

**Universidade Federal de São Carlos – UFSCar
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET
Departamento de Engenharia Mecânica – DEMec**

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE
PARA DIMENSIONAMENTO DA SUSPENSÃO**

**Orientador:
Alexandre Tácito Malavolta**

**Aluno:
João Victor Zucolotto**



São Carlos - SP – 2020



FOLHA DE APROVAÇÃO DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Resultado da avaliação da defesa pública do Trabalho de Conclusão de Curso do discente **João Victor Zucolotto**, intitulado “**Análise da dinâmica vertical de um protótipo baja SAE para dimensionamento da suspensão**”, defendido junto ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos na presente data.

	Resultado:
Prof. Dr. Sidney Bruce Shiki DEMec / UFSCar	Aprovado
Prof. Dr. Luis Antonio Oliveira Araujo DEMec / UFSCar	Aprovado
Prof. Dr. Alexandre Tácito Malavolta DEMec / UFSCar	Aprovado

São Carlos, 10 de dezembro de 2020

**Universidade Federal de São Carlos – UFSCar
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET
Departamento de Engenharia Mecânica – DEMec**

Trabalho de conclusão de curso

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE
PARA DIMENSIONAMENTO DA SUSPENSÃO**

**Alexandre Tácito Malavolta
Assinatura do Orientador**

**João Victor Zucolotto
Assinatura do Aluno**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho que marca o encerramento de mais uma importante etapa da minha vida à minha família, especialmente aos meus pais, que são os meus maiores exemplos de vida e sempre acreditaram no meu potencial.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela minha vida, pela minha saúde e por toda força que me deu para superar os obstáculos encontrados ao longo do curso.

Aos meus pais e irmãos, que sempre me incentivaram nos momentos mais difíceis e me deram condições para poder me ausentar de determinados momentos e dedicar meu tempo para a realização da minha graduação e deste trabalho de conclusão de curso, por todo amor e incentivo.

Aos professores que contribuíram para minha formação profissional e pessoal pelos ensinamentos e lições, especialmente ao meu orientador por todo o suporte prestado para o desenvolvimento deste trabalho. Agradeço à equipe Baja UFSCar pela oportunidade de conhecer grandes pessoas e poder aplicar na prática os conceitos adquiridos em sala de aula, e também pela oportunidade de aprimorar habilidades de trabalho em equipe.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, deixo registrado aqui o meu muito obrigado.

“A simplicidade é o último grau da sofisticação.”

Leonardo Da Vinci

RESUMO

O presente trabalho lista e explica as principais considerações para o projeto de suspensão de um protótipo de caráter *off-road* do tipo Mini Baja, com base na modelagem e análise multicorpos de sua dinâmica vertical. O projeto abrange tanto a suspensão dianteira como a traseira, no qual são analisados parâmetros de rigidez e amortecimento e suas respectivas influências no comportamento da suspensão e do veículo como um todo. Trata-se de um processo iterativo de simulações com o objetivo de estabelecer valores ideais de parâmetros de modo a obter um comportamento dinâmico próximo ao desejado dentro das limitações impostas a esse tipo de veículo, como pelos regulamentos das competições por exemplo. É desejado um aprimoramento na performance do veículo, e, tratando-se de um veículo deste tipo, isto se resume em alta capacidade de transposição de obstáculos aliado a minimização dos esforços transmitidos aos demais subsistemas do carro, incluindo o piloto. São simuladas diversas condições as quais são encontradas no ambiente de competição e julgadas estarem entre as mais críticas. O tipo de terreno ao qual o carro está sujeito, os tipos de testes e obstáculos encontrados nas competições, assim como características de pneu, amortecedores e molas são os parâmetros de maior destaque. A equipe Baja UFSCar, não tem um projeto de suspensão devidamente documentado e que sirva de base para estudos de desempenho e melhorias futuras. O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento adequado do projeto de dinâmica vertical da suspensão do Baja UFSCar, utilizando metodologias de projeto como: análise de sistemas dinâmicos, registros de projeto e simulações computacionais. Espera-se como resultado, a obtenção de uma proposta de suspensão que satisfaça as demandas do projeto Baja UFSCar.

Palavras-chave: Baja SAE. Projeto de Suspensão. Análise de Dinâmica Vertical. Modelagem multicorpos. Dinâmica de corpos rígidos.

ABSTRACT

The present work lists and explains the main considerations for the suspension design of a mini Baja off-road prototype, based on the modeling and multibody analysis of its vertical dynamics. The work includes both the front and rear suspension, in which parameters of stiffness and damping and their respective influences on the behavior of the suspension and the vehicle are analyzed. It is an iterative process of simulations with the objective of establishing ideal values of parameters in order to obtain a dynamic behavior close to the expected one within the limitations imposed on this type of vehicle, such as the competition regulations for example. An improvement in vehicle performance is expected, and, for this type of vehicle, this boils down to high capacity to overcome obstacles combined with minimizing of the efforts transmitted to other car subsystems, including the driver. Several conditions which are found in the competition environment and considered to be among the most critical ones are simulated. The terrain type the car is subjected to, the types of tests and obstacles in competitions, as well as the characteristics of tires, shock absorbers and springs are the parameters of the greatest importance. The UFSCar Baja Team does not have a properly documented suspension project that will serve as a basis for future performance studies and improvements. The objective of this work is the adequate development of the vertical dynamics project of the suspension of the UFSCar Baja, using design methodologies such as: analysis of dynamic systems, design documentation and computer simulations. As a result, it is expected to obtain a suspension proposal that satisfies the demands of the UFSCar Baja project.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo em CAD do protótipo M8 da equipe Baja UFSCar.....	16
Figura 2 - Sistema de coordenadas de um automóvel.	19
Figura 3 - Mola helicoidal (a) de espiras idênticas e (b) de espiras diferentes.....	20
Figura 4 - Amortecedor hidráulico telescópico (a) Duplo Tubo, (b) Monotubo e (c) Monotubo com pistão flutuante.	22
Figura 5 - Gráfico Força VS Velocidade para um amortecedor típico.....	23
Figura 6 - Teste de compressão para determinação do coeficiente de rigidez vertical de um pneu.	24
Figura 7 - Gráfico Força VS Compressão com diferentes pressões de enchimento.	25
Figura 8 - Gráfico de decaimento de amplitude.	25
Figura 9 - Fluxograma para formulação de um modelo matemático.	28
Figura 10 - Modelo de $\frac{1}{4}$ de carro.	29
Figura 11 - Comportamento de sistemas com diferentes fatores de amortecimento.....	32
Figura 12 - Gráficos de deslocamento VS tempo para sistemas com diferentes valores de amortecimento.	32
Figura 13 - Efeito do amortecimento no comportamento de isolamento de uma suspensão. ...	33
Figura 14 - Solução de equação diferencial via Transformada de Laplace.....	33
Figura 15 - Modelo de $\frac{1}{2}$ carro.	34
Figura 16 - Razão de instalação para uma suspensão simples.	35
Figura 17 - Gráfico da variação de IR ao longo do curso de uma suspensão tipo Duplo A. ...	37
Figura 18 - Fluxograma da metodologia utilizada.	41
Figura 19 – Protótipo baja realizando um salto.....	42
Figura 20 - Perfil da pista do Teste 2.....	43
Figura 21 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 2.	43
Figura 22 - Perfil da pista do Teste 3.....	43
Figura 23 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 3.	44
Figura 24 - Perfil da pista do Teste 4.....	44
Figura 25 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 4.	44
Figura 26 - Perfil da pista do Teste 5.....	45
Figura 27 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 5.	45
Figura 28 - Perfil da pista do Teste 6.....	45
Figura 29 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 6.	46
Figura 30 - Perfil da pista do Teste 7.....	46
Figura 31 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 7.	46
Figura 32 - Perfil da pista do Teste 8.....	47
Figura 33 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 8.	47
Figura 34 - Perfil da pista do Teste 9.....	47
Figura 35 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 9.	48
Figura 36 - Perfil da pista do Teste 10.....	48
Figura 37 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 10.	48
Figura 38 - Deformação do pneu de um Baja.....	49
Figura 39 - Diagrama de corpo livre (DCL) para um modelo de $\frac{1}{4}$ de carro com 2 graus de liberdade (GDL).	50
Figura 40 - Modelo de corpos rígidos de $\frac{1}{4}$ de carro com 2 GDLs.	52
Figura 41 - Trajetória do centro do pneu ao transpor um degrau.	53
Figura 42 - Modelo de corpos rígidos de $\frac{1}{2}$ carro no ambiente <i>motion</i> do NX.....	54
Figura 43 - Corpos rígidos e indeformáveis: (a) Chassi, (b) Massa Não Suspensa Dianteira e (c) Massa Não Suspensa Traseira.	54

Figura 44 - Corpos deformáveis: (a) Pneu dianteiro e (b) Pneu traseiro.....	55
Figura 45 - Números de identificação dos materiais.....	55
Figura 46 - Parâmetros recomendados para representar o contato entre diferentes combinações de materiais.....	56
Figura 47 - Orientação do sistema de coordenadas fixado ao Chassi. (a) Mesma orientação do sistema de coordenadas global e (b) Orientação diferente.....	56
Figura 48 - Fluxograma do processo iterativo.....	59
Figura 49 - Gráfico comparativo NX – MATLAB.....	62
Figura 50 - Região de maiores oscilações do gráfico da Figura 49.....	62
Figura 51 - Gráfico da segunda simulação de ¼ de carro T2v25-D.....	66
Figura 52 - Gráfico da segunda simulação de ¼ de carro T2v25-T.....	66
Figura 53 - Gráfico da segunda simulação de ¼ de carro T7v25-T.....	67
Figura 54 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T4v20.....	76
Figura 55 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T4v30.....	77
Figura 56 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T7v5.....	77
Figura 57 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T10v25.....	78
Figura 58 - Capturas de tela da sexta simulação de ½ carro T10v25.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações técnicas do protótipo M8 em estudo.....	41
Tabela 2 - Valores dos parâmetros utilizados para fim de comparação.	61
Tabela 3 - Parâmetros da primeira simulação de ¼ de carro.....	63
Tabela 4 – Principais resultados da primeira simulação de ¼ de carro.....	64
Tabela 5 - Parâmetros da segunda simulação de ¼ de carro.	65
Tabela 6 – Principais resultados da segunda simulação de ¼ de carro.	65
Tabela 7 -Principais resultados primeira simulação de ½ carro.....	68
Tabela 8 - Parâmetros da segunda simulação de ½ carro.....	69
Tabela 9 – Principais resultados da segunda simulação de ½ carro.....	69
Tabela 10 - Parâmetros da terceira simulação de ½ carro.	70
Tabela 11 - Principais resultados da terceira simulação de ½ carro.....	71
Tabela 12 - Parâmetros da quarta simulação de ½ carro.	72
Tabela 13 - Resultados da quarta simulação de ½ carro.	72
Tabela 14 – Principais resultados da quinta simulação de ½ carro.	73
Tabela 15 - Parâmetros da sexta simulação de ½ carro.....	75
Tabela 16 - Resultados sexta simulação de ½ carro.	75
Tabela 17 - Todos os resultados da primeira simulação de 1/4 de carro.....	86
Tabela 18 - Todos os resultados da segunda simulação de 1/4 de carro	88
Tabela 19 -Todos os resultados da primeira simulação de ½ carro.....	89
Tabela 20 – Todos os resultados da segunda simulação de ½ carro.	90
Tabela 21 – Todos os resultados da terceira simulação de ½ carro.....	91
Tabela 22 – Todos os resultados da quinta simulação de ½ carro.....	92

LISTA DE SÍMBOLOS

- a – Distância entre a articulação do braço de suspensão até a extremidade inferior da mola.
- α – Diferença percentual entre o resultado desejado e o valor obtido na simulação do Passo 2 do fluxograma da Figura 48.
- α_2 – Variação percentual do coeficiente de rigidez.
- b – Distância entre a articulação do braço de suspensão até o centro da roda.
- β – Diferença percentual entre o resultado desejado e o valor obtido na simulação do Passo 6 do fluxograma da Figura 48.
- C_{eq} – Coeficiente de amortecimento equivalente.
- $C_{máx}^p$ – Valor teórico da máxima compressão radial admitida pelo pneu.
- C_s – Coeficiente de amortecimento do amortecedor.
- C_s^d – Coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro.
- C_s^t – Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro.
- C_t – Coeficiente de amortecimento vertical do pneu.
- C_t^d – Coeficiente de amortecimento vertical do pneu dianteiro.
- C_t^t – Coeficiente de amortecimento vertical do pneu traseiro.
- D_{ex}^p – Diâmetro mais externo do pneu utilizado no protótipo M8 da equipe Baja Ufscar.
- D_{ex}^r – Diâmetro mais externo da roda utilizada no protótipo M8 da equipe Baja Ufscar.
- δ – Decremento logarítmico.
- F_{C_s} – Força exercida pelo amortecedor.
- F_{K_s} – Força exercida pela mola.
- f_d – Frequência natural amortecida [Hz].
- f_n – Frequência natural não amortecida [Hz].
- f_n^d – Frequência natural não amortecida dianteira [Hz].

f_n^t – Frequência natural não amortecida traseira [Hz].

γ – Variação percentual do valor de máxima compressão da suspensão/pneu.

IR – Razão de instalação ou *installation ratio*.

K_{eq} – Coeficiente de rigidez equivalente.

K_{susp} – Rigidez da suspensão.

K_s – Constante elástica ou coeficiente de rigidez da mola.

K_s^d – Coeficiente de rigidez da mola dianteira.

K_s^t – Coeficiente de rigidez da mola traseira.

K_t – Coeficiente de rigidez vertical do pneu.

K_t^d – Coeficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro.

K_t^t – Coeficiente de rigidez vertical do pneu traseiro.

m – Massa para um sistema de 1 grau de liberdade (GDL).

M_T – Massa total do veículo incluindo a massa de um piloto de 75kg.

m_s – Massa suspensa ou *sprung mass*.

m_s^d – Massa suspensa dianteira.

m_s^t – Massa suspensa traseira.

m_u – Massa não suspensa ou *unsprung mass*.

m_u^d – Massa não suspensa dianteira.

m_u^t – Massa não suspensa traseira.

M_y – Momento de inércia do carro em relação ao eixo transversal (eixo Y).

n – Qualquer número real positivo.

N_{revs} – Número de revoluções do pneu realizadas por segundo.

P – Ponto de articulação do braço de suspensão.

RR – Rigidez equivalente da associação de 2 molas em série ou *Ride Rate*.

s – Variável complexa da Transformada de Laplace.

τ – Período de oscilação amortecida.

Θ – Posição angular da massa suspensa (modelo de 1/2 carro).

v – Velocidade de compressão/extensão do amortecedor.

V_{kmh} - Velocidade de translação [km/h].

W – Força normal de contato entre pneu e solo.

ω_n – Frequência natural não amortecida [rad/s].

ω_d – Frequência natural amortecida [rad/s].

x – Deformação/Elongação da mola.

x' – Deslocamento vertical da roda.

X_1, X_2 – Amplitudes consecutivas de uma oscilação amortecida.

X, Y, Z – Eixos do sistema de coordenadas.

$Z_s, \dot{Z}_s, \ddot{Z}_s$ – Deslocamento, velocidade e aceleração vertical da massa suspensa.

$Z_u, \dot{Z}_u, \ddot{Z}_u$ – Deslocamento, velocidade e aceleração vertical da massa não suspensa.

$Z_r, \dot{Z}_r, \ddot{Z}_r$ – Deslocamento, velocidade e aceleração vertical do perfil da pista.

ζ – Fator de amortecimento.

ζ^d – Fator de amortecimento dianteiro.

ζ^t – Fator de amortecimento traseiro.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	16
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1.	Sistema de coordenadas e movimentos	19
2.2.	Massa suspensa e não suspensa	20
2.3.	Curso positivo e negativo da suspensão e/ou amortecedor.....	20
2.4.	Elemento mola	20
2.5.	Elemento amortecedor	21
2.6.	Elemento Pneu	23
2.7.	Dinâmica	26
2.8.	Modelagem	27
2.9.	Sistema multicorpos – MBS (<i>Multibody system</i>)	28
2.10.	Modelo de ¼ de carro.....	29
2.11.	Resolução de equações diferenciais via Transformada de Laplace	33
2.12.	Modelo de ½ carro	34
2.13.	Razão de instalação	35
2.14.	Projeto como um processo iterativo	38
2.15.	Dimensionamento de suspensões específicas para veículos tipo mini baja.	38
3.	METODOLOGIA.....	41
3.1.	Levantamento de informações do protótipo em desenvolvimento	41
3.2.	Levantamento das condições críticas encontradas no ambiente de competição.....	42
3.3.	Definição do comportamento de uma suspensão ideal	49
3.4.	Modelagem matemática e simulação de ¼ de carro com auxílio do software MATLAB.	50
3.5.	Elaboração do modelo de corpos rígidos de ¼ de carro no ambiente <i>motion</i> do software NX.....	51
3.6.	Comparação entre simulação realizada no ambiente <i>motion</i> do software NX e simulação realizada em MATLAB.....	53
3.7.	Simulação de todos os testes propostos com modelo de corpos rígidos de ¼ de carro utilizando o software NX.....	53
3.8.	Lista de casos mais críticos.....	54
3.9.	Simulação do modelo de corpos rígidos de ½ carro utilizando o software NX.	54
3.10.	Processo iterativo e ajuste de parâmetros.....	58
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	61
4.1.	Simulação de todos os testes com modelo de ¼ de carro em NX	62
4.2.	Segunda simulação com modelo de ¼ de carro em NX	64
4.3.	Primeira simulação com modelo de ½ carro em NX.....	67

4.4.	Segunda simulação com modelo de ½ carro em NX.....	68
4.5.	Terceira simulação com modelo de ½ carro em NX.	70
4.6.	Quarta simulação com modelo de ½ carro em NX.....	72
4.7.	Quinta simulação com modelo de ½ carro em NX.....	73
4.8.	Sexta simulação com modelo de ½ carro em NX.....	74
5.	CONCLUSÕES	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
	APÊNDICE A: Código feito em Matlab para simulação de modelo de ¼ de carro com entrada tipo rampa.	84
	APÊNDICE B: Tabela completa com todos os resultados da primeira simulação de ¼ de carro.	86
	APÊNDICE C: Tabela completa com todos os resultados da segunda simulação de ¼ de carro.	88
	APÊNDICE D: Tabela completa com todos os resultados da primeira simulação de ½ carro.	89
	APÊNDICE E: Tabela completa com todos os resultados da segunda simulação de ½ carro.	90
	APÊNDICE F: Tabela completa com todos os resultados da terceira simulação de ½ carro.	91
	APÊNDICE G: Tabela completa com todos os resultados da quinta simulação de ½ carro....	92

1. INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE BRASIL é um desafio projetado para os estudantes do curso de engenharia com intuito de executar na prática os princípios e conhecimentos adquiridos na graduação, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho através de envolvimento em casos reais de desenvolvimento de um veículo *off road*, no qual o aluno busca soluções criativas e lida com trabalho em equipe. Um grande incentivo para participar do projeto é que as equipes vencedoras viajam expondo seu projeto à profissionais da área na competição internacional nos Estados Unidos (SAE BRASIL, 2020).

Nas competições universitárias do programa Baja SAE Brasil existem diversos tipos de provas para avaliação dos protótipos. Uma das principais provas é o Enduro, uma prova de resistência tanto para o carro como para o piloto. Trata-se de uma prova com duração de 4 horas, na qual os protótipos devem percorrer um circuito em terreno irregular com os mais diversos tipos de obstáculos e vence aquele que der o maior número de voltas no circuito.

Figura 1 - Modelo em CAD do protótipo M8 da equipe Baja UFSCar.



Fonte: Equipe Baja UFSCar.

Uma das etapas para o desenvolvimento do protótipo é o projeto da suspensão, sendo este item fundamental para o desempenho e comportamento dinâmico do carro. O comportamento dinâmico do carro pode ser dividido em 3 segmentos: dinâmica longitudinal, dinâmica lateral e dinâmica vertical, sendo que esta última é o foco do presente trabalho. Um projeto completo de suspensão veicular contempla tanto a parte cinemática quanto a parte

dinâmica. A parte cinemática se refere à geometria do mecanismo de suspensão, de modo a descrever de forma detalhada a orientação e trajetória espacial de determinados componentes e pontos de interesse. Já a parte dinâmica é responsável por descrever o comportamento ou resposta dinâmica do veículo devido a algum tipo de perturbação, sendo que o principal tipo de perturbação é aquele que é proveniente do solo e ocorre devido ao contato entre o pneu e o pavimento sobre o qual o veículo está trafegando. Dado essa divisão, o assunto principal do presente trabalho se resume em propor uma configuração de suspensão (valores de rigidez e amortecimento) que garanta um bom comportamento, no que diz respeito à dinâmica vertical.

Quando se fala de suspensão veicular, entende-se um subsistema de um veículo formado por uma série de peças e componentes, que tem a principal função de garantir o maior contato possível entre pneu e solo, absorvendo e/ou amenizando os choques, vibrações ou irregularidades impostas pelo pavimento que são transmitidos à estrutura e ao motorista. Além disso, o sistema de suspensão também está diretamente ligado à estabilidade e à segurança do veículo, uma vez que são permitidos principalmente movimentos verticais, entre as rodas e a carroceria.

Existem diversos tipos de suspensão, podendo ser mais simples, mais robustas, mais eficientes, mais compactas ou mais baratas dependendo do tipo de aplicação e das restrições de projeto. Diversas classificações são utilizadas para caracterizar os diferentes sistemas de suspensão, e uma delas separa os tipos de suspensão em dois grandes grupos: suspensão do tipo eixo rígido (ou dependente) e suspensão do tipo independente.

Na suspensão do tipo eixo rígido (*Solid axle*), como o próprio nome sugere, as rodas são montadas nas extremidades de um eixo rígido de forma que qualquer movimento imposto a uma das rodas é transmitido à outra por meio do eixo que as conecta. Esse tipo de suspensão é geralmente utilizado em caminhões, os quais exigem uma capacidade de carga relativamente alta. Também é utilizado na traseira de alguns carros e camionetes e em veículos de tração nas quatro rodas. Segundo Gillespie (1992), *Hotchkiss*, *Four-link* e *De Dion* são alguns tipos específicos de suspensão de eixo rígido.

Nas suspensões do tipo independente, ao contrário da suspensão de eixo rígido, é permitido que cada roda se movimente verticalmente sem interferir no movimento da roda oposta, o que pode ser considerado uma vantagem para determinados veículos. Entre as vantagens desse tipo de suspensão podem ser citados a boa resistência à vibrações e o pequeno espaço necessário para sua utilização. Suspensões do tipo *MacPherson Strut*, *Semi-Trailing Arm*, *Trailing Arm*, *Swing Axle* e *Double Wishbone* são exemplos de suspensões independentes.

Neste contexto, o objetivo principal do presente trabalho é propor um *setup* de suspensão para um protótipo do tipo mini baja, mais especificamente o protótipo da equipe Baja UFSCar, através da análise dos diversos parâmetros que caracterizam uma suspensão e suas respectivas influências no comportamento dinâmico vertical, de modo a obter um carro competitivo.

Os objetivos específicos são os seguintes:

- Definir um valor ideal de coeficiente de rigidez para a suspensão dianteira e traseira;
- Definir um valor ideal de coeficiente de amortecimento para a suspensão dianteira e traseira;
- Definir um valor ideal de coeficiente de rigidez para os pneus;
- Registrar todo o processo realizado para que este trabalho possa servir de referência para projetos futuros e também contribuir para a gestão de conhecimento da equipe Baja UFSCar.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

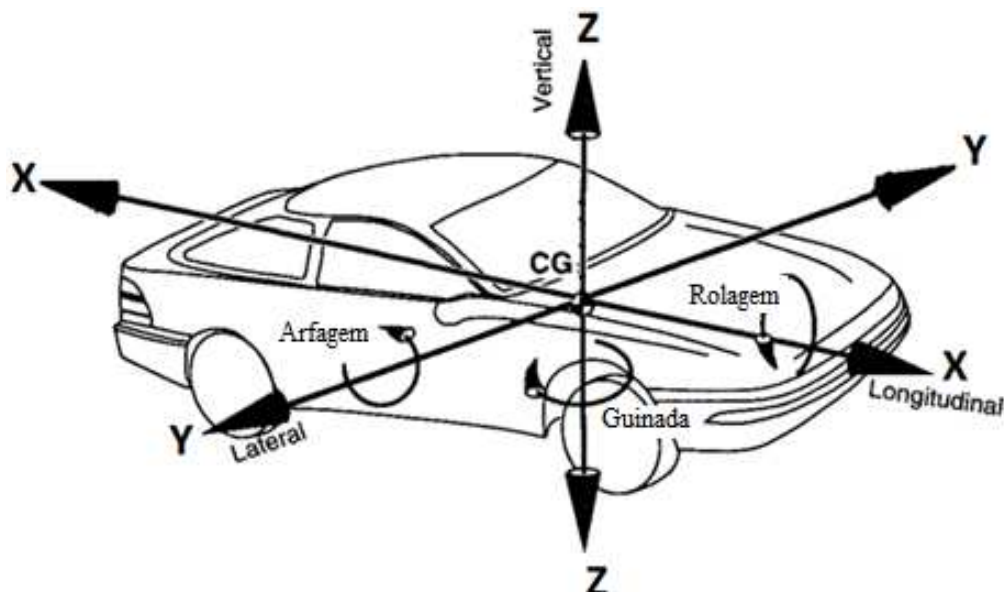
Para uma melhor compreensão dos termos técnicos referentes ao sistema de suspensão, a seguir são apresentadas definições de parâmetros e conceitos relevantes relacionados ao assunto do trabalho.

