

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia Automotiva
Trabalho de Conclusão de Curso 2

Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TAO

Autor: Thales Daniel Carvalho Valadão
Orientador: Prof. Rhander Viana

Brasília, DF
2024



Thales Daniel Carvalho Valadão

Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TAO

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Prof. Rhander Viana

Brasília, DF

2024

Thales Daniel Carvalho Valadão

Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TAO/ Thales
Daniel Carvalho Valadão. – Brasília, DF, 2024-
54 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof. Rhander Viana

Trabalho de Conclusão de Curso 2 – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2024.

1. Suspensão. 2. Dinâmica veicular. I. Prof. Rhander Viana. II. Universidade
de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Dimensionamento de suspensão duplo
A para mini quadriciclo TAO

CDU 02:141:005.6

Thales Daniel Carvalho Valadão

Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TAO

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Trabalho aprovado. Brasília, DF,:

Prof. Rhander Viana

Orientador

Prof. Saleh Barbosa Khalil

Convidado 1

Prof. João Carlos Wohlgemuth

Convidado 2

Prof. Mateus Silva de Almeida

Convidado 3

Brasília, DF

2024

*O insucesso é apenas uma oportunidade
para recomeçar com mais inteligência.
(Henry Ford)*

Resumo

Os sistemas de suspensão nada mais são do que um conjunto de peças mecânicas, hidráulicas e/ou pneumáticas. O sistema proporciona uma ligação flexível do conjunto roda-pneu com o chassi do veículo, tendo como objetivo o contato entre o pneu e o solo, mantendo assim a segurança na direção e influenciando na performance do veículo, além da absorção de impactos provenientes do solo, provendo assim conforto para seus ocupantes. Os sistemas de suspensão podem ser divididos majoritariamente em dois grupos: os sistemas de suspensão dependentes e independentes, cada um provendo características e resultados únicos a depender do seu projeto. No presente trabalho, é proposto o dimensionamento e métodos de fabricação de um sistema independente duplo A para a suspensão dianteira de veículo mini quadriciclo da fabricante TAO, sendo o dimensionamento feito através do modelo de 1/4 de veículo com o auxílio de ferramentas computacionais, as quais também auxiliam no processo de validação analítica dos parâmetros encontrados. Ao decorrer deste estudo foi mostrado o quão desafiador pode ser o processo de dimensionamento de um sistema de suspensão tipo duplo A, entretanto, o mesmo pode ser executado através de metodologias simples e objetivas, as quais geram resultados satisfatórios, onde obteve-se um *overshoot* menor que 40% e um nível de tensão que gerou um fator de segurança de 3,82 para o braço superior e 1,51 para o braço inferior em condições extremas. Sendo assim, foi possível alcançar os objetivos do presente estudo e demonstrar sua confiabilidade através de simulações.

Palavras-chaves: Suspensão Duplo A. Mini Quadriciclo. 1/4 de Veículo.

Abstract

Suspension systems are nothing more than a set of mechanical, hydraulic, and/or pneumatic components. The system provides a flexible connection between the wheel-tire assembly and the vehicle chassis, aiming for tire-to-ground contact to maintain driving safety and influence vehicle performance. Additionally, it absorbs impacts from the road, providing comfort for occupants. Suspension systems can be mainly divided into two groups: dependent and independent suspension systems, each offering unique characteristics and outcomes depending on their design. In this study, the sizing and manufacturing methods of an independent double A-arm system for the front suspension of a mini quad bike from the TAO manufacturer are proposed. The sizing is carried out using a 1/4 vehicle model with the assistance of computational tools, which also aid in the analytical validation of the determined parameters, where an overshoot of less than 40% was obtained, and a stress level that resulted in a safety factor of 3.82 for the upper arm and 1.51 for the lower arm under extreme conditions. Throughout this study, it has been demonstrated how challenging the process of sizing a double A-arm suspension system can be. However, it can be carried out using simple and objective methodologies that yield satisfactory results. Thus, it was possible to achieve the objectives of this study and demonstrate its reliability through simulations.

Key-words: Double Wishbone Suspension. Mini Quad. Quarter Vehicle.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Suspensão modelo <i>McPherson</i>	16
Figura 2 – Suspensão modelo Duplo A	17
Figura 3 – (A) Mola em lâminas. Fonte: (Mecânica industrial). (B) Mola helicoidal. Fonte: (Cofap)	18
Figura 4 – Amortecedor automotivo	19
Figura 5 – Bitolas de um veículo	19
Figura 6 – Entre eixos (<i>Wheel base</i>) e comprimento total (<i>Length</i>)	20
Figura 7 – Pino mestre e sua inclinação	21
Figura 8 – Ângulo de câmber	22
Figura 9 – Ângulo de cáster	22
Figura 10 – Modelo de 1/4 de veículo	23
Figura 11 – Placa de identificação do Chassi base	25
Figura 12 – Fluxograma da metodologia de desenvolvimento	27
Figura 13 – Distribuição de cargas longitudinais	29
Figura 14 – Elemento amortecedor	29
Figura 15 – Modelagem para cálculo das reações	34
Figura 16 – Render dos pontos de fixação em vista isométrica	36
Figura 17 – Geometria em vista frontal	37
Figura 18 – Modelo 3D: braço superior e inferior	37
Figura 19 – Pré-visualização do sistema em vista frontal e isométrica	38
Figura 20 – Perturbação tipo degrau	39
Figura 21 – Perturbação tipo sinal quadrado	39
Figura 22 – Perturbação tipo sinal senoidal	40
Figura 23 – Qualidade dos elementos de malha: braço superior	41
Figura 24 – Condições de contorno e forças aplicadas: braço superior	42
Figura 25 – Níveis de tensão: braço superior	43
Figura 26 – Níveis de deformação: braço superior	43
Figura 27 – Qualidade dos elementos de malha: braço inferior	44
Figura 28 – Condições de contorno e forças aplicadas: braço inferior	45
Figura 29 – Níveis de tensão: braço inferior	45
Figura 30 – Níveis de deformação: braço inferior	46

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados de estimativa de constantes de rigidez e amortecimento	28
Tabela 2 – Dados de estimativa de constantes de rigidez e amortecimento	33
Tabela 3 – Distância entre pontos de carga	34
Tabela 4 – Propriedades do aço	41
Tabela 5 – Tabela de qualidade de malha: braço superior	41
Tabela 6 – Tabela de qualidade de malha: braço inferior	44

Lista de símbolos

C_r	Constante de amortecimento	$[Ns/m]$
K_r	Constante de rigidez	$[N/m]$
L_e	Curso máximo de extensão	$[m]$
ζ	Fator de amortecimento	$[-]$
f_d	Fator de distribuição de carga	$[-]$
f_n	Frequência natural	$[Hz]$
M_s	Massa suspensa	$[kg]$

Sumário

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Contextualização	13
1.2	Justificativa	14
1.3	Objetivos Gerais	14
1.4	Objetivos Específicos	14
1.5	Estrutura do Trabalho	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	Suspensões	15
2.1.1	Suspensões de eixo rígido	15
2.1.2	Suspensões de eixo independente	15
2.1.2.1	<i>McPherson</i>	16
2.1.2.2	Duplo A	16
2.1.3	Componentes de uma suspensão	17
2.1.3.1	Mola	17
2.1.3.2	Amortecedor	18
2.2	Parâmetros relevantes no dimensionamento de uma suspensão	19
2.2.1	Bitola	19
2.2.2	Distância entre eixos <i>Wheel base</i>	20
2.2.3	Inclinação do pino mestre	20
2.2.4	Câamber	21
2.2.5	Cáster	22
2.3	Ferramentas de auxílio	23
2.3.1	Modelo de 1/4 de veículo	23
2.3.2	Ferramentas computacionais	24
3	PESQUISA DE MERCADO	25
3.1	Modelo base	25
3.2	Modelos semelhantes	25
3.3	Comparações	26
4	METODOLOGIA	27
4.1	Definição das constantes de rigidez e amortecimento e fator de distribuição	27
4.1.1	Constante de rigidez	28
4.1.2	Constante de amortecimento	28

4.1.3	Frequência natural	28
4.1.4	Fator de distribuição	29
4.2	Seleção do elemento amortecedor	29
4.3	Desenvolvimento CAD dos pontos de fixação do sistema de suspensão	30
4.4	Desenvolvimento CAD dos braços de suspensão	30
4.5	Validação analítica dos parâmetros	30
4.6	Análise CAE da estrutura	31
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	33
5.1	Estimativa das constantes de rigidez e amortecimento	33
5.1.1	Estimativa do fator de distribuição	33
5.1.2	Estimativa da constante de rigidez	35
5.1.3	Estimativa da constante de amortecimento	35
5.1.4	Estimativa da frequência natural	35
5.2	Resultados de desenvolvimento CAD	36
5.2.1	Pontos de fixação	36
5.2.2	Braços da suspensão	36
5.2.3	Pré-visualização de montagem	37
5.3	Validação das constantes de rigidez e amortecimento	38
5.3.1	Perturbação do tipo degrau	38
5.3.2	Perturbação por sinal tipo quadrado	39
5.3.3	Perturbação por sinal tipo senoidal	39
5.4	Análise CAE da estrutura	40
5.4.1	Material	40
5.4.2	Braço superior	41
5.4.2.1	Qualidade de malha	41
5.4.2.2	Condições de contorno e forças aplicadas	41
5.4.2.3	Tensão: Critério de Von Mises	42
5.4.2.4	Deformação translacional	43
5.4.3	Braço inferior	44
5.4.3.1	Qualidade de malha	44
5.4.3.2	Condições de contorno e forças aplicadas	44
5.4.3.3	Tensão: Critério de Von Mises	45
5.4.3.4	Deformação translacional	45
6	CONCLUSÃO	47
6.1	Sugestões para trabalhos futuros	48
	REFERÊNCIAS	49

	APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS	50
A.1	Conjunto montado	50
A.2	Pontos de apoio no chassi	51
A.3	Braço superior	52
A.4	Braço inferior	53
	APÊNDICE B – CÓDIGO MATLAB	54
B.1	Validação das constantes de rigidez e amortecimento	54

1 Introdução

1.1 Contextualização

Segundo Gillespie (1992), os primeiros veículos práticos surgiram em 1886 com créditos a Karl Benz (1844 - 1929) e Daimler (1834 - 1900) que tiveram trabalhos independentes, sendo assim, tem-se a criação dos veículos automotores desde o final do século XIX. Com o passar dos anos a indústria automotiva vem ganhando grande relevância no cenário mundial, onde nos dias atuais faz parte do cotidiano de boa parte da população mundial, exercendo assim grande influência não só no meio industrial como também no meio cultural, o que gera um agregado de setores que contribui para sua inovação.

Antes mesmo dos veículos automotores a suspensão já era utilizada em carroças para melhorar o conforto do usuário, com o avanço da tecnologia, a suspensão se tornou um componente cada vez mais essencial para os veículos modernos em termos de conforto, segurança e performance. O sistema de suspensão passou desde então por diversas transformações, passando de sua forma mais primitiva para sistemas com molas e eixos, suspensões independentes, amortecedores, regulagens diversas (como o uso de suspensão a ar e hidráulica) até os dias atuais onde é feito o controle ativo do sistema através do avanço da área eletrônica. Devido a sua evolução em termos de engenharia, materiais e tecnologias, é possível inferir que, mesmo hoje, ainda há avanços significativos a serem descobertos no que diz respeito ao estudo do sistema de suspensão.

Sendo assim, o surgimento do sistema de suspensão nos automóveis deu-se pela necessidade de melhora do conforto, conforme o sistema evolui percebeu-se as características de melhora da estabilidade e performance do veículo. Hoje entende-se como sistema de suspensão veicular qualquer sistema que tenha por função absorver ou atenuar as irregularidades provenientes do caminho enfrentado, influenciando assim diretamente na sua estabilidade, conforto e segurança conforme sugerido por Almeida (2012). Pereira (2017) completa o que foi dito de forma mais literal, onde sugere que o sistema também é responsável por evitar o capotamento do veículo além de sustentar todo o seu peso.

A fim de garantir o correto funcionamento do sistema é necessário o seu dimensionamento, ou seja, realizar um estudo para determinar o seu comportamento dinâmico, qual tipo de sistema se adéqua melhor ao projeto, além de análise estrutural do sistema. Para tal, é necessário o domínio dos conhecimentos geométricos, dinâmicos e influencias geradas no restante do veículo (ALMEIDA, 2012).

O presente trabalho aborda o estudo e dimensionamento do sistema de suspensão dianteira que melhor se adéqua ao chassi, um mini quadriciclo do modelo TAO. Serão abordados diversos parâmetros para o projeto de tal sistema, estudo dos tipos mais utili-

zados em modelos similares, verificações matemáticas, modelo em CAD, análise CAE do modelo e discussões para futura fabricação do sistema. Apesar de todo o estudo aqui desenvolvido, faz-se necessária a submissão do modelo a teste para validação, para certificar sua credibilidade e confiança.

1.2 Justificativa

O dimensionamento do sistemas de suspensão é fundamental para qualquer projeto de veículo que almeje uma melhora em segurança e performance. Portanto, o presente estudo tem como proposta a melhoria dos parâmetros citados do projeto de veículo utilizado neste estudo.

1.3 Objetivos Gerais

Dimensionar um sistema de suspensão viável a ser utilizado em um chassi de mini quadriciclo da fabricante TAO.

