

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Simulação numérica do sistema de suspensão para
um protótipo Baja SAE**

Matheus Pericles Ribeiro Faria

Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

**Rio de Janeiro,
Novembro de 2018**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Simulação numérica do sistema de suspensão para
um protótipo Baja SAE**

Matheus Pericles Ribeiro Faria

Projeto final apresentado em cumprimento
às normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

**Rio de Janeiro,
Novembro de 2018**

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

F224 Faria, Matheus Pericles Ribeiro
Simulação numérica do sistema de suspensão para um
protótipo Baja SAE / Matheus Pericles Ribeiro Faria.—2018.
74f. + anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2018.

Bibliografia : f. 73-74

Orientador : Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

1. Engenharia mecânica. 2. Veículos Mini-Baja. 3. Simulação
numérica. 4. Projetos de engenharia. 5. Veículos a motor - Molas e
suspensão. I. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de (Orient.). II. Título.

CDD 621

AGRADECIMENTOS

Dedico este presente trabalho primeiramente a Deus e aos meus familiares, que me apoiaram em todas as etapas da minha formação acadêmica, bem como aos meus amigos, companheiros de instituição e de vida. Agradeço também à equipe MudRunner de Baja SAE que prontamente forneceu os dados e ajuda necessários para redigir esse projeto final, além de muito ter contribuído para minha evolução pessoal e profissional e ao professor orientador me guiou neste trabalho e que me acompanha desde o início de minha graduação como orientador da equipe MudRunner, Ricardo Alexandre Amar de Aguiar.

Agradeço à instituição de ensino CEFET/RJ por apoiar o desenvolvimento deste projeto fornecendo acesso ao laboratório de pesquisa para realização dos ensaios necessários. Agradeço também ao amigo e técnico de laboratório BrennoTavares Duarte por todo apoio prestado.

RESUMO

O estudo do sistema de suspensão de um carro é de grande importância na análise do comportamento dinâmico tanto vertical quanto lateral dos veículos. Os protótipos *offroad* Baja SAE, durante as competições, passam por provas que exigem alto grau de resistência mecânica de seus componentes além de um bom desempenho dinâmico do veículo, e desta forma, os sistemas de suspensão e direção são muito exigidos. Tendo em vista tamanha importância destes componentes no protótipo, este projeto tem como objetivo simular a partir de um sistema de 9 graus de liberdade o projeto da suspensão de um veículo Baja SAE, analisar o desempenho dinâmico do veículo bem como os esforços sofridos pelos componentes do sistema. Além disso, este projeto visa levantar dados teóricos a serem utilizados pela Equipe Mud Runner Baja para auxílio em novos projetos, melhoria dos seus protótipos atuais e agregar conhecimento à equipe. O veículo foi simulado de duas formas, em uma prova de *Slalom* a fim de avaliar a dinâmica lateral, e em uma pista com valas alternadas a fim de simular a dinâmica vertical. Os resultados obtidos apontam que para um melhor desempenho em curvas o veículo deve utilizar componentes com maior rigidez enquanto para um melhor desempenho vertical, uma menor rigidez nos componentes deve ser utilizada.

Palavras-chave: Baja SAE, suspensão, simulação.

ABSTRACT

The suspension system study of a car is very important in the analysis of vertical and lateral dynamic behavior of a vehicle. The Baja SAE offroad prototypes, during competitions, go through tests that require a great degree of mechanical resistance of its components besides a good dynamic performance, and this way, the suspension and direction systems are very required. Considering the importance of these components in the prototype, this project aims to simulate the design of the suspension of a Baja SAE vehicle from a system of 9 degrees of freedom, analyze the dynamic performance of the vehicle as well as the efforts of the system components. In addition, this project aims to raise theoretical data to be used by the Mud Runner Baja Team to aid in new projects, improve their current prototypes and add knowledge to the team. The vehicle was simulated in two ways, in a Slalom test in order to evaluate the lateral dynamics, and in a track with alternating ditches in order to simulate the vertical dynamics. The results indicate that for better performance in curves the vehicle must use components with greater stiffness while for a better vertical performance, a lower stiffness in the components should be used.

Key words: Baja SAE, suspension, simulation.

ÍNDICE

Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1. Competições Baja SAE	1
1.2. Equipe Mud Runner Baja	2
1.3. Motivação	3
1.4. Objetivo	3
1.5. Justificativa	4
1.6. Organização do Projeto	4
Capítulo 2	5
Projeto do sistema de suspensão	5
2.1. Suspensão Automotiva	5
2.1.1. Suspensão Duplo A	5
2.1.2. Amortecedor	6
2.1.3. Mola	7
2.1.4. Pneus	8
2.1.5. Sistemas de coordenadas da roda	9
2.1.6. Ângulo de deriva e Força Lateral	10
Capítulo 3	12
Dinâmica Veicular	12
3.1. Definições fundamentais	12
3.1.1. Ângulo de câmbor	12
3.1.2. Cáster	13
3.1.3. Massa suspensa e massa não suspensa	14
3.2. Dinâmica Lateral	14
3.2.1. Geometria de Ackerman	14
3.2.2. Gradiente de Esterçamento	15
3.2.3. Centro de Rolagem	16
3.2.4. Transferência de Carga	17
3.3. Dinâmica Vertical	18
3.3.1. Resposta Dinâmica	20
3.3.2. Fontes de excitação	21
Capítulo 4	23
Metodologia e Modelagem	23
4.1. Objeto de estudo: Protótipo MR17 da Equipe Mud Runner	23

4.1.1.	Caracterização Amortecedor	23
4.1.2.	Pneus.....	25
4.1.3.	Parâmetros do veículo.....	28
4.2.	Sistema de Coordenadas Adotado	29
4.3.	Regime Permanente e Regime Transiente	30
4.4.	Modelo de 9 Graus de Liberdade.....	30
4.4.1.	Modelo de 2 Graus de Liberdade.....	30
4.4.2.	Modelo de 7 Graus de Liberdade.....	34
4.4.3.	Reações dos pneus	37
4.4.4.	Acoplamento dos modelos	37
4.4.5.	Condição de tombamento	38
Capítulo 5.....		39
Simulações e Parâmetros		39
5.1.	Objetivo das simulações.....	39
5.2.	Simulação 1: <i>Slalom</i>	39
5.3.	Simulação 2: Valas Alternadas	41
Capítulo 6.....		44
Análise dos resultados.....		44
6.1.	Simulação 1: <i>Slalom</i>	44
6.1.1.	Situação 1	44
6.1.2.	Situação 2	47
6.1.3.	Situação 3	50
6.1.4.	Situação 4.....	53
6.2.	Simulação 2: Valas Alternadas	57
6.2.1.	Situação 1	58
6.2.2.	Situação 2	60
6.2.3.	Situação 3	64
6.2.4.	Situação 4.....	67
Capítulo 7.....		71
Conclusão e sugestões para trabalhos futuros.....		71
7.1.	Conclusão	71
7.2.	Sugestões para trabalhos futuros.....	72
Capítulo 8.....		73
Referências Bibliográficas		73
ANEXO A: Programa Principal (Dados de entrada e criação dos gráficos)		75
ANEXO B: Equação 9 Graus de Liberdade (Simulação Slalom e Valas Alternadas)		78

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Protótipo Baja da equipe Mud Runner	1
Figura 1.2: Equipe Mud Runner na competição nacional Baja SAE 2017	2
Figura 2.1: Suspensão Duplo A.	6
Figura 2.2: Visão em corte apresentando as partes de um amortecedor.	7
Figura 2.3: Feixe de molas (a), Molas helicoidais (b), Amortecedor com molas pneumáticas (c)	8
Figura 2.4: Sistema de coordenadas da roda [2].	9
Figura 2.5: Vista frontal apresentando o ângulo de cambagem [2].	9
Figura 2.6: Vista superior apresentando o ângulo de deriva [2].	10
Figura 2.7: Força lateral F_y em função do ângulo de deriva considerando força vertical constante [2].	10
Figura 3.1: Ângulo de câmber [2].	12
Figura 3.2: Cáster [2].	13
Figura 3.3: Condição de Ackerman [2].	15
Figura 3.4: Comportamentos do veículo em curva.	16
Figura 3.5: Construção geométrica centro instantâneo de rotação e de rolagem [3].	17
Figura 3.6: Transferência de carga [4].	18
Figura 3.7: Sistema de coordenadas local [9].	19
Figura 3.8: Modelos para análise de ride (a) quarter car, (b) Full vehicle e (c) Half [2], (d) Fonte própria.	21
Figura 4.1: Ensaio do amortecedor [6]	24
Figura 4.2: Resultado do ensaio do Amortecedor [6].	24
Figura 4.3: Variação de rigidez no amortecedor e rigidez média [6].	25
Figura 4.4: Ensaio do Pneu (a) e Influência da velocidade no ensaio do pneu (b) [6].	26
Figura 4.5: Resultados dos ensaios dos pneus dianteiro (a) e traseiro (b) [6].	26
Figura 4.6: Cálculo da rigidez do pneu dianteiro a 18 PSI [6].	27
Figura 4.7: Resultado da rigidez nos pneus (a) dianteiro e (b) traseiro [6].	27
Figura 4.8: Sistema de coordenadas globais.	29
Figura 4.9: Ângulos e componentes das velocidades.	31
Figura 4.10: Ângulo de deriva em relação as velocidades [12].	32

Figura 4.11: Diagrama de corpo livre modelo 2D [4].....	33
Figura 4.12: Modelo com 7 graus de liberdade [4].....	34
Figura 4.13: Diagrama de corpo livre da massa suspensa [4].....	35
Figura 4.14: Diagrama de corpo livre da massa não suspensa [4].....	36
Figura 4.15: Modelo de tombamento [4].	38
Figura 5.1: Prova dinâmica de manobrabilidade: Slalom.	40
Figura 5.2: Pista de competição com valas alternadas.....	42
Figura 6.1: Deslocamento Espacial Modelo 9GL.....	45
Figura 6.2: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	45
Figura 6.3: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	46
Figura 6.4: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.....	46
Figura 6.5: Reações Verticais dos Pneus.	47
Figura 6.6: Deslocamento Espacial Modelo 9GL.....	48
Figura 6.7: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	48
Figura 6.8: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	49
Figura 6.9: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.....	49
Figura 6.10: Reações verticais dos pneus	50
Figura 6.11: Deslocamento Espacial Modelo 9GL.....	51
Figura 6.12: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	51
Figura 6.13: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	52
Figura 6.14: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.....	52
Figura 6.15: Reações verticais dos pneus	53
Figura 6.16: Deslocamento Espacial Modelo 9GL.....	54
Figura 6.17: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	54
Figura 6.18: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	55
Figura 6.19: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.....	55
Figura 6.20: Reações verticais dos pneus	56
Figura 6.21: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	58
Figura 6.22: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	58
Figura 6.23: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.....	59
Figura 6.24: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.....	59
Figura 6.25: Reações verticais dos pneus	60
Figura 6.26: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	61
Figura 6.27: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	61
Figura 6.28: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.....	62

Figura 6.29: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.....	62
Figura 6.30: Reações verticais dos pneus	63
Figura 6.31: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	64
Figura 6.32: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	65
Figura 6.33: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.....	65
Figura 6.34: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.....	66
Figura 6.35: Reações verticais dos pneus	66
Figura 6.36: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.	67
Figura 6.37: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo.	68
Figura 6.38: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.....	68
Figura 6.39: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.....	69
Figura 6.40: Reações verticais dos pneus	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Constantes de rigidez e amortecimento dos amortecedores	25
Tabela 4.2: Constantes de rigidez e amortecimento dos pneus.....	28
Tabela 4.3: Parâmetros do Protótipo.....	28
Tabela 4.4: Massa suspensa e não suspensa do veículo.....	28
Tabela 5.1: Parâmetros utilizados em cada uma das 4 situações da Simulação 1.....	41
Tabela 5.2: Parâmetros utilizados em cada uma das 4 situações da Simulação 2.....	42

Capítulo 1

Introdução

O programa Baja SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Nesse desafio, os estudantes desenvolvem, dentro de um projeto de extensão na sua instituição de ensino superior, um projeto de um veículo *off-road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. A Figura 1.1 apresenta um dos protótipos da Equipe Mud Runner.



Figura 1.1: Protótipo Baja da equipe Mud Runner

Fonte: < <https://www.mudrunnerbaja.com/> >

1.1. Competições Baja SAE

Os alunos que participam do Baja SAE BRASIL devem formar equipes que representarão a Instituição de Ensino Superior à qual estão ligados. Estas equipes são desafiadas anualmente a participar da competição, que reúne os estudantes e promove a avaliação comparativa dos projetos. No Brasil a competição nacional recebe o nome de Baja SAE BRASIL. Já as regionais são nomeadas como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste.

As etapas da competição não são complementares e a equipe vencedora do Baja nacional ganha o direito de competir da etapa internacional da prova nos Estados Unidos (SAE BRASIL 2018).

1.2. Equipe Mud Runner Baja

O projeto Baja SAE do CEFET/RJ começou no ano de 1997, sendo uma das instituições com mais participações na competição Nacional do programa.

A Equipe Mud Runner representa o CEFET/RJ nas competições Baja SAE desde o ano de 2007, seu melhor resultado, em âmbito nacional, ocorreu no ano de 2016, quando alcançou a 22ª colocação na competição nacional, sendo a equipe com melhor resultado do estado do Rio de Janeiro. Na região sudeste seu melhor resultado ocorreu no ano de 2018 onde obteve a 8ª colocação geral alcançando novamente o melhor resultado entre as equipes do estado do Rio de Janeiro.

Hoje a Equipe é dividida em 8 áreas, compostas por 43 membros dos cursos das Engenharias Mecânica, Elétrica, Eletrônica, Automação e Produção. Na Figura 1.2, a Equipe na competição Nacional de 2017.



Figura 1.2: Equipe Mud Runner na competição nacional Baja SAE 2017

Fonte: < <https://www.mudrunnerbaja.com/> >

1.3. Motivação

Visando conhecer melhor e validar o comportamento do conjunto de suspensão e direção do protótipo Baja SAE da equipe Mud Runner Baja do CEFET/RJ, decidiu-se realizar a simulação computacional do conjunto, uma vez que o sistema de suspensão e direção tem grande influência no desempenho de um veículo. Por serem utilizados em terreno bastante acidentado e curvas de alto grau de dificuldade, o sistema de direção e suspensão destes veículos é bastante solicitado.

Ao final deste projeto, os alunos integrantes da equipe Mud Runner Baja terão acesso aos dados obtidos nesta análise para que possam ser utilizados em seus relatórios nas competições, além de obter as simulações geradas para que sejam utilizadas em futuros protótipos e gerar o aperfeiçoamento do conhecimento da equipe nesta área.

1.4. Objetivo

Este trabalho tem como objetivo geral simular computacionalmente o projeto do sistema de suspensão de um veículo Baja SAE, analisar o comportamento dinâmico tanto vertical quanto lateral do veículo e seus resultados.

O estudo da suspensão tem como finalidade proporcionar o conhecimento do comportamento do sistema e do protótipo diante das solicitações de uma pista de competição. Desta forma o projetista adquire informações necessárias para desenvolver um sistema de suspensão que atenda às necessidades do projeto.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Analisar os dados e configurações escolhidas no projeto da suspensão de um veículo Baja SAE;
- Simular computacionalmente o comportamento da suspensão do veículo;
- Analisar a influência dos parâmetros da suspensão na dinâmica veicular do protótipo;
- Comparar o resultado teórico de diversas situações de pista e suspensão para obter a melhor configuração para cada tipo de prova.

1.5. Justificativa

Uma vez que os sistemas de suspensão e direção tem grande influência no comportamento dinâmico do veículo e com isso o seu desempenho frente aos obstáculos apresentados nas competições, viu-se necessária a simulação do comportamento dinâmico do veículo de acordo com os parâmetros de projeto escolhidos.

A partir dos resultados obtidos nas simulações realizadas neste projeto, os projetistas da equipe poderão tomar decisões mais assertivas em relação à melhor escolha a se tomar na etapa de desenvolvimento do projeto.

1.6. Organização do Projeto

A fim de facilitar o entendimento do conteúdo abordado neste projeto foi realizada a divisão dos assuntos em 8 capítulos.

O Capítulo 2 apresenta o projeto desenvolvido pela Equipe Mud Runner e os principais aspectos do veículo que afetam diretamente no seu desempenho dinâmico, assim será possível analisar quais parâmetros podem ser alterados para que se obtenha melhores resultados durante situações reais de prova.

No Capítulo 3 são apresentadas definições e conceitos de dinâmica veicular, explicando um pouco mais a fundo os parâmetros que influenciam nas dinâmicas vertical e lateral de um veículo.

O Capítulo 4 aborda a metodologia e modelagem utilizada nas simulações dinâmicas, apresentando o sistema de 9 graus de liberdade utilizado nas simulações e os parâmetros que serão analisados nas simulações.

No Capítulo 5 são apresentados os parâmetros e definições das simulações.

No Capítulo 6 é feita a análise dos resultados obtidos em cada uma das simulações realizadas.

O Capítulo 7 apresenta a conclusão do projeto e sugestões para trabalhos futuros.

No Capítulo 8 é possível encontrar as referências bibliográficas utilizadas no desenvolvimento do presente projeto.

Capítulo 2

Projeto do sistema de suspensão

Durante este capítulo serão abordados conceitos básicos de suspensão, a geometria de suspensão utilizada no projeto da Equipe Mud Runner, os principais componentes da suspensão e como estes componentes podem influenciar na dinâmica veicular de um automóvel.

2.1. Suspensão Automotiva

Segundo Gillespie (1992), o sistema de suspensão tem as funções de: permitir movimentação vertical para que as rodas possam acompanhar o perfil do pavimento, isolando o chassi das irregularidades da pista; manter as rodas com esterçamento e ângulo de câmbio desejados; reagir às forças produzidas pelos pneumáticos durante aceleração, frenagem (forças longitudinais), e esterçamento (forças laterais); resistir ao rolamento do chassi; manter os pneus em contato com o solo com o mínimo de variação de carga.

Existem diversos tipos e configurações para esse sistema, uns mais elaborados que outros, tendo alguns o foco mais direcionado ao conforto e outros à performance.

Para melhor entendimento, as principais literaturas dividem os modelos em duas categorias: sistemas dependentes e sistemas independentes. Essas categorias se dão pela relação de dependência no trabalho entre as rodas de um mesmo eixo. As seções a seguir farão uma breve introdução ao sistema de suspensão independente utilizado pela equipe no projeto, além de alguns outros parâmetros que foram levados em consideração para o seu desenvolvimento.

2.1.1. Suspensão Duplo A

A equipe optou por desenvolver o projeto de uma suspensão do tipo independente, utilizando a geometria das suspensões conhecidas como “Duplo A”. Essa geometria leva este nome por ter como principal característica a presença de dois braços (também

chamados de bandejas), um superior e um inferior que comumente apresenta formato triangular ou o formato de uma letra “A”.

Este tipo de suspensão pode ser projetado para atender a diversos tipos de projetos a partir da variação de suas configurações. Por este motivo, este tipo de suspensão é amplamente utilizado em protótipos Baja SAE. Apesar disso, a utilização desta geometria exige um dimensionamento complexo para obtenção do desempenho desejado. A Figura 2.1 mostra um exemplo desse tipo de suspensão.



Figura 2.1:Suspensão Duplo A.

Fonte: < <http://www.cyclecanadaweb.com> >

2.1.2. Amortecedor

Amortecedor é um elemento de força do sistema de suspensão que, trabalhando em conjunto com a mola, tem a função de dissipar energia do sistema na forma de calor. A partir da forma de transformação de energia, pode-se, basicamente, dividir em dois tipos de amortecedores: amortecedor de atrito seco, que dissipa energia devido ao contato e deslizamento dos componentes; e amortecedor hidráulico, cuja conversão da energia cinética em calor é causada pela passagem de um fluido viscoso por meio de orifícios que interligam as câmaras do amortecedor, separadas por um pistão móvel. A Figura 2.2 ilustra os principais componentes de um amortecedor e a forma de movimento fluídica quando o amortecedor é estendido e comprimido.

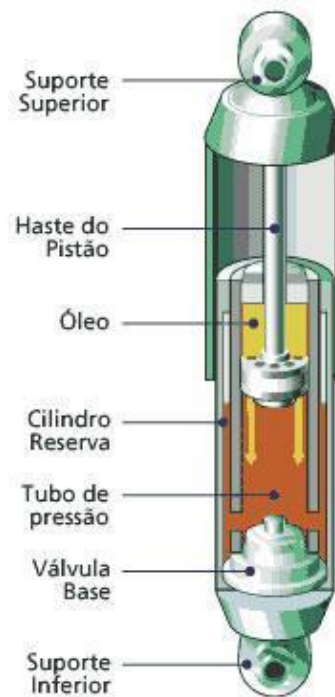


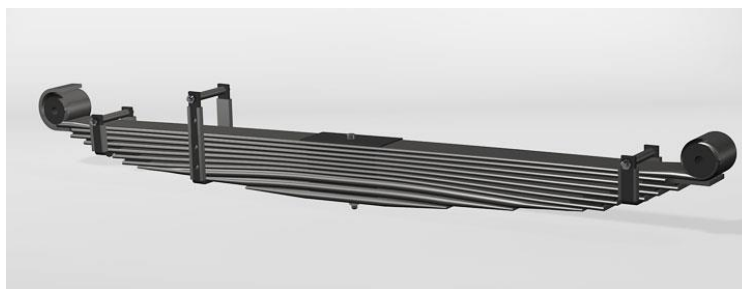
Figura 2.2: Visão em corte apresentando as partes de um amortecedor.

Fonte: <<http://www.nissanclub.net.br>>

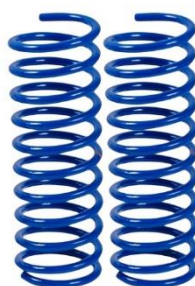
2.1.3. Mola

Na suspensão, a mola tem o papel de suportar as cargas impostas ao veículo, sendo determinante no comportamento dinâmico global, que possui a capacidade de caracterizar os movimentos relativos do chassi e do pneu causando resistência ao movimento da suspensão. Os principais tipos de molas que estão em uso nas suspensões automotivas estão apresentados na Figura 2.3:

- Feixes de molas;
- Molas helicoidais;
- Molas pneumáticas.



(a)



(b)



(c)

Figura 2.3: Feixe de molas (a), Molas helicoidais (b), Amortecedor com molas pneumáticas (c)

Fontes: <<http://www.rassini-nhk.com.br/produtos/nhk>> (a), <<https://www.macauley.com.br>> (b), <<https://www.ridefox.com>> (c).

O projeto da Equipe Mud Runner utiliza um amortecedor com molas pneumáticas que será caracterizado posteriormente no Capítulo 4.

2.1.4. Pneus

Os pneus têm grande influência no desempenho dinâmico de um veículo, uma vez que a movimentação dos automóveis se dá pela ação das forças exercidas pela estrada sobre eles. Assim se faz necessário conhecer as propriedades dos pneus.

Segundo Jazar (2008), os pneus são os responsáveis por transferir os esforços da pista para o veículo, desta forma é preciso que os pneus produzam as forças necessárias para controlar o veículo na pista, o que faz com que sejam considerados componentes

fundamentais em um automóvel. Os pneus também são responsáveis pelo manuseio do veículo pelo piloto, tração, conforto e consumo de combustível.

2.1.5. Sistemas de coordenadas da roda

O sistema adotado é o mesmo usado por [9], onde o eixo X' segue a direção na qual a roda está apontando, o eixo Y' à 90° do eixo X sentido para a esquerda, e o eixo Z' pela regra da mão direita sentido para cima, como apresentado na Figura 2.4.

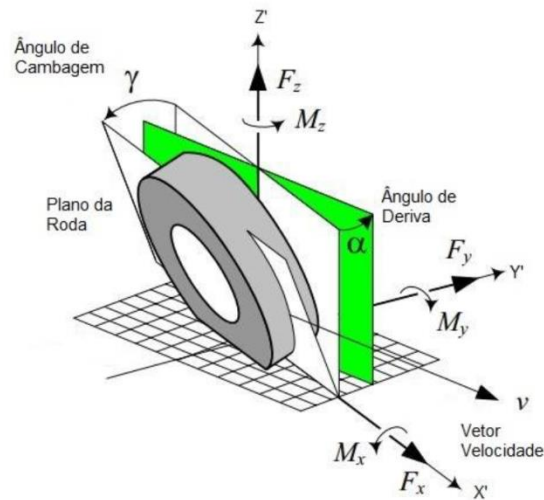


Figura 2.4: Sistema de coordenadas da roda [2].

É importante destacar os ângulos de cambagem (γ) e o ângulo de deriva (α), que serão bastante utilizados nos cálculos de dinâmica lateral.

- Ângulo de Cambagem (*Camber Angle*), γ (gama), que é o ângulo de inclinação da roda (Figura 2.5).

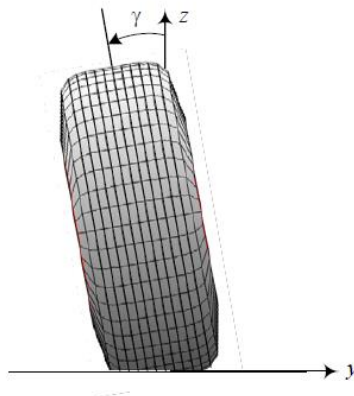


Figura 2.5: Vista frontal apresentando o ângulo de cambagem [2].

- Ângulo de Deriva (*Slip Angle*), α (*alpha*), que é o ângulo entre o eixo X' e a direção do vetor velocidade (Figura 2.6).

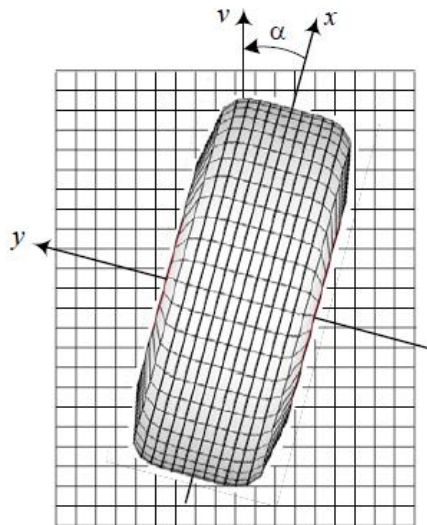


Figura 2.6: Vista superior apresentando o ângulo de deriva [2].

2.1.6. Ângulo de deriva e Força Lateral

Em uma curva o pneu está sob a ação da força vertical (F_z) e da força lateral (F_y). Esses esforços geram um ângulo α (*alpha*) com o plano do pneu, como visto anteriormente, conhecido como ângulo de deriva. Com o aumento da força lateral há uma tendência do aumento deste ângulo, conforme ilustra o gráfico na Figura 2.7.

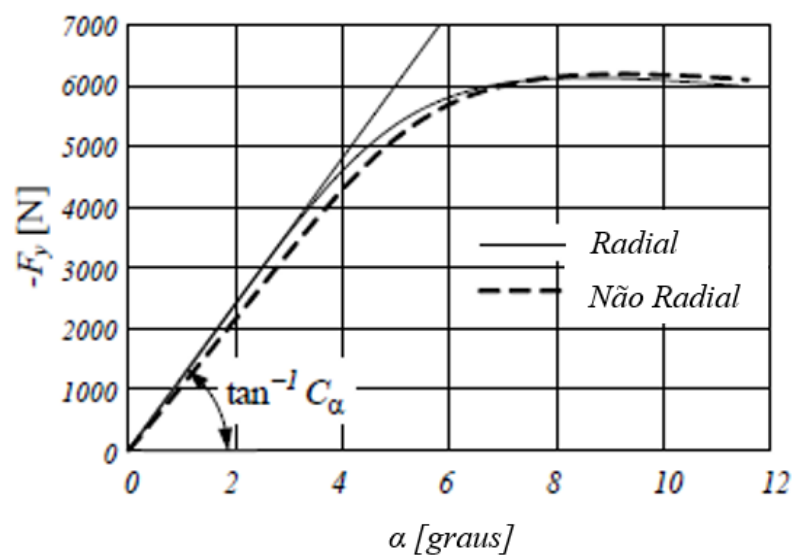


Figura 2.7: Força lateral F_y em função do ângulo de deriva considerando força vertical constante [2].

A força lateral F_y pode ser considerada constante até um valor crítico no qual o pneu desliza. Desta forma, podemos assumir que a força lateral F_y é proporcional ao ângulo α para pequenos valores de α [2].

