

UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO FINAL DE CURSO

PROJETO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO BAJA

João Lucas Pereira Leitão

Goiânia

2019



EMC

**TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR
VERSÕES ELETRÔNICAS DE TESES E DISSERTAÇÕES
NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG**

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

1. Identificação do material bibliográfico: Dissertação Tese
 Monografia

2. Identificação da Tese ou Dissertação:

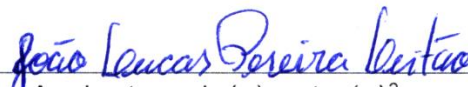
Nome completo do autor: João Lucas Pereira Leitão

Título do trabalho: **PROJETO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO
BAJA**

3. Informações de acesso ao documento:

Concorda com a liberação total do documento SIM NÃO¹

Havendo concordância com a disponibilização eletrônica, torna-se imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF da tese ou dissertação.


Assinatura do(a) autor(a)²

Ciente e de acordo:


Prof.º Sigeo Kitatani Jr.
EMC-UFG
SIAPE 2002933

Assinatura do(a) orientador(a)²

Data: 23 / 12 / 2019

¹ Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à coordenação do curso. Os dados do documento não serão disponibilizados durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

² A assinatura deve ser escaneada.

JOÃO LUCAS PEREIRA LEITÃO

PROJETO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO BAJA

Trabalho acadêmico apresentado como requisito parcial para a aprovação na disciplina de Projeto Final de Curso, do curso de Engenharia Mecânica, da unidade EMC da Universidade Federal de Goiás.

Professor Orientador: Sigeo Kitatani Júnior.

Goiânia

2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Pereira Leitão, João Lucas
Projeto do sistema de suspensão de um veículo baja /
João Lucas Pereira Leitão. - 2019.
133 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. Sigeo Kitatani Júnior.
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade
Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de
Computação (EMC), Engenharia Mecânica, Goiânia, 2019.

Bibliografia. Anexos. Apêndice.
Inclui siglas, símbolos, gráfico, tabelas, algoritmos, lista de figuras,
lista de tabelas.

1. Projeto Final de Curso. 2. Projeto. 3. Suspensão Baja. I. Kitatani
Júnior, Sigeo , orient. II. Título.

CDU 621.03

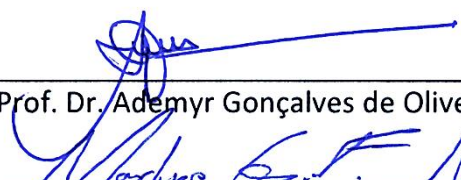
JOÃO LUCAS PEREIRA LEITÃO

PROJETO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO BAJA

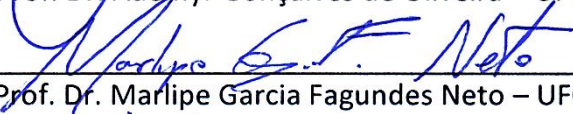
Projeto final de curso, apresentado à Universidade Federal de Goiás, unidade da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação, como requisito para a conclusão do curso superior em Engenharia Mecânica.

Goiânia, 19 de dezembro de 2019.

BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Ademyr Gonçalves de Oliveira – UFG



Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto – UFG



Prof. Dr. Sigeo Kitatani Júnior – UFG – Orientador

Goiânia

2019

AGRADECIMENTOS

A equipe Caryocar Baja UFG, por ser a força motriz de todo este trabalho, e a todos os seus membros que contribuíram com o processo.

Ao professor Sigeo Kitatani Júnior, por seu trabalho como orientador, fornecendo uma visão crítica sempre que necessário, e a todos os demais professores e técnicos que prestaram alguma ajuda a respeito de áreas específicas.

A todo o corpo docente do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Goiás, por fornecer o conhecimento necessário à realização deste projeto.

RESUMO

Este trabalho consiste na descrição e registro de todas as etapas referentes à metodologia empregada durante o desenvolvimento do sistema de suspensão de um protótipo de veículo fora de estrada do tipo baja. Será tratado, aqui, a descrição de uma série de conceitos fundamentais à automobilística, possibilitando a compreensão da natureza física e prática do problema. Com base tanto na literatura utilizada como referência, quanto em conhecimentos gerais de engenharia, será feita a modelagem analítica do sistema, de modo a possibilitar a caracterização dos comportamentos dinâmico e cinemático do mecanismo estudado, em função de suas características geométricas. Isso permitirá que as dimensões finais dos componentes do sistema sejam selecionadas, de maneira que se atinja os resultados desejados. Uma vez realizado o dimensionamento das partes, os valores selecionados serão validados quanto a sua resistência mecânica, garantindo que as características necessárias para a obtenção do comportamento desejado sejam suficientes para resistir aos esforços aos quais o conjunto estará submetido. A realização de todas estas etapas será auxiliada, a todo momento, pela utilização de ferramentas computacionais de programação, modelagem gráfica e simulação física.

Palavras-chave: Sistema de suspensão; Comportamento dinâmico; Comportamento cinemático; Dimensionamento; Verificação.

ABSTRACT

This text consists in the description and registration of all the steps related to the methodology employed during the development of the suspension system of a baja type off-road vehicle prototype. The description of a series of concepts fundamental to the automotive design will be discussed, allowing the understanding of the physical and practical nature of the problem. Based on the literature used as reference, as well as on general engineering knowledge, the analytical modeling of the system will be made, in order to enable the characterization of the dynamic and kinematic behaviors of the studied mechanism, in function of its geometric characteristics. This will allow the final dimensions of system's components to be selected, in order to achieve the desired results. Once the parts are dimensioned, the selected values will be validated for their mechanical resistance, ensuring that the characteristics necessary to obtain the desired behavior are sufficient to withstand the stresses to which the set will be subjected. The completion of all these steps will be assisted at all times by the use of computer aided tools like programming, graphic modeling and physical simulation.

Keywords: Suspension system; Dynamic behavior; Kinematic behavior; Dimensioning; Stress verification.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Suspensão do tipo <i>Short Long Arm</i> (SLA).	22
Figura 2 - Ângulo de cambagem.	23
Figura 3 - Convergência e divergência.....	24
Figura 4 - Vista lateral da roda.	25
Figura 5 - Vista frontal da roda.....	26
Figura 6 - Movimento de rolagem.....	28
Figura 7 - Sub-esterçamento e sobre-esterçamento durante uma curva.....	29
Figura 8 - Suspensão de eixo rígido do tipo <i>Four Link</i>	30
Figura 9 - Suspensão independente do tipo <i>MacPherson</i>	31
Figura 10 - Suspensão traseira do tipo <i>Trailing</i>	33
Figura 11 - Suspensão <i>Semi-Trailing</i> , vista superior do eixo traseiro.	33
Figura 12 - Roda Asia Towner 1998.....	39
Figura 13 - Pinça de freio traseira Sundown STX 200.....	40
Figura 14 - Montagem da manga de eixo e seus componentes.	41
Figura 15 - Cubo modelo Ford Ka 2004, modelo original (a) e versão modificada (b)	42
Figura 16 - Montagem inicial cubo/disco de freio/roda.	43
Figura 17 - Espaçador da roda.....	44
Figura 18 - Ângulos de caster e pino-mestre (kpi) da manga dianteira proposta.....	45
Figura 19 - Corpo da manga de eixo dianteira direita.....	46
Figura 20 - Montagem completa da manga dianteira direita.	47
Figura 21 - Centro de rolagem.....	51
Figura 22 - Diagrama de <i>anti-dive</i> da suspensão dianteira (Vista lateral).	57

Figura 23 - Vista lateral dianteira (dimensões em mm).	58
Figura 24 - Vista lateral traseira (dimensões em mm).	59
Figura 25 - Esquema representativo da montagem das rodas dianteiras com os pneus.	60
Figura 26 - Esquema representativo dos componentes da suspensão.....	61
Figura 27 - Ângulo de posicionamento dos terminais nas balanças.	63
Figura 28 - Razão de instalação	64
Figura 29 - Suspensão dianteira na posição estática (dimensões em mm).	66
Figura 30 - Comportamento de cambagem da suspensão dianteira.	66
Figura 31 - Suspensão traseira na posição estática (dimensões em mm).	67
Figura 32 - Comportamento de cambagem da suspensão traseira.	68
Figura 33 - Obtenção dos eixos de rotação das balanças.	71
Figura 34 - Esboço 3D da suspensão.	72
Figura 35 - Esboço 3D da suspensão (Detalhe das fixações).....	73
Figura 36 - Modelo CAD da suspensão dianteira direita.	75
Figura 37 - Modelo CAD da suspensão traseira esquerda.	76
Figura 38 - Convergência das rodas traseiras nos fins de curso positivo (a) e negativo (b). ...	77
Figura 39 - Direções dos esforços verificados durante a simulação.	78
Figura 40 - Malhas utilizadas nas simulações - Conjuntos dianteiro (A) e traseiro (B).....	80
Figura 41 - Tensões na suspensão dianteira - Esforço vertical.....	82
Figura 42 - Tensões na suspensão dianteira - Esforço longitudinal.	82
Figura 43 - Reforço estrutural no suporte dos amortecedores nas balanças.	83
Figura 44 - Tensões na suspensão dianteira reforçada - Esforço vertical.....	83
Figura 45 - Tensões na suspensão traseira - Esforço vertical.....	84

Figura 46 - Tensões na suspensão traseira - Esforço longitudinal.	85
Figura 47 - Tensões na suspensão traseira reforçada - Esforço vertical.	85
Figura 48 - Tensões na suspensão dianteira reforçada - Esforço axial (A) e Momento (B).	86
Figura 49 - Tensões na suspensão traseira reforçada - Esforço axial (A) e Momento (B).	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Estimativa da posição do centro de gravidade.....	49
Tabela 2 - Resultados obtidos na primeira iteração realizada.	55
Tabela 3 - Resultados obtidos na última iteração realizada.....	56
Tabela 4 - Características gerais obtidas.	88

LISTA DE SÍMBOLOS

A_α	Aceleração lateral no centro de gravidade [m/s^2]
V	Velocidade linear do veículo [m/s]
R	Raio da curva [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
W'	Peso efetivo do veículo [N]
M	Massa total do veículo [kg]
A_Y	Aceleração lateral sentida no sentido da inclinação da pista [m/s^2]
α	<i>Banking</i> [$^\circ$]
W'_F	Peso efetivo no eixo dianteiro [N]
W'_R	Peso efetivo no eixo traseiro [N]
a	Distância horizontal lateral entre o CG e o eixo dianteiro [m]
b	Distância horizontal lateral entre o CG e o eixo traseiro [m]
L	Comprimento entre eixos [m]
ΔW_F	Transferência lateral de carga no eixo dianteiro [N]
ΔW_R	Transferência lateral de carga no eixo traseiro [N]
t_F	Largura entre os contatos pneu/solo dianteiros [m]
t_R	Largura entre os contatos pneu/solo traseiros [m]
H	Distância perpendicular entre o CG e o eixo de rolagem [m]
Z_{RF}	Altura do centro de rolagem dianteiro [m]
Z_{RR}	Altura do centro de rolagem traseiro [m]
$K_{\theta F}$	Razão de rolagem dianteira [$N.m/rad$]
$K_{\theta R}$	Razão de rolagem traseira [$N.m/rad$]

W'_{FO}	Carga na roda dianteira externa [N]
W'_{FI}	Carga na roda dianteira interna [N]
W'_{RO}	Carga na roda traseira externa [N]
W'_{RI}	Carga na roda traseira interna [N]
$\Delta W'_{FO}$	Variação de W'_{FO} em relação à posição estática [N]
$\Delta W'_{FI}$	Variação de W'_{FI} em relação à posição estática [N]
$\Delta W'_{RO}$	Variação de W'_{RO} em relação à posição estática [N]
$\Delta W'_{RI}$	Variação de W'_{RI} em relação à posição estática [N]
K_R	<i>Ride rate</i> [N/m]
ω_F	Frequência natural da suspensão dianteira [Hz]
ω_R	Frequência natural da suspensão traseira [Hz]
K_{RF}	<i>Ride rate</i> dianteiro [N/m]
K_{RR}	<i>Ride rate</i> traseiro [N/m]
$f_{c,F}$	Fator de correção do <i>ride rate</i> dianteiro []
$f_{c,R}$	Fator de correção do <i>ride rate</i> traseiro []
K^*_{RF}	<i>Ride rate</i> dianteiro corrigido [N/m]
K^*_{RR}	<i>Ride rate</i> traseiro corrigido [N/m]
$K^*_{\theta F}$	Razão de rolagem dianteira corrigida [N.m/rad]
$K^*_{\theta R}$	Razão de rolagem traseira corrigida [N.m/rad]
h_{CG}	Altura do centro de gravidade [m]
$BIAS_F$	Proporção de frenagem dianteira []
ϕ_F	Ângulo para o cálculo do <i>anti-dive</i> [°]
β_1	Ângulo de posicionamento do terminal rotular superior [°]

β_2	Ângulo de posicionamento do terminal rotular inferior [°]
S	Força de compressão das molas [N]
x	Comprimento do braço de alavanca relativo à mola [m]
y	Comprimento do braço de alavanca relativo ao centro da roda [m]
W	Força de reação no contato pneu/solo [N]
k_x	Rigidez do movimento vertical do centro da roda [N/m]
k_y	Rigidez da mola do amortecedor [N/m]
k_p	Rigidez do pneu [N/m]
W_1	Carga atuante nas rodas dianteira na posição estática [N]
W_2	Carga atuante nas rodas traseiras na posição estática [N]
F_x	Força axial aplicada durante as simulações [N]
F_y	Força vertical aplicada durante as simulações [N]
F_z	Força longitudinal aplicada durante as simulações [N]
M_z	Momento fletor aplicado durante as simulações [Nm]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	18
1.1.	Motivação: Baja SAE Brasil	18
1.2.	Objetivos	19
1.2.1.	Objetivo geral	19
1.2.2.	Objetivos específicos	19
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1.	Definições e nomenclaturas	21
2.1.1.	Componentes básicos	22
2.1.2.	Cambagem.....	23
2.1.3.	Ângulo de convergência	24
2.1.4.	Eixo de esterçamento.....	24
2.1.5.	Ângulo de caster	25
2.1.6.	<i>Trail</i>	26
2.1.7.	Ângulo do pino-mestre.....	26
2.1.8.	<i>Scrub radius</i>	27
2.1.9.	Rolagem.....	28
2.1.10.	Sub-esterçamento e sobre-esterçamento	29
2.2.	Tipos de suspensão	30
2.2.1.	Suspensões dianteiras	32
2.2.2.	Suspensões traseiras	32
2.3.	<i>Anti-dive, anti-lift e anti-squat</i>	34
3.	DESENVOLVIMENTO	36
3.1.	Considerações iniciais e parâmetros fixos	36
3.2.	Mangas de eixo	41
3.2.1.	Mangas de eixo dianteiras	44
3.2.2.	Mangas de eixo traseiras.....	47
3.3.	Estimativa da posição do centro de gravidade	48

3.4.	Análise dinâmica	50
3.4.1.	Centros de rolagem	50
3.4.2.	Distribuição de transferência lateral de carga	51
3.4.3.	<i>Anti-dive e anti-squat</i>	57
3.5.	Análise cinemática	59
3.5.1.	Compensação do ângulo de trabalho dos terminais rotulares	62
3.5.2.	Razão de instalação dos amortecedores	63
3.5.3.	Comportamento de cambagem	65
3.6.	Pré-carga dos amortecedores	68
3.7.	Estrutura tridimensional equivalente	70
4.	RESULTADOS	75
4.1.	Modelos CAD	75
4.2.	Simulação de esforços	78
4.2.1.	Esforços vertical e longitudinal	81
4.2.1.1.	Suspensão dianteira	81
4.2.1.2.	Suspensão traseira	84
4.2.2.	Esforço axial e momento fletor	86
4.2.2.1.	Suspensão dianteira	86
4.2.2.2.	Suspensão traseira	87
4.3.	Síntese das características obtidas	88
5.	DISCUSSÃO	89
5.1.	Sugestões para trabalhos futuros	90
6.	CONCLUSÃO	92
	REFERÊNCIAS	93
	APÊNDICES	94

1. INTRODUÇÃO

Desde de o surgimento da indústria automobilística até hoje, a disputa pelo mercado e a competitividade dos eventos esportivos tem agido como potentes catalizadores para o contínuo surgimento de diversos estudos científicos que buscam o aprimoramento das tecnologias e dos procedimentos de desenvolvimento de componentes. Como resultado, além das novas tecnologias obtidas, tornou-se possível ter acesso a um grande acervo bibliográfico referente a análise dos diversos problemas intrínsecos ao projeto automotivo.

Dentre esses problemas, o desenvolvimento do sistema de suspensão é um daqueles que apresenta maior nível de importância geral, sendo crítico tanto em termos de projeto, quanto em termos de funcionalidade do veículo finalizado. Isto é, além de afetar significativamente o comportamento do automóvel em movimento, o projeto da suspensão afetará, também, o desenvolvimento dos demais sub-sistemas como o chassi, o conjunto-motor, o habitáculo, a carroceria, dentre outros.

O sistema de suspensão é, de forma geral, um conjunto mecânico que conecta as rodas do veículo ao seu chassi, permitindo um movimento relativo majoritariamente vertical. Assim, através da adição de componentes de absorção e dissipação de energia (molas e amortecedores) especificamente projetados/selecionados, é possível fazer com que a estrutura do veículo se mantenha estável, enquanto as rodas oscilam de acordo com o relevo do terreno. Ou seja, a suspensão “isolará” a estrutura do veículo das irregularidades da pista, reduzindo a vibração percebida no habitáculo.

Em especial, os sistemas de suspensão presentes em veículos fora de estrada tendem a trabalhar sob condições mais severas que o usual, uma vez que estes geralmente trafegam por superfícies não pavimentadas extremamente irregulares. Portanto, neste tipo de veículo, o projeto do sistema de suspensão se torna ainda mais crítico. Este é o caso no qual se encaixa o protótipo Cascavel P2, da equipe CaryoCAR Baja UFG.

1.1. Motivação: Baja SAE Brasil

A SAE *International* é uma associação global de engenheiros e técnicos especializados nas indústrias aeroespacial e automotiva, que busca desenvolver e disseminar conhecimento relativo a soluções de engenharia relacionadas a essas áreas.

O projeto Baja SAE Brasil é um desafio lançado pela SAE Brasil (divisão nacional da SAE *International*) aos estudantes de engenharia de todo país, buscando estimular a aplicação dos conhecimentos adquiridos em sala de aula através da sua aplicação no desenvolvimento de um protótipo baja (um tipo veículo monoposto fora de estrada), desde a sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. Anualmente, é realizada uma competição de nível nacional na qual participam equipes de todo o país, disputando com seus protótipos, onde a equipe vencedora ganha o direito de participar da etapa internacional da competição.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo geral

A equipe representante da Universidade Federal de Goiás (UFG) no projeto Baja SAE Brasil, a Caryocar Baja UFG, se encontra atualmente em fase de projeto de seu segundo protótipo funcional, denominado Cascavel P2.

Este trabalho possui como objetivo realizar o projeto completo do sistema de suspensão do protótipo Cascavel P2, visando garantir a viabilidade e facilitar ao máximo a execução do posterior processo de fabricação do conjunto, considerando os recursos disponíveis à equipe.

1.2.2. Objetivos específicos

O projeto deverá ocorrer de forma a obter características que, além de resultar em um bom comportamento dinâmico do veículo em um ambiente de competição Baja SAE, também garanta um adequado nível de praticidade de operação. Isto é:

- O veículo deve possuir boa capacidade de tração, permitindo a realização de curvas de raios pequenos com grande agilidade, tanto em situações de aceleração quanto de desaceleração (ou seja, entradas e saídas de curvas);
- O sistema de suspensão deve ser capaz de promover uma excepcional leitura de terreno, isolando significativamente o piloto e o chassi das vibrações causadas pela irregularidade das pistas, aumentando a estabilidade geral do veículo e reduzindo o nível de desgaste do piloto;

- O veículo deve possuir grande capacidade de transposição de obstáculos e de absorção de impactos, sendo capaz de trafegar através de um terreno de severa irregularidade, sem que ocorram falhas funcionais;
- O sistema de suspensão deve ser resistente o suficiente para suportar todos os esforços aos quais será submetido e deve ser o mais simples possível, de forma a facilitar a montagem e manutenção;
- Deverá existir algum nível de ajuste do comportamento do veículo finalizado, a fim de possibilitar a compensação de quaisquer fatores não previstos durante o projeto ou de fatores que venham a surgir durante a operação.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O sistema de suspensão é sub-sistema mecânico presente na maioria dos veículos automotores cujas as funções primárias são (GILLESPIE, 1992):

- Prover uma liberdade de movimento para as rodas de forma que estas possam seguir as variações da superfície sobre a qual se está trafegando, isolando o chassi da rugosidade da estrada;
- Controlar o contato dos pneus com o solo, garantindo as melhores condições de tração a todo momento;
- Absorver as forças resultantes do contato pneu/solo (forças longitudinais de aceleração e desaceleração e forças laterais durante a realização de curvas);
- Resistir ao movimento de rolagem do chassi.

As principais propriedades da suspensão que afetam o comportamento dinâmico do veículo são as suas características cinemáticas e as suas reações às forças e momentos que devem ser transmitidos dos pneus ao chassi.

Durante o seu desenvolvimento, além dessas características de comportamento, também devem ser levadas em consideração questões que afetam o nível de praticidade do projeto, ou seja, fatores como peso, manutenibilidade e facilidade de fabricação.

O nível de empacotamento do sistema também deve constituir um ponto focal, sendo desejável que o conjunto seja espacialmente compacto, visando minimizar a possibilidade da entrada de corpos estranhos entre partes móveis. Ainda assim, é absolutamente imprescindível o funcionamento do sistema livre de interferências entre os diferentes componentes ao longo da totalidade do curso vertical da roda.

2.1. Definições e nomenclaturas

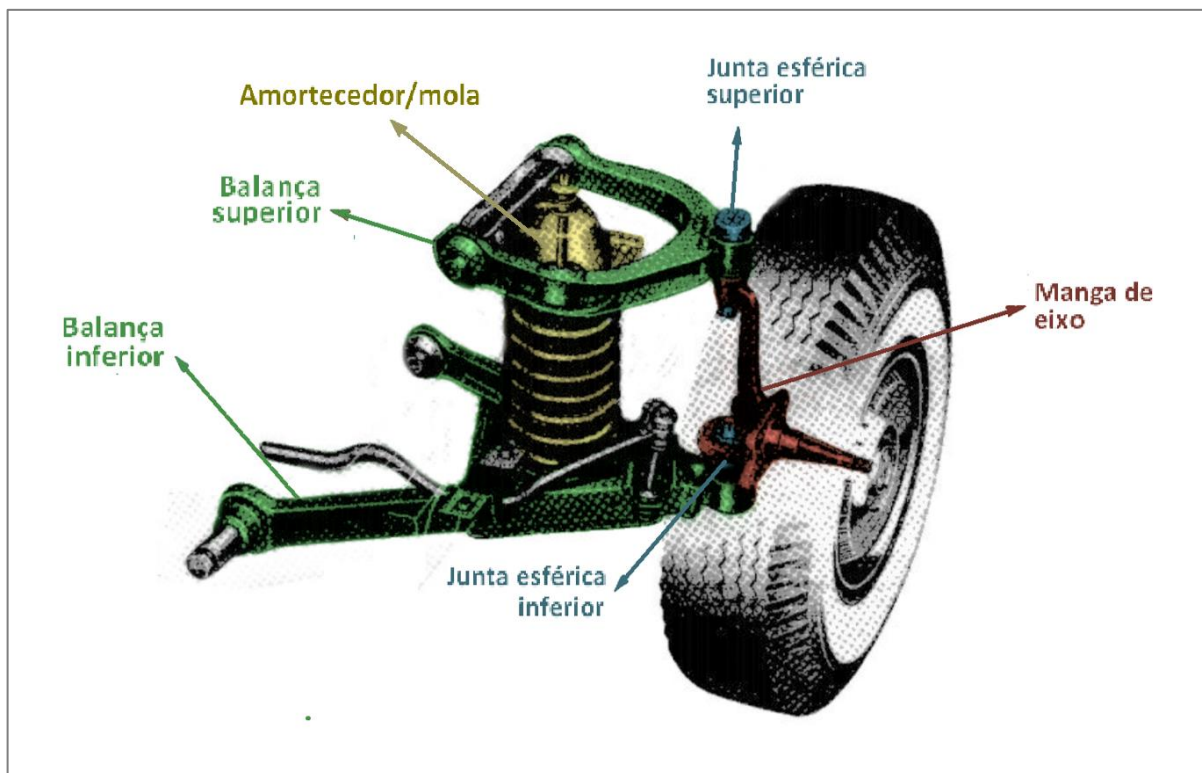
O projeto automotivo é um assunto cercado de diversas nomenclaturas e conceitos essenciais bastante específicos. Antes de realizar qualquer procedimento de cálculo e análise, é necessário esclarecer ao menos os mais fundamentais destes conceitos, a fim de facilitar o entendimento de todas as etapas do processo. A seção que se segue é dedicada a esse fim.

2.1.1. Componentes básicos

Existe uma grande variedade de tipos de sistemas de suspensão, com diversas características diferentes entre si, porém, dentre todos, alguns componentes são quase universalmente presentes. A figura 1 ilustra um sistema de suspensão veicular típico, onde é possível visualizar alguns destes componentes.

Manga de eixo – Este é um dos componentes fundamentais da maioria dos sistemas de suspensão. Consiste em uma peça sólida que age como mancal para o eixo das rodas e como suporte para os componentes dos sistemas de frenagem e de direção. A manga de eixo estabelece a ligação, através de juntas esféricas, das rodas com outro componente do sistema de suspensão denominado “balança”.

Figura 1 - Suspensão do tipo *Short Long Arm* (SLA).



Fonte: GILLESPIE, 1992.

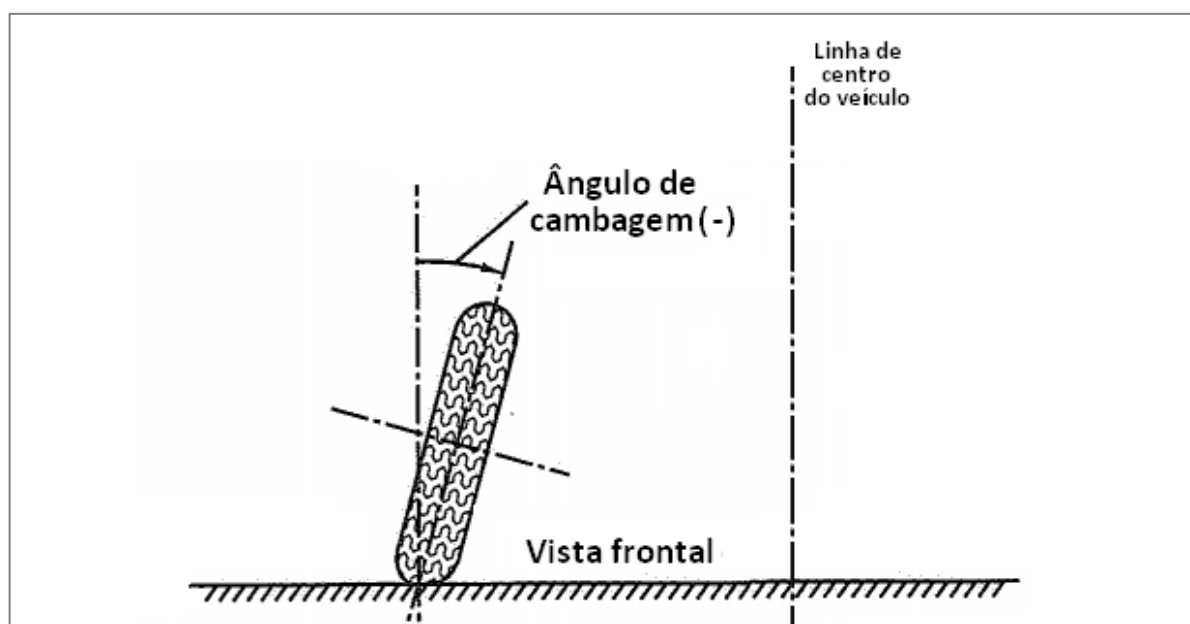
Balanças – Também chamados de “bandejas” ou “braços de controle”, as balanças são peças rígidas que conectam a manga de eixo ao chassi. Geralmente, também agem como suporte para os amortecedores da suspensão. A maioria das suspensões automotivas possuem uma ou duas balanças para cada roda/manga de eixo. Porém, existem casos onde não há nenhuma balança.

Molas e amortecedores - São os componentes que fornecem a capacidade do sistema de suspensão de absorver e dissipar a energia proveniente de impactos. Geralmente, uma mola conecta uma das partes móveis do conjunto (uma balança, por exemplo) ao chassi. Assim, qualquer movimento da suspensão provoca uma compressão ou extensão da mola. Isto significa que a energia cinética perdida do veículo, devido a qualquer impacto grande o suficiente para provocar o funcionamento da suspensão, acaba sendo convertida momentaneamente em energia potencial de compressão da mola. Normalmente, nessa situação, a mola se estenderia rapidamente, iniciando um movimento vibracional característico de um sistema massa/mola. O amortecedor é um componente que fornece algum coeficiente de amortecimento para o sistema, diminuindo, ou até eliminando, esse movimento vibracional. Na maioria das vezes, o amortecedor e a mola fazem parte de um componente único (normalmente referido como apenas “amortecedor”). Porém, existem casos onde eles são componentes distintos e são montados em pontos diferentes do sistema de suspensão.

2.1.2. Cambagem

Na vista frontal do veículo (fig. 2), a cambagem é a inclinação entre o plano central da roda e a vertical. A convenção adotada é de que a cambagem apresenta um valor negativo quando o topo das rodas aponta para o centro do veículo e, caso contrário, positivo.

Figura 2 - Ângulo de cambagem.



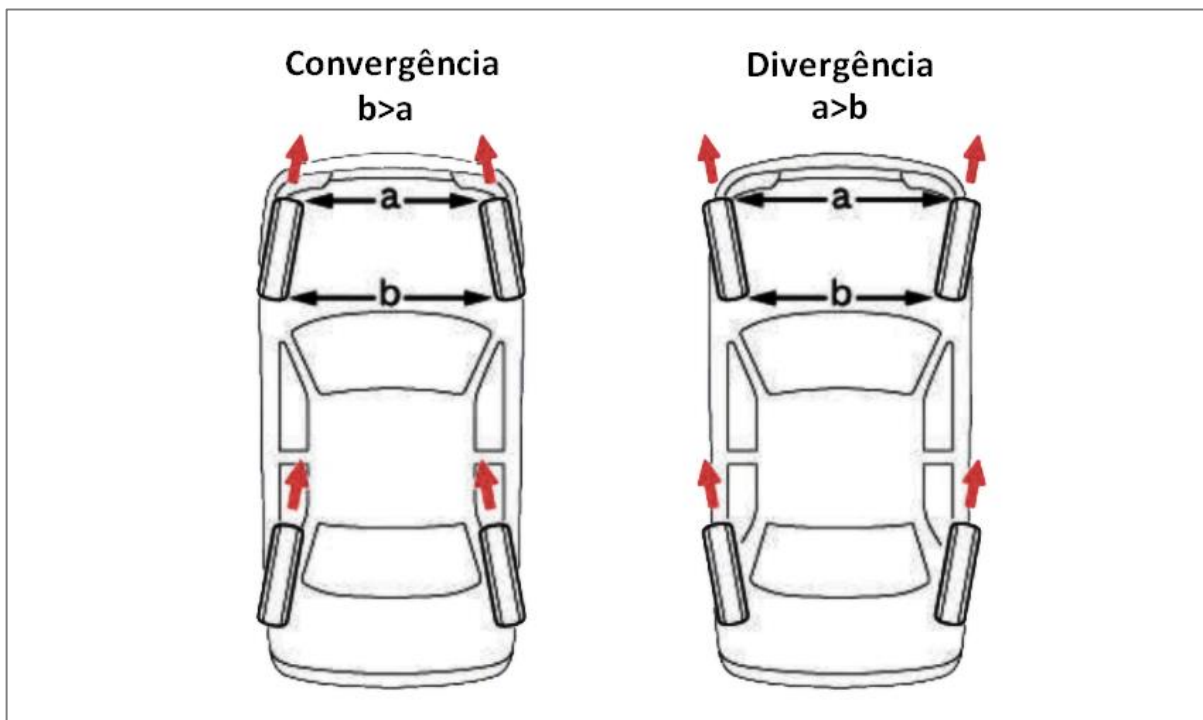
Fonte: MILLIKEN,1995.

A física que descreve o efeito da cambagem sobre o comportamento do veículo é extremamente complexa e ainda não é totalmente compreendida (MILLIKEN, 1995). Porém, sabe-se que até um certo ponto, em geral, quanto mais negativa for a cambagem em uma roda externa, maior será a sua capacidade de tração durante a curva, aumentando a força lateral que poderá ser gerada pelos pneus a fim de esterçar o veículo.

2.1.3. Ângulo de convergência

Na vista superior do veículo (fig. 3), a inclinação relativa entre as rodas em lados opostos de um mesmo eixo recebe o nome de “ângulo de convergência”. Quando a parte frontal das rodas aponta para o centro do veículo, é dito que há convergência. Caso contrário, é dito que há divergência.

Figura 3 - Convergência e divergência.



Fonte: TOYOTA, 2007.

2.1.4. Eixo de esterçamento

A linha imaginária que liga os centros das duas juntas esféricas da manga de eixo recebe o nome de “eixo de esterçamento”. Esta linha representa o eixo ao redor do qual as rodas rotacionam durante o movimento de esterçamento.

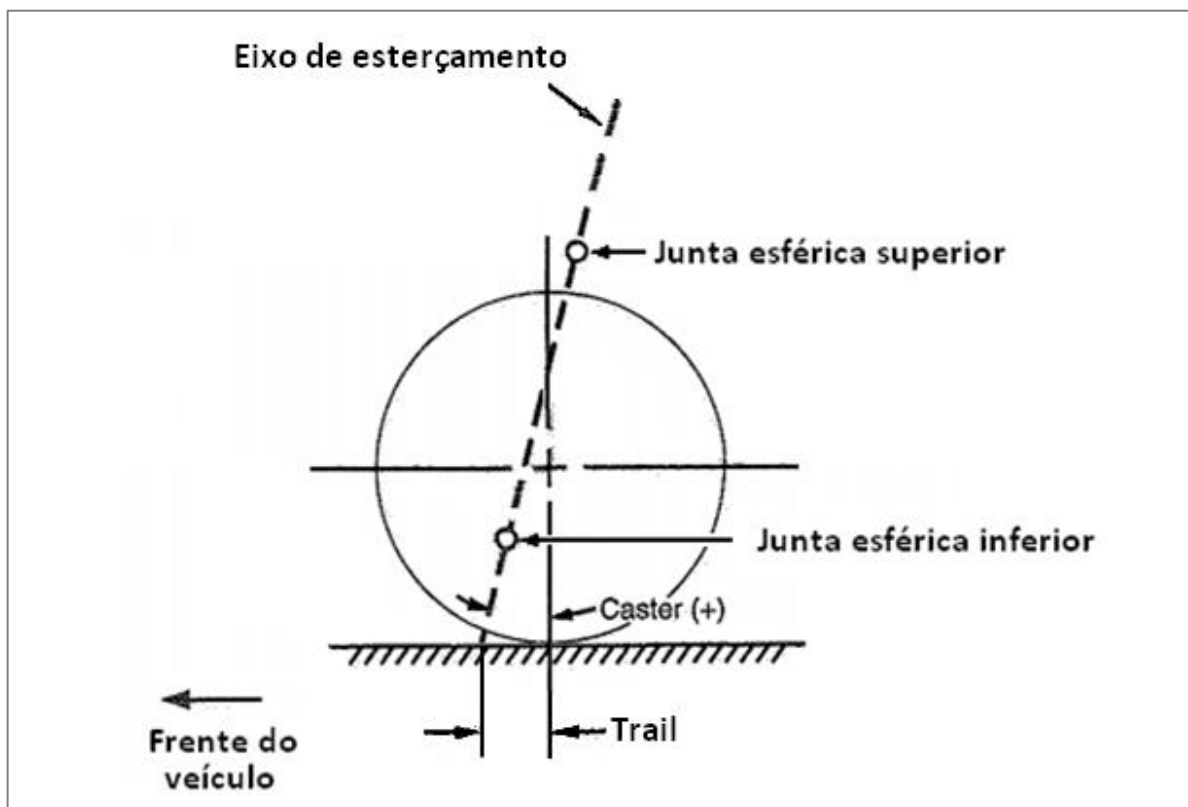
O eixo de esterçamento estabelece várias grandezas importantes que influenciam o comportamento do veículo, sendo estas: Ângulo de caster, ângulo de pino-mestre, *trail* e *scrub radius*.

2.1.5. Ângulo de caster

Na vista lateral do veículo (fig. 4), o ângulo de caster é o ângulo formado entre o eixo de esterçamento e a vertical. Este ângulo possui influência significativa sobre o nível de estabilidade do veículo em movimento. Quanto mais positivo for o caster, maior a estabilidade do veículo em altas velocidades, porém, maior será o esforço do piloto para esterçar as rodas em baixas velocidades (MILLIKEN,1995).

A inclinação positiva do ângulo de caster cria, ao longo do curso positivo da suspensão (movimento vertical para cima das rodas), um efeito de ganho de cambagem negativa e, ao longo do curso negativo, um efeito de ganho de cambagem positiva. Os efeitos opostos ocorrem com um valor negativo de caster.

Figura 4 - Vista lateral da roda.



Fonte: MILLIKEN, 1995.

2.1.6. *Trail*

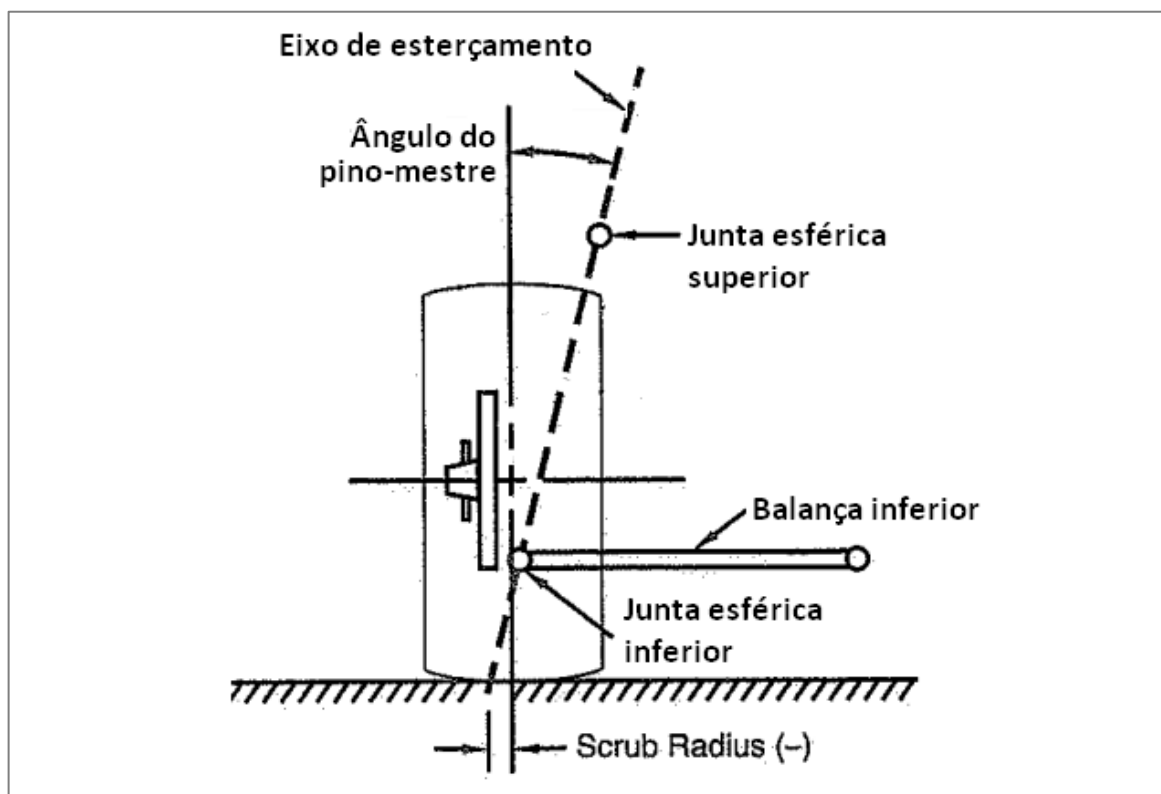
A interseção do prolongamento do eixo de esterçamento com a linha do solo, na vista lateral (fig. 4), estabelece um ponto cuja a distância horizontal até o contato pneu/solo recebe o nome de *trail*.

Durante o esterçamento, as forças provenientes do contato pneu/solo tendem a gerar um momento ao redor do eixo de esterçamento, a magnitude desse momento depende diretamente do valor do *trail*. Quando o *trail* se encontra à frente do contato pneu/solo (ou seja, o *caster* é positivo) esse momento age no sentido contrário ao movimento de esterçamento, gerando um efeito de auto-alinhamento da direção dado qualquer desvio realizado pelas rodas. Em outras palavras, o veículo se torna mais estável.

Esse fenômeno é desejável em altas velocidades, porém em baixas velocidades isso resultará em um aumento do esforço do piloto para controlar o veículo.

2.1.7. Ângulo do pino-mestre

Figura 5 - Vista frontal da roda.



Fonte: MILLIKEN, 1995.

Na vista frontal do veículo (fig. 5), o ângulo de pino-mestre é o ângulo formado entre o eixo de esterçamento e o plano central da roda. Independente do seu sentido, positivo ou negativo, a existência de um ângulo não nulo de pino-mestre induz ao levantamento da frente do veículo durante o movimento de esterçamento das rodas. O peso erguido, que tende a voltar à sua posição inicial, age como uma fonte de auto-alinhamento da direção e, assim como o caster, melhora a estabilidade do veículo em altas velocidades, aumentando, também, o esforço de esterçamento em baixas velocidades.

Quanto a sua influência no comportamento da cambagem, o ângulo de pino-mestre possui um efeito contrário ao caster. Ou seja, a presença de um ângulo de pino-mestre positivo gera, durante o esterçamento, o ganho de cambagem positiva na roda externa à curva.

2.1.8. *Scrub radius*

Na vista frontal do veículo, o prolongamento do eixo de esterçamento intercepta a linha do solo, estabelecendo um ponto cuja a distância horizontal até o plano central do pneu recebe o nome de *scrub radius* (fig. 5).

Assim como no caso do *trail*, a magnitude do momento que surge ao redor do eixo de esterçamento, devido às forças de contato pneu/solo, também depende diretamente do valor do *scrub radius*. Os efeitos que o *scrub radius* provoca sobre o comportamento do veículo são, porém, diferentes.

Enquanto o veículo se encontra trafegando em linha reta, independente do sentido *scrub radius*, positivo ou negativo, os momentos atuantes em ambas rodas agem em sentidos opostos, isto é, enquanto em um lado a roda tende a ser esterçada para a direita, no outro lado a roda tende a ser esterçada para a esquerda. Como resultado, esses momentos se anulam e nenhum efeito é sentido pelo piloto.

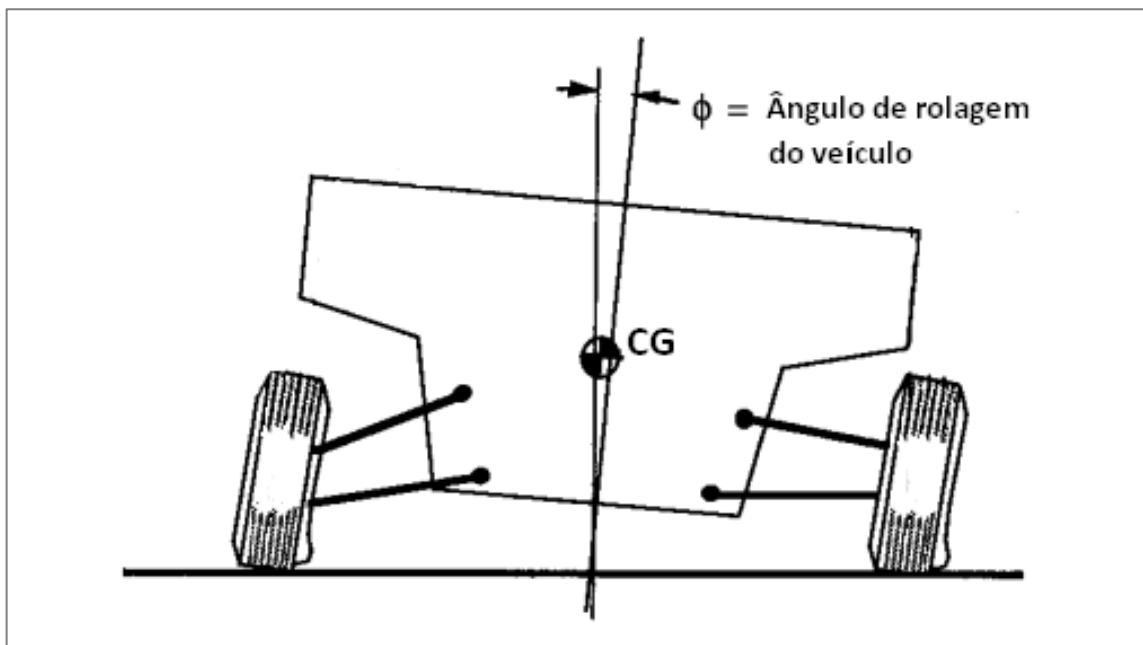
Já em uma situação de curva, onde as rodas externas tendem a receber mais carga vertical do que as internas, devido ao movimento de rolagem, por mais que os momentos continuem agindo em sentidos opostos, o momento na roda externa será maior, uma vez que as forças de contato pneu/solo são maiores. Isso faz com que as rodas do veículo tendam a ser esterçadas em uma direção que depende do sentido *scrub radius*. Se o *scrub radius* é negativo (externo aos eixos de esterçamento), as rodas tendem a ser esterçadas na direção

oposta a curva, agindo como uma fonte de sub-esterçamento e aumentando o esforço do piloto. O efeito oposto ocorre para valores positivos do *scrub radius*.

2.1.9. Rolagem

Durante a execução de uma curva, devido à elevação do centro de gravidade acima da linha do solo (GILLESPIE, 1992), a aceleração lateral agindo sobre a massa do veículo induz o surgimento de um momento no sentido do seu eixo longitudinal. Este momento faz com que o corpo do veículo se incline em relação ao solo (fig. 6), no sentido de comprimir os amortecedores externos e estender os internos. Esse movimento recebe o nome de “rolagem”.

Figura 6 - Movimento de rolagem.

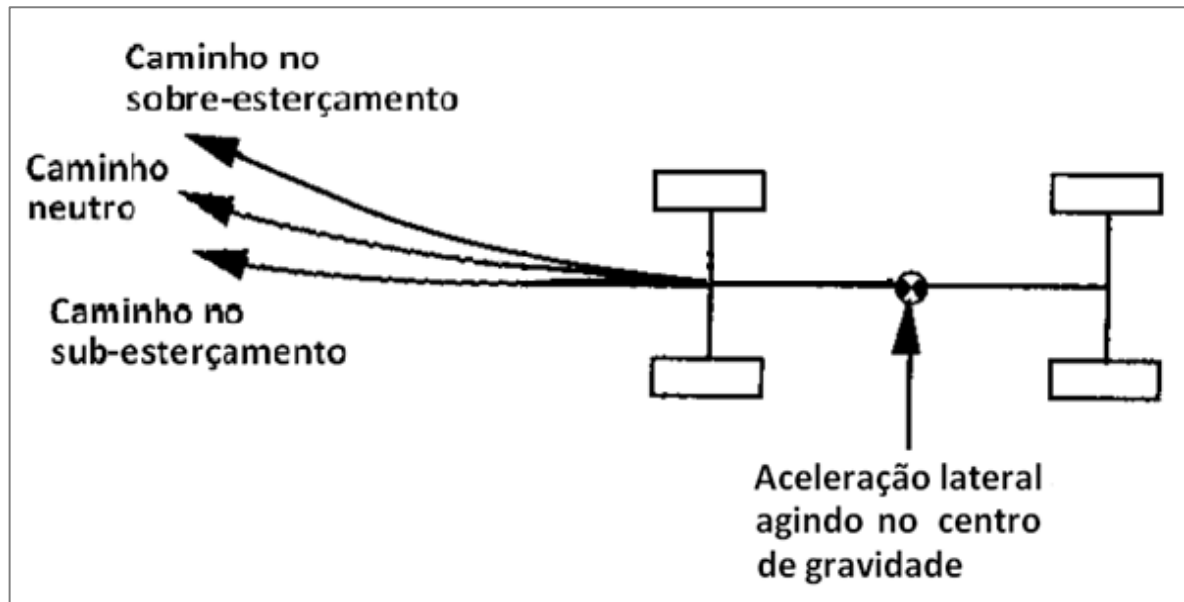


Fonte: GILLESPIE, 1992.

