

# USP

## Campus de São Carlos

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO NÃO  
LINEAR DE TRÊS GRAUS DE LIBERDADE  
PARA A ANÁLISE DA DINÂMICA LATERAL DE  
UM ÔNIBUS COM SUSPENSÃO A AR

**MARCELO PRADO**

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

## UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO



## ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

# Desenvolvimento de um Modelo Não Linear de Três Graus de Liberdade para a Análise da Dinâmica Lateral de um Ônibus com Suspensão a Ar

Marcelo Prado

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 01.10.03

Ass.: *Guimarães*

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a defesa do Título de Doutor em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

DEDALUS - Acervo - EESC



31100043519



São Carlos  
2003

Class.	TETP-EESC
Cott.	4605
Tombo	T204103
Sysno	1324084

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

P896d Prado, Marcelo  
Desenvolvimento de um modelo não linear de três  
graus de liberdade para a análise da dinâmica lateral  
de um ônibus com suspensão a ar / Marcelo Prado. --  
São Carlos, 2003.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São  
Carlos-Universidade de São Paulo, 2003.

Área : Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.

1. Modelo de três graus de liberdade de ônibus.  
2. Modelo multicorpos de ônibus. 3. Modelo de  
suspensão a ar. 4. Dinâmica lateral. I. Título.

**FOLHA DE JULGAMENTO**

Candidato: Engenheiro **MARCELO PRADO**


Tese defendida e julgada em 04-04-2003 perante a Comissão Julgadora:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. **ÁLVARO COSTA NETO (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

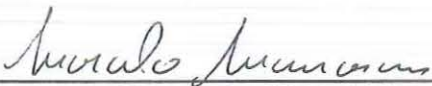
APROVADO

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Assoc. **PAULO SERGIO VAROTO**  
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

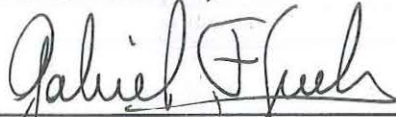
APROVADO

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Tit. **RONALDO DE BREYNE SALVAGNI**  
(Escola Politécnica/USP)

APROVADO


  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. **MARCELO MASSARANI**  
(Escola Politécnica/USP)

APROVADO

  
\_\_\_\_\_  
Dr. **GABRIEL FELIX GUELLER**  
(General Motors do Brasil)

APROVADO

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**  
Coordenador do Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica

  
\_\_\_\_\_  
Profª. Assoc. **MARIA DO CARMO CALHURY**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

# Agradecimentos

À DaimlerChrysler do Brasil pelo fornecimento dos dados e do modelo em sistemas multicorpos do ônibus.

À Pirelli do Brasil pelo fornecimento dos dados do pneu e pelos ensaios experimentais realizados junto com a DaimlerChrysler do Brasil.

À T-Systems do Brasil pelo apoio fornecido para a conclusão do doutorado.

Ao Prof. Dr. Álvaro pela orientação do trabalho.

À Escola de Engenharia de São Carlos,

À minha família e a família da Juliana pelo apoio dado.

À Juliana pelo apoio e compreensão.

*"It has always seemed to me that the most interesting thing about any design is not the design itself, but the reason behind it."*

*Maurice Olley*

# Sumário

<b>Sumário</b>	<b>iv</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>vii</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xv</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xvi</b>
<b>Resumo</b>	<b>xxi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xxii</b>
<hr/>	
<b>Capítulo 1</b>	
<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Objetivos.....	4
1.2 Divisão dos capítulos.....	5
<hr/>	
<b>Capítulo 2</b>	
<b>Revisão da literatura</b>	<b>6</b>
2.1 Introdução .....	6
2.2 Modelos simplificados da dinâmica lateral de um veículo .....	7
2.2.1 Modelos não lineares da dinâmica lateral de um veículo .....	11
2.2.2 Modelos de pneus para a dinâmica lateral .....	12
2.2.3 Sistema de direção.....	13
2.2.4 Sistema de suspensão a ar .....	14
2.3 Modelagem através de sistemas multicorpos .....	16
<hr/>	
<b>Capítulo 3</b>	
<b>Revisão Teórica</b>	<b>19</b>
3.1 Introdução .....	19

3.2	Modelo de três graus de liberdade do veículo.....	19
3.2.1	Resposta em regime permanente com entrada ângulo de esterço nas rodas dianteiras .....	22
3.2.2	Resposta em regime transiente com entrada ângulo de esterço nas rodas dianteiras para o modelo de três graus de liberdade. ....	24
3.2.3	Significado dos derivativos de estabilidade .....	25
3.3	Modelagem por sistemas multicorpos.....	26
<b>Capítulo 4</b>		
<b>Modelagem do Veículo</b>		<b>30</b>
4.1	Introdução .....	30
4.2	Modelo não linear de três graus de liberdade do veículo .....	31
4.2.1	Modelo da suspensão a ar.....	31
4.2.2	Modelo não linear do amortecedor da suspensão.....	36
4.2.3	Esterçamento das rodas devido ao rolamento da massa suspensa .....	39
4.2.4	Rigidez e amortecimento em rolamento.....	39
4.2.5	Variação da rigidez em curva do pneu .....	40
4.2.6	Modelo do sistema de direção.....	45
4.3	Modelo em sistemas multicorpos do veículo.....	48
4.3.1	Subsistema suspensão dianteira.....	49
4.3.2	Subsistema suspensão traseira .....	51
4.3.3	Subsistema de direção .....	53
4.3.4	Subsistemas rodas e pneus dianteiros e traseiros .....	57
4.3.5	Subsistema corpo do veículo.....	60
4.3.6	Montagem do veículo completo em sistema multicorpos.....	61
<b>Capítulo 5</b>		
<b>Simulações e Análises dos Resultados</b>		<b>62</b>
5.1	Introdução .....	62
5.2	Validação experimental dos modelos.....	62
5.2.1	Manobras realizadas .....	63
5.2.2	Instrumentação do veículo .....	64
5.3	Simulações e análises realizadas.....	67
5.3.1	Resultados das manobras em regime permanente com velocidade e raio de curvatura constantes .....	68
5.3.2	Análise dos resultados da manobra em regime permanente.....	68
5.3.3	Análise de tendência de esterçamento em regime permanente .....	74
5.3.4	Análise dos derivativos de estabilidade no modelo de três graus de liberdade.....	75



5.4	Resultados das manobras em regime transitório.....	77
5.4.1	Manobras de entrada degrau no volante .....	78
5.4.2	Resultados das manobras com entrada degrau no volante .....	78
5.4.3	Manobras de dupla mudança de pista .....	83
5.4.4	Resultados das manobras de dupla mudança de pista .....	83
<b>Capítulo 6</b>		
<b>Interface Gráfica para a Geração de Modelos Simplificados</b>		<b>92</b>
6.1	Introdução .....	92
6.2	Interface gráfica para a criação de modelos simplificados de veículos .....	93
6.3	Análises utilizando o modelo simplificado.....	101
<b>Capítulo 7</b>		
<b>Conclusões</b>		<b>103</b>
<b>Referências</b>		<b>106</b>
<b>Apêndice A</b>		
<b>Resultados das Manobras em Regime Permanente</b>		<b>116</b>
A.1	Análise dos ângulos de deriva e forças no pneu.....	116
<b>Apêndice B</b>		
<b>Respostas das Manobras de Entrada Degrau no Volante</b>		<b>123</b>
B.1	Análise dos ângulos de deriva e forças no pneu.....	123
<b>Apêndice C</b>		
<b>Respostas das Manobras de Dupla Mudança de Pista</b>		<b>130</b>
C.1	Análise dos ângulos de deriva e forças no pneu.....	130
<b>Anexo A</b>		
<b>Relatório dos Ensaio Experimentais</b>		<b>138</b>

## Lista de Figuras

Figura 3.1	Modelo de três graus de liberdade do veículo. Fonte: Segel, (1956).....	20
Figura 3.2	Sistema multicorpos representado por um modelo de dados. Fonte: Schiehlen, (1997).....	27
Figura 4.1	Exemplo de suspensão a ar empregado em ônibus.....	32
Figura 4.2	Geometria do bolsão a ar da Contitech utilizado no veículo em estudo. ....	32
Figura 4.3	Modelo de suspensão pneumática.....	33
Figura 4.4	Válvula de controle de altura de duas vias.....	35
Figura 4.5	Fluxo de ar através da válvula. ....	35
Figura 4.6	Variação da área do orifício de acordo com a variação da altura do bolsão de ar.....	36
Figura 4.7	Curva do amortecedor dianteiro do ônibus.....	38
Figura 4.8	Curva do amortecedor traseiro do ônibus.....	38
Figura 4.9	Análise das forças atuando em um veículo com rolamento da suspensão . Fonte: Gillespie, (1992).....	40
Figura 4.10	Análise de rolamento de um veículo. Fonte: Gillespie, (1992). ....	42
Figura 4.11	A rigidez em curva em função do carregamento vertical segundo Pacejka, (1991). ....	44
Figura 4.12	Variação da rigidez em curva do pneu com o aumento da carga normal e do ângulo de deriva do pneu. ....	45
Figura 4.13	Sistema de direção do ônibus.....	47
Figura 4.14	Modelo de sistema de direção de segunda ordem. ....	47
Figura 4.15	Suspensão dianteira do modelo multicorpo do veículo.....	49
Figura 4.16	Juntas para as conexões entre os corpos da suspensão dianteira.....	50

Figura 4.17	Elementos de força no modelo da suspensão dianteira .....	51
Figura 4.18	Suspensão traseira do modelo multicorpos do veículo .....	52
Figura 4.19	Juntas para as conexões entre os corpos da suspensão traseira.....	52
Figura 4.20	Elementos de força no modelo da suspensão traseira .....	53
Figura 4.21	Subsistema de direção do modelo multicorpos do veículo .....	54
Figura 4.22	Juntas para as conexões entre os corpos do subsistema de direção compreendidos entre a direção e o braço Pitman. ....	55
Figura 4.23	Juntas para as conexões entre os corpos do subsistema de direção compreendidos entre o braço Pitman e a barra de arraste. ....	55
Figura 4.24	Elementos de força no modelo do subsistema de direção .....	57
Figura 4.25	Subsistema rodas e pneus dianteiros do modelo multicorpo do veículo.....	58
Figura 4.26	Subsistema rodas e pneus traseiros do modelo multicorpo do veículo.....	59
Figura 4.27	Sistema de coordenadas TYDEX utilizado no modelo de pneu Deft Tyre com o modelo de pista 2D. ....	60
Figura 4.28	Subsistema corpo veículo .....	61
Figura 4.29	Modelo completo do veículo em sistema multicorpos no ADAMS. ....	61
Figura 5.1	Manobra com raio e velocidade constantes e entrada degrau no volante. ....	64
Figura 5.2	Manobra de dupla mudança de pista.....	64
Figura 5.3	Vista em planta das localizações dos sensores de aceleração lateral, velocidade angular e velocidade longitudinal e lateral do veículo. ....	65
Figura 5.4	Vista em elevação das localizações dos sensores de aceleração lateral, velocidade angular e velocidade longitudinal e lateral do veículo.....	66
Figura 5.5	Localização do sensor de deslocamento no amortecedor de direção.....	66
Figura 5.6	Sensor de deslocamento de curso da suspensão dianteira .....	67
Figura 5.7	Aceleração lateral nas velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h para os modelos multicorpos ADAMS, de três graus de liberdade e ensaio experimental. ....	69

Figura 5.8	Erro na aceleração lateral entre os modelos multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e ensaio experimental.....	69
Figura 5.9	Velocidade em guinada para as velocidades de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h.....	70
Figura 5.10	Erro na velocidade em guinada entre os modelos multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e ensaio experimental.....	70
Figura 5.11	Ângulo de deriva do veículo para as velocidades de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h.....	71
Figura 5.12	Erro no ângulo de deriva entre os modelos multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e ensaio experimental.....	71
Figura 5.13	Ângulo de rolamento, manobra com velocidade constante de 20 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.....	72
Figura 5.14	Ângulo de rolamento, manobra com velocidade constante de 30 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.....	72
Figura 5.15	Ângulo de rolamento, manobra com velocidade constante de 40 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.....	73
Figura 5.16	Pressão nos bolsões na dianteira do veículo, para os modelos ADAMS e três graus de liberdade.....	74
Figura 5.17	Diagrama de dirigibilidade em velocidade para as manobras em regime permanente.....	75
Figura 5.18	Força lateral de cada termo da equação de somatória de forças do modelo de três graus de liberdade.....	76
Figura 5.19	Força lateral de cada termo da equação de somatória de forças do modelo de três graus de liberdade.....	77
Figura 5.20	Valores dos ângulos de esterço nas manobras de entrada de grau no volante a 20 km/h e 40 km/h. As linhas tracejadas mostram os valores dos ângulos de esterço quando eles atingem o valor de 50% do valor em regime.....	79
Figura 5.21	Aceleração lateral e tempos de resposta na manobra com entrada de graus no volante a 20 km/h.....	79
Figura 5.22	Aceleração lateral e tempos de resposta na manobra com entrada de graus no volante a 40 km/h.....	80

Figura 5.23 Velocidade em guinada na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.....	80
Figura 5.24 Velocidade em guinada e tempos de respostas na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.....	81
Figura 5.25 Ângulo de deriva do veículo e tempos de resposta na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.....	81
Figura 5.26 Ângulo de deriva e tempos de resposta do veículo na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.....	82
Figura 5.27 Ângulo de rolamento do veículo na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.....	82
Figura 5.28 Ângulo de rolamento do veículo na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.....	83
Figura 5.29 Aceleração lateral na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	84
Figura 5.30 Aceleração lateral na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	84
Figura 5.31 Erros percentuais da aceleração lateral nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima.....	85
Figura 5.32 Velocidade em guinada na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	86
Figura 5.33 Velocidade em guinada na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	86
Figura 5.34 Erros percentuais da velocidade em guinada nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima.....	87
Figura 5.35 Ângulo de deriva do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	88
Figura 5.36 Ângulo de deriva do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	88

Figura 5.37 Erros percentuais do ângulo de deriva do veículo nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima .....	89
Figura 5.38 Ângulo de rolamento do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	90
Figura 5.39 Ângulo de rolamento do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	90
Figura 5.40 Erros percentuais do ângulo de rolamento do veículo nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima.....	91
Figura 6.1 Estruturas das caixas de diálogo para a entrada dos parâmetros do modelo de três graus de liberdade do veículo. ....	93
Figura 6.2 Caixa de diálogo inicial para a criação de modelos de três graus de liberdade.....	94
Figura 6.3 Caixa de diálogo inicial para configuração dos parâmetros inerciais do veículo.....	95
Figura 6.4 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros geométricos do veículo.....	95
Figura 6.5 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros da suspensão. ....	96
Figura 6.6 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros da suspensão a ar.....	97
Figura 6.7 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros de rigidez das barras estabilisadoras.....	97
Figura 6.8 Parâmetros para o cálculo da rigidez da barra estabilisadora.....	98
Figura 6.9 Caixa de diálogo para o cálculo das rigidezas das barras estabilisadoras.....	98
Figura 6.10 Caixa de diálogo para a configuração dos parâmetros dos amortecedores.....	99
Figura 6.11 Caixa de diálogo para a configuração dos parâmetros do sistema de direção. ....	99
Figura 6.12 Caixa de diálogo para a escolha do modelo de pneu a ser utilizado, linear ou não linear. ....	100

Figura 6.13 Caixa de diálogo para a inserção dos parâmetros do modelo de pneu linear.....	100
Figura 6.14 Caixa de diálogo para a inserção dos parâmetros do modelo de pneu não linear.....	101
Figura A.1 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h.....	116
Figura A.2 Diferença no ângulo de deriva dos pneus dianteiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade. ....	117
Figura A.3 Ângulo de deriva dos pneus traseiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/ .....	117
Figura A.4 Diferença no ângulo de deriva dos pneus traseiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade. ....	118
Figura A.5 Força normal nos pneus dianteiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/ .....	118
Figura A.6 Diferença na força normal nos pneus dianteiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade. ....	119
Figura A.7 Força normal nos pneus traseiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/m.....	119
Figura A.8 Diferença na força normal nos pneus traseiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade .....	120
Figura A.9 Força lateral nos pneus dianteiros, manobra com velocidade constante de 30 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.....	120
Figura A.10 Diferença na força lateral nos pneus dianteiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade .....	121
Figura A.11 Força lateral nos pneus traseiros, manobra com velocidade constante de 20 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.....	121
Figura A.12 Diferença na força lateral nos pneus traseiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade .....	122
Figura B.1 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.....	124
Figura B.2 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.....	124

Figura B.3	Ângulo de deriva dos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 20 km/h.....	125
Figura B.4	Ângulo de deriva dos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 40 km/h.....	125
Figura B.5	Força normal nos pneus dianteiros na manobra com entrada de grau no volante a 20 km/h. ....	126
Figura B.6	Força normal nos pneus dianteiros na manobra com entrada de grau no volante a 40 km/h. ....	126
Figura B.7	Força normal nos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 20 km/h. ....	127
Figura B.8	Força normal nos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 40 km/h. ....	127
Figura B.9	Força lateral nos pneus dianteiros na manobra com entrada de grau no volante a 20 km/h. ....	128
Figura B.10	Força lateral nos pneus dianteiros na manobra com entrada de grau no volante a 40 km/h. ....	128
Figura B.11	Força lateral nos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 20 km/h. ....	129
Figura B.12	Força lateral nos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 40 km/h. ....	129
Figura C.1	Ângulo de deriva dos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h. ....	131
Figura C.2	Ângulo de deriva dos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h. ....	131
Figura C.3	Ângulo de deriva dos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h. ....	132
Figura C.4	Ângulo de deriva dos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h. ....	132
Figura C.5	Força normal nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h. ....	133
Figura C.6	Força normal nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h. ....	133



Figura C.7	Força normal nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	134
Figura C.8	Força normal nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	134
Figura C.9	Força lateral nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	135
Figura C.10	Força lateral nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	136
Figura C.11	Força lateral nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.....	136
Figura C.12	Força lateral nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.....	137

## Lista de Tabelas

Tabela 4.1	Características gerais do veículo.....	31
Tabela 4.2	Dados técnicos da suspensão a ar.....	33
Tabela 4.3	Parâmetros do modelo da suspensão a ar.....	37
Tabela 4.4	Parâmetros para o cálculo da rigidez e amortecimento em rolamento.....	41
Tabela 4.5	Parâmetros para o cálculo da rigidez em curva do pneu.....	46
Tabela 4.6	Parâmetros para o cálculo do ângulo de esterço na roda.....	48
Tabela 4.7	Descrição das juntas na suspensão dianteira.....	50
Tabela 4.8	Descrição das juntas na suspensão traseira.....	53
Tabela 4.9	Descrição das juntas no subsistema de direção.....	56
Tabela 4.10	Características do modelo de pneu 295/80 R22.5.....	57
Tabela 5.1	Manobras de dirigibilidade realizadas.....	63
Tabela 5.2	Sensores e grandezas coletadas nas manobras de dirigibilidade.....	65

## Lista de Símbolos

$A_{ef}$	área efetiva do bolsão, $m^2$
$A_o$	área da seção da tubulação de alimentação da suspensão a ar, $m^2$
$A_{par}$	área da parede interna do bolsão de ar da suspensão, $m^2$
$a_3$	constante da equação da rigidez em curva do pneu, $N/rad$
$a_4$	constante da equação da rigidez em curva do pneu, $N$
$a_y$	aceleração lateral do veículo, $m/s^2$
$a$	distância entre o centro de massa do veículo e o eixo dianteiro, $m$
$b$	distância entre o centro de massa do veículo e o eixo traseiro, $m$
$b_0, b_1, b_2, b_3$	constantes do numerador da equação da rigidez em curva
$c_f$	coeficiente de amortecimento dos amortecedores dianteiros, $N.s/m$
$c_r$	coeficiente de amortecimento dos amortecedores traseiros, $N.s/m$
$C_f$	rigidez em curva equivalente dos pneus dianteiros, $N/rad$
$C_{fl}$	rigidez em curva do pneu dianteiro esquerdo, $N/rad$
$C_{fr}$	rigidez em curva do pneu dianteiro direito, $N/rad$
$C_r$	rigidez em curva equivalente dos pneus traseiros, $N/rad$
$C_{rl}$	rigidez em curva do pneu traseiro esquerdo, $N/rad$
$C_{rr}$	rigidez em curva do pneu traseiro direito, $N/rad$
$C_d$	coeficiente de descarga
$c_v$	calor específico do ar a volume constante, $J/kg.K$
$c_p$	calor específico do ar a pressão constante, $J/kg.K$
$d_f$	distância entre os amortecedores na dianteira do veículo, $m$
$d_r$	distância entre os amortecedores na traseira do veículo, $m$
$e$	pressão de mistura do vapor, $mm.Hg$
$F$	força no pneu, $N$

$F_{air}$	força da suspensão a ar, N
$F_{amort\_f}$	força do amortecedor dianteiro, N
$F_{amort\_r}$	força do amortecedor traseiro, N
$F_{air\_esqf}$	força na suspensão a ar dianteira, lado esquerdo, N
$F_{air\_dirf}$	força na suspensão a ar dianteira, lado direito, N
$F_{air\_esqr}$	força na suspensão a ar traseira, lado esquerdo, N
$F_{air\_dirr}$	força na suspensão a ar traseira, lado direito, N
$F_{zfi}$	força vertical no pneu interno à curva, N
$F_{zfo}$	força vertical no pneu externo à curva, N
$\Delta F_{zf}$	diferença da força vertical nos pneus esquerdo e direito na dianteira do veículo, N
$\Delta F_{zr}$	diferença da força vertical nos pneus esquerdo e direito na traseira do veículo, N
$g$	aceleração da gravidade, $m/s^2$
$G$	relação de redução do sistema de direção
$h$	distância vertical entre o centro de massa do veículo e o eixo de rolamento, m
$h_f$	distância entre o solo e o centro de rolamento da suspensão dianteira, m.
$h_r$	distância entre o solo e o centro de rolamento da suspensão traseira, m
$I_x$	momento de inércia da massa suspensa do veículo em torno do eixo x , $kg.m^2$
$I_z$	momento de inércia do veículo em torno do eixo z , $kg.m^2$
$I_{rw}$	inércia do conjunto roda, pneu e freio, $kg.m^2$
$k$	expoente politrópico
$k_{st}$	rigidez do sistema de direção, N/m
$k_f$	rigidez vertical da suspensão dianteira, N/m
$k_r$	rigidez vertical da suspensão traseira, N/m
$k_{\phi f}$	rigidez em rolamento devido à barra estabilizadora dianteira, N.m/rad
$k_{\phi r}$	rigidez em rolamento devido à barra estabilizadora traseira, N.m/rad
$K_{par}$	coeficiente de transferência de calor, $W/m^2$
$b_{st}$	amortecimento do sistema de direção, N.s/m

$l$	distância entre eixos do veículo, m.
$\sum L$	somatória dos momentos em rolamento, N.m/rad
$L_{\phi}$	rigidez em rolamento das suspensões dianteira e traseira, N.m/rad
$L_{\phi f}$	rigidez em rolamento da suspensão dianteira, N.m/rad
$L_{\phi r}$	rigidez em rolamento da suspensão traseira, N.m/rad
$L_{\dot{\phi}}$	amortecimento em rolamento das suspensões dianteira e traseira, N.m.s/rad
$L_{\dot{\phi} f}$	amortecimento em rolamento da suspensão dianteira, N.m.s/rad
$L_{\dot{\phi} r}$	amortecimento em rolamento da suspensão traseira, N.m.s/rad
$M$	massa total do veículo, kg
$M_s$	massa suspensa do veículo, kg
$M_f$	massa na dianteira do veículo, kg
$M_r$	massa na traseira do veículo, kg
$M_{\phi}$	momento em rolamento, N.m/rad
$M_{\phi f}$	momento em rolamento da massa suspensa na dianteira, N.m/rad
$M_{\phi r}$	momento em rolamento da massa suspensa na traseira, N.m/rad
$M_{susp_{\phi f}}$	momento em rolamento em relação à suspensão dianteira, N.m/rad
$M_{susp_{\phi r}}$	momento em rolamento em relação à suspensão traseira, N.m/rad
$M_z$	torque autoalinhante, N.m/rad
$\dot{m}$	vazão em massa, kg/s
$\sum N$	somatória dos momentos em guinada, N.m
$N_{\beta} = \partial N / \partial \beta$	derivada do momento em guinada em relação ao ângulo de deriva $\beta$ , N.m/rad
$N_r = \partial N / \partial r$	derivada do momento em guinada em relação à velocidade em guinada $r$ , N.m.s/rad
$N_{\delta} = \partial N / \partial \delta$	derivada do momento em guinada em relação ao ângulo de esterço $\delta$ , N/rad

$N_\phi = \partial N / \partial \phi$  derivada do momento em guinada em relação ao ângulo de rolamento  $\phi$ , N.m/rad

$P_1$  pressão dentro do bolsão de ar, N/ m<sup>2</sup>

$P_2$  pressão de alimentação, N/m<sup>2</sup>

$R$  raio da manobra, m

$r$  velocidade em guinada, rad/s

$\dot{r}$  derivada primeira da velocidade em guinada, rad/s<sup>2</sup>

$T_1$  temperatura dentro do bolsão de ar, K

$T_2$  temperatura do ar na saída do compressor, K

$T_{amb}$  temperatura ambiente, K

$t_f$  largura da bitola dianteira, m

$t_r$  largura da bitola traseira, m

$V$  velocidade longitudinal do veículo, m/s

$V_1$  volume dentro do bolsão de ar, m<sup>3</sup>

$v$  velocidade lateral do veículo, m/s

$\dot{v}$  derivada da velocidade lateral do veículo, m/s<sup>2</sup>

$v_{desL_f}$  velocidade de compressão ou tração do amortecedor dianteiro, m/s

$v_{desL_r}$  velocidade de compressão ou tração do amortecedor traseiro, m/s

$\sum Y$  somatória das forças laterais, N

$Y_\beta = \partial Y / \partial \beta$  derivada da força lateral em relação ao ângulo de deriva  $\beta$ , N/rad

$Y_r = \partial Y / \partial r$  derivada da força lateral em relação à velocidade em guinada  $r$ , N.s/rad

$Y_\delta = \partial Y / \partial \delta$  derivada da força lateral em relação ao ângulo de esterço  $\delta$ , N/rad

$Y_\phi = \partial Y / \partial \phi$  derivada da força lateral em relação ao ângulo de rolamento  $\phi$ , N/rad

$\partial W / \partial t$  derivada em relação ao tempo do trabalho, J/s

$\partial U / \partial t$  derivada em relação ao tempo da energia interna, J/s

$\partial Q / \partial t$  derivada em relação ao tempo do calor trocado, J/s

**Símbolos gregos**

$\alpha$  ângulo de deriva do pneu, rad

$\alpha_f$  ângulo de deriva do pneu dianteiro, rad

$\alpha_r$  ângulo de deriva do pneu traseiro, rad

$\beta$  ângulo de deriva do veículo, rad

$\delta$  ângulo de esterço das rodas dianteiras, rad

$\varepsilon_f$  coeficiente de esterço no rolamento da suspensão dianteira, rad/rad

$\varepsilon_r$  coeficiente de esterço no rolamento da suspensão dianteira, rad/rad

$\phi$  ângulo de rolamento da massa suspensa, rad

$\dot{\phi} = d\phi / dt$  derivada em relação ao tempo do ângulo de rolamento da massa suspensa, rad/s

$\ddot{\phi}$  segunda derivada em relação ao tempo do ângulo de rolamento da massa suspensa, rad/s<sup>2</sup>

$\rho$  densidade do ar, kg/m<sup>3</sup>

## Resumo

PRADO, M. **Desenvolvimento de um modelo não linear de três graus de liberdade para a análise da dinâmica lateral de um ônibus com suspensão a ar.** São Carlos, 2003, Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Os modelos simplificados de veículos são importantes em fases iniciais do projeto de um veículo, quando muitas características geométricas ainda não estão definidas. No caso de ônibus com sistema de suspensão a ar, os modelos encontrados na literatura não levam em conta efeitos da válvula niveladora de altura. Dois modelos de um ônibus foram desenvolvidos: um modelo não linear de veículo com três graus de liberdade e um modelo em sistema multicorpos com 109 graus de liberdade. Os dois modelos possuem sistema de suspensão a ar com a modelagem termodinâmica do bolsão com a válvula niveladora de altura. As equações do modelo não linear de três graus de liberdade foram construídas utilizando o conceito de derivativos de estabilidade. Para a validação dos modelos, foram realizados ensaios experimentais com o veículo e as seguintes grandezas foram medidas: aceleração lateral, velocidade em guinada, velocidade lateral, ângulo de escorregamento do veículo e ângulo de rolamento. Os resultados obtidos com os modelos foram validados experimentalmente. O comportamento do ângulo de rolamento do veículo devido ao sistema de suspensão a ar foi reproduzido nos dois modelos. Foi desenvolvida uma interface gráfica dentro do ambiente ADAMS para a geração automática de modelos simplificados. Os dados do veículo são inseridos através de uma interface gráfica com caixas de diálogo. Modelos simplificados de veículos são utilizados no controle da dinâmica do veículo. Neste tipo de aplicação, as equações do modelo não linear de três graus de liberdade são resolvidas em tempo real e podem servir como um modelo de referência para sistemas adaptativos de controle.

Palavras-chave: modelo de três graus de liberdade de ônibus; modelo multicorpos de ônibus; modelo de suspensão a ar; dinâmica lateral.



## Abstract

PRADO, M. **Development of a nonlinear three degrees of freedom model for lateral dynamic analysis of a bus with air spring suspension system.** São Carlos, 2003, Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Simplified vehicle models are very important at the initial stages of vehicle development when all geometric data are not yet available. In the case of a bus with an air suspension system, the models you find in the literature does not taken into account the control leveling valve effects. Two bus models were developed: a nonlinear three degrees of freedom model and a multibody model with 109 degrees of freedom. Both models have thermodynamic air suspension system model with control leveling valve. The three degrees of freedom equations were built using the stability derivative concept. In order to validate the models, experimental tests were carried out and the following variables were measured: lateral acceleration, yaw velocity, sideslip angle and roll angle. The model results were validated against actual data. The roll angle behavior due to air suspension system was reproduced in both models. A graphic user interface for developing simplified vehicle model, based on the nonlinear three degrees of freedom model equations, was built using the ADAMS interface. All the data necessary for the model are introduced via dialog boxes. Simplified vehicle models can be used in vehicle dynamics control. In this kind of application, the three degrees of freedom equations can be solved in real time simulation and can be used as a reference model in adaptive control system, for instance.

**Keywords:** three degrees of freedom bus model; multibody bus model; air suspension model; lateral dynamics.

# Capítulo 1

## Introdução

Nos dias de hoje, grande parte do transporte de passageiros é realizado através de ônibus. Com o aumento das exigências de conforto, velocidade e segurança as empresas tiveram que desenvolver veículos mais confortáveis, através da utilização de suspensão a ar e mais rápidos, com o aumento da potência do sistema de motorização. A questão da segurança também se tornou um dos requisitos principais de um projeto de veículo para o transporte de passageiros. Entre os requisitos de segurança, as características de dirigibilidade do veículo possuem um papel central. As características de dirigibilidade de um veículo devem ser estudadas com o intuito de se prever as condições em que o motorista pode perder o controle do veículo em situações de emergência. Nestas situações de emergência a perda do controle do veículo pode resultar em acidentes fatais para o motorista e outras pessoas que ocupam o veículo ou estão transitando pela via.

O estudo das características de dirigibilidade de um veículo é realizada através do desenvolvimento de modelos matemáticos que representam o comportamento da dinâmica lateral.

O primeiro modelo linear de três graus de liberdade de veículos surgiu na década de 1950 e ainda hoje é largamente utilizado. Através desse modelo, foi possível aumentar a compreensão dos fatores que influenciam no comportamento da dinâmica lateral.

Existem vários modelos de veículos simplificados na literatura. Dentre esses,

os mais comuns são os modelos de dois e três graus de liberdade. As variáveis de movimento que descrevem a atitude do modelo de dois graus de liberdade do veículo são: ângulo de escorregamento lateral e velocidade em guinada.

Os efeitos da transferência de carga lateral possuem uma influência significativa para manobras acima de 0.4 g de aceleração lateral. No modelo de três graus de liberdade, o ângulo de rolamento da massa suspensa do veículo é um grau de liberdade a mais em relação ao modelo de dois graus de liberdade. Com isso, é possível estudar o comportamento do veículo com transferências de cargas laterais.

Os modelos não lineares presentes na literatura enfocam basicamente a não linearidade do pneu. Os elementos mola e amortecedor são considerados como tendo comportamento linear. Para veículos com suspensão a ar, isto se torna crítico, devido ao controle de altura da suspensão e do comportamento não linear do ar presente dentro do bolsão. A válvula niveladora de altura altera as características da suspensão pois irá inflar ou desinflar o bolsão e, conseqüentemente, alterar a rigidez. O ar dentro do bolsão obedece às leis termodinâmicas dos gases, fazendo com que a suspensão tenha uma característica não linear.

