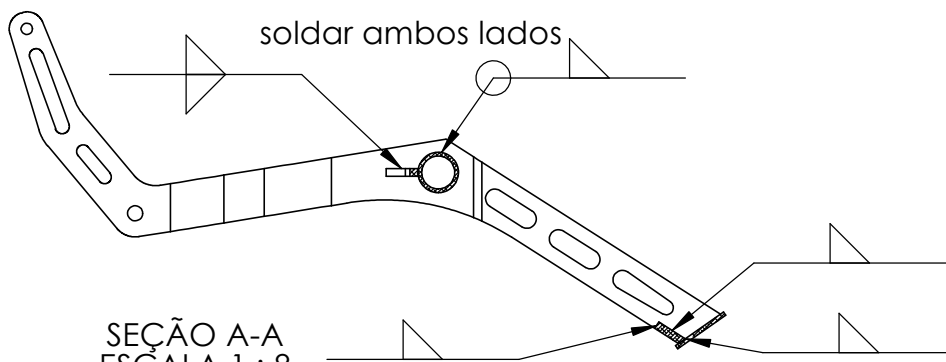
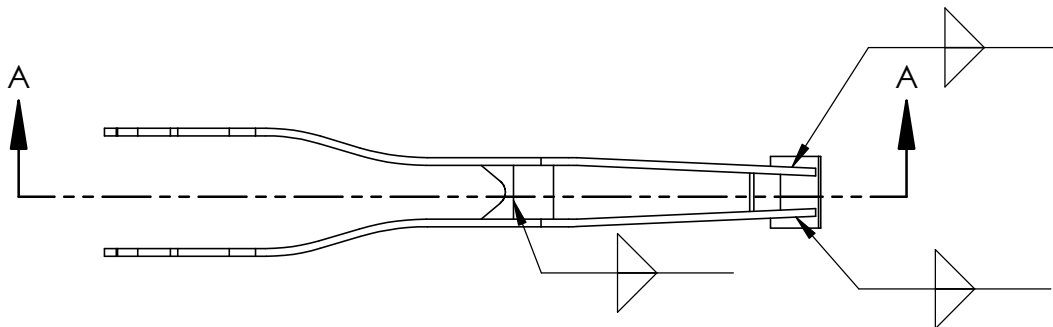
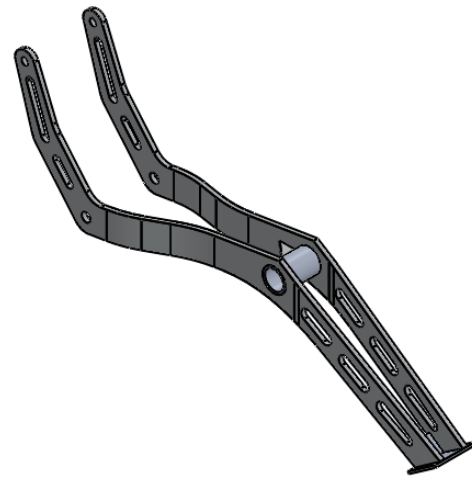
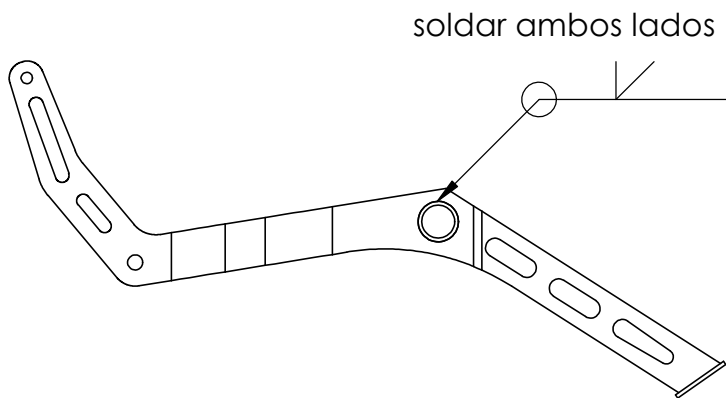
Apêndice 07 - Tubo central