2.1. Sistema de coordenadas e movimentos

O sistema de coordenadas, usado como referência para descrever os movimentos que um carro pode realizar no espaço, mais encontrado na literatura pode ser observado na figura abaixo. De acordo com esse sistema de coordenadas adotado pela SAE – *Society of Automotive Engineers*, um carro pode realizar 6 tipos de movimentos, podendo ocorrer vários movimentos simultaneamente. Os movimentos, também conhecidos como graus de liberdade (GDL), são os seguintes:

- Translação longitudinal ou no eixo X;
- Translação lateral ou no eixo Y;
- Translação vertical ou no eixo Z;
- Rotação em torno do eixo X ou Rolagem ou Rolamento (*Roll*);
- Rotação em torno do eixo Y ou Arfagem (*Pitch*);
- Rotação em torno do eixo Z ou Guinada (*Yaw*).

Figura 2 - Sistema de coordenadas de um automóvel.



Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992.

2.2. Massa suspensa e não suspensa

Massa suspensa é a massa total de todos os componentes que são sustentados pela suspensão de um veículo. Entre esses componentes estão: a estrutura/chassi, passageiros, componentes internos, etc. Já a parcela da massa que não é sustentada pela suspensão do carro como a massa de molas, amortecedores, rodas, pneus e outros, é denominada massa não suspensa. (JIAO, 2013).

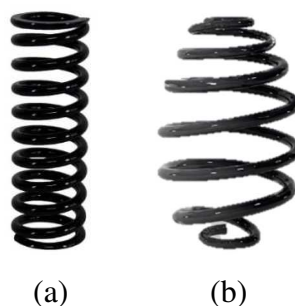
2.3. Curso positivo e negativo da suspensão e/ou amortecedor

Considerando um veículo em uma posição de equilíbrio estático, com a suspensão comprimida numa determinada quantidade para suportar todo o peso da massa suspensa, todo o curso que a suspensão e/ou amortecedor tem disponível no sentido de comprimir mais ainda a mola é denominado curso positivo. O curso disponível no sentido contrário é denominado curso negativo.

2.4. Elemento mola

Existem diversos tipos de molas aplicadas em suspensão veiculares, podendo esta ser do tipo barra de torção, feixe de molas, bolsa de ar (pneumática) ou mola helicoidal. Esta última, mais utilizada em veículos de passeio e de performance, nada mais é do que uma barra de aço de seção transversal circular enrolada em espiras (podendo ser todas de mesmo tamanho ou não) conferindo um formato helicoidal. Esse tipo de mola, quando tem as espiras idênticas, tem um comportamento quase totalmente linear, o que implica dizer que a razão entre a variação de tamanho (deformação) e a força exercida pela mesma é praticamente constante, e, essa constante é denominada coeficiente de rigidez.

Figura 3 - Mola helicoidal (a) de espiras idênticas e (b) de espiras diferentes.



A equação que rege esse elemento é a Lei de Hooke dada como:

$$F_{K_s} = K_s x \quad (1)$$

Onde:

F_{K_s} = força exercida pela mola;

x = alongação da mola;

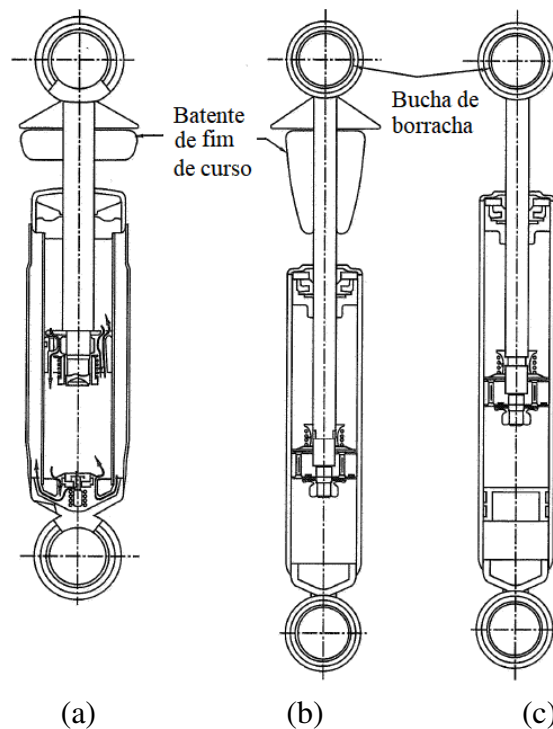
K_s = Constante elástica da mola ou coeficiente de rigidez.

As molas são utilizadas nas suspensões dos veículos com a finalidade de absorver os impactos gerados pelo contato entre pneu e o solo, suavizando dessa forma a transmissão dos mesmos para a carroceria do veículo e para o piloto também. Quando comprimida, uma mola armazena energia potencial elástica, e ao se estender, essa energia é devolvida ao sistema na forma de energia cinética. Se não houver dissipação de energia, o sistema ficará oscilando infinitamente e isso não é desejável para uma suspensão. Sabe-se que o atrito entre as partes móveis é responsável por dissipar parte desta energia, mas essa dissipação é muito pequena, e isso justifica o emprego de um segundo elemento que sempre é usado juntamente com as molas nas suspensões veiculares: o amortecedor.

2.5. Elemento amortecedor

Os amortecedores são elementos utilizados em suspensões veiculares com a finalidade de dissipar a energia armazenada pela mola, controlando, dessa forma, o movimento vertical das massas suspensa e não suspensa. Desde a invenção deste dispositivo, diversas formas construtivas foram utilizadas sendo que o tipo mais comum de amortecedor encontrado nos carros atualmente são os amortecedores hidráulicos telescópicos. Dentro desta categoria de amortecedor, ainda existem outras sub categorias dividindo-os em amortecedores de monotubo ou de duplo tubo, como pode ser observado na Figura 4. Geralmente estes elementos possuem em suas extremidades buchas flexíveis de borracha para atenuar as vibrações transmitidas da massa não suspensa para a massa suspensa, principalmente quando a perturbação proveniente do pavimento é de alta frequência e baixa amplitude (acima de 20 Hz). (MILIKEN & MILIKEN, 1995).

Figura 4 - Amortecedor hidráulico telescópico (a) Duplo Tubo, (b) Monotubo e (c) Monotubo com pistão flutuante.



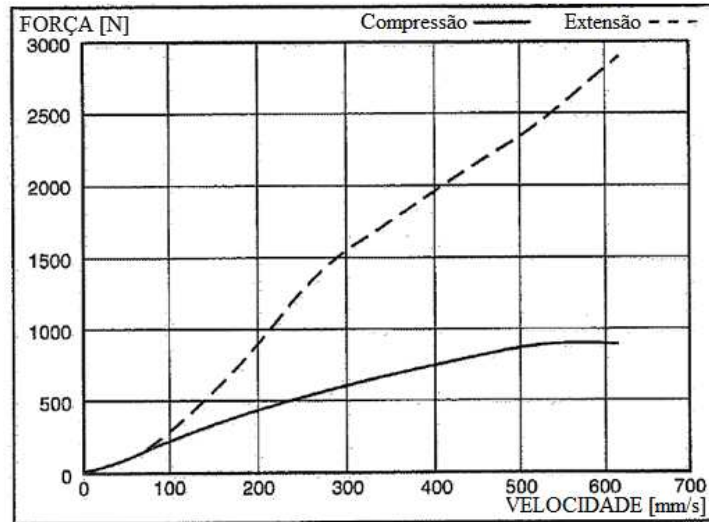
Fonte: Adaptado de Miliken & Miliken, 1995.

Seu princípio de funcionamento consiste basicamente em forçar a passagem de óleo através de orifícios e válvulas conforme suas extremidades se aproximam ou se afastam. O termo “forçar” é usado justamente porque a passagem de óleo gera uma força no êmbolo contrária à direção do movimento e essa força é proporcional à velocidade de deslocamento do próprio êmbolo, ou seja, proporcional a velocidade de compressão/distensão. As válvulas se abrem e fecham de acordo com a direção e intensidade do movimento, fazendo com que a força que age sobre o êmbolo seja maior durante o movimento de extensão e menor durante o movimento de compressão. O amortecimento na direção de compressão aumenta a força transmitida para a massa suspensa quando a roda passa por cima de um obstáculo, então não é desejável um valor alto de amortecimento neste sentido de deslocamento. Já no sentido oposto é desejável ter um valor maior de amortecimento para dissipar a energia que é armazenada pela mola. Sendo assim, amortecedores típicos são caracterizados por ter um duplo coeficiente de amortecimento, ou seja, ou um valor para amortecimento na compressão e outro valor para amortecimento na extensão, sendo que o coeficiente de amortecimento na extensão é, de forma geral, aproximadamente três vezes o valor do coeficiente para compressão (GILLESPIE, 1992).

Um gráfico de força VS velocidade traçado a partir do ensaio de um amortecedor pode ser observado na figura abaixo, ilustrando os diferentes valores de amortecimento nas direções

opostas. A linha tracejada representa o movimento de extensão e a linha contínua o movimento de compressão.

Figura 5 - Gráfico Força VS Velocidade para um amortecedor típico.



Fonte: Adaptado de Miliken & Miliken, 1995.

Ainda é possível observar que a relação entre força e velocidade pode ser relativamente bem representada por uma reta, o que justifica a hipótese assumida neste trabalho de aproximar a força de amortecimento como sendo diretamente proporcional a velocidade de compressão/extensão do amortecedor, possibilitando representar matematicamente o comportamento deste dispositivo pela seguinte equação:

$$F_{C_s} = C_s v \quad (2)$$

Onde:

F_{C_s} é a força exercida pelo amortecedor;

C_s é o coeficiente de amortecimento, numericamente igual ao coeficiente angular da reta aproximada;

v é a velocidade de compressão/extensão do amortecedor.

2.6. Elemento Pneu

De acordo com Gillespie (1992), o pneu desempenha essencialmente 3 funções básicas: suporta carga vertical do veículo enquanto absorve os impactos advindos seu contato com o solo, desenvolve força longitudinal permitindo aceleração e frenagem do carro, e desenvolve força lateral para realização de curvas.

Pneus e seu contato com o pavimento são um desafio de modelagem desde a metade do século XX e que não possui solução analítica. No caso de pavimentos plásticos, como o ambiente de corridas off road, o desafio é ainda maior pois o equacionamento de geração de forças laterais e longitudinais não depende apenas das variáveis de aderência, mas também do aparecimento de forças normais entre a borracha e o solo (BARBOSA, 2016, p. 48).

O pneu é um elemento cuja interação com o solo depende de uma grande diversidade de fatores (velocidade do veículo, pressão de enchimento, tipo de construção do pneu, rigidez da suspensão do veículo, etc.) e gera um comportamento com várias não linearidades, mas como o foco deste trabalho está voltado para a dinâmica vertical, as características de interesse se resumem em rigidez e amortecimento vertical. A rigidez vertical pode ser representada por uma mola de comportamento linear assim como a mola helicoidal citada anteriormente, cuja constante elástica pode ser obtida por um simples ensaio de compressão como o realizado pela equipe Baja UFSCar por exemplo.

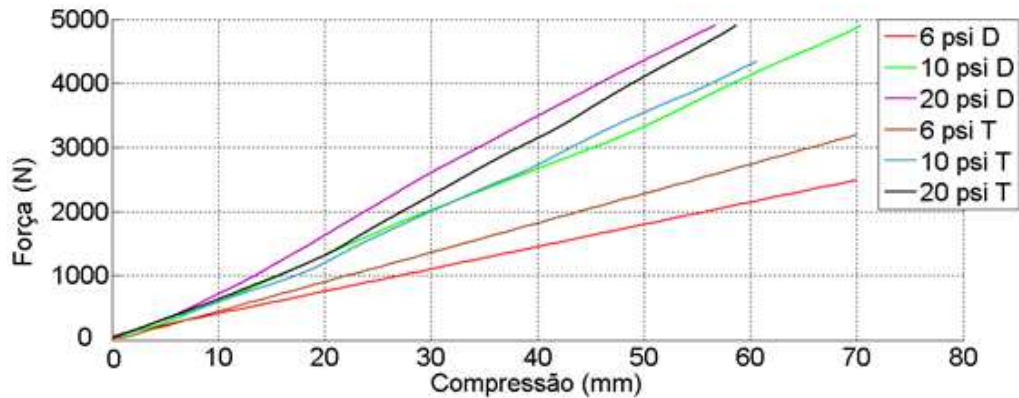
Figura 6 - Teste de compressão para determinação do coeficiente de rigidez vertical de um pneu.



Fonte: Equipe Baja UFSCar.

Durante o ensaio para obtenção do coeficiente de rigidez vertical do pneu, o conjunto roda mais pneu foi submetido à aplicação de uma carga no centro da roda contra uma base plana. A máquina registra todos os valores de força e deslocamento vertical, possibilitando, através do tratamento desses dados, a obtenção da constante elástica da mola que representa o pneu na modelagem. No gráfico da Figura 7 estão representadas algumas curvas resultantes deste ensaio com os pneus submetidos a diferentes pressões de enchimento. É possível notar o aumento da inclinação da reta, ou seja, do coeficiente de rigidez do pneu, para maiores valores de pressão de enchimento. Nota-se também o comportamento linear dos pneus visto que as curvas geradas podem ser aproximadas por retas com um alto valor de precisão.

Figura 7 - Gráfico Força VS Compressão com diferentes pressões de enchimento.

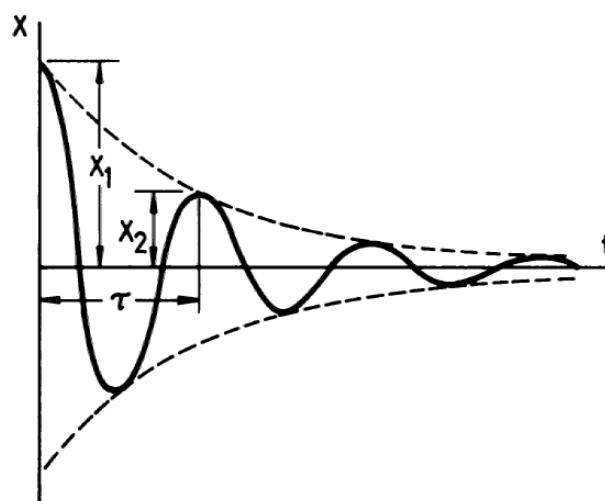


Fonte: Equipe Baja UFSCar.

Já o amortecimento vertical do pneu, característico de sua natureza viscoelástica, é frequentemente desprezado já que seu valor é muito pequeno quando comparado ao amortecimento da própria suspensão do veículo.

A rigidez e o amortecimento dinâmico de um pneu não-giratório podem ser obtidos usando vários métodos. Um dos métodos mais simples é o chamado teste de queda ou *drop test*, no qual o pneu com determinado peso é abandonado, a partir do repouso, de determinada altura caindo livremente e tocando apenas o solo. Dessa forma o pneu fica quicando livremente até atingir o repouso e deve ter sua resposta transiente registrada permitindo assim a determinação da rigidez e do amortecimento dinâmico utilizando o decaimento logarítmico conforme teoria de vibrações de um sistema com 01 grau de liberdade. A Figura 8 mostra um decaimento de amplitude típico deste tipo de sistema (CLARK, 1981).

Figura 8 - Gráfico de decaimento de amplitude.



Fonte: Clark, 1981.

Os valores dos coeficientes dos pneus podem ser determinados a partir da curva de decaimento usando a consolidada teoria de vibração livre para um sistema de 1 grau de liberdade (CLARK, 1981).

$$C_{eq} = \sqrt{\frac{\frac{4m^2\omega_d^2\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2}}{1 - \left(\frac{\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2}\right)}} \quad (3)$$

$$K_{eq} = \frac{m\omega_d^2}{1 - \left(\frac{\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2}\right)} \quad (4)$$

Onde:

C_{eq} é o coeficiente de amortecimento equivalente;

K_{eq} é o coeficiente de rigidez equivalente;

m é a massa do conjunto formado por pneu mais roda;

ω_d é a frequência natural amortecida do conjunto pneu mais roda de massa de massa “m” pode ser obtida a partir do gráfico de decaimento da Figura 8.

$$\omega_d = \frac{2\pi}{\tau} \quad (5)$$

Em que τ é o período de oscilação amortecida mostrada na Figura 8, correspondendo ao intervalo de tempo entre dois picos ou vales consecutivos.

O decremento logarítmico (δ) é definido como sendo o logaritmo natural da razão entre duas amplitudes consecutivas quaisquer, como X_1 e X_2 mostradas na Figura 8 por exemplo.

$$\delta = \ln\left(\frac{X_1}{X_2}\right) \quad (6)$$

2.7. Dinâmica

Visto que o desempenho de um veículo é uma resposta às forças impostas, o estudo de sua dinâmica deve discutir como e porque essas forças são produzidas, assim como as consequências que elas acarretam (GILLESPIE, 1992).

A dinâmica de veículos é responsável por estudar o movimento do veículo assim como o de suas partes em resposta aos esforços aplicados pelo ambiente e aos comandos do motorista, e, por uma questão de conveniência, costuma ser dividida em 3 partes: Dinâmica longitudinal, dinâmica lateral e dinâmica vertical, sendo ,que esta última compreende o movimento vertical (eixo Z) e as rotações em torno dos eixos X e Y (NETO, 2005).

Em Engenharia, a palavra dinâmica refere-se à situação que é função do tempo. Assim, em Dinâmica estudamos o comportamento de variáveis em função do tempo. Mesmo uma grandeza que não sofre mudanças em função do tempo está dentro do campo de estudo da Dinâmica, pois uma constante também é uma função do tempo (FELICIO, 2010, p.5).

2.8. Modelagem

De acordo com Neto (2005), quando se trata de engenharia, a palavra modelo possui dois significados: modelo em escala – que consiste em um conjunto similar à situação real (leis e escalas apropriadas); e modelo matemático – que estabelece equações matemáticas referentes a leis físicas ou ainda a relações empíricas.

Ao se realizar a modelagem de determinado sistema, é inevitável que algumas hipóteses simplificadoras sejam assumidas. O estabelecimento dessas hipóteses é de suma importância no processo de modelagem e deve ser realizado de forma coerente. As hipóteses são assumidas na tentativa de descrever algum sistema de forma simples e ainda assim precisa, o que, dependendo do grau de detalhamento chega a ser contraditório (NETO, 2005).

É comum, nos dias de hoje, a utilização de computadores para a obtenção de equações constitutivas que descrevem matematicamente o comportamento das grandezas do sistema assim como a resolução das mesmas seja de forma analítica ou numérica. Esta prática possibilita os engenheiros a dedicarem seus esforços em aspectos mais importantes do processo de modelagem como a criação do modelo físico por exemplo (NETO, 2005).

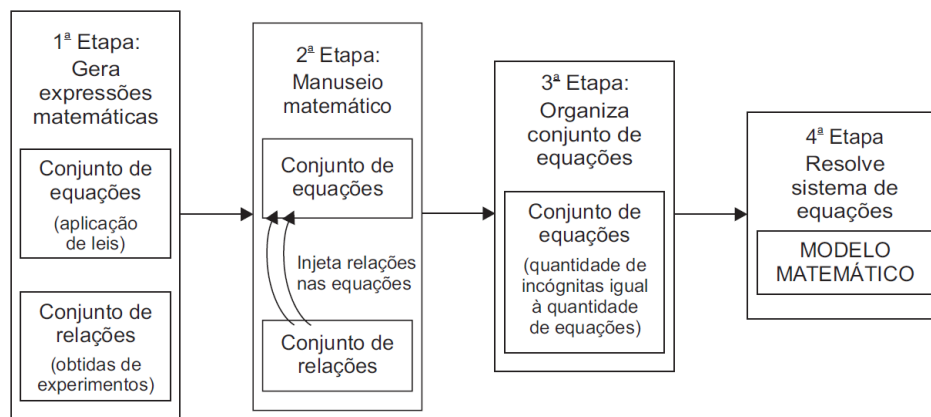
Quando o assunto é dinâmica de veículos, o uso de modelos matemáticos é um recurso extremamente importante para o setor de desenvolvimento de produto na indústria automobilística, proporcionando redução de tempo e de custos também (NETO, 2005).

No ramo da engenharia, a palavra modelo tem vários significados, sendo um deles associado a modelos físicos e o outro a modelos matemáticos. O modelo físico é um conjunto de peças e mecanismos reais. É construído em escala e deve se comportar de forma semelhante ao sistema modelado. Este tipo de modelo tem grande utilização em projetos de veículos, perfis aerodinâmicos, estruturas e outros. Já o modelo matemático, consiste na aplicação criteriosa de leis físicas de forma a obter de um conjunto de equações que irão descrever adequadamente com um certo grau de aproximação o comportamento real do sistema.

Portanto entendemos por modelagem o processo de obtenção das equações matemáticas e chamamos de modelo matemático o conjunto das equações. Mesmo se tratando de modelos matemáticos, a fabricação de peças pode vir a ser necessária quando desejamos determinar valores numéricos reais para os coeficientes do modelo (FELICIO, 2010, p.3).

Os modelos computacionais, por exemplo, são outros tipos de modelos utilizados em engenharia. Atualmente existem computadores comuns com capacidade de mostrar na tela corpos tridimensionais em movimento, gradientes de temperatura, o trabalho da suspensão de um carro, etc. Ocasionalmente, esses modelos substituem os construídos em escala devido a facilidade e praticidade em alterar os parâmetros ou as características no computador (FELICIO, 2010). A Figura 9 ilustra, através de um fluxograma as etapas para a elaboração de um modelo matemático.

Figura 9 - Fluxograma para formulação de um modelo matemático.



Fonte: Felício, 2010.

2.9. Sistema multicorpos – MBS (*Multibody system*)

Sistemas multicorpos são sistemas mecânicos compostos por vários corpos rígidos que por sua vez, possuem grande movimento relativo entre si. Tais corpos conectam-se uns aos outros por meio de juntas, que são influenciadas por esforços e acionadas por movimentos pré-estabelecidos (NETO, 2005).

As ferramentas computacionais para simulação de sistemas mecânicos formam uma grande área da engenharia auxiliada por computadores (CAE). Essas ferramentas, como a modelagem multicorpos (MBS), tornaram possível o estudo de mecanismos complexos com capacidade de movimento em grande escala, isto é, movimentos que geram mudanças de geometria que excedam as dimensões originais do sistema ou que envolvam grandes deformações em interações de corpos rígidos (BARBOSA, 2016, p.32).

Nos últimos anos, foram desenvolvidos vários modelos não lineares de automóveis com vários graus de liberdade para a avaliação de seu comportamento dinâmico. Porém, o processo de obtenção e integração numérica sem auxílio de computadores é difícil, demorado e propenso ao erro. O desenvolvimento dos métodos de sistemas multicorpos (MBS – *multibody*

system) e dos softwares relacionados a esses métodos caracterizou um grande avanço nos estudos de dinâmica de mecanismos, permitindo uma formulação automática das equações de movimentos para variados sistemas mecânicos. Os dados de entrada desses softwares são propriedades de massa e inércia dos corpos assim como os tipos e parâmetros das juntas que promovem a interação dos mesmos (SCHIEHLEN, 1997).

