

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL EM SUSPENSÃO DUPLO A DE
UM VEÍCULO OFF-ROAD TIPO BAJA**

DIEGO DAVID SILVA DINIZ

**CAMPINA GRANDE - PB
2014**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL EM SUSPENSÃO DUPLO A DE
UM VEÍCULO OFF-ROAD TIPO BAJA**

Diego David Silva Diniz

**Campina Grande
Dezembro de 2014**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL EM SUSPENSÃO DUPLO A DE
UM VEÍCULO OFF-ROAD TIPO BAJA**

Diego David Silva Diniz

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projeto de Sistemas Termomecânicos

Orientador: Prof. Dsc. Antonio Almeida Silva.

**Campina Grande
Dezembro de 2014**

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

D585e

Diniz, Diego David Silva.

Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo A de um veículo off-road tipo baja / Diego David Silva Diniz. – Campina Grande, 2014.
138 f. : il. color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2014.

"Orientação: Prof. Dr. Antonio Almeida Silva".
Referências.

1. Dinâmica Vertical. 2. Veículo *off-road*. 3. Sistema Multicorpos.
I. Silva, Antonio Almeida. II. Título.

CDU 621.01(043)

“ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL EM SUSPENSÃO DUPLO A DE UM VEÍCULO
OFF-ROAD TIPO BAJA”

DIEGO DAVID SILVA DINIZ

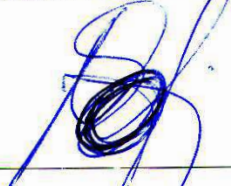
Dissertação Aprovada em 03/12/2014 pela Banca Examinadora constituída dos seguintes
membros:



Dr. Antonio Almeida Silva

Orientador

PPGEM/UAEM/CCT/UFCCG



Dr. Neilor César dos Santos

Examinador Interno

PPGEM/IFPB



Dr. Alberdan Santiago de Aquino

Examinador Externo

IFPB

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus, aos meus pais, Pedro Diniz e Rosa de Lourdes Silva Diniz, a minha família, aos meus amigos e a todos que contribuíram direta e indiretamente na obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

AGRADECIMENTOS

A Deus, em primeiro lugar, por ter me guiado pelo caminho certo durante o decorrer do mestrado e por ter me dado força nas horas mais difíceis.

À minha família, pelo incentivo e empenho na construção de minha educação, aos quais dedico todas as minhas vitórias já conquistadas e as futuras.

Ao Prof. Dr. Antonio Almeida Silva, pela orientação, correção dos trabalhos, pela oportunidade de realizar essa pós-graduação, além de toda paciência.

Aos professores do programa de pós graduação de Engenharia mecânica, que apoiaram-me neste período.

Aos Professores Drs. Alberdan Santiago de Aquino e Neilor Cesar dos Santos, por participarem deste trabalho de pesquisa na esfera de avaliadores, contribuindo com discussões e acrescentando valor ao mesmo.

Aos meus amigos, que colaboraram para tornar este trabalho possível e prazeroso.

Aos amigos Henrique Martinni e Marcos de Araújo pela ajuda em alguns ensaios necessários.

A Sâmela Duarte pela companhia e pelo apoio na construção da dissertação escrita.

À equipe Parahybaja, pela disponibilidade do protótipo para a realização de testes, bem como o apoio e a força que me deram pra realização deste trabalho.

A oficina mecânica pertencente a Engenharia mecânica - UFCG, em especial aos técnicos mecânicos Mário e José de Anchieta, pela disposição dos seus tempos para fazer componentes utilizados nestes trabalhos.

A CAPES / CNPq pelo apoio financeiro e a empresa MSC Software por disponibilizar os softwares utilizados neste trabalho.

Aos laboratórios LAMMEA, LVI e LMS por disponibilizarem recursos para realização deste trabalho.

Por fim, a todos que contribuíram para realização deste sonho.

*“Eu não posso mudar a direção do vento, mas eu posso
ajustar as minhas velas para sempre alcançar o meu destino.”*

Jimmy Deam

DINIZ, D. D. S., “Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo A de um veículo off-road tipo baja”. 2014. 138f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2014.

RESUMO

Atualmente, o desenvolvimento da indústria automotiva e uma maior exigência do mercado estimularam a intensificação dos estudos na dinâmica veicular, levando os fabricantes a focarem seus esforços em produzir e otimizar tecnologias capazes de obter veículos mais rápidos, seguros e confortáveis. Com a evolução da computação, tornou-se viável a realização de simulação numérica para modelos complexos de veículos que fosse capaz de otimizar e compreender o real comportamento dinâmico do veículo, submetidos às situações adversas. Dentro desse contexto, este trabalho visa apresentar um estudo de modelagem computacional (modelo *quarter car*, *half car* e multicorpos) aplicados para avaliação do comportamento dinâmico vertical de um veículo do tipo *off-road* (Baja) com suspensão dianteira e traseira do tipo duplo A. Para este fim, foram feitos levantamentos experimentais dos parâmetros de suspensão associados a estudos da dinâmica vertical de um veículo *off-road*, do tipo baja, com auxílio da máquina de ensaio dinâmica (MTS 321.21), além de estudos dinâmicos numa mesa inercial por meio de um analisador de vibrações. Mediante os parâmetros, foram construídos e simulados os modelos matemáticos, *quarter car* e *half car* no software MATLAB e o carro completo no ambiente multicorpos. Como resultados, foram avaliadas a influência da pressão interna dos pneus, a variação das rigidezes das molas e o efeito do amortecimento em situações comuns, que o veículo fora de estrada pode ser submetido, permitindo avaliar o seu comportamento dinâmico vertical. Assim, os perfis de pistas idealizadas nestes trabalhos foram: lombada, valas e *swept sine*. Nos experimentos, destaca-se a variação da rigidez radial dos pneus, quando ocorrem mudanças na sua pressão interna, o efeito da variação dos valores das massas não suspensa do sistema, modificando o comportamento dinâmico do veículo no momento de excitação pelas adversidades do solo, e a variação da força de contato pneu/solo com a mudança da pressão interna dos pneus. Ambos esses efeitos causam mudança no comportamento dinâmico vertical e, em alguns casos, até na dinâmica lateral, influenciando no desempenho do veículo, o que torna imprescindível realizar estes tipos de estudos para um melhor entendimento dos fenômenos existentes, durante situações que um veículo *off road* são submetidos.

Palavras-chave: dinâmica vertical, veículo *off-road*, sistema multicorpos.

DINIZ, D. D. S..“Study of vertical dynamics in double A suspension of a vehicle off-road type baja”. 2014. 138f. M.Sc. Thesis, Federal University of Campina Grande, Campina Grande, PB, Brazil.

ABSTRACT

Currently, the development of the automotive industry and greater market demand stimulated the intensification of studies on vehicular dynamics, leading manufacturers to centralize their efforts to produce and optimize technologies capable of faster, safer and comfortable vehicles. Through the evolution of computation, it became viable the realization of numerical simulation of complex models of vehicles that would be able to optimize and understand the real dynamic behavior of the vehicle subjected to adverse situations. Within this context, this paper presents a study of computational modeling (quarter car, half car and multibody models) used for assessment of the vertical dynamic behavior of a vehicle type off-road (Baja) with front and rear suspension Double A. To make it possible, surveys of experimental parameters associated with studies of suspension of a vehicle off-road, the baja type, with the aid of dynamic testing (MTS 321.21) vertical machine dynamics were made in addition to dynamic studies in one inertial table through a vibrations analyzer. Through parameters, mathematical models (quarter car and half car) were built and simulated in MATLAB software. The complete car were built and simulated in multibody environment. With the results, there were evaluated the influence of the internal tire pressure, the variation of springs stiffness and the dampening effect throughout ordinary situations to this kind of vehicle and then allowing evaluates its vertical dynamic behavior. Therefore, the profiles of these works were idealized clues: speed bump, ditches and swept sine. In the experiments stands out a variation of the radial stiffness of the tire, when changes occur in their internal pressure, the effect of varying the values of the unsprung mass of the system, modifying the dynamic behavior of the vehicle at the time of excitation by the adversities of the soil, and the variation of contact force tire / ground with the change of the internal pressure of the tires. These effects cause changes in the vertical dynamic behavior, and in some cases even in the lateral dynamics may influence the performance of the vehicle, which makes it essential to make these types of studies to better understand the phenomena existing in situations that are off-road vehicle submitted.

Keywords: dynamic vertical, off-road vehicle, multibody system.

ARTIGOS PUBLICADOS

Diniz, D., Ferreira, A.; de Sousa Silva, R.; da Silva, A.; Amorim Júnior, W. F.. **Computational Analysis of a Concept of Rear Suspension System for *Off-Road* Vehicle**. SAE Technical Paper, v.36, p. 425-433, 2012.

Diniz, D. D. S.; Silva. A. A.; Silva, R. S.; Ferreira, A. A.; Junior, W. F. A.. **Análise computacional de uma concepção de sistema de suspensão traseira para um veículo fora de estrada**. In: 21º Congresso e exposição internacionais de tecnologia da mobilidade, 2012, São Paulo. Anais do Congresso 2012 SAE Brasil, v. 1.

Diniz, D. D. S.; Silva. A. A.; Silva, R. S.; Ferreira, A. A.; Junior, W. F. A.. **Análise computacional de um conceito de sistema de suspensão traseira para um veículo *off-road***. In: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM 2012, 2012, São Luís.

Diniz, D. D. S.; Silva, A. A.; SILVA, R. S.. **Avaliação da influência da pressão interna dos pneus na dinâmica vertical de um veículo *off-road***. In: XXXIV Ibero Latin American Congress on Computational Methods in Engineering - CILAMCE 2013, 2013, Pirenópolis. Anais CILAMCE 2013, v. 1.

Diniz, D. D. S.; Silva, A. A.. **Levantamento experimental dos parâmetros associados a dinâmica vertical de um veículo *off-road***. In: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2014, 2014, Uberlândia.

Galdino Junior, F.; Miranda, B. M.; Diniz, D. D. S.; Silva, F. N.; Silva, A. A.. **Dynamic response analysis of an absorber subjected to vibration**. In: 22º International Congress of Mechanical Engineering COBEM 2013, 2013, Ribeirão Preto. Anais Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2013. v. 1. p. 7162-7171.

Tomaz da Silva, E.; Diniz, D. D. S.; Oliveira, H. M. R.; Silva, A. A.; Araújo, C. J.. **Avaliação do comportamento dinâmico de uma estrutura com 2 graus de liberdade amortecida por elementos de ligação de aço comum e de liga de memória de forma**. In: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2014, 2014, Uberlândia.

Sumário

CAPÍTULO 1	24
1.1 Introdução.....	24
1.2 - Objetivos do Trabalho.....	28
1.2.1 - Objetivos gerais.....	28
1.2.2 - Objetivos específicos.....	28
1.3 – Escopo da dissertação.....	28
CAPÍTULO 2	30
2 - Revisão Bibliográfica.....	30
2.1 - Suspensão automotiva.....	30
2.2 - Principais tipos de suspensão veicular.....	31
2.2.1 – Suspensão duplo A.....	34
2.3 – Componentes do sistema de suspensão.....	35
2.3.1 – Mola.....	36
2.3.1.1 – Feixes de mola (Mola semi-elíptica).....	37
2.3.1.2 – Mola helicoidal.....	38
2.3.1.3 – Mola pneumática.....	39
2.3.2 – Amortecedor.....	40
2.3.3 – Isoladores ou buchas de suspensão.....	42
2.3.4 – Pneu.....	44
2.4 – Definições fundamentais e cinemática.....	48
2.4.1 – Ângulo camber.....	48
2.4.2 – Caster.....	49
2.4.3 – Ângulo de convergência e divergência.....	49
2.4.4 – <i>Wheelbase</i>	50
2.4.5 – Bitola.....	51
2.4.6 – Instalation Ratio (IR).....	51

2.4.7 – Massa suspensa e massa não suspensa	52
2.4.8 – <i>Jounce/Bump</i> e <i>Rebound</i>	53
2.4.9 – Geometria de suspensão	53
2.5 – Dinâmica veicular.....	54
2.5.1 – Dinâmica vertical.....	55
2.5.2 – Fontes de excitação.....	57
2.5.3 – Resposta Dinâmica do Veículo.....	59
2.6 – Análise por Modelos Computacionais.....	63
2.7 – Teoria de Sistemas Multicorpos	64
CAPÍTULO 3	67
3 - Formulação Matemática e Numérica	67
3.1 – <i>Quarter car</i>	67
3.2 – <i>Half car</i>	71
3.3 – Multicorpos.....	74
3.3.1 – Coordenadas Generalizadas.....	74
3.3.2 – Restrições de movimento.....	76
3.3.3 – Movimentos	77
3.3.4 – Avaliação da condição inicial.....	78
3.3.5 – Análise cinemática.....	78
3.3.6 – Análise dinâmica	79
CAPÍTULO 4	81
4 - Materiais e Metodologia.....	81
4.1 – Objeto de estudo: Baja UFCG 2013	81
4.2 - Metodologia	83
4.2.1 - Metodologia experimental.....	83
4.2.1.1 – Caracterização dos componentes de suspensão	84
4.2.1.2 – Aquisição de dados no veículo	86

4.2.2 - Metodologia numérica.....	88
4.2.2.1 - MATLAB	88
4.2.2.2 - ADAMS	89
4.3 Perfis de pista.....	93
CAPÍTULO 5	95
5 - Resultados e Discussões.....	95
5.1 - Caracterização experimental das propriedades da suspensão	95
5.1.1 - Caracterização das molas dianteira e traseira.....	95
5.1.2 – Caracterização dos amortecedores dianteiro e traseiro.....	97
5.1.3 - Caracterização das buchas de suspensão.....	99
5.1.4 – Caracterização do pneu.....	100
5.2 – Análise das suspensões dianteira e traseira	104
5.2.1 – Análise das suspensões dianteira.....	104
5.2.2 – Análise das suspensões traseira	105
5.3 – Simulação do veículo com excitação do tipo <i>swept sine</i>	107
5.4 – Comparação dos modelos numéricos com experimental	115
5.5 – Simulações em passagem de obstáculo perfil 1 (lombada)	117
5.6 – Simulações em passagem de obstáculo perfil 2 (vala)	122
CAPÍTULO 6	125
6 - Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros.....	125
6.1 - Conclusões gerais.....	125
6.2 - Sugestões para trabalhos futuros	126
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	128

Listas de figuras

Figura 1: Fluxograma da metodologia aplicada durante o desenvolvimento do produto.	25
Figura 2: Veículos <i>off-roads</i>	26
Figura 3: Avaliação subjetiva dos parâmetros de dirigibilidade e conforto.	31
Figura 4: Suspensões dependentes.	32
Figura 5: Suspensões independentes.	33
Figura 6: Suspensão duplo A.....	34
Figura 7: Componentes da suspensão duplo A.....	35
Figura 8: Mola semi-elíptica.....	37
Figura 9: Comportamento mecânico do feixe de mola. Força x Deslocamento.....	37
Figura 10: Molas helicoidais.	38
Figura 11: Ensaio de compressão em mola helicoidal usando MTS.....	38
Figura 12: Curvas de rigidez. (a) mola linear; (b) mola progressiva.	39
Figura 13: Mola pneumática.....	40
Figura 14: Amortecedor e seus componentes.....	40
Figura 15: Gráfico força x velocidade. (a) amortecedor pressurizado progressivo; (b) amortecedor hidráulico convencional.....	41
Figura 16: Mudança do comportamento do amortecimento com variação das cavidades.	42
Figura 17: Buchas de suspensão.	43
Figura 18: Posicionamento das buchas de um baja.	44
Figura 19: Tipos de pneus e seus arranjos.....	44
Figura 20: Modelo matemático do pneu (a) convencional e (b) modelo de Crolla.....	45
Figura 21: Modelos mecânicos representativos ao comportamento do pneu.....	46
Figura 22: Método LD e resultados experimentais de rigidez de pneus.	47
Figura 23: Ângulo <i>camber</i>	48
Figura 24: Ângulo <i>caster</i>	49
Figura 25: Convergência das rodas.	50
Figura 26: Bitola e <i>wheelbase</i> do baja UFCG 2012.	51
Figura 27: IR de uma suspensão <i>trailing arm</i>	52
Figura 28: Massa suspensa e não suspensa de um baja.....	52
Figura 29: <i>Jounce</i> (a) e <i>rebound</i> (b).	53
Figura 30: Geometria frontal da suspensão duplo A.	54
Figura 31: Modelo de dinâmica veicular.....	55

Figura 32: Diagrama da dinâmica vertical.	56
Figura 33: Sistemas de coordenadas.....	57
Figura 34: Perfil de uma lombada e resposta em deslocamento da massa suspensa.	58
Figura 35: Modelos de veículo para análise de dinâmica vertical.....	60
Figura 36: Relação de transmissibilidade da massa suspensa a perturbações impostas (Z_r , F_b , F_t).	61
Figura 37: Resposta dinâmica variando a rigidez da mola: (a) Espectro de aceleração da resposta dinâmica da massa suspensa; (b) Resposta em frequência da deflexão da suspensão.	62
Figura 38: Resposta em frequência da amplitude do movimento da massa suspensa para vários fatores de amortecimento.....	63
Figura 39: Evolução cronológica da técnica MBS.	64
Figura 40: Lei de Newton e seus princípios.	65
Figura 41: Análise vibracional do veículo formula para deslocamento vertical da massa suspensa e não suspensa.	66
Figura 42: Modelo um quarto do veículo (<i>Quarter car</i>).	67
Figura 43: Diagrama de corpo livre das massas do modelo 1/4 do veículo.	68
Figura 44: Modelo <i>Half car</i>	71
Figura 45: Diagrama do corpo livre do modelo <i>half car</i>	72
Figura 46: Ângulos de Euler.....	75
Figura 47: Juntas de restrições.....	76
Figura 48: Junta esférica.....	77
Figura 49: Protótipo Baja UFCG 2013.....	82
Figura 50: Metodologia empregada.....	83
Figura 51: Componentes e sua montagem na MTS: (a) mola; (b) amortecedor; (c) pneu; (d) bucha.....	84
Figura 52: Gráfico de carregamento para o ensaio de rigidez do pneu.	85
Figura 53: Gráfico de carregamento para o ensaio de amortecimento do pneu.	85
Figura 54: Placas arduinos e acelerômetros.	86
Figura 55: Montagem para validação do sistema de aquisição utilizado.	87
Figura 56: Lombada para análise do comportamento do veículo.....	87
Figura 57: Fluxograma esquemático das rotinas MATLAB.	88
Figura 58: Modelo proposto no ADAMS.....	89
Figura 59: Suspensão dianteira no ambiente ADAMS car.....	90
Figura 60: Suspensão traseira no ambiente ADAMS.....	91

Figura 61: Direção e transmissão simplificada.....	91
Figura 62: Modelo da massa suspensa.	92
Figura 63: <i>Four post</i>	92
Figura 64: Simulação do modelo proposto da pista. (a) lombada; (b) valas.	93
Figura 65: Perfis de obstáculos.....	94
Figura 66: Curvas de rigidez das molas dianteira e traseira.	96
Figura 67: Resposta do amortecedor dianteiro.	97
Figura 68: Resposta do amortecedor traseiro.	97
Figura 69: Ajuste de curva para o amortecedor dianteiro.	98
Figura 70: Ajuste de curva para o amortecedor traseiro.....	98
Figura 71: Curva força versus deslocamento das buchas de suspensão.....	99
Figura 72: Ajustes de curvas dos gráficos da figura 71.....	100
Figura 73: Curvas de rigidez do pneu Carlisle 489 para pressões de 4, 12 e 20 psi.....	101
Figura 74: Curvas linearizadas para o componente pneu com pressões 4, 12, 20 psi.	101
Figura 75: Curvas linearizadas para o componente pneu com pressões 6, 10,14,18 psi.	102
Figura 76: Comportamento da rigidez radial com aumento da pressão interna.	102
Figura 77: Curvas do pneu <i>Carlisle</i> ATV 489, para uma gama de pressões de enchimento.	103
Figura 78: Modelo da suspensão dianteira com máximos deslocamentos:(a) <i>rebound</i> e (b) <i>bump</i>	104
Figura 79: Variação de cambagem da roda dianteira.....	104
Figura 80: Variação de convergência da roda dianteira.	104
Figura 81: Curva para avaliação da razão de instalação da suspensão dianteira.....	105
Figura 82: Variação da altura do <i>roll center</i> da suspensão dianteira.	105
Figura 83: Variação de cambagem da roda traseira.....	106
Figura 84: Variação de convergência da roda traseira.	106
Figura 85: Curva para avaliação da razão de instalação da suspensão traseira.....	106
Figura 86: Variação da altura do <i>roll center</i> da suspensão traseira.	106
Figura 87: Suspensão traseira com braço guiador.	107
Figura 88: Curva de excitação utilizado.	107
Figura 89: PSD da curva de excitação.....	108
Figura 90: Resposta de deslocamento da massa suspensa do veículo na configuração original.	108
Figura 91: Resposta de velocidade da massa suspensa do veículo na configuração original.	109
Figura 92: Resposta de aceleração da massa suspensa do veículo na configuração original.	109

Figura 93: Oscilações da massa suspensa em deslocamento vertical e angular.....	110
Figura 94: PSD da resposta de aceleração de <i>pitch</i>	110
Figura 95: PSD da resposta da aceleração vertical da massa suspensa.....	111
Figura 96: Deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira.....	111
Figura 97: Deslocamento vertical da massa não suspensa traseira.....	111
Figura 98: Avaliação da mudança das curvas de amortecimento nas suspensões na resposta vertical da massa suspensa.....	112
Figura 99: Avaliação da resposta vertical da massa suspensa, aplicando o critério de <i>Olley</i>	113
Figura 100: Influência da pressão na resposta vertical da massa suspensa.....	113
Figura 101: Avaliação da pressão do pneu em relação ao seu contato com o solo.....	114
Figura 102: Influência do tipo de coxins na massa suspensa.....	114
Figura 103: Influência da aceleração com variação do tipo de coxins.....	115
Figura 104: Perfil da lombada para simulações numéricas.....	115
Figura 105: Respostas no domínio do tempo da massa suspensa do veículo baja.....	116
Figura 106: Respostas no domínio do tempo da massa não-suspensa do veículo baja.....	116
Figura 107: Perfil do obstáculo.....	117
Figura 108: Sequência de imagens do veículo a diferentes velocidades.....	118
Figura 109: Aceleração angular da massa suspensa.....	119
Figura 110: Aceleração da massa suspensa.....	119
Figura 111: Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa realizados em diferentes modelos computacionais.....	120
Figura 112: Respostas da variação do ângulo de <i>pitch</i>	121
Figura 113: Avaliação do deslocamento vertical da massa não suspensa em relação a uma mudança de 20% nos valores da mesma.....	121
Figura 114: Perfil do obstáculo tipo vala.....	122
Figura 115: Avaliação da resposta vertical da massa suspensa obtida nos três modelos.....	122
Figura 116: Avaliação da pressão dos pneus nos obstáculos do tipo vala.....	123
Figura 117: Avaliação do seu deslocamento vertical em função a variação da massa não suspensa.....	124

Lista de tabelas

Tabela 1: Tabela de frequências da massa suspensa para vários tipos de veículos.....	53
Tabela 2: Parâmetros do veículo com configuração original.	82
Tabela 3: Valores de rigidez das molas	96
Tabela 4: Valores de amortecimentos para o amortecedor traseiro e dianteiro.....	99
Tabela 5: Valores de pressão de enchimento com suas respectivas rigidezes verticais do pneu.	102
Tabela 6:Tabela de frequências naturais.	111

Lista de siglas

K_s	Constante de rigidez da mola
G	Módulo de cisalhamento do aço
d	Diâmetro do arame
D_e	Diâmetro médio da espira
N_e	Número de espiras ativas
F_A	Força no amortecedor
v_A	Velocidade de acionamento do amortecedor
C_A	Amortecimento viscoso
C_c	Amortecimento crítico
ζ	Fator de amortecimento
IR	Razão de instalação
Δx	Variação da roda
Δy	Variação da mola
m_u	Massa não suspensa no modelo <i>quarter car</i>
m_s	Massa suspensa no modelo <i>quarter car</i>
k_s	Rigidez da mola da suspensão no modelo <i>quarter car</i>
c_s	Coefficiente de amortecimento do amortecedor
k_u	Rigidez vertical do pneu
Z_S	Deslocamento vertical da massa suspensa
Z_U	Deslocamento vertical da massa não suspensa
Z_R	Deslocamento vertical imposto pelas irregularidades do pavimento
F_b	Força que age na massa suspensa
F_w	Força que age na massa não-suspensa

A	Matriz dinâmica do sistema
B	Matriz de <i>input</i> (entrada)
C	Matriz de saída
D	Matriz de alimentação direta
Y	Vetor de saídas
X	Vetor de estado
U	Vetor de entradas
ω_d	Frequência natural amortecida do sistema
ω_{ns}	Frequência natural da massa suspensa
ω_{nu}	Frequência natural da massa não suspensa
M_{ud}	Massa não suspensa da dianteira
M_{ut}	Massa não suspensa da traseira
M_s	Massa suspensa no modelo <i>half car</i>
I_s	Momento de inércia em relação ao eixo transversal do veículo
k_{sd}	Rigidez da mola da suspensão dianteira
c_{sd}	Coefficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro
k_{st}	Rigidez da mola da suspensão traseira
c_{st}	Coefficiente de amortecimento do amortecedor traseiro
k_{ud}	Rigidez vertical do pneu dianteiro
k_{ut}	Rigidez vertical do pneu traseiro
Z_{UD}	Deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira
Z_{UT}	Deslocamento vertical da massa não suspensa traseira
Z_{RD}	Deslocamento vertical do pavimento na dianteira
Z_{RT}	Deslocamento vertical do pavimento na traseira

θ	Ângulo de <i>pitch</i>
a	Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro
b	Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro
p	Vetor com coordenadas cartesianas da posição do corpo
ε	Vetor com ângulos de Euler correspondentes à sequência de rotação 3-1-3
q_i	Conjunto de coordenadas relacionada ao corpo i
q	Sistema contendo os vetores de coordenadas dos nb corpos
N	Referencial inercial
B'	1° referencial auxiliar
B''	2° referencial do corpo
B	Referencial fixo do corpo
u	Velocidade longitudinal
$\bar{\omega}$	Velocidade angular
$\Phi(q)$	Equações do vínculo
t	Tempo
M	Matriz de massa do sistema multicorpos
λ	Multiplicadores de Lagrange
K	Energia cinemática total do corpo
f	Vetor de força aplicada
Γ	Quantidade de movimento angular
\bar{J}	Matriz de inercias generalizadas para o referencial principal local do corpo.

Lista de termos estrangeiros

Aftershake – Movimento livre após a excitação.

Anti-Dive – Propriedade da suspensão de evitar que a dianteira do veículo se aproxime do solo sob frenagem.

Anti-Squat – Propriedade da suspensão de evitar que a traseira do veículo se aproxime do solo em situações de aceleração longitudinal.

Belgian Pavê – Pista típica da região da Bélgica, França, Holanda e Alemanha feita com blocos de pedras paralelepipedais.

Body bounce frequency – Frequência natural de *bounce* da massa suspensa.

body roll – Rolagem do corpo (chassi).

Bounce – Movimento vertical puro.

Bump – Movimento ascendente do sistema de suspensão.

Bump steer – Surgimento de esterçamento das rodas com o trabalho da suspensão.

Camber – Inclinação da roda com a vertical vista frontalmente.

Caster – É a inclinação da linha, medida em relação à vertical, que liga os pontos externos dos braços superiores e inferiores da suspensão na vista lateral.

Continuous Variable Transmission – Transmissão continuamente variável.

Handling – Manobrabilidade.

Hardpoints – Pontos que definem geometria das suspensões e ou posição de outros componentes do veículo.

Input – Entrada.

Instalation Ratio – Razão de instalação.

Jounce – Movimento ascendente do sistema de suspensão.

Load-deflection – Carregamento e deflexão.

Multibody System – Sistema multicorpos.

Non-rolling vertical free vibration – Vibração livre vertical sem rotação.

Off-Roads – Fora de estrada.

Pavé – Calçada.

Pitch – Ângulo de arfagem.

Potholes – Depressão na superfície de uma estrada (Buraco).

Rebound – O sistema de suspensão de deslocamentos descendentes.

Ride – Dinâmica vertical.

Roadholding – Capacidade de aderência que o veículo tem com a superfície da estrada em várias mudanças de direção e em linha reta sem que se perda o controle total do mesmo.

Roll – Ângulo de rolamento.

Roll Center – Centro de rolagem.

Roll Stiffness – Rigidez de rolagem.

Rolling vertical free vibration – Vibração livre vertical com rotação.

Rollster – Surgimento de esterçamento com a rolagem do chassi.

Scrub Radius – Distância do ponto da intersecção do eixo de esterçamento com plano do solo até a o ponto de contato do pneu com o solo.

Step – Passo de tempo.

Toe-in – Convergência das rodas.

Toe-out – Divergência das rodas.

Wheelbase – Distância entre eixos.

Yaw – Ângulo de guinada.

CAPÍTULO 1

1.1 Introdução

Os estudos na área da dinâmica veicular vêm sendo realizados desde o início da indústria automobilística, entretanto as pesquisas sobre este assunto vêm apresentando uma maior intensidade nas últimas décadas, visando obter resultados que permita ter um veículo com maior segurança e desempenho em condições adversas impostas pelo solo. Assim, pode-se constatar que, na atualidade, a continuidade dos avanços na indústria da mobilidade é condicionada pelo grau de competitividade dos seus produtos, tanto no mercado nacional como internacional. Essa competitividade é baseada nos requisitos de qualidade, custo e tempo, fatores que são diretamente associados a função de projeto (Bassetto, 2000).

Neste ponto de vista, o sucesso da indústria automotiva está conectado justamente na aplicação de novos conceitos, métodos e tecnologia, durante as fases de projeto e desenvolvimento do produto, de modo que deve-se dar uma certa importância na predição do desempenho de um sistema veicular antes da construção de um protótipo físico. Esta predição permitirá o dimensionamento prévio dos componentes, otimizando-se, desta forma, o custo final do produto veicular bem como uma relativa diminuição do tempo da fase de retrabalho, decorrentes de modificações para solucionar problemas detectados somente na montagem e testes do protótipo físico. Peres (2006) apresenta um fluxograma de uma metodologia convencional (figura 1) que, geralmente, uma empresa aplica durante o desenvolvimento das etapas de um produto veicular.

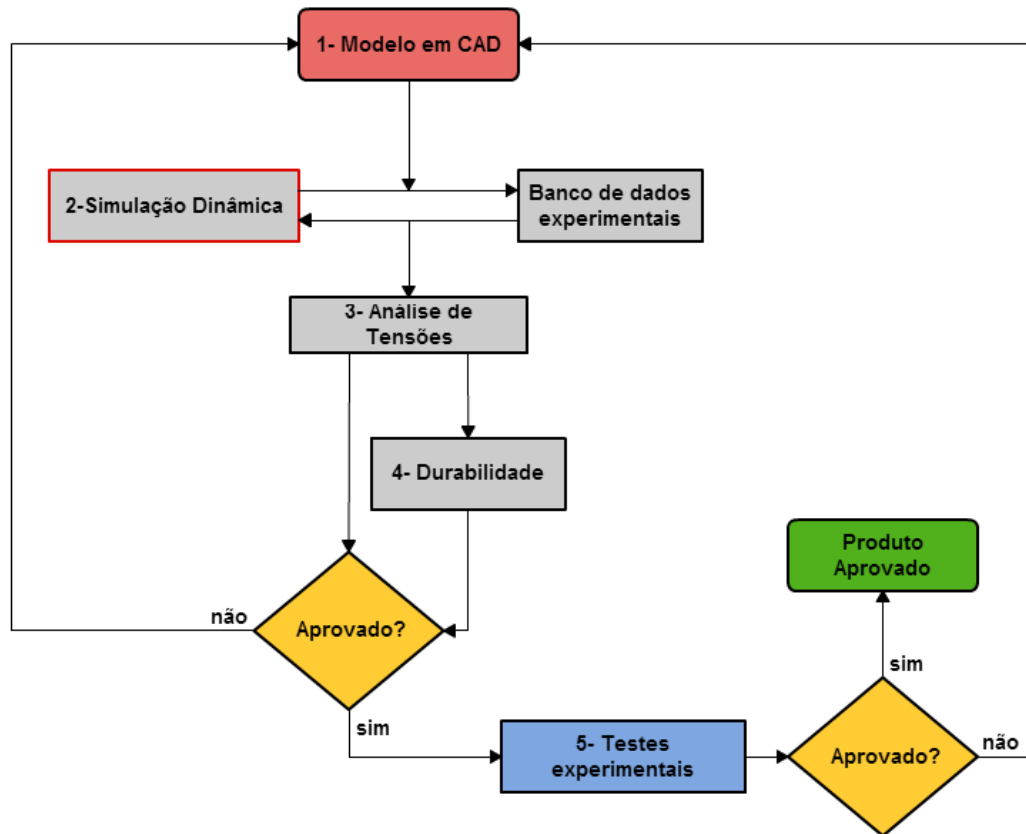
Uma das fases do fluxograma é a simulação dinâmica que visa obter um projeto virtual que atenda os pré-requisitos da engenharia e a preferência do consumidor, tendo-se uma descrição mais precisa, para avaliação de fenômenos que possam causar instabilidades como transferência de carga vertical, lateral e longitudinal no veículo durante as situações adversas, por exemplo, numa situação de manobrabilidade (*handling*).

Para análise de tais fenômenos, surge a dinâmica veicular que se preocupa em avaliar os movimentos dos veículos sobre os efeitos da pista e está diretamente interligado aos comportamentos dos componentes do sistema de suspensão. Na dinâmica veicular pode ser dividida em 3 ramos: dinâmica lateral, longitudinal e vertical.

A dinâmica lateral avalia a influência das forças produzida durante uma manobrabilidade no carro, podendo surgir efeitos de subesterçamento (veículo saindo de dianteira), sobreesterçamento (veículo saindo de traseira) ou neutro (veículo saindo com as

quatro rodas), que vão caracterizar a perda ou não do controle e estabilidade direcional no automotor.

Figura 1: Fluxograma da metodologia aplicada durante o desenvolvimento do produto.



Fonte: Adaptado de Peres (2006).

Na dinâmica longitudinal, podem-se englobar todos os estudos relacionados à avaliação da influência das forças provenientes a uma aceleração ou a uma frenagem. Esses estudos proporcionam relacionar parâmetro de ganho de guinada, altura de CG com transferência de carga longitudinal e a influência das geometrias *anti-squat*, *anti-dive* nesta transferência.

Por sua vez, a dinâmica veicular vertical, também conhecida como *ride*, é responsável por avaliar o comportamento do veículo e de seus ocupantes quando submetidos a oscilações proveniente de irregularidades do solo (excitações externas) ou excitações internas geradas por motor, roda, transmissão, etc. Dixon (2007) define o *ride* do veículo como oscilações vertical, arfagem e rolagem, quando submetido a movimentos forçados devido às imperfeições do piso. Neste contexto, a função das suspensões veiculares é minimizar o desconforto dos ocupantes, otimizar a manutenção da integridade das cargas e maximizar a segurança, provendo melhores condições de aderência pneu-solo.

Os estudos dos três ramos mencionados da dinâmica veicular são aplicados a qualquer tipo de veículo, inclusive aos veículos *off-roads* (figura 2). Estes apresentam características diferentes dos carros tradicionais, tais como: o aumento do vão do carro; suspensão reforçada; sistema de transmissão 4x4 ou 4x2; freios mais eficazes; componentes da massa não suspensa mais robustos; e tendência de sobreesterçamento (“saída de traseira”) considerável. Essas características, assim como o efeito do ambiente imposto a este automotor, ocasiona uma maior preocupação por parte dos engenheiros no desenvolvimento de projeto, principalmente no sistema de suspensão. Soares (2005) enfatiza o desgaste físico dos ocupantes de um veículo *off-road* de competição, que pode resultar na perda do rendimento dos competidores, quando submetidos aos altos níveis de vibração. O mesmo autor também recomenda que, para minimizar esses efeitos, o projeto das suspensões primárias devem definir os valores de rigidez e amortecimento de seus componentes, de modo que garanta o conforto dos ocupantes do veículo. Da mesma maneira, Momyiama et al. (1998) afirma que um veículo de competição mais confortável consegue manter maiores velocidades em condições de prova e, conseqüentemente, proporciona maior desempenho. Ele demonstrou isso desenvolvendo um novo projeto de caminhão do *Rally Dakar* com estudos de conforto e de comportamento elastocinemático das suspensões, onde apresentou um aumento na velocidade média de prova em 15 km/h em relação ao protótipo anterior.

Figura 2: Veículos *off-roads*



Fonte: A autoria própria e <http://www.tecnologiasdeultimogrito.com/>.

Para melhor avaliação e otimização de projetos dos veículos de passeio e *off-road*, os estudos dos três ramos da dinâmica veicular foram auxiliados com o desenvolvimento da modelagem computacional, permitindo que essa ferramenta participasse do processo metodológico do desenvolvimento de um produto, como foi caracterizado na fase de simulação dinâmica, mostrado na figura 1. Assim, a indústria automobilística, com o auxílio da

modelagem computacional, pode realizar já na fase de projeto uma simulação numérica de modelos complexos de veículos, com a inclusão de não linearidades (Esmailzadeh, 1996). Durante as últimas décadas, vários modelos não lineares de veículos foram desenvolvidos utilizando modelos com muitos graus de liberdade a fim de avaliar seu comportamento dinâmico (Soares, 2005). Dentre eles, destaca-se o método de sistemas multicorpos (*multibody system* – MBS).

O método MBS é capaz de caracterizar o comportamento de um sistema por meio de equações dinâmicas de movimento de cada componente que a compõe. Estas são compostas por um conjunto de equações diferenciais, eventualmente acrescidas de algumas equações algébricas. A resolução de equações segue as seguintes etapas: arranjo das equações diferenciais com restrições algébricas; equações não lineares resolvidas pelo método iterativo de Newton-Raphson, sistema linear de equações, eliminação gaussiana, decomposição, pivotamento e redimensionamento, matrizes esparsas e decomposição simbólica.

Nesse contexto, os sistemas multicorpos se apresenta como uma poderosa ferramenta para a compreensão do comportamento e a performance dinâmica de um veículo. Atualmente, o MBS é aplicado em diversos softwares comerciais responsáveis pela caracterização do comportamento dinâmico de veículos, tais como o ADAMS e o CARsim. Em função disso, a pesquisa nessa área é contínua e os desafios se encontram na inclusão de corpos flexíveis em ambientes multicorpos, formulação de modelos a partir de software de desenho, identificação de parâmetros, otimização dos projetos desenvolvidos em ambiente multicorpos, análise de durabilidade, modelagem de contato e impacto, interação com fluídos, extensões para controle de sistemas, sistemas não-holônomicos, códigos para integração de equações algébrico-diferenciais, simulações em tempo real, entre outros (Schiehlen, 1997). Através da simulação computacional veicular, percebe-se que ainda existem gargalos que necessitam de maiores pesquisas nessa área, e é por isso que nos últimos anos vários centros de pesquisas vêm buscando solucionar esses gargalos no âmbito da engenharia automotiva computacional.

Baseando-se nessa realidade, o propósito deste trabalho é avaliar o comportamento dinâmico de um veículo *off-road* do tipo Baja na dinâmica vertical, por meio de modelos de baixo custo computacional, como modelo *quarter car* e *half car* através do ambiente MATLAB e pelo modelo multicorpos, através do software comercial licenciado ADAMS car.

1.2 - Objetivos do Trabalho

1.2.1 - Objetivos gerais

Estudar a dinâmica veicular vertical e os modelos computacionais existentes com o intuito de caracterizar o comportamento dinâmico de um veículo *off road* do tipo baja, permitindo, assim, a aplicação dessa metodologia computacional para otimizar qualquer projeto veicular *off road* durante a fase de desenvolvimento do produto.

1.2.2 - Objetivos específicos

- Levantar dados experimentais dos principais parâmetros de rigidez e amortecimento que influenciam no estudo da dinâmica vertical veicular;
- Produzir modelos matemáticos de custo computacional baixo, utilizando a modelagem de $\frac{1}{4}$ e $\frac{1}{2}$ de um veículo quando submetidos a uma situação de lombada, valas e uma pista de perfil *swept sine*;
- Implementar a simulação dos sistemas individuais de suspensão, direção, chassi, transmissão, pneus e freios no ADAMS e caracterizar cada tipo de suspensão;
- Simular com o modelo completo, utilizando apenas a suspensão duplo A na dianteira e traseira;
- Analisar e comparar os resultados experimentais com o modelo multicorpos completo, modelo $\frac{1}{4}$ e $\frac{1}{2}$ de um veículo para uma condição de lombada;
- Determinar os modos de vibrar do modelo com a excitação do tipo *swept sine*;
- Avaliar, através dos modelos de $\frac{1}{4}$ e $\frac{1}{2}$ e multicorpos, a influência da variação da pressão dos pneus e do amortecimento dos amortecedores, rigidez das molas e de coxins e variação da massa não suspensa em diferentes condições de passagem.

1.3 – Escopo da dissertação

Para melhor entendimento da estrutura da dissertação, é apresentada a seguir uma breve descrição de cada capítulo encontrado no presente trabalho.

No capítulo 1 foi exposta uma visão geral sobre a importância do estudo da dinâmica veicular para a indústria automotiva, apresentando uma correlação entre a otimização das etapas do produto com a implementação de modelagens computacionais, sendo este um dos fatores de motivação do autor para a realização desta pesquisa.

O capítulo 2 consiste em uma revisão bibliográfica a respeito da dinâmica veicular, na qual foi discutido, inicialmente, sobre a suspensão veicular e seus principais tipos empregados, bem como uma breve apresentação dos conceitos básicos, importantes para um entendimento sobre o assunto principal do trabalho. Em seguida, foi comentado sobre a dinâmica veicular, enfatizando a dinâmica vertical, teoria de vibração e os modelos matemáticos utilizados para a avaliação do comportamento dinâmico veicular. Por fim, explanou-se acerca do assunto estado de espaço, ferramenta matemática relevante para solucionar os modelos matemáticos utilizados, com ênfase a modelagem multicorpos.