1.4 Objetivos Específicos

- Dimensionar a estrutura e escolha do conjunto mola/amortecedor;
- Validar as constantes dimensionadas;
- Verificar a geometria e estrutura;

1.5 Estrutura do Trabalho

A estrutura do trabalho esta organizado da seguinte forma:

- Apresentação dos sistemas de suspensão;
- Estudo de mercado;
- Metodologia;
- Resultados e discussões;
- Conclusão.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Suspensões

Para o melhor entendimento e contextualização do presente trabalho, será desenvolvida uma breve revisão teórica abordando os principais tipos e modelos de suspensão, bem como um estudo dos modelos que são utilizados em veículos com proposta semelhante ao estudado.

De acordo com Andrade (2013) devem ser levadas em consideração diversas características do projeto para determinar qual o tipo de suspensão mais adequado, levando em consideração o contexto histórico pode-se dividir a classificação do tipo de suspensão em dois grupos principais: suspensões de eixo rígido e de eixo independente, ambas possuindo características próprias.

2.1.1 Suspensões de eixo rígido

A suspensão de eixo rígido, bem como o nome sugere, é o tipo de suspensão onde as rodas estão montadas em um eixo rígido, o que traz por consequência o fato de que o movimento de uma roda é transferida para a outra (GILLESPIE, 1992). Sendo assim, pode-se dizer que as rodas não trabalham de forma independente, ao contrário do outro tipo de suspensão descrito na próxima seção. Este tipo de suspensão tem por aplicação mais comum o uso na parte traseira de diversos veículos e caminhões que requerem uma maior capacidade de carga, tendo como vantagem em seu uso o fato de que as suspensões de eixo rígido não tem o camber afetado pela rolagem do chassi (GILLESPIE, 1992), segundo Jazar (2008) é a forma mais simples de se conectar um par de rodas à um veículo.

2.1.2 Suspensões de eixo independente

Ao contrário das suspensões dependentes, os modelos de suspensão independentes podem se mover verticalmente sem que um lado afete o outro, sendo assim, possuem a vantagem de prover maior resistência à rolagem do chassi (GILLESPIE, 1992). Este tipo de suspensão é amplamente utilizado na parte dianteira de diversos tipos de veículos atualmente e segundo Andrade (2013) são mais eficientes, possuem maior estabilidade e conforto.

Existem diversos tipos de sistemas de suspensões independentes, porém, como o foco do presente trabalho não exige um modelo de complexidade elevada serão citados apenas dois modelos, considerados por Jazar (2008) como os modelos mais comuns e simples, o que não diminui de forma alguma sua funcionalidade ou eficiência. Os modelos

apresentados abaixo são: *McPherson* e duplo-A, sendo este último também conhecido como *double wishbone*.

2.1.2.1 *McPherson*

Este modelo de suspensão em específico é amplamente utilizado ao redor do mundo, podendo ser observado atualmente na parte dianteira da maioria dos veículos de passeio devido à simplicidade de sua construção. A estrutura consiste em um acoplar um elemento mola-amortecedor telescópico de forma firme à bandeja inferior, enquanto a parte superior é presa ao chassi, como mostrado na Figura 1, o que faz com que proporcione bom balanço entre estabilidade e conforto. O modelo em questão apresenta vantagens quando se trata de espaço para instalação (GILLESPIE, 1992). Sendo assim, este tipo de suspensão demonstra-se vantajosa para o uso em veículos populares.

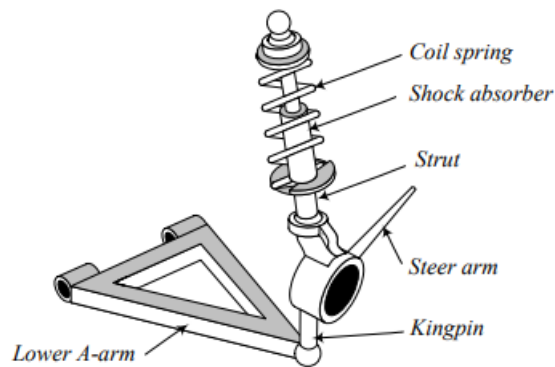


Figura 1 – Suspensão modelo *McPherson*

Fonte: (JAZAR, 2008)

2.1.2.2 Duplo A

Este modelo de suspensão, como sugere seu nome, consiste em usar dois braços em formato de "A", tendo um elemento mola-amortecedor, geralmente telescópico, preso de sua extremidade inferior ao braço inferior ou superior na maioria dos casos conforme Figura 2. Segundo Jazar (2008) "Do ponto de vista cinemático, um mecanismo de suspensão de braço duplo em "A" é um sistema de ligação de quatro barras, com o chassi sendo a ligação de base e o acoplador sendo a ligação que carrega a roda".

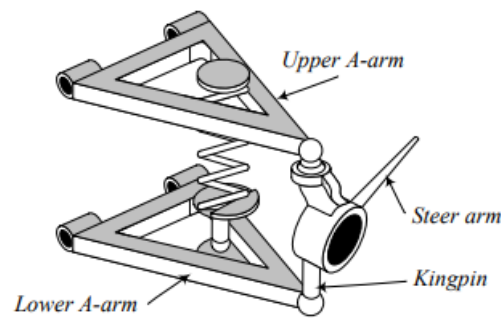


Figura 2 – Suspensão modelo Duplo A

Fonte: (JAZAR, 2008)

Como sugerido por Andrade (2013), o modelo de suspensão duplo A é utilizado em casos nos quais o desempenho do sistema está acima de outros fatores, normalmente utilizados em veículos *off-road* ou voltados à consumidores um pouco mais exigentes. Isso se dá pelo fato de ser um modelo mais complexo para se dimensionar e, principalmente, mais custoso do que o modelo apresentado no tópico anterior. Entretanto, o modelo em questão mostra-se mais confiável quanto ao desempenho, estabilidade e robustez do que a maioria dos modelos utilizados na atualidade.

2.1.3 Componentes de uma suspensão

Conforme mencionado na seção de objetivos do presente trabalho, tem-se como objetivo o dimensionamento do conjunto mola/amortecedor bem como a estrutura do sistema, assim sendo, vale uma breve descrição geral dos componentes envolvidos no sistema.

2.1.3.1 Mola

De forma geral, mola linear é um elemento mecânico que exerce força no momento em que há um deslocamento de uma extremidade em relação à outra, normalmente considerado de massa dispersível, onde a força exercida pela mesma pode ser descrita pela equação 2.1, onde F é a força exercida pela mola, δ é o deslocamento de uma extremidade em relação a outra e k é chamada de constante elástica (RAO, 2008). Sendo que este último parâmetro, é parâmetro de grande interesse no dimensionamento do sistema de suspensão.

$$F = \delta k \quad (2.1)$$

É evidente que o elemento de mola linear apresentado não é real, molas reais apresentam um fator de amortecimento, além de possuírem um limite de escoamento e, portanto não seguem indefinidamente a equação apresentada acima, significando que a

linearidade é válida apenas até certo ponto. Segundo Rao (2008), molas reais seguem a linearidade apenas até o ponto em que a tensão não ultrapassa o limite de escoamento do material, a partir deste ponto a 2.1 não é mais válida.

A diversidade de elementos que se comportam como uma mola é gigantesca. Os primeiros veículos utilizavam molas no sistema de suspensão em formatos de lâminas, foram amplamente utilizadas em carruagens puxadas a cavalos. Molas helicoidais tem seu funcionamento através de propriedades elásticas de um fio em torção, o que gera uma taxa de força retilínea, o que ajuda na sua ampla utilização em diversos modelos, sejam carros esportivos ou de passeio (BERTAZZI *et al.*, 2020), seu tamanho compacto também auxilia na decisão de uso, conforme complementa Cortez *et al.* (2022). A Figura 3 ilustra os modelos mencionados acima.



Figura 3 – (A) Mola em lâminas. Fonte: (Mecânica industrial).
(B) Mola helicoidal. Fonte: (Cofap)

2.1.3.2 Amortecedor

De forma gradativa toda e qualquer vibração real livre tende à desaceleração até que atinja o repouso, o elemento ou parâmetro responsável por esse fato é o amortecimento. O amortecimento é conhecido como o mecanismo responsável pela dissipação de energia de um sistema em forma de calor ou som, mesmo que a quantidade de calor ou som seja relativamente pequena, a consideração do amortecimento é de extrema necessidade para melhor previsão de comportamento de um sistema vibratório (RAO, 2008). Seu objetivo é o de controlar o retorno e frequência do sistema, além de suporte da massa e transmissão de vibrações (BERTAZZI *et al.*, 2020). Normalmente não se admite massa ou rigidez de um elemento amortecedor na modelagem ideal de um, além do fato de que o amortecimento a força de amortecimento ocorre somente na presença de velocidade, sendo de extrema dificuldade determinar as causas do amortecimento em sistemas práticos (RAO, 2008).

De acordo com Cortez *et al.* (2022), a maioria dos amortecedores atuais são do tipo telescópico, que tem seu funcionamento baseado na ação do fluido (normalmente óleo) sendo forçado através de um orifício ou válvula. Comumente chamados de *shock absorbers*, que na tradução literal significa "absorvedores de choque", contrariam seu nome, uma vez que a função de absorver os choques mecânicos é da mola.



Figura 4 – Amortecedor automotivo

Fonte:(Guia Serra Sede)

2.2 Parâmetros relevantes no dimensionamento de uma suspensão

De forma a analisar o comportamento dinâmico e cinemático de uma suspensão, é necessário o estudo de diversos parâmetros que influenciam no funcionamento da mesma. Sendo que o entendimento dos mesmos é de grande importância no dimensionamento do sistema de suspensão. Portanto, neste capítulo, serão apresentados parâmetros e ferramentas que são de grande ajuda para o objetivo do presente trabalho.

2.2.1 Bitola

A bitola de um veículo consiste na distância lateral entre os centros de contato com o solo, conforme ilustra a Figura 5, de forma geral, do centro do pneu direito ao esquerdo e vice-versa. Note que é possível o mesmo veículo ter mais de uma bitola, no caso convencional dianteira e traseira, as quais costumam ser as mesmas. A bitola de um veículo está intimamente ligada a sua manobrabilidade e estabilidade, sendo que bitolas maiores terão maior dificuldade de realizar uma curva de raio pequeno, em contra partida, terão maior estabilidade em curvas de forma geral (ALMEIDA, 2012).

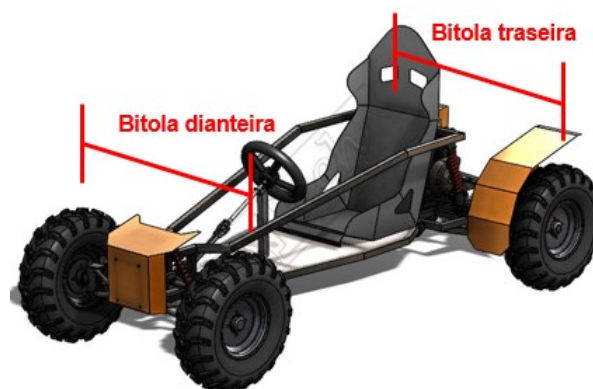


Figura 5 – Bitolas de um veículo

Fonte:(Google imagens - adaptado)

2.2.2 Distância entre eixos *Wheel base*

A distância entre eixos (em inglês: *Wheel base*) nada mais é do que a distância entre o eixo traseiro e o eixo dianteiro de um veículo. O entre eixos é um parâmetro bastante influente na manobrabilidade de veículo assim como a bitola, uma vez que com um entre eixos menor o carro terá melhor desempenho em curvas de menor raio (CORTEZ *et al.*, 2022). O entre eixos também influencia no dimensionamento da suspensão, uma vez que seu comprimento influencia na distribuição de cargas nos apoios, parâmetro que será utilizado mais a frente pra dimensionamento da rigidez da mola da suspensão, além de influenciar também na estabilidade em retas (ROCHA, 2016). Vale lembrar que há uma diferença entre o entre eixos e o comprimento total do veículo, como mostrado na Figura 6.



Figura 6 – Entre eixos (*Wheel base*) e comprimento total (*Length*)

Fonte: (Car Spirit)

2.2.3 Inclinação do pino mestre

O pino mestre pode ser definido de forma simples como o eixo de rotação da roda, trata-se de um vetor imaginário que tem como pontos: o ponto de junção entre a manga de eixo e o braço inferior e o ponto de junção da manga de eixo com o braço superior, conforme ilustrado na Figura 7 (ALMEIDA, 2012).

Andrade (2013) sugere que a inclinação do pino mestre, também conhecido como *kingpin*, pode ser encontrado medindo-se o ângulo entre o eixo apresentado como inclinação do pino mestre na Figura 7 e o eixo utilizado para determinar o cáster, parâmetro apresentado mais a frente. O pino mestre em conjunto com o cáster tem grande influência no torque de auto alinhamento da roda, fazendo que o veículo retorne a trajetória de linha reta, efeito que ocorre em meio a curvas ou quando não há controle sobre o volante (quando o veículo se encontra devidamente alinhado), uma vez que não haja inclinações laterais, este torque também é conhecido como *feedback*, parâmetro importante na percepção de direção do motorista (ALMEIDA, 2012; ANDRADE, 2013).