Durante a rolagem, as reações ao momento gerado que surgem nos pontos de contato pneu/solo fazem com que a carga vertical que atua sobre as rodas internas do veículo diminua, enquanto, ao mesmo tempo, fazem com que a carga sobre as rodas externas aumente. Esse fenômeno é conhecido como “transferência lateral de carga”. A relação entre as magnitudes das transferências laterais de carga que ocorrem, separadamente, nos eixos dianteiro e traseiro ou, simplesmente, a “distribuição de transferência lateral de carga”, representa, segundo MILLIKEN (1995), um forte indicador de como será o comportamento dinâmico do veículo.

2.1.10. Sub-esterçamento e sobre-esterçamento

Figura 7 - Sub-esterçamento e sobre-esterçamento durante uma curva.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

Durante a realização de uma curva de raio constante, a transferência lateral de carga pode ocorrer de uma forma a induzir a perda de tração nas rodas dianteiras, fazendo com que estas deslizem sobre o solo. Quando isso ocorre, as rodas dianteiras perdem parte da sua capacidade de direcionar o veículo, fazendo com que seja necessário aplicar um ângulo de esterçamento (através do volante) maior do que normalmente seria necessário (GILLESPIE, 1992). Este fenômeno é denominado como “sub-esterçamento”.

No caso onde a perda de tração ocorre nas rodas traseiras, a aceleração lateral faz com que a traseira do veículo deslize na direção externa à curva, rotacionando toda a carroceria ao redor de seu eixo vertical. Isso faz com que o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras, na prática, aumente, diminuindo o raio da curva e aumentando o nível de aceleração lateral. Isso faz com que a situação de perda de tração e de deslizamento da traseira se agrave ainda mais, gerando uma situação de instabilidade que será corrigida apenas caso o piloto diminua o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras (GILLESPIE, 1992). Quando este fenômeno ocorre, é dito que há “sobre-esterçamento”.

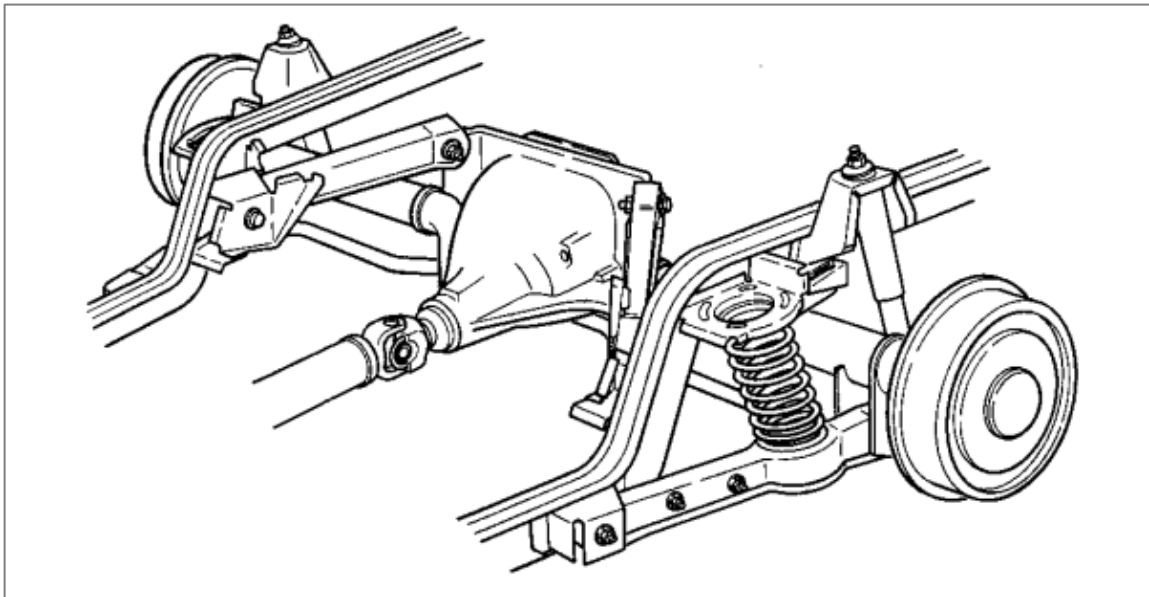
O caminho natural realizado pelo veículo em cada uma dessas situações pode ser visualizado através da figura 7.

2.2. Tipos de suspensão

Segundo GILLESPIE (1992), os diferentes sistemas de suspensão existentes podem ser classificados, geralmente, entre dois grupos primários: Suspensões de eixo rígido e Suspensões independentes.

Nas suspensões de eixo rígido (fig. 8), as rodas de lados opostos do veículo são ligadas por um eixo único. Assim, qualquer movimento que ocorre em uma roda acaba sendo transmitido para a outra, fazendo com que os ângulos de cambagem das rodas se tornem interdependentes ao longo de todo o curso da suspensão.

Figura 8 - Suspensão de eixo rígido do tipo *Four Link*.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

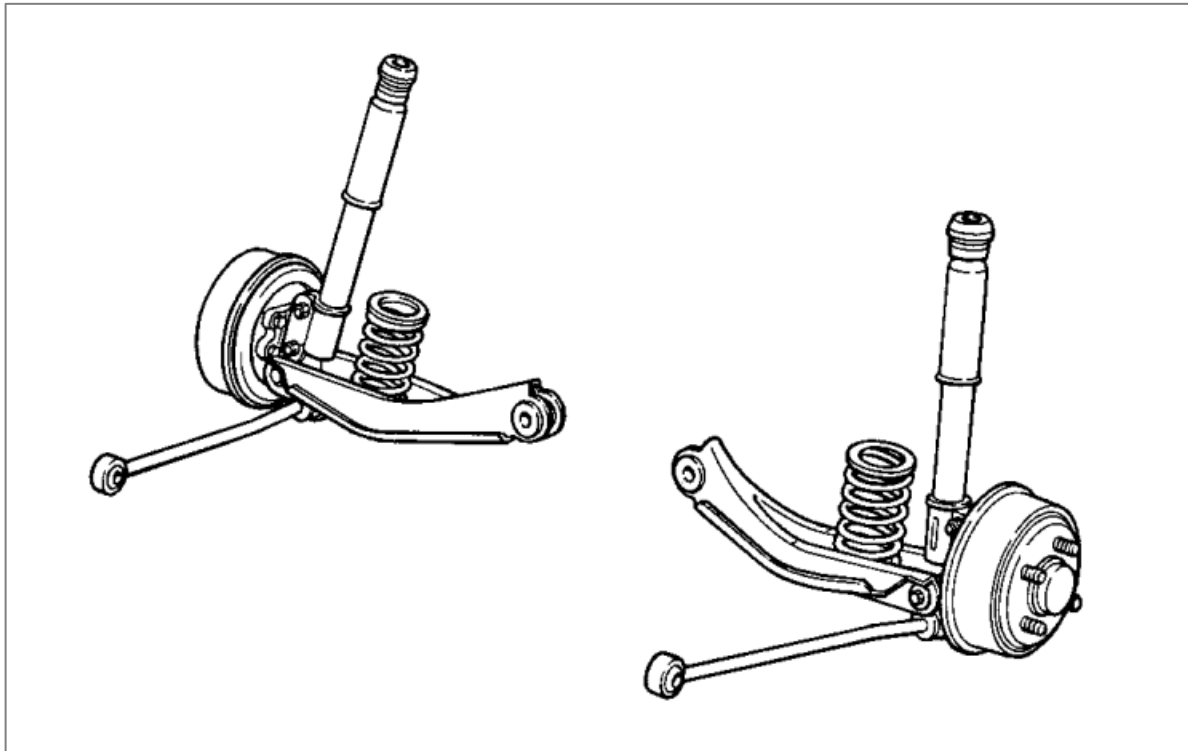
As suspensões de eixo rígido possuem a característica de não sofrerem mudança de cambagem durante a rolagem. Além disso, suas rodas se mantem naturalmente alinhadas (convergência nula) minimizando desgaste dos pneus.

A maior desvantagem das suspensões de eixo rígido é o fato de que elas tendem a ser suscetíveis a vibrações do tipo *shimmy* (GILLESPIE, 1992), onde ocorre o movimento alternativo das rodas nas direções de esterçamento.

No caso das suspensões independentes (fig. 9), cada roda possui um eixo próprio sendo suportado pela sua respectiva manga de eixo. Isso faz com que cada roda possa se movimentar livremente ao longo do curso da suspensão sem afetar a roda oposta.

Em comparação às suspensões de eixo rígido, suspensões independentes apresentam mais resistência ao movimento de rolagem, oferecendo, assim, melhores condições de tração em curva. Além disso, elas também são tipicamente menos suscetíveis à vibração.

Figura 9 - Suspensão independente do tipo *MacPherson*.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

Outra vantagem das suspensões independentes é o fato de que elas ocupam significativamente menos espaço, possibilitando o posicionamento do motor do veículo na região entre as rodas (região que normalmente seria ocupada pelo eixo, nas suspensões de eixo rígido), sendo essa a principal razão pela qual a grande maioria dos carros de passeio utiliza esse tipo de suspensão.

Para um veículo destinado a competição, peso e tração são ambos limitantes fundamentais. Neste caso, as suspensões independentes se tornam claramente mais adequadas. Por este motivo, daqui em diante, este trabalho focará apenas no estudo de suspensões independentes.

Existem 5 principais tipos de suspensões independentes: *Short Long Arm* (SLA), *MacPherson*, *Multilink*, *Trailing Arm* e *Semi-Trailing*. Destes, os dois últimos são geralmente reservados para a utilização em sistemas traseiros.

2.2.1. Suspensões dianteiras

SLA – Esse é o tipo mais tradicional e flexível de suspensões existente (fig. 1). Suas possibilidades de configuração e utilização são inúmeras. Neste tipo de suspensão, a manga de eixo é ligada ao chassi do veículo por dois braços oscilantes (balanças), cujos comprimentos geralmente são diferentes. Esse tipo de suspensão também é conhecido como “Duplo A” devido ao formato triangular das balanças.

A união de cada balança ao chassi se dá através de juntas cilíndricas, que possuem apenas 1 grau de liberdade. Os eixos de rotação dessas juntas apontam na direção do movimento do veículo. As mangas de eixo são ligadas às balanças por juntas esféricas, com 3 graus de liberdade cada. Como resultado, cada roda possui apenas 2 graus de liberdade de movimento no espaço, segundo o conceito apresentado por NORTON (2010). Estes graus de liberdade equivalem, respectivamente, aos movimentos de funcionamento da suspensão e ao movimento de esterçamento das rodas.

MacPherson – Esse tipo de suspensão difere das suspensões SLA por possuir apenas a balança inferior (fig. 9). A balança superior é substituída pelo próprio corpo do amortecedor do sistema, que é, por sua vez, engastado à estrutura monocoque do veículo. O amortecedor em si, com sua ação telescópica, corresponde a uma junta deslizante, que, assim como uma balança, possui apenas 1 grau de liberdade. Portanto, a roda continuará com 2 graus de liberdade de movimento, assim como no sistema SLA.

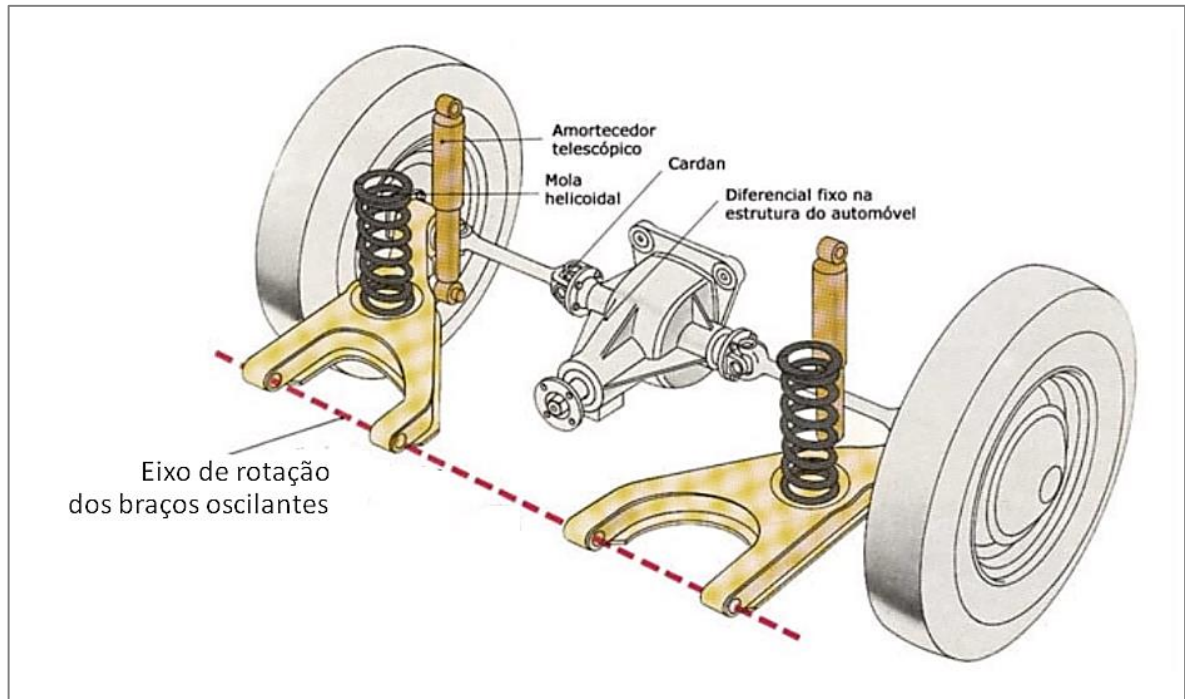
A principal vantagem das suspensões MacPherson é o nível de empacotamento que pode ser obtido. Como não existem balanças superiores, o volume que elas normalmente ocupariam pode ser destinado ao motor, que, assim, poderá ser montado na posição transversal, reduzindo o comprimento necessário para cofre do motor e, conseqüentemente, o comprimento e peso do veículo.

2.2.2. Suspensões traseiras

Trailing Arm - Suspensões do tipo *Trailing Arm* possuem um único braço oscilante rígido que desempenha, ao mesmo tempo, as funções das balanças e da manga de eixo. Este braço oscilante também é preso ao chassi através de uma junta cilíndrica, como pode ser visualizado através da figura 10, porém, ao contrário dos casos anteriores, o seu eixo de rotação

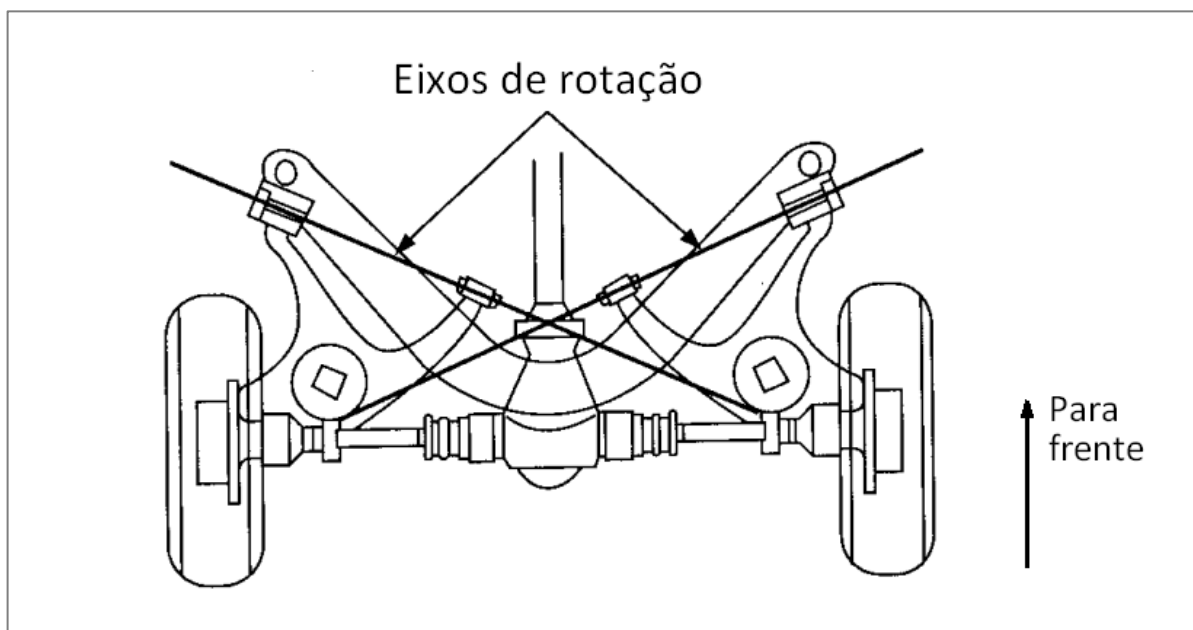
aponta na direção perpendicular ao movimento do veículo. A principal consequência dessa característica é o fato de que não haverá mudança de cambagem ao longo do curso vertical da suspensão.

Figura 10 - Suspensão traseira do tipo *Trailing*.



Fonte: COSTA, 2001.

Figura 11 - Suspensão *Semi-Trailing*, vista superior do eixo traseiro.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

Semi-Trailing – É uma variação do sistema do tipo *Trailing*, onde o eixo de rotação do braço oscilante se encontra em uma posição intermediária às posições paralela e perpendicular ao movimento do veículo (fig. 11). Com esse tipo de sistema é possível obter algum ganho de cambagem ao longo do curso vertical da roda.

Multi-Link – Em uma suspensão do tipo *Multi-Link*, algumas das juntas cilíndricas (ou todas elas) são substituídas por juntas do tipo esférico (GILLESPIE, 1992). Isso reduz significativamente os esforços de flexão aos quais as balanças, braços oscilantes e demais componentes estão submetidos, uma vez que juntas esféricas não geram momentos de reação a esse tipo de esforço. Porém, devido ao fato das juntas esféricas não restringirem nenhum movimento de rotação de nenhuma parte, é necessária a adição de mais pontos de fixação da manga ao chassi, exigindo, na maioria das vezes, uma balança e, até, três braços oscilantes a fim de determinar completamente o movimento do sistema (se tratando de um conjunto traseiro, onde normalmente não há esterçamento das rodas, isto significa obter um mecanismo de 1 grau de liberdade).

2.3. **Anti-dive, anti-lift e anti-squat**

Em situações de aceleração e desaceleração (como frenagens e arrancadas), assim como na rolagem, ocorre uma transferência de carga entre as rodas do veículo. Porém, nestes casos, a transferência de carga ocorre na direção do movimento do veículo, ou seja, na direção longitudinal.

A aceleração agindo sobre o centro de gravidade, que se encontra elevado em relação ao solo, induz o surgimento de um momento que, em uma frenagem, tende a sobrecarregar o eixo dianteiro enquanto descarrega o traseiro, ou, durante uma arrancada, tende a descarregar o eixo dianteiro e sobrecarregar o traseiro. Os movimentos de descarregamento de quaisquer sejam os eixos é conhecido como *lifting*, enquanto os movimentos de carregamento dos eixos dianteiro e traseiro são chamados de, respectivamente, *diving* e *squat*.

Nessas situações, a carga extra que está sendo direcionada para a frente ou para a traseira do veículo acaba sendo absorvida pelas molas do sistema de suspensão, causando a sua compressão e o consumo de parte do curso disponível.

Esses fenômenos não constituem necessariamente um problema. Porém, existem casos onde eles são indesejados. Durante uma frenagem em linha reta, por exemplo, é desejável maximizar a área de contato dos pneus com o solo. Caso haja uma significativa mudança de cambagem ao longo do curso da suspensão, o movimento de *diving* pode fazer com que as rodas fiquem em uma posição não ideal, prejudicando o contato pneu/solo e reduzindo a capacidade de frenagem.

É possível projetar a suspensão de forma a minimizar os efeitos dessa transferência longitudinal de carga sobre as molas do veículo, distribuindo parte da carga deslocada para os demais componentes do sistema, como as balanças e braços oscilantes. Isto é, parte da força cuja totalidade causaria, normalmente, apenas a compressão das molas, causará também alguma flexão e/ou torção dos componentes rígidos do sistema, que, naturalmente, necessitarão apresentar um maior nível de robustez.

Quando esse efeito ocorre no conjunto dianteiro, é dito que a suspensão possui uma característica de *anti-dive* e, no caso do conjunto traseiro, *anti-squat*. A quantidade de *anti-dive* ou *anti-squat* de um sistema de suspensão é indicado em porcentagem e representa a fração da carga que é aliviada das molas, em comparação a um sistema tradicional.

3. DESENVOLVIMENTO

Por se tratar de um primeiro projeto, muitas das decisões tomadas durante o este trabalho se darão com o mínimo embasamento prático. Há disponível apenas a teoria fornecida pela literatura utilizada.

O desenvolvimento do sistema de suspensão do protótipo Cascavel P2 pode ser resumido nas seguintes etapas essenciais: Análise cinemática, análise dinâmica, modelagem gráfica assistida por computador (CAD) e verificação estrutural. Cada uma dessas etapas exige algum nível de preparação anterior. Até o ponto da modelagem CAD, todas as preocupações com questões de resistência mecânica dos componentes são secundárias. Todas as partes serão idealizadas buscando garantir os comportamentos dinâmico e cinemático desejados.

Uma vez que os comportamentos desejados sejam garantidos, será realizada uma estimativa, através de simulações computacionais, do nível de resistência dos componentes, possibilitando, ao mesmo tempo, a identificação de possíveis pontos de falha mecânica e a seleção de um material adequado para a confecção dos componentes. Caso os resultados de resistência sejam insatisfatórios, deverão ser realizados ajustes nas suas proposições iniciais. Isso, na maioria das vezes, deverá implicar em uma alteração de fatores que não resultem em uma mudança drástica da geometria até então considerada (ou seja, fatores como espessuras de chapa, espessura de parede de tubos, material, etc.). Porém, em casos extremos, onde sejam verificados pontos de tensão totalmente inesperados, mudanças drásticas das partes deverão ser realizadas e, posteriormente, será necessário verificar novamente se as exigências quanto aos comportamentos dinâmico e cinemático ainda permanecem atendidas.

3.1. Considerações iniciais e parâmetros fixos

Antes de iniciar qualquer procedimento de projeto, é importante determinar quais características específicas são desejadas para o sistema.

Neste caso, em particular, algumas destas características podem ser previamente fixadas, baseando-se em limitações impostas pelo regulamento da competição, pelos recursos disponíveis à equipe e/ou pelo comportamento desejado para o veículo.

Segundo o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (SAE, 2019), a largura total do veículo não pode ultrapassar 1,62m em seu ponto mais largo. Além disso, as

pistas utilizadas durante as competições possuem obstáculos os quais o veículo é obrigado a transpor e que devem ser considerados ao se escolher as características do sistema de suspensão, assim como de todos os demais sistemas do veículo. Estes obstáculos são: Travessias rasas de água e lama de 0,3m de profundidade; Troncos com 0,4m de diâmetro; Curvas com raio mínimo de 3,5 m, medido a partir do centro do veículo.

Considerando essas informações e ponderando junto às equipes responsáveis pelas demais sub-áreas do projeto do veículo, as seguintes escolhas foram feitas:

a) O veículo possuirá 1500mm de largura no seu ponto mais largo, isto é, do ponto mais externo dos pneus esquerdos ao ponto mais externo dos pneus direitos (ambos eixos dianteiro e traseiro possuirão mesma largura). Idealmente, se deseja o maior valor possível para esta medida, a fim de aumentar a estabilidade do veículo e reduzir os efeitos da rolagem. Neste caso, a diferença entre o valor máximo de 1,62m e o valor escolhido se deu apenas como uma margem de erro, considerando as várias imprevisibilidades que permeiam esta questão. A largura do veículo dependerá da configuração do sistema de suspensão, da precisão do processo de fabricação, do peso final do veículo, do peso do piloto e, até, da pressão e material dos pneus. Destes fatores, o único controlável é a configuração do sistema de suspensão e, portanto, a adoção de uma margem de erro de 120mm, ou mais, se mostra aconselhável;

b) O vão livre entre o solo e o assoalho do veículo possuirá por volta de 410mm, a fim de permitir a transposição dos troncos de 0,4m mencionados pelo regulamento, minimizando ou eliminando choques diretos com o chassi. A priori, há a impressão de que um valor com apenas 10mm de folga não seja o suficiente neste tipo de situação, porém, tipicamente, os veículos não dispõem apenas de sua altura ao solo, mas também da inércia proveniente de uma aproximação em velocidade, o que geralmente é o suficiente para garantir que mesmo um veículo com um vão livre menor do que o diâmetro do tronco seja capaz de o transpor. A adoção de uma altura ao solo muito grande não é aconselhável, uma vez que potencializa os efeitos da rolagem;

c) O valor da distância entre eixos do veículo será de 1500mm. Esse valor foi escolhido em função das necessidades do chassi, tanto no que diz respeito à ergonomia do habitáculo quanto à integração com os demais componentes do projeto. Isto é, usualmente, o desejável

é um veículo que seja o mais curto possível, o que resultaria em uma maior agilidade e melhor capacidade de realizar curvas de raios pequenos, porém, é necessário um espaço mínimo que garanta a segurança do piloto em qualquer tipo de caso de emergência. Além disso, no cofre traseiro também existe a necessidade de um espaço mínimo que possa alocar todos os componentes do conjunto-motor (motor, transmissão, diferencial, coroas do sistema de redução, etc.). O valor específico de 1500mm é um resultado direto da interação entre as diversas sub-áreas do projeto do veículo;

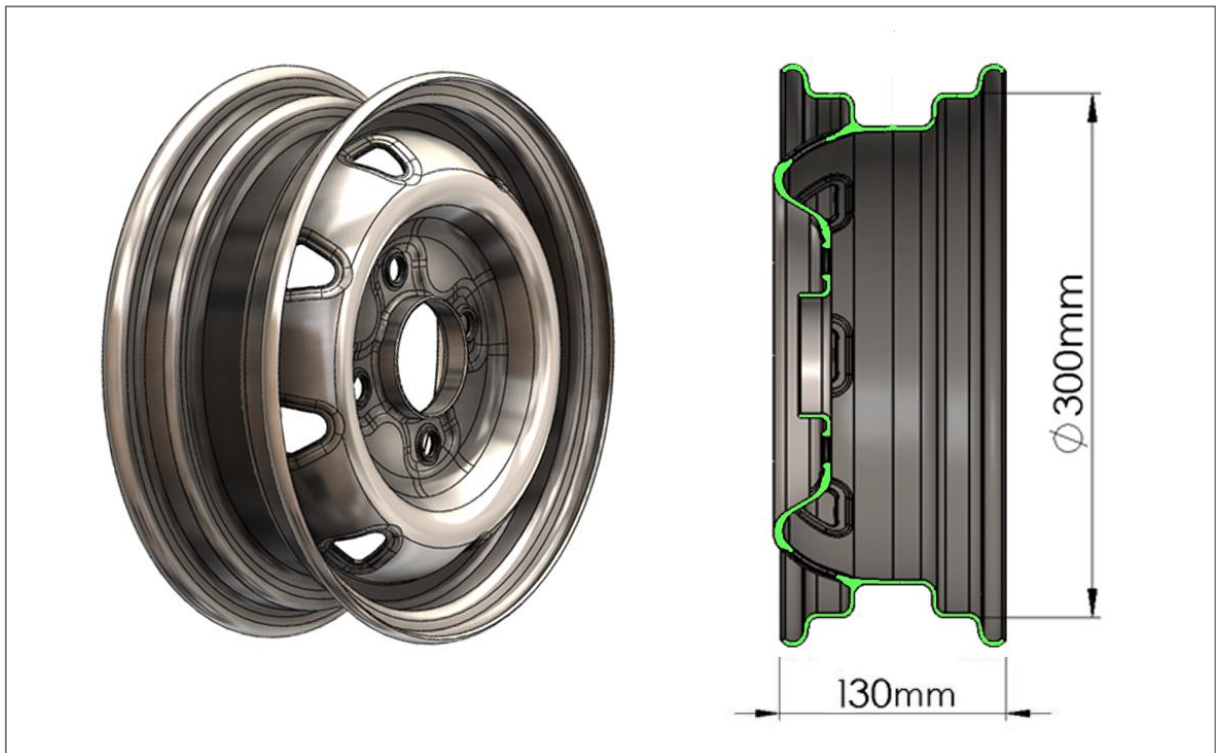
d) Normalmente, uma configuração que gere um comportamento dinâmico em curva totalmente equilibrado seria o objetivo, eliminando quaisquer tendências de sub ou de sobre-esterçamento. Desta forma, é possível maximizar os níveis de tração, evitando ao máximo a possibilidade de que algum dos eixos perca aderência com o solo. Porém, é conhecido o fato de que, devido às não idealidades inerentes ao processo de fabricação, na maioria das vezes, acabam por surgir algumas divergências com relação aos valores estabelecidos e estimados no projeto. Assim, existe a possibilidade de que, caso o veículo seja projetado de forma totalmente equilibrada, os desvios provenientes da fabricação acabem alterando a tendência neutra para uma tendência sub-esterçante ou sobre-esterçante. Com isso em mente, foi feita a escolha de que o projeto da suspensão deve ser feito com o objetivo de garantir ao veículo um comportamento levemente sobre-esterçante, minimizando a possibilidade de uma situação de perda de tração do eixo dianteiro, o que implicaria necessariamente na total perda de controle sobre o veículo, uma vez que as rodas dianteiras são aquelas responsáveis por direcioná-lo. Essa decisão também se dá ao fato de que existem certas situações, em curvas de raio extremamente fechado, onde é necessário que o piloto cause, propositalmente, a perda de tração no eixo traseiro, deslizando a traseira do veículo no sentido externo à curva e obtendo um raio de curva quase nulo. Um veículo totalmente equilibrado dificultaria este tipo de manobra;

e) A suspensão deve garantir um ganho de cambagem negativo ao longo de todo o curso positivo das rodas, a fim de maximizar os níveis de tração em curva;

f) O veículo em sua posição estática, totalmente carregado, possuirá um ângulo de cambagem nulo em todas as rodas, a fim de homogeneizar o desgaste dos pneus e otimizar a tração em terreno plano;

g) Será utilizado, em ambos os eixos dianteiro e traseiro, um sistema de suspensão independente, devido aos motivos discutidos na seção 2.2. A suspensão utilizada, em ambos os casos, será do tipo SLA, devido à sua grande versatilidade de configurações e facilidade de projeto;

Figura 12 - Roda Asia Towner 1998.



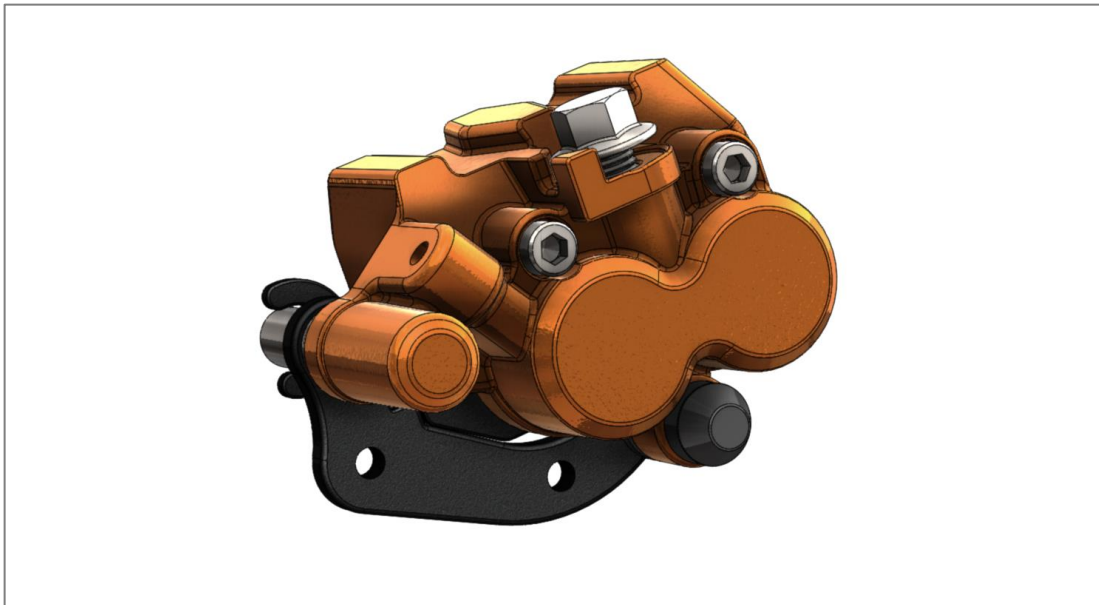
Fonte: Próprio autor.

h) Será usado um jogo de 4 rodas automotivas aro 12" (fig. 12) originais de um modelo Asia Towner 1998. Esta decisão foi tomada a fim de reduzir o custo total do protótipo, uma vez que a equipe já possuía de antemão o jogo de rodas. Serão utilizados, em conjunto com estas rodas, pneus de medida 25x8-12, destinados ao uso fora de estrada, com cerca de 200mm de largura no ponto mais largo e 620mm de diâmetro de rolagem. A largura aqui considerada será de 230mm, a fim de acrescentar a margem de erro citada na consideração (a);

i) Será utilizado um sistema de freios à disco cujas pinças (fig. 13) são provenientes do sistema traseiro original do modelo Sundown STX 200;

j) O disco de freio utilizado possuirá o maior diâmetro externo possível que caiba dentro das rodas, sem comprometer o funcionamento da suspensão.

Figura 13 - Pinça de freio traseira Sundown STX 200.



Fonte: Próprio autor.

A partir daqui todas as características, parâmetros e valores de caráter mais específico serão determinados de acordo com o andamento do projeto.

Será necessário, em um determinado ponto, criar um modelo analítico genérico do mecanismo de 4 barras que representa a vista frontal de uma suspensão do tipo SLA. Com um modelo genérico em mãos, é possível variar uma a uma das suas dimensões, através de um processo iterativo, verificando, a cada etapa, os resultados obtidos. Isso deve ser feito até se chegar em conjunto de dimensões que resultem em um comportamento satisfatório.

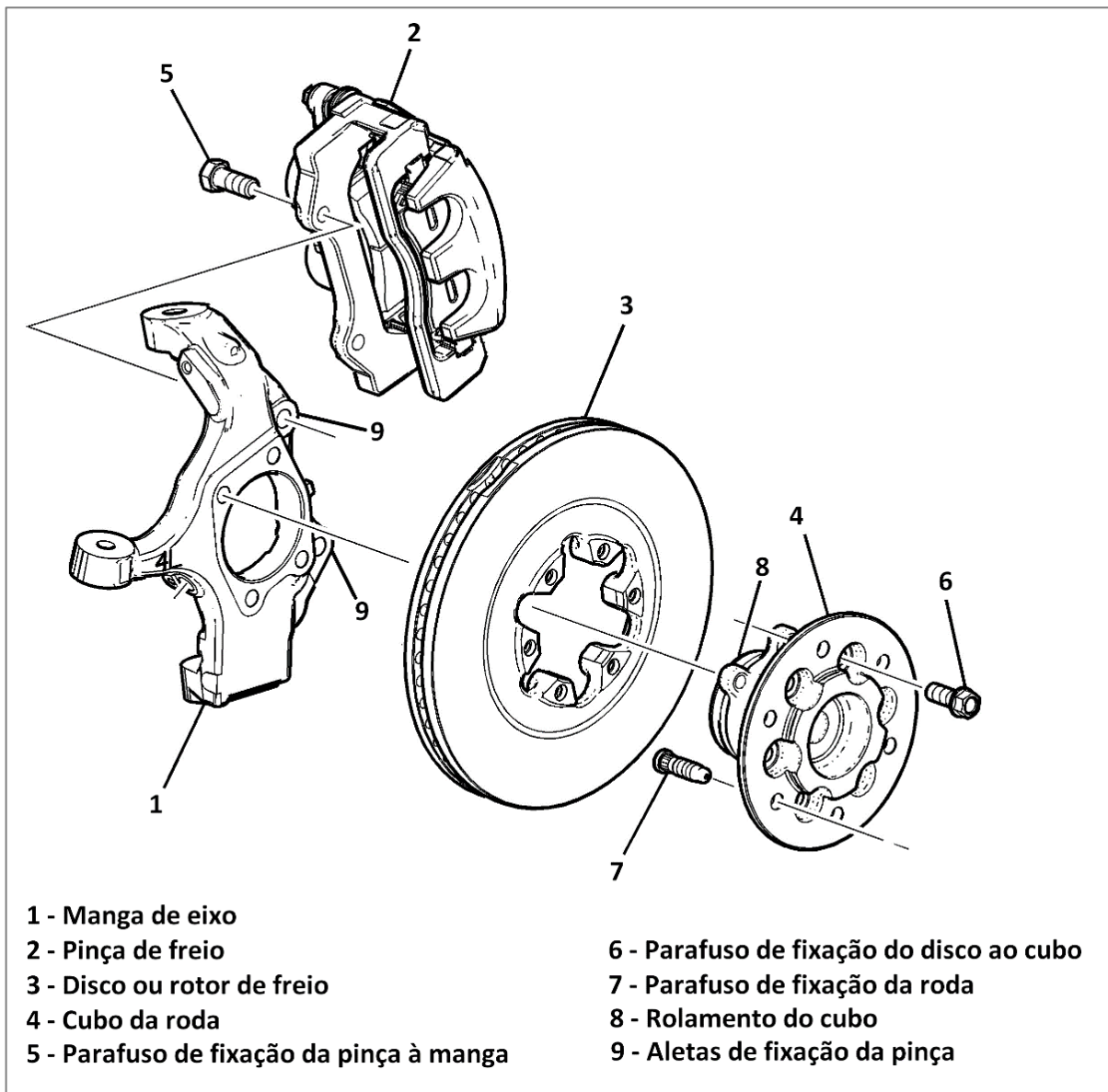
É importante levar em consideração o fato de que a criação de um modelo genérico totalmente indeterminado, que não ofereça nenhum ponto minimamente aproximado de partida, implicaria em um processo iterativo extremamente trabalhoso e ineficiente. Por isso, se mostra necessário fixar ao menos uma das partes que compõe o sistema, a fim de obter uma referência espacial para os demais componentes.

Neste caso específico, a partir das considerações (h), (i) e (j), sabe-se que é imprescindível que o sistema de freios caiba dentro das rodas escolhidas e que o conjunto todo funcione livre de interferências a todo momento. Com isso em mente, chega-se à conclusão de que a prioridade inicial é criar uma manga de eixo cuja a geometria garanta essas exigências.

3.2. Mangas de eixo

Uma típica montagem da manga de eixo e seus componentes é representada na figura 14. Em geral, tanto a roda quanto o disco de freio são fixados por parafusos a um flange chamado “cubo”. O cubo age como o eixo de suporte da roda, possuindo uma seção cilíndrica que se encaixa em um rolamento que, por sua vez, é fixo, por interferência, em uma sede usinada na manga de eixo. Quando utilizado no eixo motor, o furo interno estriado do cubo se conecta à junta homocinética do sistema, permitindo a transmissão da potência do motor às rodas.

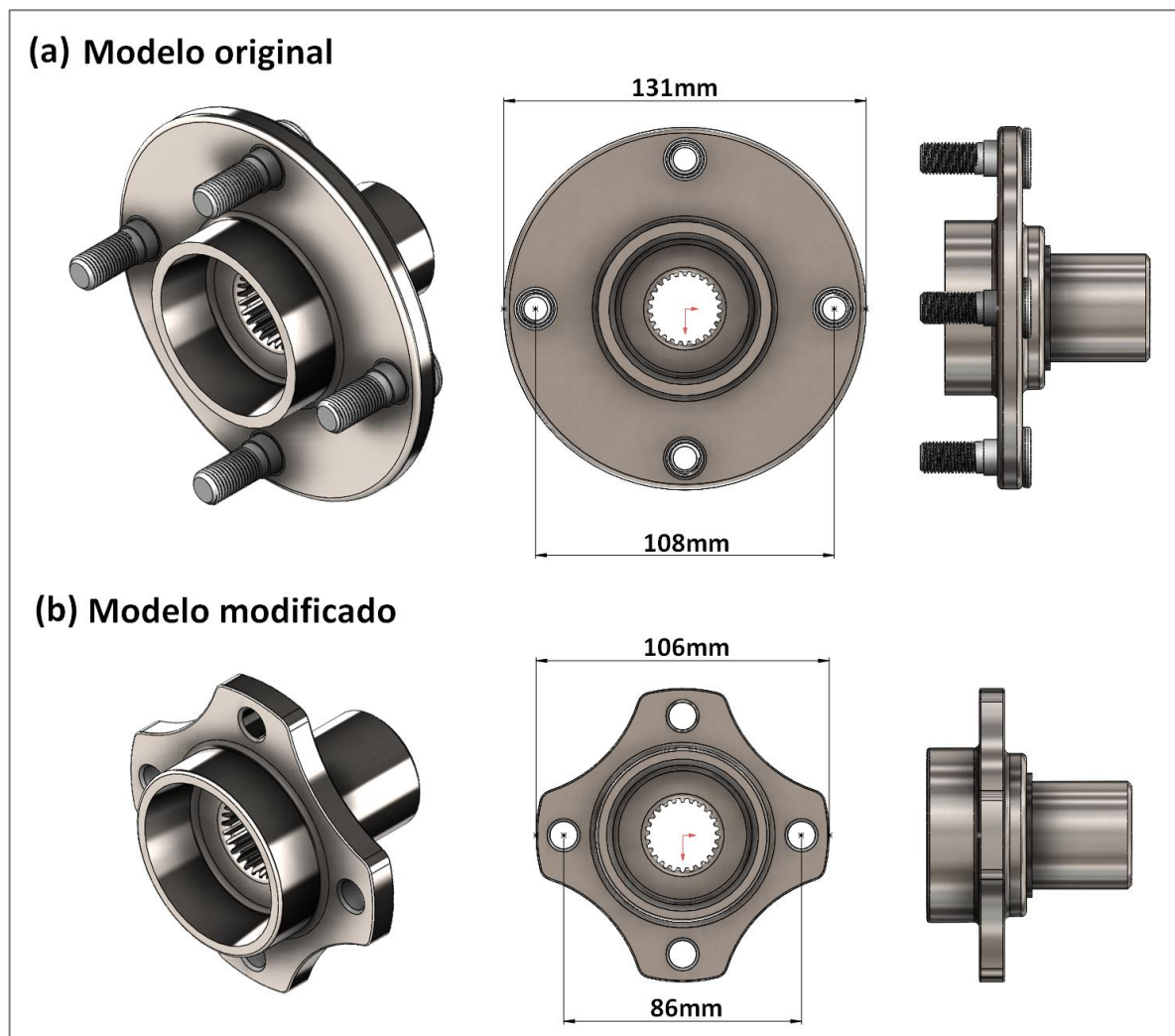
Figura 14 - Montagem da manga de eixo e seus componentes.



A manga de eixo possui furos em suas extremidades que são destinados à fixação das juntas esféricas ou terminais rotulares. Também fazem parte da geometria da manga um braço lateral para o sistema de direção e um par de aletas que serve de suporte para a pinça de freio.

O conceito inicial das mangas de eixos do protótipo Cascavel P2 foi idealizado de forma que o seu corpo possa ser fabricado por apenas três processos de fabricação: Corte de chapas (a plasma ou a jato d'água); Torneamento de uma seção cilíndrica central; Soldagem das partes.

Figura 15 - Cubo modelo Ford Ka 2004, modelo original (a) e versão modificada (b) .



Fonte: Próprio autor.

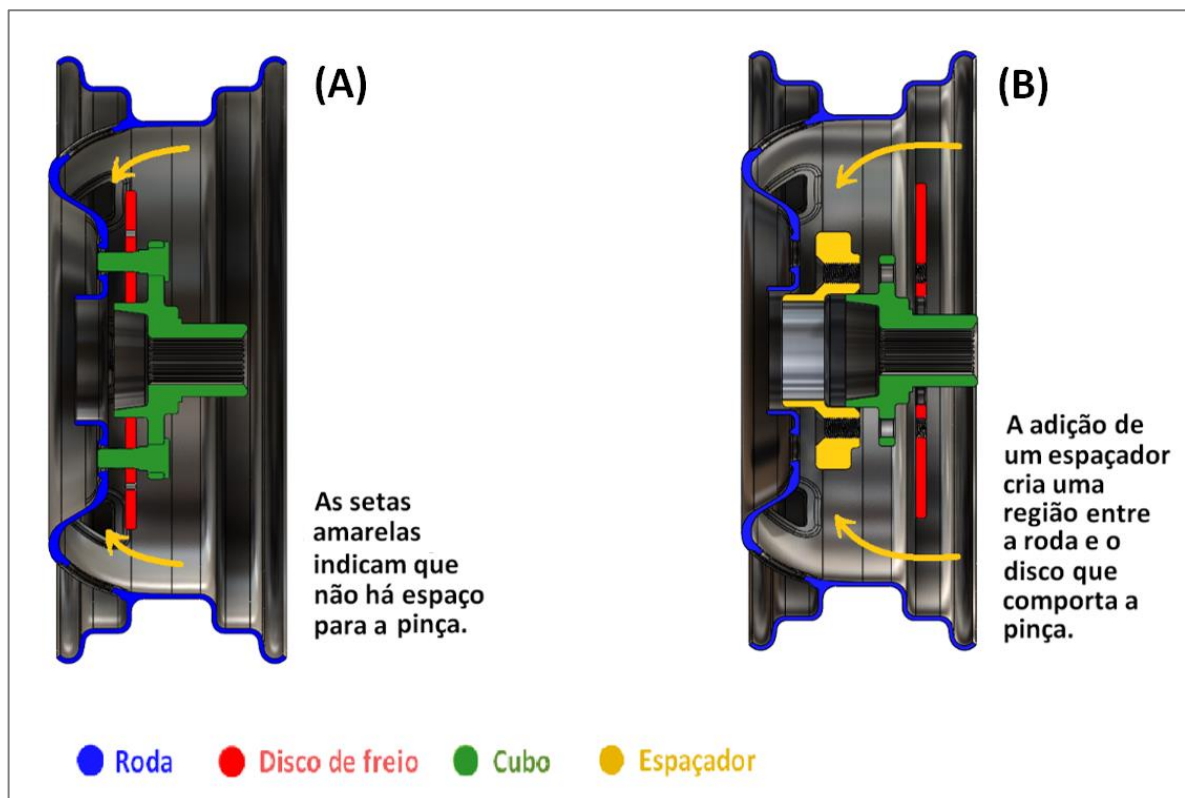
As rodas utilizadas possuem a furação do tipo 108x4, isto é, quatro furos espaçados igualmente sobre uma circunferência de 108mm de diâmetro. O cubo utilizado deve possuir,

necessariamente, a mesma furação. Optou-se por utilizar cubos originais do modelo Ford Ka 2004 (fig. 15-a), que possuem a furação compatível. No entanto, foi constatado que este cubo não poderia ser diretamente fixado às rodas, pois, desta forma, não seria possível posicionar o disco de freio de modo que houvesse espaço suficiente para a pinça. As regiões indicadas por setas da figura 16-A demonstram essa situação.

Aqui, a solução é tomar medidas para afastar o disco de freio da alma da roda. Neste caso, duas ações se mostraram eficazes: A fixação do disco na parte interna do cubo e a utilização de um espaçador usinado em alumínio entre a roda e o cubo (fig. 16-B).

O diâmetro máximo do disco de freio que permite, ao mesmo tempo, o contato total da superfície das pastilhas de freio e uma folga mínima entre o ponto mais externo da pinça e o ponto mais interno da roda, é de 186mm. Esse diâmetro ainda é pequeno a ponto de causar o contato das pinças com o cubo da roda. Para contornar esse problema, é necessário reduzir o diâmetro externo do cubo de 131mm para 106mm, eliminando a furação original compatível com as rodas (fig. 15-b).

