

UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

ALUNEY ELFERR DE ALBUQUERQUE SILVA JUNIOR

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE
E MODELAGEM EM AMBIENTE MULTICORPOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MANAUS

2022

ALUNEY ELFERR DE ALBUQUERQUE SILVA JUNIOR

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE
E MODELAGEM EM AMBIENTE MULTICORPOS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica da Universidade
Estadual do Amazonas.

Orientador: Prof. Dr. João Evangelista
Neto

**MANAUS
2022**

Ministério da Educação
Universidade Estadual do Amazonas
Escola Superior de Tecnologia

Coordenação de
Engenharia Mecânica

TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE E MODELAGEM
EM AMBIENTE MULTICORPOS

por

ALUNEY ELFERR DE ALBUQUERQUE SILVA JUNIOR

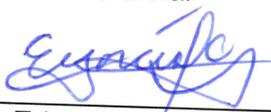
Este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado em 26 de maio de 2022 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.



Prof. Dr. João Evangelista Neto
Prof.(a) Orientador(a)



Prof. Dr. Israel Gondres Torné
Membro titular



Prof. Dr. Edry Garcia Cisneros
Membro titular

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos, inicialmente aos meus pais, Aluney e Yolanda, por todos os ensinamentos, educação e apoio ao longo desta jornada. Avós maternos e paternos (*in memorian*), pelas conversas e lições de vida partilhadas;

Agradecimento ainda à minha Tia Natália, sem ela, nada disso seria possível;

A Equipe Baja UEA, por todo o ensinamento, disponibilidade, confiança e atenção ao estudo aqui desenvolvido. Em especial, ao time de suspensão e direção pelas noites em claro agitadas de desenvolvimento de projetos com as melhores cantorias, mantendo o ânimo em momentos de cansaço. Agradeço ainda, ao time de eletrônica pela contribuição com o sensoriamento do veículo;

A todos os meus amigos que conheci nos primeiros semestres de Engenharia, que apesar de termos seguido caminhos diferentes, tem meus mais sinceros agradecimentos pelos momentos partilhados;

E, por fim, mas não menos importante, por todos aqueles não mencionados nestas palavras, mas que de alguma forma contribuíram para meu desenvolvimento pessoal e profissional nesses últimos 5 anos, podem estar certos que estão em minha memória e fazem parte de minha gratidão.

“O sucesso vem de saber o que você não sabe, mais do que o que você sabe.”

DALIO, Ray, 2017.

RESUMO

ELFERR, Aluney. **Análise da dinâmica vertical de um protótipo BAJA SAE e modelagem em ambiente multicorpos**. 2022. 66 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade do Estado do Amazonas. Manaus.

O presente trabalho consiste no estudo da dinâmica vertical de um veículo off-road do tipo baja SAE. Apresentando as modelagens computacionais de modelo de um quarto de carro e em ambiente multicorpos, o primeiro, na extensão XCOS do software Scilab, e o segundo, em ambiente ADAMS Car. Em ambas as ferramentas foram reproduzidos o ensaio feito em pista com o protótipo da equipe BAJA UEA de 2022, bem como todos os seus parâmetros, este ensaio retrata uma pista com obstáculo de “*bump*”, com o objetivo de criar um estímulo no sistema de suspensão. Para o experimento com o protótipo, utilizou-se um sistema sensoramento para a aquisição de dados como: aceleração, velocidade e deslocamento vertical de componentes do veículo, que posteriormente serão analisados comparativamente com os dados obtidos nas simulações computacionais a fim de analisar a precisão dos modelos criados. Além disso, parâmetros importantes do sistema serão modificados, com o objetivo de analisar o impacto no conforto.

Palavras-chave: Suspensão. Baja Sae. Dinâmica vertical. Multicorpos. Adams.

ABSTRACT

ELFERR, Aluney. **Analysis of the vertical dynamics of a BAJA SAE prototype and the modeling in a multi-body environment**. 2022. 66 p. Final Paper, Bachelor's degree in Mechanical Engineering. Manaus, 2022.

The present work consists of the study of the vertical dynamics of a Baja SAE off-road vehicle. Starting with the computational modeling of a quarter car model and in a multi-body environment, the first, in the XCOS extension of the Scilab software, and the second, in ADAMS Car environment. Both tools reproduced the test performed on a track with the BAJA UEA Team 2022 prototype, as well as all its parameters. This test depicts a track with a "bump" obstacle and the goal is to create a stimulus in the suspension system. For the experiment with the prototype, a sensing system was used to acquire data such as: acceleration, velocity and vertical displacement of the vehicle components, which will later be analyzed comparatively with the data obtained in the computer simulations in order to analyze the accuracy of the models created. In addition, important system parameters will be modified in order to analyze the impact on comfort.

Keywords: Suspension. Baja SAE. Vertical Dynamic. Multibody. Adams.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Amplitude do curso de uma suspensão.	17
Figura 2 - Exemplo de uma suspensão dependente.	18
Figura 3 - Exemplo de uma suspensão independente.....	19
Figura 4 - Tipos de Molas.....	20
Figura 5 - Amortecedor tesoura de fricção a seco de Andre-Hartford.....	21
Figura 6 - Amortecedor utilizado neste estudo.	22
Figura 7 - Ensaio experimental para obtenção da rigidez do pneu.	23
Figura 8 - Conceito geométrico de centro de rolagem.....	24
Figura 9 - Demonstração de posicionamento do eixo de rolagem.	24
Figura 10 - Variação do ângulo de cambagem com o curso da suspensão.....	25
Figura 11 - Diferentes alinhamentos de rodas.....	26
Figura 12 - Fontes de excitação até o piloto.....	27
Figura 13 - Diversos posicionamentos de molas em modelos de suspensão.	28
Figura 14 - Esquema da razão de instalação.	28
Figura 15 - Representação do modelo de $\frac{1}{4}$ do carro.	30
Figura 16 - Diagrama de forças do modelo de $\frac{1}{4}$ de carro.....	31
Figura 17 - Suspensão Dianteira do protótipo.	36
Figura 18 - Sistema de suspensão e suas juntas de conexão.....	37
Figura 19 - Subsistema de suspensão dianteiro.....	38
Figura 20 - Suspensão Traseira do protótipo.	38
Figura 21 - Subsistema de suspensão traseiro.	39
Figura 22 - Vista das rodas dianteiras no ambiente ADAMS Car.	40
Figura 23 - Subsistemas utilizados para a montagem completa.....	40
Figura 24 - Montagem completa do veículo em ambiente ADAMS CAR.	41
Figura 25 - Protótipo da equipe BAJA UEA 2022.	42
Figura 26 – Modelagem do protótipo no Autodesk Inventor.	43
Figura 27 - Amortecimento do amortecedor dianteiro.....	43
Figura 28 - Rigidez da mola dianteira (40 Psi).....	44
Figura 29 - Diagrama de Blocos para o modelo de $\frac{1}{4}$ de carro.	46
Figura 30 - Função de transferência no XCOS.....	47
Figura 31 - Variação de rigidez na compressão.	48

Figura 32 - Perfil do obstáculo.	50
Figura 33 - Veículos (modelagem/real) transpondo o obstáculo.....	50
Figura 34 - Sensor acelerômetro na manga de eixo.....	51
Figura 35 - Sensor acelerômetro na massa suspensa.	52
Figura 36 - Sensor ultrassônico na massa suspensa.	52
Figura 37 - Deslocamento da massa suspensa.....	53
Figura 38 - Comparação entre métodos de modelo de 1/4 carro.	54
Figura 39 - Deslocamento da massa suspensa no modelo de ¼ de carro.	55
Figura 40 - Aceleração da massa suspensa.	56
Figura 41 - Aceleração da massa suspensa no modelo de 1/4 de carro.	57
Figura 42 - Aceleração da massa não-suspensa.	57
Figura 43 - Deslocamento da massa suspensa para diferentes valores de rigidez. .	58
Figura 44 - Aceleração da massa suspensa para diferentes valores de rigidez.	59
Figura 45 - Deslocamento da massa suspensa para diferentes velocidades.	60
Figura 46 - Deslocamento da massa suspensa pela sua variação de massa.....	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros do subsistema de rodas dianteiro.	39
Tabela 2 - Parâmetros gerais do modelo completo.	42
Tabela 3 - Parâmetros do conjunto mola/amortecedor.	44
Tabela 4 - Variação da aceleração vertical rms pela pressão do amortecedor.	60

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Tipos de juntas utilizadas na modelagem da suspensão dianteira.	37
Quadro 2 - Descrição dos blocos utilizados na modelagem.	47
Quadro 3 - Parâmetros do modelo de $\frac{1}{4}$ de carro.	48
Quadro 4 - Sensores utilizados neste estudo.	51

LISTA DE SIMBOLOS

F	Força deformante na mola
Δx	Deformação da mola
k_s	Coefficiente de rigidez da mola
K_e	Rigidez efetiva da mola
K_w	Rigidez efetiva na roda
RI	Razão de instalação.
m_s	Massa suspensa
m_u	Massa não-suspensa
k_u	Rigidez vertical do pneu
c_s	Coefficiente de amortecimento do amortecedor
c_u	Coefficiente de amortecimento do pneu
F_S^0	Pré-carga na mola
F_T^0	Pré-carga na roda
F_S	Força da mola
F_D	Força do amortecedor
F_T	Força de rigidez do pneu
F_{DT}	Força de amortecimento do pneu
x_s	Deslocamento da massa suspensa
x_u	Deslocamento vertical da massa não-suspensa
y	Deslocamento vertical do obstáculo no pavimento
\dot{y}	Velocidade vertical imposta pelo obstáculo no pavimento
\dot{x}_s	Velocidade vertical da massa suspensa
\dot{x}_u	Velocidade vertical da Massa não-suspensa
\ddot{x}_s	Aceleração vertical da massa suspensa
\ddot{x}_u	Aceleração vertical da Massa não-suspensa
C_{iso}	Coefficiente de amortecimento ideal

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÃO	14
1.2	OBJETIVO GERAL	14
1.2.1	<i>Objetivos Específicos</i>	15
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	15
2	SISTEMA DE SUSPENSÃO	17
2.1	TIPOS DE SUSPENSÕES	18
2.1.1	<i>Suspensões Dependentes</i>	18
2.1.2	<i>Suspensões Independentes</i>	19
2.2	MOLA	19
2.3	AMORTECEDOR	21
2.4	PNEU	22
2.5	CENTRO E EIXO DE ROLAGEM	23
2.6	CAMBAGEM E ALINHAMENTO DAS RODAS	25
3	DINÂMICA VERTICAL	27
3.1	RAZÃO DE INSTALAÇÃO	27
3.2	RIGIDEZ EFETIVA DA MOLA E RIGIDEZ EFETIVA NA RODA	29
3.3	MODELO DE ¼ DE CARRO	30
3.4	FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA	33
3.5	COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO	34
4	MODELO MULTICORPOS	35
4.1	INTRODUÇÃO	35
4.2	HIERARQUIA DE DADOS	35
4.3	SUSPENSÃO DIANTEIRA	36
4.4	SUSPENSÃO TRASEIRA	38
4.5	RODAS	39
4.6	MONTAGEM DO VEÍCULO	40
4.6.1	<i>Massa dos componentes</i>	42
4.6.2	<i>Conjunto Mola-Amortecedor</i>	43
4.7	RESTRICÇÕES DO ESTUDO	44
5	MATERIAIS E MÉTODOS	45
5.1	MODELAGEM DO MODELO DE ¼ DE CARRO	45
5.2	MODO DE SIMULAÇÃO ADAMS CAR	49
5.3	SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL DE <i>BUMP</i>	49
5.4	SENSORIAMENTO DO VEÍCULO	51
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	53
6.1	DESLOCAMENTO DA MASSA SUSPensa	53
6.2	ACELERAÇÃO DA MASSA SUSPensa	55

6.3	ACELERAÇÃO DA MASSA NÃO-SUSPensa.....	57
6.4	INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DA MOLA.....	58
6.5	INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE	60
6.6	INFLUÊNCIA DA MASSA SUSPensa.....	61
7	CONCLUSÃO	62
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	63
	REFERÊNCIAS	64

1 INTRODUÇÃO

A Equipe Baja SAE da Universidade do Estado do Amazonas, BAJA UEA, foi criada em 2011, porém por problemas apoio e recursos, teve sua primeira aparição em competições nacionais com o veículo em 2016.

Foi somente em 2020 que a equipe conseguiu seguir com o carro operante até o final da competição, ainda assim, a performance é comprometida devido a falhas nos sistemas dinâmicos e as análises escassas com baixo nível de confiabilidade.

Quando se pensa em competições de mini baja, a transposição de obstáculos, sem dúvidas é algo fundamental nesta categoria e que por conseguinte, requer um ótimo sistema de suspensão a fim de se obter alta performance na transposição dos mesmos.

1.1 MOTIVAÇÃO

Dito isto, este presente trabalho tem como motivação, elevar o nível da equipe no que diz respeito ao conhecimento do comportamento dinâmico de suspensão, aumentando a confiabilidade dos resultados simulados em software e inserindo a equipe no ambiente de validações.

1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é analisar a dinâmica vertical do sistema de suspensão dianteiro de um veículo BAJA SAE, utilizando para isto modelagens matemáticas, softwares de simulação e experimentações com o protótipo propriamente dito.

1.2.1 Objetivos Específicos

Dentre os objetivos específicos, estão:

- Construção de um modelo de um quarto de carro e multicorpos de um veículo BAJA SAE para análises de Dinâmica Vertical.
- Reprodução em softwares dos testes realizados com o protótipo real.
- Análise comparativa dos dados obtidos nos testes propostos bem como as condições de cada simulação.
- Avaliar, através do modelo multicorpos, a influência da variação de parâmetros importantes na massa suspensa.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho é dividido em 6 capítulos, conforme estruturado abaixo:

- Capítulo 1 – Exibição da motivação de escolha do tema selecionado para análise, apresentação dos objetivos do trabalho e sua estrutura;
- Capítulo 2 – Abordagem introdutória sobre o sistema de suspensão, seus principais tipos, especificidades e componentes. Alguns de seus parâmetros mais importantes e como eles influenciam o comportamento do carro de maneira geral.
- Capítulo 3 – Revisão bibliográfica de conceitos da rigidez de suspensão, seus parâmetros geométricos e formulas principais, apresentação do modelo de $\frac{1}{4}$ carro e seu desenvolvimento matemático.
- Capítulo 4 – Capítulo dedicado a apresentar a construção e estruturação do veículo em ambiente multicorpos ADAMS Car, desde a definição de conceito iniciais até a montagem final do veículo.