No capítulo 3 é demonstrado o desenvolvimento teórico para modelos de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ do veículo e modelagem computacional no ambiente multicorpos.

No capítulo 4 é apresentado o objeto de estudo, o protótipo baja, mostrando suas características e seus subsistemas, com ênfase nas suspensões. Posteriormente, são descritos a metodologia aplicada, expondo os equipamentos e a instrumentação utilizados nos experimentos realizados no protótipo, bem como os procedimentos para caracterização dos componentes da suspensão baja. Além disso, também, são mostrados a metodologia computacional, apresentando os parâmetros de entradas para os modelos numéricos e a estrutura dos modelos.

Por sua vez, no capítulo 5 são relatados os resultados e as discussões, que estão divididos em quatro etapas: levantamento de parâmetros e caracterização dos componentes de suspensão, simulação *four post* com modelo multicorpos e validação dos resultados obtidos no baja e resultados computacionais para as condições de lombada e vala.

Por último, o capítulo 6 expõe as conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

2 - Revisão Bibliográfica

2.1 - Suspensão automotiva

As suspensões veiculares surgiram na aplicação em carruagem real puxada por burros no século VIII, na tentativa de ser o elemento mecânico capaz de absorver energia vertical provenientes das irregularidades da pista, mantendo, assim, a maximização do contato pneu-solo. O critério mais importante para um sistema de suspensão é o contato entre os pneus e a estrada, pois, caso não haja contato nas manobras de aceleração, travagem e curva serão impossíveis de serem realizadas (Heibing e Ersoy, 2001). A partir dessa suspensão pioneira e da ideia de ter um sistema capaz de armazenar energia no veículo, segue, após quase mil anos, esse princípio básico nas suspensões automotivas atuais.

Alguns autores atuais citam o papel de desempenho do sistema de suspensão veicular de várias formas, tais como:

Segundo Iezzo (2010), o papel da suspensão é absorver as vibrações e choques das rodas, proporcionando maior conforto aos passageiros e mantendo o contato entre pneu-solo, visando garantir a estabilidade do veículo mesmo em condições adversas.

Gillespie (1992) explicita que o sistema de suspensão deve desempenhar várias funções, tais como: manter as rodas com a altitude correta, i.e. alinhadas e com inclinação apropriadas; resistir aos movimentos de rotação dos chassis; e garantir o máximo de contato possível do pneu com a pista, havendo o mínimo de variação de carga sobre os pneus.

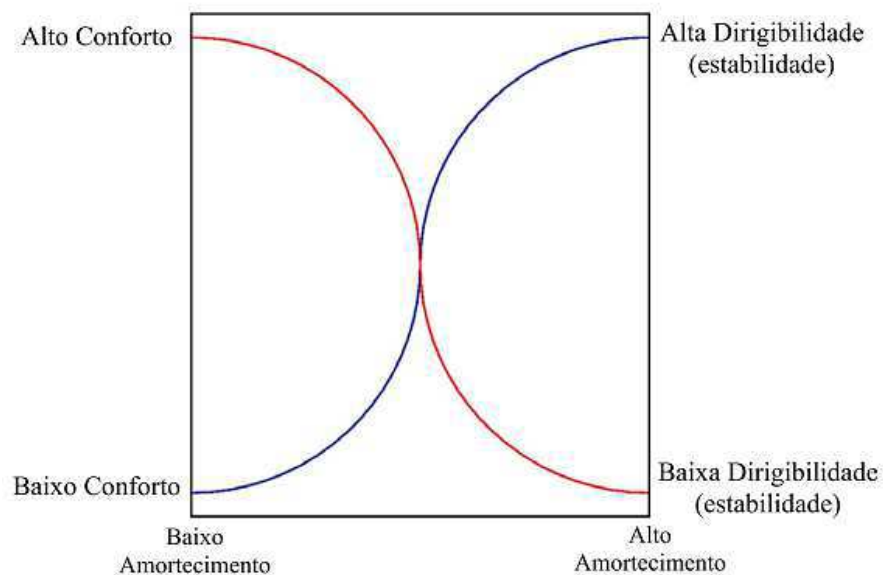
Para Ferreira (2003), a suspensão tem a função de absorver as vibrações e choques das rodas, proporcionando conforto aos ocupantes do veículo e garantindo a manutenção do contato das rodas com o solo. Logo, ela tem uma grande influência na estabilidade e dirigibilidade do veículo.

Por sua vez, Freitas (2006) ressalta que a suspensão dos veículos deve desempenhar o papel fundamental na isolação das vibrações resultantes das excitações externas e internas, cujo principais objetivos são: melhoramento do conforto dos passageiros; conservação da integridade das cargas; e aumento da segurança, proporcionando melhores condições de aderência no contato pneu-piso.

Simon (1998) designa suspensão primária como um termo empregado para os elementos mecânicos que une o eixo, pneu e roda com o chassi do automóvel. Basicamente, há dois componentes na suspensão primária convencional: as molas e os amortecedores.

Percebe-se que a maioria das definições e conceitos convergem para o princípio de que um bom projeto de suspensão é aquele que apresenta boa capacidade de isolar vibração e uma maximização no tempo de contato pneu-solo, o que garante boa dirigibilidade, estabilidade e segurança ao veículo. Porém, essas características são contraditórias no âmbito da dinâmica veicular, visto que um veículo com bom isolamento de vibração e conforto é aquele que tem uma suspensão mais macia, apropriado para filtrar baixas frequências (na maioria dos veículos, a frequência natural do chassi é relativamente baixa), o que minimiza os deslocamentos relativos do chassi com a estrada. Sendo assim, um veículo com uma suspensão mais rígida apresenta boa aderência pneu-solo (*roadholding*) e adequada manobrabilidade, caracterizado pela minimização da variação de cargas nas rodas. Desse modo, um projeto de suspensão deve possuir bom compromisso entre o conforto, isolamento de vibração e choques com a estabilidade e manutenção do contato pneu-solo. Essa situação é ilustrada na figura 3, a partir dos estudos realizados por Simon (1998), ao analisar a influência do amortecimento da suspensão nessas duas características (manobrabilidade e conforto).

Figura 3: Avaliação subjetiva dos parâmetros de dirigibilidade e conforto.



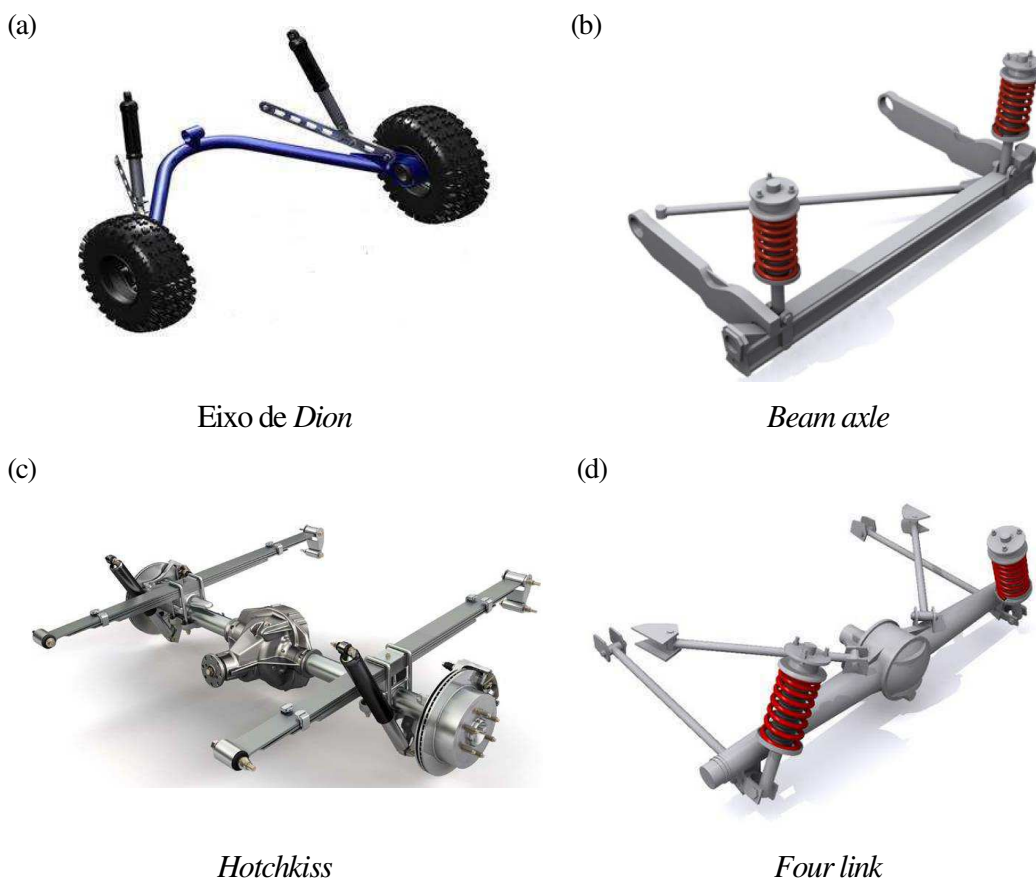
Fonte: Simon (1998).

2.2 - Principais tipos de suspensão veicular

A fim de atingir os preceitos de características dinâmicas exigidas durante a fase de projeto, como conforto, boa manobrabilidade, segurança, etc., surgiram uma gama de sistemas de suspensão, sendo estas divididas em dois grandes grupos:

- **Suspensão dependente (eixos rígidos):** Neste sistema, a oscilação da roda de um lado do veículo é condicionada ao movimento da outra roda do mesmo eixo. Desse modo, quando uma roda de um dos lados do veículo passa por um desnível, a outra sentirá esse efeito, e isso deteriorará a dinâmica do veículo, uma vez que esta roda tenderá a ter uma grande variação de forças de contato pneu-solo, podendo, em algumas situações, até perdê-lo totalmente. Além disso, existe o fato de esses tipos de suspensões apresentarem grandes massas não suspensa, o que causará uma limitação no conforto e baixa estabilidade. Entretanto, a suspensão dependente apresenta a vantagem de conseguir suportar mais peso na massa da carroceria e de não haver uma variação de cambagem durante a rolagem do chassi, evitando o efeito de *rollster*, o que causará consequências na dirigibilidade, como foi visto por Diniz (2012). Este sistema é bastante usado nas suspensões traseiras de muitos carros e na maioria dos caminhões. A figura 4 apresenta algumas suspensões dependentes tradicionais que são aplicadas em alguns automotores na atualidade.

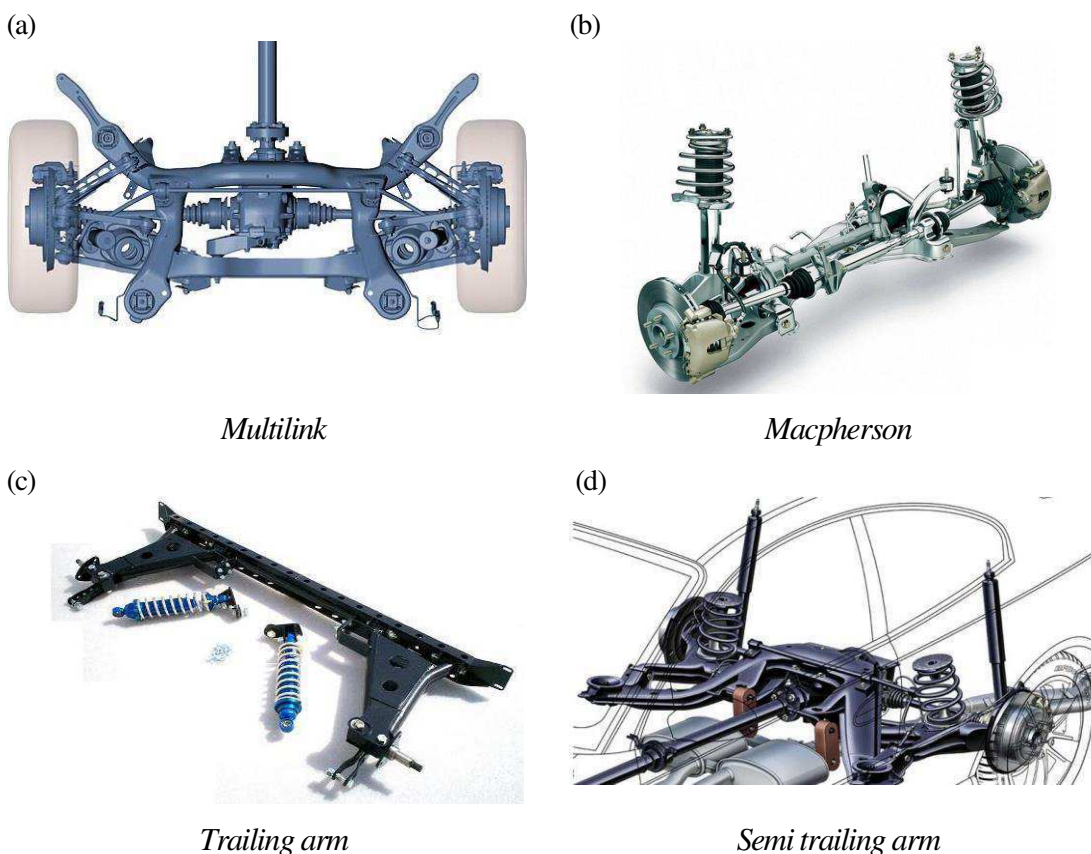
Figura 4: Suspensões dependentes.



Fonte: Imagem retirada: (a) de forums.bajasae.net/forum/.
 (b) e (d) http://www.carbibles.com/suspension_bible e
 (c) <http://bestcars.uol.com.br/tecprep/susp-4.htm>.

• **Suspensão independente:** Este tipo de suspensão permite que cada roda se movimente verticalmente sem influenciar a outra roda oposta. A maioria dos carros de passeios e caminhões leves utilizam suspensão independente nas rodas dianteiras, já os veículos de competição usam, na maioria das vezes, este tipo de suspensão nas rodas dianteiras (principalmente) e traseiras. Isto, porque a vantagem é que não ocupa tanto espaço para a sua utilização, dando espaço para a colocação do motor, e também porque possuem melhores resistências às vibrações. Este tipo de suspensão também tem a vantagem de prover um alto “*roll stiffness*” devido à posição da mola (Ferreira, 2003). Além disso, a suspensão independente permite controlar vários parâmetros de geometria, tais como, altura do *roll center*, variações de bitola e controle nos movimentos verticais das rodas, permitindo que o projetista tenha uma gama de parâmetros fáceis de modificar para que ele possa atingir as características dinâmicas requeridas para o veículo. A figura 5 apresenta alguns tipos suspensões independentes tradicionais aplicados em alguns automotores na atualidade.

Figura 5: Suspensões independentes.



Fonte: Imagens retiradas: (a) <http://www.bmw.com.br>, (b) <http://www.avto-ultra.com>, (c) <http://www.rapid-racer.com> e (d) <http://bestcars.uol.com.br/>.

A suspensão independente duplo A é mostrada com mais detalhe no tópico seguinte, visto que é objeto de estudo nessa dissertação.

2.2.1 – Suspensão duplo A

Conhecida como SLA (*Short Long Arm*), *Double Wishbone* ou duplo A, conforme ilustrado na figura 6, esta suspensão é independente, podendo ser utilizada na dianteira ou na traseira do veículo, o que garante ótima estabilidade, já que controla muito bem os ângulos de cambagem e convergência. A mesma é composta por dois braços de controles transversais em cada lado do veículo, que realiza a conexão da manga de eixo com o chassi. Um dos braços também tem a função de suportar o amortecedor e a mola de modo a absorver as vibrações vindas do solo. A *double wishbone* é largamente usada em veículos de alto desempenho, como carros de corrida, carros esportes, etc.

Figura 6: Suspensão duplo A.



Fonte: Autoria própria.

A suspensão duplo A é caracterizada, pelos projetistas, por ter um arranjo geométrico e mecânico ideal. Essa definição remete à facilidade de controlar, através da sua geometria e da sua cinemática, algumas variáveis de suma importância para a dinâmica veicular, como cambagem, caster, *roll center*, *scrub radius*, entre outras. Além disso, seu arranjo mecânico consegue absorver de forma ótima as cargas dinâmicas reativas do solo ou de outros efeitos excitadores. O alto nível de desempenho conseguido por esse sistema de suspensão é atribuído à capacidade de sua geometria conseguir maior ganho negativo de cambagem quando a suspensão é comprimida, quando comparada aos demais sistemas (Rezende, 2007).

A suspensão duplo A apresenta alguns inconvenientes, tais como maior peso e maior ocupação de espaço, quando comparadas, por exemplo, com a suspensão *Machperson*, fatores esses que influem no seu não uso em determinados veículos. Além disso, a Duplo A tem sua

aplicação limitada para atuar como suspensão traseira, pois apresenta alta estabilidade dinâmica, tornando-se um fator negativo para o comportamento sobreesterçante desejado em veículos para aplicações fora de estrada, quando os mesmos estão realizando uma curva.

As variações desse sistema de suspensão estão nas mudanças da inclinação e comprimento dos braços. Uma dessas mudanças é quando utiliza-se braços de controle paralelos e de mesmo comprimento. Esta configuração apresenta seu centro instantâneo (CI) no infinito, resultando em nenhuma variação de cambagem quando há trabalho de suspensão. Entretanto, conforme Okabe (2003), o ângulo de inclinação da roda (cambagem) será em função da inclinação do chassi, o que acarreta numa cambagem positiva durante uma curva. Com isso, o veículo perde o apoio na curva, pois o ponto de contato do pneu fica mais próximo ao centro de gravidade. Isso ocorre porque a cambagem resultante é avaliada por dois termos: a cambagem originada pelo curso do sistema de suspensão e pela inclinação da carroceria, havendo, assim, para esse subtipo de duplo A, apenas um termo predominante da variação desse ângulo. A desvantagem do uso desta configuração é que ela não proporciona ganho de cambagem adequado na manobrabilidade, fazendo o veículo expor uma perda de desempenho em curva. Por isso, em alguns projetos, opta-se por utilizar braços de controle mais curtos na parte superior.

2.3 – Componentes do sistema de suspensão

Em geral, as suspensões automotivas são compostas por elementos de ligações, amortecedor, molas, buchas e conjunto manga-pneu-roda. De acordo com Rill (2006), a suspensão veicular é dividida em três grupos: elementos orientadores, elementos de força e conjunto da roda. Como exemplo, apresenta-se na figura 7 a suspensão duplo A e seus principais componentes.

Figura 7: Componentes da suspensão duplo A.



Fonte: Autoria própria.

Os elementos orientadores são os componentes responsáveis por ligar a roda com a carroceria, que são: braços de suspensões, articulações, tirantes e todo componente de ligação. Na suspensão duplo A, os elementos orientadores são as articulações e os braços triangulares. Estes componentes determinam a cinemática da suspensão, e, conseqüentemente, definem as variações de alguns parâmetros de suspensão, como cambagem, variação do centro instantâneo e movimento da roda em relação ao chassi. Todavia, com apenas este tipo de elemento a suspensão não irá suportar todas as cargas estáticas e dinâmicas.

Por isso, existem os elementos de força, que são compostos por elementos mecânicos conhecidos: as molas e os amortecedores. Também é possível incluir as barras anti-rotação (barras de torção), que se podem considerar analiticamente como molas, uma vez que apresentam determinada rigidez (Caldas, 2013). Estes são responsáveis por absorver e suportar parte das cargas estáticas e dinâmicas.

O grupo denominado de conjunto da roda agrega os outros componentes da suspensão, tais como: pinça de freio, pneu, roda manga de eixo, cubo de roda e os demais componentes localizados nas proximidades da roda.

2.3.1 – 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. Os tipos de molas que estão em uso nas suspensões automotivas, são (Reimpell, Stoll e Betzler, 2001 e Stone e Ball, 2004):

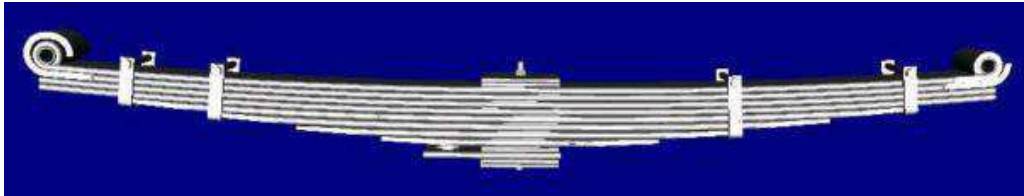
- Feixes de lâminas;
- Molas helicoidais;
- Barra de torção;
- Molas suplementares e batentes;
- Molas pneumáticas;
- Barra estabilizadoras.

Nestes tipos de molas, pode-se destacar: feixes de mola, mola helicoidal e molas pneumáticas, devido à utilização na atualidade e à sua importância na suspensão.

2.3.1.1 – Feixes de mola (Mola semi-elíptica)

A mola semi-elíptica, ilustrada na figura 8, é um elemento de força, cujo arranjo longitudinal é feito por várias lâminas sobrepostas, onde são amplamente utilizadas em veículos de carga, em conjunto com a suspensão do tipo eixo rígido.

Figura 8: Mola semi-elíptica.

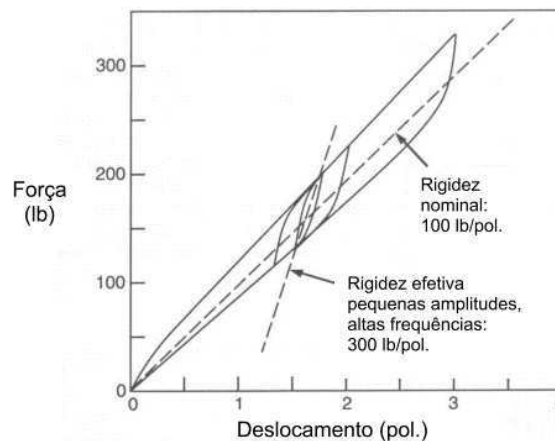


Fonte: Freitas (2006).

Segundo Freitas, esse tipo de mola proporciona vantagens em sua aplicação, como a simplicidade de construção, a robustez e o baixo custo. Além disso, este componente apresenta um atrito interno, devido ao escorregamento entre as lâminas quando a suspensão trabalha. Esta característica permite uma dissipação de energia, sendo caracterizada como um amortecimento de Coulomb.

A figura 9 ilustra o comportamento desse tipo de mola quando é submetido a uma deformação. Nota-se um aumento de rigidez efetiva quando há altas frequências com baixas amplitudes, que é consequência do alto efeito histerético que este sistema possui.

Figura 9: Comportamento mecânico do feixe de mola. Força x Deslocamento.



Fonte: Freitas (2006).

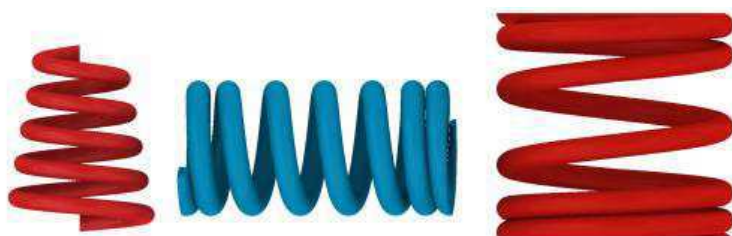
Conforme Gillespie (1992), outra vantagem desse componente é a redução da rigidez sob carga lateral, quando são fabricadas mais longas para atingir menor rigidez vertical. Isso implica menor estabilidade lateral, apesar de melhorar o parâmetro de conforto.

2.3.1.2 – Mola helicoidal

A mola helicoidal, mostrada na figura 10, é formada pelo enrolamento de um arame de forma helicoidal. Ela pode ter seu passo e diâmetro do arame constantes (rigidez constante) ou pode ter passos e diâmetros variáveis, causando uma ação progressiva (rigidez variável). As molas helicoidais são amplamente utilizadas nas suspensões independentes dos veículos, e podem ser aplicadas em suspensões de eixo rígido (Milliken e Milliken, 1995).

Como vantagens da mola helicoidal em relação às molas de lâmina, destacam-se o peso reduzido, a necessidade de pequenos espaços para montagem e a facilidade de manutenção. Além disso, a liberdade de projeto aumenta significativamente, visto que a mola deixa de exercer a função de transmitir força entre as rodas e a carroceria do veículo (Rezende, 2007). Como desvantagem, dependendo do seu comprimento, a mola poderá sofrer flambagem, razão pela qual, em muitos casos, deve ser montada guiada numa haste.

Figura 10: Molas helicoidais.



Fonte: Autoria própria.

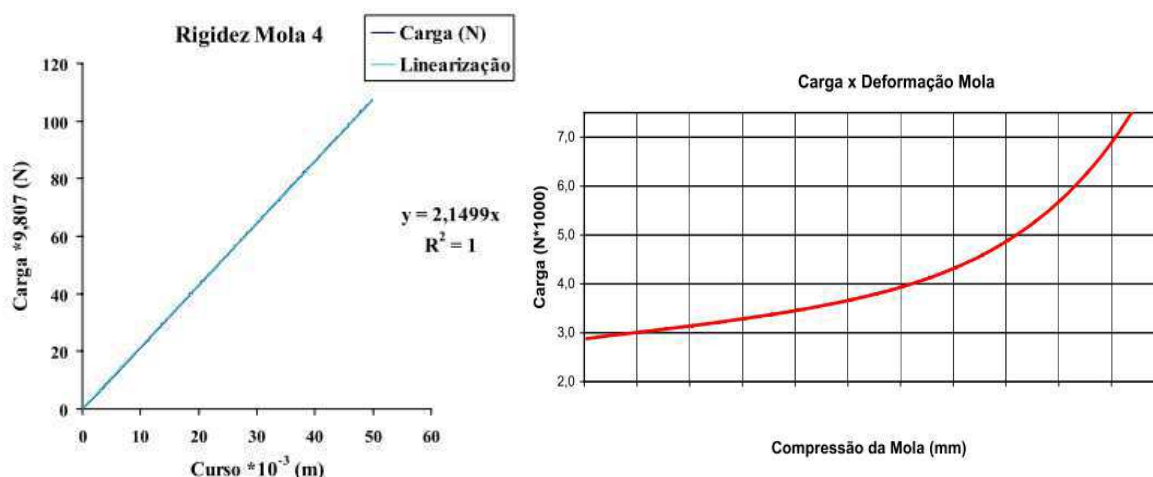
A determinação da rigidez das molas é feita através do ensaio de compressão, semelhante ao da figura 11, e o resultado esperado para uma mola progressiva e para uma mola helicoidal convencional se encontra na figura 12.

Figura 11: Ensaio de compressão em mola helicoidal usando MTS.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 12: Curvas de rigidez. (a) mola linear; (b) mola progressiva.



Fonte: (a) Rocha (2004) e (b) Freitas (2006).

Observa-se que neste tipo de mola quase não há histerese; sendo assim, o amortecimento da suspensão irá ser desempenhado apenas pelo componente amortecedor.

Além disso, pode-se estimar a constante de rigidez da mola helicoidal linear através da equação 1.

$$K_s = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_e^3 \cdot N_e} \quad (1)$$

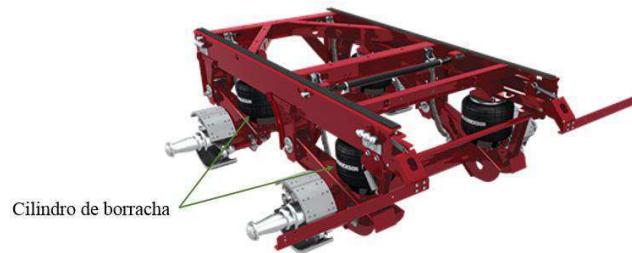
Onde G é o módulo de cisalhamento do aço (N/mm^2), K_s é a rigidez da mola (N/mm), D_e é o diâmetro médio da espira (mm), N_e representa o número de espiras ativas, e d refere-se ao diâmetro do arame da mola (mm).

2.3.1.3 – Mola pneumática

Em busca da otimização da relação conforto e estabilidade lateral, surgiu a mola a ar ou pneumática (figura 13). De acordo com Rezende (2007), este componente consiste em um cilindro de borracha, contendo em seu interior ar ou gás que é comprimido por um pistão montado no braço de controle inferior da suspensão. O pistão pode se mover para cima ou para baixo seguindo o movimento do braço de controle da suspensão, comprimindo, desta forma, o ar dentro da câmara e exercendo ação de mola.

A mola pneumática possui a capacidade de armazenar grande quantidade de energia por unidade de massa, sendo vantajosa se confrontada com as molas metálicas. Outra vantagem é a capacidade de alterar sua rigidez, modificando a pressão interna na bolsa, permitindo obter diferentes capacidades no carregamento (Presthus, 2002). A desvantagem está no custo mais elevado e no volume ocupado.

Figura 13: Mola pneumática.

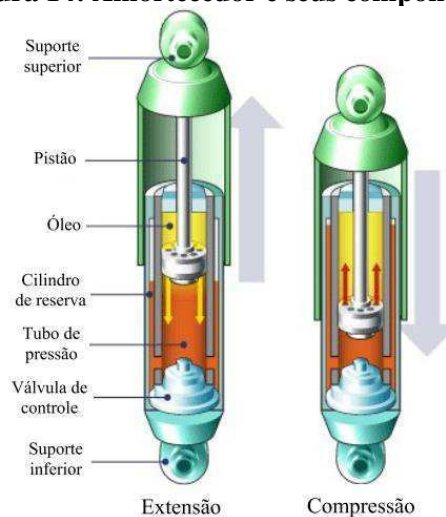


Fonte: Retirado em <http://www.hendrickson-intl.com/>.

2.3.2 – Amortecedor

Define-se amortecedor como sendo um elemento de força do sistema de suspensão que, trabalhando em conjunto com a mola, a sua função é 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 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 (Simões, 2005). A figura 14 ilustra os principais componentes de um amortecedor e a forma de movimento fluídica quando o amortecedor é estendido e comprimido.

Figura 14: Amortecedor e seus componentes.



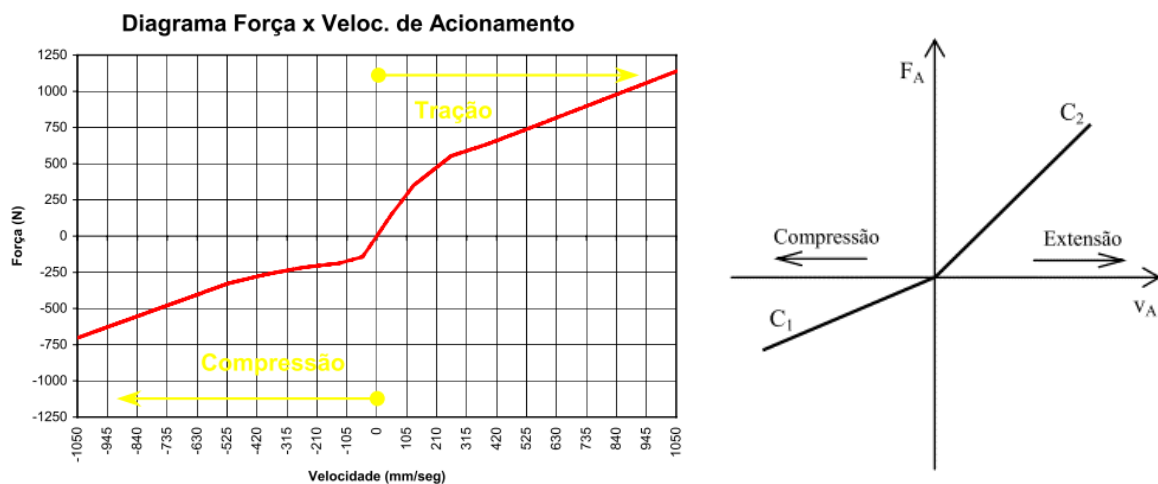
Fonte: Simões (2005).

O funcionamento do conjunto amortecedor-mola é um dos responsáveis pelo controle do movimento da roda, onde a mola possui a função de suportar as cargas impostas, sendo, então, comprimida e estendida, fazendo com que o elemento acumule energia e reaja ao movimento, tendo um movimento oscilatório. Esse movimento altera a estabilidade do veículo

e variam as forças de contato pneu-solo, podendo provocar mudanças da trajetória do veículo. Assim, para controlar essa oscilação, o amortecedor dissipa a energia por meio de calor, causando diminuição das amplitudes do movimento até estabilizar.

Os amortecedores telescópicos hidráulicos são os mais empregados nas suspensões veiculares atuais e subdividem-se em: amortecedores hidráulicos convencionais e amortecedores pressurizados. Os pressurizados possuem uma câmara de gás submetido à alta pressão que tem por finalidade diminuir a possibilidade de formação de bolhas no fluido viscoso quando este é submetido a intensas atividades de compressão e distensão (Rezende, 2007). A figura 15 ilustra o comportamento desses dois tipos de amortecedores, quando são comprimidos e tracionados, em que observa-se uma variação da força e de inclinação da reta em função no sentido e magnitude de deslocamento.

Figura 15: Gráfico força x velocidade. (a) amortecedor pressurizado progressivo; (b) amortecedor hidráulico convencional.



Fonte: (a) Freitas (2006) e (b) Shiotsuki (2009) apud Rajheja (2003).

A força exercida pelo amortecedor é em função da velocidade dos pontos de suas ancoragens, que pode ser caracterizada de forma matemática através de uma proporcionalidade entre a velocidade e a força exercida, cuja constante é denominada de amortecimento viscoso, representada na equação 2.

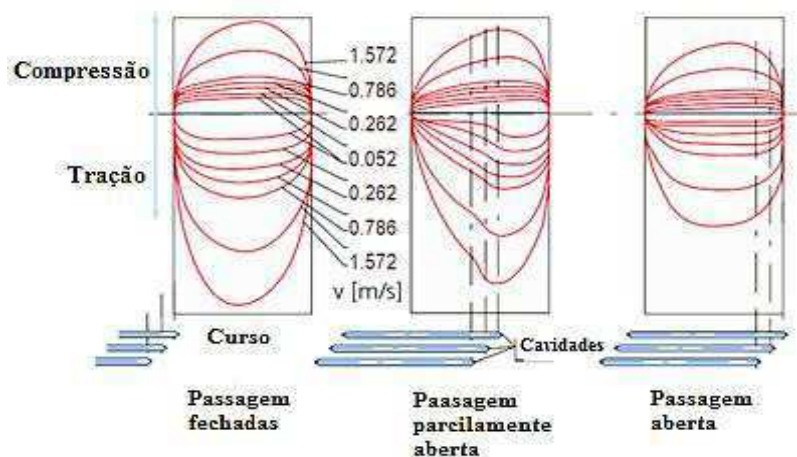
$$C_A = \frac{F_A}{v_A} \quad (2)$$

Geralmente, em um projeto, utiliza-se uma relação entre a constante de amortecimento com o amortecimento crítico C_c , que é função da rigidez e massa do sistema. Essa relação denomina-se de razão de amortecimento ou fator de amortecimento, definida como $\zeta = C/C_c$.

Normalmente, o fator de amortecimento médio para veículos de passeio está entre 0,2 e 0,4. Para carros esportivos ou de competições *off-road*, encontra-se na faixa de 0,4 a 1,0. Este valor proporciona bom controle da amplitude das vibrações em casos de ressonância, ao mesmo tempo em que leva a uma atenuação significativa das vibrações da suspensão quando a frequência das excitações é maior 1,4 vezes do que a frequência natural da massa suspensa em função da sua característica de transmissibilidade (Gillespie, 1992).

Uma das formas de alterar a constante de amortecimento em amortecedores hidráulicos é modificando suas cavidades por onde o fluido passa. Pode-se observar isso na figura 16, onde é mostrada a alteração da característica de amortecimento conforme a posição da haste ou pistão do amortecedor e a configuração das cavidades.

Figura 16: Mudança do comportamento do amortecimento com variação das cavidades.



Fonte: Freitas (2006).

Outra forma de alterar o comportamento de um amortecedor é através da sua inclinação de trabalho em relação ao sistema e ao movimento. Os amortecedores quando montados em posição perpendicular à direção da pista, trabalham com 100% de eficiência; por outro lado, quando montados inclinados, apenas um componente da força do amortecedor trabalha no controle dos movimentos da suspensão. Sendo assim, procura-se montar os amortecedores com inclinação pequena (Rezende, 2007). De acordo com Adams (1993), num ângulo de inclinação acima de 30°, os amortecedores trabalham de forma ineficiente, sobrecarregando os componentes da suspensão.

2.3.3 – Isoladores ou buchas de suspensão

Os isoladores, também denominados de coxins ou buchas de suspensões, são os componentes de uma suspensão localizados, geralmente, nas articulações, cuja principal função

é atenuar ou isolar as vibrações que não foram filtradas pelo sistema de suspensão. Esse componente é, em geral, feito de borracha e uma camisa de metal e sua forma é funcional à sua aplicação. A figura 17 apresenta alguns coxins utilizados em veículos.

Figura 17: Buchas de suspensão.



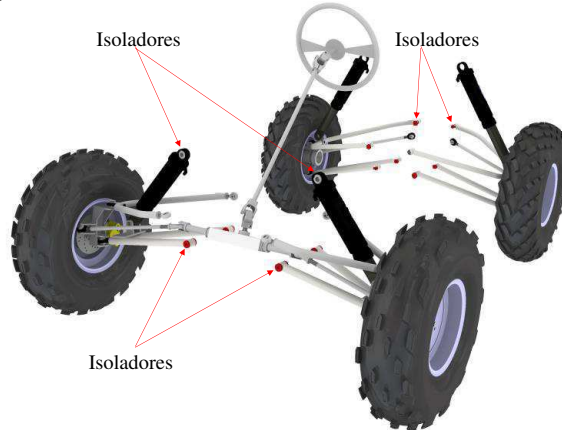
Fonte: Retirado em <http://loja.ajbuchasespeciais.com>.

As vantagens das buchas de borracha são: não necessitam de lubrificação, oferecem melhor isolamento das excitações da pista, possuem um alto grau de complacência e apresentam menor custo de fabricação (Rezende, 2007). Em situações onde é exigido alto desempenho do veículo, o uso das buchas de borracha não é recomendado, pois estas permitem deflexões excessivas (Adams, 1993). Essas grandes deflexões prejudicam a dinâmica veicular, visto que este efeito causa variações angulares nas rodas, como cambagem, caster e convergência, devido às forças atuantes no sistema. No entanto, esse efeito de deflexões pode ser benéfico em alguns projetos de suspensões traseiras, sobretudo em veículos com necessidade de características sobreesterçantes, pois as forças dinâmicas em curvas produzirão deflexões nos componentes isoladores que resultará numa variação de convergência benéfica para obter um sobreesterçamento.

Os veículos de alto desempenho utilizam coxins feitos de diversos materiais, tais como: borracha, poliuretano, nylon, bronze fosforoso. Estes apresentam maior rigidez radial e, com isso, há menores deflexões quando submetidos às forças. Porém, esses componentes necessitam de lubrificação periódica e tolerâncias menores, para terem um trabalho adequado. Outra desvantagem é uma menor capacidade de atenuar vibrações quando comparado a isoladores de borracha, resultando, assim, em nível reduzido de conforto para os ocupantes do automóvel.

A figura 18 apresenta a posição dos coxins de suspensão no veículo do tipo baixa. Geralmente, estes utilizam buchas de poliuretano para obter alto desempenho dinâmico, mas, dependendo do tipo de suspensão traseira, é vantajoso o uso de buchas de borrachas.

Figura 18: Posicionamento das buchas de um baja.



Fonte: Autoria própria.

2.3.4 – Pneu

Pneu é tratado como sendo uma estrutura flexível, cuja sua forma é toroidal com ar comprimido por dentro. Este componente é de fundamental importância para o entendimento do comportamento do veículo devido a receber as forças advindas da pista e realizar o contato com solo. Logo, a forma que o pneu se comporta nessas condições torna-se elemento chave para caracterizar o comportamento dinâmico veicular. Segundo Gillespie (1992), os pneus apresentam as seguintes funções:

- Suportar as cargas verticais;
- Absorver as irregularidades da pista;
- Desenvolver as forças longitudinais para aceleração e frenagem;
- Desenvolver as forças laterais necessárias para a execução de uma curva.

De forma geral, a estrutura dos pneus usados atualmente é composta de uma carcaça moldada em uma matriz de borracha macia reforçada com cordões flexíveis, também conhecidos como lonas, de elevado módulo de elasticidade (Rezende, 2007). As variações da inclinação das lonas montadas na carcaça indicam o tipo de construção do pneu, sendo assim classificados em dois grupos: pneus diagonais e pneus radiais (figura 19).

Figura 19: Tipos de pneus e seus arranjos.



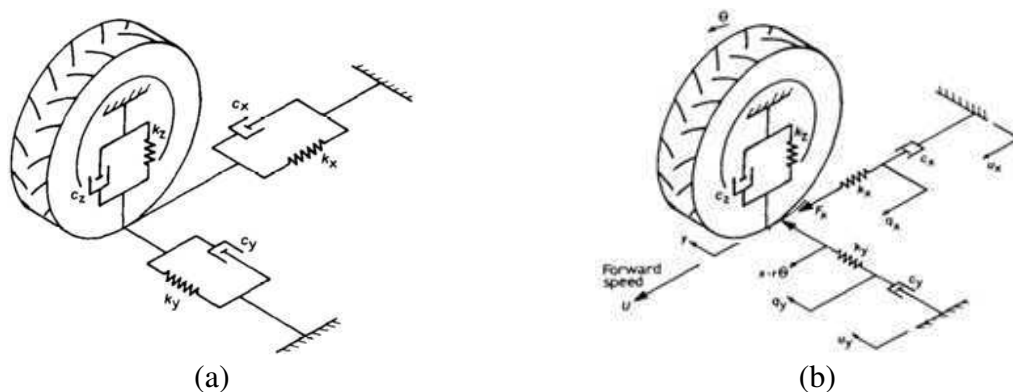
Fonte: Gillespie (1992).