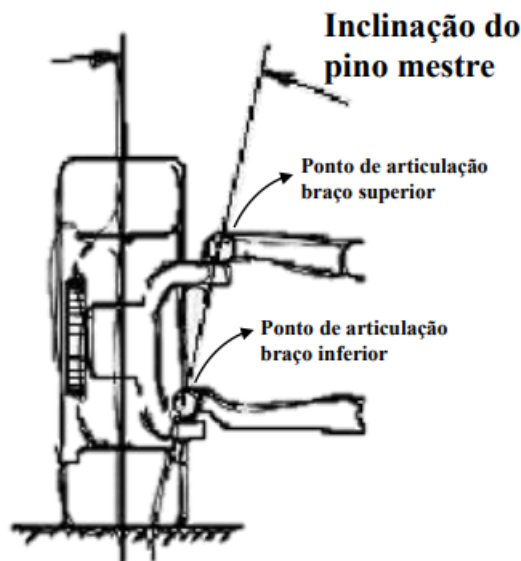


Figura 7 – Pino mestre e sua inclinação

Fonte: adaptado de (ALMEIDA, 2012)

2.2.4 Câamber

De forma simplória, o ângulo de câamber pode ser definido como o ângulo formado entre a linha vertical e o centro da roda quando vistos de frente, é importante mencionar que o câamber difere do antes citado ângulo de inclinação do pino mestre, o sistema de suspensão também tem como função manter cada roda com a cambagem desejada durante o trajeto. De acordo com Almeida (2012) e Andrade (2013), o ângulo de câamber tem grande influência nas forças laterais e longitudinais do veículo, alterando suas influências conforme o ângulo varia de positivo para negativo e intensifica o efeito de acordo com a magnitude do ângulo formado.

O ângulo de camber é comumente chamado de cambagem, e este pode influenciar no desgaste prematuro dos pneus, variando a área de desgaste conforme o ângulo adotado (ALMEIDA, 2012). Conforme mostrado na Figura 8, vê-se que o ângulo de câamber é positivo quando, em sua vista frontal, a parte superior do pneu aponta para fora do veículo, dando a impressão de "pernas fechadas", já o ângulo é negativo o inverso ocorre. Quando o ângulo é negativo, há uma redução na tendência de subesterçamento do veículo, ou seja, na tendência de deslizamento das rodas dianteiras, bem como aumenta a aderência do pneu em curvas, porém diminuindo nas retas, o efeito contrário quando o ângulo toma valores positivos, podendo se tornar instável a depender da magnitude do ângulo, além de reduzir a tendência ao sobreesterçamento, ou seja, a tendência de deslizamento das rodas traseiras (ANDRADE, 2013).

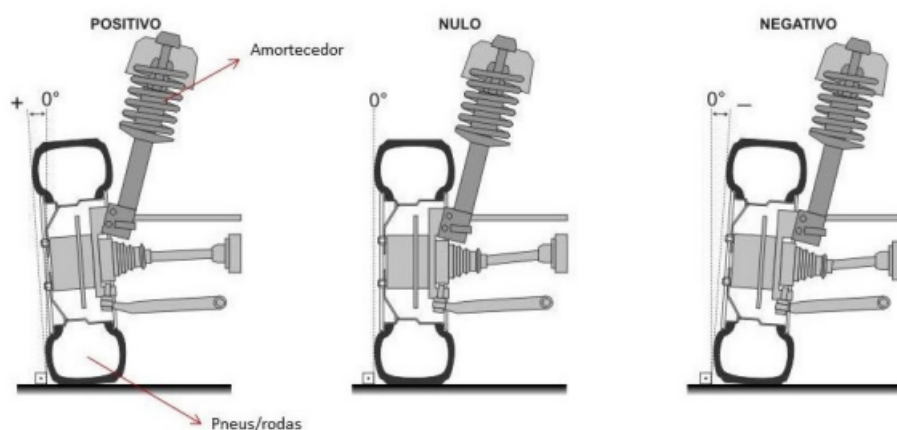


Figura 8 – Ângulo de câmbio

Fonte: (MENDONÇA; COSTA; ARAUJO, 2019)

2.2.5 Cáster

Segundo Almeida (2012) e Andrade (2013), o ângulo de cáster pode ser definido como o ângulo formado entre o eixo de esterçamento do veículo (pino mestre) e uma linha perpendicular ao solo quando visto lateralmente, é responsável pela variação da cambagem ao longo do esterçamento além de auxiliar no auto alinhamento das rodas. Assim como o ângulo de câmbio, o ângulo de cáster pode assumir valores negativos, positivos e nulos, conforme mostra a Figura 9.

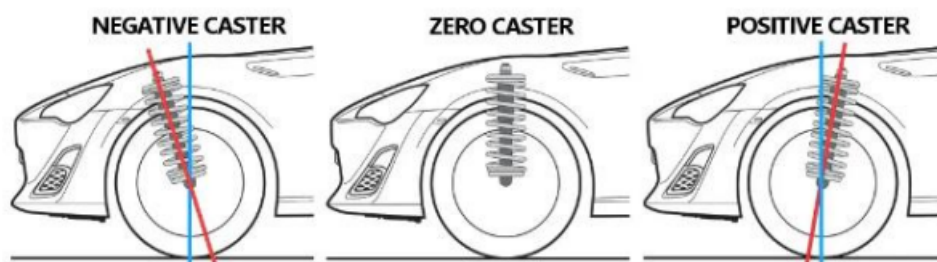


Figura 9 – Ângulo de cáster

Fonte:(CORTEZ *et al.*, 2022)

Os ângulos negativos de cáster se formam quando o eixo do pino mestre está com a parte superior apontada para a frente do veículo, naturalmente ângulos positivos se formam na direção contrária. ângulos negativos de cáster não são comuns na atualidade, uma vez que trazem prejuízos ao manuseio e estabilidade do veículo, tendo como vantagem perceptível apenas tornar o esterçamento de veículo mais leve, o que pode ser facilmente contornado com uma direção hidráulica ou elétrica, sistemas bastante comuns em veículos novos, ter um ângulo positivo traz como esperado o oposto de um ângulo negativo (CORTEZ *et al.*, 2022).

2.3 Ferramentas de auxílio

Durante o desenvolvimento de um projeto de engenharia, é comum o uso de ferramentas e/ou modelos que auxiliem o desenvolvimento do produto. Durante o desenvolvimento do presente trabalho, foram utilizados modelos matemáticos além de ferramentas computacionais para processamento dos mesmos e desenvolvimento de análises CAD e CAE.

2.3.1 Modelo de 1/4 de veículo

O modelo de 1/4 de veículo consiste em uma modelagem matemática a fim de dividir o sistema vibratório em duas massas, a suspensa e a não suspensa, o que torna o modelo muito útil na análise da dinâmica vertical isolada de uma suspensão. Diante do exposto, tem-se um modelo de 2 graus de liberdade, onde é observado o deslocamento, velocidade e aceleração das duas massas em questão (SOUZA, 2018).

O modelo em questão, de acordo com Jazar (2008), é o modelo mais empregado e útil, a massa suspensa, representada por M_s na Figura 10, é a representação do valor de 1/4 da massa suspensa de um determinado veículo, quanto à massa não suspensa a mesma representa o valor da massa da roda, quanto à rigidez representada no modelo tem-se o valor de rigidez da suspensão e do pneu além da viscosidade da suspensão.

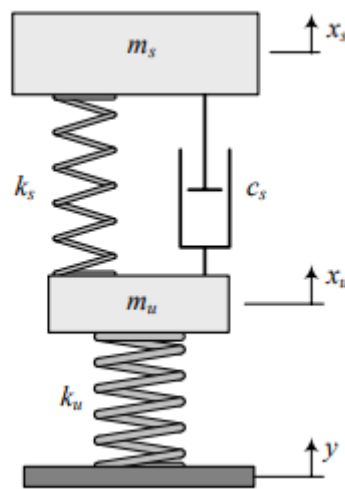


Figura 10 – Modelo de 1/4 de veículo

Fonte:(JAZAR, 2008)

Por se tratar de um modelo razoavelmente simples o modelo de 1/4 de veículo possui algumas desvantagens, sendo duas delas: o modelo não leva em consideração os efeitos geométricos da suspensão além de considerar que o pneu esta sempre em contato com o solo, o que pode não ser verdade quando o sistema é submetido à altas frequências (JAZAR, 2008).

2.3.2 Ferramentas computacionais

De forma a auxiliar o desenvolvimento do presente estudo, fez-se uso de ferramentas computacionais, sendo estas nas área de CAD (*Computer Aided Design*), sendo esta para criação de modelos de desenho 2 e 3D, CAE (*Computer Aided Engineering*), sendo esta para o desenvolvimento de simulações e análises estruturais, além de um *software* desenvolvido para efetuar cálculos matemáticos complexos e geração de gráficos. Durante o desenvolvimento do presente trabalho fez-se uso dos *softwares* CATIA V5 R21 e MatLab de forma a auxiliar na criação e análise de geometria do sistema em geral e resolução de cálculos matemáticos e geração de gráficos respectivamente.

Devido à complexidade de resolução de diversos tipos de equações matemáticas, tais como, equações diferenciais, integrais ou mesmo de sistemas grandes que exigiriam um grande esforço humano para sua resolução manual, faz-se uso de ferramentas computacionais para processamento desses dados, além de tais ferramentas se mostrarem bastante úteis na criação e análise de gráficos. Portanto, durante o desenvolvimento deste trabalho fez-se uso de uma linguagem de programação com linguagem *matlab* com o objetivo de simplificar a análise de modelos matemáticos bem como a criação e análise de gráficos.

3 Pesquisa de Mercado

Faz-se uso deste capítulo para apresentar o modelo base do estudo além dos modelos com fins de uso semelhantes, tendo em vista o esclarecimento das limitações de projeto e comparações com veículos de uso comercial que possuem o mesmo objetivo de uso.

3.1 Modelo base

O presente trabalho tem como objeto de estudo um veículo com fim recreativo ainda em desenvolvimento. O veículo em questão utiliza um chassi adaptado da fabricante *TAO Motors*, sendo do modelo ATA110-D, com fabricação datada de Agosto de 2008 conforme a Figura 11. O chassi em questão, segundo informações da fabricante (TAO, 2010), tem uso pretendido para crianças de até 10 anos de idade, portanto, o uso do mesmo tem fim unicamente recreativo, de modo que não há intenção de expor o veículo à condições extremas de uso.



Figura 11 – Placa de identificação do Chassi base

3.2 Modelos semelhantes

A fim de comparação com os modelos apresentados em mercado, foi feita uma pesquisa dos modelos de quadriciclo infantil com motorização de 110 cilindradas (assim como o modelo base) disponíveis para compra ao final do ano de 2023. Resumidamente, a maior parte dos modelos encontrados são semelhantes, com mudanças drásticas apenas no design.

- ADV Sport 110: o modelo apresenta suspensão dianteira do modelo McPherson, peso seco de 90kg (massa do veículo), capacidade de carga de 60kg e velocidade máxima de 50km/h.
- CForce 110 LV: o modelo apresenta suspensão do tipo duplo A, peso seco de 125kg (massa do veículo), capacidade de carga de 70kg e velocidade máxima de 50km/h.

- Taurus 110 Fun: o modelo apresenta suspensão do tipo duplo A, peso seco de 105kg (massa do veículo), capacidade de carga de 60kg e velocidade máxima de 50km/h.

3.3 Comparações

Diante do exposto, vê-se uma grande semelhança na capacidade de carga total dos veículos comerciais, velocidade máxima e uso de suspensões dianteiras do modelo McPherson e duplo A. Sendo assim, a escolha do desenvolvimento de um sistema de suspensão duplo A para o modelo de estudo é viável, uma vez que é um sistema já difundido no mercado, além do chassi base já possuir os pontos de fixação para o sistema em questão.

Levando em consideração o uso do modelo de estudo é seguro limitar a velocidade máxima do projeto, uma vez que o uso majoritário será de pessoas adultas que pesam mais de 60 kg, ultrapassando assim, a capacidade de carga em comparação aos veículos comerciais. Devido à falta de componentes tais como: carenagens, acabamentos, suportes e etc, foi levado em consideração uma massa menor do que as apresentadas pelos concorrentes.

4 Metodologia

Faz-se uso deste capítulo para descrever a metodologia utilizada para definição de parâmetros e elementos importantes do sistema de suspensão desenvolvido. Segue na Figura 12 o fluxograma a ser seguido no desenvolvimento do estudo e dimensionamento.



Figura 12 – Fluxograma da metodologia de desenvolvimento

4.1 Definição das constantes de rigidez e amortecimento e fator de distribuição

Esta seção tem como objetivo a estimativa das constantes de rigidez e amortecimento que compõe o sistema de suspensão dimensionado, de forma que o mesmo seja capaz de absorver impactos e vibrações, manter o conjunto roda-pneu em contato com o solo, além de manter a dirigibilidade. Para tal faz-se uso da metodologia proposta por Costa (2006) utilizando-se do modelo de 1/4 de veículo previamente apresentado.

Para tal, serão utilizadas as equações Equação 4.1 e Equação 4.2 propostas por Costa (2006), de forma a definir a constante de rigidez e amortecimento respectivamente. As variáveis utilizadas e seus valores estão descritos na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados de estimativa de constantes de rigidez e amortecimento

Símbolo	Variável
M_s	Massa suspensa
f_d	Fator de distribuição de carga
g	aceleração gravitacional
L_e	Curso máximo de extensão
ζ	Fator de amortecimento

4.1.1 Constante de rigidez

Conforme proposto por Costa (2006) com base na análise do modelo de 1/4 desenvolvida por Nicolazzi (2001), a constante de rigidez da suspensão pode ser estimada através da Equação 4.1

$$k_r = \frac{M_s f_d g}{2L_e} \quad (4.1)$$

4.1.2 Constante de amortecimento

Assim como a constante de rigidez, a definição da constante de amortecimento também foi proposta por (COSTA, 2006) através das análises desenvolvidas por Nicolazzi (2001), a mesma pode ser descrita pela Equação 4.2

$$C_r = 2\zeta \sqrt{K_r \left(\frac{M_s f_d g}{2} \right)} \quad (4.2)$$

4.1.3 Frequência natural

A frequência natural é um parâmetro de grande importância em sistemas vibratórios, uma vez que o sistema tende a ter uma maior amplitude nesse faixa de frequência. Sendo assim, a aceleração cresce proporcionalmente à frequência, sendo que, a melhor forma de proteger o sistema, é projetando-o para que mantenha uma baixa frequência natural. A escolha natural é de 1Hz, sendo a mais confortável para o ser humano, entretanto, para veículos de passeio são aceitáveis frequências na faixa de 0,9Hz à 1,5Hz (NICOLAZZI, 2001).

