

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,  
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO SUL  
Campus Ibirubá**

**MIKHAÉL BRAGA MEINKE**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO  
Definição de parâmetros de projeto de uma suspensão para um veículo off-road  
BAJA**

**Ibirubá  
2021**

MIKHAÉL BRAGA MEINKE

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Definição de parâmetros de projeto de uma suspensão para um veículo off-road BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto, fabricação e automação industrial.

Orientador: Cristiano Kulman, Dr. Eng.

Ibirubá

2021

*Ficha catalográfica*

*Definição de parâmetros de projeto de uma suspensão para um veículo off-road BAJA*

**Mikhaél Braga Meinke**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Ibirubá, 21 de fevereiro de 2022.

Banca Examinadora:

---

Prof. (orientador) Cristiano Kulman, Dr. Eng.  
IFRS campus Ibirubá

---

Prof. Bruno Conti Franco, MsC. Eng.  
IFRS campus Ibirubá

---

Prof. Giancarlo Schleder, MsC. Eng.  
IFRS campus Ibirubá

Dedico este trabalho à minha mãe.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, agradeço a Deus e a minha mãe, por todo esforço em me educar para que eu pudesse chegar até esse objetivo traçado, com dedicação. Agradeço, também, ao meu orientador pelas sugestões e a todos os meus professores que acrescentaram à minha formação.

*"Ninguém pode construir em teu lugar as pontes que precisarás passar para atravessar o rio da vida. Ninguém, exceto tu, só tu. Existem, por certo, um incontável número de atalhos, pontes e semideuses que se oferecerão para levar-te além do rio; mas isso te custaria a tua própria pessoa; tu te hipotecarias e te perderias. Existe no mundo um único caminho por onde só tu podes passar. Aonde leva? Não perguntes, segue-o!" -.*

*Friedrich Nietzsche*

## RESUMO

Esse trabalho tem como principal objetivo definir parâmetros de rigidez e amortecimento para a suspensão do veículo *off-road* BAJA. Para a definição da rigidez da mola presente na suspensão, utilizou-se como base uma frequência natural, com presença de amortecimento, da massa suspensa de 0,8 Hz, conforme recomendação mencionada no trabalho. Além disso, o fator de amortecimento escolhido foi de 0,4, conforme a recomendação de bibliografias mencionadas. Esse fator foi utilizado para encontrar o coeficiente de amortecimento para o amortecedor que deve estar presente na suspensão. Após a definição dos parâmetros mencionados, foi feita uma análise dos vários graus de liberdade, tanto para o modelo quarto de carro, quanto para o modelo meio carro. Os parâmetros definidos apresentaram bom desempenho com base nos gráficos mostrados, entretanto, a solução de compromisso teve como consequência uma grande deflexão estática.

**Palavras chave:** Suspensão. BAJA. Rigidez. Amortecimento. Análise Dinâmica Vertical.



## **ABSTRACT**

The main objective of this work is to define stiffness and damping parameters for the suspension of the BAJA off-road vehicle. To define the stiffness of the spring present in the suspension, a natural frequency, with the presence of damping, of the suspended mass of 0.8 Hz was used as a basis, as recommended in the work. In addition, the damping ratio chosen was 0.4, as recommended by the mentioned bibliographies. This ratio was used to find the damping coefficient for the damper that must be present in the suspension. After defining the mentioned parameters, an analysis of the various degrees of freedom was made, both for the quarter-car model and for the half-car model. The defined parameters performed well based on the graphs shown, however, the compromise solution resulted in a large static deflection.

**Key words:** Suspension. BAJA. Stiffness. Damping. Vertical dynamics analysis.

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 – Exemplo BAJA SAE
- Figura 2 – Modelo CAD BAJA Equipe Ibirubá
- Figura 3 – Sistema de eixos veicular, SAE
- Figura 4 – Amortecimento de uma vibração ao longo do tempo
- Figura 5 – Diagrama de um amortecedor hidráulico
- Figura 6 – Diferente fatores de amortecimento comparados com respectivos deslocamentos
- Figura 7 – Exemplo de estabilidade e instabilidade
- Figura 8 – Deformação dos pneus e deriva
- Figura 9 - Partes da suspensão
- Figura 10 – Suspensão duplo A
- Figura 11 – Mecanismo Multi-link
- Figura 12 – Modelagem um quarto de carro
- Figura 13 – Diagrama modelo Meio Carro
- Figura 14 - Centro de Gravidade
- Figura 15 - Relação entre a aceleração na massa suspensa e a aceleração imposta pela pista
- Figura 16 - Força Dinâmica na Massa Suspensa Sobre a Força na Massa Não-suspensa
- Figura 17 - Força Dinâmica na Massa Suspensa Sobre a Força na Massa Suspensa
- Figura 18 - Modelo um Quarto de Carro em relação a entrada de dados Pista, Massa não-suspensa e Massa
- Figura 19 - Deslocamento Massa Suspensa, Massa não-suspensa e perfil da pista
- Figura 20 - Comportamento massa suspensa com excitação da pista de 0,8 Hz
- Figura 21 - Velocidades das massas suspensas e não-suspensas
- Figura 22 - Perfil com 0,4 metros de altura
- Figura 23 - Elevação Abrupta de 10 cm
- Figura 24 - Travessia de 0,3 m de profundidade
- Figura 25 - Perfil das pistas
- Figura 26 - Comportamento da Massa Suspensa Pista Elevação Abrupta 0,15 m

Figura 27 - Rotação da Massa Suspensa Pista Elevação Abrupta 0,15 m

Figura 28 - Comparação da massa suspensa com as massas não-suspensas

Figura 29 - Comparação dos Quatro Graus de Liberdade

Figura 30 - Aceleração Massa Suspensa Elevação Abrupta de 0,15 m

Figura 31 - Aceleração Massa Suspensa e não-suspensa

Figura 32 - Perfil de Pista de Lombada de 0,15 m de Altura

Figura 33 - Deslocamento da Massa Suspensa com Lombada de 0,15 m

Figura 34 - Deslocamento da massa suspensa e das massas não-suspensas

Figura 35 - Aceleração Massa Suspensa e Massas não-suspensas

Figura 36 - Deslocamentos das massas com as suas respectivas reduções

Figura 37 - Deslocamentos das Suspensões

Figura 38 - Deflexão Estática e Frequência Natural

## SUMÁRIO

<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>12</b>
O QUE É O BAJA	12
EQUIPE IBIRUBAJA	13
<b>JUSTIFICATIVA</b>	<b>14</b>
<b>OBJETIVOS</b>	<b>15</b>
Objetivos específicos	15
<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>15</b>
DINÂMICA VEICULAR	15
MOVIMENTO HARMÔNICO SIMPLES	17
MOVIMENTO HARMÔNICO SIMPLES AMORTECIDO	17
FREQUÊNCIA NATURAL E RESSONÂNCIA	18
ELEMENTO MOLA	19
AMORTECIMENTO	19
ELEMENTO AMORTECEDOR	20
FATOR DE AMORTECIMENTO	21
ESTABILIDADE	23
DERIVA	23
ESTABILIDADE VEICULAR	24

SUSPENSÃO	25
MASSA SUSPensa	26
MASSA NÃO-SUSPensa	26
SUSPENSÃO TIPO DUPLO A	26
SUSPENSÃO TIPO MULTI-LINK	27
MODELAGEM DE UM QUARTO DE VEÍCULO	28
MODELAGEM DE MEIO CARRO (MODELO BICICLETA)	31
<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>33</b>
LEVANTAMENTO DE REQUISITOS DE PROJETO	33
<b>Requisitos de Projeto</b>	<b>34</b>
OBTENÇÃO DE DADOS PARA O MODELO QUARTO DE CARRO	34
Centro de Gravidade e Massa Suspensa e Não-suspensa	35
Rigidez dos Pneus	36
Rigidez das molas	37
Coeficiente de amortecimento	39
Dados de pista	39
OBTENÇÃO DE DADOS PARA O MODELO MEIO CARRO	39
Massa Suspensa, Não-suspensa e Momento de Inércia de Massa	40
Rigidez das molas	40
Coeficiente de amortecimento	40

SOFTWARE GNU OCTAVE	41
Inserção dos perfis de pista	41
<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>42</b>
ANÁLISE DO MODELO DE UM QUARTO DE VEÍCULO	42
ANÁLISE DO MODELO MEIO CARRO	50
Avaliação do deslocamento do meio carro com redução de massa	58
<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>61</b>
CONCLUSÕES	61
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	63
SUGESTÕES PARA A EQUIPE IBIRUBAJA	64
<b>APÊNDICE A - Código Octave para plotagem das equações 13, 14 e 15</b>	<b>67</b>
<b>APÊNDICE B - Código para resolução das equações 11 e 12 e plotagem dos gráficos respectivos</b>	<b>70</b>
<b>APÊNDICE C - Código para resolução das equações 16, 17 18 e 19 e plotagem dos gráficos respectivos</b>	<b>72</b>
<b>APÊNDICE D - Exemplo de códigos para o perfil de pista do Modelo Half Car</b>	<b>75</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 O QUE É O BAJA

Conforme BAJA NACIONAL (2021), o BAJA SAE Brasil é um programa que busca o desenvolvimento dos estudantes de engenharia através da proposta de um desafio da elaboração de um projeto de um carro *off-road* e a execução do projeto. Este programa visa construir um veículo a partir de alguns fatores especificados e outros livres, buscando otimizar o projeto.

Cada equipe recebe uma quantia determinada de recursos, seja dos patrocinadores, do *Campus* de onde provém ou até mesmo dos participantes da equipe. Esse fato limita algumas equipes, que não têm recursos suficientes para a construção do veículo *off-road* de maneira satisfatória, não possibilitando uma competição mais justa e saudável.

Com isso, o veículo *off-road* é projetado, montado e testado em uma competição anual onde diversas equipes provenientes de cursos de engenharia mecânica de diversos *Campus* competem para testar qual é o melhor veículo. A equipe vencedora é convidada a participar da competição internacional, nos Estados Unidos da América.

Figura 1 - Exemplo BAJA SAE



Fonte: ITA, 2022.

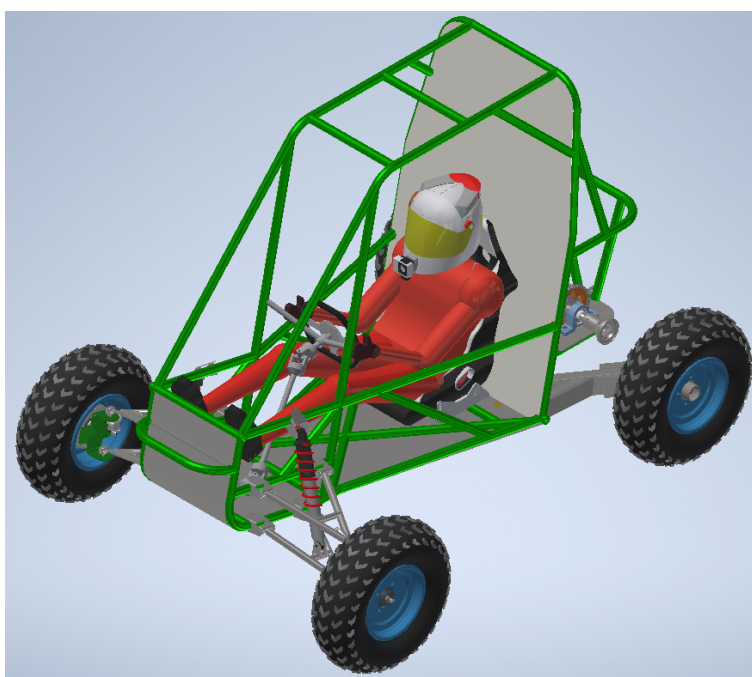
## 1.2 EQUIPE IBIRUBAJA

A equipe IbiruBAJA foi criada no dia primeiro de outubro de 2018 no Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, *Campus Ibirubá*. A principal motivação para o surgimento da equipe foi o de participar de uma competição de engenharia mecânica para projetar e construir um veículo *off-road*.

A equipe conseguiu algumas parcerias de empresas locais, pois a região tem grande presença do setor metal-mecânico. Além disso, foram recebidas pela equipe algumas doações de materiais e produtos, como tubos metálicos para a construção do chassi, pneus para o veículo, entre outros.

O primeiro veículo foi construído para a competição e funcionou sem problemas aparentes, movimentando-se bem e obedecendo aos comandos. Entretanto, devido à falta de alguns requisitos apontados pelo inspetor da competição, o veículo não chegou a ser testado nas provas. Ainda assim, a equipe ficou animada com os resultados do seu primeiro carro e continua com entusiasmo para projetar e construir o próximo veículo.

Figura 2 - Modelo CAD BAJA Equipe Ibirubá



Fonte: do autor



## 2 JUSTIFICATIVA

A equipe BAJA do *Campus* Ibirubá não tem um sistema de suspensão para o veículo *off-road* que atenda as necessidades, não oferecendo competitividade para a equipe. Foi instalada uma suspensão disponível no *Campus*, entretanto, o componente não foi capaz de manter o veículo suspenso. Posteriormente, foram colocados dois conjuntos de suspensão na dianteira, para que o veículo ficasse suspenso do chão. Além disso, não foi realizada uma análise das necessidades e requisitos do projeto para orientar na produção ou compra de uma suspensão.

Para um veículo *off-road*, a suspensão é uma das partes mais importantes, tendo em vista que o terreno é irregular. Portanto, uma suspensão deve reduzir a transferência de energia à componentes sensíveis vinda por meio do impacto com o solo, aumentando a vida útil do chassi, motor e, o mais importante, do piloto.

Com base no exposto, e considerando que na competição BAJA poucos componentes são passíveis de modificação e projeto, sendo a suspensão um deles, é de grande importância que se tenha um projeto adequado para este caso. Tendo como estratégia aumentar a competitividade e segurança do veículo.

Com a limitação de recursos, sendo tempo um deles, torna-se difícil a construção e projeto do veículo *off-road* para a equipe, precisando de parcerias e patrocínios para prosseguir com a competição. Além disso, muitas vezes o suporte recebido não vem de maneira acessível, ou seja, recurso monetário para a compra de exatamente o que é necessário. Muitas vezes, a ajuda vem na forma do empréstimo de uma máquina para a produção da parte do veículo, matéria prima para a construção ou uma doação de um produto pronto, que muitas vezes não atende os requisitos mecânicos para desempenho e estabilidade.

### **3 OBJETIVOS**

Esse trabalho de conclusão de curso tem como meta desenvolver o projeto para definir parâmetros de uma suspensão para o veículo da equipe IbiruBAJA. Além disso, auxiliar a equipe para futuros trabalhos que busquem continuar o projeto e cobrir pontos que este não terá a capacidade de fazer.

Os parâmetros a serem definidos são a rigidez da mola (ver item 5, figura 9) e o amortecimento do amortecedor (ver item 6, figura 9). Dito isso, os parâmetros devem ser definidos tendo em mente as necessidades e requisitos de projeto da equipe e do regulamento do BAJA SAE.

#### **3.1 Objetivos específicos**

- Análise de requisitos de projeto;
- Obter os valores de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão;
- Avaliar o comportamento do veículo com os valores definidos.

### **4 REFERENCIAL TEÓRICO**

Para esse embasamento teórico, será abordado uma ordem de conteúdo de forma a estabelecer os conceitos fundamentais e ao decorrer ir especificando mais conforme as necessidades do trabalho.

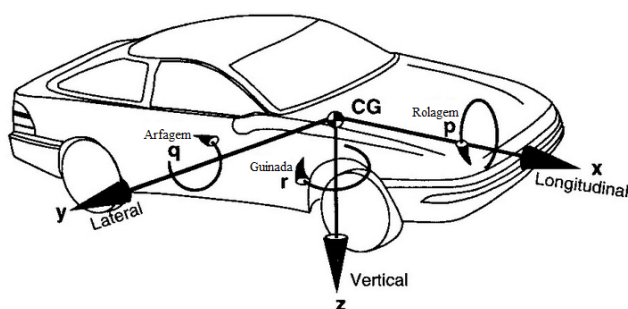
#### **4.1 DINÂMICA VEICULAR**

A dinâmica veicular trata-se de um estudo que envolve mecânica clássica, física, entre outras áreas de estudo. A dinâmica veicular leva em consideração o piloto, o veículo, a carga e o ambiente. Além disso, essa área de estudo busca o melhoramento da segurança ativa e

conforto na direção. Para isso, utiliza-se simulações computacionais, teste de equipamentos de medida e testes de campo (RILL, 2009).

A seguir, a figura 3 para ilustrar as posições dos eixos e suas respectivas nomenclaturas. Os eixos são longitudinal (x), lateral (y) e vertical (z), onde ambos partem do centro de gravidade do veículo. A rotação nos eixos são chamadas, respectivamente, conforme a ordenação acima, rolagem, arfagem e guinada. Esses eixos serão utilizados para o estudo da dinâmica veicular, assim como da estabilidade veicular.

Figura 3 – Sistema de eixos veicular, SAE



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992)

Segundo Rill (2009), o piloto influencia na dinâmica veicular de forma lateral e longitudinal, sendo na primeira forma através da torção do volante, criando forças laterais. Para a segunda maneira citada, o motorista pode afetar a dinâmica do veículo através da aceleração, frenagem, embreagem e com a troca de marcha. Entretanto, a reação do piloto é muito complexa, demandando inclusive estudos psicológicos. Por isso, para as simulações computacionais, são definidos pilotos “ideais”.

Conforme ISO 3833 *apud* Rill (2009), são considerados veículos: motocicletas; carros de passageiros; ônibus; caminhões; tratores agrícolas; carros de passageiros com reboque; reboque de caminhão/semi-reboque; e trens rodoviários.

## 4.2 MOVIMENTO HARMÔNICO SIMPLES

Qualquer movimento que se repete em uma determinada frequência, pode ser chamado de movimento harmônico. No entanto, o movimento harmônico simples é mais específico, ele é dado por um movimento que se repete ao longo de um eixo 'x', por exemplo, em função do tempo. Conforme a equação dada por Halliday (2016).

$$x(t) = x_m \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (1)$$

Conforme mostra a eq. (1), o MHS (Movimento Harmônico Simples) pode ser descrito por uma função senoidal em função do tempo, podendo ser representado por seno ou cosseno (HALLIDAY, 2016).

## 4.3 MOVIMENTO HARMÔNICO SIMPLES AMORTECIDO

Quando um movimento harmônico simples sofre alguma redução da sua amplitude ao longo do tempo, chama-se de Movimento Harmônico Simples Amortecido. Um pêndulo não oscila indefinidamente devido à força de arrasto com o ar, entre outras forças menores, amortecendo sua oscilação. Essas são chamadas de forças de amortecimento (HALLIDAY, 2016).

$$F_a = -bv \quad (2)$$

Conforme a eq. (2) de Halliday (2016), a força de amortecimento pode ser definida por uma constante de amortecimento b e uma velocidade v, onde o sinal negativo é devido a força contrária que o amortecimento exerce sobre o movimento.

#### 4.4 FREQUÊNCIA NATURAL E RESSONÂNCIA

A frequência natural de um sistema massa-mola pode ser definida a partir da equação 3, conforme Halliday (2008).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

Onde:

$k$  - Rigidez da mola

$m$  - massa do sistema

A ressonância ocorre quando a frequência de excitação externa for igual a frequência natural do sistema, fazendo com que a vibração aconteça com a máxima amplitude do sistema (HALLIDAY, 2008).

#### 4.5 RIGIDEZ

“Devemos observar que o módulo de elasticidade é uma propriedade mecânica que indica a rigidez de um material” (HIBBELER, 2010).

Dentro da região elástica de tração ou compressão de um material, observa-se que há uma proporção linear entre tensão e deformação. Assim, conforme aumenta a tensão, a deformação, por consequência aumenta. A partir disso, essa proporção linear é dada pelo módulo de elasticidade, que é definido pela razão entre tensão e deformação (HIBBELER, 2010).

#### 4.6 ELEMENTO MOLA

“Molas de fio incluem molas helicoidais de fio redondo e de fio quadrado, feitas para resistir e defletir sob cargas de tração, compressão ou torção” (BUDYNAS *et al*, 2016).

Em uma mola linear, a força se dá proporcionalmente através do deslocamento relativo de uma de suas partes, havendo compressão. A mola é um componente mecânico, sendo uma de suas funções armazenar energia cinética da forma de energia potencial elástica (RAO, 2008).