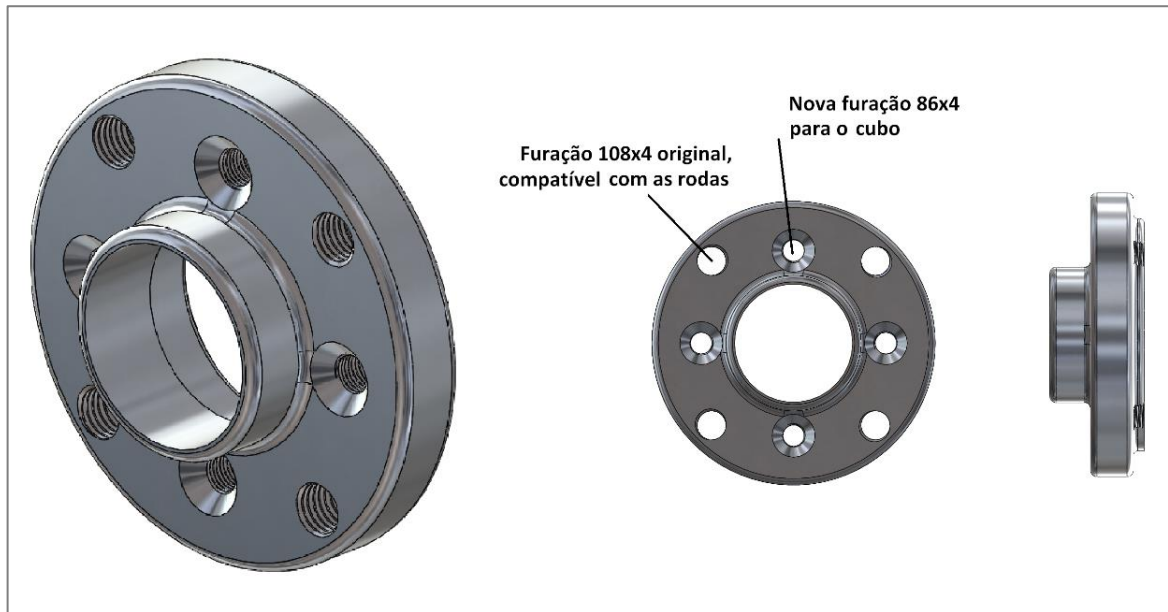
Figura 16 - Montagem inicial cubo/disco de freio/roda.



Fonte: Próprio autor.

A furação perdida deve ser recriada no espaçador (fig. 17), onde a roda será efetivamente fixada, assim como uma furação secundária destinada à fixação do espaçador ao cubo.

Figura 17 - Espaçador da roda.



Fonte: Próprio autor.

Agora, basta desenvolver um corpo para manga de eixo que seja capaz de comportar todos esses componentes no espaço.

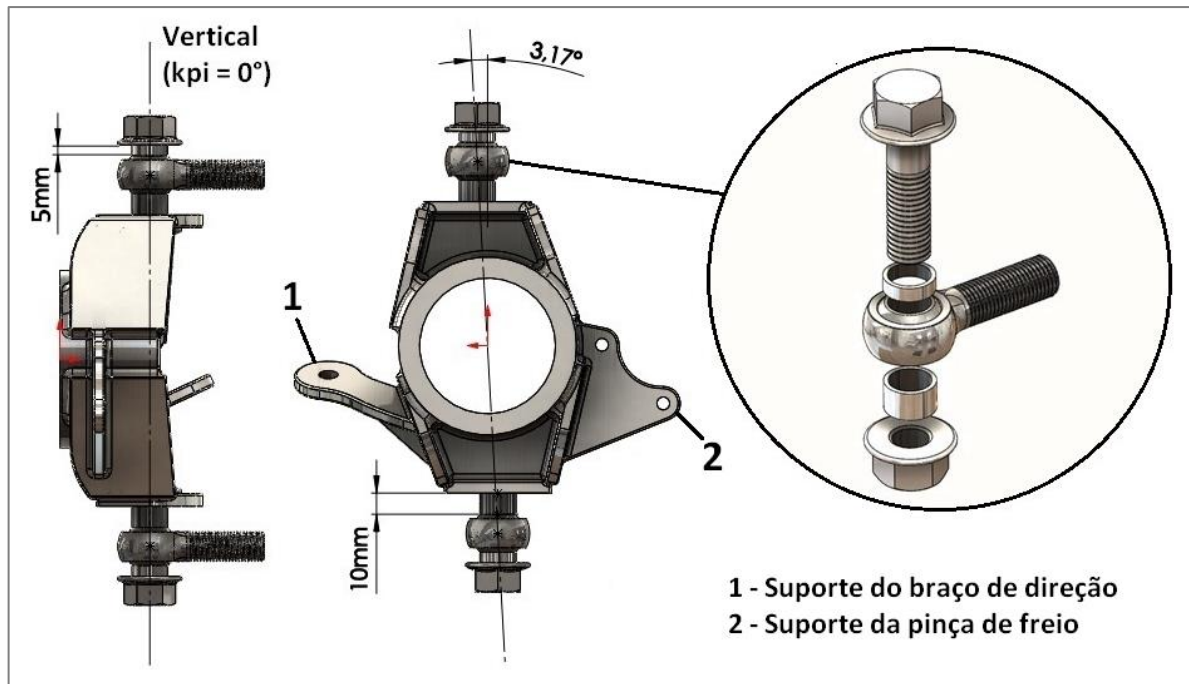
Os componentes selecionados para atuar como juntas esféricas são terminais rotulares roscados machos de tamanho M14. Esta medida de terminal foi escolhida por apresentar, segundo o catálogo FEMASO (2019), a maior amplitude angular de trabalho disponível dentre todas as opções viáveis, cerca de 16°. Uma maior amplitude de trabalho dos terminais implica necessariamente em uma maior amplitude de movimentação de todo o conjunto, resultado em maior curso vertical disponível nas rodas.

3.2.1. Mangas de eixo dianteiras

A proposta inicial das mangas de eixo dianteiras considera a utilização dos terminais rotulares, juntamente de espaçadores de 10mm e 5mm, que impedem que os terminais se choquem tanto ao corpo da manga quanto à cabeça de seu parafuso de fixação (fig. 18). Os ângulos de caster e de pino-mestre determinados pelo eixo de esterçamento, que passa pelos centros dos terminais rotulares são, respectivamente, 3.17° e 0°.

Um ângulo nulo de pino-mestre foi escolhido com a intenção de eliminar seus efeitos negativos sobre o comportamento da cambagem durante a rolagem. Assim, não é necessário um alto valor do ângulo de caster para que seja garantido um suficiente ganho de cambagem negativa (consideração (e), seção 3.1). Ao mesmo tempo, com um baixo ângulo de caster, não se perde muito, em termos de dirigibilidade, durante curvas em baixa velocidade.

Figura 18 - Ângulos de caster e pino-mestre ($k\pi$) da manga dianteira proposta.



Fonte: Próprio autor.

O corpo da manga deve possuir uma sede para um rolamento bipartido automotivo de medidas 39x72x37mm (original do modelo Ford Ka 2004) compatível com o cubo utilizado, apresentando uma tolerância dimensional de classe Z11, selecionada de acordo com a norma NBR 6158/1995. O movimento axial do rolamento é limitado, ao mesmo tempo, por um batedor usinado ao lado externo da sede e por um anel elástico de travamento, selecionado de acordo com o padrão DIN 472, que se encaixa em uma ranhura criada ao lado interno da sede para esta finalidade.

Além disso, as aletas de suporte dos freios devem ser posicionadas de forma a garantir uma folga mínima entre a roda e a pinça, tanto radialmente quanto axialmente. É importante notar que estas aletas deverão estar localizadas em pontos diferentes, quando comparadas a manga esquerda à direita, uma vez que a mesma pinça está sendo utilizada em ambos

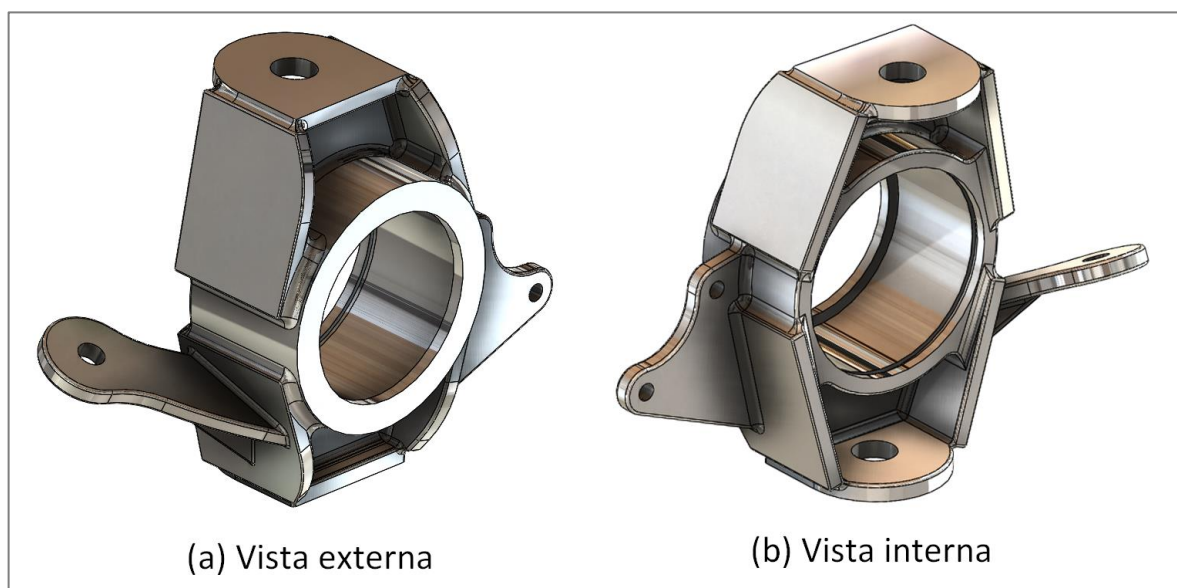
os lados. Para que as aletas fossem posicionadas no mesmo ponto em ambas as mangas, seria necessário que as pinças esquerda e direita possuíssem geometrias espelhadas.

A fim de comportar quaisquer variações provenientes da fabricação, mais um espaçador, cujo comprimento pode ser facilmente ajustado conforme as necessidades durante a montagem, é adicionado entre o cubo e o rolamento (fig. 20, item 11).

Por fim, um *spindle* roscado (fig. 20, item 15) é usinado a partir do corpo de uma junta homocinética compatível com o cubo utilizado. Este *spindle* é responsável por fixar axialmente o cubo ao seu rolamento.

A figura 19 mostra o modelo da proposta inicial da manga de eixo dianteira direita do protótipo Cascavel P2. Para este modelo, foram utilizadas chapas de 6,35mm de espessura, equivalente a 1/4 de polegada. Desenhos técnicos mais detalhados deste e de todos os demais componentes seguem nos apêndices.

Figura 19 - Corpo da manga de eixo dianteira direita.

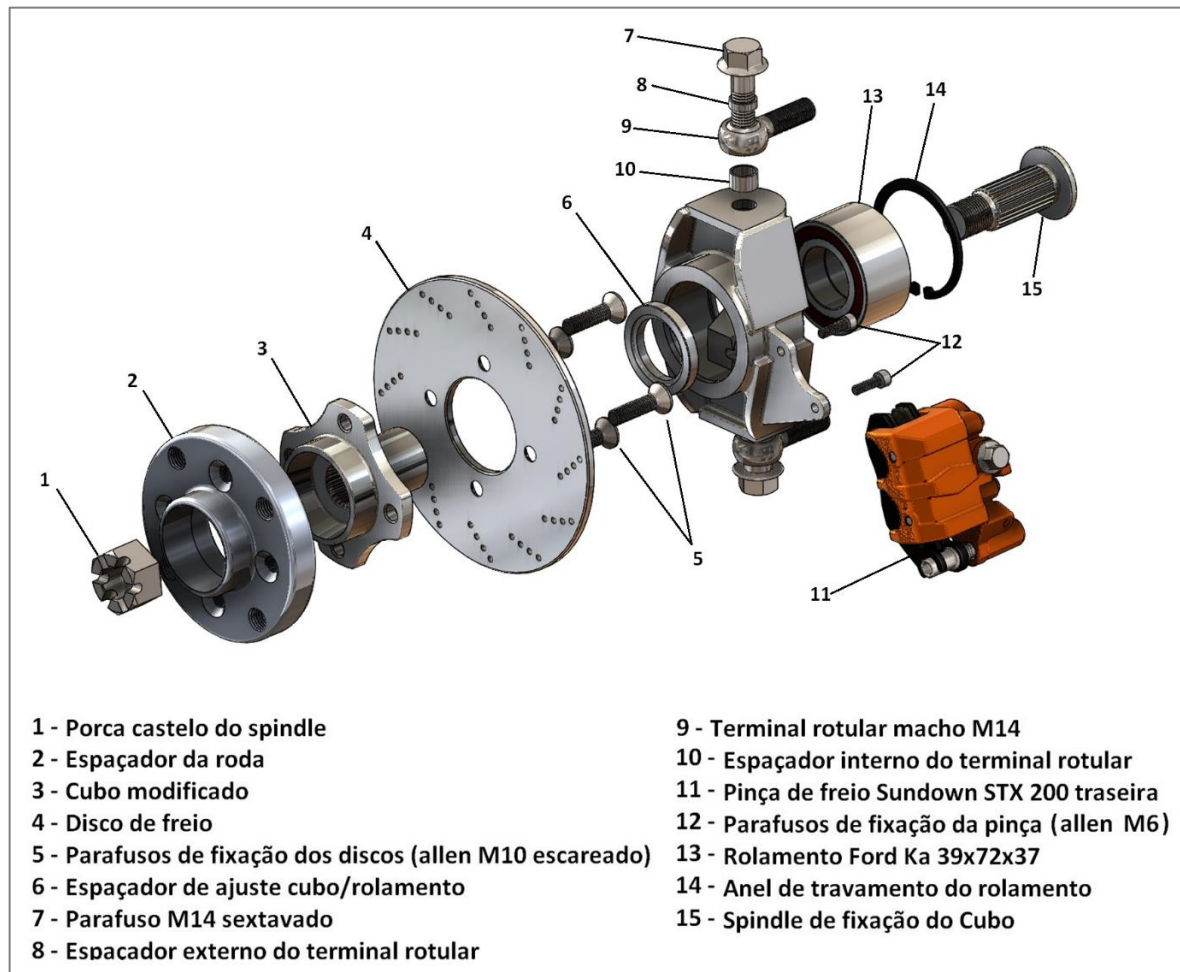


Fonte: Próprio autor.

O desenvolvimento do sistema de direção do veículo não faz parte do escopo deste trabalho e, portanto, não será discutido o posicionamento do suporte para o braço de direção indicado pelo item 1 da figura 18.

A montagem completa do conjunto da manga de eixo pode ser visualizada na vista explodida mostrada na figura 20.

Figura 20 - Montagem completa da manga dianteira direita.



Fonte: Próprio autor.

3.2.2. Mangas de eixo traseiras

A fim de padronizar os procedimentos de fabricação, foi decidido que a geometria geral das mangas traseiras deve ser similar à das mangas dianteiras.

No caso específico da utilização de um sistema SLA com juntas esféricas no eixo traseiro, é necessário adicionar um elo extra de fixação, da manga ao chassi, que limite o grau de liberdade correspondente ao movimento de esterçamento das rodas. Este elo extra recebe o nome de *toe-link* (MILLIKEN, 1995).

O *toe-link* consistirá basicamente de uma barra ou tubo rígido que deve se conectar tanto a manga quanto ao chassi através de terminais rotulares. A aleta que, na manga dianteira, agiria como suporte para o braço de direção, na manga traseira, será destinada à fixação do terminal rotular do *toe-link*.

A presença de um *toe-link* faz com que o nível de convergência das rodas se altere ao longo do curso da suspensão. Este fenômeno pode ou não ser desejado. Em geral, procura-se garantir que as rodas fiquem tão alinhadas quanto possível, a fim de evitar o desgaste prematuro dos pneus (NICOLAZZI, 2001). Porém, existem casos onde uma melhor resposta de direção é obtida ao se induzir um pequeno nível de convergência (COSTA, 2001). Quando se tratam de veículos fora de estrada, que trafegam a maior parte do tempo sobre terreno não pavimentado, o nível de atrito fornecido pelo solo é significativamente menor e, portanto, pequenas alterações de convergência não resultarão em nenhum desgaste excessivo dos pneus.

O principal fator que determina o comportamento de convergência das rodas ao longo curso da suspensão é o posicionamento dos terminais rotulares do *toe-link* no espaço. Neste caso, optou-se por utilizar uma configuração que, durante a rolagem, provoque um leve esterçamento das rodas traseiras, na direção oposta às rodas dianteiras. Isto significa que a convergência das rodas aumentará com curso negativo da suspensão (sentido de extensão dos amortecedores) e diminuirá com o curso positivo (sentido de compressão dos amortecedores). Este esterçamento das rodas traseiras deve aumentar a capacidade de manobra do veículo em baixas velocidades (GILLESPIE, 1992).

Uma vez que o movimento de esterçamento das rodas traseiras é mecanicamente limitado pelo *toe-link*, se torna desnecessário a presença de um ângulo de caster que proporcione momento auto-alinhante. Com isso em mente, foi decidido que os terminais rotulares das mangas traseiras seriam posicionados ao longo da mesma linha vertical, gerando um ângulo que caster nulo. O ângulo de pino-mestre utilizado também será nulo, assim como nas mangas dianteiras.

O protótipo Cascavel P2 possuirá tração traseira. Logo, o *spindle* de fixação dos cubos traseiros aos seus rolamentos será o próprio eixo estriado da junta homocinética.

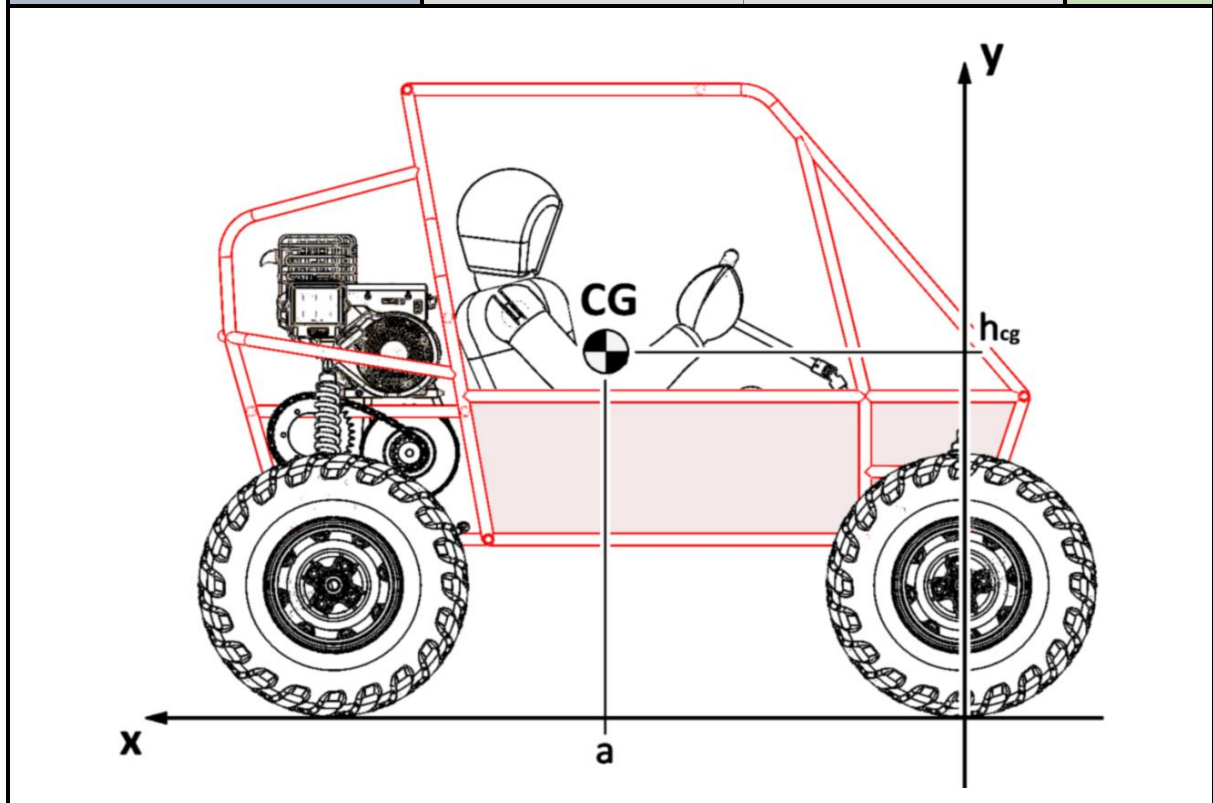
3.3. Estimativa da posição do centro de gravidade

Tanto a magnitude quanto a distribuição da transferência lateral da carga dependem diretamente da posição do centro de gravidade (CG) do veículo. Portanto, é preciso determinar essa posição a fim de realizar os cálculos que serão mostrados daqui em diante. Porém, a esta altura, ainda não há um veículo cuja posição do centro de gravidade possa ser aferida,

fazendo com que se torne necessário realizar uma estimativa. Isso é feito através do uso de uma média ponderada (tabela 1), que contempla, aproximadamente, o peso e a posição esperados de cada um dos componentes.

Tabela 1 - Estimativa da posição do centro de gravidade.

ENTRE EIXOS (L)	1,5m	POSIÇÃO DO CG ESPERADA [m]		MASSA [kg]
COMPONENTES	POSIÇÃO VERTICAL (h_{CG})	POSIÇÃO HORIZONTAL (a)		
Rodas e mangas de eixo	0,30	0,75	40	
Pneus	0,30	0,75	15	
Balanças	0,40	0,75	25	
Amortecedores	0,55	0,75	20	
Conjunto -motor	0,80	1,40	40	
Semi-eixos	0,45	1,45	10	
Piloto	0,80	0,70	80	
Gaiola e demais componentes	0,90	0,70	70	
Total	0,69	0,86	300	



Fonte: Próprio autor.

É importante ressaltar que é virtualmente impossível realizar uma estimativa totalmente confiável destes valores, uma vez que todas as características geométricas dos componentes, o que ditará ambos os seus pesos e localizações, ainda são desconhecidas. Ou seja, a posição do centro de gravidade obtida aqui é uma aproximação tecnicamente grosseira do valor real.

Por esse motivo, idealmente, ao longo do andamento do projeto, conforme cada componente é desenvolvido, esse procedimento deve ser refeito e a aproximação da posição do centro de gravidade deve ser atualizada.

O fato da posição do centro de gravidade mudar conforme o andamento do projeto do veículo não deve constituir um grande problema para o desenvolvimento da suspensão. Isso ocorre pois grandes mudanças no comportamento do veículo poderão ser obtidas através de pequenas alterações no formato e posicionamento das balanças e dos amortecedores. Portanto, mesmo que a aproximação inicial do centro de gravidade se mostre sensivelmente errada, não serão necessárias modificações impraticáveis posteriormente.

3.4. Análise dinâmica

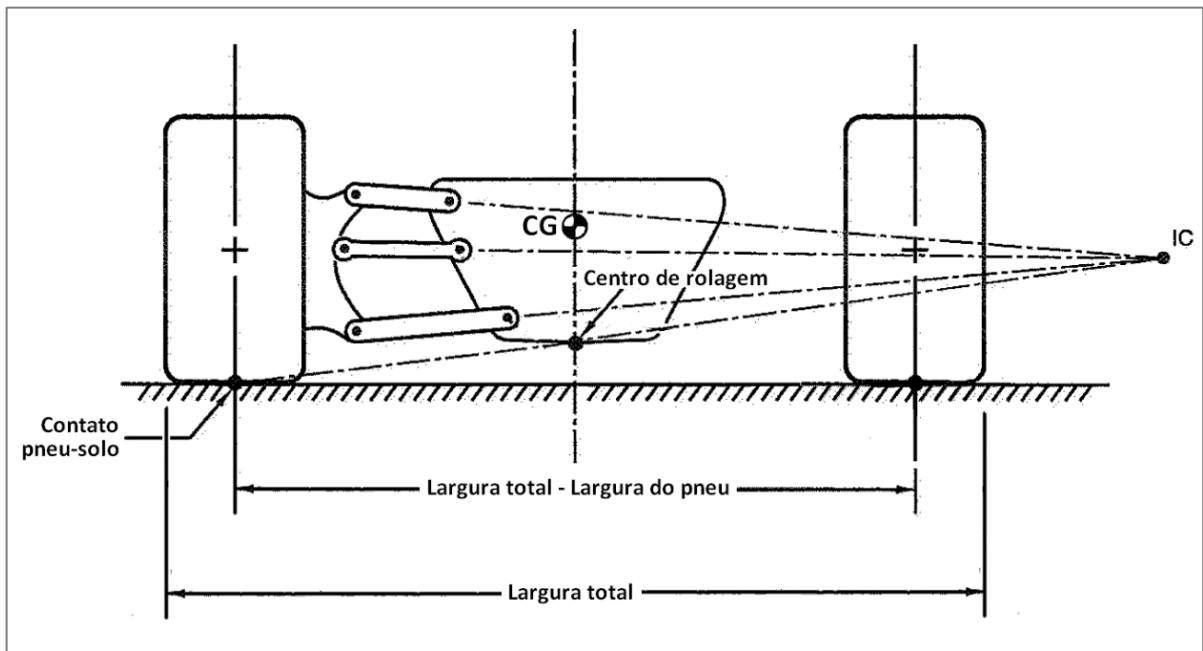
3.4.1. Centros de rolagem

Durante a rolagem, o centro de gravidade do veículo apresenta um movimento de rotação ao redor de um determinado eixo no espaço denominado como “eixo de rolagem”. Este eixo consiste na linha imaginária que passa por dois pontos chamados de “centros de rolagem dianteiro e traseiro”.

Um centro de rolagem, em uma suspensão do tipo SLA, é determinado na vista frontal do sistema pela interseção das linhas imaginárias que vão do centro instantâneo de rotação (IC) de cada conjunto de balanças até o seu respectivo contado pneu/solo no lado oposto do veículo (fig. 21). Em um sistema lateralmente simétrico, essa intersecção se dará necessariamente na linha de centro do veículo. A distribuição da transferência lateral de carga é função direta da relação entre as alturas dos centros de rolagem dianteiro e traseiro, como será mostrado logo adiante.

As posições dos centros instantâneos de rotação frontais da suspensão variam ao longo do curso vertical das rodas e, portanto, a posição do centro de rolagem também varia.

Figura 21 - Centro de rolagem.



Fonte: MILLIKEN, 1995.

Os cálculos realizados daqui em diante consideram os centros instantâneos de rotação frontais referentes ao veículo em sua posição estática, totalmente carregado. Nesta posição, assume-se que as rodas do veículo se encontram em um estado de cambagem nula, como especificado pela consideração (f), na seção 3.1.

3.4.2. Distribuição de transferência lateral de carga

Em uma curva de raio R [m], sendo realizada a uma velocidade linear V [m/s], a aceleração lateral A_{α} [m/s²] resultante no centro de gravidade do veículo é (MILLIKEN, 1995):

$$A_{\alpha} = \frac{V^2}{R} \quad (1)$$

Caso exista uma inclinação lateral do solo α [], conhecida como *banking*, de modo que a porção interna da pista seja menos elevada que a porção externa, a força de reação ao peso do veículo no solo apresentará uma componente perpendicular e outra paralela à pista. A aceleração lateral A_Y [m/s²] sentida na direção do *banking* é dada por (MILLIKEN, 1995):

$$A_Y = A_{\alpha} \cos \alpha + g \sin \alpha \quad (2)$$

Onde g é a aceleração da gravidade, dada em [m/s²].

A força de reação à aceleração lateral também apresentará componentes nessas mesmas direções. Neste caso, as componentes na direção perpendicular à pista (de ambas as reações ao peso e à aceleração lateral) se encontram na mesma direção e, portanto, se somam. Como resultado, é observado uma mudança no peso efetivo do veículo sobre o solo, que será dado, agora, por:

$$W' = M(A_\alpha \sin\alpha + g \cos\alpha) \quad (3)$$

Onde,

M = Massa total [kg]

W' = Peso efetivo [N]

A distribuição do peso efetivo entre as rodas dianteiras e traseiras será:

$$W'_F = \frac{W' b}{L} \quad (4)$$

$$W'_R = \frac{W' a}{L} \quad (5)$$

Onde,

W'_R = Peso efetivo no eixo traseiro [N]

W'_F = Peso efetivo no eixo dianteiro [N]

a = Distância horizontal entre o CG e o eixo dianteiro [m]

b = Distância horizontal entre o CG e o eixo traseiro [m]

O valor da transferência lateral de carga que surge nesta situação pode ser calculado, segundo MILLIKEN (1995), através de:

$$\Delta W_F = A_y \frac{M}{t_F} \left(\frac{HK_{\theta F}}{K_{\theta F} + K_{\theta R}} + \frac{b}{L} Z_{RF} \right) \quad (6)$$

$$\Delta W_R = A_y \frac{M}{t_R} \left(\frac{HK_{\theta R}}{K_{\theta F} + K_{\theta R}} + \frac{a}{L} Z_{RR} \right) \quad (7)$$

Onde,

ΔW_F = Transferência de carga no eixo dianteiro [N]

ΔW_R = Transferência de carga no eixo traseiro [N]

H = Distância entre o CG e o eixo de rolagem [m]

t_F = Largura entre os contatos pneu/solo dianteiros [m]

t_R = Largura entre os contatos pneu/solo traseiros [m]

Z_RF = Altura do centro de rolagem dianteiro [m]

Z_RR = Altura do centro de rolagem traseiro [m]

As grandezas $K_{\theta F}$ e $K_{\theta R}$, nas equações 6 e 7, são chamadas de, respectivamente, “razão de rolagem dianteira” e “razão de rolagem traseira”, sendo expressas na unidade [N.m/rad]. Uma razão de rolagem representa o ângulo que o corpo do veículo se inclinará durante a rolagem, dada uma certa quantidade de momento rotacional atuando sobre o CG, ao redor do centro de rolagem.

As razões de rolagem são desconhecidas neste ponto do projeto e, portanto, obter um valor numérico para as transferências de carga ainda é inviável. Para continuar o procedimento, é necessário utilizar um valor inicial arbitrário para $K_{\theta F}$ e $K_{\theta R}$. Esses valores serão posteriormente corrigidos, em função do comportamento desejado para o sistema de suspensão. Uma vez calculados os valores das transferências laterais de carga, a partir dos valores iniciais de $K_{\theta F}$ e $K_{\theta R}$, torna-se possível obter a carga agindo em cada roda durante a rolagem:

$$W'_{FO} = \frac{W'_F}{2} + \Delta W_F \quad (8)$$

$$W'_{FI} = \frac{W'_F}{2} - \Delta W_F \quad (9)$$

$$W'_{RO} = \frac{W'_R}{2} + \Delta W_R \quad (10)$$

$$W'_{RI} = \frac{W'_R}{2} - \Delta W_R \quad (11)$$

Onde,

W'_{FO} = Carga na roda dianteira externa [N]

W'_{FI} = Carga na roda dianteira interna [N]

W'_{RO} = Carga na roda traseira externa [N]

W'_{RI} = Carga na roda traseira interna [N]

Quando comparados estes valores com as cargas estáticas medidas em solo nivelado, a variação de carga $\Delta W'$ [N] será:

$$\Delta W'_{FO} = W'_{FO} - \frac{bMg}{2L} \quad (12)$$

$$\Delta W'_{FI} = W'_{FI} - \frac{bMg}{2L} \quad (13)$$

$$\Delta W'_{RO} = W'_{RO} - \frac{aMg}{2L} \quad (14)$$

$$\Delta W'_{RI} = W'_{RI} - \frac{aMg}{2L} \quad (15)$$

Esses valores representam a variação total de carga agindo sobre cada roda do veículo desde um ponto totalmente anterior à curva até um ponto onde a aceleração lateral tenha se estabilizado.

Ao se dividir a variação de carga das rodas externas (eq. 12 e eq. 14) pela quantidade de curso consumido em cada roda, é possível obter a rigidez do movimento vertical do conjunto roda-pneu em [N/m], essa rigidez recebe o nome de *ride rate*. A quantidade de curso consumido é um valor que deve ser inicialmente escolhido.

Com o *ride rate*, é possível calcular a frequência natural de trabalho dos conjuntos dianteiro e traseiro:

$$\omega_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RF}2L}{bM}} \quad (16)$$

$$\omega_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RR}2L}{aM}} \quad (17)$$

Onde,

ω_F = Frequência natural da suspensão dianteira [Hz]

ω_R = Frequência natural da suspensão traseira [Hz]

K_{RF} = *Ride rate* dianteiro [N/m]

K_{RR} = *Ride rate* traseiro [N/m]

Segundo ROUTLEY (2019), veículos competitivos fora de estrada geralmente operam em uma faixa de frequência natural que vai de 1,5 a 2,0Hz. Para este projeto, foi escolhida a frequência natural de 1,80Hz para ambos os conjuntos dianteiro e traseiro da suspensão. Caso as equações 16 e 17 forneçam resultados diferentes das frequências desejadas, deve ser calculado um fator de correção que será utilizado para ajustar os valores iniciais de K_{RF} e K_{RR} obtidos. Os fatores de correção referentes aos sistemas dianteiro e traseiro são dados por:

$$f_{c,F} = \frac{1,8}{\omega_F} \quad (18)$$

$$f_{c,R} = \frac{1,8}{\omega_R} \quad (19)$$

Onde,

$f_{c,F}$ = Fator de correção dianteiro []

$f_{c,R}$ = Fator de correção traseiro []

Assim, os novos *ride rates* que gerarão, de fato, as frequências naturais desejadas, serão:

$$K_{RF}^* = f_{c,F} K_{RF} \quad (20)$$

$$K_{RR}^* = f_{c,R} K_{RR} \quad (21)$$

É possível, agora, calcular os novos valores para as razões de rolagem que implicarão nos valores de *ride rate* necessários.

$$K_{\theta F}^* = \frac{(t_F)^2 K_{RF}^*}{2} \quad (22)$$

$$K_{\theta R}^* = \frac{(t_R)^2 K_{RR}^*}{2} \quad (23)$$

Com os novos valores das razões de rolagem em mãos, todo o processo deve ser realizado novamente, em diversas iterações, até que os valores convirjam dentro de uma margem de erro aceitável.

Tabela 2 - Resultados obtidos na primeira iteração realizada.

GRANDEZA	VALOR	GRANDEZA	VALOR
M [kg]	300	$K_{\theta F}^*$ [N.m/rad]	6601,8
t_F [mm]	1270	$K_{\theta R}^*$ [N.m/rad]	8871,2
t_R [mm]	1270	A_α [m/s ²]	8,33
Z_{RR} [mm]	500	A_Y [m/s ²]	9,15
Z_{RF} [mm]	300	ΔW_F [N]	466,35 = 34,77%
a [mm]	860	ΔW_R [N]	874,69 = 65,22%
b [mm]	640	K_{RR} [N/mm]	22,40
L [mm]	1500	K_{RF} [N/mm]	17,49
R [m]	3	K_{RR}^* [N/mm]	11,00
V [m/s]	5	K_{RF}^* [N/mm]	8,18
α [°]	5	W'_{FI} [N]	-28,37
h_{CG} [mm]	690	W'_{FO} [N]	1058,31
$K_{\theta F}$ [N.m/rad]	1500	W'_{RI} [N]	-105,71
$K_{\theta R}$ [N.m/rad]	1000	W'_{RO} [N]	1489,75

As células destacadas em azul indicam os valores de saída do procedimento, as demais células indicam os valores de entrada. Dos valores de entrada, aqueles destacados em vermelho não foram previamente fixados e, portanto, podem ser variados ao longo dos conjuntos de iterações.

Fonte: Próprio autor.

Uma vez que as frequências naturais de trabalho já foram fixadas, assim como a largura do veículo, os únicos fatores controláveis restantes que influenciam a transferência lateral de carga são as alturas dos centros de rolagem dianteiro e traseiro. Assim, tem-se que, a cada conjunto de iterações, devem ser verificadas diferentes combinações dos valores de Z_{RR} e Z_{RF} . A tabela 2 mostra os resultados obtidos para a primeira combinação verificada, utilizando um critério de convergência de 10^{-6} , adotando como referência aquele dentre $K^*_{\theta F}$ e $K^*_{\theta R}$ que apresenta a maior variação. A realização destes cálculos foi feita através de um *script* escrito para o programa MATLAB, que segue no Apêndice C.

Tabela 3 - Resultados obtidos na última iteração realizada.

GRANDEZA	VALOR	GRANDEZA	VALOR
M [kg]	300	$K^*_{\theta F}$ [N.m/rad]	6601,8
t_F [mm]	1270	$K^*_{\theta R}$ [N.m/rad]	8871,2
t_R [mm]	1270	A_α [m/s ²]	8,33
Z_{RR} [mm]	386	A_Y [m/s ²]	9,15
Z_{RF} [mm]	430	ΔW_F [N]	595,46 = 44,40%
a [mm]	860	ΔW_R [N]	745,58 = 55,59%
b [mm]	640	K^*_{RR} [N/mm]	11,00
L [mm]	1500	K^*_{RF} [N/mm]	8,18
R [m]	3	W'_{FI} [N]	-16,49
V [m/s]	5	W'_{FO} [N]	1174,42
α [°]	5	W'_{RI} [N]	-32,40
h_{CG} [mm]	690	W'_{RO} [N]	1523,57
As células destacadas em azul indicam os valores de saída do procedimento, as demais células indicam os valores de entrada. Dos valores de entrada, aqueles destacados em vermelho não foram previamente fixados e, portanto, podem ser variados ao longo dos conjuntos de iterações.			

Fonte: Próprio autor.

Após realizados diversos conjuntos de iterações, verificando, a cada, uma diferente combinação entre os valores das alturas dos centros de rolagem Z_{RR} e Z_{RF} , chegou-se no conjunto $Z_{RF}=430\text{mm}$ e $Z_{RR}=386\text{mm}$ (resultados mais detalhados da última iteração realizada são mostrados na tabela 3). Com essa combinação, o valor da distribuição da transferência lateral de carga obtida é de 55,59% na traseira e de 44,40% na dianteira.

Esses valores implicam que as condições de tração no eixo traseiro são ligeiramente mais severas do que no eixo dianteiro. Isto é, no eixo traseiro, a roda externa está um pouco mais próxima do seu limite de aderência enquanto, ao mesmo tempo, a roda interna perde mais carga e, portanto, mais capacidade de tração.

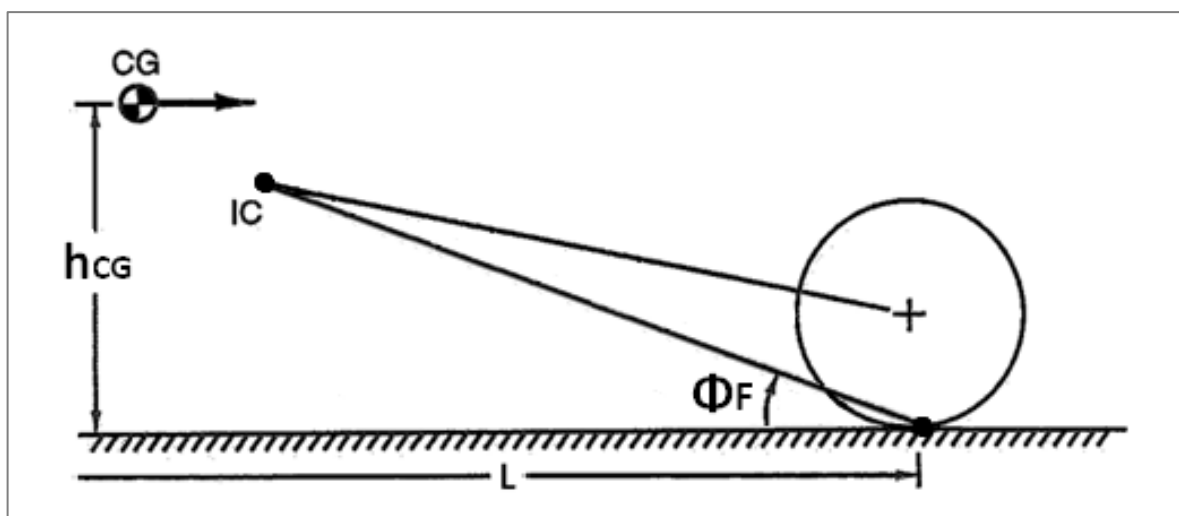
Isto significa que a probabilidade de que ocorra a perda de tração no eixo traseiro do veículo é ligeiramente maior do que no eixo dianteiro, garantindo a exigência imposta pela consideração (d) da seção 3.1.

Como as frequências naturais permaneceram as mesmas, os valores obtidos para K^*_{RF} e K^*_{RR} são os mesmos mostrados na tabela 2.

3.4.3. *Anti-dive e anti-squat*

No projeto Cascavel P2, optou-se por não especificar um valor de *anti-squat* para conjunto traseiro da suspensão. Essa decisão foi tomada devido às exigências do projeto do chassi. Uma suspensão traseira com *anti-squat* necessitaria que as balanças fossem posicionadas de forma inclinada no chassi do veículo, como será mostrado mais adiante. Isso dificulta significativamente a fabricação dos suportes do sistema de suspensão, dada a complexidade do processo de posicionamento das partes durante a soldagem. No conjunto dianteiro, esse problema se mostrou mais facilmente contornável e, portanto, um valor de *anti-dive* pôde ser especificado.

Figura 22 - Diagrama de *anti-dive* da suspensão dianteira (Vista lateral).



Fonte: MILLIKEN, 1995.

Segundo MILLIKEN (1995), a quantidade de *anti-dive* para um sistema de suspensão do tipo SLA dependerá principalmente do posicionamento do centro instantâneo de rotação IC das balanças na vista lateral do veículo (fig. 22). O centro instantâneo de rotação, nesse caso, representa o ponto ao redor do qual o centro da roda se movimenta, em um determinado instante durante o funcionamento da suspensão. O centro instantâneo de rotação aqui considerado é aquele referente ao veículo em sua posição estática, totalmente carregado. O valor da quantidade de *anti-dive*, em porcentagem, é dado por:

$$\%AntiDive = (\tan \phi_F)(BIAS_F) \left(\frac{L}{h_{CG}} \right) \quad (24)$$

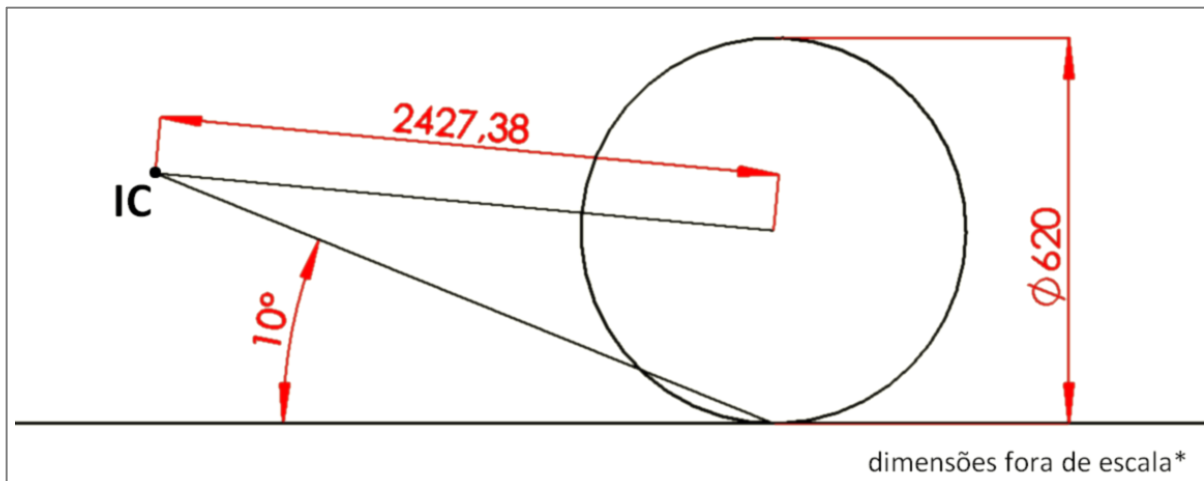
Onde,

h_{CG} = Altura do centro de gravidade do veículo [m]

$BIAS_F$ = Proporção de frenagem dianteira []

Geralmente, valores de *anti-dive* maiores do que 50% são impraticáveis, uma vez que isso resultará em um nível de inclinação muito da grande das balanças, inviabilizando o sistema de direção e prejudicando o comportamento geral da suspensão (MILLIKEN, 1995). Com isso em mente, foi decidido que o valor de *anti-dive* utilizado será 25%.

Figura 23 - Vista lateral dianteira (dimensões em mm).



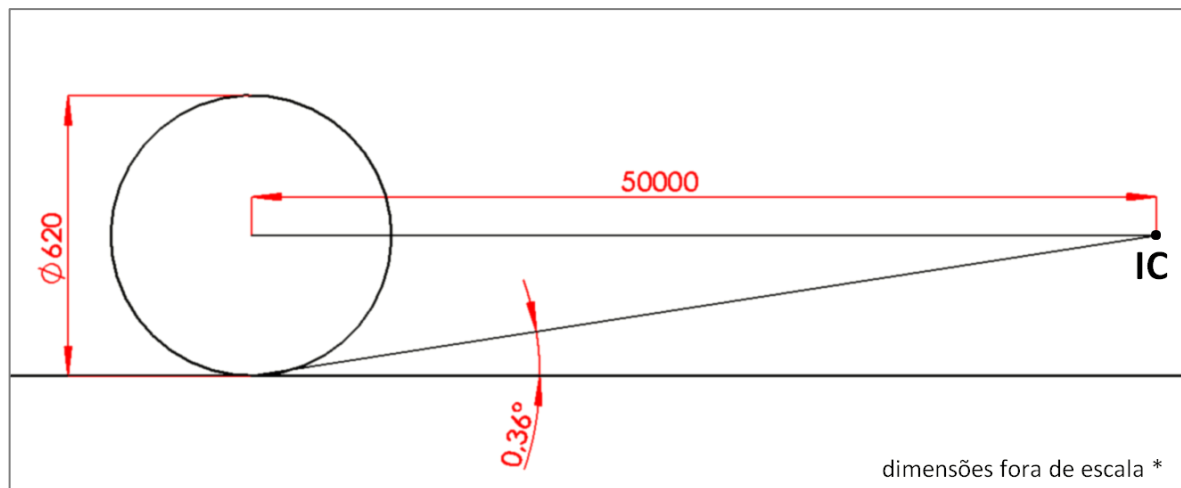
Fonte: Próprio autor.

Considerando que a proporção de frenagem dianteira, neste caso, é de cerca de 73% (valor fornecido pela equipe do projeto do sistema de freios), foi calculado, através de um *script* em MATLAB (Apêndice D), um valor de 10,55° para o ângulo ϕ_F (fig. 22). Por conveniência, será adotado o valor arredondado de 10°. Qualquer posição do centro instantâneo de

rotação lateral que garanta este valor deve gerar o comportamento desejado de *anti-dive*. Portanto, a distância horizontal lateral do IC até o centro da roda foi arbitrariamente escolhida. A figura 23 mostra a vista lateral obtida para o conjunto dianteiro de suspensão.

Para o conjunto traseiro da suspensão, deseja-se que os eixos de rotação das balanças permaneçam paralelos à horizontal, significando que o movimento do centro das rodas traseiras, no plano lateral, é puramente vertical, ao longo de todo curso da suspensão. Esse efeito pode ser obtido através do posicionamento do centro instantâneo de rotação lateral traseiro no infinito. Neste caso, depois de várias tentativas aplicando o método que será descrito na seção 3.7, foi determinado que o ponto no “infinito” que gera eixos de rotação suficientemente paralelos à horizontal, poderá ser considerado como aquele localizado a 50m diretamente à frente do centro das rodas traseiras (fig. 24).

Figura 24 - Vista lateral traseira (dimensões em mm).



Fonte: Próprio autor.