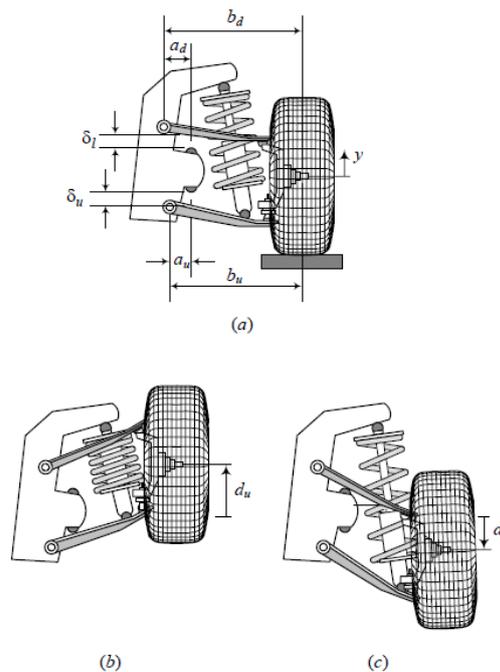
- Capítulo 5 – Apresentação do teste experimental, detalhamento dos sensores utilizados e os detalhes das reproduções em ambientes ADAMS Car e XCOS, bem como suas condições para teste.
- Capítulo 6 – Apresentação dos resultados obtidos em todas as simulações, análise comparativa e comentários.

2 SISTEMA DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão é indispensável ao automóvel, pois é o intercomunicador entre pavimento e o condutor, afetando diretamente na dinâmica do veículo e como as irregularidades do solo são transmitidas.

Segundo Gillespie (1992), o sistema de suspensão tem como objetivos: prover alinhamento vertical, para que as rodas possam acompanhar o pavimento, dessa maneira, isolando o chassi das irregularidades da pista, manter as rodas alinhadas com controle de cambagem e convergência, reagir para controlar as forças produzidas pelos pneus, longitudinal (aceleração e frenagem), lateral (transferências de cargas em curvas), resistir ao rolagem do chassi e manter o contato pneu/solo com a menor quantidade de variações de carga. Na Figura 1, pode-se observar as amplitudes de cursos de um sistema de suspensão.

Figura 1 - Amplitude do curso de uma suspensão.



Fonte: JAZAR (2008).

Campbell (1981), cita que o sistema de suspensão tem dois papéis, suspender o corpo em cima de um sistema de absorção de choques e manter as 4 rodas em um contato efetivo com o pavimento. Dessa maneira, a boa performance deste sistema é indispensável para o conforto e controle do veículo.

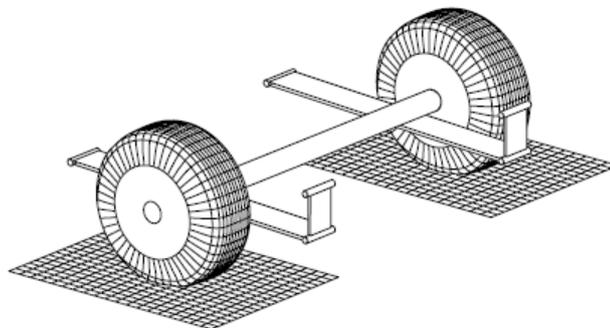
2.1 TIPOS DE SUSPENSÕES

Majoritariamente, as principais literaturas classificam as suspensões em dois grupos: de eixos rígidos ou dependentes e suspensões independentes.

2.1.1 Suspensões Dependentes

Para as suspensões dependentes, Figura 2, há um eixo rígido que conecta as duas rodas, fazendo com que qualquer movimento em uma, seja transmitido à outra. Possuem a vantagem de ter mínimas variações de cambagem durante curvas e o alinhamento das rodas é prontamente mantido, evitando o desgaste dos pneus. A principal desvantagem é suscetibilidade a vibrações. São largamente utilizadas em caminhões, onde alta capacidade de transporte de carga é necessária.

Figura 2 - Exemplo de uma suspensão dependente.

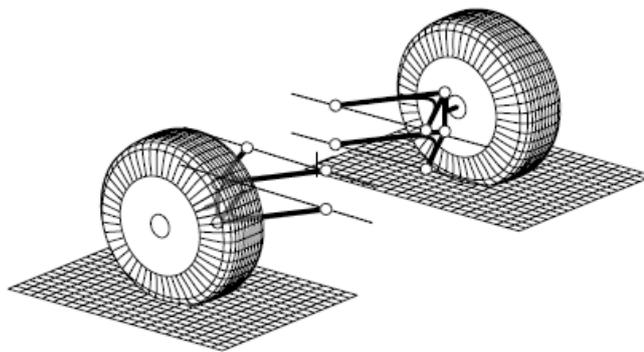


Fonte: JAZAR (2008).

2.1.2 Suspensões Independentes

Nas suspensões independentes, Figura 3, os carregamentos ou estímulos sofridos por um lado não afetam diretamente o movimento da roda oposta, dessa maneira, o veículo possui maior liberdade na transposição de obstáculos, além de ganhos em conforto/estabilidade.

Figura 3 - Exemplo de uma suspensão independente.



Fonte: JAZAR (2008).

2.2 MOLA

Molas são utilizadas com a finalidade de suportar/absorver os impactos gerados pelo contato pneu/solo, amenizando a transmissão para os componentes consecutivos. São objetos elásticos que tem a capacidade de armazenar energia mecânica, ou melhor, potencial elástica e posteriormente liberar na forma de energia cinética.

Existem diversos tipos de molas, conforme a Figura 4, seguindo a mesma ordem da listagem seguinte:

- Feixe de Molas;
- Mola Pneumática;
- Mola Helicoidal.

Figura 4 - Tipos de Molas.



Fonte: (a) <<https://www.rassini-nhk.com.br/produtos-nhk-feixes-de-mola/>>, (b) <<https://www.canaldapeca.com.br/blog/como-funciona-suspensao-a-ar-pesados/>>, (c) <<http://www.mdqmolas.com.br/molas-automotiva.htm>>.

Para o presente estudo, o valor do coeficiente de rigidez da mola faz-se crucial para as análises futuras. Este é regido pela Lei de Hooke:

$$k_s = \frac{F}{\Delta x}$$

Onde:

F = força deformante;

Δx = deformação da mola;

k_s = coeficiente de rigidez da mola.

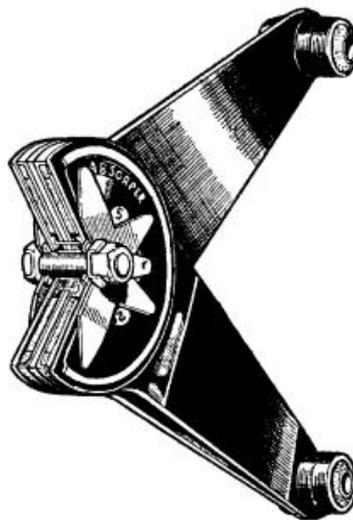
Um ponto importante se dá quando analisamos a aplicação da mola de maneira isolada, sem um mecanismo de dissipação de energia, os ciclos de

oscilações provocados seriam desagradáveis para a performance da suspensão. Para corrigir isto, o amortecedor é empregado.

2.3 AMORTECEDOR

De acordo com Dixon (2007), a necessidade da utilização de amortecedores surgiu, em meados do século XIX, devido a rolagem da massa suspensa em manobras do veículo e às instabilidades das estradas. Em um primeiro momento, era-se utilizado molas de lâminas, com funcionamento através do atrito entre as lâminas, não havia dispositivo dedicado ao amortecimento, e, à medida que maiores velocidades eram alcançadas, a insuficiência no controle do amortecimento comprometia fortemente a segurança, com isso foram criados os primeiros dispositivos com esse fim, Figura 5.

Figura 5 - Amortecedor tesoura de fricção a seco de Andre-Hartford.



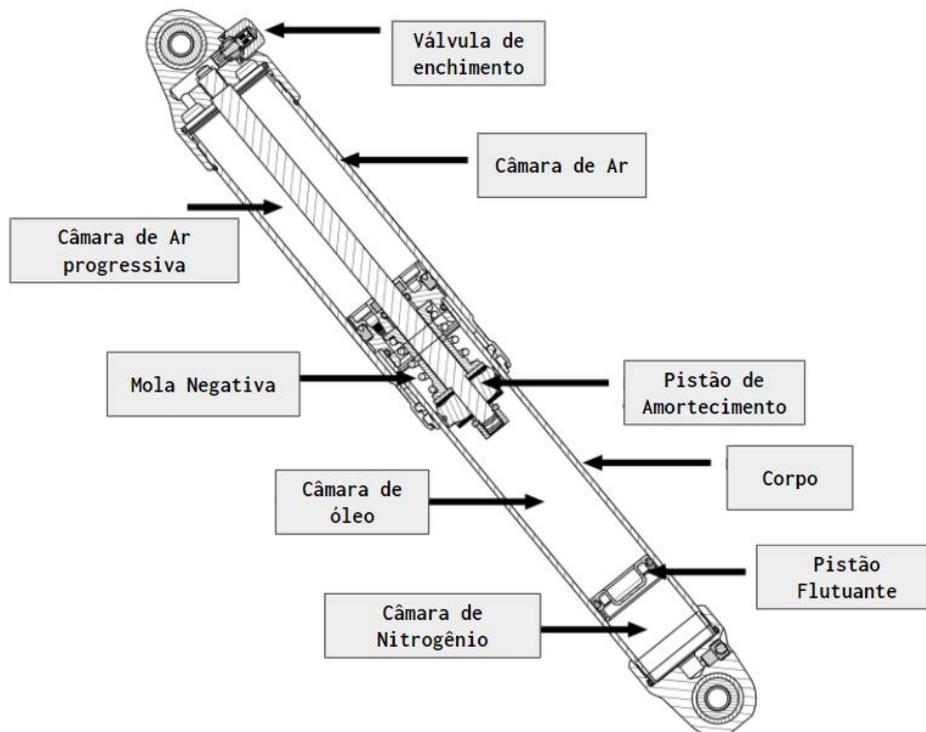
Fonte: DIXON (2007).

Ainda, segundo Dixon (2007), o amortecedor é comumente conhecido como “absorvedor de impactos”, mas na realidade os choques são absorvidos pelas rodas e molas, a função dos amortecedores é dissipar energia vertical das rodas ou da massa suspensa. Além disso, de uma visão geral, o sistema de massas, molas e

rodas, representa um sistema vibratório que necessita de amortecedores para o controle do comportamento, evitando picos de resposta.

O amortecedor utilizado neste estudo é o Fox Float 3 Factory (Figura 6), nele há um conjunto mola pneumática do tipo pistão-cilindro. O pistão separa as câmaras de nitrogênio a alta pressão da câmara de óleo e restringe o fluxo de óleo em momentos de compressão ou extensão. Adicionando ainda, uma mola com função de atuar no início do curso, gerando forças axiais opostas às cargas, através da pressão do ar ali presente.

Figura 6 - Amortecedor utilizado neste estudo.



Fonte: Manual do componente. <ridefox.com>

2.4 PNEU

Segundo BLUNDELL (2004), a performance de manobrabilidade e resposta direcional de um veículo são altamente influenciadas pelas forças mecânicas e momentos gerados nos pneus. A maneira pela qual um veículo acelera, freia e realiza

curvas é completamente influenciada pelas forças geradas pelas áreas de contato do pneu com o solo.

Para os fins de análises de dinâmica vertical, os parâmetros de interesse dos pneus, são sua rigidez e amortecimento, porém como será tratado em alguns tópicos à frente, a parcela de amortecimento, quando comparada a todo o sistema em que está inserido, passa a ter baixíssima influência. A rigidez, por sua vez, é de grande importância para este estudo e pode inclusive, ser obtida através de ensaios experimentais, conforme a Figura 7.

Figura 7 - Ensaio experimental para obtenção da rigidez do pneu.



Fonte: BASTOS, T (2016).

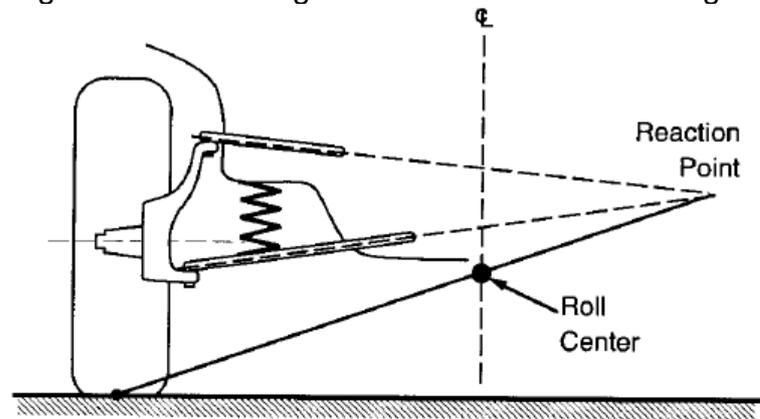
Sabendo a força aplicada, se torna possível encontrar a rigidez através da mesma relação utilizada para as molas, Lei de Hooke.

2.5 CENTRO E EIXO DE ROLAGEM

De acordo com Gillespie (1992), uma propriedade crucial em suspensão, é o local onde as forças desenvolvidas pelas rodas são transmitidas a massa suspensa. Toda suspensão possui um centro de rolagem, onde as forças laterais (curvas) e verticais (obstáculos) afetam o comportamento tanto da massa suspensa quanto da não suspensa.

Para suspensões independentes, o centro de rolagem é obtido através de uma relação geométrica relacionando o posicionamento e angulação das bandejas de suspensão. Segundo Gillespie (1992), encontra-se um ponto instantâneo de rotação e a partir dele o posicionamento instantâneo do centro de rolagem, Figura 8.

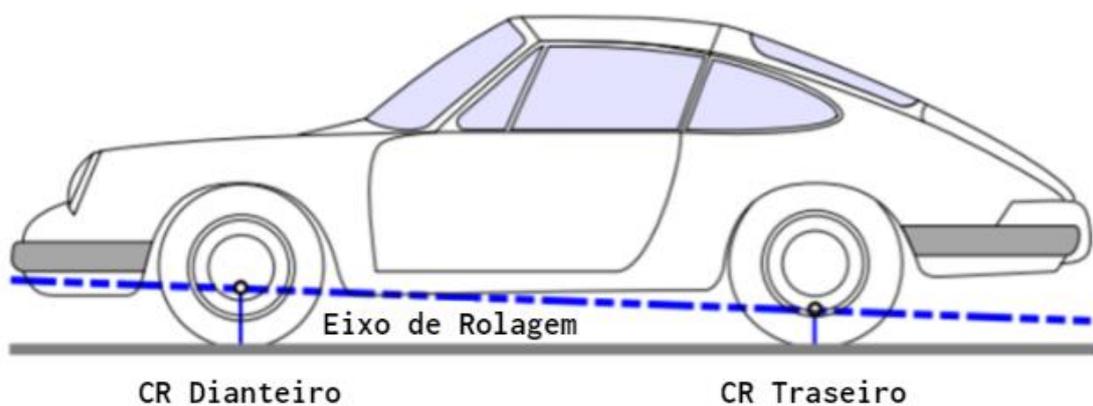
Figura 8 - Conceito geométrico de centro de rolagem.



Fonte: GILLESPIE (1992).

O eixo de rolagem do veículo, por sua vez, é a linha instantânea através da qual o veículo rola em relação ao solo quando há transferências de cargas. Ele é encontrado através da união do centro de rolagem dianteiro e traseiro como mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Demonstração de posicionamento do eixo de rolagem.