Além disso, para o uso em veículos na suspensão, ela tem a importante função de manter o pneu em contato com o solo o máximo possível. Numa suspensão, a mola tem como uma das funções sustentar o peso do veículo (RILL, 2009).

A equação a seguir descreve o comportamento de uma mola linear, conforme Halliday (2008).

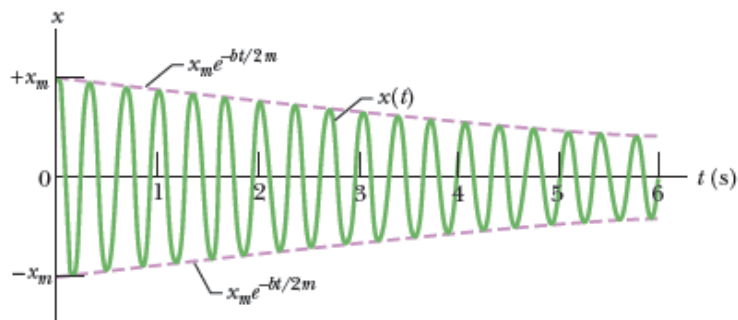
$$F = k \cdot x \quad (4)$$

Onde ‘F’ representa a força na mola, ‘k’ a constante elástica e ‘x’ o seu deslocamento relativo.

#### 4.7 AMORTECIMENTO

“Se nenhuma energia for perdida ou dissipada por atrito ou outra resistência durante a oscilação, a vibração é conhecida como vibração não amortecida. Todavia, se qualquer energia for perdida de maneira, ela é denominada vibração amortecida” (RAO, 2008).

Figura 4 - Amortecimento de uma vibração ao longo do tempo



Fonte: Halliday (2008).

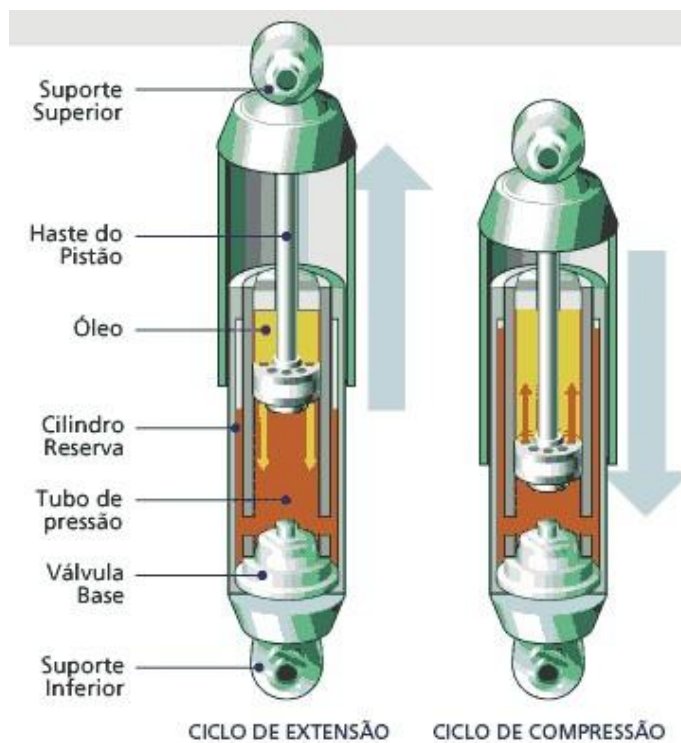
#### 4.8 ELEMENTO AMORTECEDOR

Um amortecedor é, basicamente, uma bomba de óleo, no qual conforme a suspensão sobe ou desce o fluido é forçado a seguir um determinado percurso (RILL, 2009).

Um amortecedor pode ser definido como um elemento do qual dissipa a energia vibratória de um sistema, reduzindo a amplitude da vibração ao longo do tempo. Além disso, a força em um amortecedor é proporcional à velocidade (DIXON, 1996).

A ausência de tal elemento, pode fazer com que, teoricamente, a vibração aconteça indefinidamente. Na prática, a energia pode ser dissipada de outras maneiras. Entretanto, um amortecedor é essencial para que essa oscilação seja neutralizada rapidamente para que seja proporcionado maior conforto aos ocupantes do veículo (PERSEGUIM, 2005).

Figura 5 - Diagrama de um amortecedor hidráulico



Fonte: Adaptado de HowStuffWorks (2021).

#### 4.9 FATOR DE AMORTECIMENTO

Conforme Milliken (1995), o coeficiente de amortecimento crítico pode ser definido matematicamente por:

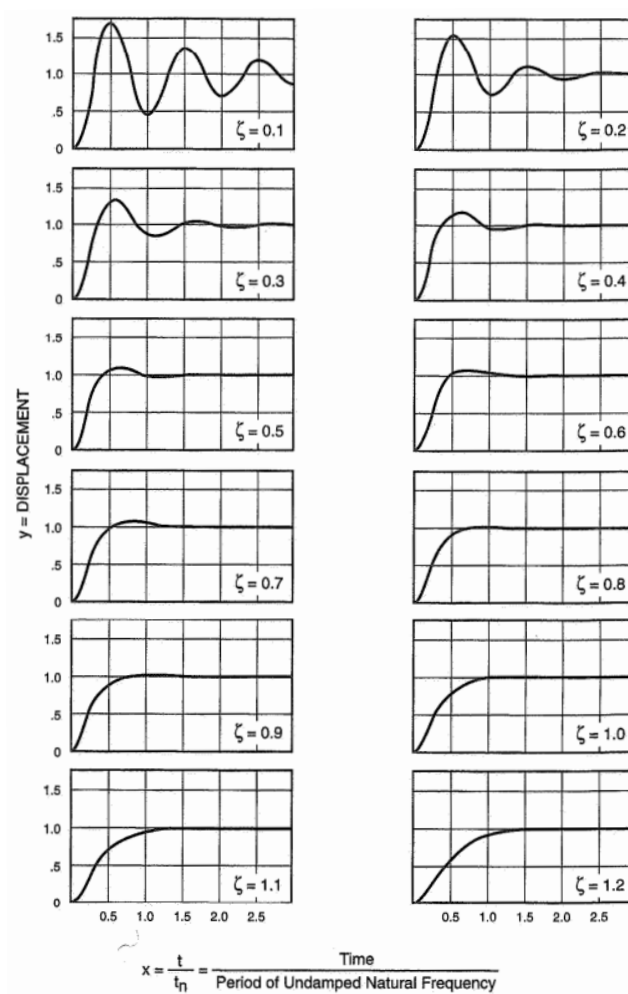
$$C_{crit} = 2\sqrt{km} \quad (5)$$

E a razão entre o coeficiente de amortecimento  $C$  e o coeficiente de amortecimento crítico  $C_{crit}$  é chamado de fator de amortecimento, geralmente descrito pelo símbolo  $\zeta$ , onde

$$\zeta = C / C_{crit} \quad (6)$$



Figura 6 - Diferente fatores de amortecimento comparados com respectivos deslocamentos



Fonte: Milliken, 1995.

#### 4.10 PNEU

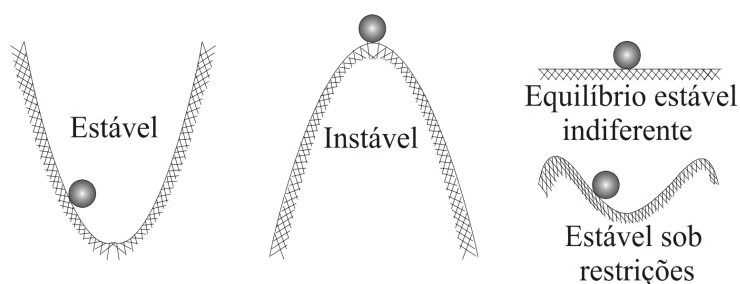
A principal função dos pneus é estabelecer um contato entre o veículo e a pista, a fim de produzir as forças necessárias para apoiar e movimentar o corpo do veículo. Essas forças devem ser criadas para gerar aceleração, frenagem e aderência em curvas.

A dinâmica de um veículo é quase que inteiramente controlada pelos pneus, devidos às forças exercidas nele pela pista. Portanto, as características de um pneu tem grande efeito sobre a dirigibilidade de um veículo (DIXON, 1996).

#### 4.11 ESTABILIDADE

“A estabilidade é caracterizada como a propriedade de um corpo de, retirado de uma posição de equilíbrio ou movimento contínuo, produzir forças e momentos que o façam retornar à posição primitiva” (NICOLAZZI *et al*, 2008).

Figura 7 - Exemplo de estabilidade e instabilidade

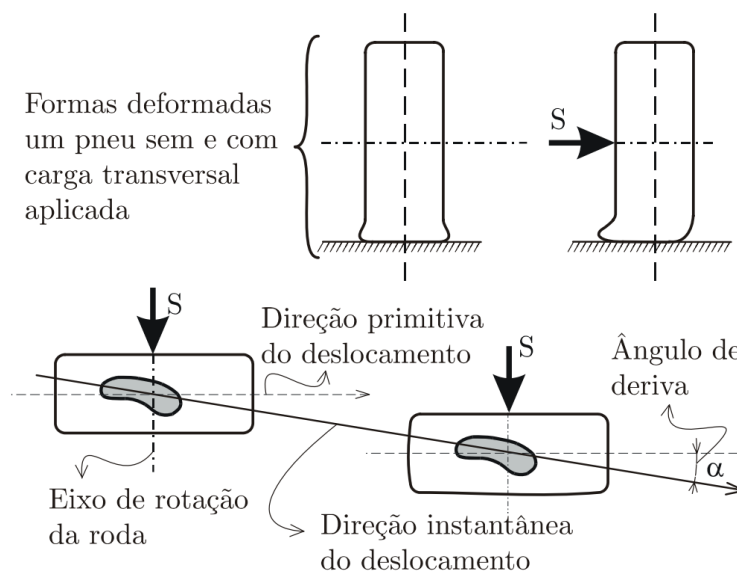


Fonte: NICOLAZZI *et al*, 2008.

#### 4.12 DERIVA

Com a presença de forças laterais em um veículo, seja por ação de vento ou inércia de uma curva, é ocasionada deformação nos pneus. A deformação reduz e altera a forma da área de contato do pneu com a pista, diminuindo a aderência e causando escorregamento lateral. A partir disso, surge o ângulo de deriva, que seria o ângulo entre a direção primitiva do pneu e a direção instantânea do mesmo, causada pela deformação (NICOLAZZI *et al*, 2008), como mostra a figura 8.

Figura 8 - Deformação dos pneus e deriva



Fonte: NICOLAZZI *et al*, 2008.

#### 4.13 ESTABILIDADE VEICULAR

A estabilidade veicular é afetada por diferentes fatores, tais como carga nas rodas, alinhamento das rodas frontais, pressão nos pneus e também condições atmosféricas e da pista, o que afeta as condições do veículo (GILLESPIE, 1992).

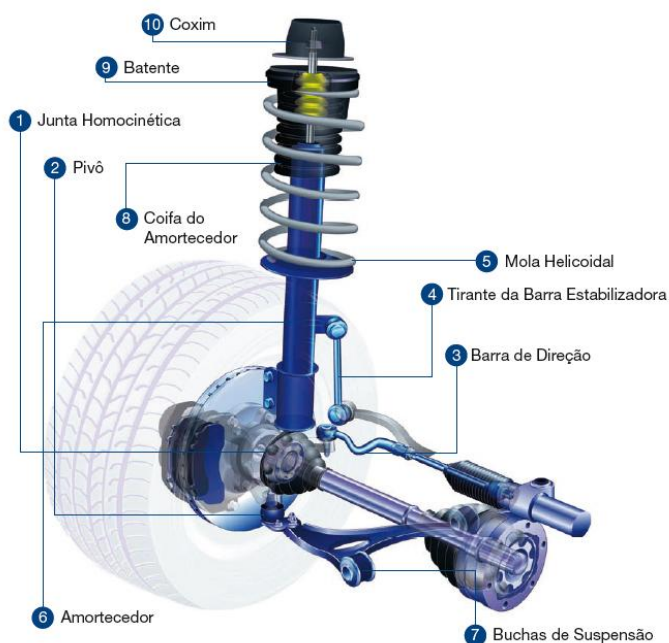
“As condições que mais afetam a estabilidade são os valores estacionários da velocidade de avanço e a aceleração lateral” (GILLESPIE, 1992).

Segundo Nicolazzi (2008), a estabilidade veicular pode ser definida como a capacidade do veículo de retornar a sua posição primitiva de deslocamento linear, após cessada uma perturbação externa, ainda que em trajetória diferente. Algumas dessas perturbações podem ser uma forte rajada de vento ou a força de inércia durante uma curva.

#### 4.14 SUSPENSÃO

Segundo Rill (2009), o principal propósito de um sistema de suspensão é manter o peso do veículo e sua carga, manter o alinhamento correto das rodas, controlar a direção de navegação do veículo, manter os pneus em contato com a pista e reduzir os efeitos das forças de impacto. As suspensões em geral possuem alguns componentes em comum como: elementos guias (braços de controle, conexões, feixes de mola e escoras), elementos de força (mola helicoidal, barra de torção, mola pneumática, mola de lâmina, barra estabilizadora, barra anti-oscilação ou estabilizador, amortecedor, buchas, montagens hidro) e por último, os pneus.

Figura 9 - Partes da suspensão



Fonte: Farol Alto, 2022.

#### 4.15 MASSA SUSPENSA

“A massa principal consiste no próprio veículo e é compreendida por todos os componentes que estão sendo suportados pelas molas. Portanto, essa é conhecida como massa suspensa” (STONE, 2004).

#### 4.16 MASSA NÃO-SUSPENSA

“Vários componentes, como eixos, cubos, possivelmente o diferencial e assim por diante, não são suportados pelas molas e são chamados de massa não-suspensa” (STONE, 2004).

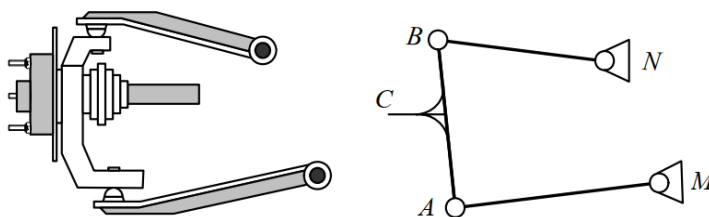
#### 4.17 SUSPENSÃO TIPO DUPLO A

A suspensão tipo duplo A é um mecanismo muito comum para suspensões do tipo independente para carros de rua. O mecanismo duplo A pode ser comparado a um modelo cinético 4 barras (JAZAR, 2008).

Conforme Dixon (1996), a suspensão duplo A é geralmente instalada na frente dos veículos. Além disso, a mola geralmente trabalha através do braço inferior, uma vez que geralmente é mais compacto.

Segundo Rajamani (2012), a suspensão duplo A é um tipo de suspensão independente. O eixo da roda é apoiado por um braço inferior e superior, em forma de ‘A’. Esse sistema de braços permite que a roda se desloque de maneira vertical, independente da outra roda. Com o movimento vertical, também é ocasionado um leve movimento lateral em decorrência do arco formado pelos braços.

Figura 10 - Suspensão duplo A



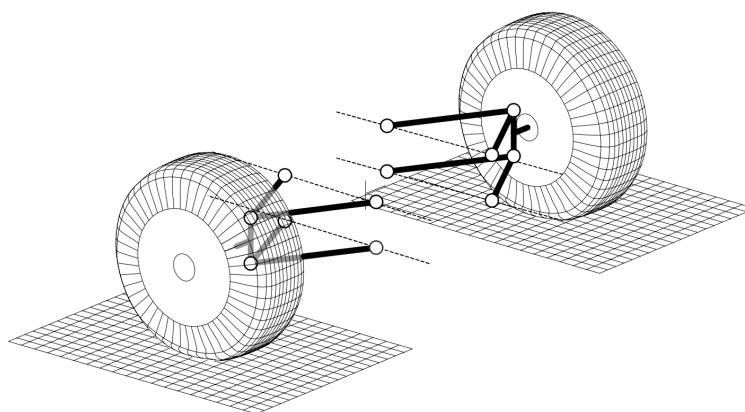
Fonte: JAZAR, 2008.

#### 4.18 SUSPENSÃO TIPO MULTI-LINK

Conforme Jazar (2008), quando um mecanismo duplo A tem suas duas barras laterais conectadas uma à outra através de uma junta conforme a figura 11, então esse é chamado de mecanismo multi-link. Esse tipo de suspensão trata-se de um mecanismo de 6 barras.

Entretanto, as suspensões multilink são caras, complexas e menos confiáveis, tendo dificuldades para reparar ou fazer a troca em campo.

Figura 11 - Mecanismo Multi-link



Fonte: JAZAR, 2008.

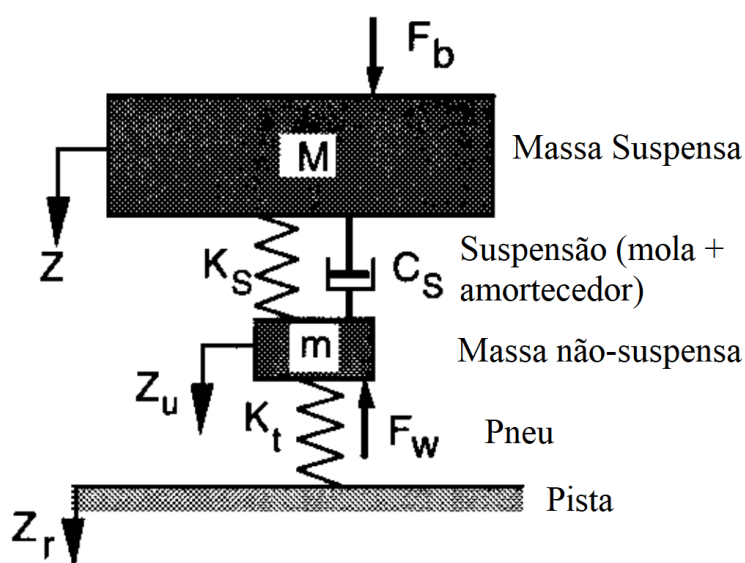
#### 4.19 MODELAGEM DE UM QUARTO DE VEÍCULO

O modelo de um quarto de veículo é o mais simples em relação a modelagem dinâmica de um veículo. Consiste em apenas dois graus de liberdade que descrevem o movimento vertical do veículo.

Esse modelo é geralmente usado para estudar a resposta vibratória de um veículo em relação às excitações aleatórias da pista e o amortecimento escolhido. Esse modelo consiste na massa suspensa do veículo, abaixo a representação do elemento mola e em paralelo, o elemento amortecedor. Após, tem-se a massa não-suspensa e a rigidez do pneu representado por um símbolo de mola, já que ele, matematicamente, age como tal no sistema.

Nesse caso, o amortecimento no pneu é desconsiderado devido à baixa influência que tem no sistema e a dificuldade da obtenção do valor, pois ele deriva da dissipação de calor, deformação do pneu, deslocamento de ar na superfície interna, entre outros elementos. Além da representação do veículo, há um fornecimento de dados referente à uma pista, que pode ser aleatório, com a tentativa de simular as condições de uma via irregular, ou seja, uma via com buracos, pedras e acalives. Segue abaixo um diagrama da modelagem de um quarto de veículo para mais informações.

Figura 12 – Modelagem um quarto de carro



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Conforme mostrado na figura 12, o eixo para a massa suspensa 'M' é o 'Z'. O eixo para a massa não-suspensa 'm' é o 'Z<sub>u</sub>', sendo assim, é um sistema com dois graus de liberdade. O 'F<sub>b</sub>' é a força na massa suspensa, 'K<sub>s</sub>' é a rigidez da mola da suspensão e 'C<sub>s</sub>' é o amortecimento do amortecedor. Na massa não-suspensa, é exercida uma força 'F<sub>w</sub>'. A constante 'K<sub>t</sub>' é a rigidez dos pneus e, nesse caso, o amortecimento dos pneus foi negligenciado, pois é muito pequeno em relação ao sistema. O conjunto de equações a seguir para a modelagem do modelo de um quarto de carro foram conforme Gillespie (1992).