Assim é possível descrever a força lateral em função de α através da equação 2.1:

$$F_y = C_\alpha \times \alpha \quad (2.1)$$

Onde:

C_α = Rigidez à curvatura (*Cornering Stiffness*[3])

Existem diversos fatores que influenciam na constante C_α , que variam desde o tamanho do pneu utilizado à força vertical imposta a ele. Para facilitar a comparação de diferentes tipos de pneus e cargas, é comum dividir a constante de rigidez à curvatura pela carga vertical, gerando um novo coeficiente conforme equação 2.2 abaixo.

$$C_\alpha = C_s \times F_v \quad (2.2)$$

Onde:

C_s = Coeficiente de curvatura (*Cornering Coefficient*[3]);

F_v = Força Vertical.

Para os cálculos realizados neste projeto serão utilizados os valores apresentados por Dixon (1996) para C_s , que apresenta valores típicos de 10/rad ou 0,16/° para pneus com fibras radiais e aproximadamente 20% menos para pneus com fibras inclinadas.

Capítulo 3

Dinâmica Veicular

No decorrer deste capítulo será abordado um pouco mais a respeito das dinâmicas vertical e lateral. Para isso, são apresentadas algumas definições fundamentais e conceitos básicos da geometria da suspensão e de seus componentes. Após esta breve introdução, os estudos de dinâmica lateral e vertical são apresentados separadamente.

3.1. Definições fundamentais

Além do conhecimento do tipo de suspensão utilizado no protótipo, é necessário o conhecimento de determinados termos que caracterizam a cinemática dos sistemas de suspensão. A partir deste conhecimento, é possível compreender os esforços e relações geométricas que determinam o comportamento dinâmico do veículo.

3.1.1. Ângulo de câmber

O ângulo de câmber é a inclinação da roda em relação ao chassi do veículo como mostra a Figura 3.1. Por convenção, o ângulo de câmber é considerado negativo quando a roda está inclinada com a parte superior apontando para o centro no carro.

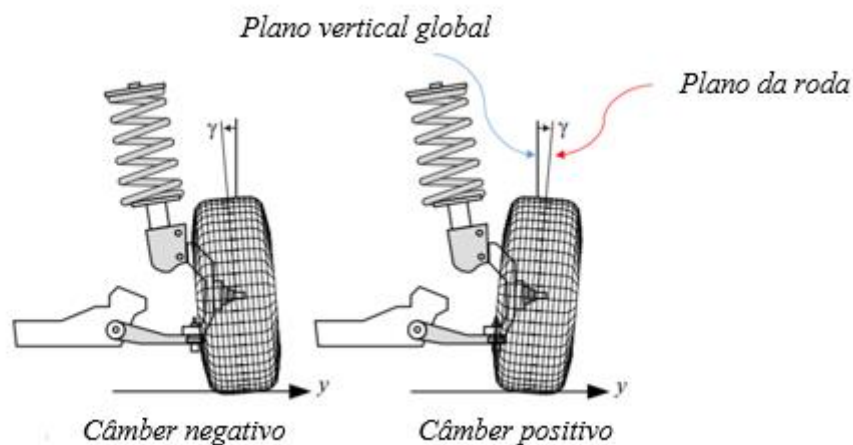


Figura 3.1: Ângulo de câmber [2].

Segundo Milliken e Milliken (1995), o ângulo de câmber é uma das variáveis fundamentais que determinam o desempenho do pneu, dentre as quais: a carga, o ângulo de escorregamento, a pressão, a temperatura, etc. A sua principal influência está na forma de distribuição da força normal do automotor no contato pneu-solo, pois este ângulo decompõe esta força em dois componentes, transversal (y) e vertical ao pneu, no qual é alterado de acordo com o trabalho da suspensão, modificando suas magnitudes e consequentemente causando mudanças globais no comportamento do veículo.

3.1.2. Cáster

Na vista lateral do veículo, o ângulo de cáster é o ângulo formado pelo eixo de esterçamento e o eixo vertical. Com o prolongamento do eixo de esterçamento, o mesmo intercepta o plano do solo, haverá uma distância entre este ponto de intersecção do eixo com o chão e a linha de centro da roda, como pode ser observado na Figura 3.2. Quando o prolongamento do eixo de esterçamento toca o chão a frente do centro da roda, o cáster é chamado de positivo, quando toca o solo atrás do centro da roda, o cáster é chamado de negativo.

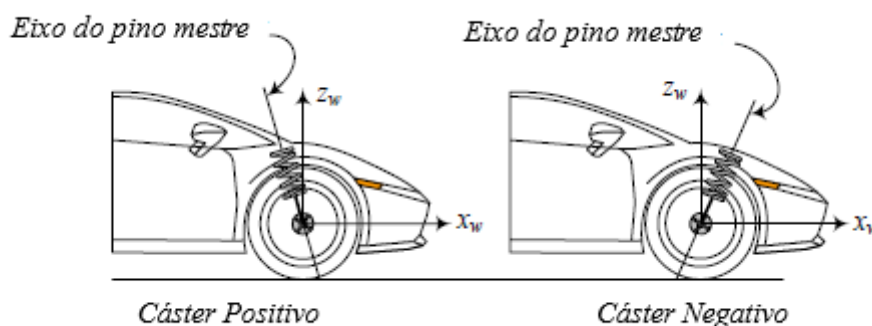


Figura 3.2: Cáster [2].

A principal influência do ângulo de caster está na estabilidade direcional do veículo, sendo que o cáster negativo tende a alinhar a roda quando o veículo se movimenta para frente, e, dessa forma, é usado para aprimorar a estabilidade em linha reta [2]. Tal efeito é chamado de auto alinhante.

3.1.3. Massa suspensa e massa não suspensa

A massa suspensa é definida como sendo a maior massa do veículo, ou tudo que é suportado pelas molas, equivalendo à carroceria, motor, bancos, componentes elétricos, transmissão e piloto. Por sua vez, a massa não suspensa define-se como sendo as menores massas de um veículo, englobando os sistemas de suspensão, rodas, pneus e todos os outros componentes que ficam agrupados ao conjunto roda e pneu.

3.2. Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral é de fundamental importância para caracterizar a resposta do automóvel às curvas impostas pela estrada, a fim de estudar o comportamento do veículo em condições de esterçamento analisando os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade lateral. É importante destacar a diferença entre dirigibilidade e estabilidade.

Dirigibilidade é a capacidade e habilidade do veículo/condutor em sair de uma condição de movimento a outra desejada.

O conceito de estabilidade pode ser definido como a tendência decrescente de um determinado movimento do veículo, ao longo de um tempo, após o término da perturbação.

3.2.1. Geometria de Ackerman

Segundo Gillespie (1992) o primeiro passo para entender a dinâmica lateral de um veículo é analisando o esterçamento em baixa velocidade. A Geometria de Ackerman é considerada ideal para estas condições, pois os pneus não precisam desenvolver forças laterais para que o veículo efetue a trajetória em curva.

No momento em que o veículo inicia a trajetória em curva, a roda dianteira que se encontra na parte interna da curva realiza um raio de curvatura menor do que a roda dianteira na parte externa da curva.

A Geometria de Ackerman é a relação geométrica entre os ângulos de esterçamento das rodas interna e externa, para que não haja o escorregamento lateral durante a curva. A Figura 3.3 apresenta a condição de Ackerman.

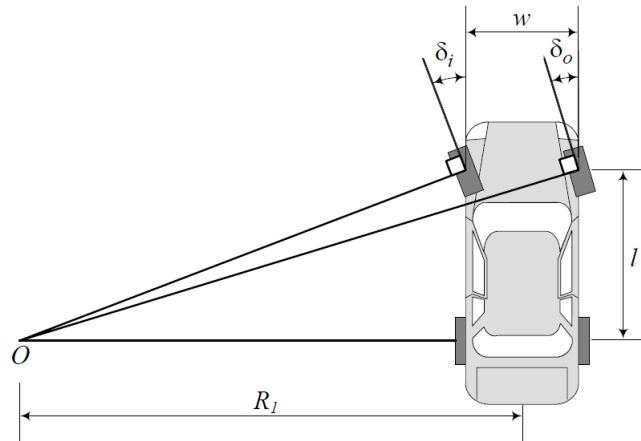


Figura 3.3: Condição de Ackerman[2].

A condição de Ackerman pode ser calculada conforme a equação 3.1 abaixo.

$$\cot\delta_o - \cot\delta_i = \frac{\omega}{l} \quad (3.1)$$

Onde:

δ_o = ângulo de esterçamento da roda externa;

δ_i = ângulo de esterçamento da roda interna;

ω = bitola do veículo;

l = entre-eixos.

3.2.2. Gradiente de Esterçamento

O gradiente de esterçamento é de fundamental importância, pois é ele que consegue caracterizar o comportamento do automóvel em curva, que por sua vez, pode ser caracterizado em três diferentes maneiras:

- Esterçamento Neutro

O automóvel tem um comportamento Neutro quando a força gerada pela aceleração lateral causa um incremento nos ângulos de deriva dianteiro e traseiro de igual magnitude. Desta forma o raio de curvatura permanece o mesmo conforme a aceleração lateral aumenta.

- Subesterçante

Fisicamente, o comportamento subesterçante representa um maior aumento no ângulo de deriva dianteiro comparado ao traseiro para uma mesma aceleração lateral, fazendo assim com que o automóvel “saia com a dianteira”. Assim, há um aumento no raio de curvatura com o aumento da aceleração lateral.

- Sobre-esterçante

A terceira maneira representa o comportamento sobre-esterçante. Fisicamente, ele representa um maior aumento no ângulo de deriva traseiro comparado com o dianteiro, fazendo com que o automóvel “saia com a traseira”. Com isso, o raio de curvatura diminui com o aumento da aceleração lateral.

Tais comportamentos podem ser vistos na Figura 3.4.

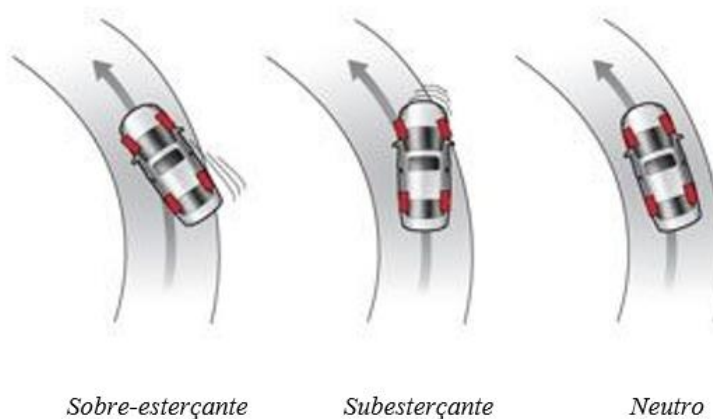


Figura 3.4: Comportamentos do veículo em curva.

Fonte: <<https://www.quora.com/>>

3.2.3. Centro de Rolagem

Segundo Milliken (1995) o centro de rolagem é o ponto que corresponde ao centro de rotação do chassi em relação ao solo. A localização do centro de rolagem é governada pelo centro instantâneo de rotação da roda que, por sua vez, é definido geometricamente a partir da convergência dos braços de suspensão, no caso de suspensões do tipo duplo-A.

De acordo com Gilespe (1992), deve-se seguir o procedimento ilustrado na Figura 3.5, onde é exemplificada a construção geométrica utilizada para se definir o centro de rolagem e o centro instantâneo.

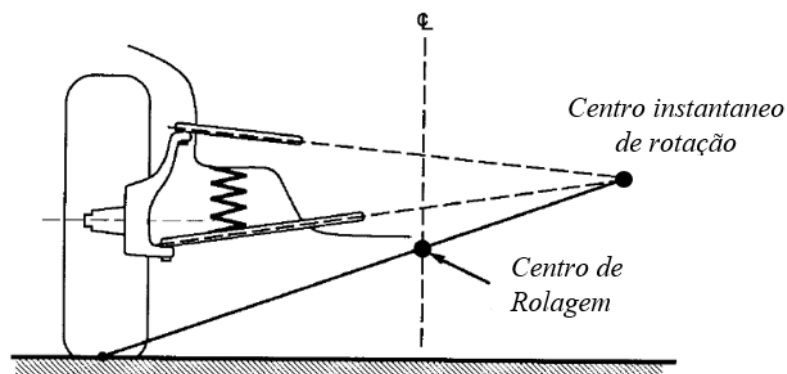


Figura 3.5: Construção geométrica centro instantâneo de rotação e de rolagem [3].

O eixo que liga o centro de rolagem dianteiro e traseiro é chamado de eixo de rolagem. A altura do centro de rolagem em relação ao chão e a distância do CG ao eixo de rolagem do veículo também influenciam fortemente na transferência de carga e, conseqüentemente, no comportamento dinâmico deste.

O centro de rolagem é fundamental no estudo de dinâmica veicular tanto para conforto quanto para segurança. Em curva, quanto maior o centro de rolagem, maior a transferência de carga, além de poder gerar um excessivo esfregamento da face lateral externa do pneu. Por outro lado, um baixo centro de rolagem pode gerar uma rolagem excessiva da massa suspensa, que causa muito desconforto aos passageiros.

Quando em curva, a convergência dos braços de suspensão se altera e conseqüentemente há variação da altura de centro de rolagem. O projetista deve certificar-se que durante o trabalho da suspensão, a posição do centro de rolagem não sofrerá mudanças bruscas e que a variação da dianteira e traseira não sejam muito diferentes, uma vez que isso causaria um comportamento imprevisível do carro.

3.2.4. Transferência de Carga

Como mencionado anteriormente, a transferência de carga está diretamente relacionada com a variação da altura do centro de rolagem. Por tanto, a análise da variação da altura do centro de rolagem se faz necessária para estudo da transferência de carga.

Para se calcular o quanto o carro rola, é necessária uma análise mais detalhada das forças atuantes no centro de massa no modelo de transferência de carga apresentado na Figura 3.6.

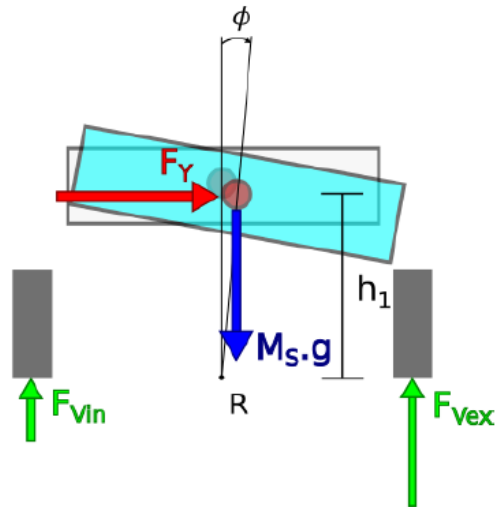


Figura 3.6: Transferência de carga [4].

Sabendo que $h_1 = H_{CG} - z$, ou seja, a altura do centro de massa, H_{CG} menos o movimento no eixo z calculado através da equação de movimento, a função de forçamento é dada pela equação 3.1:

$$M(\phi) = -M_s \cdot A_y \cdot h_1 \cdot \cos(\phi) - M_s \cdot g \cdot h_1 \cdot \sin(\phi) \quad (3.2)$$

Onde a primeira parte da equação é a parcela do momento gerado pela força lateral F_y , e a segunda parte é a parcela do momento gerado pelo próprio peso do automóvel.

Desta forma é possível observar que o valor da aceleração lateral (A_y) influencia no valor encontrado para o ângulo de rolagem que por sua vez afeta a transferência de carga. Esta equação será utilizada no modelo que será apresentado posteriormente no Capítulo 4.

3.3. Dinâmica Vertical

A dinâmica vertical estuda as respostas do veículo às mais variadas imperfeições da pista. Muito ligado as questões de conforto, essa parte é afetada pelo movimento vertical do centro de gravidade das massas suspensa e massas não suspensa do veículo na direção vertical (z). Outras grandezas de igual importância na dinâmica vertical são: a

rotação em relação ao eixo transversal (y) denominada arfagem (*pitch*), a rotação em torno do eixo longitudinal (x), denotada rolagem (*roll*), além dos deslocamentos do centro da roda e da suspensão. A Figura 3.7 apresenta o sistema de coordenadas utilizado neste projeto.

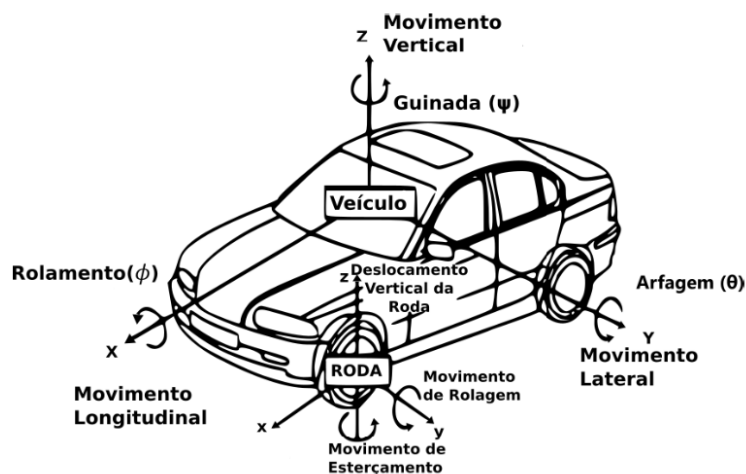


Figura 3.7: Sistema de coordenadas local [9].

O estudo da dinâmica vertical está relacionado ao controle das vibrações das massas suspensas e não suspensas, sempre com o objetivo de minimizar as vibrações sentidas pelo piloto. Segundo Gillespie (1992), a percepção de vibração é um dos principais critérios usados pelas pessoas para julgar a qualidade de construção e projeto de um veículo. Por ser um critério subjetivo existe uma grande dificuldade para ser analisada.

Como os veículos estão sujeitos a percorrer diversos tipos de terrenos, há uma grande faixa de frequências de vibrações pelas quais o automóvel pode ser submetido. Parte dessas vibrações é filtrada pelo próprio sistema de suspensão, e a outra é sentida pelos passageiros na forma de sensações tácteis, visuais e/ou audíveis.

Conforme Gillespie (1992), as vibrações em veículos podem ser separadas em duas faixas de frequências: de 0 até 25 Hz, onde a sensação dos passageiros é apenas táctil e visuais, pois o ouvido humano percebe apenas frequências acima de 25 Hz; e a faixa de 25 Hz até 20.000 Hz, caracterizada pela a sensação de ruído aos ocupantes.

Os estudos de ride concentram-se nos efeitos contidos na primeira faixa de frequência (0 Hz até 25 Hz). Este intervalo engloba diversas excitações de várias fontes, tais como: os modos de vibrar da carroceria na direção vertical (0 à 5 Hz), a vibração do trem de força (motor/transmissão) e a excitação na frequência natural da suspensão (7 à 20 Hz).

3.3.1. Resposta Dinâmica

A resposta dinâmica de um veículo é apresentada como uma forma de caracterização do comportamento dinâmico do veículo quando é submetido a fontes de excitação. Pode ser caracterizada pela relação entre a entrada e saída dos sinais. A entrada é caracterizada pelas excitações geradas pelas fontes (vibração do motor, irregularidades na pista). A saída, que é o ponto de interesse, é a vibração da carroceria devido as fontes. A relação entre as amplitudes de saída e entrada, em função da frequência é a transmissibilidade, também chamado de “ganho”.

Além disso, a obtenção da resposta dinâmica também é fundamental para determinação de parâmetros de projeto, como a suspensão, e as condições de influência na dinâmica veicular, como no caso de transferência de cargas nas reações dos pontos de contato pneu-solo.

Para se obter o comportamento vertical de um veículo, foram desenvolvidos, ao longo do tempo, vários modelos para análise de *ride*, tais como: *quarter car*, *half car*, *full vehicle* e multicorpos, como pode ser visualizado na Figura 3-8 abaixo:

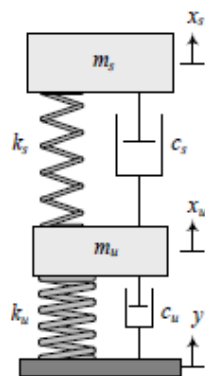
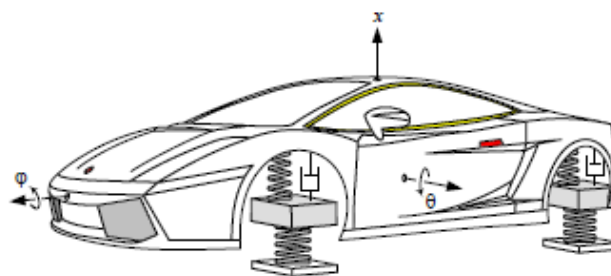
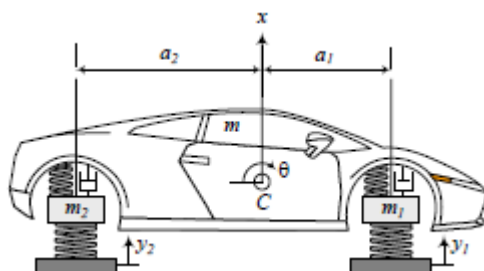
(a) *Quarter Car*(b) *Full Vehicle*(c) *Half*(d) *Multicorpos*

Figura 3.8: Modelos para análise de *ride* (a) *quarter car*, (b) *Full vehicle* e (c) *Half* [2], (d) Fonte própria.

Neste projeto será utilizado o modelo de *full vehicle* para simulação e análise do comportamento dinâmico do veículo *off road* Baja da Equipe Mud Runner.

3.3.2. Fontes de excitação

Como citado anteriormente, existem múltiplas fontes de excitação pelas quais o veículo pode ser estimulado em resposta a vibrações de *ride*. Estas podem ter origem em elementos embarcados no veículo como o motor, ou em irregularidades do terreno. Neste trabalho serão consideradas apenas as fontes desenvolvidas pela interação veículo pista.

De acordo com Nicolazzi (2008), os veículos terrestres são sistemas mecânicos que operam em estradas com superfícies rugosas, que constituem a principal fonte indutora de vibrações e ruídos da estrutura quando em deslocamento. Além da pista, existem outras fontes de excitação em automóveis, como pneus, sistema de transmissão, motor e aerodinâmica.

O perfil de pista engloba desde falhas localizadas no pavimento até as variações aleatórias na superfície das pistas. Faz parte ainda dessa definição obstáculos controlados, tais como lombadas e emendas de pista, pontes e viadutos.

Assim, as pistas utilizadas para estudo de dinâmica vertical podem ser classificadas, basicamente, em dois tipos:

- Pista do tipo discreto:

São pistas que apresentam perfis de elevações conhecidas durante todo seu comprimento, ou seja, elas podem ser descritas analiticamente com exatidão. Esse tipo de pista tem como finalidade excitar os veículos em frequências conhecidas, de modo a poder avaliar fenômenos da dinâmica vertical e movimentos isolados de carroceria ou algum outro componente do sistema de suspensão. Um exemplo de obstáculo de uma pista do tipo discreto são as lombadas, cujo perfil é uma significativa elevação com uma entrada suave, e isso causa uma grande variação de amplitudes na carroceria, o que, por instinto do motorista, faz reduzir a velocidade do veículo. Esta é a principal função deste obstáculo em pistas reais.

- Pista do tipo aleatória:

São pistas que representam entradas aleatórias, proporcionando amplas faixas de variações de espectro de frequências de excitação. Segundo Vieira Neto (2011), tais pistas também são utilizadas como eventos de rotas de durabilidade, pois, dependendo da elevação média da pista, carregamentos de diversas magnitudes tornam-se presentes nos componentes de suspensão e carroceria do veículo avaliado. Um exemplo bastante usado pelas indústrias automotivas é a pista denominada *Belgian Pavé* (Pavimento belga), que é feita por blocos de pedras com dimensões e posicionamento aleatórios. Isso permite ter uma variação de altura de ± 0.025 m, causando uma resposta aleatória no sistema veicular. Além da superfície chamada de *belgian Pavé*, outro pavimento de interesse para a faixa de frequência 7 Hz a 100 Hz é denominado de emendas irregulares. Tal pavimento é caracterizado por diversos obstáculos de altura variável – em geral, com elevação vertical entre 5 mm e 10 mm e com diferentes ângulos de inclinação em relação a direção principal da pista [11].

Capítulo 4

Metodologia e Modelagem

Este capítulo é destinado à apresentação do método que será utilizado para as simulações, assim como os parâmetros do veículo, os componentes da suspensão e o conjunto de equações que definem o modelo numérico.

4.1. Objeto de estudo: Protótipo MR17 da Equipe Mud Runner

Antes de definir o método e equações utilizadas na simulação da dinâmica veicular, é necessário apresentar o objeto de estudo deste projeto, o protótipo MR17 da Equipe Mud Runner. Os tópicos a seguir apresentarão a caracterização dos pneus e amortecedores utilizados no protótipo, bem como os parâmetros do veículo que influenciam no seu comportamento dinâmico.

4.1.1. Caracterização Amortecedor

É preciso ter um bom conhecimento do amortecedor utilizado (*Fox float 3*), para isso serão utilizados os dados do estudo deste amortecedor realizado por Duarte *et al.* (2016). O conjunto foi ensaiado numa máquina de tração INSTRON modelo 5966, conforme Figura 4.1. Primeiramente foram realizados ciclos com diferentes velocidades de carregamento, para determinar a influência da mesma, porém as velocidades ensaiadas não influenciaram no comportamento do conjunto, mantendo o resultado quase-estático, decidiu-se assim por utilizar a velocidade de 50 mm/s.



Figura 4.1: Ensaio do amortecedor [6]

Os ensaios foram feitos variando a pressão interna do ar, de 30 a 100 PSI. A fim de obter resultados mais consistentes, foram realizados 5 ciclos em cada pressão. Obtendo os resultados apresentados na Figura 4.2. Os amortecedores dianteiros e traseiros tiveram o mesmo resultado, modificando apenas o tamanho do comprimento inicial.

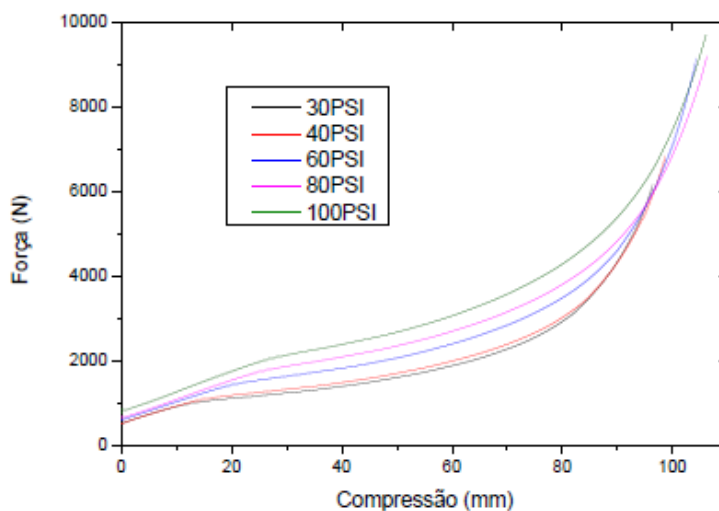


Figura 4.2: Resultado do ensaio do Amortecedor [6].

Analisando as curvas, pode ser visto que todas têm a rigidez quase idêntica, variando apenas o valor da pré-carga, mantendo essa mesma rigidez até a compressão de aproximadamente 70 mm, tendo essa rigidez média calculada em 31,6 N/mm, como pode ser visto na Figura 4.3.

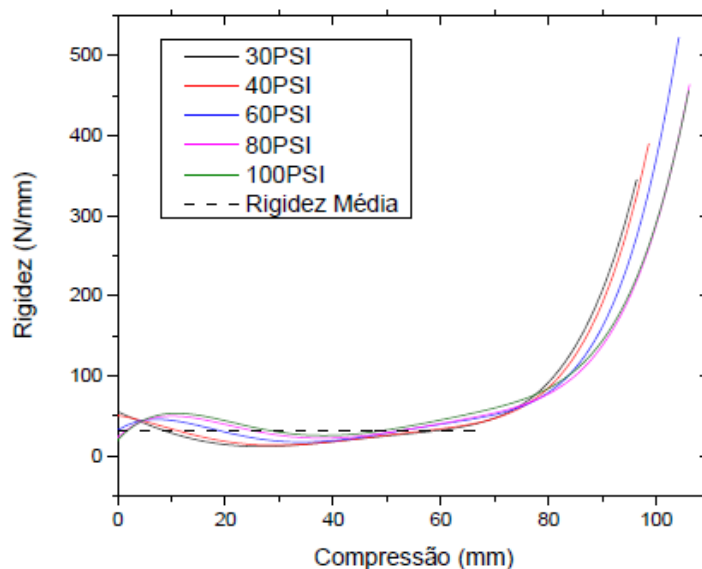


Figura 4.3: Variação da rigidez pneumática do amortecedor e rigidez média [6].

A Tabela 4.1 apresenta os valores das constantes de rigidez e amortecimento dos amortecedores dianteiros e traseiros utilizadas na simulação. O valor da constante de amortecimento foi obtida a partir do manual do fabricante do amortecedor em questão.