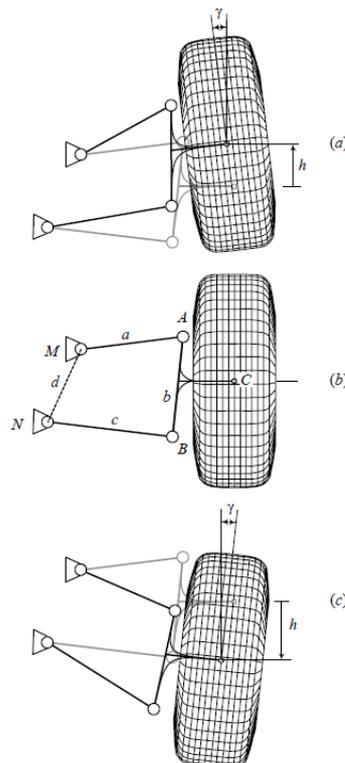
Fonte: Adaptado de RILL (2009).

Ainda, segundo Milliken (1994), o eixo de rolagem estabelece o ponto de acoplamento entre as massas suspensão e não suspensas. De forma que quanto maior for a altura do eixo, menor será o momento de rolagem, que deve ser resistido pelas molas, já o inverso também é verdadeiro, aumentando o momento de rolagem.

2.6 CAMBAGEM E ALINHAMENTO DAS RODAS

Analisar o movimento da roda, fornece uma visão inestimável durante o projeto e um de seus movimentos é a cambagem, inclinação do plano da roda para o plano perpendicular a superfície da pista com a vista frontal do veículo. A Figura 10 ilustra as variações de cambagem, no primeiro momento a roda se inclina em direção ao chassi, portanto câmbier negativo e na última ilustração, câmbier positivo.

Figura 10 - Variação do ângulo de cambagem com o curso da suspensão.

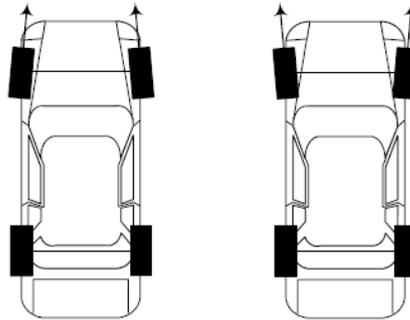


Fonte: JAZAR (2008).

De acordo com JAZAR (2008), o câmbor, em grande parte das vezes não é um comportamento bom para a vida útil do pneu, afeta negativamente na estabilidade direcional e em momentos de frenagem ou aceleração.

As rodas ainda podem sofrer variações em seu alinhamento de uma vista superior do veículo, Figura 11. Se o ponto de convergência se encontra na frente do veículo, então chama-se de convergência ou *toe-in*, caso contrário, divergência ou *toe-out*. Da mesma maneira que a cambagem, o alinhamento das rodas é prejudicial ao veículo, vida útil dos pneus, estabilidade em linhas retas e em curvas podem ser comprometidos.

Figura 11 - Diferentes alinhamentos de rodas.



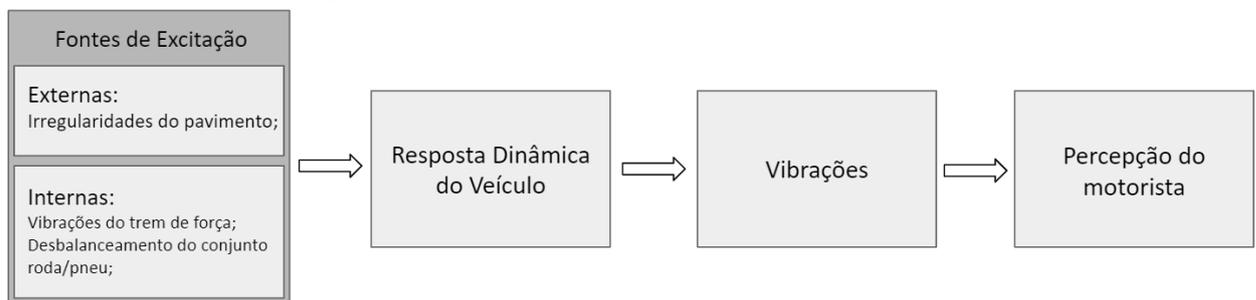
Fonte: JAZAR (2008).

3 DINÂMICA VERTICAL

A dinâmica vertical é o estudo do comportamento do veículo quando submetido a fontes de excitação vertical. Segundo Gillespie (1992), a vibração é o critério mais importante julgado pelos consumidores para a qualidade de construção de um carro.

Quando um veículo se locomove, ele é excitado por inúmeras fontes de vibrações, como mostrado na Figura 12. As fontes externas, geradas pelos desníveis em uma pista, são de responsabilidade do sistema de suspensão, cabe a ele filtrar as grandes oscilações a fim de que o piloto receba uma faixa de frequência aceitável.

Figura 12 - Fontes de excitação até o piloto.



Fonte: Autor.

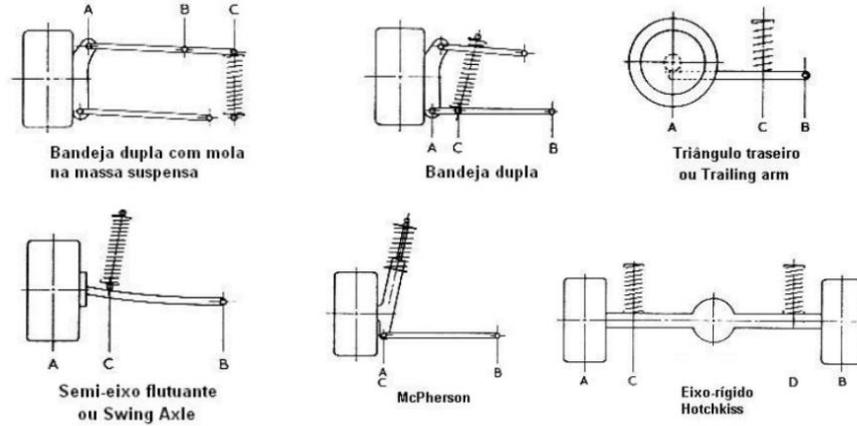
3.1 RAZÃO DE INSTALAÇÃO

Um dos conceitos iniciais em dinâmica vertical de veículos é a razão de instalação. Se trata principalmente do posicionamento do amortecedor ou mola, impactando diretamente na rigidez do sistema de suspensão, vale destacar que a rigidez do sistema de suspensão não é a mesma que a rigidez da mola utilizada nesse sistema, uma vez que o posicionamento geométrico dela influencia totalmente na transmissão de forças do sistema, portanto a razão de instalação é uma taxa que correlaciona a rigidez do sistema e do conjunto mola/amortecedor utilizados.

Se trata então de um conceito geométrico que relaciona a mudança de ângulo ou de comprimento de um dispositivo (amortecedor ou mola) com o deslocamento

vertical do centro da roda. Na Figura 13, estão disponíveis diferentes tipos de suspensão com diferentes posicionamentos de seus componentes.

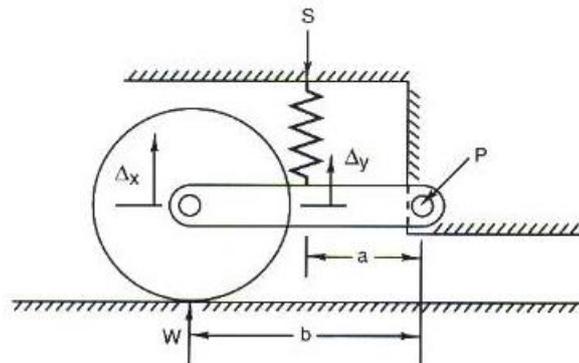
Figura 13 - Diversos posicionamentos de molas em modelos de suspensão.



Fonte: MERLING (2007).

Na Figura 14, o braço que sustenta o sistema pivota no chassi em relação ao ponto “P”, a distância “b” é dada entre o centro da roda e o ponto “P” e a distância entre o ponto “P” o local de fixação do conjunto mola/amortecedor, assinalada como “a”.

Figura 14 - Esquema da razão de instalação.



Fonte: Adaptado de MILLIKEN & MILLIKEN (1994).

Conforme o conjunto de suspensão é comprimido ou estendido, há notoriamente o deslocamento vertical da roda (Δx), portanto também há o deslocamento da mola (Δy). Com isto, a razão de instalação pode ser calculada, de acordo com Merling (2007):

(3.1)

$$RI = \frac{AB}{CB} = \frac{a}{b}$$

Com a exceção ao sistema de eixo rígido, para tal, a relação é dada por

$$RI = \frac{AB}{(CB + DB)} = 1 \quad (3.2)$$

3.2 RIGIDEZ EFETIVA DA MOLA E RIGIDEZ EFETIVA NA RODA

A partir da definição da razão de instalação, pode-se calcular a rigidez efetiva da mola, ou seja, a influência do posicionamento na rigidez real da mola. Ela pode ser aproximada por:

$$K_e = \frac{k_s}{RI} \quad (3.3)$$

Sabendo que a força que atua na roda parte do sistema de suspensão, a rigidez efetiva na roda, pode ser associada a rigidez da mola e a razão de instalação da seguinte forma

$$K_w = \frac{k_s}{RI^2} = \frac{K_e}{RI} \quad (3.4)$$

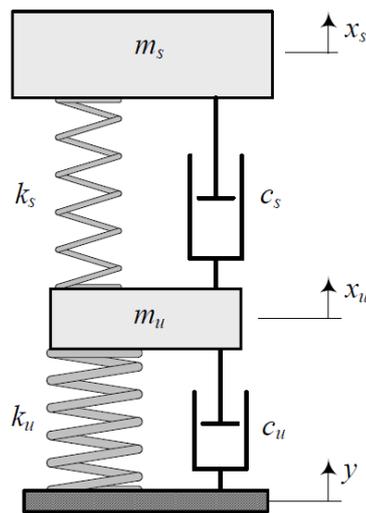
Onde:

- K_e : Rigidez efetiva da mola;
- K_w : Rigidez efetiva na roda;
- RI : Razão de instalação.

3.3 MODELO DE ¼ DE CARRO

Um dos clássicos modelos de avaliação do sistema de suspensão de um carro é através do modelo de ¼ de carro, Figura 15, nele tem-se como objetivo determinar o comportamento de uma das unidades de suspensão de maneira isolada.

Figura 15 - Representação do modelo de ¼ do carro.



Fonte: Vehicle Dynamics Theory.

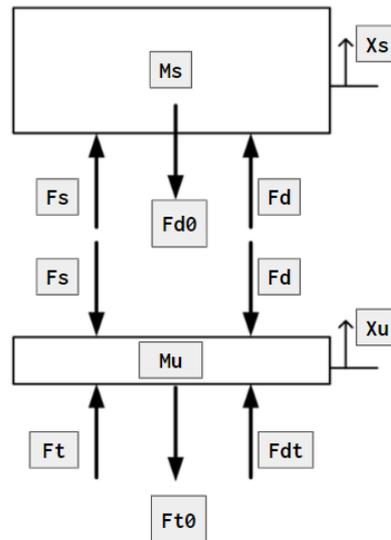
No caso, tem-se que o bloco m_s retrata a massa suspensa, ou seja, toda e qualquer massa suportada pelo sistema de suspensão, e m_u para a massa não suspensa, nesta engloba-se todo o conjunto do sistema de suspensão e a roda. Para a rigidez efetiva da mola, k_s e k_u para a rigidez vertical do pneu. Por fim, c_s para o amortecimento efetivo e c_u , amortecimento do pneu.

A partir de uma análise da Figura 15, é possível aplicar nos blocos de massa suspensa, e de massa não-suspensa, a segunda Lei de Newton, conforme a

$$m_s \ddot{x}_s = F_S + F_D - m_s g \quad (3.5)$$

$$m_u \ddot{x}_u = F_T + F_{DT} - F_S - F_D - m_u g \quad (3.6)$$

Figura 16 - Diagrama de forças do modelo de 1/4 de carro.



Fonte: Adaptado de HENDROWATI (2012).

Onde F_S e F_D descrevem as forças da mola e amortecedor, já para o pneu, F_T e F_{DT} descrevem sua rigidez e amortecimento. Os deslocamentos a partir das posições de equilíbrio do chassi e roda são representados por x_s e x_u .

Assumindo características lineares, as forças listadas acima podem ser definidas a partir da seguinte relação para molas (3.7) e amortecimentos (3.8):

$$F_S = F_S^0 + k_s u \quad (3.7)$$

$$F_D = c_s v \quad (3.8)$$

Onde u é dado pela diferença de deslocamentos, e v a diferença de velocidades entre o ponto inferior e superior do componente em questão. Portanto, tem se:

$$F_S = F_S^0 + k_s (x_u - x_s) \quad (3.9)$$

$$F_T = F_T^0 + k_u (y - x_u) \quad (3.10)$$

$$F_D = c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) \quad (3.11)$$

$$F_{DT} = c_u(\dot{y} - \dot{x}_u) \quad (3.12)$$

Considerando F_S^0 como a pré-carga na mola, carga aplicada no conjunto apenas considerando a massa sustentada, e F_T^0 para a pré-carga no pneu com a seguinte configuração:

$$F_S^0 = m_s g \quad (3.13)$$

$$F_T^0 = (m_u - m_s)g \quad (3.14)$$

Realizando as interações do conjunto inicial de equações com o restante, tem-se:

$$m_s \ddot{x}_s = k_s(x_u - x_s) + c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) \quad (3.15)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_u(y - x_u) + c_u(\dot{y} - \dot{x}_u) - k_s(x_u - x_s) - c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) \quad (3.16)$$

Segundo JAZAR (2008), o coeficiente de amortecimento (c_u) paralelo a k_u representa a natureza viscoelástica dos pneus, porém seu valor comparado com c_s é muito pequeno, podendo ser ignorado para simplificação do modelo. Portanto, a equação (3.16), pode ser reduzida em:

$$m_u \ddot{x}_u = k_u(y - x_u) - k_s(x_u - x_s) - c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) \quad (3.17)$$

Ou

$$\ddot{x}_s = \frac{k_s(x_u - x_s) + c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s)}{m_s} \quad (3.18)$$

$$\ddot{x}_u = \frac{k_u(y - x_u) + k_s(x_u - x_s) - c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s)}{m_u} \quad (3.19)$$

3.4 FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA

A partir das equações (3.18) e (3.19), é possível, obter funções de transferência que modelam o espaço do modelo um quarto de carro, a fim de obter as respostas dinâmicas de interesse.