A rigidez efetiva do sistema 'RR' pode ser expressa da seguinte forma:

$$RR = \frac{K_s \cdot K_t}{K_s + K_t} \quad (7)$$

E na ausência de amortecimento, a frequência natural pode ser expressa por

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad \text{rad/s} \quad (8a)$$

ou por

$$f_n = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{RR}{W/g}} \quad \text{ciclos/s} \quad (8b)$$

onde  $W = M \cdot g$  = Peso da massa suspensa

Com a presença do amortecimento, a frequência natural é dada por

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (9)$$

onde  $\zeta_s$  é o fator de amortecimento.



$$\zeta_s = C_s / \sqrt{4 \cdot K_s \cdot M} \quad (10)$$

A partir de um diagrama de corpo livre, aplicando a segunda lei de Newton sobre as massas suspensa e não-suspensa, tem-se, respectivamente, as equações:

$$M \cdot \ddot{Z} + C_s \cdot \dot{Z} + K_s \cdot Z = C_s \cdot \dot{Z}_u + K_s \cdot Z_u + F_b \quad (11)$$

$$m \cdot \ddot{Z}_u + C_s \cdot \dot{Z}_u + (K_s + K_t) \cdot Z_u = C_s \cdot \dot{Z} + K_s \cdot Z + K_t \cdot Z_r + F_w \quad (12)$$

Onde:

$M$  - Massa suspensa

$m$  - Massa não-suspensa

$Z$  - Deslocamento da massa suspensa

$Z_u$  - Deslocamento da massa não-suspensa

$Z_r$  - Deslocamento da pista

$C_s$  - Coeficiente de amortecimento

$K_s$  - Rigidez da mola

$K_t$  - Rigidez do pneu

$F_b$  - Força na massa suspensa

$F_w$  - Força na massa não-suspensa

Conforme dito abaixo da figura 12.

Essas equações têm solução complicada, entretanto, soluções de forma fechada podem ser obtidas para o movimento harmônico em regime permanente. As soluções de maior interesse a esse estudo são aquelas para o movimento da massa suspensa em resposta às entradas de deslocamento da estrada, forças no eixo e forças aplicadas diretamente à massa suspensa. As soluções são as seguintes:

$$\frac{\ddot{Z}_r}{\ddot{Z}} = \frac{k_1 k_2 + j[k_1 C \omega]}{[\chi \omega^4 - (k_1 + k_2 \chi + k_2) \omega^2 + k_1 k_2] + j[k_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]} \quad (13)$$

$$\frac{\ddot{Z}}{F_w/M} = \frac{K2 \omega^2 + j[C \omega^3]}{[\chi \omega^4 - (k_1 + k_2 \chi + k_2) \omega^2 + k_1 k_2] + j[k_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]} \quad (14)$$

$$\frac{\ddot{Z}}{F_b/M} = \frac{[\chi \omega^4 - (K1 + K2) \omega^2] + j[C \omega^3]}{[\chi \omega^4 - (k_1 + k_2 \chi + k_2) \omega^2 + k_1 k_2] + j[k_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]} \quad (15)$$

Onde:

$$\chi = m/M$$

$$C = C_s/M$$

$$k_1 = K_t/M$$

$$k_2 = K_s/M$$

j = Operador Complexo

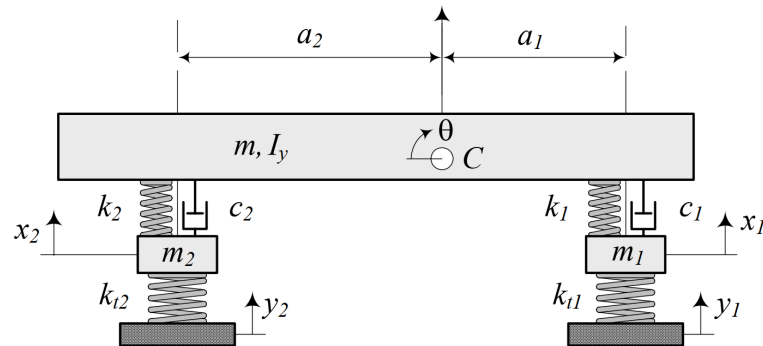
As equações acima estão na forma complexa, composta por parte real e parte imaginária. Para obter a amplitude das razões, basta tirar a raiz quadrada da soma dos quadrados da parte real e imaginária.

#### 4.20 MODELAGEM DE MEIO CARRO (MODELO BICICLETA)

No caso do modelo mais conhecido como modelo bicicleta, ele tem grande utilidade na avaliação da arfagem do veículo. De mesmo modo, utiliza-se um modelo de meio veículo de visão frontal (plano YZ figura 3) para avaliar a rolagem, o que este trabalho não tem o objetivo de fazer. Além disso, esse modelo pode ser usado para avaliação do comportamento do veículo frente às irregularidades impostas pelo terreno.

A seguir, um diagrama esquematizando o modelo meio carro.

Figura 13 - Diagrama modelo Meio Carro



Fonte: Jazar, 2008.

Onde:

 $C$  - Centro de gravidade $a_1$  - Distância longitudinal entre a roda dianteira e o centro de gravidade $a_2$  - Distância longitudinal entre a roda traseira e o centro de gravidade $x$  - Deslocamento massa suspensa $x_1$  - Deslocamento massa não-suspensa dianteira $x_2$  - Deslocamento massa não-suspensa traseira $m$  - Massa suspensa $m_1$  - Massa não-suspensa dianteira $m_2$  - Massa não-suspensa traseira $I_y$  - Momento de inércia de massa em torno do eixo  $y$  $k_1$  - Rigidez suspensão dianteira $k_2$  - Rigidez suspensão traseira $C_1$  - Amortecimento suspensão dianteira $C_2$  - Amortecimento suspensão traseira $k_{t_1}$  - Rigidez pneu dianteiro

$k_{t_2}$  - Rigidez pneu traseiro

$y_1$  - Perfil de pista sob a roda dianteira

$y_2$  - Perfil de pista sob a roda traseira

Após a esquematização do problema, segue as 4 equações que descrevem os 4 graus de liberdade que contém o modelo meio carro, conforme Jazar (2008):

$$m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\theta}) + k_1(x - x_1 - a_1\theta) + k_2(x - x_2 + a_2\theta) = 0 \quad (16)$$

$$I_z\ddot{\theta} - a_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + a_2c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\theta}) - a_1k_1(x - x_1 - a_1\theta) + a_2k_2(x - x_2 + a_2\theta) = 0 \quad (17)$$

$$m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + k_{t_1}(x_1 - y_1) - k_1(x - x_1 - a_1\theta) = 0 \quad (18)$$

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) + k_{t_2}(x_2 - y_2) - k_2(x - x_2 - a_2\theta) = 0 \quad (19)$$

## 5 MATERIAIS E MÉTODOS

Este trabalho, além de elaborar um projeto, busca também servir como auxílio e base para futuros trabalhos, que pretendem especificar mais o projeto ou fazer alterações devido à um novo veículo.

### 5.1 LEVANTAMENTO DE REQUISITOS DE PROJETO

Para o desenvolvimento do projeto, pesquisou-se quais são os requisitos do projeto, atendendo o principal cliente, BAJA SAE. Portanto, a partir da pesquisa do regulamento do BAJA SAE disponível em seu endereço eletrônico, foi possível retirar algumas informações. Além disso, a equipe BAJA do *Campus* Ibirubá também foi contatada a fim da obtenção de algumas informações a respeito do projeto atual do veículo.

### 5.1.1 Requisitos de Projeto

Abaixo se encontram algumas informações obtidas no regulamento do BAJA SAE.

- O veículo deve ser capaz de transportar passageiros com altura máxima de 1,90 m e uma massa de no máximo 109 kg até um condutor de 1,45 m e 42 kg;
- O piloto mais alto deve ser capaz de sentar confortavelmente e com segurança e o piloto mais baixo deve ser capaz de alcançar todos os controles;
- Não há restrições em relação ao comprimento do veículo, entretanto, as provas são pensadas para carros de no máximo 2,74 m de comprimento;
- A largura máxima do veículo deve ser de 1,62 m no ponto mais largo com as rodas direcionadas para frente;
- O veículo deve ser capaz de passar com segurança por objetos como rochas, bancos de areia, troncos, aclives, lama, travessias rasas de água, e suas combinações, em qualquer condição climática;
- O veículo deve ter vão livre em relação ao solo e capacidade trativa adequados para as condições de operação esperadas;
- Algumas referências de objetos para transposição
  - Aclives de 45° e 5 m de comprimento;
  - Travessias rasas de água e lama de 0,3 m de profundidade;
  - Troncos com 0,4 m de diâmetro;
  - Curvas com raio mínimo de 3,5 m (medido a partir do centro do veículo).
- O motor a ser utilizado deve ser Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 (série 20) ou Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19 (série 19).

## 5.2 OBTENÇÃO DE DADOS PARA O MODELO QUARTO DE CARRO

Devido a esse modelo ser ótimo para análise vibratória e otimização de frequência natural e fator de amortecimento, não faz diferença nesse caso analisar um quarto da massa ou

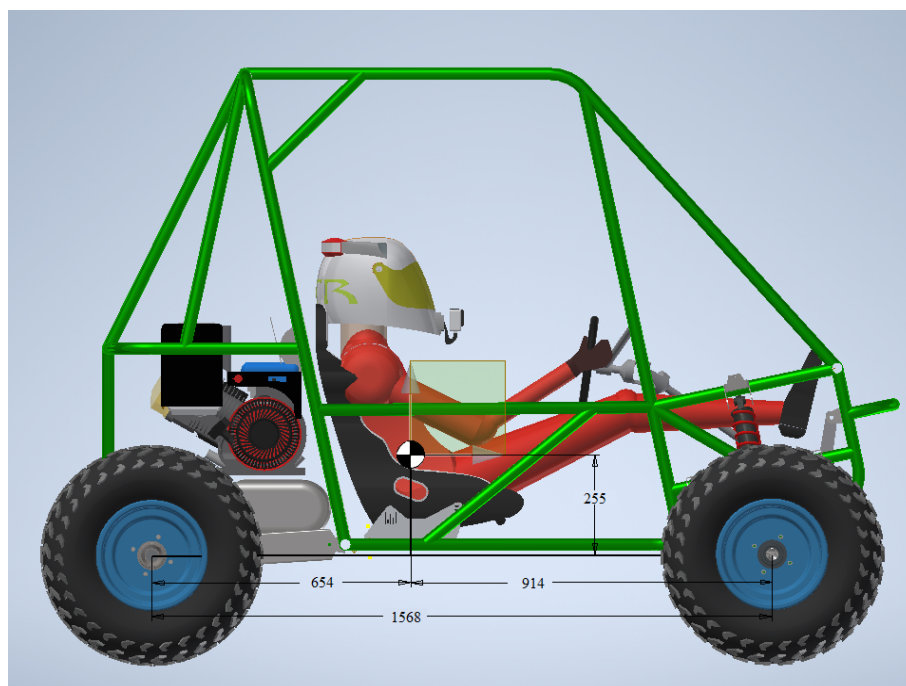
analisar o carro inteiro com uma suspensão equivalente. Por conta disso, foi considerada a massa total do veículo e as implicações disso, como rigidez e amortecimento equivalente.

### 5.2.1 Centro de Gravidade e Massa Suspensa e Não-suspensa

Para encontrar o centro de gravidade do veículo, foi utilizado o modelo 3D fornecido pela equipe. A partir desse modelo, algumas informações de massa e materiais faltantes foram adicionadas. Além disso, foi adicionado um modelo 3D do piloto, já que a massa do piloto é significativamente alta em relação ao carro. Foi considerado que o piloto tenha uma densidade homogênea e uma massa de 109 kg, conforme o máximo permitido pelo regulamento. Para os pneus, foi considerado uma massa de 5 kg para cada e, para o motor, uma massa de 25 kg, com densidade homogênea. Apesar de não representar a realidade, assim como no caso do piloto, devido à complexidade da definição de um centro de gravidade específico para cada um desses, é necessário que haja uma aproximação para simplificar o processo.

Segue abaixo a figura 14 do centro de gravidade calculada pelo *software* Autodesk Inventor (versão 2020 atualizada).

Figura 14 - Centro de Gravidade



Fonte: do autor

As unidades apresentadas estão em milímetros. Em oportuno, vale ressaltar que o centro de gravidade é uma aproximação da realidade, já que não é possível obter os valores reais de cada peça ou do veículo como um todo. Entretanto, acredita-se que essa seja uma boa aproximação, tendo em vista que o centro de gravidade resultou em uma área já esperada. Além disso, através da modelagem CAD, é possível adicionar um piloto hipotético de 109 kg, para explorar as máximas condições abordadas no regulamento BAJA.

As massas obtidas foram de, no total, 403 kg, considerando um piloto de 109 kg, como dito anteriormente. A massa suspensa, ou seja, aquela suportada pela suspensão, é de 343 kg e, portanto, a massa não-suspensa é de 60 kg. A massa não suspensa não é igual em todas as rodas, sendo maior nas rodas da frente, como mostrado na tabela 1.

Tabela 1 - Massas

Item	Valor (kg)
Massa Total	403
Massa suspensa	343
Massa não-suspensa total	60
Massa não-suspensa dianteira	35
Massa não-suspensa traseira	25

Fonte: do autor

### 5.2.2 Rigidez dos Pneus

Atualmente, no veículo, estão presentes dois tipos de pneus *off-road*. Um tipo é o R 21/7/10 que vai na dianteira e outro é o R 23/7/10, na traseira, portanto. Para a obtenção da rigidez dos pneus foi feita uma pesquisa por trabalhos com ensaios mecânicos utilizados para definir os valores de carga e deflexão, por consequência, a rigidez do pneu. Aqui vale ressaltar que para cada valor de pressão, obtém-se uma rigidez respectiva.

Conforme Diniz (2014), será utilizada uma pressão de 6 psi como parâmetro. Além disso, no mesmo trabalho, o ensaio mecânico do pneu R 23/7/10 - mesmo tamanho de pneu traseiro - resultou em uma rigidez de 40,00 kN/m.

Para o pneu dianteiro, R 21/7/10, conforme Carvalho (2011), para uma pressão de enchimento de 0,4 bar, sendo próximo de 6 psi, obteve-se uma rigidez média de 29,24 kN/m.

Com os valores de rigidez encontrados, para o modelo de um quarto de veículo, será necessário fazer uma associação desses pneus para obter uma rigidez equivalente, assim, basta somar cada rigidez, já que se encontram em paralelo. Portanto,  $K_{teq} = 138,48 \text{ kN/m}$ .

Devido a poucas informações e trabalhos disponíveis sobre esses tipos de pneus, foi desconsiderado a marca, construção e material dos pneus, apenas o tamanho levado em consideração para que se utilize um valor de rigidez próximo ao real.

Tabela 2 - dados pneus

<b>Pneu</b>	<b>Pressão de enchimento</b>	<b>Rigidez</b>	<b>Posição</b>
R 21/7/10	5,8 psi	29,24 kN/m	Dianteira
R 23/7/10	6 psi	40,00 kN/m	Traseira

Fonte: do autor

### 5.2.3 Rigidez das molas

Para a obtenção da rigidez das molas através da modelagem de um quarto de carro, será necessária a massa suspensa do veículo e uma frequência natural desejada. Após isso, será necessário uma rigidez equivalente dos quatro pneus e, portanto, será obtida uma rigidez equivalente das molas.

Dito isso, a partir da equação 9 é possível obter a frequência natural do sistema, já que a frequência natural amortecida de 0,8 Hz (5,0265 rad/s) conforme Dixon (2007) e conforme recomendação feita pelo Lauro Nicolazzi em IFRS Campus Ibirubá (2020) para a equipe BAJA.



Conforme Gillespie (1992), o fator de amortecimento ( $\zeta_s$ ) deve estar entre 0,2 e 0,4, sendo que 0,4 abrange a grande maioria dos carros. Inicialmente será utilizado, portanto, um fator de amortecimento de 0,4.

Ressalta-se que, apesar de apresentar os valores com duas casas decimais, para os cálculos foram utilizados os valores com o máximo de casas decimais disponíveis, através do *software* GNU Octave, mencionado posteriormente com mais detalhes.

$$0,8 * 2\pi \text{ rad/s} = \omega_n \cdot \sqrt{1 - 0,4^2}$$

$$\omega_n = 5,48 \text{ rad/s}$$

Com a equação 8a, obtém-se a rigidez efetiva do sistema para essa frequência natural.

$$5,48 \text{ rad/s} = \sqrt{\frac{RR}{343 \text{ kg}}}$$

$$RR = 10.317,03 \text{ N/m}$$

Portanto, a rigidez efetiva das molas considerando os valores acima é de 10.317,03 N/m. Com isso, a partir da equação 7 e a rigidez equivalente dos pneus, pode-se obter a rigidez equivalente das molas.

$$10.317,03 \text{ N/m} = \frac{K_s \cdot 138,48 \text{ kN/m}}{K_s + 138,48 \text{ kN/m}}$$

$$K_s = 11.147,54 \text{ N/m} \approx 11,15 \text{ kN/m}$$

#### 5.2.4 Coeficiente de amortecimento

O coeficiente de amortecimento ( $C_s$ ) será calculado através da equação 10.

$$\zeta_s = C_s / \sqrt{4 \cdot K_s \cdot M}$$

$$C_s = 0,4 \sqrt{4 * 11.147,54 \text{ N/m} * 343 \text{ kg}}$$

$$C_s = 1.564,32 \text{ Ns/m}$$

#### 5.2.5 Dados de pista

Para o fornecimento de dados da pista, serão utilizados dados respectivos ao do regulamento BAJA SAE e dados ondulares, através de uma onda senoidal e, também, alguns dados de única excitação, buscando observar o comportamento após a interrupção da turbulência. Isso é devido a necessidade de colocar a prova o modelo matemático em algumas situações que sejam o mais próximo possível da realidade. Com isso, será possível avaliar a qualidade da modelagem em partes.

### 5.3 OBTENÇÃO DE DADOS PARA O MODELO MEIO CARRO

Para o modelo meio carro, será considerada meia massa suspensa do carro, considerando uma simetria frontal e as implicações disso, como massa suspensa para uma roda, rigidez e amortecimento para uma suspensão, etc. Assim, será obtido valores unitários para cada roda (dianteira e traseira).

### 5.3.1 Massa Suspensa, Não-suspensa e Momento de Inércia de Massa

A massa suspensa para metade do veículo será de 171,5 kg; a massa não-suspensa da roda dianteira, de 17,5 kg; e da roda traseira, 12,5 kg.

O momento de inércia de massa, por sua vez, será utilizado o da massa suspensa em torno do eixo  $y$  (conforme fig. 3), calculado através do *software* CAD mencionado anteriormente. O valor obtido foi de 82,8 kg.m<sup>2</sup>.

### 5.3.2 Rigidez das molas

Para obter os dados de rigidez para o modelo meio carro, será feito através da frequência natural com presença de amortecimento de 0,8 Hz, ainda seguindo a recomendação.

A distribuição de massas dianteira e traseira será feita conforme o centro de gravidade da massa suspensa, que deslocou 74,13 mm em direção à traseira do veículo, comparado ao centro de gravidade global, presente na figura 14.

Com isso, a massa sobre a suspensão dianteira é de 63,44 kg e da suspensão traseira, 108,06 kg.

Através da equação 8a se obteve a rigidez efetiva traseira de 3.250,39 N/m e a dianteira de 1.908,12 N/m. A partir da equação 7, obteve-se a rigidez da mola da suspensão traseira de 3.537,88 N/m e da dianteira, 2.041,34 N/m

### 5.3.3 Coeficiente de amortecimento

Para o amortecimento, ainda será utilizado o fator de amortecimento ( $\zeta$ ) de 0,4, que é suficiente para atenuar a vibração rapidamente sem transferir muita aceleração para o piloto.

O coeficiente de amortecimento foi calculado através da equação 10, que para a suspensão dianteira resultou em 287,88 N.s/m e para a traseira, 494,65 N.s/m.

## 5.4 SOFTWARE GNU OCTAVE

Para o cálculo dos dados através das equações mostradas no referencial teórico e a plotagem dos gráficos na análise dos resultados, foi utilizado o *software open source* GNU Octave. Esse é um programa gratuito por ser *open source*, que tem como função programação em linguagem científica. Possui uma poderosa sintaxe orientada para a matemática com ferramentas de visualização 2D/3D, o que facilita a análise dos resultados. O *software* pode ser baixado gratuitamente em GNU Octave (c2022). Endereço eletrônico nas referências, portanto.