De forma a estimar a frequência natural, foi utilizada Equação 4.3 proposta por Costa (2006).

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_r}{M_s f_d}} \quad (4.3)$$

4.1.4 Fator de distribuição

Sucintamente, o fator de distribuição de carga é o percentual da carga distribuída nos apoios de um elemento, assim, o cálculo para a obtenção deste fator para o objeto de estudo segue da forma apresentada a seguir.

Para tal, deve-se considerar as forças que são aplicadas longitudinalmente ao veículo, sendo consideradas as forças F_1 para o peso do ocupante e a força F_2 para o peso do próprio veículo, como mostrada na Figura 13

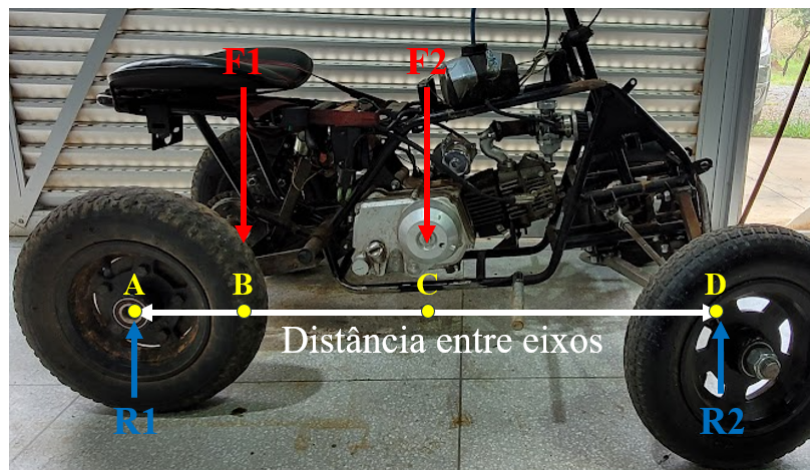


Figura 13 – Distribuição de cargas longitudinais

4.2 Seleção do elemento amortecedor

Visto que os desafios de fabricação do elemento amortecedor é demasiadamente complicada em vista dos recursos e mão de obra disponíveis, foi feita uma análise dos elementos disponíveis em mercado, chegou-se a conclusão de que o elemento apresentado na Figura 14 se adequada ao projeto, uma vez que pode ser comprado em mercado nacional por preço acessível, possuir dimensões compatíveis com as limitações do projeto e atender as demandas de robustez necessárias.



Figura 14 – Elemento amortecedor

Fonte: (Mercado Livre,2023)

Para fins das estimativas de rigidez e amortecimento teoricamente ideais para o projeto, foi considerado um curso de extensão de 85 mm e distância dos pontos fixadores de 275 mm, os valores baseiam-se em medidas experimentais realizadas com o auxílio de um paquímetro e escalímetro.

4.3 Desenvolvimento CAD dos pontos de fixação do sistema de suspensão

Diante do desafio de dimensionar um modelo de suspensão duplo A em um chassi específico, fez-se uso de uma ferramenta computacional para desenvolver um modelo 3D mais próximo possível ao real, com o objetivo de tornar o desenvolvimento geométrico mais fácil e confiável. Por nível de praticidade e experiência fez-se o uso do *software Catia V5* em sua versão R21.

Como a ferramenta utilizada trata-se de um *software* paramétrico, ou seja, todas as dimensões dever ser definidas numericamente, foi feito uso de ferramentas de medição como trena, paquímetro e esquadro para medir as distâncias de pontos chaves. Portanto, foi feita uma *wireframe* com os pontos de interesse e então desenvolvido os tubos com os diâmetros medidos.

4.4 Desenvolvimento CAD dos braços de suspensão

De forma a manter o projeto de fabricação o mais simples possível, fez-se primeiramente um estudo das dimensões de conexão a serem seguidas em vista frontal. Com o objetivo de manter semelhança aos parâmetros originais de entre eixo e altura do veículo com relação ao solo, utilizou-se o CAD de dos pontos de fixação para realizar uma projeção no plano de forma a desenvolver um esquemático em 2D para estimativa das medidas.

Com as dimensões a serem utilizadas estimadas e levando em consideração a posição longitudinal e lateral dos apoios, foi feita uma modelagem 3D preliminar.

4.5 Validação analítica dos parâmetros

A fim de verificar se o dimensionamento das constantes de rigidez e amortecimento foi efetuado de forma correta, foi adotada a metodologia proposta por (BARROS, 2019). Faz-se uso do modelo de 1/4 de veículo citado na subseção 2.3.1, a fim de descrever o comportamento da massa suspensa do veículo através da função de transferência definida através das equações encontradas a partir aplicação da segunda lei de Newton no modelo matemático apresentado. Sendo estas:

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (4.4)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_u(x_u - y) \quad (4.5)$$

Podemos assim manipular as equações de forma que fiquem da seguinte forma:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s &= c_s \dot{x}_u + k_s x_u \\ m_u \ddot{x}_u + c_s \dot{x}_u + (k_s + k_u) x_u &= c_s \dot{x}_s + k_s x_s + k_u y \end{aligned}$$

A fim de encontrar a função de transferência, aplica-se a transformada de *LaPlace* em ambas as equações acima, assim tem-se:

$$X_s(s)[m_s s^2 + c_s s^1 + k_s] = X_u(s)[c_s s^1 + k_s] \quad (4.6)$$

$$X_u(s)[m_u s^2 + c_s s^1 + (k_s + k_u)] = X_s(s)[c_s s^1 + k_s] + Y(s)[k_u] \quad (4.7)$$

Para observação do comportamento da massa suspensa fez-se uso da função de transferência:

$$\frac{X_s(s)}{Y(s)}$$

Obtida isolando-se $X_u(s)$ na Equação 4.7 e substituindo em Equação 4.6, obtendo-se assim:

$$\frac{X_s(s)}{Y(s)} = \frac{s^1(k_u c_s) + k_u k_s}{s^4(m_s m_u) + s^3(m_s c_s + m_u c_s) + s^2(m_s(k_s + k_u) + m_u(k_s)) + s^1(k_u c_s) + k_s k_u} \quad (4.8)$$

Uma vez definida a função de transferência e em posse dos parâmetros a serem utilizados, basta utilizar o *software* desejado para simular o comportamento do sistema utilizando o sinal de perturbação "y" e verificar se o comportamento do sistema é adequado.

4.6 Análise CAE da estrutura

Esta seção tem como objetivo a análise estrutural dos braços de suspensão, a fim de demonstrar sua confiabilidade. Para tal deve-se elucidar quais os critérios utilizados para a análise do modelo CAD desenvolvido, assim sendo, fez-se uso do mesmo *software*

utilizado para o desenvolvimento do modelo CAD, o CATIA V5 R21. De forma a manter a simplicidade e confiabilidade da análise estática, o modelo foi submetido ao teste de flexo-torção. Portanto, colocou-se a condição de contorno de engaste na face que conecta o braço da suspensão ao chassi, isto é, foram retirados os graus de liberdade dos elementos ligados à esta face, quanto as forças aplicadas, foram consideradas: a reação R2 (calculada na subseção 5.1.1) e um valor estimado de 1700 N para a força exercida da mola quando totalmente comprimida, sendo estas forças aplicadas às faces de seus respectivos suportes.

Como indicadores de análise foram utilizados os níveis de tensão pelo critério de Von Mises distribuídos pela peça, além do deslocamento translacional gerado. Para que a peça seja considerada confiável não devem haver tensões em qualquer ponto que causem deformação plástica na peça, isto é, deformações que não sejam reversíveis ao material, assim como não devem haver deslocamentos translacionais expressivos.

5 Resultados e Discussões

Faz-se uso deste capítulo para dar sequência à estimativa de parâmetros a serem dimensionados conforme a metodologia apresentada, assim como discutir o significado dos valores estimados.

5.1 Estimativa das constantes de rigidez e amortecimento

Com o objetivo de dar sequência à estimativa das constantes de rigidez e amortecimento deve-se primeiramente definir os valores das variáveis apresentadas na Tabela 2.

1. Massa suspensa: considerado o valor de 180kg para a soma da massa do condutor e massa suspensa do veículo.
2. Fator de distribuição: estimado na subseção 5.1.1
3. Gravidade: utilizado a constante física amplamente conhecida como o valor da gravidade ao nível do mar.
4. curso de extensão: estimado na seção 4.2
5. Fator de amortecimento: conforme citado por Nicolazzi (2001), Mendonça, Costa e Araujo (2019) tem-se 45% de amortecimento em condições extremas.

Assim, obteve-se os valores:

Tabela 2 – Dados de estimativa de constantes de rigidez e amortecimento

Símbolo	Variável	Valor
M_s	Massa suspensa	180kg
f_d	Fator de distribuição de carga	0,2333
g	aceleração gravitacional	9,81m/s ²
L_e	Curso máximo de extensão	85 mm
ζ	Fator de amortecimento	0,45

5.1.1 Estimativa do fator de distribuição

Conforme citado na Tabela 2, foi considerada uma massa suspensa de 180kg, sendo dividida da seguinte maneira:

- 120kg para a massa do condutor, a ser aplicada no centro do assento do veículo, gerando assim uma força F1;

- 60kg para o conjunto das massas do próprio veículo, para meios de simplificação, a ser aplicada no centro do objeto de maior massa no veículo, o motor, gerando assim uma força F_2 ;

A Figura 13 mostra o citado acima, a medição entre pontos foi feita de forma experimental, com o auxílio de uma trena e um paquímetro disponibilizados pelas instituição de ensino. As medidas obtidas estão dispostas na Tabela 3.

Distância	Valor (m)
AB	0,100
AC	0,430
AD	0,900

Tabela 3 – Distância entre pontos de carga

Para a modelagem é necessária a obtenção do módulos das forças F_1 e F_2 , as quais são obtidas ao multiplicar o valor de massa referente a cada uma pelo modulo da aceleração da gravidade, obtemos assim os valores:

$$F_1 = 120 * 9,81 \rightarrow F_1 = 1177,2N$$

$$F_2 = 60 * 9,81 \rightarrow F_2 = 588,6N$$

Em posse de todos os valores a modelagem para o cálculo das reações R_1 e R_2 pode ser representado como uma viga, sendo assim, fez-se uso da ferramenta Viga Online para realizar a modelagem e os cálculos das reações como mostrada na Figura 15.

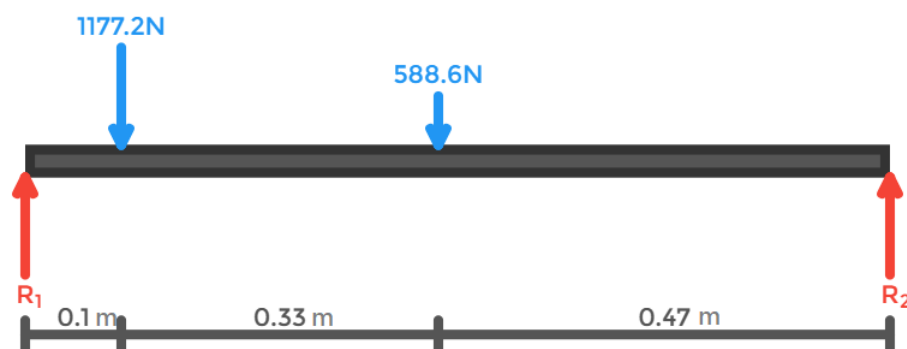


Figura 15 – Modelagem para cálculo das reações

Pela segunda lei de Newton:

$$\sum F_y = 0 \tag{5.1}$$

$$\sum M = 0; \quad (5.2)$$

Através da Equação 5.1 e da Equação 5.2 , obteve-se os valores:

$$R1 = 1353,78[N]$$

e

$$R2 = 412,02[N]$$

Como o fator de distribuição desejado é a porcentagem da carga total aplicada na parte dianteira do veículo, a equação que representa o mesmo é descrita na Equação 5.3.

$$f_d = \frac{R2}{R1 + R2} * 100 \rightarrow f_d = 23,33\% \quad (5.3)$$

5.1.2 Estimativa da constante de rigidez

Estipulados dos valores necessários descritos na Tabela 2, basta que sejam utilizados os valores na Equação 4.1.

Dando sequência ao desenvolvimento:

$$K_r = \frac{180 * 0,2333 * 9,81}{2 * 0,085} \rightarrow K_r = 2423,3N/m$$

5.1.3 Estimativa da constante de amortecimento

Com a estimativa do valor de rigidez da mola torna-se possível a estimativa do valor de amortecimento do elemento, sendo esta estimativa descrita através da Equação 4.2.

Dando sequência ao desenvolvimento:

$$C_r = 2 * 0,45 * \sqrt{2423,3 * \left(\frac{180 * 0,2333 * 9,81}{2}\right)} \rightarrow C_r = 635,8Ns/m$$

5.1.4 Estimativa da frequência natural

Desenvolvendo a Equação 4.3:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 * 2423,3}{180 * 0,2333}} \rightarrow f_n = 1,7Hz$$

Conforme citada na seção de metodologia, a faixa de frequência aceitável, segundo Nicolazzi (2001) é de 0,9Hz a 1,5Hz, sendo assim, o sistema mostra-se bastante próximo da faixa aceitável, sugerindo confiabilidade na constante de rigidez estimada.