Considerando todas as condições iniciais igual a zero, aplicando as transformadas de Laplace nas duas últimas equações e realizar as devidas simplificações:

$$X_s(m_s s^2 + k_s + c_s s) = X_u(k_s + c_s s) \quad (3.20)$$

$$X_u(m_u s^2 + k_s + k_u + c_s s) - X_s(k_s + c_s s) - Y(k_u) = 0 \quad (3.21)$$

Com as equações 3.20 e 3.21, é possível obter as funções de transferência que demonstram o deslocamento dos itens X_u , X_s e Y , nas seguintes configurações:

$$\frac{X_s}{Y} = \text{Transmissibilidade entre pista e a massa suspensa;}$$

$$\frac{X_u}{Y} = \text{Transmissibilidade entre pista e a massa não suspensa;}$$

$$\frac{X_s}{X_u} = \text{Transmissibilidade entre massa não suspensa e massa suspensa.}$$

$$\frac{X_s}{Y} = \frac{c_s k_u s + k_s k_u}{m_s m_u s^4 + (m_s c_s + c_s m_u) s^3 + (m_s k_s + m_s k_u + m_u k_s) s^2 + c_s k_u s + k_s k_u} \quad (3.22)$$

$$\frac{X_u}{Y} = \frac{m_s k_s s^2 + c_s k_u s + k_s k_u}{m_s m_u s^4 + (m_s c_s + c_s m_u) s^3 + (m_s k_s + m_s k_u + m_u k_s) s^2 + c_s k_u s + k_s k_u} \quad (3.23)$$

$$\frac{X_s}{X_u} = \frac{(k_s + c_s s)}{(m_s s^2 + k_s + c_s s)} \quad (3.24)$$

3.5 COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO

Como mencionado anteriormente, o amortecimento do sistema é responsável, por dissipar as energias provindas das mais diversas excitações, e pode ser classificado como ótimo se conseguir prover a condição estática o mais rápido possível ao sistema, após alguma perturbação.

Segundo Genta (1997), o fator de amortecimento pode ser encontrado quando se mantém a aceleração menor possível em um grande campo de atuação, principalmente sob a influência na massa suspensa. Define ainda os amortecimentos ideais para situações de isolamento:

$$C_{iso} = \sqrt{\frac{K_e (m_s + m_u) (k_u + K_e)}{2k_u}} \quad (3.25)$$

4 MODELO MULTICORPOS

4.1 INTRODUÇÃO

ADAMS é a sigla para (sigla de *Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*), o programa utiliza equações de sistema multicorpos para realizar simulações de uma vasta variedade de sistemas mecânicos, que são definidos por suas massas, atuadores e graus de liberdade. Atualmente, ADAMS é utilizado por inúmeras empresas de engenharia tanto para o desenho de mecanismos, veículos e aeronaves, como para a otimização de seu funcionamento.

Define-se um sistema multicorpos como um sistema mecânico com dois ou mais corpos com vários graus de liberdade, fundamentado em um método de cálculo que resolva dinâmica de corpos rígidos acoplados por juntas suscetíveis a deslocamentos rotacionais e translacionais.

O modelo multicorpos foi criado com o objetivo de avaliar o comportamento cinemático e dinâmico do veículo, neste estudo, o comportamento da suspensão e como ela influencia o desempenho vertical do veículo.

Neste projeto será utilizado o módulo ADAMS-Car, a fim de analisar o desempenho da suspensão e sua elastocinemática.

4.2 HIERARQUIA DE DADOS

No ambiente multicorpos ADAMS-Car, há segmentações no que diz respeito aos arquivos e sistemas do veículo. Os arquivos são classificados em 3 grupos, Modelo, Subsistema e Montagem:

- Modelo (*Template*): Etapa primária de construção, onde são colocadas as coordenadas de pontos (*hardpoints*) para criação dos corpos, tipos de conexões, seus respectivos graus de liberdade (juntas) e seus valores de massa e momentos de inércia.

- Subsistema (*Subsystem*): Este é formado se trata da formalização de um arquivo Modelo, nele é possível efetuar variações de parâmetros e modificações em *hardpoints* sem que haja necessidade de modificar o arquivo Modelo.
- Montagem (*Assembly*): Se trata da união de subsistemas. Com este formato de arquivo é possível realizar análises cinemáticas, caso a montagem seja construída apenas por um subsistema de suspensão dianteira, por exemplo, ou dinâmicas do protótipo, com a montagem completa do veículo.

4.3 SUSPENSÃO DIANTEIRA

O sistema dianteiro de suspensão utilizado é do tipo Duplo-A, uma suspensão independente, amplamente utilizada em protótipos mini baja por sua facilidade em atingir parâmetros cinemáticos desejados sem que necessariamente outras variáveis sejam prejudicadas, como garantir o controle mais preciso do ângulo de cambagem, porém há necessidade de um dimensionamento bem criterioso para o correto funcionamento.

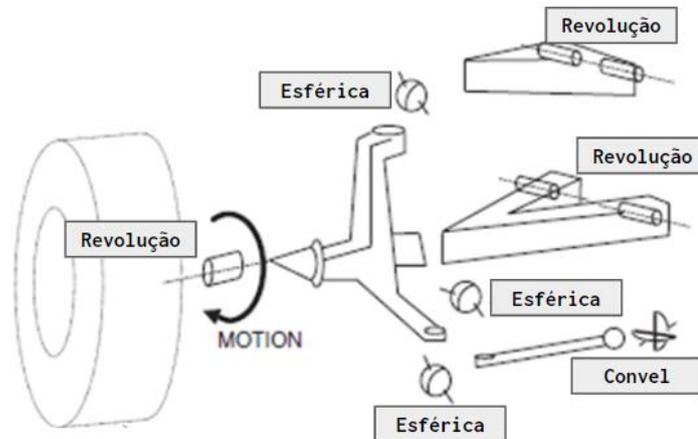
Figura 17 - Suspensão Dianteira do protótipo.



Fonte: Autor.

Para a modelagem em ambiente ADAMS CAR, foram necessárias ferramentas que indicassem o correto grau de liberdade de movimento para todas as articulações do sistema, essas são conhecidas como “Joints” ou juntas e as utilizadas neste modelo estão disponíveis na Figura 18 e Quadro 1.

Figura 18 - Sistema de suspensão e suas juntas de conexão.



Fonte: Adaptado de SHREYAS (2018).

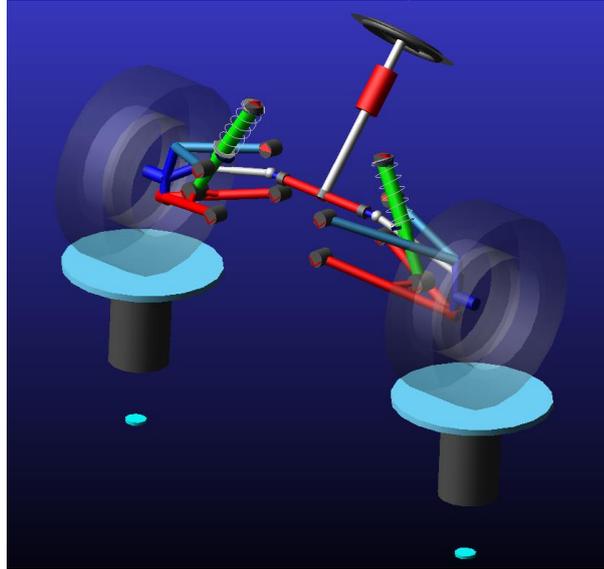
Quadro 1 - Tipos de juntas utilizadas na modelagem da suspensão dianteira.

Nº	Tipo de Junta	Graus de Liberdade	Utilização
1.	Revolução	Uma rotação no seu eixo.	Conexão da manga de eixo com o subsistema de roda. Conexões dos braços de suspensão com o chassi.
2.	Esférica	Três rotações.	Simular o terminal rotular, conexões dos braços de suspensão e do link de direção com a manga de eixo.
3.	Hooke	Duas rotações.	Extremidades do amortecedor.
4.	Convel	Duas Rotações com velocidades constantes.	Link de direção com a cremalheira.

Fonte: Autor.

Com os elementos e suas junções estabelecidas, transforma-se então o Template em Subsistema, Figura 19, já com a adição do sistema de direção.

Figura 19 - Subsistema de suspensão dianteiro.



Fonte: Autor.

4.4 SUSPENSÃO TRASEIRA

O modelo de suspensão utilizado na traseira é do tipo *multilink* (Figura 20), uma suspensão independente que possui um conceito muito mais simplificado que a utilizada na dianteira, nela são utilizados links para o ajuste e controle de perturbações nas rodas, como a cambagem, que por sua vez, auxilia no contato pneu/solo para a transmissão do trem de força.

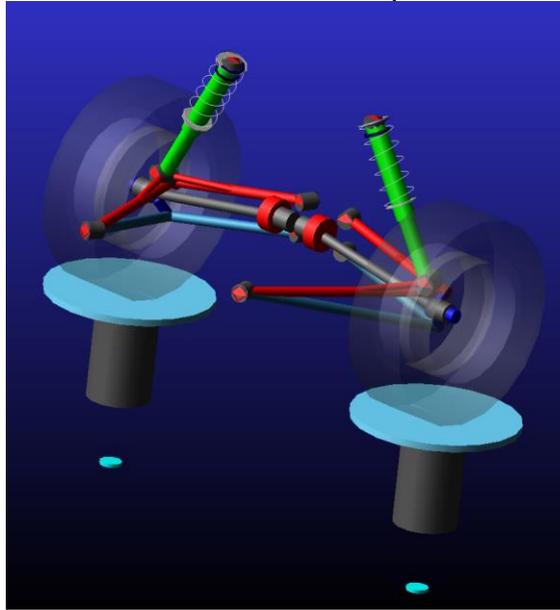
Figura 20 - Suspensão Traseira do protótipo.



Fonte: Autor.

O mesmo processo de construção é feito para o sistema de suspensão traseiro, e este pode ser visualizado logo abaixo, na Figura 21.

Figura 21 - Subsistema de suspensão traseiro.



Fonte: Autor.

4.5 RODAS

Assim como os subsistemas de suspensões, o conjunto de rodas também é um subsistema (Figura 22). Nele são definidos parâmetros importantes para seu correto funcionamento, conforme a Tabela 1.

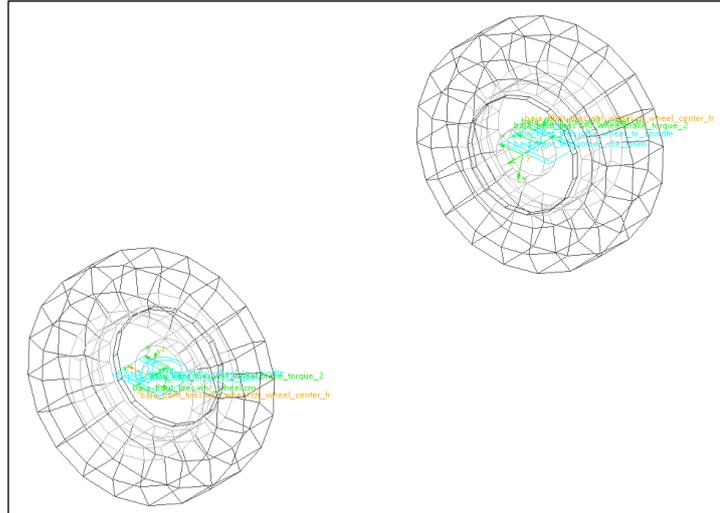
Tabela 1 - Parâmetros do subsistema de rodas dianteiro.

Parâmetros	Valores
Largura	177,8 mm
Diâmetro	533,4 mm
Rigidez Vertical	45000 N/m
Massa	10 Kg

Fonte: Autor.

Os valores de rigidez foram definidos a partir do ensaio feito por MORLIN (2017), considerando que os mesmos foram calibrados com pressões internas de 7 Psi e possuem rigidez linear.

Figura 22 - Vista das rodas dianteiras no ambiente ADAMS Car.

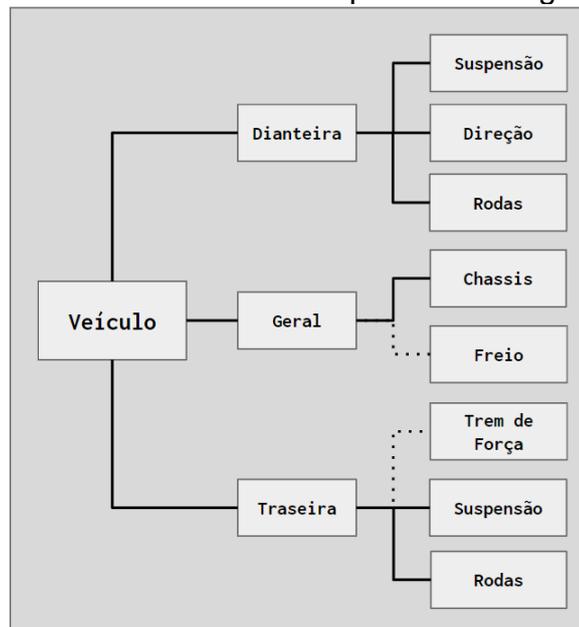


Fonte: Autor.

4.6 MONTAGEM DO VEÍCULO

Uma vez que todos os subsistemas são modelados e devidamente caracterizados, segue-se então para a montagem completa do veículo.

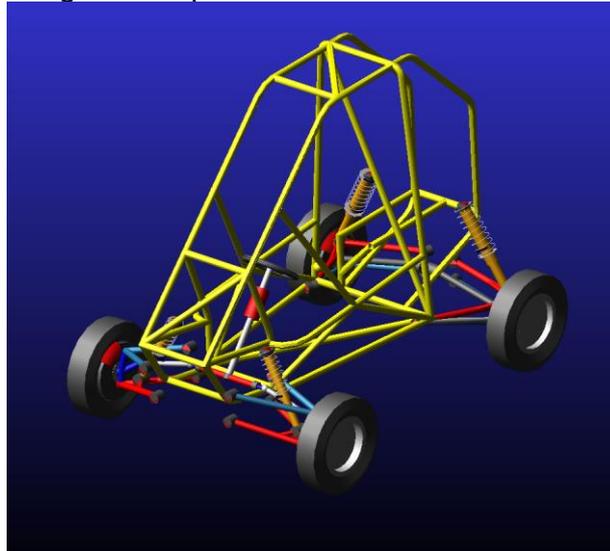
Figura 23 - Subsistemas utilizados para a montagem completa.



Fonte: Autor.

A Figura 24 apresenta o modelo desenvolvido em ambiente ADAMS Car, contendo todos os subsistemas apresentados na Figura 23. Nesta etapa é possível realizar simulações dinâmicas, alteração do centro de gravidade e modificações nas curvas de rigidez e amortecimento dos componentes, bem como qualquer modificação geral de subsistema.

Figura 24 - Montagem completa do veículo em ambiente ADAMS CAR.



Fonte: Autor.

Desta maneira, com o modelo completo, teve-se como objetivo obter as respostas dinâmicas das massas suspensas e não-suspensas, realizando os testes descritos em 5.2. Na Tabela 2, estão dispostos os principais parâmetros de dimensionamento e massa do veículo real utilizado para este estudo, disponível por sua vez, na Figura 25.

Tabela 2 - Parâmetros gerais do modelo completo.

Dados	Valores
Massa Total (com piloto)	248 Kg
Massa suspensa	192 Kg
Distribuição de peso (Dianteira)	46%
Entre eixos	1426 mm
Bitola Dianteira	1300 mm
Bitola Traseira	1138 mm
Vão Livre	320 mm

Fonte: Autor.

Figura 25 - Protótipo da equipe BAJA UEA 2022.



Fonte: Autor.

4.6.1 Massa dos componentes

Todas as estruturas desenvolvidas no ambiente multicorpos tiveram como base, o protótipo construído em CAD/CAE, no software *Autodesk Inventor*. Desde as coordenadas dos pontos das estruturas (*hardpoints*), até os valores de massa dos componentes, atribuindo os respectivos materiais em que as estruturas foram construídas, o modelo criado neste ambiente pode ser visto na Figura 26.