A modelagem através de programas de análise de sistemas multicorpos é importante para se analisar o comportamento do veículo como um todo e também para a análise dos subsistemas. Nesses programas é possível a modelagem dos subsistemas com a inclusão da não linearidade dos elementos de mola, amortecedor e buchas. As não linearidades desses subsistemas influenciam no comportamento do veículo, principalmente as não linearidades presentes no sistema de suspensão, pois essas não linearidades alteram o comportamento elastocinemático da suspensão, alterando o comportamento do veículo com relação à dirigibilidade.

Construindo o modelo em sistemas multicorpos é possível analisar o efeito da suspensão na atitude da roda em relação ao pavimento, do efeito que a suspensão provoca no esterçamento das rodas devido às elasticidades e à geometria. Ângulo de cambagem da roda, convergência das rodas dianteiras devido à elasticidade e torque auto alinhante são alguns dos parâmetros que podem ser analisados em um programa multicorpos.

Programas multicorpos como o ADAMS já possuem modelos de pneus implementados. Esses modelos de pneus na maioria são baseados numa formulação

empírico-matemática, isto é, o comportamento do pneu devido à carga normal, força lateral, ângulo de escorregamento, etc. são descritos por funções matemáticas baseadas em resultados experimentais.

Mas todo esse equacionamento fica escondido do especialista quando ele utiliza um programa como o ADAMS. A interface amigável, com ícones que facilitam a criação de modelos multicorpos, torna fácil a construção de modelos que chegam a possuir trezentos graus de liberdade ou mais.

Mas os modelos simplificados ainda são de grande utilidade. Em fases iniciais de projeto, em que muitas características geométricas ainda não estão definidas, a utilização de modelos simplificados é importante para a análise do comportamento do veículo como um todo. Muitos erros de projeto são possíveis de serem evitados ainda em etapas preliminares de desenvolvimento.

Na área de veículos pesados para o transporte de passageiros, que é o caso do ônibus, os modelos atualmente existentes não contemplam os efeitos da suspensão a ar. Tendo isso em vista, foi construído um modelo não linear de três graus de liberdade de um ônibus com a modelagem termodinâmica da suspensão a ar e da válvula niveladora de altura. Além disso, o modelo construído incluiu a não linearidade do amortecedor, a não linearidade do pneu, a rigidez ao rolamento devido às barras estabilizadoras, o amortecimento e a elasticidade do sistema de direção e o efeito de esterçamento das rodas dianteiras devido ao rolamento do veículo.

A abordagem utilizada para a construção do modelo não linear de três graus de liberdade é uma extensão do modelo elaborado por Segel na década de 50. Neste modelo, Segel utilizou o conceito de derivativos de estabilidade para escrever as equações diferenciais do veículo para o estudo da dinâmica lateral. Esta abordagem simplifica a interpretação do fenômeno físico por trás do comportamento do veículo. Segundo a literatura pesquisada, a abordagem através da utilização dos derivativos de estabilidade para escrever as equações do movimento ainda não tinha sido utilizada para modelos não lineares de veículo.

A modelagem da suspensão a ar encontrada na literatura é simplificada e não leva em conta a atuação da válvula niveladora de altura. Baseado-se em modelos de suspensão a ar existentes para veículos ferroviários, foi desenvolvido um modelo não

linear termodinâmico da suspensão a ar. Essa lacuna presente na modelagem de veículos comerciais com suspensão a ar dificulta a análise do comportamento da dinâmica lateral do veículo. A válvula niveladora de altura influencia no comportamento do veículo em manobras em regime permanente, quando a válvula niveladora de altura atua e altera as propriedades elásticas da suspensão. Normalmente, os modelos de suspensão a ar encontrados na literatura assumem que o comportamento do bolsão obedece a um processo adiabático, sem mudança da massa presente dentro do bolsão. Com o modelo desenvolvido no presente trabalho, a entrada e saída de massa de ar do bolsão foram incluídos no modelo termodinâmico da suspensão a ar. Esse modelo matemático da suspensão a ar depende somente da geometria do bolsão e do sistema de alimentação e da pressão de alimentação do compressor. Com isso, é possível testar vários tipos de suspensão a ar presentes no mercado, sem precisar das curvas de força versus deslocamento, necessitando-se tão somente das características geométricas.

Os resultados obtidos com o modelo não linear de três graus de liberdade foram comparados com um modelo completo do veículo construído no programa para análise de sistemas multicorpos ADAMS e com resultados obtidos experimentalmente. A importância de se comparar os resultados do modelo de três graus de liberdade com um modelo em sistemas multicorpos é de se avaliar o quanto os resultados dos dois modelos são próximos. As análises desses resultados mostraram uma boa correlação entre os modelos e os dados experimentais.

Devido aos bons resultados obtidos com o modelo simplificado de veículo, foi desenvolvido uma interface gráfica dentro do ambiente do ADAMS para a criação automática de modelos de três graus de liberdade. Apesar de ser um modelo simplificado, a quantidade de dados de entrada é grande e as equações são razoavelmente complexas para serem elaboradas e implementadas no ADAMS.

## **1.1 Objetivo**

O objetivo do presente trabalho é o desenvolvimento de um modelo de veículo comercial com suspensão a ar de ordem reduzida, no caso um modelo não linear de três graus de liberdade, para a análise e o estudo da dinâmica lateral do veículo. Neste modelo estão incluídos a modelagem termodinâmica da suspensão ar e o efeito

da válvula niveladora de altura.

## **1.2 Divisão dos capítulos**

O Capítulo 2 é a revisão da literatura à respeito do desenvolvimento dos modelos de veículos para o estudo da dinâmica lateral e da modelagem utilizando a técnica de sistema multicorpos.

O Capítulo 3 é de revisão teórica. Neste capítulo são descritos a formulação matemática para o desenvolvimento do modelo de veículo simplificado e em sistema multicorpos.

O Capítulo 4 é de modelagem dos veículos. Detalhes da modelagem matemática do modelo simplificado, tais como as equações da suspensão a ar, do modelo de pneu, sistema de direção, etc., são descritas em detalhes. Na modelagem em sistema multicorpos, são descritos os subsistemas que foram criados para a construção do modelo completo do veículo no programa ADAMS.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados e análises realizadas com o modelo simplificado e em sistema multicorpos do veículo. Essas análises são comparadas com alguns resultados obtidos experimentalmente para efeito de validação do modelo.

O Capítulo 6 mostra a interface gráfica criada no ambiente do ADAMS para a construção de modelos simplificados de veículo.

O Capítulo 7 é de conclusão do trabalho realizado.

## Capítulo 2

# Revisão da literatura

### 2.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é a revisão da literatura da dinâmica veicular, desde os trabalhos pioneiros no começo da década de 1930 até os modelos mais atuais, utilizando modelagem por sistemas multicorpos.

Inicialmente será realizada uma revisão dos modelos simplificados de veículos utilizados no início do estudo da dinâmica veicular. Depois será revista a literatura à respeito dos modelos matemáticos de veículos utilizando modelos não lineares.

Depois da revisão histórica dos modelos de veículos utilizados na literatura, serão realizadas revisões da literatura à respeito dos subsistemas que são importantes para a análise da dinâmica lateral do veículo, como o efeito da dinâmica do pneu, do sistema de direção e dos modelos matemáticos dos sistemas de suspensão a ar, que é o caso do veículo utilizado no presente trabalho

Em seguida, foi realizada uma revisão da análise utilizando a técnica de sistemas multicorpos, com uma revisão histórica e uma revisão dos principais trabalhos que contribuíram para o desenvolvimento da área.

## 2.2 Modelos simplificados da dinâmica lateral de um veículo

Os primeiros estudos das características de dirigibilidade devem-se principalmente a Maurice Olley (Olley, 1934). Olley foi o primeiro a descrever com maiores detalhes o comportamento do veículo em curva (Dixon, 1996; Milliken & Milliken, 1995), elaborando gráficos do veículo realizando curvas (com raio de curvatura constante) versus a velocidade longitudinal do veículo, descrevendo os ângulos de deriva dos pneumáticos dianteiros e traseiros e a atitude do veículo (Olley, 1934).

Olley foi um dos primeiros autores a utilizar o conceito de veículo sobre-esterçante e sub-esterçante sob uma abordagem linear. Mas segundo Dixon, o primeiro a utilizar o termo sub-esterçante foi Lanchester, em 1907 (Dixon, 1996). Mas a melhor conceituação do sobre-esterçamento e sub-esterçamento deve-se a Maurice Olley. Segundo Olley, o sobre-esterçamento e o sub-esterçamento podem ser definidos em termos do caminho que o veículo, mantendo o ângulo da direção fixo e com as rodas não esterçadas inicialmente, segue quando uma força é aplicada no centro de gravidade do veículo (Milliken & Milliken, 1995; Segel, 1956; Gillespie, 1992).

Olley também foi o primeiro autor a observar a importância do ângulo de deriva do pneumático na dinâmica lateral e a relação entre o ângulo de deriva e a força lateral do pneumático.

O primeiro modelo matemático linear de um veículo a fornecer resultados bastante satisfatórios para o estudo da dinâmica lateral, e até hoje utilizado largamente (Verma, 1981; Sultan & Heydinger, 1995; Hagazy & Rahnejat et al, 2000), foi o modelo de três graus de liberdade (velocidade em guinada, velocidade lateral e ângulo de rolamento) desenvolvido por Leonard Segel (Segel, 1956) em 1956.

Neste modelo, Segel utilizou a abordagem dos derivativos de estabilidade. Essa abordagem é utilizada no estudo da dinâmica e controle de aeronaves. Segel utilizou os métodos de medições e as técnicas analíticas adotadas na indústria aeronáutica.



Para a modelagem matemática de um veículo, segundo Whitcomb & Milliken, (1956) , é importante supor que o modelo dinâmico do veículo seja linear. Feita esta hipótese, Segel elaborou um modelo linear do veículo (no caso, um automóvel de passageiros médio). Neste modelo, os graus de liberdade do veículo são somente três: ângulo de guinada, velocidade lateral e rolamento da massa suspensa. No modelo do veículo, os ângulos de deriva das rodas interna e externa à curva são assumidos como sendo iguais (manobras de baixa severidade). Assumindo os mesmos ângulos, Segel elaborou um modelo conhecido como modelo de bicicleta (Gillespie, 1992). Os pneus dianteiro e traseiro são representados como um pneu com rigidez em curva equivalente (Segel, 1956; Whitcomb & Milliken, 1956; Gillespie, 1992; Milliken & Milliken, 1995; Ellis, 1994).

Para a validação do modelo, ensaios experimentais foram realizados e os resultados obtidos com o modelo ficaram bastante próximos dos dados experimentais. A validação experimental foi realizada através da comparação das respostas em frequência considerando a entrada ângulo de esterço no volante e as seguintes grandezas de saída: velocidade em guinada, velocidade lateral e ângulo de rolamento do veículo. As manobras utilizadas para a validação experimental foram: entrada degrau no volante e entrada impulso no volante (manobras que possibilitam excitar o veículo até a faixa de 2,5 Hz na dinâmica lateral).

Um parâmetro importante desenvolvido no trabalho de Segel (Segel, 1956, Milliken, 1956, Milliken & Milliken , 1995) é chamado de fator de estabilidade. Esse fator indica como a curvatura da resposta velocidade em guinada varia com o aumento da velocidade longitudinal do veículo em uma condição de regime permanente. Se esse fator é zero, o veículo possui comportamento neutro. Para valores acima de zero, o veículo possui uma tendência sub-esterçante e para valores abaixo de zero o veículo possui uma tendência sobre-esterçante. Bundorf & Leffert, (1976) estabeleceram o conceito de gradiente de sub-esterçamento para caracterizar a tendência de esterçamento do veículo. Neste trabalho, Bundorf & Leffert mostraram que o gradiente de sub- esterçamento pode ser definido como sendo a diferença entre a carga normal na dianteira dividida pela rigidez em curva equivalente nos pneus dianteiros menos a carga normal na traseira dividida pela rigidez em curva equivalente nos pneus traseiros.

Whitcomb & Milliken, (1956), elaboraram modelos de um e dois graus de liberdade (baseado no modelo de Segel), pois para valores pequenos de acelerações laterais, de até 0,3g, o efeito de rolamento do veículo na dinâmica lateral pode ser desprezado. O modelo matemático de dois graus de liberdade é bastante utilizado para o estudo da dinâmica lateral para manobras de baixa severidade.

Lund & Bernard, (1992) realizaram um estudo comparativo dos modelos lineares de dois e três graus de liberdade de veículos de passeio do tipo sedan e utilitário. As grandezas comparadas foram: velocidade em guinada e aceleração lateral. Neste trabalho foi observado que para frequências abaixo de 1 Hz e em regime permanente, os resultados obtidos pelos dois modelos ficaram bastante próximos. Para frequências acima de 1 Hz, foi observado por Lund & Bernard que, para veículos com rigidez em rolamento mais altas e momento de inércia em guinada mais baixos, como é o caso de veículos utilitários, as respostas dos dois modelos ficaram diferentes. Na resposta da velocidade em guinada, o modelo de três graus de liberdade apresentou um pico em torno de 1.2 Hz maior, característico de um comportamento de um sistema sub-amortecido. Já na resposta aceleração lateral, a diferença de resposta entre os dois modelos não foi muito significativa. Essas diferenças nas respostas dos dois modelos foram observadas durante o regime transiente. Em regime permanente, as respostas dos dois modelos ficaram muito próximas.

Lund & Bernard também realizaram simulações incorporando o efeito do comprimento de relaxação do pneu. Eles observaram que com o aumento do valor do comprimento de relaxação maior é a diferença nas respostas de velocidade em guinada e aceleração lateral.

Como a dinâmica lateral do veículo é influenciada pela rigidez em curva do pneu, o cálculo dessa rigidez em curva é importante. Fancher et al, (1974) apresentaram o conceito de rigidez em curva equivalente na dianteira calculada em função da geometria do sistema de esterçamento, da rigidez equivalente do sistema de direção, do torque auto alinhante e da rigidez em curva do pneu dianteiro. Através de medições experimentais da rigidez equivalente na dianteira de um veículo Mustang 1971 e o valor da rigidez em curva dos pneus dianteiro deste mesmo veículo, Fancher et al determinaram que essa rigidez equivalente é cerca de

20% menor que a rigidez em curva dos pneus.

A importância da dinâmica lateral do pneumático na dinâmica lateral do veículo foi demonstrado no trabalho de Sultan & Heydinger, (1995). Neste trabalho, Sultan & Heydinger incluíram no modelo linear de dois e três graus de liberdade do veículo o efeito do comprimento de relaxação do pneumático (Heydinger & Garrot et al, 1991; Pacejka & Besselink, 1997). Sultan & Heydinger modelaram o efeito do comprimento de relaxação na dinâmica do pneumático utilizando dois modelos: modelo de primeira ordem e modelo de segunda ordem. Comparando os resultados obtidos com os modelos lineares do veículo com e sem os modelos de comprimento de relaxação do pneumático, foram observadas diferenças significativas no tempo da resposta em guinada do veículo em relação à entrada ângulo de esterço no volante. Mas os modelos de primeira e segunda ordem apresentaram resultados bastante parecidos. Portanto, a modelagem do comprimento de relaxação como um sistema de primeira ordem apresenta bons resultados.

Mimuro et al., (1990), desenvolveram um método de avaliação do comportamento do veículo na dinâmica lateral baseado em um modelo linear de dois graus de liberdade. Utilizando resultados de ensaios experimentais, Mimuro reajusta os parâmetros do modelo de dois graus de liberdade, tais como distância entre eixos, massa do veículo, etc., de tal maneira que a resposta da velocidade em guinada do modelo seja o mais próxima possível do modelo físico. Com isso, os parâmetros do modelo simplificado não são necessariamente iguais aos parâmetros do veículo real.

Um modelo linear de veículo mais bem elaborado foi desenvolvido por Pacejka (Pacejka, 1973a; Pacejka, 1973b; Pacejka, 1973c; Hagazy & Rahnejat, 2000). Neste modelo, Pacejka definiu o ângulo de deriva do pneumático como sendo função não apenas da aceleração lateral (como foi desenvolvido por Segel e Whitcomb & Milliken) mas também da velocidade do veículo ou do raio de curvatura da trajetória. Esse modelo de veículo foi denominado por Pacejka de Modelo Complexo de Veículo. Pacejka notou que a componente da força lateral nos pneumáticos dianteiros diminui significativamente para grandes ângulos de esterço nas rodas dianteiras.

Uma revisão bastante completa dos modelos lineares de um, dois e três graus

de liberdade pode ser encontrada em Ellis, (1994) . Neste trabalho, Ellis realizou um estudo abrangente dos modelos lineares de veículos, analisando o comportamento da dinâmica lateral em condições de regime permanente e transiente.

### **2.2.1 Modelos não lineares da dinâmica lateral de um veículo**

Segundo Hagazy & Rahnejat, (2000), Gillespie, (1992) e Milliken & Milliken, (1995), os modelos lineares fornecem resultados acurados até a aceleração lateral de 0.3 g. Os veículos modernos (automóveis de passeio) facilmente chegam a acelerações laterais de 0.8g. McHenry, (1968) foi o primeiro a desenvolver um modelo de veículo não linear (Milliken & Milliken, 1995; Hagazy & Rahnejat, 2000)

Os sistemas de direção e suspensão também influenciam na dinâmica lateral do veículo. A elasticidade do sistema de direção aumenta a tendência de sub esterçamento do veículo, pois para um dado ângulo de esterço na direção do veículo, o ângulo de esterço efetivo nas rodas dianteiras será menor. Além disso, devido à geometria e à elasticidade do sistema de direção, pode ocorrer o efeito de esterçamento devido ao rolamento da massa suspensa do veículo.

O sistema de suspensão possui elasticidade que pode contribuir para a tendência de sub esterçamento do veículo, aumentando a cambagem da roda e o esterçamento das rodas dianteiras.

Nos modelos de três graus de liberdade existe o grau de liberdade de rolamento do veículo. As molas e amortecedores são elementos não lineares que influenciam na distribuição de carregamento entre as rodas interna e externa à curva. Como a rigidez em curva do pneu é função também da carga normal, é importante, na simulação de manobras mais severas, a modelagem não linear desses elementos.

No caso de suspensão a ar, mesmo em manobras de baixa severidade, a hipótese de comportamento linear da mola não pode ser assumida devido ao sistema de nivelamento de altura da suspensão. A válvula niveladora de altura irá alterar a rigidez da mola mesmo em manobras com baixa aceleração lateral porque irá tentar manter a altura do bolsão de ar da suspensão constante.

### 2.2.2 Modelos de pneus para a dinâmica lateral

O pneu é um elemento não linear que influencia na dinâmica lateral do veículo. A não linearidade da rigidez em curva é devida principalmente ao comportamento não linear do pneu com o aumento da carga vertical e do ângulo de deriva do pneu. Esse comportamento do pneu já tinha sido observado por Olley (Olley, 1934).

A modelagem matemática do pneu é complexa. O pneu é formado por diversas camadas não uniformes e anisotrópicas. A borracha é um elemento não-linear, de difícil modelagem matemática (Dixon, 1996; Ellis, 1994).

O modelo de pneu utilizado nos modelos de Segel e Whitcomb & Milliken são bastante simplificados. Esses modelos assumem que a rigidez em curva do pneu permanece constante com o aumento da carga vertical e o ângulo de escorregamento lateral. O levantamento das características dinâmicas do pneu tiveram que esperar pelo desenvolvimento de equipamentos com tecnologia que não eram ainda disponíveis na década de 50. Os primeiros trabalhos para o levantamento das características do pneu, principalmente a rigidez em curva, devem-se a Evans (Milliken & Milliken, 1995, Dixon, 1996). Evans elaborou o primeiro gráfico demonstrando a relação entre a força lateral do pneu e o seu ângulo de deriva. Essa relação já tinha sido observada anteriormente por Olley, mas Evans foi o primeiro a realizar um estudo mais detalhado e o levantamento experimental desta relação.

Um estudo comparativo entre dois modelos, um linear, de dois graus de liberdade e outro modelo não linear, de cinco graus de liberdade, foi realizado por Allen et al (1987). Segundo esse estudo, o modelo de dois graus de liberdade serviu para se ter uma idéia do comportamento do veículo, mas para manobras mais severas e para o estudo em regime transiente, é necessário a modelagem não linear do pneu, incluindo os efeitos de saturação com o aumento da carga vertical e do ângulo de deriva do pneu.

Outro trabalho de Allen et al, (1995) determinou os requisitos necessários do modelo de pneu para a análise da dinâmica lateral do veículo. Neste trabalho, Allen discute as características do pneu que influenciam na dinâmica do veículo. Ele realizou análises comparativas com modelos de pneu linear e não linear. Segundo Allen, o efeito de saturação do pneu com o aumento da carga vertical e do ângulo de

deriva influencia na dinâmica lateral do veículo. Com o aumento da carga vertical, a saturação da rigidez em curva do pneu pode provocar um decréscimo da força lateral, fazendo com que o veículo fique fora de controle em manobras mais severas.

Devido à dificuldade matemática em se modelar o pneu, as abordagens empíricas mostraram-se mais eficientes computacionalmente. Um dos primeiros modelos empíricos matemáticos desenvolvidos foi o de Dugoff, (1970). Neste modelo empírico, as relações analíticas para as forças longitudinais e laterais são descritas como funções dos ângulos de deriva do pneu, da rigidez em curva, dos escorregamentos longitudinais, da carga normal e dos coeficiente de adesão entre o pneu e o pavimento. Além disso, o modelo leva em conta o acoplamento entre as forças longitudinal e lateral, conhecido como elipse de fricção.

Bakker et al (1987) com a orientação e baseado no trabalho que Hans Bastiaan Pacejka realizou sobre o fenômeno da vibração auto excitada em pneus (Pacejka, 1966), desenvolveu um modelo de pneu chamado de “Magic Formula”. Neste modelo de pneu, os dados experimentais obtidos são representados por fórmulas matemáticas que descrevem as forças e momentos que agem no contato pneu/pavimento sob condições de escorregamento lateral e longitudinal do pneu. Neste primeiro trabalho (Bakker et al, 1987), o modelo era limitado apenas para manobras em regime permanente. Em versões mais recentes, esse modelo de pneu já contempla efeitos transientes, inclusive sob condições de aceleração e frenagem severas (Pacejka & Besselink, 1997).

Xia & Willis, (1995) realizaram um estudo comparativo entre um modelo não linear completo de veículo, utilizando o modelo Magic Formula (Pacejka, 1991) e um modelo linear de dois graus de liberdade. A conclusão foi que o modelo linear se aproxima do modelo completo de veículo com o aumento da rigidez em curva do pneu. Isto é, para pneus com altas rigidezas em curva, o modelo linear se aproxima do modelo não linear de pneu do veículo.

### 2.2.3 Sistema de direção

O sistema de direção também possui influência significativa no comportamento da dinâmica lateral devido à elasticidade e ao amortecimento (Gillespie, 1992, Ellis, 1994). Esse efeito é mais pronunciado em veículos comerciais

pesados (Gillespie, 1992). A elasticidade do sistema de direção aumenta a percepção da tendência de sub esterçamento do veículo para o motorista (Ellis, 1994). Segundo Gillespie, (1992), Ellis, (1994) um modelo de primeira ordem é adequado para a análise da dinâmica lateral do veículo.

Sultan & Heydinger, (1995) implementaram um modelo de sistema de direção de primeira ordem nos modelos de dois e três graus de liberdade para a inclusão do efeito da elasticidade do sistema de direção.

A elasticidade do sistema de direção pode acarretar o efeito de esterçamento devido ao rolamento da massa suspensa do veículo (Gillespie, 1992, Milliken & Millikken, 1995). O esterçamento devido ao rolamento contribui para a tendência de esterçamento do veículo.

A geometria do sistema de suspensão possui uma influência significativa na tendência de esterçamento do veículo. Segundo Milliken & Milliken, (1995), na geometria de Ackerman a roda externa à curva deve ter um ângulo de esterço maior do que a roda interna à curva para que as rodas fiquem tangentes à trajetória. Alterações nessa geometria do sistema de direção podem acrescentar efeitos de sub-esterçamento ou de sobre esterçamento na tendência de esterçamento do veículo.

#### 2.2.4 Sistema de suspensão a ar

O sistema de suspensão a ar é atualmente o mais utilizado em veículos rodoviários de transporte de passageiros. A primeira suspensão a ar foi patenteada em 1847, por John Lewis. Em 1914 surgiu o primeiro veículo equipado com suspensão a ar, o Owen Magnetic (Gieck, 1999).

Mas somente na década de 1930, Roy Wilbur Brown (Brown, 1936), trabalhando na Firestone, desenvolveu a suspensão a ar com dois bolsões em forma de convolução. Brown montou a suspensão a ar em um veículo do tipo sedan Plymouth (Gieck, 1999).

Devido ao seu alto custo de montagem, comparado à suspensão do tipo feixe de molas em veículos de passeio, o primeiro veículo a utilizar a suspensão a ar de Brown foi um veículo comercial, o ônibus de passageiros da General Motors, em 1952. Esse ônibus foi utilizado pela empresa Greyhound SilverSide para o transporte intermunicipal de passageiros.

Devido ao mecanismo da válvula reguladora de altura, a suspensão a ar mantém a mesma frequência natural da massa suspensa independente do carregamento do veículo. Esse comportamento da suspensão a ar foi observado por Fox & LaBelle, (1953). Com isso, a rigidez da suspensão a ar é sempre proporcional ao carregamento do veículo.

Sainsbury, (1957), publicou um artigo sobre a utilização de suspensão a ar em veículos de passeio. Neste artigo, Sainsbury discute a teoria da suspensão a ar, modelando a suspensão como um sistema termodinâmico trabalhando num processo adiabático. Para processos rápidos, como é o caso do veículo trafegando em uma via com irregularidade, ou numa manobra transiente, a hipótese do processo adiabático é válida (Sainsbury, 1957).

Os modelos de suspensão a ar utilizados na dinâmica veicular são bastante simplificados. Os modelos geralmente assumem que o processo é adiabático e a suspensão trabalha em torno de um ponto de operação. Essa abordagem é somente válida para análises de conforto, em que as amplitudes são baixas e as frequências são altas. Nesses casos, a válvula reguladora de altura não atua.

Cebon, (1995) utiliza um modelo simplificado de suspensão a ar, trabalhando em um processo adiabático. Hirteirter, (1973), também utiliza uma abordagem simplificada para a modelagem da suspensão a ar.

Modelos mais bem elaborados, que levam em conta a atuação da válvula niveladora de altura, somente podem ser encontrados na área ferroviária. Berg, (1999), apresenta um modelo tri-dimensional de suspensão a ar com modelo de fricção da válvula niveladora de altura. O modelo de Berg é não linear, baseado na superposição das forças elásticas, de fricção e de amortecimento viscoso. A complexidade deste modelo, segundo o autor, é média, situando-se entre um modelo linear simples e um modelo altamente complexo (Krettek & Grajnert, 1991).

Um modelo mais bem elaborado desenvolvido para a área de veículos ferroviários é o modelo termodinâmico de Krettek & Grajnert, (1991). Este modelo é baseado no balanço de massa e energia do ar dentro do bolsão de ar. Ele leva em conta a transferência de calor entre a parede do bolsão e o ambiente. A válvula niveladora de altura do bolsão também é modelada e isso é importante para o estudo do comportamento do veículo em manobras em regime permanente. Neste tipo de



manobra há tempo suficiente para a atuação da válvula niveladora de altura. Com a entrada e saída do ar do bolsão, a rigidez do bolsão é alterada, influenciando na dinâmica vertical e lateral do veículo. A influência na dinâmica lateral é devido à modificação da rigidez em rolamento da massa suspensa do veículo. Esse modelo de suspensão a ar só é encontrado na área de veículos ferroviários, desconhecendo-se a sua aplicação na área de veículos comerciais (ônibus e caminhões) e de passeio (automóveis, furgões, veículos fora de estrada, etc.)

### 2.3 Modelagem através de sistemas multicorpos

A dinâmica de sistemas multicorpos é baseada na mecânica clássica. O elemento mais simples de um sistema multicorpos é a partícula livre das equações de Newton publicada em 1686. O conceito de corpo rígido foi introduzido por Euler em 1775. Para modelar os vínculos, Euler utilizou o princípio do corpo livre com forças resultantes. As equações obtidas por Euler são conhecidas como equações de Newton-Euler (Schiehlen, 1997).

Um sistema de corpos rígidos vinculados foi considerado no trabalho de D'Alembert em 1743, em que ele distingue as forças de aplicação e reação. Lagrange fundamentou a formulação matemática de D'Alembert utilizando o princípio do trabalho virtual, obtendo um conjunto de equações diferenciais ordinárias de segunda ordem.

Uma análise sistemática de sistema mecânicos com vínculos foi estabelecida por Lagrange em 1788. O princípio do cálculo variacional foi aplicado para a análise da energia cinética e potencial de um sistema considerando os vínculos e as coordenadas generalizadas, resultando nas equações de Lagrange de primeiro e segundo tipo. As equações de primeiro tipo resultam em equações algébrico-diferenciais (EAD) e as de segundo tipo resultam em equações diferenciais ordinárias (EDO), (Schielen, 1997).

Uma extensão do princípio de D'Alembert válido para sistemas holonômicos foi apresentado em 1913 por Jourdain.

Um enfoque baseado em velocidades generalizadas, identificadas como velocidades parciais foi apresentado por Kane & Levinson, (1985). As equações de Kane representam uma descrição compacta de um sistema multicorpos.

A mecânica clássica, sistemas de corpos rígidos e suas aplicações foram caracterizadas por grandes restrições na complexidade dos modelos até 1960. Devido às características dos projetos espaciais e do aumento da complexidade necessária ao desenvolvimento desses projetos e o surgimento de computadores mais poderosos levaram ao surgimento de uma nova área na mecânica: a dinâmica de sistemas multicorpos (Costa Neto, 1991; Schielen, 1997). Um dos primeiros formalismos é devido à Hooker & Margoulis em 1965. Esse formalismo foi desenvolvido para a modelagem de satélites com um número grande de corpos rígidos interconectados por juntas esféricas. Outro formalismo foi publicado por Roberson & Wittenburg em 1967. Roberson & Wittenburg desenvolveram um formalismo para a derivação numérica das equações de movimento em três dimensões de uma espaçonave com uma cadeia topológica aberta (Costa Neto, 1991).

Através do trabalho de Paul & Chace, a dinâmica de sistemas multicorpos foi utilizada pela primeira vez na área de veículos terrestres (Costa Neto, 1991). O trabalho de Paul & Chace deu origem ao programa DAMN (“Dynamic Analysis of Mechanical Networks”) em 1969. Uma evolução do DAMN foi o programa DRAM (“Dynamic Response of Articulated Machinery”). O DAMN e o DRAM são programas para análise de movimentos no plano. Os sistemas são descritos utilizando-se as equações de Lagrange com os multiplicadores de Lagrange para a definição dos vínculos do sistema.

O trabalho de Orlandea (Orlandea, 1973; Orlandea & Chace, 1977) originou o programa para simulação de sistema multicorpos ADAMS (“Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems”). O ADAMS é um programa para simulação de sistemas em três dimensões que utiliza a técnica de matriz esparsa para resolver as equações algébricas lineares e o método de Gear para a integração das equações diferenciais. As equações dinâmicas do sistema são descritas como equações de Lagrange e os vínculos são descritos pelos multiplicadores de Lagrange.

O desenvolvimento dos computadores e dos programas possibilitou a manipulação de equações na forma simbólica. Esse novo formalismo originou uma nova frente no desenvolvimento de programas de sistemas multicorpos. A primeira contribuição para o formalismo simbólico foi realizada por Levinson em 1976 e Schiehlen & Kreuzer em 1978.

O surgimento dos formalismos simbólicos apresentou uma ganho no tempo de simulação (Schiehlen, 1997). As equações do sistema são geradas apenas uma vez. Já no formalismo numérico, as equações do sistema devem ser geradas a cada intervalo de integração. De um ponto de vista numérico, os algoritmos recursivos utilizados no formalismo numérico são bastante eficientes para sistemas com um grande número de vínculos. A idéia básica do procedimento recursivo é que a matriz de inércia não precisa ser invertida, o que numericamente é uma ganho bastante importante.

Uma revisão dos programas de sistemas multicorpos disponíveis na década de 1980 pode ser encontrada em Kortüm & Schiehlen, (1985) e Schwertassek & Roberson, (1985).

O formalismo teórico das abordagens numéricas e simbólicas pode ser encontrada em Costa Neto, (1991) e Schiehlen, (1997). Schiehlen, (1997) traz um estado da arte na área de sistemas multicorpos com uma descrição histórica do desenvolvimento desde a mecânica clássica até os dias atuais, mostrando os avanços mais novos na área, como a introdução de corpos flexíveis, de sistemas de controle, interação com fluidos, problemas de contato e métodos de resolução de equações diferenciais. Uma abordagem matemática do problema da resolução de equações algébrico-diferenciais pode ser encontrado em Petzold, (1995).