5.2 Resultados de desenvolvimento CAD

5.2.1 Pontos de fixação

Seguindo a metodologia apresentada na seção 4.3, foi obtido o modelo 3D apresentado na Figura 16.

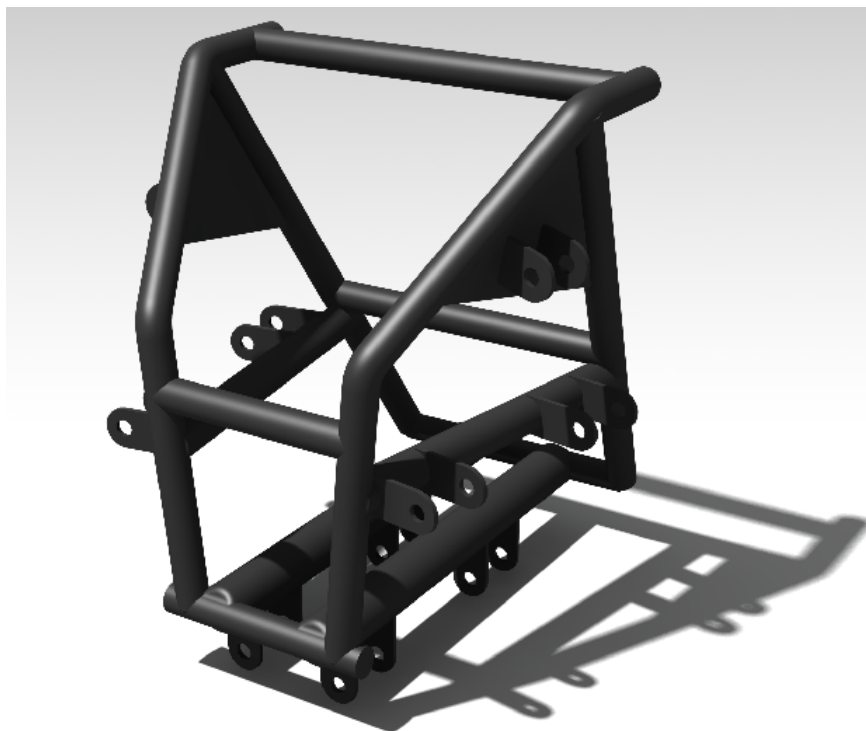


Figura 16 – Render dos pontos de fixação em vista isométrica

5.2.2 Braços da suspensão

Conforme descrito na seção 4.4, foi realizada uma medição prévia em vista frontal, apresentada na Figura 17

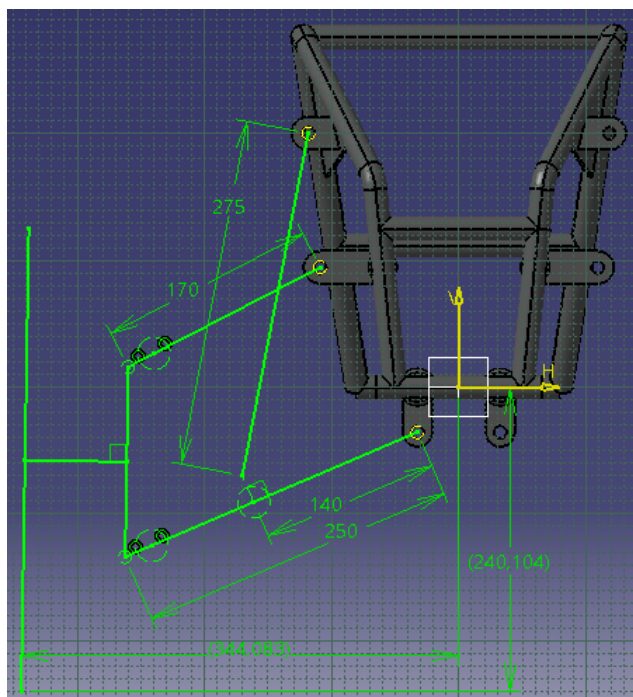


Figura 17 – Geometria em vista frontal

Assim, de posse dos valores necessários, foi realizada a modelagem 3D, apresentada na Figura 18

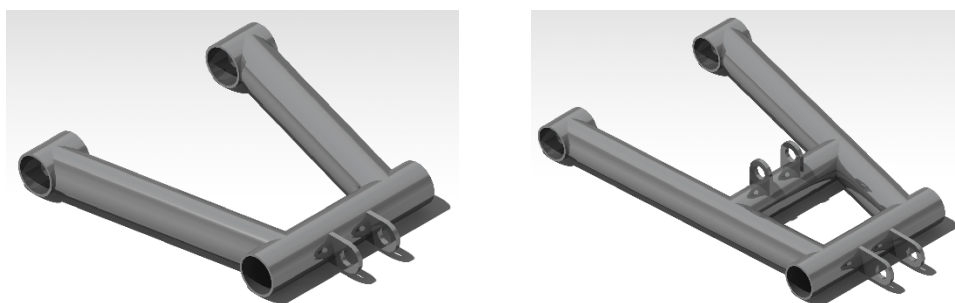


Figura 18 – Modelo 3D: braço superior e inferior

Vale observar que os braços são assimétricos, uma vez que o ponto de fixação da manga de eixo deve estar alinhado entre os braços superior e inferior de forma a interferir minimamente no câster e câmber. O mesmo vale para o ponto de fixação do elemento amortecedor presente no braço inferior, o qual deve estar alinhado com o ponto de fixação no chassi, de forma a evitar torções no elemento amortecedor durante o funcionamento da suspensão.

5.2.3 Pré-visualização de montagem

Após a primeira tentativa de montagem observou-se que devido à grande fidelidade ao modelo original de chassi, as "orelhas" (pontos de fixação) estavam anguladas de acordo

com o tubo nas quais eram fixadas, de forma que possuíam eixos de rotação que não eram paralelos entre si, causando torção entre os elementos. Portanto, foi ajustado a posição das orelhas para que todas possuissem o mesmo sentido de rotação. A pré-visualização do sistema montado pode ser observado na Figura 19.

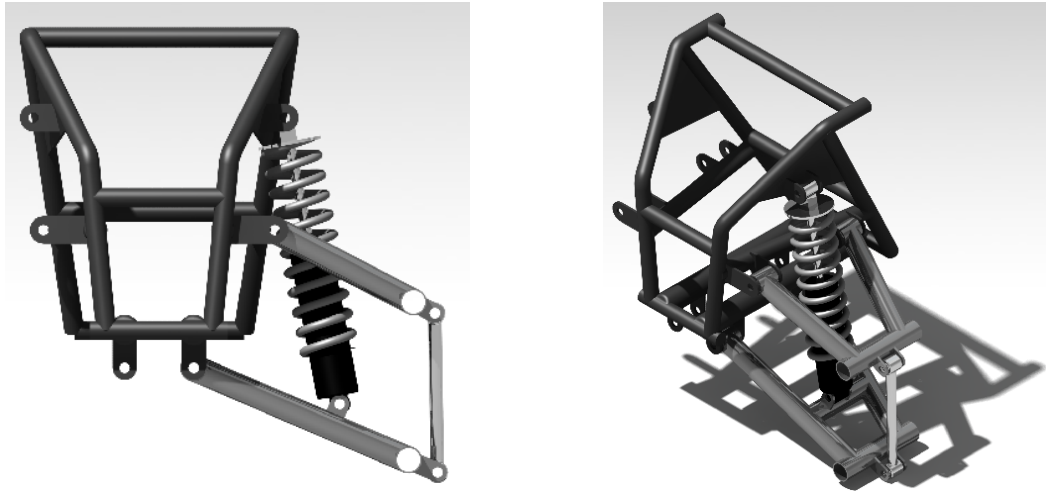


Figura 19 – Pré-visualização do sistema em vista frontal e isométrica

5.3 Validação das constantes de rigidez e amortecimento

Para validação dos parâmetros estimados foi simulado matematicamente o comportamento da massa suspensa do veículo quando sujeita a diferentes tipos de perturbação conforme o Apêndice B.

5.3.1 Perturbação do tipo degrau

Conforme é possível verificar na Figura 20 a massa suspensa do veículo quando perturbada por um sinal do tipo degrau possui uma rápida resposta e estabilização considerando situações críticas de amortecimento (fator de amortecimento em 45%). Sendo este um bom indicativo para as constantes apresentadas.

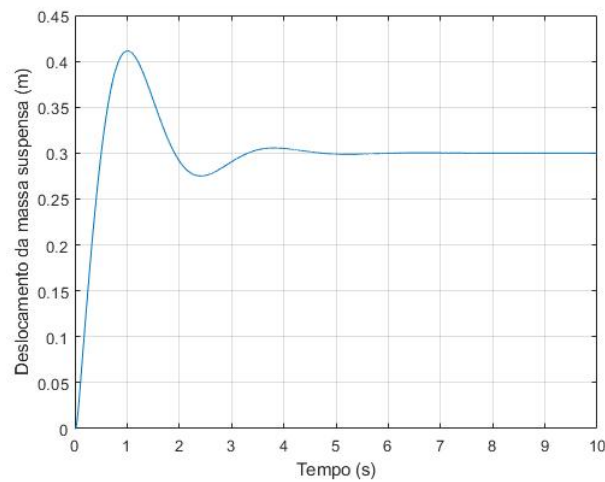


Figura 20 – Perturbação tipo degrau

5.3.2 Perturbação por sinal tipo quadrado

Quando o sistema é exposto a um tipo de sinal mais agressivo é possível verificar um *overshoot* considerável, ilustrado nas transições entre crista e vale da Figura 21, entretanto, ainda dentro dos padrões aceitáveis, mostrando uma rápida estabilização do sistema, mesmo em situação crítica de amortecimento. Sendo assim, mostra-se uma margem de otimização ao incrementar-se o fator de amortecimento.

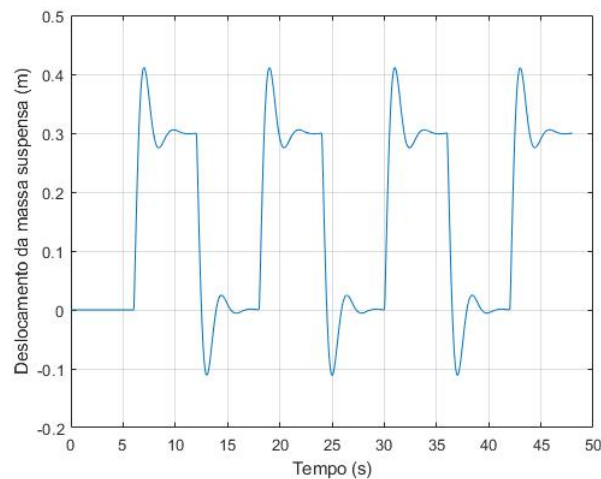


Figura 21 – Perturbação tipo sinal quadrado

5.3.3 Perturbação por sinal tipo senoidal

Em situações menos agressivas o sistema mostra-se bastante suave, uma vez que o sinal simulado de saída é extremamente próximo ao sinal de entrada, mostrando uma

leitura quase perfeita do terreno por parte do sistema de suspensão, conforme ilustra a Figura 22, portanto, é possível afirmar que as constantes do sistema são adequadas.

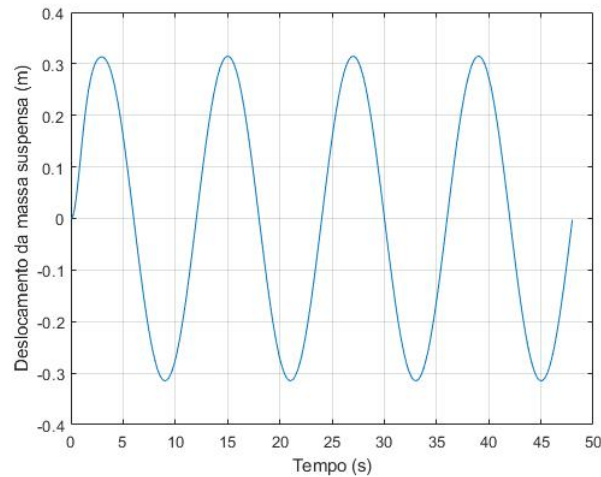


Figura 22 – Perturbação tipo sinal senoidal

5.4 Análise CAE da estrutura

De forma a padronizar as análises de ambas as peças, foi seguido o mesmo critério de avaliação, seguindo as condições de contorno mencionadas anteriormente, além da aplicação de forças em seus devidos suportes. A análise da qualidade de malha é imprescindível para a confiabilidade dos resultados obtidos, sendo assim, através do relatório e imagens geradas pelo *software* utilizado, fez-se a análise da malha em ambas as peças.

Vale lembrar que a força aplicada ao suporte mais externo equivale à força de reação R2 calculada na subseção 5.1.1, à qual é suportada pelos 4 braços em conjunto, além da atenuação da mesma pelo elemento amortecedor. Sendo assim, a estrutura foi levada à uma condição de aplicação severa.

5.4.1 Material

Para a análise das peças, foi utilizado o aço como material. Diante do exposto, o *software* utiliza-se das propriedades do material cadastradas em seu banco de dados, sendo estas as apresentadas na Tabela 4. Foi observado que as propriedades apresentadas pelo software assemelham-se bastante às propriedades do aço SAE 1045, o qual apresenta módulo de elasticidade de entre 190 e 210 GPa, além de mesma densidade, coeficiente de Poisson e tensão de escoamento.