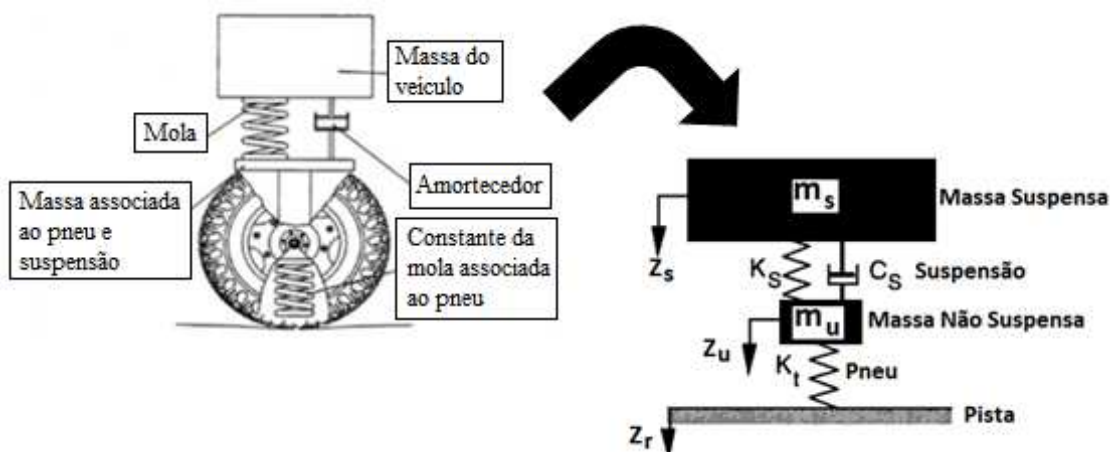
Os sistemas multicorpos são ferramentas eficientes para simular problemas de dinâmica não-lineares de mecanismos, sendo a modelagem feita com corpos rígidos e flexíveis, juntas cinemáticas e elementos de força. A dinâmica de multicorpos é baseada na mecânica clássica e, na engenharia, se aplica a cálculos de comportamento de mecanismos (SOARES, 2005, p.19).

2.10. Modelo de ¼ de carro

De acordo com Gillespie (1992), a dinâmica essencial da suspensão de um carro pode ser representada por um modelo de ¼ de carro, observado na Figura 10.

Neste modelo, é feita uma divisão do veículo em quatro partes (geralmente diferentes duas a duas), sendo cada parte associada a uma roda do veículo. Dada estas considerações a abordagem dinâmica é realizada como sendo um sistema de massas e molas e amortecedores com dois graus de liberdade, sendo que, para este caso, uma das molas representa a suspensão e a outra o pneu. As massas associadas a este modelo dependem da localização do centro de gravidade (CG) do veículo, e uma delas (a não suspensa) é a metade da massa não suspensa do eixo e a outra (a suspensa) é a metade da massa suspensa sobre o eixo, já que para a grande maioria dos veículos a distribuição de massa é praticamente simétrica em relação ao plano XZ (NICOLAZZI, 2012).

Figura 10 - Modelo de ¼ de carro.



Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992.

A massa suspensa sustentada pelas molas da suspensão e dos pneus é livre para se deslocar na direção vertical. A rigidez efetiva da associação em série destas molas é chamada de Rigidez equivalente ou *Ride Rate*, e é determinada pela seguinte equação:

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

Onde:

RR = *Ride rate* ou rigidez equivalente;

K_s = Coeficiente de rigidez da suspensão;

K_t = Coeficiente de rigidez vertical do pneu.

Na ausência de amortecimento, a frequência natural de oscilação vertical de cada quarto do veículo pode ser determinada por

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{RR}{m_s}} \quad (8)$$

Onde:

ω_n = frequência natural não amortecida em rad/s;

RR = *Ride Rate* ou rigidez equivalente;

m_s = Massa suspensa;

f_n = frequência natural não amortecida em Hz.

De acordo com Gillespie (1992), a frequência natural (f_n) para a maioria dos carros está entre 1 e 1,5 Hz, e para os carros de competição, nos quais a dirigibilidade tem maior importância que o conforto, esse valor pode chegar até 2 ou 2,5 Hz.

A escolha inicial da rigidez da suspensão de um veículo deve ser realizada levando em considerações fatores como espaço de trabalho e características de isolamento (ω_n). Quanto menor for o valor de ω_n , menos rígida é a suspensão e maior é a isolamento, porém necessita de um maior espaço de trabalho para a suspensão. Em casos práticos a frequência natural é algo entre 1 e 1,5Hz, sendo que para veículos esportivos esse valor é próximo de 2 Hz (NETO, 2005).

Quando o veículo é grande e o espaço disponível da suspensão também, o uso de frequências naturais baixas para a seleção da rigidez de mola é possível. Quando o veículo é pequeno e o espaço disponível para o curso da suspensão é pequeno, usa-se frequências mais altas para a determinação da rigidez da mola. Essa última opção, para a determinação da rigidez da mola, implica numa redução do conforto do veículo, já que há um endurecimento da suspensão (NICOLAZZI, 2012, p.282-283).

Quando há amortecimento, assim como existe na suspensão de carros, a ressonância ocorre próxima da frequência natural amortecida, dada por:

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

Onde:

ω_d = frequência natural amortecida em rad/s;

ω_n = frequência natural não amortecida em rad/s;

ζ = Fator de amortecimento, dado por:

$$\zeta = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s m_s}} \quad (10)$$

Onde:

C_s = Coeficiente de amortecimento da suspensão;

K_s = Coeficiente de rigidez da suspensão;

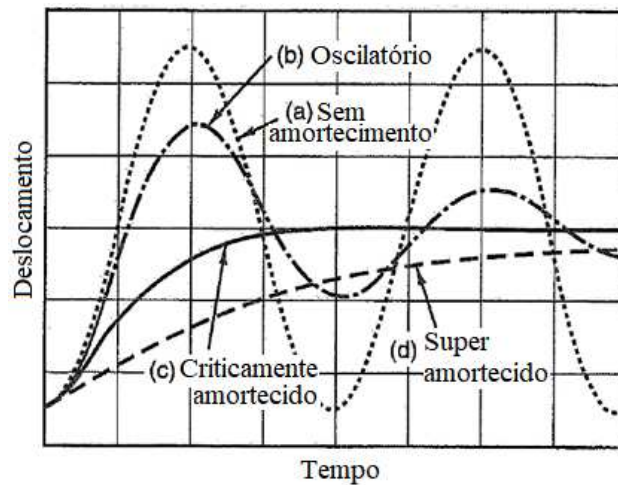
m_s = Massa suspensa.

Segundo Miliken & Miliken (1995), o fator de amortecimento ζ é importante pois mostra a influência da constante de amortecimento na resposta transiente de um sistema, e, dessa forma, revela as seguintes características:

- $\zeta = 0$: acontece quando não há amortecimento no sistema, ou seja, quando o coeficiente de amortecimento é nulo. Em sistemas reais sempre existe alguma forma de dissipação de energia, isto é, amortecimento, porém caso o amortecimento fosse nulo, o sistema oscilaria indefinidamente;
- $\zeta < 1$: Quando ζ é menor a unidade diz-se que o sistema é sub amortecido. Dado uma entrada finita, o sistema irá oscilar em torno de sua posição de equilíbrio com amplitudes cada vez menores até que se atinja o equilíbrio estático;
- $\zeta = 1$: Quando ζ é igual a 1 diz-se que o sistema é criticamente amortecido e o mesmo atinge o equilíbrio estático de forma suave sem que haja *overshoot* ou *undershoot*;
- $\zeta > 1$: Quando ζ é maior que 1, diz-se que o sistema é superamortecido, sendo caracterizado por obter o equilíbrio estático de forma suave, porém demandando mais tempo que o sistema criticamente amortecido.

A Figura 11 ilustra as possíveis situações para um sistema massa-mola-amortecedor, com destaque para o caso criticamente amortecido (c) que, dentre todos, é o que atinge a posição de equilíbrio mais rapidamente.

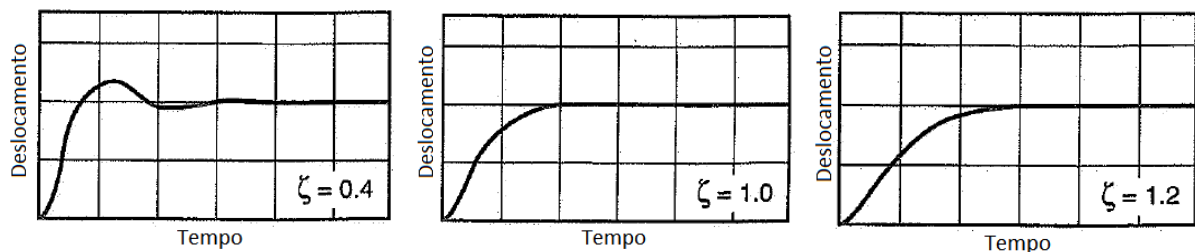
Figura 11 - Comportamento de sistemas com diferentes fatores de amortecimento.



Fonte: Adaptado de Miliken & Miliken, 1995.

Miliken & Miliken (1995) afirma que, para uma entrada do tipo degrau em um sistema massa-mola-amortecedor de 1GDL, o valor de amortecimento que permite a massa atingir a posição de equilíbrio mais rapidamente sem que haja *overshoot* é o crítico, ou seja, com $\zeta = 1$. Tal fato pode ser observado na Figura 12.

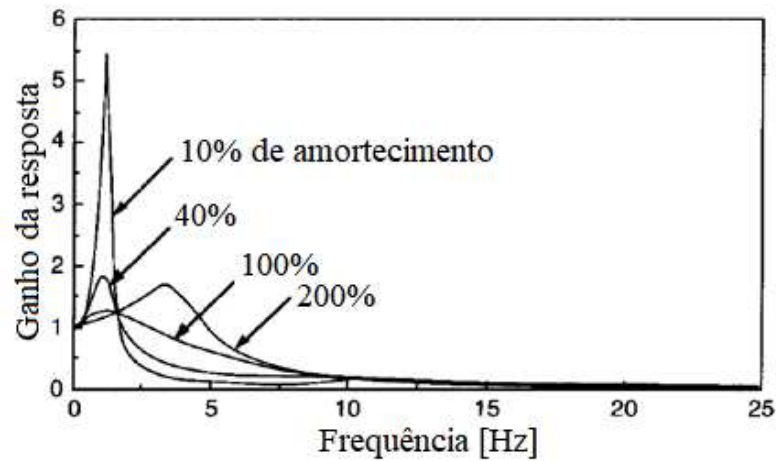
Figura 12 - Gráficos de deslocamento VS tempo para sistemas com diferentes valores de amortecimento.



Fonte: Adaptado de Miliken & Miliken, 1995.

Gillespie (1992) afirma que para que bons níveis de conforto sejam alcançados, o fator de amortecimento ζ deve assumir valores entre 0,2 e 0,4. Observando a figura abaixo, nota-se que para valores de ζ na ordem de 0,1 existe um grande ganho do sistema para excitações em torno de 1 Hz. A curva com $\zeta = 0,4$ representa razoavelmente bem a maioria dos carros e é caracterizada pelo fato de que o maior ganho, na frequência de ressonância, ocorre numa faixa de 1,5 a 2Hz. Com $\zeta = 1$, as oscilações para excitações na frequência de 1 Hz são bem controladas, porém o isolamento é prejudicado em maiores frequências. Com $\zeta = 2$, característica de um sistema superamortecido, a suspensão se torna demasiadamente rígida prejudicando o movimento de suas partes móveis e isso faz com que o carro oscile verticalmente sobre seus próprios pneus, entrando em ressonância numa faixa de frequência de 3 a 4 Hz.

Figura 13 - Efeito do amortecimento no comportamento de isolamento de uma suspensão.

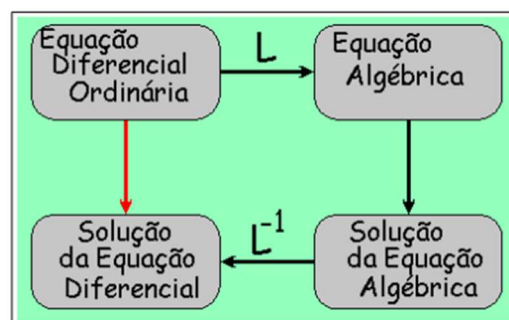


Fonte: Gillespie, 1992.

2.11. Resolução de equações diferenciais via Transformada de Laplace

Um dos possíveis métodos para a obtenção de resposta dinâmica de determinado sistema é a utilização da transformada de Laplace para resolver o sistema de equações diferenciais a ele atribuído. Basicamente consiste em alterar o domínio temporal para o domínio em “s” para facilitar a resolução do problema ao transformar equações diferenciais em equações algébricas. De posse dessas equações algébricas basta resolver o equacionamento e depois aplicar a transformada inversa para se voltar ao domínio temporal, uma vez que é desejado obter a variação dos parâmetros em função do tempo e não da variável complexa “s”. Tal procedimento é representado pelas setas pretas na Figura 14.

Figura 14 - Solução de equação diferencial via Transformada de Laplace.



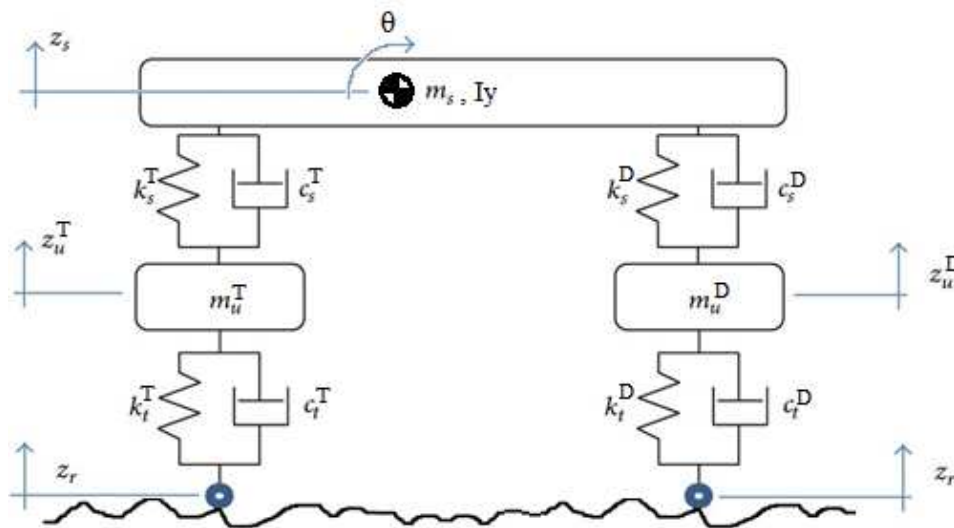
Fonte: Sodré, 2020.

Um dos interesses em estudarmos a Transformada de Laplace deve-se ao fato desta ser um importante método alternativo para resolver equações diferenciais ordinárias lineares com coeficientes constantes. Na grande maioria das vezes, o método da Transformada de Laplace é utilizado para resolver os mesmos tipos de equações em que outros métodos também são aplicáveis. A vantagem do método da transformada é que a solução pode ser encontrada de maneira rápida e fácil (FELÍCIO, 2010, p.141).

2.12. Modelo de 1/2 carro

O modelo de meio carro ainda se trata de um modelo relativamente simples, porém mais completo que o modelo clássico de 1/4 de carro. Como o próprio nome diz, este modelo representa metade de carro pensando em uma divisão realizada no plano longitudinal, ou seja, plano XZ. Basicamente consiste na união de dois modelos de 1/4 carro acoplados pela massa suspensa, o que resulta em um modelo bidimensional com 4GDL sendo eles: deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira (z_u^D), deslocamento vertical da massa não suspensa traseira (z_u^T), deslocamento vertical da massa suspensa (z_s) e posição angular da massa suspensa (θ).

Figura 15 - Modelo de 1/2 carro.



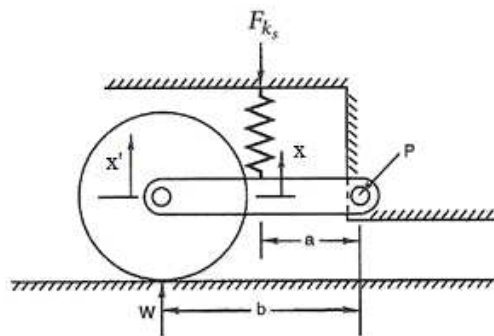
Fonte: Próprio autor

A grande vantagem do modelo de 1/2 carro em relação ao modelo de 1/4 de carro é a interligação entre as suspensões dianteira e traseira por meio da massa suspensa, o que permite avaliar a influência da suspensão dianteira na traseira e vice-versa, e também o movimento de arfagem do veículo (rotação em Y). Neste modelo as massas não suspensas podem transladar na vertical e massa suspensa tem liberdade de movimento de translação na vertical além do movimento de rotação em torno do eixo Y, cuja posição angular é identificada pela letra grega θ . Sendo assim, a massa suspensa deve possuir propriedades de massa e de momento de inércia em torno do eixo que existe rotação.

2.13. Razão de instalação

Apesar de ser um termo muito mais ligado ao projeto cinemático de uma suspensão do que ao projeto dinâmico, vale a pena introduzir seu conceito pois todos os valores dos coeficientes de rigidez e amortecimentos de suspensão encontrados neste trabalho, são referentes à própria suspensão do veículo e não aos elementos (mola e amortecedor) isoladamente. Por exemplo, a rigidez de uma mola não é necessariamente a mesma rigidez da suspensão do veículo que utiliza esta mola, e é a razão de instalação que relaciona essas rigidezes diferentes. Trata-se de um conceito geométrico que relaciona a mudança de comprimento de um dispositivo que exerce força (mola ou amortecedor por exemplo) com o deslocamento vertical do centro da roda do veículo.

Figura 16 - Razão de instalação para uma suspensão simples.



Fonte: Adaptado de Miliken & Miliken, 1995.

Como pode ser observado na Figura 16, o braço de suspensão é articulado no ponto P. O centro da roda está a uma distância “b” deste ponto P, e a extremidade inferior da mola está instalada no braço de suspensão à uma distância “a” do ponto P. Como “a” e “b” são distâncias diferentes, quando o centro da roda se desloca verticalmente uma distância x' , a mola é comprimida em x . Sendo assim, a razão de instalação é definida como sendo a razão entre a alteração de comprimento da mola e o deslocamento vertical da roda, ou seja:

$$IR = \frac{x}{x'} \quad (11)$$

Onde:

IR = Razão de instalação ou *installation ratio*;

x = deformação da mola;

x' = deslocamento vertical da roda;

Se o valor de “a” é igual ao valor de “b”, então x' é igual a x e as forças W e F_{k_s} são iguais. A partir da lei de Hooke, a rigidez da mola é dada por:

$$K_S = \frac{F_{k_s}}{x} \quad (12)$$

E a rigidez da suspensão é dada por:

$$K_{susp} = \frac{W}{x'} \quad (13)$$

Mas,

$$F_{k_s} = W \quad (14)$$

E,

$$x' = x \quad (15)$$

Então,

$$K_{susp} = \frac{F_{k_s}}{x} = K_S \quad (16)$$

Se o valor de b é “n” vezes do valor de a, x’ é “n” vezes x, e a força W localizada no centro da roda é igual ao valor da força F_{k_s} exercida pela mola dividido por “n”. Como a razão de instalação altera tanto o deslocamento quanto a força exercida, seu valor deve ser elevado ao quadrado para relacionar a rigidez real da suspensão com a rigidez da mola. Para este caso ($a \neq b$), a rigidez da mola é dada por:

$$K_S = \frac{F_{k_s}}{x} \quad (17)$$

E a rigidez da suspensão é dada por:

$$K_{susp} = \frac{W}{x'} \quad (18)$$

Mas,

$$x' = n x \quad (19)$$

E

$$W = \frac{F_{k_s}}{n} \quad (20)$$

Então

$$K_{susp} = \frac{W}{x'} = \frac{\frac{F_{k_s}}{n}}{n x} = \left(\frac{1}{n}\right)^2 \left(\frac{F_{k_s}}{x}\right) \quad (21)$$

Da equação (11):

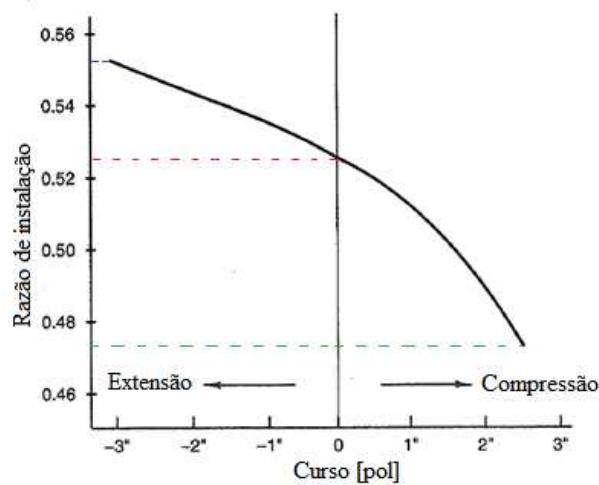
$$IR = \frac{x}{x'} = \frac{1}{n} \quad (22)$$

Portanto

$$K_{susp} = (IR)^2 \left(\frac{F_{k_s}}{x}\right) = (IR)^2 K_S \quad (23)$$

Vale destacar que esta equação é corretamente aplicada para caracterizar a rigidez real de uma suspensão desde que o valor de IR seja constante (ou próximo disso) ao longo de todo o curso da suspensão. Porém, segundo Miliken & Miliken (1995), nos automóveis é comum que o valor de IR varie de acordo com o curso da suspensão. A Figura 17 mostra um gráfico típico da variação do valor de IR ao longo do curso de uma suspensão do tipo duplo A, sendo que este tipo de suspensão é aplicado na grande maioria dos protótipos tipo mini baja, principalmente na dianteira do veículo.

Figura 17 - Gráfico da variação de IR ao longo do curso de uma suspensão tipo Duplo A.



Fonte: Adaptado de Miliken & Miliken, 1995.

Para o caso ilustrado no gráfico, o valor de IR varia de 0,475 a 0,55 aproximadamente e a razão entre a rigidez da mola e a rigidez da suspensão varia com o quadrado destes valores, ou seja, varia de 0,23 a 0,3 aproximadamente. Trata-se de uma variação de cerca de 25% para um curso total de 5,5 polegadas. Tal variação está diretamente ligada com a parte cinemática do projeto, isto é, tamanho e posição dos braços de suspensão, posição de instalação da mola/amortecedor entre outros, mas, de um modo geral, o curso de suspensão de protótipos *off road* do tipo mini baja são da ordem de 250 milímetros, o que implicaria em uma variação de IR ainda maior.

De posse dessa informação é aconselhável que se tenha conhecimento de como o valor de IR varia ao longo de todo o curso da suspensão para evitar possíveis erros de aproximação ao assumir que IR é constante ao longo do curso da suspensão.

Miliken & Miliken (1995) afirma que existem diversos modos de se obter o comportamento de IR em função do curso de qualquer tipo de suspensão existente. Alguns deles

são o desenho de layout, medição direta e análise computacional, cujas descrições não são realizadas aqui por fugir ao escopo do trabalho.

2.14. Projeto como um processo iterativo

De acordo com Norton (2013), no campo da engenharia, o termo projeto se refere à um processo naturalmente iterativo. No começo de um projeto sempre é necessário que algumas hipóteses simplificadoras sejam assumidas e, ao decorrer do projeto, é necessário que o projetista reveja suas suposições iniciais adotadas a fim de modificá-las e satisfazer as novas condições que surgem. Tem-se como exemplo o projeto de um conjunto constituído por um eixo e uma engrenagem. Suponha-se que o eixo seja o primeiro elemento a ser projetado, então, no desenvolvimento do segundo elemento, ou seja, a engrenagem, pode ser que seja necessário revisar o projeto do primeiro elemento em função das restrições impostas pelo desenvolvimento da própria engrenagem. Dessa forma, após a realização de algumas iterações, que podem envolver o reprojeção de alguma ou ambas as partes, chega-se a um compromisso que satisfaça todas as restrições do projeto como um todo.

Os diversos parâmetros que caracterizam uma suspensão incluindo aqueles estudados neste trabalho exercem influência uns sobre os outros, e, frente a isto, é inevitável que o projeto de uma suspensão veicular ocorra de forma iterativa até que os objetivos sejam alcançados.

2.15. Dimensionamento de suspensões específicas para veículos tipo mini baja.

Embora existam valores de referência recomendados pela literatura para dimensionamento de suspensões veiculares, este tópico destina-se a trazer valores e apresentar trabalhos voltados exclusivamente para veículos do tipo mini baja.

Costa (2006) em seu trabalho cita valores de 200mm para curso total da suspensão sendo 80mm para extensão e 120mm para compressão. O fator de amortecimento utilizado foi de $\zeta=1$, com 45% desse valor proveniente do próprio amortecedor e os outros 55% proveniente das articulações e atrito de peças móveis. Com a massa total do veículo de 230kg distribuídos em 55% sobre o eixo traseiro e 45% sobre o dianteiro, foi adotado um valor de coeficiente de rigidez de 4.996N/m experimentado em cada roda dianteira, garantindo assim os 80mm de curso negativo da suspensão dianteira conforme foi pré-definido. A frequência natural observada para a suspensão dianteira é de 1,76Hz.