## Capítulo 3

# Revisão Teórica

### 3.1 Introdução

Neste Capítulo, irá ser realizada uma revisão teórica de um modelo não linear de três graus de liberdade do veículo. Serão mostrados também os equacionamentos utilizados para se modelar o sistema de direção, suspensão a ar e pneu.

Depois da revisão teórica do modelo de três graus de liberdade, será desenvolvido o formalismo teórico do programa de multicorpos ADAMS, baseado no formalismo de Newton-Euler Lagrange.

### 3.2 Modelo de três graus de liberdade do veículo

O modelo de três graus de liberdade do veículo é ideal para uma abordagem inicial do problema da dirigibilidade. O modelo simplificado de veículo, com três graus de liberdade, pode ser visto na Figura 3.1

As variáveis de movimento que descrevem a atitude do modelo de três graus de liberdade do veículo são:

- ângulo de escorregamento lateral  $\beta$ ;
- velocidade em guinada  $r$ ;
- ângulo de rolamento da massa suspensa  $\phi$ .

Para a elaboração do modelo linear, o ângulo de rolamento  $\phi$  do veículo será considerado pequeno (isto é,  $\text{sen}\phi$  será igual a  $\phi$  e  $\text{cos}\phi$  será considerado igual a 1).

Para pequenos ângulos (pequeno escorregamento lateral), têm-se que o ângulo de deriva é dado por:

$$\beta = v/V \tag{3.1}$$

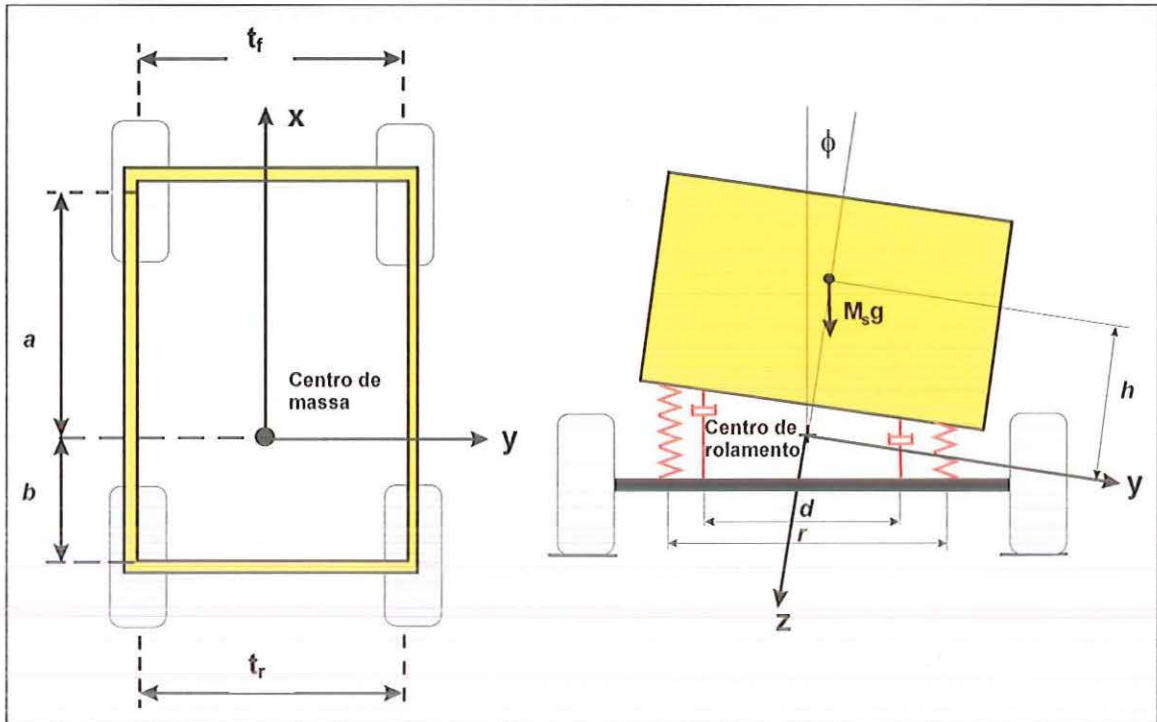


Figura 3.1 Modelo de três graus de liberdade do veículo. Fonte: Segel, (1956).

Os ângulos de deriva dos pneumáticos dianteiro e traseiro são dados por:

$$\alpha_f = \beta + \frac{a}{R} - \delta - \varepsilon_f \phi = \beta + \frac{abr}{V} - \delta - \varepsilon_f \phi \tag{3.2}$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{b}{R} - \varepsilon_r \phi = \beta - \frac{br}{V} - \varepsilon_r \phi \tag{3.3}$$

Em que:

$\varepsilon_f$  = coeficiente de esterçamento dianteiro devido ao rolamento da massa suspensa

$\varepsilon_r$  = coeficiente de esterçamento traseiro devido ao rolamento da massa suspensa

Fazendo a somatória das forças laterais, temos:

$$\sum Y = \alpha_f C_f + \alpha_r C_r = M(\dot{v} + Vr) + M_s h \ddot{\phi} \quad (3.4)$$

Fazendo a somatória dos momentos em guinada, temos:

$$\sum N = a\alpha_f C_f - b\alpha_r C_r = I_z \dot{r} \quad (3.5)$$

Substituindo os valores dos ângulos de deriva nas equações 3.4 e 3.5, obtemos as seguintes expressões:

$$\sum Y = (C_f + C_r)\beta + \frac{1}{V}(aC_f - bC_r)r - C_f \delta + (-\varepsilon_f C_f - \varepsilon_r C_r)\phi \quad (3.6)$$

$$\sum N = (aC_f - bC_r)\beta + \frac{1}{V}(a^2 C_f + b^2 C_r)r - aC_f \delta + (-\varepsilon_f a C_f + \varepsilon_r b C_r)\phi \quad (3.7)$$

A somatória dos momentos em rolamento é dado por:

$$\sum L = L_{\dot{\phi}} \dot{\phi} + L_{\phi} \phi = M_s h(\dot{v} + Vr) + I_x \ddot{\phi} \quad (3.8)$$

Em que  $L_{\dot{\phi}}$  é o amortecimento em rolamento e  $L_{\phi}$  é a rigidez em rolamento.

$L_{\dot{\phi}}$  e  $L_{\phi}$  são calculados à partir das seguintes equações:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} = L_{\dot{\phi}} = L_{\dot{\delta}} + L_{\dot{r}} = -\frac{1}{2}(c_f d_f^2 + c_r d_r^2) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \phi} = L_{\phi} = L_{\delta} + L_{r} = -\frac{1}{2}(k_f r_f^2 + k_r r_r^2) \quad (3.10)$$

Leonard Segel (Segel, 1956), propôs o estudo das características de dirigibilidade do veículo utilizando uma abordagem bastante utilizada na área aeronáutica (Segel, 1956; Ellis, 1994; Whitcomb & Milliken, 1956; Milliken & Milliken, 1995), os chamados derivativos de estabilidade. As derivadas parciais da força lateral ( $Y$ ) e momento em guinada ( $N$ ) do veículo em relação ao ângulo de escorregamento lateral ( $\beta$ ), velocidade em guinada ( $r$ ) e ângulo de esterço ( $\delta$ ) relacionam a força lateral e o momento em guinada com as variáveis de movimento.

Fazendo a derivada em relação às variáveis de movimento para a somatória da força lateral, temos:

$$Y_{\beta} = \left. \frac{\partial Y}{\partial \beta} \right|_{k\Delta t} = C_f + C_r \quad (3.11)$$

$$Y_r = \frac{\Delta \partial Y}{\partial r} \Big|_{k\Delta t} = \frac{1}{V} (aC_f - bC_r) \quad (3.12)$$

$$Y_\delta = \frac{\Delta \partial Y}{\partial \delta} \Big|_{k\Delta t} = -C_f \quad (3.13)$$

$$Y_\phi = \frac{\Delta \partial Y}{\partial \phi} \Big|_{k\Delta t} = -\varepsilon_f C_f - \varepsilon_r C_r \quad (3.14)$$

Realizando o mesmo procedimento com relação à somatória de momentos:

$$N_\beta = \frac{\Delta \partial N}{\partial \beta} \Big|_{k\Delta t} = (aC_f - bC_r) \quad (3.15)$$

$$N_r = \frac{\Delta \partial N}{\partial r} \Big|_{k\Delta t} = \frac{1}{V} (a^2 C_f + b^2 C_r) \quad (3.16)$$

$$N_\delta = \frac{\Delta \partial N}{\partial \delta} \Big|_{k\Delta t} = -aC_f \quad (3.17)$$

$$N_\phi = \frac{\Delta \partial N}{\partial \phi} \Big|_{k\Delta t} = -\varepsilon_f aC_f + \varepsilon_r bC_r \quad (3.18)$$

Os índices da derivada são:

$$k = 1, 2, \dots, \text{número de passos da simulação} \quad (3.19)$$

$$\Delta t = \text{intervalo de integração} \quad (3.20)$$

Esses termos são chamados de derivativos de estabilidade do veículo. As somatórias das forças laterais e dos momentos podem ser expressos como:

$$\sum Y = Y_\beta \beta + Y_r r + Y_\delta \delta + Y_\phi \phi = M(\dot{v} + Vr) + M_s h \ddot{\phi} \quad (3.21)$$

$$\sum N = N_\beta \beta + N_r r + N_\delta \delta + N_\phi \phi = I_z \dot{r} \quad (3.22)$$

$$\sum L = L_\phi \dot{\phi} + L_\phi \phi = M_s h(\dot{v} + Vr) + I_x \ddot{\phi} \quad (3.23)$$

### 3.2.1 Resposta em regime permanente com entrada ângulo de esterço nas rodas dianteiras

Em regime permanente, as acelerações em guinada e escorregamento lateral e a derivada do ângulo de rolamento da massa suspensa são iguais a zero, isto é,  $\dot{r} = 0$ ,  $\dot{v} = 0$  e  $\dot{\phi} = 0$ .

Escrevendo as equações para o modelo de três graus de liberdade em regime

permanente:

$$Y_\beta \beta + Y_r r + Y_\delta \delta + Y_\phi \phi = MVr \quad (3.24)$$

$$N_\beta \beta + N_r r + N_\delta \delta + N_\phi \phi = 0 \quad (3.25)$$

$$L_\phi \phi = M_s h V r \quad (3.26)$$

Escrevendo em notação matricial as equações para regime permanente, obtemos:

$$\begin{pmatrix} Y_\beta & Y_r - MV & Y_\phi \\ N_\beta & N_r & N_\phi \\ 0 & -M_s h V & L_\phi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ r \\ \phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -Y_\delta \delta \\ -N_\delta \delta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

A resposta velocidade do ângulo em guinada por entrada ângulo de esterço nas rodas dianteiras é dado pela equação:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{Y_\beta N_\delta - N_\beta Y_\delta}{N_\beta \left( Y_r - MV + \frac{Y_\phi M_s h V}{L_\phi} \right) - Y_\beta N_r - \frac{Y_\beta N_\phi M_s h V}{L_\phi}} \quad (3.28)$$

Para o modelo de três graus de liberdade, o gradiente de sub esterçamento  $K$ :

$$K = \frac{1}{l} \left[ \frac{N_\beta M}{(Y_\beta N_\delta - N_\beta Y_\delta)} + \frac{Y_\beta N_\phi M_s h}{L_\phi (Y_\beta N_\delta - N_\beta Y_\delta)} - \frac{N_\beta Y_\phi M_s h}{L_\phi (Y_\beta N_\delta - N_\beta Y_\delta)} \right] \quad (3.29)$$

Em que o comprimento do entre eixos do veículo é dado pela equação:

$$l = a + b = \frac{V(N_\beta Y_r - Y_\beta N_r)}{Y_\beta N_r - N_\beta Y_\delta} \quad (3.30)$$

Portanto, podemos escrever a Equação 3.28 como:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V/l}{1 + KV^2} \quad (3.31)$$

A resposta aceleração lateral por ângulo de esterço nas rodas dianteiras é dado pela equação:

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{V(Y_\beta N_\delta - N_\beta Y_\delta)}{N_\beta \left( Y_r - MV + \frac{Y_\phi M_s h V}{L_\phi} \right) - Y_\beta N_r - \frac{Y_\beta N_\phi M_s h V}{L_\phi}} \quad (3.32)$$



Escrevendo a equação utilizando o gradiente de sub esterçamento:

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{V^2 / l}{1 + KV^2} \quad (3.33)$$

A resposta ângulo de deriva do veículo por entrada ângulo de esterço nas rodas dianteiras é dado pela equação:

$$\frac{\beta}{\delta} = \frac{Y_\beta \left( N_r + \frac{M_s h V N_\phi}{L_\phi} \right) - N_\delta (Y_r - MV) - \frac{Y_\phi N_\delta M_s h V}{L_\phi}}{N_\beta \left( Y_r - MV + \frac{Y_\phi M_s h V}{L_\phi} \right) - Y_\beta N_r - \frac{Y_\beta N_\phi M_s h V}{L_\phi}} \quad (3.34)$$

### 3.2.2 Resposta em regime transiente com entrada ângulo de esterço nas rodas dianteiras para o modelo de três graus de liberdade.

Em regime transiente,  $\dot{r} \neq 0$ ,  $\dot{v} \neq 0$  e  $\dot{\phi} \neq 0$ . Para a análise em regime transiente, o sistema será descrito na forma de equação de estados.

Isolando os termos  $\dot{r}$ ,  $\dot{v}$  e  $\dot{\phi}$  nas Equações 3.19, 3.20 e 3.21, obtemos:

$$\dot{r} = \frac{N_\beta}{V I_z} v + \frac{N_r}{I_z} r + \frac{N_\phi}{I_z} \phi + \frac{N_\delta}{I_z} \delta(t) \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \dot{v} = & \frac{Y_\beta}{MV \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} v + \frac{\left( \frac{Y_r}{M} - V + \frac{M_s^2 h^2 V}{M I_x} \right)}{\left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} r \\ & + \frac{\left( Y_\phi - \frac{M_s h L_\phi}{I_x} \right)}{M \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} \phi - \frac{M_s h L_\phi \dot{\phi}}{M I_x \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} \dot{\phi} + \frac{Y_\delta}{M \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} \delta(t) \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$\begin{aligned} \dot{\phi} = & - \frac{M_s h Y_\beta}{M V I_x \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} v - \frac{M_s h Y_r}{M I_x \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} r \\ & + \frac{\left( L_\phi - \frac{M_s h Y_\phi}{M} \right)}{I_x \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} \phi + \frac{L_\phi}{I_x \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} \dot{\phi} - \frac{M_s h Y_\delta}{M I_x \left( 1 - \frac{M_s^2 h^2}{M I_x} \right)} \delta(t) \end{aligned} \quad (3.37)$$

Definindo as seguintes variáveis de estado:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= v \\
 x_2 &= r \\
 x_3 &= \phi \\
 x_4 &= \dot{x}_3 = \dot{\phi}
 \end{aligned} \tag{3.38}$$

Escrevendo na forma de equação de estados com entrada ângulo de esterço no volante:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{Y_\beta}{VM \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} & \frac{\left(\frac{Y_r - V + \frac{M_s^2 h^2 V}{MI_x}}{M} - V + \frac{M_s^2 h^2 V}{MI_x}\right)}{\left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} & \frac{\left(\frac{Y_\phi - \frac{M_s h L_\phi}{I_x}}{M} - \frac{M_s h L_\phi}{I_x}\right)}{M \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} & -\frac{M_s h L_\phi}{MI_x \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} \\ \frac{N_\beta}{VI_z} & \frac{N_r}{I_z} & \frac{N_\phi}{I_z} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{M_s h Y_\beta}{MVI_x \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} & -\frac{M_s h Y_r}{MI_x \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} & \frac{\left(L_\phi - \frac{M_s h Y_\phi}{M}\right)}{I_x \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} & \frac{L_\phi}{I_x \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{Y_\delta}{M \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} \\ \frac{N_\delta}{I_z} \\ 0 \\ \frac{M_s h Y_\delta}{MI_x \left(1 - \frac{M_s^2 h^2}{MI_x}\right)} \end{pmatrix} \delta(t) \tag{3.39}$$

Como no caso do modelo de dois graus de liberdade, a entrada  $\delta(t)$  pode ser qualquer entrada no domínio do tempo (inclusive dados obtidos experimentalmente). A aceleração lateral e o ângulo de deriva do veículo podem ser obtidos através das seguintes equações:

$$a_y = \dot{v} + Vr \tag{3.40}$$

$$\beta = \frac{v}{V} \tag{3.41}$$

### 3.2.3 Significado dos derivativos de estabilidade

Derivativo de estabilidade  $Y_\beta$ : relaciona a força lateral com o ângulo de escorregamento lateral do veículo. Pode ser caracterizado como uma constante de amortecimento proporcional à velocidade lateral do veículo.

Derivativo de estabilidade  $N_\beta$ : relaciona o momento em guinada com o ângulo de escorregamento lateral do veículo. Pode ser chamado de constante de mola torcional do veículo.

Derivativo de estabilidade  $N_r$ : determina o momento em guinada devido às forças laterais no pneu como resultado da velocidade em guinada. Este momento é igual a;

$$N_r = \frac{1}{V} (a^2 C_f + b^2 C_r) \quad (3.42)$$

Este derivativo de estabilidade determina um torque proporcional à velocidade angular e representa um amortecimento viscoso. Por isso ele é chamado de amortecimento em guinada. Esse amortecimento diminui com o aumento da velocidade do veículo.

Derivativo de estabilidade  $Y_r$ : proporcional à diferença entre as rigidezes em curva dos pneus dianteiros e traseiros multiplicada pela distância até o centro de gravidade do veículo. A expressão de  $Y_r$  é similar à de  $N_r$ .

Derivativo de estabilidade  $N_\delta$ : relaciona a entrada ângulo de esterço com o momento em guinada aplicado ao veículo.  $N_\delta$  é chamado de sensibilidade de controle.

Derivativo de estabilidade  $Y_\delta$ : relaciona a força aplicada ao veículo devido ao esterço das rodas dianteiras. Ele é função somente da rigidez em curva do pneu dianteiro.

Derivativos de estabilidade  $Y_\phi$  e  $N_\phi$ : a força lateral e o momento em guinada são provocados pelo esterçamento em rolamento da massa suspensa e pela cambagem devido ao rolamento da massa suspensa do veículo.

### 3.3 Modelagem por sistemas multicorpos

O método de análise de sistemas multicorpos utiliza um conjunto definido de elementos como corpos rígidos, juntas, molas, amortecedores, forças e movimentos pré-determinados para a descrição do sistema. A Figura 3.2 mostra um modelo de dados para a representação de um sistema multicorpos.

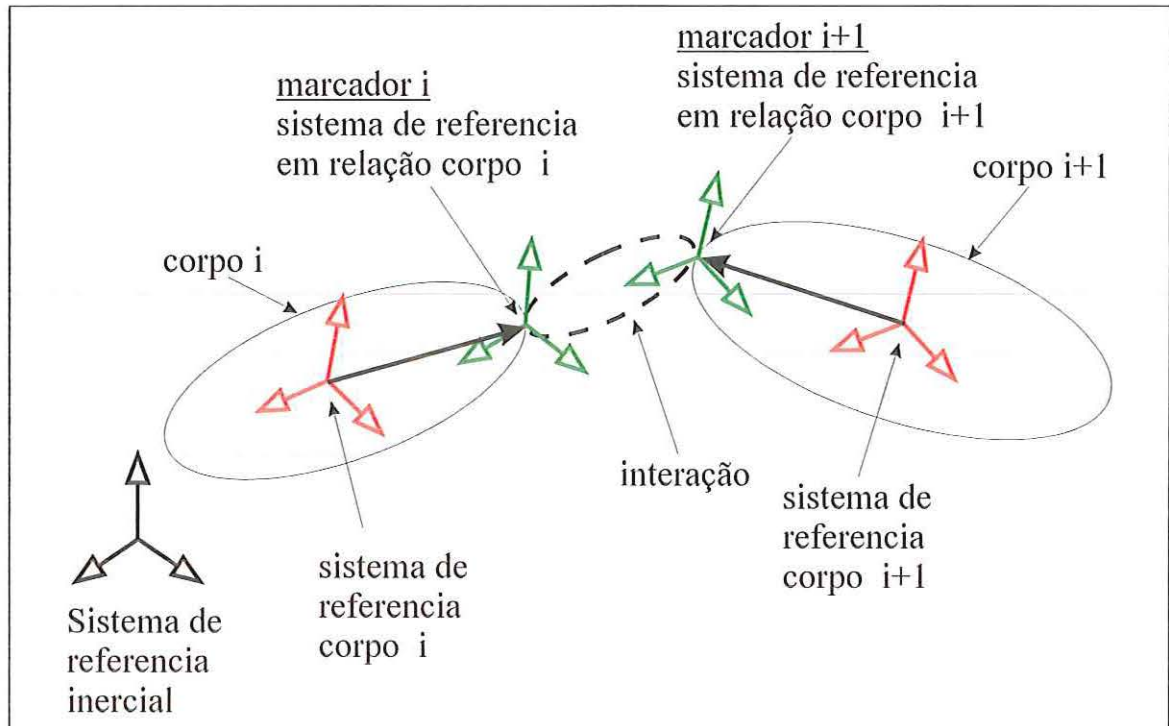


Figura 3.2 Sistema multicorpos representado por um modelo de dados.  
Fonte: Schiehlen, (1997).

O modelo multicorpos é caracterizado como tendo um conjunto de corpos interagindo através de juntas, forças ou movimentos pré-estabelecidos. Cada corpo possui um sistema de coordenadas local, chamados de sistema de referência do corpo, em relação ao qual estão definidas as propriedades de inércia.

Os marcadores são sistemas de coordenadas definidos em relação ao sistema de referência do corpo. Os marcadores são utilizados para a definição da localização e orientação dos elementos que servem de interação entre os corpos. É através desses marcadores que os elementos de força, como por exemplo a mola, e os elementos de junta, como por exemplo a junta de revolução, são conectados.

Utilizando essa representação do sistema multicorpo, o programa gera as equações de movimento para a análise dinâmica do sistema. Essas equações geradas podem ser baseadas em um dos dois formalismos: numérico ou simbólico.

No formalismo numérico, as equações são geradas em cada intervalo de integração. Já no formalismo simbólico, as equações do sistema multicorpo são geradas apenas uma única vez.

O programa de análises de sistema multicorpos ADAMS é baseado no formalismo numérico e utiliza o método de Newton-Euler Lagrange para a construção dos sistemas de equações.

O número de coordenadas generalizadas para cada corpo são seis. Três coordenadas são da translação do centro de massa do corpo em relação ao sistema de coordenada inercial:

$$q_t = [x \quad y \quad z]^T \quad (3.43)$$

As outras três coordenadas generalizadas são de rotação do corpo em relação ao sistema de coordenada inercial:

$$q_r = [\psi \quad \phi \quad \theta]^T \quad (3.44)$$

As forças de reação são representadas pelos multiplicadores de Lagrange  $\lambda$  e pelas funções de vínculo:

$$f(q_t, q_r, \lambda, t) = 0 \quad (3.45)$$

Introduzindo as seguintes notações:

$$u = [\dot{q}_t \quad \dot{q}_r]^T \quad (3.46)$$

Escrevendo a equação diferencial da dinâmica do modelo multicorpos, a equação diferencial cinemática e a equação de vínculo do modelo, obtemos:

$$M(q, u, \dot{u}, \lambda, t) = 0 \quad (3.47)$$

$$u - \dot{q} = 0 \quad (3.48)$$

$$f(q, \lambda, t) = 0 \quad (3.49)$$

A matriz  $M$  representa todas as equações diferenciais que governam a dinâmica do sistema e as equações diferenciais que foram acrescentadas ao sistema pelo usuário. A matriz coluna  $f$  inclui todas as equações algébricas que vinculam o modelo. Uma equação diferencial típica tem a forma:

$$m\ddot{z} - mg - \lambda = 0 \quad (3.50)$$

Um exemplo de equação de vínculo:

$$z - L\cos\theta = 0 \quad (3.51)$$

Em que  $z$  é a coordenada vertical de um corpo com massa  $m$  e orientação  $\theta$ . A variável  $\lambda$  representa a força de vínculo no corpo. No exemplo,  $L$  é uma constante e  $g$  a aceleração da gravidade

As equações 3.43, 3.44 e 3.45 podem ser escritas numa forma mais compacta com a utilização de matrizes. Definindo  $y$  como o vetor de estados composto de todas as variáveis em  $q$ ,  $\dot{q}$  e  $\lambda$ , podemos escrever a seguinte equação matricial:

$$G(y, \dot{y}, t) = 0 \quad (3.52)$$

Para resolver a Equação 3.52 existem dois métodos no ADAMS: integração utilizando equações algébrico diferenciais (EAD) e integração utilizando um conjunto reduzido de equações diferenciais ordinárias (EDO). Maiores detalhes de como o ADAMS resolve essas equações pode ser visto em Petzold, (1995).

Para começar a resolver as equações dinâmicas, o ADAMS realiza uma análise de valor inicial que fornece um conjunto de valores para o vetor de estado e a sua derivada primeira no instante igual a zero.

O valor inicial e a sua derivada são utilizados para uma previsão no tempo inicial.

Depois de previsto o valor da variável no tempo  $t_{n+1}$ , será realizada uma avaliação da função  $G$  (Equação 3.7). Se  $G(y, \dot{y}, t_{n+1}) = 0$  então a solução é dada pelo valor corrente da matriz  $y$ . Se diferente de 0, o ADAMS resolve a equação linear de Newton-Raphson para um incremento  $\Delta y$  de  $y$  para fazer com que  $G$  se aproxime de zero:

$$J\Delta y = G(y, \dot{y}, t_{n+1}) \quad (3.53)$$

Em que  $J$  é a matriz Jacobiana para a EAD.

Depois o ADAMS atualiza  $y$  na  $(k+1)^{\text{a}}$  iteração de Newton-Raphson:

$$y^{k+1} = y^k + \Delta y^k \quad (3.54)$$

Esses passos são repetidos até que o critério de convergência seja satisfeito.

## Capítulo 4

# Modelagem do Veículo

### 4.1 Introdução

O modelo não linear de três graus de liberdade elaborado possui rigidez em curva do pneu baseado na formulação simplificada do modelo desenvolvido por Pacejka, (1991); modelo não linear da suspensão a ar com válvula de controle de altura; modelo de sistema de direção com elasticidade e amortecimento e curva não linear do amortecedor baseado em dados fornecidos pelo fabricante.

Um outro modelo do veículo completo foi construído utilizando o programa para a análise de sistemas multicorpos ADAMS. Esse modelo completo possui 51 corpos rígidos e 109 graus de liberdade. Os efeitos da geometria do sistema de direção e elasticidade devido às conexões através de elementos elásticos não lineares estão incluídos no modelo. O modelo multicorpos do veículo foi dividido em seis subsistemas: suspensão dianteira, suspensão traseira , pneus e rodas dianteiros, pneus e rodas traseiros, sistema de direção e massa suspensa.

As características gerais do veículo podem ser vistas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Características gerais do veículo.

<b>Característica do veículo</b>	
Massa total	15000 kg carregado
Massa na dianteira	5000 kg
Massa na traseira	10000 kg
Distância entre eixos	6.33 m
Bitola média	1.90 m
Bitola traseira	2.10 m
Pneus dianteiros	2 pneus 295/80 R22.5
Pneus traseiros	4 pneus 295/80 R22.5
Motorização	Diesel, 6 cilindros em linha, 345 hp a 2100 rpm

## 4.2 Modelo não linear de três graus de liberdade do veículo

O modelo não linear de três graus de liberdade foi equacionado levando-se em conta as não linearidades da suspensão a ar e do pneu. Outro sistema importante a ser incluído no modelo é a elasticidade e o amortecimento do sistema de direção, que afeta na resposta do ângulo de esterço nas rodas dianteiras.

A seguir, uma descrição dos subsistemas que compõem o modelo não linear de três graus de liberdade.

### 4.2.1 Modelo da suspensão a ar

A Figura 4.1 mostra uma instalação típica de suspensão a ar em um ônibus. A geometria do bolsão da suspensão a ar utilizada no modelo de ônibus do presente trabalho pode ser visto na Figura 4.2.



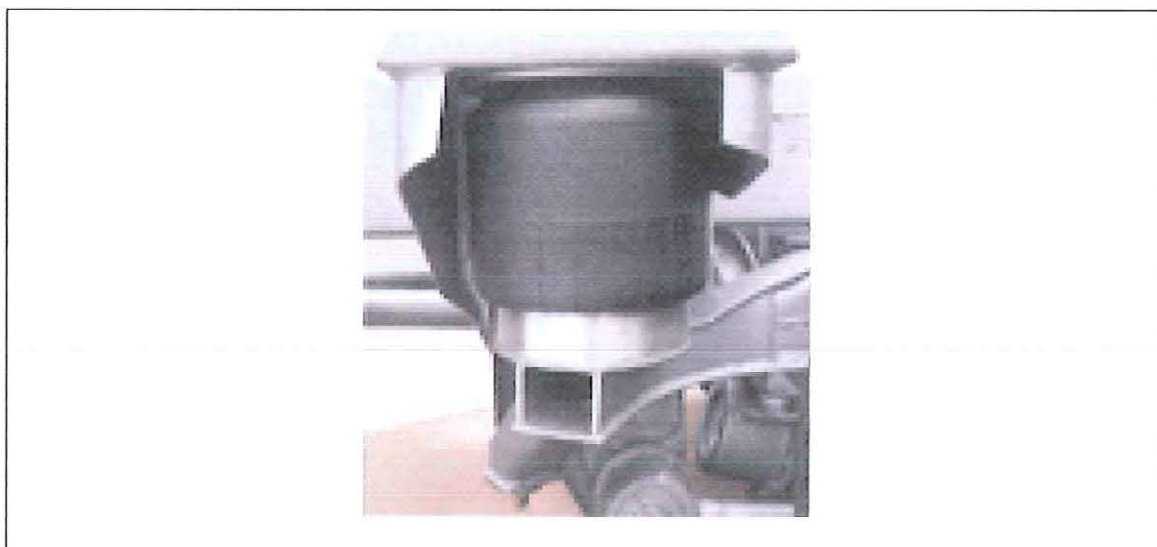


Figura 4.1 Exemplo de suspensão a ar empregado em ônibus.

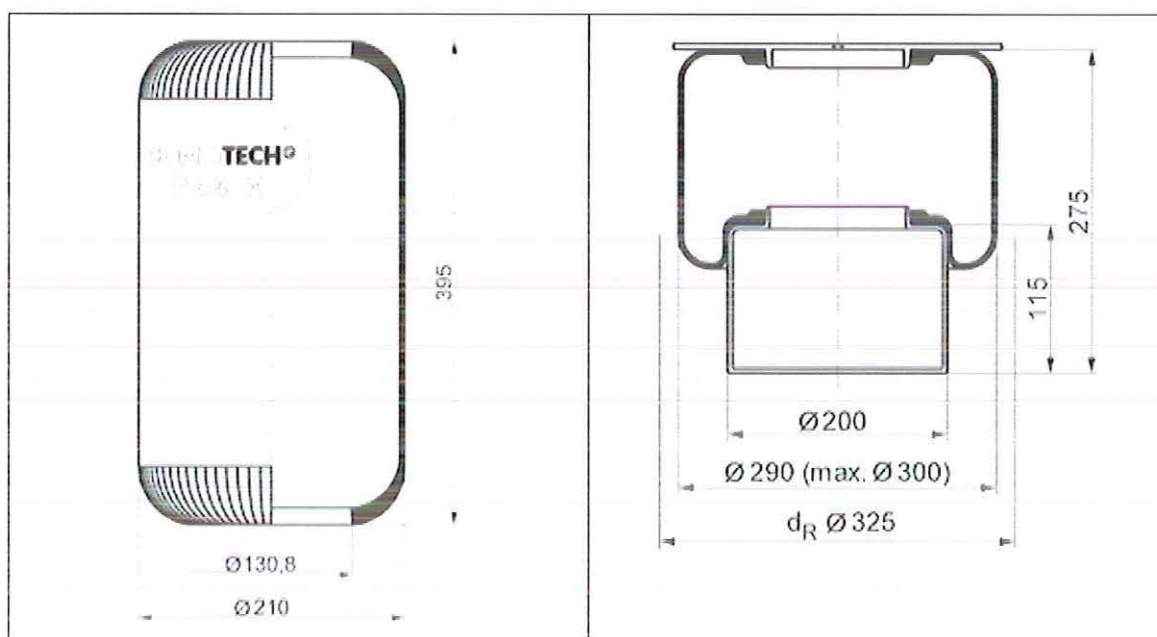


Figura 4.2 Geometria do bolsão a ar da Contitech utilizado no veículo em estudo.

A Tabela 4.2 mostra os dados técnicos do bolsão a ar da Contitech. Esses dados técnicos se referem ao bolsão de ar da Figura 4.2.

Tabela 4.2 Dados técnicos da suspensão a ar.