Tabela 4.1: Constantes de rigidez e amortecimento dos amortecedores

Amortecedor	Símbolo	Valor	Unidade
Constante de amortecimento dianteira	C_d	500	[N.s/m]
Constante de amortecimento traseira	C_t	500	[N.s/m]
Constante elástica Dianteira	K_d	31600	[N/m]
Constante elástica Traseira	K_t	31600	[N/m]

4.1.2. Pneus

Como dito anteriormente, os pneus têm grande influência no comportamento do veículo, por isso foram utilizados os dados dos ensaios dos pneus do protótipo MR17 realizados por Duarte *et al.* (2016) a fim de conhecer como a variação da pressão interna influencia no comportamento dinâmico.

Assim, eles também foram testados na máquina de tração INSTRON 5966, realizando 3 ciclos para cada pneu, conforme feito para o amortecedor, primeiro foi verificada a influência da velocidade do teste, como pode ser visto na Figura 4.4.

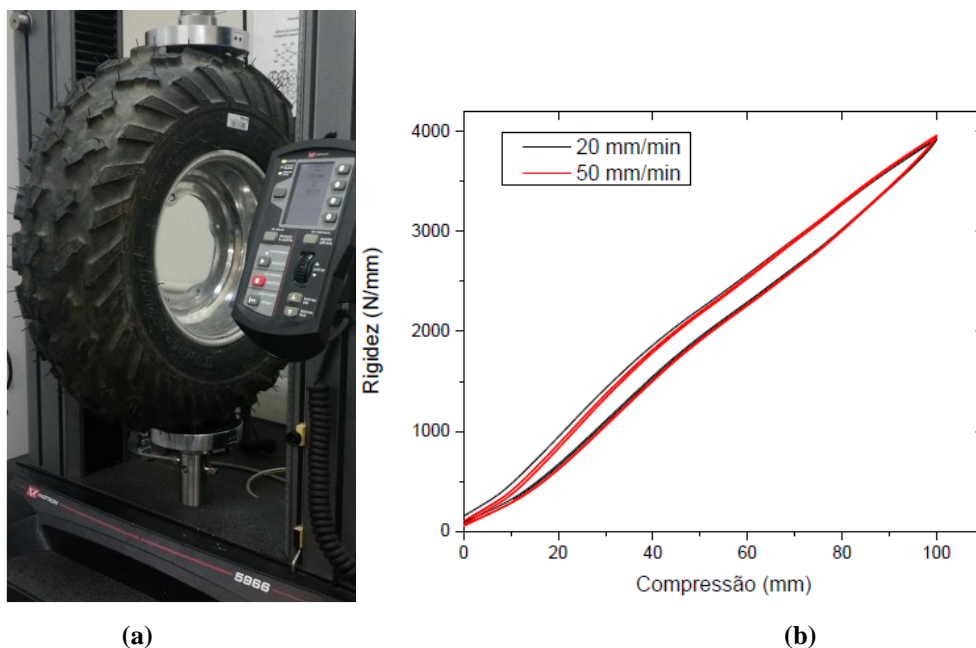


Figura 4.4:Ensaio do Pneu (a) e Influência da velocidade no ensaio do pneu (b) [6].

Como pode ser observado, não houve influência da velocidade, apenas no primeiro ciclo, fazendo assim com que nos ensaios subsequentes, o primeiro ciclo seja descartado.

Os fabricantes dos pneus dianteiros e traseiros recomendam pressões máximas diferentes, 20 PSI e 36 PSI respectivamente. Obtendo os resultados apresentados na Figura 4.5.

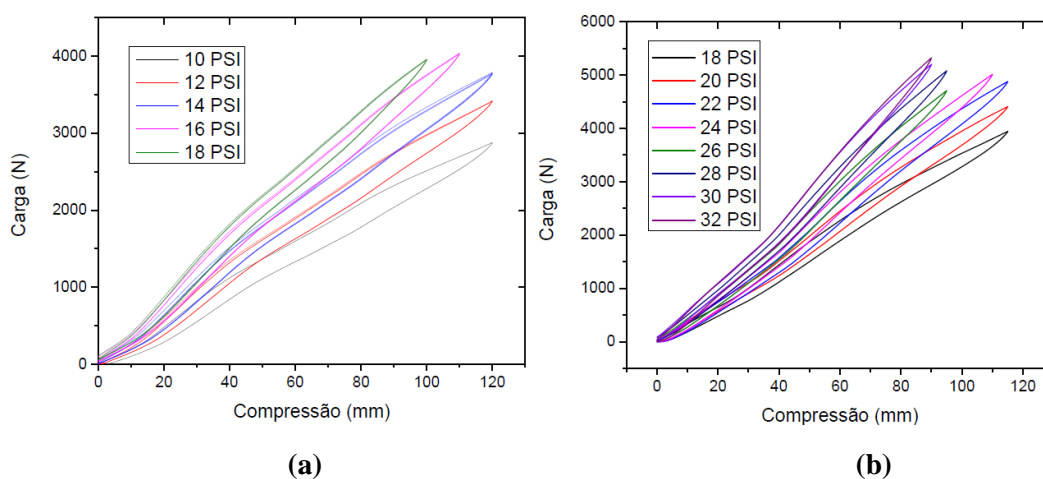


Figura 4.5: Resultados dos ensaios dos pneus dianteiro (a) e traseiro (b) [6].

As curvas de carga e descarga formam um laço de histerese, indicando que ocorre dissipação de energia interna durante a deformação do pneu, gerando um amortecimento.

Como os modelos desconsideram o amortecimento do pneu, a rigidez será definida pelos coeficientes angulares das curvas lineares ajustadas, como pode ser visto na Figura 4.6.

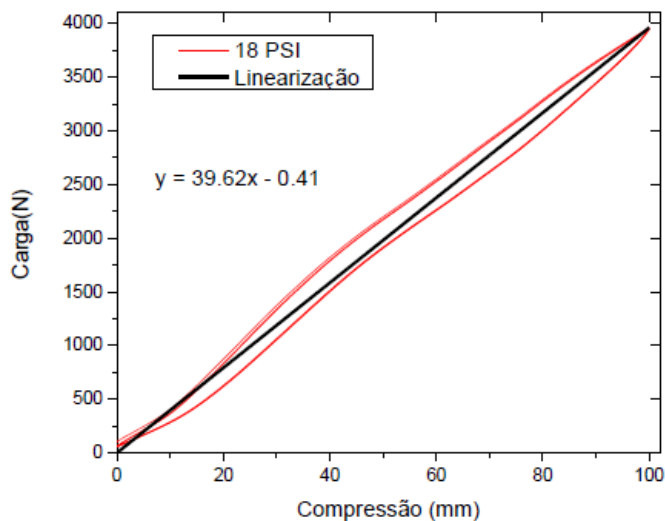


Figura 4.6: Cálculo da rigidez do pneu dianteiro a 18 PSI [6].

Assim, como o ensaio realizado comprime o pneu em dois locais (parte superior e inferior do pneu - Figura 4.4 (a)), é como se estivesse utilizando duas molas em série, sendo necessário multiplicar por dois a rigidez, portanto teremos a rigidez dos pneus dianteiros e traseiros definidos na Figura 4.7.

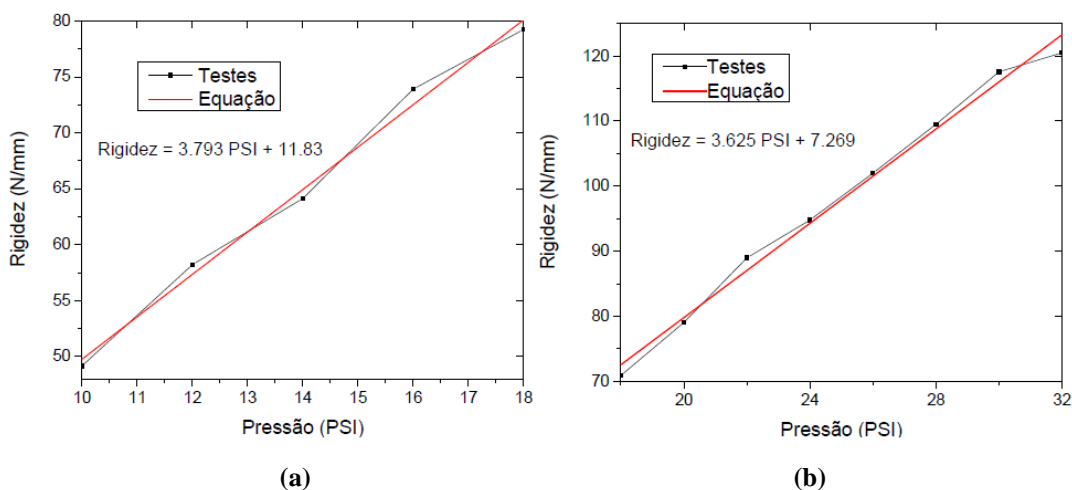


Figura 4.7: Resultado da rigidez nos pneus (a) dianteiro e (b) traseiro[6].

As Equações foram inseridas nos modelos, a fim de definir a melhor relação entre as pressões dos pneus para o controle de vibrações. A Tabela 4.2 apresenta os valores das constantes de rigidez e amortecimento dos pneus dianteiros e traseiros utilizadas na simulação.

Tabela 4.2: Constantes de rigidez e amortecimento dos pneus.

Pneu	Símbolo	Valor	Unidade
Constante de amortecimento Dianteira	C_{pd}	3250	[N.s/m]
Constante de amortecimento Traseira	C_{pt}	3250	[N.s/m]
Constante elástica Dianteira	K_{pd}	$3,793 \times \text{PSI} + 11,83$	[N/mm]
Constante elástica Traseira	K_{pt}	$3,625 \times \text{PSI} + 7,269$	[N/mm]

4.1.3. Parâmetros do veículo

Para se obter resultados confiáveis do comportamento e resposta do veículo frente os diversos tipos de excitação a ele impostos, é necessário conhecer todos os parâmetros que influenciam no seu desempenho dinâmico. A Tabela 4.3 abaixo apresenta os parâmetros do protótipo MR17 que serão utilizados na simulação.

Tabela 4.3: Parâmetros do Protótipo.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidade
Entre Eixos	L	1400	[mm]
Bitola Dianteira	T_d	1580	[mm]
Bitola Traseira	T_t	1350	[mm]
Massa Total	M	310	[kg]
CG em relação do eixo Dianteiro	a	840	[mm]
Altura do CG	H_{CG}	600	[mm]
Momento de Inércia em X	I_x	89,6	[kg.m ²]
Momento de Inércia em Y	I_y	66,86	[kg.m ²]
Momento de Inércia em Z	I_z	58,14	[kg.m ²]

A Tabela 4.4 abaixo apresenta os valores de massa suspensa e massa não suspensa das partes dianteira e traseira do veículo.

Tabela 4.4: Massa suspensa e não suspensa do veículo.

Suspensão	Símbolo	Valor	Unidade
Massa não suspensa dianteira direita	m_{dd}	10,2	[kg]
Massa não suspensa dianteira esquerda	m_{de}	10,2	[kg]
Massa não suspensa traseira direita	m_{td}	14,7	[kg]
Massa não suspensa traseira esquerda	m_{te}	14,7	[kg]

4.2. Sistema de Coordenadas Adotado

O Sistema de coordenadas adotado no estudo será o mesmo recomendado pela ISO 8855 / DIN 70000 [5] e já descrito anteriormente. Primeiramente é usado um sistema de coordenada global, XYZ , fixado na Terra como ilustra a Figura 4-8. O eixo Y tem direção vertical, sentido para cima, eixo X tem direção horizontal, sentido para direita. A direção e o sentido do eixo Z são obtidos de acordo com a regra da mão direita.

É usado também um sistema de coordenadas local, xyz , com origem no centro de massa do veículo como apresentado anteriormente na Figura 3-5. O eixo x tem sentido para frente, na direção de trajeto do veículo, o eixo y tem sentido para a esquerda do motorista, e pela regra da mão direita, o eixo z tem sentido para cima.

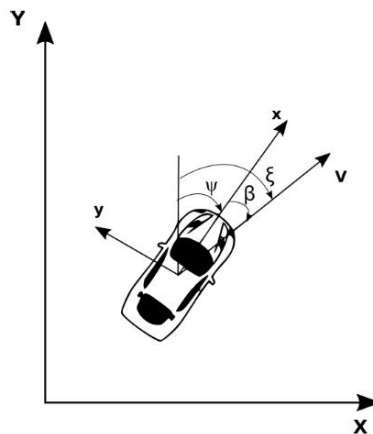


Figura 4.8: Sistema de coordenadas globais.

Tendo adotado os dois sistemas de coordenadas, há a necessidade da distinção de três tipos diferentes de rotações que podem ocorrer no sistema de coordenadas local, xyz , e as definições dos ângulos gerados por tais rotações.

- Rotação em torno do eixo z , ângulo de guinada (*Yaw*), ψ (psi).
- Rotação em torno do eixo y , ângulo de arfagem (*Pitch*), θ (theta).
- Rotação em torno do eixo x , ângulo de rolamento (*Roll*), ϕ (fi).

Outros ângulos de igual importância que serão usados no estudo e devem ser mencionados são:

- Ângulo entre o eixo x e o vetor Velocidade, β (beta), chamado de *attitude angle* por [1], positivo no sentido anti-horário.
- Ângulo entre o eixo X e o vetor Velocidade, ζ (csi), chamado de *course angle* por [1], positivo no sentido anti-horário.

4.3. Regime Permanente e Regime Transiente

A dinâmica lateral, como foi dito anteriormente, é de fundamental importância para caracterizar a resposta do automóvel às curvas impostas pela estrada. Um método mais simples e mais fácil de ser testado é a dinâmica lateral em regime permanente. Tal método necessita que as variáveis, velocidade do automóvel, V , e o raio de curvatura, R , sejam constantes. Ambas, são controladas pelo motorista, através da posição do volante, e do acelerador.

Porém, apesar de se predizer algumas características de grande importância na análise do automóvel em regime permanente, para se ter maiores informações sobre o sistema é necessário um estudo do veículo em regime transiente, ou seja, quando há uma variação do ângulo de esterçamento, podendo assim ocasionar a instabilidade do sistema. Este projeto fará a análise do comportamento do veículo em regime transiente.

4.4. Modelo de 9 Graus de Liberdade

Para a realização das simulações neste projeto, foi utilizado o modelo de 9 graus de liberdade desenvolvido por Macedo (2016).

Para o desenvolvimento do modelo de 9 graus de liberdade foram feitos dois modelos isolados sendo um modelo de dinâmica lateral de 2 graus de liberdade do tipo bicicleta e um segundo modelo de dinâmica vertical de 7 graus de liberdade do tipo *full vehicle*. Após o desenvolvimento, foi feita a junção destes modelos criando assim o modelo de 9 graus de liberdade (GDL). Nos tópicos a seguir será feito o desenvolvimento das equações utilizadas em cada um dos modelos.

4.4.1. Modelo de 2 Graus de Liberdade

O modelo de 2 graus de liberdade (GDL) adotado é apresentado em Macedo (2016) e engloba tanto a variação do deslocamento lateral (y), quanto a variação do ângulo de guinada (ψ), os quais proporcionam os movimentos de translação e de rotação, respectivamente. Para tal, há a necessidade de determinar a aceleração lateral do automóvel em termos da velocidade, melhor ilustrada na Figura 4.9.

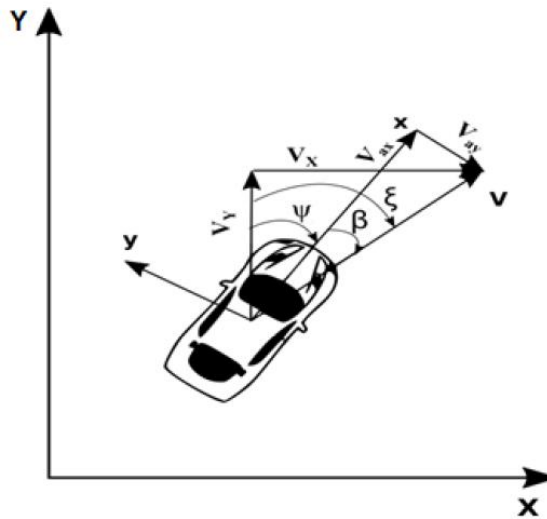


Figura 4.9: Ângulos e componentes das velocidades.

Para o desenvolvimento das equações foi utilizada a simplificação para ângulos pequenos, resultando assim nas equações 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4.

$$V_{ax} = V \cos\beta \rightarrow V \quad (4.1)$$

$$V_{ay} = V \sin\beta \rightarrow \beta V \quad (4.2)$$

$$V_x = V \cos\xi \rightarrow V \quad (4.3)$$

$$V_y = V \sin\xi \rightarrow \xi V \quad (4.4)$$

A partir da obtenção das relações entre a velocidade (V) e suas componentes, foi feita uma análise para descobrir a aceleração lateral A_y .

$$V_y = \xi V$$

$$A_y = V \dot{\xi}$$

$$A_y = V(\dot{\beta} + \dot{\psi})$$

$$A_y = V\dot{\beta} + V\dot{\psi}$$

$$A_y = \ddot{y} + V\dot{\psi} \quad (4.5)$$

Após definida a aceleração lateral A_y , o próximo passo é definir os ângulos de deriva em função de y e de ψ . Para isso foi utilizada a definição utilizada por [12] onde é dito que o ângulo de deriva de um pneu é definido pelo ângulo entre a orientação do pneu e a orientação do vetor velocidade na roda (β_d para a roda dianteira e β_t para a roda traseira). Uma melhor visualização pode ser observada na Figura 4-10.

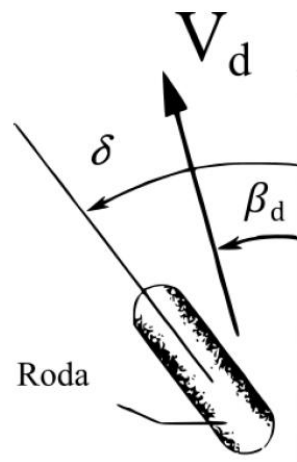


Figura 4.10: Ângulo de deriva em relação as velocidades [12].

Comparando o conceito de [7], e a figura, pode-se obter a relação entre os ângulos de deriva a partir das equações 4.6 e 4.7:

$$\alpha_d = \delta - \beta_d \quad (4.6)$$

$$\alpha_t = -\beta_t \quad (4.7)$$

Para descobrir a relação entre β_d e β_t foi usado o conceito de velocidades relativas [6], com a velocidade do centro de massa, V , e a velocidade nas rodas V_d e V_t , e com isso chegando nas equações 4.8 e 4.9.

$$\alpha_d = \delta - \left(\frac{\dot{y}}{V} + \frac{a\dot{\psi}}{V} \right) \quad (4.8)$$

$$\alpha_t = - \left(\frac{\dot{y}}{V} + \frac{b\dot{\psi}}{V} \right) \quad (4.9)$$

Após obtidas as variáveis necessárias, foi feito um diagrama de corpo livre (Figura 4.11):

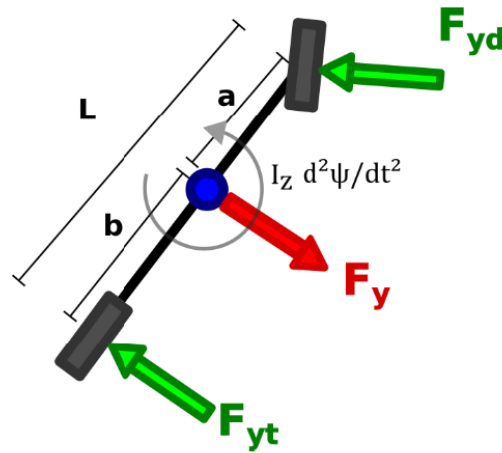


Figura 4.11: Diagrama de corpo livre modelo 2D [4].

Utilizando a Segunda Lei de Newton, as equações de movimento (4.10 e 4.11) foram obtidas por Macedo (2016) e são apresentadas abaixo.

$$\sum F_y = F_d + F_t - m(\ddot{y} + V\dot{\psi}) = 0$$

$$2C_{\alpha d} \left[\delta - \left(\frac{\dot{y}}{V} + \frac{a\dot{\psi}}{V} \right) \right] + 2C_{\alpha t} \left[- \left(\frac{\dot{y}}{V} - \frac{b\dot{\psi}}{V} \right) \right] - m\ddot{y} + mV\dot{\psi} = 0$$

$$m\ddot{y} + \left(\frac{2C_{\alpha d} + 2C_{\alpha t}}{V} \right) \dot{y} + \left(\frac{2aC_{\alpha d} + 2bC_{\alpha t}}{V} - mV \right) \dot{\psi} = 2C_{\alpha t} \delta \quad (4.10)$$

$$\sum M = aF_d - bF_t - I_z \ddot{\psi} = 0$$

$$a \left\{ 2C_{\alpha d} \left[\delta - \left(\frac{\dot{y}}{V} + \frac{a\dot{\psi}}{V} \right) \right] \right\} - b \left\{ 2C_{\alpha t} \left[- \left(\frac{\dot{y}}{V} - \frac{b\dot{\psi}}{V} \right) \right] \right\} - I_z \ddot{\psi} = 0$$

$$2aC_{\alpha d} \delta - \frac{2aC_{\alpha d}}{V} \dot{y} - \frac{2a^2C_{\alpha d}}{V} \dot{\psi} + \frac{2bC_{\alpha t}}{V} \dot{y} - \frac{2b^2C_{\alpha t}}{V} \dot{\psi} - I_z \ddot{\psi} = 0$$

$$I_z \ddot{\psi} + \left(\frac{2aC_{\alpha d} - 2bC_{\alpha t}}{V} \right) \dot{y} + \left(\frac{2a^2C_{\alpha d} + 2b^2C_{\alpha t}}{V} \right) \dot{\psi} = 2aC_{\alpha t} \delta \quad (4.11)$$

Para utilizar as equações de movimento, 4.10 e 4.11, e descobrir os ângulos, o sistema de equações foi modificado para modo matricial (4.12), de maneira que ele possa ser usado num script em MATLAB.

$$\begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{\psi}_1 \\ \dot{\psi}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\left(\frac{2C_{\alpha d} + 2C_{\alpha t}}{mV}\right) & 0 & -\left(\frac{2aC_{\alpha d} + 2bC_{\alpha t}}{mV}\right) + V \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\left(\frac{2aC_{\alpha d} - 2bC_{\alpha t}}{I_z V}\right) & 0 & -\left(\frac{2a^2C_{\alpha d} + 2b^2C_{\alpha t}}{I_z V}\right) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha d}}{m} \\ 0 \\ \frac{2aC_{\alpha d}}{I_z} \end{Bmatrix} \{\delta\} \quad (4.12)$$

4.4.2. Modelo de 7 Graus de Liberdade

Para fazer a análise da transferência de carga e descobrir as reações dos pneus, foi utilizado um modelo com 7 graus de liberdade apresentado em Macedo (2016) (Deslocamento da massa suspensa em Z , rotação da massa suspensa em θ , rotação da massa suspensa em ϕ , e o deslocamento de cada uma das quatro rodas em Z), como é apresentado pela Figura 4.12.

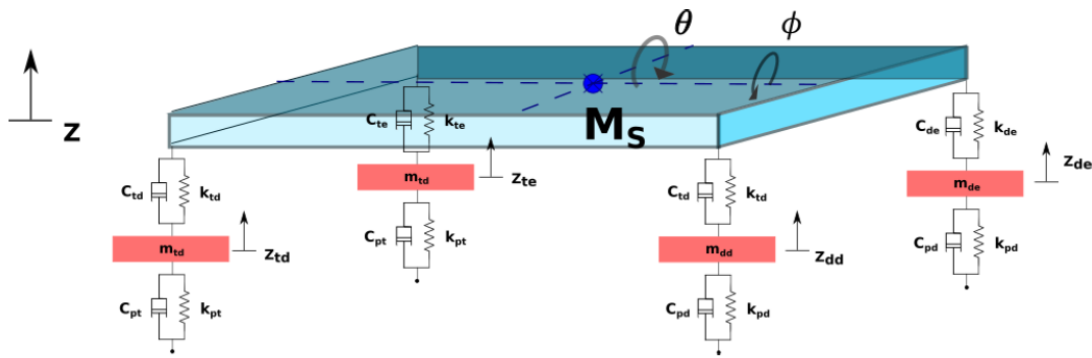


Figura 4.12: Modelo com 7 graus de liberdade [4].

Os deslocamentos das massas não suspensas, referentes a posição das rodas, são equivalentes ao somatório do deslocamento da massa suspensa, z , mais o deslocamento provocado pelos ângulos θ (movimento de arfagem) e ϕ (movimento de rolamento), como mostrado nas equações de deslocamento, Equações 4.13, 4.14, 4.15 e 4.16.

$$z_{dd} = z - a\theta + l_d\phi \quad (4.13)$$

$$z_{de} = z - a\theta - l_e\phi \quad (4.14)$$

$$z_{td} = z + b\theta + l_d\phi \quad (4.15)$$

$$z_{te} = z + b\theta - l_e\phi \quad (4.16)$$

Onde:

z_{dd} → Deslocamento da massa não suspensa dianteira lado direito;

z_{de} → Deslocamento da massa não suspensa dianteira lado esquerdo;

z_{td} → Deslocamento da massa não suspensa traseira lado direito;

z_{te} → Deslocamento da massa não suspensa traseira lado esquerdo.

Ao desenvolver o modelo, o próximo passo foi estabelecer as 7 equações de movimento através dos diagramas de corpo livre (Figura 4.13 e Figura 4.14), para caracterizar o movimento do automóvel. Por conveniência, na Figura 4.14, i , significa a posição das rodas.

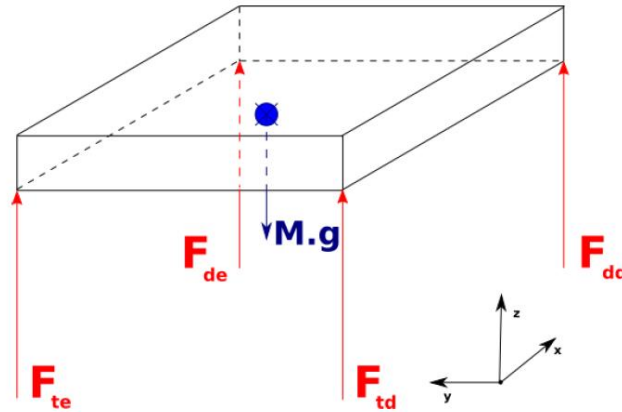


Figura 4.13: Diagrama de corpo livre da massa suspensa [4].

$$\begin{aligned} \ddot{z} = & \frac{1}{M_s} [(-C_d - C_d - C_t - C_t)\dot{z} + (C_d a + C_d a - C_t b - C_t b)\dot{\theta} + (-C_d l_d + C_d l_e - \\ & C_t l_d - C_t l_e)\dot{\phi} + C_d \dot{z}_{dd} + C_d \dot{z}_{de} + C_t \dot{z}_{td} + C_t \dot{z}_{te} + (-K_d - K_d - K_t - K_t)z + \\ & (K_d a + K_d a - K_t b - K_t b)\theta + (-K_d l_d + K_d l_e - K_t l_d - K_t l_e)\phi + K_d z_{dd} + K_d z_{de} + \\ & K_t z_{td} + K_t z_{te}] - Mg \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & \frac{1}{I_y} [(C_d a + C_d a - C_t b - C_t b)\dot{z} + (-C_d a^2 - C_d a^2 - C_t b^2 - C_t b^2)\dot{\theta} + \\ & (C_d l_d a - C_d l_e a - C_t l_d b - C_t l_e b)\dot{\phi} - C_d a \dot{z}_{dd} - C_d a \dot{z}_{de} + C_t a \dot{z}_{td} + C_t a \dot{z}_{te} + \\ & (K_d a + K_d a - K_t b - K_t b)z + (-K_d a^2 - K_d a^2 - K_t b^2 - K_t b^2)\theta + (K_d l_d a - \\ & K_d l_e a - K_t l_d b + K_t l_e b)\phi - K_d a z_{dd} - K_d a z_{de} + K_t a z_{td} + K_t a z_{te}] \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} = \frac{1}{I_x} [& (-C_d l_d + C_d l_e - C_t l_d + C_t l_e) \dot{z} + (C_d l_d a - C_d l_e a - C_t l_d b + C_t l_e b) \dot{\theta} + \\ & (-C_d a^2 - C_d a^2 - C_t b^2 - C_t b^2) \dot{\phi} + C_d l_d \dot{z}_{ad} - C_d l_e \dot{z}_{de} + C_t l_d \dot{z}_{td} + C_t l_e \dot{z}_{te} + \\ & (-K_d l_d + K_d l_e - K_t l_d + K_t l_e) z + (K_d l_d a - K_d l_e a - K_t l_d b + K_t l_e b) \theta + \\ & (-K_d a^2 - K_d a^2 - K_t b^2 - K_t b^2) \phi + K_d l_d z_{ad} - K_d l_e z_{de} + K_t l_d z_{td} + K_t l_e z_{te}] \quad (4.19) \end{aligned}$$

O forçamento gerado pela força centrífuga encontrado na equação 3.1 será somado na Equação 4.19, ficando igual à:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} = \frac{1}{I_x} [& (-C_d l_d + C_d l_e - C_t l_d + C_t l_e) \dot{z} + (C_d l_d a - C_d l_e a - C_t l_d b + \\ & C_t l_e b) \dot{\theta} + (-C_d a^2 - C_d a^2 - C_t b^2 - C_t b^2) \dot{\phi} + C_d l_d \dot{z}_{ad} - C_d l_e \dot{z}_{de} + C_t l_d \dot{z}_{td} + \\ & C_t l_e \dot{z}_{te} + (-K_d l_d + K_d l_e - K_t l_d + K_t l_e) z + (K_d l_d a - K_d l_e a - K_t l_d b + K_t l_e b) \theta + \\ & (-K_d a^2 - K_d a^2 - K_t b^2 - K_t b^2) \phi + K_d l_d z_{ad} - K_d l_e z_{de} + K_t l_d z_{td} + K_t l_e z_{te} - \\ & M_s \cdot A_y \cdot h_1 \cdot \cos(\phi) - M_s \cdot g \cdot h_1 \cdot \sin(\phi)] \quad (4.20) \end{aligned}$$

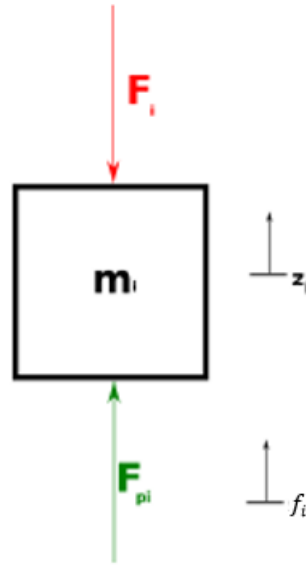


Figura 4.14: Diagrama de corpo livre da massa não suspensa [4].