Tabela 4 – Propriedades do aço

Material	Aço
Módulo de elasticidade	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0,266
Densidade	7860 kg
Coefficiente de expansão térmica	11,7 μK
Tensão de escoamento	250 MPa

5.4.2 Braço superior

5.4.2.1 Qualidade de malha

A Tabela 5 representa a tabela de qualidade de malha apresentada no relatório gerado pelo *software*. Pode-se observar que a mesma leva em consideração dois critérios de avaliação, o de alongamento e proporção dos elementos, onde a mesma obteve bons resultados em ambos os critérios, não havendo se quer um único elemento considerado de qualidade ruim. o que pode-se observar na homogeneidade de cor apresentada na Figura 23. Portanto a qualidade de malha gerada apresenta-se satisfatória, gerando robustez nos resultados obtidos.

Tabela 5 – Tabela de qualidade de malha: braço superior

Critério	Bom	Pobre	Ruim
Alongamento	70222 (100,00%)	0 (0,00%)	0 (0,00%)
Proporção	62163 (88,52%)	8059 (11,48%)	0 (0,00%)

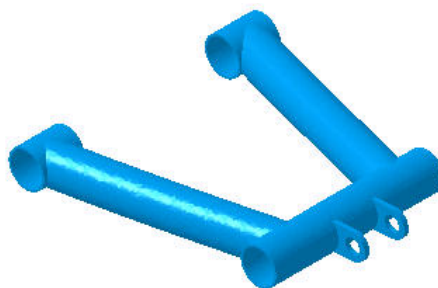


Figura 23 – Qualidade dos elementos de malha: braço superior

5.4.2.2 Condições de contorno e forças aplicadas

Como condição de contorno, foram retirados todos os graus de liberdade aplicados a face interna de ambos os suportes de ligação do braço ao chassi. Quanto a força aplicada, foi aplicada somente a força proveniente da reação R2 na roda dianteira, a mesma foi distribuída nas faces de suporte internas das orelhas de ligação do braço ao conjunto roda pneu. Seu módulo foi estimado em 412,02 N previamente. O enunciado pode ser

visualizado através da Figura 24, onde a condição de contorno é apresentada pelo elemento em azul e a força pelas setas amarelas.

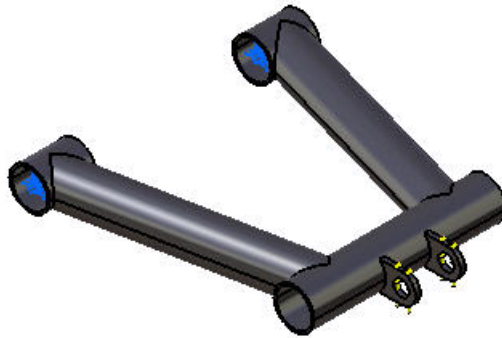


Figura 24 – Condições de contorno e forças aplicadas: braço superior

5.4.2.3 Tensão: Critério de Von Mises

Durante a análise de tensões pelo critério de Von Mises, foi observado que a peça, em momento algum, atingiu a tensão de escoamento do material, ou seja, não houve deformação plástica, o que representa um excelente nível de confiabilidade, devido as condições severas de aplicação de forças e condições de contorno na análise. Observa-se na Figura 25 que o maior nível de tensão registrado foi de 65,4 MPa, apresentada apenas em poucos pontos concentradores de tensão. Considerando a tensão de escoamento apresentada na Tabela 4 de 250 MPa, tem-se um fator de segurança de aproximadamente 3,822, que é obtida pela razão da tensão de escoamento pelo maior nível de tensão obtido.

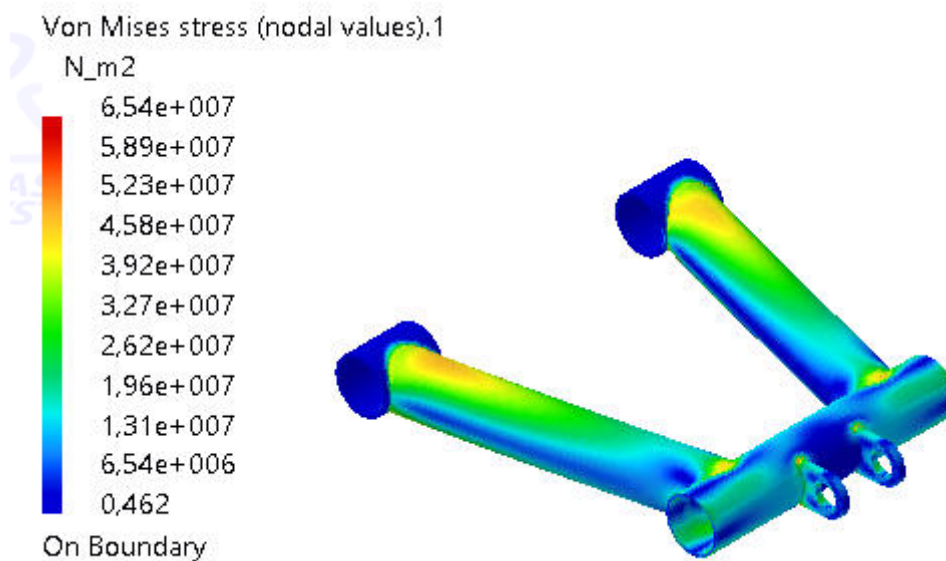


Figura 25 – Níveis de tensão: braço superior

5.4.2.4 Deformação translacional

Conforme observa-se na Figura 26, não houveram níveis de deformação translacional significativas durante a análise, sendo que o maior número registrado foi de 0,247 mm no ponto mais distante ao apoio imposto, característica comum em testes do tipo "viga em balanço". Sendo assim o resultado apresenta-se bastante satisfatório.

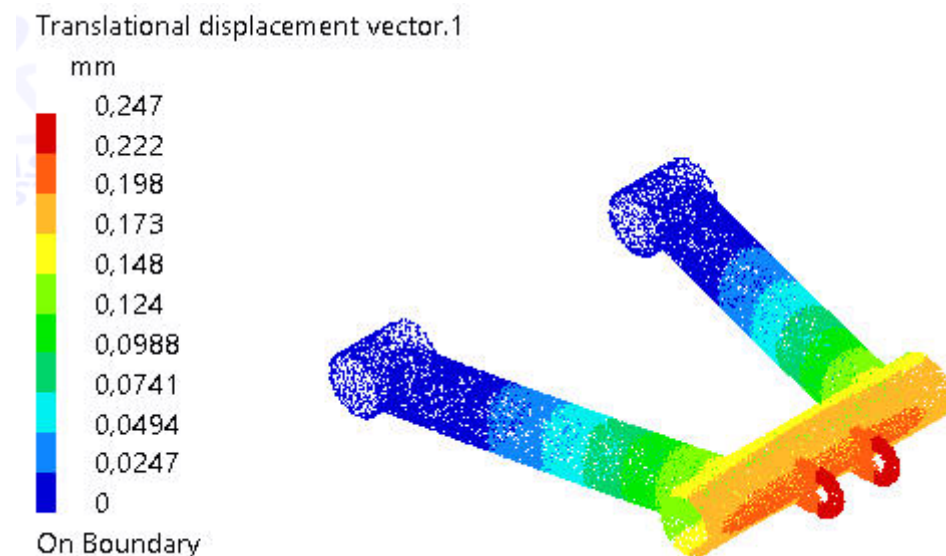


Figura 26 – Níveis de deformação: braço superior

5.4.3 Braço inferior

5.4.3.1 Qualidade de malha

A malha de elementos do braço inferior formou-se de forma semelhante ao braço superior, conforme é possível observar na Tabela 6, onde a mesma também apresentou um valor nulo quanto à quantidade de elementos considerados ruins pelo *software* em ambos os critérios de avaliação. Além disto, percebe-se através da Figura 27 a homogeneidade dos elementos de malha.

Tabela 6 – Tabela de qualidade de malha: braço inferior

Critério	Bom	Pobre	Ruim
Alongamento	109014 (100,00%)	0 (0,00%)	0 (0,00%)
Proporção	100577 (92,26%)	8437 (7,74%)	0 (0,00%)

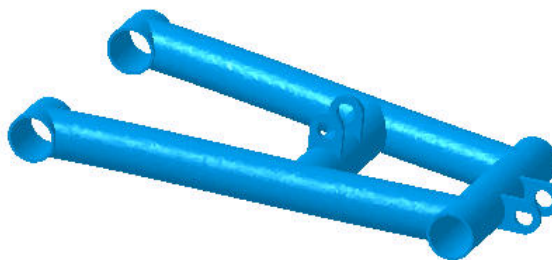


Figura 27 – Qualidade dos elementos de malha: braço inferior

5.4.3.2 Condições de contorno e forças aplicadas

De forma semelhante ao ocorrido na análise do braço superior, foi aplicada a condição de contorno de engaste nas faces internas dos suportes de ligação do braço ao chassi. Quanto a aplicação de forças, além da força de reação R2, também foi aplicada a força do elemento amortecedor estimada em 1700 N, a mesma foi aplicada nas faces internas do seu respectivo suporte, semelhante ao ocorrido com a força R2. O enunciado pode ser observado através da Figura 28, de forma semelhante, o elemento em azul representa a condição de contorno e as setas amarelas representam as forças aplicadas.

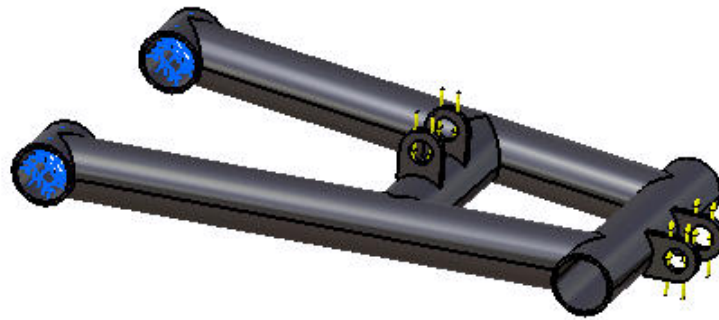


Figura 28 – Condições de contorno e forças aplicadas: braço inferior

5.4.3.3 Tensão: Critério de Von Mises

Assim como no braço superior, o braço inferior mostrou-se bastante robusto, pois este também não obteve em momento algum um nível de tensão que atingisse a tensão de escoamento do material, apesar de estar submetido à condições severas. Vale ressaltar que este tem como agravante a força gerada pelo elemento amortecedor, a qual contribui ao processo de flexo-torção do material. O exposto pode ser observado na Figura 29. Como o maior nível de tensão registrado foi de 166,1 MPa, tem-se um fator de segurança de aproximadamente 1,51.

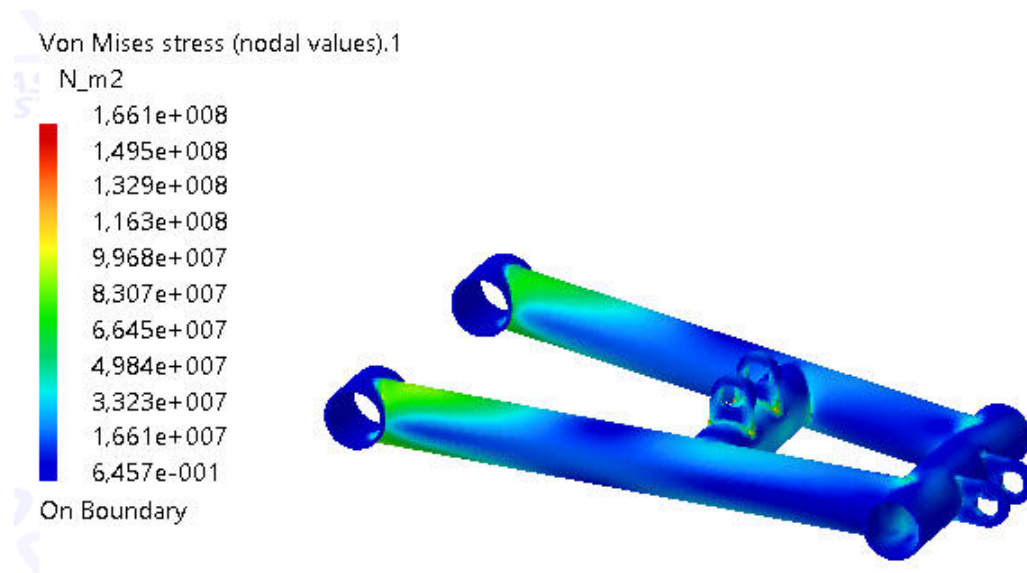


Figura 29 – Níveis de tensão: braço inferior

5.4.3.4 Deformação translacional

Durante a análise de deformação translacional do braço inferior observou-se um maior nível de deformação quando comparado ao braço superior, entretanto, o resultado já era esperado, devido ao maior comprimento da peça, além da força resultante do elemento amortecedor que agrava a situação. O maior número registrado foi de 0,354 mm, o qual

está dentro do nível aceitável. A Figura 30 demonstra de forma mais clara o efeito da flexo-torção na peça, onde a mesma não apresenta uma simetria em seus deslocamentos translacionais, o fato pode ser observado através da escala de cores apresentada, onde observa-se que a parte mais próxima a frente da veículo apresenta um nível de deformação translacional maior do que a parte mais próxima à traseira do veículo.