Os pneus radiais, introduzidos por Michelin em 1948 (Clark, 1981), apresentam suas lonas organizadas paralelamente entre si, de modo que tenha 90° em relação ao plano de rodagem; conseqüentemente, estão dispostos de modo a direcionar ao centro do pneu, sem causar sobreposição entre si. Este tipo de arranjo permite ter uma boa qualidade *ride* do veículo.

Os pneus diagonais são caracterizados por lonas sobrepostas, causando um aspecto diagonal, pois os fios passam um por cima do outro. Em geral, estas lonas são postas entre si segundo uma variação angular entre 35° a 40° . Quando este pneu se encontra em trabalho, no contato com a pista, suas lonas são submetidas à flexão e à fricção, causando distorções da carcaça, desgaste e elevada resistência ao rolamento (Clark, 1981).

A forma como o pneu se deforma e reage aos carregamentos impostos modifica a dinâmica do veículo. Por isso, os projetistas e pesquisadores tentam idealizar vários modelos que possam caracterizar o comportamento real do pneu para dinâmica lateral, vertical e longitudinal. Nos estudos de Crolla, Horton e Stayner (1990), foram analisados dois modelos para caracterização do pneu na dinâmica veicular: o modelo convencional, que vinha sendo adotado por outros autores (Figura 20a) e o modelo que ele propôs (Figura 20b). Os modelos de pneus são representados por molas e amortecedores nos três eixos direcionais, vertical, longitudinal e transversal. A diferença do modelo de Crolla, Horton e Stayner (1990) com o convencional está no arranjo posicional dos elementos de força, pois propõem trabalhar com molas e amortecedores em série nas direções transversal e longitudinal; na direção vertical, a mola e amortecedor estão na configuração em paralelo, enquanto que no convencional esses conjuntos trabalham em paralelo nas três direções.

Figura 20: Modelo matemático do pneu (a) convencional e (b) modelo de Crolla.



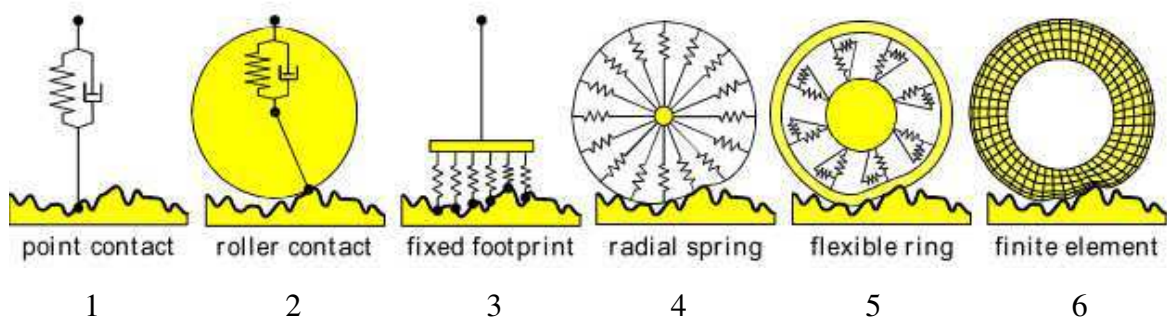
Fonte: Crolla, Horton e Stayner (1990).

As rigidezes e coeficientes de amortecimento são calculados a partir das respostas transientes dos pneus sem rotação, ou essas medições podem ser feitas em pneus com rotação, os quais vêm acontecendo em trabalhos recentes (Crolla, Horton e Stayner 1990).

Na dinâmica vertical existem vários modelos mecânicos específicos para a caracterização do pneu. A figura 21 ilustra seis deles, em ordem de complexidade (Kirstein, 2005).

1. Modelo com um ponto de contato (uma mola e um amortecedor em paralelo);
2. Modelo de contato rolado (roda rígida com uma mola, um amortecedor e um ponto de contato);
3. Modelo com rastro fixo (rigidez e amortecimento linearmente distribuídos na área de contato);
4. Modelo com várias molas radiais (molas lineares distribuídas ao longo do raio);
5. Modelo de anel flexível;
6. Modelo de elementos finitos.

Figura 21: Modelos mecânicos representativos ao comportamento do pneu.



Fonte: Zegelaar (1998).

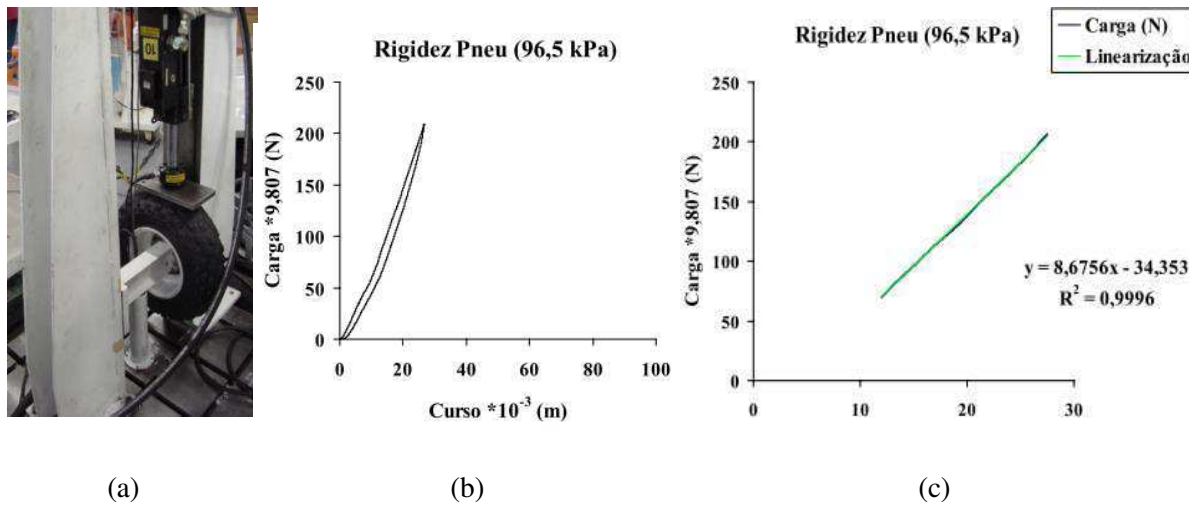
Conforme Clark (1981), o modelo mais utilizado para simular o comportamento vertical real do pneu é o de Voigt-Kevin (uma mola e um amortecedor em paralelo), em que obtêm-se bons resultados na dinâmica global vertical do veículo. Esta afirmação é confirmada nos resultados de Kising e Gohlich (1989), Shiotsuki (2009) e Matthews e Talamo (1965).

No modelo de Voigt-Kevin são necessários definir os parâmetros de rigidez vertical e amortecimento do pneu, que são obtidos de forma experimental. Taylor, Bashford e Schrock (2000) apresenta cinco métodos, utilizados para a determinação da rigidez do pneu radial 260/80R20, cujas aplicações são em veículos agrícolas. Dentre eles, destacam-se:

1. Carregamento e deflexão (*Load-deflection* – LD): Consiste em medir a deflexão no pneu para cada incremento de carregamento imposta verticalmente. Este método experimental pode ser feito numa máquina universal para ensaio, desde que sejam aplicadas velocidades de avanço baixas para evitar o efeito de histerese que possa prejudicar os resultados. Rocha (2004) realizou esse método para um pneu *off-road* de aplicação em ATV, com a utilização da máquina de

ensaio MTS, onde foi possível obter a rigidez vertical do pneu sem muito efeito de histerese. A figura 22a mostra a montagem do experimento e as figuras 22b e 22c ilustram os resultados obtidos e ajustados, respectivamente.

Figura 22: Método LD e resultados experimentais de rigidez de pneus.



Fonte: Rocha (2004).

2. Método da vibração livre vertical sem rotação (*Non-rolling vertical free vibration – NR-LD*): Consiste em aplicar a teoria de vibração livre, em que é adquirida a resposta oscilatória do sistema, e, por meio desta, determinam os parâmetros de rigidez e amortecimento do pneu. Kising e Gohlich (1989) e Mathews (1965) explicaram e utilizaram este modelo de determinação dos parâmetros de pneus de tratores agrícolas.

3. Método de vibração livre vertical com rotação (*Rolling vertical free vibration – R-LD*): Este método é realizado com uma aplicação de uma rolagem no pneu, em que haverá um peso no pneu e, em um momento, é posto no elemento analisado um distúrbio de efeito curto, com um obstáculo do tipo degrau. Assim, é produzida uma oscilação com característica de vibração livre subamortecida e, a partir disso, são retirados os valores correspondentes à rigidez e ao amortecimento vertical do pneu por meio das equações regentes a este tipo de oscilação.

Destaca-se, nos trabalhos voltados a determinações de parâmetros do pneu, a influência da sua pressão interna, geometria e tipo de arranjo (radial e diagonal) no comportamento das variáveis de interesse (rigidez e amortecimento), sendo importante caracterizar, para cada configuração, seus valores correspondentes. Isso agrava a complexidade do equacionamento da dinâmica vertical, o que leva a se considerar estes parâmetros como sendo lineares. Matthews e Talamo (1965) mostrou que, apesar das características dinâmicas do pneu demonstrarem ser não linear, a proximidade do modelo real com hipótese de linearidade para a rigidez e

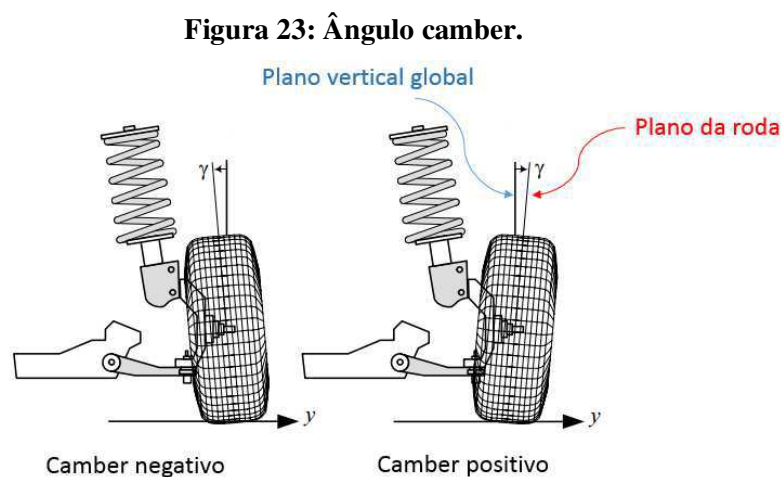
amortecimento demonstrou ser satisfatório para representar comportamento dinâmico do veículo, podendo validar o modelo computacional empregado.

2.4 – Definições fundamentais e cinemática

Além do conhecimento dos principais tipos de suspensões e seus componentes, se faz necessário compreender as terminologias que caracterizam a cinemática do sistema e suas relações geométricas. Essas relações determinam as forças a que os pneus/rodas serão submetidos, e, conseqüentemente, determinam todas as características geométricas do conjunto (Rezende, 2007). Além disso, é imprescindível entender sobre os conceitos de massa suspensa, massa não suspensa e taxa de instalação para estudar a dinâmica vertical veicular.

2.4.1 – Ângulo camber

De acordo com Rezende (2007), o camber (γ) é uma das variáveis geométricas do sistema de suspensão, correspondente ao ângulo na vista frontal que o plano da roda do automóvel faz com um plano vertical global que passa pelo centro do pneu. Se a roda se inclinar para o chassi, ele é denotado de camber negativo, e se inclinar para fora do carro, ele é chamado de camber positivo (Jazar, 2008 e Reimpell, Stoll e Betzler, 2001).



Fonte: adaptado por Jazar (2008).

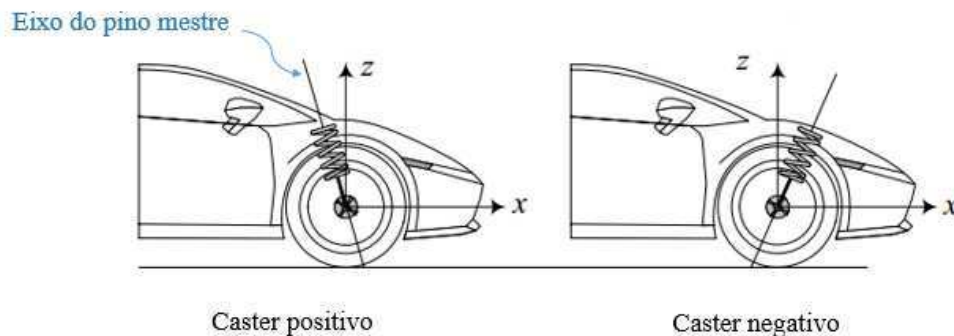
Segundo Milliken e Milliken (1995), o ângulo de camber é uma das variáveis fundamentais que determinam o desempenho do pneu, dentre as quais: a carga, o ângulo de escorregamento, a pressão, a temperatura, etc. A sua principal influência está na forma de distribuição da força normal do automotor no contato 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 conseqüentemente causando mudanças globais no comportamento do veículo.

2.4.2 – Caster

Caster é o ângulo, na vista lateral, entre o eixo do pino mestre (na suspensão duplo A é uma linha imaginária determinada pelos pontos da articulação das bandejas superior e inferior com a montante) e o eixo vertical do veículo. Conforme mostrado na figura 24, o ângulo é considerado positivo quando a parte superior do eixo do pino mestre está inclinada para a traseira do veículo; caso contrário, é tido como negativo.

Figura 24: Angulo caster.



Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

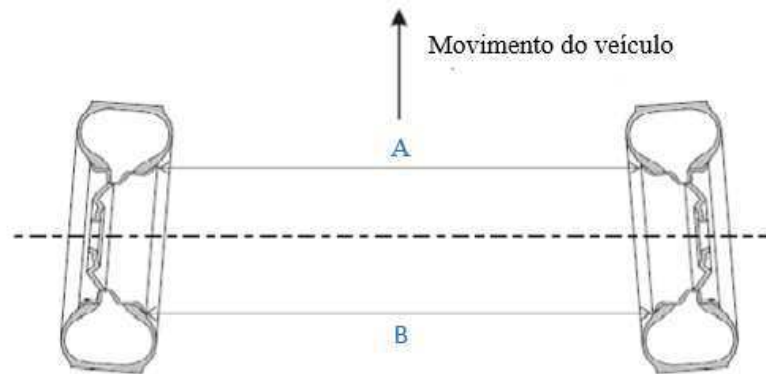
A principal influência do ângulo de caster está na estabilidade direcional do veículo, sendo que o caster negativo tende a alinhar a roda quando o veículo se movimentar para frente, e, dessa forma, é usado para aprimorar a estabilidade em linha reta (Jazar, 2008). Tal efeito é chamado de auto alinhante.

2.4.3 – Ângulo de convergência e divergência

Conforme (DIN 70020 apud Leal, Rosa e Nicolazzi (2008)), convergência é a diferença, em mm, $C = B - A$ medida entre os aros, na altura dos centros das rodas quando em posição de linha reta (figura 25). Assim, medindo C na direção perpendicular ao sentido do deslocamento, é possível determinar se há convergência (*Toe-in*) ($C > 0$) ou divergência (*Toe-out*) ($C < 0$). Esse ângulo tem o objetivo de permitir avaliar o paralelismo das rodas com a trajetória, quando o veículo está em movimento, impedindo, portanto, uma fricção lateral dos pneus com o solo, tornando mínimo o desgaste dos mesmos. Em termos de cinemática, o ângulo de convergência é alterado durante o curso da suspensão, e isso permite surgir forças que influenciam no comportamento do direcional do veículo durante a realização de curvas. Uma aplicação dessa

variação angular é nas suspensões traseiras de veículo *off-road*, no qual procura-se obter um efeito sobreesterçante com a mudança de direção das rodas em função da rolagem que o chassi é submetido. Este efeito devido à rolagem é denominado de *roll steer*. Diniz (2012) mostrou este tipo de aplicação num veículo do tipo *baja*, utilizando-se um conceito de suspensão traseira que concedia uma variação de convergência. Concluiu que esta suspensão permitia criar uma instabilidade dinâmica, e, através do comportamento do ângulo de *Yaw*, conseguia modificar o comportamento de dirigibilidade do veículo. Além disso, a convergência dessa suspensão não alterou a boa capacidade de superar obstáculos.

Figura 25: Convergência das rodas.



Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008).

2.4.4 – *Wheelbase*

A distância entre eixos (*wheelbase*), conforme mostrado na figura 26, é a medida do centro do eixo dianteiro para o centro do eixo traseiro. Este é um importante parâmetro nas propriedades de conforto e dirigibilidade dos veículos. Uma longa distância entre eixos possibilita maior espaço para os passageiros e reduz a influência da carga transportada sobre a distribuição de carga por eixo. A pouca projeção da carga sobre a frente e a traseira do veículo reduz a tendência às oscilações de *pitch* (arfagem) tornando possível a aplicação de molas de menor rigidez, normalmente associadas a um alto nível de conforto (Iezzo, 2010). Outro aspecto relevante é a influência da *wheelbase* na dinâmica vertical, principalmente nos modos de vibrar com movimento vertical e de arfagem (*pitch*) da massa suspensa, o qual advém sobre o surgimento do fenômeno de filtro de entre eixos. Wenkui, Manlong e Yunqing (2012) apresentam resultados sobre este fenômeno na avaliação da resposta da massa suspensa, comparando um veículo com dois e três eixos.

2.4.5 – Bitola

A bitola (figura 26) de um carro é definida como sendo a distância entre os dois planos médios das rodas de um eixo. Um automotor pode apresentar bitolas dianteiras e traseiras iguais ou diferentes, dependendo dos requisitos impostos de cada projeto. O tamanho da bitola na dianteira “ b_f ” e na traseira “ b_r ” tem influência decisiva no comportamento do veículo em curvas e na sua tendência à rolagem (*body roll*) (Iezzo, 2010).

Figura 26: Bitola e *wheelbase* do baja UFCG 2012.



Fonte: Autoria própria.

Quando a suspensão trabalha e em quase todas as suspensões de rodas independentes, as variações da bitola podem acontecer por causa de fatores funcionais ou indesejáveis, caso um centro de rolagem alto seja requerido. A alteração da bitola causa um escorregamento no pneu e dificulta o rolamento e degradação da estabilidade direcional do veículo, devido às forças laterais no plano transversal (Reimpell, Stoll e Betzler, 2001).

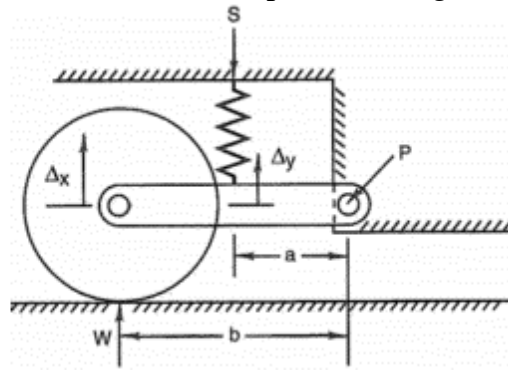
2.4.6 – Instalation Ratio (IR)

A razão de instalação (*Instalation Ratio* - IR) é uma analogia geométrica que relaciona a variação do comprimento do amortecedor e/ou da mola com a variação do pneu. Esta variável é bastante utilizada na dinâmica vertical para impor o fator geométrico do sistema nos parâmetros de rigidez e amortecimentos da suspensão. A equação abaixo apresenta esta relação.

$$IR = \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad (3)$$

Onde IR é a razão de instalação, e Δx e Δy é a variação da roda e da mola e/ou amortecedor.

Figura 27: IR de uma suspensão *trailing arm*.



Fonte: Milliken & Milliken (1995).

2.4.7 – 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, etc. 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 (Soares, 2005).

Figura 28: Massa suspensa e não suspensa de um baja.



Fonte: Autoria própria.

Para veículos de passeio, a massa suspensa apresenta menores valores de frequência natural, em torno de 1,0 a 1,5 Hz, enquanto que as massas não suspensas possuem valores de frequências naturais na faixa de 12 a 15 Hz, isso para carros de passeios. A tabela 1 expõe a faixa comum utilizada em alguns tipos de veículos, já que, em geral, essas variações de frequências adequadas permitem a otimização e a avaliação de importância de aplicação para cada segmento, nos critérios de conforto e sensibilidade da interação pneu-solo.

Tabela 1: Tabela de frequências da massa suspensa para vários tipos de veículos.

Frequência (Hz)	Aplicação
<0,833	Perigoso. A massa suspensa do veículo ganha muito movimento.
1 – 1,33	Para veículos de rua visando o conforto.
1,33 – 1,67	Para veículos de rua visando a esportividade.
1,67 – 2,1	Para veículos de corrida.
2,1 – 2,9	Para veículos de corrida mais solicitados.
>2,9	Para veículos de Fórmula 1.

Fonte: Merling e Neto (2007).

2.4.8 – *Jounce/Bump e Rebound*

Jounce ou *bump* e *rebound* são denominações dadas ao movimento do sistema de suspensão, onde o *jounce* é o movimento ascendente do sistema de suspensão no qual seus elementos de forças são comprimidos. O *rebound* é o movimento contrário ao *jounce*, ou seja, o sistema de suspensão de deslocamentos descendentes.

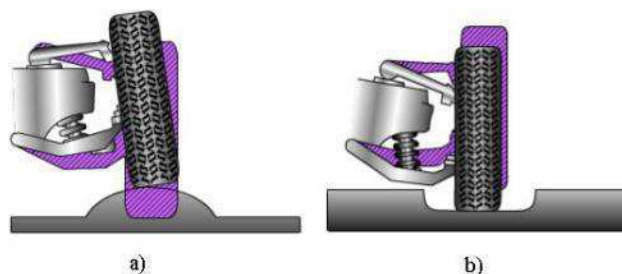
Segundo Vargas (2011), define-se como:

Jounce – Deslocamento relativo entre a massa suspensa e a massa não suspensa em um sistema de suspensão onde a distância entre essas massas diminui em relação à condição estática.

Rebound – Deslocamento relativo entre a massa suspensa e a massa não suspensa em um sistema de suspensão onde a distância entre essas massas aumenta em relação à condição estática.

A figura 29 ilustra esses movimentos.

Figura 29: *Jounce* (a) e *rebound* (b).



Fonte: Jones (2011) apud Caldas (2013).

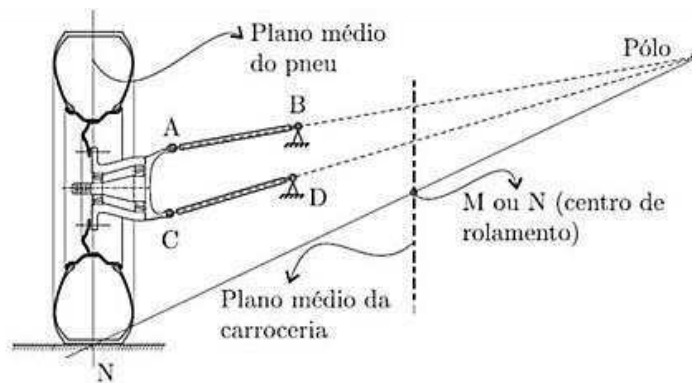
2.4.9 – Geometria de suspensão

De acordo com Fontana (2005), o tema geometria da suspensão inclui o estudo de como a massa não suspensa de um veículo está conectada com a massa suspensa. Esta conexão define

não apenas os movimentos relativos, mas também controla as forças transmitidas entre essas massas. É através desses estudos que se determina o tamanho dos braços de suspensão, os pontos de articulações no chassi e no montante, assim como os parâmetros de *caster* e *camber* que se desenvolve nos movimentos *rebound* e *bump* da suspensão.

Cada tipo de suspensão tem sua geometria particular. Na geometria frontal da suspensão Duplo A, apresentada na figura 30, pode-se perceber dois pontos importantes na caracterização da suspensão: o pólo (centro instantâneo) e o centro de rolamento (*roll center*).

Figura 30: Geometria frontal da suspensão duplo A.



Fonte: Nicolazzi (2008).

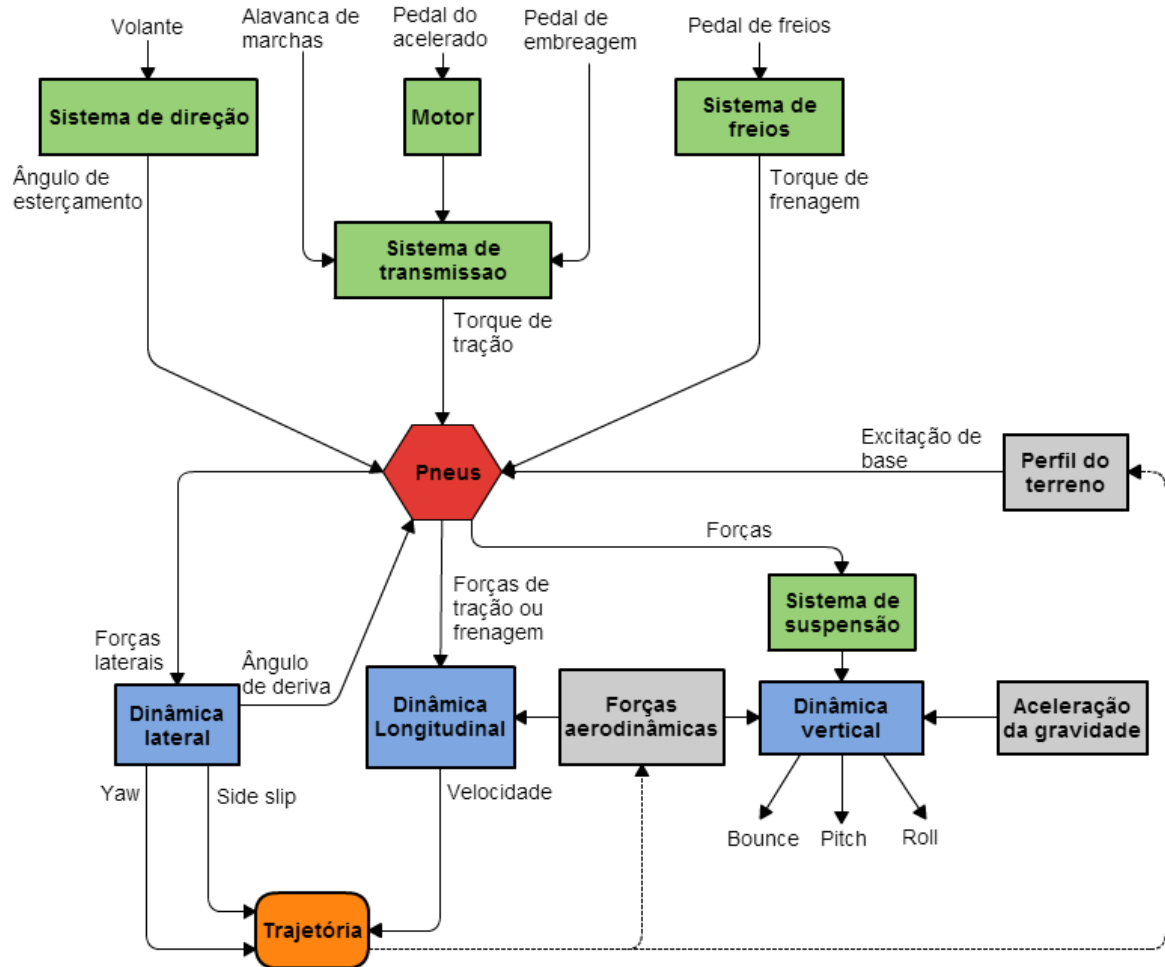
O ponto denominado de pólo na figura 30 trata-se do CI (centro instantâneo de rotação da suspensão), e sua localização é de extrema importância, já que influencia diretamente na variação do ângulo de *camber* da roda durante o movimento vertical da suspensão. Conseqüentemente, quanto maior a distância entre o pólo ou CI e o plano médio do pneu, menor será a variação de *camber* da roda. O posicionamento do CI também interfere na localização do centro de rolamento (*roll center*) da suspensão, ponto este de fundamental relevância para a avaliação da influência da transferência de carga entre rodas e na variação de bitola do mesmo.

2.5 – Dinâmica veicular

Costuma-se dividir a dinâmica veicular em subsistemas, compostos por: sistemas de atuação e de suspensão, dinâmicas principais e influências externas (Spinola, 2003). Os sistemas de atuação são constituídos pelos sistemas de propulsão, direção e frenagem, sendo cada sistema composto por várias entradas e componentes, que são responsáveis por proporcionar influência na dinâmica global do veículo. As saídas desses sistemas agem de forma direta nos pneus, que, por meio da interação com o solo, causam uma geração de forças laterais, longitudinais e verticais. Essas cargas são avaliadas nas dinâmicas principais (dinâmica

lateral, dinâmica vertical e dinâmica longitudinal). As resultantes das respostas das três dinâmicas ditam a trajetória do veículo, que, por sua vez, terá influências indiretas das forças aerodinâmicas e da alteração do perfil do terreno. Spinola (2003) apresenta um diagrama de blocos (figura 31), que descreve o comportamento dos subsistemas, o pneu, influências internas e externas, assim como a resposta final do veículo, a trajetória.

Figura 31: Modelo de dinâmica veicular.



Fonte: Adaptado de Spinola (2003).

A figura acima mostra que a dinâmica vertical está interligada à influência do sistema de suspensão, forças aerodinâmicas e aceleração da gravidade, no qual, através de estudos da dinâmica vertical, é possível mensurar os parâmetros de saída, *bounce*, *pitch* e *roll*.

2.5.1 – Dinâmica vertical

Segundo Duarte (2010), os estudos sobre a dinâmica vertical se desenvolveram ao longo do século XX através da aplicação da teoria de vibrações ao ambiente de funcionamento dos veículos automotores, especialmente a interação do veículo com o pavimento no qual trafega, e

podem estender por meio do entendimento do conforto humano quando exposto a tais vibrações.

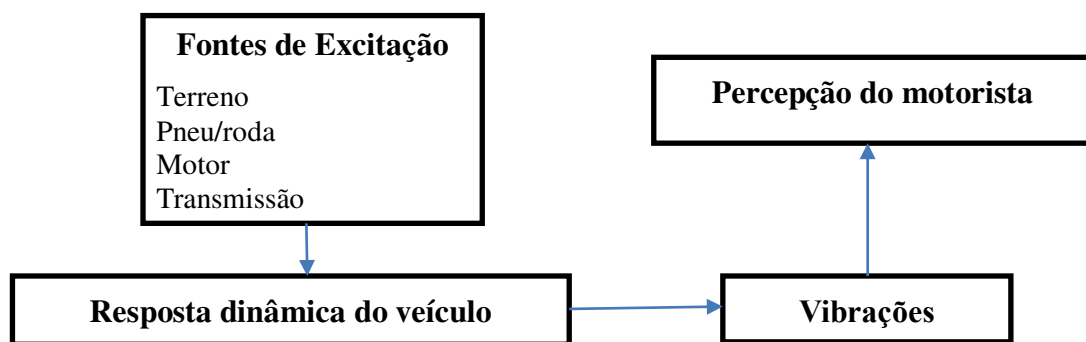
A partir do momento em que os automotores podem mover-se a uma gama de velocidades e em diversos tipos perfis de terrenos, eles permitem a estas máquinas experimentar vibrações em um amplo espectro de frequências. Parte dessas vibrações é filtrada pelo próprio sistema de suspensão, e a outra é sentida 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* concentra-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).

Na dinâmica vertical, o veículo é avaliado como sendo um sistema dinâmico, tratado desde a fonte de excitação à percepção do ocupante, como é revelado na figura 32.

Figura 32: Diagrama da dinâmica vertical.



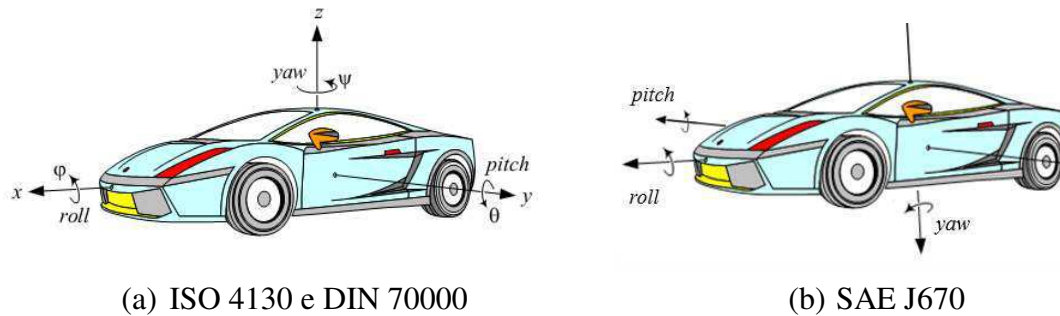
Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Segundo Freitas (2006), as seguintes grandezas são de interesse da dinâmica vertical: o deslocamento do centro de gravidade das massas suspensa e massas não suspensa do veículo na direção vertical (z); a rotação em relação ao eixo transversal (y) denominada arfagem (*pitch*); a rotação em torno do eixo longitudinal (x), denotada rolagem (*roll*); o deslocamento do centro da roda; e o deslocamento e velocidade da suspensão. Além disso, pode-se citar outras grandezas de interesse da dinâmica vertical, como avaliar a variação das forças de contato pneu/solo, as acelerações das massas suspensa e não suspensa e as frequências naturais do

veículo. Entretanto, os movimentos verticais puros (*bounce*) e rotações *pitch* e *roll* do veículo são considerados os mais importantes para estudos de dinâmica vertical.

Os sistemas de coordenadas utilizado para estudos desses parâmetros de interesse são convencionados pelo padrão europeu (ISO 4130 e DIN 70000) ou pelo padrão americano (adotado pela SAE – *Society of Automotive Engineers* – SAE J670), apresentados na figura 33. A diferença entre os dois padrões é apenas a direção do eixo vertical.

Figura 33: Sistemas de coordenadas.



Fonte: (a) Jazar (2008) e (b) adaptado de Jazar (2008).

Em veículos de competição *off-road*, a otimização desses parâmetros da dinâmica vertical significa um aumento na performance na competição, sendo decisivo em *rally* de longa duração. Iwata (1998) demonstrou a influência desses estudos quando aumentou em 40% a força de amortecimento da suspensão traseira, melhorando o comportamento do movimento de *pitch* do veículo, de modo a permitir um aumento na velocidade de passagem por obstáculos sem causar capotamento para frente. Outra forma de otimizar a dinâmica vertical de um veículo é utilizar suspensões denominadas ativas. Aquino (2002) mostra nos seus resultados reduções de oscilações das massas suspensas e da roda no veículo com suspensão ativa em relação ao outro com suspensão passiva (convencional). Esta influência otimiza o conforto do motorista e melhora o desempenho do veículo. Todavia, para veículo *off-road* do tipo *baja*, esse tipo de suspensão não é usual, devido ao custo, complexidade do sistema e ao peso agregado ao veículo.

2.5.2 – Fontes de excitação

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.

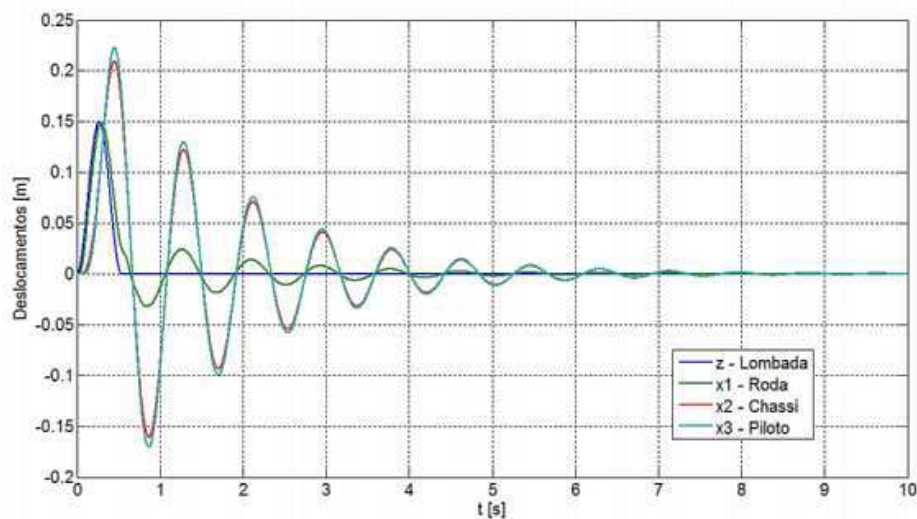
O perfil de pista engloba desde *potholes* resultantes de falhas localizadas no pavimento até as variações aleatórias na superfície das pistas, que refletem as limitações práticas de

precisão com a qual as pistas podem ser construídas e mantidas. Faz parte ainda dessa definição obstáculos controlados, tais como lombadas e emendas de pista, pontes e viadutos (Vieira Neto, 2011).

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, cuja 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. A figura 34 exibe um perfil típico que pode representar uma lombada e seu efeito na resposta da massa suspensa de um veículo. Percebe-se na resposta um decréscimo na variação de amplitudes com o passar do tempo até a amplitude se tornar nula. Esta forma de resposta é caracterizada como uma vibração livre, onde é apenas excitado inicialmente, no caso de uma lombada, e depois o sistema é movido livremente. Este movimento livre é denominado *aftershake*, que é um dos fenômenos de dinâmica vertical a ser avaliado.

Figura 34: Perfil de uma lombada e resposta em deslocamento da massa suspensa.



Fonte: Macedo e Watanabe (2012).

- **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 (Duarte, 2010).

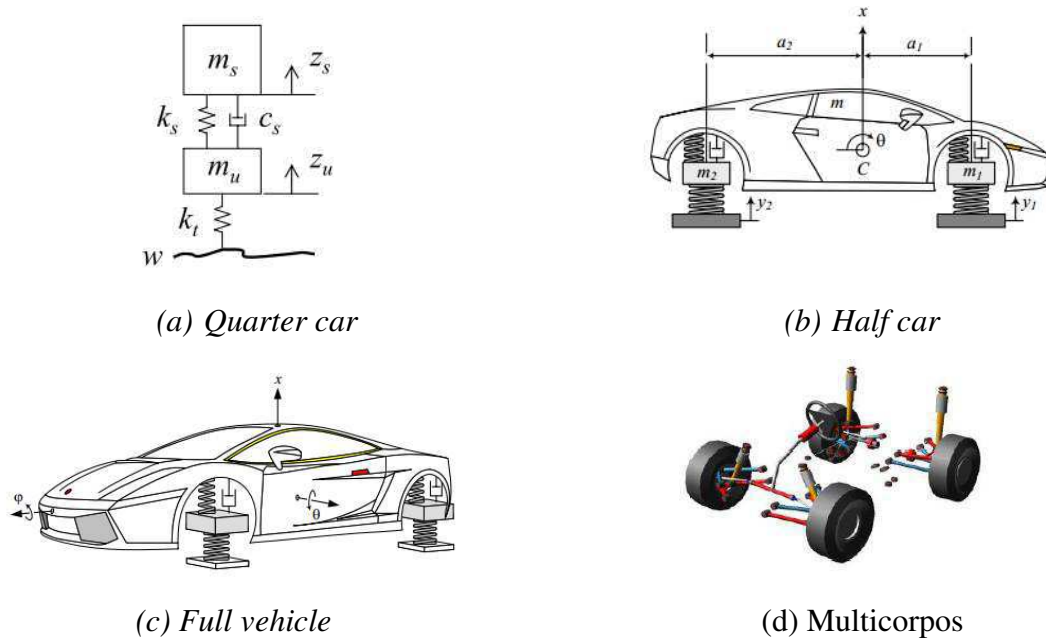
2.5.3 – Resposta Dinâmica do Veículo

A resposta dinâmica de um veículo é apresentada como uma forma de caracterização do comportamento dinâmico do veículo quando é submetido a uma ou várias fontes excitadoras. Pode-se expandir essa conceituação e explicitar que a vibração causada pelas excitações é a resposta dinâmica do veículo, podendo aplicar conceitos fundamentais de vibração e suas métricas. Gillespie (1992) assegura que em perturbações de baixa frequência, a massa suspensa do veículo (chassi, ocupantes, e todos os componentes suportados pela suspensão) move-se junto à suspensão, caracterizando um movimento de corpo rígido que acompanha o espectro da excitação. Entretanto, a massa não suspensa do veículo (componentes de suspensão, conjunto pneu-roda) também se movem como corpo rígido, conferindo forças excitadoras no restante do veículo. Para oscilações com frequências maiores, deve-se provocar os modos de vibrar da estrutura e as correspondentes frequências naturais dos subsistemas que compõem o veículo. 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.

A resposta dinâmica de um veículo pode ser caracterizada pelas relações das entradas e das saídas. A saída de maior interesse geralmente é a vibração na carroceria. A relação entre as amplitudes da saída e da entrada, em função da frequência, é associada ao termo “transmissibilidade” (Freitas, 2006).

Para se obter o comportamento vertical de um veículo, foram desenvolvidos, ao longo do tempo, vários modelos (figura 35) para análise de *ride*, tais como: *quarter car*, *half car*, *full vehicle* e multicorpos.

Figura 35: Modelos de veículo para análise de dinâmica vertical.



Fonte: (a) Rehnberg (2008) e (b), (c), (d) Jazar (2008).

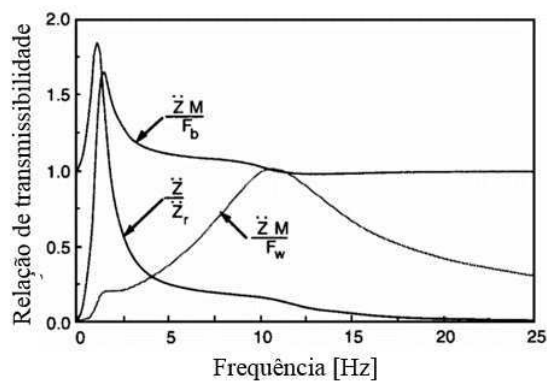
O modelo mais simples e mais utilizado para este tipo de análise é o modelo de um quarto do veículo (*quarter car*), devido ao seu modelamento matemático ser simples e fácil de se aplicar em qualquer projeto. Neste modelo, o veículo é separado em quatro partes, sendo cada parte associada a uma roda do veículo. Assim, o modelo consiste em dois corpos rígidos, uma suspensão primária e um pneu (figura 35a). Os corpos rígidos caracterizam: a massa não suspensa m_u , representando o eixo e a roda do veículo; e a massa suspensa m_s , simulando a parte do corpo do veículo localizado sobre o eixo. A suspensão primária é representada por uma rigidez (k_s) e amortecimento (c_s). Já o pneu é representado, em geral, por uma mola simples (k_t) e, às vezes, por um amortecedor (c_t), que adiciona um pequeno amortecimento referente à natureza viscoelástica do pneu.