Os principais *scripts* feitos no GNU Octave para este trabalho, estão presentes nos apêndices, exceto os diversos perfis de pista, que foi disponibilizado um exemplo. Além disso, as linhas de programação estão quase todas comentadas, para facilitar a compreensão do leitor.

### 5.4.1 Inserção dos perfis de pista

Para a inserção do perfil de pista nas equações, foi criada uma função em um arquivo `.m` separado com o nome da função. No caso do modelo meio carro, por exemplo, tem-se um arquivo com o nome `‘roady1.m’` para o perfil de pista da roda dianteira e nome da função como `‘roady1’`, que deve ser o mesmo para a interpretação da linguagem de programação do GNU Octave. Para a roda traseira, o arquivo `‘roady2.m’`, com nome da função, portanto, `roady2`.

Com diferentes perfis de pista, foi alterada a função e o intervalo de validade da mesma, como segue o exemplo contido no apêndice D, que contém os dois arquivos, `‘roady1.m’` e `‘roady2.m’`, na forma textual.

Para avaliação com outros perfis, deve-se escolher uma função e o período de validade da mesma, conforme o exemplo. Fora do intervalo de tempo definido, a função será zero, já que é criado um vetor de zeros antes de definir a função.

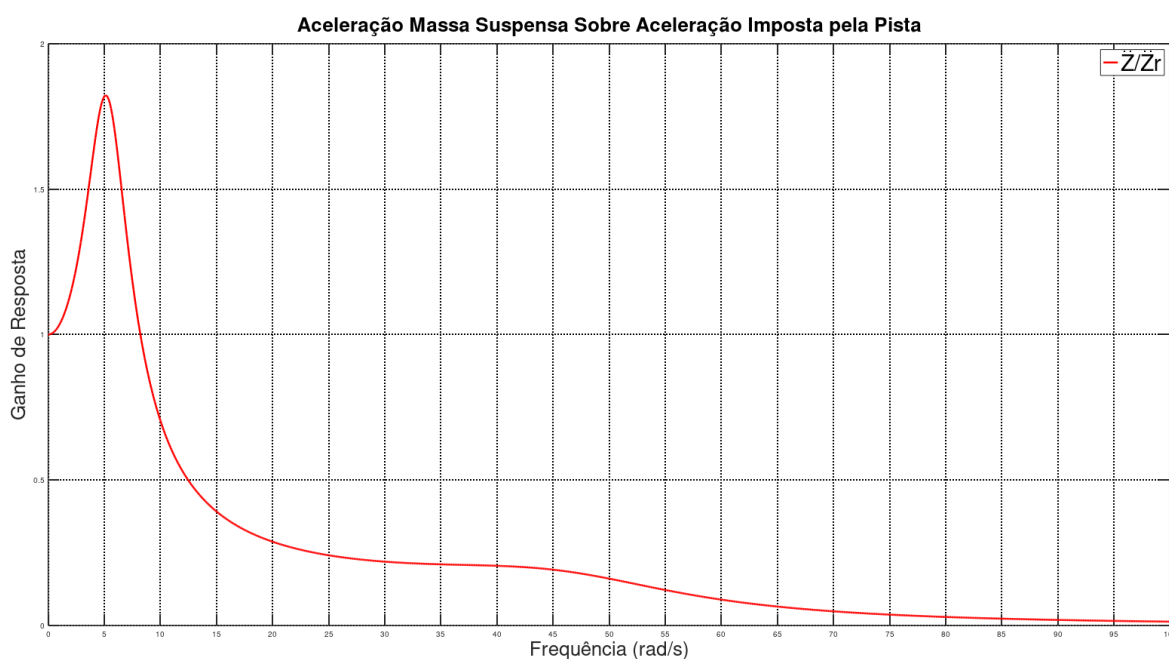
## 6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Aqui serão apresentados e analisados os resultados obtidos através da análise das modelagens quarto de veículo e meio veículo. Portanto, esta seção tem como objetivo avaliar graficamente os valores de rigidez e amortecimento calculados através da frequência natural com presença de amortecimento e fator de amortecimento, que foram escolhidos através das sugestões.

### 6.1 ANÁLISE DO MODELO DE UM QUARTO DE VEÍCULO

Com os valores de rigidez e amortecimento encontrados para o modelo de um quarto de veículo, é possível avaliar o seu comportamento em relação a massa suspensa em uma faixa de frequência natural. A partir da equação 13, é possível montar um gráfico em uma faixa de frequência, de 0 a 100 rad/s, no eixo das abscissas e com a relação  $\ddot{Z}/\ddot{Z}_r$  no eixo das ordenadas. Conforme a figura 15.

Figura 15 - Relação entre a aceleração na massa suspensa e a aceleração imposta pela pista

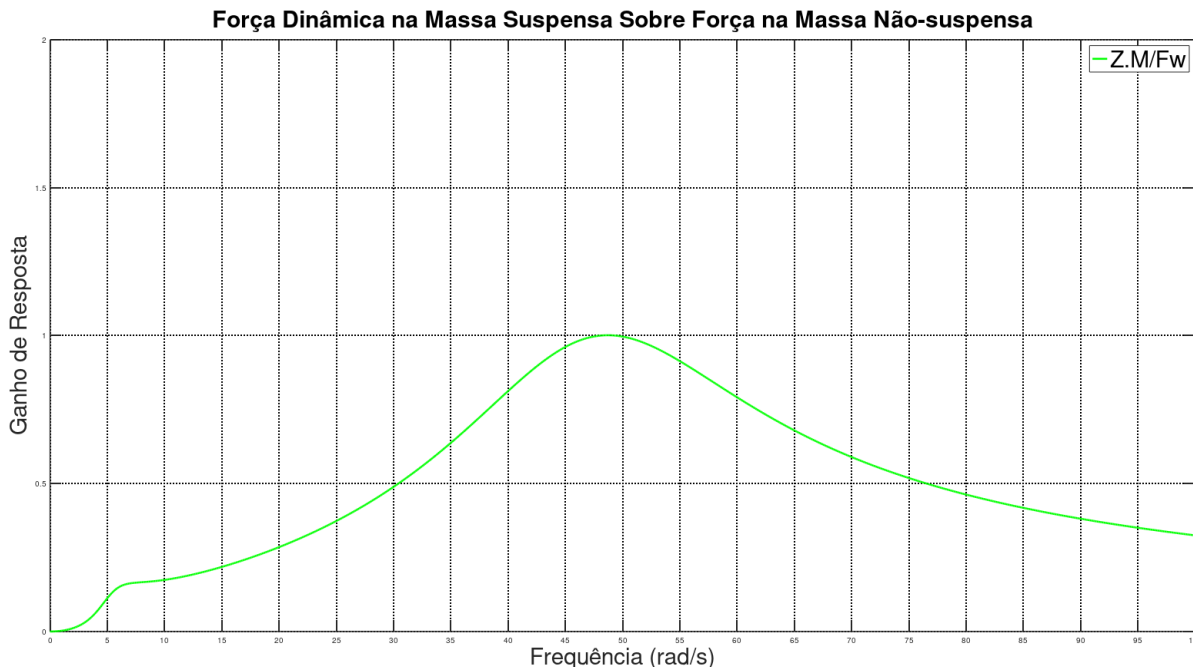


Fonte: do autor

Na figura 15, percebe-se que na frequência natural com a presença de amortecimento de 5,0265 rad/s (0,8 Hz) é onde a massa suspensa entra em ressonância com a pista. Nesse caso, devido à ressonância, a aceleração na massa suspensa tem uma amplificação de aproximadamente 1,87 vezes em relação à aceleração imposta pela pista. Conforme Gillespie (1992), essa amplificação pode variar de 1,5 a 3 para carros de passeio. Esse pico durante a frequência de ressonância depende muito das condições de amortecimento escolhidas. Após a frequência de ressonância, a relação entre as acelerações reduz consideravelmente, tendendo a zero.

Na figura 16, nota-se que há um crescimento até a frequência natural da massa suspensa, mas a curva continua seu crescimento até o pico, que é a frequência natural da massa não-suspensa. Segundo Gillespie (1992), nesse ponto, o veículo tende a ser mais responsivo às excitações impostas pela roda/pneu e as inconformidades da pista são passadas diretamente à massa suspensa.

Figura 16 - Força Dinâmica na Massa Suspensa Sobre a Força na Massa Não-suspensa

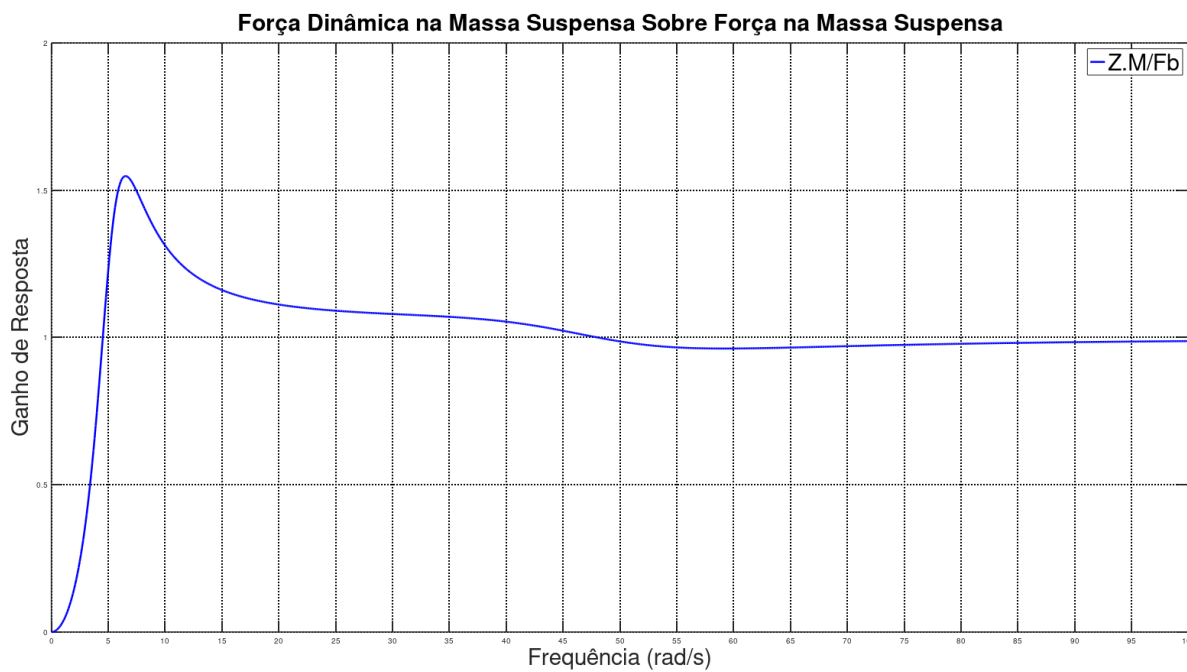


Fonte: do autor

Na figura 17 que representa a força dinâmica na massa suspensa sobre a força na massa suspensa mostra que com a excitação inicial, essa relação vai a aproximadamente 1,6, após isso, a relação tende a um, ou seja, a força dinâmica equilibra com a fixa após certa faixa

vibracional. Isso ocorre porque em alta frequência, o deslocamento torna-se muito pequeno e as forças na suspensão são dissipadas através da aceleração da massa suspensa.

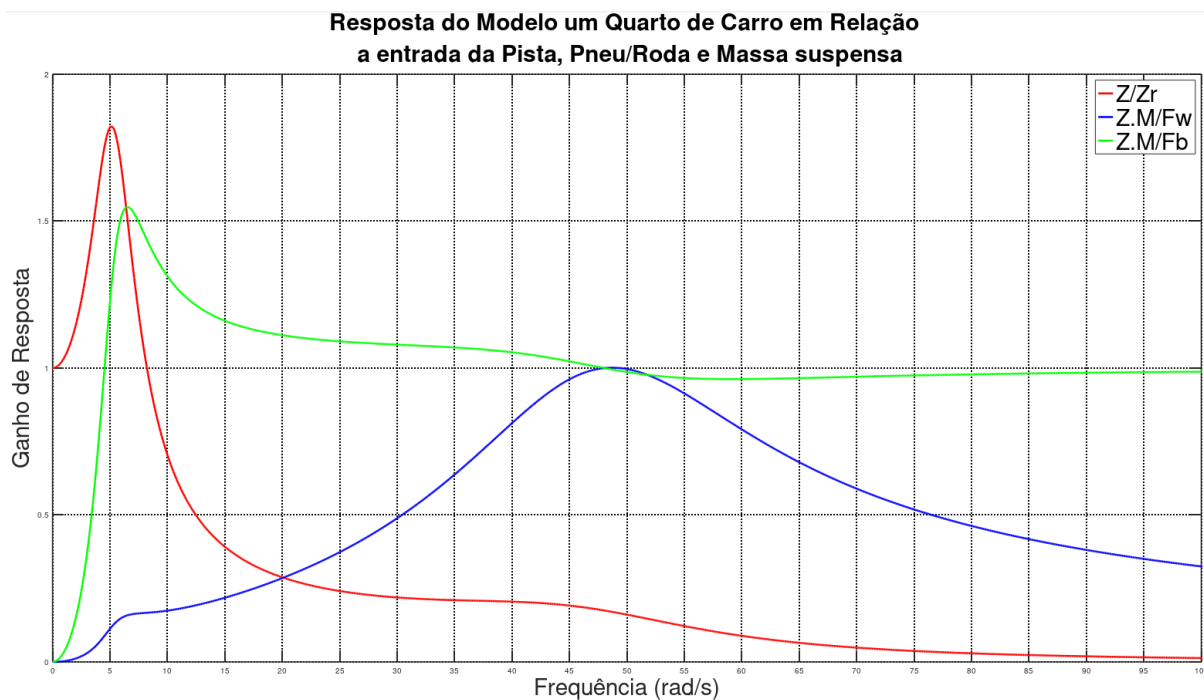
Figura 17 - Força Dinâmica na Massa Suspensa Sobre a Força na Massa Suspensa



Fonte: do autor

A figura 18 mostra o comportamento das três relações em um único gráfico. Além disso, as funções  $\ddot{Z}/\ddot{Z}_r$  e  $\ddot{Z}.M/F_b$  tem um pico próximo a frequência natural da massa suspensa, já a função  $\ddot{Z}.M/F_w$  tem uma crescente próxima a frequência natural da massa suspensa, mas continua aumentando até a frequência natural da massa não-suspensa.

Figura 18 - Modelo um Quarto de Carro em relação a entrada de dados Pista, Massa não-suspensa e Massa suspensa



Fonte: do autor

Para avaliar resultados como deslocamento, velocidade e aceleração do modelo, as equações 11 e 12 foram resolvidas numericamente através do método Runge-Kutta de 4ª ordem, com um passo de 0,01 e condições iniciais iguais a zero, como pode ser visto em maior detalhes no apêndice B. Além disso, foi considerado um perfil de pista como sendo  $0,05 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)$ .

Na figura 19, está presente o deslocamento da massa suspensa em vermelho, o da massa não-suspensa em azul e o perfil da pista em verde. O mais notável nesse gráfico é a diferença entre a amplitude de vibração da massa suspensa e a não-suspensa na frequência de excitação de 3 Hz fornecida pela pista.



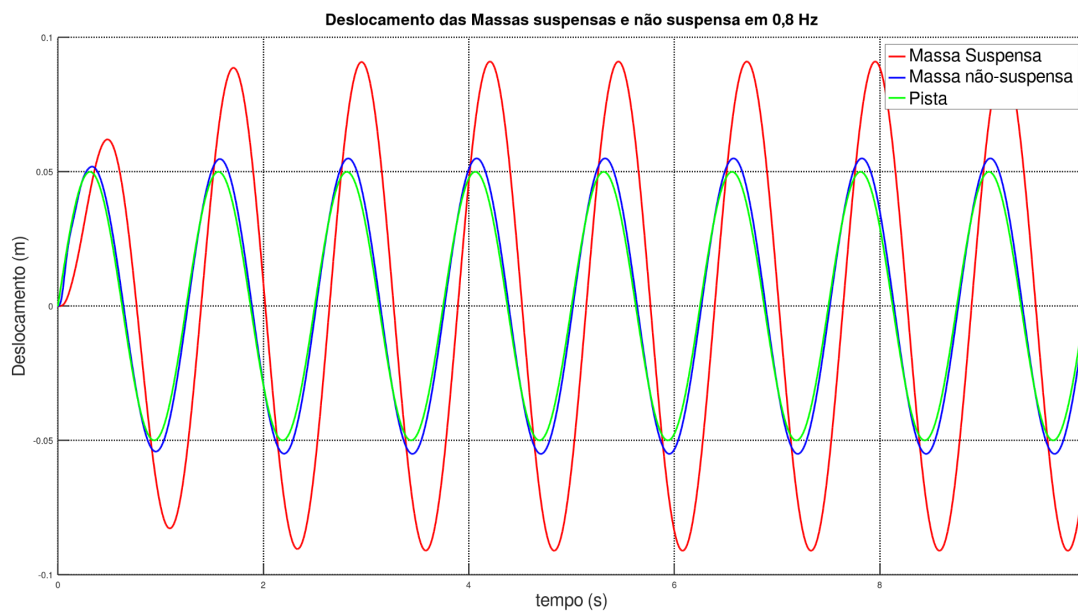
Figura 19 - Deslocamento Massa Suspensa, Massa não-suspensa e perfil da pista



Fonte: do autor.

Entretanto, na frequência natural com presença de amortecimento de 0,8 Hz, o comportamento se torna diferente, como pode ser observado na figura 20.

Figura 20 - Comportamento massa suspensa com excitação da pista de 0,8 Hz

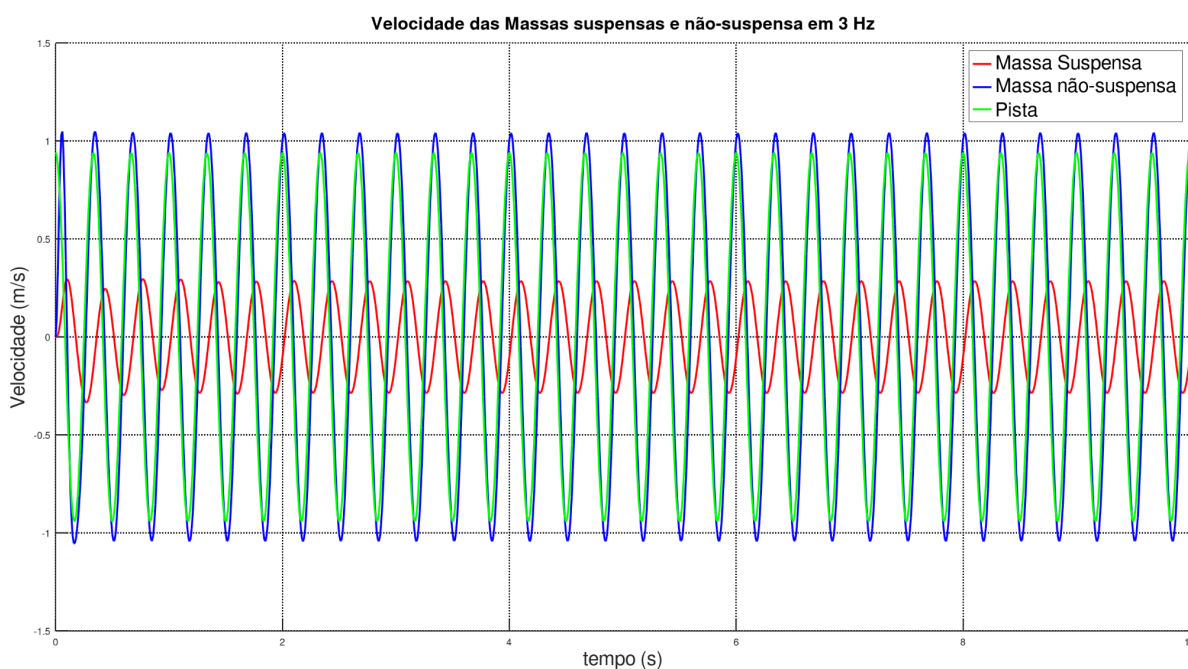


Fonte: do autor

Nesse caso, como mostra a figura 20, a massa suspensa tem um deslocamento maior que o imposto pela pista, porém, esse fenômeno é normal e acontece apenas em uma pequena faixa perto da frequência natural.