Dados técnicos	
Capacidade de carga a 5 bar	21 kN
Capacidade de carga a 7 bar	29.5 kN
Altura mínima	155 mm
Altura máxima	415 mm
Altura de projeto	275 mm

Para a entrada e saída do ar no bolsão de ar, existem duas válvulas ou uma válvula de duas vias. Uma das válvulas controla o ar que entra para inflar o bolsão. A outra válvula controla a saída de ar para a atmosfera (Figura 4.3).

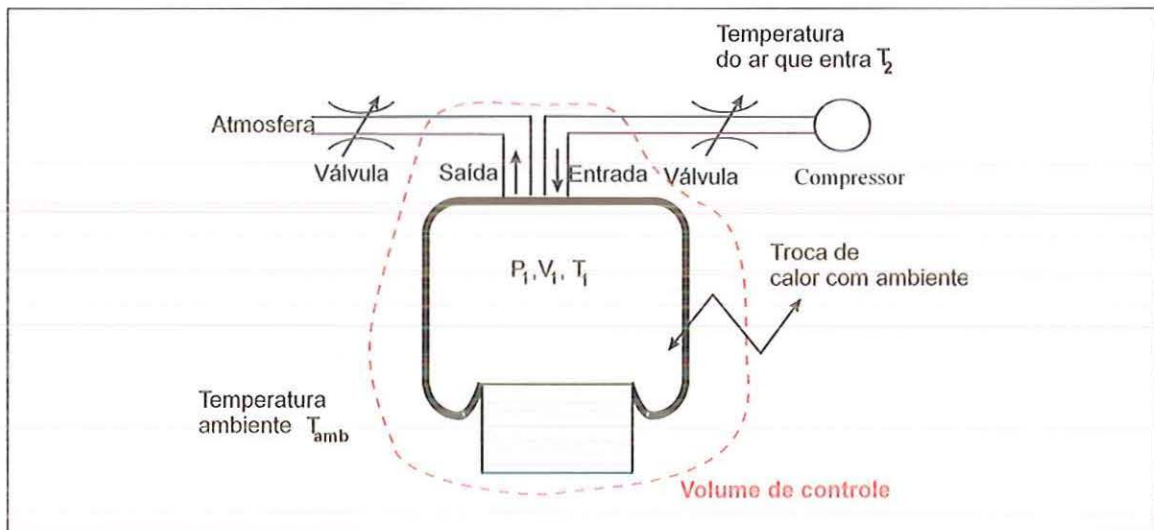


Figura 4.3 Modelo de suspensão pneumática.

Para a modelagem termodinâmica da suspensão, utilizaremos a equação dos gases ideais e a equação da conservação de energia. O volume de controle desse sistema está em volta do bolsão de ar (ver Figura 4.3).

A lei dos gases ideais nos fornece:

$$P_1 V_1 = m R T_1 \tag{4.1}$$

Derivando em relação ao tempo, obtemos:

$$\dot{P}_1 V_1 + P_1 \dot{V}_1 = \dot{m} R T_1 + m R \dot{T}_1 \quad (4.2)$$

Substituindo o termo  $m$  dado pela equação anterior e isolando o termo  $\dot{P}_1$ , obtemos:

$$\dot{P}_1 = \frac{\dot{m} R T_1}{V_1} + \frac{P \dot{T}_1}{T_1} - \frac{P_1 \dot{V}_1}{V_1} \quad (4.3)$$

Escrevendo a equação da conservação da energia:

$$\partial W / \partial t = -\partial U / \partial t + \partial Q / \partial t \quad (4.4)$$

Sendo que cada termo da equação acima pode ser escrito como:

$$\partial W / \partial t = P_1 \dot{V}_1 \quad (4.5)$$

$$\partial U / \partial t = \dot{m} c_v T_1 + m c_v \dot{T}_1 \quad (4.6)$$

$$\partial Q / \partial t = \dot{m} c_p T_2 + K_{par} A_{par} (T_{amb} - T_1) \quad (4.7)$$

O termo  $K_{par} A_{par} (T_{amb} - T_1)$  na Equação 4.7 refere-se à troca de calor com o ambiente.

Substituindo todos os termos na Equação 4.4 e isolando o termo  $\dot{T}_1$ , obtemos:

$$\dot{T}_1 = \frac{T_1 (k-1)}{P_1 V_1} \left[ -P_1 \dot{V}_1 - \dot{m} c_v T_1 + \dot{m} c_p T_2 - K_{par} A_{par} (T_1 - T_{amb}) \right] \quad (4.8)$$

A força da suspensão a ar é a pressão dentro do bolsão vezes a área efetiva do bolsão. A equação que fornece essa relação é dado por:

$$F_{air} = P_1 A_{ef} \quad (4.9)$$

A pressão  $P_1$  da Equação 4.9 é calculada através da integração da Equação 4.3.

Para o cálculo da quantidade de massa de ar que entra ou sai do bolsão, é necessário a modelagem da válvula niveladora de altura. Essa válvula irá manter constante a altura da suspensão do veículo com o aumento da carga vertical

O modelo da válvula de controle de altura utilizada é bastante simples, como mostra a Figura 4.4. Essa válvula é de duas vias, uma para a entrada do ar vindo do compressor e outra via para a saída do ar para a atmosfera.

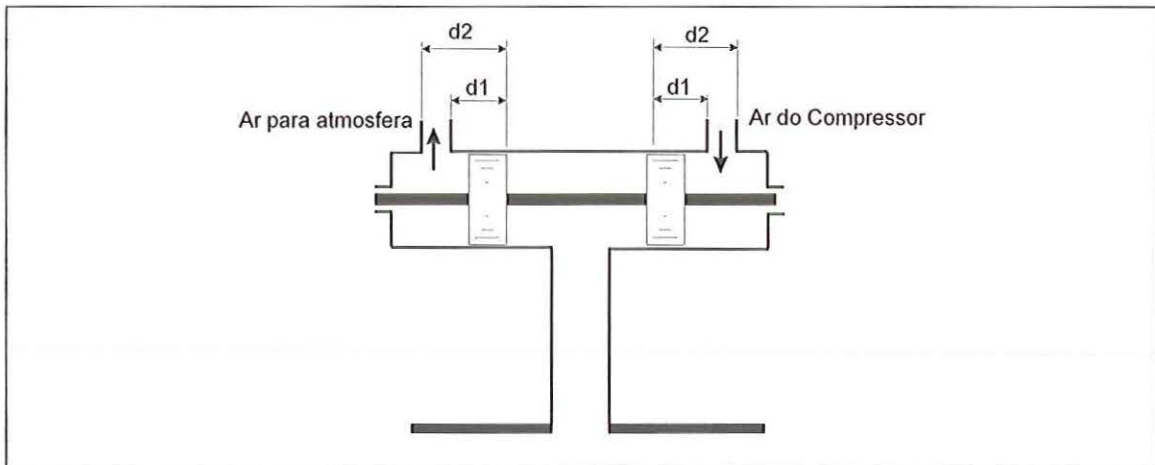


Figura 4.4 Válvula de controle de altura de duas vias.

Depois que o ar sai da válvula, haverá uma contração da corrente. Esse estreitamento da área do jato é chamado de *vena contracta*. A Figura 4.5 mostra o comportamento da corrente quando sai da válvula.

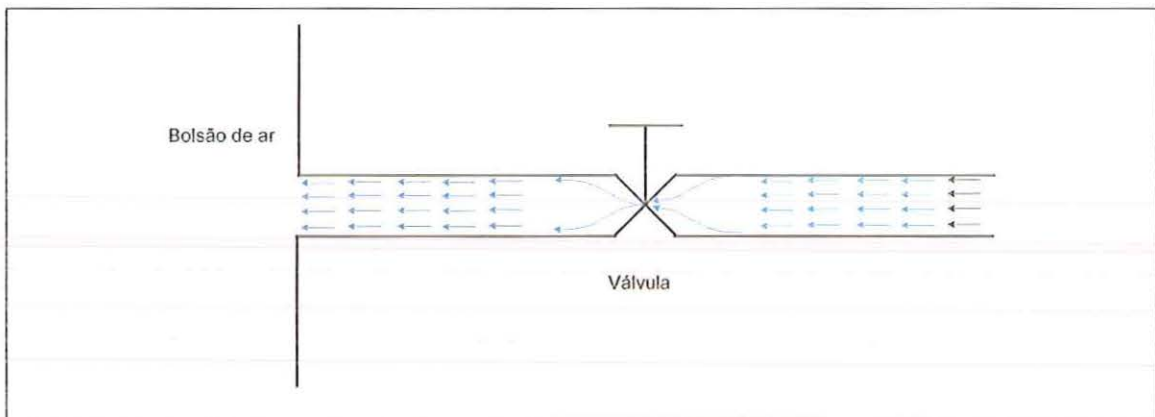


Figura 4.5 Fluxo de ar através da válvula.

A vazão em massa através da válvula pode ser dada pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \rho C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (4.10)$$

O valor da densidade do ar  $\rho$  é função da temperatura e da pressão. A seguinte equação (Chemical Rubber Co., 1967) fornece um valor aproximado para a densidade do ar:

$$\rho = 1.2929 \left( \frac{273.13}{T} \right) \left( \frac{P - 0.38783e}{760} \right) \quad (4.11)$$

Em que:

$P$  = pressão do ar, mm.Hg

$T$  = temperatura do ar, K.

A área do orifício  $A_o$  não é constante, pois ela varia com a altura do bolsão de ar. Existe uma zona morta em que não irá entrar ar do compressor nem sair ar para a atmosfera. A Figura 4.6 mostra como é a variação da área com relação à altura do bolsão de ar. A vazão máxima ocorre quando o deslocamento na vertical do bolsão de ar é igual ou maior do que  $d_2$ . A válvula abre à partir do valor do deslocamento vertical  $d_1$  do bolsão de ar. Abaixo de  $d_1$  a válvula não atua.

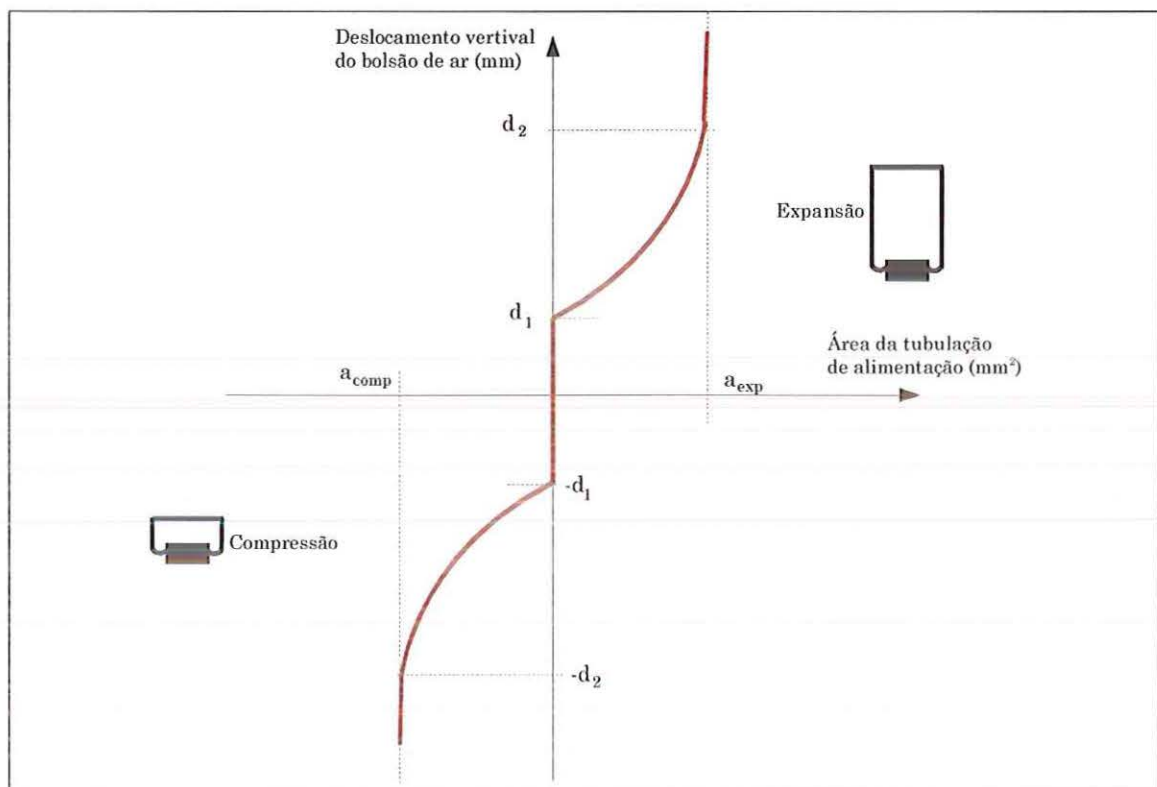


Figura 4.6 Variação da área do orifício de acordo com a variação da altura do bolsão de ar.

Um resumo dos parâmetros do modelo matemático da suspensão a ar podem ser vistos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 Parâmetros do modelo da suspensão a ar.

Parâmetro	Valor
$T_1$ inicial	300 K
$V_1$ inicial (275 mm de altura do bolsão)	$9.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
$A_{ef}$	$6.6 \times 10^{-2} \text{ m}^2$
$T_2$ inicial	300 K
$K_{par}$	$0.1 \text{ W/m}^2$
$A_{par}$ inicial	$1.5 \times 10^{-1} \text{ m}^2$
$A_o$ mínimo	0
$A_o$ máximo	$6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
$C_d$	0.6
$d_1$	0.280 m
$d_2$	0.415 m

#### 4.2.2 Modelo não linear do amortecedor da suspensão

Para representar a não linearidade do amortecedor da suspensão, a curva do amortecedor da suspensão foi inserida no modelo não linear do veículo. Neste caso, o valor da força devido aos amortecedores dianteiro e traseiro são dados por:

$$F_{amort\_f} = f(v_{dest\_f}) \quad (4.12)$$

$$F_{amort\_r} = f(v_{dest\_r}) \quad (4.13)$$

Em que:

$v_{dest\_f}$  e  $v_{dest\_r}$  é a velocidade de compressão ou tração do amortecedor.

A Figura 4.7 mostra a curva de força versus velocidade do amortecedor dianteiro do ônibus. Como pode ser visto na Figura 4.7, a força é maior na tração do que na compressão para um mesmo valor em módulo de velocidade (velocidade positiva é tração e velocidade negativa é compressão do amortecedor). Na Figura 4.8 pode ser visto a curva de força versus velocidade do amortecedor traseiro do ônibus.

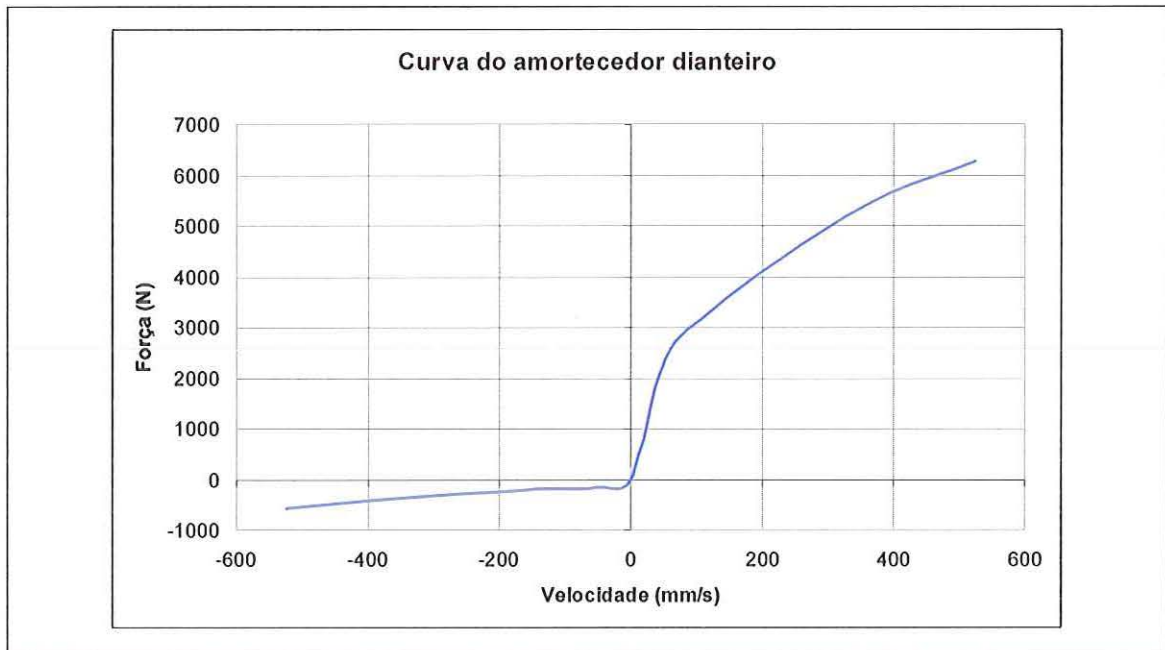


Figura 4.7 Curva do amortecedor dianteiro do ônibus.

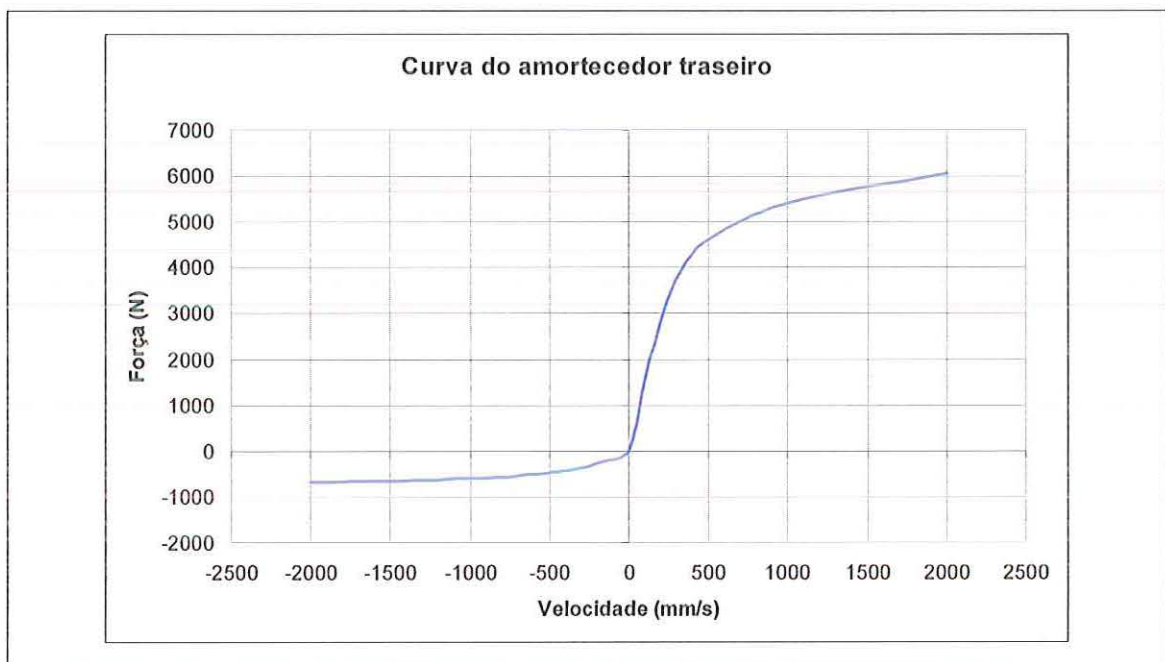


Figura 4.8 Curva do amortecedor traseiro do ônibus.

### 4.2.3 Esterçamento das rodas devido ao rolamento da massa suspensa

O esterçamento das rodas devido ao rolamento do veículo foi incluído no modelo de três graus de liberdade do veículo (termos  $\varepsilon_f$  e  $\varepsilon_r$ ). O efeito de esterçamento devido ao rolamento da massa suspensa do veículo possui uma contribuição maior para a tendência de esterçamento do veículo do que o provocado pela cambagem das rodas. Esse efeito de esterçamento devido ao rolamento é provocado pela geometria e elasticidade do sistema de suspensão.

O valor do coeficiente de esterçamento devido ao rolamento da massa suspensa é obtido experimentalmente, rolando a massa suspensa do veículo e medindo a variação do ângulo de esterço das rodas na dianteira ou através da modelagem da suspensão dianteira em um programa para a análise elstocinemática de sistemas mecânicos. Neste caso, poderia ser realizada a modelagem no programa para análise de sistemas multicorpos ADAMS.

### 4.2.4 Rigidez e amortecimento em rolamento

A Figura 4.9 mostra as forças que agem na suspensão quando o veículo realiza uma curva. A rigidez em rolamento devido às molas das suspensões dianteira e traseira é dado por:

$$\frac{\partial L}{\partial \phi} = L_\phi = L_{\phi_f} + L_{\phi_r} = \frac{1}{2} \left[ (F_{air\_esqf} - F_{air\_dirf})r_f + (F_{air\_esqr} - F_{air\_dirr})r_r \right] / \phi - k_{\phi_f} - k_{\phi_r} \quad (4.14)$$

Em que:

$F_{air\_esqf}$  e  $F_{air\_dirf}$  é a força na suspensão a ar dianteira, nos lados esquerdo e direito

$F_{air\_esqr}$  e  $F_{air\_dirr}$  é a força na suspensão a ar traseira, nos lados esquerdo e direito

$k_{\phi_f}$  = rigidez em rolamento devido à barra estabilizadora dianteira.

$k_{\phi_r}$  = rigidez em rolamento devido à barra estabilizadora traseira.

Os coeficientes de amortecimento  $d_f$  e  $d_r$  são não lineares e dependem da curva de força versus velocidade de compressão ou tração do amortecedor. As



equações que fornecem o amortecimento devido ao rolamento são:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} = L_{\dot{\phi}} = L_{\dot{\phi}_f} + L_{\dot{\phi}_r} = \frac{1}{2} [(F_{amort\_esqf} - F_{amort\_dirf})d_f + (F_{amort\_esqr} - F_{amort\_dirr})d_r] / \dot{\phi} \quad (4.15)$$

Em que:

$F_{amort\_esqf}$  e  $F_{amort\_dirf}$  é a força nos amortecedores dianteiros, nos lados esquerdo e direito

$F_{amort\_esqr}$  e  $F_{amort\_dirr}$  é a força nos amortecedores traseiros, nos lados esquerdo e direito

A rigidez em rolamento das suspensões dianteira e traseira podem ser aumentadas com a utilização de barras estabilizadoras. As barras estabilizadoras, quando utilizadas na suspensão dianteira, fazem com que o veículo fique mais sub-esterçante. Na suspensão traseira, as barras estabilizadoras deixam o veículo mais sobre-esterçante.

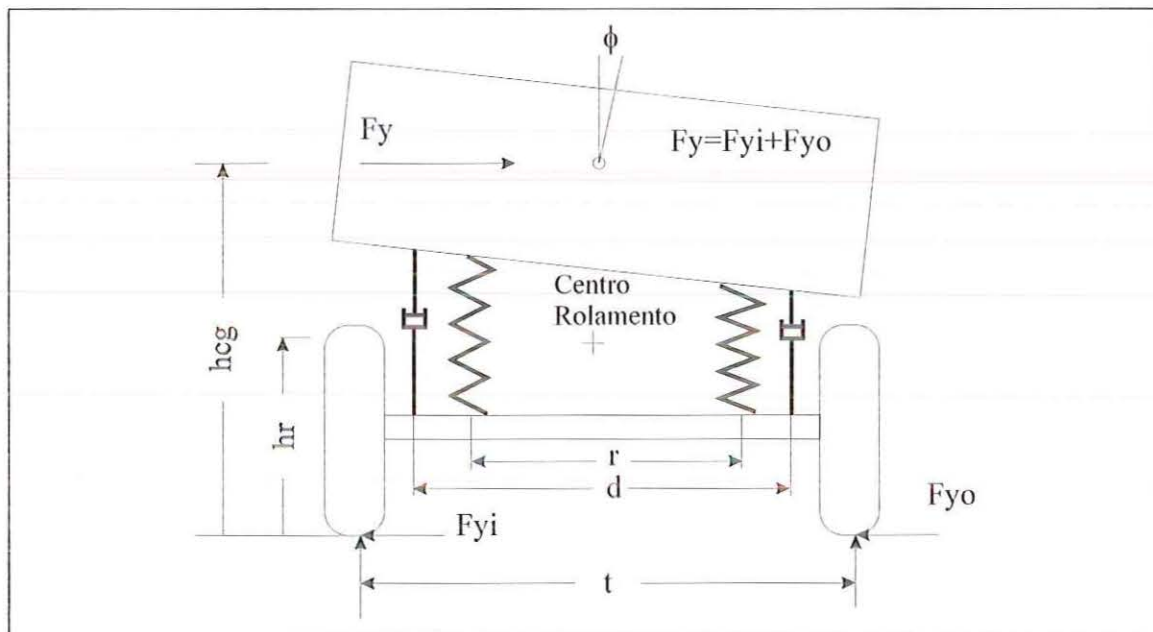


Figura 4.9 Análise das forças atuando em um veículo com rolamento da suspensão . Fonte: Gillespie, (1992).

A Tabela 4.4 mostra os parâmetros necessários para o cálculo da rigidez e amortecimento em rolamento do veículo

Tabela 4.4 Parâmetros para o cálculo da rigidez e amortecimento em rolamento.

Parâmetro	Valor
$d_f$	0.450 m
$d_r$	0.906 m
$r_f$	0.555 m
$r_r$	0.700 m
$k_{\phi f}$	$2.42 \times 10^5$ N.m/rad
$k_{\phi r}$	$1.62 \times 10^5$ N.m/rad

#### 4.2.5 Variação da rigidez em curva do pneu

A rigidez em curva do pneumático é função do carregamento vertical e do ângulo de deriva do pneu. Quando em curva, a distribuição de carregamento vertical é alterada e, conseqüentemente, a rigidez em curva do pneu também é modificada.

Para a análise de distribuição de carregamento vertical, é necessário inicialmente realizar uma análise de distribuição momento de rolamento do veículo.

O eixo de rolamento do veículo é definido como a linha que conecta os dois centros de rolamento da suspensão (dianteira e traseira). Nesta abordagem, o eixo de rolamento é considerado constante (isto é, os centros de rolamento das suspensões dianteira e traseira não mudam).

Baseado na Figura 4.10, a somatória de momentos em torno do eixo de rolamento fornece:

$$M_{\phi} = (M_s g h \sin \phi + M_s a_y h \cos \phi) \cos \phi \quad (4.16)$$

Para ângulos de rolamento pequeno, podemos assumir que  $\cos \phi = \cos \varphi = 1$  e  $\sin \phi = \phi$ . Portanto, a eq. (14) fica:

$$M_{\phi} = M_s g h (\phi + a_y / g) \quad (4.17)$$

Mas o momento em torno do eixo de rolamento é dado também por:

$$M_{\phi} = M_{\phi f} + M_{\phi r} = (L_{\phi f} + L_{\phi r}) \phi + (L_{\phi f} + L_{\phi r}) \dot{\phi} \quad (4.18)$$

Isolando o ângulo de rolamento  $\phi$ , obtemos:

$$\phi = \frac{M_s h a_y - (L_{\phi f} + L_{\phi r}) \dot{\phi}}{L_{\phi f} + L_{\phi r} - M_s g h} \quad (4.19)$$

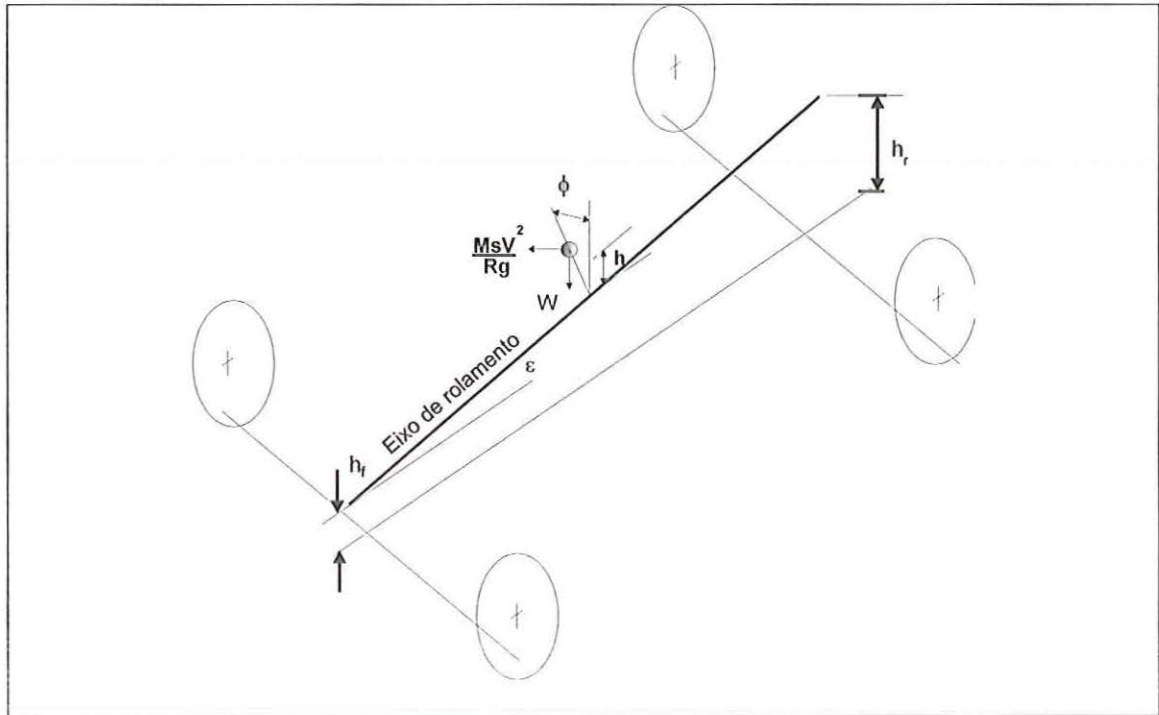


Figura 4.10 Análise de rolamento de um veículo. Fonte: Gillespie, (1992).

Substituindo a Equação 4.19 na Equação 4.18 e fazendo a somatória dos momentos em relação às suspensões dianteira e traseira, obtemos as seguintes equações para o cálculo dos momentos de rolamento:

$$Msusp_{\phi f} = L_{\phi f} \frac{M_s h a_y - (L_{\phi f} + L_{\phi r}) \dot{\phi}}{L_{\phi f} + L_{\phi r} - M_s g h} + L_{\phi f} \dot{\phi} + M_f h_f a_y = \Delta F_{zf} t_f \quad (4.20)$$

$$Msusp_{\phi r} = L_{\phi r} \frac{M_s h a_y - (L_{\phi f} + L_{\phi r}) \dot{\phi}}{L_{\phi r} + L_{\phi r} - M_s g h} + L_{\phi r} \dot{\phi} + M_r h_r a_y = \Delta F_{zr} t_r \quad (4.21)$$

A diferença entre as forças normais na dianteira e na traseira são dadas pelas seguintes equações:

$$\Delta F_{zf} = F_{zfo} - M_f g / 2 = -(F_{zfi} - M_f g / 2) \quad (4.22)$$

$$\Delta F_{zr} = F_{zro} - M_r g / 2 = -(F_{zri} - M_r g / 2) \quad (4.23)$$

Portanto, a força normal nos pneus dianteiro e traseiro do veículo, nas rodas interna e externa à curva, são dadas pelas seguintes equações:

$$F_{zfo} = \frac{1}{t_f} \left( L_{\phi f} \frac{M_s h a_y - (L_{\dot{\phi} f} + L_{\dot{\phi} r}) \dot{\phi}}{L_{\phi f} + L_{\phi r} - M_s g h} + L_{\dot{\phi} f} \dot{\phi} + M_f h_f a_y \right) + M_f g / 2 \quad (4.24)$$

$$F_{zfi} = -\frac{1}{t_f} \left( L_{\phi f} \frac{M_s h a_y - (L_{\dot{\phi} f} + L_{\dot{\phi} r}) \dot{\phi}}{L_{\phi f} + L_{\phi r} - M_s g h} + L_{\dot{\phi} f} \dot{\phi} + M_f h_f a_y \right) + M_f g / 2 \quad (4.25)$$

$$F_{zro} = \frac{1}{t_r} \left( L_{\phi r} \frac{M_s h a_y - (L_{\dot{\phi} f} + L_{\dot{\phi} r}) \dot{\phi}}{L_{\phi r} + L_{\phi f} - M_s g h} + L_{\dot{\phi} r} \dot{\phi} + M_r h_r a_y \right) + M_r g / 2 \quad (4.26)$$

$$F_{zri} = -\frac{1}{t_r} \left( L_{\phi r} \frac{M_s h a_y - (L_{\dot{\phi} f} + L_{\dot{\phi} r}) \dot{\phi}}{L_{\phi r} + L_{\phi f} - M_s g h} + L_{\dot{\phi} r} \dot{\phi} + M_r h_r a_y \right) + M_r g / 2 \quad (4.27)$$

Como no ônibus são quatro pneus na suspensão traseira (um mais interno e outro mais externo) deverão ser calculados as forças normais para cada pneu, num total de quatro forças normais. Já na dianteira o ônibus possui apenas dois pneus.