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{ad} = \frac{1}{m_{ad}} [& +C_d \dot{z} - C_d a \dot{\theta} + C_d l_d \dot{\phi} + (-C_d \dot{C}_{pd}) \dot{z}_{ad} + K_d z - K_d a \theta + K_d l_d \phi + \\ & (-K_d \dot{K}_{pdd}) z_{ad} + f_1 * K_{pdd} - m_{ad} g] \quad (4.21) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{de} = \frac{1}{m_{de}} [& +C_d \dot{z} - C_d a \dot{\theta} + C_d l_d \dot{\phi} + (-C_d \dot{C}_{pd}) \dot{z}_{de} + K_d z - K_d a \theta + K_d l_d \phi + \\ & (-K_d \dot{K}_{pde}) z_{de} + f_2 * K_{pde} - m_{de} g] \quad (4.22) \end{aligned}$$

$$\ddot{z}_{td} = \frac{1}{m_{td}} [+C_t \dot{z} + C_t b \dot{\theta} + C_t l_d \dot{\phi} + (-C_t - C_{pt}) \dot{z}_{td} + K_t z - K_t b \theta + K_t l_d \phi + (-K_t - K_{ptd}) z_{td} + f_3 * K_{ptd} - m_{td} g] \quad (4.23)$$

$$\ddot{z}_{te} = \frac{1}{m_{te}} [+C_t \dot{z} + C_t b \dot{\theta} + C_t l_e \dot{\phi} + (-C_t - C_{pt}) \dot{z}_{te} + K_t z + K_t b \theta - K_t l_e \phi + (-K_t - K_{pte}) z_{te} + f_4 * K_{pte} - m_{te} g] \quad (4.24)$$

4.4.3. Reações dos pneus

Após desenvolvidas as equações do movimento, as reações verticais dos pneus podem ser facilmente encontradas a partir das equações 4.25, 4.26, 4.27 e 4.28, uma vez que os deslocamentos e velocidades de cada roda são encontradas.

$$F_{Vdd} = K_d z_{dd} + C_d \dot{z}_{dd} \quad (4.25)$$

$$F_{Vde} = K_d z_{de} + C_d \dot{z}_{de} \quad (4.26)$$

$$F_{Vtd} = K_t z_{td} + C_t \dot{z}_{td} \quad (4.27)$$

$$F_{Vte} = K_t z_{te} + C_t \dot{z}_{te} \quad (4.28)$$

4.4.4. Acoplamento dos modelos

Uma vez formulados os modelos vertical, 7 GDL, e o lateral, 2 GDL, a etapa mais importante do projeto deve ser definida, o acoplamento entre os dois modelos, gerando assim um modelo com 9 GDL. O acoplamento vem a partir da influência do ângulo de rolagem ϕ , que provoca a transferência de carga da roda interna para a roda externa durante uma manobra de curva. Durante o capítulo que segue, será definida a condição de tombamento do veículo. No Capítulo 5 são definidos Digite a equação aqui. os parâmetros de esterçamento que serão simulados, e uma avaliação dos resultados será feita no Capítulo 6.

4.4.5. Condição de tombamento

Tendo definido o modelo do automóvel em 9 graus de liberdade, uma condição importante, a condição de tombamento, deve ser feita para se ter uma melhor compreensão dos resultados. Tal condição tem como objetivo analisar a máxima aceleração lateral $F_{y\max}$, na qual a roda interna a curvatura perde contato com o solo. Para definir tal condição um modelo rígido, como o adotado por Dixon (1996) e Gillespie (1992), onde as deflexões da suspensão e dos pneus são desconsideradas, foi utilizado (Figura 4.15).

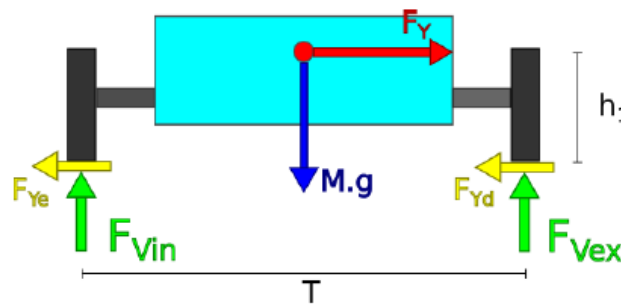


Figura 4.15: Modelo de tombamento [4].

De acordo com a Segunda Lei de Newton, é obtida a Equação 4.29:

$$\begin{aligned} \sum M &= \frac{1}{2} \cdot F_{Vin} \cdot T - \frac{1}{2} \cdot F_{Vex} \cdot T - (F_{Ye} + F_{Yd}) \cdot h_1 = 0 \\ \frac{1}{2} (F_{Vin} - F_{Vex}) \cdot T &= (F_{Ye} + F_{Yd}) \cdot H = M \cdot A_y \cdot h_1 \\ F_T &= \frac{F_{Vin} - F_{Vex}}{2} = \frac{M \cdot A_y \cdot h_1}{T} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Aplicando agora a condição de tombamento onde as rodas internas perdem contato com o solo, ou seja, $F_{Vin} = 0$, e $F_{Vex} = M \cdot g$, temos a Equação 4.30:

$$A_{Y\max} = \frac{g \cdot T}{2 \cdot h_1} \quad (4.30)$$

Tendo em vista que a bitola (T) é diretamente proporcional a A_y , a bitola a ser usada será sempre a de menor comprimento, bitola dianteira (T_d) ou bitola traseira (T_t).

Capítulo 5

Simulações e Parâmetros

Neste capítulo é apresentado o tipo de pista utilizado nas simulações, o objetivo de simular cada uma dessas pistas, o resultado que se deseja obter ao fim das simulações e os parâmetros que serão utilizados em cada uma das situações propostas.

5.1. Objetivo das simulações

Uma vez apresentado o método que será utilizado para simular o comportamento dinâmico do veículo, é mostrado então neste capítulo como serão realizadas as simulações, os parâmetros de entrada para cada uma delas e quais os dados desejam ser obtidos em cada um desses testes.

Como o objetivo do projeto é ter resultados do comportamento do protótipo em situações reais de competição, definiremos parâmetros de esterçamento e de pista a fim de avaliar o comportamento dinâmico do veículo e a influência dos parâmetros de entrada da suspensão, como a rigidez utilizada nas molas pneumáticas dos amortecedores e nos pneus, e o comportamento do veículo ao ultrapassar estes obstáculos em diferentes velocidades.

5.2. Simulação 1: *Slalom*

Uma prova característica nas competições Baja SAE faz parte do bloco de provas dinâmicas e é conhecida como *Slalom*. A prova tem como objetivo testar a manobrabilidade dos protótipos de cada equipe. Nesta prova os pilotos devem conduzir o veículo fazendo *zigzag* por entre cones dispostos sequencialmente em uma linha reta separados por uma distância fixa pré-definida, conforme visualizado na Figura 5.1. Cada equipe deve passar por todos os cones no menor tempo possível sem encostar em nenhum deles.

Desta forma, os pilotos devem esterçar o veículo em um padrão semelhante a uma função senoidal do tipo $\delta = A \cdot \text{sen}(\omega t)$.



Figura 5.1: Prova dinâmica de manobrabilidade: *Slalom*.

Fonte: <<https://www.youtube.com>>

Será realizada a simulação em duas velocidades e em cada velocidade analisada a influência da rigidez dos componentes da suspensão (amortecedores e pneus) no desempenho dinâmico do veículo nesta prova.

O valor utilizado nas Situações 1 e 3 para a constante elástica das molas pneumáticas dos amortecedores dianteiro e traseiro, é o valor de rigidez média encontrada no ensaio do amortecedor. Para as pressões dos pneus, foram utilizadas as pressões máximas recomendadas pelo fabricante.

Já para as Situações 2 e 4, foi utilizado um valor 10.000 unidades menor para as constantes de amortecimento, sugerindo a utilização de um amortecedor com menor rigidez para essa prova. As pressões dos pneus foram reduzidas à metade da pressão máxima recomendada pelo fabricante. Foram escolhidas estas configurações para que seja feita uma análise comparativa entre a rigidez máxima e uma rigidez menor proporcional e analisar os impactos nos resultados obtidos.

As velocidades foram selecionadas a fim de obter a melhor configuração de velocidade e rigidez para realizar a prova no menor tempo possível sem que o carro ultrapasse a aceleração de tombamento.

A Tabela 5.1 apresenta os parâmetros utilizados em cada situação simulada.

Tabela 5.1: Parâmetros utilizados em cada uma das 4 situações da Simulação 1.

Parâmetros Situação 1	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	5	[m/s]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	31600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	31600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	36	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_d	20	[Psi]
Parâmetros Situação 2	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	5	[m/s]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	21600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	21600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	18	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_d	10	[Psi]
Parâmetros Situação 3	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	6,25	[m/s]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	31600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	31600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	36	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_d	20	[Psi]
Parâmetros Situação 4	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	6,25	[m/s]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	21600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	21600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	18	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_d	10	[Psi]

As análises das respostas do veículo a esta simulação em cada uma das situações serão apresentadas no próximo capítulo.

5.3. Simulação 2: Valas Alternadas

Um aspecto importante a se analisar em um veículo *off road* é quanto da carga recebida da pista é transmitida ao chassi e por consequência ao piloto, uma vez que o veículo está sujeito a grandes impactos impostos pela pista por onde trafega.

A segunda simulação tem como objetivo analisar tais impactos durante a passagem do veículo por valas alternadas semelhantes às apresentadas na Figura 5-2.



Figura 5.2: Pista de competição com valas alternadas.

Fonte: <<https://www.facebook.com/groups/183128871747010/photos/>>

Analogamente à Simulação 1, realizaremos a simulação em duas velocidades e em cada velocidade analisaremos a influência da rigidez dos componentes da suspensão (amortecedores e pneus) no desempenho dinâmico do veículo nesta prova.

As justificativas para a seleção de cada um dos parâmetros das situações da Simulação 2 são as mesmas da Situação 1.

A Tabela 5.2 apresenta os parâmetros utilizados na Simulação 2 em cada uma das situações.

Tabela 5.2: Parâmetros utilizados em cada uma das 4 situações da Simulação 2.

Parâmetros Situação 1	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	10	[km/h]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	31600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	31600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	36	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_t	20	[Psi]
Parâmetros Situação 2	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	10	[km/h]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	21600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	21600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	18	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_t	10	[Psi]

Parâmetros Situação 3	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	20	[km/h]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	31600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	31600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	36	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_t	20	[Psi]
Parâmetros Situação 4	Símbolo	Valor	Unidade
Velocidade	V	20	[km/h]
Constante elástica amortecedor traseiro	K_t	21600	[N/m]
Constante elástica amortecedor dianteiro	K_d	21600	[N/m]
Pressão do Pneu Traseiro	PSI_t	18	[Psi]
Pressão do Pneu Dianteiro	PSI_t	10	[Psi]

As análises das respostas do veículo a esta simulação em cada uma das situações serão apresentadas no próximo capítulo.

Capítulo 6

Análise dos resultados

Neste capítulo apresentaremos os resultados obtidos em cada uma das situações sugeridas e apresentadas anteriormente no Capítulo 5. Será feita a análise comparativa dos resultados de cada uma das situações para que seja possível, durante as competições, utilizar os parâmetros ideais com o intuito de alcançar o melhor resultado. Para um melhor entendimento e leitura dos gráficos, vale lembrar o significado das variáveis apresentadas no Capítulo 4, válidas para todas as situações a serem analisadas a seguir:

z_{dd} → Deslocamento da massa não suspensa dianteira lado direito;

z_{de} → Deslocamento da massa não suspensa dianteira lado esquerdo;

z_{td} → Deslocamento da massa não suspensa traseira lado direito;

z_{te} → Deslocamento da massa não suspensa traseira lado esquerdo.

6.1. Simulação 1: *Slalom*

A simulação foi feita com base nos parâmetros apresentados na Tabela 5.1. O objetivo é analisar o desempenho do veículo e influência da rigidez da suspensão em duas velocidades diferentes para que seja possível, em competições, otimizar os parâmetros da suspensão para melhorar o desempenho do veículo nas provas.

6.1.1. Situação 1

Na primeira situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo a uma velocidade mais baixa e com uma rigidez maior na suspensão. Os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 2. A seguir as Figuras 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 e 6.5 apresentam os dados dessa simulação.

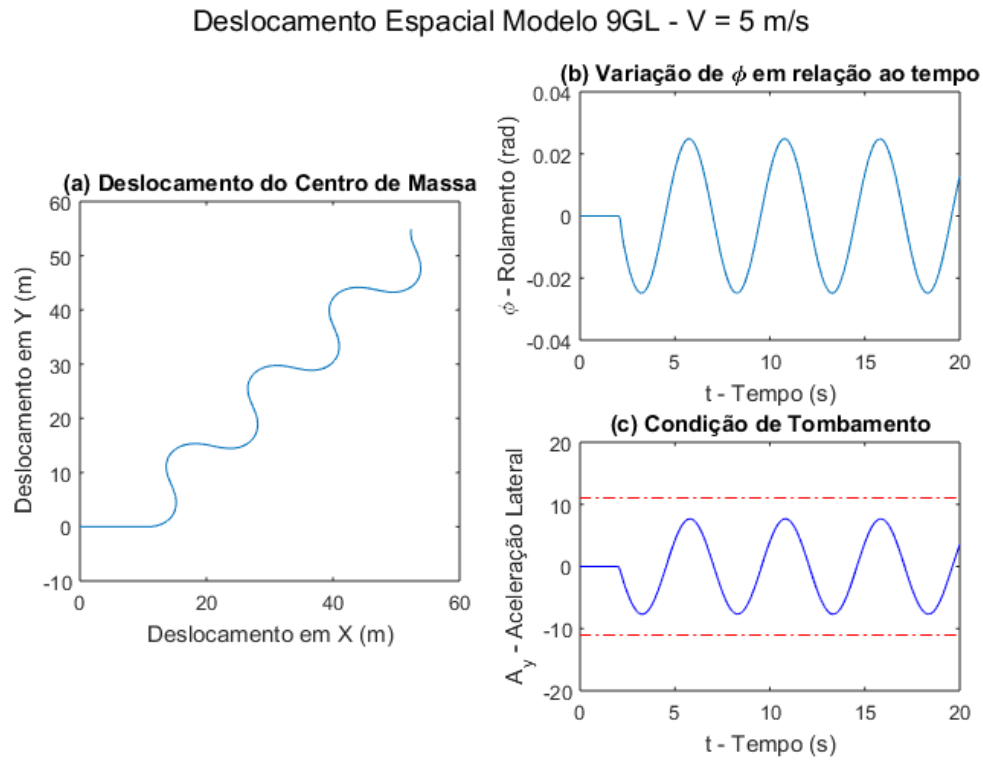


Figura 6.1: Deslocamento Espacial Modelo 9GL. (a) Deslocamento do Centro de massa, (b) Variação do rolamento em função do tempo e (c) Condição de tombamento.

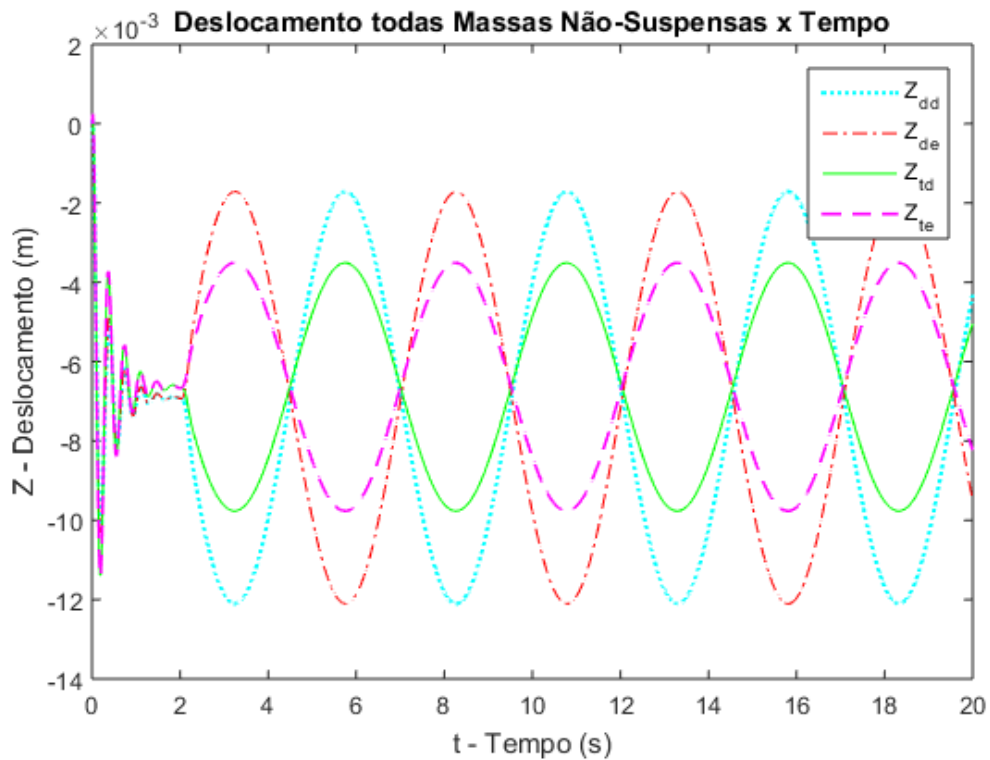


Figura 6.2: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

Deslocamento Massas Não-Suspensas x Tempo

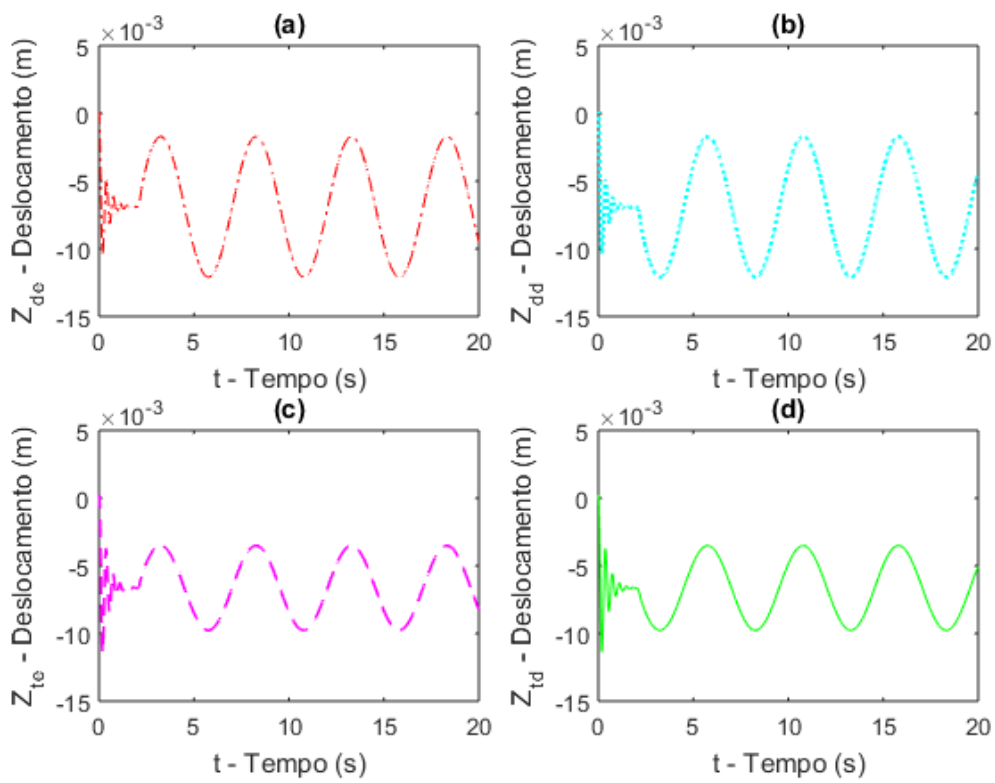


Figura 6.3: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira Direita.

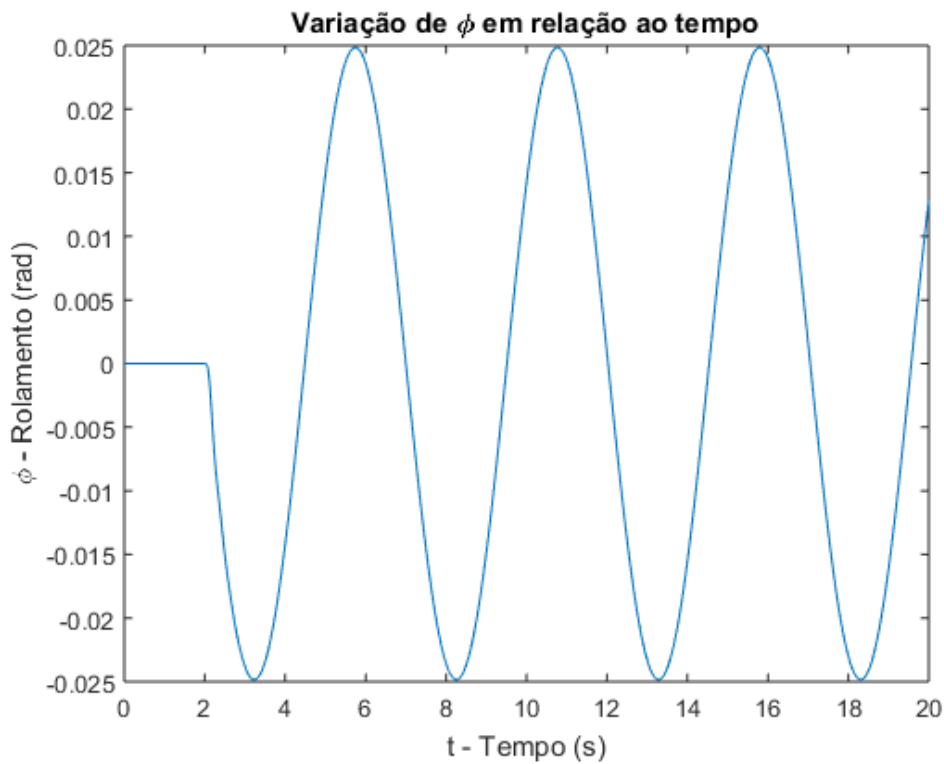


Figura 6.4: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.

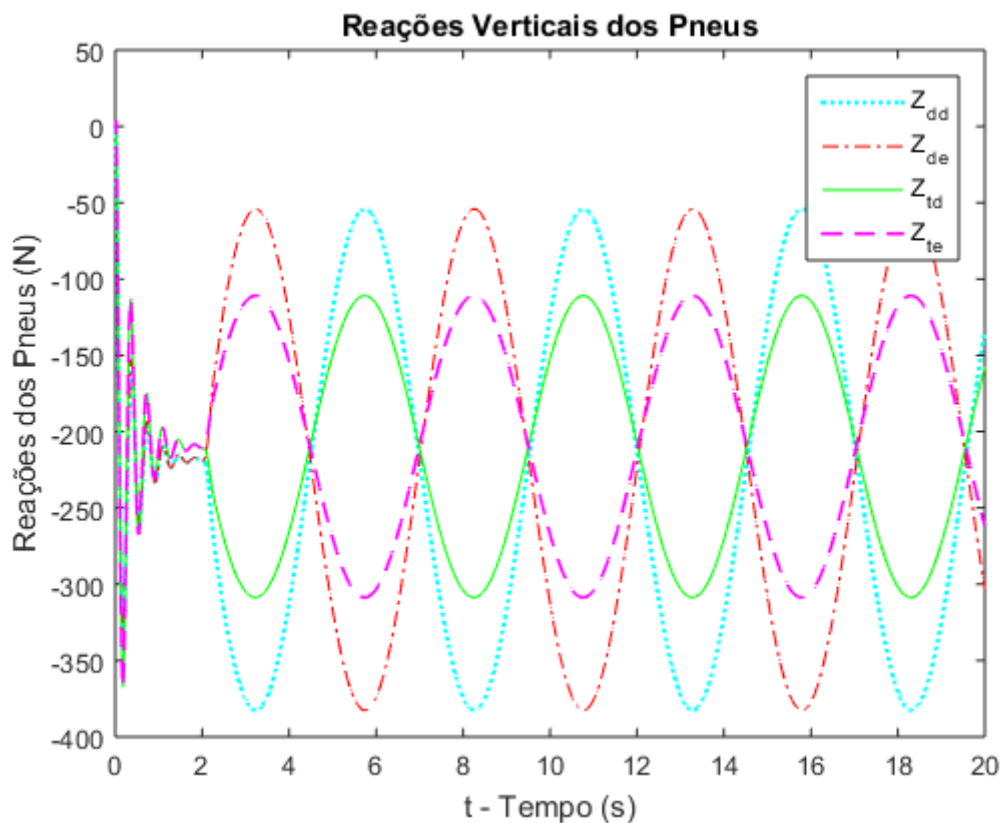


Figura 6.5: Reações Verticais dos Pneus.

A análise dos resultados da Situação 1 será feita comparativamente no tópico a seguir da Situação 2.

6.1.2. Situação 2

Na segunda situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo a mesma velocidade da Situação 1 porém com uma rigidez menor na suspensão. Como dito anteriormente, os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 1.

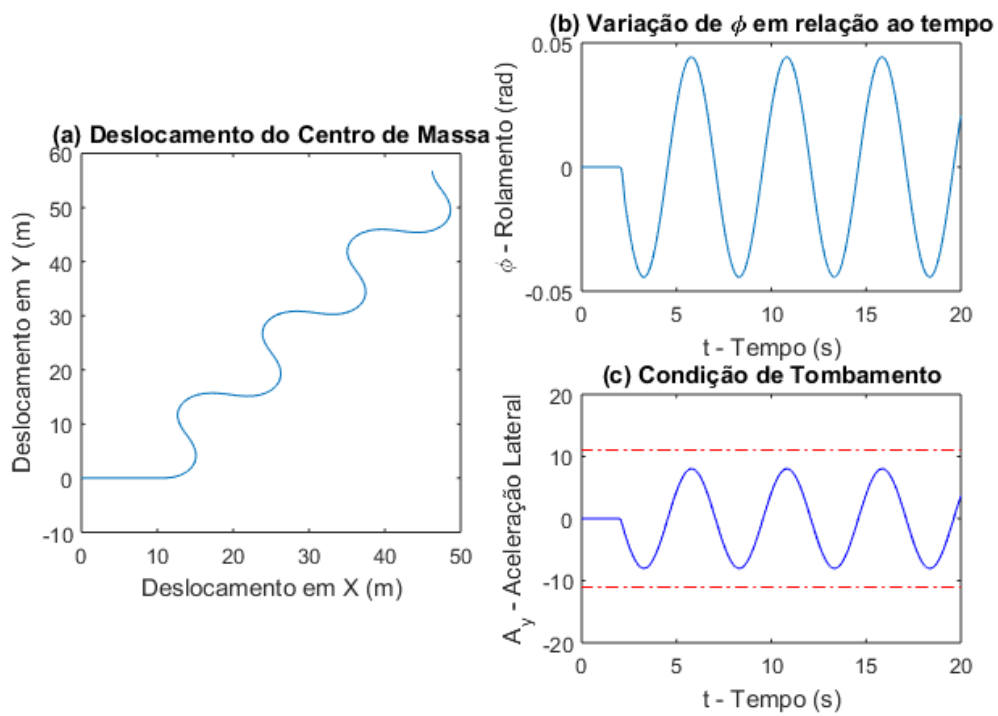
Deslocamento Espacial Modelo 9GL - $V = 5 \text{ m/s}$ 

Figura 6.6: Deslocamento Espacial Modelo 9GL. (a) Deslocamento do Centro de massa, (b) Variação do rolamento em função do tempo e (c) Condição de tombamento.