Alves (2015) traz um curso total da suspensão de 230mm, sendo 80mm para curso negativo e 150mm para o curso positivo. Também cita que aproximadamente 50% do amortecimento de uma suspensão é oriundo do próprio amortecedor e o restante é fornecido pelas articulações do sistema. A rigidez e o amortecimento experimentados em cada roda dianteira do veículo são respectivamente 6.131,25N/m e 1.560,76N.s/m. O valor da frequência natural é 1,75Hz para a suspensão dianteira e 1,97Hz para a traseira. A massa total do protótipo é 250kg sendo igualmente distribuída entre dianteira e traseira. Branco (2014) adota o valor de 1,5Hz como sendo a frequência natural máxima para a suspensão do veículo. O valor do fator de amortecimento adotado é 0,7 conforme sugestão dos avaliadores de uma prova de conforto encontrada em competições. O valor do coeficiente de rigidez dos pneus utilizados é de 85.300 N/m e a massa total do protótipo incluindo a parcela do piloto é 300kg.

Duarte, Barreto e Amaral (2016) trazem alguns dados do protótipo MR16 desenvolvido pela equipe MudRunner de mini baja como massa total (incluindo piloto) de 270kg, distribuição de peso com 40% da carga na dianteira e 60% na traseira, altura do CG de 500mm e momento de inércia em relação ao eixo Y de 62,86 kg.m². Fernandes (2015) cita alguns valores de frequência natural usuais de algumas equipes de baja de 1,6 a 1,8Hz para dianteira e 1,8 a 2 Hz para a traseira. Os valores de coeficiente de rigidez dos pneus citados são 73.000N/m para o pneu dianteiro e 110.000N/m para o traseiro. Carvalho (2011) em seu trabalho, revela as frequências naturais do protótipo em estudo: 2,64Hz para a dianteira e 2,12Hz para a traseira.

Rocha (2004) faz a caracterização de forma experimental do protótipo estudado e revela valores de rigidez experimentada por cada roda da suspensão dianteira de 6.540 N/m e 11.200 N/m por cada roda da suspensão traseira. Os valores de amortecimento para compressão experimentados por cada roda das suspensões dianteira e traseira são 85,1N.s/m e 146N.s/m respectivamente. Já os valores para extensão são 3.890 N.s/m e 6.680 N.s/m para as suspensões dianteira e traseira respectivamente. Vale destacar que esses valores foram obtidos através da multiplicação da razão de instalação elevada ao quadrado pelos coeficientes obtidos na caracterização experimental das molas e amortecedores. Os pneus foram ensaiados com pressões de 96,5kPa, 137,8kPa, 165,4kPa e 179,2kPa e os coeficientes de rigidez obtidos foram 111.000N/m, 133.000N/m, 143.000N/m e 174.000N/m. As distâncias medidas do CG ao eixo dianteiro e traseiro foram respectivamente 0,98m e 0,597m, o que implica numa distribuição de peso de aproximadamente 62% para a traseira e 38% para dianteira. O valor da massa suspensa total (incluindo a massa de 70kg de um piloto) medido foi de 186,7kg sendo 70,68kg referente a massa suspensa dianteira e 98,02kg referente a massa suspensa traseira. As massas não

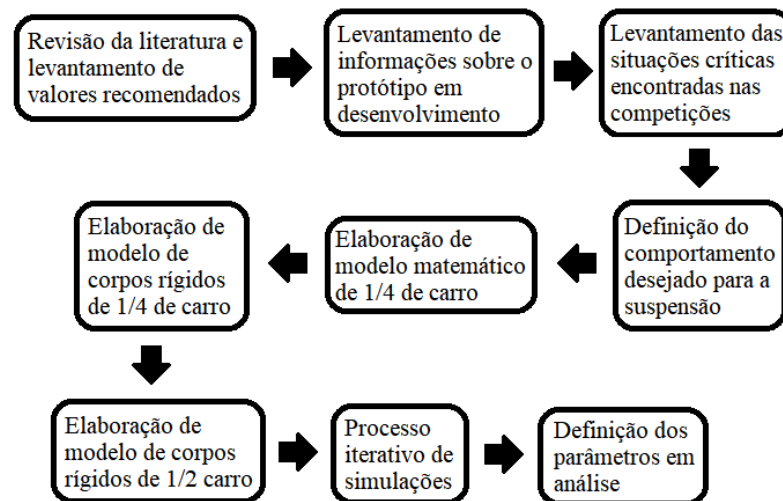
suspensas dianteira e traseira são 28,25kg e 30,78kg respectivamente. O momento de inércia do chassi incluindo o peso do piloto em torno do eixo transversal é 57,14 kg.m².

Com base nos diversos trabalhos consultados, foi possível observar várias abordagens de estudos sobre protótipos do tipo mini baja tais como análise cinemática, análise de dinâmica vertical, lateral e longitudinal, análise de conforto, elaboração modelos matemáticos de ¼ de carro de ½ carro e até de carro completo, e solução numérica através da modelagem de corpos rígidos. Alguns chegam a simular algumas condições como a transposição de lombadas e degraus, mas não foi encontrado trabalhos que simulam e analisam o comportamento da suspensão do veículo frente aos diversos tipos de obstáculos que são encontrados dentro do ambiente de competição, daí então destaca-se o diferencial do presente trabalho cuja metodologia é apresentada no capítulo seguinte.

3. METODOLOGIA

Para que os objetivos propostos sejam alcançados, o desenvolvimento deste trabalho se dá conforme ilustrado no fluxograma da Figura 18, cujos passos são explicados detalhadamente na sequência.

Figura 18 - Fluxograma da metodologia utilizada.



Fonte: Próprio autor.

3.1. Levantamento de informações do protótipo em desenvolvimento

Como esta proposta de suspensão é para um protótipo específico da equipe Baja Ufscar, primeiramente levantou-se as características necessárias para dar início ao projeto. Tais características são observadas na Tabela 1:

Tabela 1 - Especificações técnicas do protótipo M8 em estudo.

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
M_T	Massa total (incluindo peso do piloto de 75kg)	276,7	kg
m_u^d	Massa não suspensa dianteira	20,7	kg
m_u^t	Massa não suspensa traseira	28	kg
m_s^d	Massa suspensa dianteira	101,05	kg
m_s^t	Massa suspensa traseira	126,95	kg
-	Distribuição de massa dianteira-traseira	44-56	%
C_t	Coefficiente de amortecimento vertical do pneu	200	N.s/m
M_y	Momento de inércia em relação ao eixo transversal	61	kg.m ²
-	Distância entre eixos	1410	mm

-	Altura do centro de gravidade (CG)	620	mm
-	Vão livre (<i>ground clearance</i>)	300	mm
-	Curso total da suspensão (<i>Wheel travel</i>)	250	mm
D_{ex}^f	Diâmetro das rodas utilizadas (mais externo)	10	pol
D_{ex}^p	Diâmetro dos pneus utilizados (mais externo)	21	pol

Fonte: Próprio Autor.

3.2. Levantamento das condições críticas encontradas no ambiente de competição.

Para garantir que a configuração dos parâmetros de suspensão proposta atenda todas as condições encontradas em uma competição, buscou-se fazer um levantamento das condições que são mais desafiadoras e exigentes para a suspensão do veículo. Segue abaixo uma lista das condições julgadas estarem entre as mais críticas:

- Teste 1: Queda-livre de uma altura de 1m sobre uma superfície plana e horizontal, simulando a aterrissagem do veiculos após um salto, como pode ser observado na Figura 19 .

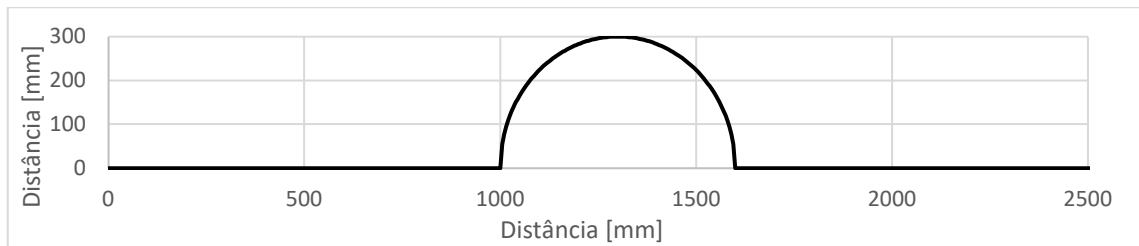
Figura 19 – Protótipo baja realizando um salto.



Fonte: IUT mini baja team, 2007

- Teste 2: Lombada no formato de meia circunferência de raio igual a 300mm. Representando um tronco de árvore deitado de atravessado na pista, que é um obstáculo comum encontrado nas provas dinâmicas das competições, ou um obstáculo do tipo da Figura 21.

Figura 20 - Perfil da pista do Teste 2



Fonte: Próprio Autor

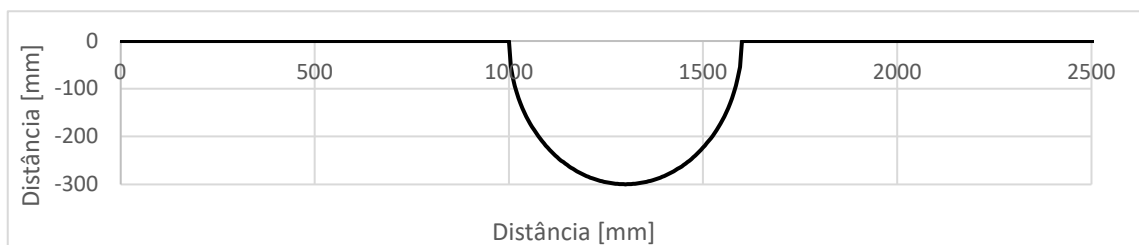
Figura 21 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 2.



Fonte: Carpoeira, 2015

- Teste 3: Valeta no formato de meia circunferência de raio = 300mm, representando o obstáculo da Figura 23.

Figura 22 - Perfil da pista do Teste 3



Fonte: Próprio Autor

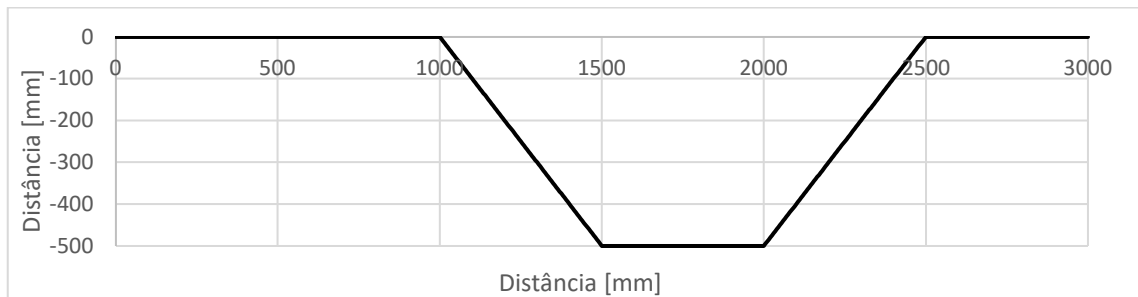
Figura 23 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 3.



Fonte: Próprio Autor

- Teste 4: Valeta de formato trapezoidal com as rampas inclinadas em 45° , profundidade máxima de 500mm e comprimento da parte inferior igual a 500mm, representando o obstáculo da Figura 25.

Figura 24 - Perfil da pista do Teste 4



Fonte: Próprio Autor

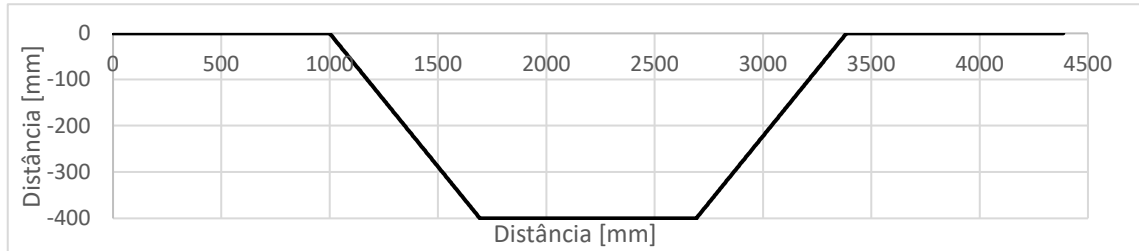
Figura 25 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 4.



Fonte: Próprio Autor

- Teste 5: Valeta de formato trapezoidal com as rampas inclinadas em 30° , profundidade máxima de 400mm e comprimento da parte inferior igual a 1000mm.

Figura 26 - Perfil da pista do Teste 5



Fonte: Próprio Autor

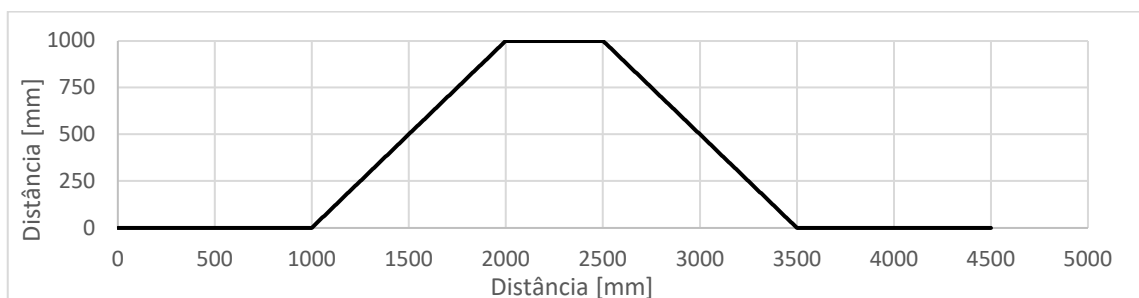
Figura 27 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 5.



Fonte: Carpoeira, 2016

- Teste 6: Lombada de formato trapezoidal com as rampas inclinadas em 45° , altura máxima de 1000mm e comprimento da parte superior igual a 500mm.

Figura 28 - Perfil da pista do Teste 6



Fonte: Próprio Autor

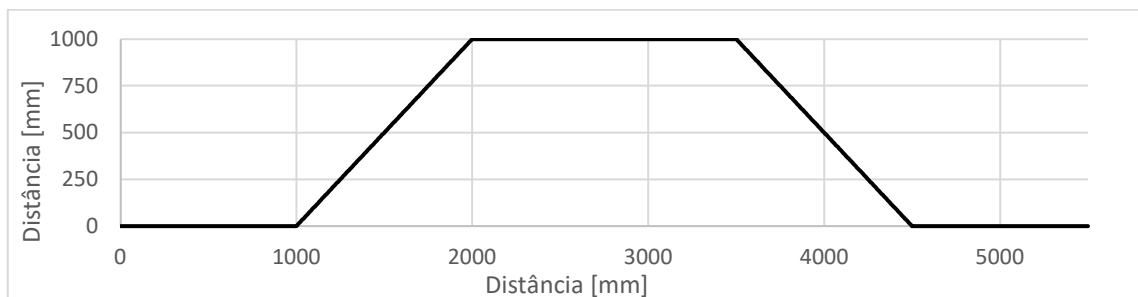
Figura 29 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 6.



Fonte: Hernandes, 2020

- Teste 7: Lombada de formato trapezoidal com as rampas inclinadas em 45° , altura máxima de 1000mm e comprimento da parte superior igual a 1500mm.

Figura 30 - Perfil da pista do Teste 7



Fonte: Próprio Autor

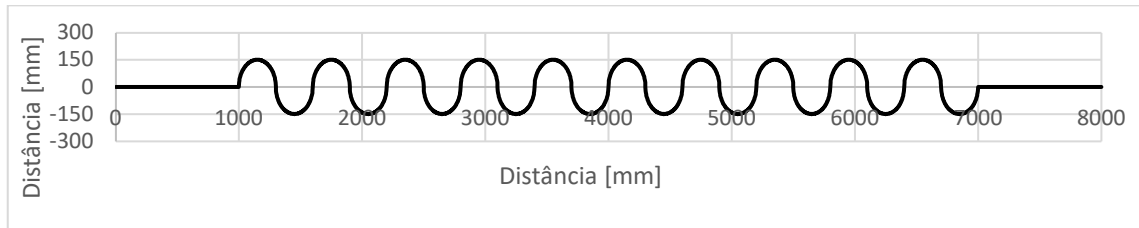
Figura 31 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 7.



Fonte: Vora, 2019

- Teste 8: Sequência de lombadas e valetas ambas de formato de meia circunferência de raio igual a 150mm. Distância entre picos (e/ou vales) de 600mm e comprimento total de 6000mm.

Figura 32 - Perfil da pista do Teste 8



Fonte: Próprio Autor

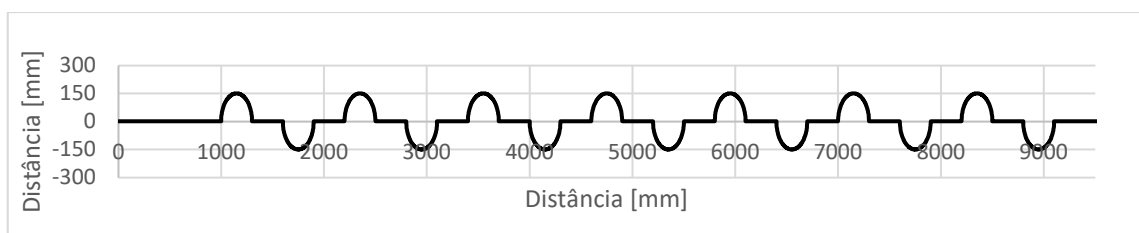
Figura 33 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 8.



Fonte: Página da Equipe Baja Sinuelo Fahor no Facebook, 2016

- Teste 9: Sequência de lombadas e valetas ambas de formato de meia circunferência de raio igual a 150mm. Distância entre picos (ou vales) consecutivos de 1200mm e comprimento total de 8500mm. Distância entre um pico e um vale consecutivo de 600mm.

Figura 34 - Perfil da pista do Teste 9



Fonte: Próprio Autor

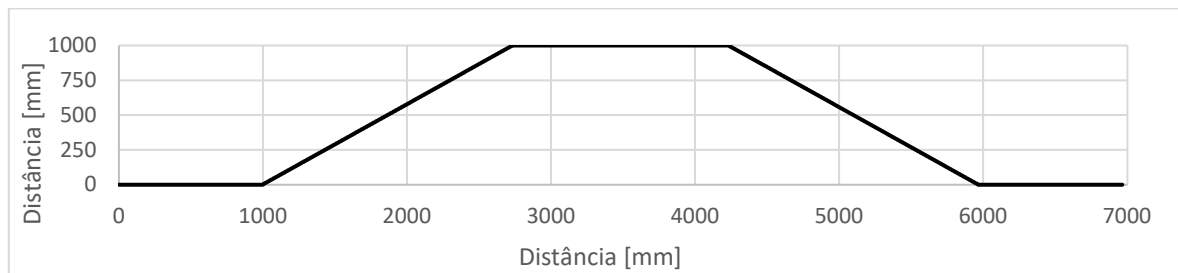
Figura 35 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 9.



Fonte: Barbosa, 2016

- Teste 10: Lombada de formato trapezoidal com as rampas inclinadas em 30°, altura máxima de 1000mm e comprimento da parte superior igual a 1500mm.

Figura 36 - Perfil da pista do Teste 10



Fonte: Próprio Autor

Figura 37 – Tipo de obstáculo representado pelo Teste 10.



Fonte: Próprio Autor

3.3. Definição do comportamento de uma suspensão ideal

Dependendo do tipo de aplicação de veículo e do tipo de terreno a ser trafegado, a definição de uma suspensão ideal pode variar muito, basta comparar dois casos extremos, um carro de fórmula 1 e um UTV (*Utility Task Vehicle*) por exemplo. Para este caso, especificamente, definiu-se uma suspensão de ideal como aquela que prioriza mais a performance que o conforto, visto que trata-se de um veículo de competição. A suspensão deve ser rígida o suficiente para evitar batente de fim de curso da suspensão (máxima compressão) mas macia ao ponto de explorar todo o curso de suspensão disponível (250mm) durante a transposição de obstáculos, garantindo assim o maior contato possível entre pneu e solo além da minimização dos esforços transmitidos para o carro. A rigidez dos pneus segue o mesmo raciocínio, com o agravante de que se o pneu for mais comprimido que seu valor máximo, pode acontecer algo catastrófico como a deformação de uma roda ou até mesmo um furo (ou rasgo) do próprio pneu.

Figura 38 - Deformação do pneu de um Baja



Fonte: Almeida, 2012

O valor teórico de máxima compressão radial admissível pelo pneu pode ser calculado pela seguinte equação:

$$C_{m\acute{a}x}^p = \frac{D_{ex}^p - D_{ex}^r}{2} = \frac{533,4 - 254}{2} = 139,7 \text{ mm} \quad (24)$$

Onde:

$C_{m\acute{a}x}^p$ = valor teórico de máxima compressão radial admissível pelo pneu;

D_{ex}^p = diâmetro mais externo do pneu = 21 polegadas;

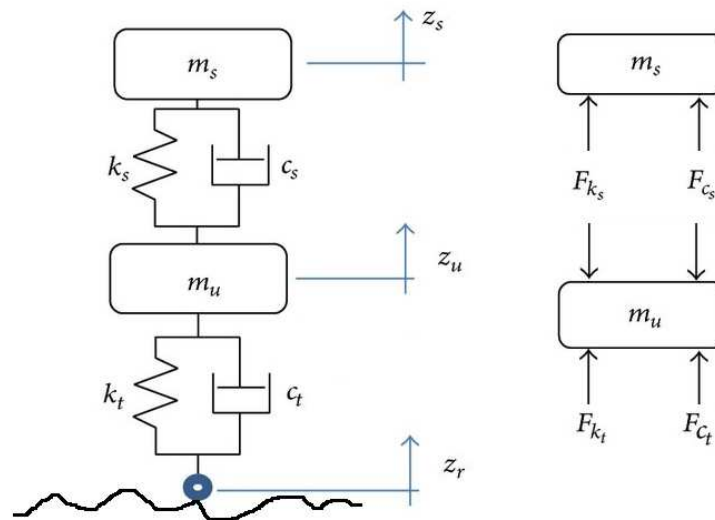
D_{ex}^r = diâmetro mais externo da roda = 10 polegadas.

3.4. Modelagem matemática e simulação de ¼ de carro com auxílio do software MATLAB.

Elaborado um modelo de ¼ de carro com 2 graus de liberdade sendo eles: translação vertical (ao longo eixo Z) da massa não suspensa e translação vertical (ao longo do eixo Z) da massa suspensa.

A partir do modelo clássico de ¼ de carro encontrado na literatura, é feito um diagrama de corpo livre (DCL) e então aplica-se a segunda lei de Newton para os corpos que possuem massa. Para os elementos de massa desprezada, mola e amortecedor, a força exercida por eles é escrita em função do deslocamento e velocidade de suas extremidades. Vale salientar que o modelo que foi considerado para o desenvolvimento das equações possui uma mola e um amortecedor em paralelo representando o pneu, tornando possível, desta forma, observar a influência que o amortecimento do pneu exerce no comportamento de todo o conjunto.

Figura 39 - Diagrama de corpo livre (DCL) para um modelo de ¼ de carro com 2 graus de liberdade (GDL).



Fonte: Adaptado de Abid, Haider & Chen, Jie & Nassar, Ameen, 2015.

As equações que determinam esse sistema são as seguintes:

$$F_{k_s} = K_s(z_u - z_s) \quad (25)$$

$$F_{c_s} = C_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \quad (26)$$

$$F_{k_t} = K_t(z_r - z_u) \quad (27)$$

$$F_{c_t} = C_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) \quad (28)$$

$$\sum F(m_s) \rightarrow F_{k_s} + F_{c_s} = m_s \ddot{z}_s \quad (29)$$

$$\sum F(m_u) \rightarrow F_{k_t} + F_{C_t} - F_{k_s} - F_{C_s} = m_u \ddot{z}_u \quad (30)$$

Substituindo (25) e (26) em (29), e, passando para o domínio de Laplace:

$$\frac{Z_s}{Z_u}(s) = \frac{K_s + C_s s}{m_s s^2 + C_s s + K_s} \quad (31)$$

Substituindo (25), (26), (27), e (28) em (30), e, passando para o domínio de Laplace:

$$(K_t + C_t s)Z_r + (K_s + C_s s)Z_s = (m_u s^2 + C_s s + C_t s + K_s + K_t)Z_u \quad (32)$$

De (31), sabe-se que:

$$Z_s = \frac{K_s + C_s s}{m_s s^2 + C_s s + K_s} Z_u \quad (33)$$

E substituindo (33) em (32):

$$\frac{Z_u}{Z_r}(s) = \frac{(C_t m_s) s^3 + (K_t m_s + C_t C_s) s^2 + (D) s + E}{(A) s^4 + (B) s^3 + (C) s^2 + (D) s + E} \quad (34)$$

Onde,

$$A = m_s m_u$$

$$B = C_s m_u + C_s m_s + C_t m_s$$

$$C = K_t m_u + K_s m_s + K_t m_s + C_t C_s$$

$$D = K_t C_s + C_t K_s$$

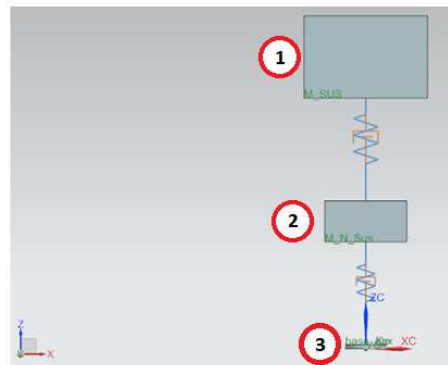
$$E = K_s K_t$$

A equação (34), portanto, é a equação, ou função de transferência, que relaciona a resposta do sistema com a entrada ou perturbação. Essa função de transferência é inserida no software MATLAB, e, utilizando a função “*lsim*”, é possível obter a resposta do sistema no domínio do tempo, ou seja, é possível obter os valores de deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa em função do tempo (vide Apêndice A).