Já no caso do comportamento das velocidades dos componentes, há pouca variação em relação ao deslocamento, já que ambas são uma derivação da função da posição. Assim, o gráfico da figura 21 deixa evidente que a velocidade da massa suspensa é consideravelmente menor que a da massa não-suspensa e da velocidade imposta pela pista. Conforme pode ser avaliado através da figura 21.

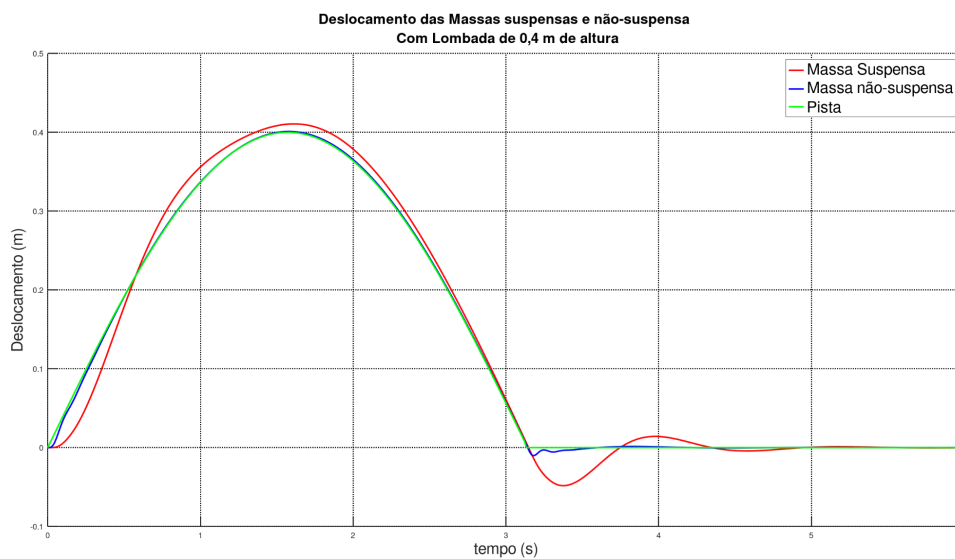
Figura 21 - Velocidades das massas suspensas e não-suspensas



Fonte: do autor

Para avaliar outro perfil de pista, como a transposição de um obstáculo do tipo tronco de árvore com 0,4 m, conforme indica o regulamento, foi criado um perfil de pista para avaliar essa condição. Na figura 22, consta o perfil da pista em verde, o deslocamento da massa suspensa em vermelho e a massa não-suspensa em azul.

Figura 22 - Perfil com 0,4 metros de altura

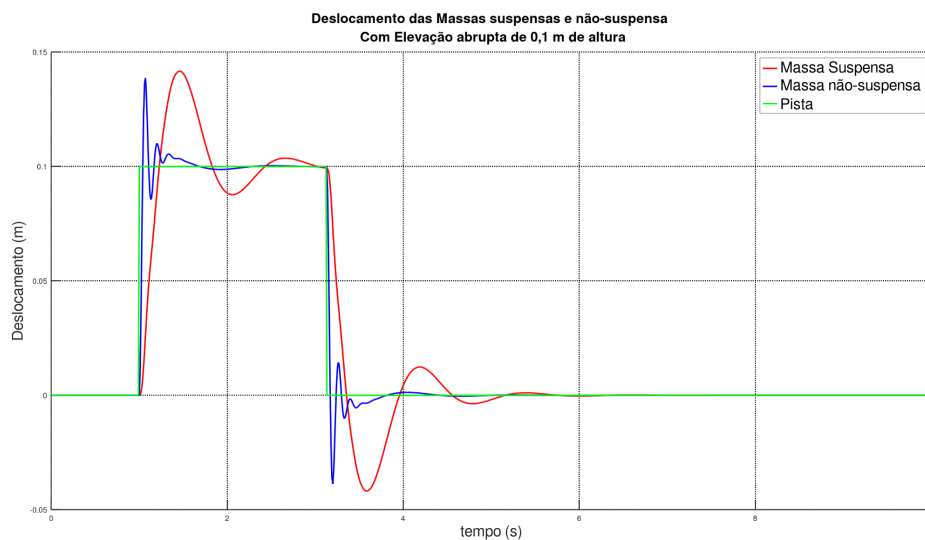


Fonte: do autor

A suspensão apresenta um deslocamento normal ao avaliar seu comportamento através do gráfico da figura 22. Além disso, após a perturbação, a massa suspensa estabiliza rapidamente.

Já na figura 23, é mostrada uma elevação abrupta de 0,1 m (10 cm), que pode representar algum tijolo, pedra ou a transposição de um meio fio.

Figura 23 - Elevação Abrupta de 10 cm

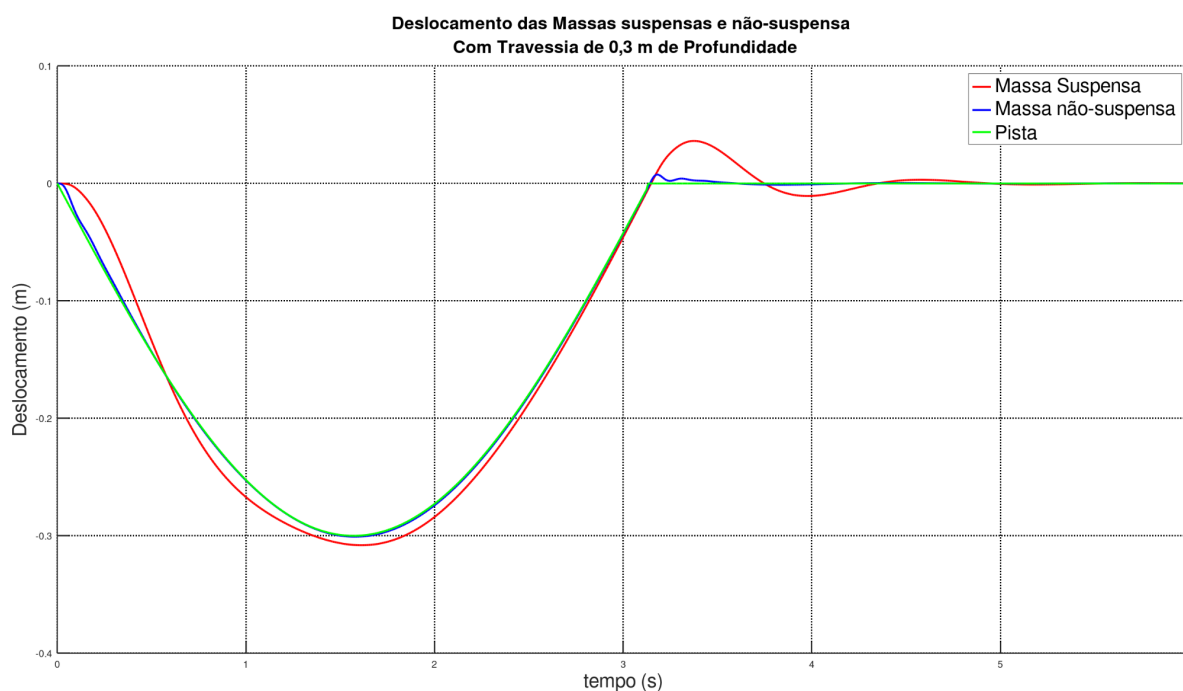


Fonte: do autor

Através do gráfico da figura 23, nota-se um deslocamento maior da massa suspensa comparado aos gráficos anteriores. Entretanto, esse comportamento é esperado devido à elevação abrupta de 10 cm e, além disso, a vibração é atenuada logo em seguida.

Para avaliar o comportamento da suspensão em um travessia de 0,3 m de profundidade, foi plotado um perfil de pista como tal. Como mostra a figura 24.

Figura 24 - Travessia de 0,3 m de profundidade



Fonte: do autor.

Nessa situação, a suspensão teve um comportamento similar ao aclave de 0,4 m, entretanto, invertido devido a ser profundidade. Nos primeiros instantes da descida, há uma descompressão da suspensão, após aproximadamente metade do movimento de descida, ocorre a compressão da suspensão até neutralizar ao fim da subida. Após a conclusão da subida, há uma descompressão da suspensão através da inércia da massa suspensa, que continua a subir. Visto isso, a suspensão apresenta um comportamento esperado tendo em vista o obstáculo.

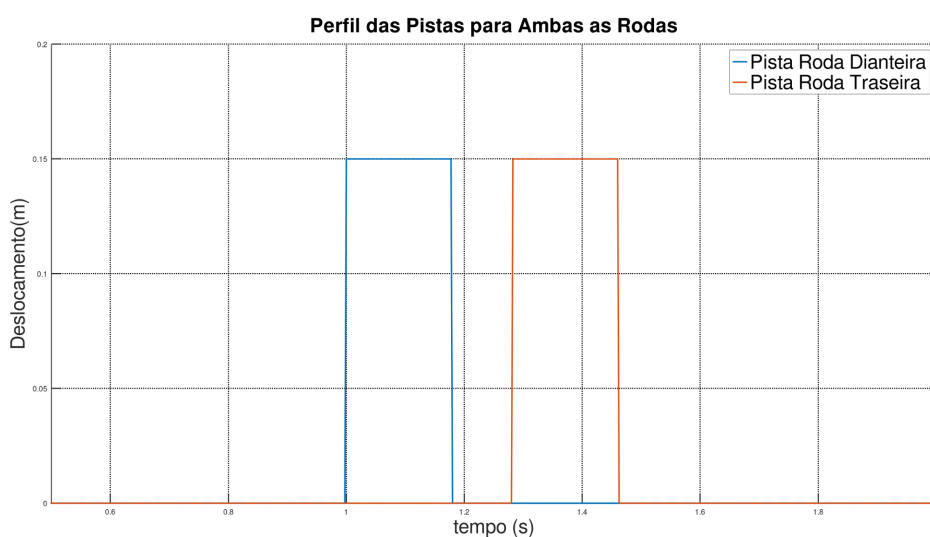
## 6.2 ANÁLISE DO MODELO MEIO CARRO

Assim como o modelo quarto de carro, essa modelagem também foi avaliada através do *software open-source* GNU Octave, versão 6.4.0. As quatro equações diferenciais de segunda ordem do modelo (16, 17, 18 e 19), foram transformadas em 8 equações diferenciais de primeira ordem, assim podem ser resolvidas através do método numérico Runge-Kutta de quarta ordem (a ordem do método diz respeito apenas a ele, e não a ordem das equações) com passo de 0,0025 e condições iniciais iguais a zero.

Devido a esse modelo considerar duas rodas, agora será necessário ter dois perfis de pista com alguma defasagem entre eles, simulando a distância entre as rodas. A partir do modelo CAD cedido pela equipe IbiruBAJA, é possível obter a distância entre as rodas (ver figura 14), que é de 1568 mm. Considerando que o veículo empregue uma velocidade de aproximadamente 20 km/h (5,55 m/s) para transpor os obstáculos, as pistas  $y_1$  e  $y_2$  devem ter uma defasagem de aproximadamente 0,27 segundos.

Dito isso, para a primeira análise, será escolhido uma elevação abrupta de 150 mm e comprimento de 1 m do obstáculo. Para que fique mais claro, a figura 25 mostra as pistas para ambas as rodas.

Figura 25 - Perfil das pistas

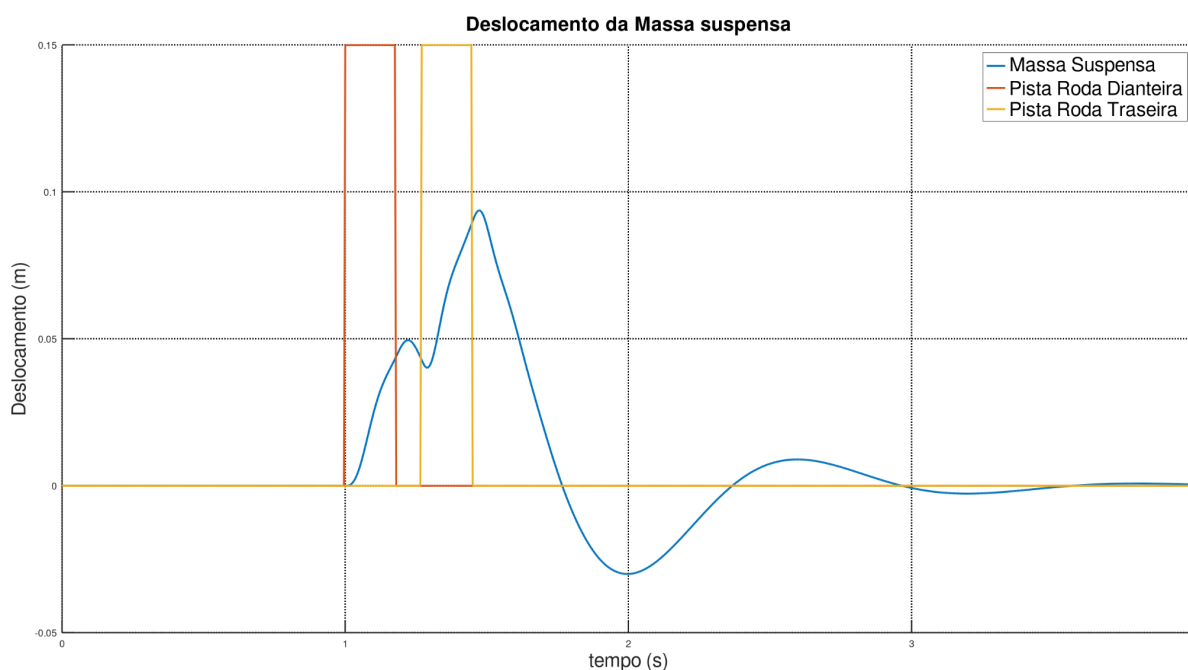


Fonte: do autor

Esse perfil de pista será utilizado para as próximas análises, até que seja apresentado um novo perfil de pista. Além disso, devido ao grande número de itens que devem ser apresentados, o perfil das pistas podem ser suprimidos em alguns gráficos.

Com o gráfico da figura 26, nota-se que há um tempo de resposta entre a massa suspensa e a excitação imposta pela pista.

Figura 26 - Comportamento da Massa Suspensa Pista Elevação Abrupta 0,15 m



Fonte: do autor

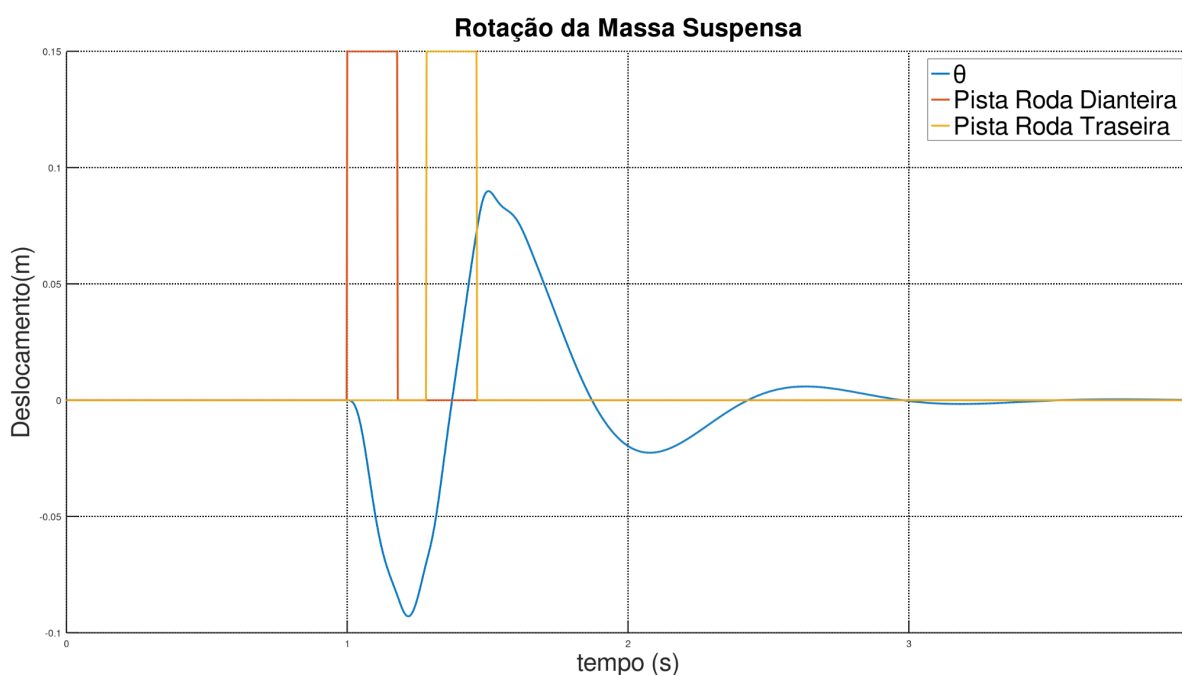
A respeito do deslocamento da massa suspensa, observa-se que a suspensão dianteira tem uma reação menor na massa suspensa em relação à entrada de dados imposta pelo perfil de pista. Já a suspensão traseira, apresenta um deslocamento maior da massa suspensa. Esse comportamento pode ser explicado devido a uma rigidez efetiva menor na dianteira, causando um deslocamento maior da massa não suspensa. Tendo como base a equação 4, e considerando uma força de entrada próxima para ambas as rodas, a compressão da suspensão (diferença dos deslocamentos) varia conforme a constante elástica da mola. Com isso dito e, tendo como base que a rigidez efetiva traseira é aproximadamente 1,7 vezes maior que a dianteira, pode-se concluir que a diferença de deslocamento da massa suspensa é, pelo menos

em partes, devido a diferença da rigidez efetiva da dianteira e traseira. Em síntese, quanto menor o deslocamento relativo da suspensão, maior o deslocamento da massa suspensa.

Para a arfagem da massa suspensa, mostrada na figura 27, vale lembrar que o autor considera um ângulo positivo para o sentido horário. Portanto, tendo a roda dianteira passado pelo obstáculo, o corpo do veículo inclina gerando um ângulo negativo, ou seja, a parte dianteira da massa suspensa tem um deslocamento positivo. Após isso, com a passagem da roda traseira pelo obstáculo, o corpo do carro rotaciona positivamente, ou seja, a traseira do veículo tem um deslocamento positivo.

Esse é um comportamento esperado, tanto em direção, quanto em amplitude de rotação.

Figura 27 - Rotação da Massa Suspensa Pista Elevação Abrupta 0,15 m



Fonte: do autor

Para a figura 28, foi plotado simultaneamente o deslocamento da massa suspensa e das duas massas não-suspensas.

Figura 28 - Comparação da massa suspensa com as massas não-suspensas



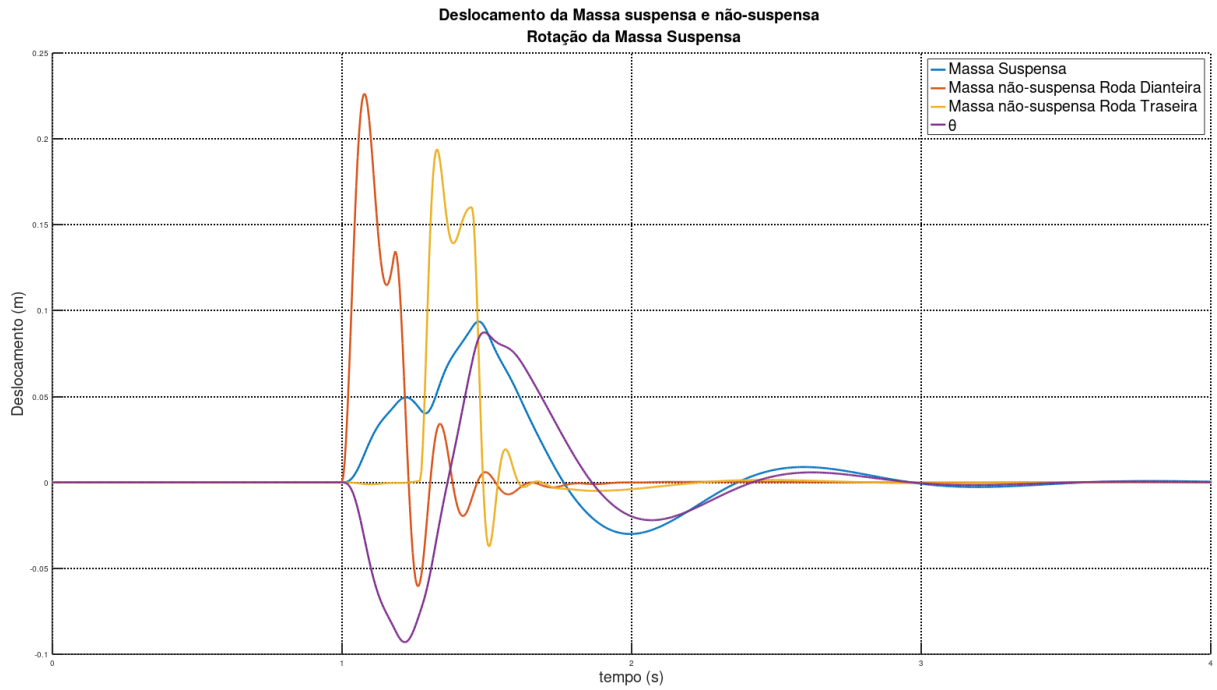
Fonte: do autor

Neste gráfico, com o comparativo do deslocamento das três massas, é possível notar que a massa não-suspensa dianteira teve um deslocamento maior, conforme dito anteriormente a respeito da figura 26. Além disso, outro ponto a se levar em consideração é que a distância entre a roda dianteira e o centro de gravidade é maior, causando um menor deslocamento da massa suspensa para uma mesma entrada em relação a roda traseira. Entretanto, ao analisar a figura 27, nota-se que a rotação da massa suspensa para cada roda é quase a mesma, sendo um pouco maior para a roda dianteira, aproximadamente 0,00295 rad de diferença.