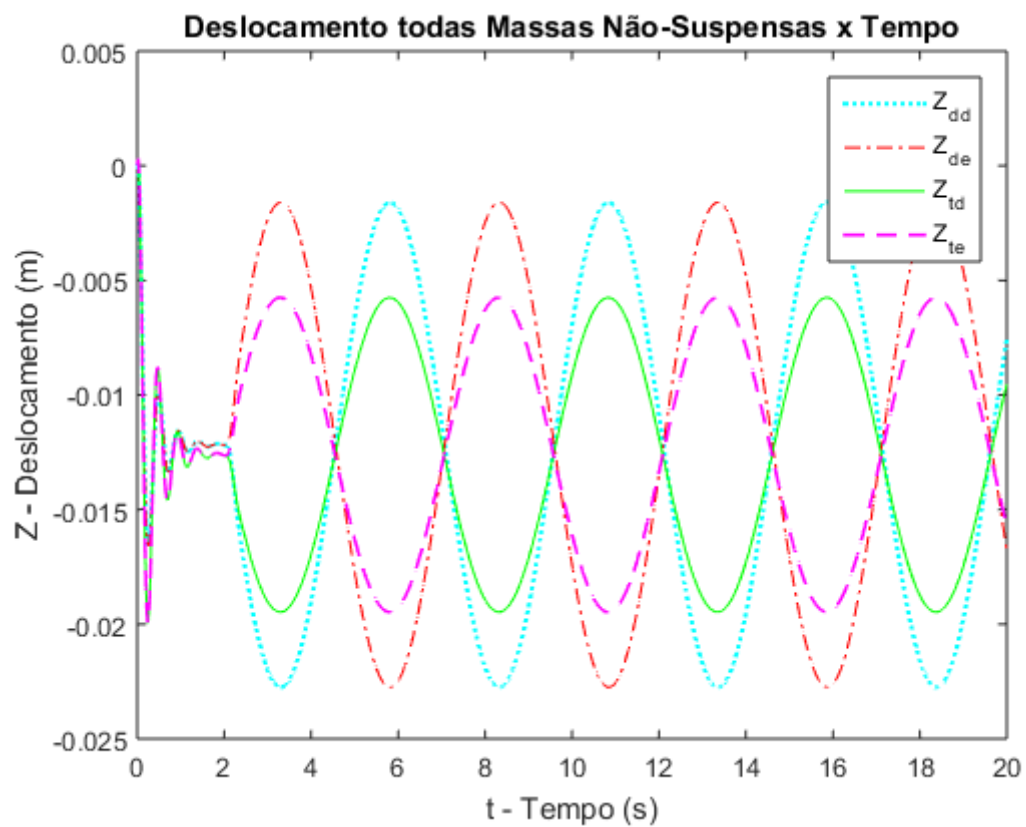


Figura 6.7: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

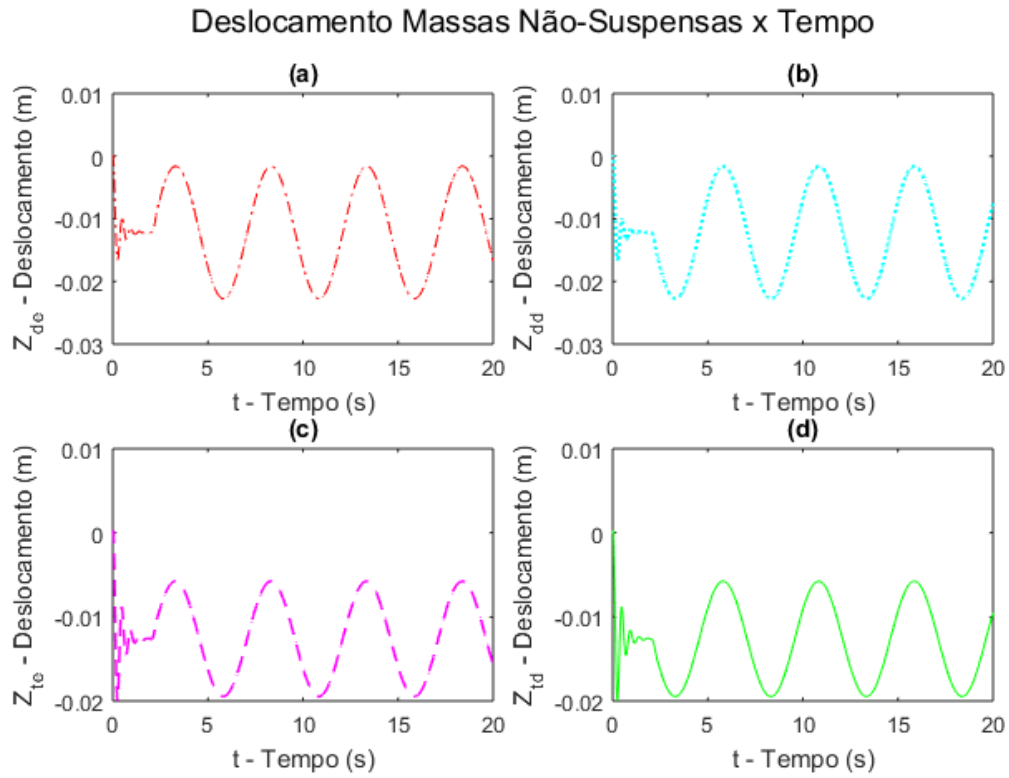


Figura 6.8: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira Direita.

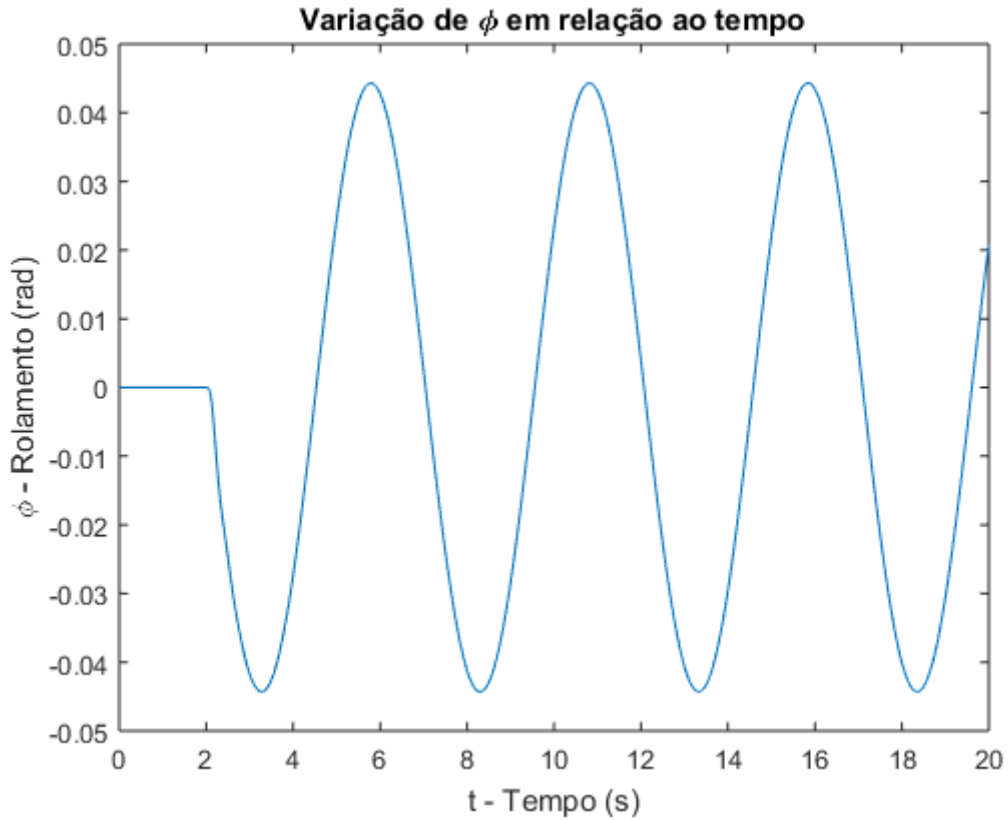


Figura 6.9: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.

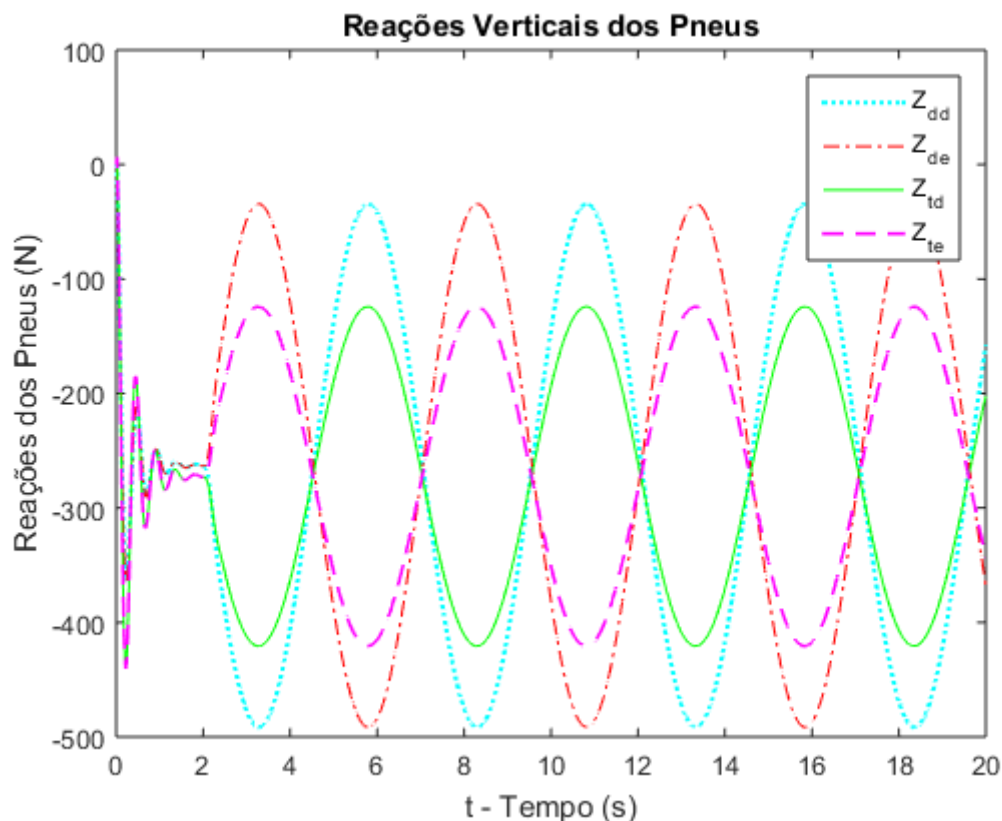


Figura 6.10: Reações verticais dos pneus

É possível observar a partir dos gráficos das Situações 1 e 2 que para a mesma velocidade, a rigidez dos componentes da suspensão influencia de forma significativa as respostas do veículo. As Figuras 6.2 e 6.3, quando comparadas as Figuras 6.7 e 6.8, apresentam que a redução da rigidez dos componentes da suspensão faz com que o deslocamento máximo das rodas seja duplicado, e este deslocamento reflete também no aumento proporcional considerável do ângulo de rolagem quando comparamos o resultado da Figura 6.4 com o da Figura 6.9.

Por fim, as Figuras 6.5 e 6.10 apresentam que com a redução da rigidez da suspensão há também um aumento nas forças de reação dos pneus, uma vez que há um aumento na transferência de carga lateral durante as curvas.

6.1.3. Situação 3

Na terceira situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo a uma velocidade mais elevada e com uma rigidez também elevada, como a utilizada na situação 1. Os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 4.

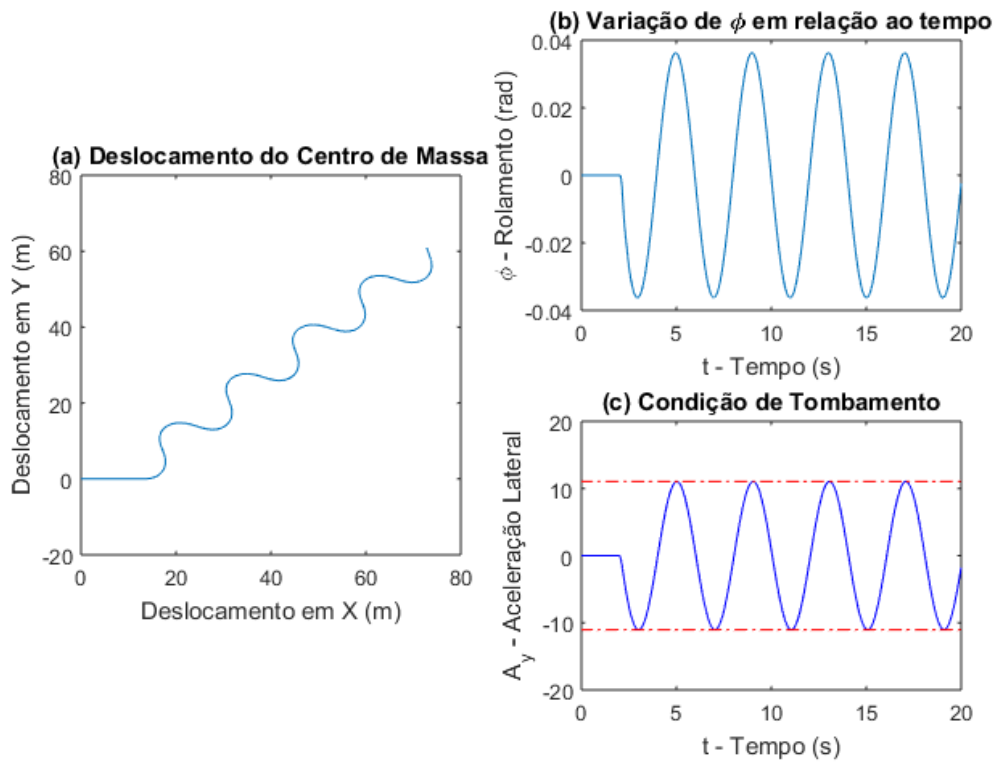
Deslocamento Espacial Modelo 9GL - $V = 6.25 \text{ m/s}$ 

Figura 6.11: Deslocamento Espacial Modelo 9GL. (a) Deslocamento do Centro de massa, (b) Variação do rolamento em função do tempo e (c) Condição de tombamento.

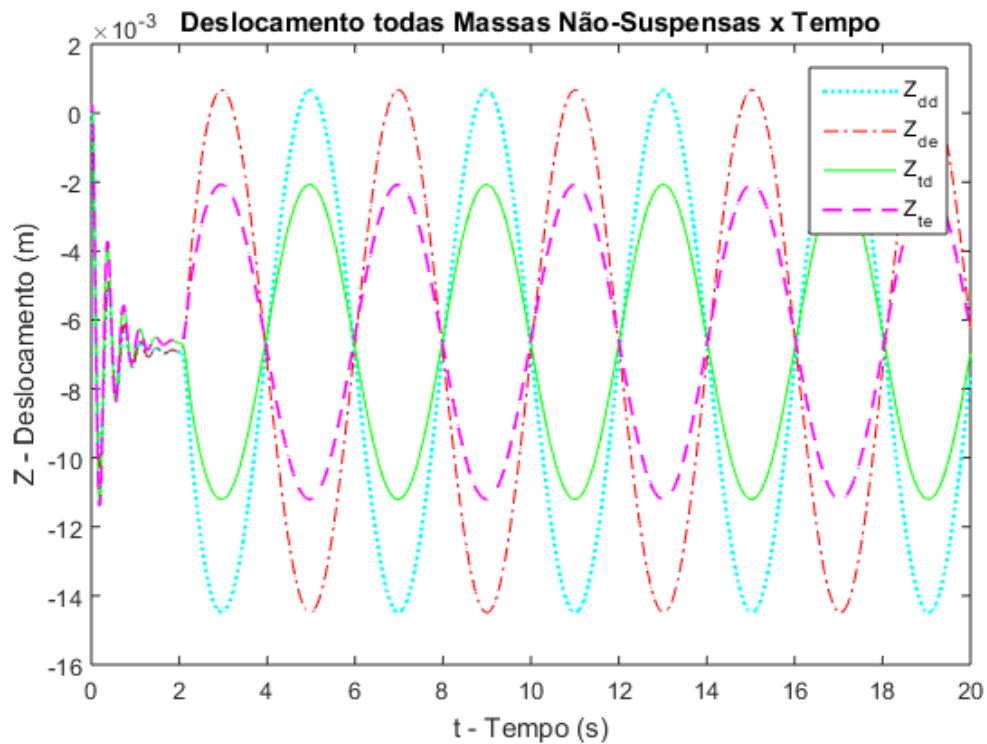


Figura 6.12: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

Deslocamento Massas Não-Suspensas x Tempo

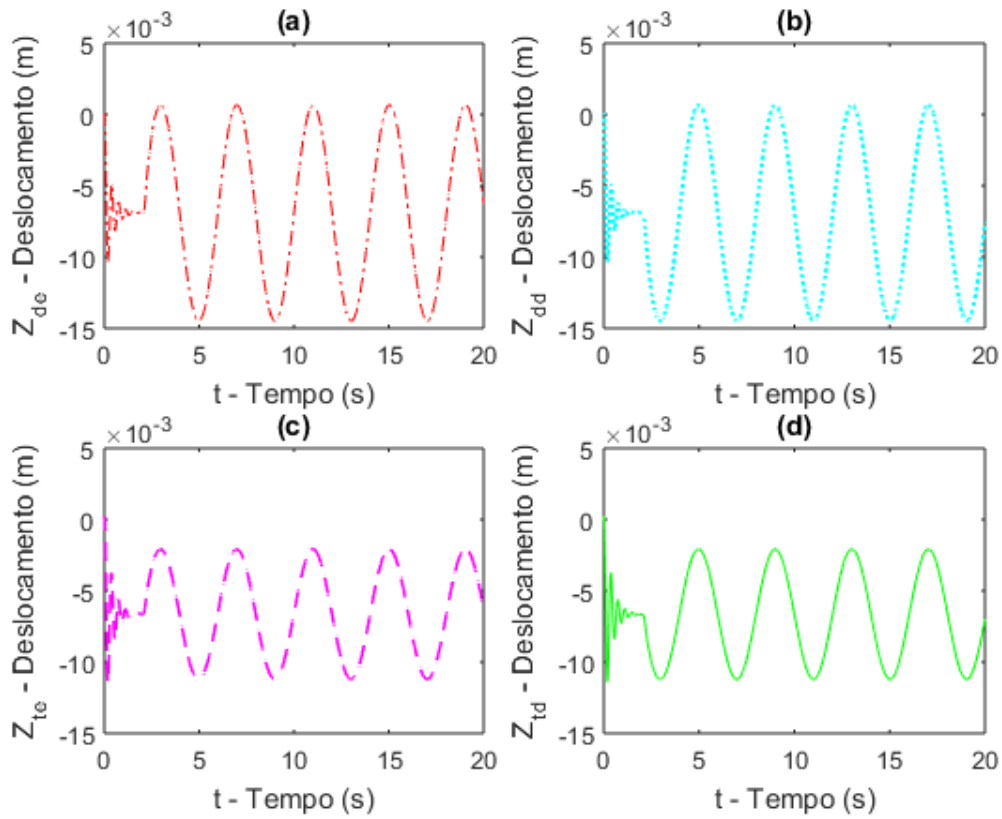


Figura 6.13: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira direita.

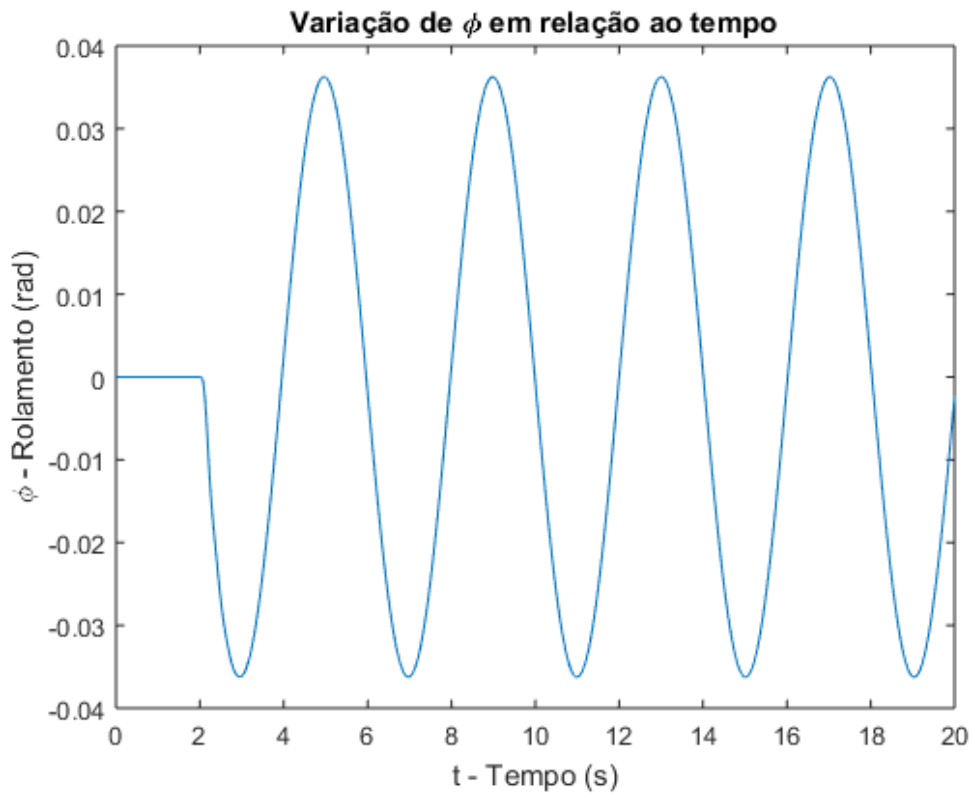


Figura 6.14: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.

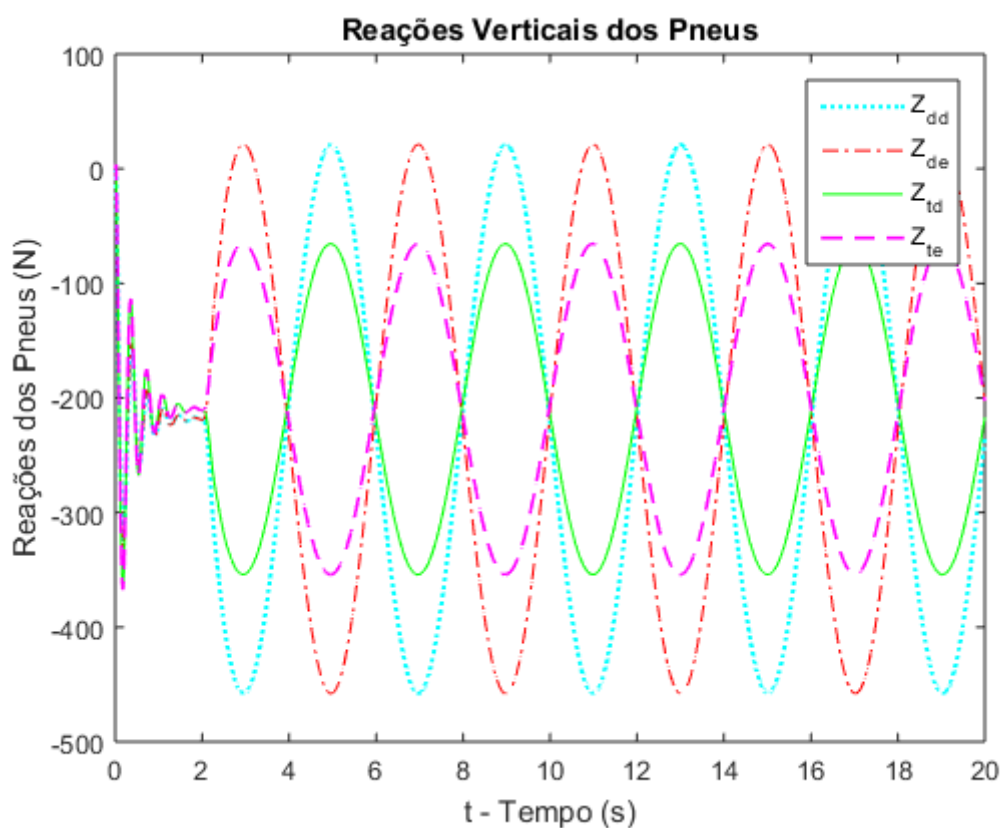


Figura 6.15: Reações verticais dos pneus

A análise dos resultados da Situação 3 será feita comparativamente no tópico a seguir da Situação 4.

6.1.4. Situação 4

Na quarta e última situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo à mesma velocidade da Situação 3, porém com menor rigidez na suspensão, como a utilizada na situação 2. Como dito anteriormente, os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 3.

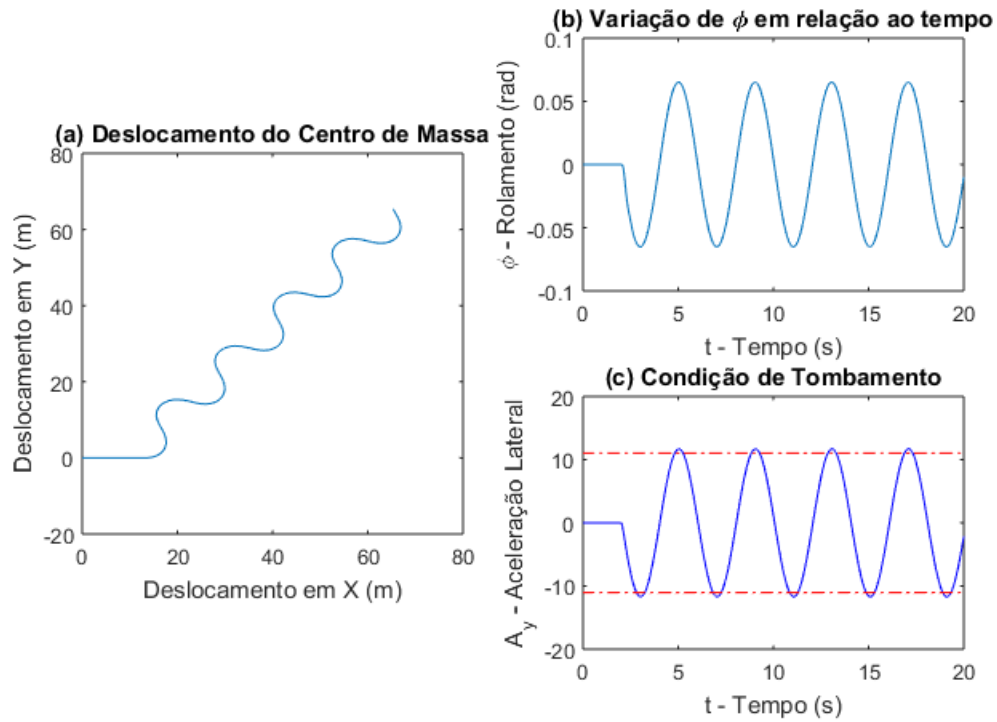
Deslocamento Espacial Modelo 9GL - $V = 6.25 \text{ m/s}$ 

Figura 6.16: Deslocamento Espacial Modelo 9GL. (a) Deslocamento do Centro de massa, (b) Variação do rolamento em função do tempo e (c) Condição de tombamento.