4

3

2

1



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 8

ITEM NO.	PART NUMBER	MATERIAL	QTD.
1	Chapa do meio - Chassi	Alumínio 7005 - T6 9,52 x 50 x 50	1
2	chapa do meio - tubo	Alumínio 7005 - T6 7,92 X 45 X 65	1
3	Chapa traseira	Alumínio 7005 - T6, 4 x 67 x 80	1
4	Lado direito - Chassi	Alumínio 7005 - T6, 9,52 x 270 x 990	1
5	Lado esquerdo - Chassi	Alumínio 7005 - T6, 9,52 x 270 x 990	1
6	tubo central	Alumínio 7005 - T6 Ø 43,5 X Ø 33,8 X 85	1

TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS						
de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm
± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5

ACABAMENTO
USINADO

QUANTIDADE
01



NOME	ASSINATURA	DATA
DES. André L. Molgato		15/06/2016
VERIF. André L. Molgato		15/06/2016
APROV.		22/06/2016

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MATERIAL: Alumínio 7005 - T6 Nome: Chassi - Montagem



PROJETO

CHASSI TRICICLO

A4

SOLIDWORKS Student License
Academic Use Only

PESO: g

ESCALA: 1:1

FOLHA 1 DE 7

4

3

2

1

4

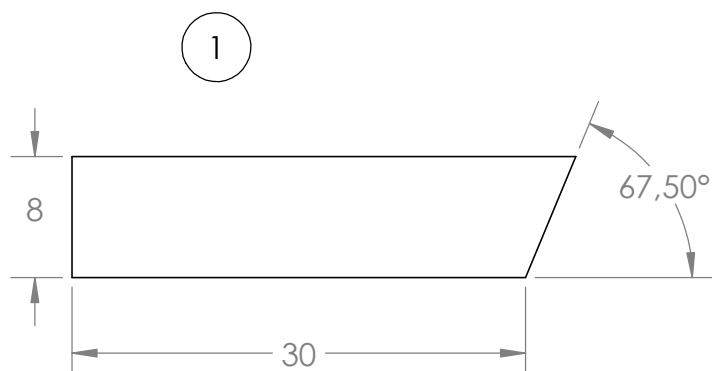
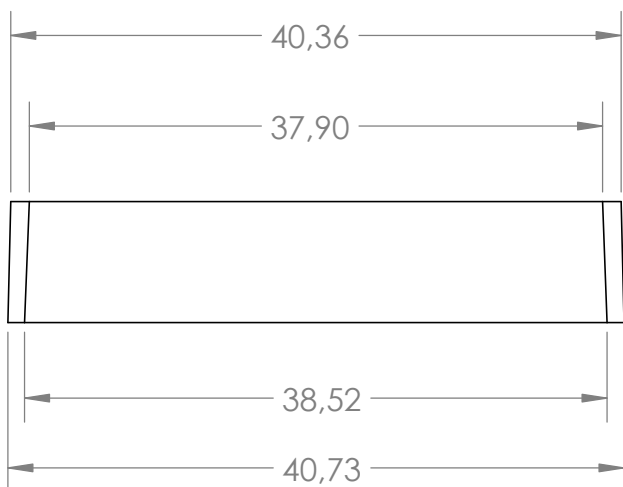
3

2

1

F

F



E

E

D

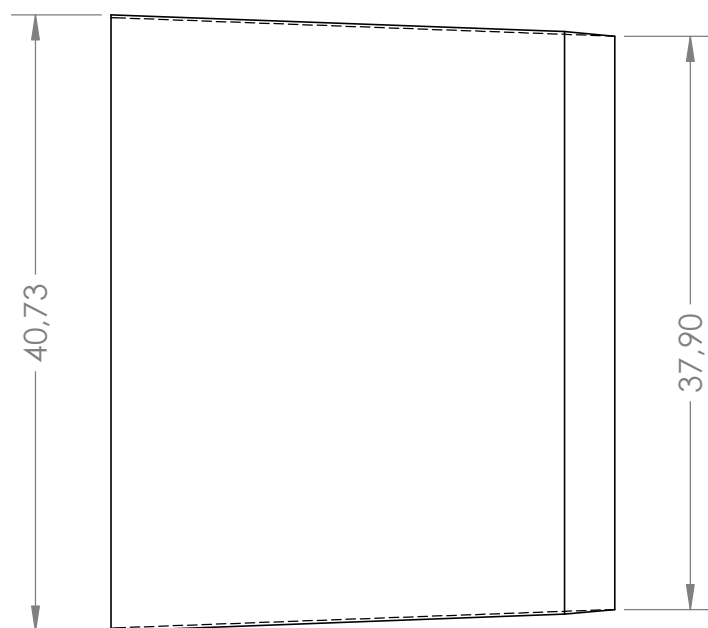
D

C

C

B

B



A

A

TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS							ACABAMENTO
de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	USINADO
± 0,05	± 0,08	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	QUANTIDADE 01