Para representar o efeito da alteração da rigidez em curva do pneumático com o carregamento lateral há diversos modelos na literatura que representam esse fenômeno (Dugoff, 1970; Pacejka, 1991; Ellis, 1994).

O modelo utilizando no presente trabalho é baseado em uma simplificação do modelo de Pacejka, (1991).

A equação de Pacejka, (1991) para a rigidez em curva do pneu com ângulo de cambagem igual a zero é:

$$C_{f,r} = a_3 \sin[2 \arctan(F_z / (a_4 / 2\alpha))] \quad (4.28)$$

O máximo valor da rigidez em curva será  $a_3$  para uma força normal  $F_z = a_4$ . O gráfico da Figura 4.11 mostra o comportamento da rigidez em curva do pneu com o aumento da carga normal de acordo com a Equação 4.28.

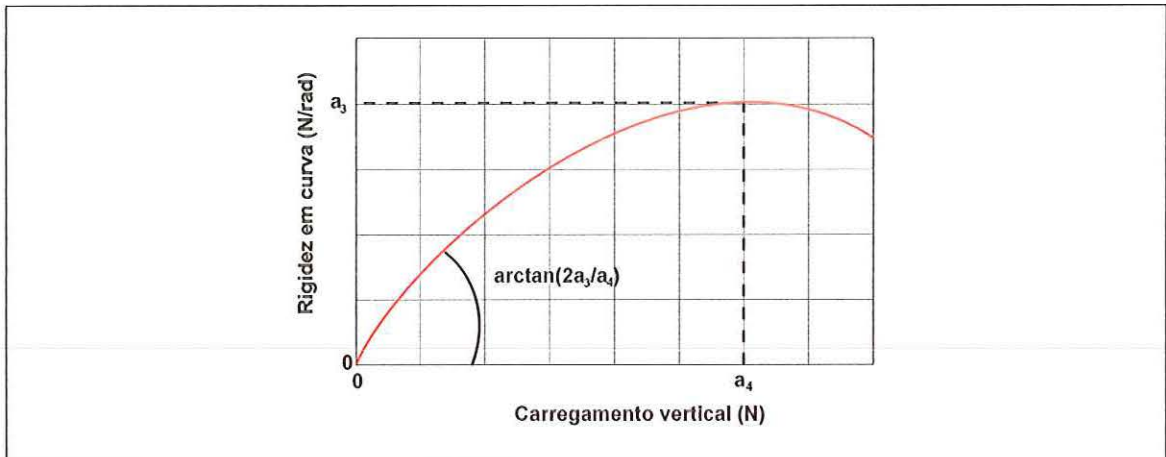


Figura 4.11 A rigidez em curva em função do carregamento vertical segundo Pacejka, (1991).

A rigidez em curva do pneu é função do carregamento vertical e do ângulo de deriva do pneu mas a Equação 4.28 é função somente do carregamento vertical. Para levar em conta o efeito do ângulo de deriva no valor da rigidez em curva, a Equação 4.28 foi dividida por um polinômio de ordem três:

$$C_{l,r} = \frac{a_3 \sin[2 \arctan(F_z / (a_4 / 2\alpha))]}{-b_3 \alpha^3 + b_2 \alpha^2 - b_1 \alpha + b_0} \quad (4.29)$$

O cálculo dos coeficientes  $a_3$ ,  $a_4$ ,  $b_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$  e  $b_3$ , foram baseados nas curvas experimentais de força lateral versus ângulo de escorregamento do pneu a uma dada força vertical. Esses ensaios experimentais foram realizados pela Pirelli do Brasil.

A curva definida pela Equação 4.29 é mostrada na Figura 4.12. As abcissas são os valores de carregamento normal e ângulo de deriva do pneu e a ordenada é o valor da rigidez em curva.

Para o modelo de três graus de liberdade, as rigidezas em curva da dianteira e traseira serão dadas pela somatória das rigidezas em curva dos pneus esquerdo e direito:

$$C_f = C_{fl} + C_{fr} \quad (4.30)$$

$$C_r = C_{rl} + C_{rr} \quad (4.31)$$

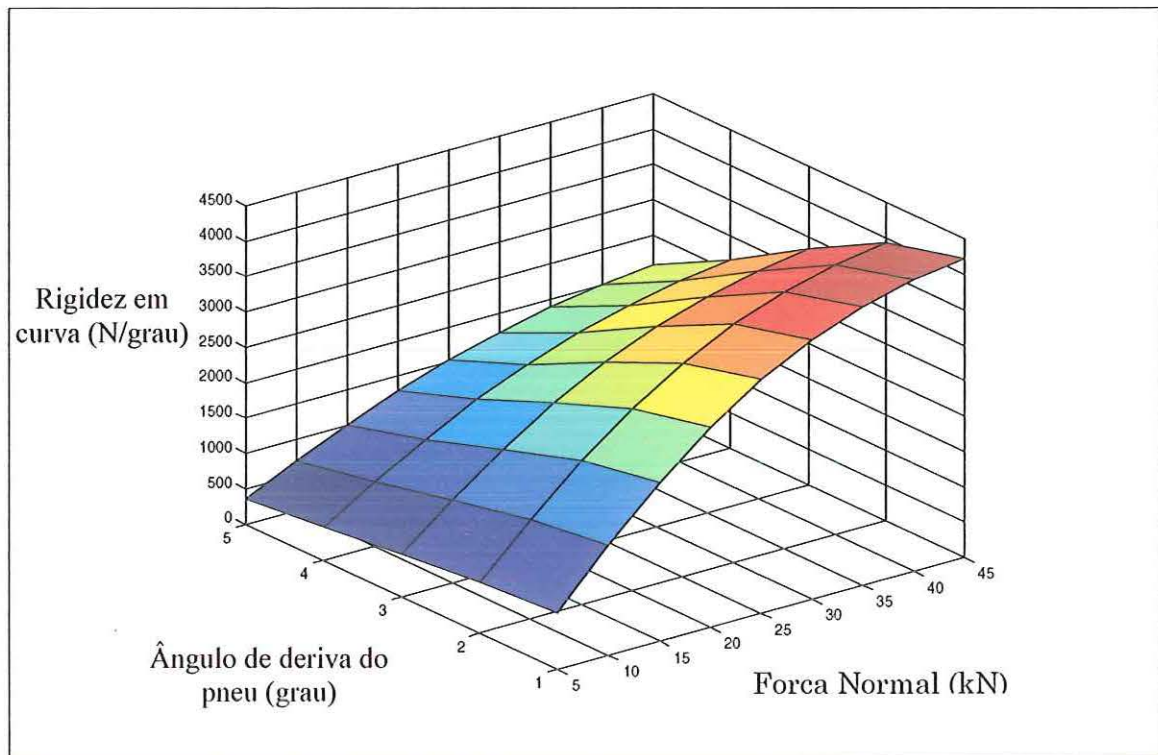


Figura 4.12 Variação da rigidez em curva do pneu com o aumento da carga normal e do ângulo de deriva do pneu.

A Tabela 4.5 mostra os parâmetros utilizados para o cálculo da rigidez em curva do pneu.

Tabela 4.5 Parâmetros para o cálculo da rigidez em curva do pneu.

Parâmetro	Valor
$M$	$15 \times 10^3$ kg
$M_s$	$13 \times 10^3$ kg
$M_f$	$5 \times 10^3$ kg
$M_r$	$10 \times 10^3$ kg
$t_f$	2.100 m
$t_r$ (pneu interno)	1.475 m
$t_r$ (pneu externo)	2.149 m
$h$	0.833 m
$h_f$	0.444 m
$h_r$	0.811 m
$\alpha_3$	$2.4 \times 10^5$ N/rad
$\alpha_4$	$5.1 \times 10^4$ N
$b_0$	1.29
$b_1$	-0.114
$b_2$	0.035
$b_3$	-0.0016

#### 4.2.6 Modelo do sistema de direção

Devido à elasticidade e ao amortecimento do sistema de direção, o ângulo de esterço na roda irá ser menor se comparado ao mesmo sistema de direção sem elasticidade, e em manobras transientes, há um atraso na resposta devido ao amortecimento e elasticidade combinados.

Existem alguns sistemas de direção na literatura (Gillespie, 1992; Ellis, 1994) que levam em conta os ângulos de cáster, torque autoalinhante e a inércia do sistema de direção.

Utilizando um modelo de segunda ordem foram obtidos bons resultados. Esse sistema leva em conta a relação de redução, a elasticidade, o amortecimento, a inércia e o torque autoalinhante. A Figura 4.13 mostra um modelo simplificado de sistema de direção normalmente encontrado em ônibus.

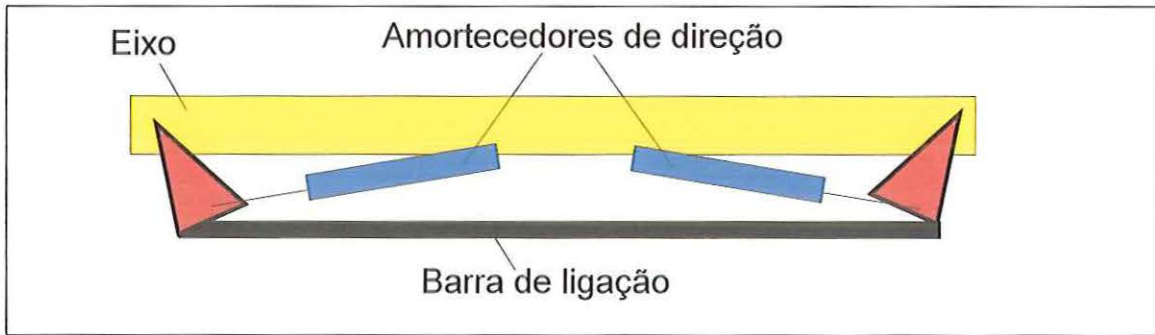


Figura 4.13 Sistema de direção do ônibus.

Neste tipo de sistema de direção, existem dois amortecedores para amortecer a vibração devido ao fenômeno de auto-excitação (Pacejka, 1966).

Baseado no modelo da figura acima, a Figura 4.14 mostra o modelo de sistema de direção de segunda ordem.

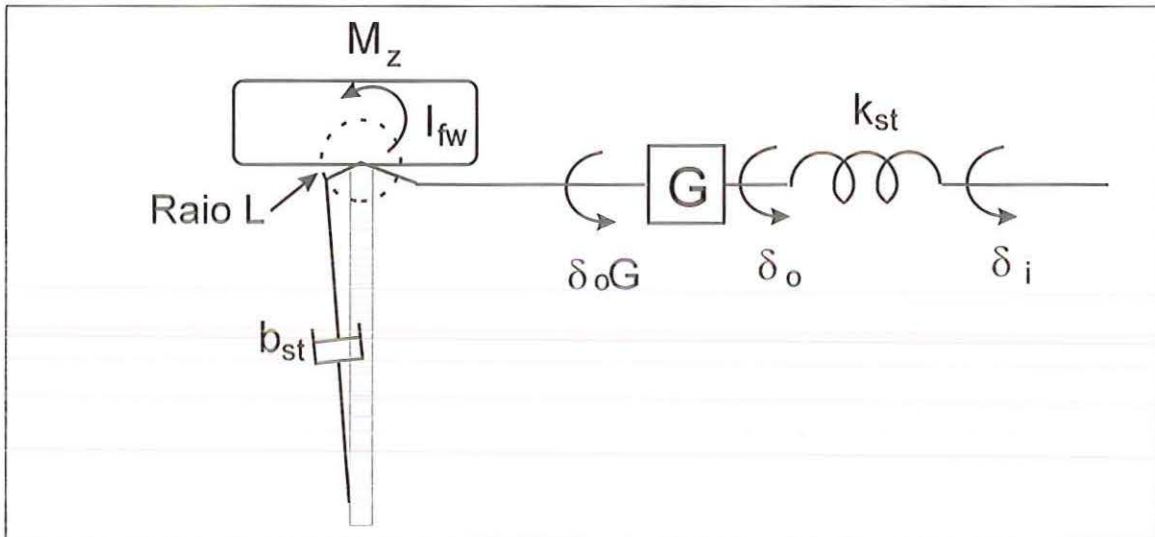


Figura 4.14 Modelo de sistema de direção de segunda ordem.

O motorista aplica uma entrada ângulo de esterço no volante de valor  $\delta_i$ . A elasticidade na coluna de direção irá diminuir o valor do ângulo para  $\delta_o$ , o qual irá sofrer uma redução de valor  $G$  na caixa de redução. A rigidez  $k_{st}$  do sistema de direção está concentrada na coluna de direção. O torque autoalinante  $M_z$ , o torque provocado pela força do amortecedor e o torque de inércia  $I_{fw}\ddot{\delta}_o G$  do conjunto roda, pneu e sistema de freios irão se contrapor ao torque aplicado para esterçar a roda.



O ângulo de esterço na roda é dado pela seguinte equação (2ª lei de Newton):

$$b_{st}L\dot{\delta}_oG + \frac{k_{st}(\delta_i - \delta_o)}{G} + M_z = I_{fw}\ddot{\delta}_oG \quad (4.32)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação acima e isolando o termo  $\delta_o$ , obtemos:

$$\delta_o = \frac{k_{st}}{I_{fw}G^2s^2 + b_{st}LG^2s + k_{st}}\delta_i - \frac{M_zG}{I_{fw}G^2s^2 + b_{st}LG^2s + k_{st}} \quad (4.33)$$

A Tabela 4.6 mostra os parâmetros utilizados para o cálculo do ângulo de esterço nas rodas dianteiras. O valor do torque autoalinante  $M_z$  é o valor da força lateral no pneu vezes a distância até o centro da roda. A aplicação da força lateral no pneu não é no centro de contato do pneu. No caso do ônibus essa distância foi assumida constante e igual a 12 mm.

Tabela 4.6 Parâmetros para o cálculo do ângulo de esterço na roda.

Parâmetro	Valor
$k_{st}$	$5 \times 10^5$ N/m
$b_{st}$	$7.15 \times 10^3$ N.s/m
$I_{fw}$	$6.5$ kg.m <sup>2</sup>
$G$	$1/22.7$
$L$	$0.243$ m

### 4.3 Modelo em sistemas multicorpos do veículo

O modelo em sistemas multicorpos do veículo no ADAMS é bem mais completo que o modelo de três graus de liberdade. Os amortecedores, buchas e molas pneumáticas foram modeladas como elementos não lineares. O modelo multicorpos desenvolvido possui 109 graus de liberdade, e inclui toda a geometria dos sistemas de suspensão e direção. Com isso, efeitos da geometria e elasticidade na tendência de esterçamento do veículo são levados em conta.

A seguir, uma breve descrição dos subsistemas que compõem o modelo multicorpos no ambiente ADAMS.

### 4.3.1 Subsistema suspensão dianteira

A Figura 4.15 mostra o subsistema da suspensão dianteira. Esse subsistema é composto de um eixo rígido, duas molas pneumáticas, quatro amortecedores telescópicos, uma barra estabilizadora, três barras tensoras longitudinais e uma barra Panhard. Os amortecedores são não lineares, com a curva de força versus velocidade baseada nos dados fornecidos pelo fabricante (ver Figura 4.7 e Figura 4.8). As molas pneumáticas foram baseadas no modelo termodinâmico desenvolvido no Capítulo 4 de modelagem. As buchas das barras tensoras e da barra Panhard também foram modeladas como elementos não lineares.

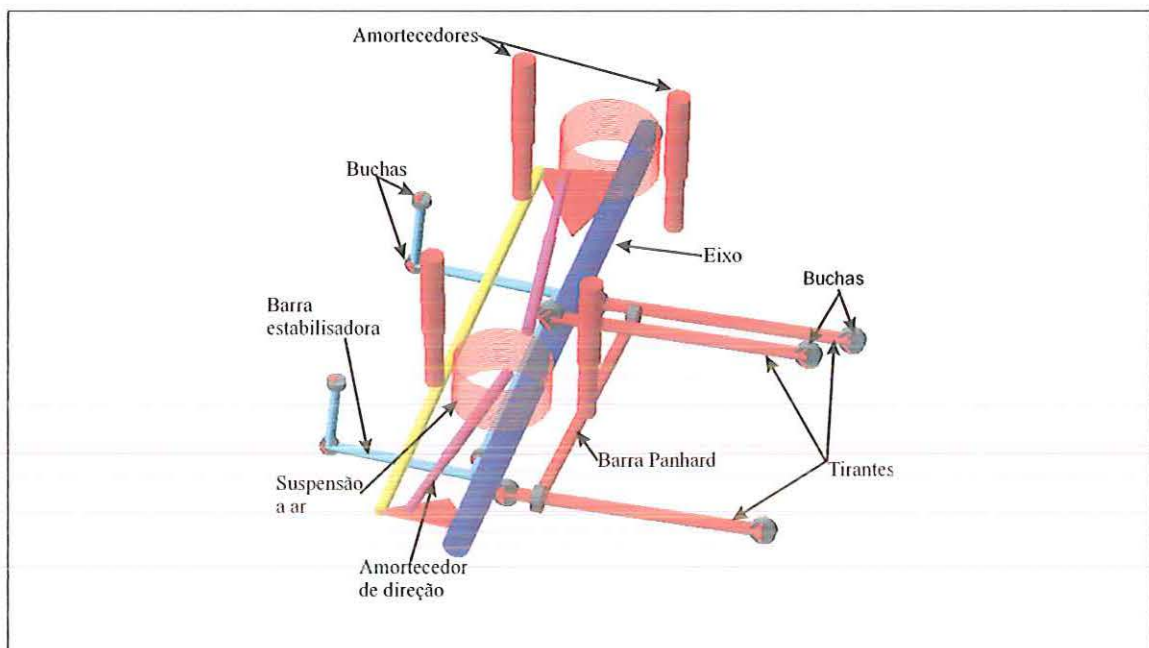


Figura 4.15 Suspensão dianteira do modelo multicorpo do veículo.

A Figura 4.16 mostra as conexões do modelo da suspensão dianteira. Os ícones numerados representam as juntas no modelo. As descrições das juntas podem ser vistas na Tabela 4.7.

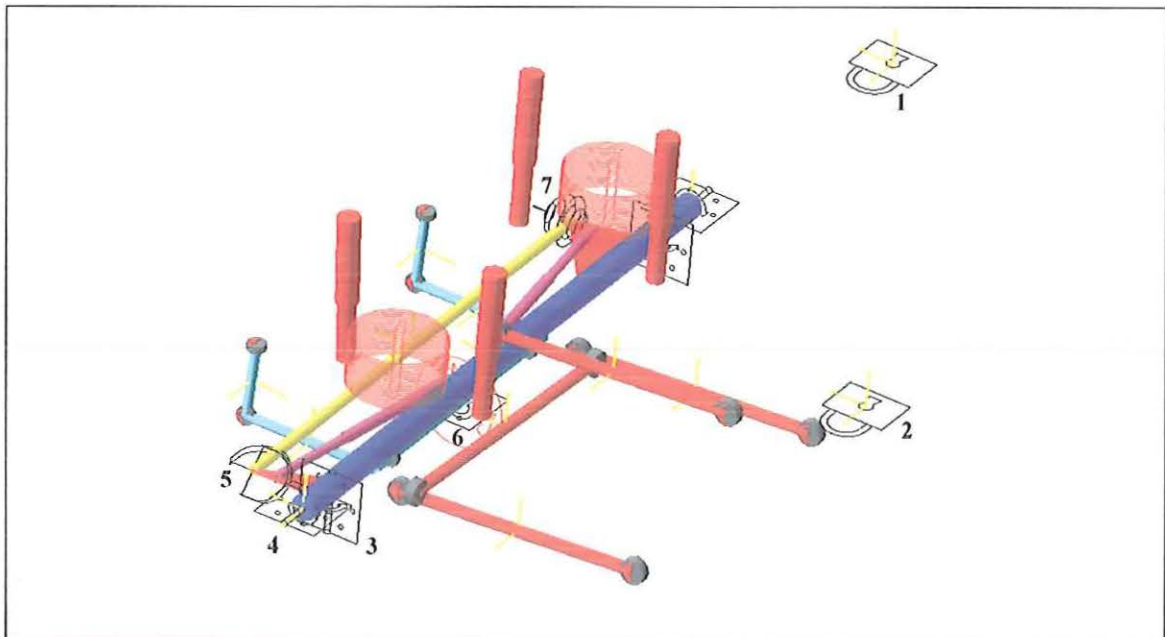


Figura 4.16 Juntas para as conexões entre os corpos da suspensão dianteira

Tabela 4.7 Descrição das juntas na suspensão dianteira

Junta	Descrição
1	Junta fixa para a conexão da coluna de direção no corpo do veículo
2	Junta fixa para a conexão da junta de revolução do braço Pitman no corpo do veículo
3	Junta de revolução para a conexão do braço de esterço com o eixo
4	Junta de revolução para a conexão do cubo da roda no eixo
5	Junta cruzeta para a conexão da barra de ligação
6	Junta de revolução para permitir a torção da barra estabilisadora
7	Junta esférica para a conexão da barra de ligação

As juntas 1 e 2 são utilizadas para a conexão da coluna de direção e do braço Pitman do subsistema de direção.

Os elementos de força do modelo multicorpos da suspensão dianteira podem ser vistos na Figura 4.17. A suspensão pneumática foi modelada como um elemento vetor de força, sendo o sentido da força definido pelos pontos de conexão na suspensão. O cálculo da força é baseado no modelo termodinâmico da suspensão a

ar. O elemento amortecedor também é do tipo vetor de força, sendo que a força é função da velocidade relativa das suas extremidades e da curva de força versus velocidade fornecida pelo fabricante.

A rigidez em torção da barra estabilizadora foi modelada como um elemento mola de torção. Neste caso, não foram levados em conta efeitos da flexão das barras.

As buchas são elementos de força com uma matriz de rigidez de dimensão  $6 \times 6$ , sendo três rigidezas em translação e três em rotação. As curvas de força versus deslocamento translacional ou angular são não lineares. Como pode ser visto na Figura 4.17, as conexões dos tirantes, da barra Panhard e da barra estabilizadora são realizadas através de elementos do tipo bucha.

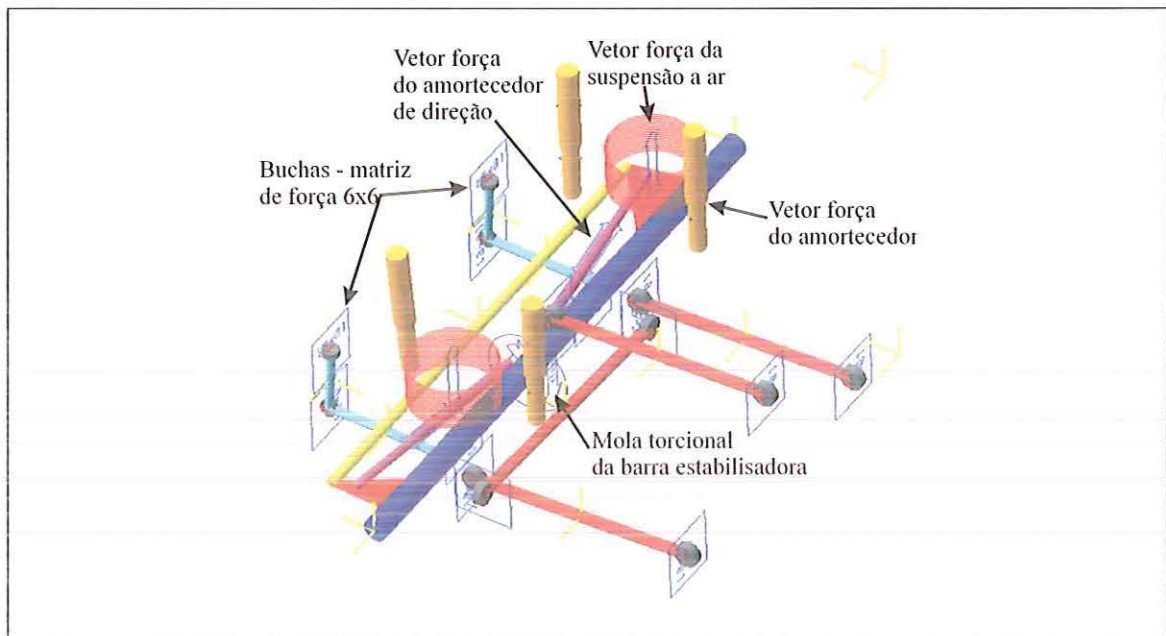


Figura 4.17 Elementos de força no modelo da suspensão dianteira

### 4.3.2 Subsistema suspensão traseira

A Figura 4.18 mostra o subsistema da suspensão traseira do veículo em sistema multicorpos. O subsistema da suspensão traseira é composto de um eixo rígido, quatro molas pneumáticas, quatro amortecedores e quatro barras longitudinais. Como no caso da suspensão dianteira, as molas pneumáticas foram baseadas no modelo termodinâmico desenvolvido no Capítulo 4 de modelagem. As buchas das barras tensoras e os amortecedores foram modelados como elementos não lineares.

A Figura 4.19 mostra as juntas de conexão para o modelo multicorpos da suspensão traseira. A suspensão traseira possui quatro pneus, portanto, existem quatro juntas de revolução para a conexão de cada cubo da roda com o eixo traseiro. A Tabela 4.8 mostra a descrição das juntas no modelo da suspensão traseira.

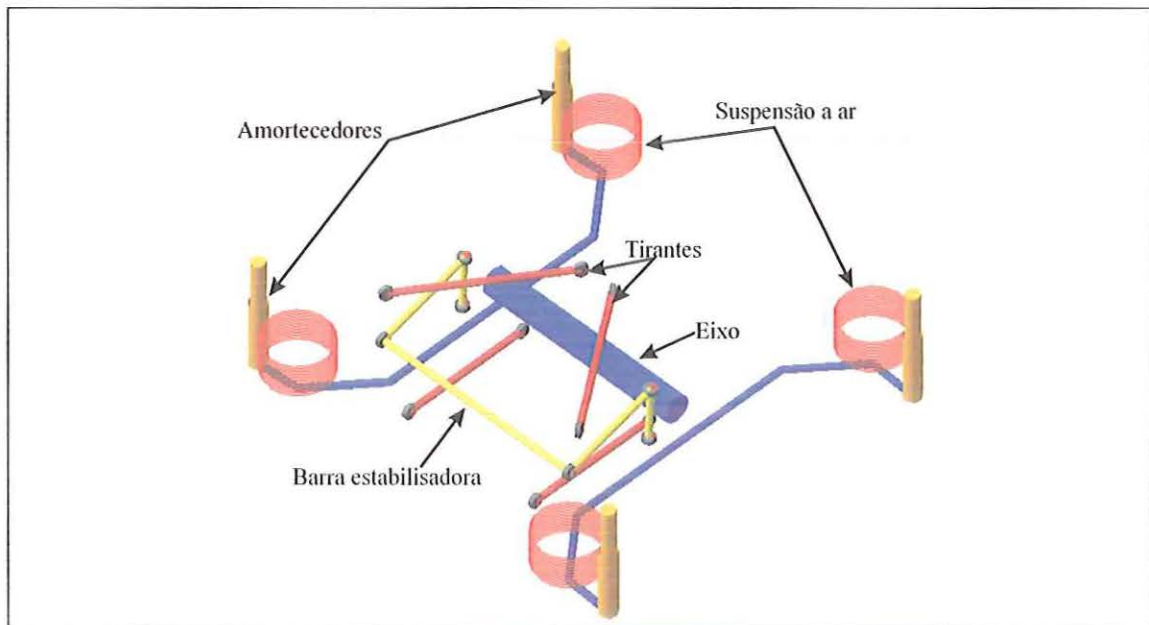


Figura 4.18 Suspensão traseira do modelo multicorpos do veículo

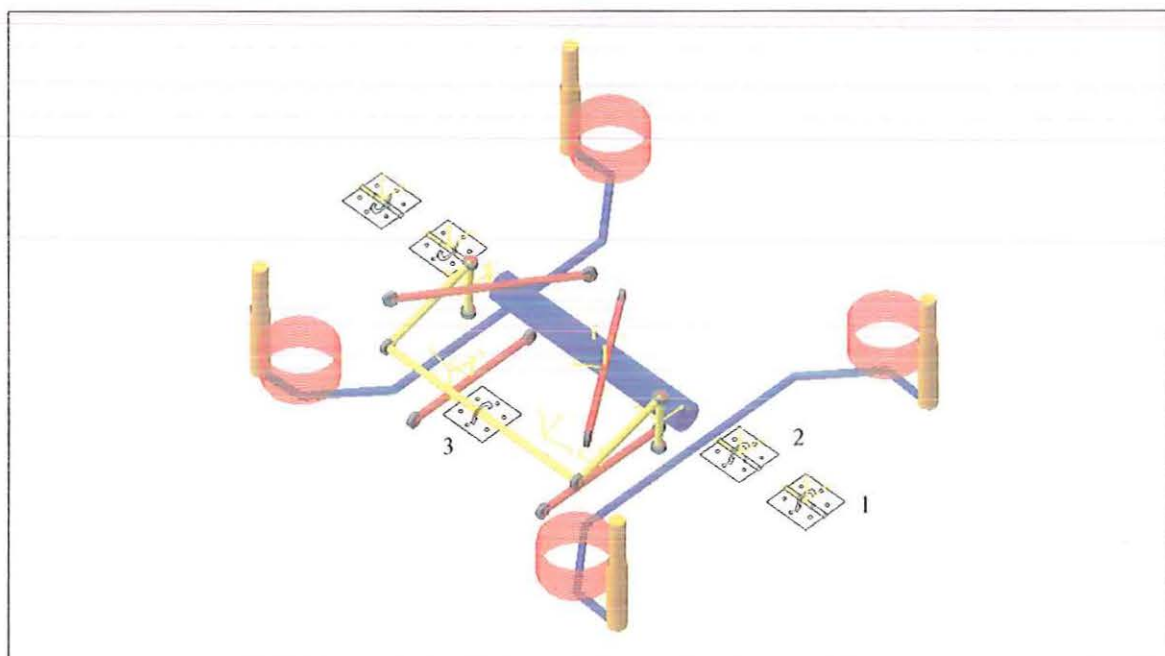


Figura 4.19 Juntas para as conexões entre os corpos da suspensão traseira

Tabela 4.8 Descrição das juntas na suspensão traseira

Junta	Descrição
1	Junta de revolução para a conexão do cubo da roda externa no eixo
2	Junta de revolução para a conexão do cubo roda interna no eixo
3	Junta de revolução para permitir a torção da barra estabilizadora

Os elementos de força da suspensão traseira podem ser vistos na Figura 4.20. Como na suspensão dianteira, a suspensão a ar e o amortecedor são elementos do tipo vetor de força. A conexão dos tirantes com o corpo do veículo e o eixo é realizada através do elemento de força do tipo bucha.

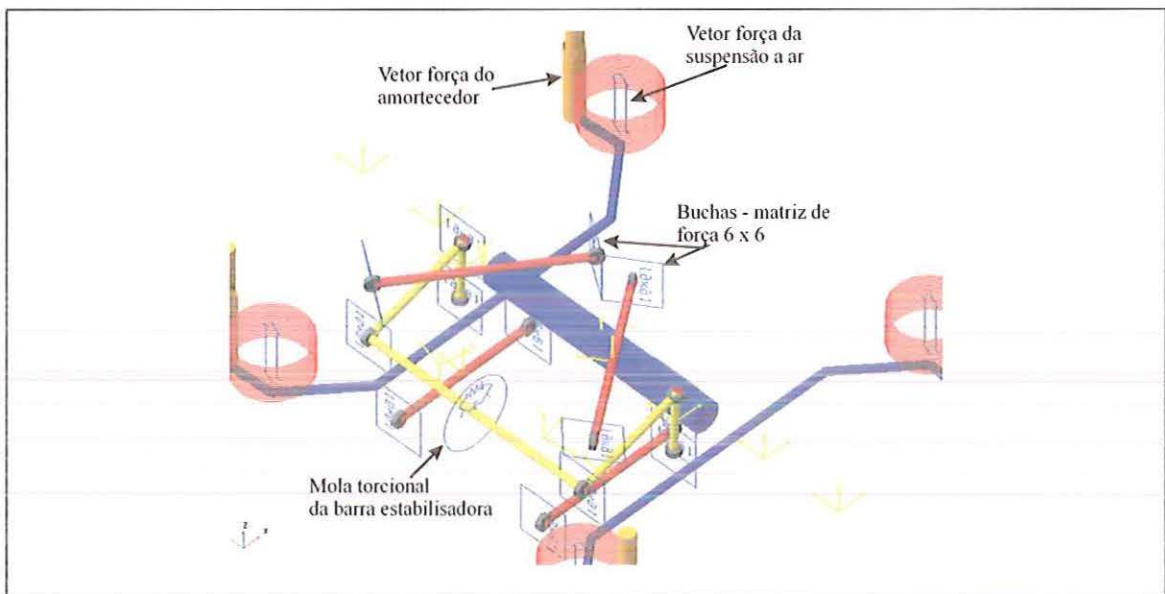


Figura 4.20 Elementos de força no modelo da suspensão traseira

### 4.3.3 Subsistema de direção

A Figura 4.21 mostra o subsistema de direção do modelo multicorpos do veículo. A elasticidade e o amortecimento foram incluídos no modelo. O amortecimento é devido principalmente aos amortecedores de direção. O cálculo da rigidez do sistema de direção foi baseado no modelo de primeira ordem desenvolvido no Capítulo 4 de modelagem. Impondo o ângulo de esterço experimental no modelo ADAMS e obtendo o atraso na resposta e a amplitude da aceleração lateral entre o dado experimental e o obtido pelo modelo, foi possível realizar a calibração da

rigidez. O valor do amortecimento foi obtido através da curva do amortecedor de direção fornecida pelo fabricante.