3.5. Elaboração do modelo de corpos rígidos de ¼ de carro no ambiente *motion* do software NX.

Elaborado um modelo de ¼ de carro com 2 graus de liberdade sendo eles: translação vertical (ao longo eixo Z) da massa não suspensa e translação vertical (ao longo do eixo Z) da massa suspensa.

Figura 40 - Modelo de corpos rígidos de ¼ de carro com 2 GDLs.



Fonte: Próprio Autor

O modelo consiste basicamente em 2 corpos rígidos ilustrados na Figura 40, sendo o primeiro corpo a massa suspensa correspondente a ¼ do carro. Vale salientar que essa massa não é numericamente igual a um quarto da massa total do veículo, mas é igual a massa que a suspensão daquele quarto carro sustenta. O segundo corpo representa a massa não suspensa correspondente a ¼ de carro. O terceiro corpo é apenas uma base com propriedades de massa e inércia desprezíveis usado apenas para introduzir a perturbação ao sistema. Todos os corpos são coplanares e apresentam apenas 1 grau de liberdade: translação na vertical (ou na direção do eixo Z).

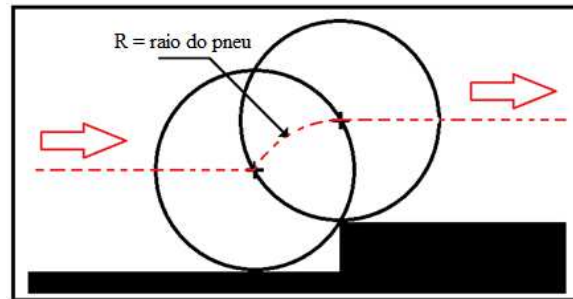
Os corpos 1 e 2 (massa suspensa e massa não suspensa) estão conectados por meio de dois elementos que representam a suspensão do veículo: uma mola e um amortecedor. A mola é do tipo mola de compressão exercendo força somente quando seu comprimento é inferior ao comprimento que ela possui quando está relaxada. É um elemento de comportamento linear que obedece à lei de Hooke, ou seja, a força exercida é diretamente proporcional a alteração de seu comprimento, sendo que esta constante de proporcionalidade é denominada coeficiente de rigidez. O amortecedor também tem comportamento linear, ou seja, a força exercida é diretamente proporcional à velocidade de distensão/compressão deste elemento. Essa constante de proporcionalidade é denominada coeficiente de amortecimento.

Os corpos 2 e 3 (massa não suspensa e base) estão conectados por meio de dois elementos que representam o pneu do veículo: uma mola e um amortecedor. Tanto a mola como o amortecedor possuem o mesmo comportamento da mola e amortecedor que interligam os corpos 1 e 2, sendo diferente apenas no valor de seus coeficientes característicos.

A perturbação inserida no sistema não se dá exatamente como é o o perfil do obstáculo, mas sim como a trajetória que o centro da roda/pneu descreveria no espaço considerando o pneu como um corpo indeformável. Essa medida é adotada com a intenção de levar em consideração

a influência que o tamanho do pneu exerce na resposta do sistema, aproximando, desta maneira, a simulação da realidade. A Figura 41 exemplifica essa medida, e, observando-a fica claro que o obstáculo é do tipo degrau mas a trajetória que o centro da roda/pneu descreve no espaço é um arco de circunferência com raio igual ao raio do pneu.

Figura 41 - Trajetória do centro do pneu ao transpor um degrau.



Fonte: Próprio Autor

Destaca-se que o modelo de $\frac{1}{4}$ de carro foi utilizado principalmente com o intuito de comprovar o domínio sobre o uso do módulo *motion* do *software* NX, visto que se trata de um modelo muito simplificado para a obtenção de resultados confiáveis.

3.6. Comparação entre simulação realizada no ambiente *motion* do *software* NX e simulação realizada em MATLAB.

Como é o primeiro contato com o ambiente *motion* do NX, foi feita uma comparação dos resultados das simulações feita em NX e no MATLAB para poder comprovar o domínio da ferramenta a ser utilizada no decorrer do trabalho. Os valores de massa, rigidez e amortecimento utilizados foram os mesmos e os resultados das simulações apresentaram concordância entre si.

A função de entrada utilizada para fazer a posterior comparação de resultados foi uma perturbação, simulando uma rampa, na qual foi aplicado um desnível de 0,3m dentro de um intervalo de tempo de 1 segundo.

3.7. Simulação de todos os testes propostos com modelo de corpos rígidos de $\frac{1}{4}$ de carro utilizando o *software* NX.

Na tentativa de abranger grande parte das situações encontradas no ambiente de competição, todos os testes foram simulados em 6 velocidades diferentes e constantes: 5, 10, 15, 20, 25 e 30km/h, com exceção do teste de número 1 (queda-livre). O valor máximo de

30km/h se justifica pelo fato de que a velocidade máxima desse tipo de veículo gira em torno de 40km/h e muito dificilmente a transposição de obstáculos é realizada em velocidade máxima.

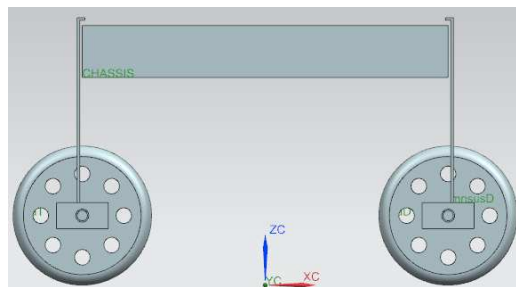
3.8. Lista de casos mais críticos

Avaliando a deformação sofrida pelos pneus e também o valor de máxima compressão da suspensão, listou-se os casos mais críticos para se prosseguir com as simulações utilizando agora um modelo mais completo, o modelo de $\frac{1}{2}$ carro.

3.9. Simulação do modelo de corpos rígidos de $\frac{1}{2}$ carro utilizando o *software* NX.

O modelo de $\frac{1}{2}$ carro foi elaborado no ambiente *Motion* do *software* NX, conforme a Figura 42.

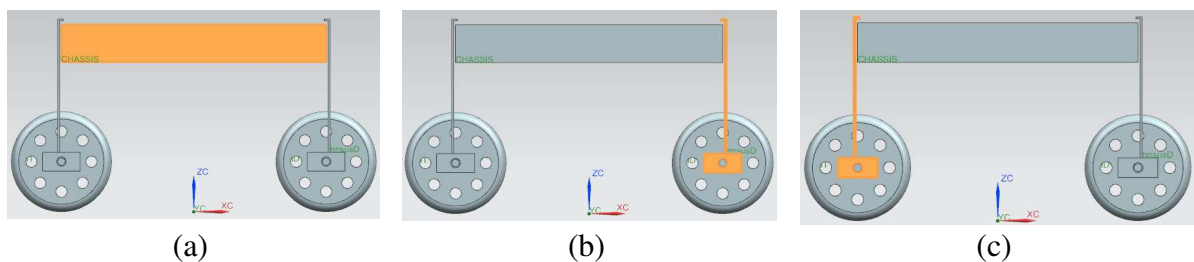
Figura 42 - Modelo de corpos rígidos de $\frac{1}{2}$ carro no ambiente *motion* do NX.



Fonte: Próprio Autor.

O modelo consiste basicamente em 3 corpos rígidos e 2 corpos deformáveis sendo todos coplanares e restritos a movimentos apenas no plano XZ. Os corpos são 3 blocos: o chassi (massa suspensa), a massa não suspensa dianteira e a massa não suspensa traseira.

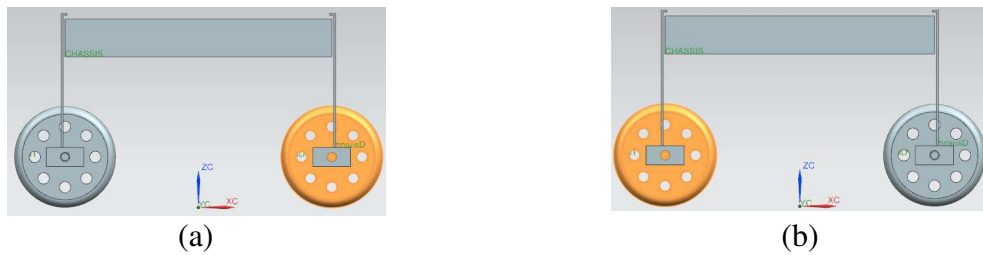
Figura 43 - Corpos rígidos e indeformáveis: (a) Chassi, (b) Massa Não Suspensa Dianteira e (c) Massa Não Suspensa Traseira.



Fonte: Próprio Autor.

Os dois corpos deformáveis são os pneus dianteiro e traseiro e estão destacados na Figura 44:

Figura 44 - Corpos deformáveis: (a) Pneu dianteiro e (b) Pneu traseiro.



Fonte: Próprio Autor.

O chassi é apenas um bloco e suas propriedades que merecem destaque são as seguintes: valor de massa correspondendo à metade do valor de toda a massa suspensa do carro, centro de gravidade localizado no mesmo local que o CG do protótipo modelado em CAD pela equipe Baja Ufscar, e, valor do momento de inércia em relação ao eixo Y correspondendo à metade do valor do momento de inércia do carro todo.

Os blocos que representam as massas não suspensas dianteira e traseira possuem seus valores de massa correspondendo à metade dos valores da massa não suspensa total (do carro todo) dianteira e traseira respectivamente. O centro de gravidade desses blocos ficam localizados no centro das rodas. Existe um prolongamento nesses blocos que fazem contato com o chassi limitando assim o curso negativo da suspensão. Esse contato é modelado como um contato entre aço e borracha segundo orientações de um *guideline* fornecido por Siemens (2020).

Figura 45 - Números de identificação dos materiais.

Material ID	Material Name
16	Steel (Dry)
17	Steel (Greasy)
18	Aluminum (Dry)
19	Aluminum (Greasy)
20	Acrylic
21	Nylon
22	Rubber (Dry)
23	Rubber (Greasy)

Fonte: Adaptado de Siemens, 2020.

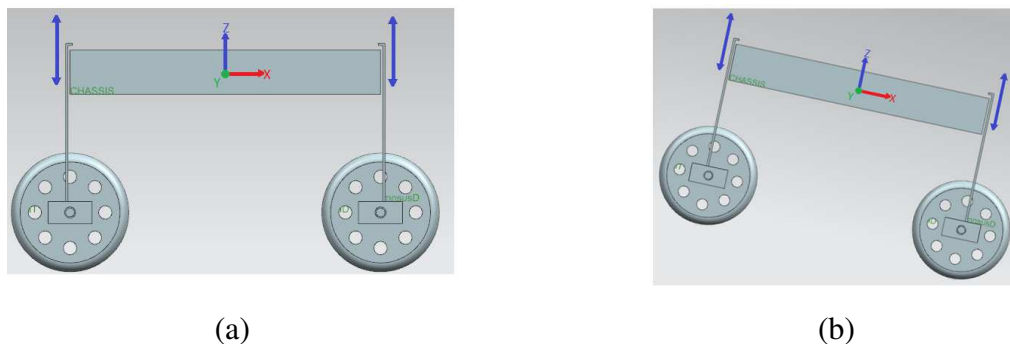
Figura 46 - Parâmetros recomendados para representar o contato entre diferentes combinações de materiais.

Mat1 ID	Mat2 ID	Stiffness (N/mm)	Stiffness Exponent	Material Damping (N*sec/mm)	Penetration depth (mm)	Stiction velocity (mm/s)	Friction velocity (mm/s)	Static coefficient of friction	Dynamic coefficient of friction	Restitution Coefficient (Adams/Solver only)
21	20	4000	2	1.5	0.1	0.1	10	0.13	0.09	0.5
22	22	3000	1.1	0.6	0.1	0.1	10	0.7	0.55	0.8
22	16	3000	1.1	0.6	0.1	0.1	10	0.3	0.25	0.8
22	17	3000	1.1	0.6	0.1	0.1	10	0.08	0.05	0.8
22	18	3000	1.1	0.6	0.1	0.1	10	0.25	0.2	0.8
22	19	3000	1.1	0.6	0.1	0.1	10	0.05	0.03	0.8

Fonte: Adaptado de Siemens, 2020.

Esses blocos possuem liberdade para se movimentarem apenas em uma direção: translação vertical (eixo Z) considerando o sistema de coordenadas fixo no chassi, o que implica dizer que a orientação do sistema de coordenadas varia de acordo com a orientação do bloco que representa o chassi.

Figura 47 - Orientação do sistema de coordenadas fixado ao Chassi. (a) Mesma orientação do sistema de coordenadas global e (b) Orientação diferente.



Fonte: Próprio Autor

Os conjuntos formados por roda e pneu, tanto o dianteiro como o traseiro, possuem propriedades de rigidez e amortecimento vertical para caracterizar o contato que ocorre entre o pneu e a pista. As rodas (e os pneus também) estão unidas às suas respectivas massas não suspensas por meio de um eixo central (na mesma orientação do eixo Y) em torno do qual é permitida rotação. Para aproximar a simulação com a real situação encontrada na prática (carro de tração traseira), a roda dianteira gira livremente enquanto na roda traseira é imposto um valor de rotação para que o modelo atinja as velocidades desejadas de 5, 10, 15, 20, 25 e 30 km/h. Esse valor de rotação é inserido no software na unidade de revoluções por segundo, e, para que seja atingida uma determinada velocidade, tal valor é calculado da seguinte maneira :

$$N_{revs} = \frac{V_{kmh} 1000}{D_{ex}^p \pi 3600} \quad (35)$$

Onde:

N_{revs} é o número de revoluções por segundo;

V_{kmh} é a velocidade de translação desejada em km/h;

D_{ex}^p é o diâmetro mais externo do pneu em metros (21 polegadas = 0,53m).

Assim como no modelo de ¼ de carro, existe, entre a massa suspensa (chassi) e cada uma das massas não suspensas, uma mola e um amortecedor de comportamento linear representando a suspensão do veículo.

Vale destacar que o modelo de ½ carro utilizado neste trabalho não é exatamente o modelo de meio carro clássico encontrado nas principais literaturas como Gillespie (1992) e Miliken & Miliken (1995), mas sim uma adaptação do mesmo visto que os movimentos permitidos são diferentes.

Considerando um sistema de coordenadas global e fixo, todos corpos são restritos a se movimentarem no plano XZ podendo este movimento ser translação nos eixos X e/ou Z e rotação em torno do eixo Y, sendo estes controlados pelas juntas que interligam os corpos rígidos.

As juntas utilizadas no modelo são as seguintes:

- Junta de rotação: utilizada para conectar a roda com a massa não suspensa, tanto dianteira como traseira, permite apenas 1 GDL sendo este a rotação em torno do eixo Y;
- Junta de deslizamento: utilizada para conectar a massa suspensa com as massas não suspensas, tanto dianteira como traseira, permite apenas 1GDL sendo este a translação na direção do eixo Z do sistema de coordenadas local, ou seja, sua orientação acompanha a orientação do bloco que representa a massa suspensa;
- Junta planar: utilizada no bloco que representa o chassi para assegurar que a massa suspensa e conseqüentemente os demais corpos tenham seus movimentos limitados ao plano XZ.

Por ultimo, é inserida a pista com o perfil desejado correspondendo aos testes numerados de 1 a 10 para simular os obstáculos a serem transpassados.

3.10. Processo iterativo e ajuste de parâmetros.

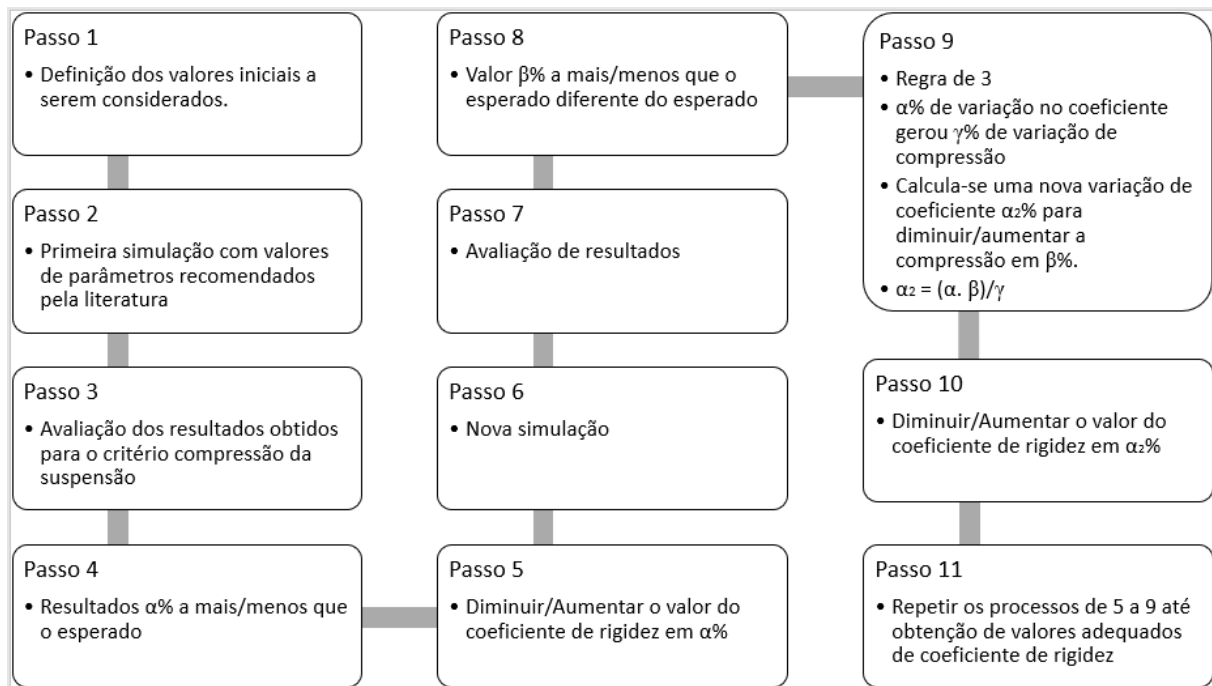
O projeto de uma suspensão, assim como a maioria dos projetos, trata-se de um processo iterativo, ou seja, no final de cada etapa o resultado obtido é avaliado e, se não for um resultado satisfatório, alguns parâmetros são alterados e então é realizada uma nova iteração de cálculos e análises. Desse modo, são realizadas várias iterações até que seja observada a convergência dos resultados para uma faixa de valores aceitáveis.

Com a modelagem de $\frac{1}{2}$ carro completa, deu-se início a tal processo iterativo de simulações a fim de se obter valores de coeficientes de rigidez e amortecimento para atender os seguintes requisitos: máximo valor atingido de curso positivo da suspensão em torno de 90% do total disponível, e, máximo valor atingido de deflexão dos pneus em torno de 90% do valor máximo permitido. Foi considerado para este trabalho que o valor máximo permitido para a deflexão dos pneus é o valor teórico encontrado na Equação (24) menos um valor considerado para a dobra da borracha do pneu, ou seja, o valor máximo permitido é de 120 mm e deseja se atingir na situação mais crítica algo em torno de 90% deste valor, correspondendo à 108mm.

Esse valor de 90%, e não de 100%, é devido ao fato de que o modelo de meio carro não contempla rotação em torno do eixo longitudinal do carro (movimento de rolamento ou rolagem) o que implica dizer que os esforços na suspensão do lado direito do carro são idênticos aos esforços do lado esquerdo, porém, sabe-se que isso não ocorre em situações reais. Devido a isso, em situações reais os esforços podem ser maiores que aqueles previstos na modelagem de $\frac{1}{2}$ carro e então tal medida foi usada como um coeficiente de segurança.

Depois de realizada cada simulação, os resultados são avaliados para se observar o quão longe estão dos valores esperados. Como trata-se de um sistema dinâmico complexo, no qual a resposta não varia linearmente com a variação dos coeficientes de rigidez e amortecimento, a busca pelos valores desejados se deu pelo método de tentativa e erro seguindo a lógica do fluxograma da Figura 48.

Figura 48 - Fluxograma do processo iterativo.



Fonte: Próprio Autor.

Descrição detalhada do fluxograma:

- Passos 1 e 2: Compreende realizar a primeira simulação com os parâmetros recomendados pela literatura, que nem sempre é específica para veículos *off-road*. O parâmetro recomendado pela literatura que foi usado como ponto de partida foi a frequência natural não amortecida, atribuindo valores de 2 Hz para a dianteira e 2,4 Hz para a traseira. A partir disso, e, fixando a rigidez vertical dos pneus dianteiro e traseiro em 48 N/mm como uma estimativa inicial, é possível calcular os valores de rigidez das molas dianteira e traseira utilizando as equações (7) e (8). Com esses valores definidos e adotando $\zeta = 1$ como valor inicial, utiliza-se da equação (10) para calcular os coeficientes de amortecimento das suspensões dianteira e traseira, e, assim sendo, todos os parâmetros ficam definidos para a realização da primeira simulação;
- Passos 3 e 4: Consiste em comparar os resultados obtidos a partir da simulação realizada no Passo 2 com os valores que são desejados segundo o critério de máxima compressão da suspensão e máxima deformação dos pneus. Para efeito de exemplificação, digamos que o resultado obtido foi 110mm de máxima compressão da suspensão e o valor esperado é 100mm, ou seja, ultrapassa o valor esperado em 10%, o que implica dizer que $\alpha = 10\%$;
- Passos 5 e 6: Nessa etapa, altera-se o valor de entrada, ou seja, do coeficiente de rigidez de acordo com a diferença obtida no passo 4 e realiza-se uma nova simulação. Para o

exemplo em questão, o valor do coeficiente de rigidez passa de 10N/mm para 11N/mm, sendo aumentado em 10%. Obs.: ao variar o valor do coeficiente de rigidez, o valor do coeficiente de amortecimento também é alterado de forma a manter o fator de amortecimento ζ constante igual 1 de acordo com a equação (10), caracterizando um amortecimento crítico;

- Passos 7 e 8: Consiste em comparar os resultados obtidos a partir da simulação realizada no Passo 6 com os valores que são desejados segundo o critério de máxima compressão da suspensão e máxima deformação dos pneus. Para efeito de exemplificação, digamos que o resultado obtido é de 102mm ultrapassando o valor esperado em 2%, ou seja, $\beta = 2\%$;
- Passo 9: É realizada um regra de 3 simples realacionando a variação do parâmetro de entrada com a variação da resposta, a fim de se calcular uma nova variação para atingir a meta estabelecida. Continuando com o exemplo, constata-se que uma variação de 10% no coeficiente de rigidez ocasionou uma variação de $(110-102)/110 = 7,3\%$, ou seja, $\gamma = 7,3\%$. Sabendo isso, é possível calcular um novo valor de variação do parâmetro de entrada para que agora o valor da máxima compressão da suspensão seja diminuído em 2%, uma vez que $\beta = 2\%$. Tal valor é calculado de acordo com a equação abaixo resultante da regra de 3 realizada:

$$\alpha_2 = \frac{\beta \alpha}{\gamma} = \frac{2 \cdot 10}{7,3} = 2,74 \% \quad (36)$$

- Passo 10: O valor do coeficiente de rigidez é então alterado em $\alpha_2\%$. Para o exemplo em questão esse valor é 2,74% e o coeficiente de rigidez passa de 11N/mm para 11,3N/mm;
- Passo 11: Todo o procedimento compreendido entre os passos 5 e 9 é repetido até que se encontre os valores de coeficiente de rigidez e amortecimento que satisfaçam as restrições de máxima compressão da suspensão e de máxima deformação dos pneus.