NOME	ASSINATURA	DATA
DES. André L. Molgato		15/06/2016
VERIF. André L. Molgato		15/06/2016
APROV.		22/06/2016

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MATERIAL: Alumínio 7005 - T6
9,52 x 50 x 50

Nome
Chapa do meio - Chassi



PROJETO

CHASSI TRICICLO

A4

PESO: 26,92 g

ESCALA: 2:1

FOLHA 2 DE 7

SOLIDWORKS Student License
Academic Use Only

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

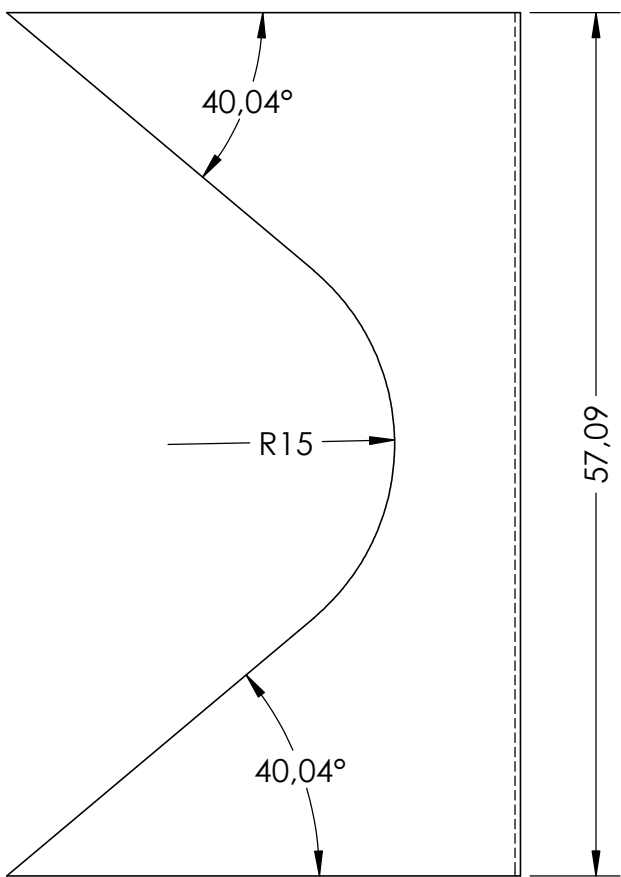
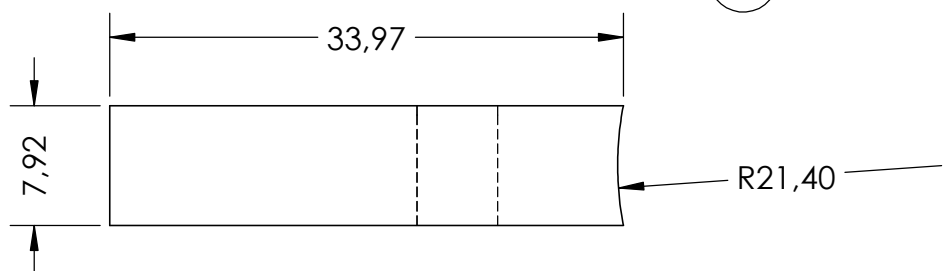
B

B

A

A

2



TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS						
de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm
± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5

ACABAMENTO USINADO
QUANTIDADE 01



NOME	ASSINATURA	DATA
DES. André L. Molgare		15/06/2016
VERIF. André L. Molgare		15/06/2016
APROV.		22/06/2016

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	
MATERIAL: Alumínio 7005 - T6 7,92 X 45 X 65	Nome chapa do meio - tubo