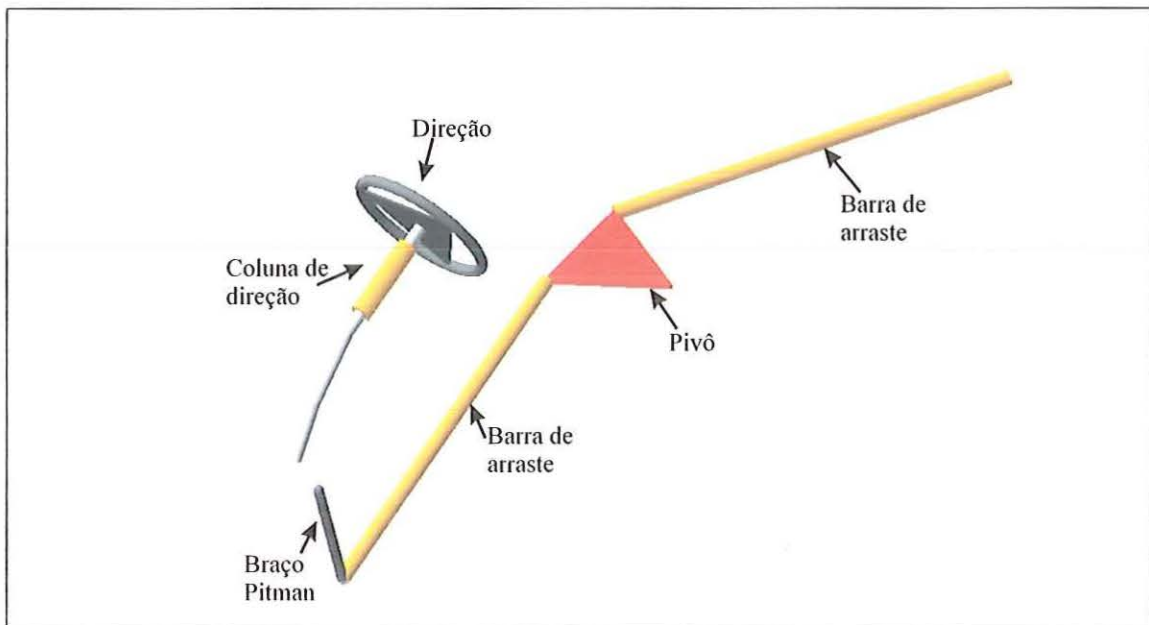


Figura 4.21 Subsistema de direção do modelo multicorpos do veículo

As juntas e os acoplamentos do modelo podem ser vistos nas Figuras 4.22 e 4.23. A caixa de redução foi modelada com o elemento de acoplamento do ADAMS. O acoplamento transmite o movimento de uma junta a outra levando em conta a relação de redução. A Tabela 4.9 descreve as juntas entre cada corpo do subsistema de direção.

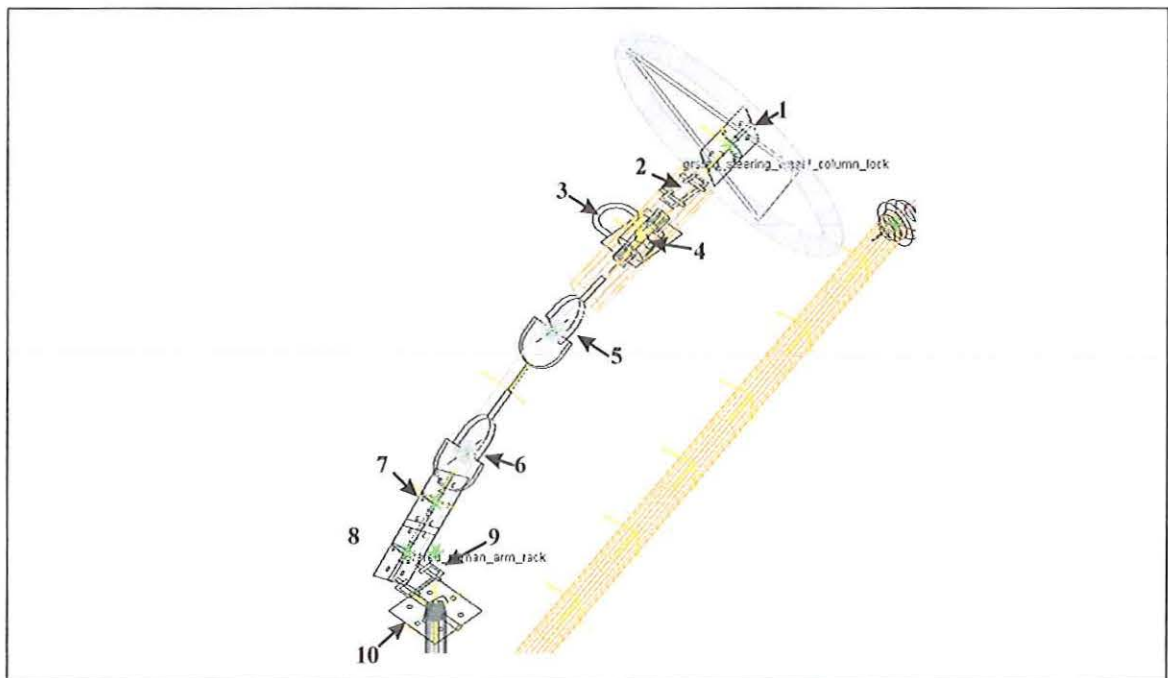


Figura 4.22 Juntas para as conexões entre os corpos do subsistema de direção compreendidos entre a direção e o braço Pitman.

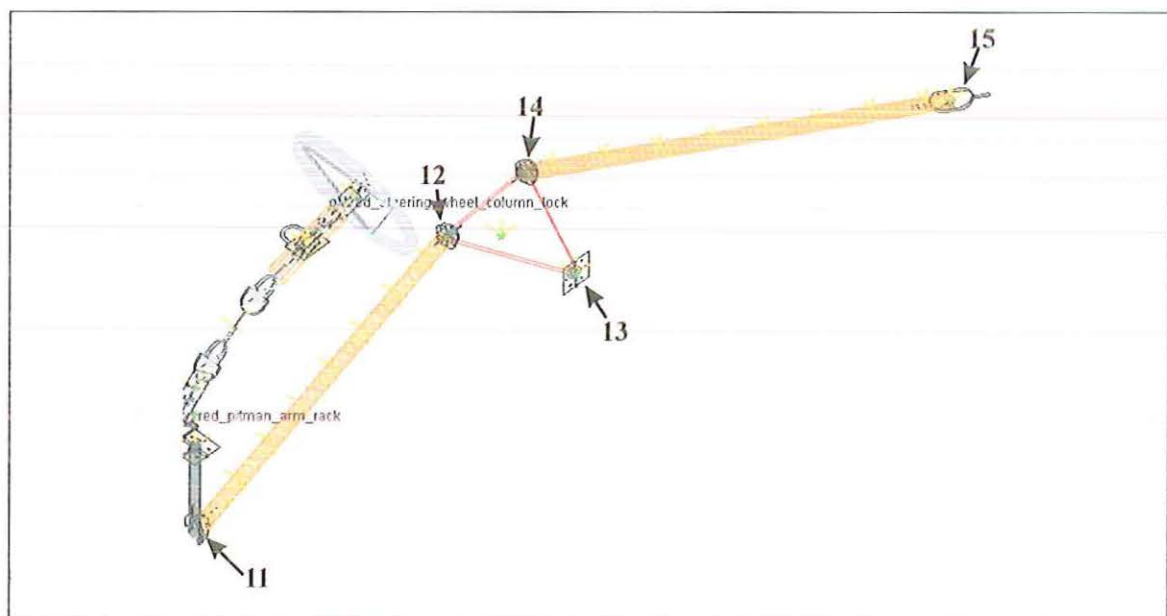


Figura 4.23 Juntas para as conexões entre os corpos do subsistema de direção compreendidos entre o braço Pitman e a barra de arraste.



Tabela 4.9 Descrição das juntas no subsistema de direção

<b>Junta</b>	<b>Descrição</b>
1	Junta de revolução para a conexão da direção com a bucha da coluna de direção
2	Acoplamento entre junta 1 e junta 4.
3	Junta fixa para a fixação da bucha da coluna de direção com o corpo do veículo
4	Junta cilíndrica para a conexão da coluna de direção com a bucha da coluna de direção
5	Junta cruzeta para a conexão da coluna de direção com a barra intermediária
6	Junta cruzeta para a conexão da barra intermediária com a barra de ligação
7	Junta de revolução para a conexão da barra de ligação com a barra de conexão com a caixa de redução
8	Junta de revolução para a conexão da barra de conexão com o corpo do veículo
9	Acoplamento entre a junta 8 e a junta 10. O acoplamento é o modelo da caixa de redução
10	Junta de revolução para a conexão entre o braço Pitman e o corpo do veículo
11	Junta cruzeta para a conexão do braço Pitman com a barra de arraste
12	Junta esférica para a conexão da barra de arraste com o pivô
13	Junta de revolução para a conexão do pivô com o corpo do veículo
14	Junta esférica para a conexão do pivô com a barra de arraste
15	Junta cruzeta para a conexão da barra de arraste com o braço de esterçamento

Os elementos de força podem ser vistos na Figura 4.24. O esterço da direção pode ser imposto através de um movimento angular pré-definido, como o utilizado no presente trabalho, ou através da aplicação de um torque na direção. A flexibilidade

nas barras foi incluída através da discretização em elementos de barra Timoshenko.

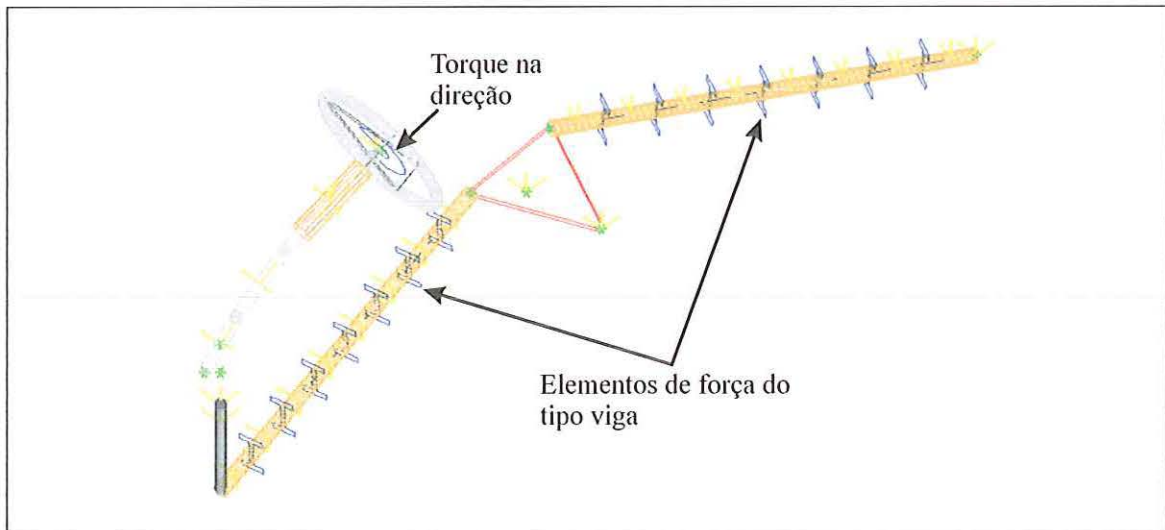


Figura 4.24 Elementos de força no modelo do subsistema de direção

#### 4.3.4 Subsistemas rodas e pneus dianteiros e traseiros

O veículo possui dois pneus 295/80 R22.5 na dianteira. O modelo de pneu utilizado foi o Delft Tyre Model, baseado na formulação de pneu Magic Formula de Pacejka, (1991). O modelo Delft Tyre calcula as forças longitudinal, lateral e torque auto alinhante agindo no pneu em condições de escorregamento combinado do pneu, utilizando os escorregamentos lateral e longitudinal, ângulo de cambagem e força vertical como parâmetros de entrada.

As características do pneu utilizado podem ser vistas na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 Características do modelo de pneu 295/80 R22.5

Característica	Valor
Largura	0.295 m
Diâmetro	1.044 m
Pressão de enchimento	700 kPa
Rigidez vertical	$1.1 \times 10^6$ N/m
Amortecimento vertical	500 Ns/m

Os parâmetros do modelo Delft Tyre podem ser derivados de ensaios experimentais. O pneu é ensaiado em várias condições de carregamento, orientação

e movimento.

No presente trabalho o levantamento dos parâmetros do modelo Delft Tyre do pneu do ônibus foram realizados pela Pirelli do Brasil.

A Figura 4.25 mostra o modelo ADAMS do subsistema rodas e pneus dianteiros do modelo multicorpos do veículo. A Figura 4.26 mostra o subsistema rodas e pneus traseiros. Os modelos possuem juntas fixas, uma para cada roda, para conectar a roda ao cubo da roda nas suspensões dianteira e traseira. Os cubos das rodas nas suspensões são conectados via juntas de revolução ao eixos dianteiro e traseiro.

As forças e momentos que agem no pneu são introduzidas no modelo multicorpos do veículo através do elemento de força *general force* do ADAMS.

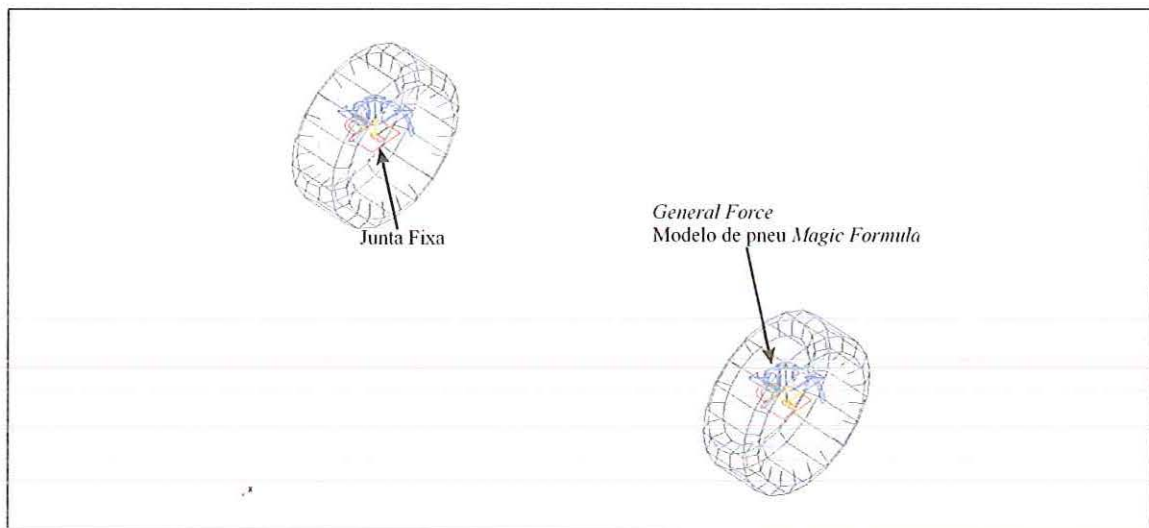


Figura 4.25 Subsistema rodas e pneus dianteiros do modelo multicorpo do veículo

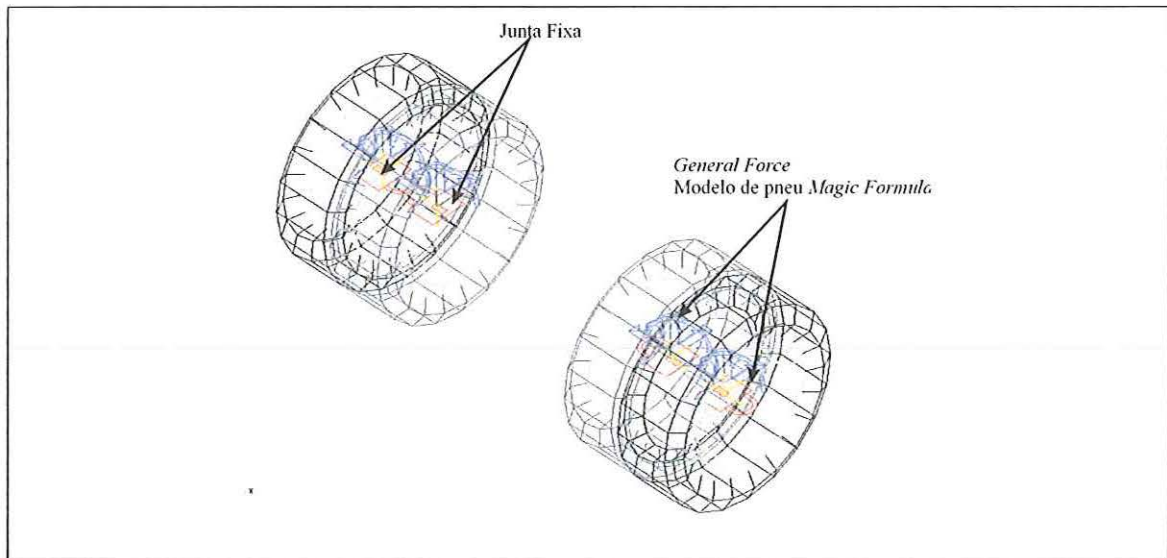


Figura 4.26 Subsistema rodas e pneus traseiros do modelo multicorpo do veículo.

Além do modelo de pneu, é necessário o modelo de pista para que sejam calculadas as forças de contato entre pneu e pavimento. O ADAMS possui dois modelos de pistas: modelo de 2D, para as manobras de dirigibilidade e modelo 3D, para simular a passagem sobre terrenos irregulares, buracos ou ressaltos na pista. O modelo utilizado no presente trabalho é o modelo de pista 2D. Neste modelo, o ADAMS assume somente um ponto de contato entre pneu e pavimento. A força de contato é sempre normal à pista, não existindo contato longitudinal ou lateral entre o pneu e a pista.

O sistema de coordenada que o ADAMS utiliza para o modelo de pneu Delft Tyre está conforme o TYDEX-STI. O TYDEX possui dois sistemas de coordenadas: um em relação à roda (sistema de coordenadas C) e o outro em relação à pista (sistema de coordenadas W). A Figura 4.27 mostra os dois sistemas de coordenadas utilizado pelo TYDEX.

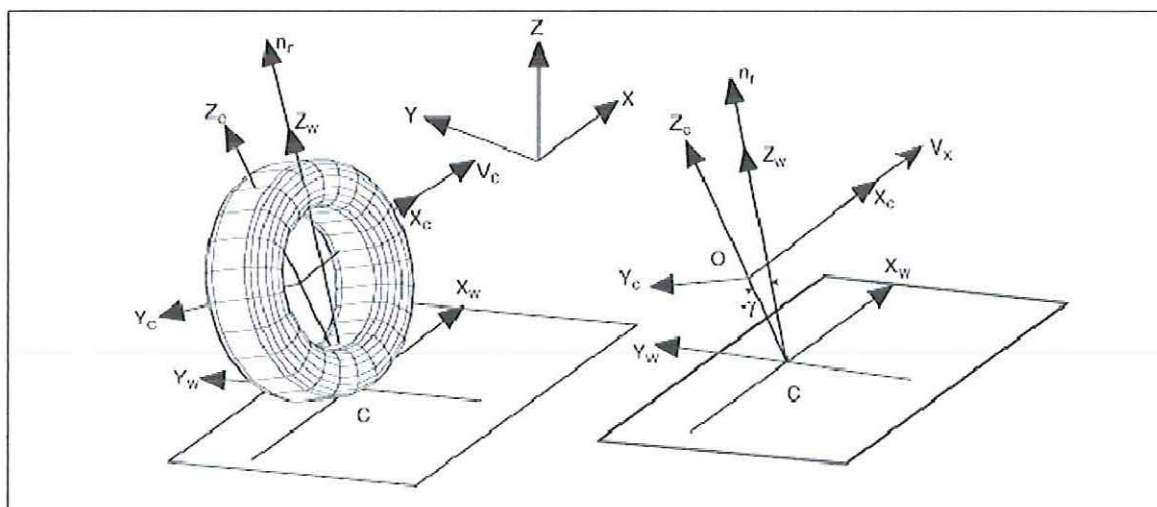


Figura 4.27 Sistema de coordenadas TYDEX utilizado no modelo de pneu Delft Tyre com o modelo de pista 2D.

O sistema de coordenadas C é fixo na roda, com o eixo longitudinal  $x_c$  paralelo ao plano da pista. A origem O do sistema C é no centro da roda.

A origem do sistema de coordenadas W é no ponto de contato C, definido pela intersecção do plano da roda e do plano tangente à via. A orientação do sistema W está conforme a norma ISO. As forças e torques calculados pelo modelo Delft Tyre são projetadas no sistema W.

#### 4.3.5 Subsistema corpo do veículo

A Figura 4.28 mostra o subsistema corpo do veículo. Esse subsistema foi modelado como um corpo rígido, tendo toda a sua massa concentrada e momentos de inércia em relação ao centro de massa. Neste subsistema, não existem juntas ou elementos de força.

Os subsistemas da suspensão dianteira, suspensão traseira e sistema de direção são conectados ao subsistema corpo do veículo

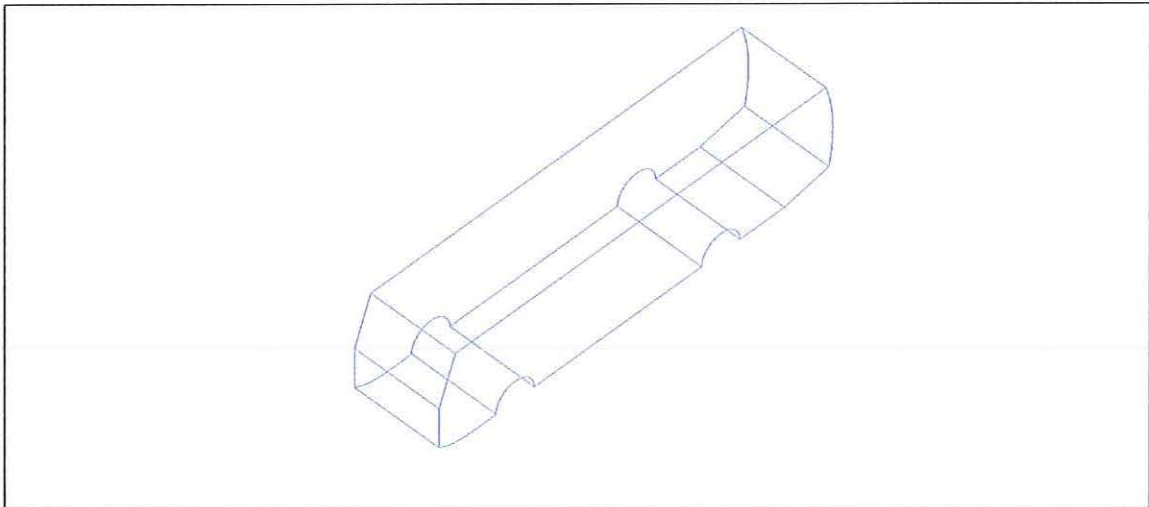


Figura 4.28 Substema corpo veículo

#### 4.3.6 Montagem do veículo completo em sistema multicorpos

O ADAMS realiza a montagem automática dos subsistemas do veículo. A Figura 4.29 mostra o modelo completo do veículo em sistema multicorpos.

Com a montagem do veículo é possível realizar as análises de dirigibilidade, com imposição do ângulo de esterço no volante e da velocidade longitudinal. O modelo simplificado de veículo, com as equações diferenciais do movimento, pode ser simulado em paralelo ao modelo completo de veículo.

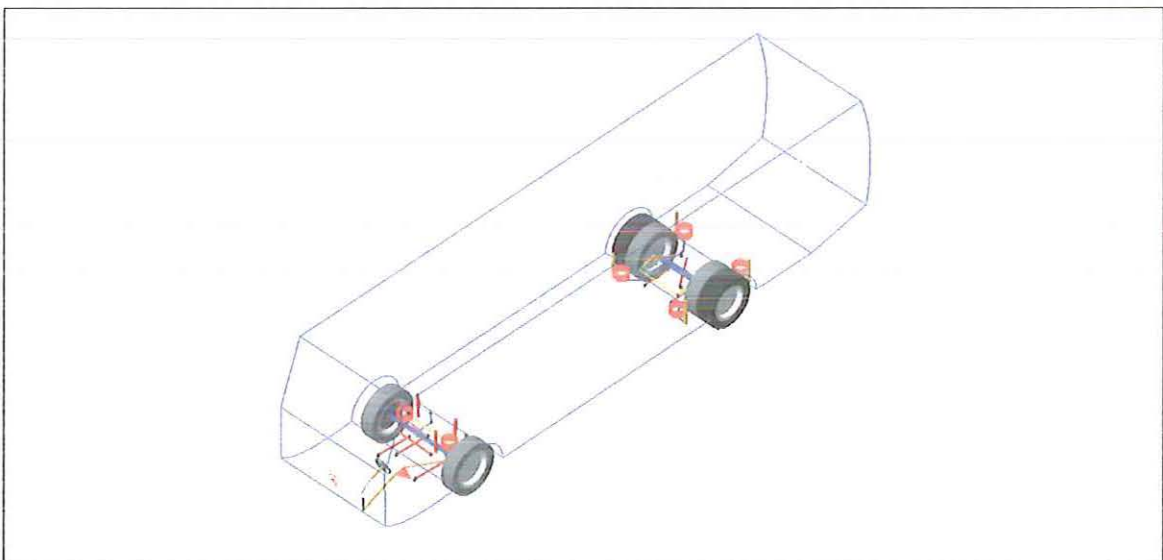


Figura 4.29 Modelo completo do veículo em sistema multicorpos no ADAMS.

## Capítulo 5

# Simulações e Análises dos Resultados

### 5.1 Introdução

Neste capítulo serão descritas as manobras realizadas para a validação dos modelos e a instrumentação do veículo para os ensaios experimentais.

Em seguida, serão realizadas as simulações e análises da dinâmica lateral dos modelos de veículo, comparando-se os resultados das simulações dos modelos multicorpos e de três graus de liberdade com os resultados obtidos experimentalmente.

### 5.2 Validação experimental dos modelos

Para a validação experimental dos modelos de três graus de liberdade e em sistema multicorpos, foram realizados ensaios experimentais do veículo em uma pista de prova.

Foram realizadas três manobras em diversas velocidades para o levantamento das características de dirigibilidade do veículo. As manobras realizadas podem ser divididas em dois grupos: manobras em regime permanente e manobras em regime transiente. Para a análise em regime permanente, foi realizada a manobra com raio e velocidade constantes (para diversos valores de

velocidade). As manobras em regime transiente realizadas foram: entrada degrau no volante e dupla mudança de pista.

Para a aquisição dos dados de aceleração lateral, velocidade angular e longitudinal, o veículo foi instrumentado com acelerômetros, sensores de velocidade angular e sensor óptico para a medição das velocidades longitudinal e lateral do veículo.

### 5.2.1 Manobras realizadas

As manobras de dirigibilidade realizadas podem ser vistas na Tabela 5.1. Essas manobras foram realizadas em diversas velocidades longitudinais do veículo

Tabela 5.1 Manobras de dirigibilidade realizadas

Manobra	Velocidade [km/h]
Raio constante	20, 30 e 40
Entrada degrau no volante	30 e 40
Dupla mudança de pista	60 e 80

A manobra entrada degrau no volante também pode ser vista na Figura 5.1. Nesta manobra, o motorista aplica um ângulo de esterço no volante e o mantém na posição. Esta manobra é composta de duas etapas: transiente, quando o veículo entra na curva e regime permanente, quando o motorista irá manter a velocidade e realizar uma volta completa em torno da circunferência (raio e velocidade constante). Foram realizadas manobras de entrada degrau no volante para as velocidades de 30 km/h e 40 km/h.



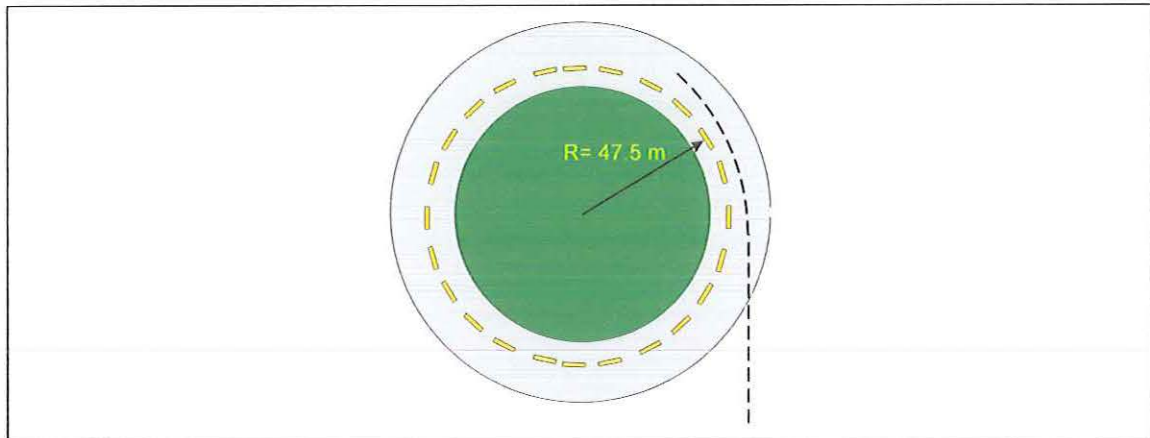


Figura 5.1 Manobra com raio e velocidade constantes e entrada degrau no volante.

A manobra de dupla mudança de pista é normalizada pela norma ISO 3888-1:1999. Esta manobra simula uma ultrapassagem de um outro veículo. A Figura 5.2 mostra a manobra de dupla mudança de pista. A distância entre os cones é fixa ao longo da pista, mas a largura é proporcional à largura do veículo. Foram realizadas manobras de dupla mudança de pista nas velocidades de 60 km/h e 80 km/h.

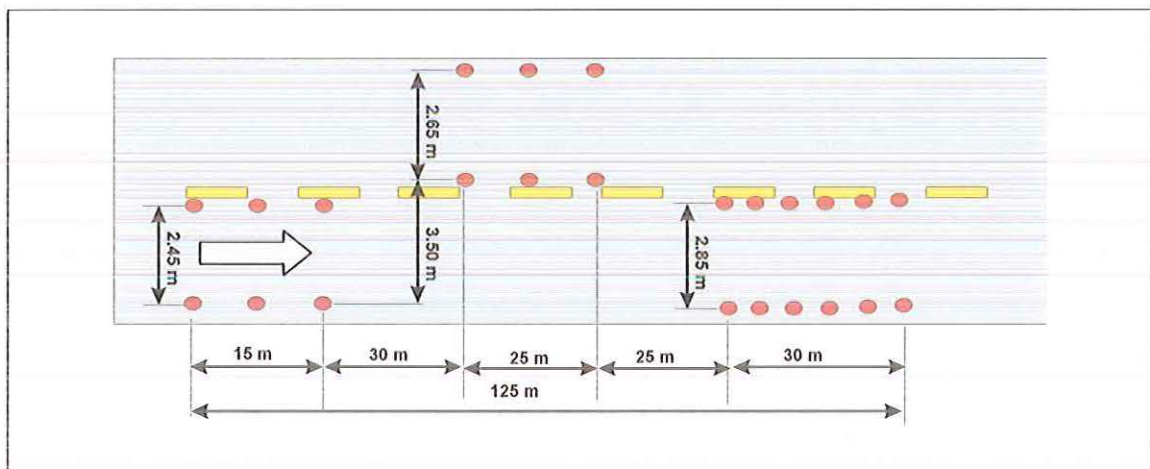


Figura 5.2 Manobra de dupla mudança de pista.

### 5.2.2 Instrumentação do veículo

Os ensaios experimentais do veículo foram realizados na pista de testes da Pirelli Brasil em Sumaré, São Paulo. Para a realização desses ensaios, participaram da instrumentação do veículo as empresas DaimlerChrysler do Brasil, Pirelli do Brasil e T-Systems do Brasil. O relatório dos ensaios experimentais pode ser visto no Anexo A.

A Tabela 5.2 mostra as grandezas coletadas durante as manobras de dirigibilidade e o tipo de sensor utilizado.

A Figura 5.3 mostra a vista em planta e a Figura 5.4 mostra a vista em elevação das localizações dos sensores de aceleração lateral, velocidade angular e velocidades longitudinal e lateral do veículo. O acelerômetro e o sensor de velocidade angular foram fixados o mais próximo possível do centro de massa do veículo.