Para os pneus, no passo 5, ao variar o valor do coeficiente de rigidez, o coeficiente de amortecimento se manteve constante em 0,2 N.s/mm devido ao fato de não se ter conhecimento quantitativo de como se dá a variação do coeficiente de amortecimento do pneu quando o mesmo está submetido a diferentes pressões de insuflação, o que, por sua vez, gera diferentes valores de coeficientes de rigidez. sendo assim, o valor de 0,2N.s/mm foi mantido em todas iterações.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O primeiro resultado a ser apresentado é a comparação entre as duas simulações que foram realizadas com o intuito de validar o domínio sobre o ambiente *motion* do *software* NX. Ambas simulam um modelo de ¼ de carro de 2 GDL e foram alimentadas com os mesmos parâmetros, os quais podem ser observados na tabela abaixo. Vale destacar que os valores dos parâmetros utilizados são apenas aproximações dos valores reais e foram utilizados apenas para efeito de comparação de resultados entre 2 métodos diferentes de avaliação dinâmica.

Tabela 2 - Valores dos parâmetros utilizados para fim de comparação.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Massa suspensa	m_s	75	kg
Massa não suspensa	m_u	15	kg
Coefficiente de rigidez da mola	K_s	20.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu	K_t	50.000	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão	C_s	27.000	N.s/m
Coefficiente de amortecimento vertical do pneu	C_t	500	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

O incremento de tempo utilizado em ambas as simulações foi de 0,01 segundo durante um tempo total de 4 segundos. O gráfico da Figura 49 mostra 3 curvas: a linha pontilhada preta mostra a perturbação imposta ao sistema, a linha tracejada em vermelho mostra a resposta dinâmica do sistema obtida em MATLAB, e a linha pontilhada em verde mostra a resposta obtida no NX utilizando sistema multicorpos. Analisando o gráfico de maneira visual apenas não se nota diferença nos resultados, mas comparando os dados a cada incremento de tempo, foi constatado que a máxima diferença entre os resultados foi de 0,084 mm, ou seja, menos de 1 décimo de milímetro. O gráfico Figura 50 da destaca a região de maiores oscilações.

Figura 49 - Gráfico comparativo NX – MATLAB.

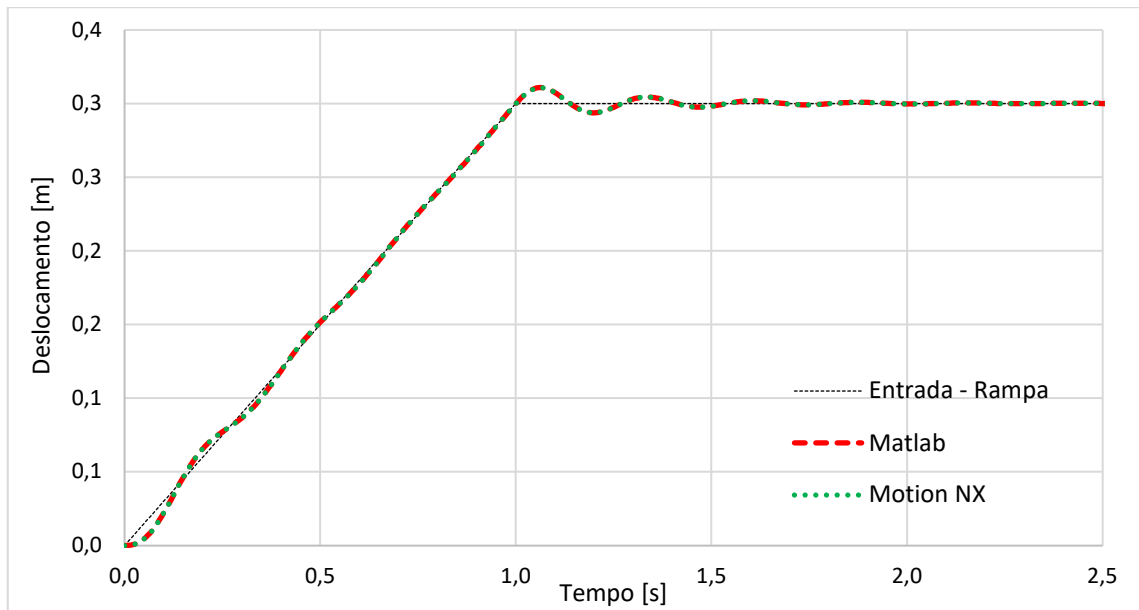
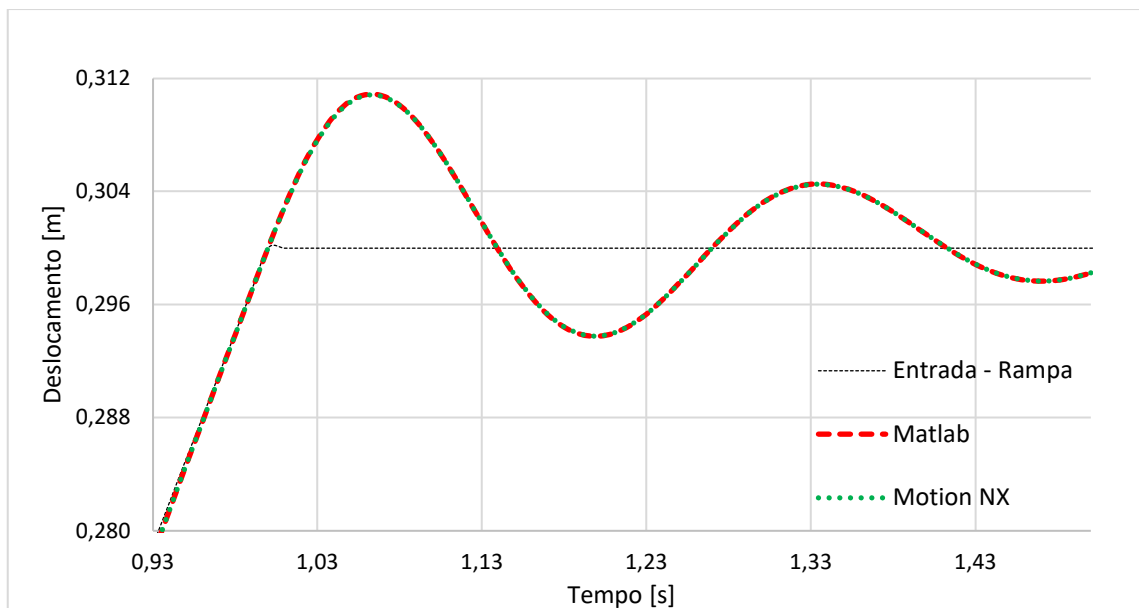


Figura 50 - Região de maiores oscilações do gráfico da Figura 49



4.1. Simulação de todos os testes com modelo de ¼ de carro em NX

Para facilitar a apresentação dos resultados adota-se a seguinte terminologia para os testes realizados:

- Teste 1 (queda-livre): para esse teste especificamente não é inserido um valor de velocidade, então a sigla é apenas T1-D para a dianteira e T1-T para a traseira.

- Testes de 2 a 10: Serão identificados pelas siglas T_v_-, sendo que após a letra “T” vem o número do teste (2 a 10) e após a letra “v” vem o valor da velocidade podendo ser 5, 10, 15, 20, 25 ou 30 ou 2,5 como veremos mais adiante. E por último vem a letra D para indicar dianteira ou T para indicar traseira. Por exemplo: T2v20-D se refere ao teste 2 realizado com velocidade de 20km/h parte dianteira.

Os valores iniciais dos parâmetros para esta etapa de simulações são aqueles recomendados pela literatura e podem ser observados na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros da primeira simulação de ¼ de carro.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Frequência natural não amortecida dianteira	f_n^d	2	Hz
Frequência natural não amortecida traseira	f_n^t	2,4	Hz
Fator de amortecimento dianteiro	ζ^d	1	-
Fator de amortecimento traseiro	ζ^t	1	-
Coefficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro	K_t^d	48.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu traseiro	K_t^t	48.000	N/m
Coefficiente de rigidez da mola dianteira	K_s^d	9.976	N/m
Coefficiente de rigidez da mola traseira	K_s^t	22.804	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	C_s^d	1.420	N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	C_s^t	2.406	N.s/m
Coefficiente de amortecimento pneu dianteiro	C_t^d	200	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	C_t^t	200	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

O valor do coeficiente de rigidez dos pneus dianteiro e traseiro adotado inicialmente foi um valor relativamente baixo sendo este igual a 48.000N/m e o valor do coeficiente de amortecimento adotado foi de 200N.s/m conforme informado pela equipe Baja UFSCar.

Os principais resultados de máxima compressão da suspensão e máxima deformação radial do pneu para os parâmetros definidos podem ser observados na Tabela 4. A tabela completa com todos os resultados se encontra no Apêndice B.

Tabela 4 – Principais resultados da primeira simulação de ¼ de carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	109,4	144,6	170,5	128,4
T2v30	156,3	177,8	149,9	129,9
T3v5	98,4	115,2	98,7	77,2
T4v15	146,2	191,7	176,2	134,9
T4v20	153,4	178,2	136,2	100,4
T5v20	129,2	181,8	173,4	146,2
T5v25	142,9	187,9	180,1	138,0
T5v30	155,6	198,4	158,4	117,6
T6v30	249,4	250,0	249,8	246,2
T7v30	244,6	250,0	249,7	245,4
T8v20	78,2	99,5	73,6	63,4
T8v25	87,8	113,1	76,1	57,9
T8v30	95,4	106,2	76,6	52,4
T9v20	126,8	166,5	139,3	101,1
T9v25	123,3	165,5	122,3	109,1
T10v30	163,7	246,0	218,5	200,8

Fonte: Próprio Autor.

É possível notar a grande quantidade de situações que excedem os valores de fim de curso para máxima compressão da suspensão e máxima deformação radial do pneu, ou seja, ultrapassam o valor de 120mm para deformação do pneu, o valor de 200,3mm para a máxima compressão da suspensão dianteira e o valor de 222,7mm para a suspensão traseira. O valor de máxima compressão admissível para a suspensão é calculado subtraindo o valor referente ao curso negativo do valor do curso total. O valor do curso total foi definido em 250mm a partir das restrições do projeto e o valor do curso negativo corresponde ao valor da compressão da suspensão devido ao próprio peso do veículo. Para calculá-lo basta fazer uso da equação (1) com os valores das massas suspensas dianteira e traseira e os valores dos coeficientes de rigidez dianteiro e traseiro respectivamente, os quais podem ser observados na Tabela 3.

4.2. Segunda simulação com modelo de ¼ de carro em NX

Devido ao grande número de situações nas quais o valor da deformação radial do pneu ultrapassou o limite de 120mm (58 em 110), o valor da rigidez vertical do pneu foi aumentado inicialmente de 48.000 N/mm para 85.000 N/mm. Outras alterações foram necessárias de modo

a manter as frequências naturais e o fator de amortecimento inalterados. Tais alterações podem ser observadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros da segunda simulação de ¼ de carro.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Frequência natural não amortecida dianteira	f_n^d	2	Hz
Frequência natural não amortecida traseira	f_n^t	2,4	Hz
Fator de amortecimento dianteiro	ζ^d	1	-
Fator de amortecimento traseiro	ζ^t	1	-
Coefficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro	K_t^d	85.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu traseiro	K_t^t	85.000	N/m
Coefficiente de rigidez da mola dianteira	K_s^d	8.996	N/m
Coefficiente de rigidez da mola traseira	K_s^t	18.208	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	C_s^d	1.348	N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	C_s^t	2.150	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu dianteiro	C_t^d	200	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	C_t^t	200	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

Com a finalidade de minimizar o volume de dados, apenas os casos de máxima deformação radial e máxima compressão da suspensão observados na Tabela 4 foram simulados novamente na segunda simulação. Os principais resultados seguem abaixo na Tabela 6. A tabela completa com todos os resultados se encontra no Apêndice C.

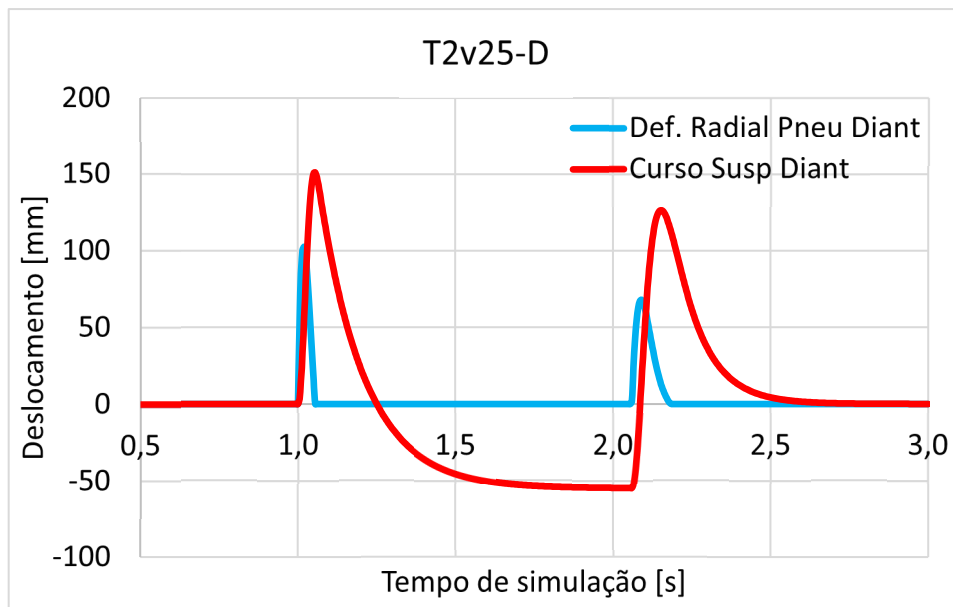
Tabela 6 – Principais resultados da segunda simulação de ¼ de carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	-	87,5	-	135,1
T2v30	113,4	133,7	162,1	137,5
T3v5	70,3	84,4	89,2	77,4
T4v15	90,1	119,1	174,1	152,3
T4v20	103,7	129,5	146,7	122,9
T5v25	88,3	116,4	175,4	154,0
T5v30	95,9	126,5	166,1	141,2
T6v30	149,3	220,3	313,0	309,7
T7v30	149,2	220,2	313,0	309,6
T9v25	-	127,9	-	131,8
T10v30	92,5	130,7	121,4	177,3

Fonte: Próprio Autor.

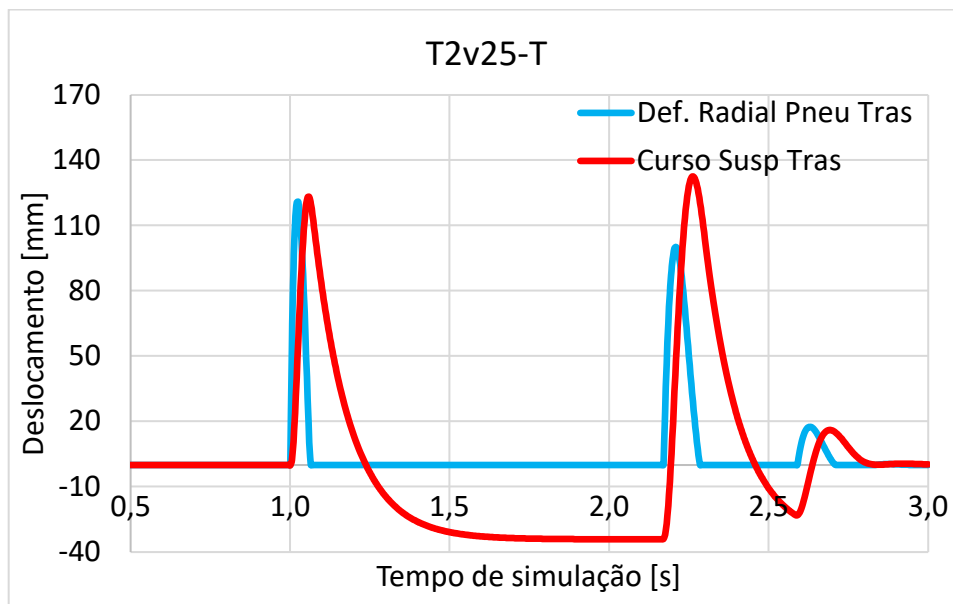
Como a Tabela 6 apresenta apenas os valores máximos registrados em cada simulação, foi escolhido um teste para ser ilustrado em sua totalidade. Os gráficos das Figuras abaixo ilustram a simulação completa para T2v25.

Figura 51 - Gráfico da segunda simulação de ¼ de carro T2v25-D



Fonte: Próprio Autor.

Figura 52 - Gráfico da segunda simulação de ¼ de carro T2v25-T

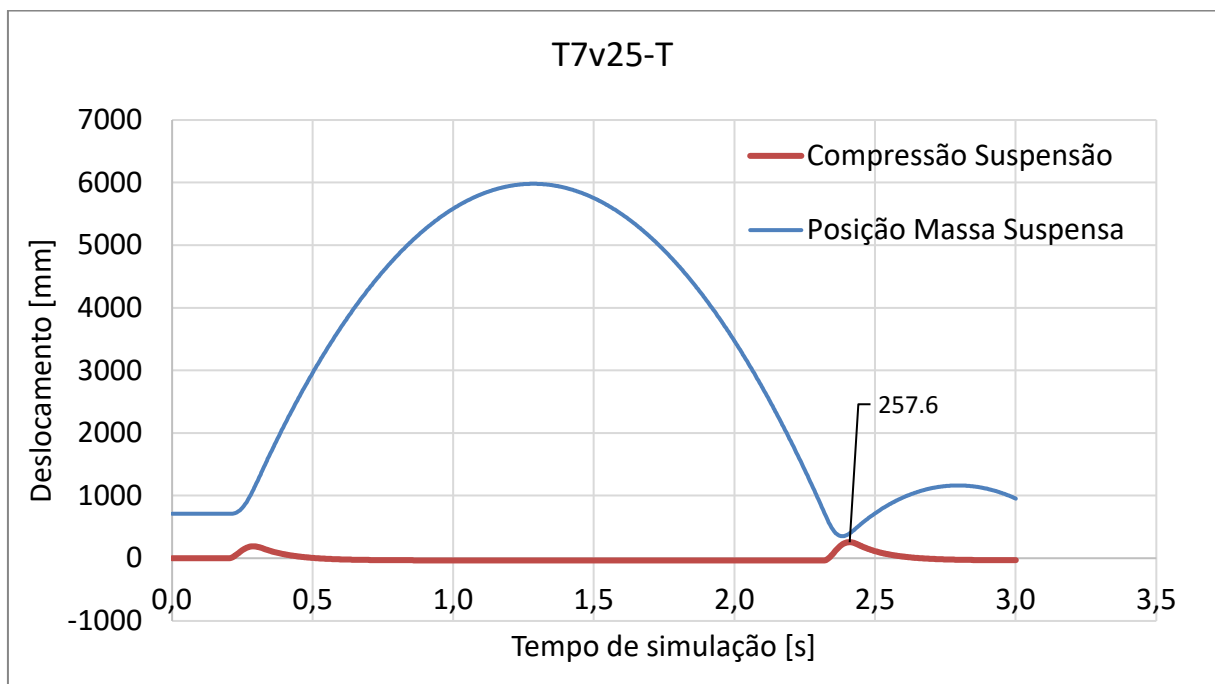


Fonte: Próprio Autor.

Analisando os resultados apresentados na Tabela 6, foi possível notar que os valores extremos registrados (tanto para deformação do pneu como compressão da suspensão) ocorrem após a massa suspensa atingir uma altura de pelo menos 3,5m e cair em queda-livre. Como é

sabido que uma ocorrência deste tipo não acontece em competições tais valores são desconsiderados e, para a próxima etapa de simulação com o modelo de $\frac{1}{2}$ carro, serão utilizadas velocidades menores para T6 e T7. O gráfico da Figura 53 traz como exemplo um dos testes destacados, T7v25-T, onde nota-se que o máximo valor de compressão da suspensão (257,6mm) ocorre após a massa suspensa atingir a altura de 5,9m.

Figura 53 - Gráfico da segunda simulação de $\frac{1}{4}$ de carro T7v25-T.



Fonte: Próprio Autor.

De posse dessas informações, os seguintes testes foram selecionados para a próxima simulação com modelo de $\frac{1}{2}$ carro: T1, T2v10, T2v30, T3v5, T3v10, T4v5 a T4v30, T5v15 a T5v30, T6v2,5, T6v5, T7v2,5, T7v5, T8v5 a T8v30, T9v5 a T9v30, T10v15 a T10v25. Vale destacar que os testes T6 e T7 serão simulados também na velocidade de 2,5km/h devido à altura atingida pela massa suspensa na simulação anterior.

4.3. Primeira simulação com modelo de $\frac{1}{2}$ carro em NX.

Mantendo os mesmos parâmetros observados na Tabela 5, foi realizada a primeira simulação utilizando o modelo de $\frac{1}{2}$ carro. Os principais resultados são observados na Tabela 7. A tabela completa com todos os resultados pode ser observada no Apêndice D.

Tabela 7 -Principais resultados primeira simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T4v15	153,6	23,8	166,5	11,2
T9v25	93,2	81,6	174,2	86,9
T10v20	53,7	159,4	113,9	123,9

Fonte: Próprio Autor.

Observando os resultados é possível notar que:

- A máxima deflexão dos pneus dianteiros foi de 153,6mm (T4v15), ultrapassando o valor de 108mm;
- A máxima deflexão dos pneus traseiros foi de 159,4mm (T10v20), ultrapassando o valor de 108mm;
- A máxima compressão da suspensão dianteira foi de 174,2mm (T9v25) ficando abaixo do valor do curso positivo disponível de 194,9mm em aproximadamente 11%;
- A máxima compressão da suspensão traseira foi de 123,9mm (T10v20) ficando abaixo do valor do curso positivo disponível de 215,8mm em aproximadamente 43%;
- Nota-se também que alguns casos se mostraram pouco exigentes para o sistema de suspensão sendo estes descartados da próxima etapa de simulação.

4.4. Segunda simulação com modelo de ½ carro em NX.

A primeira medida a ser tomada, conforme descrito na seção de metodologia deste trabalho, foi de manter o valor do coeficiente de rigidez da suspensão dianteira (já que a meta de obter a máxima compressão em torno de 90% do total disponível foi momentaneamente atingida) e reduzir o coeficiente de rigidez da suspensão traseira em 36%. Para manter o valor do fator de amortecimento $\zeta = 1$, foi necessário alterar também o valor do coeficiente de amortecimento traseiro. Os valores dos parâmetros utilizados na segunda simulação de ½ podem ser observados na Tabela 8. A explicação para o valor de 36% vem do fato de que a meta é atingir 90% do curso positivo disponível, ou seja, 90% de 215,8mm, ou seja, 194,2mm. O valor obtido foi 123,9mm, ou seja, 36% a menos do valor definido como meta (conforme explicado no tópico 3.10 – Processo iterativo e ajuste de parâmetros).

Tabela 8 - Parâmetros da segunda simulação de ½ carro.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Frequência natural não amortecida dianteira	f_n^d	2	Hz
Frequência natural não amortecida traseira	f_n^t	2	Hz
Fator de amortecimento dianteiro	ζ^d	1	-
Fator de amortecimento traseiro	ζ^t	1	-
Coefficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro	K_t^d	85.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu traseiro	K_t^t	85.000	N/m
Coefficiente de rigidez da mola dianteira	K_s^d	8.996	N/m
Coefficiente de rigidez da mola traseira	K_s^t	11.653	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	C_s^d	1.348	N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	C_s^t	1.720	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu dianteiro	C_t^d	200	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	C_t^t	200	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

Os casos selecionados para a segunda simulação de ½ carro são os seguintes: T1, T2v30, T3v5, T4v10 a T4v30, T5v25 e T5v30, T6v2,5, T6v5, T7v5, T8v25, T9v25, T10v15 e T10v20, cujos resultados mais relevantes são apresentados na Tabela 9. A tabela com todos os resultados para esta simulação se encontra no Apêndice E.

Tabela 9 – Principais resultados da segunda simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T4v15	153,7	24,0	166,9	11,7
T7v5	72,6	54,1	184,1	56,2
T10v20	53,6	143,4	85,3	153,5

Fonte: Próprio Autor.

Observando os resultados é possível notar que:

- A máxima deflexão dos pneus dianteiros foi de 153,7mm (T4v15), ultrapassando o valor de 108mm;
- A máxima deflexão dos pneus traseiros foi de 143,4mm (T10v20), ultrapassando o valor de 108mm;
- A máxima compressão da suspensão dianteira foi de 184,1mm (T7v5) ficando abaixo do valor do curso positivo disponível de 194,9mm em 5,5%;

- A máxima compressão da suspensão traseira foi de 153,5mm (T10v20) ficando abaixo do valor do curso positivo disponível de 196,6mm em 21,9%.