Ainda que fique confuso, para fins de comparação, a figura 29 mostra o gráfico do comportamento dos quatro graus de liberdade juntos para o perfil de pista da figura 25.



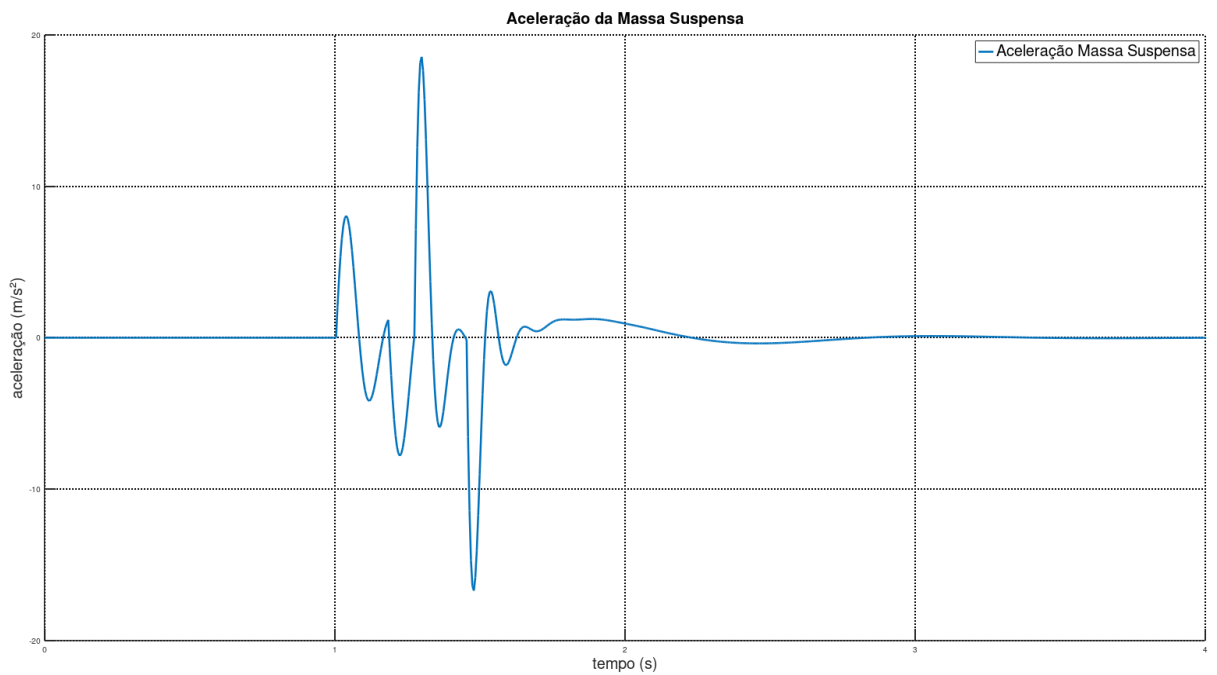
Figura 29 - Comparação dos Quatro Graus de Liberdade



Fonte: do autor

Para a Figura 30, a aceleração da massa suspensa para o perfil de pista mostrado na figura 25.

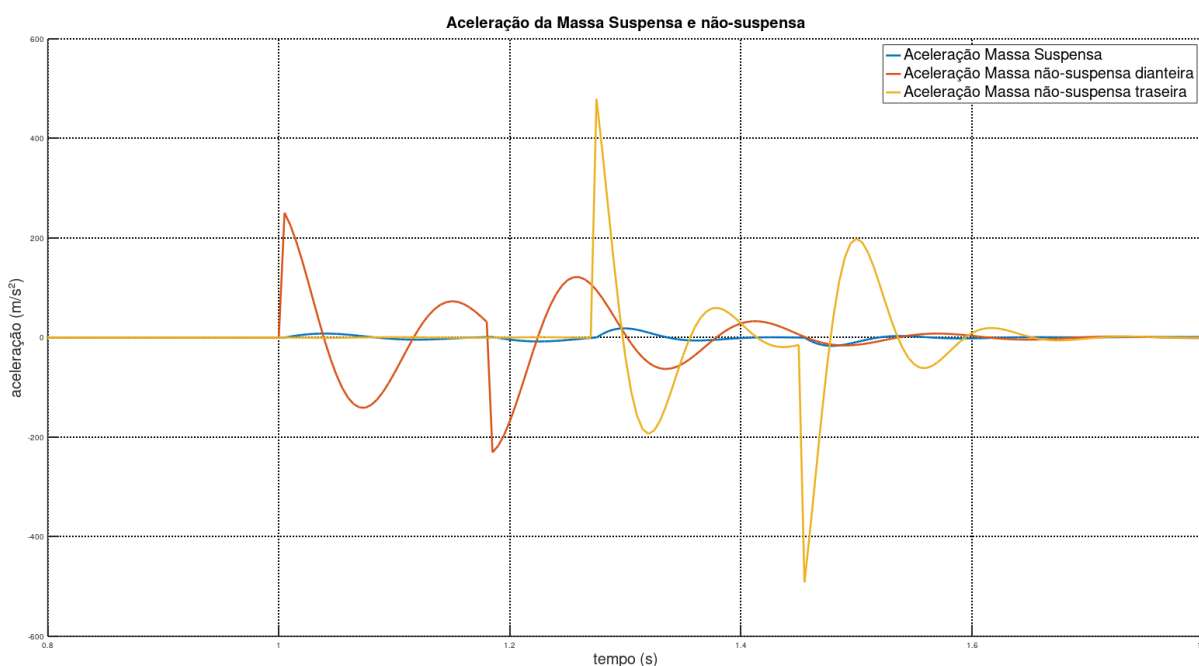
Figura 30 - Aceleração Massa Suspensa Elevação Abrupta de 0,15 m



Fonte: do autor

A aceleração da massa suspensa mostrou grande variação para o perfil de pista de elevação abrupta, chegando a um máximo aproximado de  $18,5 \text{ m/s}^2$ . Porém, não é possível comparar essa aceleração com a aceleração imposta pela pista, devido a uma elevação de  $0,15 \text{ m}$  em zero segundos. Entretanto, a aceleração da massa suspensa é relativamente pequena comparada a das massas não-suspensas. Como pode ser observado na figura 31.

Figura 31 - Aceleração Massa Suspensa e não-suspensa

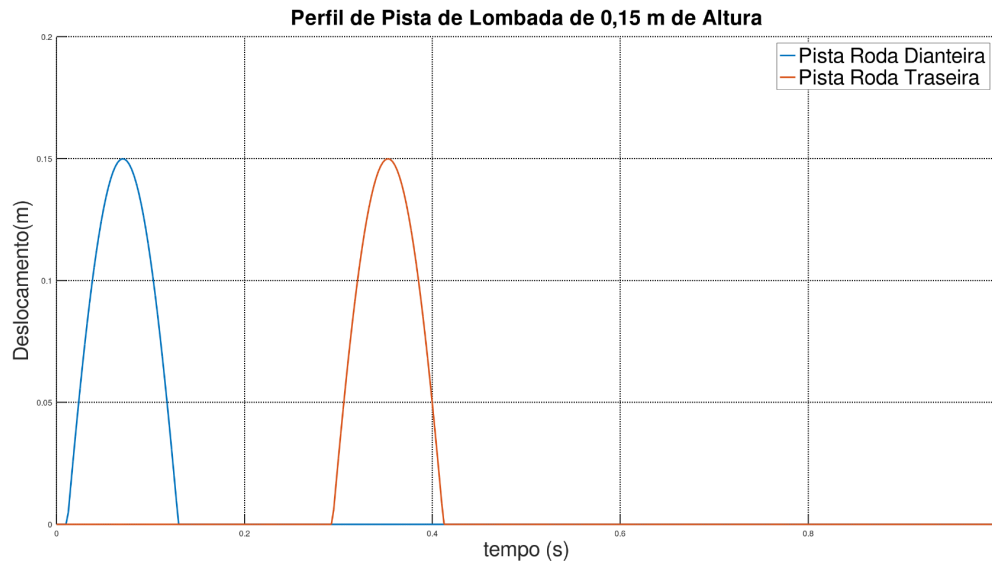


Fonte: do autor

As discontinuidades no gráfico da aceleração são devido às discontinuidades na pista, que impõe uma aceleração de grandes proporções de forma repentina.

A massa não-suspensa traseira chega a atingir uma aceleração máxima de aproximadamente  $490 \text{ m/s}^2$ . Porém, esses resultados não são conclusivos devido a aceleração de grandes proporções que dificilmente ocorre em situações reais. Portanto, a seguir, a figura 32 mostra um perfil que simula um tipo de lombada, tendo  $0,15 \text{ m}$  de altura. Caso o veículo esteja a uma velocidade de  $20 \text{ km/h}$  ( $5,55 \text{ m/s}$ ), a lombada terá, aproximadamente,  $0,65 \text{ m}$  de comprimento. Além disso, nessa pista, como na outra, a defasagem entre os obstáculos, respeita a distância entre as rodas e a velocidade mencionada acima.

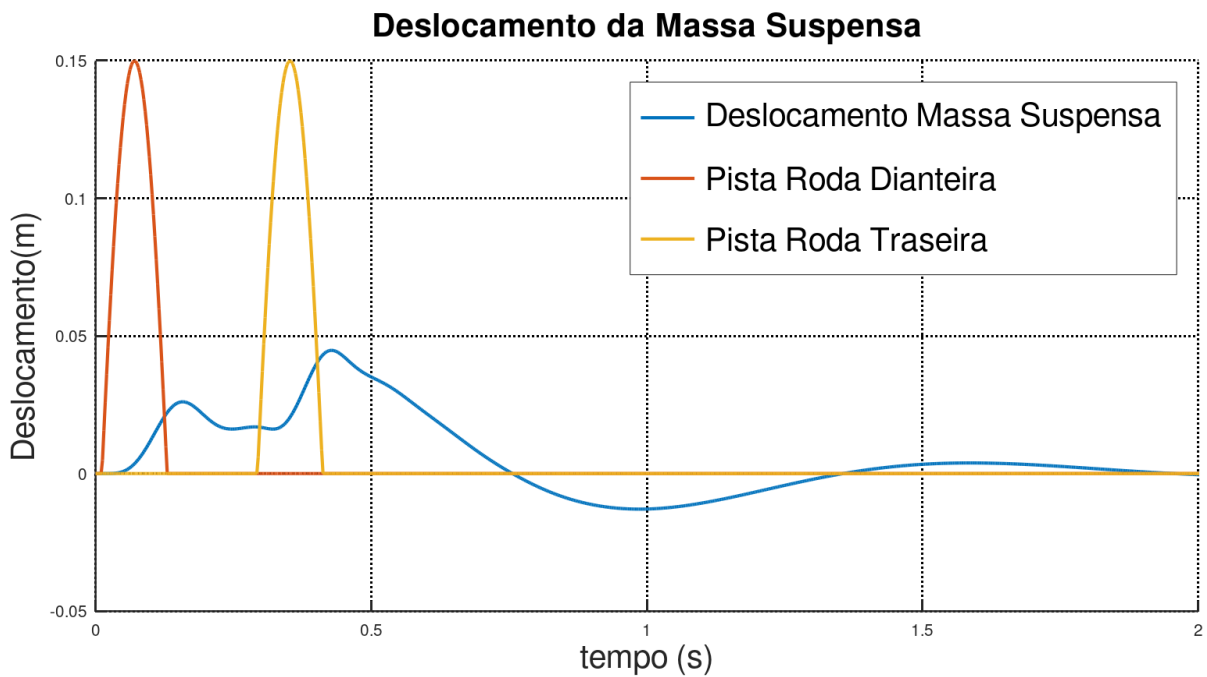
Figura 32 - Perfil de Pista de Lombada de 0,15 m de Altura



Fonte: do autor.

Para a figura 33, tem-se um gráfico mostrando o deslocamento da massa suspensa comparado ao perfil da pista (para a roda traseira e roda dianteira).

Figura 33 - Deslocamento da Massa Suspensa com Lombada de 0,15 m

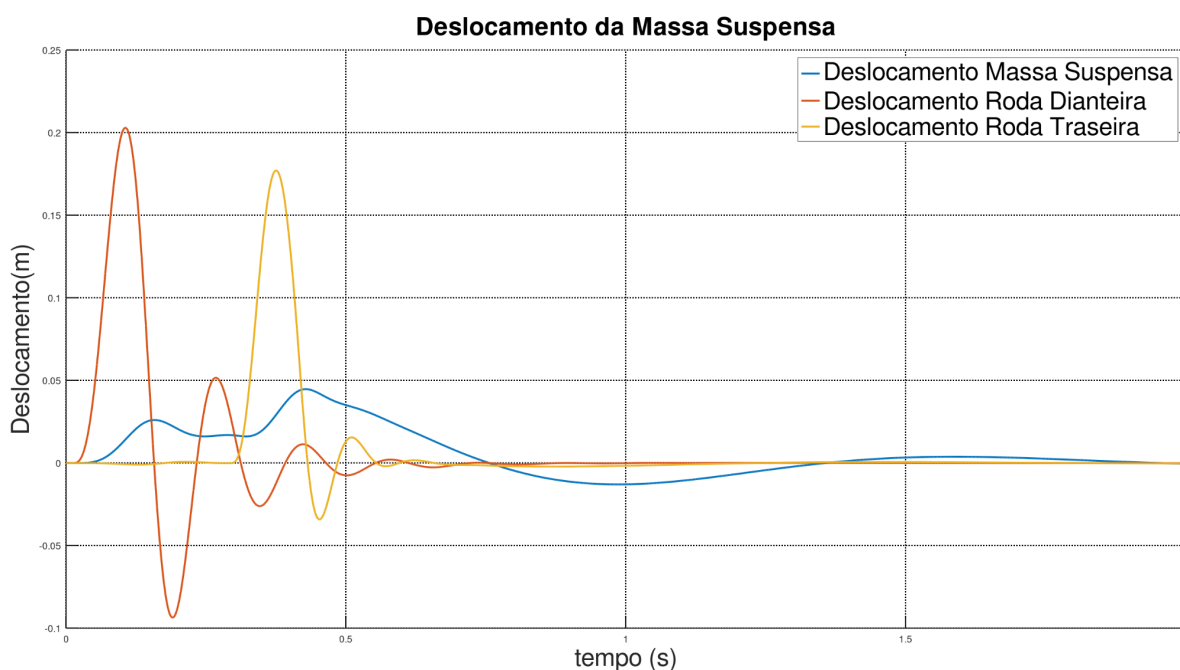


Fonte: do autor

No gráfico da figura 33, assim como antes, nota-se um deslocamento maior da roda traseira frente ao mesmo obstáculo. Fora isso, a suspensão aparenta estar exercendo sua função como deveria, dissipando a energia de entrada do solo que iria para a massa suspensa. Após o distúrbio da pista cessar, a vibração é atenuada rapidamente.

Na figura 34, é possível observar que a massa não-suspensa dianteira tem um deslocamento maior, como observado em outra figura e, além disso, a massa suspensa tem um deslocamento menor. Já a massa não-suspensa traseira, tem um deslocamento menor comparado à dianteira e, para esse caso, a massa suspensa tem um deslocamento maior.

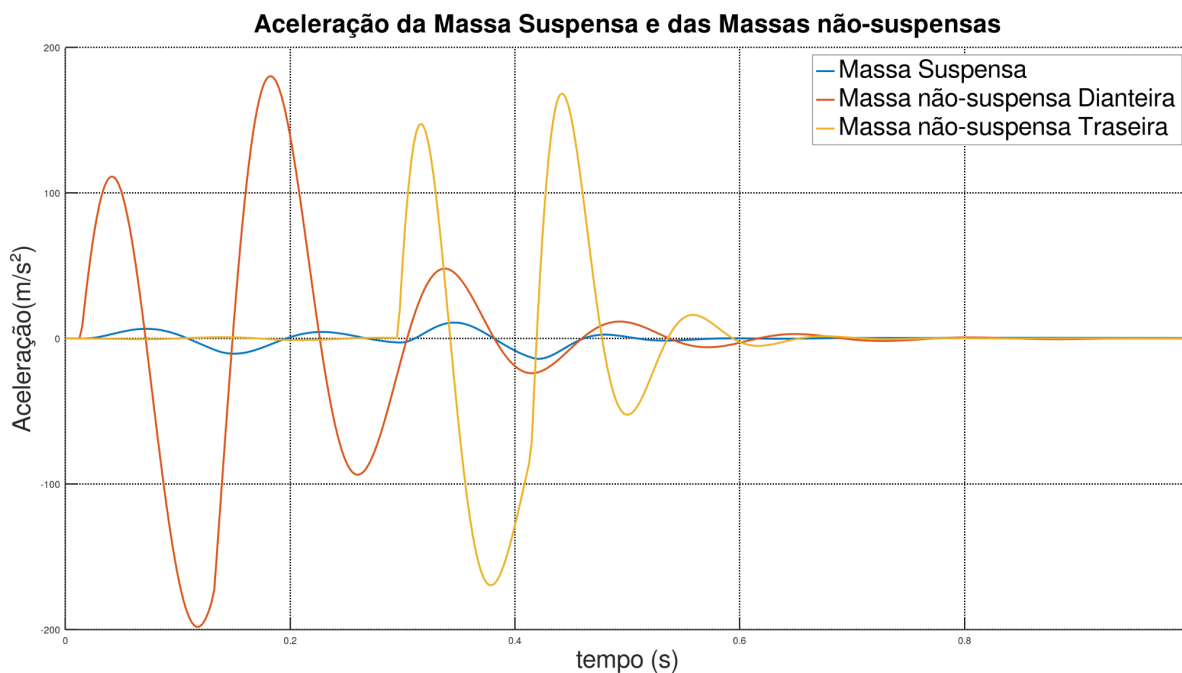
Figura 34 - Deslocamento da massa suspensa e das massas não-suspensas



Fonte: do autor

Para as acelerações, a figura 35 mostra a grande diferença entre a aceleração das massas não-suspensas e da massa suspensa.

Figura 35 - Aceleração Massa Suspensa e Massas não-suspensas



Fonte: do autor.

Assim como nas figuras anteriores, nota-se uma aceleração maior na massa não-suspensa dianteira e para esse caso, uma aceleração menor na massa suspensa em relação à aceleração com a excitação vinda da massa não-suspensa traseira, que essa última, apresenta menor aceleração.