Tabela 5.2 Sensores e grandezas coletadas nas manobras de dirigibilidade

Sensor	Grandeza
Acelerômetro	Aceleração lateral no cg do veículo
Sensor velocidade angular	Velocidade angular em torno de z
Sensor óptico	Velocidades longitudinal e lateral
Sensor de deslocamento	Deslocamento do amortecedor de direção
Sensor de deslocamento	Deslocamento do amortecedor da suspensão dianteira

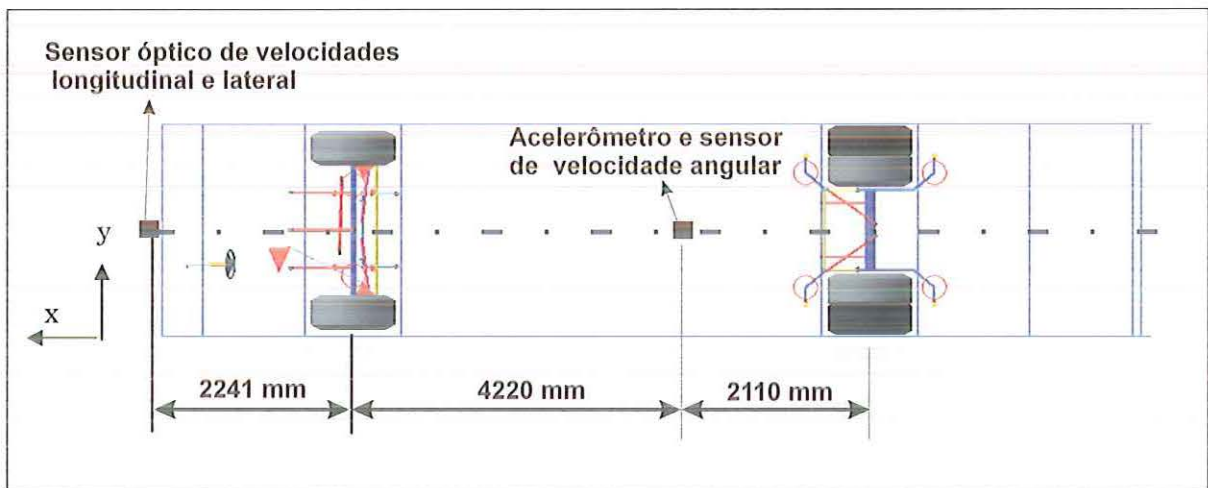


Figura 5.3 Vista em planta das localizações dos sensores de aceleração lateral, velocidade angular e velocidade longitudinal e lateral do veículo.

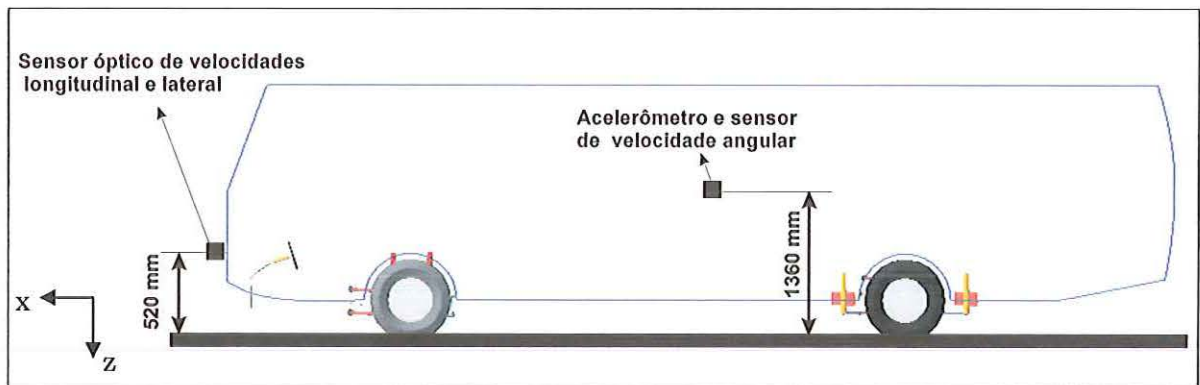


Figura 5.4 Vista em elevação das localizações dos sensores de aceleração lateral, velocidade angular e velocidade longitudinal e lateral do veículo.

Para a aquisição do ângulo de esterço no volante do veículo, foi adaptado um potenciômetro na coluna de direção. Como o sistema de direção possui elasticidade e amortecimento, foi instalado um sensor de deslocamento solidário ao amortecedor de direção. A Figura 5.5 mostra a posição desse sensor.

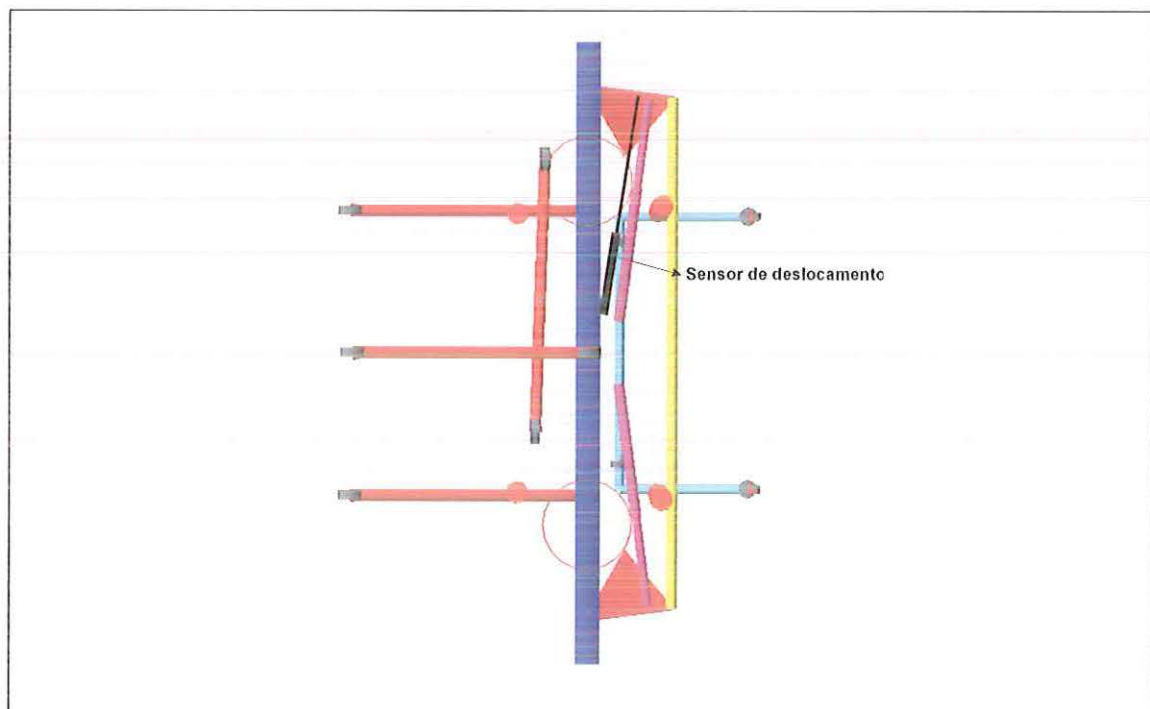


Figura 5.5 Localização do sensor de deslocamento no amortecedor de direção.

Para a aquisição do valor do ângulo de rolamento do veículo foram instalados dois sensores de deslocamento na suspensão dianteira. Esses sensores de

deslocamentos não seriam os sensores mais apropriados para a aquisição dessa grandeza, mas devido à indisponibilidade de um sensor para a medida direta desse ângulo, essa foi a abordagem escolhida. Esses sensores não foram instalados na suspensão traseira do veículo, mas foi possível mesmo assim levar em conta essa medida na validação do modelo multicorpo do veículo e no modelo de três graus de liberdade.

A Figura 5.6 mostra a localização desses sensores na suspensão dianteira.

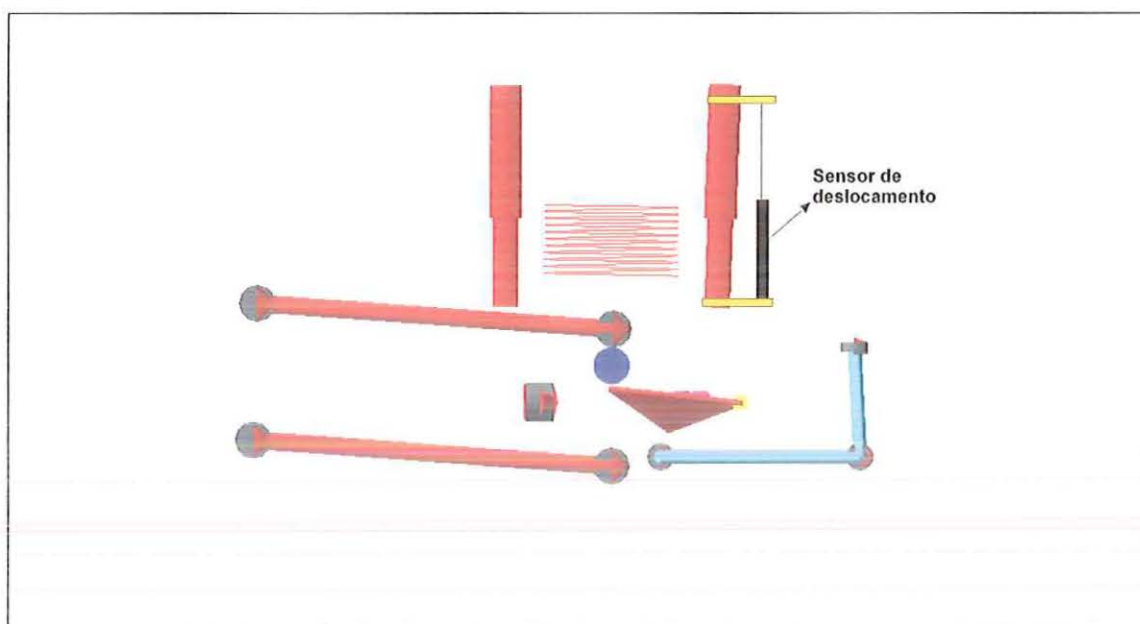


Figura 5.6 Sensor de deslocamento de curso da suspensão dianteira

### 5.3 Simulações e análises realizadas

Para a validação do comportamento dos modelos multicorpos no ADAMS e de três graus de liberdade foram realizadas análises em regime permanente e transitório. Os resultados obtidos com os modelos foram comparados com os resultados obtidos experimentalmente em campo.

Os parâmetros para a validação experimental do modelo foram: aceleração lateral, velocidade angular de guinada, ângulo de deriva do veículo e ângulo de rolamento da massa suspensa.

Em todas as manobras realizadas, foram comparadas, além das grandezas descritas acima, os ângulos de deriva do pneu, as forças normal e lateral do pneu dos

modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade.

Para o modelo de três graus de liberdade, foi realizada a análise dos parâmetros das estabilidades derivativas correspondentes à força lateral e momento em torno do eixo z do veículo para a manobra com raio constante. O estudo do comportamento desses parâmetros é uma ferramenta valiosa para se entender os fatores que influenciam na dinâmica lateral do veículo. Como cada estabilidade derivativa possui um significado físico, torna-se mais compreensível o comportamento do veículo devido a certos parâmetros do modelo, tais como a rigidez em curva dos pneus, velocidade longitudinal e o efeito da rigidez em rolamento devido à suspensão a ar e barras estabilizadoras.

### **5.3.1 Resultados das manobras em regime permanente com velocidade e raio de curvatura constantes**

Para a análise comparativa entre os resultados dos modelos multicorpos, três graus de liberdade e o experimental, foram plotados os gráficos de aceleração lateral, velocidade em guinada, ângulo de deriva do veículo e ângulo de rolamento da massa suspensa.

Além desses parâmetros, foi realizada uma análise comparativa entre os ângulos de deriva dos pneus dianteiro e traseiro e das forças normais e laterais entre os modelos multicorpos ADAMS e o modelo de três graus de liberdade. A dinâmica do pneu é preponderante na dinâmica lateral do veículo, e a correlação da dinâmica do pneu entre os dois modelos é bastante importante para a validação da utilização do modelo simplificado em análises de dirigibilidade. Os resultados dessas análises encontram-se nos Apêndices A, B e C.

No caso da manobra em regime permanente, foi realizada uma análise dos parâmetros de estabilidade derivativa do modelo de três graus de liberdade.

### **5.3.2 Análise dos resultados da manobra em regime permanente**

A Figura 5.7 mostra os valores das acelerações laterais para as manobras a 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h do modelo multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e experimental.

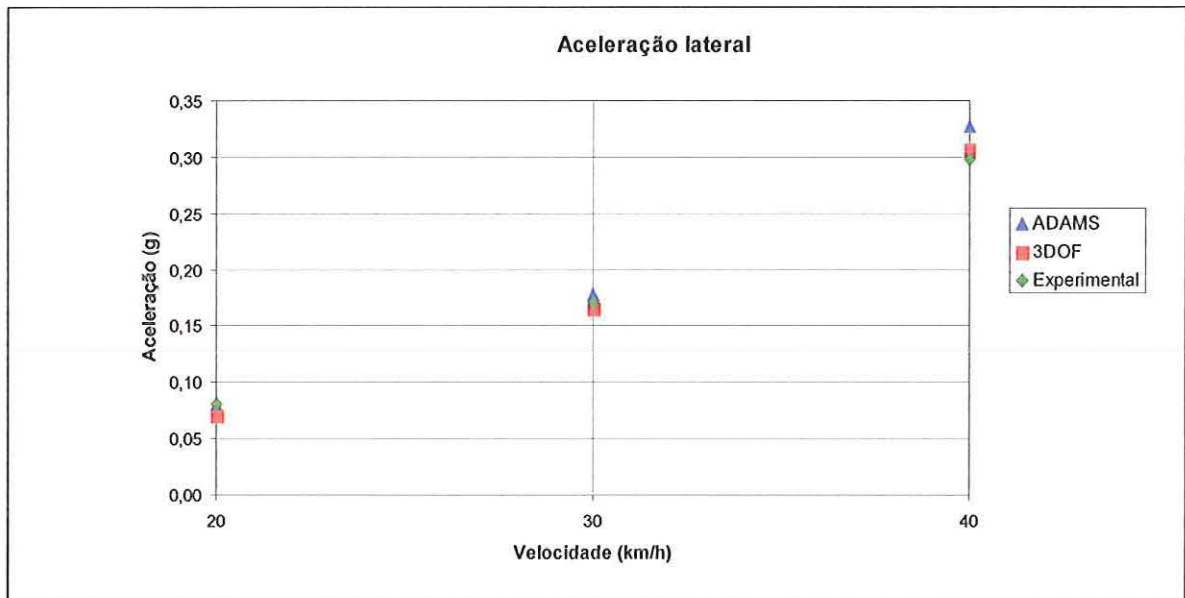


Figura 5.7 Aceleração lateral nas velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h para os modelos multicorpos ADAMS, de três graus de liberdade e ensaio experimental.

O erro percentual entre os modelos e os dados experimentais podem ser vistos na Figura 5.8. O maior erro percentual é a 20 km/h do modelo de três graus de liberdade. A 40 km/h o erro percentual do modelo ADAMS é maior que o do modelo de três graus de liberdade.

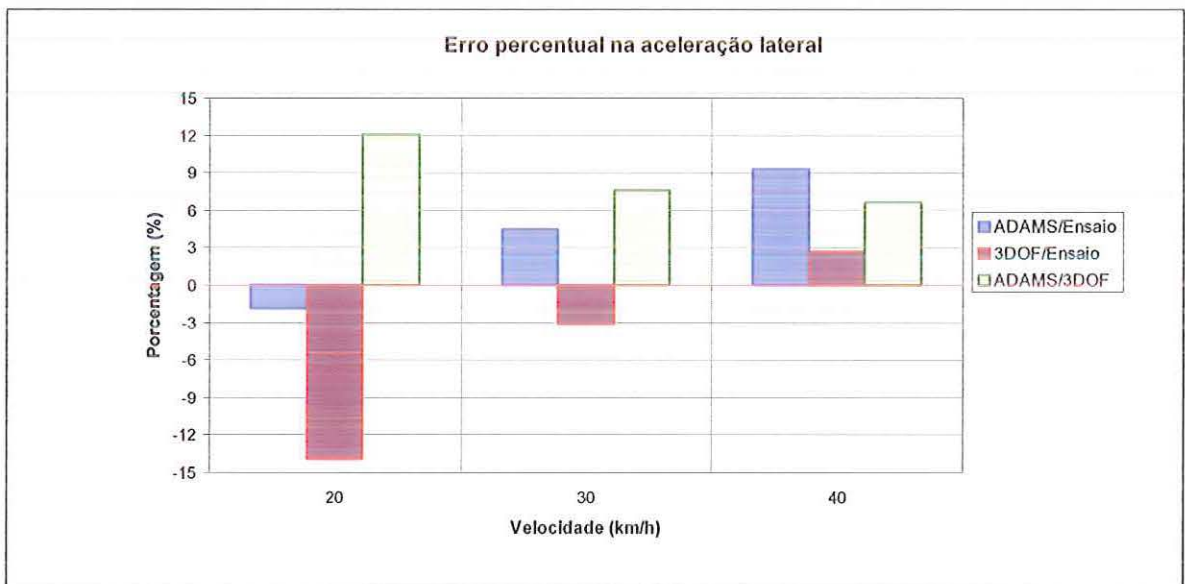


Figura 5.8 Erro na aceleração lateral entre os modelos multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e ensaio experimental.

As velocidades em guinada para as velocidades de 20 km/h, 30 km/h e

40 km/h são mostradas na Figura 5.9. Neste caso, a diferença na resposta entre os dois modelos também foi pequena. Os valores obtidos pelo modelo de três graus de liberdade para as velocidades de 30 km/h e 40 km/h estão mais próximos do experimental do que o valor obtido pelo modelo ADAMS.

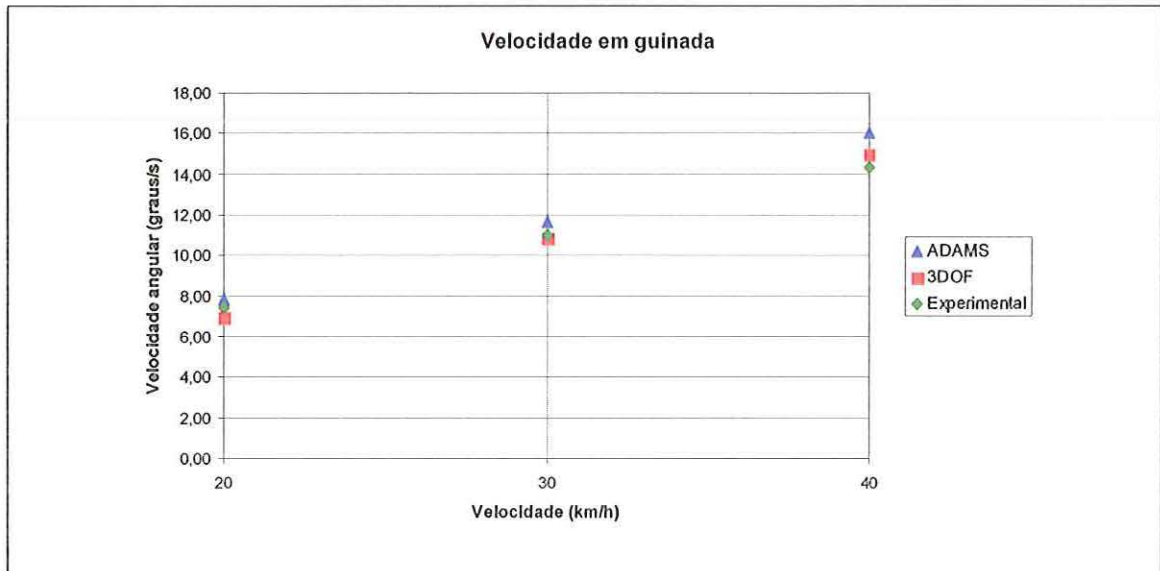


Figura 5.9 Velocidade em guinada para as velocidades de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h

A Figura 5.10 mostra os erros percentuais entre os modelos e o ensaio experimental.

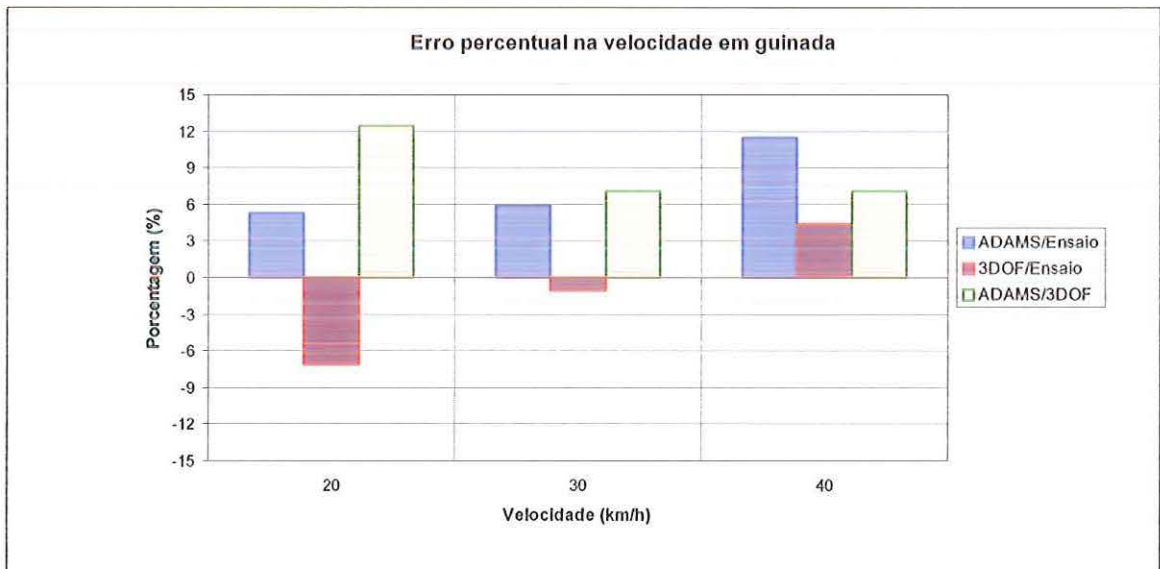


Figura 5.10 Erro na velocidade em guinada entre os modelos multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e ensaio experimental

Os ângulos de deriva para as velocidades de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h podem ser vistos na Figura 5.11. O ângulo de deriva experimental está situado em um valor intermediário dos obtidos pelos modelos ADAMS e de três graus de liberdade. A Figura 5.12 mostra os erros percentuais dos modelos e do ensaio experimental. O erro máximo neste caso é a 40 km/h para o modelo multicorpos ADAMS.

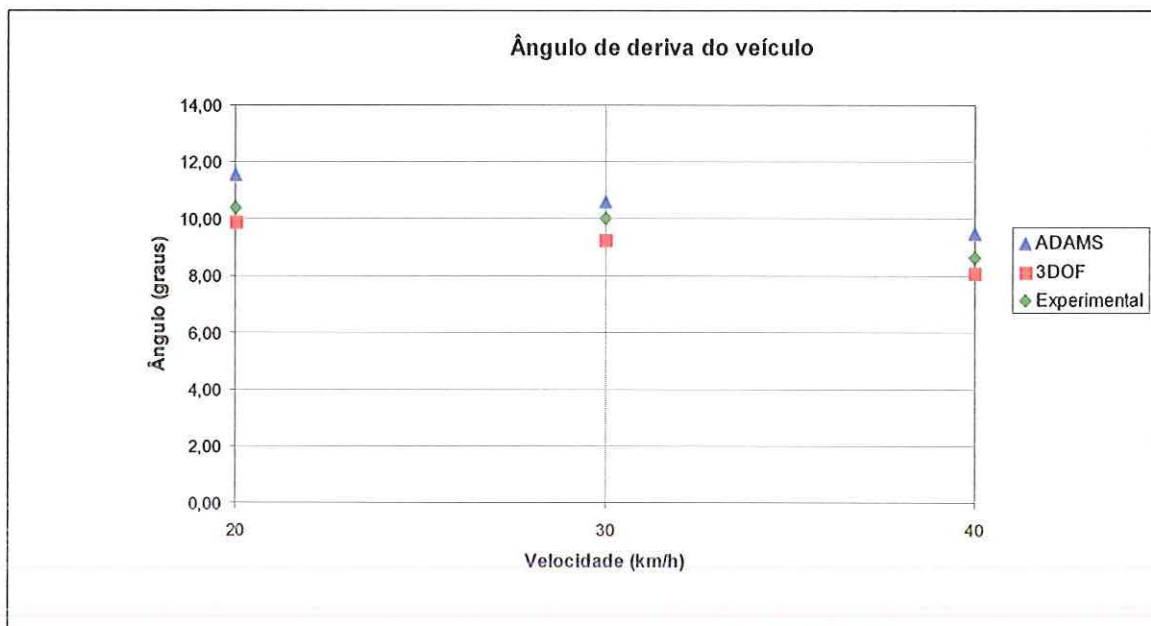


Figura 5.11 Ângulo de deriva do veículo para as velocidades de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h

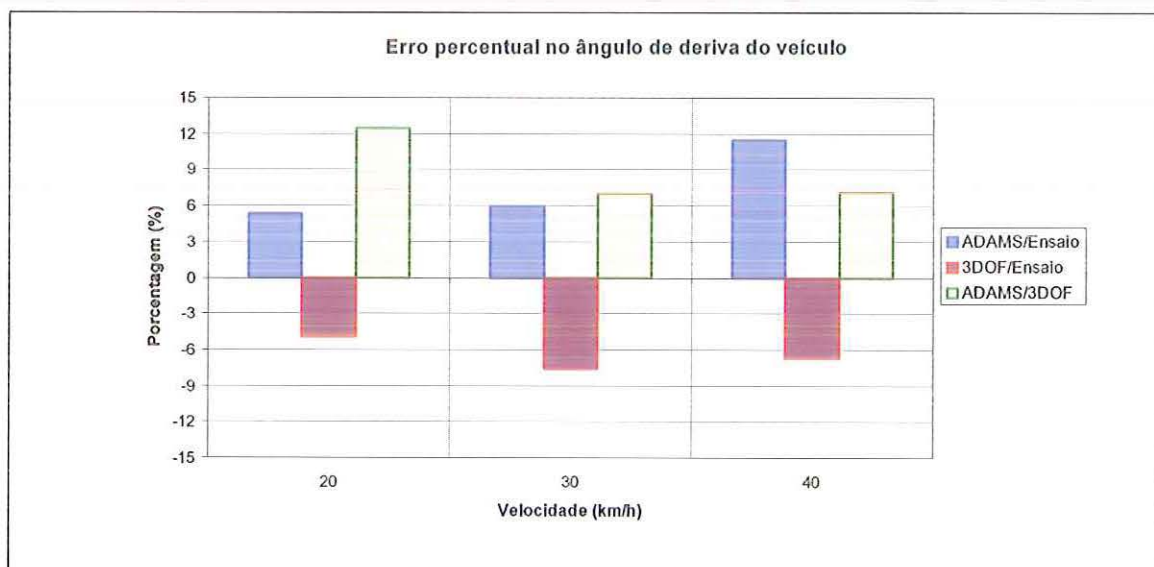


Figura 5.12 Erro no ângulo de deriva entre os modelos multicorpos ADAMS, três graus de liberdade e ensaio experimental



Os ângulos de rolamento da massa suspensa do veículo podem ser vistos nas Figuras 5.13, 5.14 e 5.15. Pode-se observar pelos resultados obtidos com os dois modelos que os valores dos ângulos de rolamento estão bastante próximos do valor experimental. Nas manobras o ângulo de rolamento tende a diminuir, devido à atuação da válvula niveladora de altura do sistema de suspensão a ar.

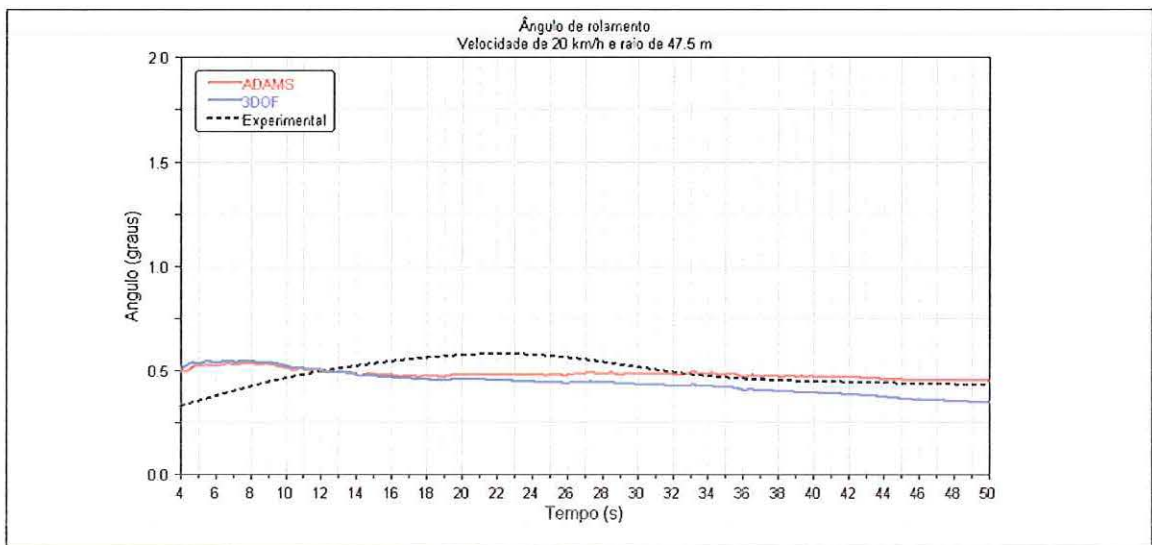


Figura 5.13 Ângulo de rolamento, manobra com velocidade constante de 20 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.

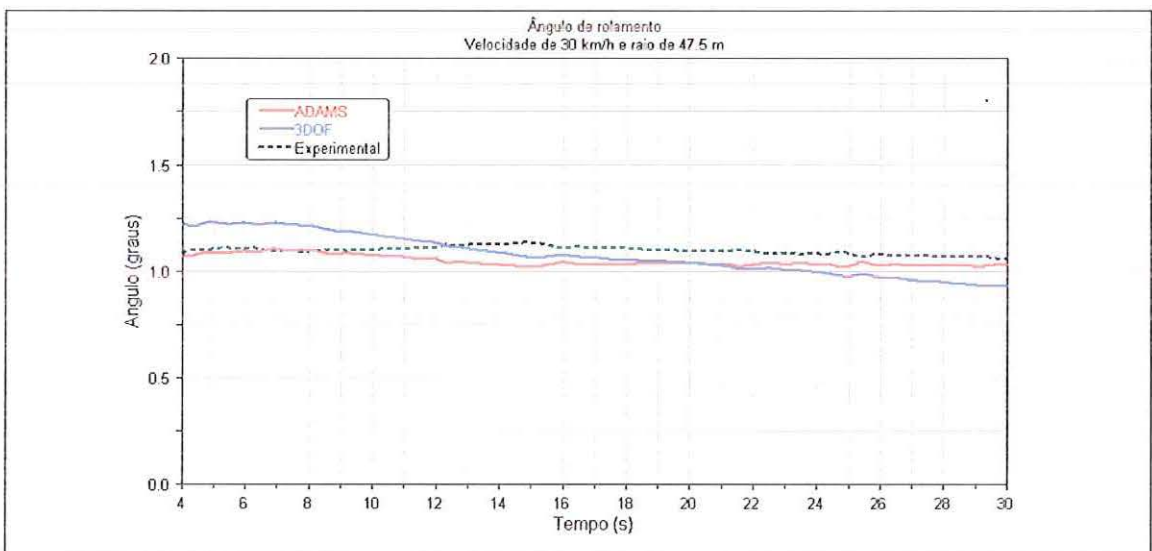


Figura 5.14 Ângulo de rolamento, manobra com velocidade constante de 30 km/h e raio de curvatura de 47.5 m

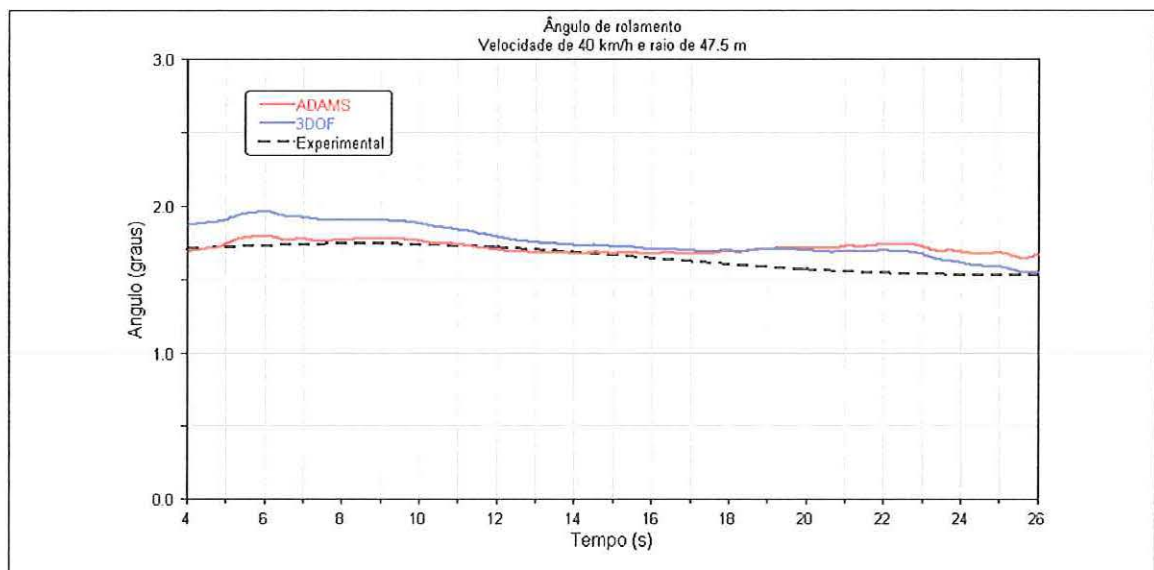


Figura 5.15 Ângulo de rolamento, manobra com velocidade constante de 40 km/h e raio de curvatura de 47.5 m

A atuação da válvula niveladora é lenta e tem o limite máximo de compensação estabelecido pela pressão do compressor de ar que alimenta o bolsão de ar da suspensão. No caso deste veículo, a pressão máxima é de 7 bar. Portanto, a carga máxima que o bolsão pode nivelar é a pressão fornecida pelo compressor vezes a área da seção transversal do bolsão de ar.