4.5. Terceira simulação com modelo de ½ carro em NX.

Com os valores de máxima compressão de suspensão relativamente próximos da meta desejada, alterou-se então, para a terceira simulação de ½ carro, o valor dos coeficientes de rigidez dos pneus. Os valores dos parâmetros utilizados podem ser observados na Tabela 10.

Tabela 10 - Parâmetros da terceira simulação de ½ carro.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Frequência natural não amortecida dianteira	f_n^d	2,03	Hz
Frequência natural não amortecida traseira	f_n^t	2,04	Hz
Fator de amortecimento dianteiro	ζ^d	1	-
Fator de amortecimento traseiro	ζ^t	1	-
Coefficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro	K_t^d	120.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu traseiro	K_t^t	120.000	N/m
Coefficiente de rigidez da mola dianteira	K_s^d	8.996	N/m
Coefficiente de rigidez da mola traseira	K_s^t	11.653	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	C_s^d	1.348	N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	C_s^t	1.720	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu dianteiro	C_t^d	200	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	C_t^t	200	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

Os casos selecionados para a terceira simulação de ½ carro são os seguintes: T1, T2v30, T3v5, T4v10 a T4v30, T5v25 e T5v30, T7v5, T9v25, T10v15 e T10v20, cujos resultados mais relevantes são apresentados na Tabela 11. A tabela com todos os resultados para esta simulação se encontra no Apêndice F.

Tabela 11 - Principais resultados da terceira simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T4v15	124,5	21,5	162,8	11,6
T4v20	107,8	65,2	152,1	95,0
T4v30	80,6	109,5	60,1	158,2

Fonte: Próprio Autor.

Observando os resultados é possível notar que:

- A máxima deflexão dos pneus dianteiros foi de 124,5mm (T4v15), ultrapassando o valor de 108mm;
- A máxima deflexão dos pneus traseiros foi de 109,5mm (T4v30), ultrapassando o valor de 108mm;
- A máxima compressão da suspensão dianteira foi de 162,8mm (T4v15), ficando 16,5% abaixo do valor do curso positivo disponível de 194,9mm;
- A máxima compressão da suspensão traseira foi de 158,2mm (T4v30), ficando 19,5% abaixo do valor do curso positivo disponível de 196,6mm.

Analisando separadamente cada teste, constatou-se que em T4v15, a máxima deformação do pneu dianteiro ocorre após um choque entre o pneu dianteiro e a rampa de subida do obstáculo no qual o ângulo entre o chassi e a rampa é de 64°, caracterizando um impacto com uma grande parcela frontal de esforços. Os protótipos do tipo mini-baja geralmente possuem um ângulo de inclinação nas bandejas dianteiras da suspensão em torno de 10 a 15°. Essa geometria é responsável por fazer a suspensão absorver uma maior parcela de impactos frontais e isso não foi contemplado no modelo de ½ carro usado na simulação. Além do mais trata-se de um único caso isolado para uma velocidade específica de transposição de um obstáculo, podendo ser contornado pela passagem por esse obstáculo em uma velocidade diferente (maior ou menor). Sendo assim, o valor de 124,53mm de deformação do pneu dianteiro é desprezado e considera-se o valor de 107,83mm (T4v20) como o maior, ou seja, um valor muito próximo da meta estabelecida de 108mm (90% de 120mm). Ainda analisando T4v15, a máxima deformação do pneu traseiro foi de 109,49mm, um valor também muito próximo da meta estabelecida.

O máximo valor de curso positivo para a suspensão dianteira registrado foi de 162,75mm diante de um curso positivo disponível de 194,9mm, ou seja, 83,5% deste valor. Dessa forma, optou-se por simular T4v15 e T4v30 separadamente para se ajustar o valor do coeficiente de rigidez da mola dianteira até que a meta de 90% fosse atingida. De forma análoga,

foi realizado o mesmo procedimento para a parte de trás do carro para ajustar o coeficiente de rigidez traseira também.

4.6. Quarta simulação com modelo de ½ carro em NX.

Os parâmetros obtidos (ver Tabela 12) foram ajustados até que o máximo valor do curso positivo das suspensões dianteira e traseira atingiram valores em torno de 90% do curso positivo disponível.

Tabela 12 - Parâmetros da quarta simulação de ½ carro.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Frequência natural não amortecida dianteira	f_n^d	1,95	Hz
Frequência natural não amortecida traseira	f_n^t	1,90	Hz
Fator de amortecimento dianteiro	ζ^d	1	-
Fator de amortecimento traseiro	ζ^t	1	-
Coefficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro	K_t^d	120.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu traseiro	K_t^t	120.000	N/m
Coefficiente de rigidez da mola dianteira	K_s^d	8.176	N/m
Coefficiente de rigidez da mola traseira	K_s^t	9.995	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	C_s^d	1.285	N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	C_s^t	1.593	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu dianteiro	C_t^d	200	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	C_t^t	200	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

Os resultados referentes à quarta simulação com modelo de ½ carro são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados da quarta simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T4v15	123,5	21,9	169,7	11,8
T4v30	80,0	108,8	62,7	168,2

Fonte: Próprio Autor.

Observando os resultados é possível notar que:

- A máxima compressão da suspensão dianteira foi de 169,7mm (T4v15) ficando 10,4% abaixo do valor do curso positivo disponível de 189,4mm;

- A máxima compressão da suspensão traseira foi de 168,2mm (T4v30) ficando 10,4% abaixo do valor do curso positivo disponível de 187,7mm.

4.7. Quinta simulação com modelo de ½ carro em NX.

Com todos os parâmetros de rigidez e amortecimento à princípio ajustados, foi realizada uma nova etapa de simulação desta vez com todos os testes listados para garantir que o conjunto de parâmetros proposto realmente atende a todos os testes. Os parâmetros para a quinta simulação podem ser observados na Tabela 12 acima, e os principais resultados correspondentes seguem abaixo na Tabela 14. A tabela completa com todos os resultados para esta simulação se encontra no Apêndice G.

Tabela 14 – Principais resultados da quinta simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T4v15	123,5	21,9	169,7	11,8
T4v20	109,3	62,4	148,7	83,1
T10v25	52,3	126,4	106,9	168,6

Fonte: Próprio Autor.

Analisando cada teste separadamente é possível observar em:

- T1 que todos os valores máximos registrados não ultrapassam os limites;
- T2 que a partir de 15km/h ocorre o capotamento do carro devido ao impacto da roda dianteira com o obstáculo. Nas velocidades de 5km/h e 10km/h os valores máximos registrados não ultrapassam os limites;
- T3 que de uma forma geral, quanto maior a velocidade, menores são os valores registrados. Isso ocorre porque em velocidades maiores não há tempo suficiente para a roda cair na valeta, gerando menos impacto para o veículo. A velocidade mais crítica para este teste é 5km/h e mesmo neste caso os valores máximos registrados ficam abaixo dos limites;
- T4 que nas velocidades de 10, 15, 20 e 25 km/h ocorre o capotamento do veículo, mas mesmo assim são situações que devem ser consideradas já que este é um fato que ocorre em competições. O valor de 123,5mm é desprezado conforme explicado anteriormente, porém em T4v20 ocorre um valor de máxima deformação do pneu dianteiro de 109,3mm ficando ligeiramente acima do valor definido como meta de

108mm. Na velocidade de 5km/h os valores registrados são relativamente pequenos, e em 30km/h a máxima compressão da suspensão traseira fica bem próxima de 90% do curso positivo disponível;

- T5 que nas velocidades de 5 a 20 km/h os valores são pequenos. Em 25km/h ocorre o capotamento do veículo, mas é um caso que mesmo assim deve ser considerado. E em 30km/h os valores são mais elevados, porém ficam abaixo dos limites;
- T6 que nas velocidades de 10, 15, 20, 25 e 30 km/h ocorre o capotamento do veículo. Na velocidade de 30km/h é registrado um valor de máxima compressão da suspensão dianteira de 197,9mm, porém é um valor desconsiderado pois trata-se de uma velocidade muito elevada para este tipo de obstáculo. Na velocidade de 2,5km/h os valores são pequenos e em 5km/h o valor da máxima compressão da suspensão dianteira é relativamente próximo de 90% do curso positivo disponível;
- T7 que nas velocidades de 10, 15, 20, 25 e 30km/h ocorre o capotamento do veículo e, assim como em T6, o valor de 197,9mm é desconsiderado. Na velocidade de 2,5km/h os valores são pequenos e em 5km/h o valor da máxima compressão da suspensão dianteira é bem próximo de 90% do curso positivo disponível;
- T8 que os valores para todas as velocidades são intermediários não caracterizando um obstáculo crítico;
- T9 que assim como em T8 os resultados são intermediários com exceção da máxima compressão da suspensão dianteira que atinge o valor de 130,5mm ainda assim ficando abaixo de 90% do curso positivo disponível;
- T10 que na velocidade de 30km/h ocorre o capotamento do veículo, mas é um caso a ser considerado também. Nas velocidades de 5, 10 e 15 km/h os valores são pequenos e na velocidade de 25km/h o valor da máxima compressão para o pneu traseiro é de 126,4mm ficando acima de 108mm.

4.8. Sexta simulação com modelo de ½ carro em NX.

Dessa forma, torna-se necessário a realização de mais uma iteração para ajuste de alguns parâmetros. Os valores dos parâmetros para a sexta simulação são observados abaixo.

Tabela 15 - Parâmetros da sexta simulação de ½ carro.

PARÂMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Frequência natural não amortecida dianteira	f_n^d	1,95	Hz
Frequência natural não amortecida traseira	f_n^t	1,94	Hz
Fator de amortecimento dianteiro	ζ^d	1	-
Fator de amortecimento traseiro	ζ^t	1	-
Coefficiente de rigidez vertical do pneu dianteiro	K_t^d	125.000	N/m
Coefficiente de rigidez vertical do pneu traseiro	K_t^t	147.000	N/m
Coefficiente de rigidez da mola dianteira	K_s^d	8.176	N/m
Coefficiente de rigidez da mola traseira	K_s^t	10.200	N/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	C_s^d	1.285	N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	C_s^t	1.609	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu dianteiro	C_t^d	200	N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	C_t^t	200	N.s/m

Fonte: Próprio Autor.

Os resultados da sexta simulação de ½ carro seguem abaixo:

Tabela 16 - Resultados sexta simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T2v30	103,7	69,9	160,1	123,4
T3v5	81,1	37,6	105,8	107,1
T4v15	117,3	13,4	160,1	9,4
T4v20	107,3	55,9	150,5	85,8
T4v30	82,8	107,9	55,7	155,4
T5v30	100,8	80,8	101,2	119,5
T6v5	47,2	37,9	126,4	60,3
T7v5	57,5	32,7	169,7	47,9
T9v25	53,9	100,3	88,1	91,7
T10v25	51,2	106,5	107,0	169,0

Fonte: Próprio Autor.

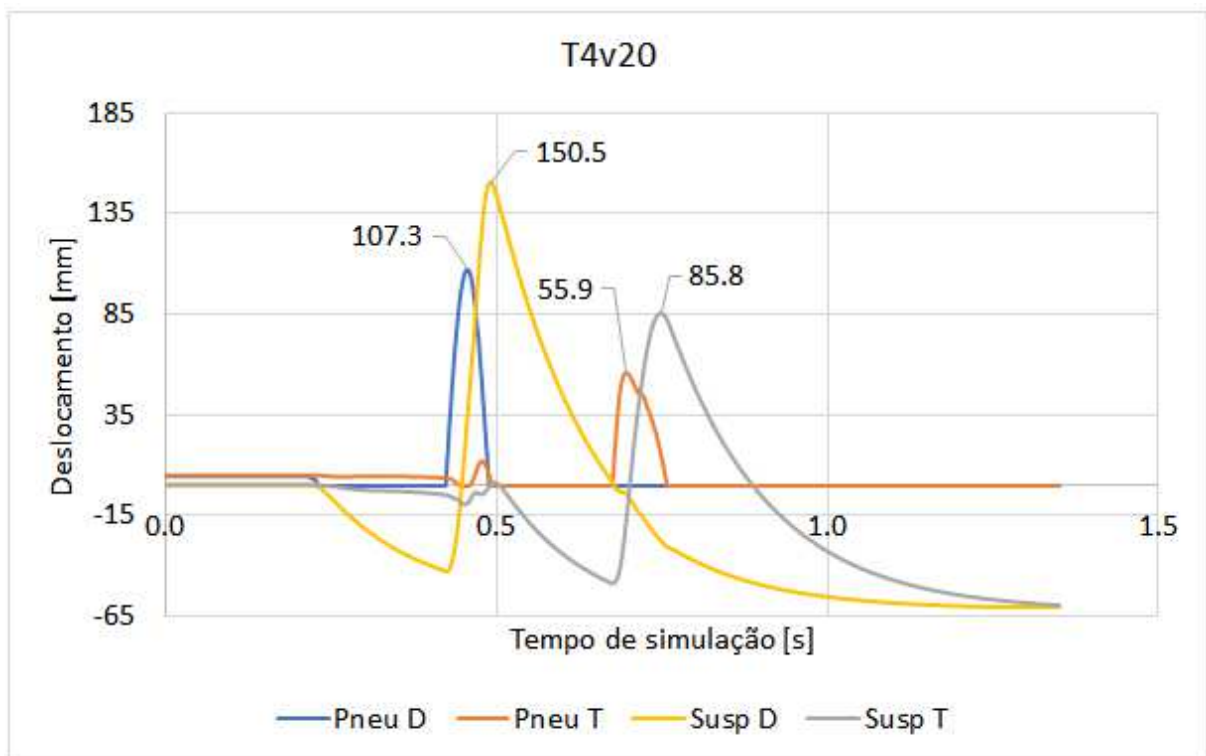
Observando os resultados é possível notar que:

- A máxima deflexão dos pneus dianteiros foi de 107,3mm em T4v20 (descartando o valor de 117,3mm que ocorre em T4v15 devido ao ângulo entre o carro e a superfície de contato do obstáculo), ficando muito próximo do valor de 108mm definido como meta;

- A máxima deflexão dos pneus traseiros foi de 107,9mm em T4v30, ficando muito próximo do valor de 108mm definido como meta;
- A máxima compressão da suspensão dianteira foi de 169,7mm em T7v5 ficando 10,4% abaixo do curso positivo disponível;
- A máxima compressão da suspensão traseira foi de 169,0mm em T10v25 ficando 10,6% abaixo do curso positivo disponível;
- Portanto os valores definidos como meta foram alcançados.

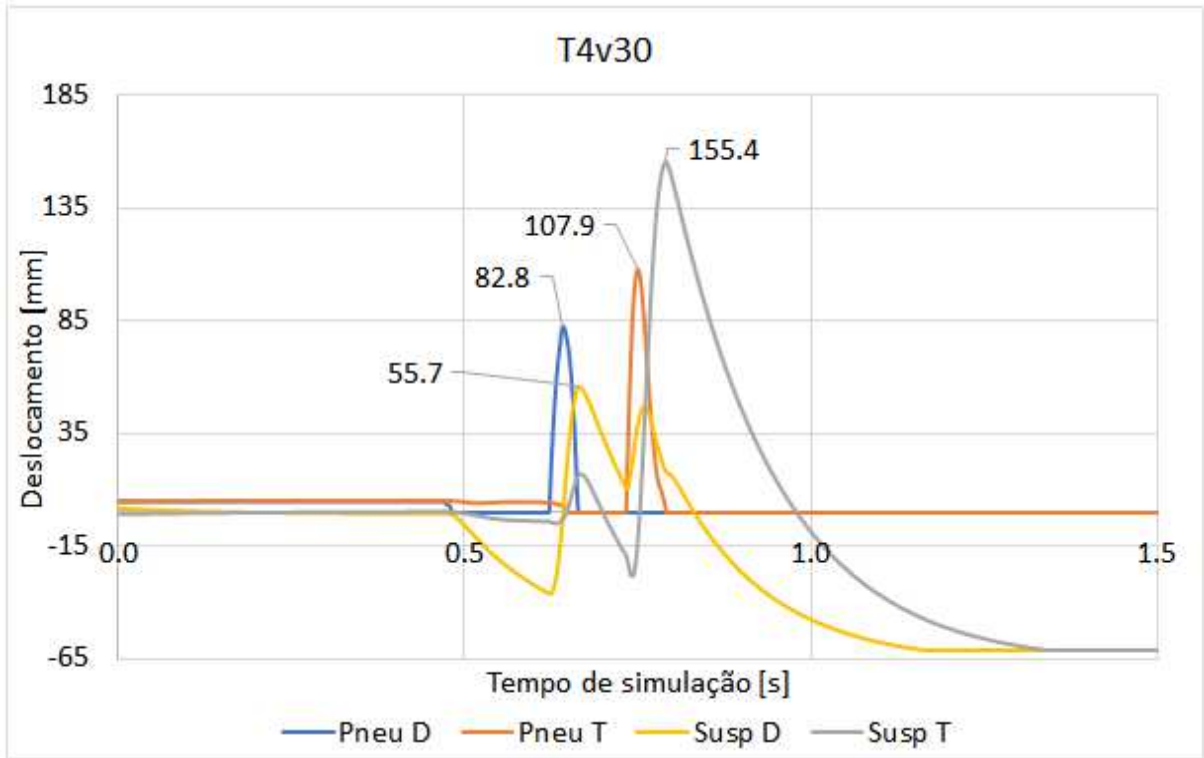
Como nas tabelas de resultados são mostrados apenas os valores máximos, segue abaixo alguns gráficos que ilustram as simulações T4v20, T4v30, T7v5 e T10v25, nas quais foram observados os máximos valores de deformação do pneu dianteiro, deformação do pneu traseiro, curso positivo da suspensão dianteira e curso positivo da suspensão traseira respectivamente.

Figura 54 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T4v20.



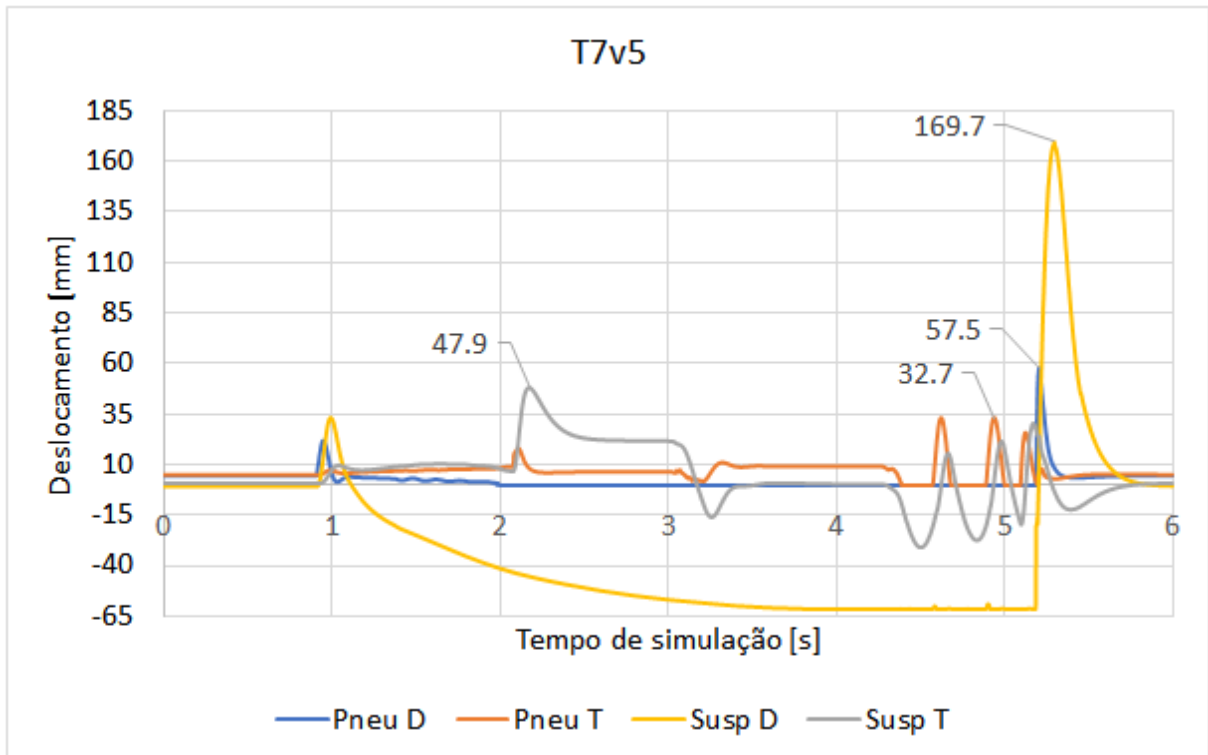
Fonte: Próprio Autor.

Figura 55 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T4v30.



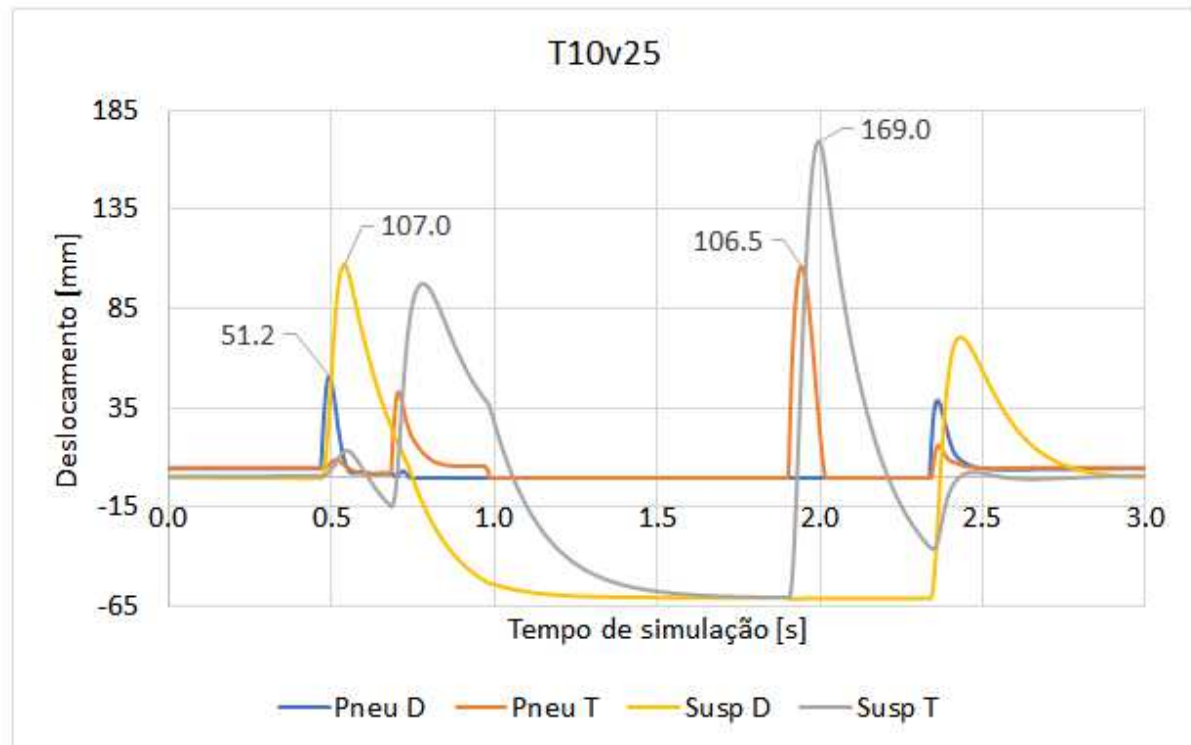
Fonte: Próprio Autor.

Figura 56 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T7v5.



Fonte: Próprio Autor.

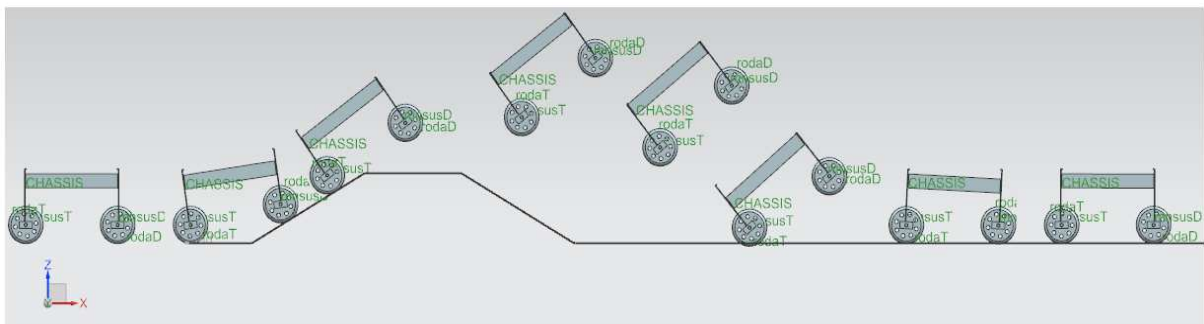
Figura 57 - Gráfico da sexta simulação de ½ carro T10v25.