O modelo *quarter car* é tratado como um sistema de dois graus de liberdade, sendo correspondido um grau de liberdade para cada massa (suspensa e não suspensa) e, por conseguinte, haverá duas frequências naturais, também correspondente a cada massa. Além disso, as principais avaliações qualitativas possíveis de serem feitas com esse modelo referem-se ao conforto, à segurança, ao espaço de trabalho e à durabilidade – tendência de redução ou aumento dos esforços aplicados à massa suspensa e não suspensa (Persegim, 2005).

Portanto, com o modelo *quarter car*, é possível encontrar e determinar algumas respostas dinâmicas do veículo, variando alguns parâmetros da suspensão no seu comportamento. Desse modo, as figuras 36 à 38 apresentam respostas dinâmicas do veículo, através desse modelo.

A figura 36 apresenta o gráfico da relação de transmissibilidade da massa suspensa devido a possíveis perturbações impostas ao veículo (excitação da pista (Z_r), excitação localizada na massa não suspensa (F_r) e excitação localizada na massa suspensa (F_b)). É possível analisar, no gráfico, as regiões de ressonância do sistema para cada frequência natural, onde a primeira e a segunda são as faixas de ressonâncias da massa suspensa e não suspensa, respectivamente.

Figura 36: Relação de transmissibilidade da massa suspensa a perturbações impostas (Z_r , F_b , F_r).

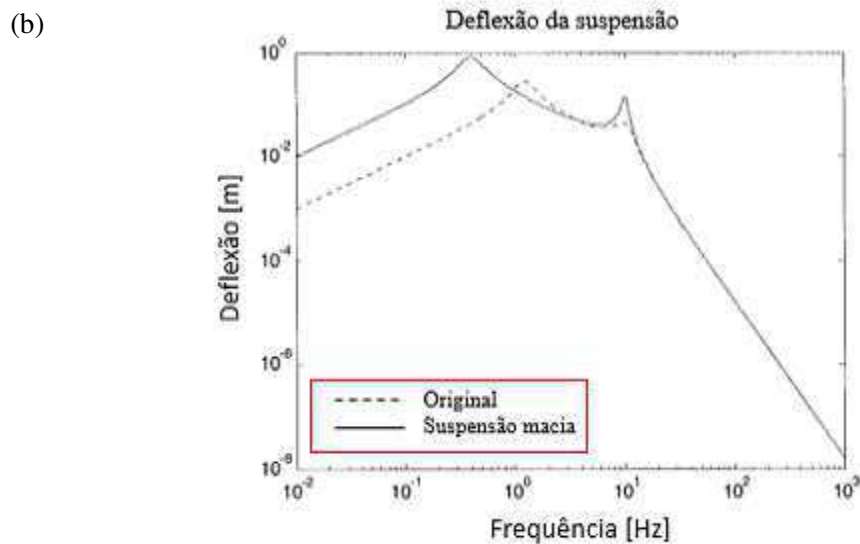
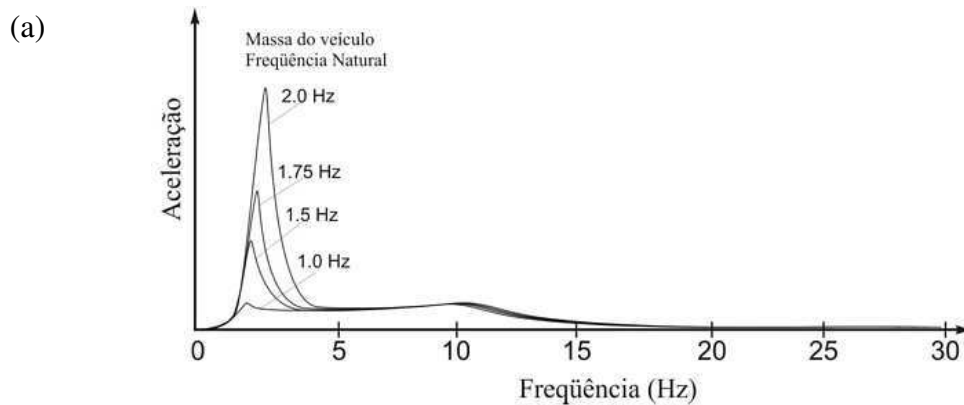


Fonte: Gillespie (1992).

Geralmente, em um projeto clássico de veículos automotores, a constante elástica da mola é fixada de tal forma que a frequência natural não-amortecida da massa suspensa fique em torno de 1 Hz (Freitas, 2006). Isto é devido ao aumento do efeito de transmissibilidade de vibração quando há um aumento da constante de rigidez da mola, conforme consta no gráfico 37a, em que tem-se um aumento da aceleração vertical da massa suspensa com o aumento da constante de rigidez da suspensão, representada pelo aumento da frequência natural da massa analisada. Além disso, o problema de se usar molas muito macias que causa uma frequência natural da massa suspensa menor que 1 Hz, é o fato de precisar de um curso maior de trabalho da suspensão, que terá consequência na estabilidade do veículo, por causa da variação das forças regentes no contato pneu-solo. Rajamani (2012) mostra este efeito no curso de trabalho da suspensão, onde ele comparou, no modelo *quarter car*, uma suspensão com duas configurações: a suspensão de referência (original) e uma suspensão mais macia, no qual percebe-se na figura 37b que nos picos de ressonância há um acréscimo de deslocamento em relação a suspensão

original, caracterizando, assim, um maior curso de trabalho da suspensão macia do que na suspensão original.

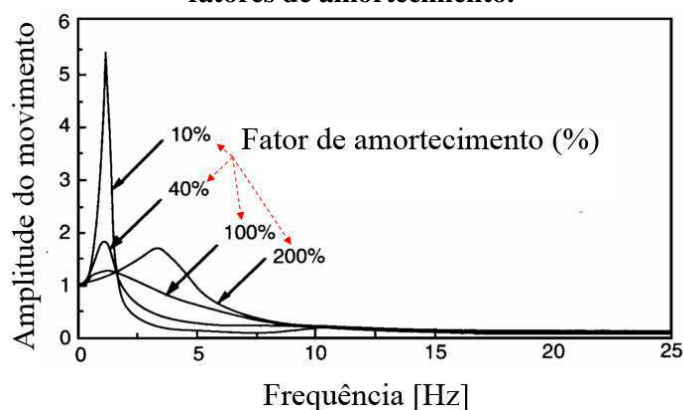
Figura 37: Resposta dinâmica variando a rigidez da mola: (a) Espectro de aceleração da resposta dinâmica da massa suspensa; (b) Resposta em frequência da deflexão da suspensão.



Fonte: (a) Diniz (2009) e (b) Rajamini (2012).

Com relação ao efeito do amortecimento no comportamento dinâmico da massa suspensa com relação a pista, pode-se descrever o uso deste parâmetro para o controle dos picos de amplitudes na região de ressonância, sendo que o aumento do amortecimento representa um decaimento dos picos de amplitude na frequência naturais, como é mostrado na figura 38 e relatado por Gillespie (1992). Este autor ainda afirma que em um amortecimento acima do crítico ($\zeta > 1$), ocorre um deslocamento do pico de transmissibilidade da massa suspensa para a ressonância dos pneus, por causa da exagerada limitação do curso efetivo da suspensão.

Figura 38: Resposta em frequência da amplitude do movimento da massa suspensa para vários fatores de amortecimento.



Fonte: Gillespie (1992).

2.6 – Análise por Modelos Computacionais

Na atualidade, o grande desenvolvimento de processamento dos computadores e das ferramentas computacionais para modelagem e simulação de sistemas mecânicos permitiram a criação de verdadeiros protótipos virtuais. Deste modo, para a indústria automobilística, o auxílio desta modelagem computacional permite realizar, na fase de projeto, uma simulação numérica de modelos complexos de veículos, com a inclusão de não-linearidades (Esmailzadeh, 1996), visando um projeto virtual que atenda os pré-requisitos da engenharia e a preferência do consumidor. Logo, há uma descrição mais precisa para avaliação de fenômenos que possam causar instabilidades como transferência de carga vertical, lateral e longitudinal no veículo durante as situações adversas.

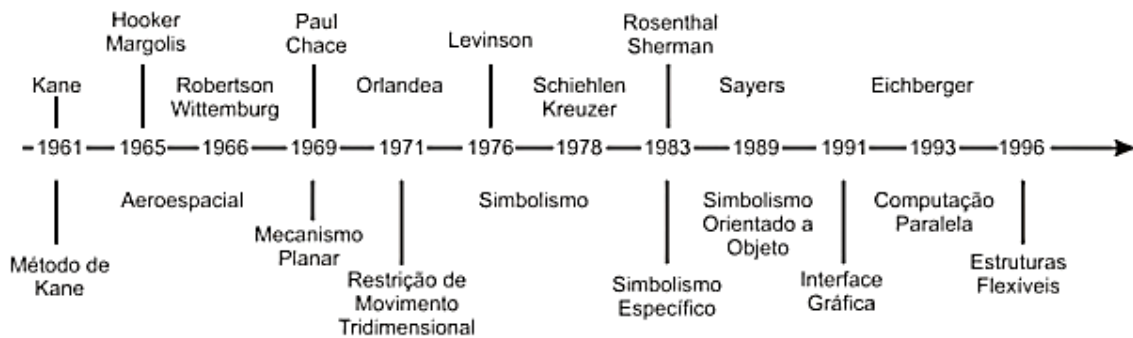
Assim, de acordo com Cassel e Vaccaro (2007), a simulação incide na recriação de um sistema em um espaço controlado, com a finalidade de compreender, manipular e examinar seu comportamento a custos relativamente menores; por este motivo, a simulação é, geralmente, aplicada em sistemas ou processos complexos, como automotores.

No ramo da simulação de sistemas dinâmicos veiculares, tem-se destacado o método multicorpos (MBS – *multibody systems*). Este constitui-se em um conjunto de algoritmos matemáticos de softwares comerciais bastante utilizados pela indústria automobilística, tais como a ADAMS, MEDYNA, AUTOSIM e SYMBA. Conforme Rehnberg (2008), a simulação multicorpos, MBS, é um método para simular numericamente a dinâmica dos sistemas de corpos rígidos interligados. Para simular um sistema de corpos rígidos e massas pontuais, os algoritmos do MBS, primeiramente, obtêm as equações de movimento para o sistema, usando, em geral, formalismo de Lagrange. Em seguida, emprega-se um conjunto de equações de restrição para incluir o efeito das condições de contorno e articulações. Isto lhe dá um sistema

de equações que podem ser integrados numericamente para obter o movimento do sistema estudado.

Esse método de mult corpos vem se desenvolvendo no ramo da modelagem, realizando-se importantes trabalhos nos últimos 50 anos. Barbosa (1999) apresenta um histórico da MBS, cuja evolução cronológica do *Multibody systems* é ilustrada na figura 39, incluindo os nomes dos autores e suas atuações neste método.

Figura 39: Evolução cronológica da técnica MBS.



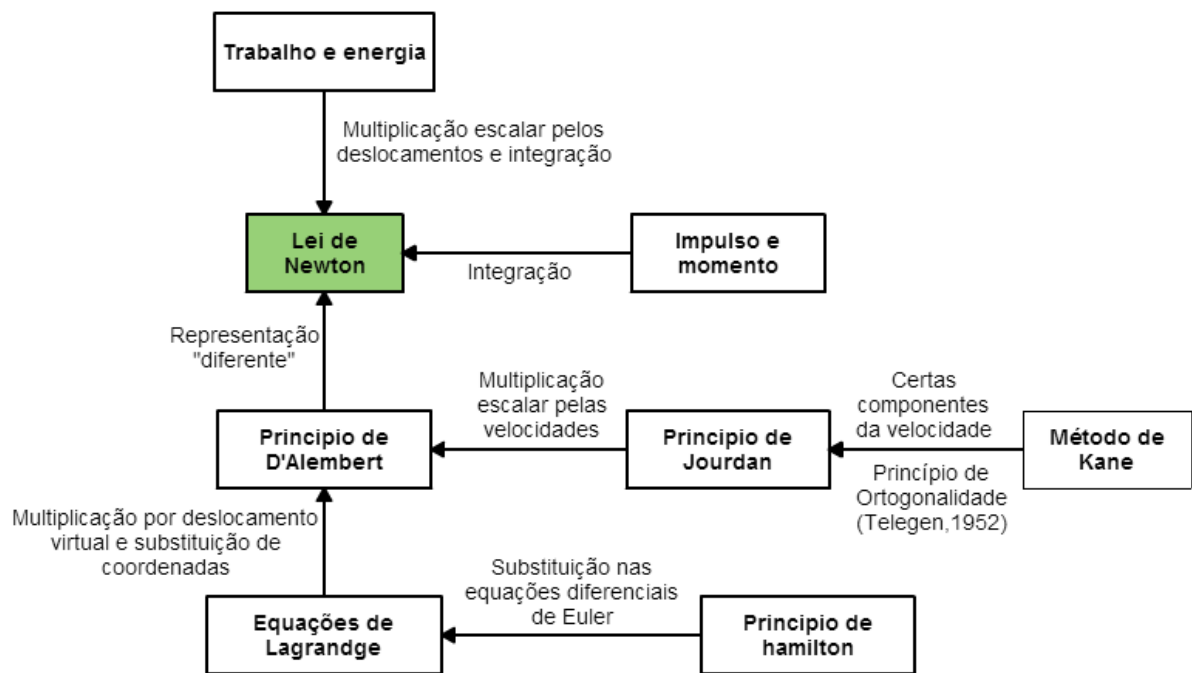
Fonte: Barbosa (1999).

Nessa linha cronológica, destaca-se o período de 1970 por apresentar o início da utilização desta técnica na área mecânica e transportes terrestres, através do trabalho de Paul e Chase, no qual foram descobertos problemas com o encadeamento cinemáticos fechados e vínculos não homonômicos, raramente notados nas aplicações espaciais. Esses aspectos foram abordados no trabalho de Orlandea, em 1977, que deu origem ao programa ADAMS. Devido à intenção de abordar sistemas de diversas naturezas, resultou em um grande sistema, cuja solução necessita utilizar a técnica de matrizes esparsas (Barbosa, 1999).

2.7 – Teoria de Sistemas Multicorpos

Para predição do comportamento dinâmico de um sistema mecânico com pequena ordem de grandeza de velocidades envolvidas, pode ser descrito pelas leis de movimento de Newton da mecânica clássica. Suas definições e características abrangem as equações de Newton-Euler, equações de Lagrange, Princípio de Jourdain, princípio de D'Alembert, Princípio de Hamilton, etc., conforme ilustrado na figura 40, onde é apontado um diagrama de forma simplificada, várias formas de descrever as equações que modelam o comportamento do sistema.

Figura 40: Lei de Newton e seus princípios.



Fonte: Adaptado de Barbosa (1999).

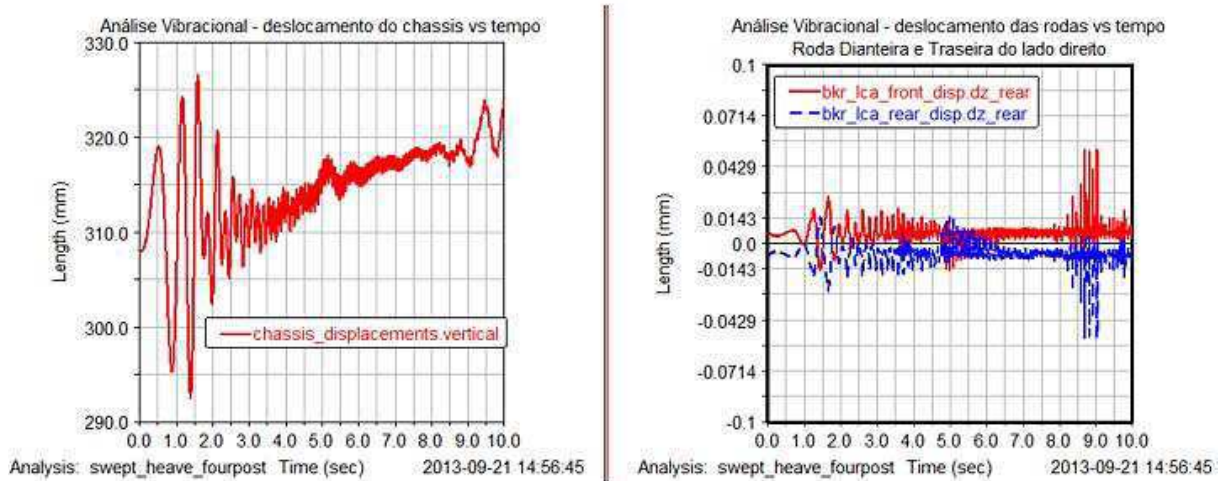
Deste modo, segundo Barbosa (1999), um princípio multicorpos é definido como um sistema mecânico com vários graus de liberdade, cujos movimentos são governados por expressões matemáticas chamadas de equações dinâmicas de movimento. Estas são formadas por equações diferenciais, além de algumas equações algébricas para impor condições de restrições da geometria ou do movimento do sistema.

Cada software de base MBS utiliza a teoria multicorpos por uma determinada forma. Um dos softwares utilizados neste trabalho é o ADAMS, que é baseado no formalismo numérico com o uso do método de Newton-Euler-Lagrange para a formação das equações dos sistemas. No capítulo de formulação numérica, apresenta-se este formalismo matemático com mais detalhes.

Os modelos multicorpos permitem avaliar muitos parâmetros do veículo dentro da dinâmica vertical. Dentro deste contexto, Caldas (2013) mostrou resultados para um veículo do tipo formula SAE, utilizando um dos ambientes multicorpos do software MSC ADAMS, o *four post*, com excitação *swept sine*, apresentando estudos sobre movimentos verticais da massa suspensa. Como resultado (figura 41), mostrou-se que há um surgimento de grandes oscilações de movimento vertical da massa suspensa e não suspensa no momento em que o veículo é excitado próximo das suas frequências naturais. Além disso, o autor comparou os valores de frequências (obtidos a partir da determinação da frequência de excitação no veículo, no momento onde houve grandes oscilações) com os valores teóricos das frequências naturais do

veículo, referentes ao modelo *quarter car* para a suspensão dianteira e à suspensão traseira. Ambas apresentam valores idênticos, o que leva a afirmar que o valor referente à massa suspensa representa a sua frequência natural (*Body bounce frequency*) do veículo com parâmetros comuns ao veículo do tipo fórmula SAE, assim como para o caso das duas massas não suspensas.

Figura 41: Análise vibracional do veículo formula para deslocamento vertical da massa suspensa e não suspensa.



Fonte: Caldas (2013).

CAPÍTULO 3

3 - Formulação Matemática e Numérica

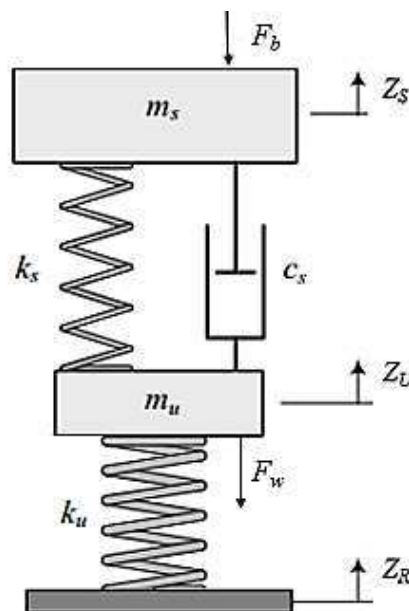
Após apresentar uma breve revisão das principais suspensões e seus componentes, assim como uma explanação sobre a dinâmica vertical e conceito do método multicorpos, neste capítulo serão abordadas as formulações dos modelos utilizados neste trabalho para avaliação do comportamento dinâmico vertical de um veículo do tipo baja.

3.1 – *Quarter car*

O modelamento matemático para o *quarter car* (1/4 do veículo) consiste na análise do modelo representado na figura 42, assumindo-se as seguintes hipóteses:

- Não contempla a geometria de suspensão;
- Não considera alguns componentes de suspensão;
- Os parâmetros são tratados linearmente;
- Os efeitos de alguns componentes elastômeros não são contemplados;
- O pneu é modelado com o modelo de Voigt-Kevin onde considera-se o amortecimento desprezível, conforme explicitado por Freitas (2006);
- Considera-se apenas excitação provenientes do solo, logo F_b e F_w são iguais a zero;
- Não se contempla o deslocamento relativo entre o pneu e a pista.

Figura 42: Modelo um quarto do veículo (*Quarter car*).



Fonte: Jazar (2008).

Lembrando que:

m_u – Massa não suspensa;

m_s – Massa suspensa;

k_s – Rigidez da mola da suspensão;

c_s – Coeficiente de amortecimento do amortecedor;

k_u – Rigidez vertical do pneu;

Z_S – Deslocamento vertical da massa suspensa;

Z_U – Deslocamento vertical da massa não suspensa;

Z_R – Deslocamento vertical imposto pelas irregularidades do pavimento;

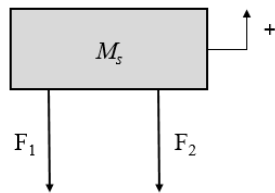
F_b – Força que age na massa suspensa;

F_w – Força que age na massa não-suspensa.

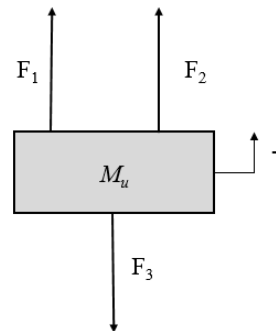
Deste modo, tem-se através do diagrama de corpo livre as forças de reação de cada massa.

Figura 43: Diagrama de corpo livre das massas do modelo 1/4 do veículo.

Massa suspensa (M_s)



Massa não-suspensa (M_u)



Fonte: Autoria própria.

As forças apresentadas na Figura 43 são calculadas da seguinte forma:

$$F_1 = k_s(Z_S - Z_U) \quad (4)$$

$$F_2 = c_s(\dot{Z}_S - \dot{Z}_U) \quad (5)$$

$$F_3 = k_u(Z_U - Z_R) \quad (6)$$

Aplicando a segunda lei de Newton para a massa suspensa e massa não suspensa, obtém-se as equações diferenciais do comportamento dinâmico do veículo com a utilização das equações 4 a 6.

$$\sum F = M\ddot{Z} \quad (7)$$

Para a massa suspensa (M_s):

$$M_s\ddot{Z}_S = -k_s(Z_S - Z_U) - c_s(\dot{Z}_S - \dot{Z}_U) \quad (8)$$

Para a massa não suspensa (M_u):

$$M_u\ddot{Z}_U = k_s(Z_S - Z_U) - c_s(\dot{Z}_S - \dot{Z}_U) - k_u(Z_U - Z_R) \quad (9)$$

De forma a resolver as Equações 8 e 9, foi feita uma redução de ordem, na forma de espaço de estados, cujas equações são dadas por

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (10)$$

Onde:

A – matriz dinâmica do sistema;

B – matriz de *input* (entrada);

C – matriz de saída;

D – matriz de alimentação direta;

Y – vetor de saídas;

X – vetor de estado;

U – vetor de entradas;

Definindo o vetor de estado como:

$$X = \begin{bmatrix} Z_U - Z_R \\ \dot{Z}_U \\ Z_S - Z_U \\ \dot{Z}_S \end{bmatrix} \quad (11)$$

Reorganizando as equações de modo a isolar as variáveis de estado, pode-se montar, em matriz, a primeira equação do sistema da equação 10.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} Z_U - Z_R \\ \dot{Z}_U \\ Z_S - Z_U \\ \dot{Z}_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-4k_t}{m_u} & \frac{-4c_s}{m_u} & \frac{4k_u}{m_u} & \frac{4c_s}{m_u} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{4c_s}{m_s} & \frac{-4k_s}{m_s} & \frac{-4c_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_U - Z_R \\ \dot{Z}_U \\ Z_S - Z_U \\ \dot{Z}_S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Z}_R \quad (12)$$

A segunda equação do sistema da equação 10, é dada por:

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ Y_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_U - Z_R \\ \dot{Z}_U \\ Z_S - Z_U \\ \dot{Z}_S \end{bmatrix} \quad (13)$$

onde a matriz D é uma matriz de zeros.

A resposta no domínio do tempo obtidas pelas equações 12 e 13 podem ser transformadas no domínio da frequência e permite determinar as frequências naturais da massa suspensa e não suspensa para este sistema linear. Estas frequências, também, podem ser determinadas pelas equações 14 e 15, segundo Gillespie (1992) e Dixon (2007).

$$\omega_{ns} = \sqrt{\frac{k_s \cdot k_u}{(k_s + k_u)m_s}} \quad (14)$$

$$\omega_{nu} = \sqrt{\frac{k_s + k_u}{m_u}} \quad (15)$$

Onde:

ω_{ns} = frequência natural da massa suspensa;

ω_{nu} = frequência natural da massa não suspensa;

$\frac{k_s k_u}{k_s + k_u}$ = razão de *ride* ou rigidez equivalente, advinda da teoria de molas em série.

Assumindo que o sistema de suspensão é classificado como um sistema subamortecido, pode-se avaliar, segundo Felício (2010) que o efeito de amortecimento é adicionado no cálculo da frequência natural da massa pela equação 16, determinando, assim, a frequência natural amortecida do sistema (ω_d), onde ζ é o fator de amortecimento, dado pela Equação 17.

$$\omega_d = \omega_{ns} \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (16)$$

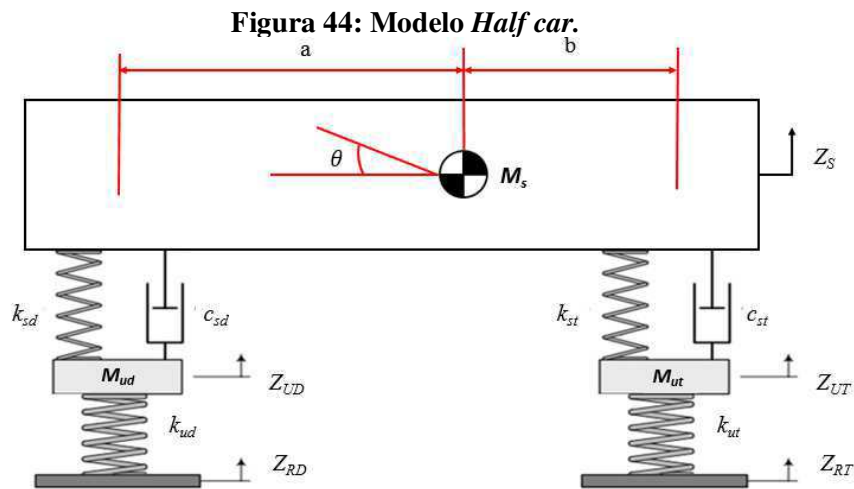
$$\zeta = \frac{c_s}{\sqrt{4 \cdot k_s \cdot m_s}} \quad (17)$$

Segundo Gillespie (1992), os veículos de passeio que apresentam um bom nível de conforto, utilizam valores de fator de amortecimento entre 0,2 e 0,4. Empregando estes valores de ζ , a frequência natural amortecida do sistema altera de 97,9% a 91,6% da frequência natural,

respectivamente. Para valores de ζ maiores a 0,4, tem-se um desequilíbrio da relação conforto-desempenho, havendo uma perda gradativa no conforto, mas uma melhora na performance do veículo com relação ter um contato pneu/solo maior com menos variação de carga e tempo de oscilação menor. Por isso, geralmente, veículos de competição devem ter fatores de amortecimento maiores que os aplicados em veículo de passeio.

3.2 – Half car

O outro modelo matemático para avaliação da dinâmica veicular é o *half car*, que apresenta 4 graus de liberdade, sendo dois movimentos da massa suspensa e um movimento para cada massa não suspensa, dianteira e traseira. Este modelo bidimensional permite avaliar movimentos de *pitch* e *bounce* acoplados. Este modelo utiliza as mesmas hipóteses do modelo *quarter car* e pode ser representado na figura 44.



Fonte: Autoria própria.

Onde:

M_{ud} – Massa não suspensa da dianteira;

M_{ut} – Massa não suspensa da traseira;

M_s – Massa suspensa;

I_s – Momento de inercia em relação ao eixo transversal do veículo;

k_{sd} – Rigidez da mola da suspensão dianteira;

c_{sd} – Coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro;

k_{st} – Rigidez da mola da suspensão traseira;

c_{st} – Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro;

k_{ud} – Rigidez vertical do pneu dianteiro;

k_{ut} – Rigidez vertical do pneu traseiro;

Z_S – Deslocamento vertical da massa suspensa;

Z_{UD} – Deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira;

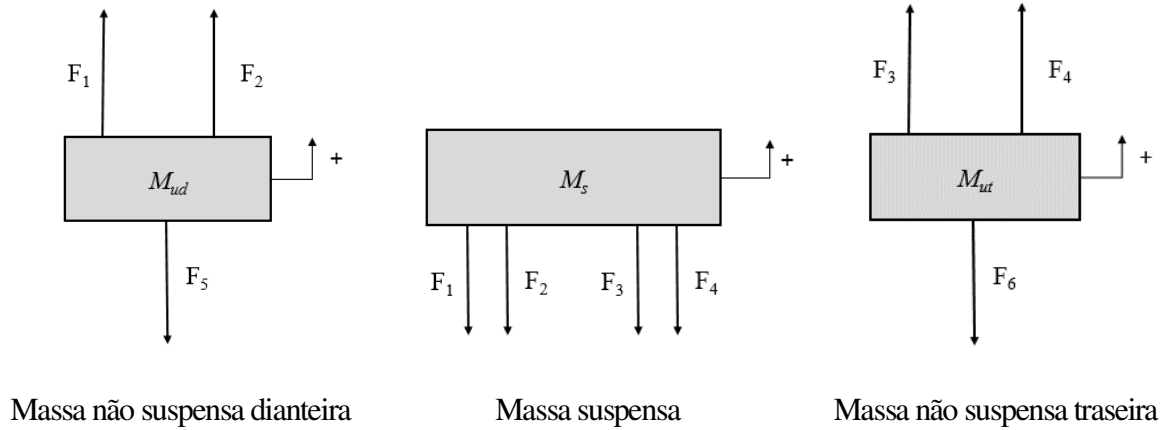
Z_{UT} – Deslocamento vertical da massa não suspensa traseira;

Z_{RD} – Deslocamento vertical do pavimento na dianteira;

Z_{RT} – Deslocamento vertical do pavimento na traseira;

Assim por meio do diagrama de corpo livre, tem-se para os três corpos rígidos:

Figura 45: Diagrama do corpo livre do modelo *half car*.



Fonte: Autoria própria.

As forças e relações de movimentos utilizadas (Z_{SD} e Z_{ST}) são definidas como:

$$F_1 = k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD}) \quad (18)$$

$$F_2 = c_{sd}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD}) \quad (19)$$

$$F_3 = k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT}) \quad (20)$$

$$F_4 = c_{td}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT}) \quad (21)$$

$$F_5 = k_{ud}(Z_{UD} - Z_{RD}) \quad (22)$$

$$F_6 = k_{ut}(Z_{UT} - Z_{RT}) \quad (23)$$

$$Z_{SD} = Z_D - \theta a \quad (24)$$

$$Z_{ST} = Z_D + \theta b \quad (25)$$

Aplicando a segunda lei de Newton para cada corpo rígido, obtêm-se as equações diferenciais do movimento deste modelo.

Para a massa suspensa (M_s):

$$M_s \ddot{Z}_S = -k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD}) - c_{sd}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD}) - k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT}) - c_{st}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT}) \quad (26)$$

$$I_s \ddot{Z}_S = \left(-k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD}) - c_{sd}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD})\right) a - \left(k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT}) + c_{st}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT})\right) b \quad (27)$$

Para a massa não suspensa dianteira (M_{ud})

$$M_{ud} \ddot{Z}_{UD} = k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD}) + c_{sd}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD}) - k_{ud}(Z_{UD} - Z_{RD}) \quad (28)$$

Para a massa não suspensa traseira (M_{ut})

$$M_{ut} \ddot{Z}_{UT} = k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT}) + c_{st}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT}) - k_{ut}(Z_{UT} - Z_{RT}) \quad (29)$$

Iniciando a aplicação na forma dos estados de espaço, conforme apresentado na Equação 10, são primeiramente determinados o vetor das variáveis de estados e o vetor de entrada, respectivamente encontrados nas equações 30 e 31.

$$X = [Z_S \quad \dot{Z}_S \quad \theta_S \quad \dot{\theta}_S \quad Z_{UD} \quad \dot{Z}_{UD} \quad Z_{UT} \quad \dot{Z}_{UT}]^T \quad (30)$$

$$U = [Z_{RD} \quad Z_{RT}]^T \quad (31)$$

Desta forma, reorganizando as Equações 26 a 29 de forma a isolar as variáveis de estado, podemos obter as matrizes A, B, C e D.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-k_{sd}-k_{st}}{M_s} & \frac{-c_{sd}-c_{st}}{M_s} & \frac{k_{sd}a-k_{st}b}{M_s} & \frac{c_{sd}a-c_{st}b}{M_s} & \frac{k_{sd}}{M_s} & \frac{c_{sd}}{M_s} & \frac{k_{st}}{M_s} & \frac{c_{st}}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sd}a-k_{st}b}{I_s} & \frac{c_{sd}a-c_{st}b}{I_s} & \frac{-k_{sd}a^2-k_{st}b^2}{I_s} & \frac{-c_{sd}a^2-c_{st}b^2}{I_s} & \frac{-k_{sd}a}{I_s} & \frac{-c_{sd}a}{I_s} & \frac{k_{st}b}{I_s} & \frac{c_{st}b}{I_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sd}}{M_{ud}} & \frac{c_{sd}}{M_{ud}} & \frac{-k_{sd}a}{M_{ud}} & \frac{-c_{sd}a}{M_{ud}} & \frac{-k_{sd}-k_{ud}}{M_{ud}} & \frac{-c_{sd}}{M_{ud}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{st}}{M_{ut}} & \frac{c_{st}}{M_{ut}} & \frac{k_{st}b}{M_{ut}} & \frac{c_{st}b}{M_{ut}} & 0 & 0 & \frac{-k_{st}-k_{ut}}{M_{ut}} & \frac{-c_{st}}{M_{ut}} \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{ut}}{M_{ut}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{ud}}{M_{ud}} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (33)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (34)$$

Com base nas matrizes e sabendo que D é uma matriz de zeros (nula), é possível a aplicação da Equação 10 para a determinação do comportamento do veículo estudado. A resolução deste sistema de equação é feita de forma simples pelo software MATLAB, com o uso do comando denominado de *lsim*. Este comando simula a resposta de um sistema no domínio do tempo a uma entrada arbitrária, seja ela qualquer obstáculo que um veículo do tipo baja possa ser submetido. Isto permite ter uma ampla variação de situações para análise do comportamento do baja estudado.

3.3 – Multicorpos

A seguir será explanado brevemente a teoria multicorpos, com base nos trabalhos de Vieira Neto (2011), Duarte (2010), Blundell e Harty (2004), Diniz (2009) e Barbosa (1999). Serão abordados os fundamentos básicos do MBS e do ADAMS, iniciando com definições de coordenadas generalizadas, vínculos e movimentos, logo após é apresentado os formalismos e análises deste software, abordando condições iniciais, cinemáticas e dinâmicas.

3.3.1 – Coordenadas Generalizadas

O vetor posição de cada corpo no sistema multicorpos é dada pela posição relativa do centro de massa do corpo ao um referencial inercial do sistema. Esse vetor terá três coordenadas cartesianas e é definido pelos ângulos de Euler, correspondentes à sequência de rotações 3-1-3 (primeiro (ψ): rotação em Z, segundo (ϕ): rotação em X e terceiro (θ): rotação novamente em Z).

$$p = [xyz]^T \quad (35)$$

$$\varepsilon = [\psi\phi\theta]^T \quad (36)$$

Desde modo, para um determinado corpo rígido i de um sistema, o vetor de coordenadas associadas a este corpo é dado por:

$$q_i = [p\varepsilon]^T \quad (37)$$

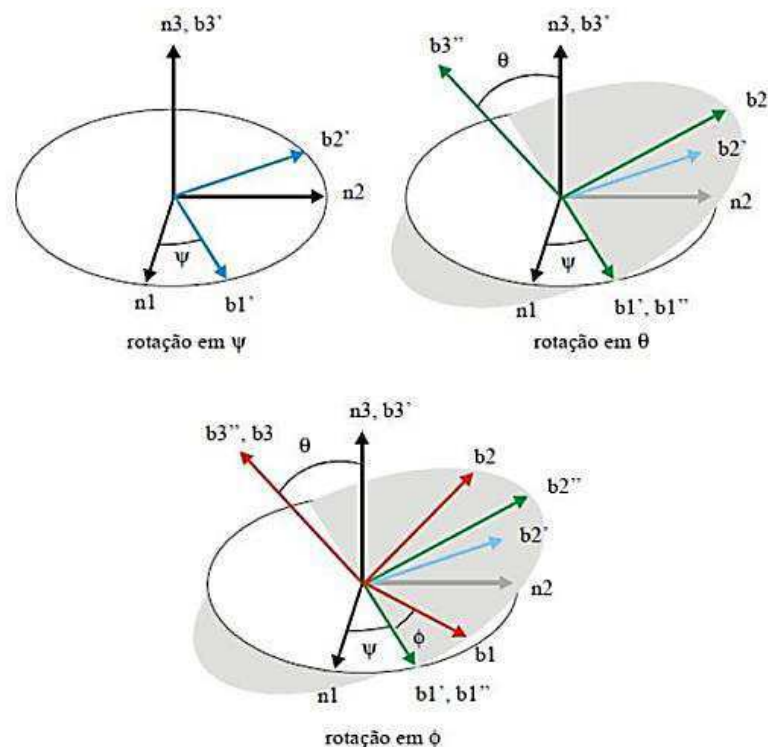
Para um sistema completo com n corpos, tem-se o vetor de coordenadas generalizadas q , definido como:

$$q = [q_1^T q_2^T \dots q_{nb}^T]^T = [q_1 q_1 \dots q_n]^T \quad (47)$$

Com $n=6nb$.

Para análise cinemática feito pelo software ADAMS, é definido quatro referencias auxiliares: o referencial inercial $N=\{\vec{n}_1 \vec{n}_2 \vec{n}_3\}$, o 1º referencial auxiliar $B' = \{\vec{b}'_1 \vec{b}'_2 \vec{b}'_3\}$, o 2º referencial do corpo $B'' = \{\vec{b}''_1 \vec{b}''_2 \vec{b}''_3\}$ e o referencial fixo do corpo $B = \{\vec{b}_1 \vec{b}_2 \vec{b}_3\}$, conforme representadas na figura 46.

Figura 46: Ângulos de Euler.



Fonte: Neto (2011).

Para a determinação das velocidades longitudinal e angular de um determinado corpo. Utilizando coordenadas generalizadas, podem ser descritas como:

$$u = \dot{p} \quad (42)$$

$$\bar{\omega} = B \cdot \dot{\varepsilon} = B \cdot \xi \quad (43)$$

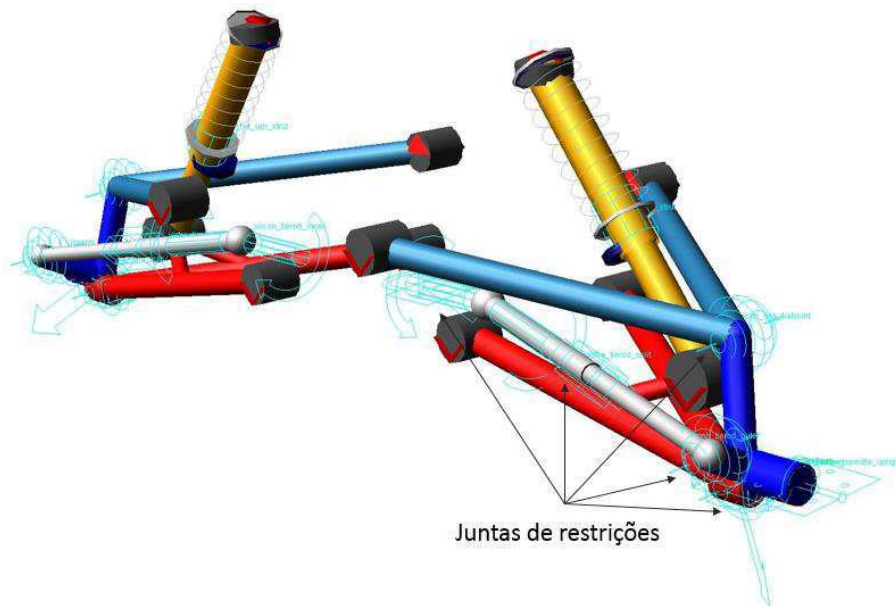
Onde:

$$B = \begin{bmatrix} \sin \phi \sin \theta & 0 & \cos \phi \\ \cos \phi \sin \theta & 0 & -\sin \phi \\ \cos \theta & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (44)$$

3.3.2 – Restrições de movimento

Um movimento do corpo no espaço é definido através de seis coordenadas, assim para um sistema mult corpos com N corpos, seus movimentos são descritos por uma relação 6 x N coordenadas. Entretanto, a medida que se impõe restrições, institui uma dependência de corpos, reduzindo, assim, o número de graus de liberdade dos corpos. As trajetórias definidas e as relações de articulação ou juntas podem ser declaradas, empregando um conjunto de equações algébricas não-lineares de restrição, onde de forma linearmente independentes, cada equação delimita um determinada sistema de movimento. Na figura 47, é mostrada algumas juntas de restrições utilizado pelo ADAMS em uma suspensão.

Figura 47: Juntas de restrições.