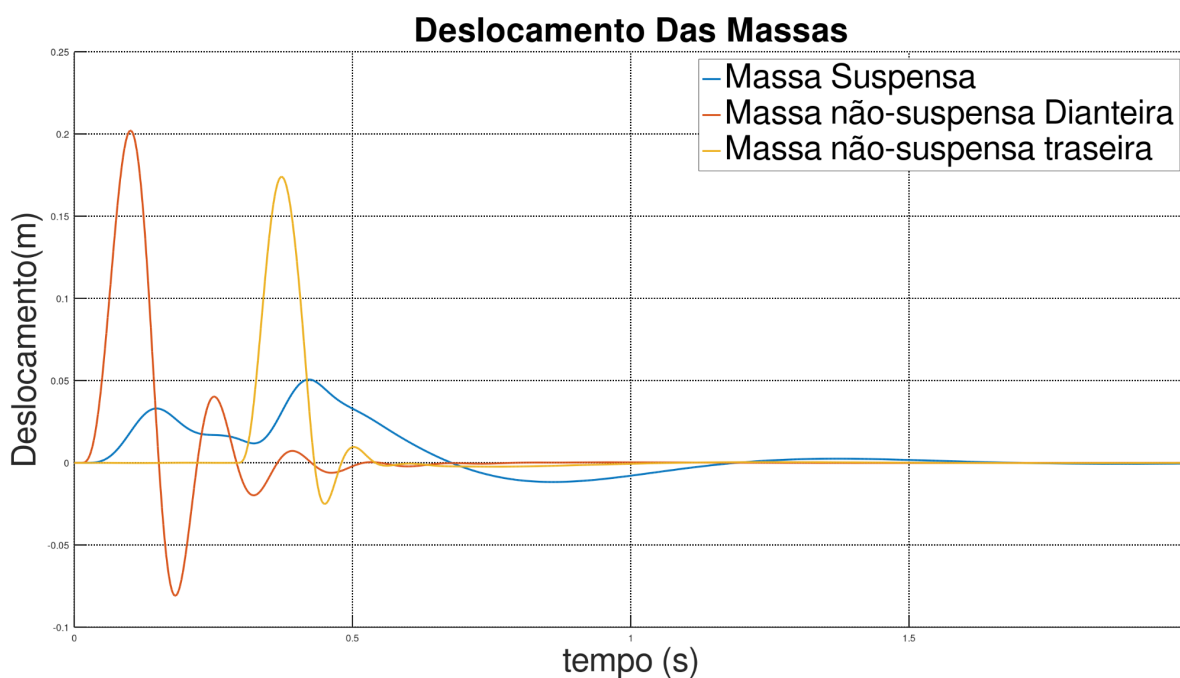
### 6.2.1 Avaliação do deslocamento do meio carro com redução de massa

O atual veículo da equipe é pesado comparado aos veículos de outras equipes, em consequência de alguns fatores e limitações. Com isso, imaginando que a equipe faça uma futura redução de massa no veículo de 20 %, utilize um piloto de massa de aproximadamente 60 kg e mantenha os parâmetros de rigidez e amortecimento, consequentemente aumentaria a frequência natural do veículo para cerca de 1,10 Hz. Tendo isso em vista, em relação ao desempenho, provavelmente não haverá grandes prejuízos e reduzirá significativamente o curso da suspensão, começando pela deflexão estática, que é inversamente proporcional à frequência natural, como pode ser visto na figura 38. Portanto, a deflexão estática reduziria para 0,23 m.

Para avaliar o comportamento da suspensão nesse possível cenário, foram feitas as modificações citadas acima. Além disso, foi feita uma redução de 20 % no momento de inércia de massa, ainda que seja uma grande aproximação. Na prática, essas modificações alteram tanto o momento de inércia de massa quanto o centro de gravidade, que foi considerado no mesmo local devido a dificuldade em se obter uma previsão precisa, pois alguns elementos não são passíveis de redução de massa, como por exemplo, o motor.

Para avaliar o deslocamento nessa situação, segue a figura 36, que é quase idêntica a figura 34, exceto pelas modificações citadas aqui, para avaliar essa possível situação.

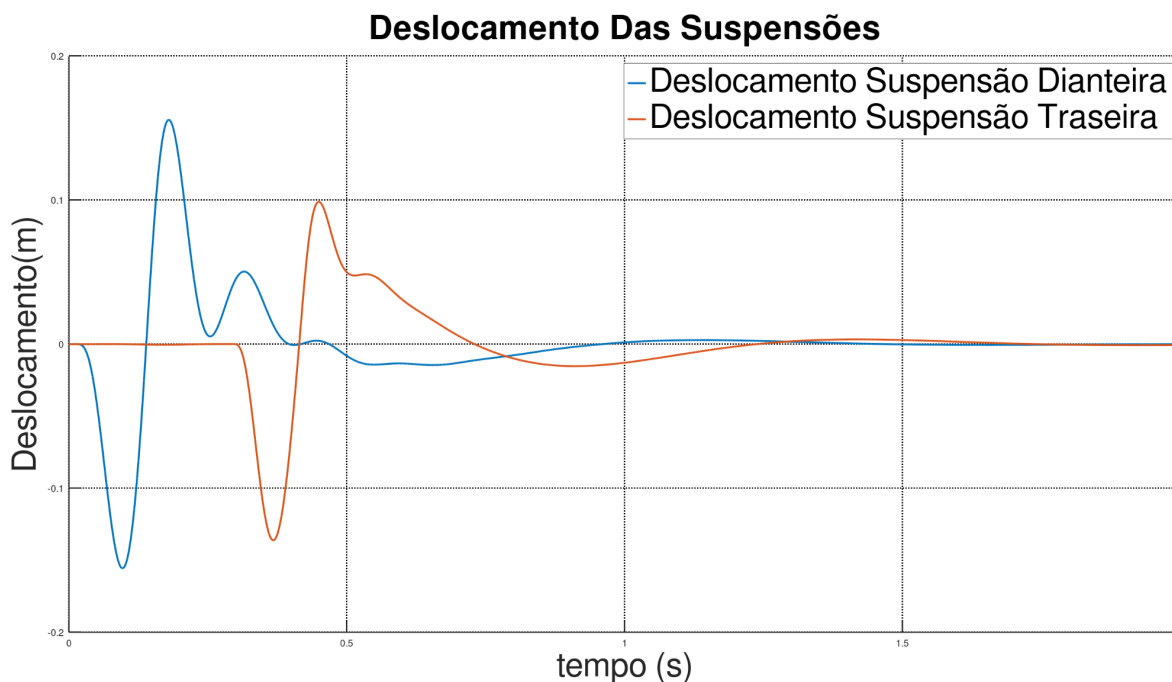
Figura 36 - Deslocamentos das massas com as suas respectivas reduções



Fonte: do autor.

Para avaliar o deslocamento da suspensão de forma breve, pois para uma análise mais precisa é necessário mais estudo, a figura 37 mostra o deslocamento das duas suspensões - dianteira e traseira.

Figura 37 - Deslocamentos das Suspensões



Fonte: do autor.

O cálculo para o gráfico da figura 37 foi feito considerando a diferença entre o deslocamento da massa suspensa e não-suspensa e também considerando o deslocamento gerado pela arfagem. Colocando isso em uma equação, seria  $(x - x_1 - a_1\theta)$  para a suspensão dianteira e  $(x - x_2 + a_2\theta)$  para a suspensão traseira. Seguindo o exemplo das equações do modelo meio carro, no referencial teórico.

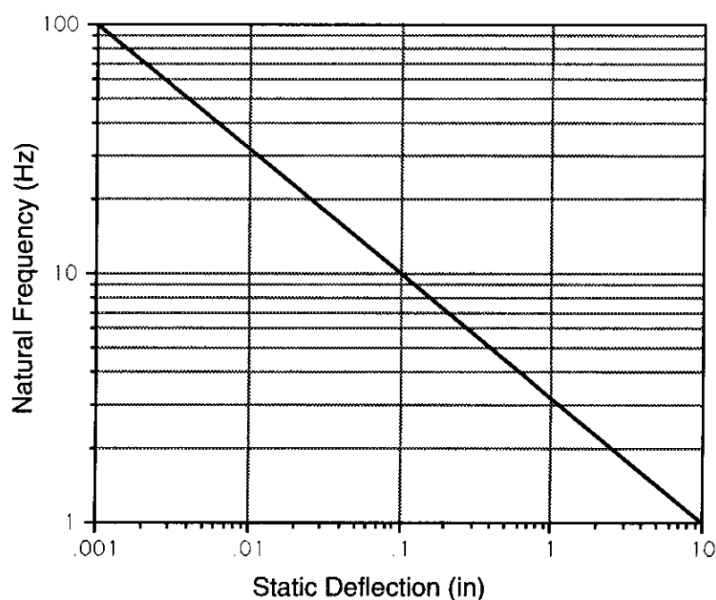
Tendo isso em vista, para esse caso, o deslocamento de trabalho da suspensão dianteira, que é o maior deslocamento, foi de, aproximadamente, 0,155 m. Com isso, nessa situação o curso máximo da suspensão seria de aproximadamente 0,385 m, sendo necessário adicionar uma folga de segurança nesse valor. Vale mencionar, novamente, que para afirmar um valor de curso para a suspensão é necessário um estudo mais aprofundado.

## 7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 7.1 CONCLUSÕES

Os resultados encontrados neste trabalho são satisfatórios, os parâmetros de rigidez e amortecimento escolhidos mostraram grande eficiência em reduzir a aceleração e deslocamento transferidos à massa suspensa, que é um dos objetivos de uma suspensão. Isso é esperado, já que foram seguidas recomendações, tanto para a escolha da frequência natural como o fator de amortecimento. Entretanto, como mostra a figura 38, quanto menor a frequência natural, maior a deflexão estática da suspensão.

Figura 38 - Deflexão Estática e Frequência Natural



Fonte: Gillespie, 1992.

Portanto, para a frequência escolhida, a deflexão estática é de aproximadamente 0,3 m, além do curso de trabalho. Analisando a figura 34, a diferença de deslocamento entre a massa suspensa e não-suspensa dianteira é, de aproximadamente, 0,175 m. Portanto, o curso da suspensão, somado à deflexão estática, para esse caso, deve ser de, no mínimo, 0,50 m, considerando uma pequena folga de 0,025 m, o que é pouco. Porém, para determinar um curso exato para uma suspensão, é necessário muito mais estudo, trata-se apenas de um conselho. A equipe IbiruBAJA deve estar ciente desse fato. Na indisponibilidade de uma suspensão com tal curso, deve-se refazer o processo contido nesse estudo escolhendo uma



frequência natural maior. Sendo essa uma solução de compromisso, onde melhora um requisito e, por consequência, outro piora.

Entretanto, vale ressaltar que os dados de massa e a localização da mesma não são precisos, pois a modelagem CAD não está completa e foram feitas aproximações da densidade dos materiais presentes na modelagem para a obtenção da massa. Além disso, foi utilizado a modelagem 3D de um piloto hipotético de densidade homogênea de 109 kg, conforme o máximo do regulamento, buscando com que a suspensão atenda a massa máxima permitida. Porém, o piloto da equipe provavelmente pesa menos que 109 kgf, assim, a frequência natural será maior se o peso do piloto for menor e o comportamento da suspensão sofrerá mudanças.

Outro ponto a se levar em consideração é que o veículo está bem pesado comparado aos veículos de outras equipes e, se for escolhida uma frequência de 0,8 Hz, ao reduzir a massa do veículo, a frequência natural da massa suspensa vai aumentando. Pois, avaliando pela equação 3, a frequência natural é uma relação entre massa e rigidez da mola. Assim, mantendo a mesma rigidez, a frequência natural aumenta.

Outra variável a se fazer uma ressalva é que foi considerado uma pressão de enchimento por volta de 6 psi para os pneus por ser referência utilizada nos trabalhos citados nesse estudo, pois os dados de pressão dos pneus utilizados pela a equipe IbiruBAJA não estavam disponíveis. Com isso, dependendo da pressão de enchimento utilizada, a rigidez efetiva do sistema muda, mudando também o dimensionamento da rigidez da mola da suspensão e, por consequência, o coeficiente de amortecimento.

Porém, esses fatos mencionados acima eram previstos e, por conta disso, neste estudo foi utilizado o *software open-source* GNU Octave, que está disponível gratuitamente para ser baixado e o *software* CAD Autodesk Inventor, com licença estudantil. Ou seja, os estudantes que lerem esse trabalho podem refazer o processo apresentado neste trabalho. Além disso, os *scripts* usados no Octave foram compartilhados através dos apêndices A, B, C e D, estando estes com muitos comentários para que sejam de fácil entendimento. Entretanto, com a mesma frequência natural para ambas as rodas, sendo que, se for feito um trabalho buscando uma otimização, provavelmente mostrará que o melhor resultado requer uma frequência

natural diferente para cada roda devido à descentralização do centro de gravidade. A seguir, a tabela 3, sintetizando os resultados obtidos neste estudo.

Tabela 3 - Dados da suspensão

Suspensão	Dianteira	Traseira
Rigidez da Mola (N/m)	2.041,34	3.537,88
Coefficiente de amortecimento (N.s/m)	287,88	494,65
Curso mínimo (m)	0,5	0,45

Fonte: do autor

## 7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente estudo abordou apenas uma parte do que é o projeto de uma suspensão, servindo como base para trabalhos futuros em dinâmica veicular. Como seguem as sugestões abaixo, é possível concluir que há muitas possibilidades de trabalhos interessantes nessa área, que tenham a pretensão de continuar ou complementar o presente trabalho.

- Otimização de parâmetros - uma das sugestões para futuros trabalhos é o de fazer uma otimização dos parâmetros encontrados aqui, entretanto, esse trabalho só será válido se os dados de massa e dimensões do veículo estiverem completos. Caso contrário, será um trabalho desperdiçado.
- Modelo Carro completo Para avaliação de rolagem e arfagem - outra sugestão é o de continuar o estudo através do modelo de um carro completo, entretanto, esse modelo resulta em 14 equações diferenciais de primeira ordem para serem resolvidas. Porém, através desse modelo, é possível analisar a relação entre arfagem e rolagem do veículo, além de diferentes excitações em cada roda.
- Avaliação de Rolagem através do Modelo Meio Carro - uma das possibilidades de trabalho, é abordar a rolagem do veículo, que com dados mais completos a respeito do veículo, torna-se de grande importância. Assim, é possível avaliar a possibilidade de capotagem do veículo, velocidade máxima em uma curva,

pois com uma baixa frequência natural, é possível que a rolagem tenha uma amplitude maior.

- Definição de Parâmetros Geométricos para a Suspensão - outro ponto a ser definido, é o ângulo de cáster e câmber, entre outros fatores geométricos envolvendo a suspensão.
- Otimização da Pressão de Enchimento dos Pneus BAJA - tendo em vista que a pressão de enchimento dos pneus tem uma influência significativa no desempenho do veículo, seria um trabalho de grande interesse que se proponha a definir uma pressão de enchimento que equilibre a área de contato do pneu com o solo e o torque consumido pelo motor.

Os trabalhos sugeridos acima, teriam uma ordem de importância, entretanto, ao otimizar um parâmetro, outro conseqüentemente necessitará de mudança também, sendo um processo iterativo, buscando sempre o aperfeiçoamento do veículo para o seu determinado propósito.

### 7.3 SUGESTÕES PARA A EQUIPE IBIRUBAJA

Com a conclusão deste estudo e as sugestões para os trabalhos futuros, algumas sugestões para a equipe devem estar presentes na conclusão. Possivelmente, a maioria das sugestões a seguir, a equipe está ciente e não houve tempo hábil para empregá-las ainda, entretanto, é útil enfatizar a importância delas.

A primeira sugestão é para manter, sempre que possível, uma modelagem CAD 3D completa e atualizada do veículo. Por mais difícil ou massante que seja, para trabalhos como este ou futuros, é de suma importância ter dados completos e confiáveis a respeito do veículo, para que o projeto seja o mais completo e eficiente possível.

Além disso, é tão importante quanto, ter os dados de massa e densidade de cada peça da forma mais precisa possível e, se for viável, medir as peças com uma balança ou algo do

gênero para certificar a confiabilidade do modelo CAD. A partir disso, pode-se avançar na análise da dinâmica veicular e melhorar cada vez mais o veículo da equipe.

Outra sugestão, que a equipe provavelmente está ciente, mas que aqui vale ressaltar, é a respeito do peso do veículo. Comparando este veículo com os demais de outras equipes, constata-se que ele é relativamente mais pesado. Portanto, se for possível reduzir a massa do veículo, o desempenho poderia melhorar bastante, levando em consideração, também, que o motor deve ser o mesmo para todas as equipes. Tendo isso em vista, o ponto positivo de construir uma suspensão com frequência natural da massa suspensa mais baixa, é que conforme for sendo reduzida a massa do veículo, pode-se aproveitar a mesma suspensão. O efeito disso é que a frequência natural do veículo tende a aumentar. Porém, com o tempo, o centro de gravidade do veículo irá alterar bastante e será necessário um novo projeto.

Além da modelagem CAD do veículo, também é de grande importância ter registrado em local confiável, uma ficha técnica do veículo, onde nessa ficha contenha informações como por exemplo, o pneu utilizado no veículo, pressões de enchimento dos mesmos, etc. Ter essas informações registradas, facilita o desenvolvimento de trabalhos futuros e também consultas da equipe. Excesso de documentação a respeito do veículo nunca será ruim.

## REFERÊNCIAS

- BAJA NACIONAL. SAE Brasil. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 03 de set. de 2021.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.
- CARVALHO, Rafael Oliveira de. **Dimensionamento de suspensões veiculares para isolamento de vibrações excitadas pela via**. 2011. 1 CD-ROM. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado - Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/118584>>.
- CROLLA, D. A. **Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body**. Saint Louis: Butterworth-Heinemann, 2009.
- DINIZ, D. D. S. **Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo A de um veículo off-road tipo BAJA**. 2014. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2014.
- DIXON, J. C. **The Shock Absorber Handbook**. 2ª ed. Chichester: WILEY, 2007.
- DIXON, J. C. **Tire, suspension and handling**. Warrendale, PA: SAE, 1996.
- EATON, J. W. **GNU Octave**, c2022. Scientific Programming Language. Disponível em: <<https://www.gnu.org/software/octave/>>. Acesso em 31 de mar. de 2022.
- FAROL ALTO. **Suspensão – Buracos à vista**. Disponível em: <<http://www.jornalfarolalto.com.br/wp-content/uploads/2014/01/suspens%C3%A3o-explodida.jpg>>. Acesso em 16 de fev. de 2022.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992.
- HALLIDAY, D; RESNICK, R; WALKER, J. **Fundamentos de física, volume 2: Gravitação, Ondas e Termodinâmica**. 10ª edição. Rio de Janeiro : LTC, 2016.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7ª edição. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

HOWSTUFFWORKS. **How Car Suspensions Work**. Disponível em: <<https://auto.howstuffworks.com/car-suspension.htm>>. Acesso em: 28 de dez. de 2021.

IFRS Campus Ibirubá. **Curso de Introdução a Suspensões Automotivas - Prof. Lauro Cesar Nicolazzi - Segundo Encontro**. YouTube, 19 de nov. de 2020. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=QKgcxssnRFQ>>. Acesso em: 18 de jan. de 2022.

ITA. **ITA sedia competição de carros de corrida Baja SAE Brasil - Etapa Sudeste**. Disponível em: <<http://www.ita.br/noticias40>>. Acesso em: 20 de jan. de 2022.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**. Nova Iorque: Springer, 2008.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. **Race Car Vehicle Dynamics**. USA: SAE International, 1995.

NICOLAZZI, L; LEAL, L. C. M; ROSA, E. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: GRANTE, 2008.

PERSEGUIM, Odilon Terreri. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para sua avaliação**. 2005. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

POPP, K; SCHIEHLEN, W. **Ground Vehicle Dynamics**. Fahrzeugdynamik. B.G. Teubner, Stuttgart, 1993.

RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamic and Control**. 2ª Edição. Boston: Springer, 2012.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4ª edição. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

RILL, G. **Vehicle Dynamics**. Hochschule Regensburg: University Of Applied Sciences, 2009.

SAE BRASIL. **REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL**. Disponível em: <[http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB\\_emenda\\_03.pdf](http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf)>. Acesso em 11/12/2021.

STONE, R; BALL, J. **Automotive Engineering Fundamentals**. Warrendale: SAE, 2004.