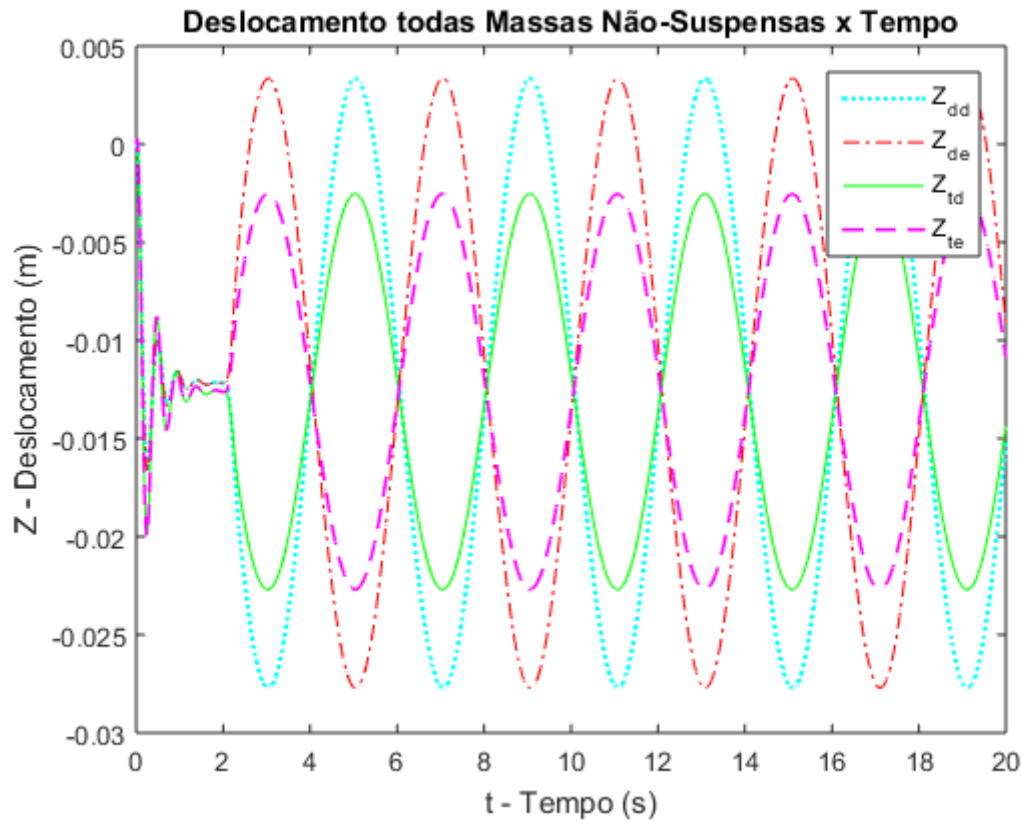


Figura 6.17: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

Deslocamento Massas Não-Suspensas x Tempo

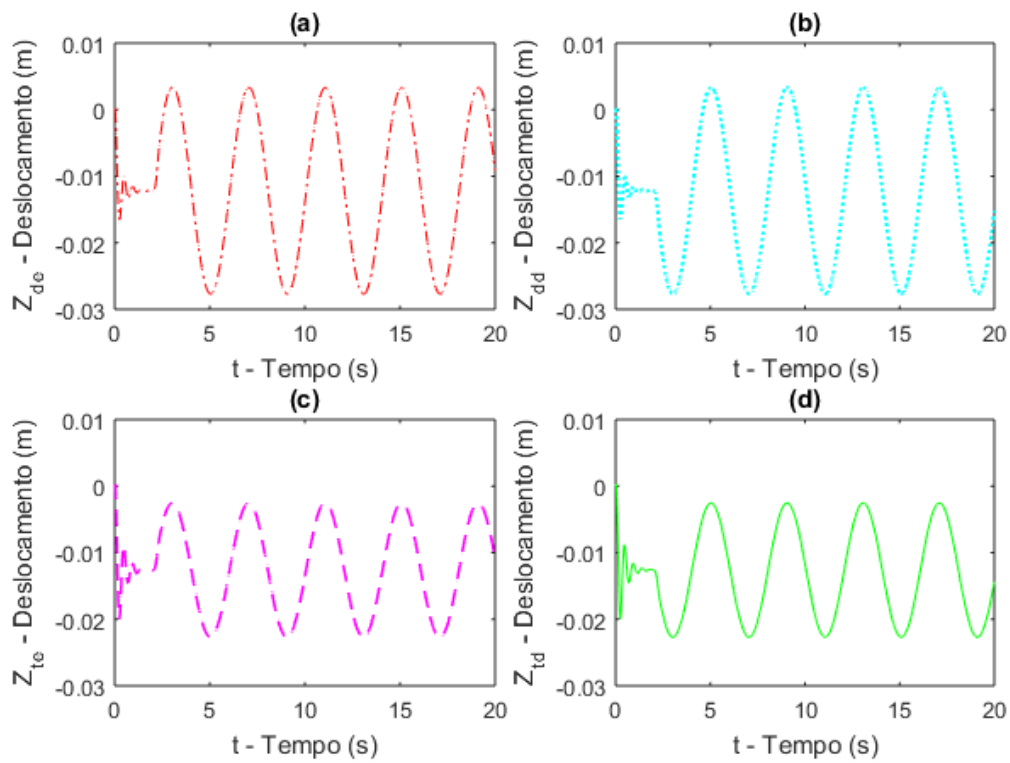


Figura 6.18: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira direita.

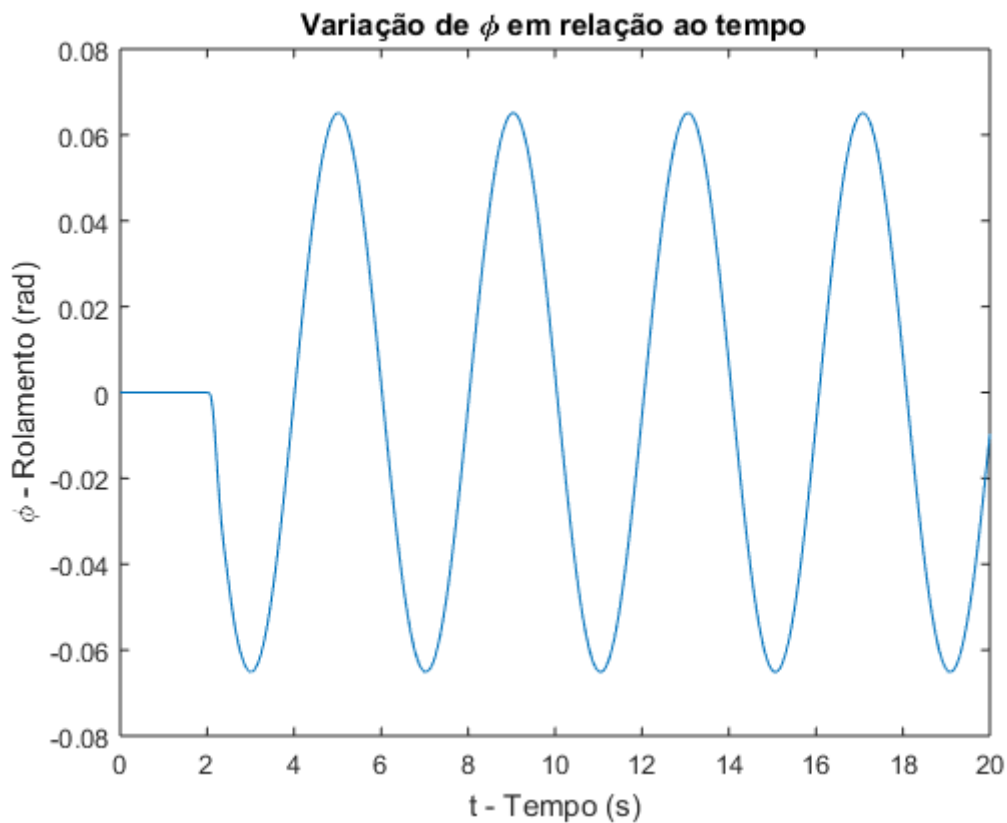


Figura 6.19: Variação do ângulo de rolamento em relação ao tempo.

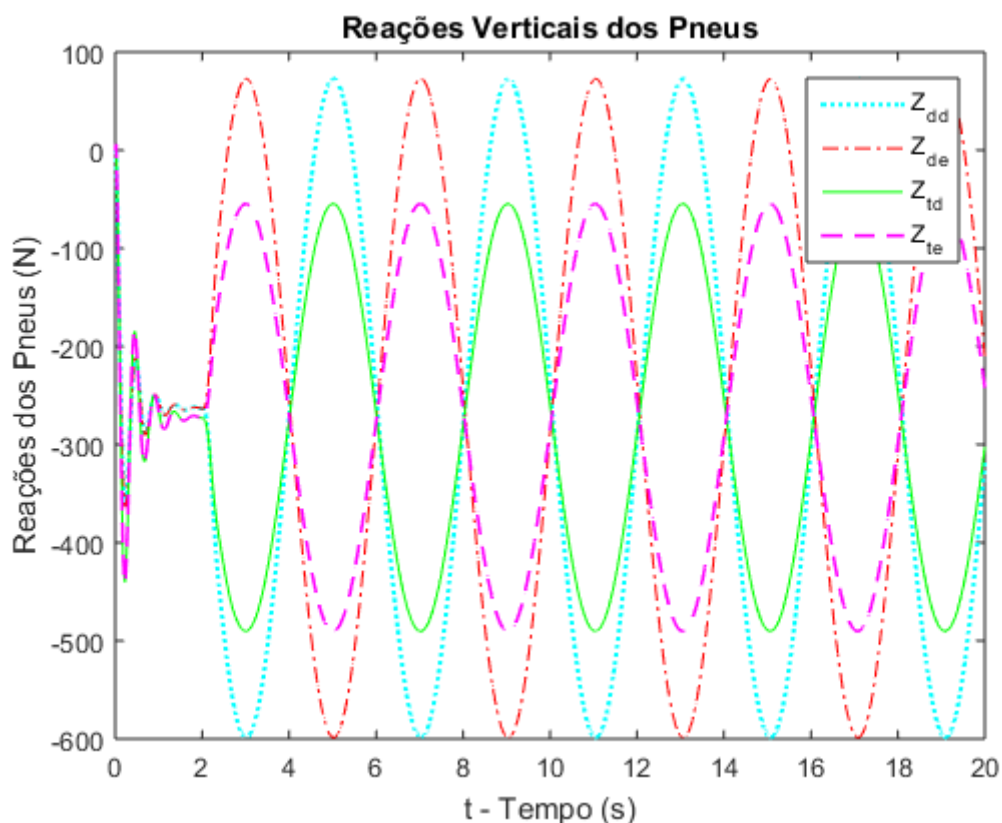


Figura 6.20: Reações verticais dos pneus.

Assim como na comparação dos resultados obtidos na Situação 1 com os resultados obtidos na Situação 2, aqui podemos observar que para a mesma velocidade, a rigidez dos componentes da suspensão influencia de forma significativa as respostas do veículo. Nas Situações 3 e 4 vemos uma maior amplitude nas respostas obtidas quando comparadas as Situações 1 e 2, uma vez que está sendo utilizada uma velocidade mais elevada.

As respostas obtidas para o deslocamento das rodas, rolagem e reação nos pneus nas Situações 3 e 4, ficam em linha com as respostas obtidas nas Situações 1 e 2.

Vale destacar na Figura 6.11 o resultado encontrado para a condição de tombamento. É possível notar que na velocidade de 6,25 m/s ou 22,5 km/h, para os parâmetros definidos na Situação 3, a aceleração lateral chega ao valor máximo calculado para que não haja tombamento do veículo e em momento algum ultrapassa este valor.

Por outro lado, a Figura 6.16 mostra que a aceleração lateral, ultrapassa a aceleração lateral máxima permitida quando definimos menor rigidez aos componentes

da suspensão (parâmetros da Situação 4), o que causaria o tombamento do veículo em uma situação real de prova.

Podemos concluir a partir das situações apresentadas na Simulação 1 que para um melhor desempenho do veículo nas provas de *Slalom* deve-se optar pela utilização de maior rigidez nos componentes da suspensão a fim de reduzir a transferência de carga lateral, ajudando assim na realização das curvas. Além disso, deve-se também respeitar a velocidade máxima de 22,5 km/h para evitar que o veículo ultrapasse a aceleração lateral máxima permitida e tombe durante a realização do percurso.

6.2. Simulação 2: Valas Alternadas

A simulação foi feita com base nos parâmetros apresentados na Tabela 5.2. O objetivo nesta simulação é semelhante ao anterior, porém o que difere a simulação em Valas Alternadas da simulação do *Slalom* são as solicitações da suspensão, como é possível perceber nos tópicos a seguir. Cada uma das valas possuem uma profundidade de 0,2 m e um comprimento de 1,4 m, semelhante ao entre eixos do veículo, para que as rodas estejam sempre em fases opostas, ou seja quando uma roda sai da vala a roda que está em sua diagonal entra e vice-versa. Abaixo os gráficos da pista para cada um dos pneus a uma velocidade de 10 km/h.

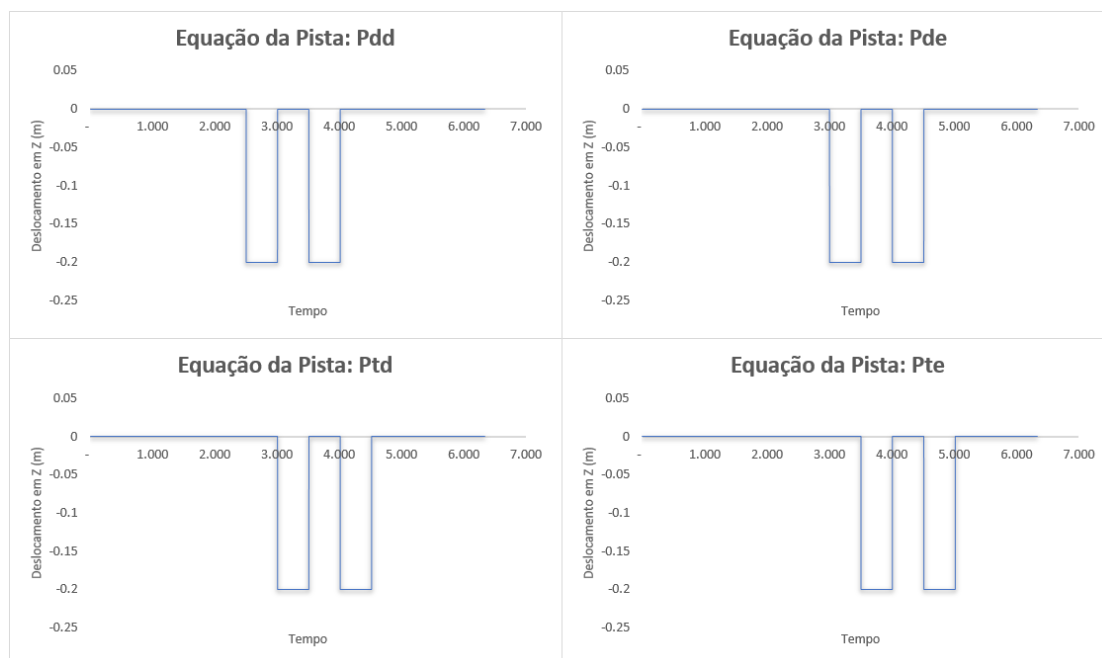


Figura 6.21: Equação da pista para cada uma das rodas. Sendo: Pdd pneu dianteiro direito, Pde pneu dianteiro esquerdo, Ptd pneu traseiro direito e Pte pneu traseiro esquerdo.

Fonte Própria.

6.2.1. Situação 1

Na primeira situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo a uma velocidade mais baixa e com uma rigidez maior na suspensão. Os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 2.

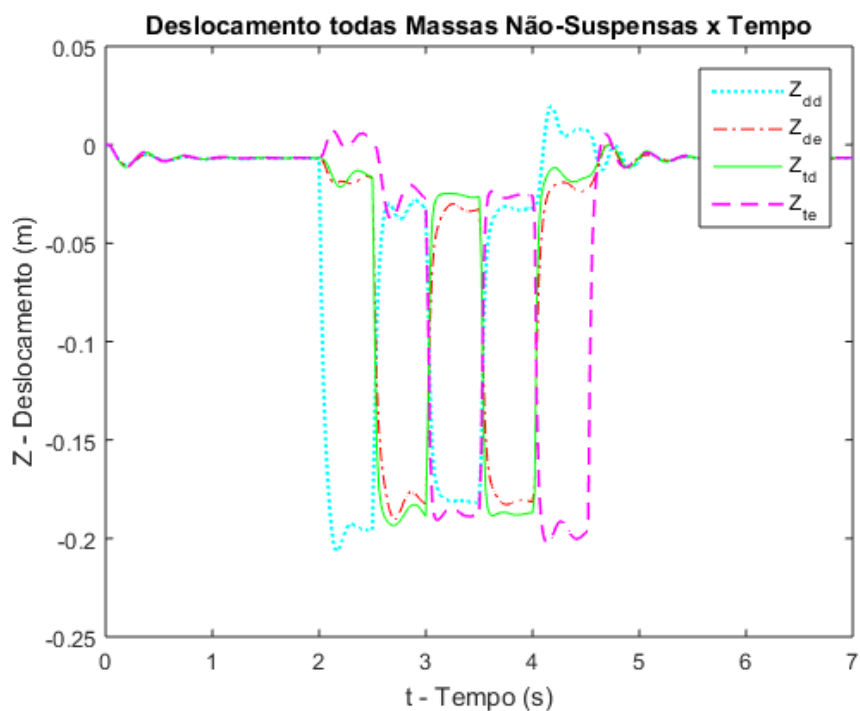


Figura 6.22: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

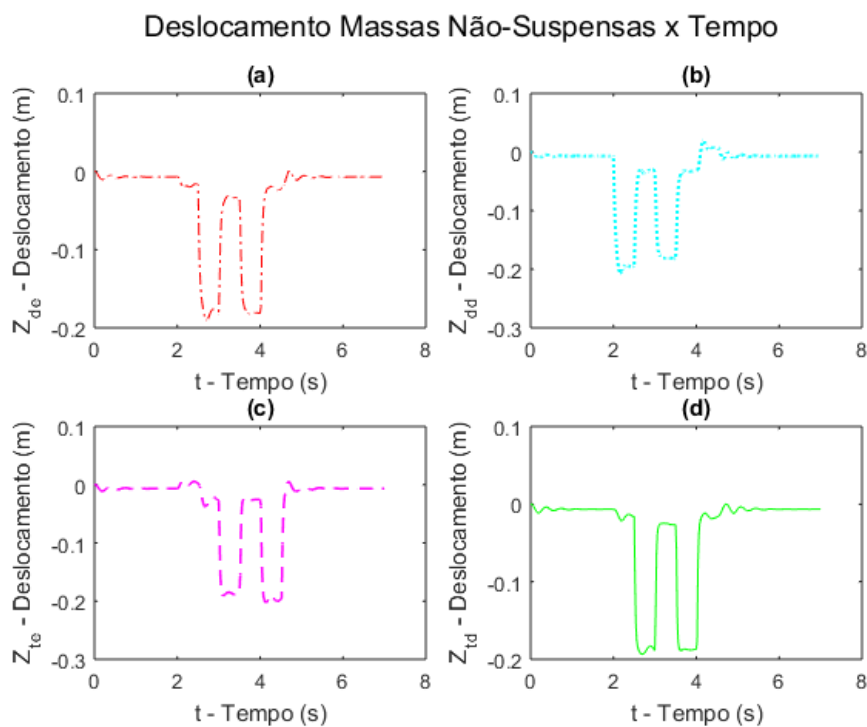


Figura 6.23: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira direita.

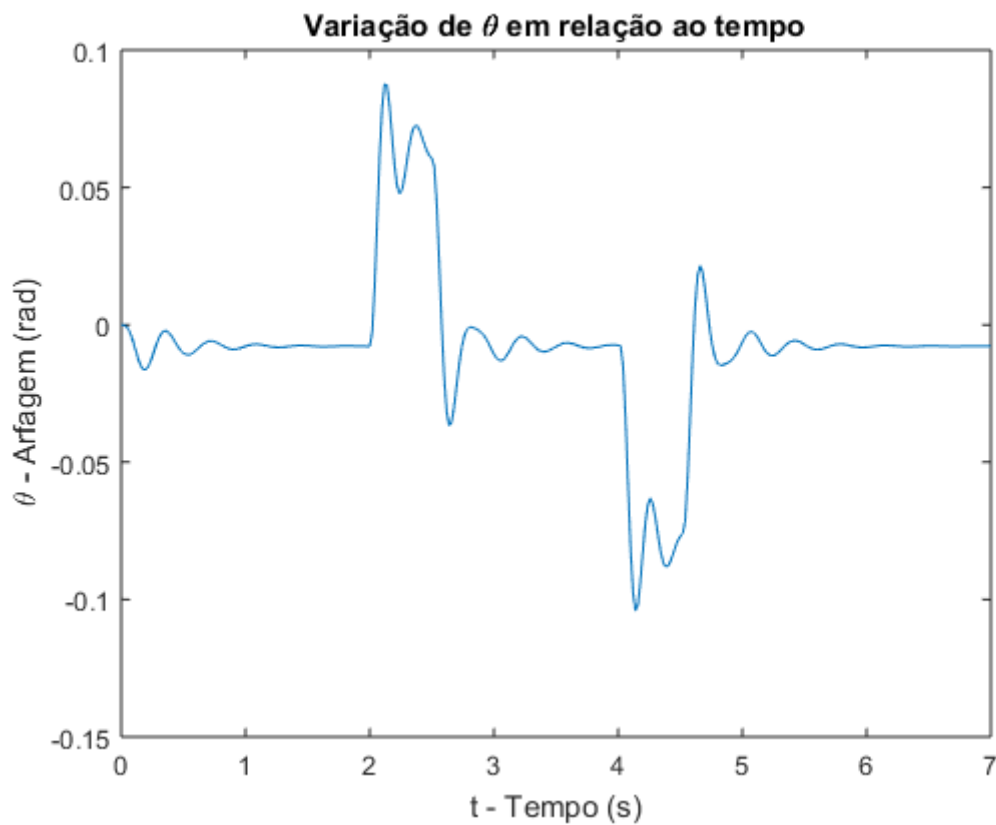


Figura 6.24: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.

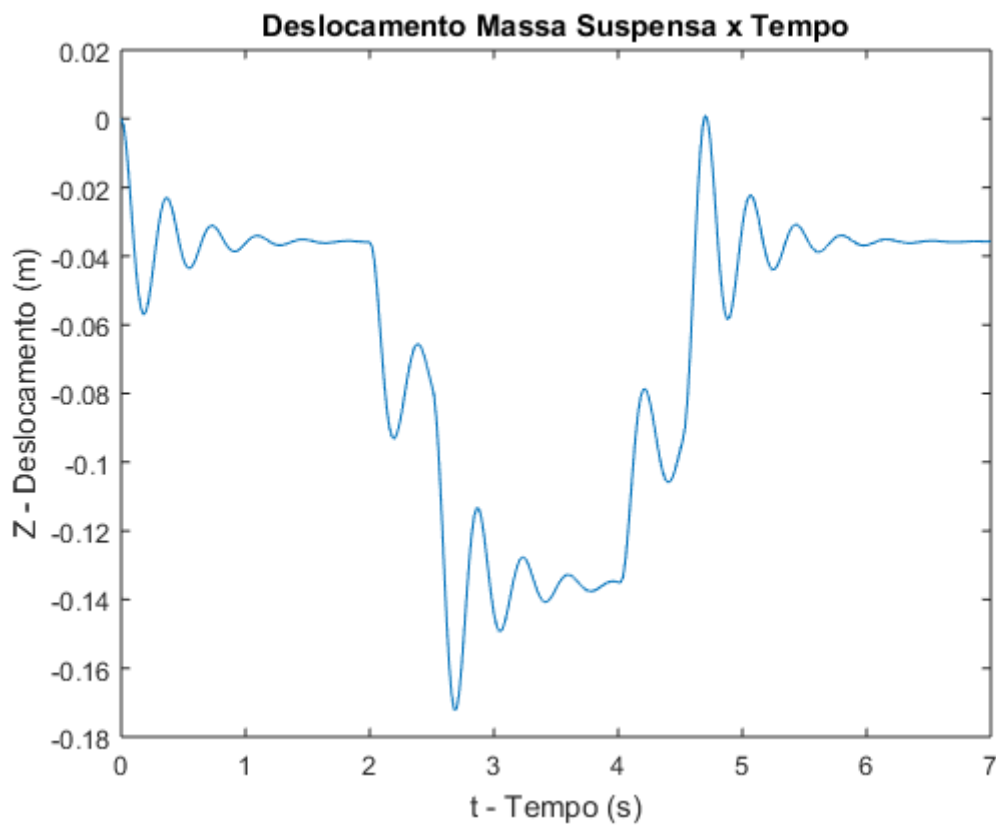


Figura 6.25: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.

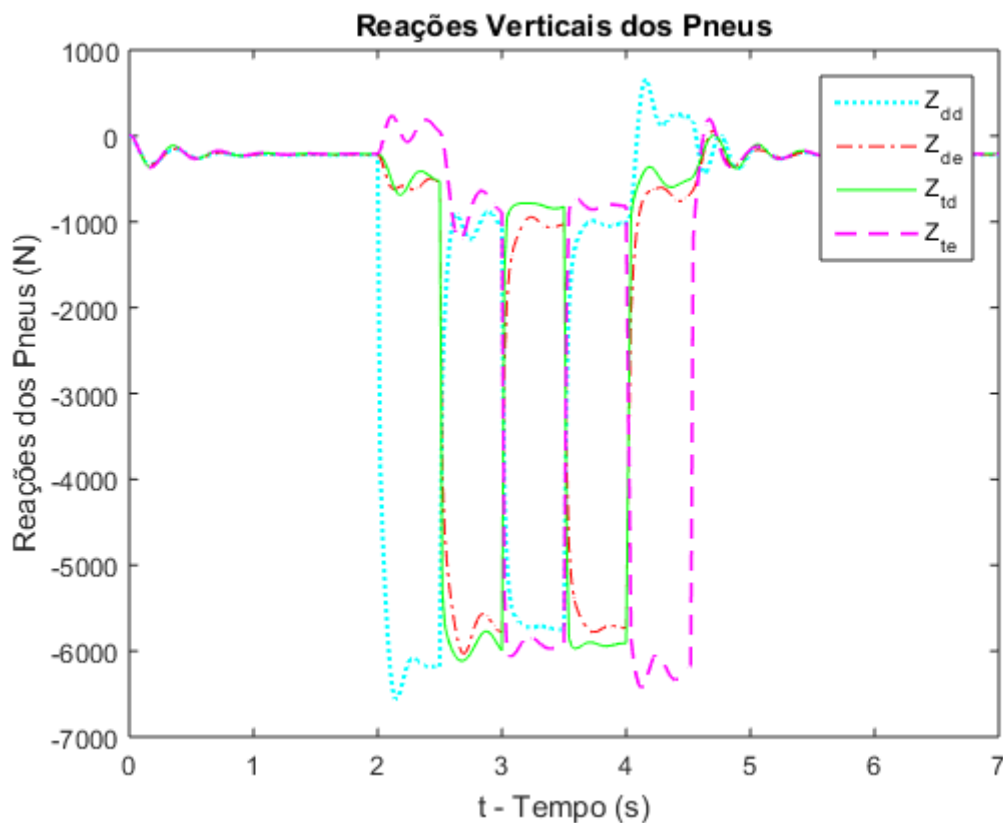


Figura 6.26: Reações verticais dos pneus

A análise dos resultados da Situação 1 será feita comparativamente no tópico a seguir da Situação 2.

6.2.2. Situação 2

Na segunda situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo a mesma velocidade da Situação 1 porém com uma rigidez menor na suspensão. Como dito anteriormente, os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 1.