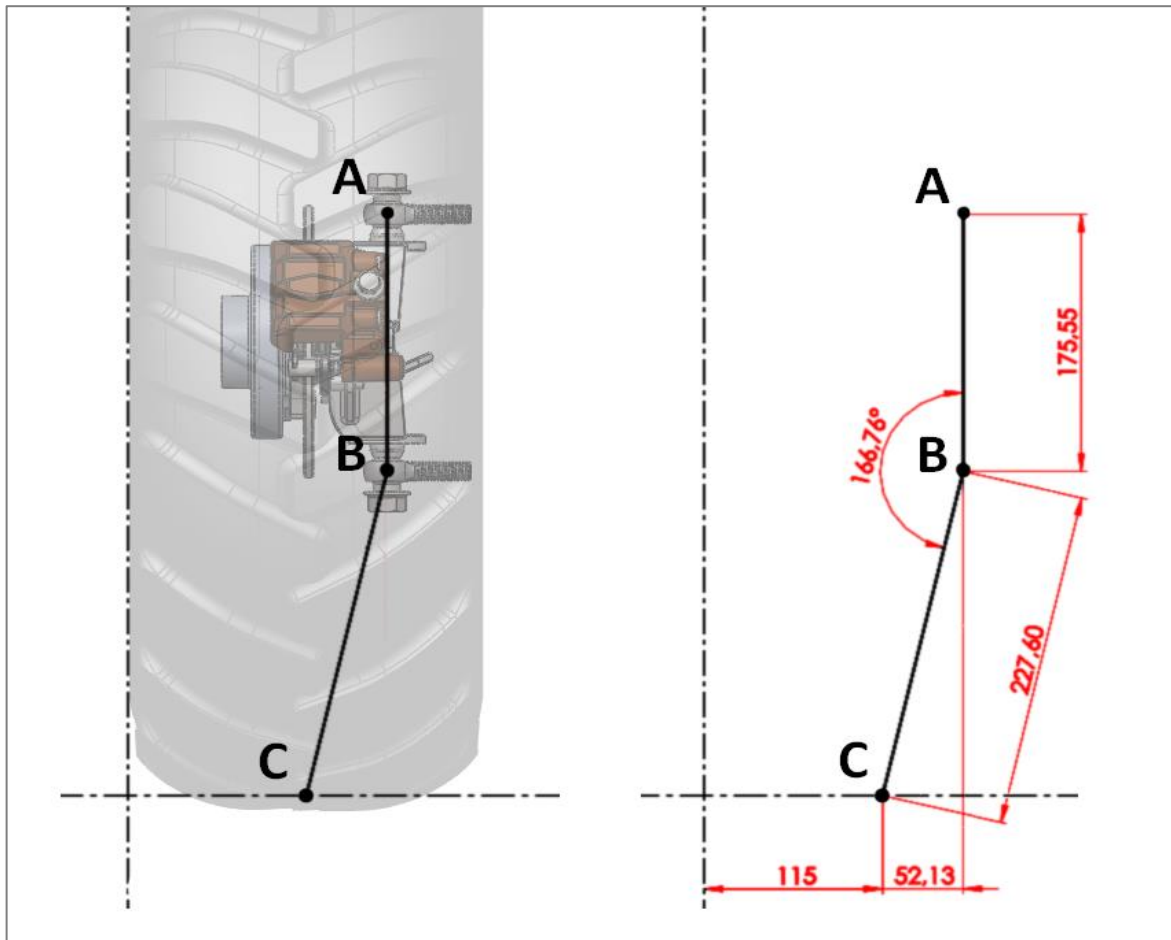
3.5. Análise cinemática

O próximo passo é determinar qual será o comprimento das balanças e onde no espaço estarão localizadas as suas fixações ao chassi. Para isso, será preciso criar um modelo analítico da vista frontal de todo o conjunto, de forma que seja possível verificar o comportamento da cambagem ao longo do curso da suspensão.

A montagem dos componentes da roda e da manga de eixo, pode ser representada por um esquema como aquele ilustrado na figura 25. Os pontos de interesse que influenciarão

o comportamento do sistema são o ponto de contato pneu/solo e os centros das juntas esféricas superior e inferior, representados respectivamente por C, A e B.

Figura 25 - Esquema representativo da montagem das rodas dianteiras com os pneus.



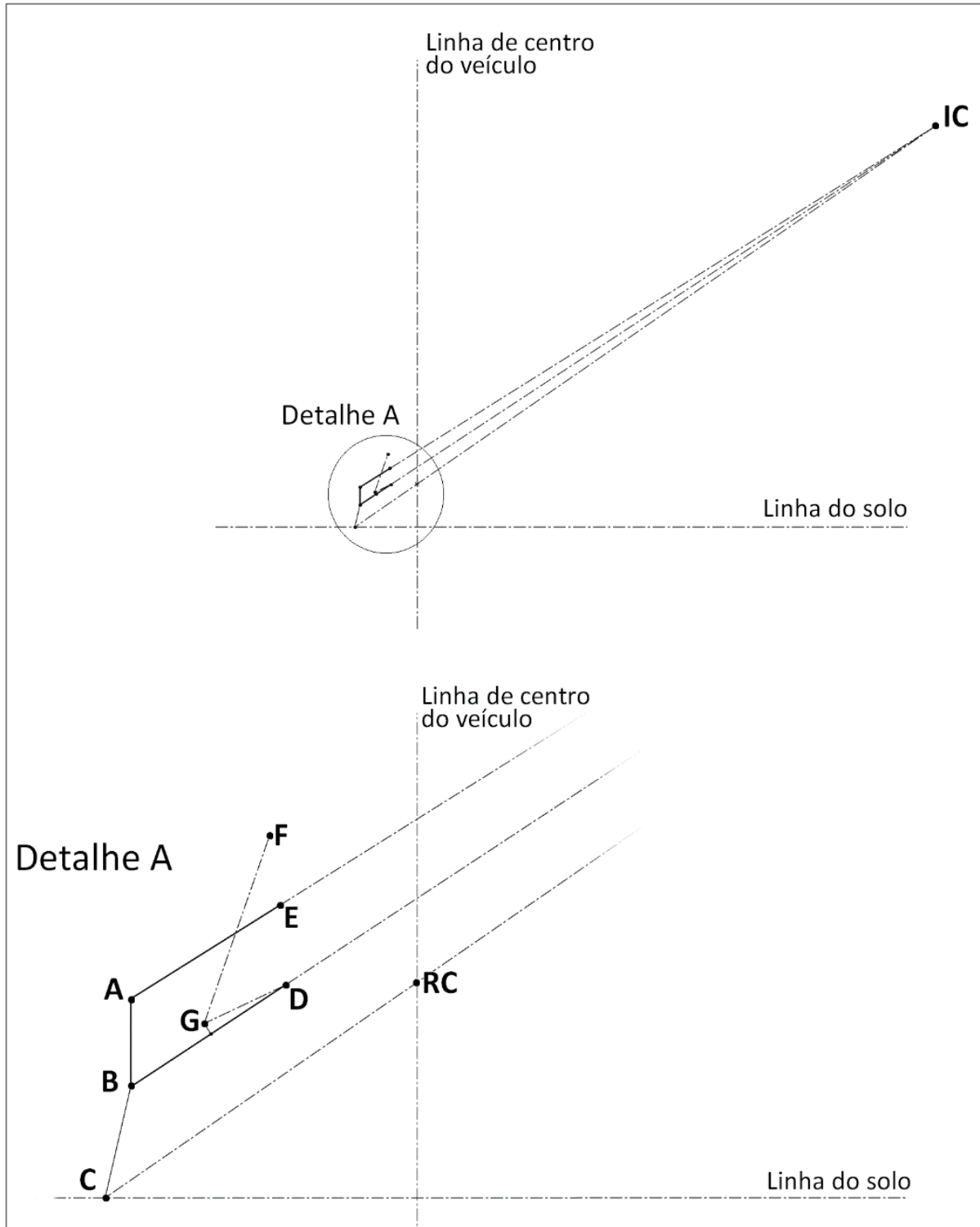
Fonte: Próprio autor.

O conjunto completo da suspensão é mostrado na figura 26, onde as balanças superiores e inferiores correspondem respectivamente aos segmentos \overline{AE} e \overline{BD} , os amortecedores correspondem à \overline{GF} e os pontos IC e RC são o centro instantâneo de rotação e o centro de rolagem. Deve-se atentar para duas restrições importantes:

- As alturas dos pontos RC, em relação ao nível do solo, foram fixadas através da etapa descrita na seção 3.4.2 (Z_{RF} e Z_{RR} , tabela 3);
- Os valores calculados são referentes ao veículo em sua posição estática, onde a cambagem em ambas as rodas é nula, isso implica que o segmento \overline{AB} deve ser necessariamente vertical.

Será preciso obter uma combinação específica entre os valores dos comprimentos de \overline{AE} e \overline{BD} e das posições vertical e horizontal de E e D, de modo a respeitar as restrições descritas.

Figura 26 - Esquema representativo dos componentes da suspensão.



Fonte: Próprio autor.

Esta tarefa pode ser realizada através do *software* SOLIDWORKS, onde é possível criar um esboço genérico e fixar, neste esboço, algumas das dimensões criadas. Uma vez fixada uma certa quantidade de dimensões, conforme se adiciona valores novos, os valores restantes são automaticamente ajustados, de forma a manter as dimensões que foram fixadas. Assim, é possível obter uma série de combinações dos valores de \overline{AE} , \overline{BD} , E e D, que respeitem as restrições (a) e (b).

É preciso, agora, verificar o comportamento de cambagem resultante de cada uma destas combinações, a fim de identificar aquela cujo comportamento seja o desejado, isto é, que apresente um satisfatório ganho de cambagem negativa ao longo do curso positivo da roda (consideração (e), seção 3.1). Isso é feito através da aplicação de uma análise vetorial nos elementos mostrados na figura 26, de acordo com os procedimentos estabelecidos por NORTON (2010), no que diz respeito a análise gráfica e algébrica da posição de mecanismos de quatro barras, onde o elo considerando como de entrada é a balança inferior \overline{BD} . A implementação desta análise foi realizada através de um *script* em MATLAB que segue nos apêndices A e B.

3.5.1. Compensação do ângulo de trabalho dos terminais rotulares

É importante ressaltar que os terminais rotulares selecionados possuem uma amplitude de ângulo de trabalho limitada a 16° , isso significa que o ângulo formado entre o eixo do parafuso de fixação na manga e o eixo da porção roscada do terminal está dentro do intervalo $90 \pm 8^\circ$. Por este motivo, é necessário fixar os terminais em ângulo nas balanças, como mostra a figura 27.

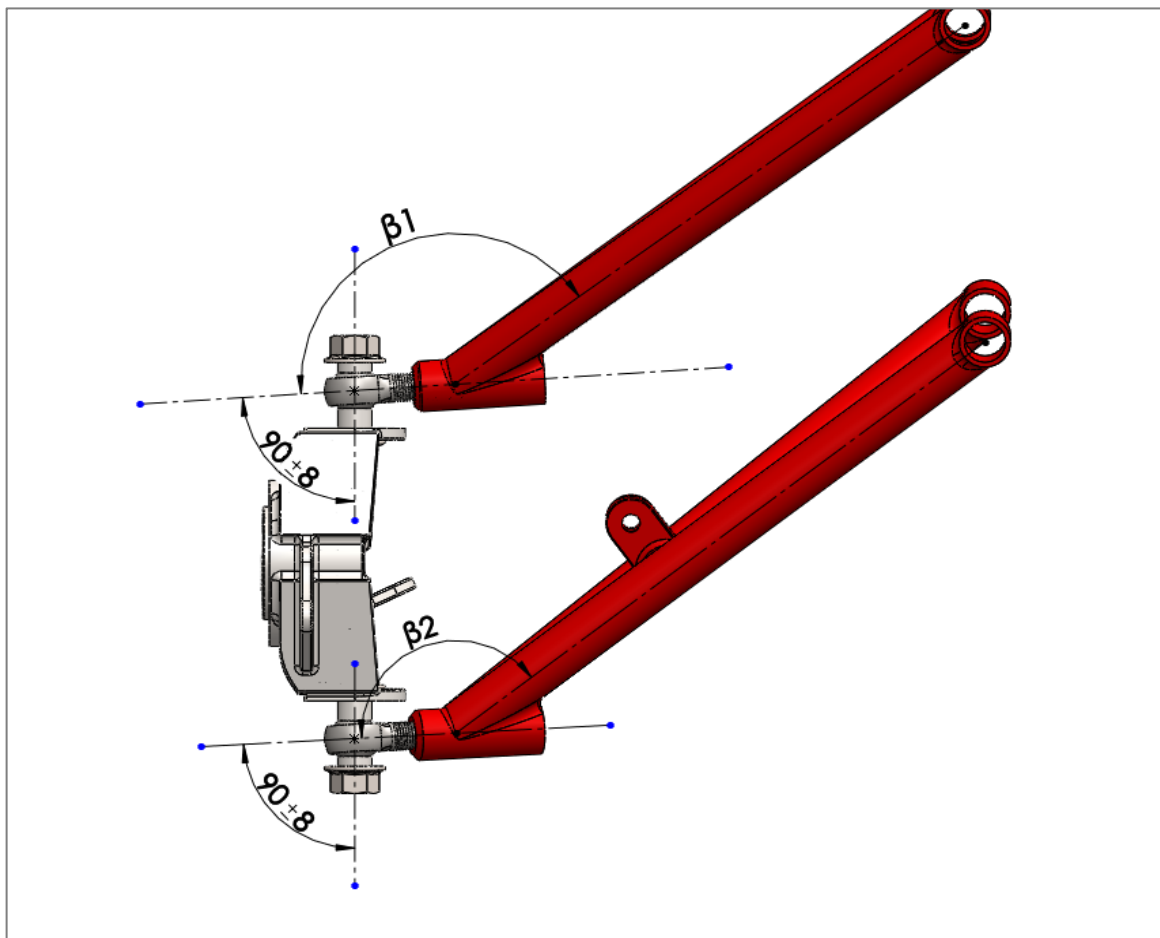
Assim como \overline{AE} , \overline{BD} , E e D, diferentes combinações dentre os valores de β_1 e β_2 também devem ser verificadas durante a análise vetorial. Os melhores valores possíveis serão aqueles que maximizarão a quantidade de curso total disponível.

Através destes ângulos, também é possível determinar em que ponto do curso da suspensão as rodas se encontrarão com cambagem nula. Quanto maiores os valores de β_1 e β_2 , mais próximos dos limites inferiores se encontrarão os ângulos de trabalho dos terminais. Desta forma, limita-se o movimento vertical para baixo das rodas, uma vez que este movimento gera a redução do ângulo de trabalho dos terminais. Assim, considerando que a posição

estática é o ponto de partida, grandes valores de β_1 e β_2 farão com que a roda tenha pouco curso para baixo, ou curso negativo, e muito curso para cima, curso positivo. A situação análoga oposta ocorrerá para baixos valores β_1 e β_2 .

Neste caso, assumiu-se que ambos os conjuntos dianteiro e traseiro da suspensão deverão possuir aproximadamente 35% de curso negativo e 65% de curso positivo.

Figura 27 - Ângulo de posicionamento dos terminais nas balanças.

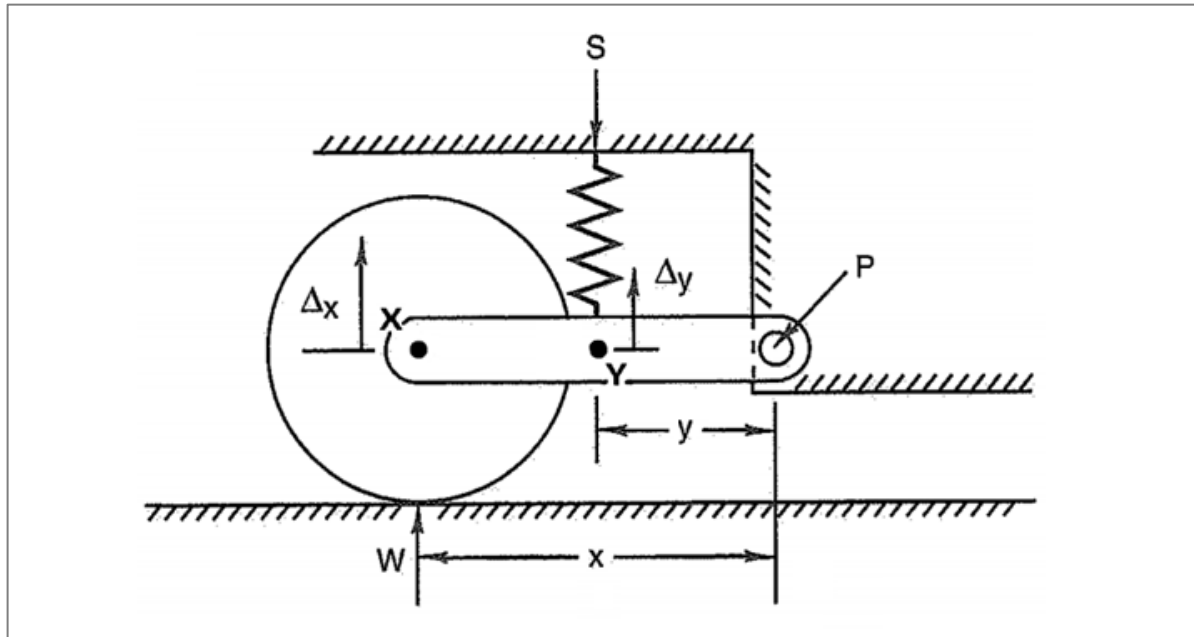


Fonte: Próprio autor.

3.5.2. Razão de instalação dos amortecedores

Outro fator que deve ser considerado durante a análise vetorial é a conversão da rigidez dos amortecedores em rigidez de movimento da roda (*ride rate*). Os amortecedores devem ser posicionados de forma a produzir a correta relação de alavanca entre os seus suportes, nas balanças, e os terminais rotulares, resultando nos valores de K^*_{RF} e K^*_{RR} necessários.

Figura 28 - Razão de instalação



Fonte: MILLIKEN, 1995.

A figura 28 mostra a situação simplificada correspondente a uma suspensão formada apenas por um braço oscilante e uma mola. Neste caso, quando aplicada uma força S [N] que provoca uma compressão Δy [m] da mola, será notado um deslocamento vertical Δx [m] na roda. Neste caso, a rigidez k_y [N/m] da mola é dada por:

$$k_y = \frac{S}{\Delta y} \quad (25)$$

Pela semelhança de triângulos, o deslocamento do centro X [m] da roda será:

$$\frac{\Delta x}{x} = \frac{\Delta y}{y} \rightarrow \Delta x = \frac{x \Delta y}{y} \quad (26)$$

Ao mesmo tempo, a força W [N] de reação que atua na roda de forma a manter o equilíbrio do sistema pode ser calculada através do somatório de momentos:

$$Wx = Sy \rightarrow W = \frac{yS}{x} \quad (27)$$

A rigidez k_x [N/m] do movimento vertical do centro da roda equivale à rigidez de uma mola virtual fixada no ponto X , sendo dada por:

$$k_x = W/\Delta x \quad (28)$$

Agora, rearranjando os valores, tem-se:

$$k_X = \frac{\frac{yS}{x}}{\frac{x\Delta y}{y}} = \frac{y}{x} \frac{y}{x} \frac{S}{\Delta y} = \left(\frac{y}{x}\right)^2 k_Y \quad (29)$$

Onde $(y/x)^2$ é a “razão de instalação” ou razão de multiplicação de movimento entre os pontos X e Y.

No projeto Cascavel P2, enquanto k_Y é correspondente a rigidez das molas dos amortecedores, k_X corresponde à rigidez do movimento vertical do ponto central da roda. É importante lembrar que os valores calculados de K^*_{RR} e K^*_{RF} se referem a rigidez total do movimento das rodas, incluindo a deformação dos pneus. Isto significa que ambos K^*_{RR} e K^*_{RF} correspondem à rigidez equivalente de uma associação em série entre a mola virtual k_X e a mola k_p equivalente ao pneu. Isto é:

$$\frac{1}{K^*_{(RRou RF)}} = \frac{1}{k_X} + \frac{1}{k_p} \quad (30)$$

É necessário, então, ao mesmo tempo que se assume uma rigidez k_p [N/m] para o pneu, selecionar tanto o valor da rigidez k_X dos amortecedores quanto a posição dos seus pontos de fixação ao longo do comprimento das balanças, de forma que os valores calculados para K^*_{RR} e K^*_{RF} na seção 3.4.2 sejam, de fato, obtidos.

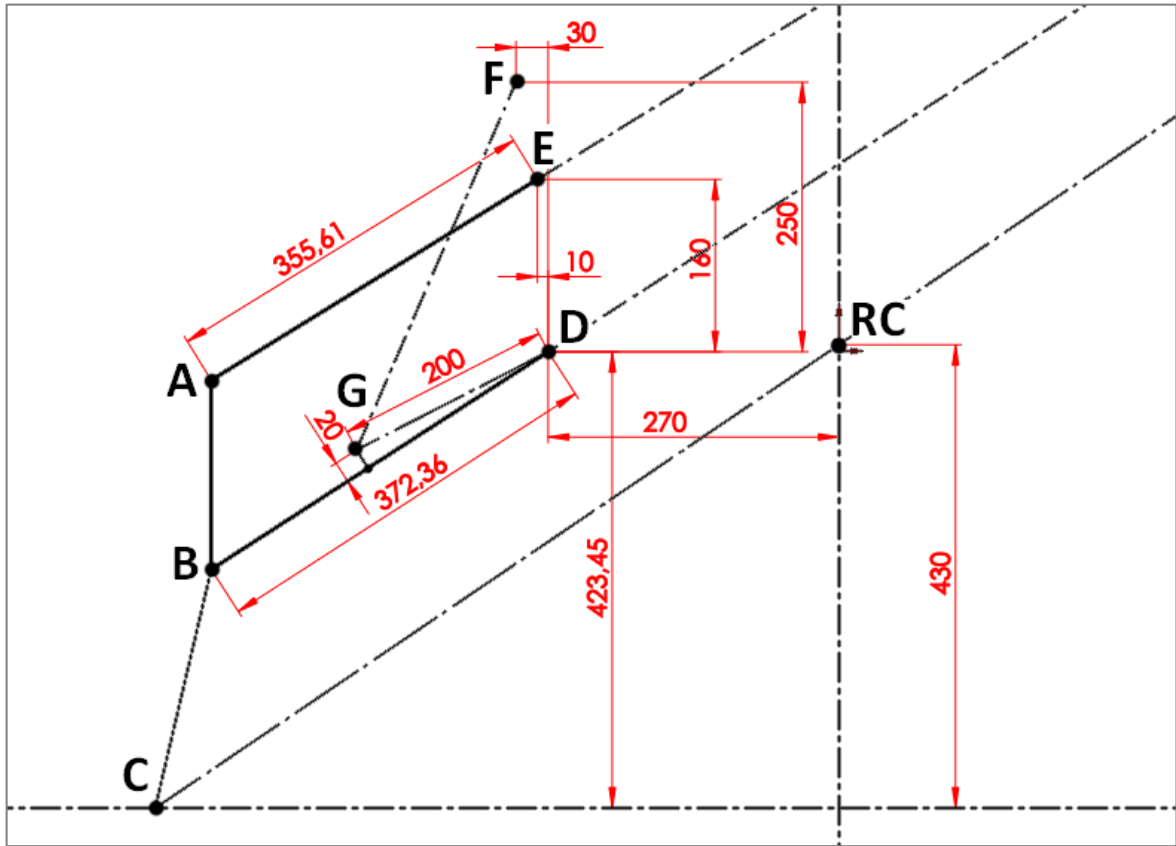
Independente da calibragem utilizada, o pneu corresponde geralmente a uma mola bastante rígida, quando comparada a sua rigidez à rigidez do movimento no centro das rodas. Neste caso, será adotado para k_p um valor de 110N/mm (110×10^3 N/m), baseado no estudo realizado por ROCHA (2004).

Assim, tem-se que a cada combinação dos valores de \overline{AE} , \overline{BD} , E, D, β_1 e β_2 avaliada durante análise vetorial, também deverão ser incluídos valores para F, G e k_Y . Os valores desejados serão aqueles cuja razão de instalação resultante gere um k_X que mantenha a igualdade da equação 30.

3.5.3. Comportamento de cambagem

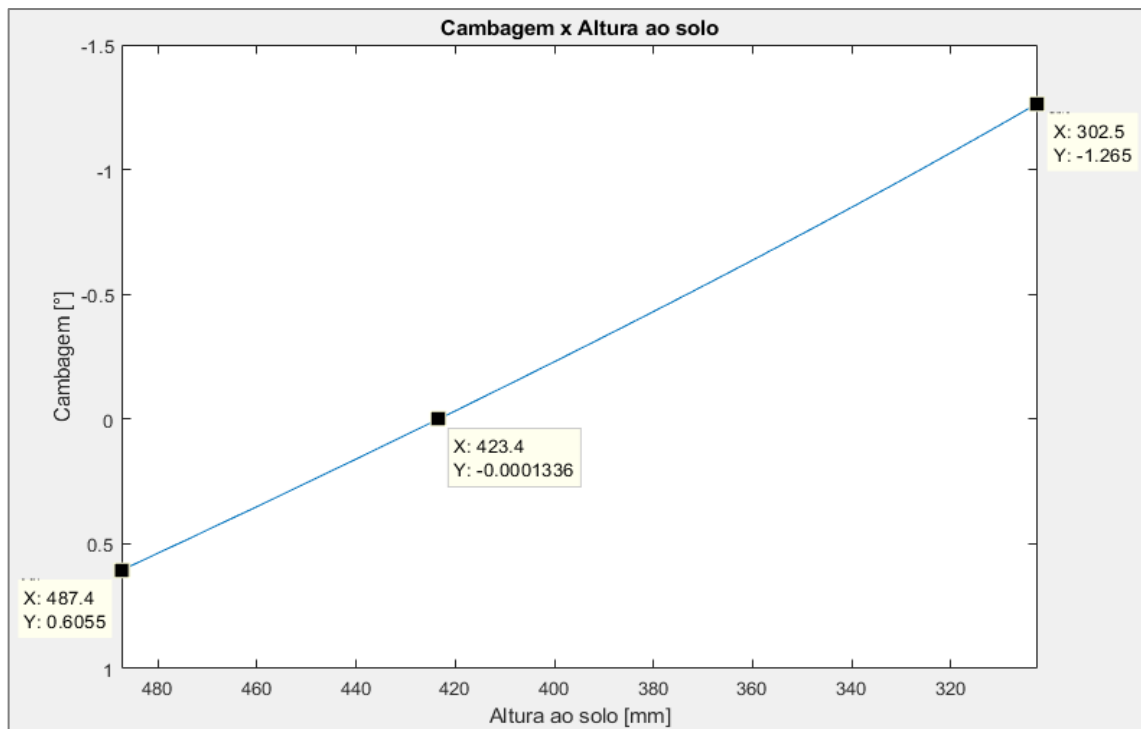
Após serem verificadas inúmeras combinações entre todas as variáveis dadas, se chegou na configuração para a suspensão dianteira ilustrada na figura 29. Os ângulos β_1 e β_2 utilizados são, respectivamente, 28° e 30°.

Figura 29 - Suspensão dianteira na posição estática (dimensões em mm).



Fonte: Próprio autor.

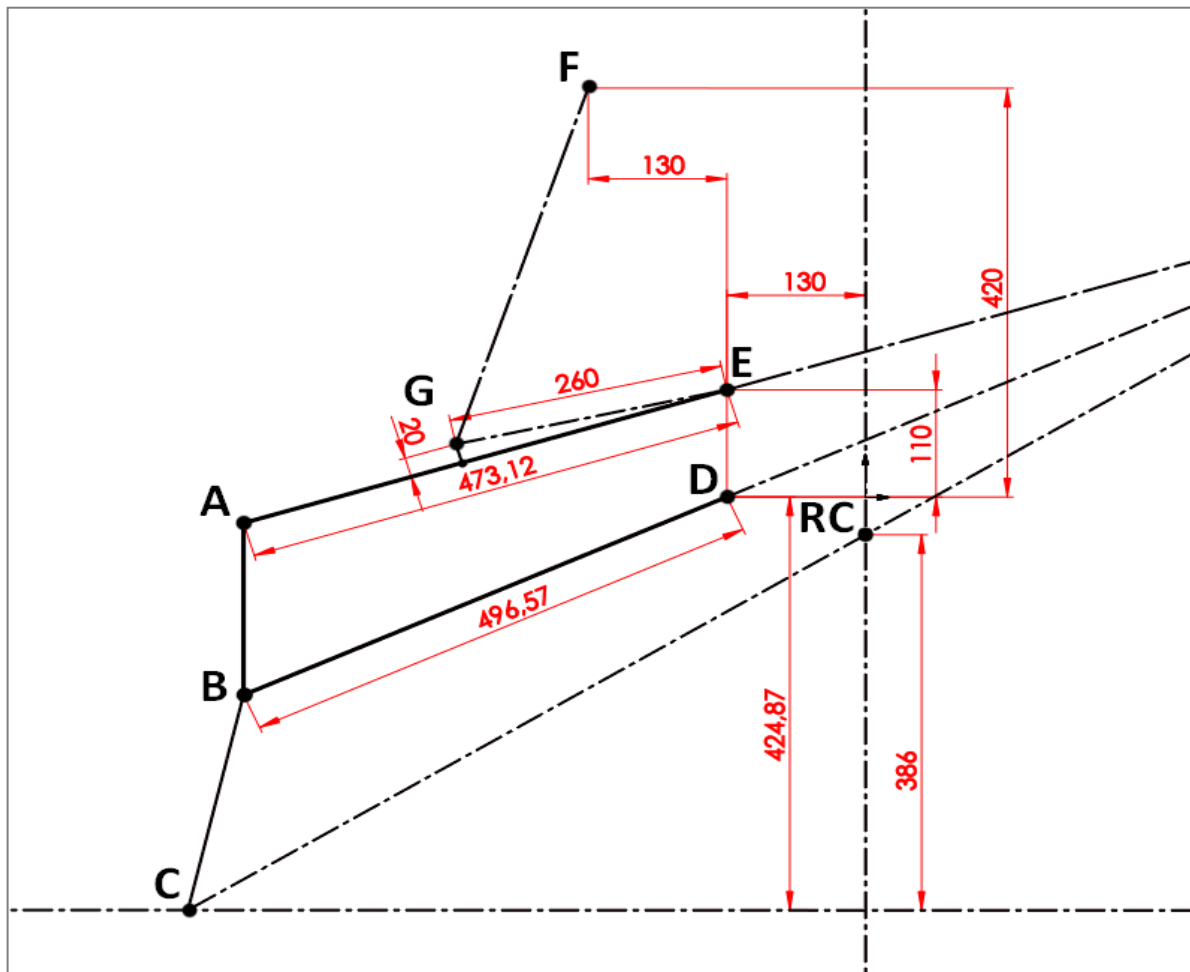
Figura 30 - Comportamento de cambagem da suspensão dianteira.



Fonte: Próprio autor.

O comportamento de cambagem resultante desta configuração é mostrado pelo gráfico da figura 30, onde “Altura ao solo” corresponde à distância vertical entre o ponto D e a linha do solo. Neste caso, o curso total limitado pelos ângulos de trabalho dos terminais rotulares é de 185mm, sendo 34,64% deste curso negativo e 65,36% positivo. A razão de instalação obtida foi de 0,1751 e os valores da cambagem vão de $+0.6^\circ$, no fim de curso negativo, a -1.3° , no fim de curso positivo.

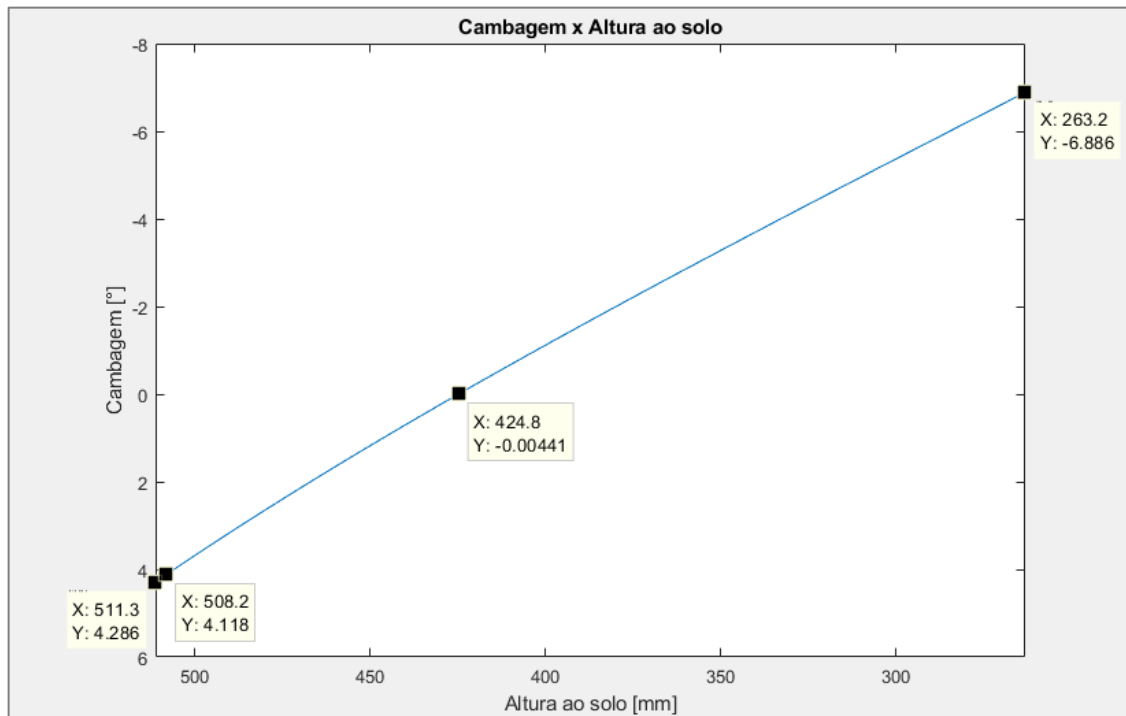
Figura 31 - Suspensão traseira na posição estática (dimensões em mm).



Fonte: Próprio autor.

Com relação a suspensão traseira, a configuração e o comportamento de cambagem resultantes são mostrados nas figuras 31 e 32. Foram utilizados $\beta_1=21^\circ$ e $\beta_2=15^\circ$, resultando em um curso vertical total de 248mm, com 34,88% de curso negativo e 65,12% de curso positivo. Neste caso, a razão de instalação obtida foi de 0,2243 e os valores da cambagem variam de $+4.3^\circ$ a -6.9° nos fins de curso negativo e positivo, respectivamente.

Figura 32 - Comportamento de cambagem da suspensão traseira.



Fonte: Próprio autor.

Vale a pena lembrar que a altura do veículo ao solo, na posição estática, será a aquela que, nos gráficos, equivale à uma cambagem de 0°. Assim, tem-se para as suspensões dianteira e traseira, respectivamente, as alturas de 423,4mm e 424,8mm.

Foi decidido que os amortecedores utilizados em todos os quatro cantos do veículo possuirão 52N/mm de rigidez, de forma que, considerando as razões de instalação obtidas, as rigidezes K^*_{RF} e K^*_{RR} geradas serão de 8,41N/mm e 10,54N/mm, respectivamente.

Os comprimentos máximos dos amortecedores, aferidos durante a análise vetorial, isto é, as distâncias lineares entre os pontos G e F, foram de 395mm para a suspensão dianteira e 427mm para a traseira. Estes valores representam o comprimento que os amortecedores devem apresentar em seu estado estendido.

As variações destes comprimentos foram de, respectivamente, 78mm e 118mm, representando o valor do curso total que cada amortecedor deve possuir.

3.6. Pré-carga dos amortecedores

Todos os valores acima obtidos foram calculados a partir da consideração de que a posição estática do veículo carregado é aquela onde todas as rodas se encontram com um

ângulo nulo de cambagem. Para que, na prática, esses valores sejam verdadeiros, é necessário garantir, então, que essa consideração seja respeitada.

Do equilíbrio estático, considerando a simetria lateral do veículo, a carga W_1 atuante em cada uma das rodas dianteiras será equivalente a:

$$W_1 = \frac{bM}{2L} = \frac{(0,64)(300)}{2(1,5)} = 64kg \approx 627,8N \quad (31)$$

Enquanto a carga W_2 atuante em cada uma das rodas traseiras é:

$$W_2 = \frac{aM}{2L} = \frac{(0,86)(300)}{2(1,5)} = 86kg \approx 843,7N \quad (32)$$

Dadas as rigidezes K^*_{RF} e K^*_{RR} obtidas na seção 3.5.3, tem-se que as cargas W_1 e W_2 deverão provocar um deslocamento vertical de aproximadamente 74,7mm e 80,0mm das rodas dianteiras e traseiras, respectivamente.

Na suspensão dianteira, este deslocamento é 10,6mm maior do que o curso negativo total disponível, o que significa que o próprio peso do veículo é suficiente para comprimir a suspensão além do ponto de cambagem neutra.

Esta situação é contornada através do ajuste da pré-carga das molas dos amortecedores, geralmente realizada através da rosca na qual é fixa uma das bases de suporte das molas. Neste caso, será necessário realizar a compressão da mola, de modo que esta gere uma força suficiente para erguer a suspensão dianteira do veículo um valor de 10,6mm. Esta força é o que se chama de pré-carga do amortecedor dianteiro, e pode ser calculada a através da equação 26, onde $(x/y) = \sqrt{0,1751}$ e $\Delta x = 10,6\text{mm}$, resultando em um valor $\Delta y = 4,43\text{mm}$, equivalente à uma força de 230,6N, considerando a rigidez da mola.

Quanto à suspensão traseira, o deslocamento provocado pelo peso do veículo não é suficiente para alcançar o ponto de cambagem nula, sendo 6,5mm menor que o curso negativo disponível.

Assim, torna-se necessário realizar o procedimento oposto a aquele realizado na suspensão dianteira, descomprimindo a mola um comprimento suficiente para que o peso do veículo acione o sistema de suspensão até o ponto de cambagem nula.

Porém, não é possível descomprimir, ou estender, a mola além de seu comprimento livre. Isso significa que conforme se “afrouxa” o ajuste da pré-carga, a partir do comprimento livre da mola, perde-se parte do curso total disponível, uma vez que aquele deslocamento não será recuperado pela mola quando a carga sobre aquela roda diminuir (em uma situação de rolagem por exemplo). Neste caso, deve-se reduzir ambos o comprimento e o curso total do amortecedor, a fim de ele que atue como um batente para o movimento das balanças, evitando com que a suspensão ultrapasse o ponto a partir do qual a mola se encontra “solta” no amortecedor, pois nesta região a suspensão perde toda a sua função.

O deslocamento necessário Δy , no sentido de descomprimir a mola, é dado diretamente pela equação 26, onde $(x/y) = \sqrt{0,2243}$ e $\Delta x = 6,5\text{mm}$, resultando em um valor de aproximadamente 3,1mm. Este também equivale ao comprimento que deverá ser reduzido do comprimento total do amortecedor, resultando em um valor de 423,9mm.

O curso perdido na roda será o próprio valor de 3,1mm, resultando em um novo curso total para a suspensão traseira de 245,00mm. Este valor é perdido ao longo do curso negativo da suspensão e, logo, tem-se um novo curso negativo disponível de 83,42mm, equivalente a 34,04% do curso total. O valor mínimo da cambagem também será alterado e equivalerá a aquele ponto, no gráfico da figura 32, localizado a 3,1mm do anterior fim de curso, isto é, o ponto de cambagem $+4.12^\circ$.

3.7. Estrutura tridimensional equivalente

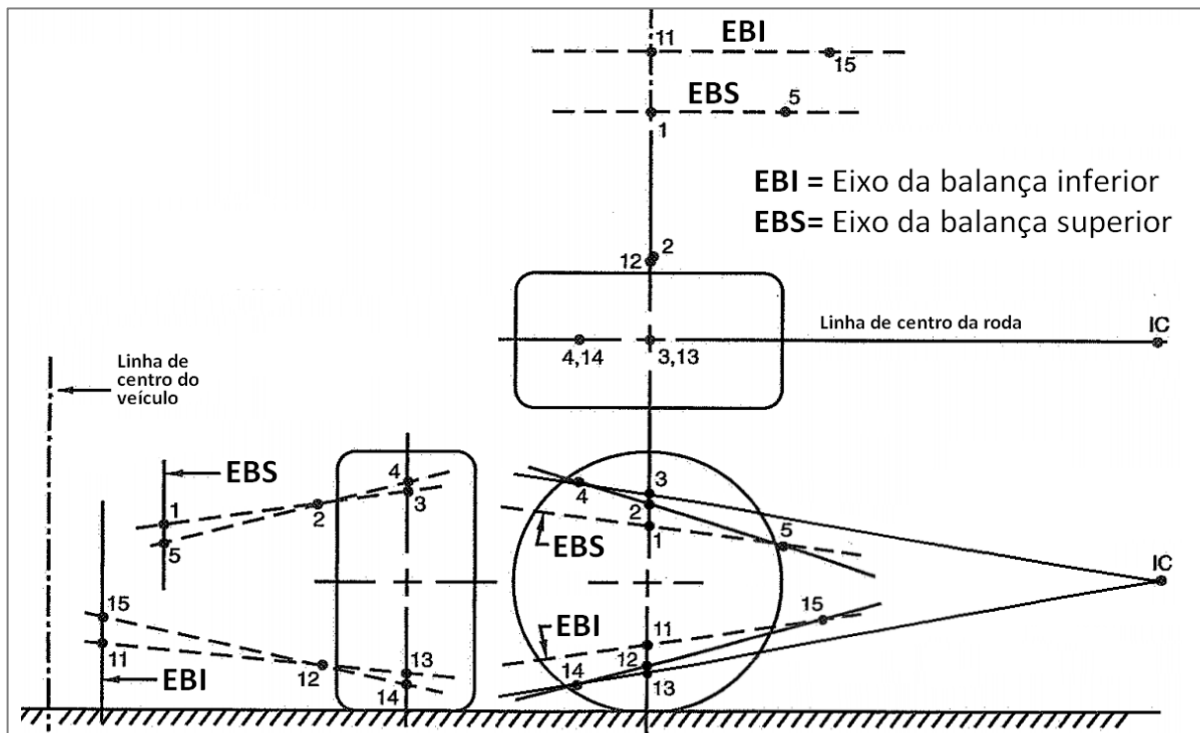
A essa altura, estão completas as vistas frontal e lateral de ambos os conjuntos dianteiro e traseiro da suspensão. O próximo passo é desenvolver um mecanismo tridimensional que, de fato, apresente os comportamentos de *anti-dive* e cambagem calculados.

É descrito em detalhe, por MILLIKEN (1995), um específico algoritmo de desenho descritivo que, a partir das vistas frontal e lateral, é capaz de determinar onde, no espaço, se localizarão os eixos de rotação de cada uma das balanças. Duas regras da geometria analítica básica são os fundamentos que estabelecem a lógica de funcionamento das etapas deste algoritmo, sendo elas:

- Três pontos no espaço determinam um plano;
- A interseção de dois planos determina uma linha.

A figura 33 mostra um conjunto de vistas frontal, lateral e superior que será utilizado para a visualização dos procedimentos que serão aqui descritos. Os pontos 1 e 2 representam, respectivamente, a fixação da balança superior ao chassi e a junta esférica superior, e os pontos 11 e 12 representam estes mesmos elementos, na balança inferior.

Figura 33 - Obtenção dos eixos de rotação das balanças.



Fonte: MILLIKEN, 1995.

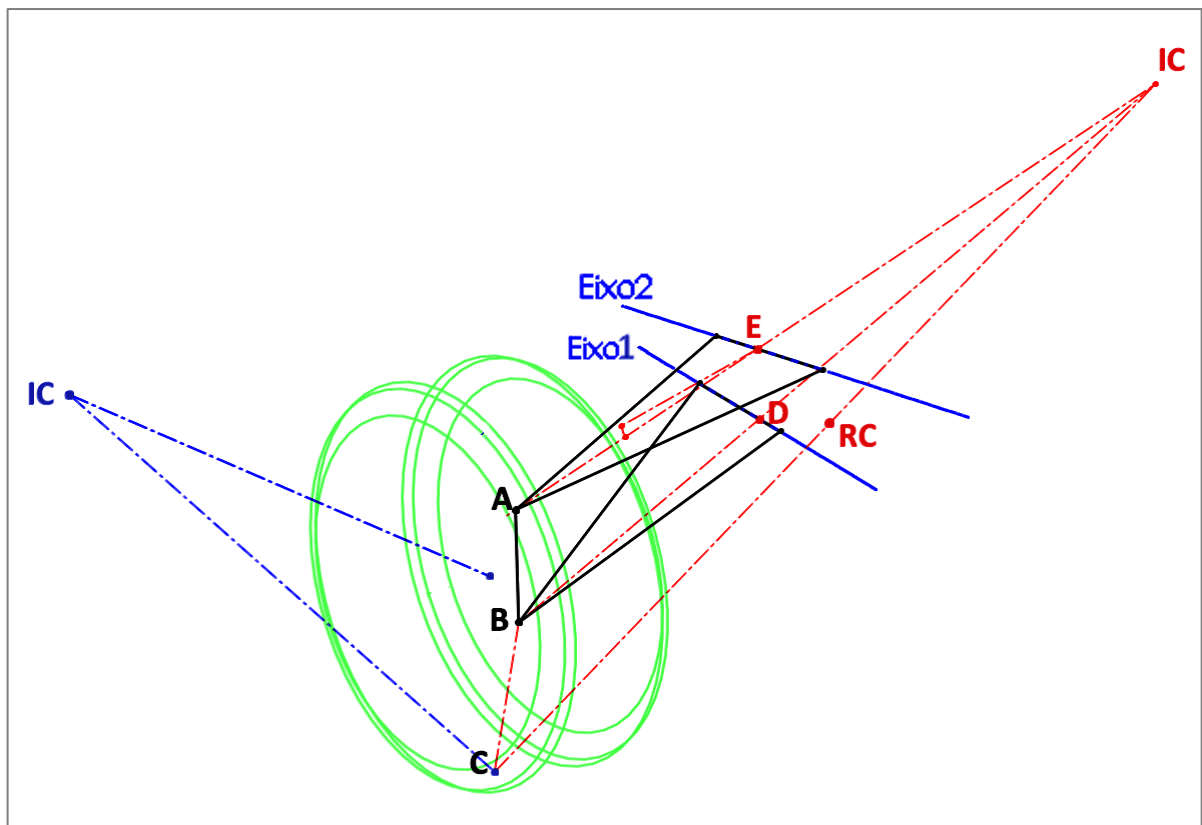
Assim, segue abaixo, em ordem, os passos referentes ao algoritmo:

- 1) Partindo da vista lateral, traça-se um prolongamento da linha que liga os pontos 1 e 2, estendendo-o, até que a sua interseção com o plano central da roda determine o ponto 3. O mesmo processo é realizado a partir dos pontos 11 e 12, determinando o ponto 13;
- 2) Transfere-se os pontos 3 e 13 obtidos para vista lateral e, em seguida, traça-se uma linha, a partir do centro instantâneo de rotação lateral, que passe por ambos estes pontos, ultrapassando-os;
- 3) Ainda na vista lateral, é necessário escolher dois pontos arbitrários, contidos em cada uma das linhas traçadas. Estes pontos são representados pelos números 4 e 14 na figura 33;

- 4) Os pontos 4 e 14 são transferidos para o plano central da roda, na vista frontal. Uma linha deve ser traçada entre os pontos 4 e 2 e entre os pontos 14 e 12, e ambas devem ser estendidas até que ultrapassem a linha vertical que passa, respectivamente, pelos pontos 1 e 11, determinando os pontos 5 e 15;
- 5) Também se traça, na vista lateral, linhas entre os pontos 4 e 2 e entre os pontos 14 e 12, entendendo-as até a região além do perímetro das rodas;
- 6) Por fim, transfere-se os pontos 5 e 15 da vista frontal para as linhas recém traçadas na vista lateral. Os pontos 5 e 1 e os pontos 15 e 11 determinam, respectivamente, em ambas as vistas, os eixos de rotação das balanças superior e inferior.

O resultado da aplicação desse algoritmo pode ser visualizado através de um caso genérico ilustrado em perspectiva na figura 34, onde as linhas tracejadas em vermelho e em azul representam, respectivamente, as vistas frontal e lateral. O pneu é ilustrado, em verde, apenas como referência de visualização.

Figura 34 - Esboço 3D da suspensão.