PROJETO	CHASSI TRICICLO	A4
1° Diedro		

SOLIDWORKS Student License
Academic Use Only

PESO: 21.96 g ESCALA: 2:1 FOLHA 3 DE 7

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

3

4

62

76



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DES.	NOME	ASSINATURA	DATA
DES.	André L. Molgato		15/06/2016
VERIF.	André L. Molgato		15/06/2016
APROV.			22/06/2016

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MATERIAL: Alumínio 7005 - T6,
4 x 67 x 80Nome
Chapa traseira - Chassi

TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS						
de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm
± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5

ACABAMENTO
USINADO

QUANTIDADE

01



1º Diedro

PROJETO

CHASSI TRICICLO

A4

PESO: 50.89 g

ESCALA: 1:1

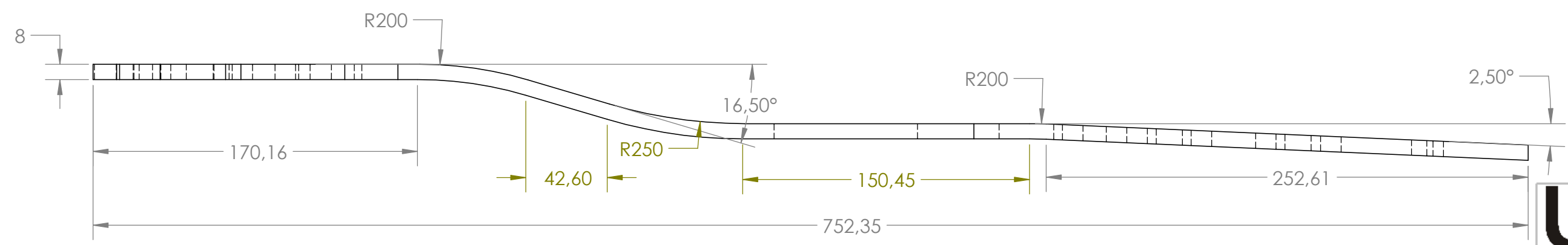
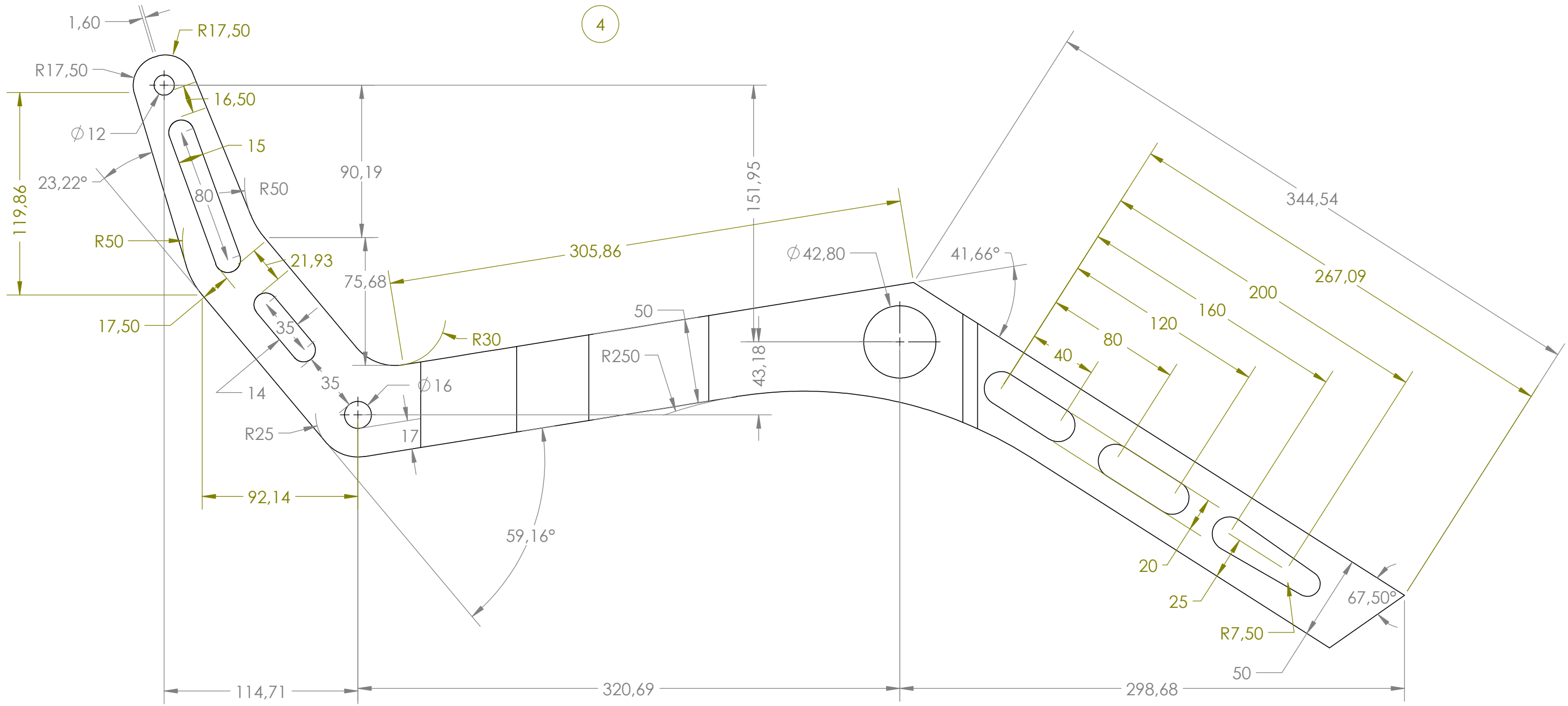
FOLHA 4 DE 7