## APÊNDICE A - Código Octave para plotagem das equações 13, 14 e 15

```

clear all; clc;
%Autor: Mikhaél Braga Meinke
%Parâmetros do veículo
kt = 138.48e3;
ks = 11147.54;
cs = 1564.3;
m1 = 343;
m2 = 60;
x = m2/m1;
c = cs/m1;
k1 = kt/m1;
k2 = ks/m1;
w=0;
w1 = 0:0.1:157; %Faixa de frequência em rad/s

%Cálculo de das equações para a faixa de frequência
for i = 1:1571

zxr(i) = abs((k1*k2 +
1i*(k1*c*w))/((x*(w.^4)-(k1+k2*x+k2)*(w.^2)+k1*k2)+1i*(k1*c*w-(1+x)*c*w.^3)));
ZFwM(i) =
abs((k2*w.^2+1i*(c*w.^3))/((x*(w.^4)-(k1+k2*x+k2)*(w.^2)+k1*k2)+1i*(k1*c*w-(1+x)*c*w.^3)));
ZFbM(i) = abs(((x*w.^4 -
(k1+k2)*w.^2)+1i*(c*w.^3))/((x*(w.^4)-(k1+k2*x+k2)*(w.^2)+k1*k2)+1i*(k1*c*w-(1+x)*c*w.^3)));
w = w + 0.1;

endfor

%Plotagem das figuras
figure 1
plot(w1,zxr, 'r', 'linewidth', 2)
title ("Aceleração Massa Suspensa Sobre Aceleração Imposta pela Pista", 'fontsize', 18);
xlabel ("Frequência (rad/s)", 'fontsize', 14);
ylabel ("Ganho de Resposta", 'fontsize', 14);
set(gca,'XTick',0:5:100);
set(gca,'YTick',0:0.5:2);
set(gca, 'gridcolor', 'k', 'gridlinestyle', ':', 'gridalpha', 1, 'linewidth', 1.2);
axis([0 100 0 2]);
legend("Z/Zr", 'fontsize', 20);
grid on;

figure 2
plot(w1,ZFwM, 'g', 'linewidth', 2)
title ("Força Dinâmica na Massa Suspensa Sobre Força na Massa Não-suspensa", 'fontsize', 18);
xlabel ("Frequência (rad/s)", 'fontsize', 14);
ylabel ("Ganho de Resposta", 'fontsize', 14);
set(gca,'XTick',0:5:100);
set(gca,'YTick',0:0.5:2);
set(gca, 'gridcolor', 'k', 'gridlinestyle', ':', 'gridalpha', 1, 'linewidth', 1.2);
axis([0 100 0 2]);
legend("Z.M/Fw", 'fontsize', 20);
grid on;

```

figure 3

```
plot(w1,ZFbM, 'b', 'linewidth', 2)
title ("Força Dinâmica na Massa Suspensa Sobre Força na Massa Suspensa", 'fontsize', 18);
xlabel ("Frequência (rad/s)", 'fontsize', 14);
ylabel ("Ganho de Resposta", 'fontsize', 14);
set(gca,'XTick',0:5:100);
set(gca,'YTick',0:0.5:2);
set(gca,'gridcolor','k','gridlinestyle',':','gridalpha',1,'linewidth',1.2);
axis([0 100 0 2]);
legend("Z.M/Fb", 'fontsize', 20);
grid on;
```

figure 4

```
plot(w1,zzr, 'r', 'linewidth', 2, w1, ZFwM, 'b', 'linewidth', 2, w1, ZFbM, 'g', 'linewidth', 2)
title ("Resposta do Modelo um Quarto de Carro em Relação \n a entrada da Pista, Pneu/Roda e
Massa suspensa", 'fontsize', 18);
xlabel ("Frequência (rad/s)", 'fontsize', 14);
ylabel ("Ganho de Resposta", 'fontsize', 14);
set(gca,'XTick',0:5:100);
set(gca,'YTick',0:0.5:2);
set(gca,'gridcolor','k','gridlinestyle',':','gridalpha',1,'linewidth',1.2);
axis([0 100 0 2]);
legend("Z/Zr", "Z.M/Fw", "Z.M/Fb", 'fontsize', 20);
grid on;
```



## APÊNDICE B - Código para resolução das equações 11 e 12 e plotagem dos gráficos respectivos

```

clear all; clc; format long g;
%Autor: Mikhaél Braga Meinke
%Parâmetros do problema
zeta = 0.4; %Inserir Fator de amortecimento
wd = 0.8; %Inserir Frequência natural com a presença de amortecimento
kt = 138480; %Rigidez equivalente pneu
ms = 343; %massa suspensa
mu = 60; %massa não-suspensa
wn = (2*pi*wd)/(sqrt(1-zeta^2)); %frequência natural
RR = (wn^2)*ms;
ks = (RR*kt)/(kt-RR); %Rigidez equivalente mola
cs = zeta*sqrt(4*ks*ms); %Coeficiente de amortecimento

%Parâmetros
da resolução de EDOs
t0 = 0; tf = 10; n = 1000;
h = (tf - t0)/n;
t = t0:h:tf; %tempo
x = zeros(n+1, 1); %Reserva memória para n+1 elementos do vetor x(i)
x1 = zeros(n+1, 1);
v1 = zeros(n+1, 1);
x(1) = 0; v(1) = 0;
x1(1) = 0; v1(1) = 0;
t1(1) = 0; road = 0;
% x - deslocamento massa suspensa
% v - velocidade massa suspensa
% x1 - deslocamento massa não-suspensa
% v1 - velocidade massa não-suspensa
t1 = linspace(0, 10, 1000); %cria um vetor de 0 a 10, com 1000 intervalos
y1 = pieceWise(t1); %deve ter um arquivo com o nome pieceWise parecido com o do apêndice D

%definição das equações transformadas em primeira ordem
dx_dt = @(t,v) v;
dv_dt = @(t,x,v,x1,v1) ((-ks*x)+(ks*x1)-(cs*v)+(cs*v1))/ms;
dx1_dt = @(t,v1) v1;
dv1_dt = @(t,x,v,x1,v1,y1) (((-ks-kt)*x1)-(cs*v1)+(cs*v)+(ks*x)+(kt*(y1)))/mu;

%solução Runge-Kutta 4ª ordem
for i=1:n
    k1 = h*v(i);
    l1 = h*dv_dt(t(i), x(i), v(i), x1(i), v1(i));
    q1 = h*v1(i);
    m1 = h*dv1_dt(t(i), x(i), v(i), x1(i), v1(i),y1(i));

    k2 = h*(v(i)+l1/2);
    l2 = h*dv_dt(t(i)+h/2,x(i)+k1/2,v(i)+l1/2,x1(i)+q1/2,v1(i)+m1/2);
    q2 = h*(v1(i)+m1/2);
    m2 = h*dv1_dt(t(i)+h/2,x(i)+k1/2,v(i)+l1/2,x1(i)+q1/2,v1(i)+m1/2,y1(i));

    k3 = h*(v(i)+l2/2);
    l3 = h*dv_dt(t(i)+h/2,x(i)+k2/2,v(i)+l2/2,x1(i)+q2/2,v1(i)+m2/2);
    q3 = h*(v1(i)+m2/2);

```

```
m3 = h*dv1_dt(t(i)+h/2,x(i)+k2/2,v(i)+l2/2,x1(i)+q2/2,v1(i)+m2/2,y1(i));
```

```
k4 = h*(v(i)+l3);
```

```
l4 = h*dv_dt(t(i)+h,x(i)+k3,v(i)+l3,x1(i)+q3,v1(i)+m3);
```

```
q4 = h*(v1(i)+m3);
```

```
m4 = h*dv1_dt(t(i)+h,x(i)+k3,v(i)+l3,x1(i)+q3,v1(i)+m3,y1(i));
```

```
x(i+1) = x(i)+(k1+2*k2+2*k3+k4)/6;
```

```
v(i+1) = v(i)+(l1+2*l2+2*l3+l4)/6;
```

```
x1(i+1) = x1(i)+(q1+2*q2+2*q3+q4)/6;
```

```
v1(i+1) = v1(i)+(m1+2*m2+2*m3+m4)/6;
```

```
endfor
```

```
%Plotagem de um dos gráficos como exemplo
```

```
hold on;
```

```
plot(t,x,'r','linewidth', 2, t,x1, 'b','linewidth', 2, t1,y1, 'g', 'linewidth', 2);
```

```
xlabel('tempo (s)','fontsize', 20);
```

```
ylabel('Deslocamento (m)', 'fontsize', 20);
```

```
title("Deslocamento das Massas suspensas e não-suspensa \n Com Travessia de 0,3 m de Profundidade",'fontsize', 18);
```

```
legend('Massa Suspensa', 'Massa não-suspensa', 'Pista', 'fontsize', 20);
```

```
set(gca, 'gridcolor', 'k', 'gridlinestyle', ':', 'gridalpha', 1, 'linewidth', 1.2);
```

```
grid on;
```

```
hold off;
```

## APÊNDICE C - Código para resolução das equações 16, 17 18 e 19 e plotagem dos gráficos respectivos

```

clear all; clc;
%Autor: Mikhaél Braga Meinke
% Parâmetros de meio veículo
zeta = 0.4; %Inserir Fator de amortecimento
wd = 0.8; %Inserir Frequência natural com a presença de amortecimento
m = 171.5; %meia massa suspensa (kg)
m1 = 17.5; %massa não-suspensa roda dianteira (kg)
m2 = 12.5; %massa não-suspensa roda traseira (kg)
Iy = 82.8; %momento de inércia massa suspensa arfagem (kg.m²)
a1 = 0.988; %distância entre o centro de gravidade e a roda dianteira (m)
a2 = 0.580; %distância entre o centro de gravidade e a roda traseira (m)
kt1 = 29.24e3; %Rigidez pneu dianteiro (N/m)
kt2 = 40e3; %Rigidez pneu traseiro (N/m)
l = 1.568; %distância entre as rodas
mf = m*(a2/l);
mt = m*(a1/l);
wn = (2*pi*wd)/(sqrt(1-zeta^2));
RRf = (wn^2)*mf; %Rigidez efetiva frente
RRt = (wn^2)*mt; %Rigidez efetiva trás
k1 = (RRf*kt1)/(kt1-RRf); %Rigidez mola dianteira
k2 = (RRt*kt2)/(kt2-RRt); %Rigidez mola traseira
c1 = zeta*sqrt(4*k1*mf); %amortecimento dianteiro
c2 = zeta*sqrt(4*k2*mt); %amortecimento traseiro

%Parametros da resolução de EDOs
t0 = 0; tf = 10; n = 4000;
h = (tf - t0)/n;
t = t0:h:tf; %tempo
x = zeros(n+1, 1); %Reserva memória para n+1 elementos do vetor x(i)
v = zeros(n+1, 1);
x1 = zeros(n+1, 1);
v1 = zeros(n+1, 1);
x2 = zeros(n+1, 1);
v2 = zeros(n+1, 1);
theta = zeros(n+1, 1);
w = zeros(n+1, 1);

% Condições Iniciais
x(1)=0;
v(1)=0;
x1(1)=0;
v1(1)=0;
x2(1)=0;
v2(1)=0;
theta(1)=0;
w(1)=0;
ax(1)=0;
ax1(1)=0;
ax2(1)=0;
t1 = linspace(0,10,2001);
y1 = roady1(t1); %Carrega o arquivo que contém o perfil de pista para a roda dianteira
y2 = roady2(t1); %Carrega o arquivo que contém o perfil de pista para a roda traseira

```

## % Definição das EDOs

```

dx_dt=@(v) v;
dv_dt=@(t,x,v,theta,w,x1,v1,x2,v2)
(c1*(v1+a1*w-v)+c2*(v2-v-a2*w)+k1*(x1-x+a1*theta)+k2*(x2-x-a2*theta))/m;
dtheta_dt=@(w) w;
dw_dt=@(t,x,v,theta,w,x1,v1,x2,v2)
(a1*c1*(v-v1-a1*w)-a2*c2*(v-v2+a2*w)+a1*k1*(x-x1-a1*theta)-a2*k2*(x-x2+a2*theta))/Iy;
dx1_dt=@(v1) v1;
dv1_dt=@(t,x,v,theta,w,x1,v1,y1) (c1*(v-v1-a1*w)-kt1*(x1-(y1))+k1*(x-x1-a1*theta))/m1;
dx2_dt=@(v2) v2;
dv2_dt=@(t,x,v,theta,w,x2,v2,y2) (c2*(v-v2+a2*w)-kt2*(x2-(y2))+k2*(x-x2+a2*theta))/m2;

```

## %Resolução do Runge-Kutta 4ª ordem através do laço 'for'

```
for i=1:n
```

```

k1_x=h*dx_dt(v(i));
k1_v=h*dv_dt(t(i),x(i),v(i),theta(i),w(i),x1(i),v1(i),x2(i),v2(i)));
k1_theta=h*dtheta_dt(w(i));
k1_w=h*dw_dt(t(i),x(i),v(i),theta(i),w(i),x1(i),v1(i),x2(i),v2(i)));
k1_x1=h*dx1_dt(v1(i));
k1_v1=h*dv1_dt(t(i),x(i),v(i),theta(i),w(i),x1(i),v1(i),y1(i)));
k1_x2=h*dx2_dt(v2(i));
k1_v2=h*dv2_dt(t(i),x(i),v(i),theta(i),w(i),x2(i),v2(i),y2(i)));

k2_x=h*dx_dt(v(i)+k1_v/2);
k2_v=h*dv_dt(t(i)+h/2,x(i)+k1_x/2,v(i)+k1_v/2,theta(i)+k1_theta/2,w(i)+k1_w/2,x1(i)+k1_x1/2,v1(i)+k1_v1/2,x2(i)+k1_x2/2,v2(i)+k1_v2/2);
k2_theta=h*dtheta_dt(w(i)+k1_theta/2);
k2_w=h*dw_dt(t(i)+h/2,x(i)+k1_x/2,v(i)+k1_v/2,theta(i)+k1_theta/2,w(i)+k1_w/2,x1(i)+k1_x1/2,v1(i)+k1_v1/2,x2(i)+k1_x2/2,v2(i)+k1_v2/2);
k2_x1=h*dx1_dt(v1(i)+k1_v1/2);
k2_v1=h*dv1_dt(t(i)+h/2,x(i)+k1_x/2,v(i)+k1_v/2,theta(i)+k1_theta/2,w(i)+k1_w/2,x1(i)+k1_x1/2,v1(i)+k1_v1/2,y1(i));
k2_x2=h*dx2_dt(v2(i)+k1_v2/2);
k2_v2=h*dv2_dt(t(i)+h/2,x(i)+k1_x/2,v(i)+k1_v/2,theta(i)+k1_theta/2,w(i)+k1_w/2,x2(i)+k1_x2/2,v2(i)+k1_v2/2,y2(i));

k3_x=h*dx_dt(v(i)+k2_v/2);
k3_v=h*dv_dt(t(i)+h/2,x(i)+k2_x/2,v(i)+k2_v/2,theta(i)+k2_theta/2,w(i)+k2_w/2,x1(i)+k2_x1/2,v1(i)+k2_v1/2,x2(i)+k2_x2/2,v2(i)+k2_v2/2);
k3_theta=h*dtheta_dt(w(i)+k2_w/2);
k3_w=h*dw_dt(t(i)+h/2,x(i)+k2_x/2,v(i)+k2_v/2,theta(i)+k2_theta/2,w(i)+k2_w/2,x1(i)+k2_x1/2,v1(i)+k2_v1/2,x2(i)+k2_x2/2,v2(i)+k2_v2/2);
k3_x1=h*dx1_dt(v1(i)+k2_v1/2);
k3_v1=h*dv1_dt(t(i)+h/2,x(i)+k2_x/2,v(i)+k2_v/2,theta(i)+k2_theta/2,w(i)+k2_w/2,x1(i)+k2_x1/2,v1(i)+k2_v1/2,y1(i));
k3_x2=h*dx2_dt(v2(i)+k2_v2/2);
k3_v2=h*dv2_dt(t(i)+h/2,x(i)+k2_x/2,v(i)+k2_v/2,theta(i)+k2_theta/2,w(i)+k2_w/2,x2(i)+k2_x2/2,v2(i)+k2_v2/2,y2(i));

k4_x=h*dx_dt(v(i)+k3_v);
k4_v=h*dv_dt(t(i)+h,x(i)+k3_x,v(i)+k3_v,theta(i)+k3_theta,w(i)+k3_w,x1(i)+k3_x1,v1(i)+k3_v1,x2(i)+k3_x2,v2(i)+k3_v2);
k4_theta=h*dtheta_dt(w(i)+k3_w);
k4_w=h*dw_dt(t(i)+h,x(i)+k3_x,v(i)+k3_v,theta(i)+k3_theta,w(i)+k3_w,x1(i)+k3_x1,v1(i)+k3_v1,x2(i)+k3_x2,v2(i)+k3_v2);
k4_x1=h*dx1_dt(v1(i)+k3_v1);
k4_v1=h*dv1_dt(t(i)+h,x(i)+k3_x,v(i)+k3_v,theta(i)+k3_theta,w(i)+k3_w,x1(i)+k3_x1,v1(i)+k3_v1,

```

```

y1(i));
k4_x2=h*dx2_dt(v2(i)+k3_v2);
k4_v2=h*dv2_dt(t(i)+h,x(i)+k3_x,v(i)+k3_v,theta(i)+k3_theta,w(i)+k3_w,x2(i)+k3_x2,v2(i)+k3_v2,
y2(i));

```

```

x(i+1) = x(i) + (1/6)*(k1_x+2*k2_x+2*k3_x+k4_x);
v(i+1) = v(i) + (1/6)*(k1_v+2*k2_v+2*k3_v+k4_v);
theta(i+1) = theta(i) + (1/6)*(k1_theta+2*k2_theta+2*k3_theta+k4_theta);
w(i+1) = w(i) + (1/6)*(k1_w+2*k2_w+2*k3_w+k4_w);
x1(i+1) = x1(i) + (1/6)*(k1_x1+2*k2_x1+2*k3_x1+k4_x1);
v1(i+1) = v1(i) + (1/6)*(k1_v1+2*k2_v1+2*k3_v1+k4_v1);
x2(i+1) = x2(i) + (1/6)*(k1_x2+2*k2_x2+2*k3_x2+k4_x2);
v2(i+1) = v2(i) + (1/6)*(k1_v2+2*k2_v2+2*k3_v2+k4_v2);
ax(i+1) =
(c1*(v1(i)+a1*w(i)-v(i))+c2*(v2(i)-v(i)-a2*w(i))+k1*(x1(i)-x(i))+a1*theta(i))+k2*(x2(i)-x(i)-a2
*theta(i)))/m;
ax1(i+1) = (c1*(v(i)-v1(i)-a1*w(i))-kt1*(x1(i)-(y1(i)))+k1*(x(i)-x1(i)-a1*theta(i)))/m1;
ax2(i+1) = (c2*(v(i)-v2(i)+a2*w(i))-kt2*(x2(i)-(y2(i)))+k2*(x(i)-x2(i)+a2*theta(i)))/m2;

```

**end**

**%plotagem de um dos gráficos como exemplo**

```

figure 1
hold on;
plot(t,ax,'linewidth',2,t,ax1,'linewidth',2,t,ax2,'linewidth',2);
legend('Aceleração Massa Suspensa','Aceleração Massa não-suspensa dianteira','Aceleração Massa
não-suspensa traseira','fontsize',20);
title("Aceleração da Massa Suspensa e não-suspensa",'fontsize', 20)
xlabel('tempo (s)','fontsize', 20)
ylabel('aceleração (m/s²)', 'fontsize', 20)
set(gca, 'gridcolor', 'k', 'gridlinestyle', ':', 'gridalpha', 1, 'linewidth', 1.2);
xlim([0 4]);
grid on;
hold off;

```

## APÊNDICE D - Exemplo de códigos para o perfil de pista do Modelo *Half Car*

```
function x = roady1(t1)
%Salve esse código com o nome da função: roady1.m
t1 = linspace(0,10,4001); %Cria um vetor de 0 a 10 com 4001 componentes
x = zeros (size (t1)); %cria um vetor de zeros com o tamanho de t1
ind = t1 >= 0.0112 & t1 < 0.1298; %intervalo válido para a função abaixo
x(ind) = 0.2*sin(3.5430839*2*pi*t1(ind))-0.05; %função para ser válida durante o intervalo acima
endfunction
```

```
function x = roady2(t1)
%Salve esse código com o nome da função: roady2.m
t1 = linspace(0,10,4001);
x = zeros (size (t1));
ind = t1 >= 0.29368 & t1 < 0.41213;
x(ind) = 0.2*sin(3.5430839*2*pi*t1(ind))-0.05;
endfunction
```