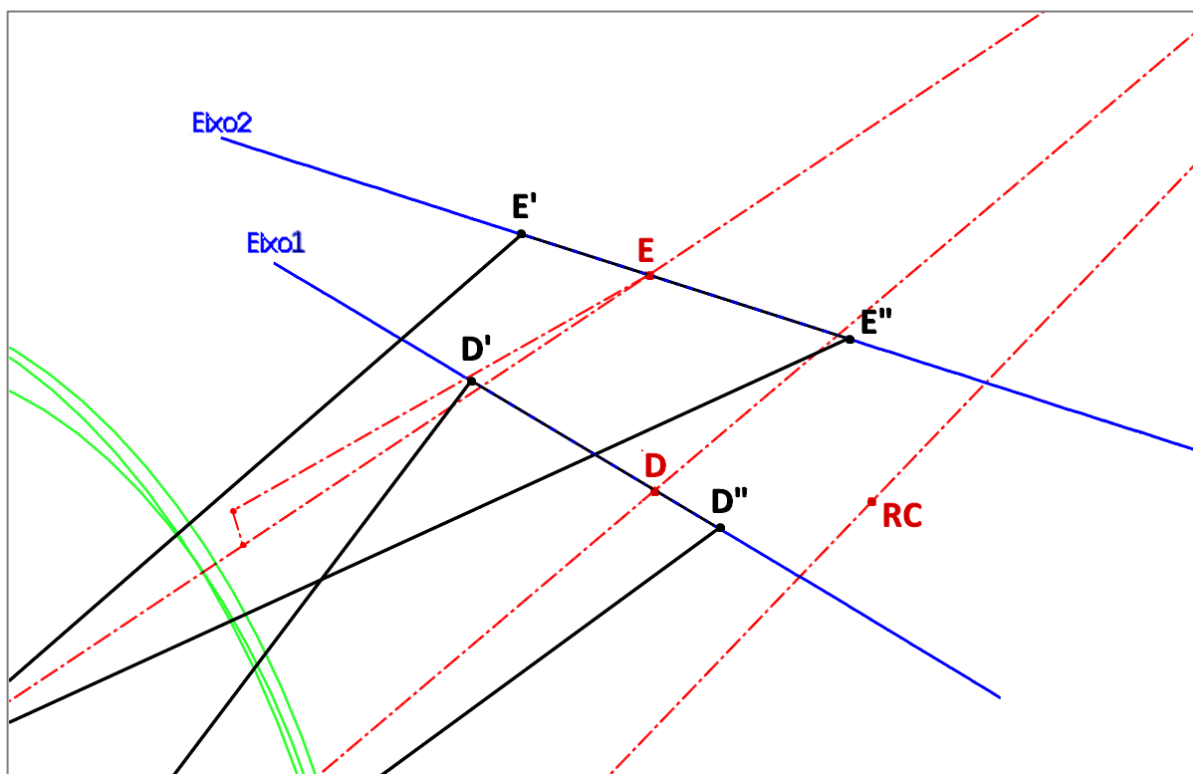


Fonte: Próprio autor.

É possível notar que os eixos de rotação obtidos (Eixos 1 e 2, equivalentes, respectivamente aos eixos EBI e EBS, na figura 33) são inclinados entre si. Esta característica surge a partir do ângulo formado entre as linhas que partem do ponto IC e passam pelos pontos 3 e 13. Assim, tem-se que quanto mais horizontalmente distante está localizado o ponto IC, em relação ao ponto central da roda, menor será a inclinação relativa entre os eixos das balanças.

Desta forma, caso se deseje que os eixos de rotação das balanças sejam paralelos entre si, e que ambos sejam paralelos ao solo, basta posicionar o centro instantâneo de rotação IC sobre a linha horizontal que passa pelo centro da roda, a uma distância que seja suficiente para gerar um ângulo de inclinação aceitável dos eixos de rotação. Neste caso, o ângulo considerado como aceitável foi 0.36° , como mostra a figura 24 da seção 3.4.3.

Figura 35 - Esboço 3D da suspensão (Detalhe das fixações).



Fonte: Próprio autor.

A figura 35 mostra, em detalhe, a base das balanças e os seus pontos de fixação no chassi. Normalmente, deseja-se que a base de cada balança seja tão larga quanto o possível, a fim de aumentar a sua resistência à flexão gerada por esforços na direção longitudinal do veículo. Neste caso, foram utilizados os valores máximos delimitados pelo espaço disponível nas porções dianteira e traseira do chassi. Assim, determinou-se ambas as distâncias lineares

entre as fixações E' e E'', ao longo do Eixo2 de rotação da balança superior, e entre as fixações D' e D'', ao longo do Eixo1 de rotação da balança inferior. Esse procedimento foi realizado tanto para o conjunto dianteiro, quanto para o traseiro, resultando nas dimensões especificadas pelos desenhos técnicos das balanças que seguem nos apêndices.

Ao se conectar estes pontos às suas respectivas juntas esféricas A e B, obtém-se as linhas contínuas representadas em preto, que equivalem a uma simplificação das balanças superior e inferior. Estas linhas e serão a base sobre a qual serão construídos os modelos CAD tridimensionais das balanças.

4. RESULTADOS

4.1. Modelos CAD

Para um modelo inicial, optou-se por utilizar tubulações de 1 polegada de diâmetro externo por 3,05mm de espessura de parede. Este modelo inicial deverá ser avaliado através de uma série de simulações computacionais. Caso um nível de resistência satisfatório seja alcançado, este será o modelo adotado. Caso contrário, mudanças deverão ser realizadas a fim de aumentar a resistência dos componentes. As opções mais viáveis, nessa situação, são: Aumentar o diâmetro externo do tubo utilizado, aumentar a sua espessura de parede, ambos os anteriores ou adotar um material diferente.

Figura 36 - Modelo CAD da suspensão dianteira direita.

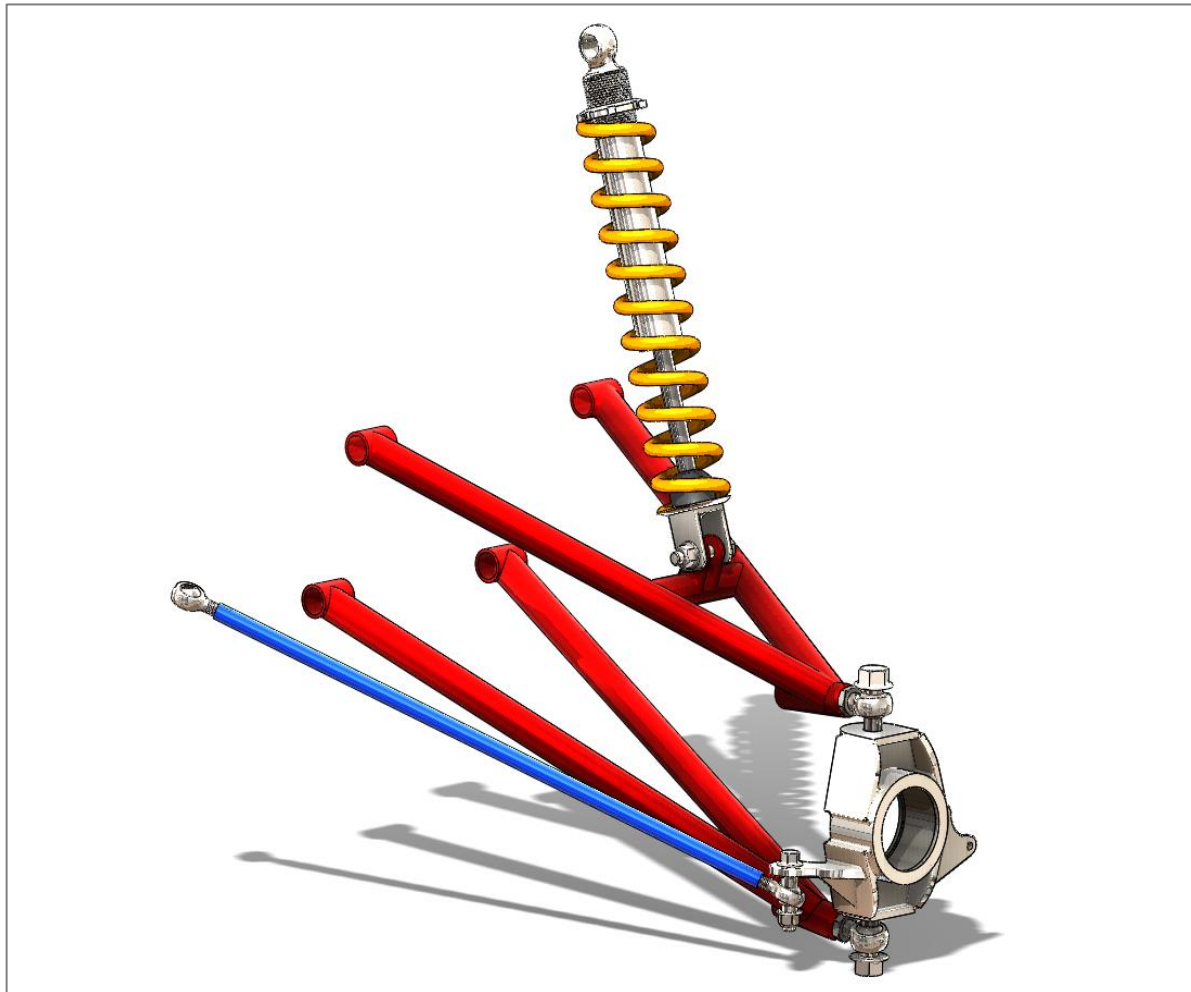


Fonte: Próprio autor.

As figuras 36 e 37 mostram, respectivamente, os conjuntos de suspensão dianteiro e traseiro, com as balanças já modeladas, ilustradas em vermelho. Desenhos técnicos detalhados, como todas as dimensões e posicionamentos específicos, seguem nos apêndices.

Em ambos os casos, as aletas de fixação dos amortecedores nas balanças foram posicionadas em tubos transversais de suporte de um modo em que o eixo do parafuso de fixação seja paralelo ao eixo de rotação da balança em questão. Ambos os amortecedores dianteiro e traseiro são fixos aos seus suportes por parafusos sextavados de medida M10.

Figura 37 - Modelo CAD da suspensão traseira esquerda.



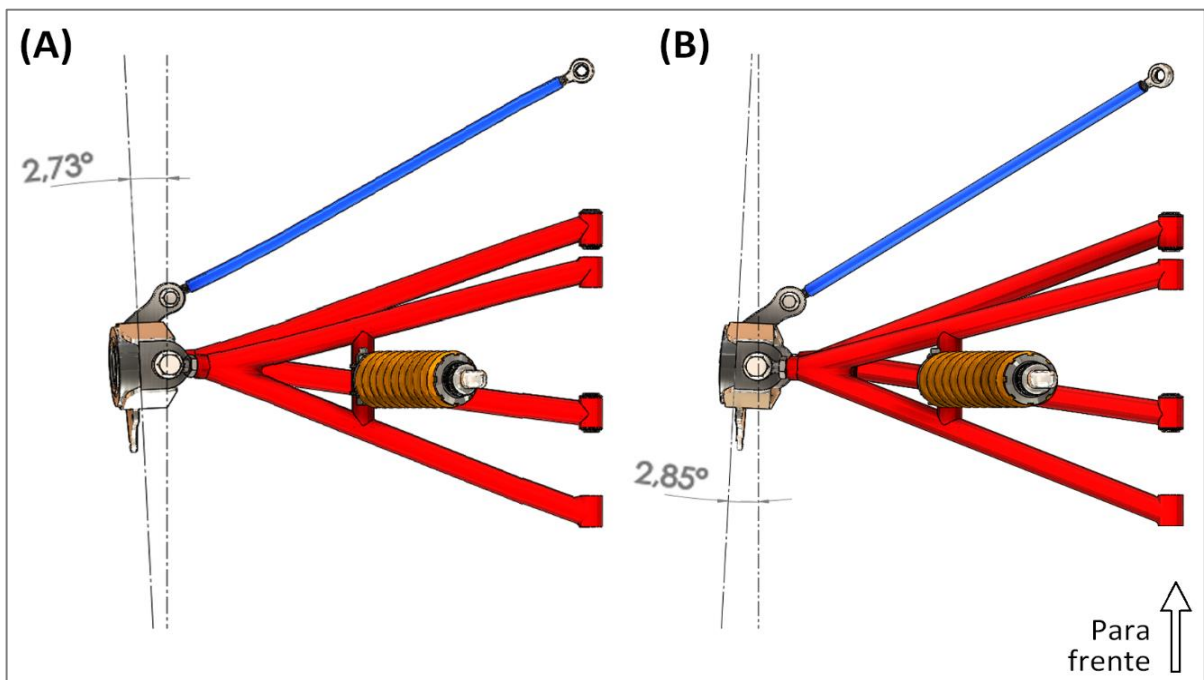
Fonte: Próprio autor.

Os pontos de fixação dos terminais rotulares M14 são maciços e possuem um furo interno passante com a rosca compatível. A fixação e ajuste do posicionamento dos terminais se dá através dessa rosca, sendo que essa posição é travada com o auxílio de uma contraporca baixa sextavada.

Os amortecedores são mostrados apenas por fim ilustrativo. Os amortecedores reais serão fabricados sob medida e deverão possuir as características de curso e comprimento especificadas na seção 3.5.3 e 3.6.

Os *toe-links* das suspensões traseiras são ilustrados em azul nas figuras 37 e 38. Foram utilizados terminais rotulares de medida M10, posicionados de forma que as rodas traseiras possuam um ângulo de divergência de $2,73^\circ$ no fim de curso positivo (fig. 38-A) e um ângulo de convergência de $2,85^\circ$ no fim de curso negativo (fig. 38-B). Não há um método prático bem definido para a determinação das posições dos terminais do *toe-link*, portanto, os resultados aqui exibidos se deram através da verificação de diversas posições arbitrárias.

Figura 38 - Convergência das rodas traseiras nos fins de curso positivo (a) e negativo (b).



Fonte: Próprio autor.

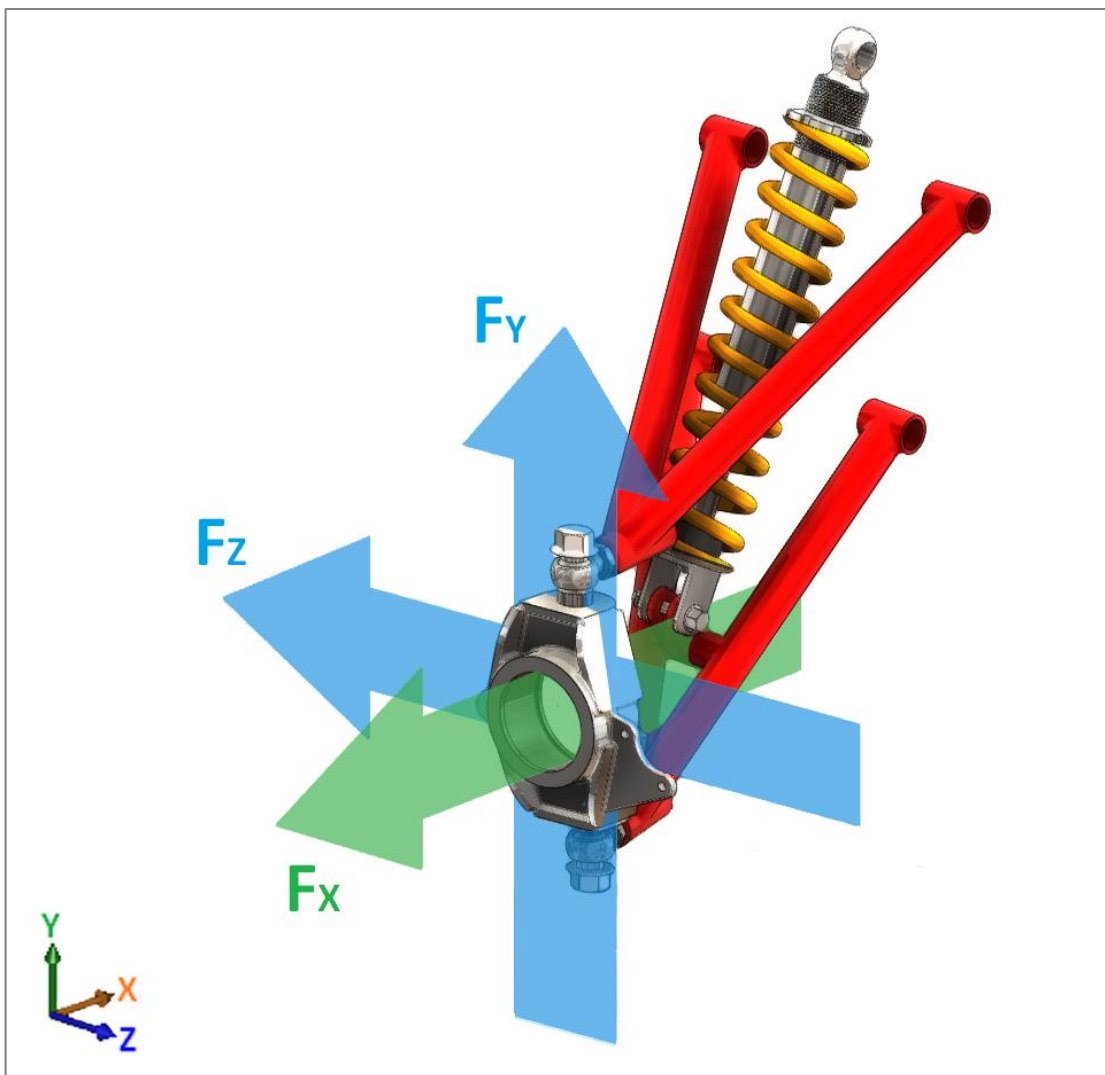
O tubo que conecta os terminais de um *toe-link* possui 0,5 polegada de diâmetro externo, com 2,25mm de espessura de parede. Cada tubo deverá possuir uma porção internamente roscada, em ambas as pontas, de comprimento suficiente para comportar os terminais rotulares.

É preciso, agora, avaliar a resistência estrutural dos modelos obtidos, de forma a possibilitar a sugestão de um material adequado para a fabricação dos componentes, permitindo a identificação de possíveis pontos de falha e obtendo coeficientes de segurança que representem uma indicação aproximada do nível de confiança do sistema, no que diz respeito a sua resistência mecânica. Essa tarefa é realizada através da implementação de simulações computacionais de esforços estáticos, utilizando a ferramenta de simulação fornecida pelo software SOLIDWORKS.

4.2. Simulação de esforços

Serão 4 tipos de solicitações verificadas através das simulações (fig. 39): Um esforço vertical provocado pela aplicação de uma força F_y [N]; Um esforço longitudinal provocado pela aplicação de uma força F_z [N]; Esforço axial provocado pela aplicação de uma força F_x [N]; Um esforço combinado provocado pela aplicação de um momento fletor M_z [Nm] ao redor da direção da força longitudinal F_z , no sentido positivo.

Figura 39 - Direções dos esforços verificados durante a simulação.



Fonte: Próprio autor.

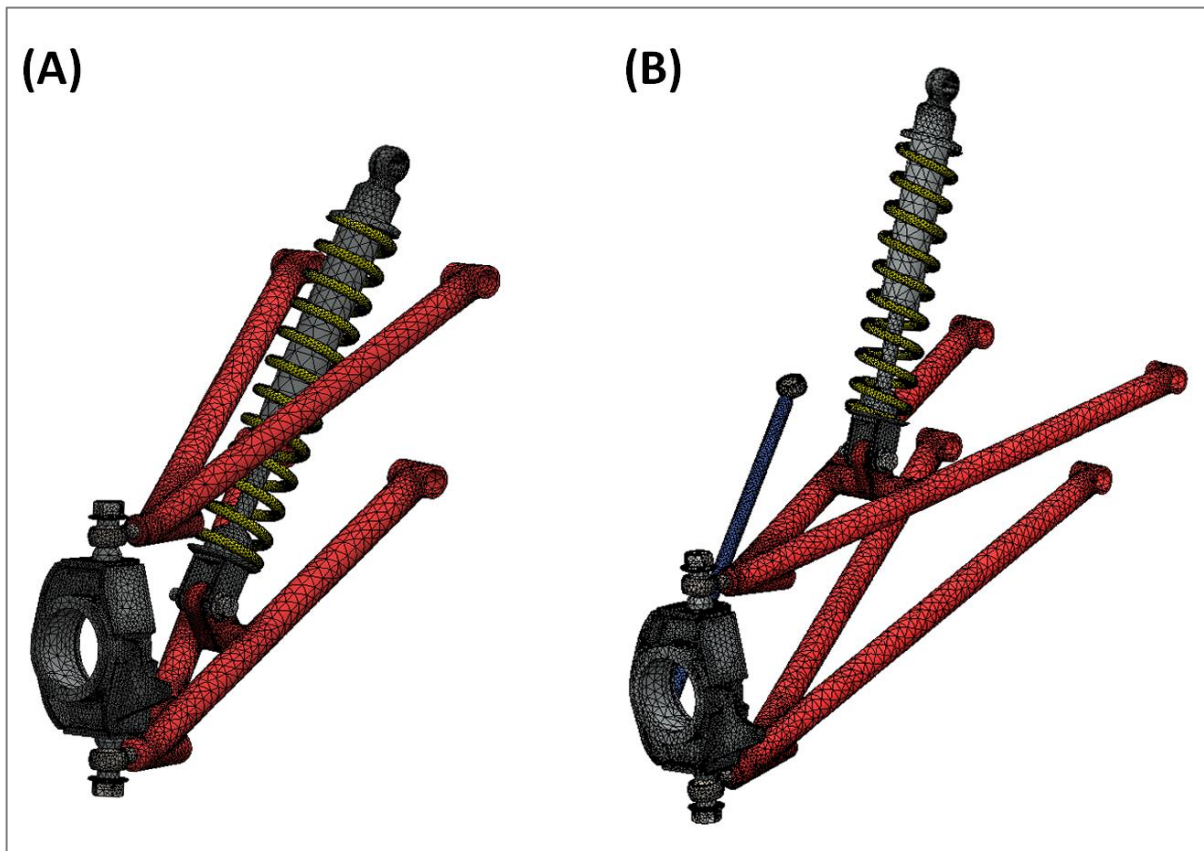
Todos estes esforços foram aplicados como uma distribuição uniforme ao longo da superfície interna da sede do rolamento na manga de eixo. Este ponto de aplicação foi selecionado devido ao fato de esta ser a região onde, efetivamente, ocorre a transferência de forças entre as rodas e o restante do sistema.

O *software* utilizado trabalha através do método de Elementos Finitos e utiliza tensões efetivas de Von-Mises, calculadas através da Teoria da Energia de Distorção (BUDYNAS, 2011). As condições de contorno utilizadas durante a configuração das simulações, para ambos os conjuntos dianteiro e traseiro da suspensão, foram:

- Os pontos de fixação das balanças ao chassi são considerados juntas cilíndricas com o movimento de rotação livre e o movimento de translação restrito, resultando em um valor de 1 grau de liberdade para cada balança;
- Os pontos de fixação dos amortecedores ao chassi são considerados juntas cilíndricas com o movimento de rotação livre e o movimento de translação restrito;
- A união entre os amortecedores e os seus suportes, nas balanças, ocorre através de um parafuso de medida M10, cuja rosca foi desconsiderada, modelado como um componente da simulação, com condições de contato não-perfurante com os demais componentes;
- Os terminais rotulares das mangas de eixo são modelados como componentes da simulação, com condições de contato não-perfurante com os demais componentes;
- A mola de cada amortecedor é modelada como uma junta cilíndrica com o movimento de rotação restrito e uma rigidez de 52N/mm para o movimento de translação (nos resultados das simulações que serão exibidos, as molas aparecem apenas por fim ilustrativo);
- O movimento de rotação da manga de eixo ao redor do Eixo Y é restrito, de modo a manter um ângulo de convergência nulo ao longo de todo o curso disponível;
- As mangas de eixo, os parafusos de fixação e os espaçadores dos terminais rotulares são modelados como um componente único da simulação, onde, para os parafusos, as roscas foram desconsideradas.

Em todas as simulações realizadas, foi utilizado um parâmetro de malha com base em curvatura (fig. 40), onde as dimensões do maior elemento e do menor elemento são de, respectivamente, 16,41mm e 3,28mm. Estes valores correspondem à malha mais “fina” disponível para as geometrias verificadas em questão, utilizando um coeficiente de crescimento de elemento de 1,3.

Figura 40 - Malhas utilizadas nas simulações - Conjuntos dianteiro (A) e traseiro (B).



Fonte: Próprio autor.

Os elementos de interesse na análise aqui realizada são: As balanças, as mangas de eixo e os *toe-links*. Uma vez finalizada cada simulação, será considerado como uma falha estrutural qualquer caso onde haja uma área significativa, em algum destes elementos, onde o nível de tensão seja superior ao limite de escoamento do material utilizado. O material de partida utilizado para todos os componentes verificados será o aço AISI 1020.

Como referência de magnitude para as forças F_y e F_z utilizadas nas simulações, será considerada a média aritmética entre as forças necessárias para provocar o fim de curso das suspensões dianteira e traseira.

A força total para o fim de curso da suspensão dianteira equivale à multiplicação do *ride rate* $K^*_{RF}=8,41\text{N/mm}$ pelo curso total disponível de 185mm, resultando em um valor de 1555,85N. Para o conjunto traseiro, com $K^*_{RR}=10,54\text{N/mm}$ e um curso de 245mm, tem-se uma força para o fim de curso de 2582,30N. O valor médio entre os dois casos é 2069,07N. Por conveniência, o valor utilizado será arredondado para 2100N.

Para a força axial F_x e para o momento fletor M_z , será utilizado como referência a maior carga lateral que surge nos pneus durante a rolagem. Assim, assumindo que haja atrito suficiente com o solo, de forma que não ocorra escorregamento dos pneus, a carga lateral que surge em uma roda específica, durante a realização de uma curva, pode ser aproximada pela multiplicação do peso atuante naquela roda pela aceleração lateral sentida. Considerando os valores obtidos durante a análise dinâmica (seção 3.4.2, tabela 3), onde o conjunto traseiro exterior se mostrou aquele que suporta maior carga durante a rolagem, essa aproximação é dada por $W'_{RO} \times A_Y$. Logo, sendo $W'_{RO}=1523N=155,25kg$ e $A_Y=9,15m/s^2$, tem-se um valor resultante de 1420,53N. Essa carga será diretamente utilizada para a força axial F_x , sendo, por conveniência, arredondada pra 1450N.

Para o momento fletor, é preciso multiplicar a carga lateral pelo raio mais externo do pneu. Uma vez que o diâmetro do pneu utilizado é de cerca de 620mm, tem-se um valor resultante de aproximadamente 440Nm.

4.2.1. Esforços vertical e longitudinal

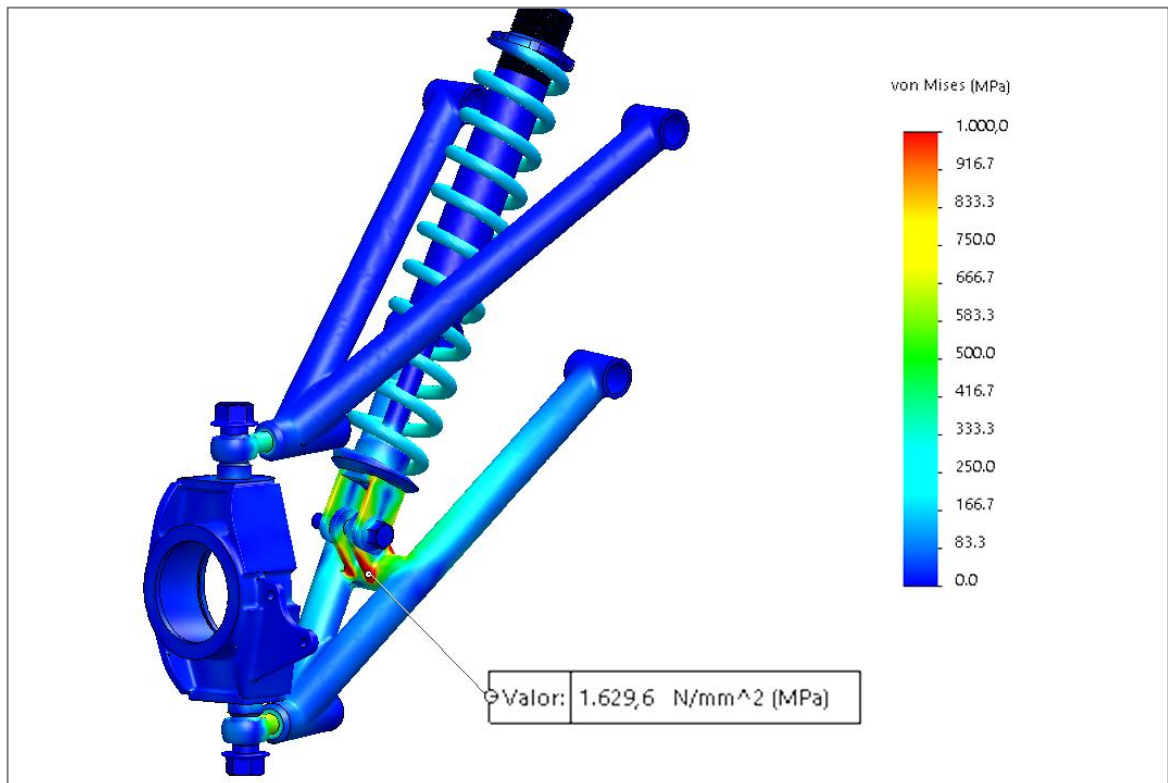
4.2.1.1. Suspensão dianteira

Agora, com os valores dos esforços em mãos, é possível realizar, de fato, cada uma das simulações. Os resultados referentes aos esforços vertical e longitudinal aplicados no conjunto da suspensão dianteira são mostrados pelos mapas de cores dados nas figuras 41 e 42.

Pela análise das imagens, é possível notar que o esforço longitudinal provoca um nível máximo de tensão de aproximadamente 110MPa. Essa tensão máxima ocorre na região das bases das aletas de fixação do amortecedor na balança inferior. Segundo o catálogo GERDAU (2003), a tensão de escoamento do aço AISI 1020 é de cerca de 345MPa e, portanto, segundo o critério adotado, uma falha não ocorre. Porém, o esforço vertical causa, na mesma região, uma tensão máxima de aproximadamente 1630MPa, constituindo uma falha grave.

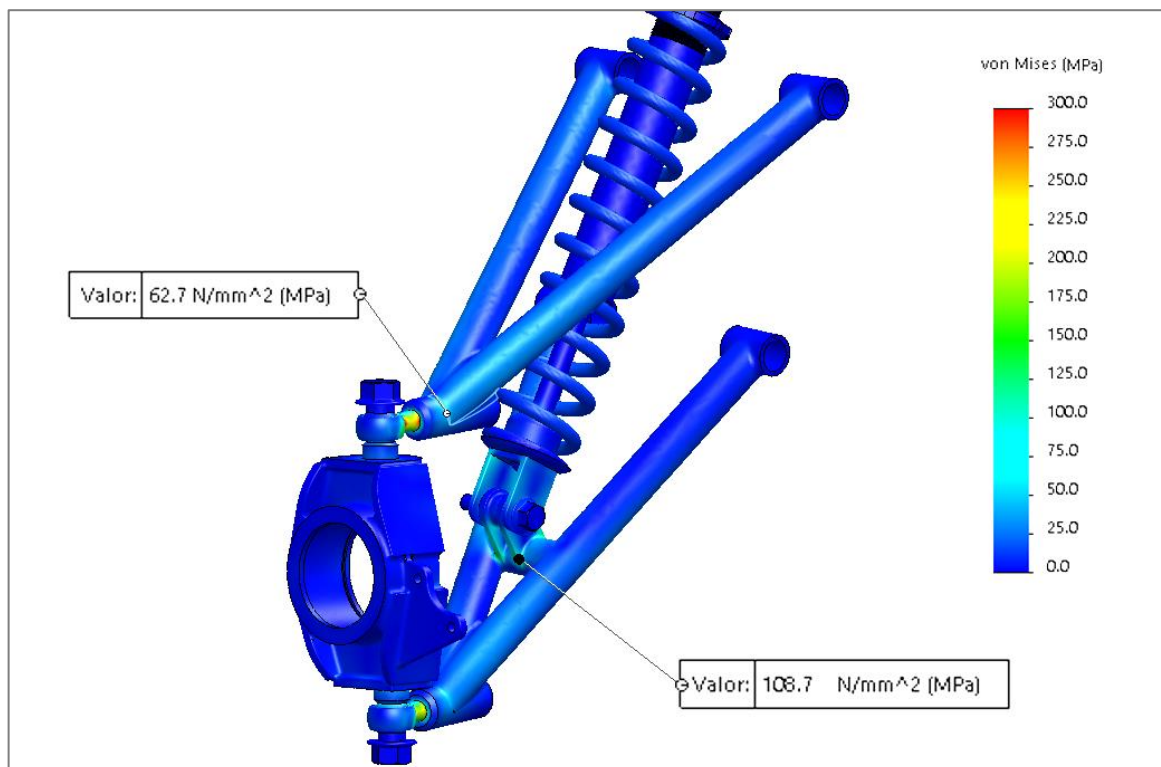
A solução mais prática para este problema é a adição de um reforço estrutural na região afetada. Isso foi feito através adição de uma chapa de 3,18mm (1/8 pol.) ao redor do perfil externo das aletas, como mostra a figura 43. As simulações foram refeitas, após esta modificação, e os novos resultados são mostrados na figura 44.

Figura 41 - Tensões na suspensão dianteira - Esforço vertical.



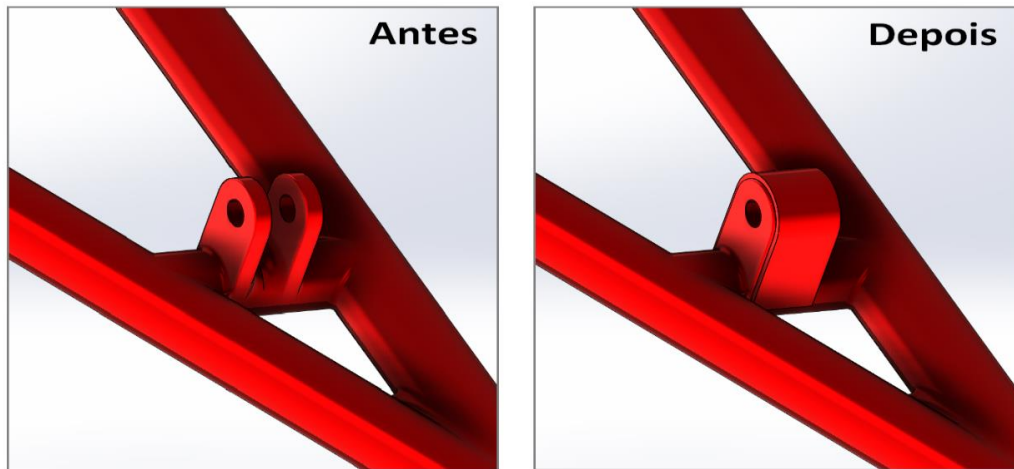
Fonte: Próprio autor.

Figura 42 - Tensões na suspensão dianteira - Esforço longitudinal.



Fonte: Próprio autor.

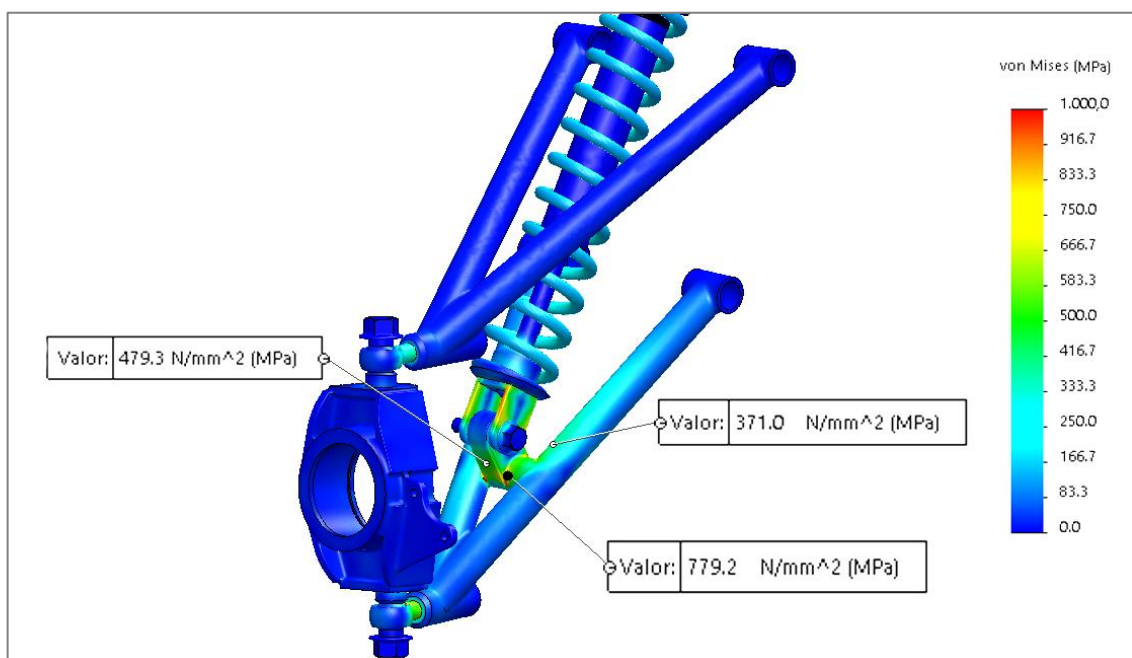
Figura 43 - Reforço estrutural no suporte dos amortecedores nas balanças.



Fonte: Próprio autor.

É possível observar uma redução drástica tanto na extensão da área de risco (área vermelha), quanto no valor máximo da tensão gerada. Porém, a melhoria obtida ainda não é o suficiente para considerar o problema como resolvido, uma vez que ambas as tensões média e máxima atuantes na região do suporte do amortecedor (por volta de 480MPa e 780MPa, respectivamente) ainda são superiores à tensão de escoamento do material. Além disso, o nível de tensão médio atuante nos tubos da balança inferior (cerca de 370MPa) também é superior à tensão de escoamento do material escolhido.

Figura 44 - Tensões na suspensão dianteira reforçada - Esforço vertical.



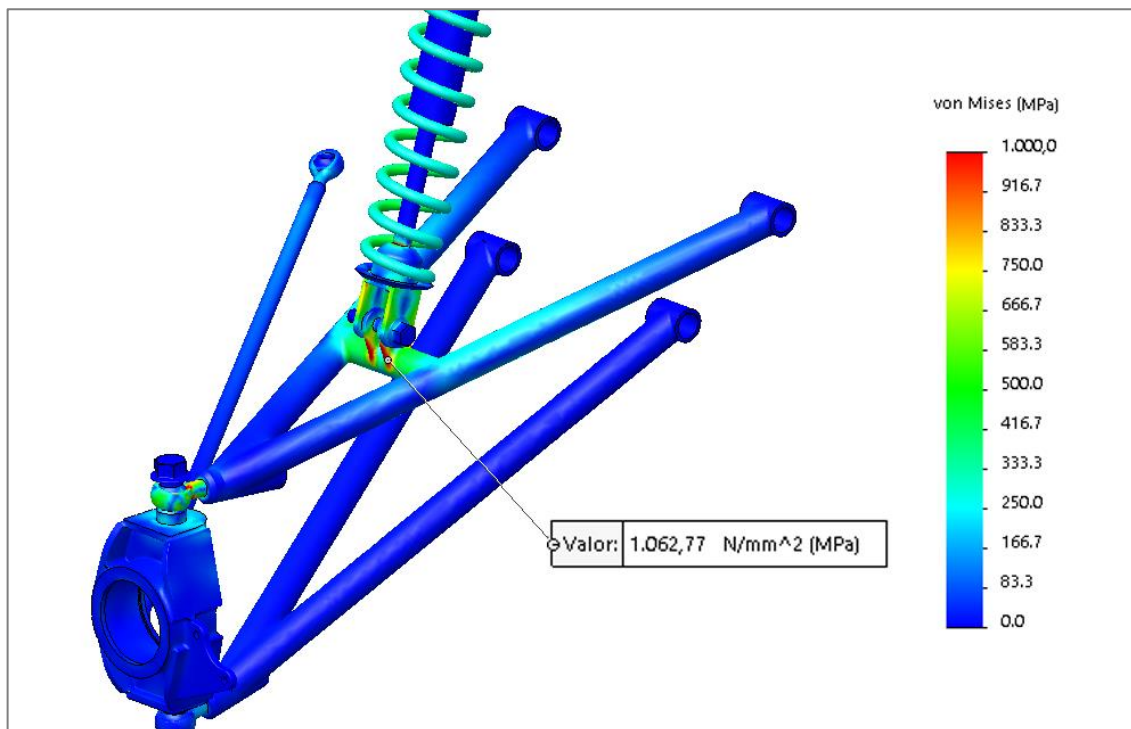
Fonte: Próprio autor.

Devido a esta situação, decidiu-se que as balanças inferiores do conjunto dianteiro da suspensão deverão ser fabricadas de um aço de alta resistência. Neste caso, foi selecionado a liga AISI 4340, cuja tensão de escoamento é de aproximadamente 860MPa, segundo o catálogo GERDAU (2003), resultando em um coeficiente de segurança igual a 1,10.

4.2.1.2. Suspensão traseira

Quanto à suspensão traseira, uma situação semelhante pode ser identificada através dos resultados das simulações iniciais para os esforços vertical e longitudinal, dados nas figuras 45 e 46.

Figura 45 - Tensões na suspensão traseira - Esforço vertical.



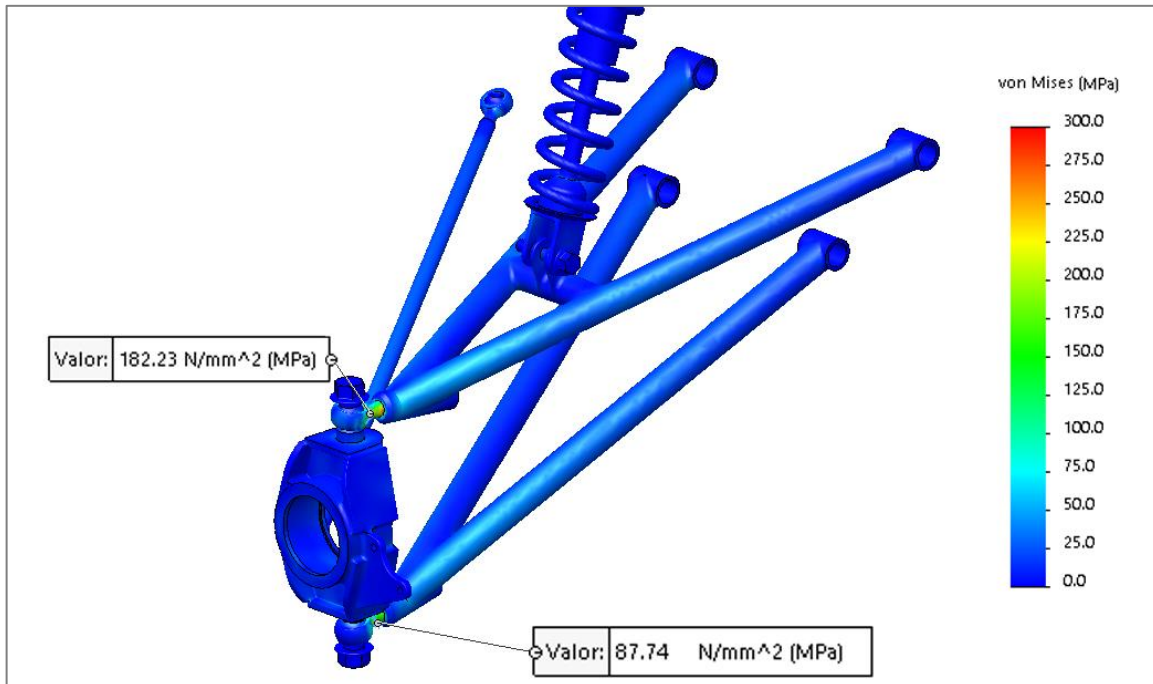
Fonte: Próprio autor.

O esforço longitudinal gera um nível máximo de tensão de aproximadamente 182MPa, localizado na seção rosçada do terminal rotular superior. Todos os pontos referentes aos elementos de interesse possuem níveis de tensão ainda menores e, portanto, novamente, não há falha segundo os critérios adotados.

Assim como no conjunto dianteiro, o esforço vertical também gera, na suspensão traseira, uma área de risco localizada na base dos suportes do amortecedor. A solução ado-

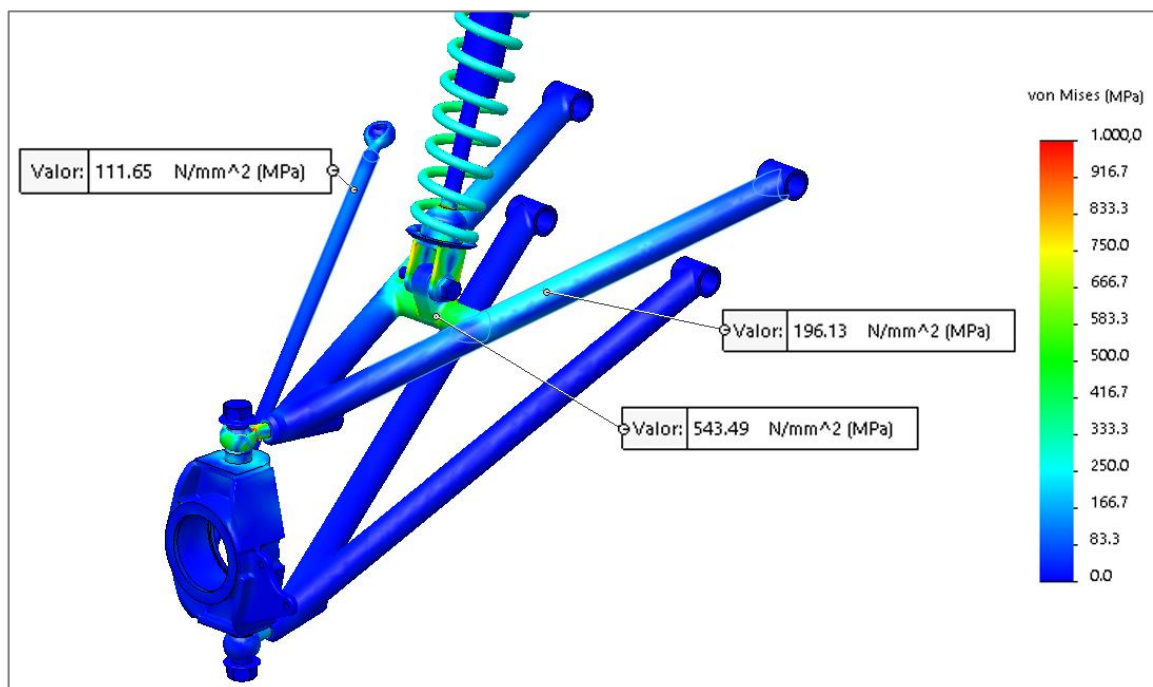
tada, aqui, também será a adição de um reforço estrutural ao redor do perfil externo das aletas do suporte. O resultado da simulação feita após a adição do reforço estrutural é dado na figura 47.

Figura 46 - Tensões na suspensão traseira - Esforço longitudinal.



Fonte: Próprio autor.

Figura 47 - Tensões na suspensão traseira reforçada - Esforço vertical.



Fonte: Próprio autor.