Figura 26 – Modelagem do protótipo no Autodesk Inventor.

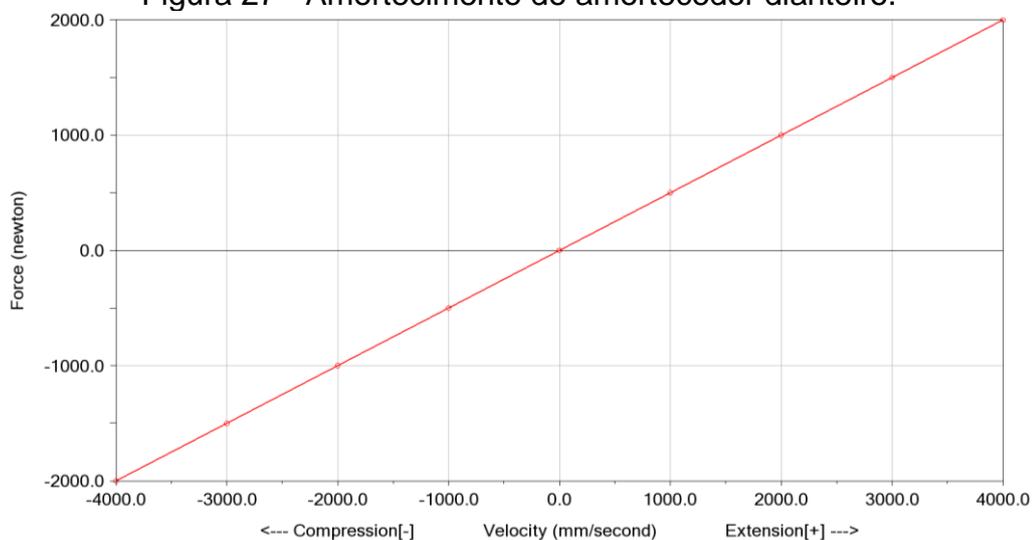


Fonte: Autor.

4.6.2 Conjunto Mola-Amortecedor

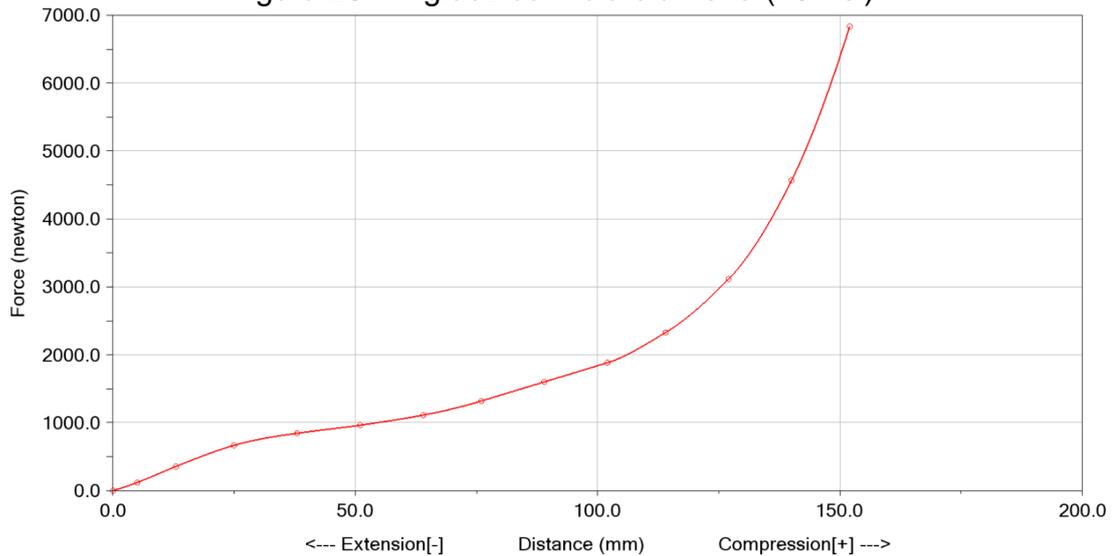
Os dados necessários de rigidez e amortecimento de entrada ao software, foram obtidos através dos dados fornecidos pela fabricante, conforme os gráficos abaixo:

Figura 27 - Amortecimento do amortecedor dianteiro.



Fonte: Autor.

Figura 28 - Rigidez da mola dianteira (40 Psi).



Fonte: Autor.

Tabela 3 - Parâmetros do conjunto mola/amortecedor.

Parâmetros	Valores
1. Pré-carga nas molas dianteiras	379 N
2. Pré-carga nas molas traseiras	445 N
3. Comprimento de instalação dianteiro	412.3 mm
4. Comprimento de instalação traseiro	468.8 mm

Fonte: Autor

4.7 RESTRIÇÕES DO ESTUDO

Neste estudo não serão abordados os subsistemas de trem de força e freio, por se entender que os mesmos necessitam de parâmetros que vão além do estudo corrente e não influenciarão na modelagem ou ensaios realizados, portanto nos resultados aqui atingidos. Além disso, suas respectivas massas foram devidamente registradas no veículo modelado, para se obter a correta distribuição de massa do protótipo.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

Nos dois primeiros tópicos serão abordadas as diferentes simulações computacionais realizadas para comparação com o ensaio do modelo real. Em um primeiro momento o modelo de $\frac{1}{4}$ de carro, e posteriormente em ambiente multicorpos, buscando repetir as condições reais de teste, com o objetivo de analisar a precisão do modelo para estudos de sua dinâmica vertical.

Nos dois últimos, o detalhamento do experimento feito com o protótipo real e o sistema de sensoriamento utilizado para obtenção dos dados.

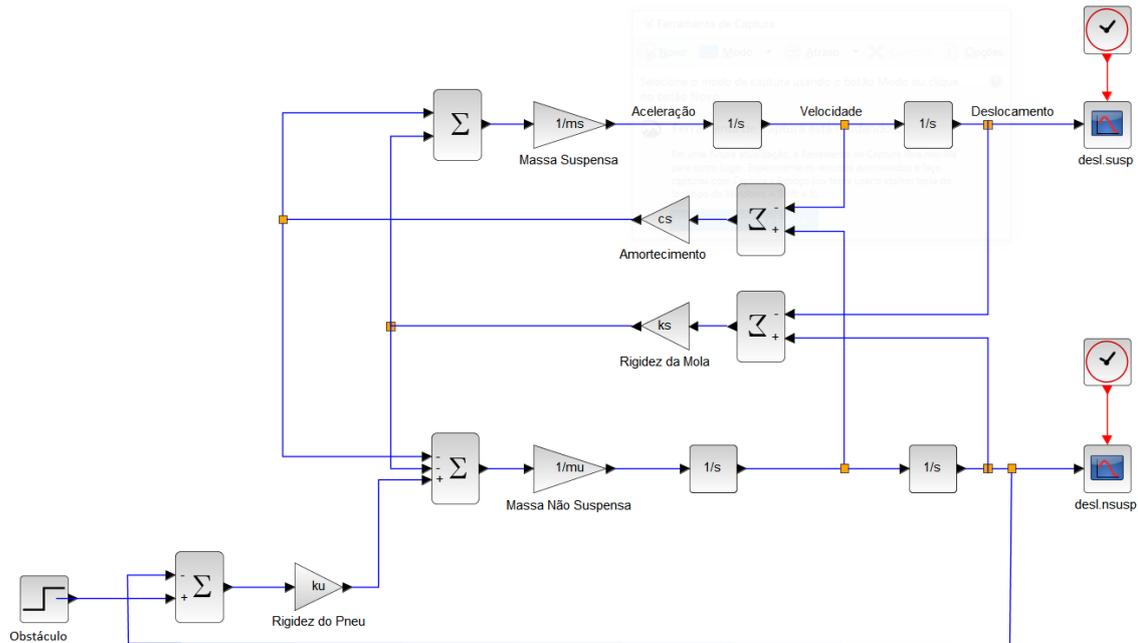
5.1 MODELAGEM DO MODELO DE $\frac{1}{4}$ DE CARRO

A fim de se obter uma outra vertente de comparação com as análises deste estudo, utilizou-se o pacote de ferramentas XCOS, do software SCILAB, para a análise do modelo de $\frac{1}{4}$ de carro descrito anteriormente, este foi escolhido devido à sua menor demanda de processamento computacional, se comparado a outros softwares. XCOS trata-se de um modelador de sistemas dinâmicos no domínio do tempo, seja discreto ou contínuo.

Este funciona através de blocos contendo rotinas numéricas, onde a conexão entre os blocos forma um diagrama que representa o sistema desejado. Além disso, a extensão possui capacidade de pós-processamento gráfico para apresentar a resposta dinâmica do sistema, por exemplo.

Para o modelo de $\frac{1}{4}$ de carro, o sistema é excitado com um impulso que representa o deslocamento vertical do obstáculo, o diagrama de blocos (Figura 29) seguinte representa então as equações 3.15 e 3.16, onde a partir dos valores de rigidez, amortecimento e massas suspensas e não suspensas, se torna possível obter valores de força, velocidade, aceleração e deslocamento dos blocos de massa do modelo.

Figura 29 - Diagrama de Blocos para o modelo de ¼ de carro.



Fonte: Autor.

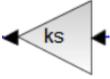
Como este modelo retrata o conjunto de ¼ de carro de maneira isolada, algumas condições precisam ser declaradas:

- A roda do veículo está sempre em contato com a rodovia;
- O amortecimento do pneu, conforme destacado anteriormente não é considerado;
- O sistema possui dois graus de liberdade, não há movimentos de arfagem, rolagem ou tampouco guinada;
- Efeitos como atrito e demais forças externas não são consideradas;
- O contato do pneu com o pavimento se dá de maneira pontual.

Uma das vantagens de se trabalhar com este modelo, se comparado a uma função de transferência, se dá na obtenção de diferentes dados, valores de força, velocidade, aceleração ou deslocamento são rapidamente coletados apenas alterando a conexão entre os blocos, neste estudo serão abordados os resultados obtidos em ambos os casos.

No modelo, a listagem de blocos utilizados e suas respectivas funções no tratamento de dados, podem ser vistas no Quadro 2.

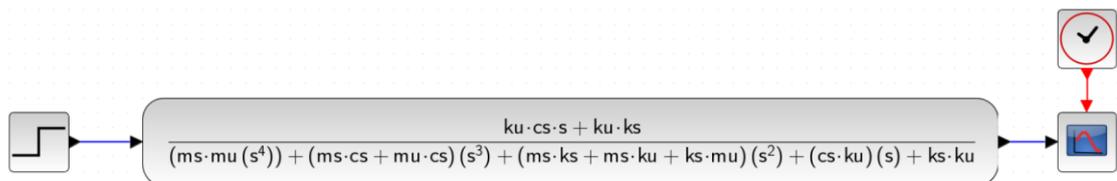
Quadro 2 - Descrição dos blocos utilizados na modelagem.

Bloco	Representação	Função
STEP_FUNCTION		Entrada de impulso no sistema.
Integral_f		Integra o sinal de entrada em função do tempo.
CLOCK_c		Gerador de eventos periódicos. Controla o tempo na saída ou uma sucessão regular de eventos.
GAINBLK_f		Multiplica a entrada por um valor constante. Podendo ser um escalar, vetor ou matriz.
SUMMATION		Manipula operações de soma ou subtração em suas entradas.
CSCOPE		Exibe os dados gerados de uma simulação em função do tempo.

Fonte: Autor.

O outro caso é representado na Figura 30, o modelo utilizando a função de transferência descrita em 3.22. Os parâmetros utilizados em ambos os modelos estão listados no Quadro 3.

Figura 30 - Função de transferência no XCOS.



Fonte: Autor.

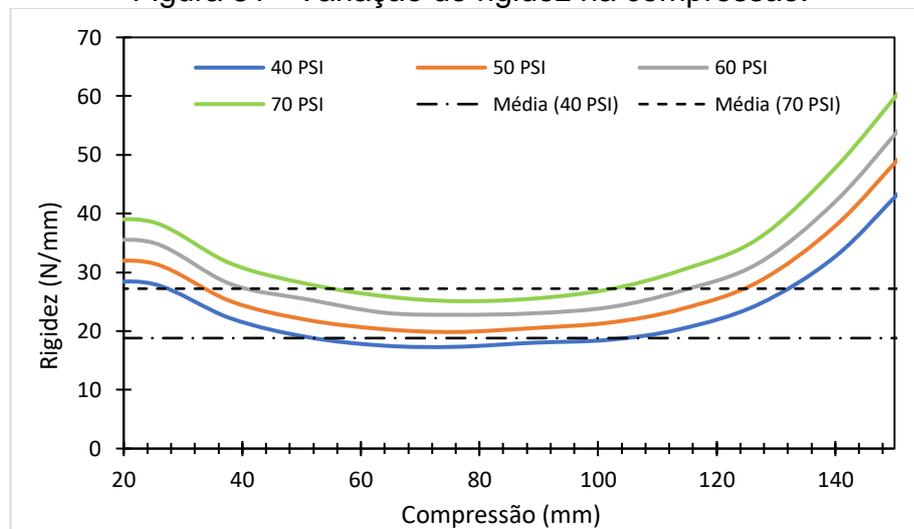
Quadro 3 - Parâmetros do modelo de ¼ de carro.

Dados	Valores	Unidades
Rigidez da Mola – 40 PSI (teórico/efetiva)	18800 / 14600	N/m
Rigidez da Mola – 70 PSI (teórico/efetiva)	27220 / 21071	N/m
Coefficiente de Amortecimento (teórico/efetivo)	500 / 387	N.s/m
Razão de Instalação Dianteira	1.218	m/m
Rigidez do Pneu	45000	N/m
Massa Suspensa	44	Kg
Massa não suspensa	14.5	Kg

Fonte: Autor.

Para os valores de rigidez da mola, apesar do componente utilizado ter comportamento não-linear em parte do curso, pode-se verificar na Figura 31. **Error! Reference source not found.** que a rigidez tem valores muito próximos dentro de uma faixa no curso de compressão de 50 a 100 mm, desta maneira, foram utilizados estes valores no modelo de ¼ de carro.

Figura 31 - Variação de rigidez na compressão.



Fonte: Autor.

5.2 MODO DE SIMULAÇÃO ADAMS CAR

Apesar de já existirem várias pistas prontas nos arquivos do software, fez-se necessário a construção das que representassem o evento desejado, portanto a construção do pavimento no ambiente Adams Car foi feita através da função *RoadBuilder*, através desta é possível determinar toda a geometria da pista, bem como a inclusão de variações ou obstáculos desejados no relevo.

Neste modo, existem diversos tipos de obstáculos, o utilizado foi do tipo “*PLANK*”, este possui geometria simples e ajustável, que foi configurada para reproduzir o tronco utilizado, ilustrado na Figura 33.

As configurações utilizadas foram: tempo de simulação de 10 segundos, 1000 *steps*, velocidade de 14 km/h e coeficiente de atrito da pista arbitrário, igual a 0,9.