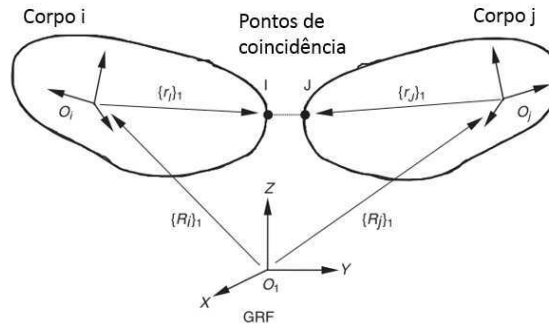
Fonte: Autoria Própria.

Matematicamente, para um determinado vínculo pode ser dado:

$$\Phi(q) = 0 \quad (48)$$

Assim, para uma junta esférica é possível descrever, com base na figura 48, a seguinte equação:

Figura 48: Junta esférica.



Fonte: Blundell e Harty (2004).

$$\{\Phi_a\}_1 = (\{R_i\}_1 + \{r_i\}_1) - (\{R_j\}_1 + \{r_j\}_1) = 0 \quad (49)$$

Analisando a derivada temporal da equação 48, obtém as equações de velocidade cinemáticas de vínculo.

$$\Phi_q \dot{q} = 0 \quad (50)$$

Derivando novamente a equação 50, são obtidas as equações de acelerações cinemáticas de vínculo:

$$\Phi_q \ddot{q} = -(\Phi_q \dot{q})_q \equiv \tau \quad (51)$$

Deste modo, as equações 48, 50, 51 garantem que o modelo MBS tenha suas partes vinculadas em todo instante de tal modo que quando em movimento, suas restrições tenham seus efeitos obedecidos.

3.3.3 – Movimentos

A indicação de um movimento de determinado corpo é indicada pela variação de sua coordenada generalizada no tempo. Logo pode se avalia-lo como:

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (52)$$

Novamente, derivando-as uma e duas vezes no temos, obtém-se as velocidades e acelerações, então:

$$\Phi_q(q, t) \dot{q} = -\Phi_t(q, t) \quad (53)$$

$$\Phi_q(q, t)\ddot{q} = -(\Phi_q\dot{q})_q\dot{q} - 2\Phi_{qt}\dot{q} - \Phi_{tt}(q, t) \quad (54)$$

3.3.4 – Avaliação da condição inicial

A análise das condições iniciais é avaliada na configuração do sistema multicorpos modelado para o instante de tempo inicial da simulação (t_0). Nesta análise, é verificado se o sistema foi montado consistentemente, onde seus conjuntos de expressões das coordenadas generalizadas satisfaz as equações de vínculo, para o instante inicial. A mesma premissa vale para as velocidades generalizadas.

Para análises das condições iniciais de aceleração e forças, é obtida uma solução linear do sistema (equação 55), através das equações de movimento e das acelerações cinemáticas do vínculo sem efeito do atrito.

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q(q^0) \\ \Phi(q^0) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ -\Phi_q\ddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ \tau \end{bmatrix} \quad (55)$$

Este sistema linear, geralmente converge na primeira iteração. As forças de reação são calculadas baseada na posição, velocidade e forças aplicadas no instante inicial. Além do \ddot{q} , a solução do sistema permite obter a solução dos multiplicadores de Lagrange λ .

As forças e torque de reações do modelo, são calculadas pelas equações 56 e 57 respectivamente.

$$F^N = -\left(\frac{\partial \dot{\Phi}^{(j)}}{v_i}\right) \lambda_i^{(j)} \quad (56)$$

$$T^N = -\left(\frac{\partial \dot{\Phi}^{(j)}}{\omega_i}\right) \lambda_i^{(j)} \quad (57)$$

Onde N é a indicação do sistema referencial inicial, v_i e ω_i são as velocidades e velocidades angulares do corpo respectivamente; e $\Phi^{(j)}$ representa o conjunto das equações das juntas.

3.3.5 – Análise cinemática

Numa análise cinemática, existe a necessidade de satisfazer o princípio de que o número de equações de vínculos independentes seja igual ao número de coordenadas generalizadas disponível no sistema, além disso, existe a carência de ter algum vínculo em movimento.

Quando avaliada a posição, a análise cinemática é realizada, sabendo a posição inicial do sistema, na determinação da próxima posição do sistema para um instante maior que t_0 . No

software ADAMS, devido a problemas de solução não lineares, o método iterativo utilizado é o Newton-Raphson. Este método permite calcular o cálculo da posição de q_1 no instante t_1 e usa uma expansão de Taylor no processo de linearização, como é visto:

$$\Phi(q_1, t_1) = \Phi(q_0, t_1) + \Phi_q(q_0, t_1)(q_1 - q_0) \quad (58)$$

Baseado no integrador explícito, uma determinada configuração para $q_1^{(0)}$ é obtida e o algoritmo de iteração avança para cada iteração j , encontrando a correção $\Delta^{(j)}$ da equação 59.

$$\Phi(q_0, t_1)\Delta^{(j)} = -\Phi(q_1^j, t_1) \quad (59)$$

Sabendo que se a convergência não for atingida pela análise cinemática, um dos problemas a solucionar esteja no grau de distanciamento da consistência das condições iniciais. Na determinação das velocidades, é necessário primeiro a determinação a matriz $\Phi(q_1, t_1)$ e a utilizar da equação 53 para obter a solução de velocidades.

No caso de uma análise cinemática de aceleração, segue o mesmo procedimento da velocidade, entretanto é utilizado a equação 54 ao invés da equação 53. Para a solução é necessário que esteja disponível os valores dos multiplicadores de Lagrange, que são calculados através do seguir sistema linear:

$$\Phi_q^T \lambda = F - M\ddot{q} \quad (60)$$

3.3.6 – Análise dinâmica

Para análise dinâmica, o ADAMS utiliza a estratégia empregada na formulação de Lagrange. Assim, para coordenadas generalizadas de q da equação (37), a formulação de Lagrange é descrita nas equações:

$$M \cdot \ddot{u} + \Phi_p^T \lambda = \left(\prod^P \right)^T f \quad (61)$$

$$\Gamma - \frac{\partial K}{\partial \varepsilon} + \Phi_\varepsilon^T \lambda = \left(\prod^R \right)^T \bar{n} \quad (62)$$

Onde, M – matriz de massas generalizadas do sistema.

$\prod^P = \frac{\partial v^p}{\partial u}$ onde v^p é a velocidade do ponto de aplicação da força externa P .

f e \bar{n} – vetores de forças aplicadas.

K – energia cinemática total do corpo.

$$\Pi^R = \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \xi}$$

Γ – quantidade de movimento angular que é dado por:

$$\Gamma - B^T \bar{J} B \xi = 0 \quad (63)$$

Existem dois métodos utilizados pelo ADAMS para resolução da análise dinâmica. A forma mais simples reduz o problema de equações diferenciais - algébricos em um problema analítico numérico. Isto é alcançado devido a aplicação de uma formulação implícita de integração, utilizando uma simplificação da fórmula de Euler para um determinado passo. Esta formulação determina que uma determinada taxa de \dot{y} no tempo seja encontrada desta forma:

$$\dot{y}_1 = \frac{1}{h} \dot{y}_1 - \frac{1}{h} \dot{y}_0 \quad (64)$$

Com base no problema de valor inicial $\dot{y} = g(y, t), y(t_0) = y_0$ é resolvido determinando $y(t_1) = y_1$ para o tempo $t_1 > t_0$ através da equação discreta implícita de Euler, equação 65

$$\frac{1}{h} y_1 - \frac{1}{h} y_0 - g(t_1, y_1) = 0 \quad (66)$$

Onde g é uma função não linear, cujo terá uma solução iterativa do problema que pode ser utilizando um algoritmo de integração de Newton-Raphson.

Com uso desta formulação de Euler na substituição das derivadas no tempo presentes nas equações 63, 62, 61, 42 e 43, permite-se obter conjunto de equações algébricas não lineares. As variáveis do sistema, geralmente, são definidas no vetor y :

$$y = [u \ \Gamma \ \xi \ p \ \varepsilon \ \lambda \ f \ \bar{n}]^T \quad (67)$$

Assim, a primeira previsão de $y_{(0)}$ da solução é encontrada através do algoritmo baseado em integrador explícito. Uma vez feito isto, o algoritmo se torna iterativo e é dado pelas equações 69 e 70.

$$\psi(y_0) \Delta^{(j)} = -\psi(y^{(j)}) \quad (69)$$

$$y^{(j+1)} = y^{(j)} + \Delta^{(j)} \quad (70)$$

As interações são realizadas até que atinja pequenos resíduos $\psi(y^{(j)})$ e/ou $\Delta^{(j)}$.

CAPÍTULO 4

4 - Materiais e Metodologia

Este capítulo descreve os procedimentos metodológicos utilizados para a realização deste trabalho, envolvendo uma parte experimental e outra numérica. Este trabalho foi realizado no Laboratório de Vibrações e Instrumentação – LVI, bem como tendo suporte do Laboratório de Materiais e Estruturas Ativas – LAMMEA e do projeto baja UFCG, todos pertencentes a Universidade Federal de Campina Grande - UFCG.

4.1 – Objeto de estudo: Baja UFCG 2013

O modelo experimental de referência para este trabalho é o veículo *off-road* de competição Baja, projetado e construído pelos estudantes do curso de engenharia mecânica e afins da Universidade Federal de Campina Grande (UFCG). A principal função do projeto e dos alunos é participar das competições realizadas pela a SAE Brasil, no qual o protótipo é submetido a uma série de rigorosos testes tanto estáticos como dinâmicos.

O Baja é um veículo formado, basicamente, por estrutura tubular, denominada de gaiola, suspensão dianteira e traseira, transmissão, freios, direção e sistemas elétricos (figura 49). Este veículo é impulsionado por um motor estacionário de 7456 W a gasolina e a transmissão de movimento é feita automaticamente, através de um variador contínuo de polias cônicas e correias de deslizamento (CVT - *Continuous Variable Transmission*).

Além do tipo do motor, transmissão e gaiola, o protótipo baja UFCG 2013 é composto por uma carenagem de poliestireno, sistema de freios à disco, direção mecânica do tipo pinhão cremalheira, pneus de *off-road* com denominações 23” x 7” x 10”, suspensões dianteira do tipo duplo A convencional e suspensão traseira duplo A com uma barra guiadora, sendo que ambas as suspensões utilizam poliuretano como buchas para alocação deste sistema com o chassi.

Os principais parâmetros do baja a ser estudo é apresentado na Tabela 2, onde serão utilizados como dados de entradas nas simulações computacional realizadas. Dados de momento de inércia e pesos foram retirados pelo software CAD/CAE.

A escolha do Baja para o desenvolvimento deste trabalho é baseada especialmente pela sua aplicação, no qual existe pouco trabalhos sobre este tema com essa aplicação, pela disponibilidade do protótipo e de dados e pela simplicidade estrutural do veículo, no qual, segundo Rocha (2004) resulta numa pouca perda de energia por amortecimento histerético, não avaliado nos modelos utilizados. Além disso, a escolha do baja, também, foi devido a

possibilidade de contribuir nos futuros projetos, seja pela metodologia e modelos desenvolvidos e/ou pela determinação de alguns efeitos dos parâmetros de suspensão na performance do baja.

Figura 49: Protótipo Baja UFCG 2013.



Fonte: Autoria Própria.

Tabela 2: Parâmetros do veículo com configuração original.

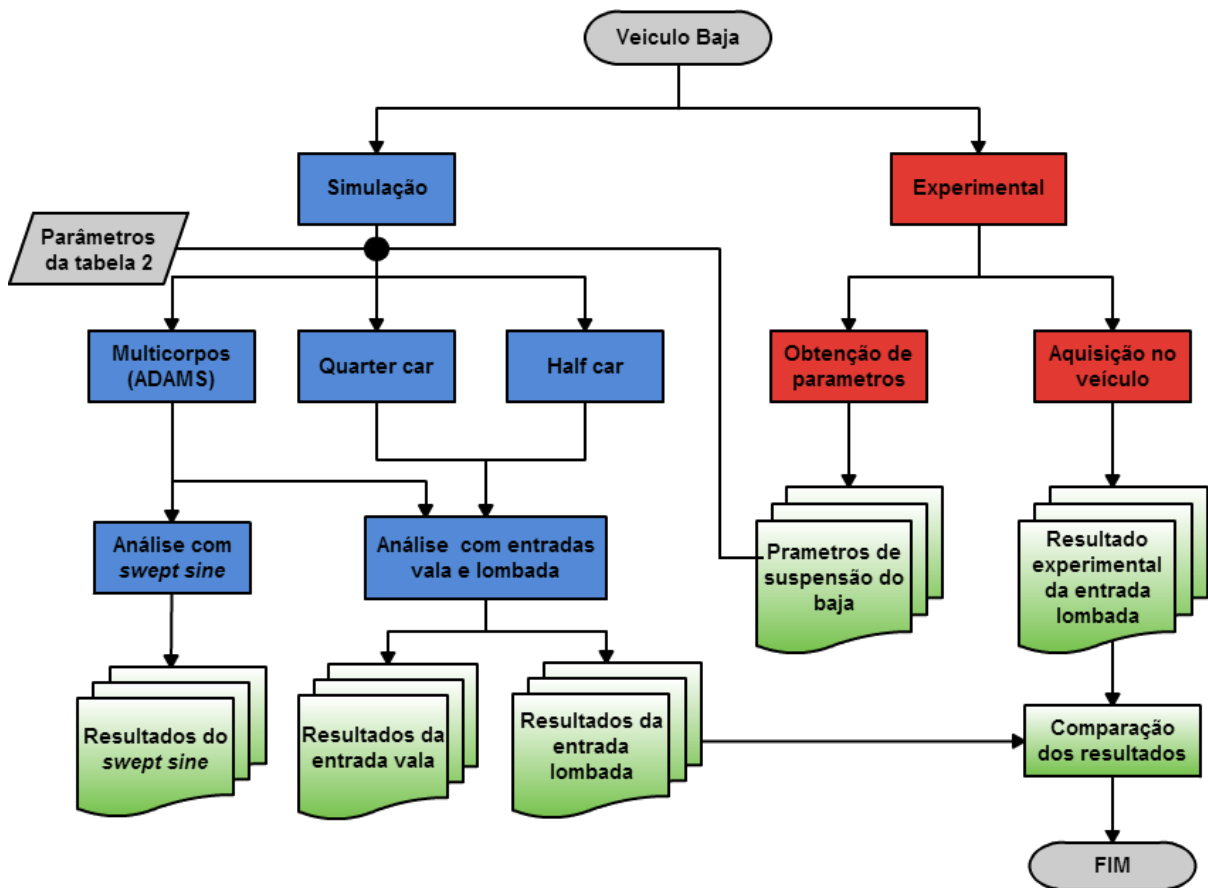
Parâmetros do veículo	Dimensão
Entre eixos	1400 mm
Bitola dianteira	1520 mm
Bitola traseira	1270 mm
Raio do pneu	292.1 mm
Peso do veículo total	260 kg
Peso da massa suspensa	207 Kg
Peso da massa não suspensa de uma das suspensões dianteira.	12,6 kg
Peso da massa não suspensa de uma das suspensões traseira.	13,4 kg
Momento de inércia no eixo transversal ao veículo	15 kg m ²
Altura do CG	450 mm
Distância do CG a eixo traseiro no sentido longitudinal	400 mm
Pressão de enchimento dos pneus dianteiros	6 psi
Pressão de enchimento dos pneus traseiros	6 psi

Fonte: Autoria própria.

4.2 - Metodologia

O estudo foi dividido principalmente em duas etapas: simulação computacional e testes experimentais. A Figura 50 apresenta um fluxograma esquemático do procedimento adotado nesse trabalho, que permite compreender e identificar as interações entre estes os dois estudos, destacando-se a captação experimental das variáveis da suspensão do baja para alimentação dos modelos propostos.

Figura 50: Metodologia empregada.



Fonte: Autoria própria.

4.2.1 - Metodologia experimental

Como visto no fluxograma, a metodologia experimental é dividida em duas etapas: a aquisição de dados no veículo através do sistema de instrumentação, feito por arduino e acelerômetros ADXL345 e MMA 7361; e a extração e caracterização dos componentes da suspensão, através da máquina de ensaio dinâmico (MTS 321.21), que permitiu a obtenção dos parâmetros deste sistema.

4.2.1.1 – Caracterização dos componentes de suspensão

Os componentes da suspensão do protótipo baja 2013 UFCG ensaiados foram: as molas helicoidais dianteiras e traseiras (figura 51a), amortecedores dianteiros e traseiros (figura 51b), pneu *off-road* com denominação *Carlisle AT 489 ATV – AT 23x7x10* (figura 51c) e as buchas de suspensões cilíndricas de materiais poliuretano e Nylon (figura 51d). Foram desenvolvidos suportes robustos, capazes de alocar esses componentes na máquina de ensaio dinâmica (MTS 321.21) sem que haja uma grande influência nos resultados obtidos.

Figura 51: Componentes e sua montagem na MTS: (a) mola; (b) amortecedor; (c) pneu; (d) bucha.



Fonte: Autoria própria.

A caracterização dinâmica do pneu é bastante influente no comportamento global de um veículo, sendo importante a determinação da rigidez e do amortecimento, principalmente a rigidez do pneu quando está avaliando a dinâmica vertical, conforme descritos por Taylor, Bashford e Schrock (2000), Kising e Gohlich (1988), Mosquem (2012) e Crolla, Horton e Stayner (1990). Para o ensaio da determinação de rigidez vertical radial do pneu foi escolhido o ensaio de carregamento versus deflexão (*Load-deflection (LD)*), devido a sua simplicidade e disponibilidade de equipamentos. O ensaio da rigidez radial do pneu na máquina MTS foi realizado com parâmetros de entrada de velocidade de 1 mm/s e deslocamento máximo de 40 mm, e, além disso, houve a variação da pressão de enchimento do pneu, com escolhas de 6, 10, 14, 18 psi. Essas pressões foram escolhidas porque estão na faixa de trabalho na maioria das situações do baja. Para cada pressão de enchimento, foram realizadas 3 repetições com verificação da calibragem entre os intervalos de cada procedimento de forma a minimizar erros de caráter sistemáticos. O gráfico de carregamento proposto é visualizado na figura 52.

Para o ensaio de determinação do amortecimento do pneu, também foi utilizado a máquina MTS e aplicada a metodologia experimental de Mosquem (2012), que consiste em levantar diversas curvas de forças versus deslocamento, aplicando várias velocidades de entrada. Em seguida, é feita uma média de força para cada curva e associada com sua velocidade de entrada aplicada, sendo possível construir a curva força versus velocidades. Para esta metodologia, foram aplicadas velocidades de 1, 5, 10, 20, 30, 40 mm/s e as pressões de enchimento utilizadas no pneu foram 6 e 10 psi e uma amplitude máxima de 25 mm. O gráfico de carregamento é mostrado na figura 53.

Figura 52: Gráfico de carregamento para o ensaio de rigidez do pneu.

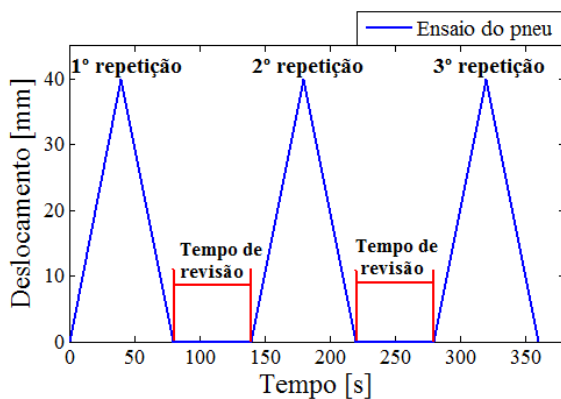
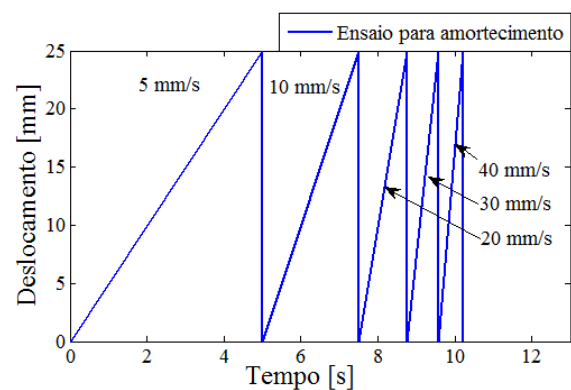


Figura 53: Gráfico de carregamento para o ensaio de amortecimento do pneu.



Fonte: Autoria própria.

O ensaio das buchas de suspensão também teve o auxílio de um suporte para fixação na máquina MTS, cujo o objetivo foi a determinação da rigidez radial do componente a partir da curva de força versus deslocamento. Este ensaio segue os mesmos princípios do ensaio de rigidez do pneu, entretanto, com diferenças nas amplitudes máximas de 1,5 mm para buchas de poliuretano e 0,75 para buchas de Nylon, na velocidade de aplicação de 0,1 mm/s e na variação do material (Nylon e Poliuretano) ao invés da pressão de enchimento. Esta variação de amplitudes entre os ensaios com materiais diferentes ocorreu devido ao surgimento de altas forças para o material Nylon e, com isso, optou-se por diminuir a amplitude, de maneira a manter a integridade do componente e do suporte.

Os ensaios de caracterização das molas foram realizados aplicando um deslocamento máximo de 60 milímetros a uma velocidade de 2 mm/s e foi captado pela célula de carga da MTS, os valores de forças na compressão e no retorno, possibilitando a criação da curva força versus deslocamento de cada mola, dianteira e traseira. Desta forma, são obtidas curvas de forças versus deslocamento com comportamento semelhantes aos obtidos por Rocha (2004). Estas curvas permitiram determinar os coeficientes de rigidez das molas do veículo baja, por meio da 1° derivada, para alimentar os modelos computacionais.

Para os amortecedores, seguiu-se os mesmos princípios adotados na determinação de amortecimento do pneu. No ensaio foram adotados os seguintes valores de entrada: deslocamento máximo 80 mm a velocidades 5, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 60 mm/s. Foram feitas para ambos os amortecedores dianteiro e traseiro.

4.2.1.2 – Aquisição de dados no veículo

Através de um sistema de aquisição foi possível obter dados experimentais de aceleração da massa suspensa e não suspensa do veículo baja. O sistema de aquisição é composto por duas placas de micro controladores do arduino (UNO e Mega 2560), acelerômetros ADXL345 e MMA 7361 (figura 54) e um GPS para medição de velocidade.

Figura 54: Placas do arduino e acelerômetros.



Fonte: Autoria própria.

A escolha deste tipo de sistema foi devido à facilidade de implementação e o baixo custo em referencial aos outros sistemas e acelerômetros existentes no mercado. Além disso foi usado o notebook com o software do arduino para processamento e armazenamento de dados.

A calibração do sistema de aquisição por arduino e seus acelerômetros foi realizado comparando com outros acelerômetros da PCB, cujas denominações são 352B10 e 353B31. Além disso, foi utilizado o analisador de sinal dinâmico Agilent 352B10, para captação de dados dos acelerômetros PCB e um *shaker* molelo 2025E para aplicação do sinal. No sistema com arduino foi utilizada uma interligação do software arduino com o Excel, para a visualização instantânea da resposta dos acelerômetros arduino. Esta montagem é apresentada na figura 55. Deste modo apresentou-se uma variação entre as respostas dos acelerômetros de no máximo de 7% para a faixa de até 80 Hz, sendo considerado válido para esta aplicação.

Figura 55: Montagem para validação do sistema de aquisição utilizado.



Fonte: Autoria própria.

No veículo, os acelerômetros foram posicionados no montante da roda dianteira direita e na gaiola próximo ao centro de gravidade do veículo baixa. Deste modo foram armazenados os dados de aceleração nestes locais, quando o veículo superava um obstáculo do tipo lombada, mostrada na figura 56, a uma velocidade média de 35 km/h.

Figura 56: Lombada para análise do comportamento do veículo.



Fonte: Autoria própria.

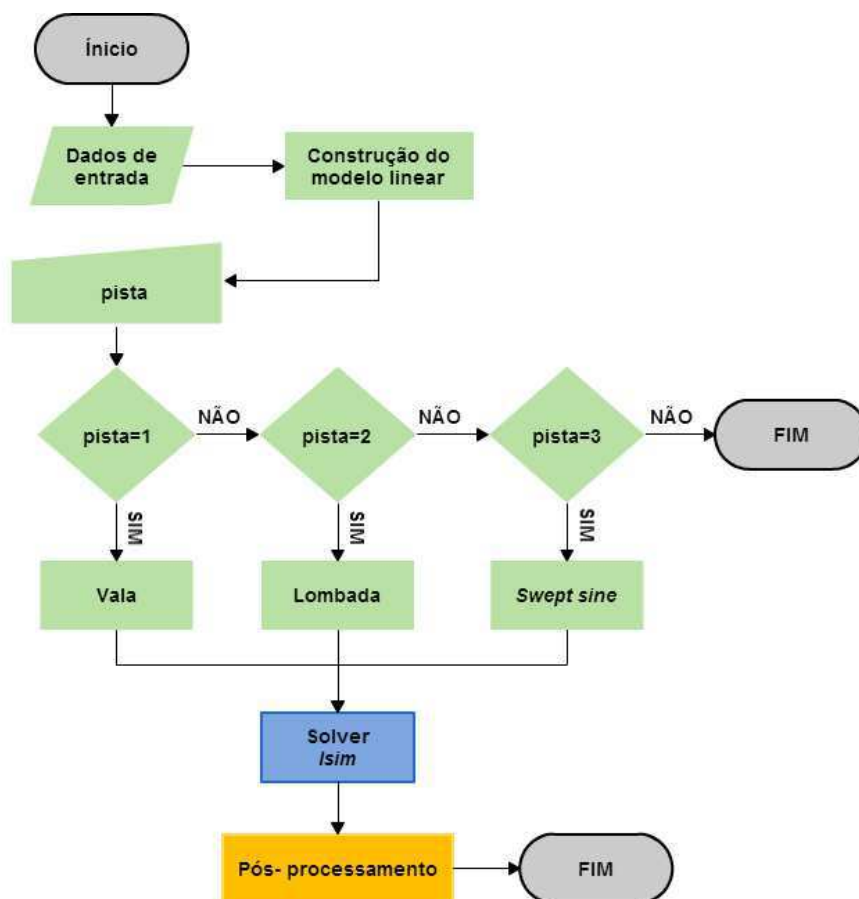
4.2.2 - Metodologia numérica

Esta etapa foi desenvolvida em dois softwares comerciais distintos: o MATLAB (sigla *MATrix LABoratory*) e o MSC ADAMS - Car (sigla de *Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*). No MATLAB foram aplicados os modelos *Quarter car* e *Half car* com aplicação do método de estados de espaço para obtenção da solução. Para o software MSC ADAMS – Car é aplicado a formulação da teoria multicorpos. A seguir, são apresentados os procedimentos realizados nas simulações.

4.2.2.1 - MATLAB

No MATLAB foram desenvolvidas duas rotinas com uma média de 300 linhas de comandos, uma para cada modelo. As rotinas apresentam como opção de entrada, três tipos de pistas: lombada, vala e *swept sine*. A estrutura básica das rotinas é apresentada na figura 57, onde permite compreender três etapas distintas, comuns em trabalho de simulação: pré-processamento, solver e pós-processamento.

Figura 57: Fluxograma esquemático das rotinas MATLAB.



Fonte: Autoria própria.

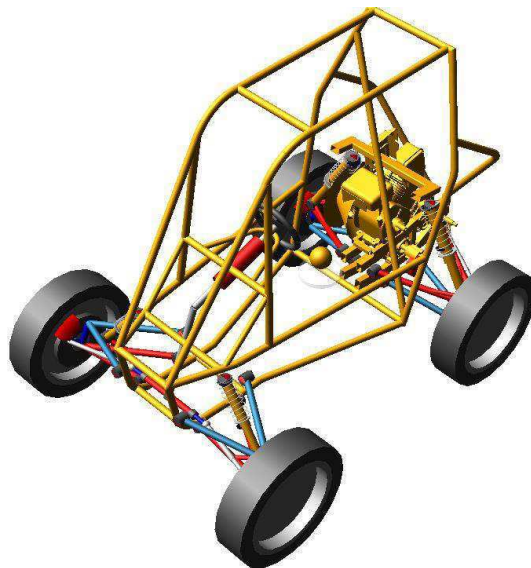
Percebe-se que, na etapa de pré-processamento (verde) são inseridos os parâmetros, a modelagem da pista e construção do modelo linear, aplicando a Equação 12 e 13 para o modelo *quarter car* e a Equação 10 com substituição das matrizes das Equações 32, 33, 34 para o modelo *half car*. Após esta etapa, é realizado o solver (azul) com o uso do comando MATLAB o *lsim* e por fim, o pós-processamento (amarelo), com a apresentação de plotagem dos gráficos das variáveis de interesse, tais como, respostas dos movimentos das massas suspensa e não suspensa, assim como o perfil da pista.

Em simulações no software MATLAB, foram admitidos que os modelos propostos iniciavam em repouso e captavam suas respostas no tempo máximo de 5 segundos com o delta de tempo de 0,005 s, além disso foram utilizados uma velocidade de 23 km/h, os parâmetros da Tabela 2 e os dados obtidos experimentalmente na MTS. Os resultados obtidos são gráficos de resposta nos domínios temporal e espectral. Estes permitiram avaliar os efeitos das alterações dos parâmetros da suspensão, quando submetidas a entrada (*inputs*) de diferentes tipos de pistas.

4.2.2.2 - ADAMS

O MSC ADAMS/Car é o software com formulação dinâmica na teoria mult corpos, que permite a caracterização das cargas e forças e, ajuda também, na otimização de desempenho dos sistemas. Dessa maneira, foi desenvolvido o modelo completo do veículo (figura 58), com os principais subsistemas de interesse, tais como: gaiola, suspensão dianteira e traseira, transmissão, pneus, freios e direção.

Figura 58: Modelo proposto no ADAMS.

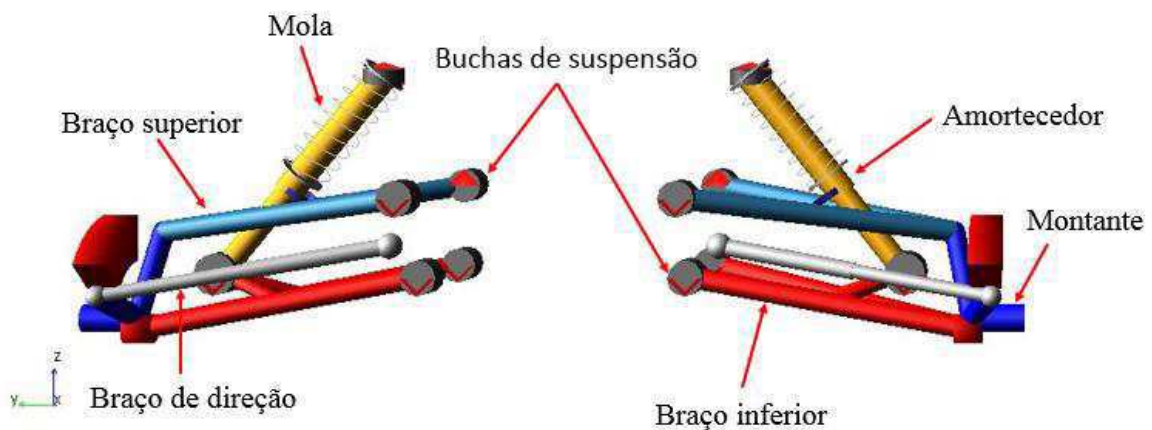


Fonte: Autoria própria.

O modelo no ADAMS foi desenvolvido baseado no protótipo feito software CAD/CAE, que é semelhante ao protótipo real produzido. Para tal feito, foram capturadas as coordenadas dos principais pontos das suspensões, rodas, direção e transmissão no software CAD/CAE Inventor Autodesk e após aplicado nos pontos (*hardpoints*) do software ADAMS.

Assim o modelo da suspensão dianteira no ambiente ADAMS/Car pode ser visto na figura 59, onde é composto por braços inferiores e superiores, mangas de eixo, barra de direção e elementos de força (molas, amortecedor), cuja geometria e componentes se refere-se a uma suspensão do tipo Duplo A.

Figura 59: Suspensão dianteira no ambiente ADAMS car.

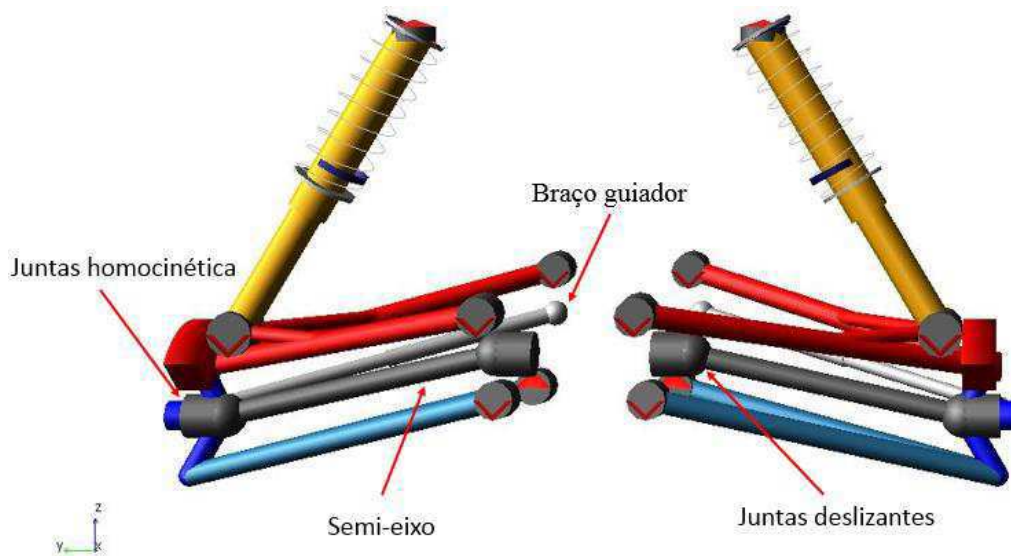


Fonte: Autoria própria.

Além dos pontos *hardpoints* foi informado os gráficos da rigidez das molas e constantes de amortecimento dos amortecedores e valores de rigidez das buchas de suspensão, com base nos gráficos obtidos experimentalmente. Também foram verificados a formação das juntas que interligam os componentes se estava com coerência.

Da mesma forma, foi construído e configurado a suspensão traseira que também é do tipo duplo A, com uma utilização de um braço guiador. Este componente é interligado ao montante e ao chassi, cuja função é oferecer uma variação de convergência nas rodas, favorecendo a obtenção de uma dinâmica lateral desejada para este tipo de veículo. Além deste componente, também diferencia devido ao uso de parte do sistema de transmissão acoplado a suspensão, caracterizado pelo uso dos semi-eixos e das juntas homocinéticas e juntas deslizantes. A suspensão traseira e estas diferenças foi mostrada na figura 60.

Figura 60: Suspensão traseira no ambiente ADAMS.



Fonte: Autoria própria.

Os subsistemas de direção e transmissão são apresentados na figura 61, sendo devidamente parametrizados com dados do protótipo em estudo.

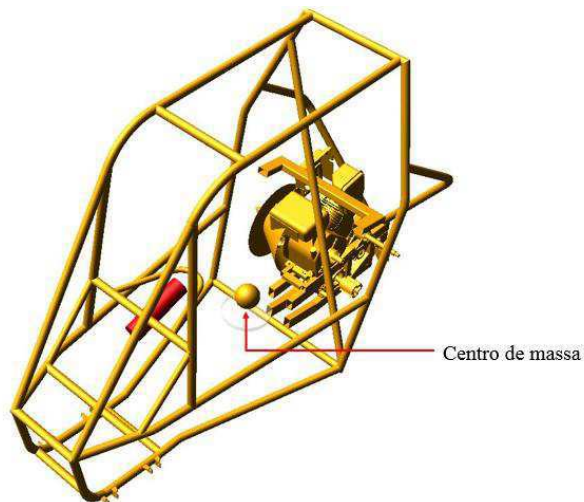
Figura 61: Direção e transmissão simplificada.



Fonte: Autoria própria.

O último componente representa a massa suspensa no qual é composto por gaiola, parte da transmissão e motor, sendo que a função do motor é apenas inercial, pois sua parte funcional foi configurada no sistema de transmissão. Neste componente foi modelado para que suas propriedades de inércia (massas e momentos de inércia) sejam aplicados no centro de massa, representado por uma esfera, conforme mostrada na figura 62.

Figura 62: Modelo da massa suspensa.

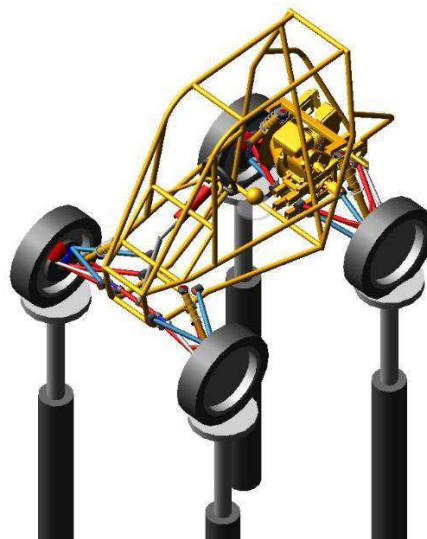


Fonte: Autoria própria.

Deste modo, após ter desenvolvido o modelo completo, teve-se, como intuito de adquirir repostas dinâmicas das massas suspensa e não suspensa, feitos dois tipos de simulações denominados de *four post* e *course event 3D road*. Além disso foi utilizado para caracterização cinemática das suspensões a simulação chamada de *suspension analysis parallel wheel travel*.

A simulação *four post* consiste em analisar o modelo do protótipo em um grupo de excitadores, posicionados um excitador em cada roda (figura 63). Assim, a simulação foi realizada no módulo *ride* do ADAMS car, através da análise *four post testing*, onde aplicou-se uma excitação do tipo *swept sine* de amplitude de 20 mm, intervalo de 30 segundos, 2400 steps, uma varredura de frequência de 0 a 20 Hz e com a aplicação da excitação no contato proveniente pneu-solo.

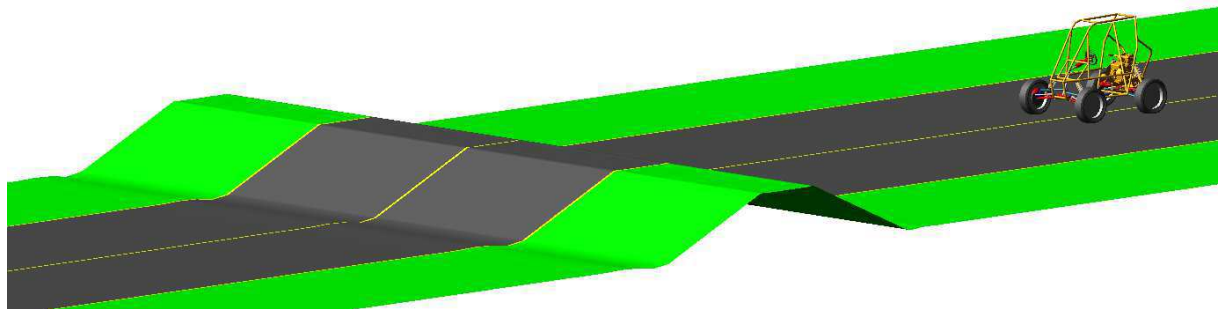
Figura 63: Four post.



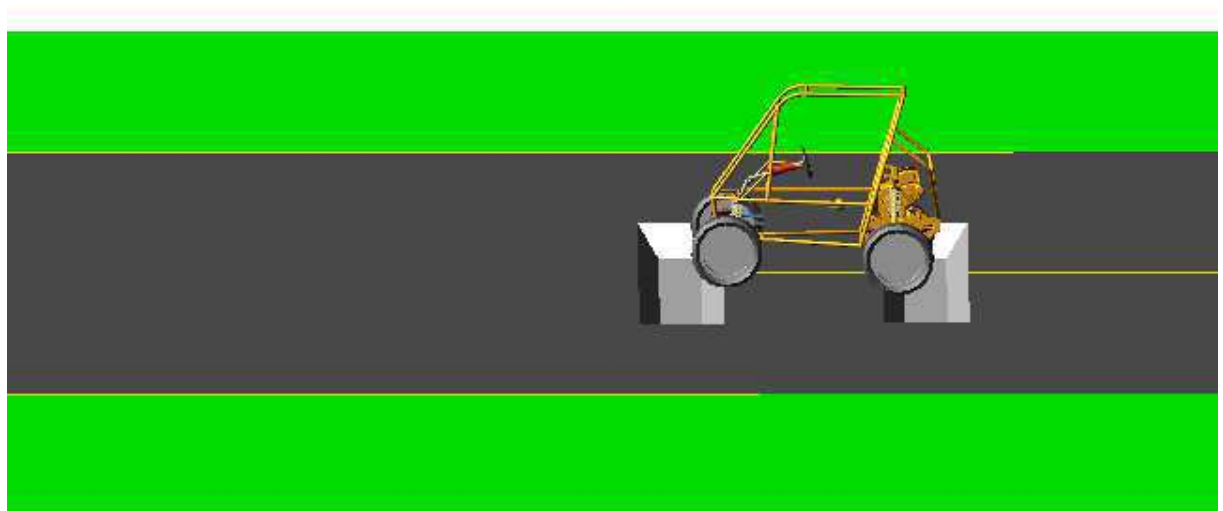
Fonte: Autoria própria.

A simulação *course event 3D road* foi realizado no modulo *Full vehicle analysis*, no qual consiste em acoplar e modelar o perfil de pista ao modelo do veículo baja e fazê-lo submeter a perturbação desta pista. Assim, foram simulados perfis de lombada e vala, com base dos vetores de comprimento (x) e de altura (y) obtidos nas simulações do MATLAB. A configuração adotada nesta simulação foram: velocidade do carro 23 km/h, tempo de simulação 10 segundos e 600 *steps*. A figura 64 mostra o ambiente da simulação para o perfil de pista do tipo lombada e vala.

Figura 64: Simulação do modelo proposto da pista. (a) lombada; (b) valas.