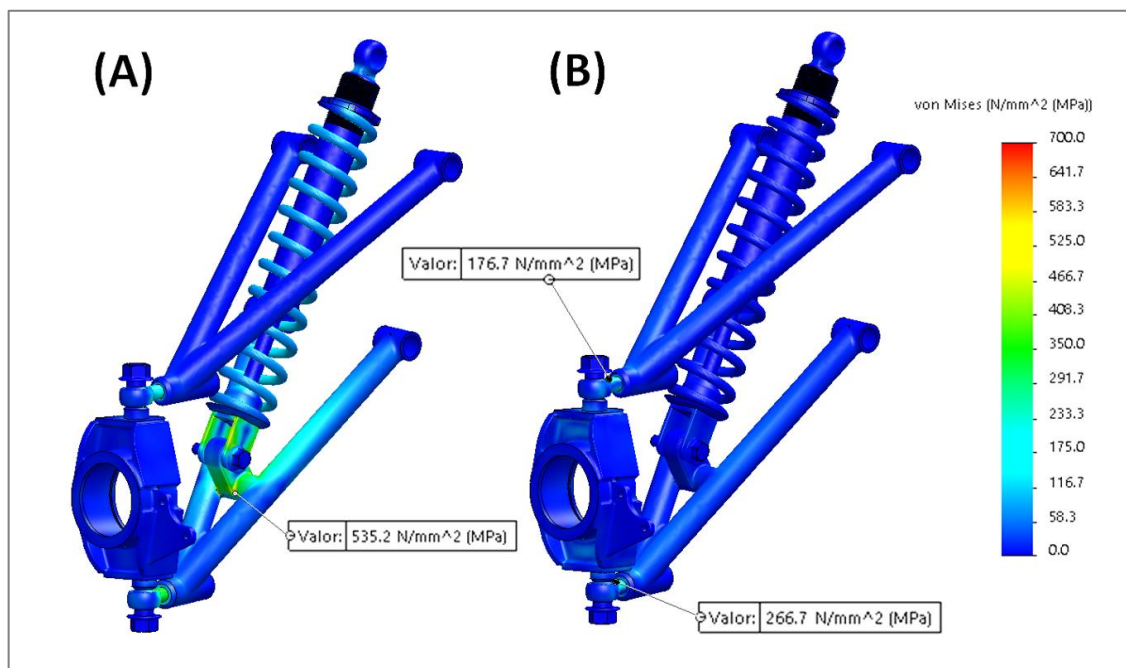
A tensão máxima na região do suporte do amortecedor foi reduzida de 1063MPa para 543MPa, enquanto as tensões médias nas tubulações das balanças e do *toe-link* não ultrapassaram as faixas de 200 MPa e 115MPa, respectivamente. Pode se afirmar que foi obtida uma melhoria significativa, em relação ao modelo inicial, porém, o nível máximo de tensão observado ainda exige que o material das balanças superiores seja alterado. Neste caso, foi novamente selecionada a liga de aço AISI 4340, com a qual, considerando a sua tensão de escoamento de 860MPa, obtém-se um coeficiente de segurança de 1,58.

4.2.2. Esforço axial e momento fletor

4.2.2.1. Suspensão dianteira

Agora, partindo para as simulações referentes ao esforço axial e ao momento fletor, os gráficos correspondentes ao conjunto dianteiro da suspensão podem ser visualizados através dos itens A e B da figura 48.

Figura 48 - Tensões na suspensão dianteira reforçada - Esforço axial (A) e Momento (B).



Fonte: Próprio autor.

Já considerando os reforços estruturais realizados anteriormente, o maior nível de tensão identificado, para o esforço axial, ocorre na base dos suportes dos amortecedores, exibindo um valor de 535MPa. Para o momento fletor, o maior nível de tensão observado ocorre no terminal rotular inferior, exibindo um valor de 267MPa.

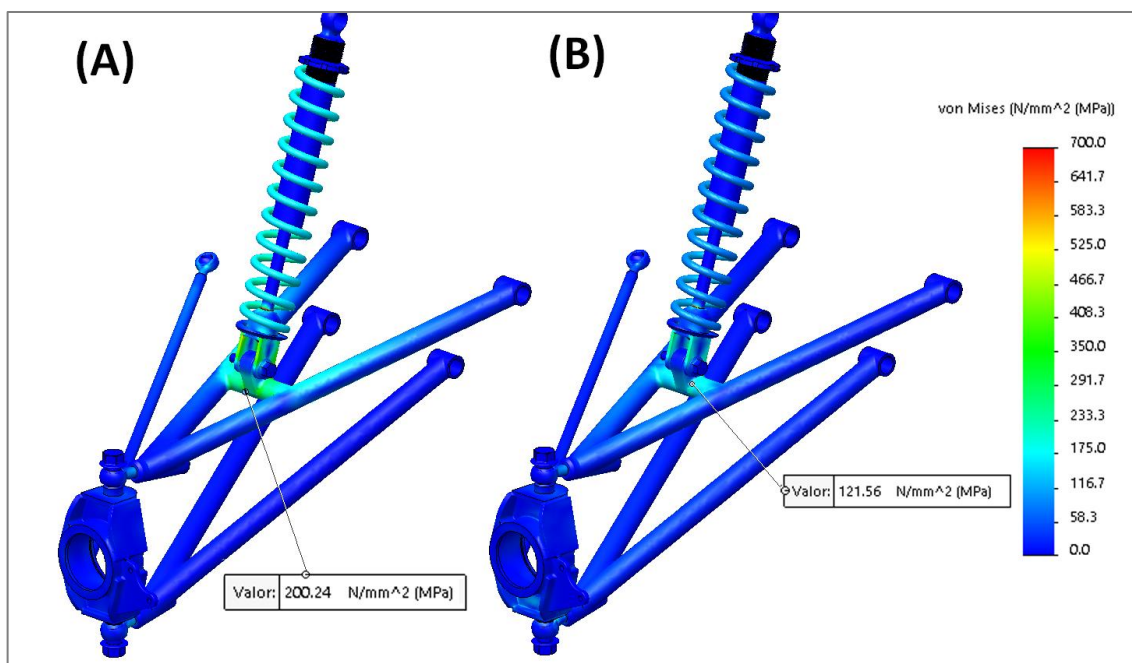
Segundo o critério utilizado, como em ambos os casos não ocorre o escoamento do aço AISI 4340 utilizado nas balanças inferiores, uma falha não ocorre.

Assim, obtém-se, para a suspensão dianteira, os coeficientes de segurança de 1,61 e 3,22, referentes ao esforço axial e ao momento fletor, respectivamente.

4.2.2.2. Suspensão traseira

Com relação a suspensão traseira, os resultados das simulações do esforço axial e do momento fletor são dados, respectivamente, pelas figuras 49-A e 49-B.

Figura 49 - Tensões na suspensão traseira reforçada - Esforço axial (A) e Momento (B).



Fonte: Próprio autor.

Em ambos os casos, a maior tensão aferida ocorre na base dos suportes dos amortecedores, onde, para o esforço axial, o valor exibido é de 200Mpa e, para o momento fletor, 121Mpa.

Novamente, não se detecta falha, uma vez que nenhuma das tensões máximas identificadas ultrapassa a tensão de escoamento do aço AISI 4340 utilizado nas balanças superiores. Neste caso, os valores dos coeficientes de segurança obtidos são de 4,3, para o esforço axial, e 7,10, para o momento fletor.

4.3. Síntese das características obtidas

Todos os valores verificados durante os procedimentos descritos neste trabalho foram apresentados de forma dispersa ao longo do corpo texto, conforme a ordem de sua discussão. Assim, a fim de facilitar a visualização das características do sistema de suspensão obtido, segue uma breve compilação das grandezas mais importantes determinadas (tabela 4).

Para os ambos os itens referentes ao coeficiente de segurança e a altura ao solo, foram considerados os menores valores (ou seja, os valores limitantes) exibidos ao longo do texto.

Tabela 4 - Características gerais obtidas.

CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDADE
Distância entre-eixos	1500	mm
Ângulo de caster (dianteiro)	3,17	°
Ângulo de pino-mestre (dianteiro)	0	°
<i>Scrub radius</i>	52,13	mm
Curso vertical da rodas dianteiras	184,89	mm
% Curso negativo dianteiro	34,64	%
Curso vertical das rodas traseiras	245,00	mm
% Curso negativo traseiro	34,04	%
Rigidez dos amortecedores dianteiros	52,00	N/mm
Rigidez dos amortecedores traseiros	52,00	N/mm
Comprimento dos amortecedores dianteiros	394,50	mm
Comprimento dos amortecedores traseiros	423,90	mm
Curso dos amortecedores dianteiros	77,65	mm
Curso dos amortecedores traseiros	111,12	mm
Pré-Carga dos amortecedores dianteiros	230,6	N
Pré-Carga dos amortecedores traseiros	0	N
Frequência natural de trabalho dianteira	1,80	Hz
Frequência natural de trabalho traseira	1,80	Hz
Cambagem dianteira	Min.: +0,60 Max.: -1,26	°
Cambagem traseira	Min.: +4,12 Max.: -6,88	°
% Transferência lateral de carga dianteira	44,41	%
% Transferência lateral de carga traseira	55,59	%
Altura ao solo	423,40	mm
Convergência da roda traseira	Min.: -2,73 Max.: +2,85	°
Coeficiente de segurança global	1,1	—

Fonte: Próprio autor.

5. DISCUSSÃO

Como mencionado anteriormente, muitas das decisões aqui tomadas se deram com o mínimo de embasamento prático. Isto é, não há nenhum histórico de realizações por equipes anteriores, do ponto de vista de técnico, cujos resultados práticos obtidos possam servir de exemplo do que se realizar, ou do que não se realizar.

Dessas decisões, destacam-se: Os valores dos ângulos de pino-mestre e caster escolhidos; a relação entre cursos positivo e negativo utilizada; os valores de cambagem aceitos como satisfatórios durante a análise cinemática; a distribuição da transferência lateral de carga considerada como objetivo. Em todos estes casos, não há nenhuma garantia de que os valores escolhidos irão, na prática, contribuir de forma eficaz para a obtenção do comportamento desejado do veículo.

Além disso, todos os valores aqui calculados e, conseqüentemente, todas as características aqui determinadas, dependem diretamente do posicionamento do centro de gravidade do veículo, que, idealmente, deveria ser atualizado conforme o andamento do projeto. Porém, durante a realização dos procedimentos descritos neste trabalho, não houveram suficientes avanços nas demais sub-áreas do projeto Cascavel P2, que permitissem uma atualização sensível da estimativa da posição do centro de gravidade. Esta situação constitui o maior problema referente à validação completa dos resultados aqui exibidos.

Porém, ainda assim, é improvável que a posição final do centro de gravidade se encontre significativamente deslocada em relação a posição assumida, uma vez que os elementos de maior massa do conjunto (o piloto, o conjunto-motor, o chassi e o próprio sistema de suspensão) possuem uma posição pouco variável, devido à algumas das características desejadas, fixadas no início do projeto, e ao próprio espaço físico limitado disponível para cada um desses elementos.

Assim, torna-se considerável a chance de que quaisquer ajustes necessários nas características de comportamento dinâmico do veículo possam ser obtidos através da modificação das alturas dos centros de rolagem dianteiro e traseiro. Isso pode ser feito através da alteração dos comprimentos efetivos das balanças, que podem ser facilmente variados através do ajuste fornecido pela conexão roscada dos terminais rotulares.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

O projeto aqui apresentado constitui uma plataforma inicial passível de diversos aprimoramentos. Isto é, a configuração final do sistema de suspensão do protótipo Cascavel P2 foi obtida com base em necessidades gerais inerentes à participação em uma competição Baja SAE Brasil.

É esperado que, após a efetiva utilização do veículo em campo, seja possível identificar necessidades não previstas neste projeto, constituindo prováveis pontos de melhoria em versões futuras.

A essa altura, é impossível afirmar quais serão, necessariamente, esses pontos de otimização. Porém, com base apenas no andamento deste trabalho, é possível detectar algumas questões que poderiam ser mais aprofundadas em um projeto futuro com um intuito menos generalista. Estas questões são:

- Otimização do peso dos componentes: É possível notar, através das simulações realizadas, que as mangas de eixo utilizadas se encontram atualmente superdimensionadas. Assim, torna-se possível remover uma grande quantidade de material dos modelos atuais, sem que a confiabilidade do sistema seja comprometida;
- Estudo detalhado dos amortecedores: Com base na literatura utilizada, este projeto desprezou o coeficiente de amortecimento que surge através do funcionamento dos amortecedores, uma vez que este não influencia significativamente as frequências naturais de cada conjunto (GILLESPIE, 1992). Contudo, a fim de otimizar a capacidade de leitura de terreno promovida pelo sistema de suspensão, é possível realizar um estudo sobre qual coeficiente de amortecimento seria o ideal para aquelas condições específicas de trabalho;
- Utilização de um sistema de suspensão traseiro do tipo *Semi-Trailing* ou MacPherson: A ausência de uma balança superior (em ambos os casos) e a fixação do braço oscilante ao chassi de forma inclinada (no caso do sistema *Semi-trailing*) são características que podem resultar em uma maior facilidade de integração entre o conjunto-motor e a suspensão;

- Redução da quantidade de componentes comerciais empregados no sistema: A utilização de componentes comerciais, como o cubo e as pinças de freio, exigiu uma série de adaptações que possibilitassem a sua integração dentro do sistema. Uma configuração com melhor empacotamento e melhor manutenibilidade poderia ter sido alcançada caso estes componentes fossem desenvolvidos e fabricados especificamente para o projeto em questão;
- Padronização de medidas: Após a concepção dos componentes, como as balanças e as mangas de eixo, notou-se que as geometrias escolhidas poderiam ter compartilhado um grande número de medidas entre si, permitindo com que várias partes, como tubos e chapas, pudessem ser compartilhadas entre as diferentes peças e, conseqüentemente, simplificando o processo de fabricação.

6. CONCLUSÃO

Analisando retrospectivamente os objetivos e considerações estabelecidas no início do projeto, é possível verificar que um nível satisfatório de sucesso foi alcançado, no que diz respeito aos objetivos gerais especificados.

Das exigências estabelecidas pelos itens (a) a (j), na seção 3.1, apenas o item (d) não pode ser prontamente dado como atendido, uma vez que sua verificação depende da utilização do veículo finalizado em campo.

Foi possível, de fato, gerar todos os desenhos técnicos (que seguem nos apêndices) correspondentes a cada uma das peças aqui desenvolvidas, incluindo todas as especificações necessárias e suficientes para possibilitar o processo de fabricação e montagem do sistema.

Os níveis dos coeficientes de segurança obtidos representam o maior ponto de preocupação que pode ser identificado nos resultados exibidos, uma vez que o valor global de 1,10 significa que o elemento mais frágil do sistema se encontrará consideravelmente próximo do seu ponto de falha, quando exposto ao maior esforço esperado. Assim, caso surjam esforços mais intensos do que aqueles esperados, a probabilidade de que uma falha, de fato, ocorra é significativa. Esta situação é, porém, esperada, uma vez que é natural em um ambiente competitivo, como aquele no qual está inserido este projeto, que se explore ao máximo os limites da relação eficiência/resistência dos componentes.

Além disso, é preciso levar em consideração que as simulações computacionais aqui realizadas representam, apenas, uma aproximação feita com o intuito de fornecer um meio de identificação de possíveis pontos de falha e uma base para a seleção de materiais. Assim, para que se possa obter valores efetivamente confiáveis, a fim de classificar precisamente o nível de confiabilidade do sistema, seria necessário a realização de um estudo detalhado a respeito dos métodos de simulação, incluindo procedimentos de calibração, feitos através de análises experimentais.

REFERÊNCIAS

BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª Ed. New York City: McGraw Hill. 2011.

COSTA, P. G. **A Bíblia Do Carro**. Brasil: 2001.

FEMASO. **Terminais rotulares LB EXT**. 2019. Disponível em < http://www.femaso.com.br/catalogo_femaso/femaso10.htm > Acesso em: 25 de outubro de 2019.

GERDAU. **Manual de aços**. Brasil: 2003. Disponível em < https://www.feis.unesp.br/Home/-departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf > Acesso em: 30 de outubro de 2019

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: SAE Inc. 1992.

GMC. **Spare Parts Catalogue EPC – GMC Canyon 4WD, T-Brake Calliper Mounting/ Front & Knuckle**. 2019. Disponível em < https://nemigaparts.com/cat_spares/epc/gmc/56pt/04/ts04-024/ > Acesso em: 20 de outubro de 2019.

MILLIKEN, W. F., MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers - Inc. 1995.

NICOLAZZI, L.C., DA ROSA, E., LEAL, L.C.M. **Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Brasil: Publicação interna do GRANTE – Depto. de Engenharia Mecânica da UFSC. 2001.

NORTON, R. L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**; Tradução Alessandro P. Medeiros. Porto Alegre: AMGH. 2010.

ROCHA, F. K. **Dissertação Submetida À Universidade Federal De Santa Catarina Para Obtenção Do Grau De Mestre Em Engenharia Mecânica**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina. 2004.

ROUTLEY, D. **Spring Rates and Suspension Frequencies**. Canada: DR Tuned Racing. 2019. Disponível em < <https://www.drtoned.com/techramblings/2017/10/2/spring-rates-suspension-frequencies> > Acesso em: 27 de outubro de 2019.

SAE. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**. Brasil: SAE Brasil. 2019.

TOYOTA. **Técnico Toyota Fundamentos Automotivos**. Brasil: Toyota Motor Company Ltda. 2007.


```

y_tire_ground(i) = y_c - 227.60*sin((193.24*pi/180) -...
    teta_c); % posição em y do contato pneu/solo (tirado do...
    ...esboço da manga + roda e pneus)
teta_tire_ground = atan((y_ic - y_tire_ground(i))/(x_ic -...
    x_tire_ground)); % angulo entre a linha contatopneu/solo-IC...
    ...e a horizontal
y_roll(i) = (x_centerline - x_tire_ground)*...
    tan(teta_tire_ground); % altura do centro de rolagem
teta_camber(i) = -(pi/2) + teta_c + teta_kingpin); % angulo de cambagem
y_ground(i) = y_b - y_tire_ground(i); % altura ao solo
bitola(i) = 2*(115 - (x_tire_ground)); % bitola aproximada
x_shock_down = x_b - ((L_shock_balanca)*cos((teta_1-((180/pi)*asin(20/...
    L_shock_balanca)))*(pi/180))); % posição em x do olho inferior do shock
y_shock_down = y_b - ((L_shock_balanca)*sin((teta_1-((180/pi)*asin(20/...
    L_shock_balanca)))*(pi/180))); % posição em y do olho inferior do shock
L_shock(i) = sqrt((x_shock_down - x_shock_up)^2 + (y_shock_down -...
    y_shock_up)^2); % comprimento do shock

% angulos limites de trabalho do pivot inferior
if (teta_c1+teta_kingpin+(30*pi/180)) < (74*pi/180)
    mem_1=i;
elseif (teta_c1+teta_kingpin+(30*pi/180)) < (106*pi/180)
    mem_2=i;
end

% angulos limites de trabalho do pivot superior
if (teta_d-teta_kingpin-(28*pi/180)) > (106*pi/180)
    mem_3 = i;
elseif (teta_d-teta_kingpin-(28*pi/180)) > (74*pi/180)
    mem_4 = i;
end

i=i+1;

end

mem_low=max(mem_1,mem_3);
mem_up=min(mem_2,mem_4);

bitola(1:mem_low)=bitola(mem_low);
bitola(mem_up:i-1)=bitola(mem_up);
teta_camber(1:mem_low)=teta_camber(mem_low);
teta_camber(mem_up:i-1)=teta_camber(mem_up);
y_roll(1:mem_low)=y_roll(mem_low);
y_roll(mem_up:i-1)=y_roll(mem_up);
y_ground(1:mem_low)=y_ground(mem_low);
y_ground(mem_up:i-1)=y_ground(mem_up);
L_shock(1:mem_low)=L_shock(mem_low);
L_shock(mem_up:i-1)=L_shock(mem_up);

coefficients = polyfit(y_ground(mem_low:mem_up),L_shock(mem_low:mem_up),
1);
slope = coefficients(1);
K_wheel = K_shock*slope^2

shock_travel = L_shock(mem_low) - L_shock(mem_up)
wheel_travel = y_ground(mem_low) - y_ground(mem_up)
rebound_travel = -y_ground((find(abs((180/pi)*...
    teta_camber(mem_low:mem_up))==min(abs((180/pi)*...
    teta_camber(mem_low:mem_up)))))) + mem_low) +...

```

```

    y_ground(mem_low)
    bump_travel = y_ground((find(abs((180/pi)*...
        teta_camber(mem_low:mem_up))==min(abs((180/pi)*...
        teta_camber(mem_low:mem_up)))) + mem_low) -...
    y_ground(mem_up)

SAG = rebound_travel/wheel_travel

K_ride = 1/((1/K_wheel) + (1/K_tire))

figure
subplot(1,4,1)
plot (y_ground,teta_camber*(180/pi))
set(gca, 'YDir','reverse','XDir','reverse')
title('Cambagem x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('Cambagem [°]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

subplot(1,4,2)
plot (y_ground,y_roll)
set(gca,'XDir','reverse')
title('Altura do centro de rolagem x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('RCH [mm]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

subplot(1,4,3)
plot (y_ground,bitola)
set(gca,'XDir','reverse')
title('Bitola x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('Bitola [mm]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

subplot(1,4,4)
plot (y_ground,L_shock)
set(gca,'XDir','reverse')
title('Comprimento Shock x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('Comprimento [mm]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

```

APÊNDICE B – Script em MATLAB usado para a análise da vista frontal da suspensão traseira.

```

close all
clear all
clc

x_a=-130;           % posição em x da fixação da balança superior[mm]
y_a=110;           % posição em y da fixação da balança superior[mm]
x_b=x_a+0;         % posição em x da fixação da balança inferior[mm]
y_b=0;            % posição em y da fixação da balança superior[mm]
L_shock_balanca=260; % posição ao longo da balança superior do olho...
                    ...inferior do shock[mm]
x_shock_up=x_a-130; % posição em x do olho superior do shock[mm]
y_shock_up=420;    % posição em y do olho superior do shock[mm]
L_1=496.57;        % comprimento da balança inferior[mm]
L_2=473.12;        % comprimento da balança superior[mm]
L_3=176.74;        % distância entre as juntas esféricas da manga[mm]
teta_kingpin=(0*(pi/180)); % angulo de pino mestre[°]
x_centerline=0;    % posição em x da linha de centro do veículo[mm]
K_shock = 52;      % rigidez do shock[N/mm]
K_tire = 110;      % rigidez do pneu[N/mm]

i=1;               %
mem_1=1;           %
mem_2=1;           % contadores do programa
mem_3=1;           %
mem_4=1;           %

for teta_1 = 55:-0.01:-35

teta(i) = teta_1;
x_c = x_b - L_1*cos(teta_1*(pi/180)); % posição em x da junta esférica...
                    ...inferior
y_c = y_b - L_1*sin(teta_1*(pi/180)); % posição em y da junta esférica...
                    ...inferior
L_4 = sqrt((x_a-x_b)^2 + (y_a-y_b)^2); % distância entre as fixações...
                    ...das balanças
L_5 = sqrt((x_a-x_c)^2 + (y_a-y_c)^2); % distância entre a fixação da...
                    ...balança superior e a junta esférica inferior
teta_c = (atan((y_a-y_c)/(x_a-x_c)) + acos((-L_2^2) + (L_5^2) +...
(L_3^2))/(2*L_5*L_3)); % angulo entre o pino mestre e a horizontal
teta_c1 = teta_c - teta_1*(pi/180); % angulo entre o pino mestre...
                    ...e a balança inferior
teta_d = acos((-L_5^2) + (L_2^2) + (L_3^2))/...
(2*L_2*L_3)); % angulo entre o pino mestre e a balança superior
teta_ic = (pi - teta_c1 - teta_d); % angulo entre as balanças
L_1_ic = L_3 * sin(teta_d)/sin(teta_ic); % distância entre a junta...
                    ...esférica inferior e IC
x_ic = x_c + L_1_ic*cos(teta_1*(pi/180)); % posição em x do IC
y_ic = y_c + L_1_ic*sin(teta_1*(pi/180)); % posição em y do IC
x_d = x_c + L_3*cos(teta_c); % posição em x da junta esférica superior
y_d = y_c + L_3*sin(teta_c); % posição em y da junta esférica superior
x_tire_ground = x_c + 227.19*cos((193.27*pi/180)...
- teta_c); % posição em x do contato pneu/solo (tirado do esboço da...
                    ...manga + roda e pneus)
y_tire_ground(i) = y_c - 227.19*sin((193.27*pi/180)...
- teta_c); % posição em y do contato pneu/solo (tirado do esboço da...
                    ...manga + roda e pneus)
teta_tire_ground = atan((y_ic - y_tire_ground(i))/...

```

```

(x_ic - x_tire_ground)); % angulo entre a linha contatopneu/solo-IC...
                                ...e a horizontal
y_roll(i) = (x_centerline - x_tire_ground)*...
            tan(teta_tire_ground); % altura do centro de rolagem
teta_camber(i) = (-(pi/2) + teta_c + teta_kingpin); % angulo de cambagem
y_ground(i) = y_b - y_tire_ground(i); % altura ao solo
bitola(i) = 2*(115 - (x_tire_ground)); % bitola aproximada
x_shock_down = x_a - ((L_shock_balanca)*cos((teta_1-((180/pi)*teta_ic)-...
            ((180/pi)*asin(20/L_shock_balanca)))*(pi/180))); % posição em x do...
                                ...olho inferior do shock
y_shock_down = y_a - ((L_shock_balanca)*sin((teta_1-((180/pi)*teta_ic)-...
            ((180/pi)*asin(20/L_shock_balanca)))*(pi/180))); % posição em y do...
                                ...olho inferior do shock
L_shock(i) = sqrt((x_shock_down - x_shock_up)^2 + (y_shock_down -...
            y_shock_up)^2); % comprimento do shock

% angulos limites de trabalho do pivot inferior
if (teta_c1+teta_kingpin+(15*pi/180)) < (74*pi/180)
    mem_1=i;
elseif (teta_c1+teta_kingpin+(15*pi/180)) < (106*pi/180)
    mem_2=i;
end

% angulos limites de trabalho do pivot superior
if (teta_d-teta_kingpin-(21*pi/180)) > (106*pi/180)
    mem_3 = i;
elseif (teta_d-teta_kingpin-(21*pi/180)) > (74*pi/180)
    mem_4 = i;
end

i=i+1;

end

mem_low=max(mem_1,mem_3);
mem_up=min(mem_2,mem_4);

bitola(1:mem_low)=bitola(mem_low);
bitola(mem_up:i-1)=bitola(mem_up);
teta_camber(1:mem_low)=teta_camber(mem_low);
teta_camber(mem_up:i-1)=teta_camber(mem_up);
y_roll(1:mem_low)=y_roll(mem_low);
y_roll(mem_up:i-1)=y_roll(mem_up);
y_ground(1:mem_low)=y_ground(mem_low);
y_ground(mem_up:i-1)=y_ground(mem_up);
L_shock(1:mem_low)=L_shock(mem_low);
L_shock(mem_up:i-1)=L_shock(mem_up);

coefficients = polyfit(y_ground(mem_low:mem_up),L_shock(mem_low:mem_up),
1);
slope = coefficients(1);
K_wheel = K_shock*slope^2

shock_travel = L_shock(mem_low) - L_shock(mem_up)
wheel_travel = y_ground(mem_low) - y_ground(mem_up)
rebound_travel = -y_ground((find(abs((180/pi)*...
            teta_camber(mem_low:mem_up))==min(abs((180/pi)*...
            teta_camber(mem_low:mem_up)))))) + mem_low) + y_ground(mem_low)
bump_travel = y_ground((find(abs((180/pi)*...
            teta_camber(mem_low:mem_up))==min(abs((180/pi)*...

```

```

    teta_camber(mem_low:mem_up)))) + mem_low) - y_ground(mem_up)

SAG = rebound_travel/wheel_travel

K_ride = 1/((1/K_wheel) + (1/K_tire))

figure
subplot(1,4,1)
plot (y_ground,teta_camber*(180/pi))
set(gca, 'YDir','reverse','XDir','reverse')
title('Cambagem x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('Cambagem [°]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

subplot(1,4,2)
plot (y_ground,y_roll)
set(gca,'XDir','reverse')
title('Altura do centro de rolagem x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('RCH [mm]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

subplot(1,4,3)
plot (y_ground,bitola)
set(gca,'XDir','reverse')
title('Bitola x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('Bitola [mm]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

subplot(1,4,4)
plot (y_ground,L_shock)
set(gca,'XDir','reverse')
title('Comprimento Shock x Altura ao solo')
xlabel('Altura ao solo [mm]')
ylabel('Comprimento [mm]')
if y_ground(mem_up)<0
xlim([0 y_ground(mem_low)])
else
xlim([y_ground(mem_up) y_ground(mem_low)])
end

```

APÊNDICE C – Script em MATLAB usado para a análise dinâmica da rolagem.

```

clear all
close all
clc

%% Variáveis e contadores do código

i=1;
erro_f=10^10;
erro_r=10^10;

%% Variáveis do problema

w_t=300;
t_f=1270 *10^-3;
t_r=1270 *10^-3;
l=1500 *10^-3;
h_cg=620 *10^-3;
alfa=-5*(pi/180);
R=3;
V=5;
Z_rf=430 *10^-3;
Z_rr=386 *10^-3;
K_roll_f(1)=1500;
K_roll_r(1)=1000;
a=860 *10^-3;
Trav_f=121 *10^-3;
Trav_r=133 *10^-3;
Roll_trav_frac_f=0.5;
Roll_trav_frac_r=0.5;
b=l-a;
w_r=(a*w_t)/(b+a);
w_f=w_t-w_r;
w_1=w_f/2;
w_2=w_f/2;
w_3=w_r/2;
w_4=w_r/2;

%% Equacionamento
% Rigidez de rolagem

if Z_rf>Z_rr
    H = h_cg - ((b*(Z_rf- Z_rr )/l) + Z_rr);
else
    H = h_cg - ((a*(Z_rr- Z_rf )/l) + Z_rf);
end

while max(abs(erro_f),abs(erro_r))>10^-6

i = i+1;

A_alfa = (V^2)/(R);
A_y = ((A_alfa*cos(alfa)) - (9.81*sin(alfa)));
A_y_g = A_y/9.81;

W_line = w_t*((A_alfa*sin(alfa)) + (9.81*cos(alfa)));

```

```

W_line_f = (W_line*b)/l;
W_line_r = (W_line*a)/l;

fi_Ay = (-w_t*H)/(K_roll_f(i-1)+K_roll_r(i-1));

W_f = A_y*(w_t/t_f)*((H*K_roll_f(i-1)/(K_roll_f(i-1)+...
    K_roll_r(i-1)))+(b*Z_rf/l));
W_r = A_y*(w_t/t_r)*((H*K_roll_r(i-1)/(K_roll_f(i-1)+...
    K_roll_r(i-1)))+(a*Z_rr/l));

W_fo = (W_line_f/2) - W_f;
W_fi = (W_line_f/2) + W_f;
W_ro = (W_line_r/2) - W_r;
W_ri = (W_line_r/2) + W_r;

W_fo_static = W_fo - (w_f/2);
W_fi_static = W_fi - (w_f/2);
W_ro_static = W_ro - (w_r/2);
W_ri_static = W_ri - (w_r/2);

K_ride_f = W_fo_static/(Roll_trav_frac_f*Trav_f);
K_ride_r = W_ro_static/(Roll_trav_frac_r*Trav_r);

omega_f = (sqrt(K_ride_f/w_2))/(2*pi);
omega_r = (sqrt(K_ride_r/w_4))/(2*pi);

omega_ratio_f = ((1.8)/omega_f)^2;
omega_ratio_r = ((1.8)/omega_r)^2;

K_ride_fn = omega_ratio_f*K_ride_f;
K_ride_rn = omega_ratio_r*K_ride_r;

omega_f = (sqrt(K_ride_fn/w_2))/(2*pi);
omega_r = (sqrt(K_ride_rn/w_4))/(2*pi);

K_roll_f(i) = (K_ride_fn*t_f^2)/2;
K_roll_r(i) = (K_ride_rn*t_r^2)/2;

erro_f = K_roll_f(i)-K_roll_f(i-1);
erro_r = K_roll_r(i)-K_roll_r(i-1);

end

% Transferência lateral de carga

W_f_new = A_y*(w_t/t_f)*((H*K_roll_f(i)/(K_roll_f(i)+...
    K_roll_r(i)))+(b*Z_rf/l));
W_r_new = A_y*(w_t/t_r)*((H*K_roll_r(i)/(K_roll_f(i)+...
    K_roll_r(i)))+(a*Z_rr/l));

Lat_Load_transf_f = 100*(W_f_new/(W_f_new+W_r_new));
Lat_Load_transf_r = 100*(W_r_new/(W_f_new+W_r_new));

```

APÊNDICE D – Script em MATLAB usado para o cálculo do ângulo de *anti-dive*.

```

close all
clear all
clc

%% Variáveis do Problema

W=300;                                % [kg]
h_cg=810                               % [m]
L=1500                                 *10^-3;
a=880                                  *10^-3;
b=L-a;                                 *10^-3;
V_o=40                                 /3.6;
V=0                                    /3.6;
Delta_S=10;                            % [m]
mi=0.4;                                % [ ]
anti_dive=0.25;                        % [ ]
anti_lift=0.10;                        % [ ]
B_b_f = 0.7243;                        % [ ]
B_b_r = 0.2757;                        % [ ]

%% Equacionamento

% Angulo de anti-dive e anti-lift (outboard brakes)

Fi_f_out = (180/pi)*atan((anti_dive*h_cg)/(B_b_f*L));
Fi_r_out = (180/pi)*atan((anti_lift*h_cg)/(B_b_r*L));

% Angulo de anti-dive e anti-lift (inboard brakes)

Fi_f_in = (180/pi)*atan((B_b_f*anti_dive*h_cg)/L);
Fi_r_in = (180/pi)*atan((B_b_r*anti_lift*h_cg)/L);

```

APÊNDICE E – Plano de trabalho



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO



PLANO DE TRABALHO DO PROJETO FINAL DE CURSO

Título: Projeto do sistema de suspensão de um veículo baja.

<u>Dados</u>	<u>Discente</u>
Matrícula/Nome	201301593 – João Lucas Pereira Leitão
Telefone	62 9 96640148
E-mail	j.lucas.pl@gmail.com
Orientador(a):	Sigeo Kitatani Júnior
Curso:	Eng. Elétrica () Eng. de Computação () Eng. Mecânica (X)
Certif. De Estudos	Não () Sim ()
Tipo de Projeto (Art. 13, Inciso V): Desenvolvimento de projetos de equipamentos ou mecanismos	

Resumo

Este trabalho consiste no desenvolvimento do sistema de suspensão de um protótipo de veículo fora de estrada do tipo Baja SAE da equipe CaryoCAR Baja UFG.

I. Objetivos.

Os objetivos deste projeto são:

- Garantir um bom desempenho do veículo, em um ambiente de competição Baja SAE, no que diz respeito a seu comportamento dinâmico, isto é, leitura de terreno, tração em situações de curva, arranque ou frenagem e capacidade de transposição de obstáculos.
- Obter um projeto que sirva de base para futuros aprimoramentos com focos mais específicos.
- Garantir a viabilidade do posterior processo de fabricação, considerando os recursos disponíveis.

II. Metodologia (atividades a serem desenvolvidas).

A metodologia utilizada neste projeto será:

- Pesquisa bibliográfica.
- Modelagem analítica do sistema mecânico.
- Aplicação dos equacionamentos através de softwares de programação, utilizando de métodos iterativos de forma a convergir em um resultado satisfatório.
- Modelagem em 3d dos componentes propostos em software CAD.

III. Resultados Esperados

Os resultados esperados ao final do projeto serão:

- Obtenção do conhecimento específico da área de automobilística necessário para a concretização do projeto de um sistema de suspensão veicular.
- Um projeto completo com todas as especificações técnicas necessárias ao posterior processo de fabricação.
- Estabelecimento de uma metodologia que possa ser seguida para outros projetos de suspensão.



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO



IV. Cronograma de Atividades

Tabela 1 – Semestre letivo de 2019/2.

Etapas do Projeto	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
1. Pesquisa Bibliográfica	X				
2. Desenvolvimento	X	X	X	X	
3. Análise dos resultados	X	X	X	X	
4. Elaboração da Monografia ou Artigo conforme o caso			X	X	
5. Apresentação do Projeto Final				X	X

Goiânia, 21 de agosto de 2019.

João Lucas Pereira Leitão

Assinatura do aluno

Matrícula: 201301593

[Assinatura]

Assinatura do(a) Prof.(a) Orientador(a):

A
B
C
D
E
F
G

5
4
3
2
1

DETALHE L
ESCALA 2:5

n°	Designação	Quant.
1	Porca castelo	1
2	Espaçador da roda	1
3	Cubo da roda	1
4	Disco de freio	1
5	Parafuso M8x40 - DIN 7991	4
6	Espaçador rolamento/cubo	1
7	Manga de eixo	1
8	Rolamento 39x72x37 - Forda Ka	1
9	Terminal Rotular M14	2
10	Parafuso M14x55 - DIN 6921 c/ porca M14 - DIN 6923	2
11	Espaçador superior do terminal	2
12	Espaçador inferior do terminal	2
13	Porca baixa M14 - DIN 936	2
14	Anel elástico 72x2,5mm - DIN 472	1
15	Pinça de freio STX	1
16	Espaçador da pinça de freio	2
17	Parafuso M6x40 - DIN 912	2
18	Spindale de fixação do cubo	1
19	Balança inferior	1
20	Parafuso M10x55-26 - DIN 6921	1
21	Porca M10 - DIN 6923	1
22	Amortecedor	1
23	Balança superior	1
24	Arruela M10x2,5 - DIN 9021	2

Peça: Suspensão dianteira (Lado direito)

Caso não seja especificado: _____

Material: _____

Peso aprox.: 13,2 kg

Autor: João Lucas Pereira Leição

Escala da folha: 1:5

Formato: A4

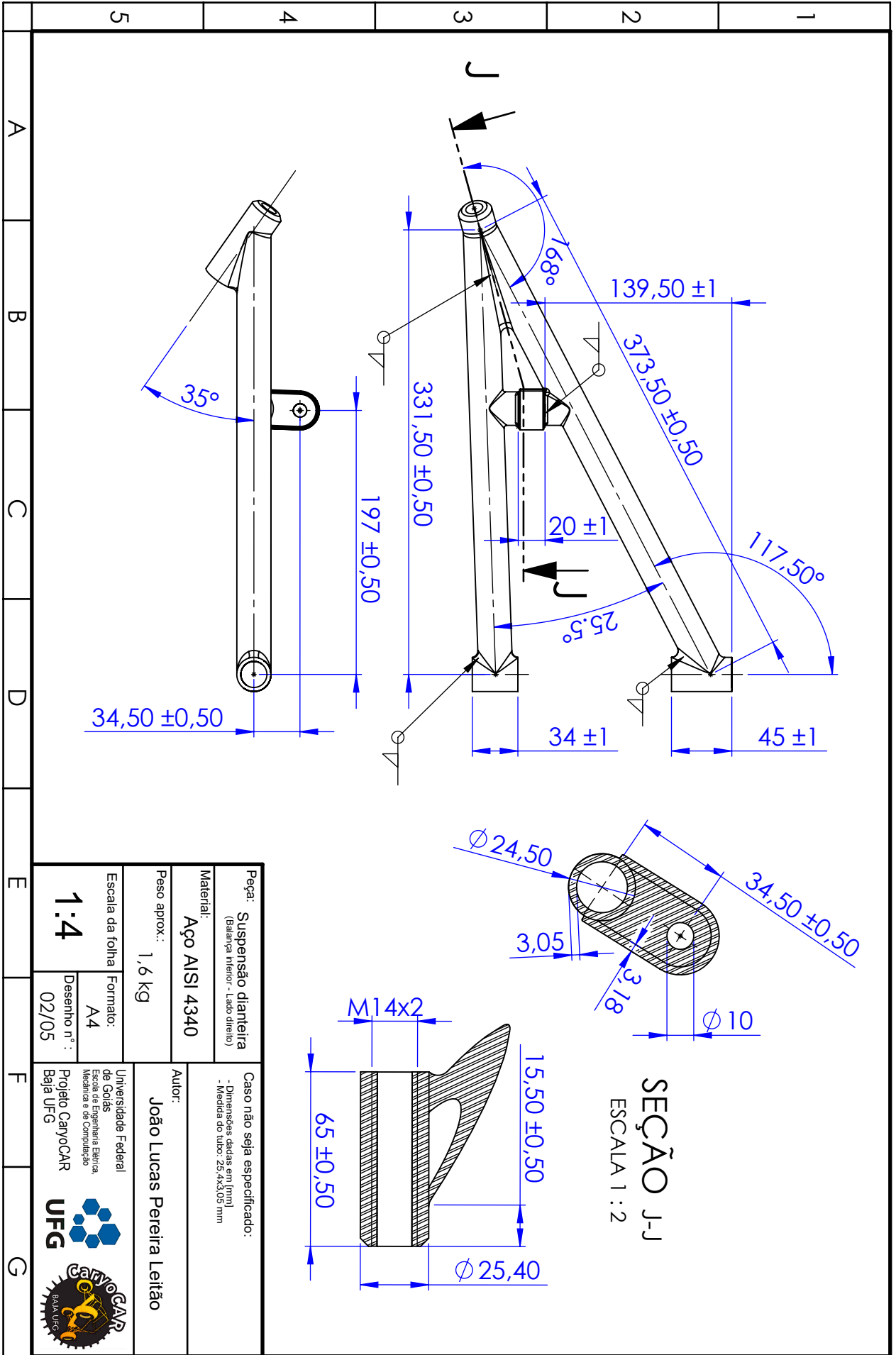
Desenho n°: 01/05

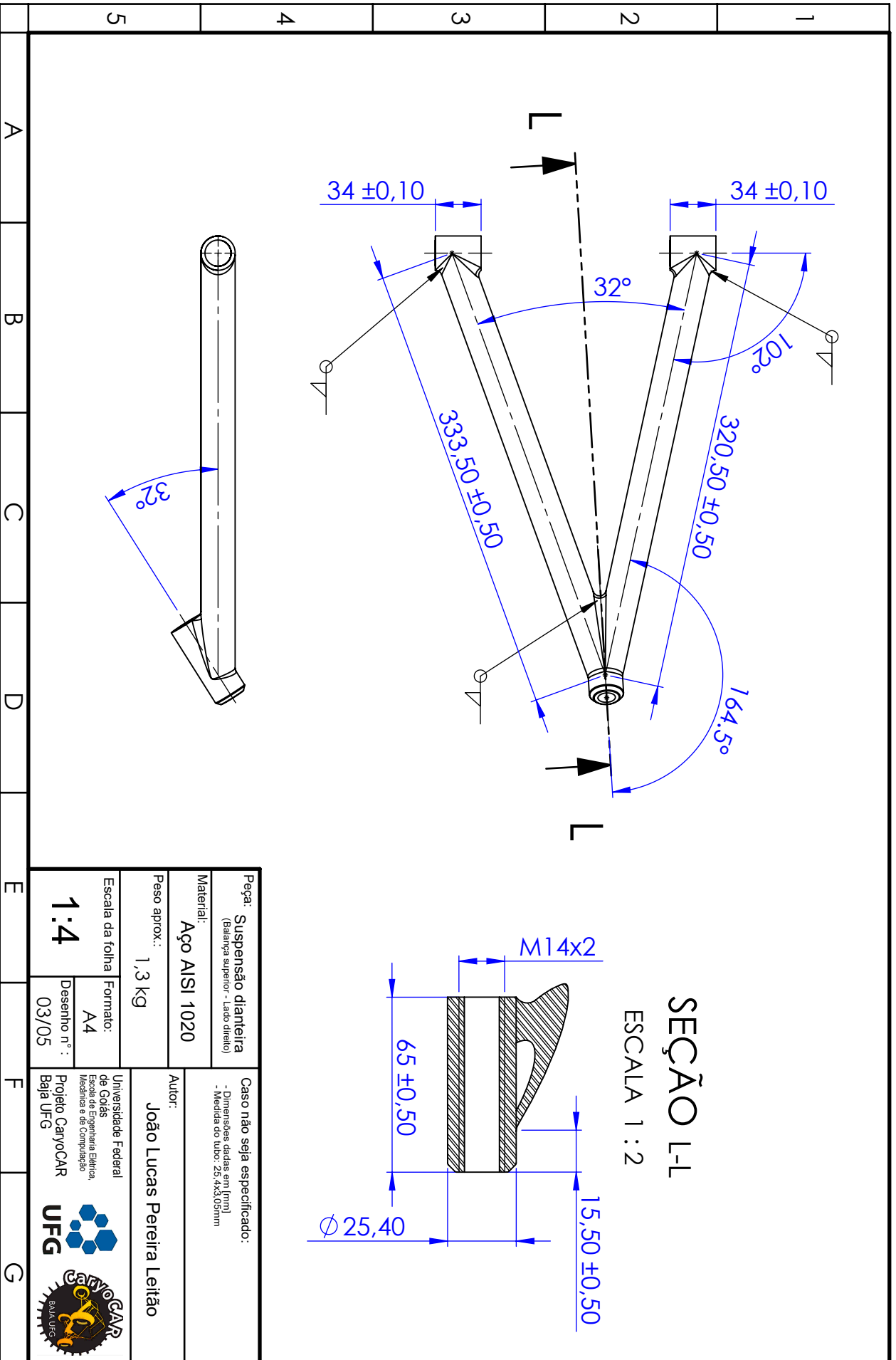
Universidade Federal de Goiás

Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação

Projeto CarvoCAR

Baixa UFG

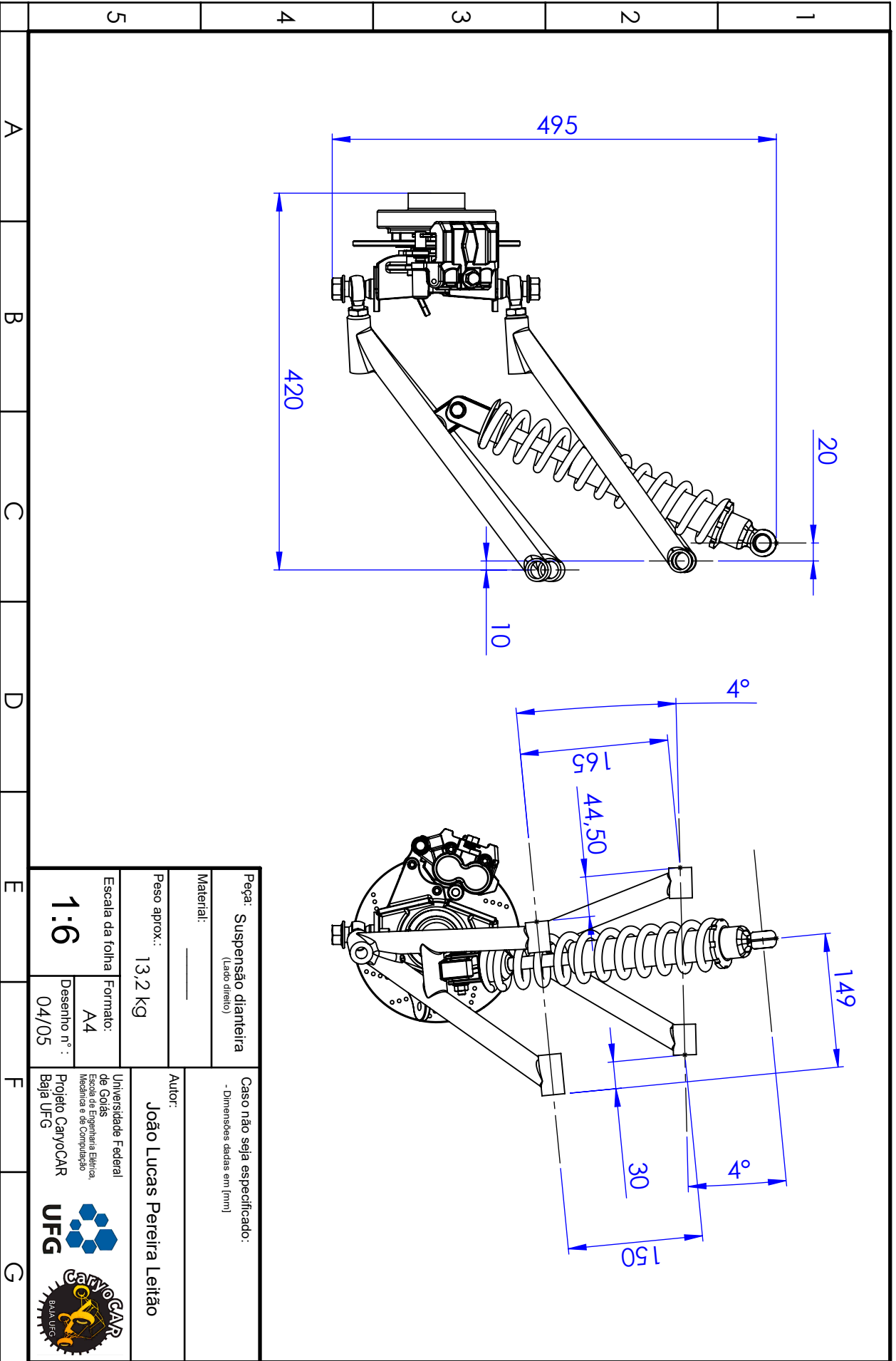


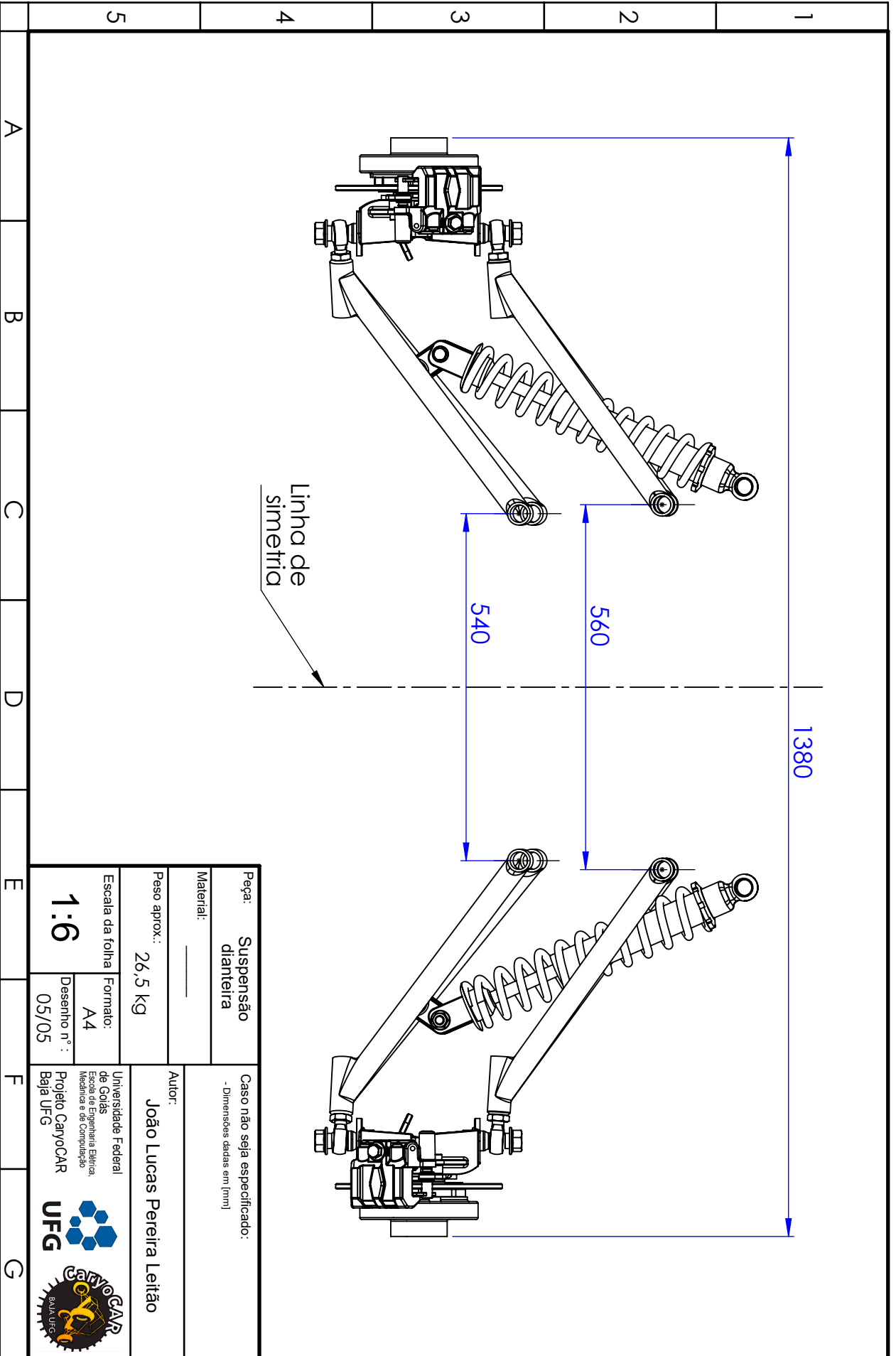


SEÇÃO L-L
 ESCALA 1 : 2

Peça: Suspensão dianteira (Balança superior - Lado direito)		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm] - Medida do tubo: 25,4x3,05mm	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: 1,3 kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CarvoCAR Baja UFG	
Escala da folha 1:4		Formato: A4	Desenho n.º : 03/05