5.3 SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL DE *BUMP*

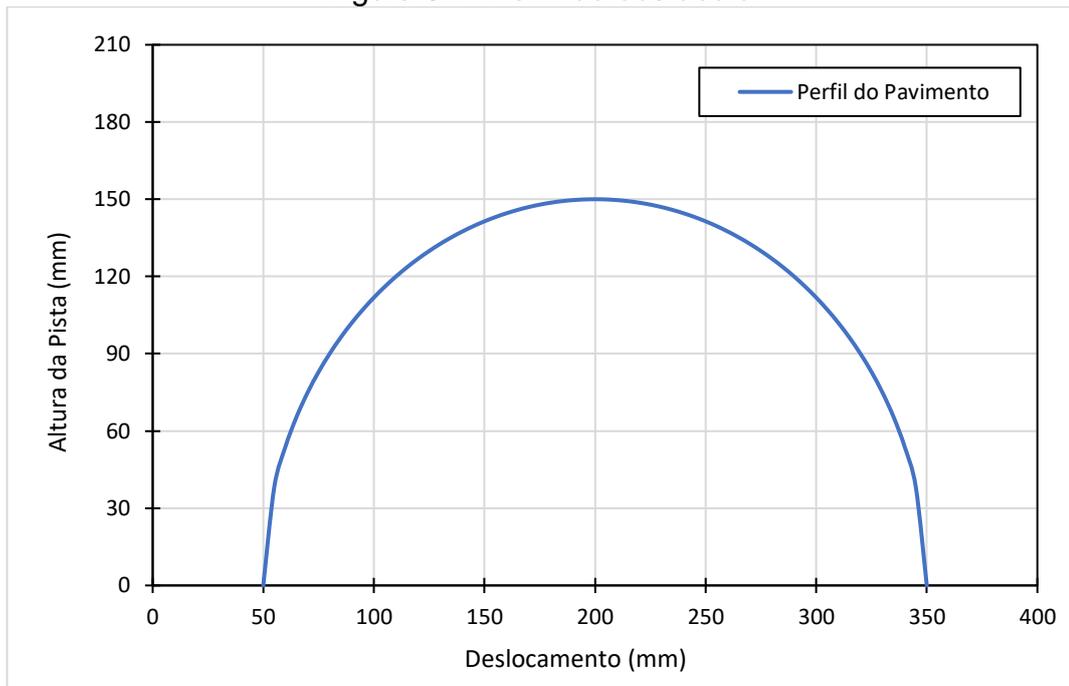
Esta simulação tem como objetivo avaliar os impactos do obstáculo transmitidos a massa suspensa e o efeito dos parâmetros do sistema de suspensão.

O teste é inspirado em uma prova de algumas competições, a *bump track*, que tem como desafio maior, aumentar a transferência de torque aos pneus, visto que se trata de uma prova de aceleração, porém o sistema que ganha destaque é o de suspensão, justamente por ser necessário garantir que parâmetros de rigidez e amortecimento deste sistema reflitam em maiores momentos de contato do pneu com o pavimento, resultando em maior capacidade ao sistema de trem de força.

A pista é caracterizada por conter diversos obstáculos verticais assimétricos (lado esquerdo e direito do veículo), similares a pequenas ondulações, ótima para a análise da dinâmica vertical, visto que provoca perturbações quase que exclusivamente verticais, dessa maneira obtendo dados não influenciados por outros comportamentos do veículo.

Para este estudo, foi definido a utilização de um obstáculo unilateral, visto que é o suficiente para analisar as métricas necessárias. O perfil de configuração do obstáculo é demonstrado na Figura 32.

Figura 32 - Perfil do obstáculo.



Fonte: Autor.

Figura 33 - Veículos (modelagem/real) transpondo o obstáculo



Fonte: Autor.

O perfil foi construído em um terreno plano e com a utilização de tronco de madeira para o obstáculo, conforme a Figura 33.

Neste percurso, a velocidade do veículo foi de 14km/h e a rigidez da mola foi variada, conforme será abordado no capítulo 6, o objetivo é verificar como esta variação afeta o comportamento da massa suspensa ao transpor o obstáculo em questão.

5.4 SENSORIAMENTO DO VEÍCULO

A coleta de dados do experimento foi feita através de sistema arduino, devido ao seu baixo custo e facilidade de implementação, com sensores distribuídos pelo veículo, conforme o Quadro 4.

Quadro 4 - Sensores utilizados neste estudo.

Sensores	Tipo	Mensurar	Posicionamento	Modelo
1.	Acelerômetro/ Giroscópio	Aceleração	Extremidade superior do amortecedor	MPU-6050
2.	Acelerômetro/ Giroscópio	Aceleração	Manga de Eixo	
3.	Indutivo	Velocidade do veículo.	Manga de Eixo	NPN
4.	Ultrassônico	Distância da massa suspensa ao solo	Parte inferior do assoalho do veículo	HC-SR04

Fonte: Autor.

Os sensores foram posicionados em superfícies planas a fim de se obter da melhor maneira o sinal dos três eixos e inseridos em dispositivos projetados para sua fixação no veículo. As Figura 34, Figura 35 e Figura 36, demonstram os posicionamentos de alguns dos sensores listados.

Figura 34 - Sensor acelerômetro na manga de eixo.



Fonte: Autor.

Figura 35 - Sensor acelerômetro na massa suspensa.



Fonte: Autor.

O instrumento posicionado no conjunto roda/manga de eixo será responsável por aferir a aceleração deste conjunto, ou seja, da massa não-suspensa. Enquanto que os sensores posicionados no chassi e no amortecedor, por aferir deslocamento e aceleração da massa suspensa.

Figura 36 - Sensor ultrassônico na massa suspensa.



Fonte: Autor.

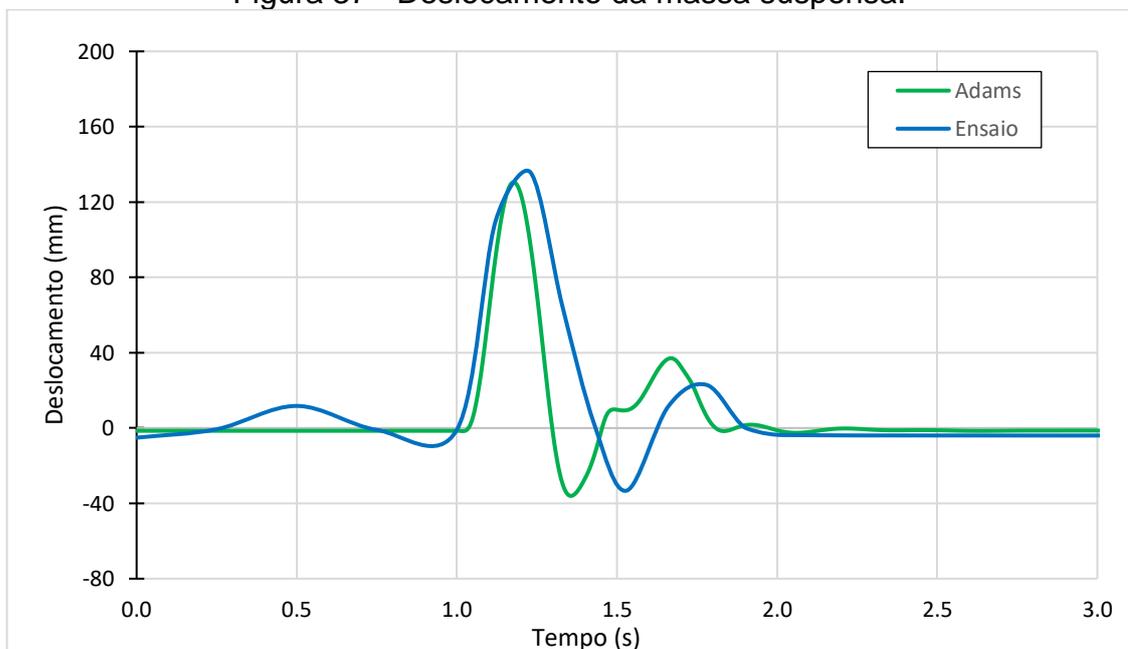
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo tem como objetivo analisar os resultados obtidos com as simulações nos softwares e o ensaio em pista realizado com o veículo. E se divide em 5 subcapítulos, os dois primeiros se referem a resposta da massa suspensa ao estímulo, com seu deslocamento vertical e aceleração. O terceiro, se refere a massa não suspensa, ou seja, a influência sobre o conjunto de suspensão/roda. E as duas últimas, a análise de como variação de velocidade do protótipo e rigidez da mola, influenciam na massa suspensa e qual a melhor configuração para melhorar a performance.

Os valores serão apresentados em função do tempo e será atribuído por padrão que os modelos sofram o estímulo no instante igual a 1 segundo.

6.1 DESLOCAMENTO DA MASSA SUSPENSADA

Figura 37 - Deslocamento da massa suspensa.



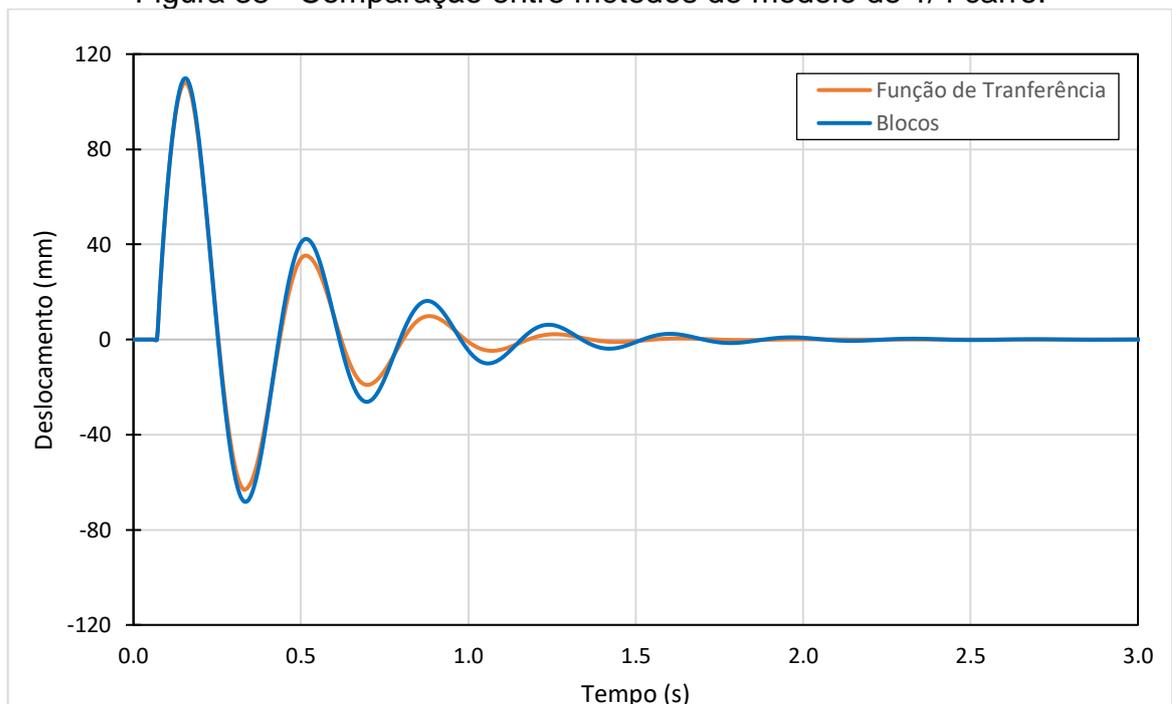
Fonte: Autor.

A Figura 37, demonstra a comparação da variação da massa suspensa, tendo como ponto de referência a parte superior do amortecedor dianteiro, conforme a Figura 35.

Neste caso, dois fatores precisam ser avaliados, os valores de pico e o tempo para estabilização do sistema. Os valores máximos encontrados são compatíveis, 135,71 mm para o ensaio e de 130,43 mm para o simulado no ambiente ADAMS Car. O tempo de estabilização para ambos é de aproximadamente 2 segundos. Valores que agregam confiabilidade na precisão do modelo.

Antes de comparar os resultados do modelo de 1/4 de carro com os obtidos em outros ensaios, é preciso analisar a comparação dos métodos apresentados anteriormente. Conforme a Figura 38, pode-se perceber que os resultados do diagrama de blocos e da função de transferência apresentam grande compatibilidade.

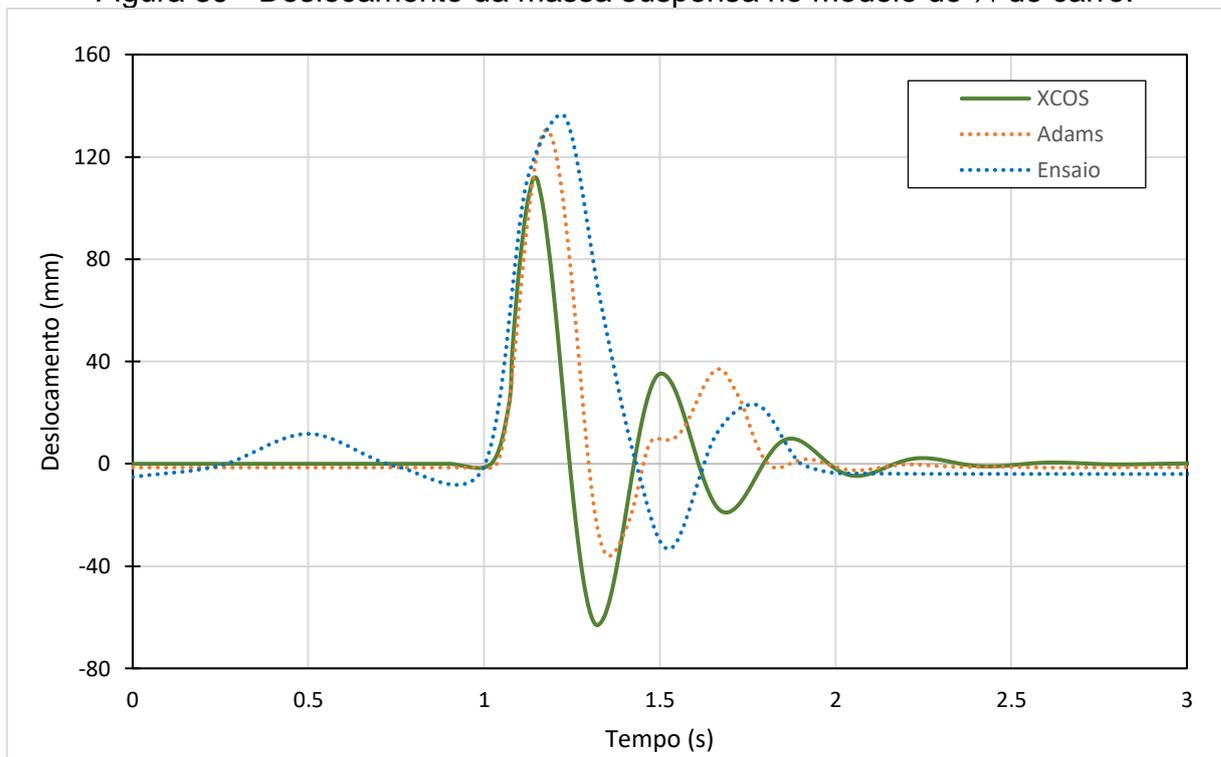
Figura 38 - Comparação entre métodos de modelo de 1/4 carro.