(a)



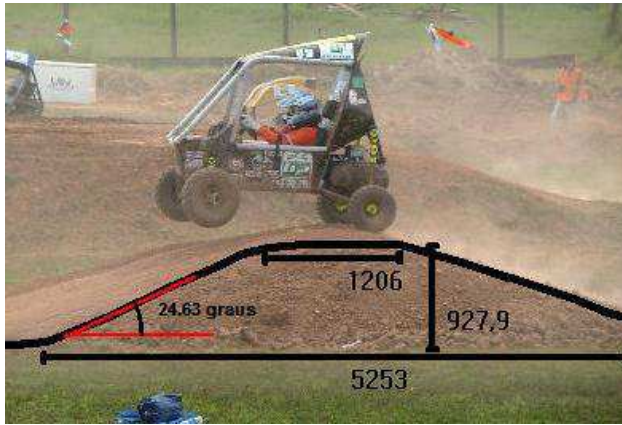
(b)

Fonte: Autoria própria.

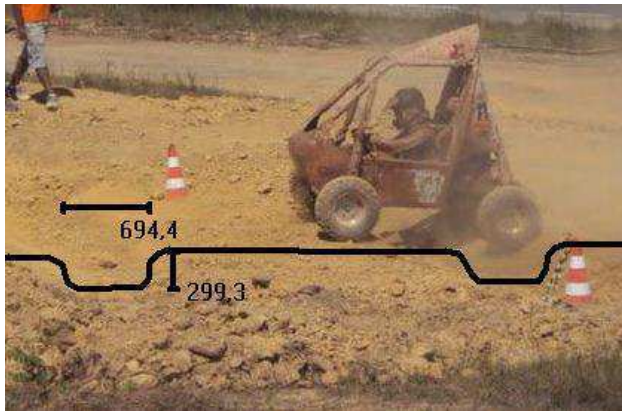
4.3 Perfis de pista

Para a determinação dos perfis de base para estudo, foram escolhidos alguns obstáculos mais encontrados numa competição *off-road*, em especial nas competições nacionais SAE. Após selecioná-las, foram realizados o dimensionamento dos obstáculos por meio de software de imagem. Assim, são mostradas na figura 65, os obstáculos base e suas principais cotas.

Figura 65: Perfis de obstáculos.



Perfil 1



Perfil 2

Fonte: Autoria própria.

CAPÍTULO 5

5 - Resultados e Discussões

Neste capítulo serão discutidas as simulações realizadas nas condições e nos três modelos descritos no capítulo anterior, assim como as análises dos resultados experimentais e computacional. Inicialmente são apresentados resultados das caracterizações dos principais componentes das suspensões do veículo baja, sendo possível a captação de dados essenciais para uma análise ampla da dinâmica global deste protótipo. Em seguida, são avaliados a cinemática das suspensões utilizadas, apresentando-as suas principais características. Posteriormente, são apresentados e discutidos os resultados do comportamento dinâmico vertical do veículo, na análise do veículo no modelo multicorpos para uma simulação *four post* com a entrada do tipo *swept sine*, de modo que permita avaliar a influência de alguns parâmetros no comportamento vertical do veículo. Finalmente, é avaliado o grau de validação dos três modelos matemáticos com resultados experimentais captados no mesmo veículo para a condição de lombada e em seguida foram estendidas as análises computacionais, variando alguns parâmetros de suspensão e a condição para vala, com objetivo de avaliar o comportamento dos modelos e do veículo.

5.1 - Caracterização experimental das propriedades da suspensão

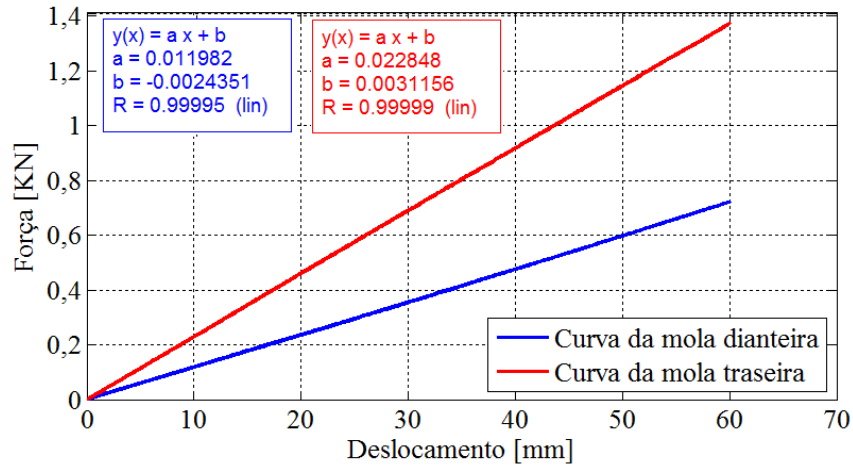
Neste tópico, são mostrados os resultados experimentais realizados nos componentes pneu, mola, amortecedor e buchas de suspensão, obtidos na máquina de ensaio dinâmico (MTS 321.21), seguindo a metodologia proposta. Para o tratamento de dados foi utilizado o software MATLAB.

5.1.1 - Caracterização das molas dianteira e traseira

Inicialmente, apresentam-se as curvas da caracterização das molas helicoidais utilizadas nas suspensões dianteiras e traseiras (figura 66). Foram impostas as condições de um deslocamento máximo de 60 mm e captadas as amplitudes das forças geradas durante na compressão e no retorno a posição inicial.

Estes gráficos indicam uma linearidade das curvas de ambos as molas, como é de costume encontrar na literatura para este tipo de componente. As curvas apresentam, praticamente, o efeito de histerese desprezível, havendo, uma sobreposição das curvas de carga e descarga, assim, indicando pouco amortecimento estrutural para estes elementos.

Figura 66: Curvas de rigidez das molas dianteira e traseira.



Fonte: Autoria própria.

Para a determinação dos parâmetros de rigidez das molas dianteira e traseira, foram feitos ajustes linear das curvas, determinando as equações características ajustadas aos pontos experimentais, conforme visto na figura 66. Assim, percebe-se, a partir das inclinações das retas e dos valores do coeficiente a das equações, que a rigidez da mola traseira é quase o dobro do valor da mola dianteira, havendo, portanto, uma maior inclinação da reta representativa a mola traseira em relação a dianteira.

Além disso, os coeficientes de correlação de Pearson R das curvas das molas dianteiras e traseiras foram 0,99995 e 0,99999 respectivamente, estão bem próximos da unidade, caracterizando que as equações encontradas apresentam uma forte correlação linear com os dados experimentais.

A tabela 3 apresenta os valores das rigidezes de cada mola apresentada na figura 66. Além disso, tem-se o percentual comparativo das rigidezes experimentais com a teórica, calculada pela Equação 1, com os dados coletados de cada mola e o módulo de cisalhamento (G) referente ao aço carbono enrolado a quente, obtido na literatura.

Tabela 3: Valores de rigidez das molas.

Mola	Rigidez experimental (N/mm)	Rigidez teórica (N/mm)	Erro (%)	Dados das molas
Dianteira	11,982	11,727	2,10	$d = 6,8$ mm, $D = 47,2$ mm, $n = 16$, $G = 7382$ Kg/mm ²
Traseira	22,871	22,997	0,54	$d = 8,2$ mm, $D = 48,4$ mm, $n = 16$, $G = 7382$ Kg/mm ²

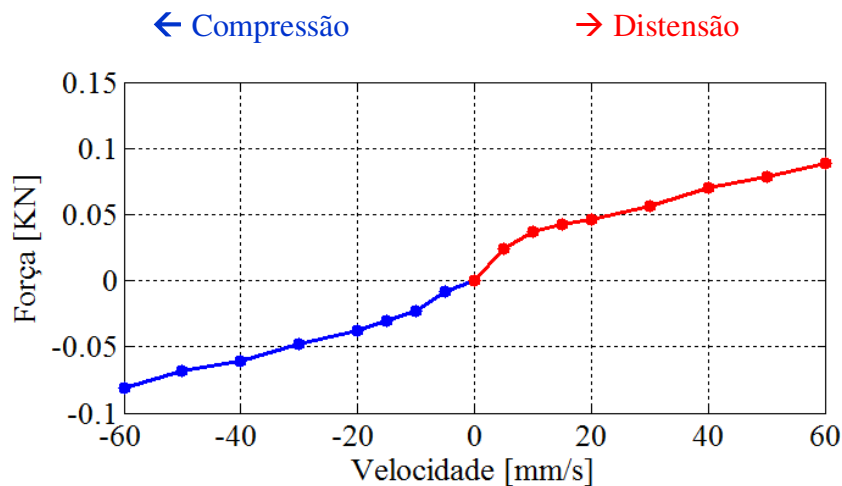
Fonte: Autoria própria.

Avaliando a tabela 3, percebe-se uma boa concordância dos resultados das rigidezes teóricas e experimentais, obtendo-se erros de 2.1% para a mola dianteira e apenas 0.54% para mola traseira.

5.1.2 – Caracterização dos amortecedores dianteiro e traseiro

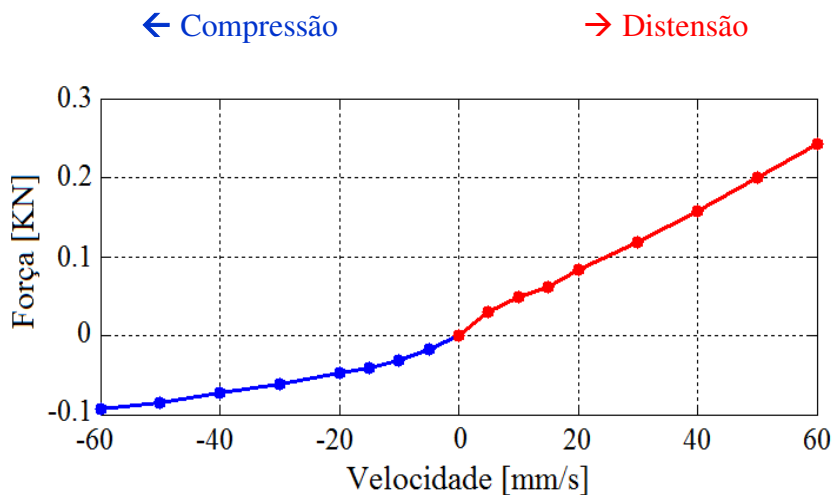
As respostas dos amortecedores foram obtidas após a realização de vários ensaios com diferentes velocidades, obtendo-se curvas de forças versus deslocamentos. Foi feito um tratamento de dados com o objetivo de se obter médias dos valores de força para distensão e compressão para cada ensaio. Os resultados são apresentados nas figuras 67 e 68.

Figura 67: Resposta do amortecedor dianteiro.



Fonte: Autoria própria.

Figura 68: Resposta do amortecedor traseiro.

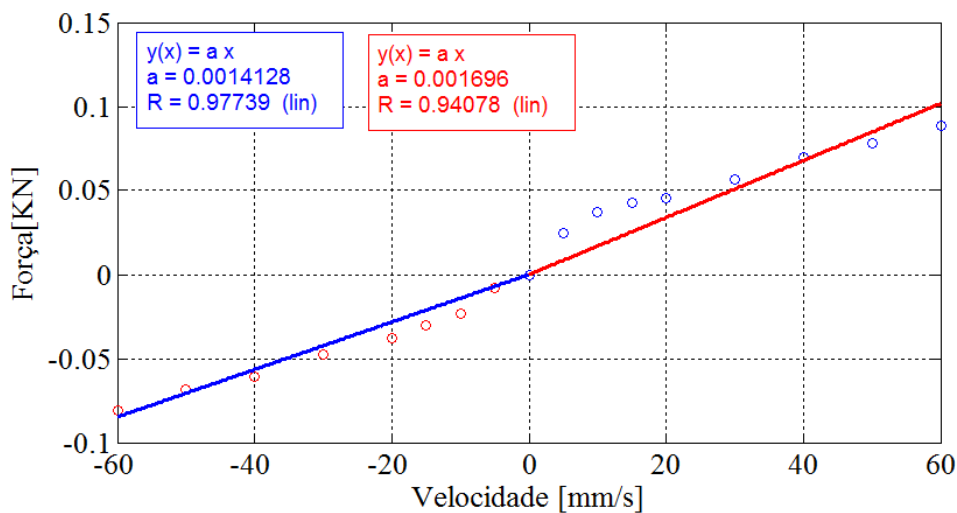


Fonte: Autoria própria.

Os gráficos apresentam uma certa linearidade nas regiões de distensão e compressão, porém com inclinações diferentes, conforme resultados apresentados por Iezzo (2010). Amortecedores em geral, apresentam esta característica, que consiste em ter uma maior inclinação na distensão, pois em caso da situação de impacto, inicialmente ter-se apenas ação da mola, com intuito de ter menos força transmitida para a massa suspensa, e posteriormente, ocorre a ação desejada do amortecedor apenas no retorno, atenuando o movimento.

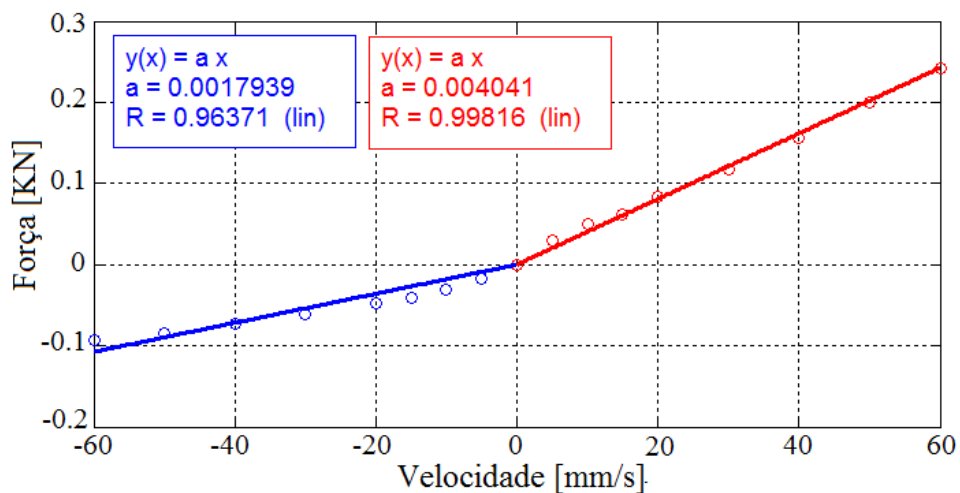
Foram feitos tratamentos de dados no MATLAB para obtenção de curvas lineares ajustadas através do método de regressão linear, possibilitando adquirir as equações características do comportamento dos amortecedores em estudo. As figuras 69 e 70 apresentam as curvas ajustadas e suas respectivas equações características dos gráficos das figuras 67 e 68.

Figura 69: Ajuste de curva para o amortecedor dianteiro.



Fonte: Autoria própria.

Figura 70: Ajuste de curva para o amortecedor traseiro.



Fonte: Autoria própria.

Observa-se que todas as curvas ajustadas apresentaram coeficientes de correlação próximos a unidade, ficando dentro do intervalo de correlação forte ($0.8 < R < 1$). Os valores das constantes de amortecimentos para cada região dos dois gráficos, é dado pela 1ª derivada e são resumidos na tabela 4. Percebe-se que a razão entre as constantes de amortecimento da distensão e de compressão para o componente traseiro é em torno 2,25, já o amortecedor dianteiro tem uma razão de 1,20. Isso mostra que o amortecedor traseiro apresenta 46,7% a mais que o dianteiro.

Tabela 4: Valores de amortecimentos para o amortecedor traseiro e dianteiro.

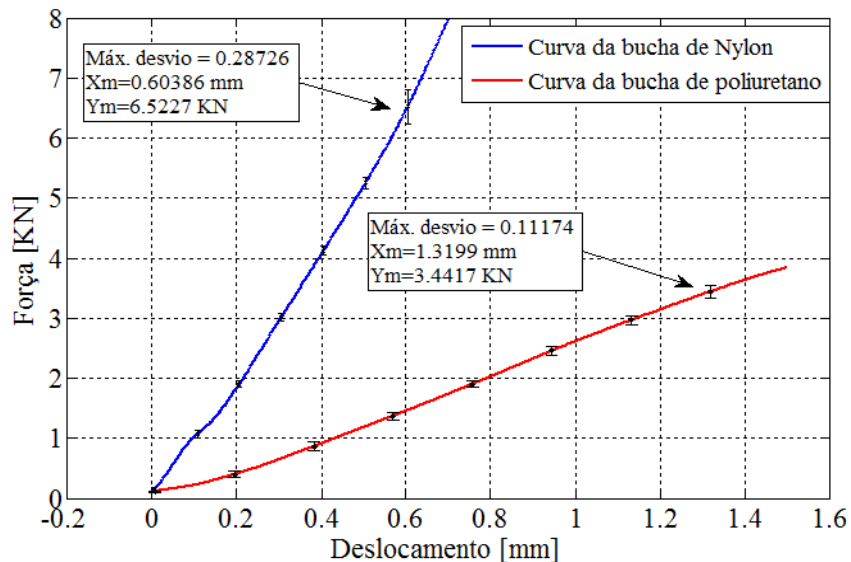
Amortecedor	Compressão	Distensão
	(N.s/mm)	(N.s/mm)
Dianteiro	1,4128	1,696
Traseiro	1,7939	4,041

Fonte: Autoria própria.

5.1.3 - Caracterização das buchas de suspensão

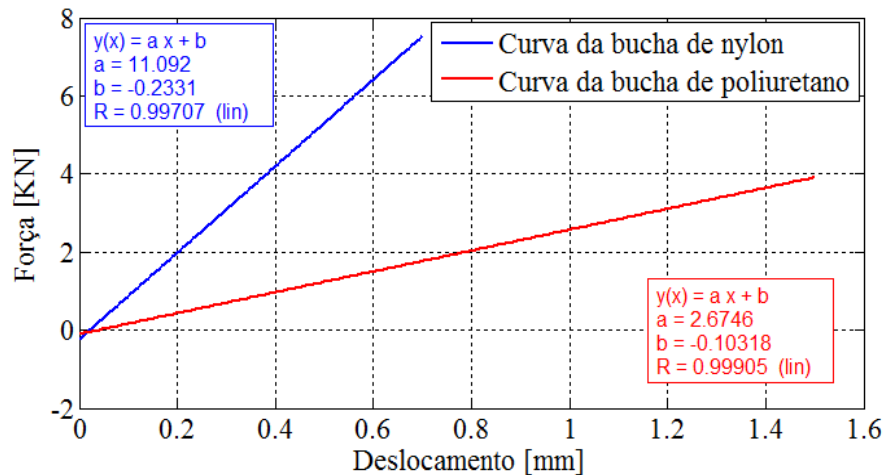
As figuras 71 e 72 mostram os gráficos de força versus deslocamento do ensaio de rigidez radial das buchas de nylon e poliuretano. A figura 71 foi construída a partir da média dos dados obtidos em três repetições, junto com seus respectivos desvios padrão. A figura 72 apresentam curvas lineares ajustadas por método de regressão linear, mediante os dados experimentais das buchas de nylon e poliuretano.

Figura 71: Curva força versus deslocamento das buchas de suspensão.



Fonte: Autoria própria.

Figura 72: Ajustes de curvas dos gráficos da figura 71.



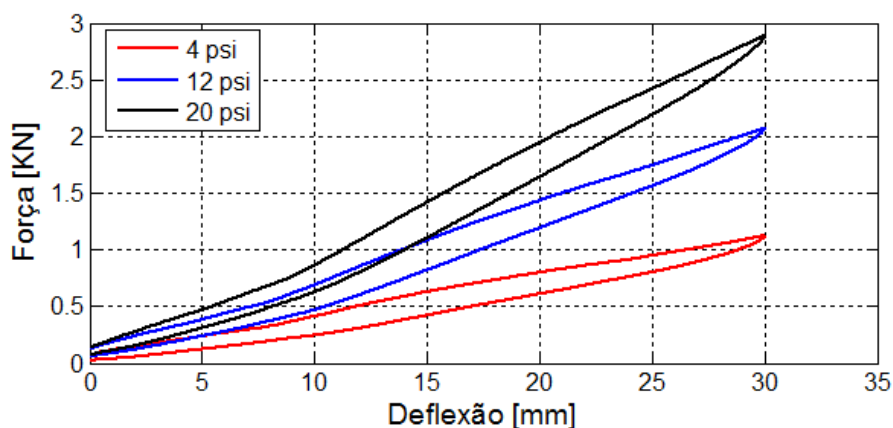
Fonte: Autoria própria.

Observa-se na figura 71, que é exibida apenas parte da curva correspondente ao carregamento do ensaio, haja visto que estes componentes apresentaram uma pequena histerese intrínseca do material, entretanto, existe uma boa correlação na inclinação angular das curvas lineares de carregamento e descarregamento, razão pela qual optou-se por analisar apenas esta região do gráfico. Verificou-se que houve pequenas variações entre cada ensaio repetitivo, uma vez que os desvios padrões foram baixos em ambas as curvas mostradas na figura 71. Além disso, observou-se uma relação de proporcionalidade linear entre as variáveis de estudo, sendo possível, correlacionar os dados, obtendo curvas lineares ajustadas, como é apresentado na figura 72. Através do coeficiente de correlação de Pearson de cada curva, é possível classificar as curvas com forte correlação positiva ($0,8 < R < 1$), novamente classificando que o ajuste linear consegue representar bem os dados experimentais. Avaliando a inclinação dos dois gráficos, é notável a diferença de inclinação das retas, havendo uma maior inclinação da reta representativa ao ensaio com bucha de nylon e, conseqüentemente, esta apresenta o maior valor de rigidez (11,092 KN/mm) do que o valor da bucha de poliuretano (2,675 KN/mm). Estes resultados serão utilizados no modelo multicorpos para análise de sua importância na dinâmica vertical, pois na dinâmica lateral sua influência é definitiva para o comportamento do veículo em curvas.

5.1.4 – Caracterização do pneu

Os ensaios do componente pneu (*Carlisle* 489 com designação 23x7x10), permitiram obter as curvas de força versus deflexão a uma velocidade de 1 mm/s para as pressões de enchimento 4, 12 e 20 psi. A figura 73 mostra os comportamentos das curvas nesses testes.

Figura 73: Curvas de rigidez do pneu Carlisle 489 para pressões de 4, 12 e 20 psi.

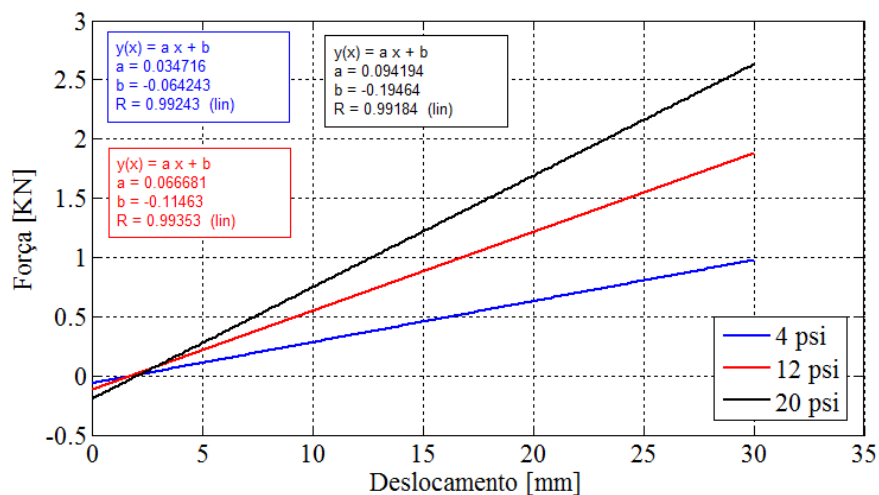


Fonte: Autoria própria.

Nesta figura, destaca-se o efeito de laços histeréticos intrínsecos do material, apesar de se ensaiar a uma velocidade muito baixa, num regime quase estático. A causa deste efeito é decorrida da dissipação de energia interna durante a deformação do pneu, segundo Nicolazzi (2008) e Costa e Padovese (2001). Um dos tipos de deformação ocorrido no pneu é a causada pelo atrito interno na área de contato com o componente de apoio da máquina, que faz com que as lonas da carcaça movam-se entre si, originando assim cisalhamento entre as lonas, consumindo energia e consequentemente favorecendo a formação de laços de histerese.

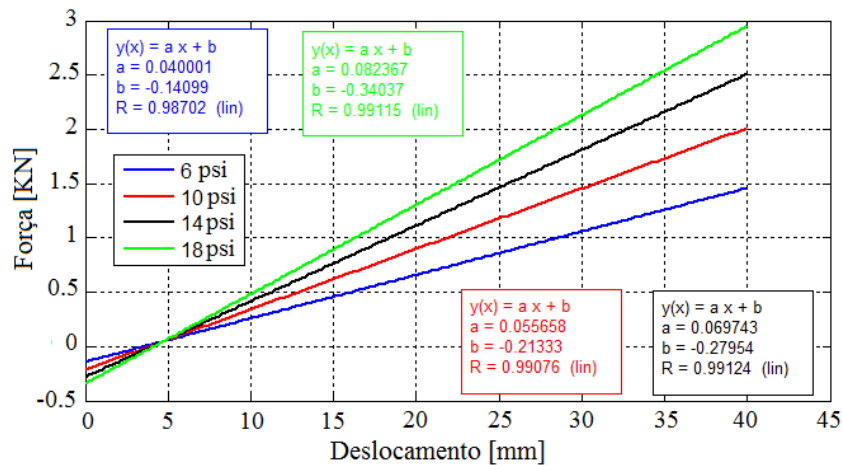
Os gráficos da figura 74 apresentam as curvas lineares ajustadas e suas respectivas equações representantes dos dados experimentais da figura 73. Também, foram repetidos o mesmo ensaio do pneu para pressões internas intermediárias de 6, 10, 14, 18 psi para o deslocamento máximo de 40 mm, que também, apresentaram resultados semelhantes aos apresentados anteriormente. A figura 75 mostra as curvas linearizadas para estas pressões.

Figura 74: Curvas linearizadas para o componente pneu com pressões 4, 12, 20 psi.



Fonte: Autoria própria.

Figura 75: Curvas linearizadas para o componente pneu com pressões 6, 10,14,18 psi.



Fonte: Autoria própria.

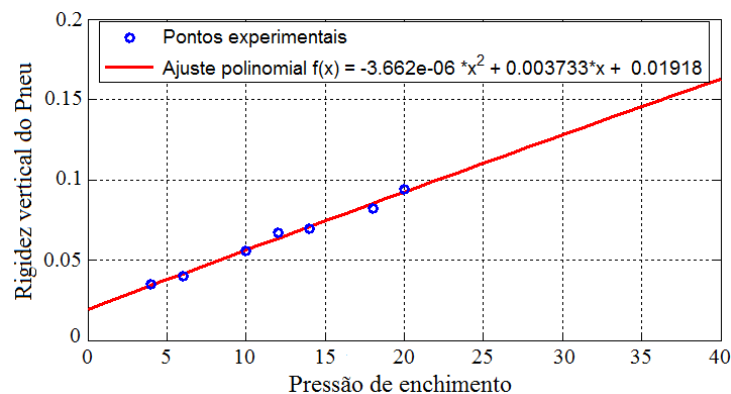
As curvas linearizadas também apresentaram coeficientes de correlação próximo a unidade. Além disso, percebe-se a existência de uma relação entre a rigidez radial do pneu e a pressão interna do pneu, ocorrendo a menor rigidez radial (34,716 N/mm) para a menor pressão (4 psi) e com ocorrência do aumento gradativo deste parâmetro a partir do acréscimo de pressão, atingindo valores de 94,194 N/mm para a máxima pressão interna de 20 psi. Na tabela 5, pode-se avaliar melhor a boa correlação das rigidezes e suas respectivas pressões. Na figura 76, também é apresentado uma equação com ajuste polinomial com um coeficiente de correlação de 0,99 que melhor representou os dados obtidos.

Tabela 5: Valores de pressão de enchimento com suas respectivas rigidezes verticais do pneu.

Pressões de enchimento (psi)	4	6	10	12	14	18	20
Rigidez Vertical (N/mm)	34,716	40,001	55,658	66,681	69,743	82,367	94,194

Fonte: Autoria própria.

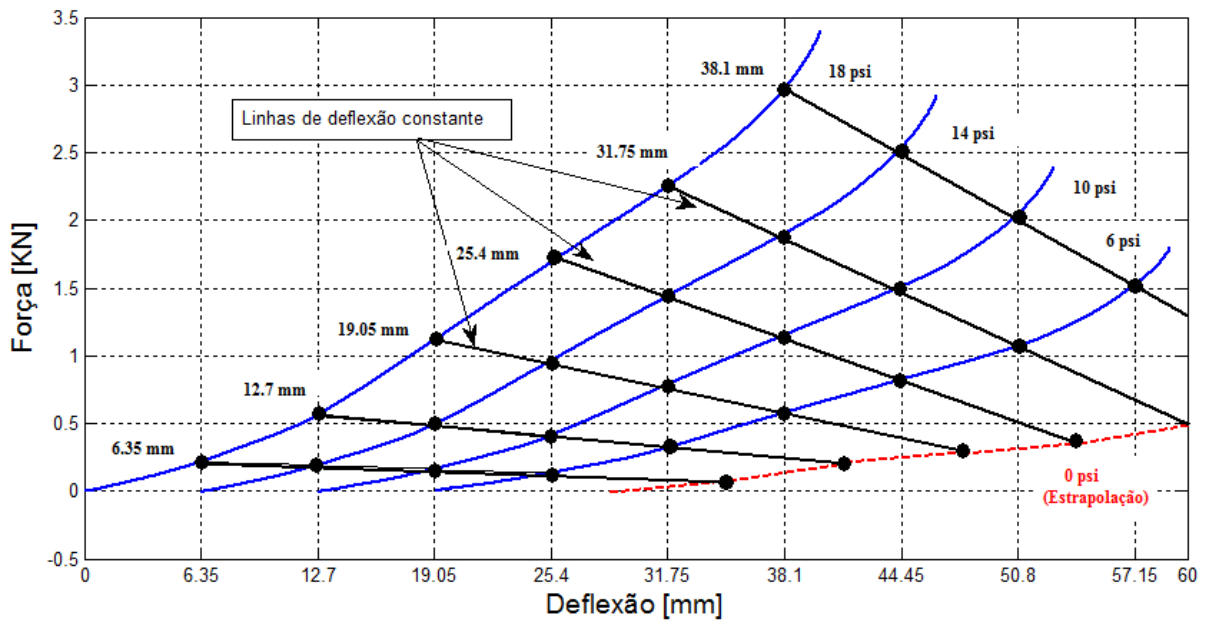
Figura 76: Comportamento da rigidez radial com aumento da pressão interna.



Fonte: Autoria própria.

A figura 77 apresenta várias curvas de forças versus deflexão para as mesmas pressões internas da figura 75 sem o efeito histerético. Para isso, optou-se adotar um método bastante utilizado para a caracterização do comportamento global vertical do pneu, que inicialmente era utilizado pela área aeronáutica e foi incorporado na área automotiva para a caracterização de pneus (Clark (1981); Gough (1958); Yates (1946) e Matthews e Talamo (1965)). Nessa configuração é possível extrapolar de forma aproximada outras curvas de força versus deflexão, para outras pressões de enchimento que não foram ensaiados.

Figura 77: Curvas do pneu Carlisle ATV 489, para uma gama de pressões de enchimento.



Fonte: Autoria própria.

Nesta figura, também observa-se uma variação na inclinação das curvas, que está relacionado com a pressão de enchimento, e conseqüentemente na rigidez radial, como foi mostrado nas figuras 74 e 75, fato este também descrito por Mathews (1965) e Gough (1958). Essa variação de rigidez vertical apresenta modificações significativas na resposta dinâmica vertical global de um veículo, como foi será mostrado nos próximos tópicos.

Para cada curva de pressão de enchimento (em azul), é possível perceber que existem regiões com uma suave não linearização, isto é característico do tipo do pneu *Bias ply* (convencional diagonal), enquanto os pneus radiais quase não apresentam essas regiões. Isso se deve, provavelmente, pela forma do arranjo interno metálico do tipo diagonal que influencia na deformação do pneu, onde este efeito é possível de ser visualizado, comparando as curvas dos dois tipos de pneus em Clark (1981).

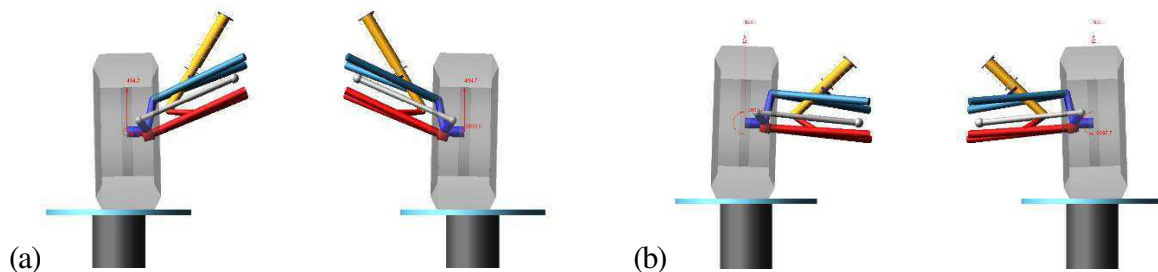
5.2 – Análise das suspensões dianteira e traseira

A avaliação cinemática dos subsistemas de suspensões tem um papel importante na otimização e desempenho de um veículo de competição *off-road*, que posteriormente recai na influência do veículo numa análise dinâmica vertical veicular. Deste modo, a fim de caracterizar as suspensões primárias utilizadas no veículo baja em estudo, foi simulado no software MSC ADAMS o comportamento destes subsistemas durante o deslocamento vertical dos pneus (curso da suspensão). Assim, utilizou-se da simulação denotada de *suspension analysis parallel wheel travel*, avaliando a cambagem, convergência, razão de instalação (IR) e *roll center*.

5.2.1 – Análise das suspensões dianteira

A figura 78, mostra o modelo de suspensão dianteira durante a simulação, na situação de máximo deslocamento (*rebound* e *bump*) de curso da suspensão.

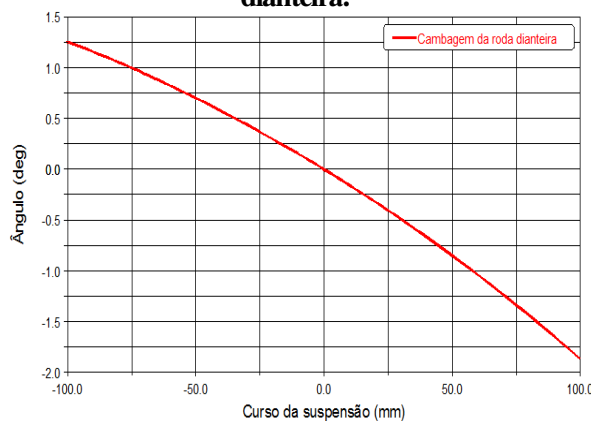
Figura 78: Modelo da suspensão dianteira com máximos deslocamentos:(a) *rebound* e (b) *bump*.



Fonte: Autoria própria.

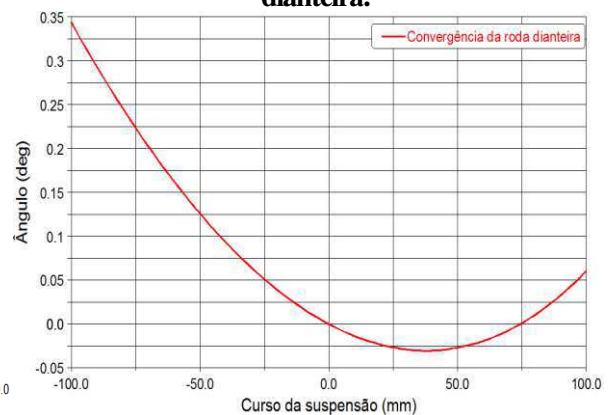
Para a suspensão dianteira duplo A, obteve-se após a simulação, no pós-processamento, as figuras 79, 80, 81 e 82, que representam as variações de cambagem, convergência, razão de instalação e *roll center*, respectivamente.

Figura 79: Variação de cambagem da roda dianteira.



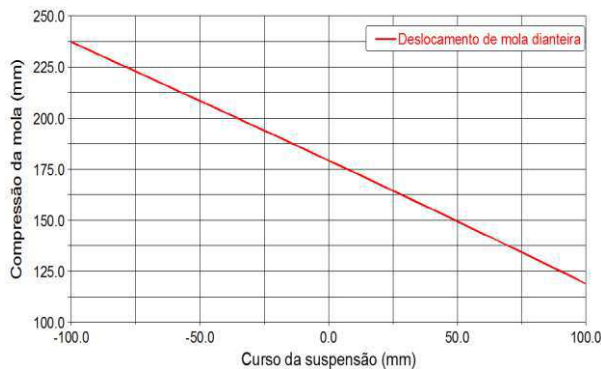
Fonte: Autoria própria.

Figura 80: Variação de convergência da roda dianteira.



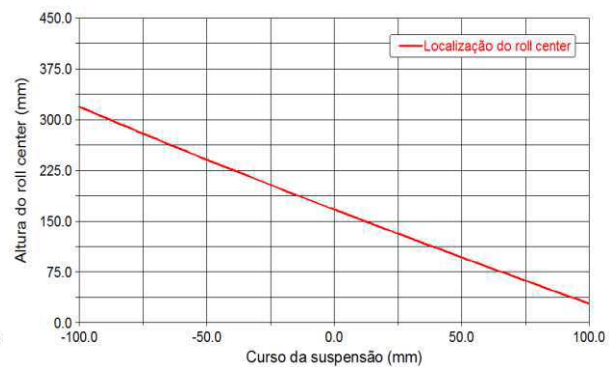
Fonte: Autoria própria.

Figura 81: Curva para avaliação da razão de instalação da suspensão dianteira.



Fonte: Autoria própria.

Figura 82: Variação da altura do roll center da suspensão dianteira.



Fonte: Autoria própria.

Conforme discutido anteriormente, para a suspensão dianteira de veículo de competição *off-road* valores de cambagem e convergência devem ser minimizados e isso é obtido através da geometria de suspensão. Analisando a figura 79, esta suspensão apresentou variações de cambagem menores que 3 graus para um curso de suspensão aplicado, apresentando menores valores de cambagem do que em veículo de passeio com suspensão independente (4 graus de cambagem). Resultados semelhantes são apresentados por Reimpell, Stoll e Betzler (2001) e Soares (2005). Para a curva de convergência (figura 80), essa apresentou variações menores que 1 grau e este resultado minimiza o efeito denominado de *Bump steer* (esterçamento das rodas com o trabalho da suspensão), e isso causa, segundo Soares (2005), instabilidade na direção, desgaste dos pneus, o que resultará numa diminuição da velocidade média em trechos acidentados e em saltos.

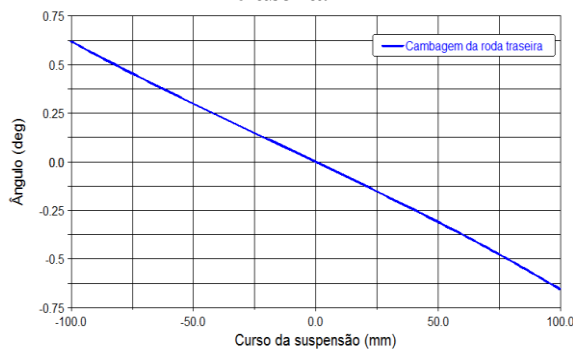
A figura 81 apresenta um comportamento linear do deslocamento da roda com a deflexão da mola e esta relação é denotada de razão de instalação, assim pela equação 3, esta razão tem o valor de 0,583. Este valor será utilizado para alimentar os modelos de estudo para avaliação do comportamento dinâmico vertical.

Analisando a figura 82, nota-se que houve uma variação de 300 mm da altura do *roll center* com um curso de trabalho da suspensão de 200 mm. Isso pode causar mudanças na variação de rolagem do veículo e ter consequências na transferência de carga entre as rodas, haja visto que esta altura é responsável pelo momento em que a massa suspensa é submetido no momento da realização de uma curva.

5.2.2 – Análise das suspensões traseira

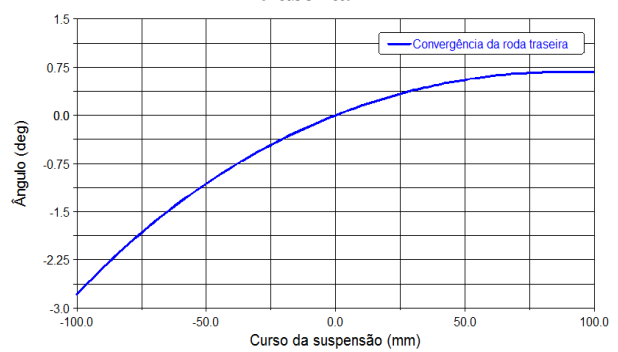
Da mesma forma a suspensão dianteira, foram plotados gráficos dos mesmos parâmetros para a suspensão traseira (figuras 83, 84, 85 e 86).

Figura 83: Variação de cambagem da roda traseira.



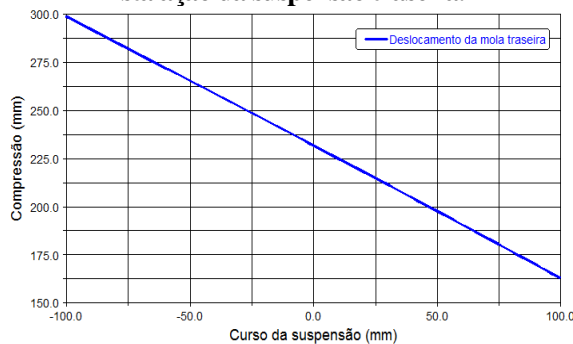
Fonte: Autoria própria.

Figura 84: Variação de convergência da roda traseira.