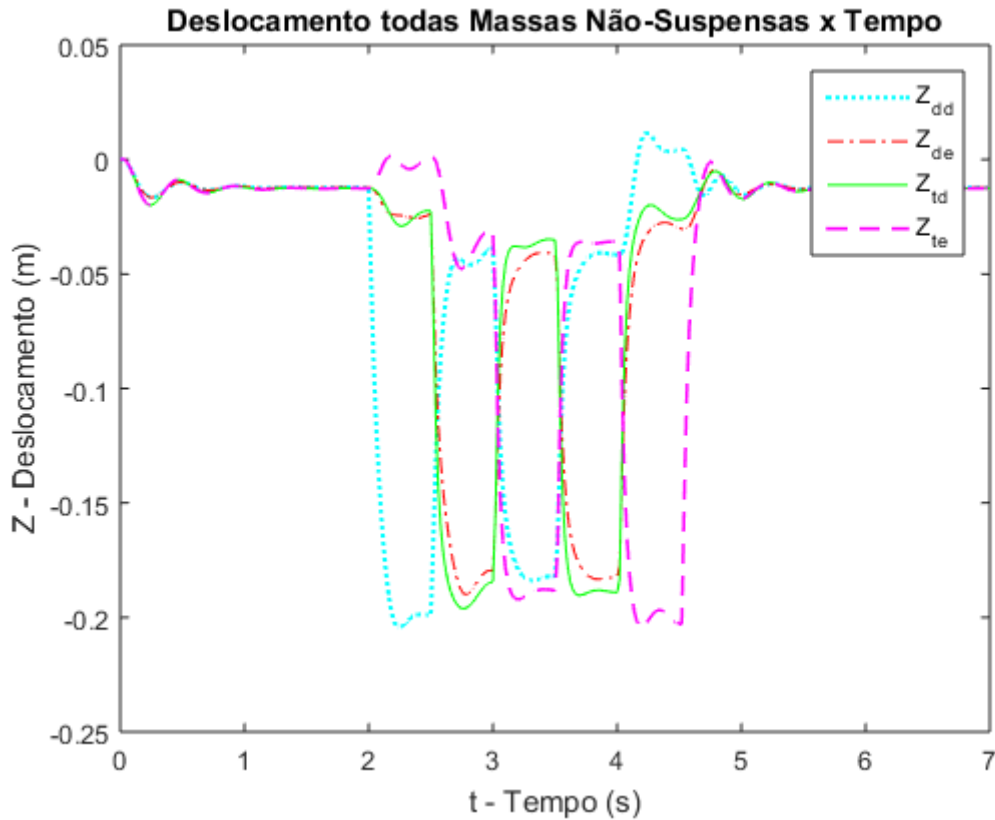


Figura 6.27: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

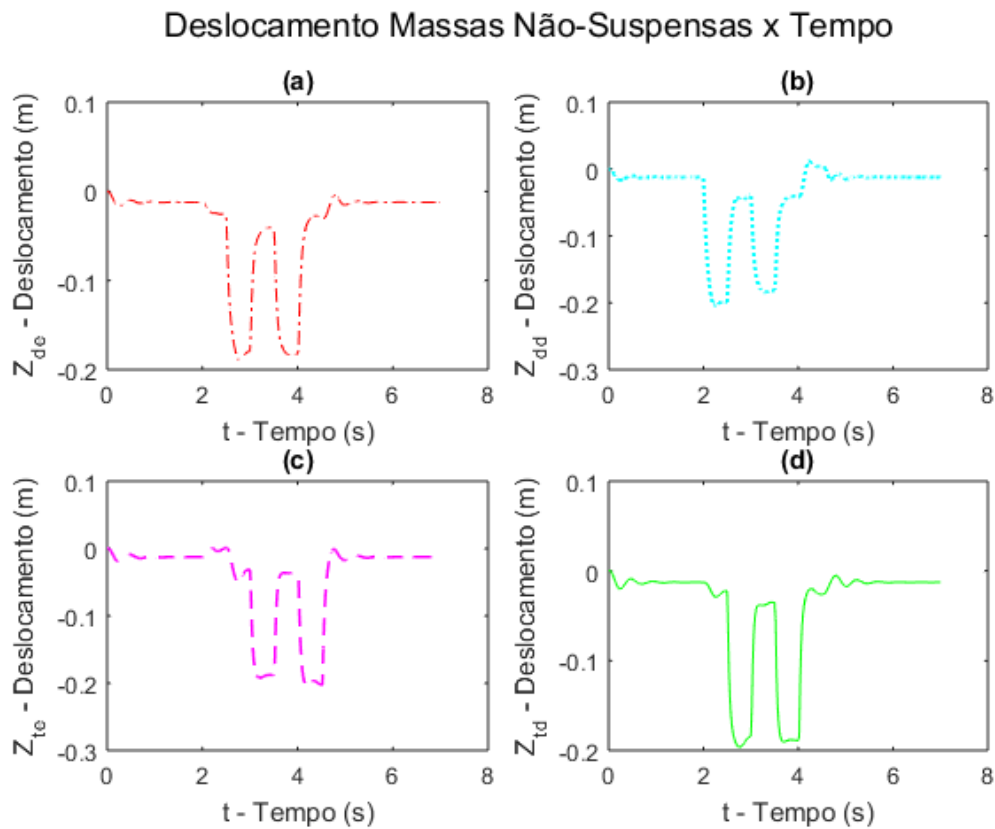


Figura 6.28: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira direita.

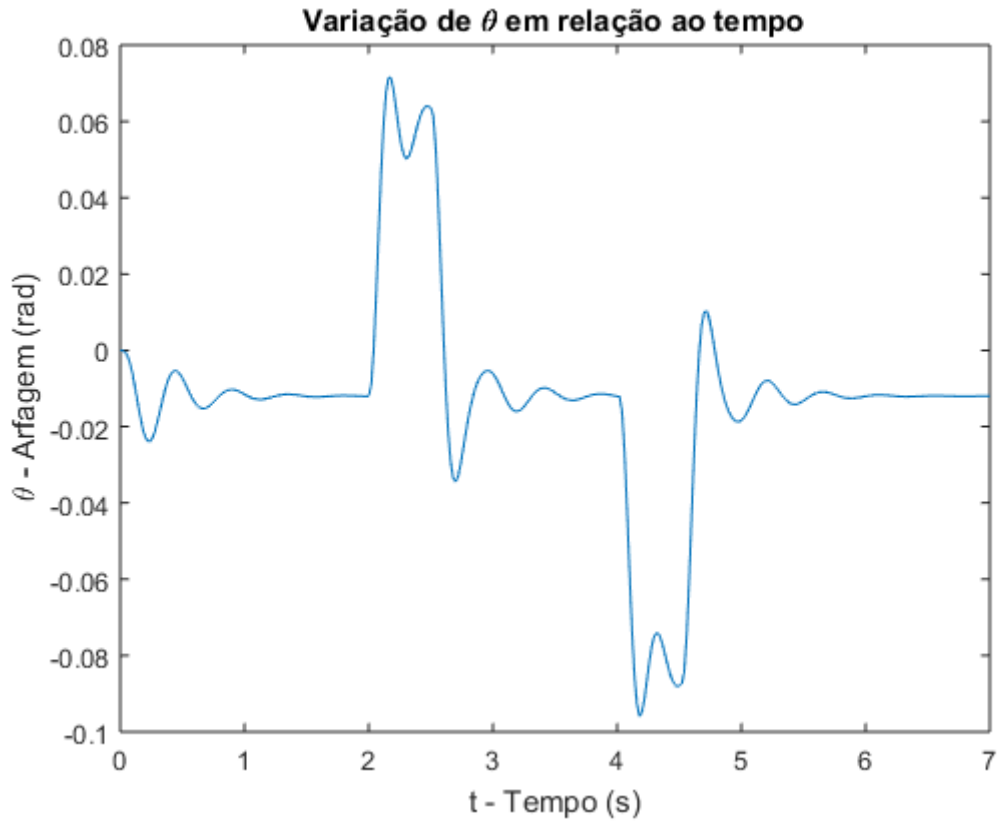


Figura 6.29: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.

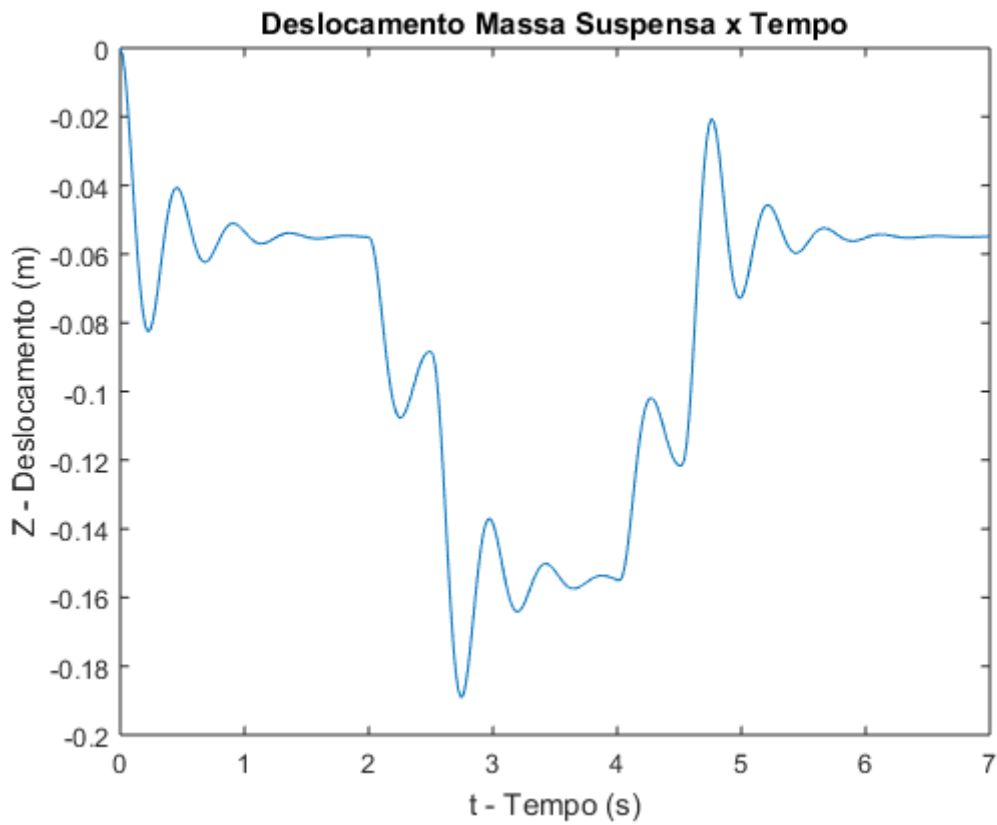


Figura 6.30: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.

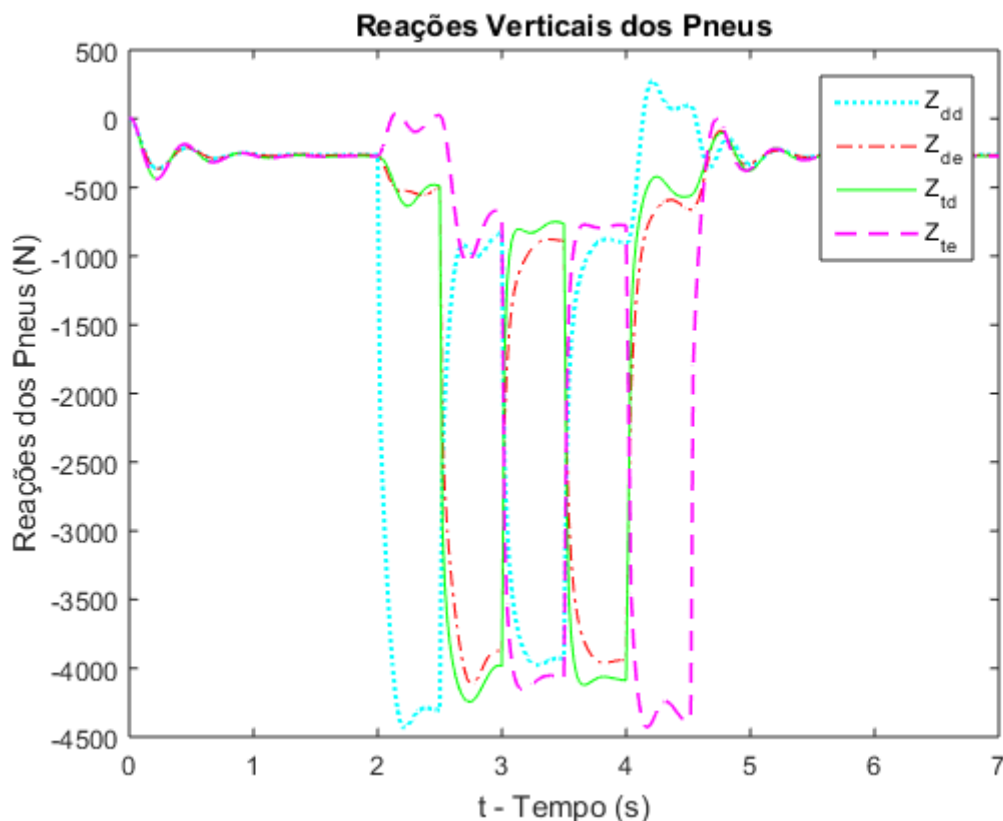


Figura 6.31: Reações verticais dos pneus

Diferentemente da Simulação 1 onde simulando o desempenho do veículo em uma prova de *Slalom*, deseja-se obter o comportamento dinâmico lateral do protótipo e a transferência de carga lateral, a Simulação 2 deseja obter os dados relativos às reações verticais sofridas pelos pneus, ângulo de arfagem e deslocamento da massa suspensa. Com isso é possível analisar os esforços sofridos pelos componentes da suspensão e a influência da rigidez dos componentes e velocidade do veículo no conforto do piloto.

A partir das Figuras 6.22 e 6.23 vemos o deslocamento alternado das rodas ao passar pelo obstáculo proposto. Uma vez que cada vala possui uma profundidade de 0,2m, a tendência é que cada roda se desloque verticalmente esta profundidade e ao ultrapassar a vala esta retorne ao nível inicial da pista, e isto é o que de fato apresentam os gráficos. Quando comparado ao comportamento apresentado nas figuras 6.27 e 6.28 não é possível notar diferença significativa neste deslocamento, pois o que mais influencia neste gráfico de deslocamento é a velocidade, que para as duas situações é a mesma.

Analisando a Figura 6.24 em comparação à Figura 6.29, podemos perceber que na Situação 1 a maior rigidez dos componentes da suspensão fez com que o ângulo de arfagem fosse maior. Este comportamento se dá pois com uma maior rigidez, ao passar

por um buraco, os pneus sofrem uma reação consideravelmente maior quando comparado a uma menor rigidez na suspensão. É possível observar este fenômeno quando comparamos a Figura 6.26, onde as reações ficam próximas a 6000N, à Figura 6.31, onde as reações não chegam a 4500N. Estas reações influenciam também no deslocamento vertical da massa suspensa, onde na Figura 6.25 vemos que o deslocamento foi menor do que o deslocamento apresentado na Figura 6.30.

6.2.3. Situação 3

Na terceira situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo a uma velocidade mais elevada e com uma rigidez também elevada, como a utilizada na situação 1. Os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 4.

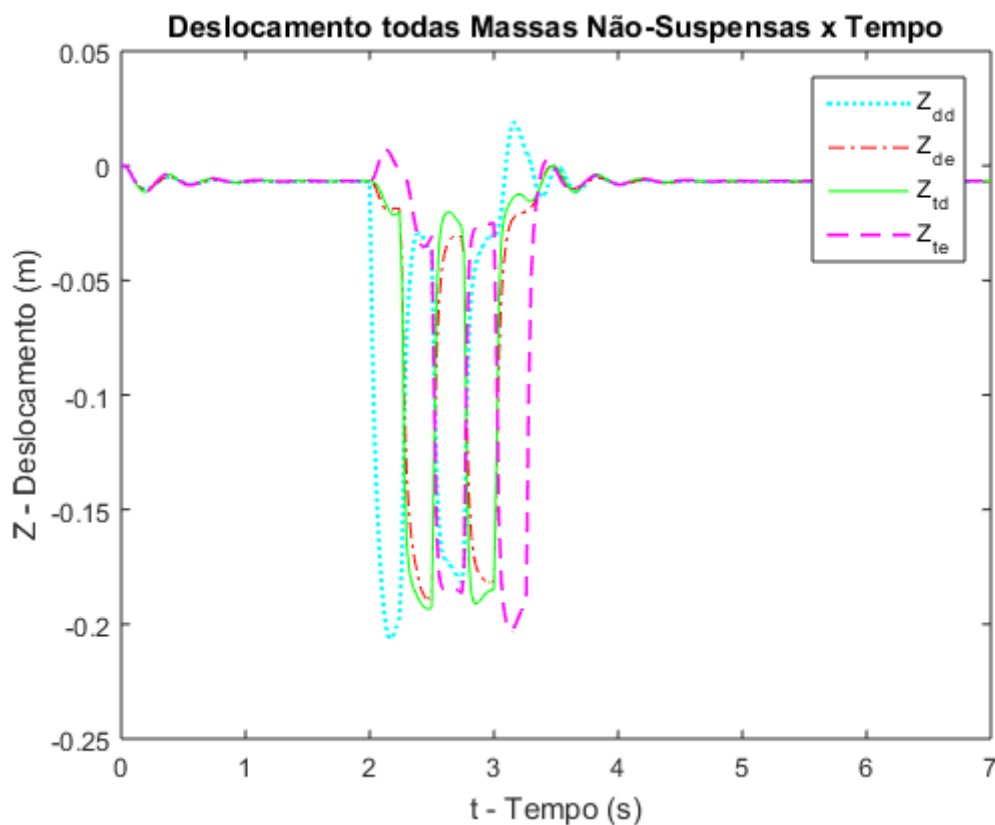


Figura 6.32: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

Deslocamento Massas Não-Suspensas x Tempo

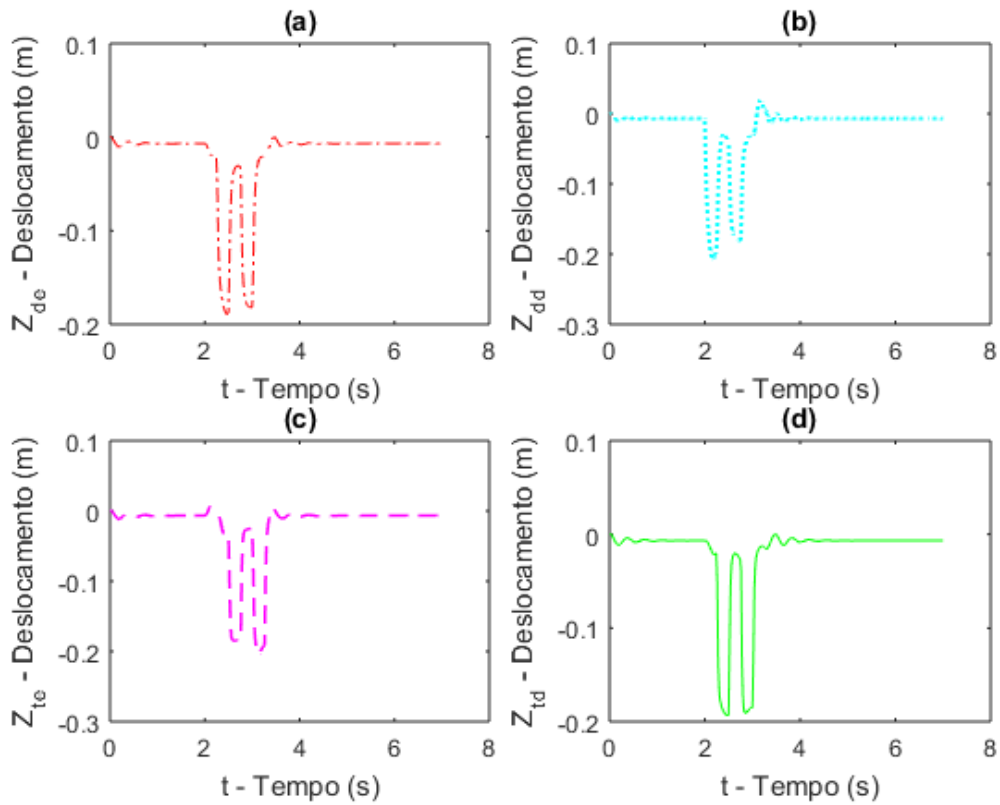


Figura 6.33: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira direita.



Figura 6.34: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.

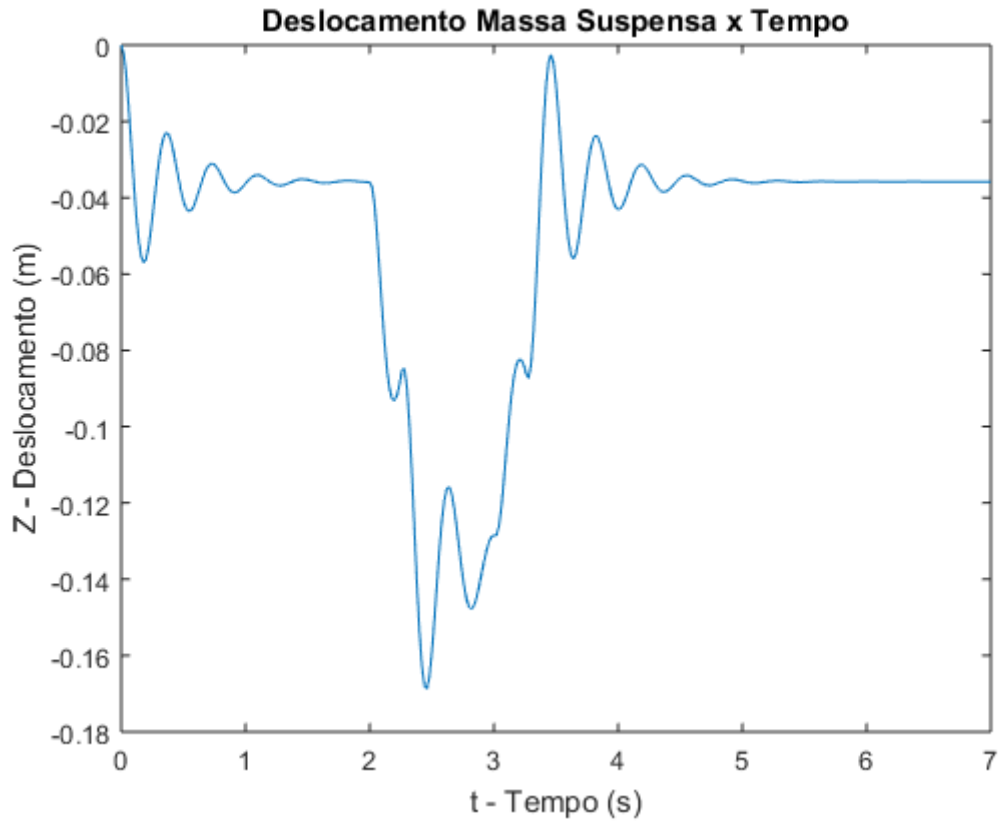


Figura 6.35: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.

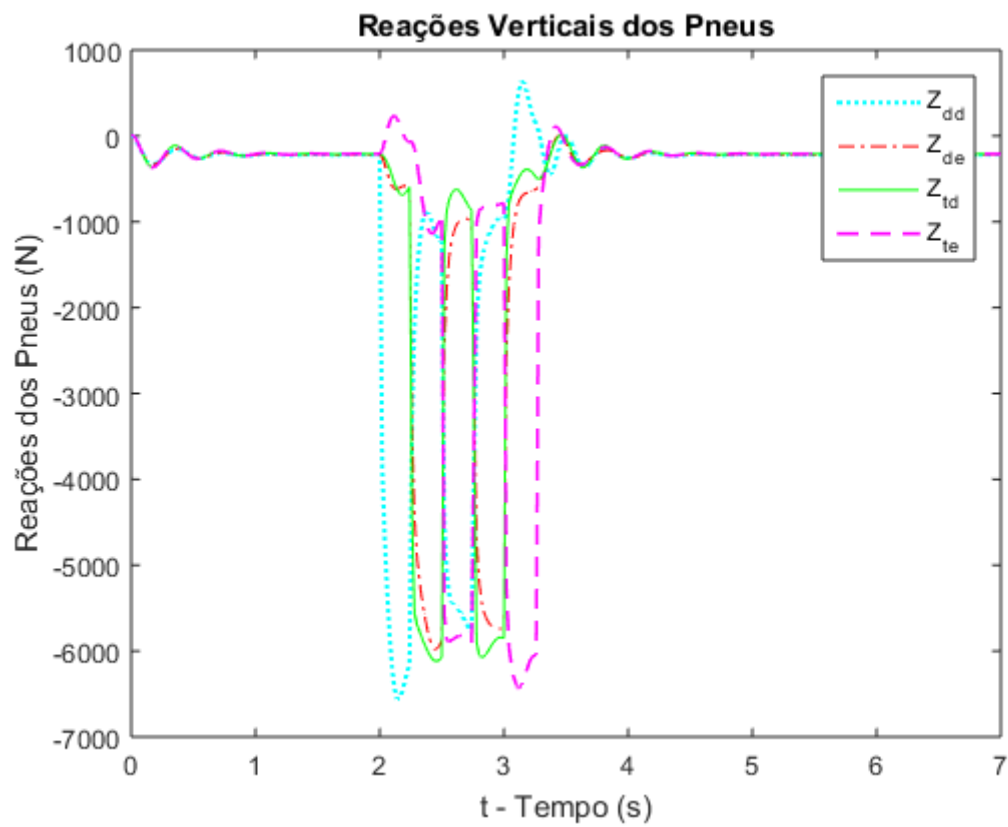


Figura 6.36: Reações verticais dos pneus

A análise dos resultados da Situação 3 será feita comparativamente no tópico a seguir da Situação 4.

6.2.4. Situação 4

Na quarta e última situação analisaremos o desempenho dinâmico do veículo à mesma velocidade da Situação 3, porém com menor rigidez na suspensão, como a utilizada na situação 2. Como dito anteriormente, os resultados obtidos nesta situação serão comparados aos obtidos na Situação 3.

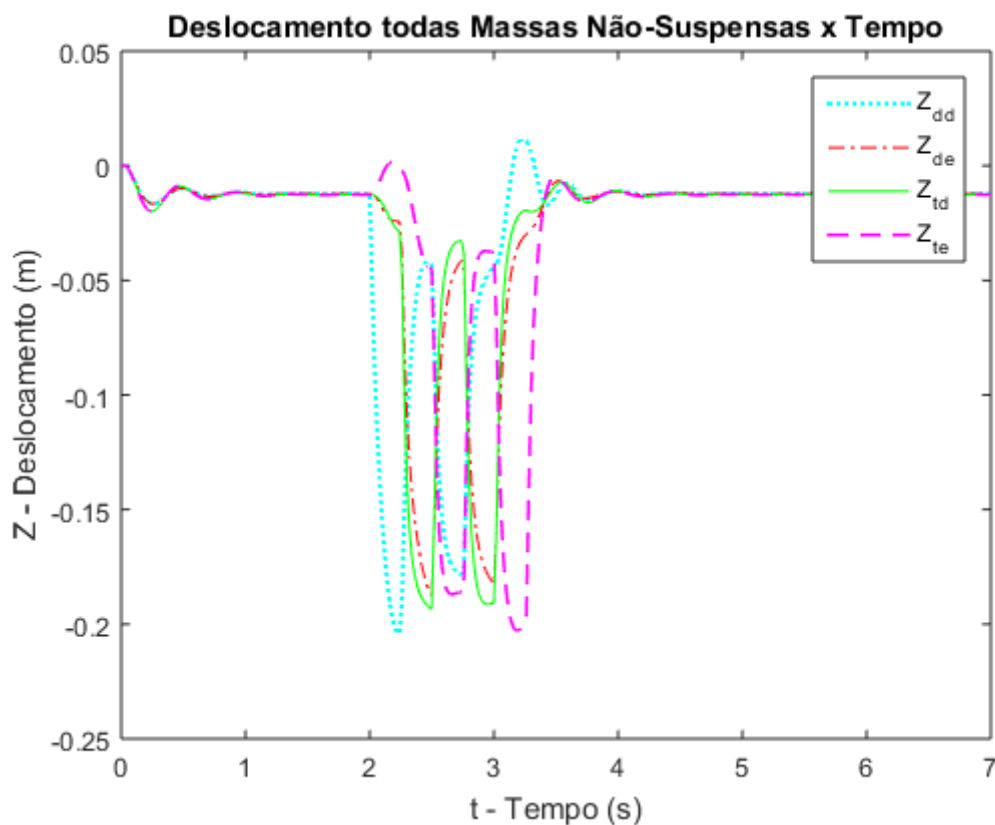


Figura 6.37: Deslocamento de todas as massas não suspensas em função do tempo.