Fonte: Autor.

Dessa maneira, na Figura 39, comparando com os outros resultados, observa-se que o valor máximo encontrado é cerca de 18.2% menor que a média dos outros ensaios, os outros picos apresentam valores próximos e o tempo de estabilização é compatível, cerca de 1 segundo.

Figura 39 - Deslocamento da massa suspensa no modelo de ¼ de carro.

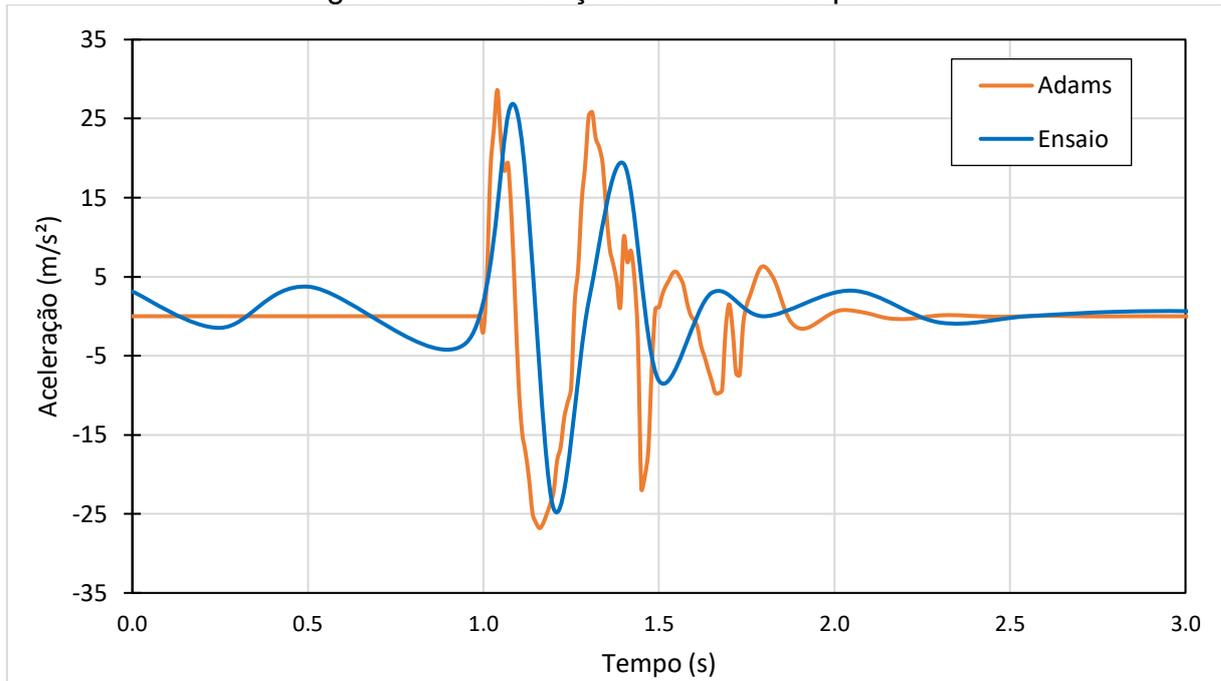


Fonte: Autor.

6.2 ACELERAÇÃO DA MASSA SUSPensa

Assim como o deslocamento, a aceleração tem grande importância no conforto do piloto, quanto maior a aceleração na massa suspensa, maior a interferência no conforto e perturbação no controle do veículo.

Figura 40 - Aceleração da massa suspensa.



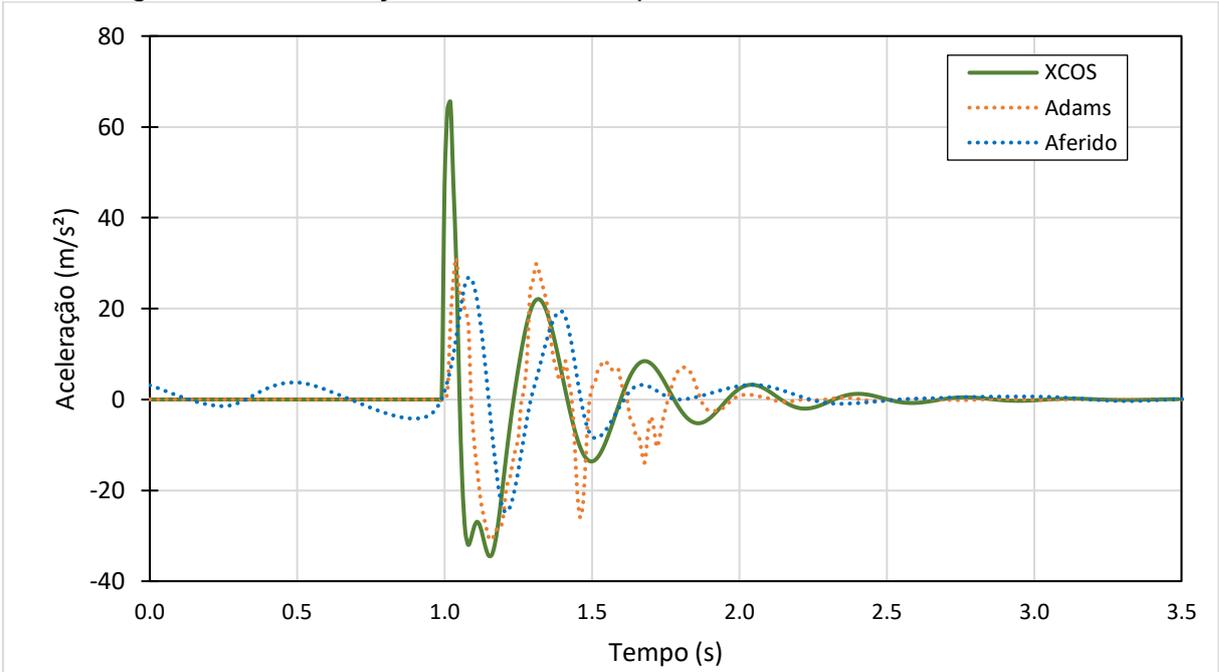
Fonte: Autor.

Conforme a Figura 40, os valores aferidos no ensaio possuem ligeiras menores oscilações e um tempo de estabilização cerca de 0.5 segundos maior. Isto pode ser explicado devido as outras fontes de vibração que o veículo possui somado com possíveis instabilidades dos sensores utilizados.

O valor de pico obtido em software foi de 28.6 m/s, uma diferença de 7,02% com relação ao valor aferido no ensaio, o que novamente demonstra uma boa precisão do modelo desenvolvido. As amplitudes entre os resultados apresentaram diferença maior, de 14,5%.

O resultado no modelo de $\frac{1}{4}$ de carro, Figura 41, demonstra um valor cerca de 230% maior que o obtido nas outras simulações, o que pode ser explicado pelo ambiente em que o modelo está construído, não há uma extensão da massa suspensa como em um veículo completo para distribuir a energia ou servir de resistência, além das condições ideais de simulação do modelo já citadas anteriormente. Apesar disto, há certa compatibilidade no tempo de estabilização, ambos próximos de 1.5 segundos, e similaridade para as demais oscilações.

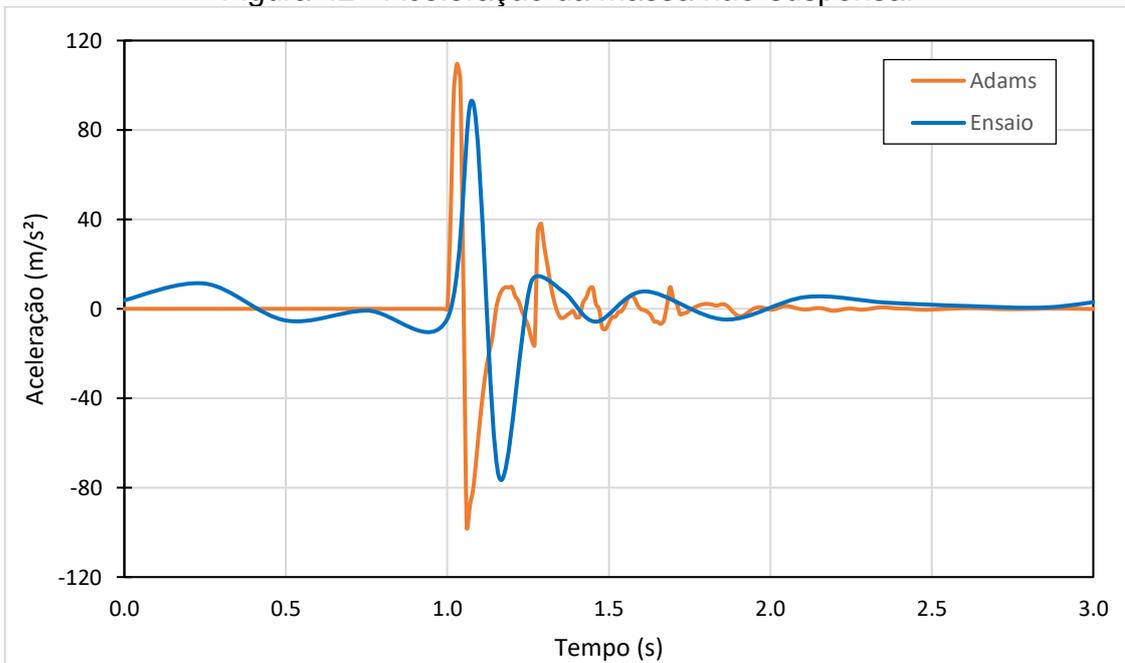
Figura 41 - Aceleração da massa suspensa no modelo de 1/4 de carro.



Fonte: Autor.

6.3 ACELERAÇÃO DA MASSA NÃO-SUSPENSA

Figura 42 - Aceleração da massa não-suspensa.



Fonte: Autor.

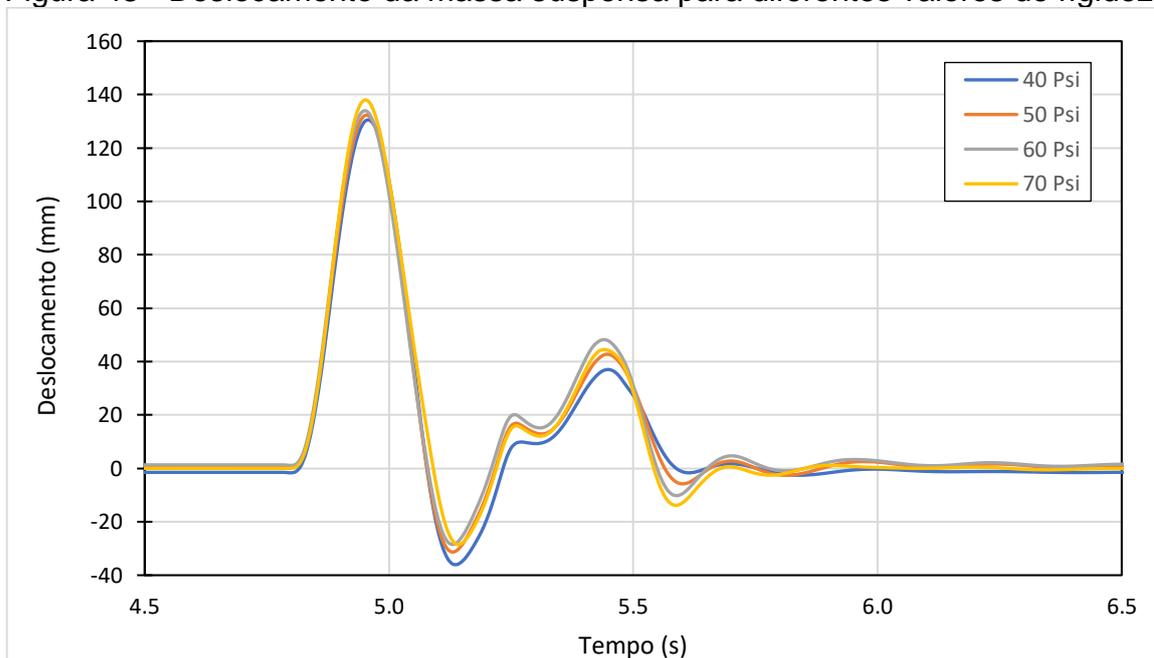
A Figura 42, apresenta os valores de aceleração do conjunto suspensão/roda, neste caso tem-se uma menor compatibilidade entre os modelos, com uma diferença de aproximadamente 16% entre os primeiros picos.

Apesar de que esta pode ser considerada uma variável secundária na análise de suspensões, visto que boa parte desse estímulo será gerido pelo conjunto mola/amortecedor, é importante destacar que os resultados apresentam tempos de estabilização próximos, com variação de 0.4 segundos. As divergências de máximos encontradas, podem ser atribuídas a movimentações normais da roda durante o curso da suspensão que afetaram a leitura dos dados do eixo Z (vertical), como a cambagem, haja vista que o sensor acelerômetro é posicionado na manga de eixo.

6.4 INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DA MOLA

Com o resultado das análises anteriores, pode-se então verificar qual a influência da rigidez da mola no comportamento da massa suspensa. Para tal, foram feitas simulações no modelo ADAMS Car, com valores de rigidez na faixa entre 40 a 70 Psi mantendo a velocidade dos primeiros resultados de 14 km/h.

Figura 43 - Deslocamento da massa suspensa para diferentes valores de rigidez.

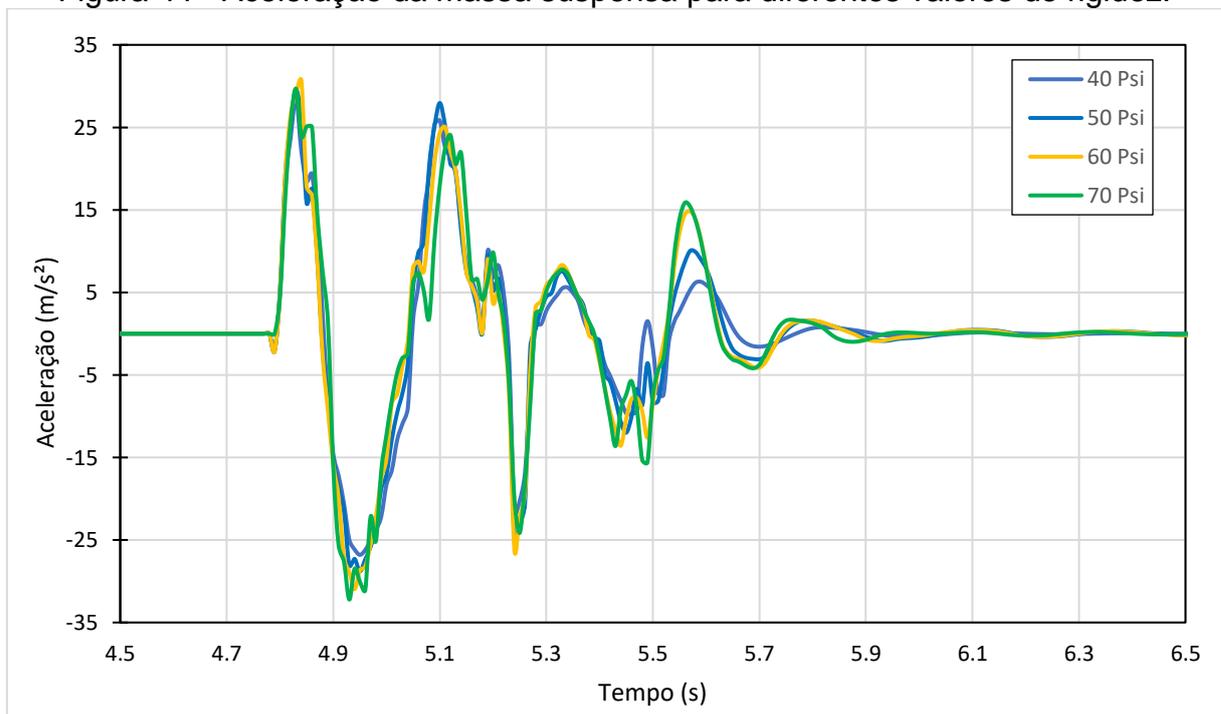


Fonte: Autor.