4

3

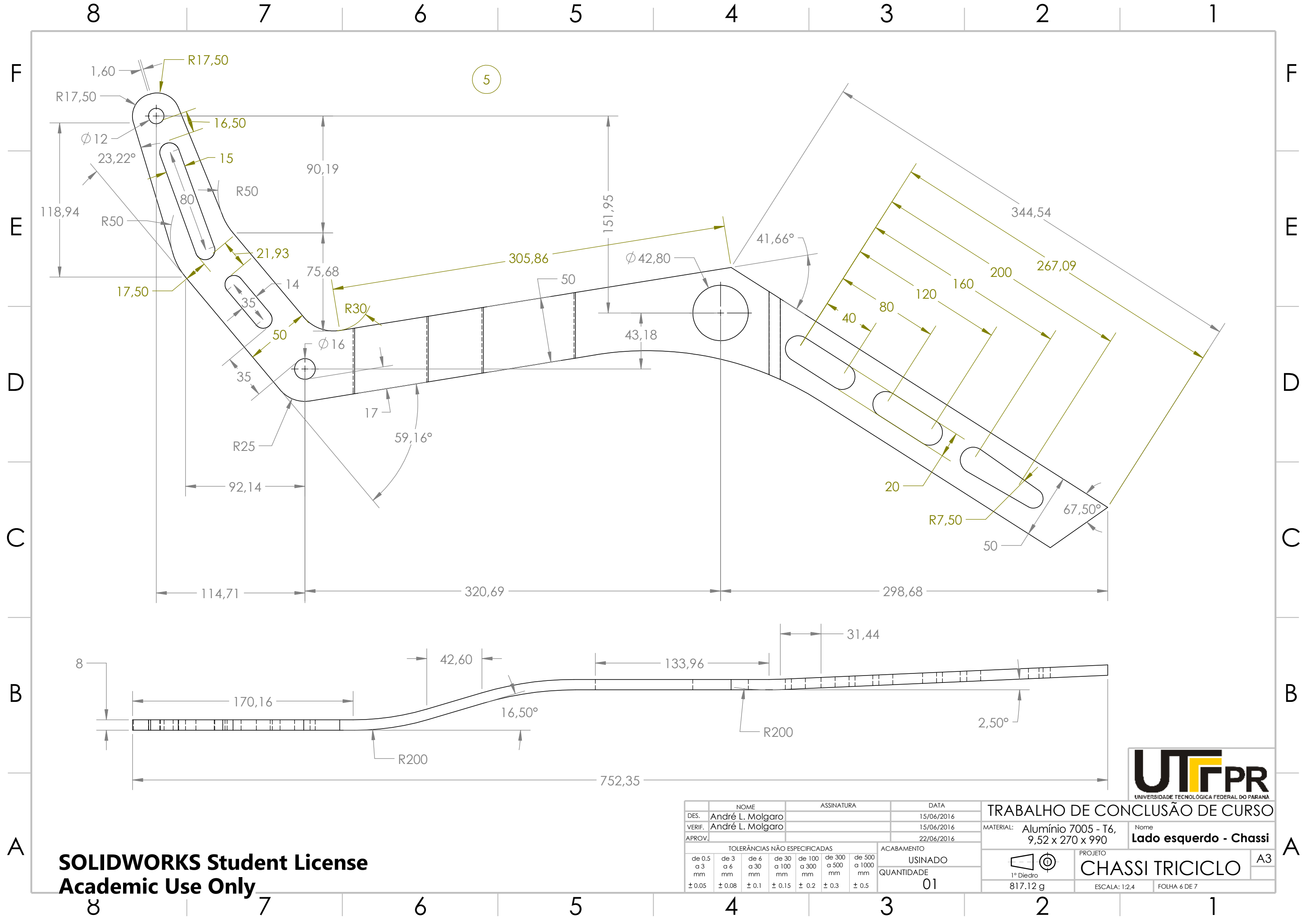
2

1



NOME		ASSINATURA		DATA		TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	
DES.	André L. Molgato				15/06/2016	MATERIAL: Alumínio 7005 - T6, 9,52 x 270 x 990	
VERIF.	André L. Molgato				15/06/2016	Nome	
APROV.					22/06/2016	Lado direito - Chassi	
TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS						ACABAMENTO	
de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	USINADO
± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	QUANTIDADE
						01	
1° Diedro		PROJETO		CHASSI TRICICLO		A3	
817.12 g		ESCALA: 1:2.4		FOLHA 5 DE 7			

SOLIDWORKS Student License
Academic Use Only



5



	NOME	ASSINATURA	DATA
DES.	André L. Molgare		15/06/2016
VERIF.	André L. Molgare		15/06/2016
APROV.			22/06/2016

TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS							ACABAMENTO	
de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	USINADO	
± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	QUANTIDADE	
							01	

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO		