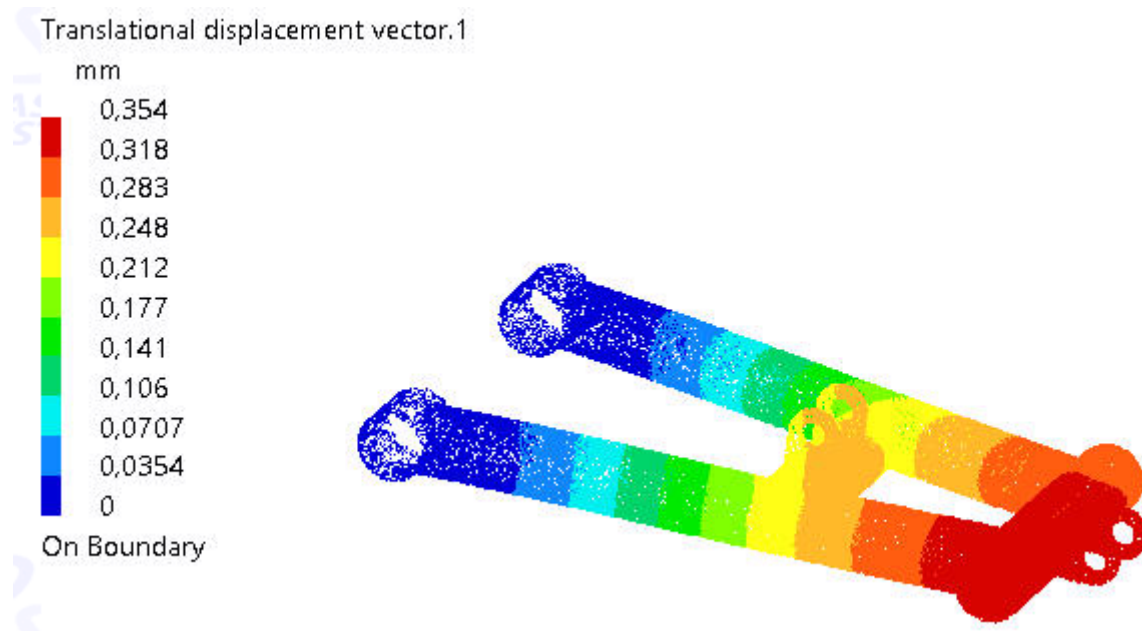


Figura 30 – Níveis de deformação: braço inferior

6 Conclusão

Pode-se constatar ao longo deste estudo que projeto de um sistema de suspensão é recheado de desafios e correções a serem feitas ao decorrer do processo, entretanto, o resultado final deve alcançar o propósito de manter o veículo mais estável, confortável e seguro. Portanto, o autor ateve-se ao estudo de forma simples e objetiva de maneira à apresentar o estudo e dimensionamento de um sistema de suspensão tipo duplo A, de forma que possa ser utilizado genericamente, mas ainda atendo-se as especificidades do veículo proposto.

Foi possível determinar os parâmetros de rigidez e amortecimento que devem compor o sistema ideal através do estudo do modelo de 1/4 de veículo, bem como a validação das constantes estimadas de forma a assegurar sua eficiência através de testes analíticos, onde a resposta do sistema foi estudada quando submetido à alguns tipos de perturbações, convergindo assim para um valor confiável. Após a análise e discussão dos dados, é possível inferir que a frequência natural estimada demonstra tendência em proporcionar bons resultados em testes futuros testes práticos.

A partir do antigo dimensionamento do veículo, foi proposta uma nova geometria, considerando o movimento dos braços articulados, de forma que os mesmos consigam prover uma boa relação entre a rigidez do veículo e a leitura do terreno. Foram considerados aspectos como o entre eixo, altura do veículo com relação ao solo e o posicionamento do elemento amortecedor, de forma que sempre tenha uma distância entre o solo e o veículo, mesmo que o elemento amortecedor atinja o fim de curso. Após a análise do dimensionamento já existente, além do croqui de geometria frontal foi possível o desenvolvimento do modelo CAD das peças referente aos braços de suspensão. Levou-se em consideração que os mesmos devem ser fabricados de forma mais simples possível, a fim de tornar possível a sua fabricação nas dependências da Universidade. A variação de geometria da suspensão é algo de extrema importância para o projeto, de forma que a mesma influencie em todo o funcionamento do sistema. De forma geral, foi possível encontrar dimensões que satisfazem as perspectivas e objetivos.

Após as análises estruturais dos braços de suspensão, que utilizam-se do método dos elementos finitos, constata-se que o sistema apresenta-se robusto e confiável, uma vez que não foram registrados níveis preocupantes de tensões ou deformações, apesar das severas condições de aplicação. Além do que, é possível inferir a confiabilidade da análise através da boa condição da malha gerada, uma vez que uma malha problemática contribui para a propagação de erros neste tipo de análise. De forma a gerar confiança na estrutura que suporta o sistema, o chassi, foram executados testes práticos em um circuito acidentado nas dependências da universidade, onde o teste foi realizado por condutores

com massa semelhante a proposta à do presente estudo, onde mesmo com um sistema totalmente o rígido, o chassi não apresentou sinal de desgaste, trinca ou quebra, gerando assim confiança no suporte do sistema.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

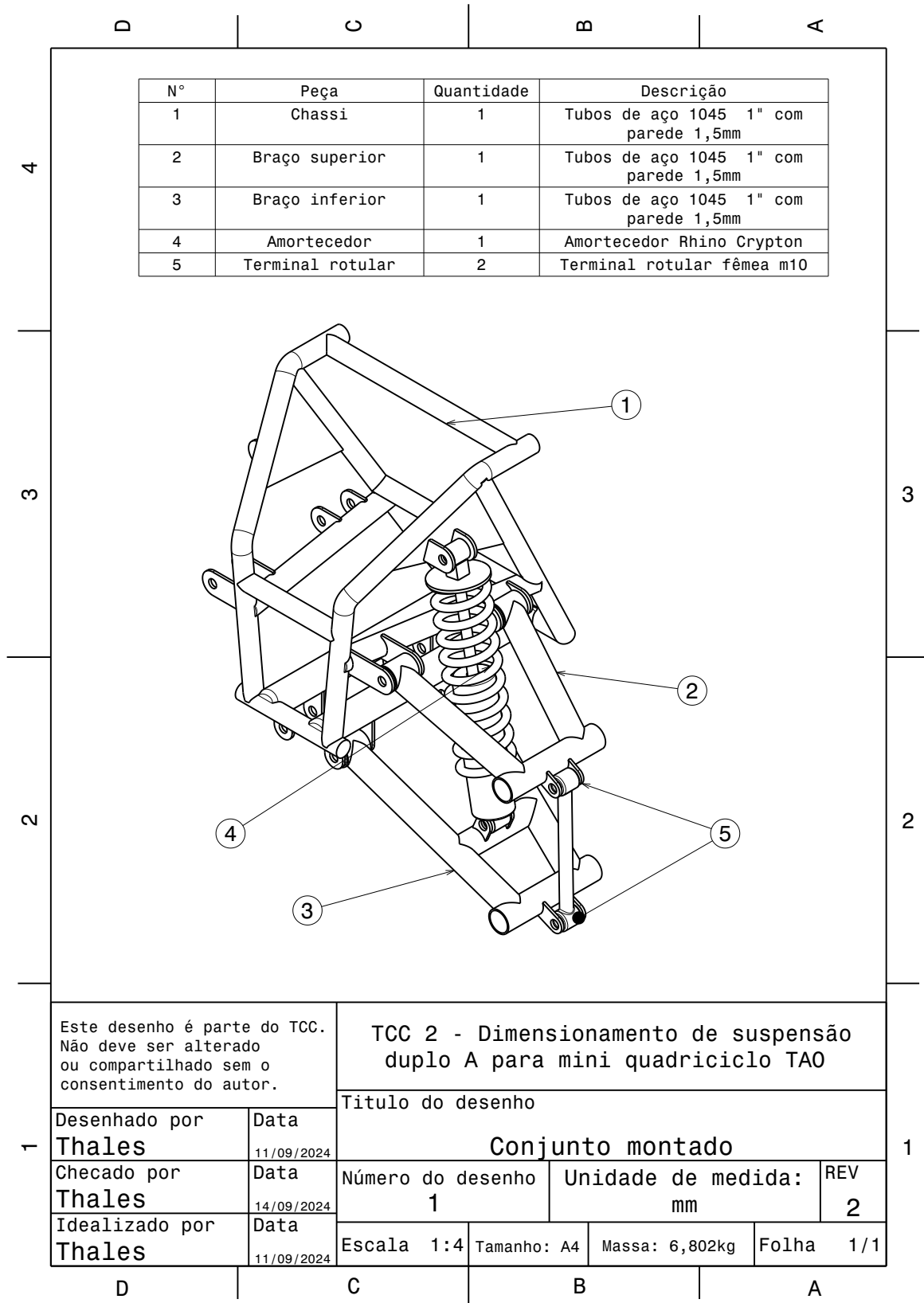
O estudo mostrou-se bastante enriquecedor, e atingiu seu objetivo proposto. Entretanto, é válido o processo de otimização do trabalho realizado através de uma análise aprofundada dos parâmetros de geometria, bem como a dinâmica do movimento. Tem-se como sugestão para trabalhos futuros a otimização do modelo proposto neste estudo, bem como o desenvolvimento de um sistema de suspensão para a traseira do veículo, que no momento da escrita deste estudo, apresenta-se no modelo de eixo rígido.

Referências

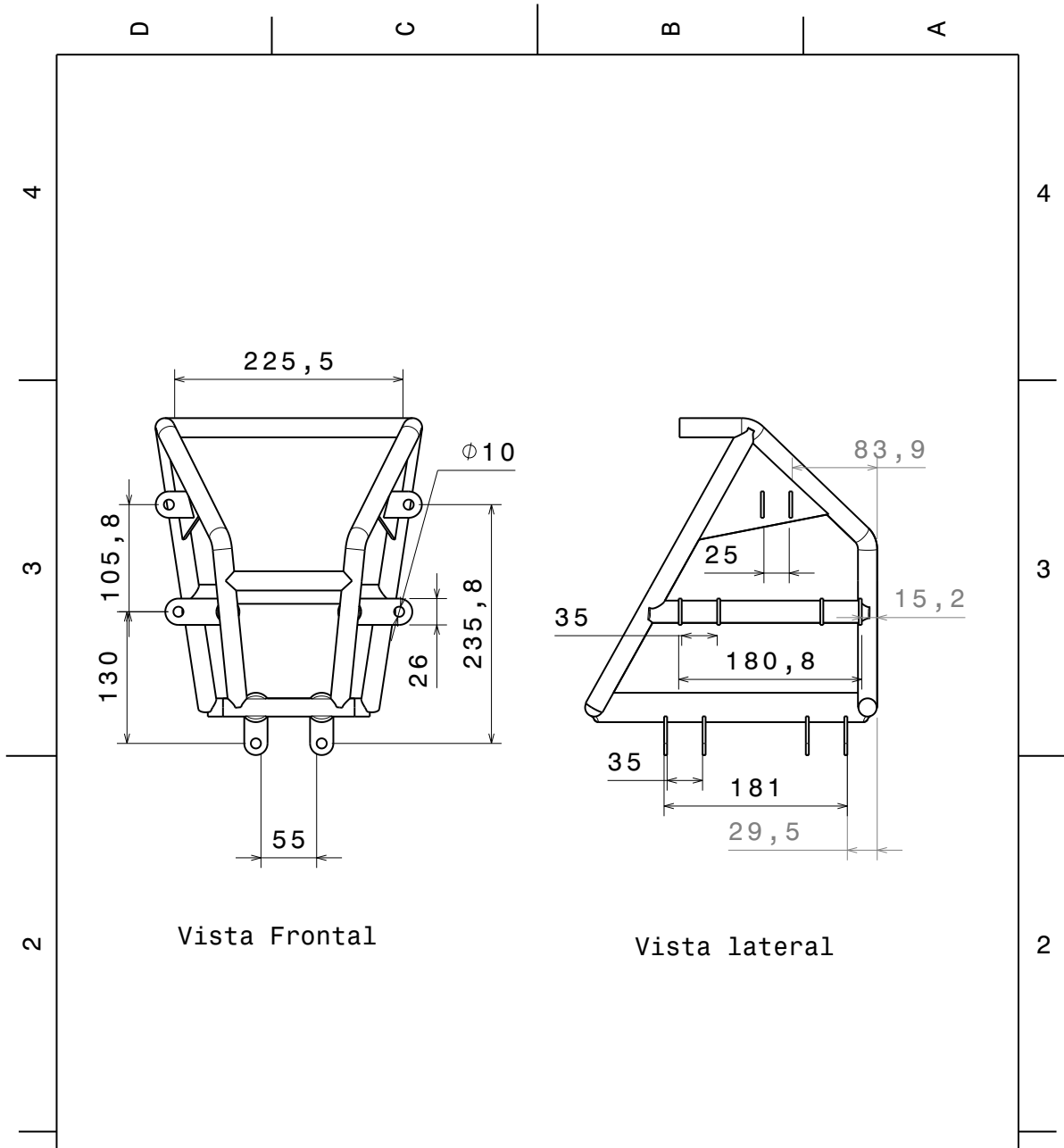
- ALMEIDA, D. de A. *Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A*. Brasília, 2012. Citado 5 vezes nas páginas 13, 19, 20, 21 e 22.
- ANDRADE, G. de O. *Dimensionamento geométrico e análise elastocinética de suspensão automotiva do tipo duplo A*. Brasília, 2013. Citado 5 vezes nas páginas 15, 17, 20, 21 e 22.
- BARROS, V. C. *Análise de um modelo matemático de 1/4 de suspensão para veículo Baja*. São Luís - MA, 2019. Citado na página 30.
- BERTAZZI, R. I. R. et al. *Dimensionamento e modelagem de mola helicoidal para suspensão de veículo Baja*. 2020. 65-81 p. Citado na página 18.
- CORTEZ, C. R. A. et al. *Dimensionamento de uma suspensão tipo duplo A para um veículo recreativo*. São Paulo, 2022. Citado 3 vezes nas páginas 18, 20 e 22.
- COSTA, V. A. da S. *Dimensionamento e calibração de suspensão tipo duplo A para veículos mini baja*. São Paulo, 2006. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 28.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, PA, 1992. 146-163 p. ISBN 150960001. Citado 3 vezes nas páginas 13, 15 e 16.
- JAZAR, R. N. *Vehicle Dynamics: theory and application*. Riverdale, NY 10471: Springer, 2008. ISBN 978-0-387-74243-4. Citado 4 vezes nas páginas 15, 16, 17 e 23.
- MENDONÇA, B. A.; COSTA, J. V.; ARAUJO, M. H. *Dimensionamento de uma suspensão dianteira tipo duplo A para mini veículo off-road*. Arcos - MG, 2019. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 33.
- NICOLAZZI, L. C. *Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas*. Florianópolis - SC, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 28, 33 e 35.
- PEREIRA, A. V. *Otimização de suspensões veiculares para conforto*. Brasília, 2017. Citado na página 13.
- RAO, S. S. *Vibrações Mecânicas*. 4. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2008. 424 p. ISBN 978-85-7605-200-5. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 18.
- ROCHA, V. R. *Análise de uma Suspensão para um Veículo de fórmula SAE via Elementos Finitos*. Brasília - DF, 2016. Citado na página 20.
- SOUZA, L. C. Estimativa de parâmetros da suspensão passiva de um veículo utilizando modelo de 1/4 de carro. *Conem*, Salvador - BA, 2018. Citado na página 23.
- TAO, M. *Rock 110 Owner's Manual*. [S.l.], 2010. Acesso em 02/12/2023. Disponível em: <<https://taomotor.com/products/atvs/rock110/rock-110-owners-manual/>>. Citado na página 25.