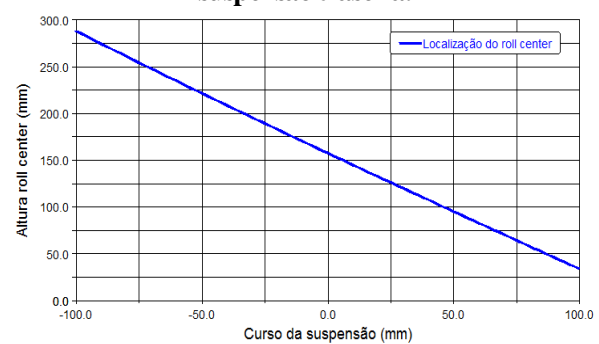
Fonte: Autoria própria.

Figura 85: Curva para avaliação da razão de instalação da suspensão traseira.



Fonte: Autoria própria.

Figura 86: Variação da altura do roll center da suspensão traseira.



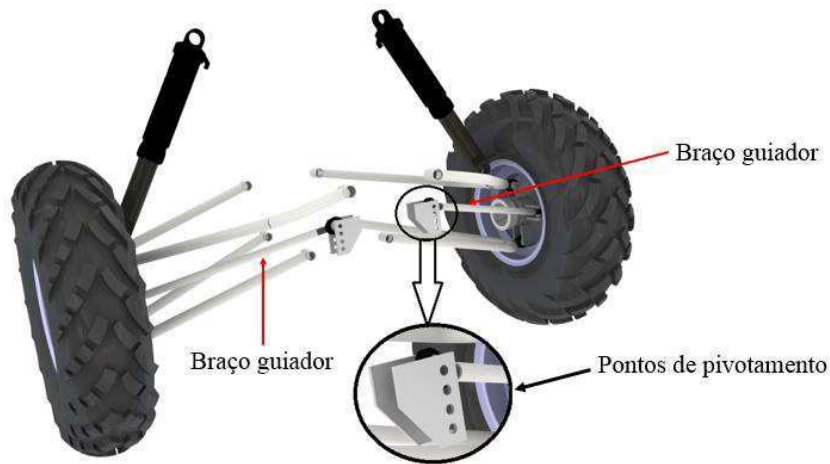
Fonte: Autoria própria.

Na suspensão traseira destaca-se uma maior variação de convergência, mostrada na figura 84. Isso foi intencionalmente aplicado para que o veículo tenha instabilidade na traseira e consequentemente possua uma característica sobreesterçante desejado para veículos *off-road*. A obtenção desta maior variação se deu pela adição de um tirante, denotada de braço guiador, na suspensão duplo A convencional, existindo a possibilidade de várias outras configurações de posicionamento, por meio de diversos pontos de pivotamento disponíveis no chassi (conforme ilustrado na figura 87) que permite aumentar ou diminuir esta variação de convergência. Diniz (2012) apresenta um gráfico que demonstra o efeito da variação deste ângulo na dinâmica lateral, onde mostrou-se que quanto maior a angulação das rodas traseiras, apontando no sentido inverso da curva, maior será o movimento rotacional do eixo Z (ângulo de *Yaw*) do veículo, caracterizando, para suas condições estudadas, uma tendência a sobreesterçamento.

Na figura 85, que permite calcular a razão de instalação (IR), obteve-se um valor de 0,6875. Esta razão da suspensão traseira é maior do que a dianteira, cerca de 15,2%, auxiliando a se ter uma maior rigidez efetiva de mola na traseira. Numa análise estática, este efeito de

maior razão possibilita a suportar uma maior reação normal advinda da proximidade do CG ao eixo traseiro e do peso do veículo.

Figura 87: Suspensão traseira com braço guiador.



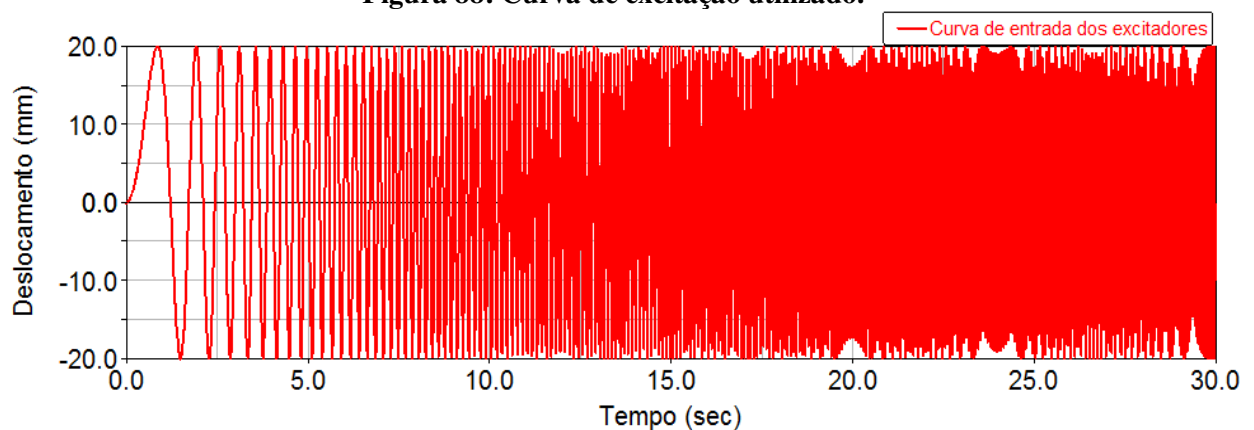
Fonte: Autoria própria.

5.3 – Simulação do veículo com excitação do tipo *swept sine*.

Para tal seção, apenas o modelo completo tridimensional (multicorpos) foi utilizado como principal elemento de modelagem e análise. Foram utilizadas o módulo de análise *four post* do software MSC ADAMS, incluindo o modelo que caracteriza o veículo, com o intuito de avaliar o comportamento do veículo submetido a oscilações verticais nas rodas na forma de onda senoidal variante no tempo numa dada faixa de frequência.

Assim, foi aplicada uma excitação do tipo *swept sine* (figura 88), simulando corrugações do solo, no período de tempo de 30 segundos com 2400 *steps*.

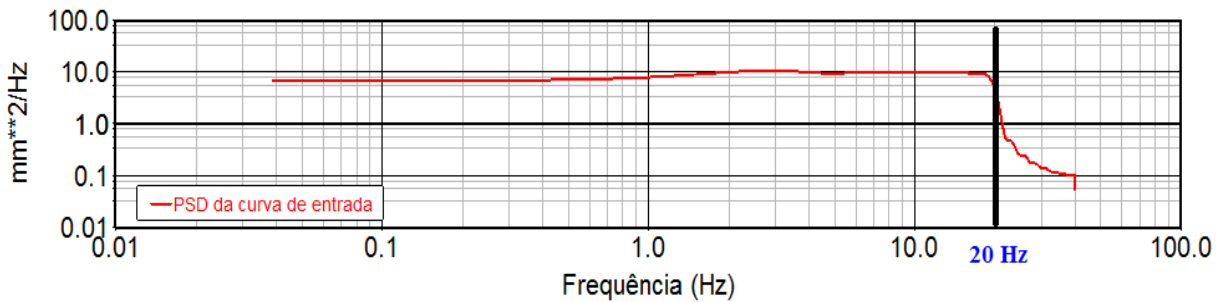
Figura 88: Curva de excitação utilizado.



Fonte: Autoria própria.

Nessa figura, pode-se observar uma curva com característica de seno, que possui amplitude de picos máximos de 20 mm e uma variação gradativa na frequência durante o tempo de simulação de 0 a 20 Hz. Esta faixa de frequência foi escolhida devido a ser a região de estudo dinâmica vertical (*ride*), em que consegue excitar as suspensões e a carroceria do veículo. A figura 89 mostra o espectro *Power Spectral Density* (PSD) do gráfico da figura 88, no qual apresenta uma região plana que engloba toda a faixa de frequência, confirmando que o sinal de entrada tem potencial de excitação nessas frequências.

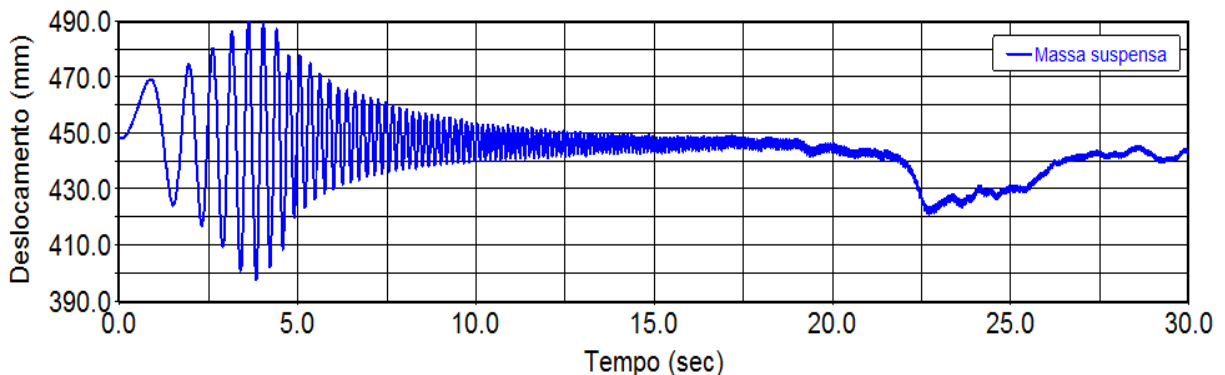
Figura 89: PSD da curva de excitação.



Fonte: Autoria própria.

Inicialmente, há uma necessidade em entender e caracterizar os fenômenos ocorrido no veículo nessa faixa de estudo de *ride* para a modelo de referência, que contém as configurações originais apresentada na metodologia. Assim, nas figuras 90, 91, 92, são visualizadas as respostas dinâmicas da massa suspensa do modelo estudado, em termos de deslocamento, velocidade e aceleração vertical, respectivamente.

Figura 90: Resposta de deslocamento da massa suspensa do veículo na configuração original.

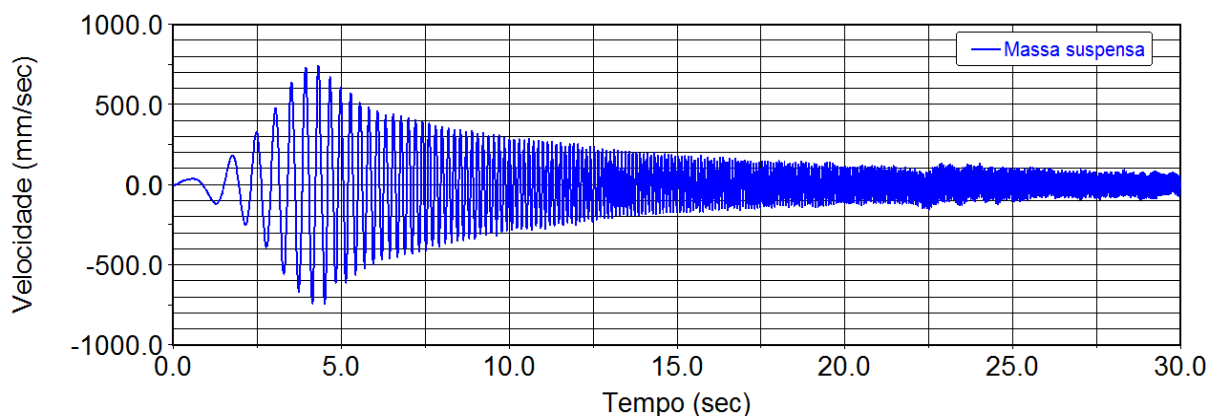


Fonte: Autoria própria.

Na curva da figura 90, são observadas duas regiões distintas, sendo que a primeira é caracterizada pela passagem da primeira frequência natural do sistema relativo a massa suspensa, onde verifica-se que em até cinco segundos de simulação, a resposta exhibe grandes

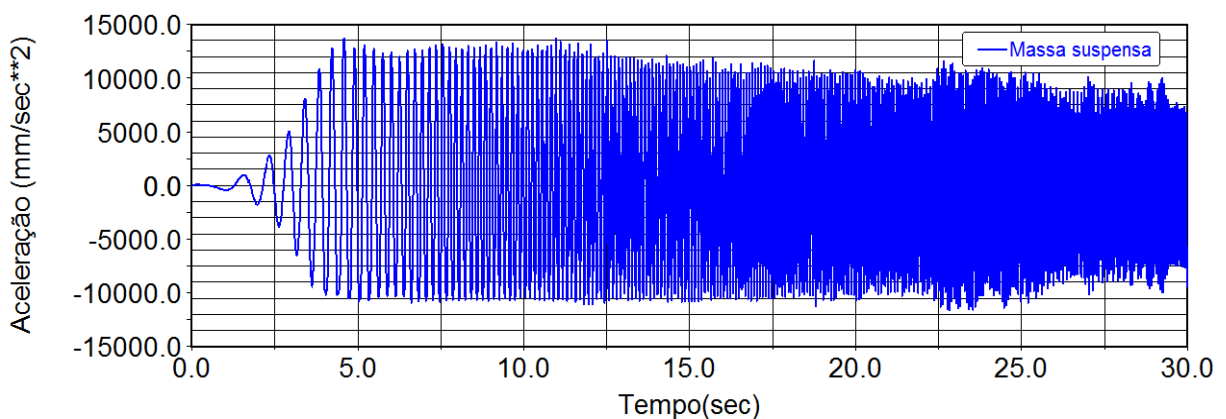
amplitudes de movimento vertical (quase 0,05m), reduzindo as variações de amplitudes à medida que aumenta tempo de simulação. Como o acréscimo da frequência da figura 90 é proporcional ao aumento com o tempo, tem-se que a frequência natural da massa suspensa representativa a esta região é próxima a 2,63 Hz. A outra região em destaque da figura 90 na região em torno a 22,5 segundos, onde acredita-se que houve uma perturbação advinda da não simetria do centro de massa ao plano médio longitudinal do carro, o que gera variações do ângulo de *roll* e assim alterando o movimento oscilatório vertical da massa suspensa. Os acréscimos de *pitch* e *roll* podem ser analisados nas curvas da figura 93.

Figura 91: Resposta de velocidade da massa suspensa do veículo na configuração original.



Fonte: Autoria própria.

Figura 92: Resposta de aceleração da massa suspensa do veículo na configuração original.



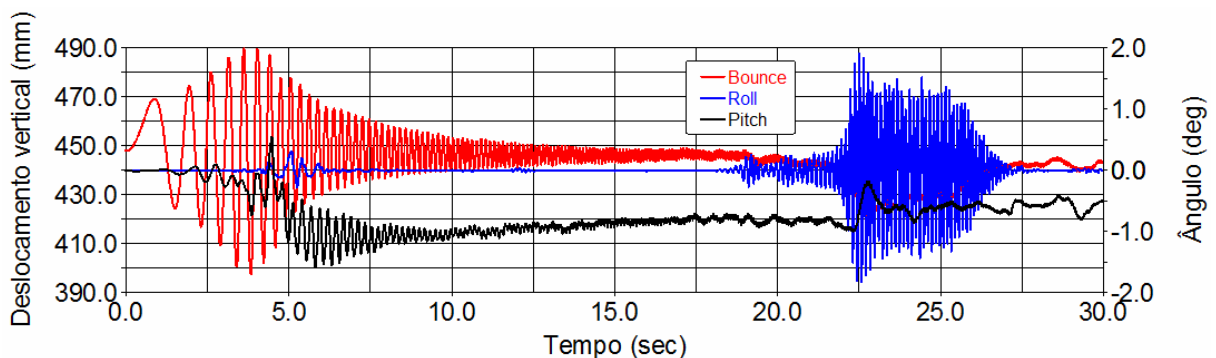
Fonte: Autoria própria.

Na curva de velocidade (figura 91), observa-se um comportamento parecido com as curvas deslocamento vertical, destacando-se uma região de ocorrência de altas amplitudes numa faixa próxima de 4 segundos, novamente caracterizando o efeito da passagem pela primeira frequência natural da massa suspensa, onde ocorrem maiores amplitudes de picos.

Isso, do ponto de vista de conforto, é uma condição muito desfavorável, sendo aconselhável a passagem rápida nesta faixa de frequência. Na figura 92, referente a resposta em aceleração, destaca-se uma relativa diminuição na amplitude com o aumento do tempo, mas estabelecendo-se numa média de 10000 mm/sec^2 , equivalente a 1 g.

A figura 93 mostra, de forma acoplada, as curvas do deslocamento vertical da massa suspensa (*bounce*) em comparação com as suas variações de ângulo de *pitch* e *roll*, causado pela excitação imposta. No movimento *pitch*, percebe-se que há decaimento inicial junto com uma oscilação nas proximidades a 5 segundos e uma brusca mudança de ângulo a 22,5 segundos, onde neste momento começa a haver maiores amplitudes de *roll*.

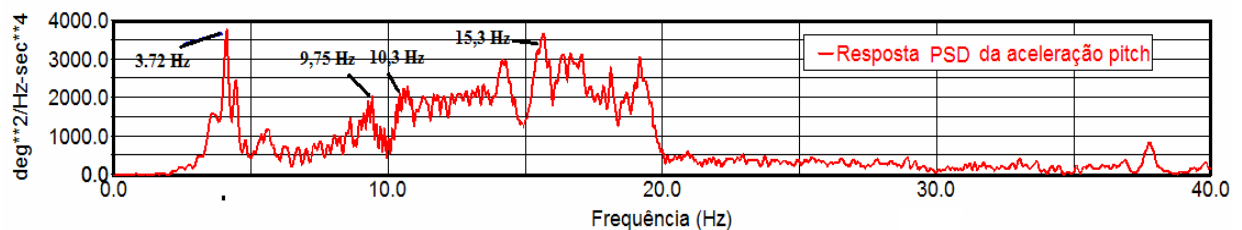
Figura 93: Oscilações da massa suspensa em deslocamento vertical e angular.



Fonte: Autoria própria.

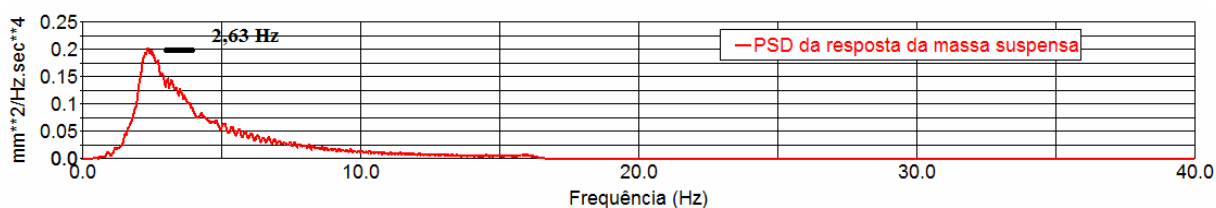
As figuras 94 e 95 apresentam os espectros de potência (PSD) das curvas de aceleração do movimento *pitch* e do movimento vertical da massa suspensa do veículo com as configurações descritas na metodologia. Nestas curvas é possível observar as frequências naturais encontradas para este modelo. Assim, comparando as figuras, e sabendo que a varredura de frequência da excitação é proporcional ao tempo de simulação, foram constatadas as frequências naturais do modelo, destacadas (na tabela 4). Os modelos *quarter car* e *half car*, apresentaram resultados similares o que garante segurança na detecção dessas frequências.

Figura 94: PSD da resposta de aceleração de *pitch*.



Fonte: Autoria própria.

Figura 95: PSD da resposta da aceleração vertical da massa suspensa.



Fonte: Autoria própria.

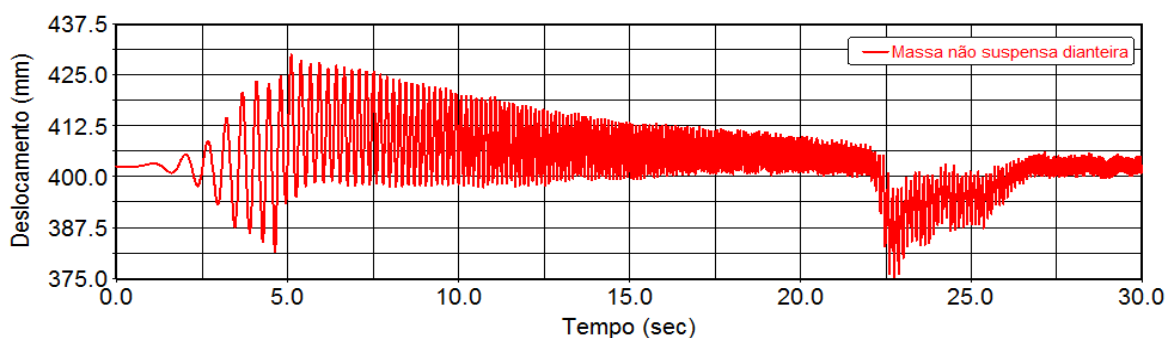
Tabela 6: Tabela de frequências naturais.

Modos	Frequências naturais (Hz)
<i>Bounce</i>	2,63
<i>Pitch</i>	3,72
Frequência natural da massa não suspensa dianteira	9,75
Frequência natural da massa não suspensa traseira	10,3
<i>Roll</i>	15,3

Fonte: Autoria própria.

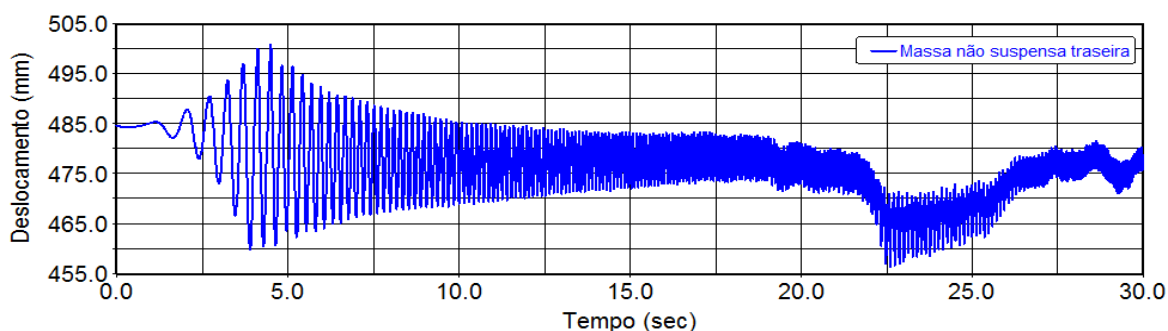
As respostas em deslocamento das massas não suspensa dianteira e traseira são apresentadas nas figuras 96 e 97, respectivamente. Novamente, são expostos os mesmos fenômenos apresentados na figura 90.

Figura 96: Deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira.



Fonte: Autoria própria.

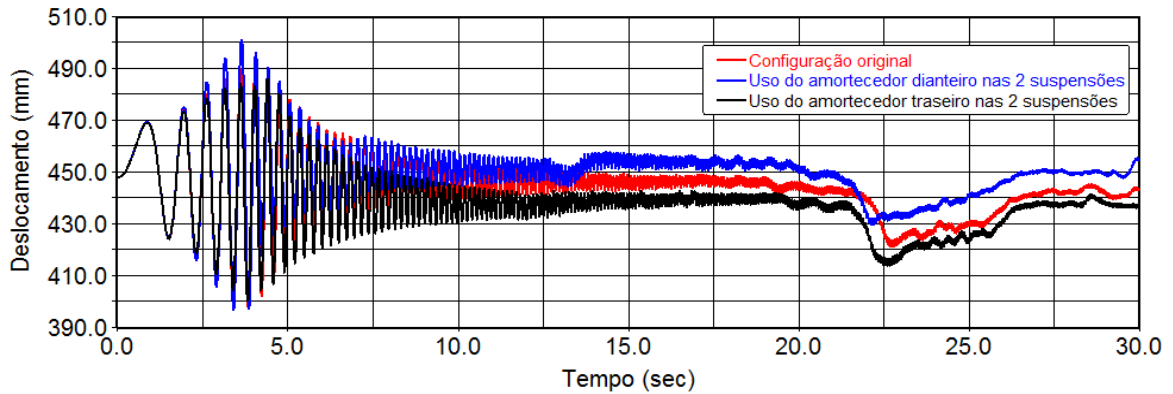
Figura 97: Deslocamento vertical da massa não suspensa traseira.



Fonte: Autoria própria.

Destaca-se nas curvas acima, a influência do amortecimento no decaimento médio das curvas com o aumento do tempo de simulação, especialmente após 5 segundos, quando o decaimento é mais perceptível. Também foram plotadas novas curvas fazendo-se simulações de alterações no uso dos amortecedores dianteiro e traseiro nas duas suspensões, apresentados na figura 98, quando é alterado as curvas de amortecimento das suspensões.

Figura 98: Avaliação da mudança das curvas de amortecimento nas suspensões na resposta vertical da massa suspensa.

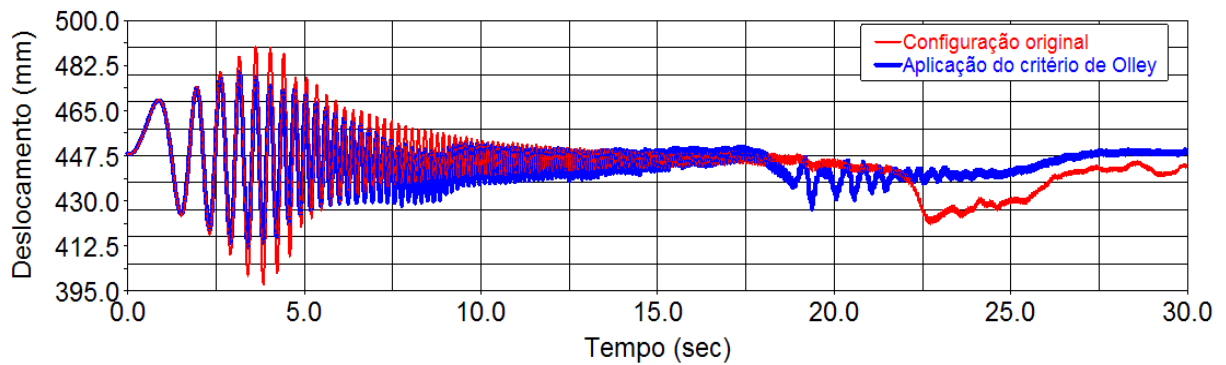


Fonte: Autoria própria.

Acredita-se que as variações apresentadas nos gráficos, sejam devido ao efeito da força do amortecimento traseiro no movimento de distensão, que é maior que no movimento de compressão, conforme é mostrada na curva experimental do amortecimento traseiro no tópico 5.1. Assim, com o aumento da frequência, o amortecimento tende a segurar a massa suspensa e como a suspensão traseira é mais próxima do centro de massa, esta influência aumenta. Este efeito pode causar danos no desempenho dinâmico do veículo visto que diminui o curso de *rebound* da suspensão, podendo aumentar a possibilidade de ‘quicar’ durante os trechos irregulares, dificultando assim o movimento vertical da suspensão, deteriorando o contato pneu-solo e alterando os parâmetros cinemáticos da suspensão, que consequentemente modificam a dinâmica do veículo.

A figura 99 ilustra uma comparação do deslocamento vertical da massa suspensa, aplicando a teoria de *Olley*. Esta teoria consiste em ter uma diferença de rigidez entre as suspensões dianteira e traseira, com um acréscimo de 30% de rigidez na traseira em relação a suspensão dianteira. Desta forma, foram desenvolvidas outras simulações, onde a curva azul tem 1,3 da rigidez da mola dianteira para a mola traseira. A mola de referência teve sua rigidez obtida experimentalmente no tópico 5.1.

Figura 99: Avaliação da resposta vertical da massa suspensa, aplicando o critério de *Olley*.

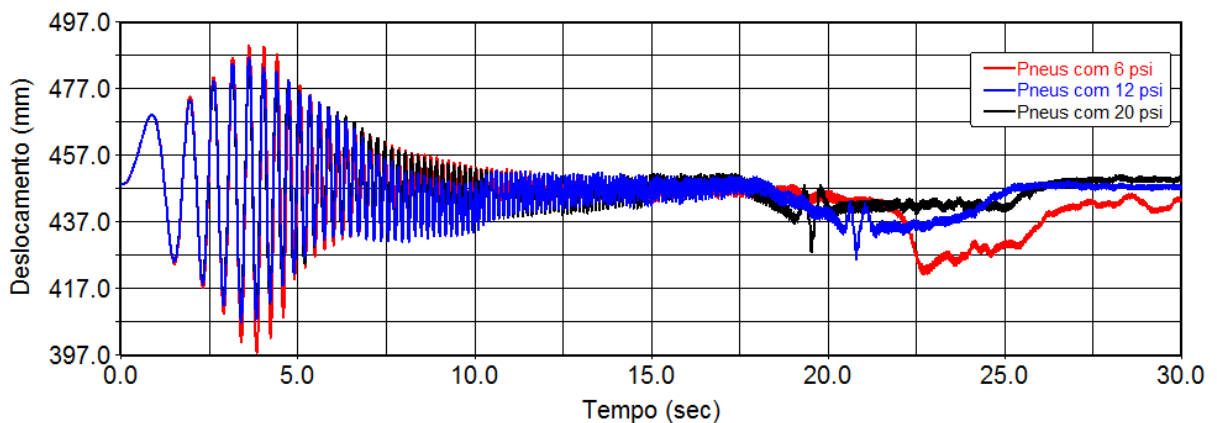


Fonte: Autoria própria.

Percebe-se uma diminuição nas amplitudes dos picos de respostas aplicando a teoria de *Olley*, quando comparadas a simulação com o modelo na configuração original, principalmente na região de frequências naturais da massa suspensa. Usando as métricas de valores de picos, tem-se uma redução de 23,4% e pelos valores de RMS (*root mean square*), houve uma redução de 21,89%. A mesma análise se aplica para regiões com tempo superiores a 17,5 segundos, onde também percebe-se a diminuição da variação de deslocamento nessa região. Entretanto, comparando na faixa de 10 a 17,5 segundos, percebe-se que há uma maior variação de deslocamento vertical, possivelmente seja o efeito do movimento da massa não-suspensa que deve ser maior do que na configuração original, devido a ter uma suspensão traseira mais macia por causa do critério de *Olley*.

A figura 100 apresenta três simulações, onde foi considerado o modelo na sua configuração original (6 psi), e alterações nas pressões de enchimento do pneu (12 e 20 psi), alterando suas rigidezes verticais do pneu com os valores encontrados experimentalmente.

Figura 100: Influência da pressão na resposta vertical da massa suspensa.

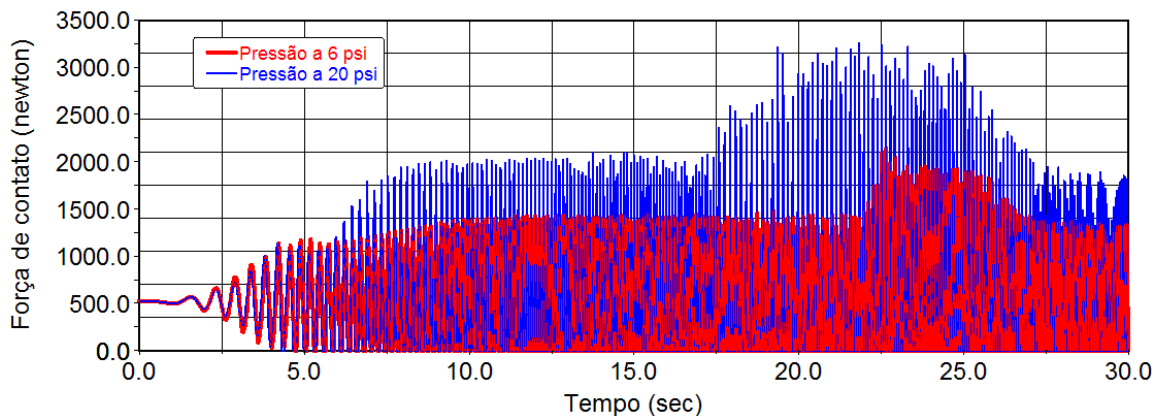


Fonte: Autoria própria.

Observa-se nos gráficos da figura 100, que quando há um aumento da pressão de enchimento dos pneus, ocorre uma diminuição das amplitudes dos picos na região inicial e na região posteriores a 17,5 segundos. Este efeito é encontrados em trabalhos de Diniz (2013) e Perseguiim (2005).

A figura 101 mostra a influência da força de contato do pneu ao longo do tempo, onde percebe-se maiores variações de picos para a maior pressão, principalmente para tempos maiores que 6 segundos, havendo um aumento dos valores de picos, da ordem de 52,26% em relação a pressão de referência (6 psi).

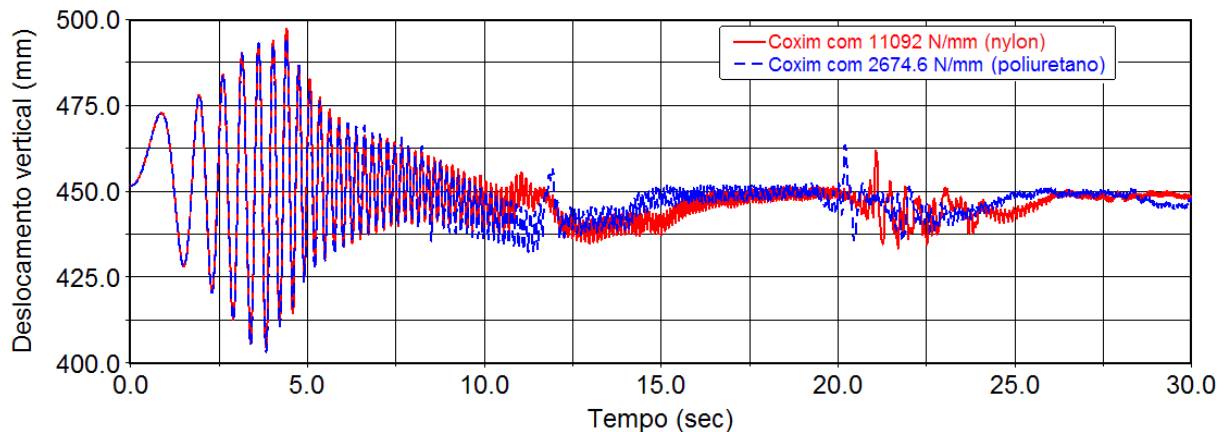
Figura 101: Avaliação da pressão do pneu em relação ao seu contato com o solo.



Fonte: Autoria própria.

Na figura 102 foram feitas duas simulações com modificações da rigidez das buchas de suspensão no modelo de referência, onde foram aplicados em todos os pontos de suspensões as rigidezes de 11092 N/mm e 2674,6 N/mm, encontrados experimentalmente para as buchas do tipo de nylon e poliuretano, respectivamente.

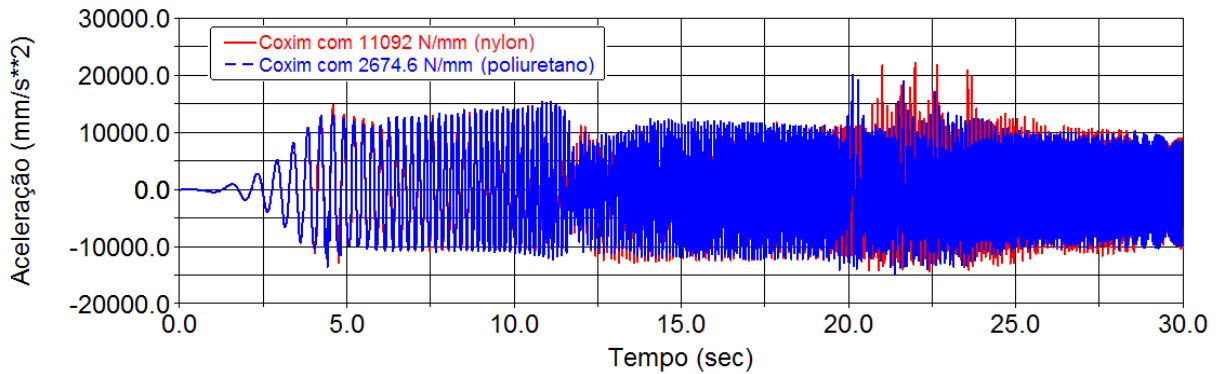
Figura 102: Influência do tipo de coxins na massa suspensa.



Fonte: Autoria própria.

Os resultados mostraram maiores variações de respostas para tempos superiores a 10 segundos. Usando a métrica de valores RMS, tem-se que o coxim de menor rigidez apresentou menores RMS do que o outro coxim, com uma redução de cerca de 2%, melhorando o conforto do piloto e possibilitando melhores desempenhos, fato este mostrado nas curvas de aceleração da massa suspensa (figura 103), em que na região onde os coxins tem maiores efeitos (15 a 30 segundos), tem-se na métrica de RMS uma redução de 4,1% com a diminuição da rigidez deste elemento.

Figura 103: Influência da aceleração com variação do tipo de coxins.



Fonte: Autoria própria.

5.4 – Comparação dos modelos numéricos com experimental

A figura 104 apresenta um perfil da lombada, utilizada como dados de entrada para os modelos numéricos. A aproximação analítica da lombada real foi feita através de medidas geométricas apresentada na figura 56.

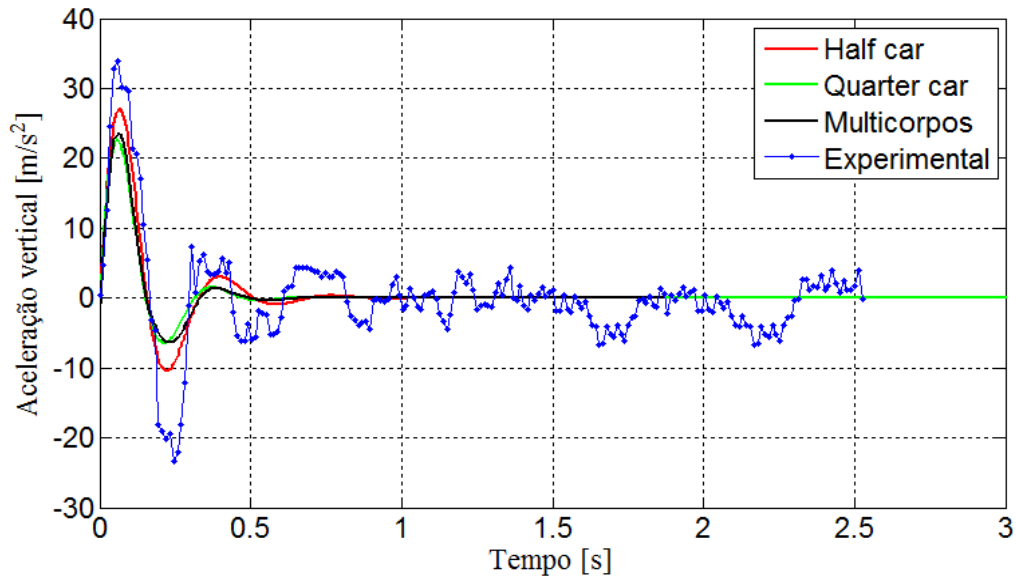
As figuras 105 e 106, apresentam um conjunto de respostas de aceleração no domínio do tempo das massas suspensa e não suspensa obtidos experimentalmente e pelos modelos numéricos, *quarter car*, *half car* e o modelo tridimensional criado no software MSC ADAMS (denotada de multicorpos), de modo a validar os modelos, comparando-os com o experimental.

Figura 104: Perfil da lombada para simulações numéricas.



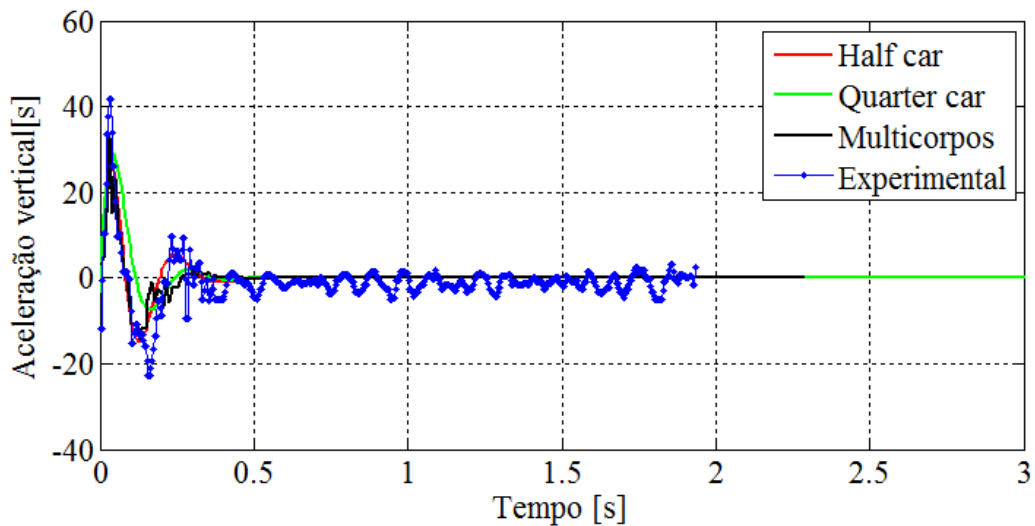
Fonte: Autoria própria.

Figura 105: Respostas no domínio do tempo da massa suspensa do veículo baja.



Fonte: Autoria própria.

Figura 106: Respostas no domínio do tempo da massa não-suspensa do veículo baja.



Fonte: Autoria própria.