Deslocamento Massas Não-Suspensas x Tempo

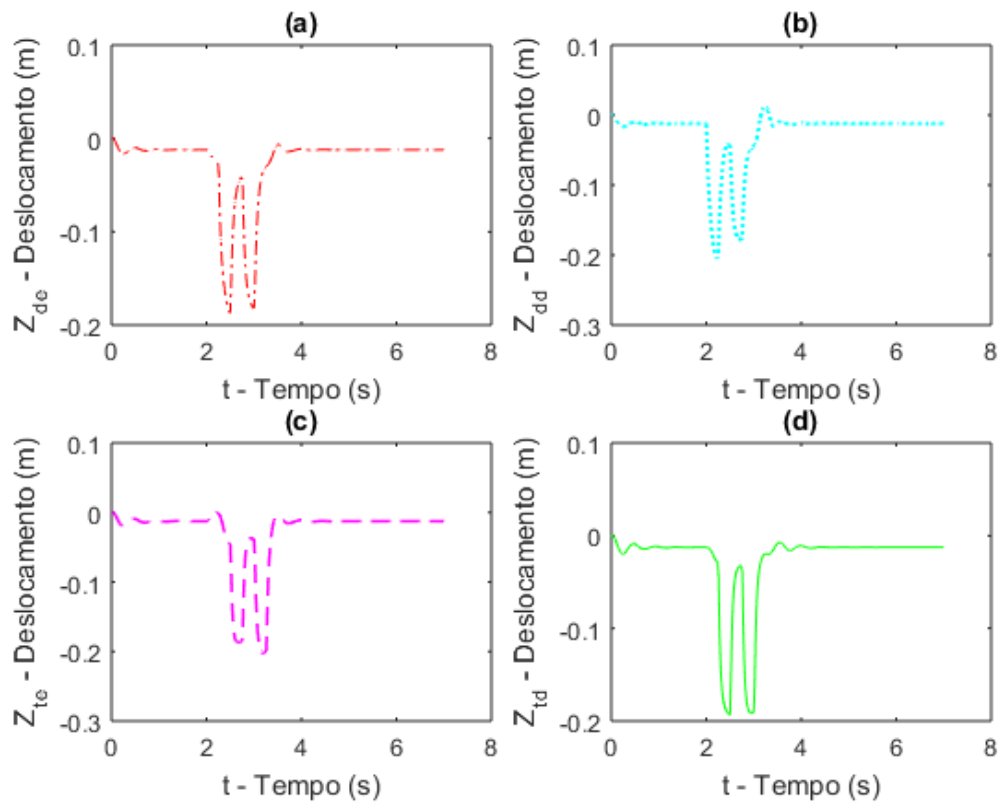


Figura 6.38: Deslocamento das massas não suspensas em função do tempo. (a) Dianteira esquerda, (b) Dianteira direita, (c) Traseira esquerda e (d) Traseira direita.



Figura 6.39: Variação do ângulo de arfagem em relação ao tempo.

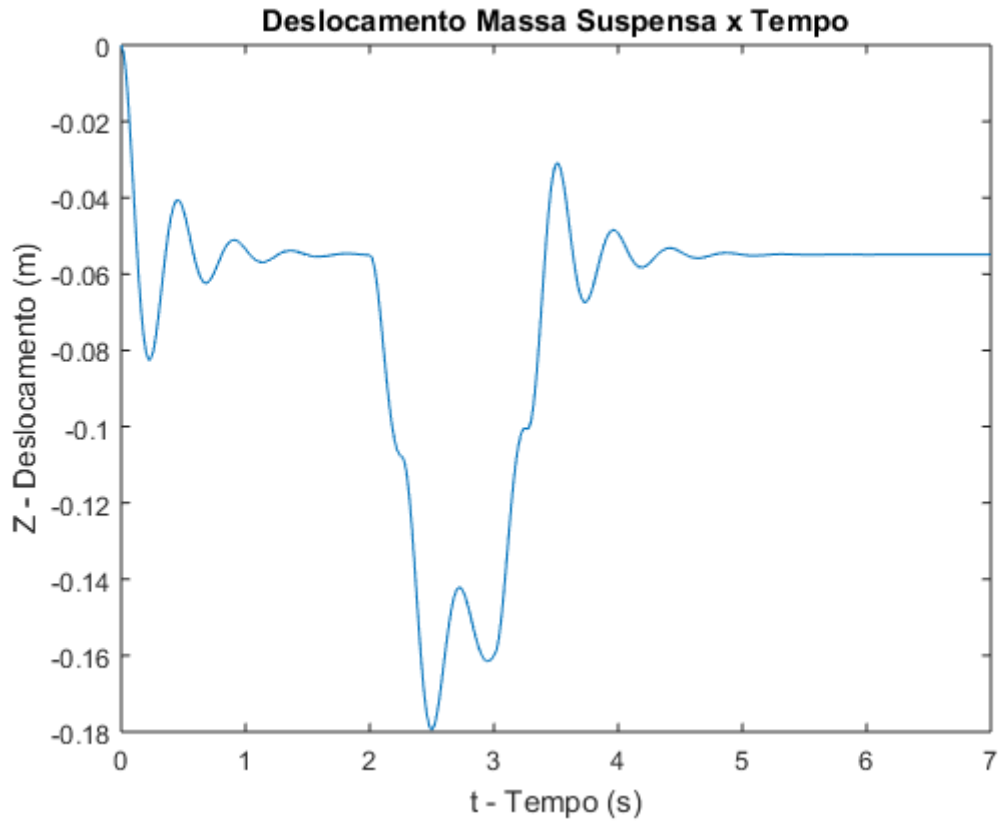


Figura 6.40: Deslocamento da massa suspensa em função do tempo.

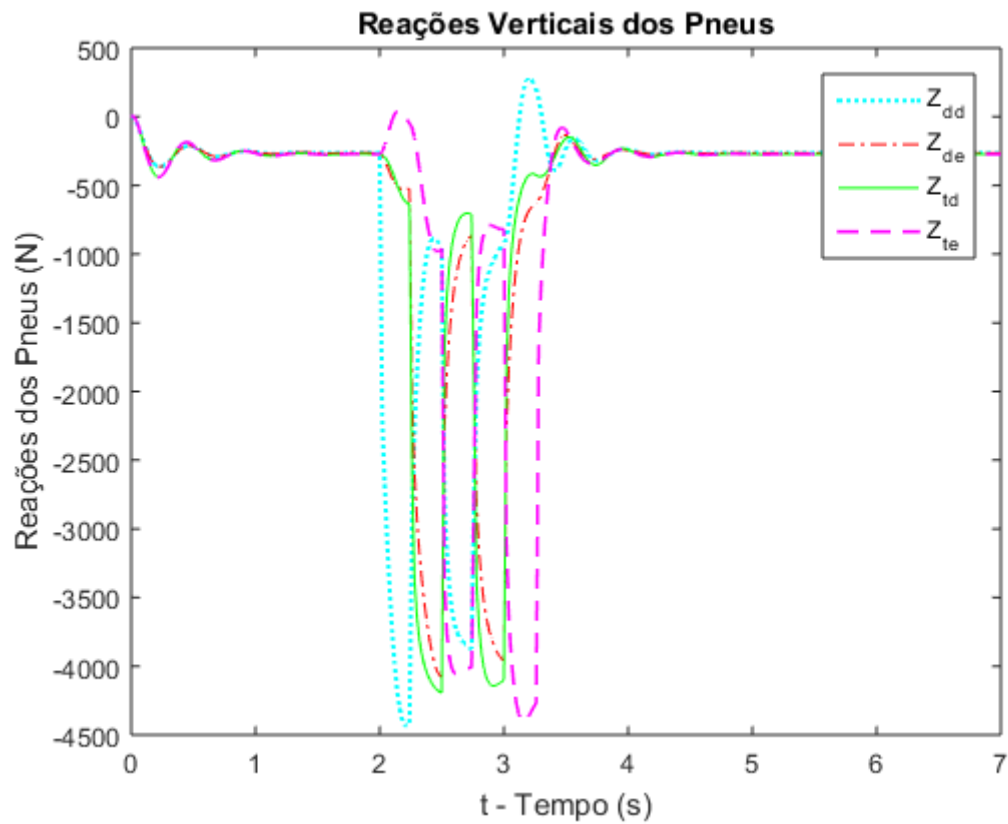


Figura 6.41: Reações verticais dos pneus

Como vimos anteriormente, para uma mesma velocidade, as Figuras 6.32 e 6.33 se mostram semelhantes aos resultados apresentados nas Figuras 6.37 e 6.38, porém, quando comparados aos resultados obtidos nas Simulações 1 e 2 (Figuras 6.22, 6.23, 6.27 e 6.28) vemos que a uma velocidade mais elevada o deslocamento vertical acontece de forma mais intensa, sendo possível observar que as rodas não descem totalmente à vala assim como não retornam completamente ao nível inicial.

O comportamento do ângulo de arfagem (Figuras 6.34 e 6.39) segue o mesmo das Situações 1 e 2 porém em um intervalo de tempo menor, por conta do aumento da velocidade do veículo.

A partir das Figuras 6.36 e 6.41 vemos que as forças de reação nos pneus a velocidades mais altas também aumentam, chegando próximas a 7000N na Situação 3.

Desta forma podemos concluir que para a prova de valas alternadas deve-se optar por uma menor rigidez nos componentes da suspensão do veículo, pois com isso tanto o piloto quanto o veículo receberão menos esforços oriundos da pista, gerando assim menor desconforto ao piloto durante o percurso e maior tempo de vida útil dos componentes do veículo.

Capítulo 7

Conclusão e sugestões para trabalhos futuros

Neste capítulo será feita a conclusão do trabalho, contendo a análise geral do conteúdo abordado além de sugestões para futuros projetos que venham a ser desenvolvidos nas áreas relacionadas ao tema abordado neste trabalho.

7.1. Conclusão

Com base nos estudos realizados no decorrer do projeto, pode-se observar que os parâmetros da suspensão de um veículo têm grande influência no seu comportamento dinâmico. Observa-se que são necessárias diferentes análises dos esforços e comportamentos da suspensão do veículo para diferentes situações de pista e velocidade.

A partir dos resultados obtidos em cada simulação, é possível concluir que para uma melhor performance do veículo em provas que exijam melhor desempenho em curvas, como o *Slalom*, recomenda-se a utilização de maior rigidez nos componentes da suspensão, fazendo assim que o veículo tenha menor transferência de carga lateral, auxiliando as curvas e diminuindo as chances de um eventual tombamento.

Para provas que exijam melhor desempenho vertical do veículo, como a prova de valas alternadas, recomenda-se a utilização de menor rigidez nos componentes da suspensão, a fim de amortecer os impactos no veículo, diminuindo assim a carga transmitida ao piloto e garantindo um maior tempo de vida útil aos componentes da suspensão.

Conclui-se também que o modelo de 9 graus de liberdade apresenta resultados coerentes e muito úteis. Apesar de algumas limitações, a simulação numérica auxilia de forma satisfatória na definição de parâmetros a serem utilizados no protótipo Baja em situações reais de competição.

Este projeto final poderá auxiliar a Equipe Mud Runner a obter uma maior pontuação na competição durante as provas dinâmicas, já que foi desenvolvido um maior

estudo na área de dinâmica veicular para justificar as escolhas e definir os parâmetros utilizados para construção de um protótipo Baja.

Consideram-se, portanto, atingidos os objetivos traçados para este projeto, e a expectativa é de que represente uma contribuição para o desenvolvimento tecnológico da Equipe Mud Runner e seja particularmente útil para iniciantes em estudos dinâmicos de veículos automotores no CEFET/RJ e demais interessados.

7.2. Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões de futuros projetos, um maior estudo das propriedades dos pneus poderia ser feito. Muitos dos dados usados em relação as propriedades pneumáticas são bastante simplificadas o que podem gerar erros ou resultados fora da realidade. Angulações na pista e efeitos da aceleração longitudinal e da frenagem durante na dinâmica lateral também poderia resultar em um maior entendimento do comportamento veicular durante manobras de curva.

Outra sugestão viável é a utilização de *softwares* multicorpos a fim de validar os dados obtidos neste projeto além de acrescentar dados relevantes de geometria de suspensão e seus componentes na simulação. A realização de experimentos com veículos instrumentados também pode ser realizada a fim de comparar os resultados obtidos nas simulações com os resultados obtidos nos testes reais nas pistas.

Capítulo 8

Referências Bibliográficas

- [1] DIXON, J. C.; *Tires, Suspension and Handling*, 2 ed. Warrendale, Society of Automotive Engineers, Inc., 1996.
- [2] JAZAR, R. N.; *Vehicle dynamics: Theory and applications*, 1 ed. Riverdale, Springer Science and Business Media, LLC, 2008.
- [3] GILLESPIE, T. D.; *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1. ed. Warrendale, SAE International, 1992.
- [4] MACEDO, F. A. A.; *Dinâmica lateral e sistema e direção veicular*. Trabalho de Conclusão de Curso, engenharia mecânica, CEFET/RJ, 2016.
- [5] MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L., *Race Car Vehicle Dynamics*, 1 ed. Warrendale, SAE International, 1995.
- [6] DUARTE, B. T.; BARRETO, J. R.; AMARAL, P.T.; *Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE*. Trabalho de Conclusão de Curso, engenharia mecânica, CEFET/RJ, 2016.
- [7] LISBOA, L. M; RODRIGUES, M. C. S. W.; FELIPE, R. M.; *Desenvolvimento do sistema de suspensão para um protótipo Baja SAE*. Trabalho de Conclusão de Curso, engenharia mecânica, CEFET/RJ, 2018.
- [8] DIXON, J. C, *Suspension Geometry and Computation*, 1 ed. Willey, 2009.
- [9] ISO, *Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability – Vocabulary*, Geneva, 2011.
- [10] NICOLAZZI, L.C. *Dinâmica veicular*, Santa Catarina, Apostila do curso de especialização em engenharia automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

- [11] DUARTE, M. D. R.; *Simulação de ride primário e secundário através do uso de carregamento de pista*, Dissertação de M.Sc., Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil, 2010.
- [12] RAJAMANI, R.; *Vehicle Dynamics and Control*, 1 ed. Minneapolis, Springer, 2006.
- [13] VIEIRA NETO, A. J.; *Metodologia de aperfeiçoamento de suspensões veiculares através de modelo virtual em ambiente multicorpos*. Dissertação de M.Sc, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil, 2010.

ANEXO A: Programa Principal (Dados de entrada e criação dos gráficos)

```

%% Equação de Movimento
close all
clear
clc
global M Iy Ix Iz Ms mdd mde mtd mte T ldd lde ltd lte a b L Cd Ct Kd
Kt CSd CSt Cpd Cpt Kpd Kpt g V Hcg delta Fvdd Fvde Fvtd Fvte
%% Dados Globais
g = 9.81; %Aceleração da Gravidade (m/s^2)
V = 20/3.6; %Velocidade do Veículo (m/s)

%% Dados do veículo
Ms = 310; %Massa Suspensa
mdd = 10.20; %Massa Não-Suspensa Dianteira Lado Direito
mde = 10.20; %Massa Não-Suspensa Dianteira Lado Esquerdo
mtd = 14.70; %Massa Não-Suspensa Traseira Lado Direito
mte = 14.70; %Massa Não-Suspensa Traseira Lado Esquerdo
M = Ms + mdd + mde + mtd + mte; %Massa total do Veículo
Hcg = 0.6; %Altura do CG
a = 0.840; %Distância entre o CG e o eixo dianteiro
L = 1.400; %Entre-Eixo
Td = 1.580; %Bitola Dianteira (m)
Tt = 1.350; %Bitola Traseira (m)
T = min(Td,Tt); %Bitola Mínima
Ix = 89.60; %Momento de Inércia em X
Iy = 66.86; %Momento de Inercia em Y
Iz = 58.14; %Momento de Inércia em Z
ldd = Td/2; %Distância entre o CG e a Roda dianteira direita
lde = Td/2; %Distância entre o CG e a Roda dianteira esquerda
ltd = Tt/2; %Distância entre o CG e a Roda traseira direita
lte = Tt/2; %Distância entre o CG e a Roda traseira esquerda
b = L - a; %Distância entre o CG e o eixo traseiro
T = min(Td,Tt);

%% Propriedades Verticais
% Dados do Amortecedor-Mola
Cd = 500; %Constante de Amortecimento Dianteira
Ct = 500; %Constante de Amortecimento Traseira
Kd = 21600; %Constante Elástica Dianteira
Kt = 21600; %Constante Elástica Traseira
% Dados do Pneu
Cpt = 3250; %Constante de Amortecimento dos Pneus Traseiros
Cpd = 3250; %Constante de Amortecimento dos Pneus Dianteiros
PSId = 10;
PSIt = 18;
Kpt = (3.625*PSIt + 7.269)*1000; %Constante elástica dos Pneus
Traseiros
Kpd = (3.793*PSId + 11.83)*1000; %Constante elástica dos Pneus
Dianteiros

%% Propriedades de Curvatura
%Propriedades do pneu
CSd = 10.02; %11.76; %Rigidez a Curvatura na dianteira
CSt = 10.02; %Rigidez a Curvatura na traseira

```

```

%% Tempos
%Vetor Tempo
tspan = 0:0.02:7; % Tempo total da trajetória de ida e volta

%% Dinâmica Vertical
%Condições Iniciais
h0 = [0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0];
%h0 = [0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0];
%Resposta do Sistema
[t,h] = ode45('EqMov9DOF', tspan, h0);

%% Tombamento
amax = (g*T)/(2*Hcg);
amaxvec = (g*T)/(2*Hcg)*ones(length(t));
ay = - (h(:,16) + V*h(:,18));

%% Forças em cada Pneu
Fvdd = Kd*h(:,7) + Cd*h(:,8); %Força Vertical na roda dianteira
direita
Fvde = Kd*h(:,9) + Cd*h(:,10); %Força Vertical na roda dianteira
esquerda
Fvtd = Kt*h(:,11) + Ct*h(:,12); %Força Vertical na roda traseira
direita
Fvte = Kt*h(:,13) + Ct*h(:,14); %Força Vertical na roda traseira
esquerda
plot(t, Fvdd,'LineStyle',':','color','c','LineWidth',1.5)
line(t, Fvde,'LineStyle','-','color','r')
line(t, Fvtd,'LineStyle','-','color','g')
line(t, Fvte,'LineStyle','--','color','m','LineWidth',1.2)
title('Reações Verticais dos Pneus')
ylabel('Reações dos Pneus (N)')
xlabel('t - Tempo (s)')
legend('Z_d_d','Z_d_e','Z_t_d','Z_t_e')

%% Gráficos Resposta
Resposta Dinâmica Vertical
figure
plot(t, h(:,1)) %Resposta de z
title('Deslocamento Massa Suspensa x Tempo')

ylabel('Z - Deslocamento (m)')
xlabel('t - Tempo (s)')
figure
plot(t, h(:,3)) %Resposta de theta
title('Variação de \theta em relação ao tempo')
ylabel('\theta - Arfagem (rad)')
xlabel('t - Tempo (s)')
figure
plot(t, h(:,5)) %Resposta de Phi
title('Variação de \phi em relação ao tempo')
ylabel('\phi - Rolamento (rad)')
xlabel('t - Tempo (s)')
figure
subplot 222
plot(t, h(:,7),'LineStyle',':','color','c','LineWidth',1.5) %Resposta
de zdd
title('(b)')
ylabel('Z_d_d - Deslocamento (m)')
xlabel('t - Tempo (s)')
%axis([0,10,-0.02,0.005])

```



```

subplot 221
plot(t, h(:,9), 'LineStyle', '-.', 'color', 'r') %Resposta de zde
title(' (a) ')
ylabel('Z_d_e - Deslocamento (m)')
xlabel('t - Tempo (s)')
%axis([0,10,-0.02,0.005])
subplot 224
plot(t, h(:,11), 'LineStyle', '-', 'color', 'g') %Resposta de ztd
title(' (d) ')
ylabel('Z_t_d - Deslocamento (m)')
xlabel('t - Tempo (s)')
%axis([0,10,-0.02,0.005])
subplot 223
plot(t, h(:, 13), 'LineStyle', '--', 'color', 'm', 'LineWidth', 1.2)
%Resposta de zte
title(' (c) ')
ylabel('Z_t_e - Deslocamento (m)')
xlabel('t - Tempo (s)')
%axis([0,10,-0.02,0.005])
suptitle('Deslocamento Massas Não-Suspensas x Tempo')
figure
plot(t, h(:,7), 'LineStyle', ':', 'color', 'c', 'LineWidth', 1.5)
line(t, h(:,9), 'LineStyle', '-.', 'color', 'r')
line(t, h(:,11), 'LineStyle', '-', 'color', 'g')
line(t, h(:,13), 'LineStyle', '--', 'color', 'm', 'LineWidth', 1.2)
title('Deslocamento todas Massas Não-Suspensas x Tempo')
ylabel('Z - Deslocamento (m)')
xlabel('t - Tempo (s)')
legend('Z_d_d', 'Z_d_e', 'Z_t_d', 'Z_t_e')
%Resposta Dinâmica Lateral
figure
subplot 211

plot(t, h(:,15)) %Resposta de y
ylabel('y - Variação em y')
xlabel('t - Tempo')
subplot 212
plot(t, h(:,17), 'r') %Resposta de Psi
ylabel('\psi - Variação do Ângulo de Guinada')
xlabel('t - Tempo')
suptitle('Resposta Lateral - y e \psi')
%Movimento do CG
figure
subplot (2,2,[1,3])
plot(h(:,19), h(:,20))
title ('(a) Deslocamento do Centro de Massa')
ylabel('Deslocamento em Y (m)')
xlabel('Deslocamento em X (m)')
axis('square')
subplot (2,2,2)
plot(t, h(:,5)) %Resposta de Phi
title(' (b) Variação de \phi em relação ao tempo')
ylabel('\phi - Rolamento (rad)')
xlabel('t - Tempo (s)')
subplot (2,2,4);
plot(t, ay, 'LineStyle', '-', 'color', 'b');
line(t, amaxvec, 'LineStyle', '-.', 'color', 'r')
line(t, -amaxvec, 'LineStyle', '-.', 'color', 'r')
title(' (c) Condição de Tombamento');
ylabel('A_y - Aceleração Lateral');
xlabel('t - Tempo (s)');

```

```
suptitle(['Deslocamento Espacial Modelo 9GL - V = ', num2str(V), '
m/s']);
```

ANEXO B: Equação 9 Graus de Liberdade (Simulação Slalom e Valas Alternadas)

```
function hp = EqMov9DOF(t, h)
%% Função que representa as equações de movimento para serem usadas na
ODE45
%da análise lateral com 9 graus de liberdade do automóvel.
global M Iy Ix Iz Ms mdd mde mtd mte T ldd lde ltd lte a b Cd Ct Kd Kt
CSd CSt Cpd Cpt Kpd Kpt g V Hcg delta L
hp = zeros(20,1);

% %Input de Esterçamento
% D = 4; %Distância entre cones (m)
% if t <= 2
%     delta = 0;
% elseif t < 20
%     delta = 0.3*L*sin((V/D)*(t-2));
% end

%% Equação Chão %
if t<=2
    f1=0;
f2=0;
    f3=0;
    f4=0;
elseif t<=2+(L/V)
    f1=-0.2;
    f2=0;
    f3=0;
    f4=0;
elseif t<=2+(L/V)+(L/V)
    f1=0;
    f2=-0.2;
    f3=-0.2;
    f4=0;
elseif t<=2+(L/V)+(L/V)+(L/V)
    f1=-0.2;
    f4=-0.2;
    f2=0;
    f3=0;
elseif t<=2+(L/V)+(L/V)+(L/V)+(L/V)
    f1=0;
    f2=-0.2;
    f3=-0.2;
    f4=0;
elseif t<=2+(L/V)+(L/V)+(L/V)+(L/V)+(L/V)
    f4=-0.2;
    f2=0;
    f3=0;
    f1=0;
else
    f1=0;
```

```

    f2=0;
    f3=0;
    f4=0;
end

%% Desacoplamento Chão %

% if h(7)>=f1
%     kpdd=0;
% else
%     kpdd=Kpd;
% end
% if h(9)>=f2
%     kpde=0;
% else
%     kpde=Kpd;
% end
% if h(11)>=f3
%     kptd=0;
% else
%     kptd=Kpt;
% end
% if h(13)>=f4
%     kpte=0;
% else
%     kpte=Kpt;
% end

%% Forças em cada Pneu
Fvdd = Kd*h(7) + Cd*h(8); %Força Vertical na roda dianteira direita
Fvde = Kd*h(9) + Cd*h(10); %Força Vertical na roda dianteira esquerda
Fvtd = Kt*h(11) + Cd*h(12); %Força Vertical na roda traseira direita
Fvte = Kt*h(13) + Cd*h(14); %Força Vertical na roda traseira esquerda
%Cálculo do Cornering Stiffness
Cad = (abs(Fvdd + Fvde)/2)*CSd; %Rigidez a Curvatura na Dianteira
Cat = (abs(Fvtd + Fvte)/2)*CSt; %Rididez a Curvatura na Traseira

%% Equações de Movimento Modelo 9GDL
hp(1) = h(2); % Eixo Z
hp(2) = 1/Ms*( (- Cd - Cd - Ct - Ct)*h(2) + (Cd*a + Cd*a - Ct*b -
Ct*b)*h(4) + (- Cd*ldd +Cd*lde - Ct*ltd + Ct*lte)*h(6) + Cd*h(8) +
Cd*h(10) + Ct*h(12) + Ct*h(14) + (- Kd - Kd - Kt - Kt)*h(1) + (Kd*a +
Kd*a - Kt*b - Kt*b)*h(3) + (- Kd*ldd + Kd*lde - Kt*ltd + Kt*lte)*h(5)
+ Kd*h(7) + Kd*h(9) + Kt*h(11) + Kt*h(13) - M*g);
hp(3) = h(4); %Theta
hp(4) = 1/Iy*( (+ Cd*a + Cd*a - Ct*b - Ct*b)*h(2) + (- Cd*a^2 - Cd*a^2
- Ct*b^2 - Ct*b^2)*h(4) + (Cd*a*ldd - Cd*a*lde - Ct*b*ltd +
Ct*b*lte)*h(6) - Cd*a*h(8) - Cd*a*h(10) + Ct*b*h(12) + Ct*b*h(14) + (+
Kd*a + Kd*a - Kt*b - Kt*b)*h(1) + (- Kd*a^2 - Kd*a^2 - Kt*b^2 -
Kt*b^2)*h(3) + (+ Kd*a*ldd - Kd*a*lde - Kt*b*ltd + Kt*b*lte)*h(5) -
Kd*a*h(7) - Kd*a*h(9) + Kt*b*h(11) + Kt*b*h(13)); % (V/h(18))
hp(5) = h(6); %Phi
hp(6) = 1/Ix.*( (- Cd*ldd + Cd*lde - Ct*ltd + Ct*lte).*h(2) + (+
Cd*ldd*a - Cd*lde*a - Ct*ltd*b + Ct*lte*b).*h(4) + ( - Cd*ldd^2 -
Cd*lde^2 - Ct*ltd^2 - Ct*lte^2).*h(6) + Cd*ldd.*h(8) - Cd*lde.*h(10) +
Ct*ltd.*h(12) - Ct*lte.*h(14) +(- Kd*ldd + Kd*lde - Kt*ltd +
Kt*lte).*h(1) + (+ Kd*ldd*a - Kd*lde*a - Kt*ltd*b + Kt*lte*b).*h(3) +
(- Kd*ldd^2 - Kd*lde^2 - Kt*ltd^2 - Kt*lte^2).*h(5) + Kd*ldd.*h(7) -
Kd*lde.*h(9) + Kt*ltd.*h(11) - Kt*lte.*h(13) -
(M.*V^2./(V/h(18)).*(Hcg - h(1))) - M.*g.*(Hcg - h(1)).*h(5));
hp(7) = h(8); %zdd

```

```

hp(8) = 1/mdd*(+ Cd*h(2) - Cd*a*h(4) + Cd*ldd*h(6) + (- Cd - Cpd)*h(8)
+ Kd*h(1) - Kd*a*h(3) + Kd*ldd*h(5) + (- Kd - kpdd)*h(7) + f1*kpdd +
mdd*g);
hp(9) = h(10); %zde
hp(10) = 1/mde*(+ Cd*h(2) - Cd*a*h(4) - Cd*lde*h(6) + (- Cd -
Cpd)*h(10) + Kd*h(1) - Kd*a*h(3) - Kd*lde*h(5) + (- Kd - kpde)*h(9) +
f2*kpde + mde*g);
hp(11) = h(12); %ztd
hp(12) = 1/mtd*(Ct*h(2) + Ct*b*h(4) + Ct*ltd*h(6) + (- Ct - Cpt)*h(12)
+ Kt*h(1) + Kt*b*h(3) + Kt*ltd*h(5) + (- Kt - kptd)*h(11) + f3*kptd +
mtd*g);
hp(13) = h(14); %zte
hp(14) = 1/mte*(+ Ct*h(2) + Ct*b*h(4) - Ct*lte*h(6) + (- Ct -
Cpt)*h(14) + Kt*h(1) + Kt*b*h(3) - Kt*lte*h(5) + (- Kt - kpte)*h(13) +
f4*kpte + mte*g);
hp(15) = h(16); %Ydot
hp(16) = - ((2*Cad + 2*Cat)/(M*V))*h(16) - (- V - (2*a*Cad -
2*b*Cat)/(M*V))*h(18) + (2*Cad/M)*(delta);
hp(17) = h(18); %Psi (Yaw)
hp(18) = - ((2*a*Cad - 2*b*Cat)/(Iz*V))*h(16) - ((2*a^2*Cad +
2*b^2*Cat)/(Iz*V))*h(18) + (2*a*Cad/Iz)*(delta);
hp(19) = V*cos(h(17)) - h(16)*sin(h(17));
hp(20) = V*sin(h(17)) + h(16)*cos(h(17));
end

```