MATERIAL: Alumínio 7005 - T6, 9,52 x 270 x 990	Nome Lado esquerdo - Chassi	
PROJETO CHASSI TRICICLO	A3	
817.12 g	ESCALA: 1:2,4	FOLHA 6 DE 7

SOLIDWORKS Student License
Academic Use Only

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

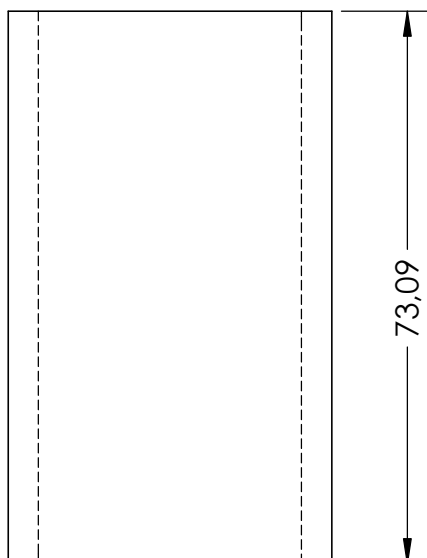
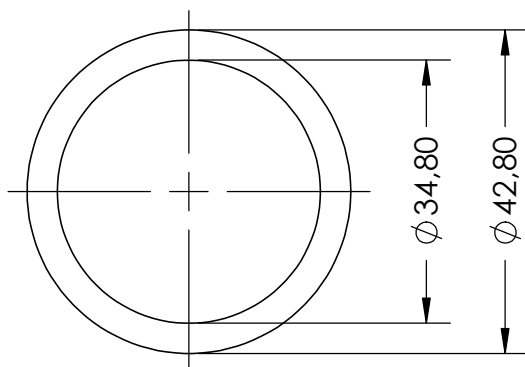
B

B

A

A

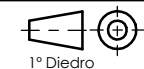
6



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

NOME		ASSINATURA		DATA		TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			
DES.	André L. Molgato			15/06/2016		MATERIAL: Alumínio 7005 - T6			
VERIF.	André L. Molgato			15/06/2016		Nome: tubo central			
APROV.				22/06/2016		PROJETO			
TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS						ACABAMENTO			
de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	USINADO		
± 0,05	± 0,08	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	QUANTIDADE		
						01		1° Diedro	
						PESO: 96,22 g		ESCALA: 1:1	
								FOLHA 7 DE 7	

CHASSI TRICICLO



A4

4

3

2

1