Deve-se ressaltar que as curvas dos resultados experimentais nas figuras 105 e 106 passaram por tratamentos de dados (filtro de janela retangular e o uso de uma interpolação linear entre cada par de pontos para determinação de valores médios), com a finalidade de minimizar os efeitos do ruído emitido pelo motor e da trepidação oriunda da pista, que não foram contemplados nos modelos numéricos. No entanto, nestes gráficos ainda pode-se notar a influência destes efeitos. Os dados foram aqusitados no momento do surgimento do fenômeno de oscilação *aftershake* (movimento livre após o excitamento), e apresentaram comportamentos semelhantes aos que foram encontrados por Macedo e Watanabe (2012), com diferença na

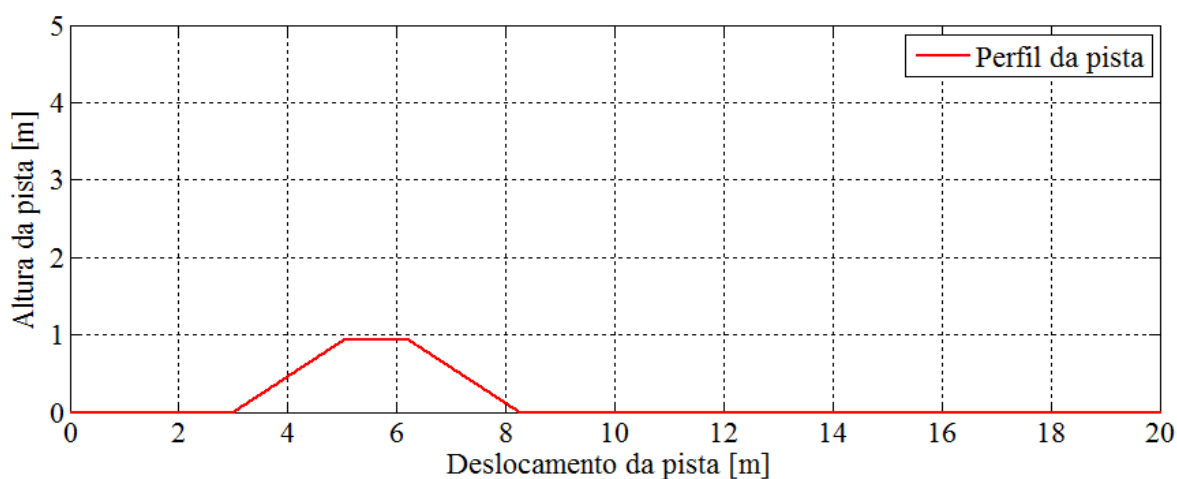
quantidade de ciclos de oscilações que possivelmente esteja associado a diferença dos fatores de amortecimentos encontrados nos objetos de estudos.

No entanto, devido à complexidade do sistema e o experimento ser realizado em ambiente com poucos parâmetros controláveis, os resultados obtidos foram considerados satisfatórios, validando assim os modelos, pois comparando as curvas experimentais com as respostas encontradas pelos modelos, pode-se averiguar uma boa concordância nas curvas de caracterização do comportamento dinâmico do veículo baja, apresentando as mesmas quantidades de oscilações no regime transiente e pequenas variações nas amplitudes de picos no eixo do tempo. Resultados com erros dessa ordem, podem ser encontradas em Tang, Tamini e Yang (2000) e Kizilca, Sert e Dileroglu (2014). As magnitudes dos picos também apresentaram uma boa correlação, sendo observado um maior desvio no gráfico de resposta da massa suspensa. Estas variações podem ser explicadas pela não consideração dos efeitos do motor e da trepidação da pista, além da dificuldade de manter o veículo em velocidade constante no experimento.

5.5 – Simulações em passagem de obstáculo perfil 1 (lombada)

São apresentadas simulações nos três modelos, cuja situação de análise é a passagem do veículo em estudo por obstáculos com perfil trapezoidal, em condições de passagem sobre rampas reais de competição em quatro velocidades (20, 23, 25 e 30 km/h), representada na figura 107.

Figura 107: Perfil do obstáculo.

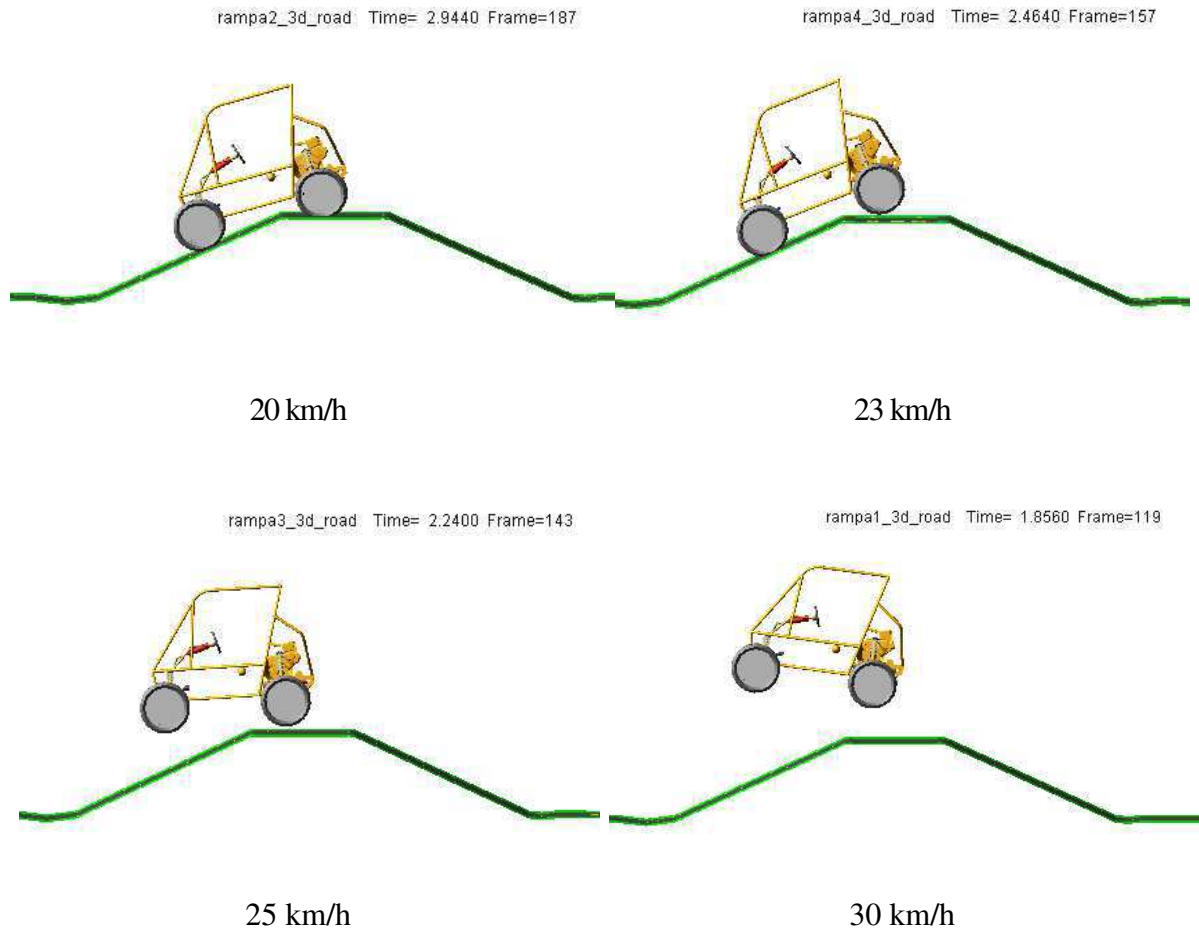


Fonte: Autoria própria.

A figura 108 ilustra uma sequência de imagens de algumas simulações realizadas no ambiente MSC ADAMS, sendo que cada imagem representa, na mesma posição em relação ao

obstáculo, a forma com que o veículo se comportou quando há variação da sua velocidade de entrada ao obstáculo.

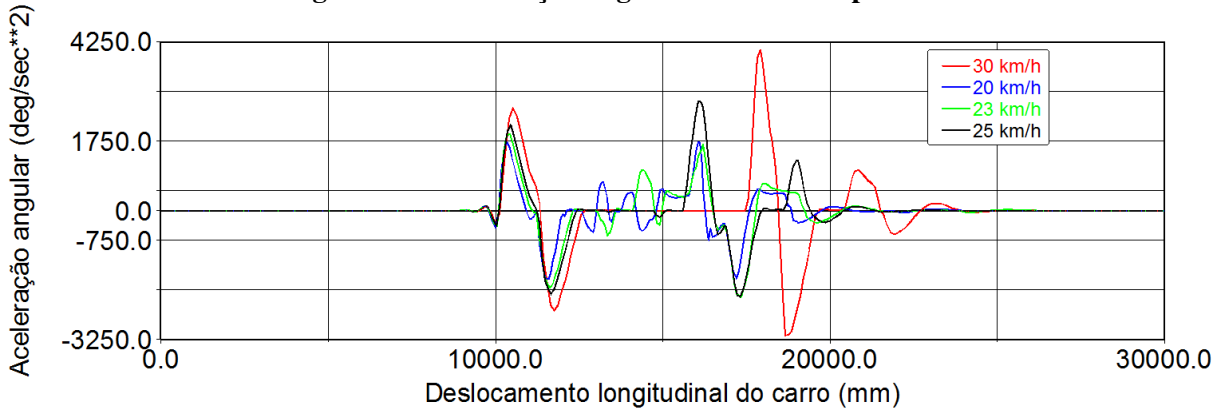
Figura 108: Sequência de imagens do veículo a diferentes velocidades.



Fonte: Autoria própria.

O modelo multicorpos empregado foi capaz de captar a influência da velocidade de entrada neste obstáculo, sendo possível simular o comportamento do veículo em instantes onde o modelo não tem nenhum contato com o solo. Percebe-se que para este obstáculo e velocidades acima de 25 km/h, o veículo começa a querer ‘saltar’, o que provoca maiores movimentos de *pitch* da massa suspensa, como é mostrado na figura 109. Esta situação de saltos é bastante comum em competições *off-road* e bastante crítica devido ao risco de causar instabilidades como o capotamento, haja visto o aumento ascendente da aceleração angular da massa suspensa com o aumento da velocidade de entrada nos obstáculos.

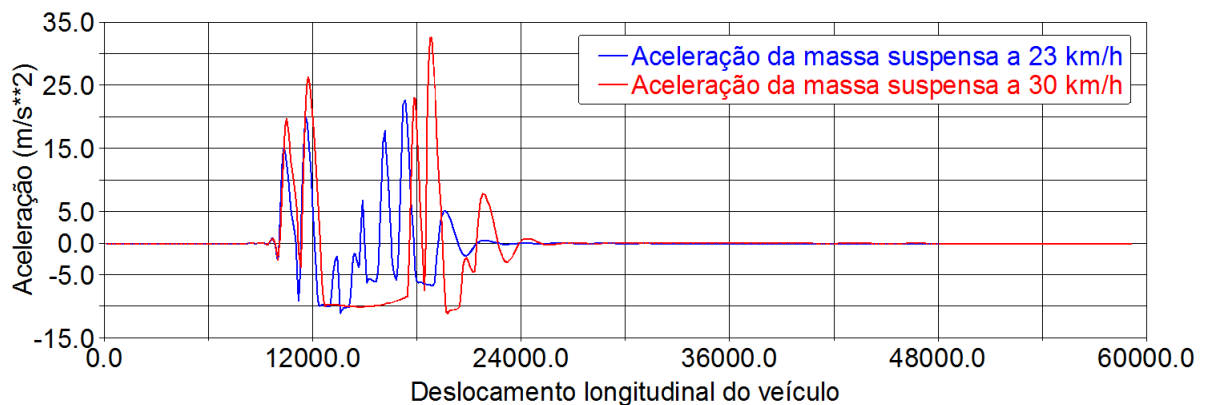
Figura 109: Aceleração angular da massa suspensa.



Fonte: Autoria própria.

A figura 109 mostra as acelerações angulares da massa suspensa em função do deslocamento do veículo na pista, sendo que o veículo inicia a passagem no obstáculo próximos de 10 metros, em que ambas as curvas se assemelham no comportamento, havendo acréscimos pequenos nos valores de picos. Após esta etapa, destaca-se um intervalo com valores menores a 20 deg/s^2 das curvas representativas a velocidades de 25 e 30 km/h. Esta faixa representa o momento de salto do veículo, onde o intervalo maior desta faixa foi a da curva a 30 km/h. Avaliando os valores de picos, nota-se que seus maiores valores foram atingidos a 30 km/h, no instante do impacto das rodas na pista após os saltos, atingindo um aumento de 62,3% quando comparado a curva representativa a 23 km/h, onde não houve salto. É neste instante de impacto onde há a maior aceleração vertical da massa suspensa, conforme mostrado na figura 110. Usando como métrica de estudo, o valor RMS (*root mean square*) da resposta de aceleração angular, também mostrou-se valores superiores para a curva de 30 km/h, havendo um acréscimo de 38,6% também em relação a curva de 23 km/h.

Figura 110: Aceleração da massa suspensa.

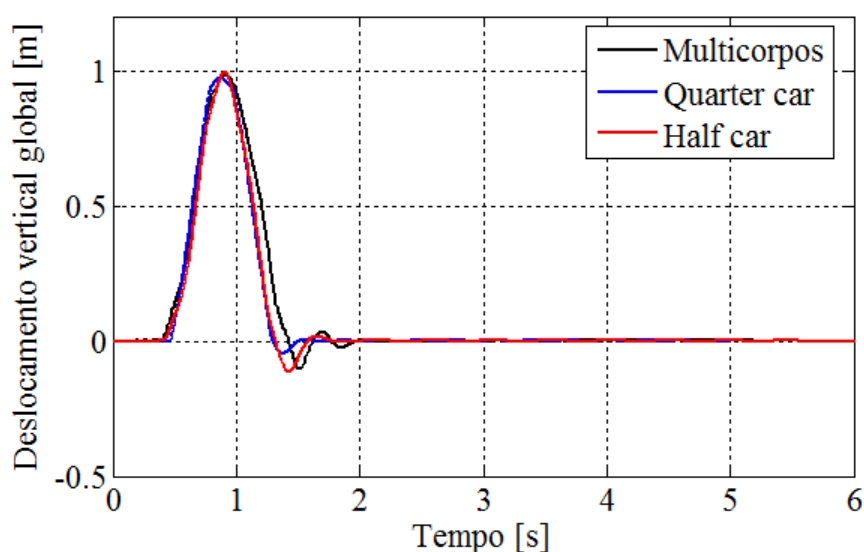


Fonte: Autoria própria.

Na figura 110 também é possível identificar a região que representa o instante em que o modelo veicular fica sem contato do pneu com o solo, que é a região onde tem sua aceleração vertical igual a -9.81 m/s^2 , equivalente a gravidade (1 g).

A figura 111 ilustra as respostas globais do deslocamento vertical da massa suspensa para cada modelo computacional estudado com a velocidade inicial de 23 km/h . Avaliando as repostas, verifica-se um certo atraso da resposta do modelo multicorpos no eixo do tempo com relação aos outros modelos, além de um acréscimo nos valores 2 picos nos modelos que tem contempla o efeito de *pitch* com relação ao que não contempla, *quarter car*. Resultados semelhantes foram obtidos por Freitas (2006) e Vinha (2013), com relação a resposta ao deslocamento vertical da massa suspensa.

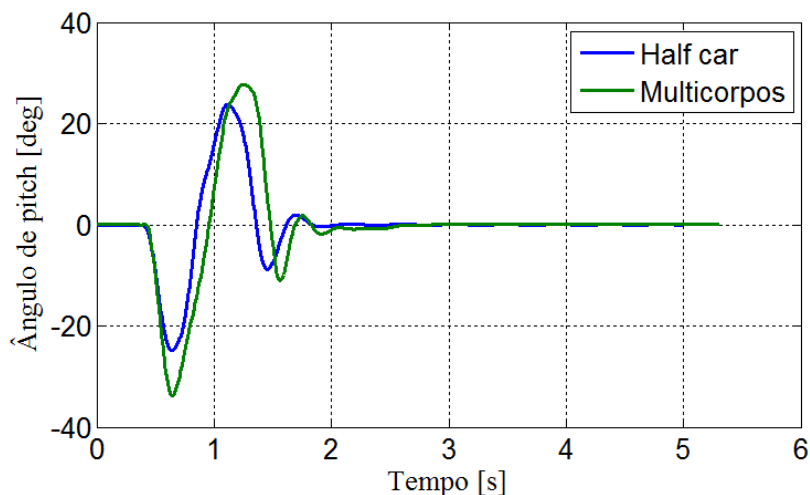
Figura 111: Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa realizados em diferentes modelos computacionais.



Fonte: Autoria própria.

Para a comparação da variação do ângulo de *pitch*, foram plotados na figura 112 os resultados dos modelos multicorpos e o modelo *half car*, onde foram também observados comportamento semelhante aos obtidos por Colón (2012). Os resultados do modelo multicorpos também apresentaram uma defasagem no eixo de tempo, e acredita-se que isto seja o efeito da modelagem de transmissão implementada no modelo multicorpos em estudo, pois apresentou-se variações na velocidade do veículo, fato este não contemplado no modelo *half car* feito no MATLAB, onde se considera a velocidade de 23 km/h constante por toda simulação.

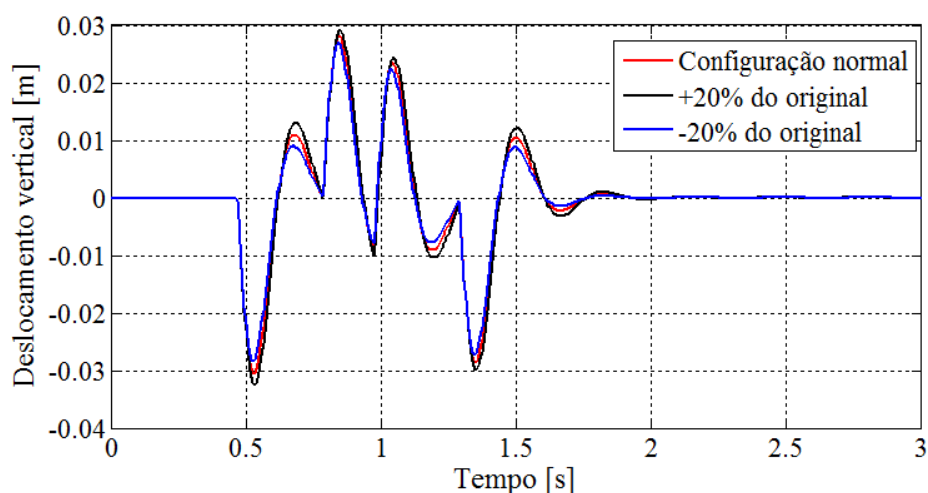
Figura 112: Respostas da variação do ângulo de *pitch*.



Fonte: Autoria própria.

Utilizando o modelo *quarter car*, foi possível avaliar a influência da massa não suspensa no parâmetro do seu deslocamento vertical (figura 113), onde foram realizados 3 simulações sendo uma de referência com o modelo na configuração original e outras duas tendo uma variação para mais e para menos de 20% da massa original.

Figura 113: Avaliação do deslocamento vertical da massa não suspensa em relação a uma mudança de 20% nos valores da mesma.



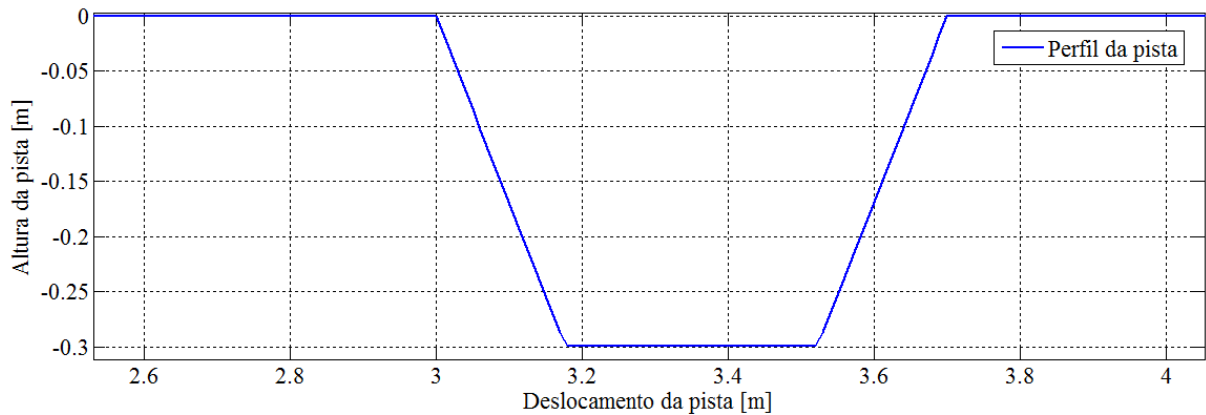
Fonte: Autoria própria.

Observa-se que houve variações apenas nas regiões próximas aos valores de picos, onde para a curva que representa uma massa não suspensa com 20% a mais, ocorreram os maiores valores de picos. Avaliando pela métrica dos valores RMS, esta mesma curva também apresentou maiores valores RMS, obtendo um acréscimo da ordem de 7,24%.

5.6 – Simulações em passagem de obstáculo perfil 2 (vala)

São apresentadas simulações nos três modelos que representa uma situação bastante comum em competições *off-road*, que é a passagem do veículo de estudo por obstáculo com perfil do tipo vala (figura 114). A velocidade adotada para todas as simulações foi de 23 km/h, que representa a velocidade típica nesse trecho da competição.

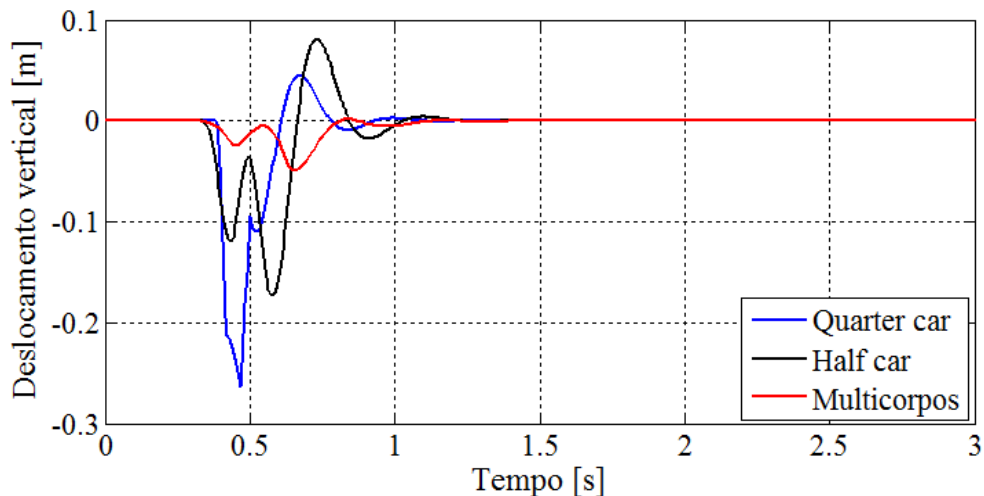
Figura 114: Perfil do obstáculo tipo vala.



Fonte: Autoria própria.

A figura 115 apresenta as respostas das curvas referentes aos deslocamentos verticais da massa suspensa obtidas nos três modelos computacionais com as mesmas condições de parâmetros e com a entrada adotada na figura 114.

Figura 115: Avaliação da resposta vertical da massa suspensa obtida nos três modelos.



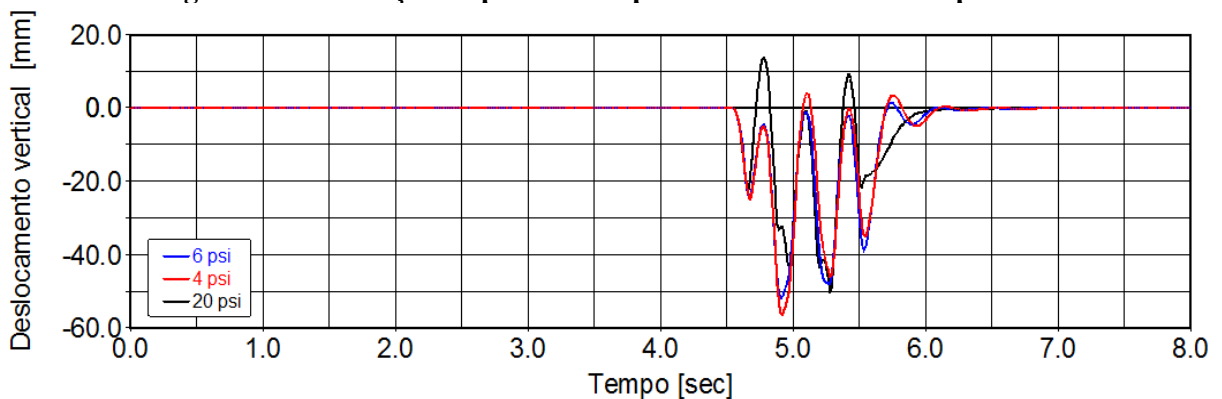
Fonte: Autoria própria.

Nestes gráficos ressalta-se a influência geométrica e a condição de modelamento dos pneus, onde destacam-se os baixos valores de picos do modelo multicorpos, em que neste está

presente o fator geométrico do elemento pneu, além da caracterização dos fenômenos de não contato pneu-solo. De forma diferente, estão os modelos *half car* e *quarter car* cujos modelamento deste componente se valeu da condição denotada de *point contact*. Assim, acredita-se que a forma de modelamento e a condição de não contato tenham influenciado nos valores de picos para esta condição de entrada que tem uma largura próxima ao diâmetro do pneu (condição bastante crítica numa passagem real para avaliação dos resultados pelos modelos *half car* e *quarter car*).

Avaliando a influência da pressão do pneu para estas condições adotadas nesta seção, obteve-se as respostas verticais da massa suspensa. Entretanto estas simulações, foram realizadas incluindo três valas espaçadas a 2 metros, sendo que cada vala apresenta o mesmo perfil apresentada na figura 116.

Figura 116: Avaliação da pressão dos pneus nos obstáculos do tipo vala.

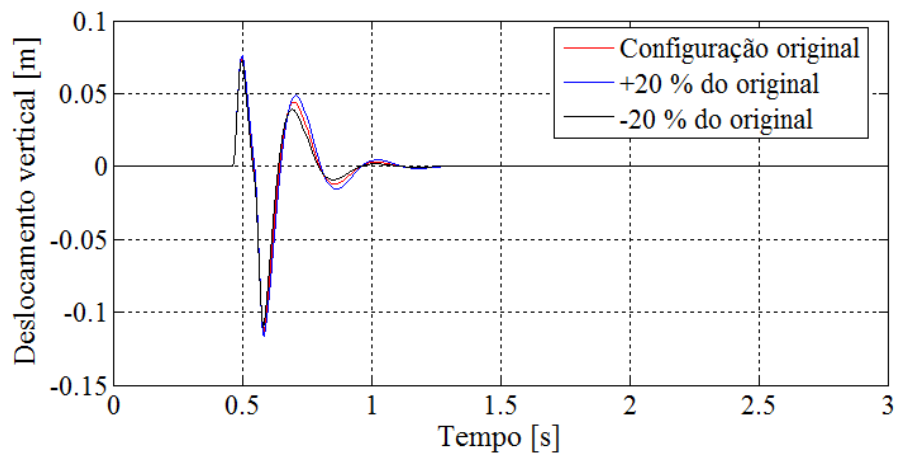


Fonte: Autoria própria.

Destaca-se na figura 116 a proximidade dos resultados das curvas 4 e 6 psi, entretanto era esperado, haja visto que a variação de pressão eram próximas e conseqüentemente, suas rigidezes verticais são próximas com uma variação em torno de 5 N/mm. Entretanto, quando comparado com a curva representativa a 20 psi, nota-se uma variação do comportamento dos valores de picos, principalmente no início na primeira vala e na última vala.

A figura 117 representam as respostas de deslocamento vertical da massa não suspensa. Apesar de ter entradas diferentes nos valores da massa não suspensa, os resultados obtidos se assemelham aos gráficos da figura 113, com relação a influência da variação da massa não suspensa nos valores de picos. Usando como métrica os valores de picos, houve uma maior diferença no segundo pico, cujo correspondeu em relação a curva de referência (configuração original) a 11,8 % para a curva azul e 13,34% para a curva preta.

Figura 117: Avaliação do seu deslocamento vertical em função a variação da massa não suspensa.



Fonte: Autoria própria.

CAPÍTULO 6

6 - Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

No presente trabalho foi dada ênfase ao estudo do comportamento dinâmico vertical de um veículo *off-road* do tipo baja, cujas referências são escassas quanto a caracterização da influência dos principais parâmetros da suspensão primária com evidência ao direcionamento de suas variações para otimização do desempenho deste tipo de máquina. Desta forma, foram desenvolvidos e implementados para um veículo baja UFCG, três modelos numéricos, utilizando dois softwares diferentes (MATLAB e MSC ADAMS), cujo seu desenvolvimento e modelamento matemático apresentam distinções entre si. Assim, para esta aplicação foram necessários a obtenção dos parâmetros de entradas, através da realização de ensaios experimentais nos componentes do veículo (pneus, molas, amortecedor e buchas de suspensão) numa máquina de ensaio dinâmico. Para fins de validação dos modelos, foram captadas respostas experimentais de acelerações das massas suspensa e não suspensa numa condição de teste real, em dadas condições simuladas com entradas do tipo rampa e valas. Por fim, foram realizadas várias simulações computacionais nos modelos para as condições excitação do tipo *swept sine* e de passagem do tipo lombada, valas, caracterizando as irregularidades da pista, simulando situações comuns em competições *off-road*, onde variou-se parâmetros, como rigidez das molas, rigidezes dos pneus e buchas de suspensão, constante do elemento amortecedor e valores de massa não suspensa.

6.1 - Conclusões gerais

As respostas em termos de aceleração foram obtidas computacionalmente e comparados com resultados experimentais, onde apresentaram uma boa similaridade nos comportamentos dinâmicos das massas suspensa e não suspensa, apesar das pequenas discrepâncias entre os resultados. No entanto, os modelos estudados foram considerados satisfatórios e válidos em comparação ao experimental bem como dos resultados da literatura encontrada, visto que não foram considerados nos modelos outros fatores como a excitação advinda do motor e trepidação da pista, bem como observou-se limitações no sistema de aquisição de dados.

As simulações com condição de passagem em *swept sine*, foram apresentadas como principais resultados, onde destaca-se a importância da utilização do critério de *Olley* para a determinação da rigidez das molas, tendo sido mostrado reduções importantes nos valores de picos de deslocamento vertical da massa suspensa durante a excitação. Além disso, mostrou-se

a forte influência da variação da força de contato pneu-solo, quando é aumentada as pressões de enchimento dos pneus. Estes fatos são de extrema importância para a avaliação do desempenho do veículo e mostra que estes parâmetros podem ser otimizados de modo a obter melhores performance do veículo.

Analisando as simulações de passagem de lombada com altura elevada, constatou-se que o modelo multicorpos, desenvolvido no MSC ADAMS conseguiu caracterizar bem o comportamento de saltos do veículo e verificou-se que a aceleração imposta a massa suspensa é da ordem de 3,4 g aproximadamente.

Nas simulações de passagem por valas, foi observado que a forma de modelagem e o fator geométrico dos pneus influenciaram na variação do deslocamento da massa suspensa com relação as dimensões do obstáculo estudados e que os modelos simulados no MATLAB, onde o pneu é modelado na forma *contact point*, onde apresentaram resultados com amplitudes relativas máximas maiores que o dobro da amplitude do modelo multicorpos.

As maiores contribuições desse trabalho referem-se ao desenvolvimento dos modelos numéricos de forma satisfatória, a metodologia aplicada de forma adequada, a obtenção dos parâmetros experimentais referentes aos componentes da suspensão com boa correlação e a detecção das variáveis que apresentam maior sensibilidade na modelagem, para fins de otimização da performance do veículo.

Conclui-se que os resultados obtidos através da aplicação dos modelos teóricos propostos, proporcionaram uma boa estimativa do comportamento dinâmico de um veículo *off-road* real sob as condições estudadas. Os desenvolvimentos realizados nesta dissertação serão essenciais para a abertura de novas pesquisas que possam vir a adicionar e enriquecer o presente estudo e o estado da arte atual, ou ainda, subsidiar uma nova linha de pesquisa relacionada à análise do comportamento veicular, como referencial para o setor automotivo e aos projetistas nos futuros desenvolvimentos desses tipos de veículos.

6.2 - Sugestões para trabalhos futuros

O assunto da presente dissertação, é um tema interdisciplinar e permite a abertura em vários estudos de continuidade, uma vez que possui elevado grau de complexidade. Este fato não é tratado como um obstáculo e sim como algo instigante e se apresenta como um bom desafio para quem ambiciona trabalhar nesta área. Deste modo propõe-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Continuação dos estudos da dinâmica vertical, entretanto com aplicação de outros obstáculos, com diferentes geometrias e variação do tipo de terreno, de modo que possa atingir melhores resultados computacionais e se aproxime da realidade;
- Modelamento na dinâmica vertical de outros tipos de suspensão (ex. eixo rígidos, *trailing arm*, *semi trailing arm*, *multilink*, *macpherson*) que tenham aplicação aos veículos do tipo *off-road*;
- Caracterização experimental de outros parâmetros do veículo, tais como: rigidez de batentes e coxins dos amortecedores, amortecimento dos pneus, vibração do motor, da transmissão e rigidez dos bancos;
- Avaliação numérico-experimental da influência de excitação vertical imposta pelo solo na dinâmica lateral do veículo;
- Emprego de suspensões ativas, com desenvolvimento de amortecedores “inteligentes”, aplicando logica Fuzzy ou redes neurais;
- Avaliação e caracterização da não linearidade (efeito histerético) dos pneus e caracterização da variação do comportamento dinâmico pelos métodos numéricos;
- Avaliação de outros modelos de pneus para o baja e determinação com comparação experimental, dos melhores modelos que avalia melhor o comportamento do pneu;
- Aplicação de novos métodos para a medição geométrica e dinâmica comportamental no veículo, como por exemplo a tecnologia de Fotometria, sensor ultrassom e LVDT.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adams, H. **Chassis engineering**. N.Y: HP Books, ISBN 1-55788-055-7, 1993.
- Aquino, A. S. de. **Análise matemática de sistemas de suspensão ativa**. 2002. 80f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2002.
- Barbosa, R. S. **Multibody system dynamics applied to guide vehicles**. 1999. 273f. Tese (Doutorado em dinâmica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.
- Bassetto, E. L.. **Proposta de metodologia para o ensino das fases de projeto informacional e projeto conceitual**. 2000. 122f. Dissertação (Mestrado em Engenharia). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.
- Blundell, M.; Harty, D.. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. ISBN: 0 7506 5112 1
- Caldas, Frederico J. C.. 2013. **Projecto suspensão formula student**. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica). 2013. 162f. Instituto Superior De Engenharia De Lisboa. Lisboa, Portugal, 2013.
- Cassel, G. L.; Vaccaro, G. L. R. A. **Aplicação de simulação-otimização para a definição do mix ótimo de produção de uma indústria metal-mecânica**. In: Encontro Nacional De Engenharia de Produção, 2007, Foz Do Iguaçu. Anais da Abepro.
- Clark, S. K. **Mechanics of pneumatic tires**. Us Department Of Transportatio. 1981
- Colón, Diego. **Modelagem computacional e controle de um sistema de suspensão ativa**. In: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2012, São Luís.
- Costa, A.L.A; Padovese, L.R. **Contact simulation between truck tires and the roadway concerning the tread wear**. Technical Bulletin of the Polytechnic College of USP, Department of Mechanical Engineering, São Paulo, BT/PME/0102, 2001.
- Crolla, D. A., D. N. L. Horton, and R. M. Stayner. **Effect of tyre modelling on tractor ride vibration predictions**. J. Agric. Eng. Res. 47(1), p. 55-77, 1990.

Duarte, Murilo Del Rio. **Simulação de ride primário e secundário através do uso de carregamento de pista.** 2010, 112f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

Esmailzadeh, E. (1996). **Direction performance and yaw stability of articulated combination trucks. commercial vehicles and highway dynamics.** SAE International SP-1201, p.39-55, 1996.

FELÍCIO, Luiz C.. **Modelagem da dinâmica de sistemas e estudo da resposta.** 2. ed. São Carlos: Rima, 2010. 568 p.

Ferreira, Hudson T.. **Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através programa computacional MATLAB - Simulink.** 2003. 86f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

Fontana, R. **Estudo das características dinâmicas de um veículo 4x4.** 2005. 106f. Dissertação (mestrado em Engenharia). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

Freitas, Luís M., **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson.** 2006. 131f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

Gillespie, T. D.. **Fundamentals of vehicle dynamics.** SAE R – 114, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1992.

Gough, V. E. **Tyre-to-ground contact stresses.** Wear, 1958, v. 2, p.107-126.

Heibing, Bernd; Ersoy, Metin. **Chassis handbook.** s.l.: Vieweg Teubner, 2001. ISBN: 978-3-8348-0994-0.

Iezzo, Robson, **Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo “slow-active” com custo competitivo.** 2010. 284f. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

Iwata, H. **Development of M.M.C. rally car.** SAE paper 983066, 1998.

Matthews, J.; Talamo, J.D.C.. **Ride comfort for tractor operators, iii. Investigation of tractor dynamics by analogue computer simulation.** Journal of Agricultural Engineering Research, v. 10, no. 2, 1965.

Jazar, Reza N.. **Vehicle dynamics: Theory and applications**. Springer Science and Business Media, LLC. New York, NY, USA, 2008.

Kirstein, J. C.. **Suspension system optimization to reduce whole body vibration exposure on an articulated dump truck**. 2005. 97 f. Dissertation (Master's in Mechanical Engineering). StellenBosch University, Matieland, África do Sul.

Kising, A.; Gohlich, H. **Dynamic characteristics of large tyres**. Journal of Agricultural Engineering Research, v.43, p.11-21 1989.

Kizilca, Salih D.; Sert, Emre; Dileroglu, Sertaç. **Ride comfort sensitivity analysis of portal axle using adams/car**. In: 3rd International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science, 2014, Karabuk, Turquia.

Merling, Michael C. C.; Neto, Mauro S.. **Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres**. 2007. 174f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

Milliken, W. F.; Milliken, D. L.. **Race car vehicle dynamics**. SAE R – 146, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1995

Momyiama, F.; Kitazawa, K.; Asukai, M.; Suzuki, K.; Shigemori, M. **Development of “Camion” Truck Winner at ‘97 Dakar Rally**. In: Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan, SAE paper 983065.

Mosquen, A. **Simulação numérica de um veículo de chassi tubular frente a uma situação de capotamento frontal**. 2012. 25f. Monografia (Relatório final em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Neto, Á. Costa. 2005. **Dinâmica veicular**. Universidade de São Paulo, São Carlos, p. 65-115

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

Okabe, Eduardo P.. **Metodologia de projeto para desenvolvimento de suspensão veicular**. 2003. 158f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

Peres, G.. **Uma metodologia para simulação e análise estrutural de veículos de transporte de carga**. 2006. 173f. Dissertação (mestrado em Engenharia). Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

Perseguiim, O.T. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para sua avaliação**. 2005. 221f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

Presthus, M. **Derivation of air spring model parameters for train simulation**. 2002. 75 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Física). Lulea University of Technology, Lulea, Suécia, 2002.

Macedo. R. Q. de; Watanabe, F. Y.. **Modelagem e simulação dinâmica do sistema de suspensão de um veículo no domínio do tempo**. In: XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2012, São Carlos, São Paulo.

Rajamani, R. **Vehicle dynamics and control**. 2. ed. Springer, Minneapolis, Minisota, USA 2012.

Rehnberg, Adam. **Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles**. 2008. 64f. Licentiate Thesis (Doctor at engineering). Royal Institute of Technology, Stockholm. Suécia, 2008.

Reimpell, Jörsen; Stoll, Helmut; Betzler, Jürgen W. **The automotive chassis: Engineering principles**. 2nd Ed. Butterworth-Heinemann, Woburn, MA, USA, 2001. Translated from the German by AGET Limited.

Rezende, J. C. C., **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

Rill, George. **Vehicle dynamics**. Fachhochschule Regensburg - University of Applied Sciences. 2006. Lecture Notes.

Rocha, Fábio Krug. **Desenvolvimento de uma metodologia para análise de estrutura veicular**. 2004. 161f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

Schiehlen, W.. **Multibody systems dynamics: Roots and perspectives**. Multibody Systems Dynamics, Kluwer Academic Publishers, 1997.

Shannon, R. E.. **"Introduction to simulation."** In: Winter Simulation Conference, 24. 1992, San Diego, p. 65-73, 1992.

Shiotsuki, Rafael D.. **Análise do efeito da suspensão traseira de veículo rodoviário de carga no desempenho de pavimentos flexíveis**. 2009. 115f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Centro Universitário da FEI. São Bernardo do Campo, São Paulo, 2009.

Simões, L. R. **Estudo de uma suspensão pneumática semi-ativa não-linear para veículos de carga basead em lógica fuzzy**. 2005. 99f. (Relatório final em Engenharia Mecânica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

Simon, D. E. **Experimental evaluation of semiactive magnetorheological primary suspensions for heavy truck applications**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). 1998. 150f. Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, EUA, 1998.

Soares, A. L. V., **Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos**. 2005. 89f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

Spinola, A. de L.. **Modelagem e controle não linear da direção de um veículo terrestre**. Rio de Janeiro. 2003. 140p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Departamento de Engenharia Elétrica. Pontifícia de Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.

Stone, Richard; Ball, Jeffrey K. **Automotive engineering fundamentals**. SAE R-199, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 2004.

Tang, A., Tamini, N.; Yang, D.. **Virtual proving ground - A CAE tool for automotive durability, ride e handling and NYH applications**. In: 6th International L S-DYNA Conference. 2000. Detroit, USA.

Taylor, R.K.; L.L. Bashford; Schrock, M.D.. **Methods for measuring vertical tire stiffness**. Transactions of the ASME, ASME, v. 43, No 6, p. 1415-1419, 2000.

Vargas, V. A.. **Efeitos da flexibilidade estrutural em simulações de dinâmica lateral de veículo de transporte de carga.** 2011. 132f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

Vieira Neto, A. J.. **Metodologia de aperfeiçoamento de suspensões veiculares através de modelo virtual em ambiente multicorpos.** 2011. 90f. Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica das Máquinas e Sistemas). Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

Vinha, G. F. da. **Modelagem tridimensional da suspensão de eixo rígido de um veículo por fluxo de potência.** 2013. 122f. Dissertação (mestrado em Engenharia). Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2013.

Wenkui, L. Feng; Manlong, P.; Yunqing, Z.. **Comparison of wheelbase filtering effect and suspension tuning between two-axle and tri-axle vehicle with tandem suspension.** The 2nd International Conference on Computer Application and System Modeling, Atlantis Press, p. 1124-1127, 2012.

Yates; H.. **Carpets and lattices,** Aircraft Eng., 18, 1946.

Zegelaar, P.W.A.. **The dynamic response of tyres to brake torque unevennesses.** 1998. 316f PhD Thesis. Delft University of Technology, The Netherlands.