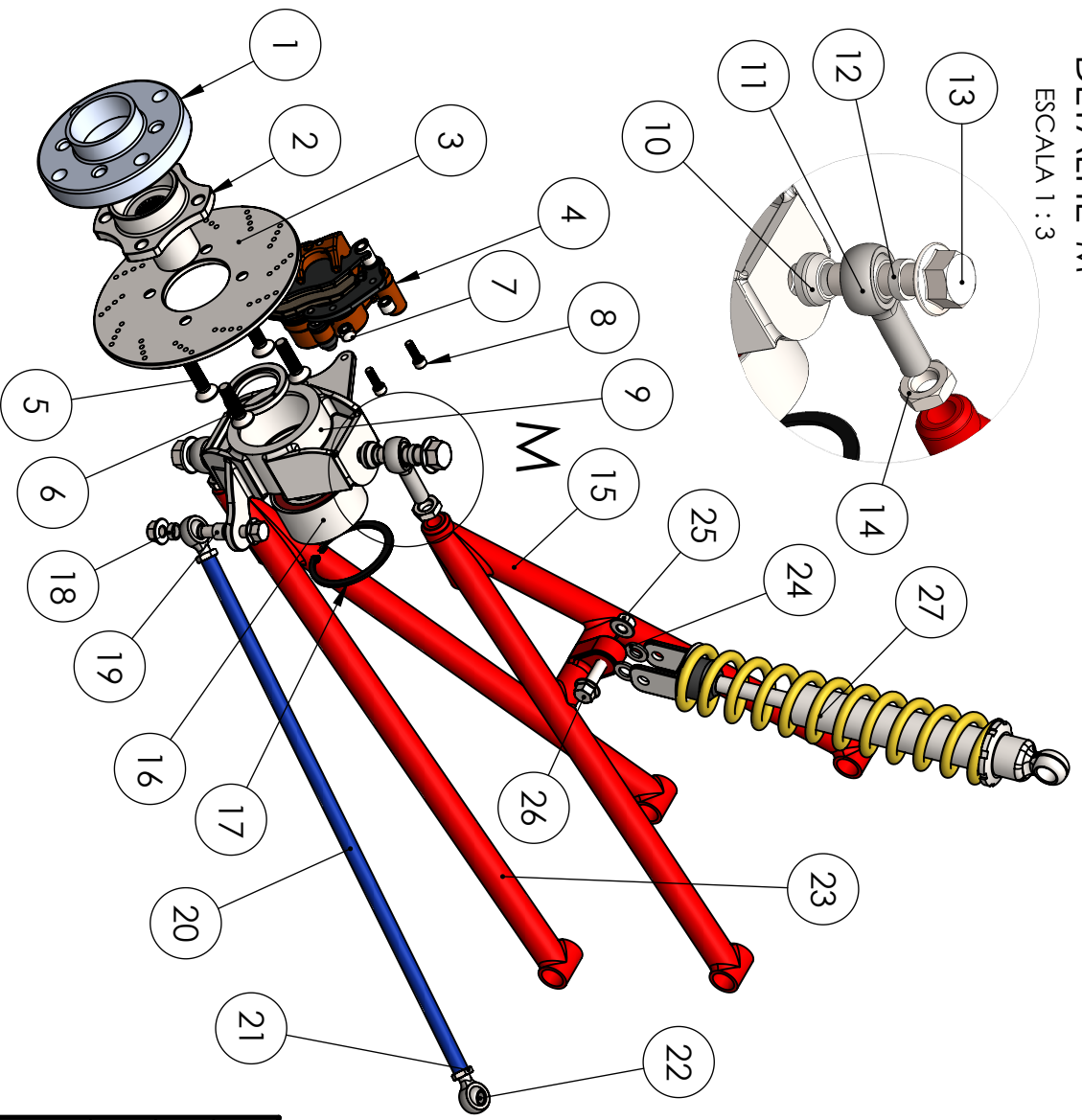






DETALHE M

ESCALA 1 : 3



n°	Designação	Quant.
1	Espaçador da roda	1
2	Cubo da roda	1
3	Disco de freio	1
4	Piñça de freio STX	1
5	Parafuso M8x40 - DIN 7991	4
6	Espaçador rolamento/cubo	1
7	Espaçador da piñça de freio	2
8	Parafuso M6x40 - DIN 912	2
9	Manga de eixo	1
10	Espaçador inferior do terminal	2
11	Terminal rotular M14	2
12	Espaçador superior do terminal	2
13	Parafuso M14x55 - DIN 6921 c/ Porca M14 - DIN 6923	2
14	Porca baixa M14 - DIN 936	2
15	Balança superior	1
16	Rolamento 39x72x37 - Ford Ka	1
17	Anel elástico 72x2,5 - DIN 472	1
18	Espaçador inferior do toe-link	1
19	Espaçador superior do toe-link	1
20	Braço do toe-link	1
21	Porca baixa M10 - DIN 936	2
22	Terminal rotular M10	2
23	Balança inferior	1
24	Arnuela M10x2,5 - DIN 9021	2
25	Porca M10 - DIN 6923	2
26	Parafuso M10x55-26 -DIN 6921	2
27	Amortecedor	1

Peça: Suspensão traseira (Lado direito)

Caso não seja especificado:

Material: _____

Peso aprox.: 13,5 kg

Autor: João Lucas Pereira Leição

Escala da folha: 1:6

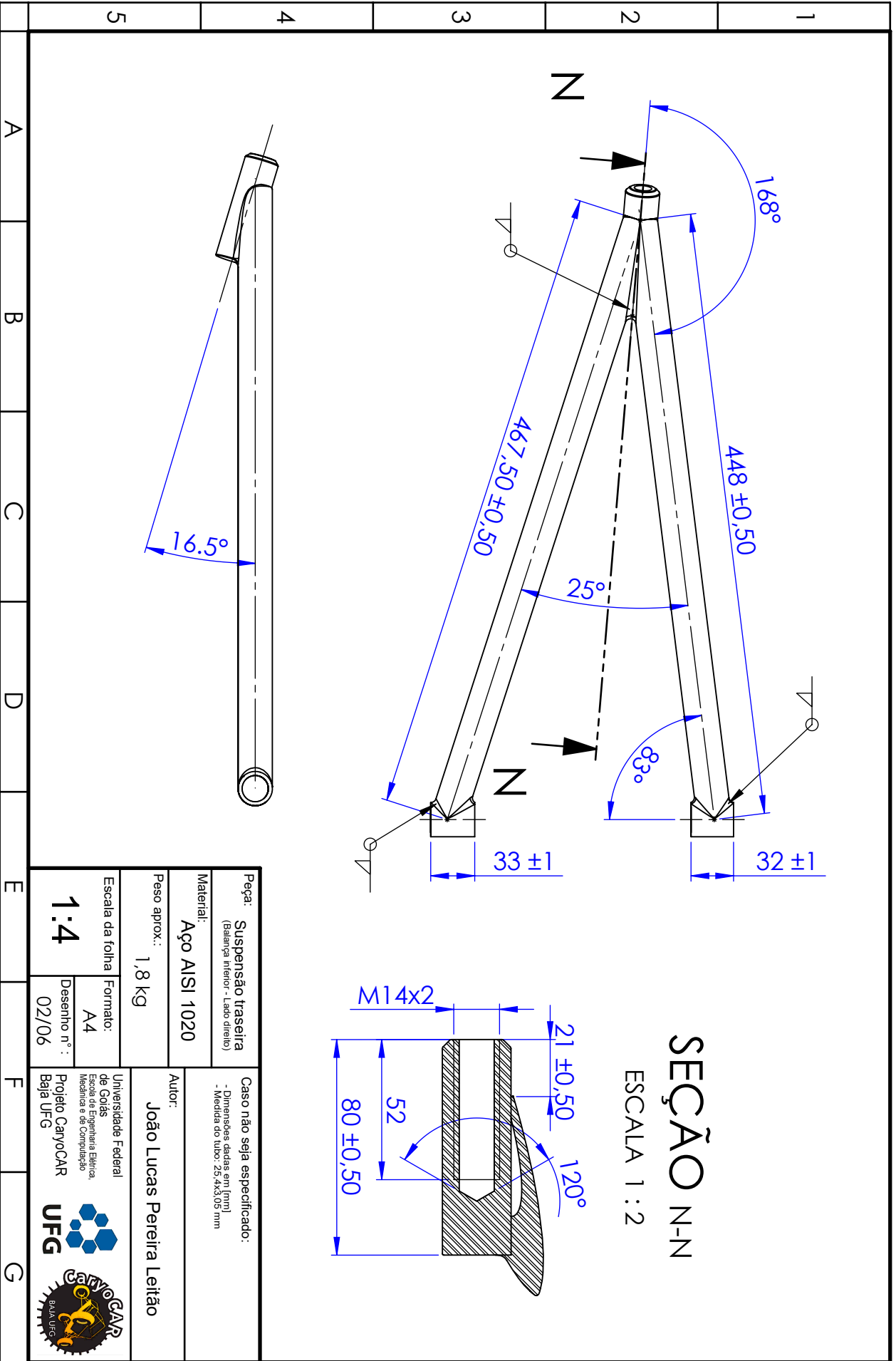
Formato: A4

Desenho n°: 01/06

Universidade Federal de Goiás
Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação

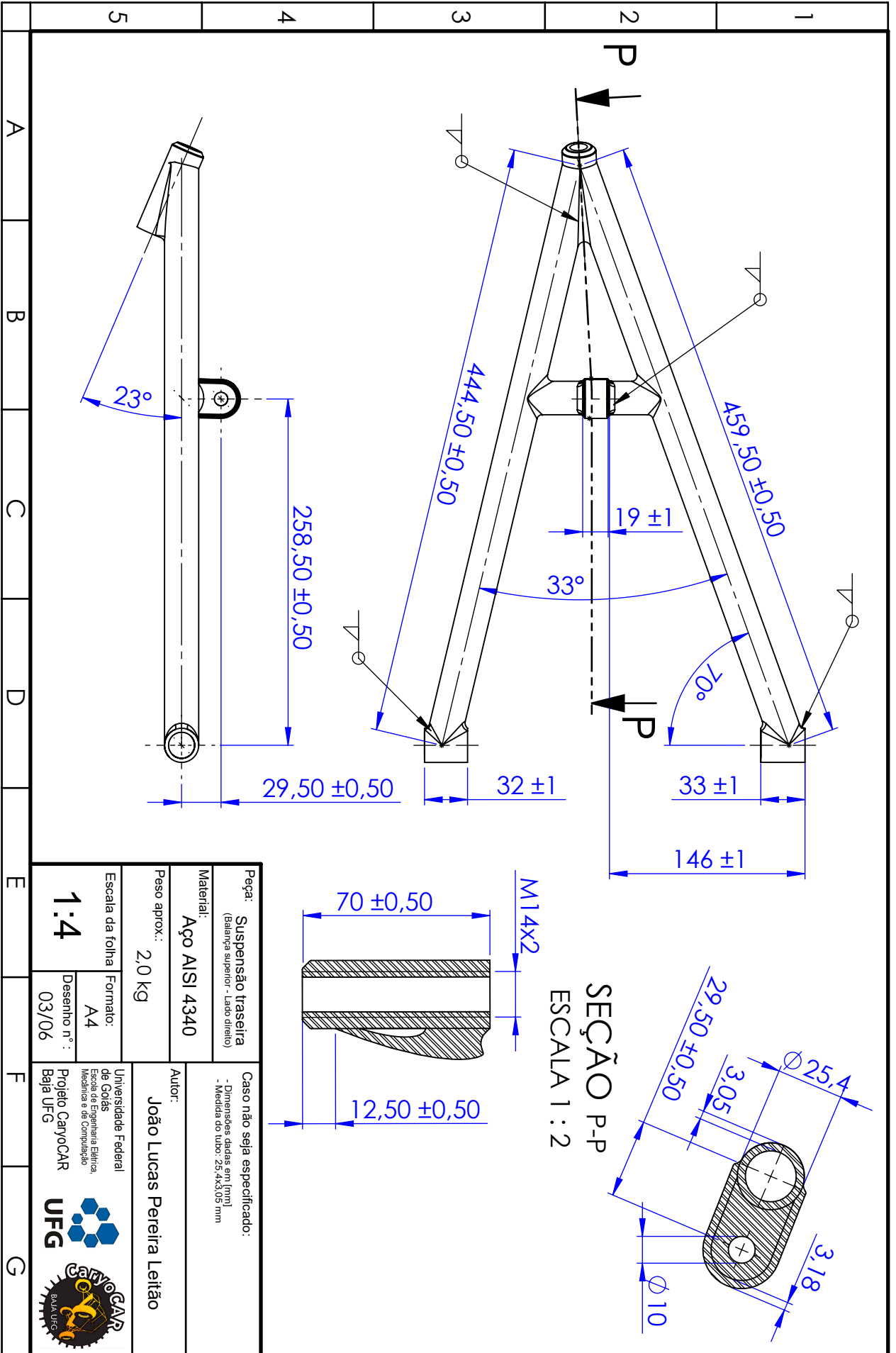
Projeto CarvoCAR
Baixa UFG

A B C D E F G

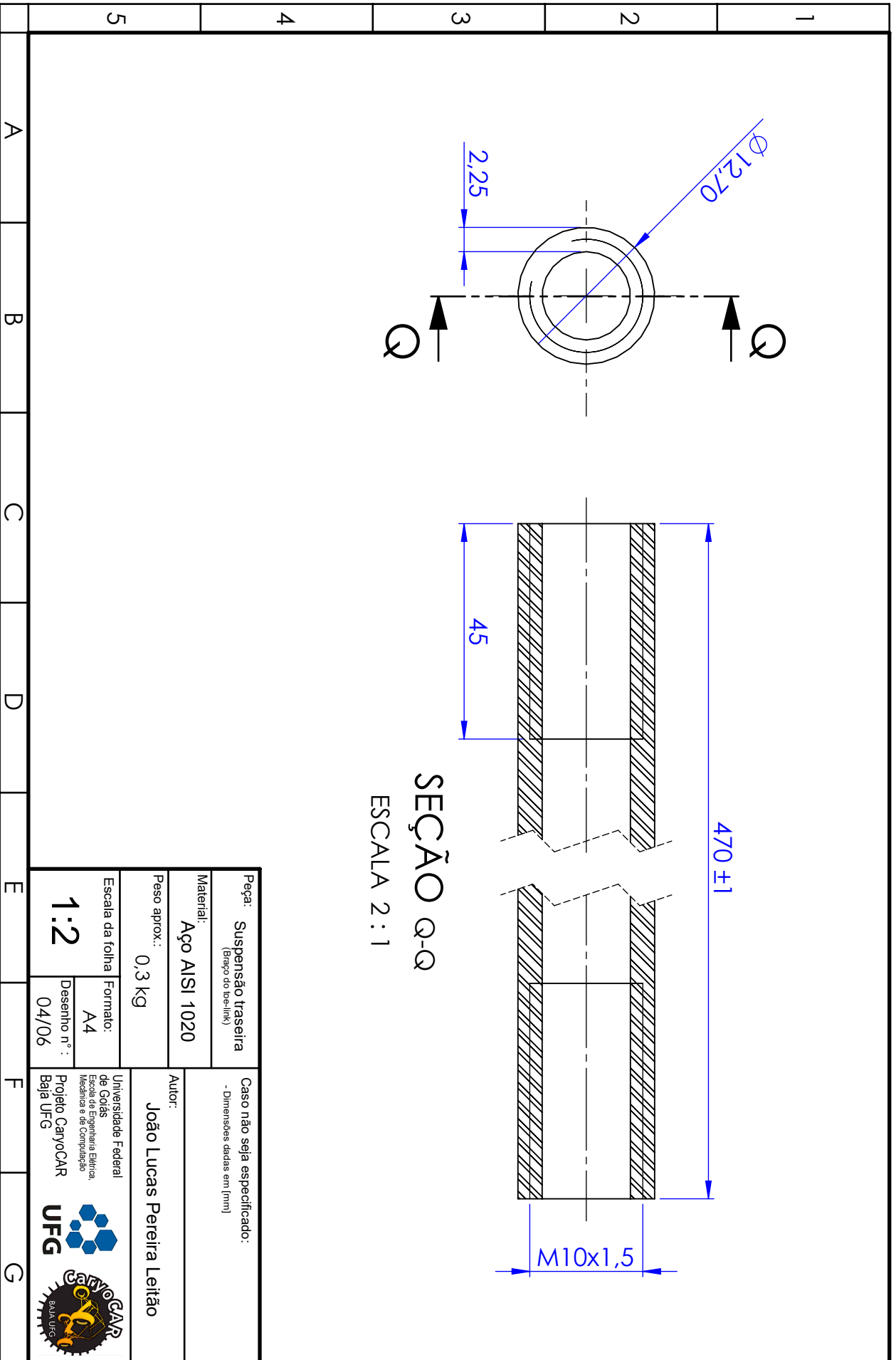


SEÇÃO N-N
ESCALA 1 : 2

Peça: Suspensão traseira (Balança inferior - Lado direito)		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm] - Medida do tubo: 25,4x3,05 mm	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leitião	
Peso aprox.: 1,8 kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha: 1:4		Projeto CarvoCAR Baja UFG	
Formato: A4		UFG	
Desenho n°: 02/06		CarvoCAR BAJA UFG	



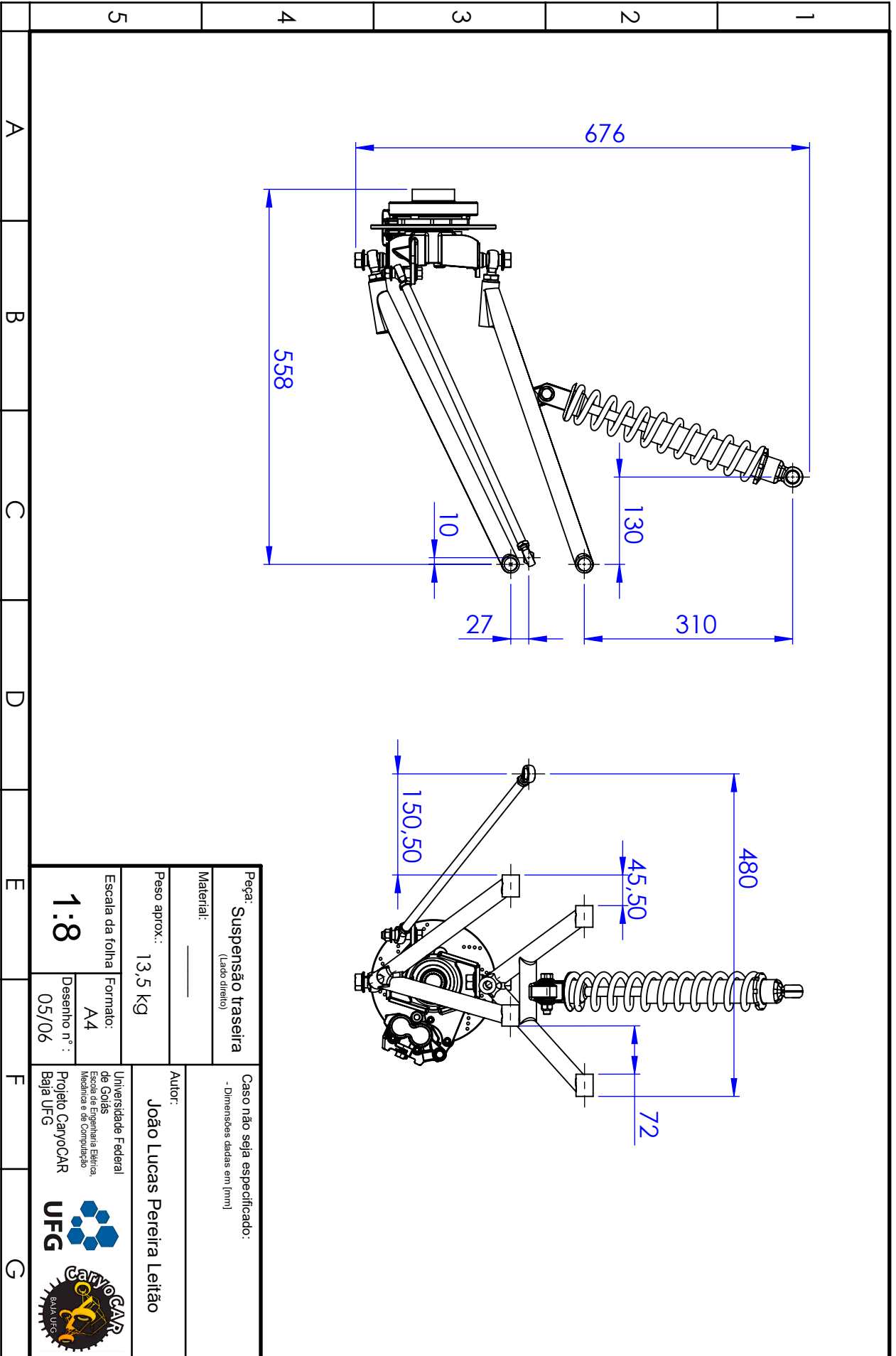
Peça: Suspensão traseira (Balança superior - Lado direito)		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm] - Medida do tubo: 25,4x3,05 mm	
Material: Aço AISI 4340		Autor: João Lucas Pereira Leite	
Peso aprox.: 2,0 kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha: 1:4		Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Formato: A4		UFG	
Desenho n.º: 03/06		CarvoCAR BAIXA UFG	

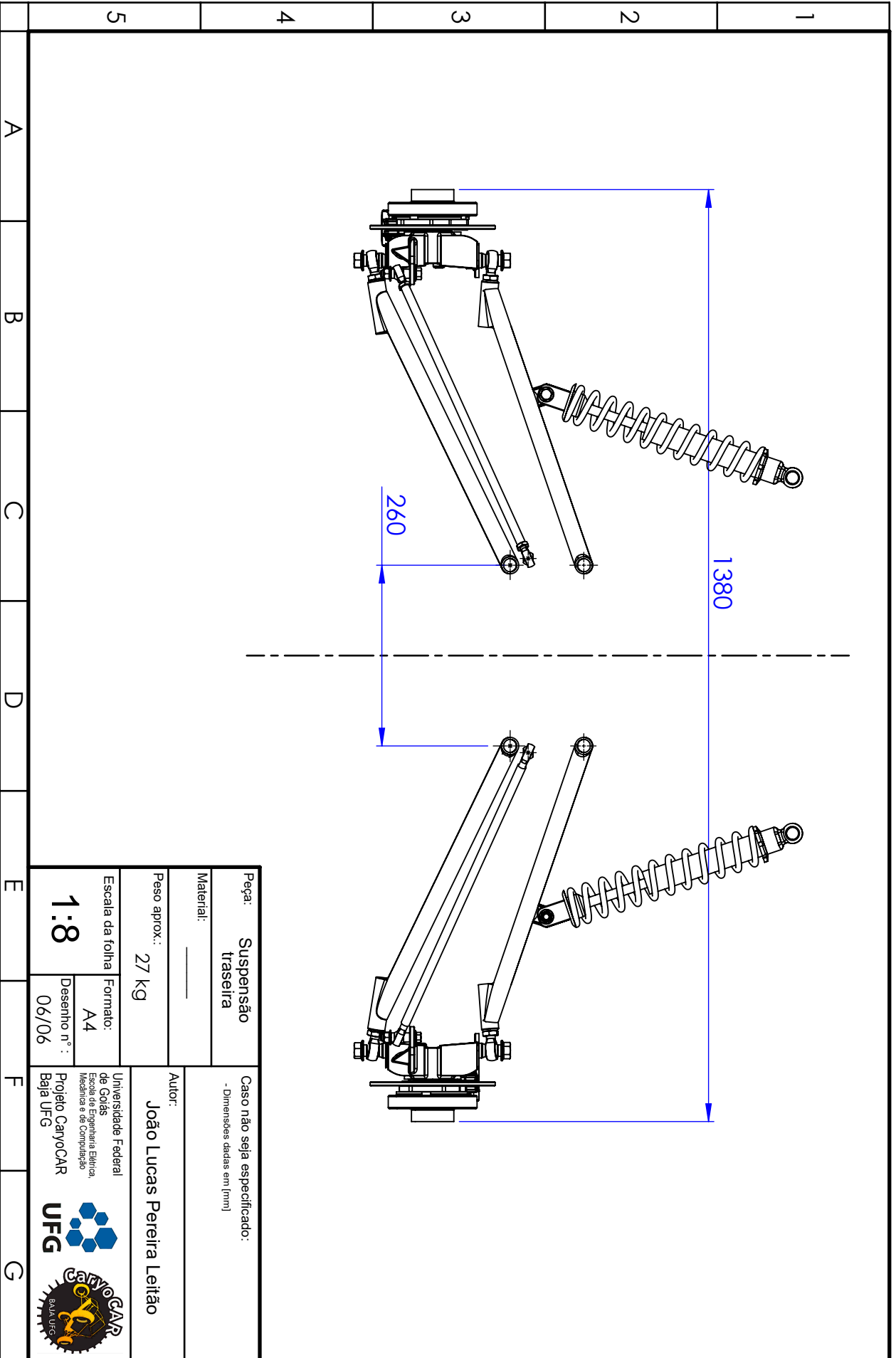


SEÇÃO Q-Q
ESCALA 2 : 1

Peça: Suspensão traseira (Braço do ímã-link)		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm]	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: 0,3 kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CarvoCAR Baja UFG	
Escala da folha 1:2		Formato: A4	Desenho n.º : 04/06





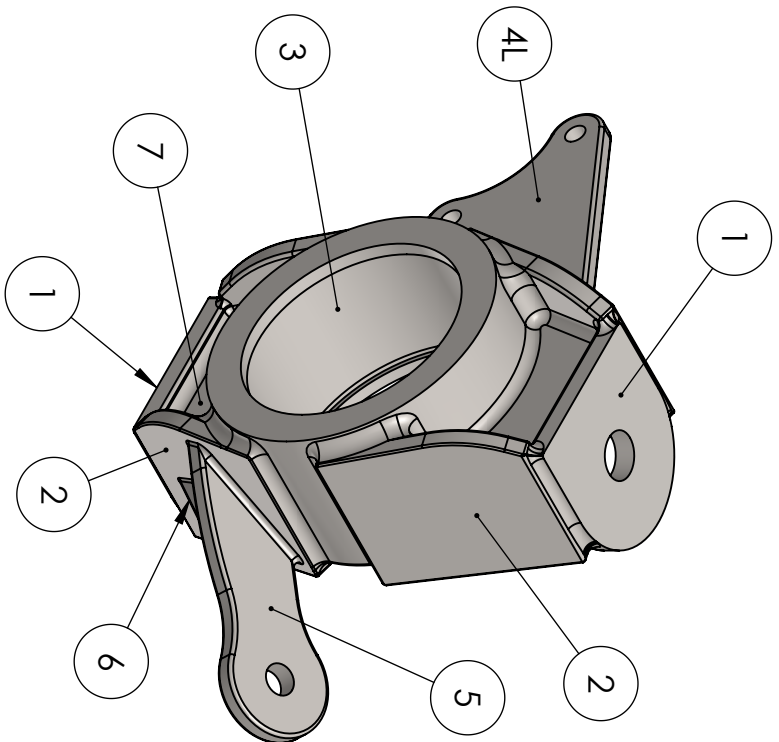
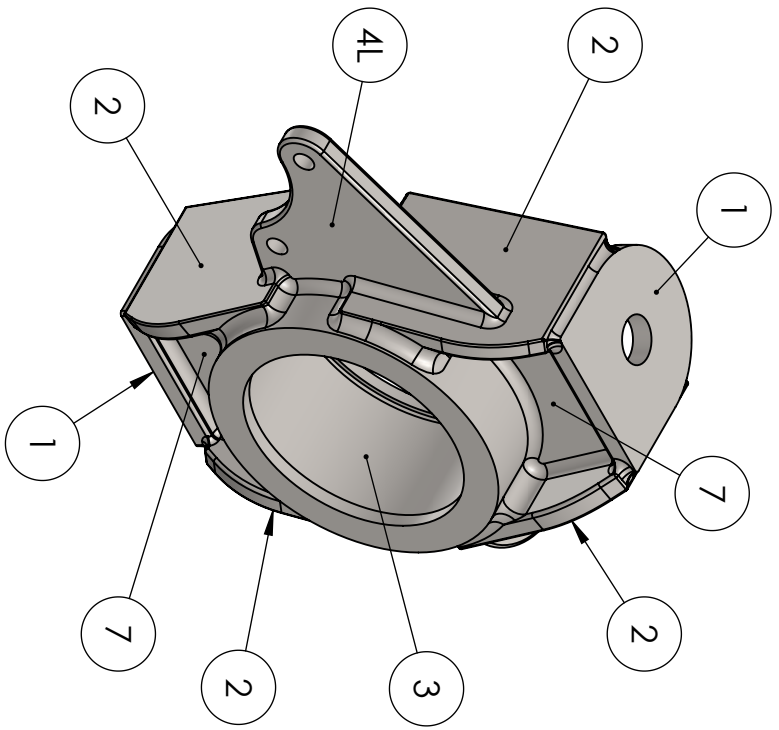


Peça: Suspensão traseira		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm]	
Material: _____		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: 27 Kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha: 1:8		Projeto CarvoCAR Baja UFG	
Formato: A4		UFG	
Desenho n.º: 06/06		CarvoCAR Baja UFG	

1		Quant.:	
	Parte nº:		
1		2	
2		4	
3		1	
4R		1	
5		1	
6		1	
7		2	

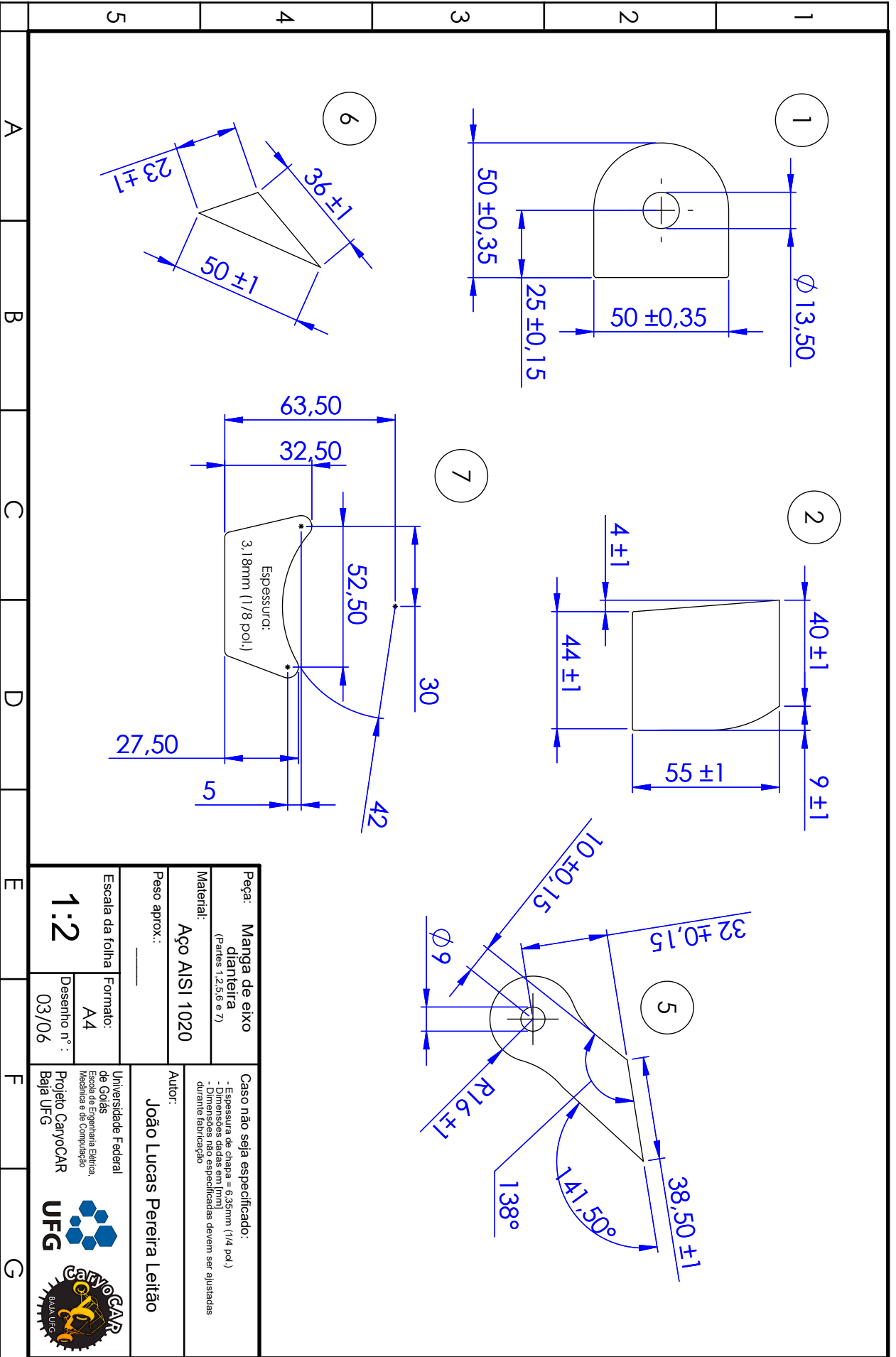
Peça: Manganga de eixo dianteira (Lado direito)	Caso não seja especificado: - Elementos diferentes identificados pelo mesmo número indicam similaridade geométrica
Material: Aço AISI 1020	Autor: João Lucas Pereira Leição
Peso aprox.: 1,5 Kg	Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação
Escala da folha: 1:2	Formato: A4
Desenho n.º: 01/06	Projeto CaryoCAR Baixa UFG

Parte nº:	Quant.:
1	2
2	4
3	1
4L	1
5	1
6	1
7	2

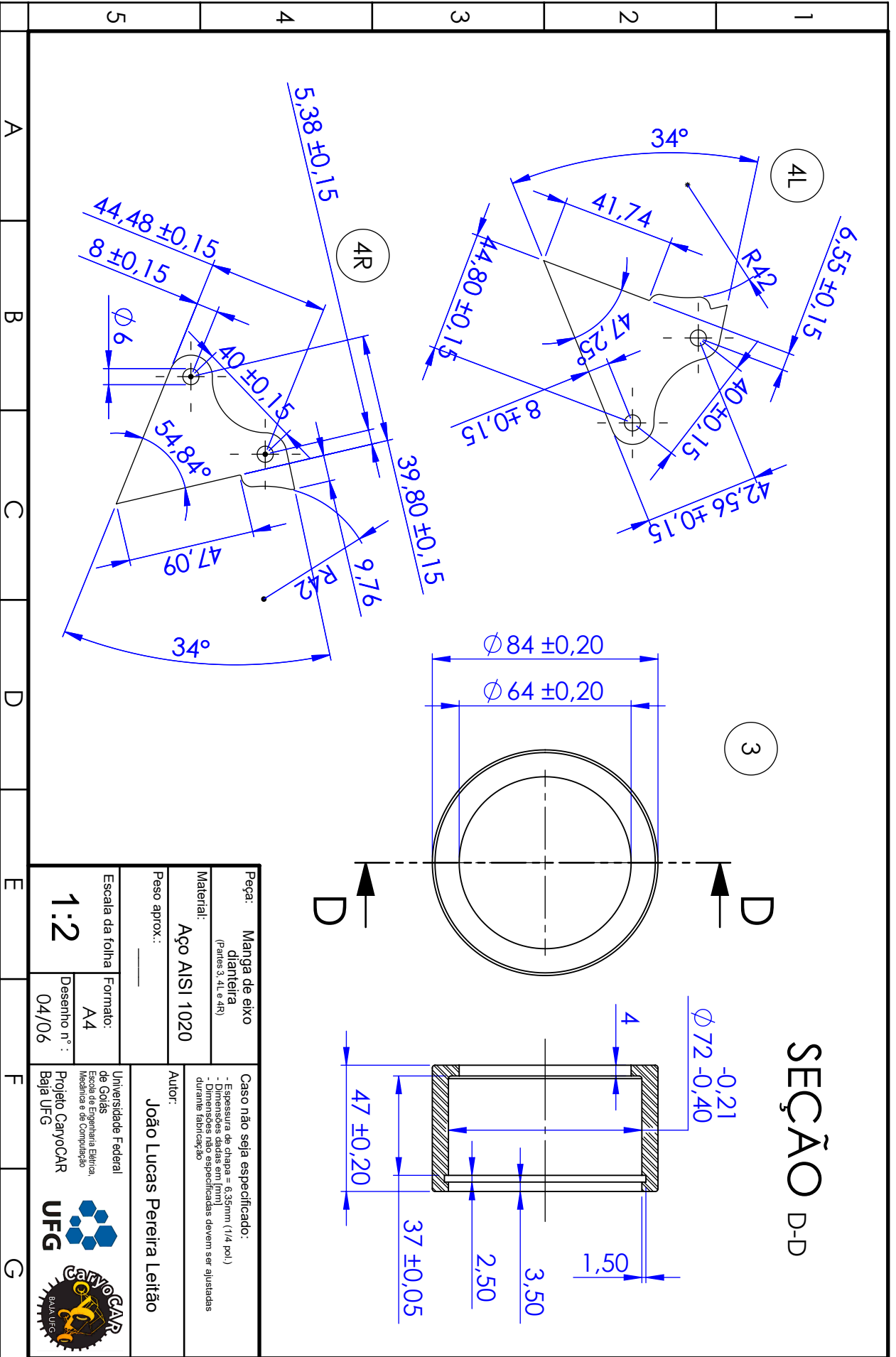


Peça: Manga de eixo dianteira (Lado esquerdo)		Caso não seja especificado: - Elementos diferentes identificados pelo mesmo número indicam similitude geométrica	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: 1,5 Kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha 1:2		Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Formato: A4			
Desenho n°: 02/06			

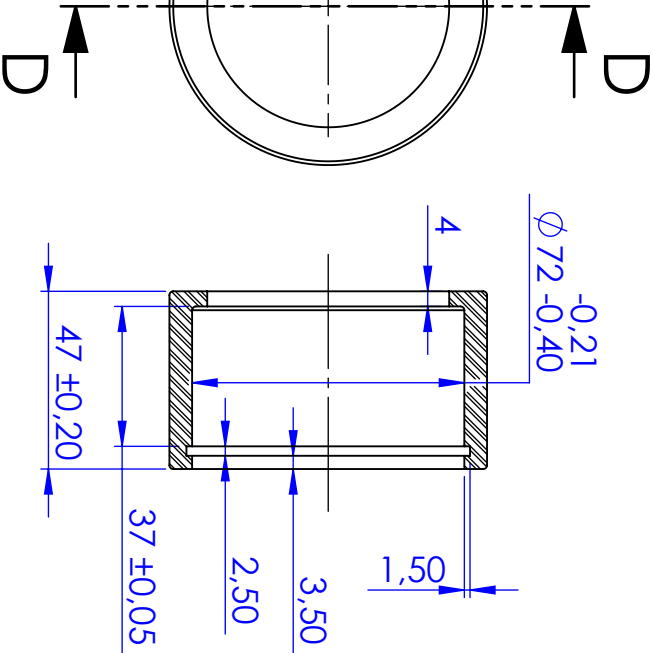
A B C D E F G



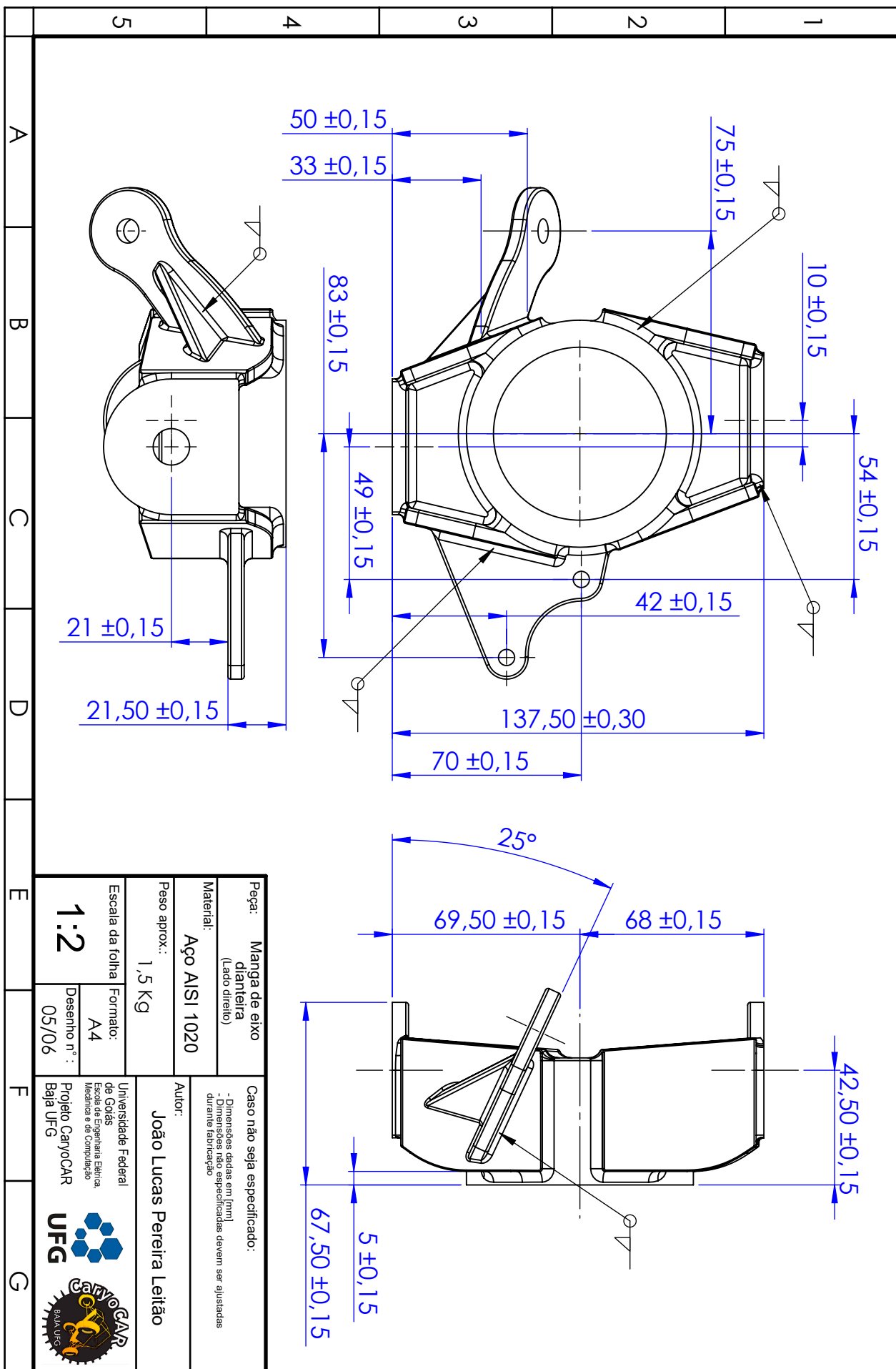
Peça: Manga de eixo dianteira <small>(Partes 1, 2, 5, 6 e 7)</small>		Caso não seja especificado: - Espessura de chapa = 6,35mm (1/4 pol.) - Dimensões dadas em [mm] - Dimensões não especificadas devem ser ajustadas durante fabricação.	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leitião	
Peso aprox.: _____		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Escala da folha: 1:2	Formato: A4	UFG	
Desenho n.º: 03/06		CarvoCAR BAIXA UFG	