Fonte: Próprio Autor.

Para finalizar, segue uma imagem feita a partir de algumas capturas de tela do ambiente de simulação realizadas durante a sexta e última simulação de ½ carro para T10v25.

Figura 58 - Capturas de tela da sexta simulação de ½ carro T10v25.



Fonte: Próprio Autor.

5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos atenderam às expectativas iniciais sendo possível propor valores de coeficientes de rigidez e amortecimento que permitem, pelo menos no ambiente de simulação, a transposição de diferentes tipos de obstáculos com diferentes velocidades, explorando bem todo o curso de suspensão disponível.

Destaca-se que os valores atingidos estão dentro de uma faixa de valores recomendada por diferentes referências consultadas, comprovando assim a eficácia da metodologia utilizada, além de ser um método relativamente simples quando comparado à métodos que utilizam soluções analíticas. Foi possível contornar com facilidade as particularidades do sistema de suspensão do protótipo analisado como as molas que só exercem força de reação à compressão, a utilização de batentes para limitar o fim de curso da suspensão e a possibilidade de utilizar amortecedores com diferentes coeficientes de amortecimento para compressão e extensão por exemplo.

Ressalta-se ainda que os valores apresentados neste trabalho são referentes à análise da dinâmica vertical do veículo, sendo que um projeto completo de suspensão deve levar em consideração, além da análise da dinâmica vertical, a análise da dinâmica lateral e longitudinal também.

Assim sendo, mesmo com o cumprimento dos objetivos propostos neste trabalho, gera-se algumas sugestões para trabalhos futuros como:

- Aprimoramento do modelo utilizado para simulações aproximando-o da realidade e conferindo uma maior confiabilidade dos resultados. Pensando ainda num modelo de meio carro é possível incluir um ângulo de inclinação para o curso da suspensão;
- Desde que a geometria da suspensão já esteja definida, acrescentar o efeito da variação da razão de instalação ao longo do curso de trabalho é uma opção a ser considerada;
- Avaliação de diferentes valores de ζ para compressão e extensão da suspensão;
- Realização de ensaios experimentais para levantar informações sobre a variação do coeficiente de amortecimento dos pneus em função do coeficiente de rigidez especialmente em terrenos do tipo *off road*;
- Utilização de um modelo de carro inteiro com mais GDLs, ou até mesmo a importação do modelo completo desenhado em CAD tornando possível a aquisição dos esforços aos quais os componentes da suspensão e do carro são submetidos durante a transposição de obstáculos, possibilitando realizar em conjunto um estudo sobre otimização dos componentes da suspensão e do carro como um todo;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, Daniel de Araújo. **DIMENSIONAMENTO CINEMÁTICO E DINÂMICO DE SUSPENSÃO DUPLO A**. 2012. 57 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília Faculdade de Tecnologia, Brasília, 2012.

ALVES, Diego Henrique Fonseca. **ANÁLISE DE CONFIGURAÇÕES E APLICAÇÕES DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR NOS VEÍCULOS BAJA**. 2015. 68 f. TCC (Graduação) - Curso de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri Instituto de Ciência e Tecnologia, Diamantina, 2015.

BAJA SINUELO FAHOR. **Página da Equipe Baja Sinuelo Fahor no Facebook**. Disponível em: <https://www.facebook.com/baja.fahor?fref=ts> . Acesso em: 29 nov. 2020.

BARBOSA, M. F. **Modelagem em multicorpos de um veículo Baja SAE e estudo de sua dinâmica vertical**. Dissertação de trabalho de conclusão de curso, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2016.

BRANCO, Diogo Bandeira de Melo Castelo. **Análise de desempenho da suspensão e conforto de um veículo fora de estrada do tipo baja SAE**. 2014. 119 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – Cefet/rj, Rio de Janeiro, 2014.

CARPOEIRA. **RESUMO DA COMPETIÇÃO INTERNACIONAL BAJA SAE MARYLAND 2015**. Disponível em: <http://www.carpoeira.ufba.br/home/?tag=baja> . Acesso em 10 nov. 2020.

CARPOEIRA. **EQUIPE CARPOEIRA BAJA, NA COMPETIÇÃO NACIONAL BAJA SAE 2016**. Disponível em: <http://www.carpoeira.ufba.br/home/?p=1089> . Acesso em 10 nov. 2020.

CARVALHO, Rafael Oliveira de. **Dimensionamento de suspensões veiculares para isolamento de vibrações excitadas pela via**. 2011. 63f. Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

CLARK, Samuel K. (Ed.). **Mechanics of pneumatic tires**. US Government Printing Office, 1981.

COSTA, Vinicius Augusto da Silva. **Dimensionamento e calibração de suspensão tipo duplo A para veículos mini baja**. 2006. 64 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

DUARTE, Brenno Tavares; BARRETO, Juliana Ramos; AMARAL, Pedro Trindade do. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE**. 2016. 111 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – Cefet/rj, Rio de Janeiro, 2016.

FELÍCIO, Luiz Carlos. **Modelagem da dinâmica de sistemas e estudo da resposta**. 2. ed. São Carlos: Rima, 2010.

FERNANDES, Marcus Vinícius da Silva. **ANÁLISES DA SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO "OFF-ROAD" DO TIPO MINI BAJA**. 2015. 77 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

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

Haider J. Abid, Jie Chen, Ameen A. Nassar , " **Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles** ", International Scholarly Research Notices , vol. 2015 , Artigo ID 974020 , 6 páginas , 2015 .

HERNANDES, Gilmar. **UCDB: Javalis Baja UCDB fica em 39º lugar na Competição Baja Sae Brasil 2020**. 2020. Disponível em: <https://site.ucdb.br/noticias/extensao/11/javalis-baja-ucdb-fica-em-39-lugar-na-competicao-baja-sae-brasil-2020/59663/>. Acesso em: 14 nov. 2020.

IUT MINI BAJA TEAM. **About mini baja**. Disponível em: <https://sites.google.com/site/iutminibaja/about> . Acesso em 11 nov. 2020.

JIAO, Lejia. **Vehicle model for tyre-ground contact force evaluation**. 2013. 47 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Vehicle Engineering, Kth Royal Institute Of Technology, Estocolmo, 2013.

- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. **Race Car Vehicle Dynamics**. USA: SAE International 1995.
- NETO, Á. Costa. **Dinâmica veicular**. Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.
- NICOLAZZI, L., ROSA, E., LEAL, L., **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Publicação interna GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.
- RASSINI - NHK AUTOMOTIVE. **Molas Helicoidais: conceito e função**. 2019. Disponível em: <https://www.rassini-nhk.com.br/produtos-fabrini-molas-helicoidais/>. Acesso em: 13 out. 2020.
- REZENDE, J. C. C., **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.
- ROCHA, Fábio Krug. **Desenvolvimento de uma metodologia para análise de estrutura veicular**. 2004. 155 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- SAE BRASIL. **Baja Nacional**. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>. Acesso em: 13 out. 2020.
- SCHIEHLEN, W. **Multibody Systems Dynamics: Roots and Perspectives**. Multibody Systems Dynamics, Kluwer Academic Publishers, 1997.
- SIEMENS (Munich) (org.). **Guidelines for contact materials**. 2015. Disponível em: https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/10/nx_help#uid:index_motion:xid429120:idd563181:id562936. Acesso em: 17 nov. 2020.
- SOARES, A.L.V. **Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos**. 89f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2005.

SODRÉ, Ulysses. **Equações Diferenciais Ordinárias: transformadas de Laplace**. Disponível em: <http://www.uel.br/projetos/matessencial/superior/edo/laplace.htm>. Acesso em: 13 out. 2020.

TERRA DE ASFALTO ACESSÓRIOS LTDA. **Mola Helicoidal Suspensao Cabine Volvo Fh**. Disponível em: <https://www.terradeasfalto.com.br/caminhoes-linha-pesada/suspensoes-pneumaticas/volvo/st-079-mola-helicoidal-suspensao-cabine-volvo-fh-diant-2004-em-diante-tras-todos>. Acesso em: 13 out. 2020.

VORA, Videh. **MOTOROIDS: engineers put up a fabulous show as 12th bajaj sae concludes** ❖ report. Engineers Put up a Fabulous Show as 12th Bajaj SAE Concludes – Report. 2019. Disponível em: <https://www.motoroids.com/news/engineers-put-up-a-fabulous-show-as-12th-bajaj-sae-concludes-report/>. Acesso em: 14 nov. 2020.

APÊNDICE A: Código feito em Matlab para simulação de modelo de 1/4 de carro com entrada tipo rampa.

```

%-----
%CRIANDO O TIPO DE ENTRADA (PERTURBAÇÃO) QUE VAI SER IMPOSTA AO SISTEMA
%PODE SER UMA FUNÇÃO DEGRAU, FUNÇÃO IMPULSO, RAMPA, ETC.

t= 0:0.01:4 ; %vetor tempo de 0 a 4 seg com passo de 0.01seg
entrada = zeros(size(t)); %primeiramente a entrada é um vetor de zeros
limite_matriz=size(t);
limite_modulo = limite_matriz(1,2); %tamanho do vetor de tempo

comecorampa = 1;
altura_obstaculo = 0.3;
entrada(1:comecorampa) = 0; %função entrada vale 0 de (1) até
comecorampa ou seja o primeiro elemento apenas

limitecontador = 100;
for i=1:limitecontador
    entrada(comecorampa + i) = i/limitecontador * altura_obstaculo;
%entrada(2,3,...,101)é uma rampa que começa em 0,003 e vai até 0,3 m
    i=i+1;
end
    entrada(i+comecorampa:limite_modulo)= altura_obstaculo; %patamar
constante de altura 0,3m depois da rampa

%-----
%FORNECER OS PARÂMETROS DO SISTEMA - INPUTS

Msus=75;%Massa Suspensa em [Kg] (para 1/4 de carro)
Mnsus = 15;%Massa NÃO-Suspensa em [Kg] (para 1/4 de carro)
Km = 20000; % Rigidez da mola em [N/m]
Kp = 50000; % Rigidez do pneu em [N/m]
B =27000; % Coeficiente de amortecimento do amortecedor em [N.s/m]
Bp = 500; %Coeficiente de amortecimento do Pneu em [N.s/m]

%-----
%CRIANDO AS FUNÇÕES DE TRANSFERENCIA DO SISTEMA: FT1, FT2, FT3
%FT1:RELACIONA O DESLOC. DA MASSA SUS. COM O DESLOC. DA MASSA NÃO-SUS.
%FT2:RELACIONA O DESLOC. DA MASSA NÃO-SUS. COM O DESLOC. IMPOSTO PELO SOLO
%FT3:RELACIONA O DESLOC. DA MASSA SUS. COM O DESLOC. IMPOSTO PELO SOLO
%ESSAS EQUAÇÕES VIERAM DA MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA

num1 = [B Km]; % numerador da primeira FT
den1 = [Msus B Km]; % denominador da primeira FT
FT1 = tf(num1,den1); % primeira FT: Saida = Desloc. da Massa suspensa;
Entrada = Desloc. da Massa Não-suspensa
num2 = [(Bp*Msus) (Kp*Msus + Bp*B) (Kp*B + Bp*Km) (Kp*Km)];% numerador
da segunda FT
den2 = [(Mnsus*Msus) (Msus*B + Mnsus*B + Bp*Msus) (Mnsus*Km + Msus*Km +
Msus*Kp + Bp*B) (Kp*B + Bp*Km) (Kp*Km)]; %denominador da segunda FT
FT2 = tf(num2,den2);% segunda FT: Saida = Desloc. da Massa Não-
suspensa; Entrada = Desloc. imposto pelo terreno
FT3 = series(FT1,FT2)% terceira FT: Saida = Desloc. da Massa suspensa;
Entrada = Desloc. imposto pelo terreno

%-----
%CALCULANDO A RESPOSTA DAS FT'S DADA A ENTRADA FORNECIDA

```

```

RESP1=lsim(FT1,entrada,t); %Resposta da primeira FT
RESP2=lsim(FT2,entrada,t); %Resposta da segunda FT
RESP3=lsim(FT3,entrada,t); %Resposta da terceira FT

%-----
%PLOTANDO A RESPOSTA DAS FT'S

plot(t,entrada,'k:','linewidth',2);%ilustração função
entrada(perturbação imposta pelo solo)
hold on;
plot(t,RESP1, 'r','linewidth',2); %gráfico da Resposta da primeira FT
hold on;
plot(t,RESP2, 'b','linewidth',2); %gráfico da Resposta da segunda FT
hold on;
plot(t,RESP3, 'g','linewidth',4); %gráfico da Resposta da terceira FT

xlabel('Tempo t [s]','fontsize',14); %nomeando eixo X
ylabel('Deslocamento vertical [m]','fontsize',14); %nomeando eixo Y
legend('Função entrada.', 'Resposta da Massa Suspensa considerando a
entrada na massa não suspensa','Resposta da Massa Não-Suspensa considerando
a entrada no pavimento','Resposta da Massa Suspensa considerando a entrada
no pavimento'); %legenda do gráfico
title('DESLOCAMENTO DAS MASSAS','fontsize',16) ; % titulo do gráfico

%-----

```

APÊNDICE B: Tabela completa com todos os resultados da primeira simulação de ¼ de carro.

Tabela 17 - Todos os resultados da primeira simulação de 1/4 de carro

(continua)

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	109,4	144,6	170,5	128,4
T2v5	46,4	57,3	58,2	43,2
T2v10	79,9	120,5	96,1	94,3
T2v15	103,7	141,9	119,6	112,3
T2v20	123,7	154,3	134,8	122,8
T2v25	141,6	162,8	144,3	128,0
T2v30	156,3	177,8	149,9	129,9
T3v5	98,4	115,2	98,7	77,2
T3v10	65,0	75,0	56,6	43,2
T3v15	51,1	55,1	34,7	26,3
T3v20	40,8	41,3	23,3	17,9
T3v25	33,6	31,7	17,0	13,3
T3v30	27,3	25,3	13,2	10,5
T4v5	31,2	36,1	49,8	31,7
T4v10	127,5	168,1	167,8	134,9
T4v15	146,2	191,7	176,2	134,9
T4v20	153,4	178,2	136,2	100,4
T4v25	135,4	147,4	100,5	73,8
T4v30	114,9	119,9	75,9	55,9
T5v5	18,6	24,9	27,3	21,1
T5v10	56,3	76,5	64,4	57,4
T5v15	59,9	100,2	106,7	81,6
T5v20	129,2	181,8	173,4	146,2
T5v25	142,9	187,9	180,1	138,0
T5v30	155,6	198,4	158,4	117,6
T6v5	32,1	41,7	47,3	35,5
T6v10	111,2	148,0	141,6	117,6
T6v15	142,6	215,0	188,0	174,4
T6v20	187,1	245,2	248,8	231,0
T6v25	231,5	246,6	248,3	248,0
T6v30	249,4	250,0	249,8	246,2
T7v5	32,1	41,7	47,3	35,5
T7v10	91,6	126,8	114,2	99,3
T7v15	142,9	215,4	188,0	174,7
T7v20	187,2	246,5	249,5	231,2

(Conclusão)

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T7v25	231,2	240,5	249,5	245,2
T7v30	244,6	250,0	249,7	245,4
T8v5	57,7	76,1	59,9	53,0
T8v10	54,0	77,9	57,0	48,4
T8v15	88,1	98,0	84,8	56,7
T8v20	78,2	99,5	73,6	63,4
T8v25	87,8	113,1	76,1	57,9
T8v30	95,4	106,2	76,6	52,4
T9v5	30,0	55,9	37,6	39,3
T9v10	66,4	60,7	85,4	42,9
T9v15	114,0	97,5	115,2	56,2
T9v20	126,8	166,5	139,3	101,1
T9v25	123,3	165,5	122,3	109,1
T9v30	124,8	137,9	81,6	60,6
T10v5	18,5	24,1	27,3	20,5
T10v10	37,2	49,6	55,0	42,3
T10v15	55,6	122,5	88,1	96,1
T10v20	116,0	168,9	148,8	135,2
T10v25	92,6	207,6	136,4	168,1
T10v30	163,7	246,0	218,5	200,8

Fonte: Próprio Autor.

APÊNDICE C: Tabela completa com todos os resultados da segunda simulação de ¼ de carro.

Tabela 18 - Todos os resultados da segunda simulação de 1/4 de carro

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	-	87,5	-	135,1
T2v15	-	87,9	-	107,9
T2v20	-	106,1	-	122,6
T2v25	102,67	120,8	151,3	132,4
T2v30	113,4	133,7	162,1	137,5
T3v5	70,3	84,4	89,2	77,4
T4v10	-	104,1	-	139,2
T4v15	90,1	119,1	174,1	152,3
T4v20	103,7	129,5	146,7	122,9
T4v25	-	116,1	-	91,7
T5v20	-	105,8	-	143,6
T5v25	88,3	116,4	175,4	154,0
T5v30	95,9	126,5	166,1	141,2
T6v10	-	91,2	-	119,1
T6v15	83,2	114,3	161,6	152,6
T6v20	104,1	149,8	208,9	205,4
T6v25	127,3	185,5	262,2	257,6
T6v30	149,3	220,3	313,0	309,7
T7v15	83,2	114,3	161,5	152,8
T7v20	104,0	149,7	208,9	205,2
T7v25	127,3	185,3	262,0	257,6
T7v30	149,2	220,2	313,0	309,6
T9v20	-	110,8	-	106,4
T9v25	-	127,9	-	131,8
T10v20	-	94,1	-	123,6
T10v25	-	110,3	-	147,0
T10v30	92,5	130,7	121,4	177,3

Fonte: Próprio Autor.

APÊNDICE D: Tabela completa com todos os resultados da primeira simulação de ½ carro.

Tabela 19 - Todos os resultados da primeira simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	67,5	93,8	141,2	104,3
T2v10	71,8	70,8	121,0	79,4
T2v30	119,8	90,0	142,6	79,1
T3v5	104,5	98,8	114,9	96,6
T3v10	76,5	88,9	76,4	59,6
T4v5	46,7	35,4	64,8	33,7
T4v10	124,5	19,5	132,9	9,7
T4v15	153,6	23,8	166,5	11,2
T4v20	125,6	85,2	137,3	78,3
T4v25	103,3	112,2	92,6	113,9
T4v30	89,4	132,6	52,5	114,2
T5v15	46,9	43,7	64,1	56,1
T5v20	96,8	63,6	94,3	68,5
T5v25	125,1	127,9	112,9	90,9
T5v30	125,4	89,5	163,8	103,9
T6v2,5	35,5	36,5	99,2	21,0
T6v5	67,6	67,4	133,2	35,5
T7v2,5	29,2	32,4	43,8	21,0
T7v5	58,0	62,1	130,5	35,6
T8v5	42,4	48,4	60,3	35,4
T8v10	48,1	55,2	51,8	41,0
T8v15	54,5	62,3	62,8	52,1
T8v20	63,5	71,4	86,2	52,5
T8v25	77,7	66,9	95,5	49,4
T8v30	68,6	80,1	79,2	46,5
T9v5	46,9	33	62,8	24,3
T9v10	54,0	79,1	73,7	66,2
T9v15	61,5	55,9	83,4	69,3
T9v20	66,1	63,3	119,4	78,3
T9v25	93,2	81,6	174,2	86,9
T9v30	71,5	95,4	95,3	49,9
T10v15	91,9	46,2	149,2	54,8
T10v20	53,7	159,4	113,9	123,9
T10v25	64,9	63,9	105,9	72,3

Fonte: Próprio Autor.

APÊNDICE E: Tabela completa com todos os resultados da segunda simulação de ½ carro.

Tabela 20 – Todos os resultados da segunda simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	66,3	89,6	132,3	134,3
T2v30	119,7	88,4	142,6	97,9
T3v5	103,3	93,7	114,6	122,2
T4v10	124,6	22,7	132,2	10,1
T4v15	153,7	24,0	166,9	11,7
T4v20	125,7	82,6	136,5	100,2
T4v25	103,4	110,1	97,4	142,6
T4v30	89,2	129,3	114,8	142,9
T5v25	125,5	63,0	113,0	94,2
T5v30	126,1	85,6	131,3	132,0
T6v2,5	35,2	35,3	94,9	27,7
T6v5	75,0	48,1	142,2	45,2
T7v5	72,6	54,1	184,1	56,2
T8v25	62,0	71,1	84,5	60,0
T9v25	83,1	71,7	171,1	118,9
T10v15	91,5	43,7	149,8	68,3
T10v20	53,6	143,4	85,3	153,5

Fonte: Próprio Autor.

APÊNDICE F: Tabela completa com todos os resultados da terceira simulação de ½ carro.

Tabela 21 – Todos os resultados da terceira simulação de ½ carro.

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	53,5	70,5	127,2	127,9
T2v30	105,7	75,3	153,5	109,4
T3v5	87,4	72,0	114,0	124,0
T4v10	100,0	17,3	137,2	9,2
T4v15	124,5	21,5	162,8	11,6
T4v20	107,8	65,2	152,1	95,0
T4v25	91,0	90,2	138,2	147,0
T4v30	80,6	109,5	60,1	158,2
T5v25	102,7	52,6	118,4	97,3
T5v30	104,3	85,0	106,8	141,0
T7v5	50,8	55,7	114,2	45,3
T9v25	60,2	86,6	128,2	115,0
T10v15	72,2	35,0	142,4	68,9
T10v20	43,4	104,5	83,3	156,8

Fonte: Próprio Autor.

APÊNDICE G: Tabela completa com todos os resultados da quinta simulação de ½ carro.

Tabela 22 – Todos os resultados da quinta simulação de ½ carro.

(Continua)

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T1	52,9	69,0	130,9	136,8
T2v5	31,1	28,9	51,0	45,2
T2v10	50,6	50,1	82,2	93,1
T2v15	67,0	52,7	109,9	108,0
T2v20	81,3	63,1	130,8	113,0
T2v25	93,8	69,9	146,6	115,6
T2v30	104,9	75,5	158,5	117,5
T3v5	87,4	52,3	118,9	130,4
T3v10	69,0	70,7	76,6	72,0
T3v15	50,8	61,7	46,0	56,2
T3v20	41,4	49,4	34,8	36,0
T3v25	36,4	41,3	45,2	25,1
T3v30	42,7	35,1	55,5	18,1
T4v5	35,1	24,9	69,1	49,8
T4v10	90,9	16,7	128,7	9,7
T4v15	123,5	21,9	169,7	11,8
T4v20	109,3	62,4	148,7	83,1
T4v25	92,9	95,4	89,5	136,8
T4v30	80,0	108,8	62,7	168,2
T5v5	17,8	16,4	41,4	32,8
T5v10	31,7	26,1	52,5	56,8
T5v15	42,5	34,3	66,8	76,7
T5v20	64,9	43,0	74,8	91,9
T5v25	100,8	48,6	110,2	90,4
T5v30	103,0	87,8	100,1	118,8
T6v2,5	40,5	25,7	104,4	28,6
T6v5	62,8	36,7	143,6	48,9
T6v10	39,8	35,5	69,0	79,2
T6v15	56,7	49,2	103,1	103,9
T6v20	73,3	60,7	135,9	111,5
T6v25	89,8	61,7	167,4	113,6
T6v30	106,2	64,6	197,9	121,5
T7v2,5	25,3	16,5	38,2	28,6
T7v5	62,5	56,7	168,6	53,1
T7v10	39,8	36,1	69,0	79,2
T7v15	56,7	49,2	103,1	103,9
T7v20	73,3	60,7	135,9	111,5
T7v25	89,8	61,7	167,4	113,6

(Conclusão)

TESTE	MÁX DEF PNEU DIANT	MÁX DEF PNEU TRAS	MÁX CURSO POSITIVO DIANT	MÁX CURSO POSITIVO TRAS
T7v30	106,2	64,6	197,9	121,5
T8v5	34,7	38,4	59,4	44,7
T8v10	36,5	47,1	54,7	56,2
T8v15	55,7	42,1	69,3	73,0
T8v20	60,5	65,9	78,1	76,7
T8v25	54,6	55,1	83,1	75,6
T8v30	61,3	55,1	85,9	73,3
T9v5	40,7	31,6	68,9	36,0
T9v10	35,8	58,3	54,7	85,1
T9v15	55,5	55,5	69,3	85,2
T9v20	68,6	65,6	78,1	76,7
T9v25	54,6	67,5	130,5	93,6
T9v30	63,3	65,3	85,7	95,5
T10v5	16,4	15,8	52,4	37,5
T10v10	32,3	25,5	77,7	58,0
T10v15	70,2	34,1	118,6	73,8
T10v20	42,9	97,2	86,3	146,8
T10v25	52,3	126,4	106,9	168,6
T10v30	61,6	53,9	127,1	108,6

Fonte: Próprio Autor.