À medida que o valor de rigidez aumenta, Figura 43, o deslocamento da massa suspensa segue em tendência crescente, o que é facilmente justificável pela característica básica de trabalho de uma mola, quanto maior a rigidez, maior a força para efetuar seu deslocamento, resultando na transferência de estímulo para a massa suspensa.

Para o valor de rigidez igual a 70 Psi, tem-se para o pico de deslocamento, 137,9 mm e 7,47 mm de diferença entre os picos para os máximos e mínimos de rigidez.

Figura 44 - Aceleração da massa suspensa para diferentes valores de rigidez.



Fonte: Autor.

Os valores de aceleração, Figura 44, também possuem resultados muito similares, com variação de $1,08 \text{ m/s}^2$ entre os picos de rigidez. Para uma melhor comparação, foram coletados diretamente do ADAMS, os valores de RMS (*Root Mean Square*), que significa a raiz quadrada da média de valores quadrados de um conjunto de amostra, relacionados a um certo intervalo de tempo, esses valores estão disponíveis na Tabela 4.

Tabela 4 - Variação da aceleração vertical rms pela pressão do amortecedor.

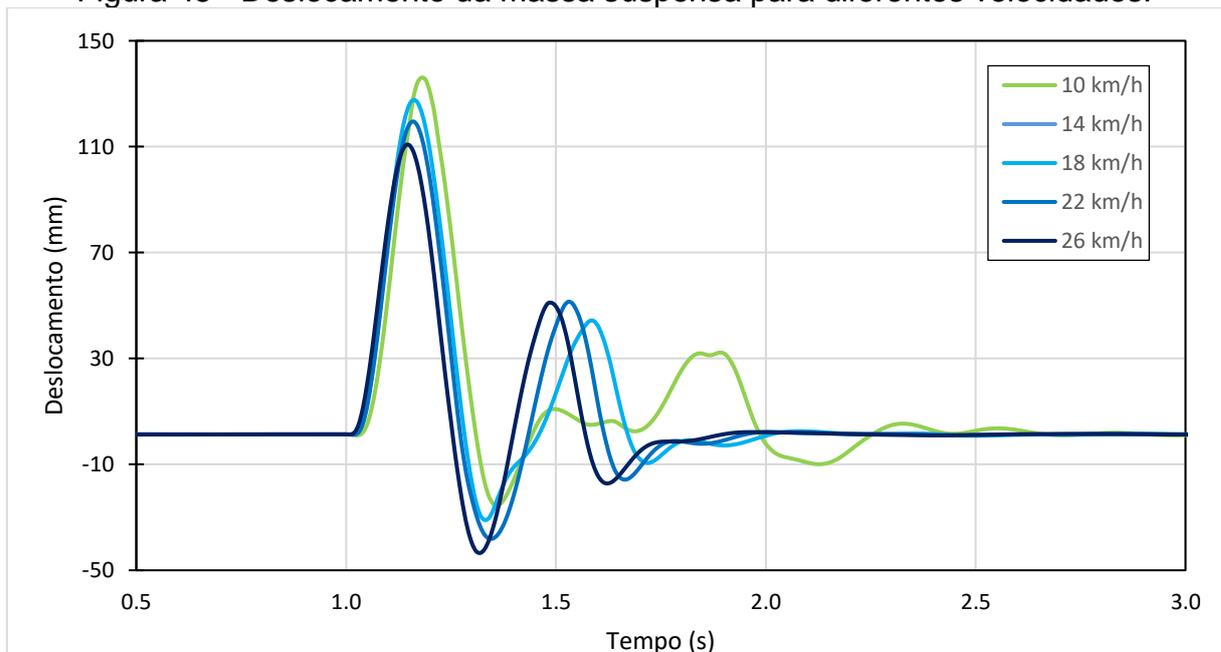
Pressão do Amortecedor (Psi)	Aceleração Vertical rms (m/s ²)
40	3.93
50	4.08
60	4.22
70	4.27

Fonte: Autor.

6.5 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE

Neste caso, o objetivo é de avaliar a influência da velocidade do veículo na movimentação da massa suspensa. Para isto, será novamente simulado em ambiente multicorpos e fixado o valor de 60 Psi para a pressão interna do amortecedor dianteiro.

Figura 45 - Deslocamento da massa suspensa para diferentes velocidades.



Fonte: Autor.

Conforme o Figura 45, pode-se identificar que conforme a velocidade diminui, o deslocamento da massa suspensa aumenta, isso se deve ao amortecimento, uma

vez que o carro passa a uma alta velocidade sobre um obstáculo, ou seja, rápida velocidade de compressão do sistema, rapidamente o amortecimento gerencia este impulso e dissipa a energia, visto que seu funcionamento está diretamente relacionado à velocidade, enquanto que em baixas velocidades, as compressões são mais lentas e a rigidez do sistema faz com a massa suspensa possua maior deslocamento.

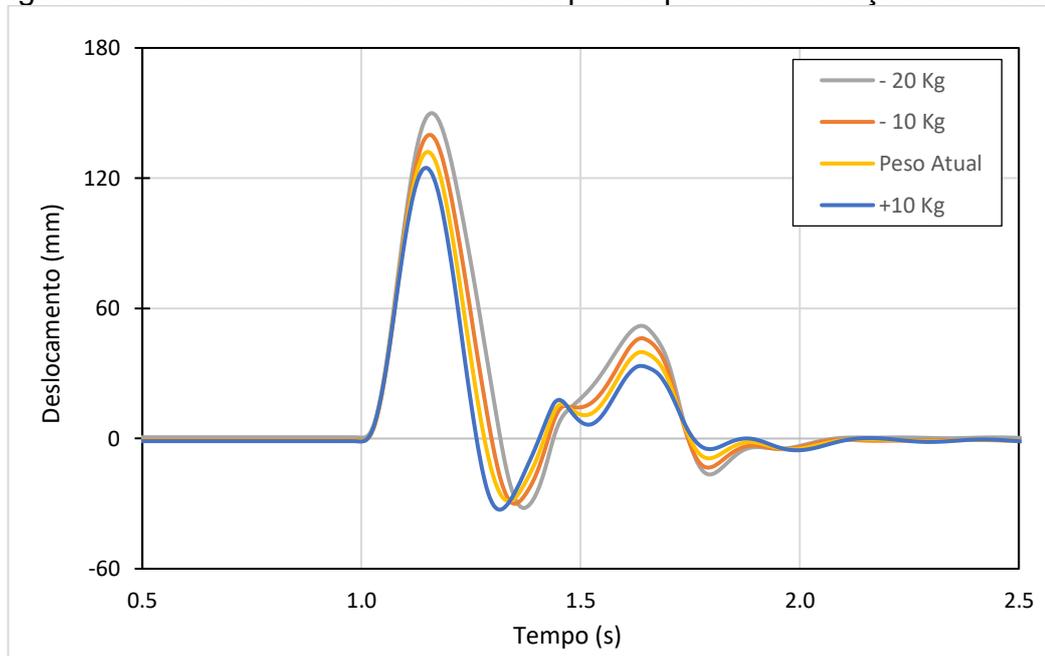
6.6 INFLUÊNCIA DA MASSA SUSPENSA

Por fim, na Figura 46, foram feitos novos testes no modelo multicorpos a fim de verificar qual a influência da alteração de massa no deslocamento da mesma, mantendo a velocidade de 14 km/h e pressão de 60 Psi para o amortecedor.

Verifica-se então que na medida que ocorre o decréscimo de massa o valor de pico de deslocamento aumenta, isto se deve a resistência ao estímulo, uma vez que a maior massa precisará de uma maior força para deslocar a mesma distância.

Com uma variação de 10kg, tem-se cerca de 8mm de variação no valor máximo de deslocamento.

Figura 46 - Deslocamento da massa suspensa pela sua variação de massa.



Fonte: Autor.

7 CONCLUSÃO

As respostas obtidas no experimento em comparação com as simulações em ambiente multicorpos apresentaram grande compatibilidade, não apenas nos valores de pico, mas no tempo de estabilização do sistema. Os valores de deslocamento e aceleração vertical da massa suspensa apresentaram valores menores que 8% entre os testes, resultado que confirma a boa precisão do modelo construído.

A aceleração da massa não-suspensa, por sua vez, apresentou valores menos compatíveis, com variações de até 15%, defasagem que pode estar relacionada ao movimento natural da geometria de suspensão, resultando em uma defasagem na leitura de sinal no eixo vertical.

O modelo simplificado de $\frac{1}{4}$ de carro, seja com a função de transferência ou diagrama de blocos, apresentou resultados com certa similaridade para o deslocamento da massa suspensa, em contra partida a aceleração vertical demonstrou baixa compatibilidade, com grande diferença no valor de pico, o que pode ser justificado pelas condições ideais em que o modelo está inserido. Portanto, são insuficientes e insatisfatórios em comparação com os outros resultados.

Vale destacar que o modelo desenvolvido no diagrama de blocos é passível de adaptações e complementos, porém à medida que sua complexidade aumenta sua essência de modelo simplificado diminui, podendo até ser mais fácil trabalhar com o modelo multicorpos.

Por fim, no modelo multicorpos, a massa, velocidade e rigidez da mola foram variadas a fim de verificar sua influência no comportamento da massa suspensa. Para a velocidade, há uma linha tênue entre conforto e integridade do sistema, à medida que a velocidade aumenta, o amortecimento dissipa a energia resultando em menor influência no conforto, porém a estrutura do sistema de suspensão recebe choques de maior intensidade, algo que precisa ser muito bem balanceado pelo piloto.

Para a rigidez, quanto maior, mais deslocamento de massa, visto que menor será a compressão do sistema de suspensão. E para a massa, na medida que há o decréscimo, sua amplitude de deslocamento aumenta, pois a resistência ao movimento diminui.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho representa o início de um vasto ambiente de testes e validações para a equipe BAJA UEA, portanto, algumas sugestões para próximos trabalhos:

- Aprofundar os estudos dos parâmetros dos pneus, incluindo seu amortecimento e analisando a influência da variação de sua rigidez no sistema.
- Ampliar a variedade de obstáculos a fim de verificar as melhores configurações de parâmetros para aumentar a performance e se aproximar, em nível de obstáculos, da realidade de competição Baja SAE.
- Utilização de suspensões ativas, não somente o estudo de dinâmica vertical, mas também para verificar as vantagens em outras situações.
- Analisar como a transferência longitudinal de carga na transposição de obstáculos, afeta a dinâmica vertical e o conforto do sistema, utilizando o modelo de um meio de carro, por exemplo.

REFERÊNCIAS

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers Inc, 1995.

DIXON, J. C. **The Shock Absorber Handbook**. 2. ed. Chichester: Professional Engineering Publishing Ltd, 2007.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Riverdale: Springer, 2008.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc, 1992.

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. Ottawa: John Wiley & Sons Inc, 2001.

VIEGAS, B. B. C. **Análise numérica de mangas de eixo para veículo baja SAE**. Projeto de graduação — Universidade de Brasília, 2016.

CHEN, W.; XIAO, H.; WANG, Q.; ZHAO, L.; ZHU, M. **Integrated Vehicle Dynamics and Control**. Singapore: Wiley, 2016. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=oUTfCwAAQBAJ&pg=SA5-PA33&lpg=SA5-PA33&dq=create+adams+car+wheel+template&source=bl&ots=SJ0MpXbM5v&sig=ACfU3U02Ct5aLtHKfKfXG5im0QMG0tp4mA&hl=en&sa=X&ved=2ahUKEwjcwMfhnbz0AhX9pZUCHZNSA_oQ6AF6BAgPEAM#v=onepage&q=create%20adams%20car%20wheel%20template&f=false. Acesso em: 20 nov. 2021.

RICCIARDI, J. V. **Dinâmica Multicorpos Computacional**. Universidade Federal do Triângulo Mineiro, 2006.

LIMA, A. **Simulação Numérica de capotamento de veículos automotores: comparação entre normas e verificação de riscos de lesões ao condutor**. 2009. Tese (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RODRIGUES, M.; SILVA, R. C.; OLIVEIRA, A. B. S. Estudo em ambiente multicorpos da dinâmica de uma suspensão a ser aplicada em perfilômetro inercial. **Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia**. Brasília, 2016.

RILL, G. **Vehicle Dynamics**. Regensburg: University of Applied sciences, 2009.

BARRETO, M. A. Z. **Dinâmica Longitudinal: Efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão**. 2005. Tese (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

BASTOS, T. **Projeto e desenvolvimento de sistema propulsor de um veículo recreativo do tipo “fora-de-estrada”**. Departamento de Engenharia Mecânica, 2016.

MATSCHINSKY, W. Suspension systems. In: MASTINU, G.; PLOECHL, M. (Ed.). Road and off-road vehicle system dynamics handbook. [S.l.]: CRC Press, 2014.

SHREYAS, B.N.; KIRAN M.D. Modelling and Analysis of Off-Road Rally Vehicle using Adams Car. International Journal of Research and Scientific Innovation (IJRSI). Bangalore, India. Volume V, Fascículo IX, setembro, 2018.

GENTA, G. **Motor Vehicle Dynamics**. World Scientific, 1997.

CAMPBELL, C. **Automobile Suspensions**. Chapman and Hall Ltd. 1981.

FUJARRA, A.L.; TANNURI, E. A.; SPINOLA, R. **Introdução a programação numérica para simulação de sistemas dinâmicos utilizando o programa SCILAB / XCOS**. Mecânica B – PME 2200. Disponível em: http://sites.poli.usp.br/d/pme2200/Tutorial_scicos.pdf. Acesso em: 14 abr. 2022.

TAYLOR, R.K.; L.L. BASHFORD; SCHROCK, M.D. **Methods for measuring vertical tire stiffness**. Transactions of the ASME, ASME, v. 43, 2000.

NICOLAZZI, L.C. **Dinâmica veicular**, Santa Catarina, 2008. [Apostila do curso de especialização em engenharia automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina]

HENDROWATI, W.; GUNTUR, H. L.; SUTANTRA, N. **Design, Modeling and Analysis of Implementing a Multilayer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Mechanism in the Vehicle Suspension.** Scientific Research, Surabaya, Indonesia, v.4, 728-738, Nov. 2012.