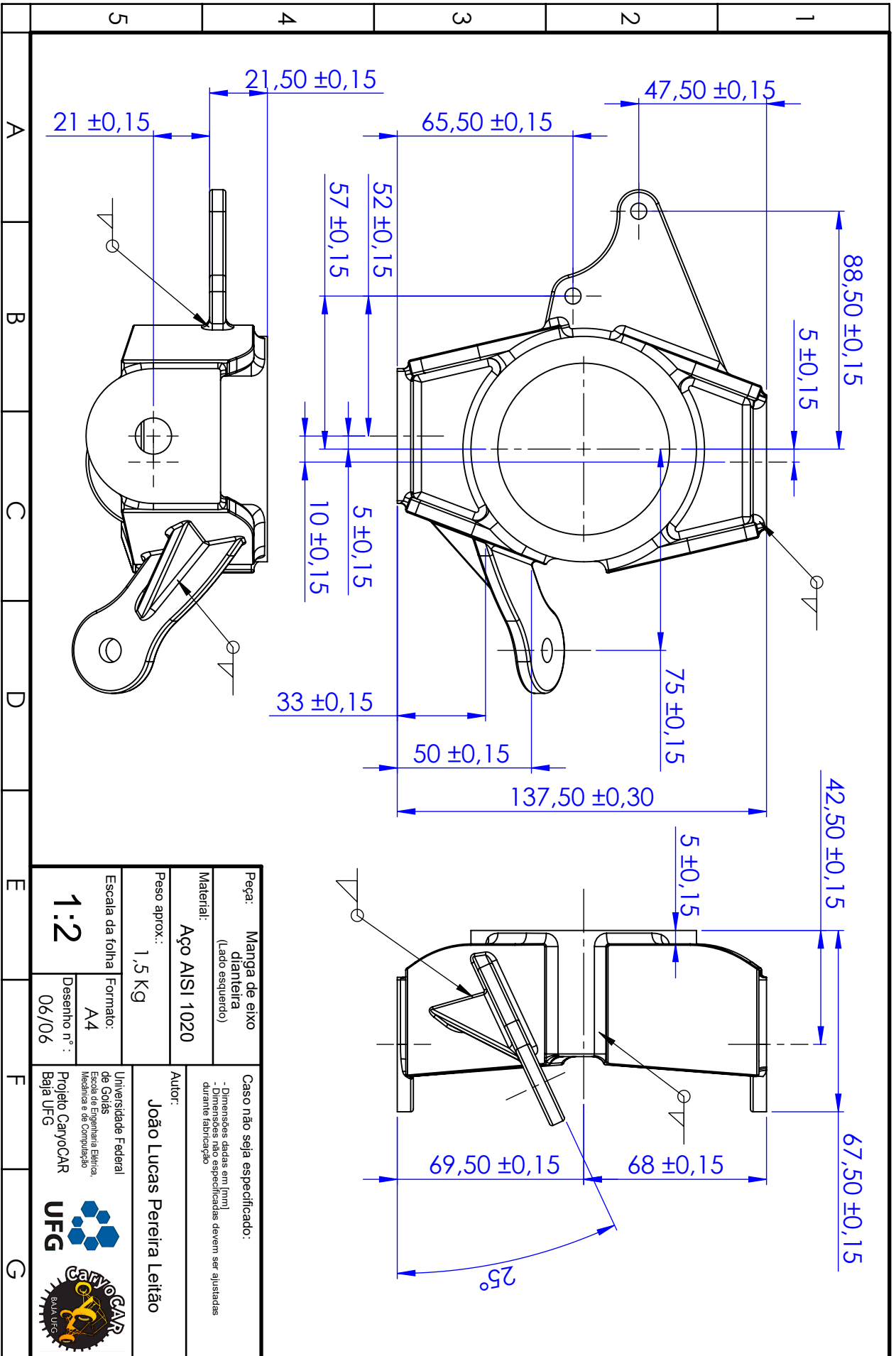


SEÇÃO D-D

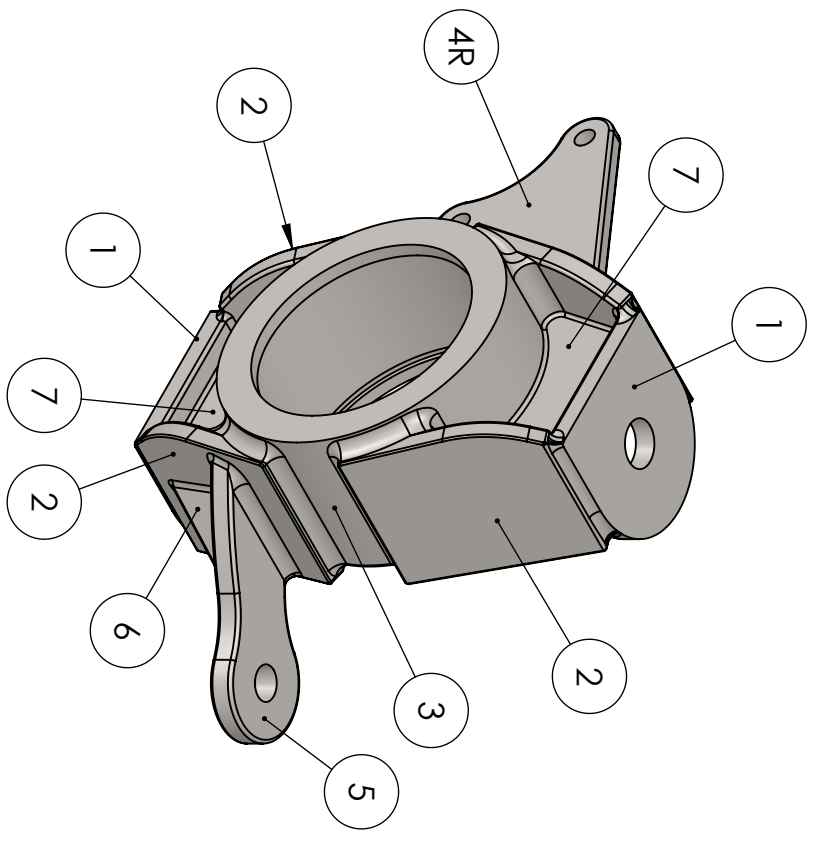
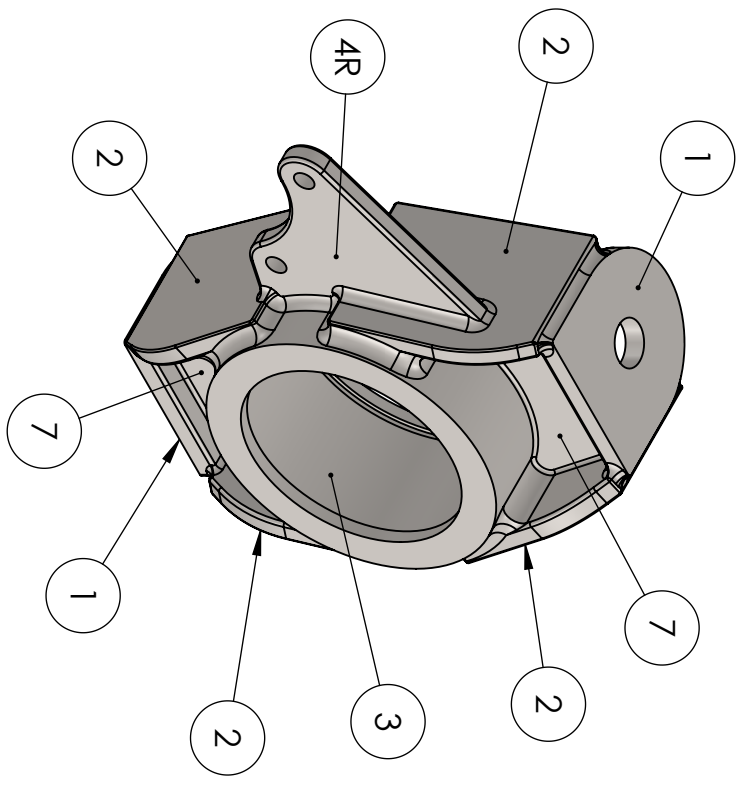


Peça: Manga de eixo dianteira (Partes 3, 4L e 4R)		Caso não seja especificado: - Espessura de chapas = 6,35mm (1/4 pol.) - Dimensões dadas em (mm) - Dimensões não especificadas devem ser ajustadas durante fabricação.	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: _____		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha: 1:2		Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Formato: A4		UFG	
Desenho n.º: 04/06		CarvoCAR BAIXA UFG	





Parte nº:	Quant.:
1	2
2	4
3	1
4R	1
5	1
6	1
7	2

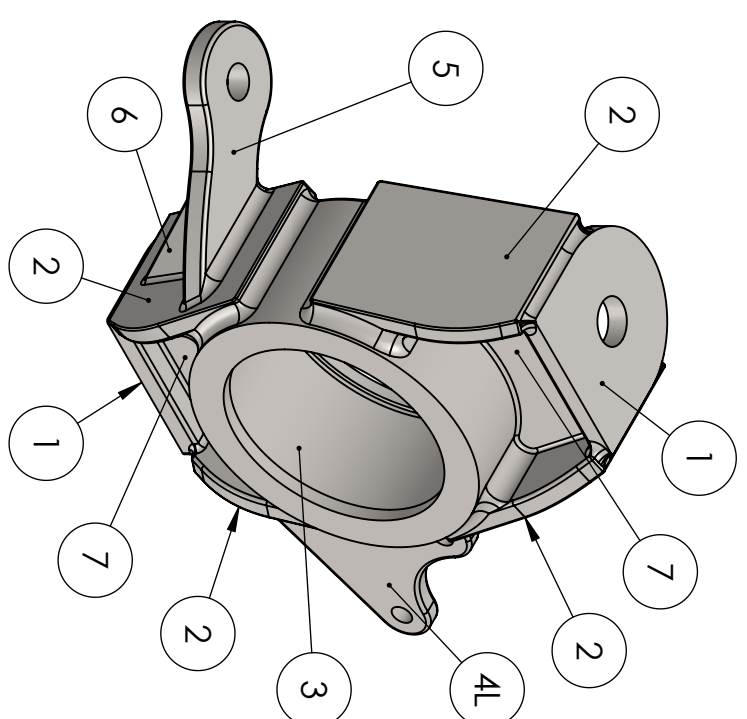
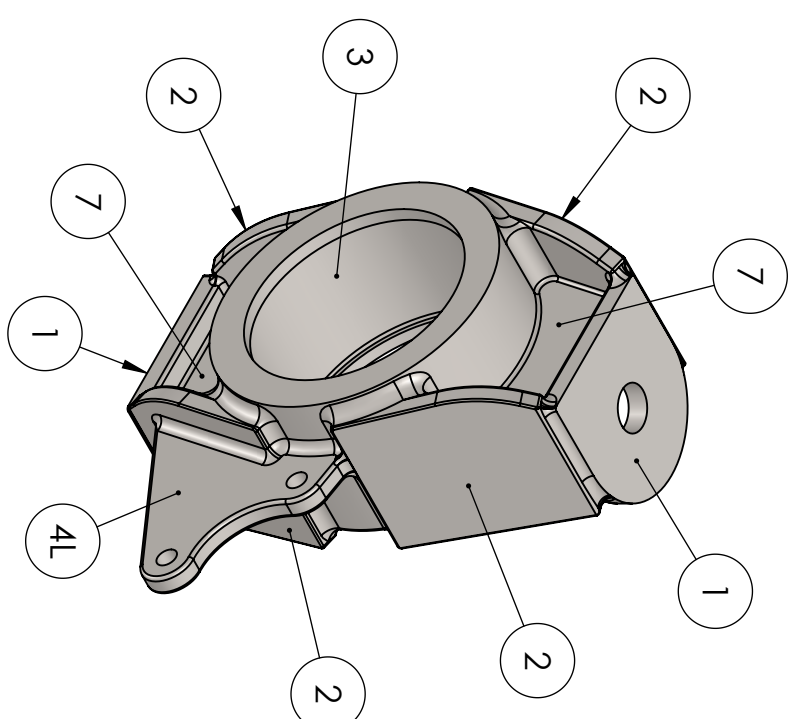


Peça: Manga de eixo traseira (Lado direito)		Caso não seja especificado: - Elementos diferentes identificados pelo mesmo número indicam similaridade geométrica	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: 1,5 Kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Escala da folha: 1:2		Formato: A4	
Desenho n.º: 01/06			


A B C D E F G

1		
2		
3		
4		
5		


Parte nº:	Quant.:
1	2
2	4
3	1
4L	1
5	1
6	1
7	2

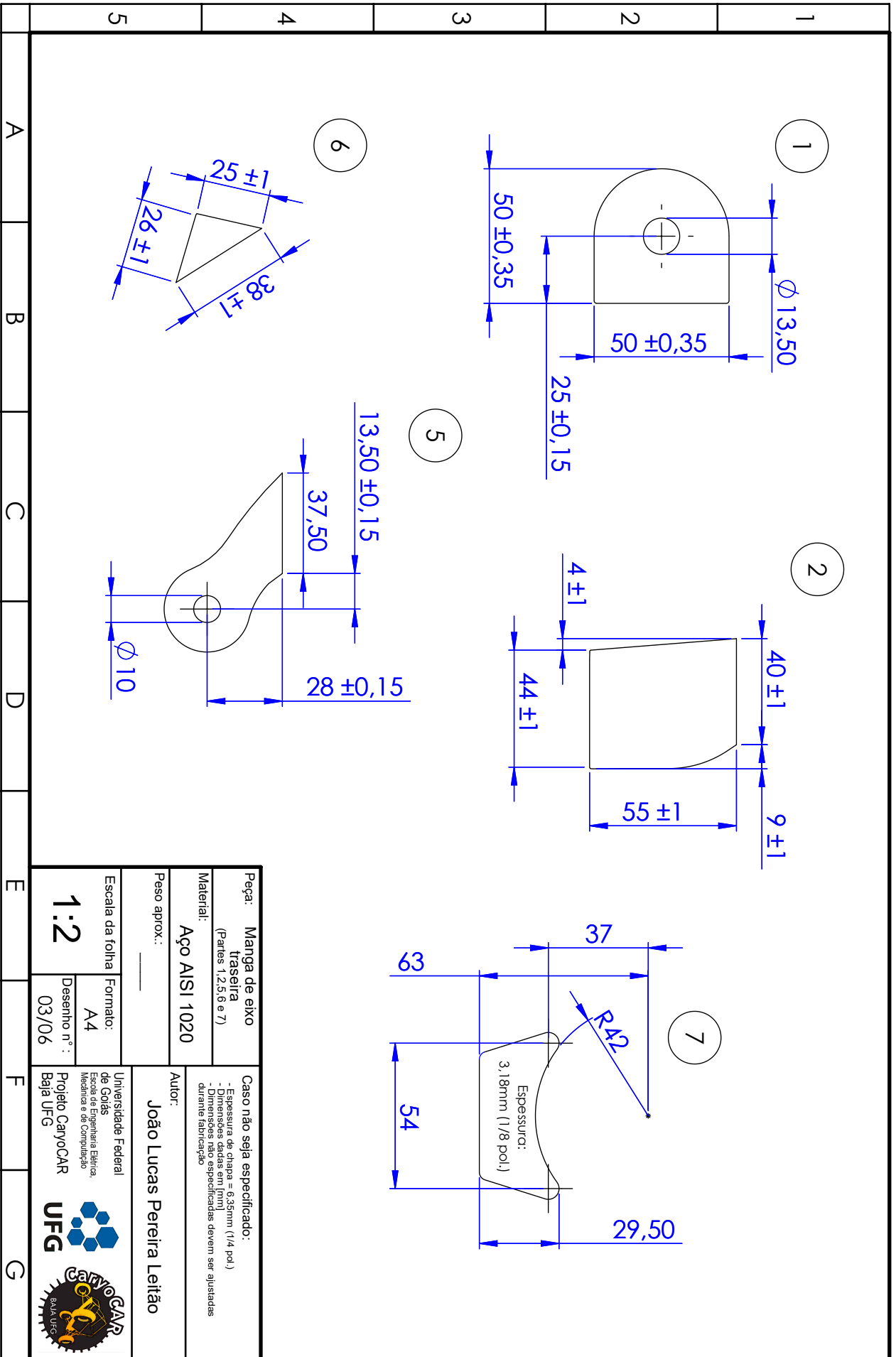
<p>Peça: Mangra de eixo traseira (Lado esquerdo)</p> <p>Material: Aço AISI 1020</p> <p>Peso aprox.: 1,5 Kg</p> <p>Escala da folha: 1:2</p> <p>Formato: A4</p> <p>Desenho n.º: 02/06</p>	<p>Caso não seja especificado: - Elementos diferentes identificados pelo mesmo número indicam similaridade geométrica</p> <p>Autor: João Lucas Pereira Leitião</p> <p>Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CaryoCAR Baixa UFG</p>
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------



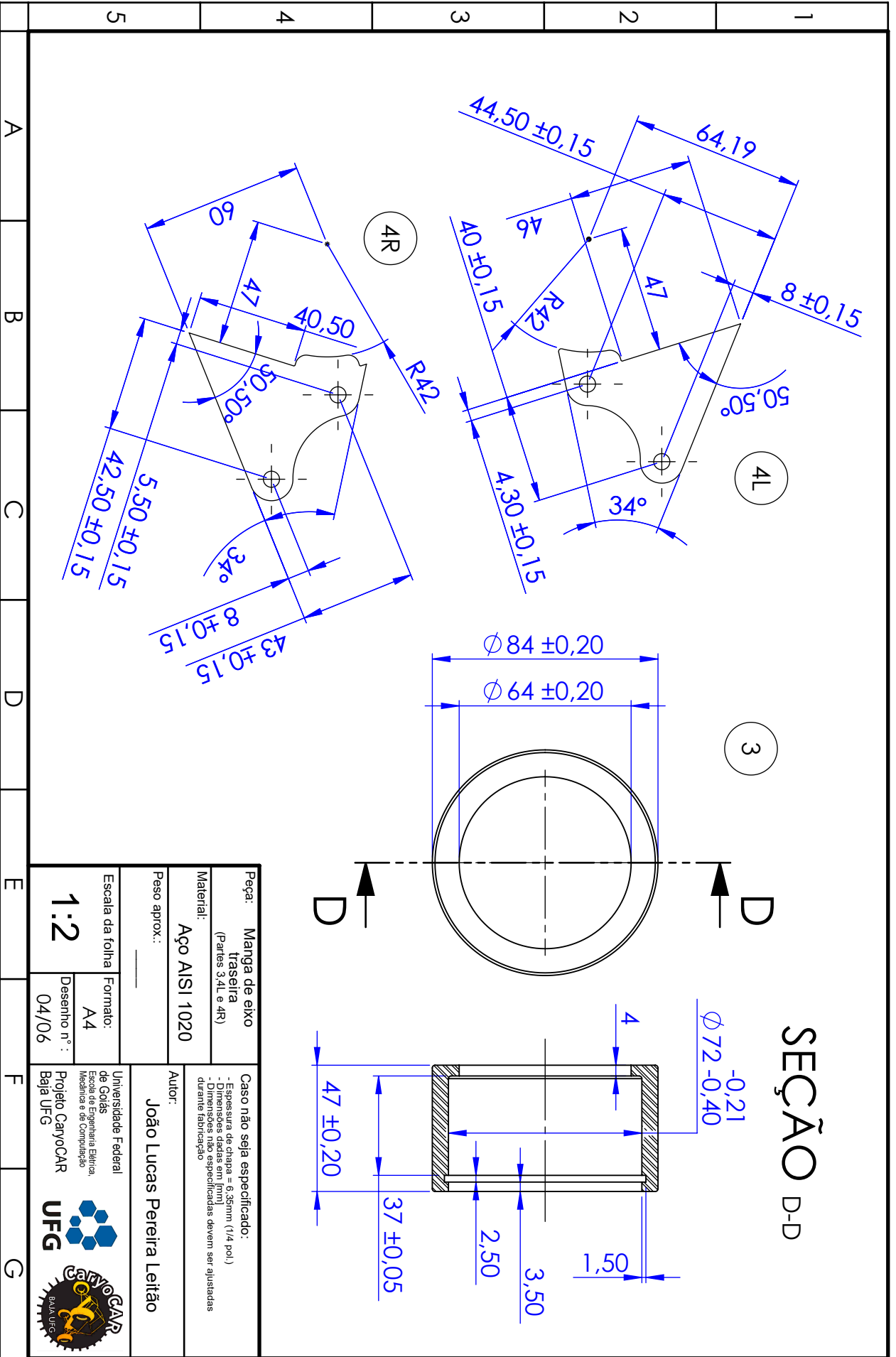
UFG



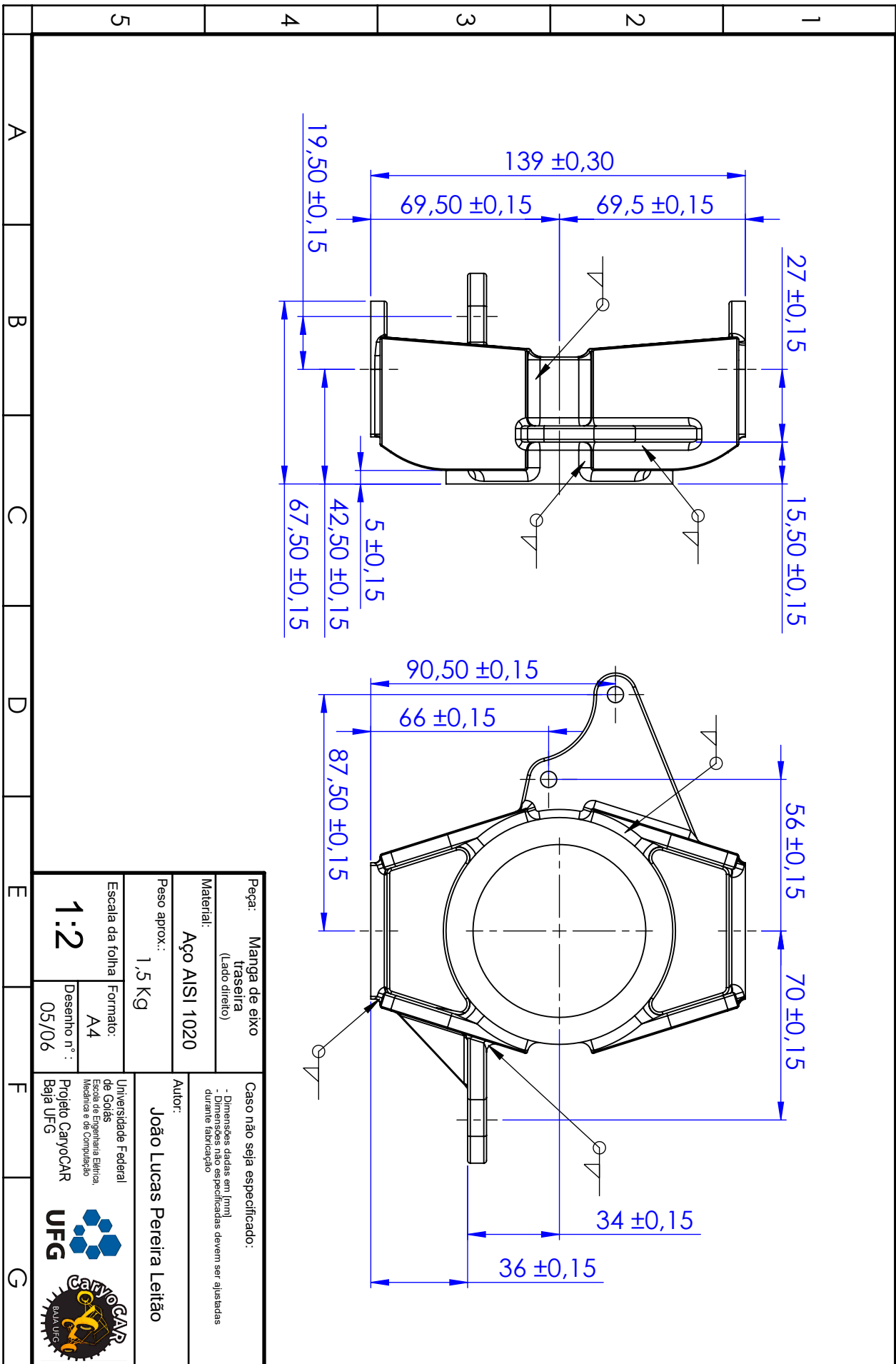
CaryoCAR
BAIXA UFG

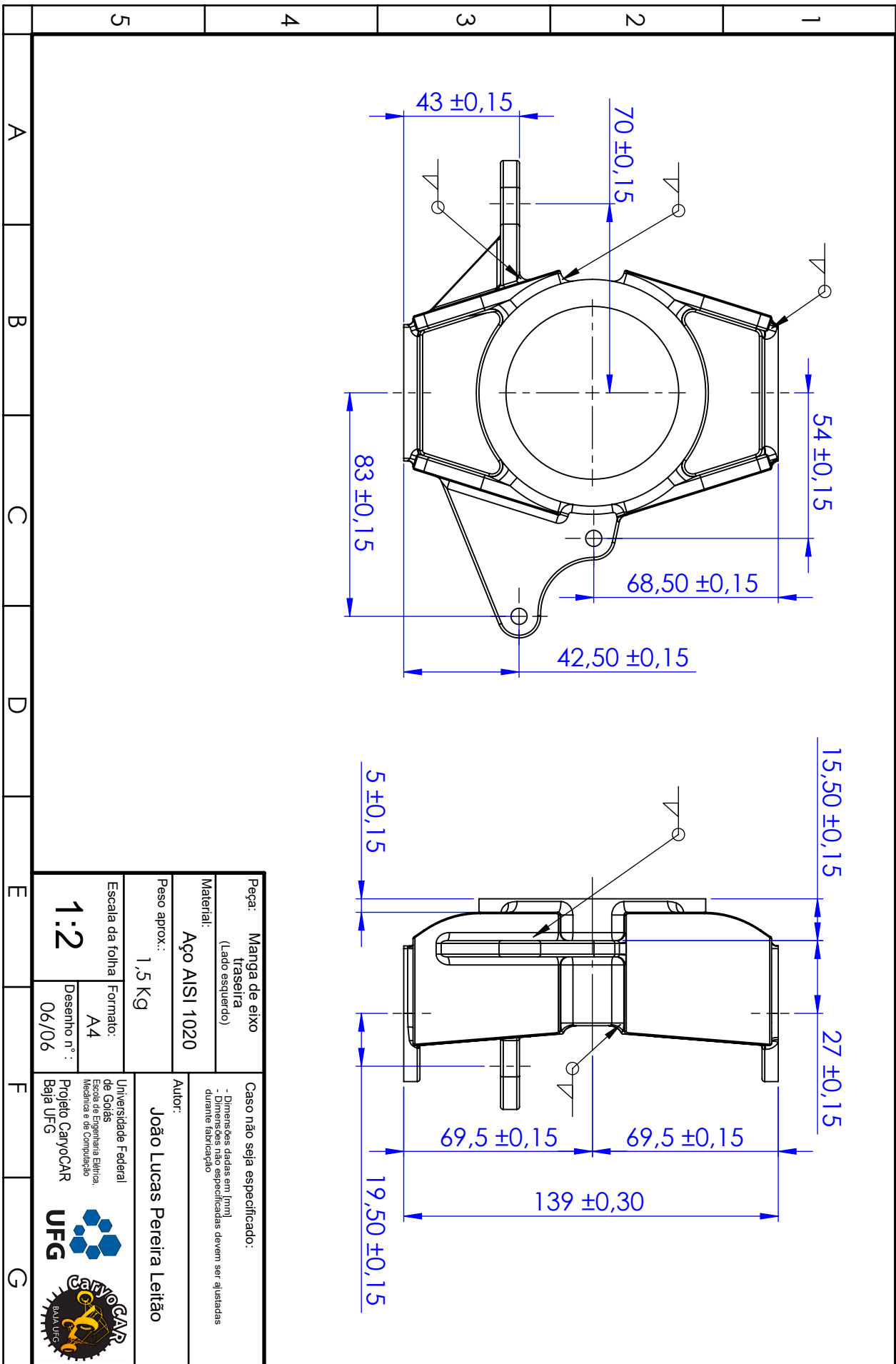


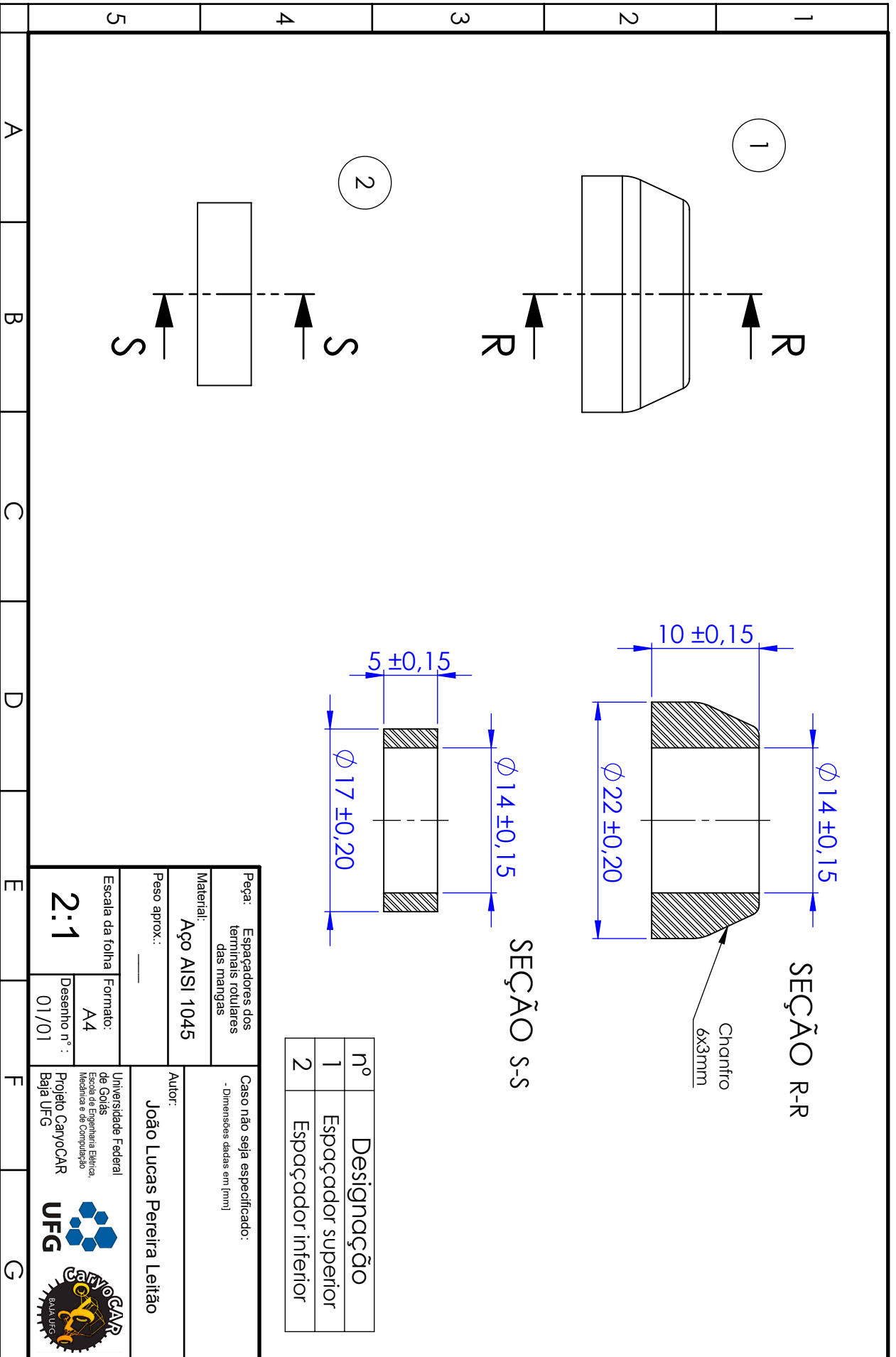
Peça: Manga de eixo traseira (Partes 1, 2, 5, 6 e 7)		Caso não seja especificado: - Espessura de chapa = 6,35mm (1/4 pol.) - Dimensões dadas em [mm] - Dimensões não especificadas devem ser ajustadas durante fabricação	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: _____		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha: 1:2		Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Formato: A4		UFG	
Desenho n°: 03/06		CarvoCAR BAIXA UFG	



Peça: Manga de eixo Traseira (Partes 3, 4L e 4R)		Caso não seja especificado: - Espessura de chapa = 6,35mm (1/4 pol.) - Dimensões dadas em [mm] - Dimensões não especificadas devem ser ajustadas durante fabricação	
Material: Aço AISI 1020		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: _____		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha: 1:2		Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Formato: A4		UFG	
Desenho n.º: 04/06		CarvoCAR BAIXA UFG	





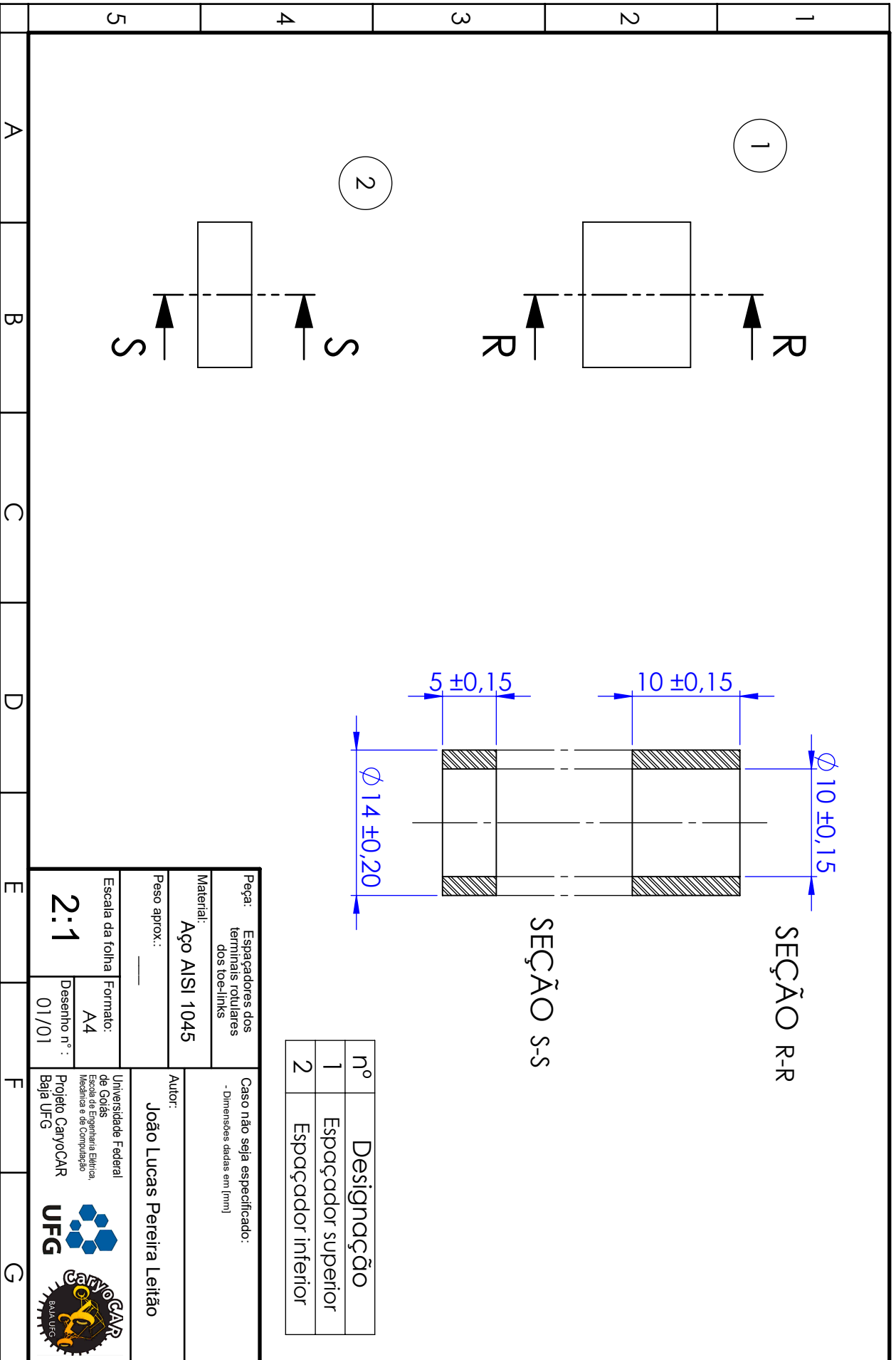


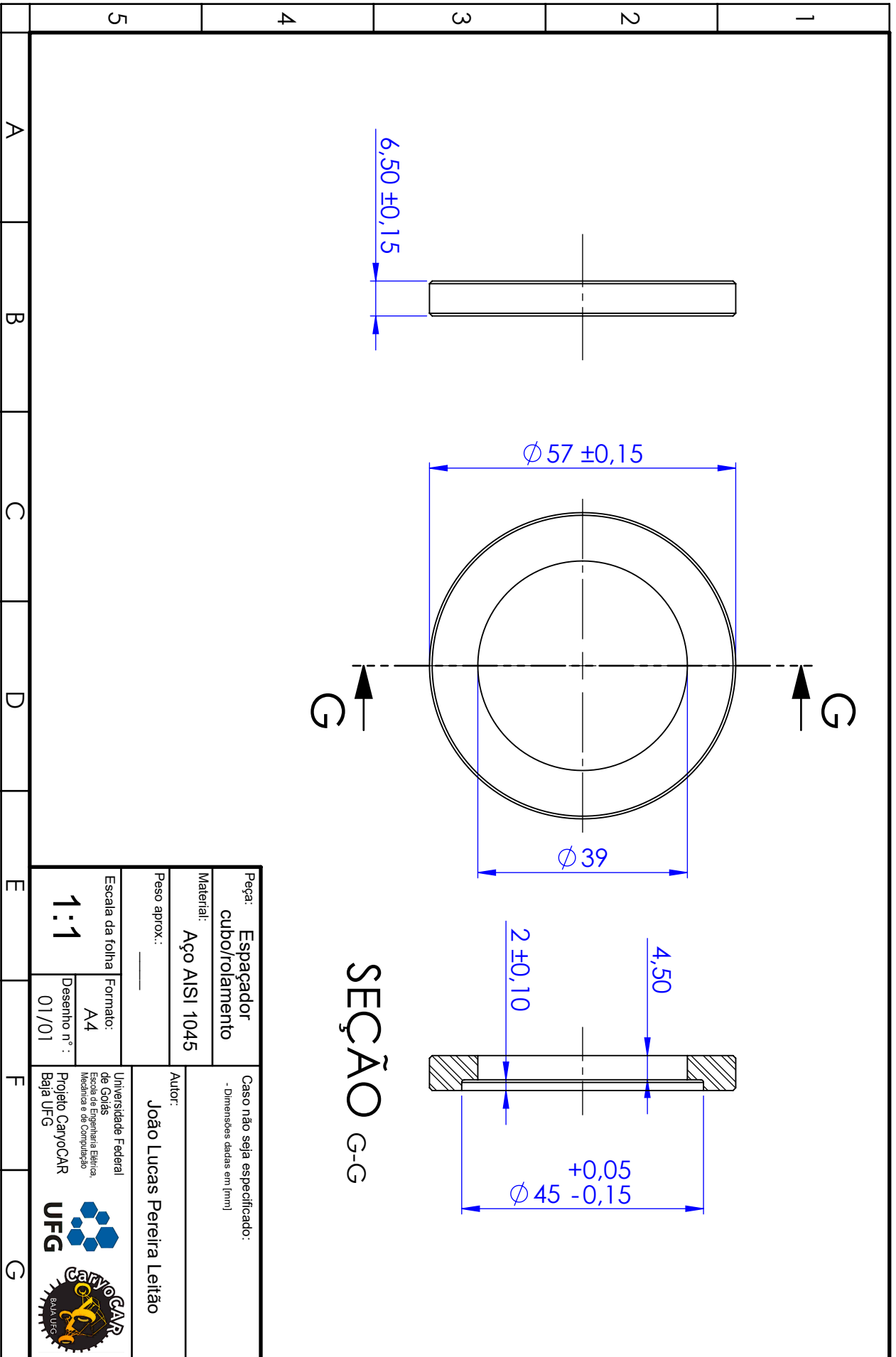
SEÇÃO R-R

SEÇÃO S-S

nº	Designação
1	Espaçador superior
2	Espaçador inferior

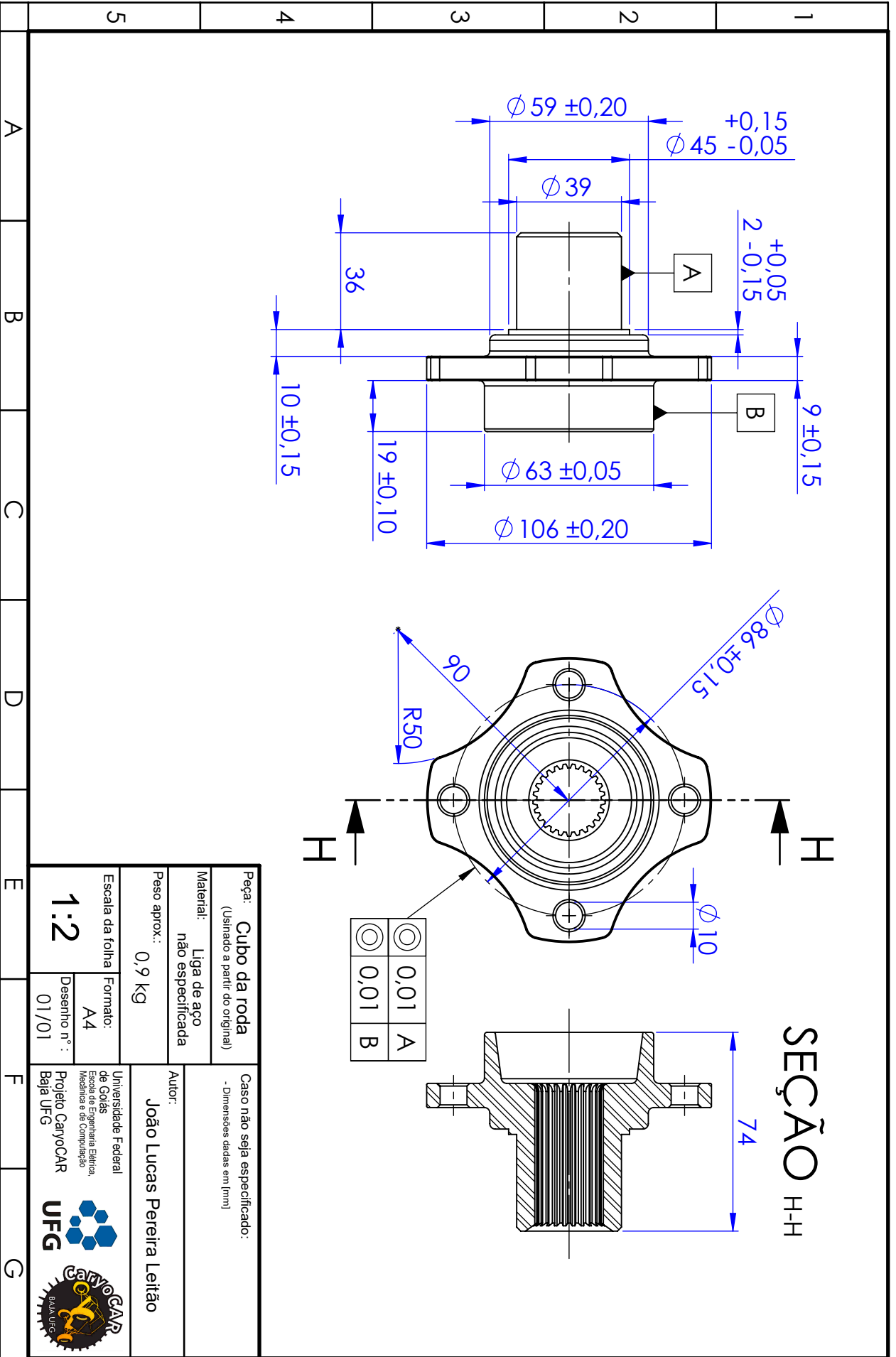
Peça: Espaçadores dos terminais rolulares das mangas	Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm]
Material: Aço AISI 1045	Autor: João Lucas Pereira Leitião
Peso aprox.: _____	Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação
Escala da folha: 2:1	Projeto CarvoCAR - Baixa UFG
Formato: A4	UFG
Desenho n.º: 01/01	CarvoCAR BAIXA UFG



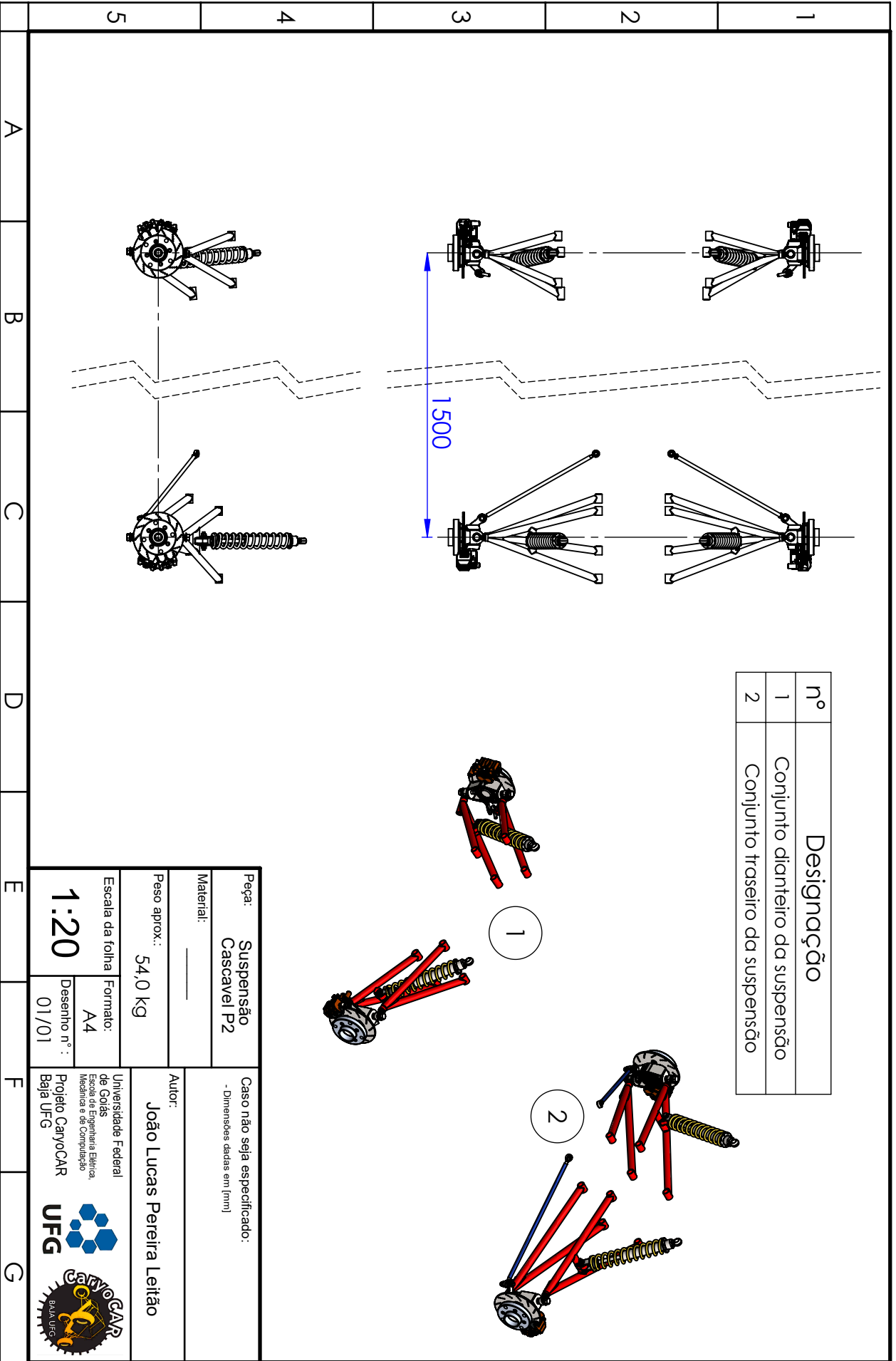


SEÇÃO G-G



Peça: Espaçador cubo/rolamento		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm]	
Material: Aço AISI 1045		Autor: João Lucas Pereira Leirão	
Peso aprox.: _____		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação	
Escala da folha 1:1	Formato: A4	Projeto CarvoCAR Baixa UFG	UFG
Desenho n.º : 01/01		UFG 	



Peça: Cubo da roda (Usinado a partir do original)		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm]
Material: Liga de aço não especificada		
Peso aprox.: 0,9 Kg		Autor: João Lucas Pereira Leição
Escala da folha: 1:2	Formato: A4	
Desenho n.º: 01/01		
Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CarvoCAR Baja UFG		



n°	Designação
1	Conjunto dianteiro da suspensão
2	Conjunto traseiro da suspensão

Peça: Suspensão Cascavel P2		Caso não seja especificado: - Dimensões dadas em [mm]	
Material: _____		Autor: João Lucas Pereira Leição	
Peso aprox.: 54,0 kg		Universidade Federal de Goiás Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação Projeto CarvoCAR Baixa UFG	
Escala da folha: 1:20		 	
Formato: A4		Desenho n°: 01/01	