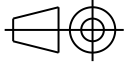
APÊNDICE A – Desenhos Técnicos

A.1 Conjunto montado

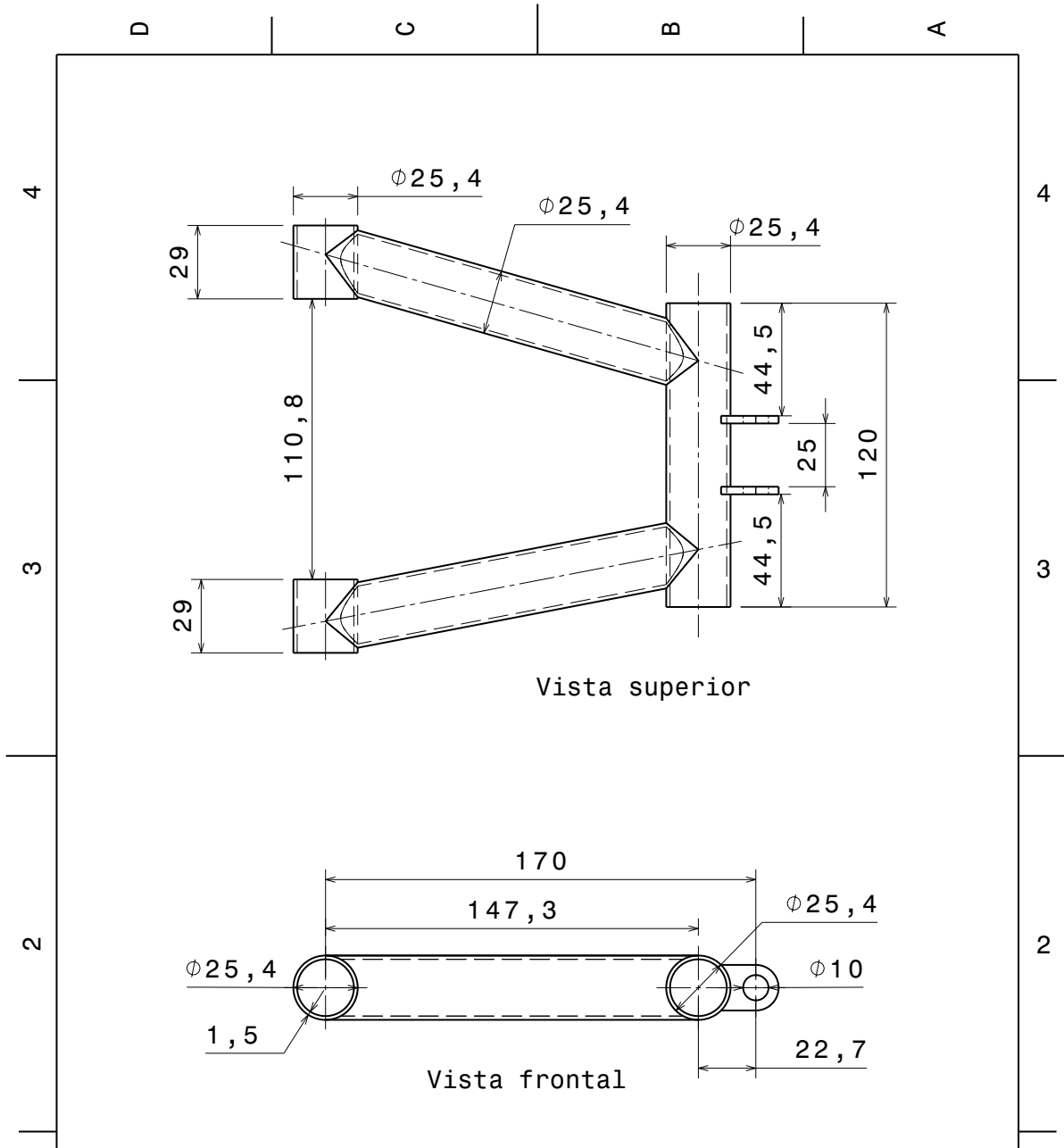


A.2 Pontos de apoio no chassi



Este desenho é parte do TCC. Não deve ser alterado ou compartilhado sem o consentimento do autor.		TCC 2 - Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TAO		
Desenhado por Thales	Data 11/09/2024	Título do desenho Pontos de apoio no chassi		
Checado por Thales	Data 14/09/2024	Número do desenho 2	Unidade de medida: mm	REV 3
Idealizado por Thales	Data 13/12/2023	Escala 1:5	Tamanho: A4	Massa: 2,076 kg Folha 1/1

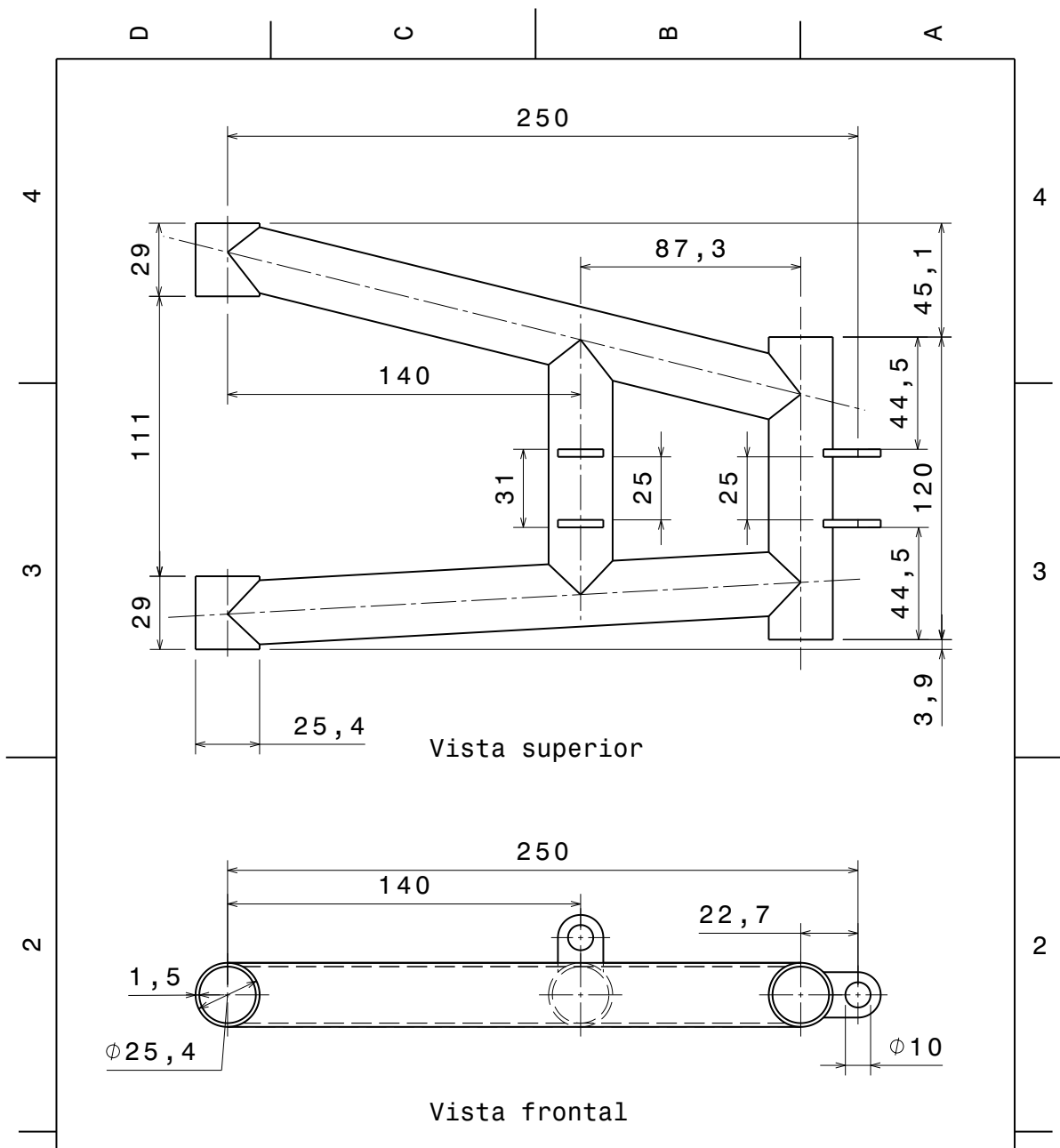
A.3 Braço superior

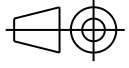


Este desenho é parte do TCC. Não deve ser alterado ou compartilhado sem o consentimento do autor.		TCC 2 - Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TA0		
Desenhado por Thales	Data 11/09/2024	Titulo do desenho Braço superior		
Checado por Thales	Data 14/09/2024	Número do desenho 3	Unidade de medida: mm	REV 3
Idealizado por Thales	Data 13/12/2023	Escala 1:2	Tamanho: A4	Massa: 0,405 kg Folha 1/1

D C B A

A.4 Braço inferior



Este desenho é parte do TCC. Não deve ser alterado ou compartilhado sem o consentimento do autor.		TCC 2 - Dimensionamento de suspensão duplo A para mini quadriciclo TA0		
Desenhado por Thales	Data 11/09/2024	Titulo do desenho Braço inferior		
Checado por Thales	Data 14/09/2024	Número do desenho 4	Unidade de medida: mm	REV 3
Idealizado por Thales	Data 13/12/2023	Escala 1:2	Tamanho: A4	Massa: 0,631 kg Folha 1/1

D C B A

APÊNDICE B – Código MatLab

B.1 Validação das contantes de rigidez e amortecimento

```

%Validação de parâmetros estimados através de função de transferência
%Declaração das variáveis a serem utilizadas:
ms = 180;           %Valor estimado de massa suspensa
mu = 6;            %Valor estimado do conjunto roda-pneu em 6 kg
qsi = 0.45;        %Fator de amortecimento
le = 0.183;        %Curso máximo de extensão
g = 9.81;          %Aceleração da gravidade
fd = 0.2333;       %Fator de distribuição

%Estimativa do coeficiente de rigidez:
ks = (ms*fd*g)/(2*le) %Rigidez estimada da suspensão
ku = ks*10;          %Rigidez do pneu sendo apróx. 10x a regidez da mola
%Estimativa do coeficiente de amortecimento:
cs = 2*qsi*sqrt(ks*(ms*fd*g/2))
%Declaração do vetor de tempo
t=0:0.001:10;
%Numerador e denominador da função de transferência
N = [ku*cs ku*ks];
D = [ms*mu ms*cs+mu*cs ms*(ks+ku)+mu*ks ku*cs ks*ku];
func = tf([ku*cs ku*ks],[ms*mu ms*cs+mu*cs ms*(ks+ku)+mu*ks ku*cs ks*ku])

%Mudança de escala da função degrau para 30cm

opt = stepDataOptions('StepAmplitude',0.3);

%Perturbação de sinal degrau
figure(1)
degrau = step(N,D,t,opt);
plot(t,degrau)
xlabel("Tempo (s)")
ylabel("Deslocamento da massa suspensa (m)")
grid on;

%Perturbação de sinal quadrado
figure(2)
[u,tquad] = gensig('square',12,48,0.01);
quad0 = lsim(func,u,tquad);
quad = quad0 * 0.3;
plot(tquad,quad)
xlabel("Tempo (s)")
ylabel("Deslocamento da massa suspensa (m)")
grid on;

%Perturbação de sinal senoidal
figure(3)
[s, tsen] = gensig('sin',12,48,0.01);
sen0 = lsim(N,D,s,tsen);
sen = sen0 * 0.3;
plot(tsen,sen)
xlabel("Tempo (s)")
ylabel("Deslocamento da massa suspensa (m)")
grid on;

```