A pressão no bolsão a ar para os modelos ADAMS e de três graus de liberdade na manobra a 40 km/h pode ser vista na Figura 5.16. O modelo termodinâmico e de válvula niveladora de altura é o mesmo para os modelos em sistema multicorpos e simplificado. A maior diferença de pressão entre os dois modelos ocorre no bolsão do lado esquerdo. Essa diferença é de  $0.035 \text{ N/mm}^2$ .

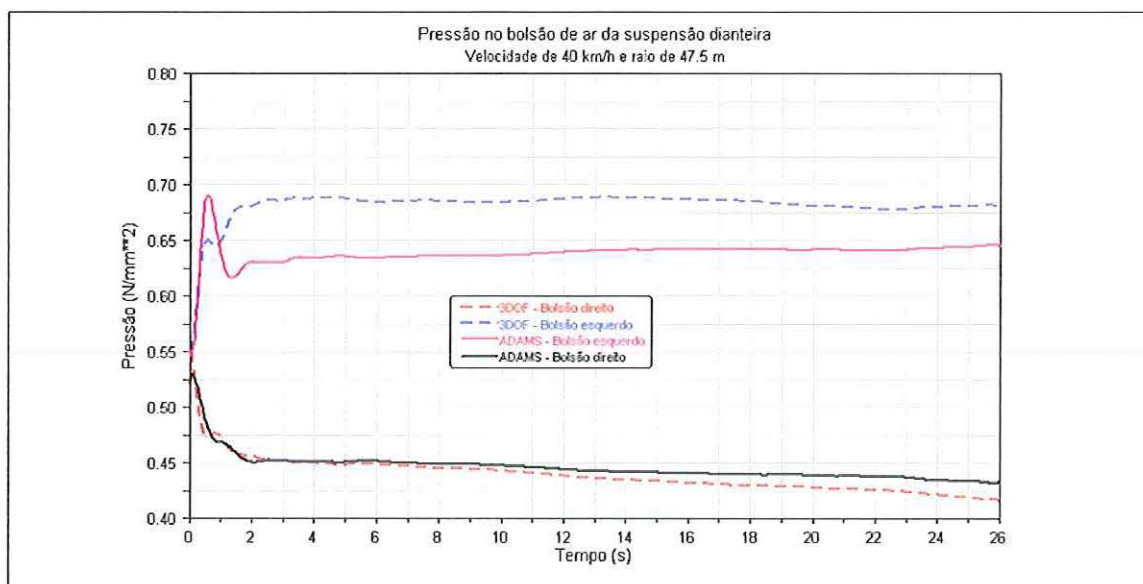


Figura 5.16 Pressão nos bolsões na dianteira do veículo, para os modelos ADAMS e três graus de liberdade.

As análises dos resultados dos ângulos de deriva e as forças no pneu para as manobras em regime permanente estão no Apêndice A.

### 5.3.3 Análise de tendência de esterçamento em regime permanente

Para a análise da tendência de esterçamento do veículo foi elaborado o gráfico de diagrama de dirigibilidade em velocidade (Winkler, 1998).

Neste gráfico são plotados os valores de  $\delta - l/R$ ,  $l/R$  versus a aceleração lateral ( $a_y$ ) do veículo para diversas velocidades longitudinais e ângulos de esterço no volante.

A tendência de esterçamento pode ser observada pelo formato da curva de  $\delta - l/R$  versus aceleração lateral. Se a inclinação da curva é para a esquerda (derivada positiva) o veículo possui uma tendência sub-esterçante. Quando a inclinação da curva é para a direita (derivada negativa) o veículo possui uma tendência sobre-esterçante.

O gráfico da Figura 5.17 mostra o resultado do diagrama de dirigibilidade em velocidade para manobras em regime permanente nas velocidades de 20 km/h, 40 km/h, 80 km/h e 100 km/h com variação do ângulo de esterço no volante.

A 20 km/h o veículo começa sub-esterçante mas, com o aumento do ângulo de esterço, torna-se sobre-esterçante. A 40 km/h o modelo simplificado de três graus de

liberdade também apresenta uma leve tendência sobre-esterçante para acelerações laterais mais altas.

Para as velocidades de 80 km/h e 100 km/h a tendência do veículo é sub-esterçante com o aumento do ângulo de esterço e , conseqüentemente, com o aumento da aceleração lateral.

Em nenhum momento o veículo atinge o limite de estabilidade. Esse limite é definido como sendo o ponto em que a derivada da curva é paralela à curva da velocidade constante.

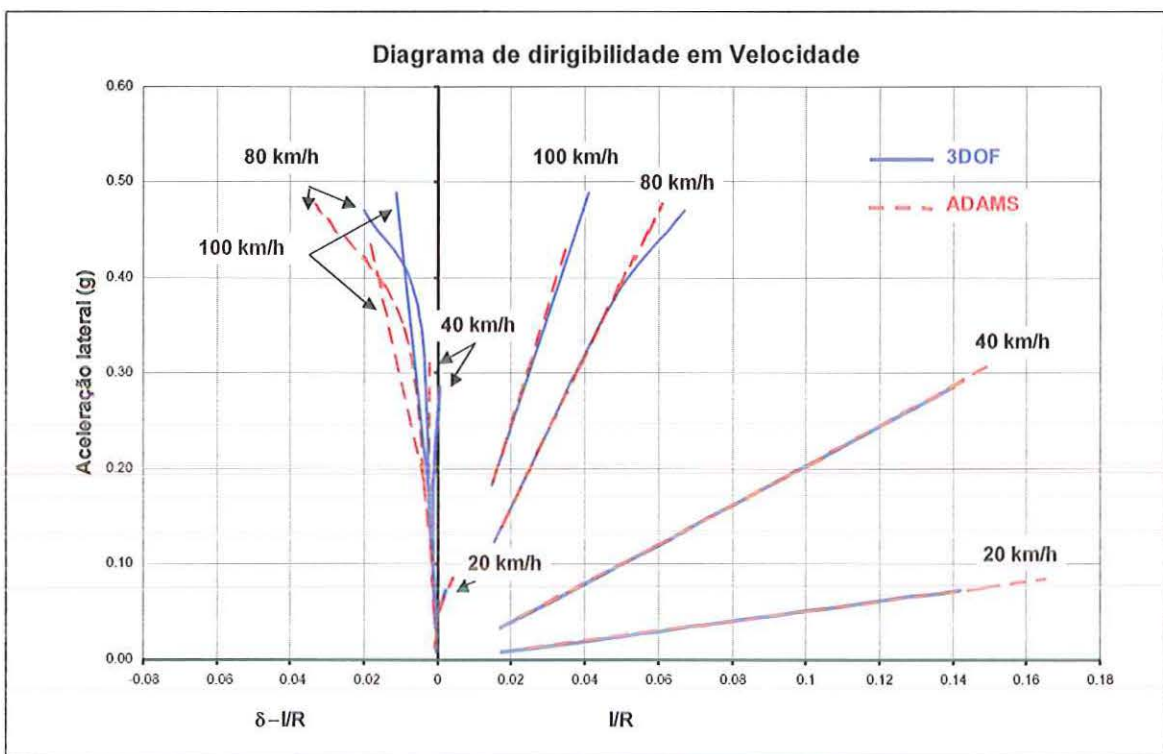


Figura 5.17 Diagrama de dirigibilidade em velocidade para as manobras em regime permanente.

### 5.3.4 Análise dos derivativos de estabilidade no modelo de três graus de liberdade

No modelo de três graus de liberdade, a somatória das forças laterais e dos momentos foram escritos em função dos derivativos de estabilidade.

Para a força lateral, foram calculadas as forças devidas a cada termo da equação de equilíbrio de forças. A Figura 5.18 mostra as forças laterais de cada

termo da equação da somatória das forças laterais.

A 20 km/h a soma das forças laterais é pequena, mas com o aumento da velocidade, a força lateral  $Y_\beta\beta$  cai bastante. A 40 km/h, a parcela da força lateral devido ao termo  $Y_\delta\delta$  predomina. O derivativo de estabilidade  $Y_\delta$  é função da rigidez em curva dos pneus dianteiros. O ângulo de deriva a 40 km/h cai bastante, e o momento restaurador  $N_\beta\beta$  irá tentar diminuir o ângulo de deriva do veículo. A Figura 5.19 mostra o comportamento dos momentos em guinada para cada manobra.

Quando  $N_\beta$  é restaurador, o momento  $N_\beta\beta$  tende a alinhar o ângulo de deriva na direção da velocidade longitudinal do veículo. Neste caso o veículo é sub esterçante.

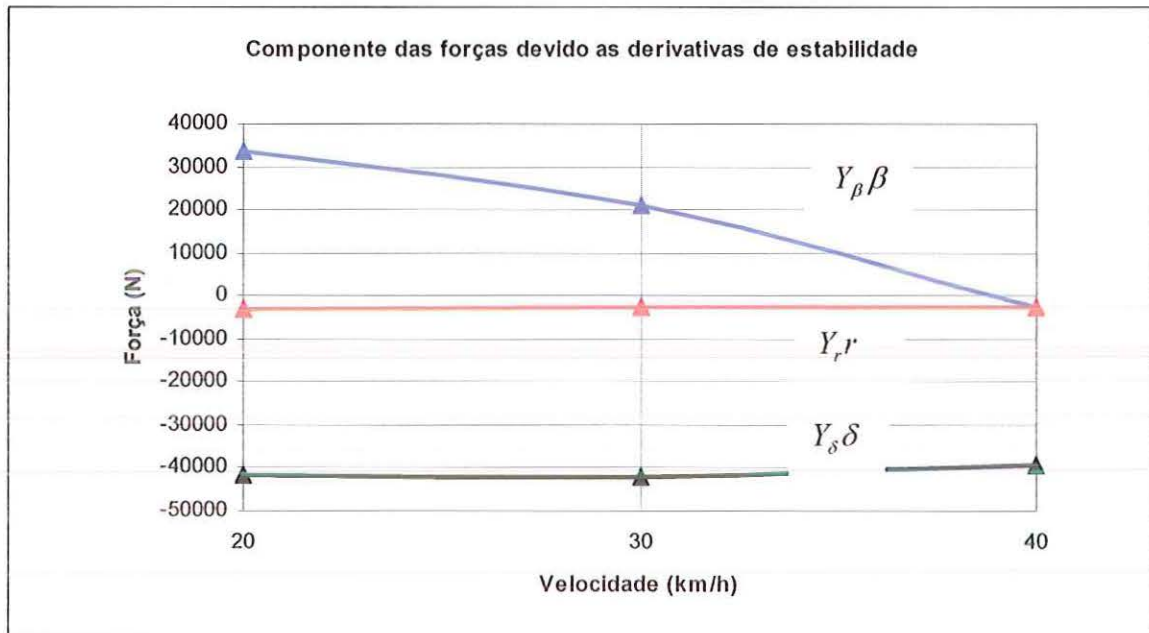


Figura 5.18 Força lateral de cada termo da equação de somatória de forças do modelo de três graus de liberdade.

O balanço de momentos em guinada é igual a zero para manobras em regime, pois nesta condição a aceleração angular em guinada dever ser zero. O momento  $N_\delta\delta$  tende a aumentar o sobre-esterçamento do veículo e é contrabalançado pelo momento  $N_r r$ . O valor do momento  $N_\beta\beta$  é extremamente pequeno para compensar o momento de controle  $N_\delta\delta$ .

O momento  $N_r r$  é inversamente proporcional à velocidade. Com o aumento

da velocidade ele pode se tornar pequeno e insuficiente para contrabalançar o momento  $N_\delta \delta$ .

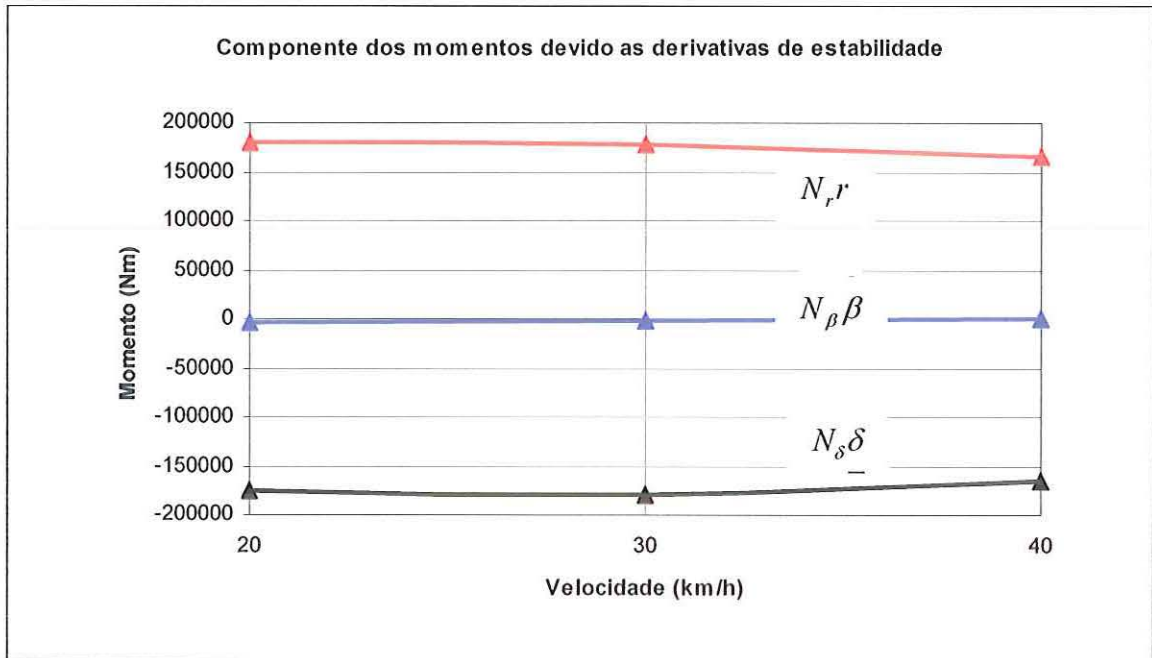


Figura 5.19 Força lateral de cada termo da equação de somatória de forças do modelo de três graus de liberdade.

#### 5.4 Resultados das manobras em regime transitório

Para a análise em regime transitório, foram realizadas simulações das manobras de entrada degrau no volante nas velocidades de 20 km/h e 40 km/h e manobras de dupla mudança de pista a 60 km/h e 80 km/h.

Nas manobras de entrada degrau no volante, foram calculados os tempos de resposta, que é a medida do tempo a partir do instante em que o ângulo de esterço atinge a metade do valor em regime até o valor de 90 % do valor em regime da grandeza que está sendo medida (velocidade em guinada, aceleração lateral etc.). Nesta manobra, este é o parâmetro mais importante a ser calculado.

Nas manobras de dupla mudança de pista, foram comparados os valores da raiz quadrada do valor médio e os valores máximos e mínimos das grandezas medidas.

### 5.4.1 Manobras de entrada degrau no volante

Como já foi descrito anteriormente, nesta manobra o piloto irá aplicar uma entrada degrau no volante do veículo e manter esse ângulo de esterço constante durante toda a manobra.

Foram calculados os tempos de resposta para as grandezas de aceleração lateral, velocidade em guinada, ângulo de deriva do veículo e ângulo de rolamento. As análises para a manobra entrada degrau no volante foram realizadas para as velocidades de 20 km/h e 40 km/h.

### 5.4.2 Resultados das manobras com entrada degrau no volante

O ângulo de esterço aplicado no volante do veículo para as manobras entrada degrau no volante a 20 e 40 km/h podem ser vistos na Figura 5.20. Nesta figura estão mostrados também os valores dos ângulos de esterço quando estes atingem o valor de 50 % do valor em regime. O instante em que o ângulo de esterço atinge esse valor de 50 % irá ser utilizado para se calcular o valor dos tempos de respostas das grandezas de aceleração lateral, velocidade em guinada e ângulo de deriva do veículo.

A Figura 5.21 mostra a aceleração lateral dos modelos e do ensaio experimental. No ensaio experimental não foi possível calcular o valor do tempo de resposta da aceleração devido ao alto nível de ruído presente no sinal. Mas para os modelos multicorpos ADAMS e de três graus de liberdade a figura mostra que o tempo de resposta da aceleração lateral foi de 0.22 s.

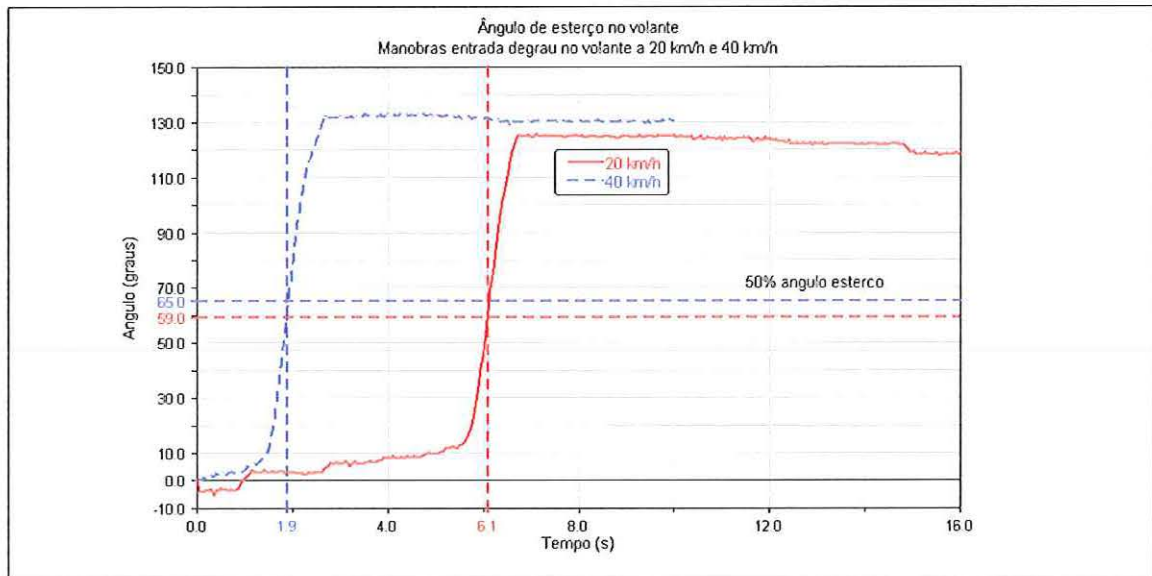


Figura 5.20 Valores dos ângulos de esterço nas manobras de entrada degrau no volante a 20 km/h e 40 km/h. As linhas tracejadas mostram os valores dos ângulos de esterço quando eles atingem o valor de 50% do valor em regime.

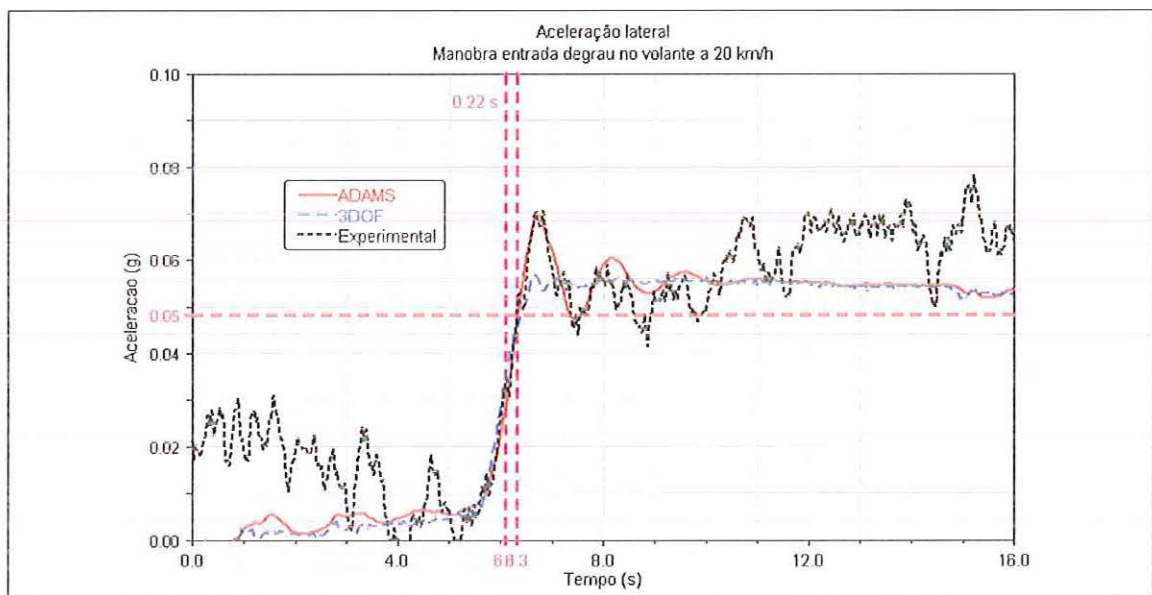


Figura 5.21 Aceleração lateral e tempos de resposta na manobra com entrada degraus no volante a 20 km/h.

O resultado da aceleração lateral para a manobra de entrada degrau no volante a 40 km/h pode ser visto na Figura 5.22. Nesta figura também podem ser vistos os tempos de respostas dos modelos e do ensaio experimental. Como pode ser visto na Figura 5.22, o menor tempo de resposta é o experimental, seguido pelo modelo ADAMS e pelo modelo de três graus de liberdade.



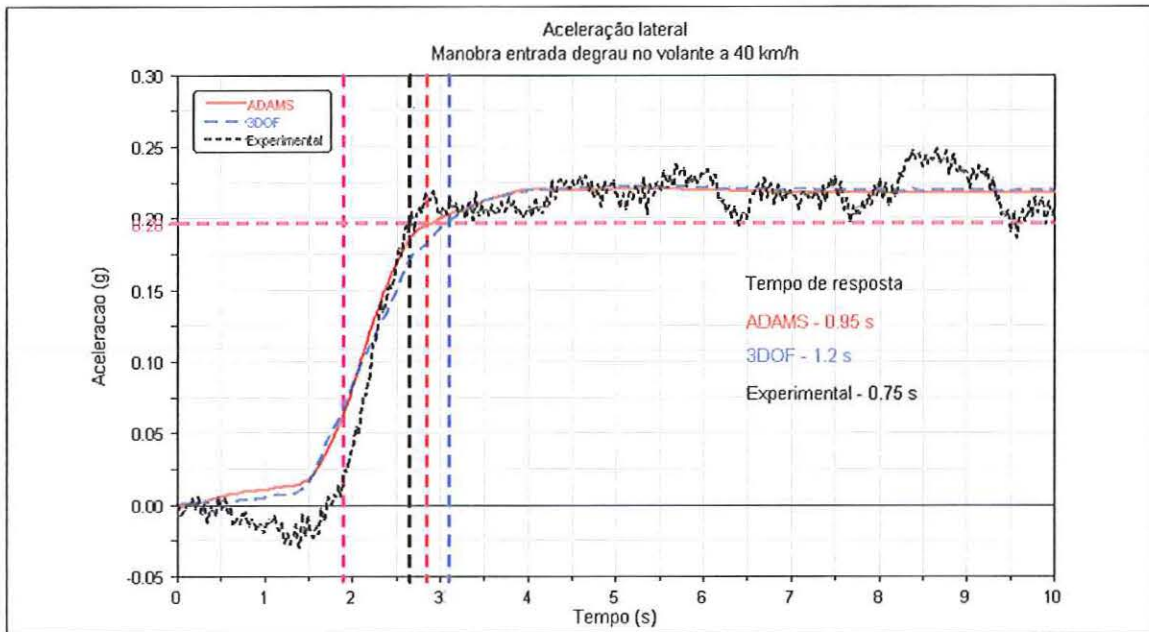


Figura 5.22 Aceleração lateral e tempos de resposta na manobra com entrada degraus no volante a 40 km/h

A velocidade em guinada e os tempos de respostas para a manobra a 20 km/h e 40 km/h podem ser vistos nas Figuras 5.23 e 5.24. A 20 km/h, os tempos de resposta dos modelos ADAMS e de três graus de liberdade foram iguais. O tempo de resposta do ensaio experimental foi um pouco maior.

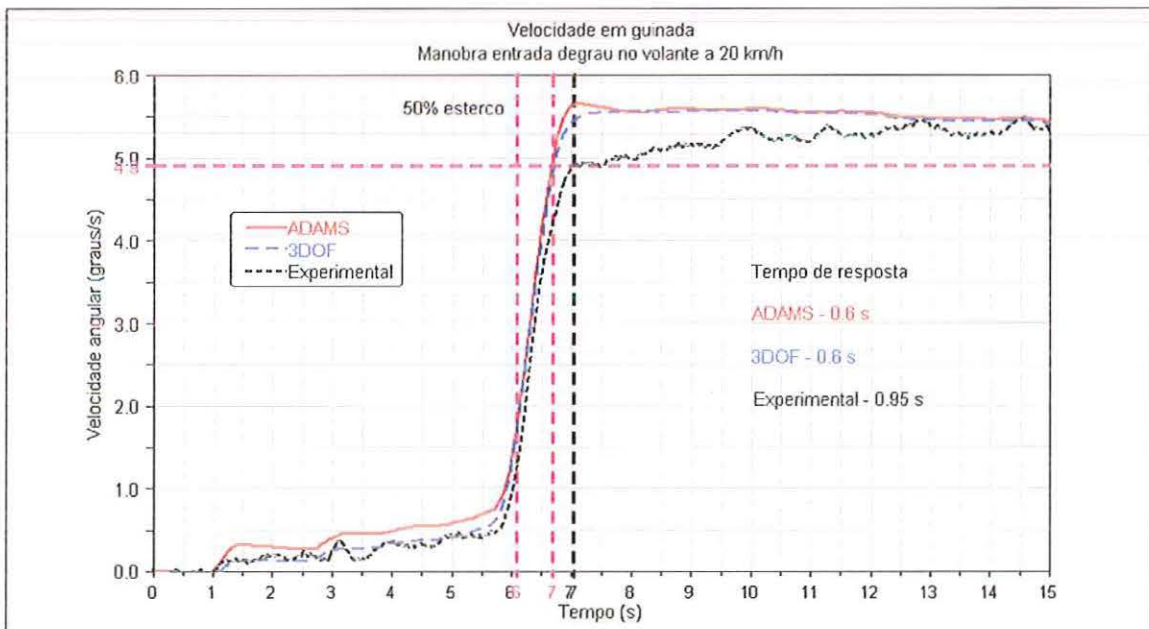


Figura 5.23 Velocidade em guinada na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h

Na manobra a 40 km/h, os tempos de respostas dos modelos foram iguais,

mas o do ensaio experimental foi um pouco menor.

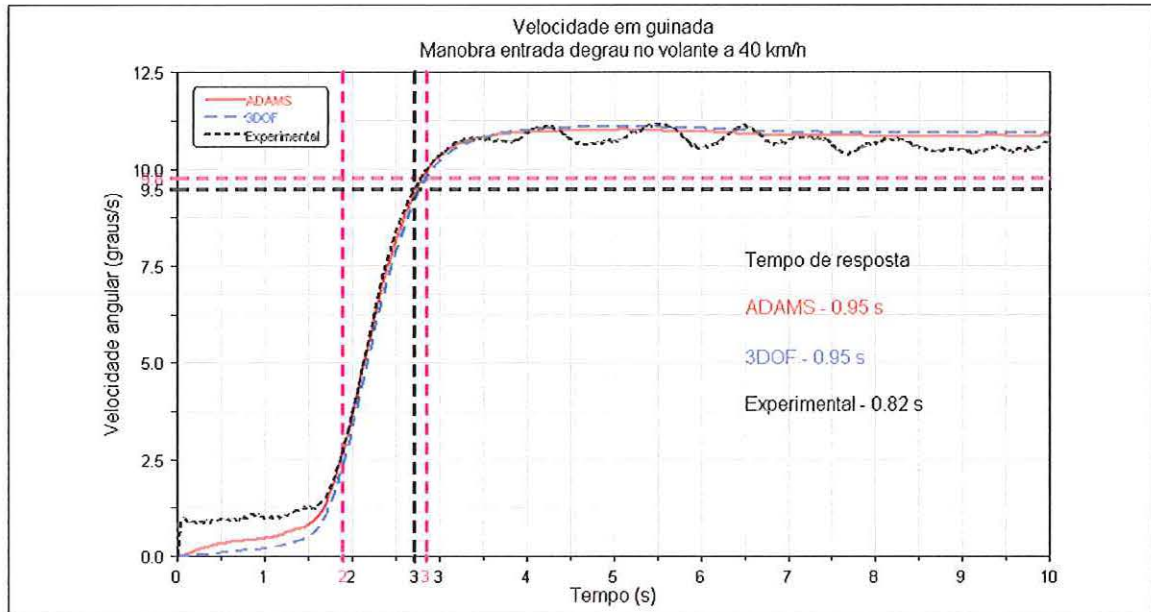


Figura 5.24 Velocidade em guinada e tempos de respostas na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h

A resposta ângulo de deriva do veículo e tempos de resposta para a manobra a 20 km/h e 40 km/h podem ser vistas nas Figuras 5.25 e 5.26.

Os tempos de resposta dos modelos e do ensaio experimental ficaram bastante próximos.

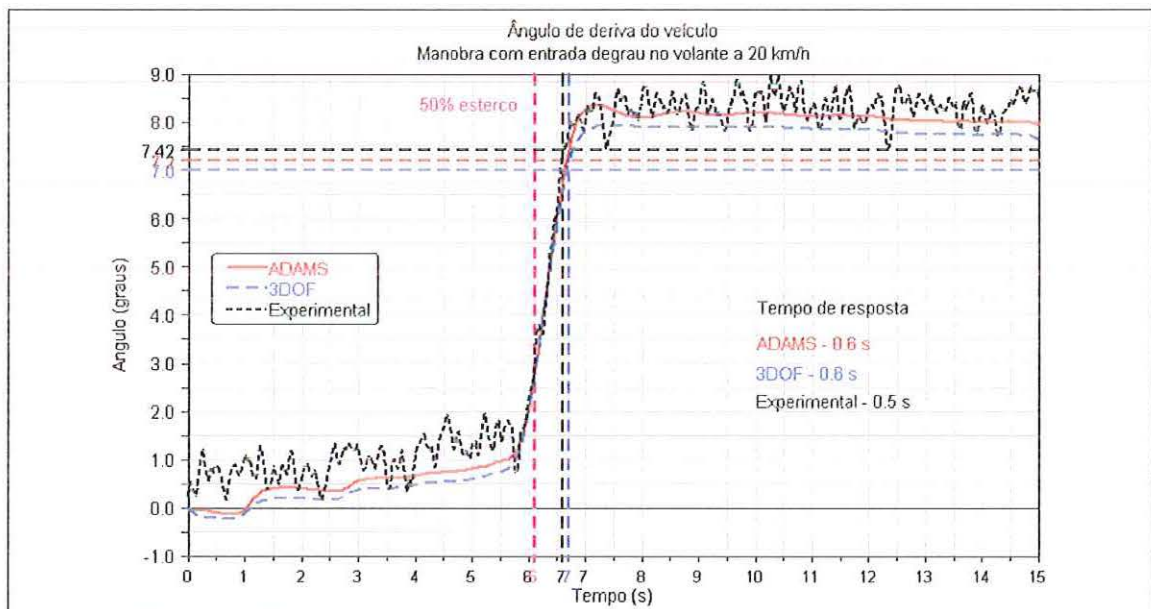


Figura 5.25 Ângulo de deriva do veículo e tempos de resposta na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.

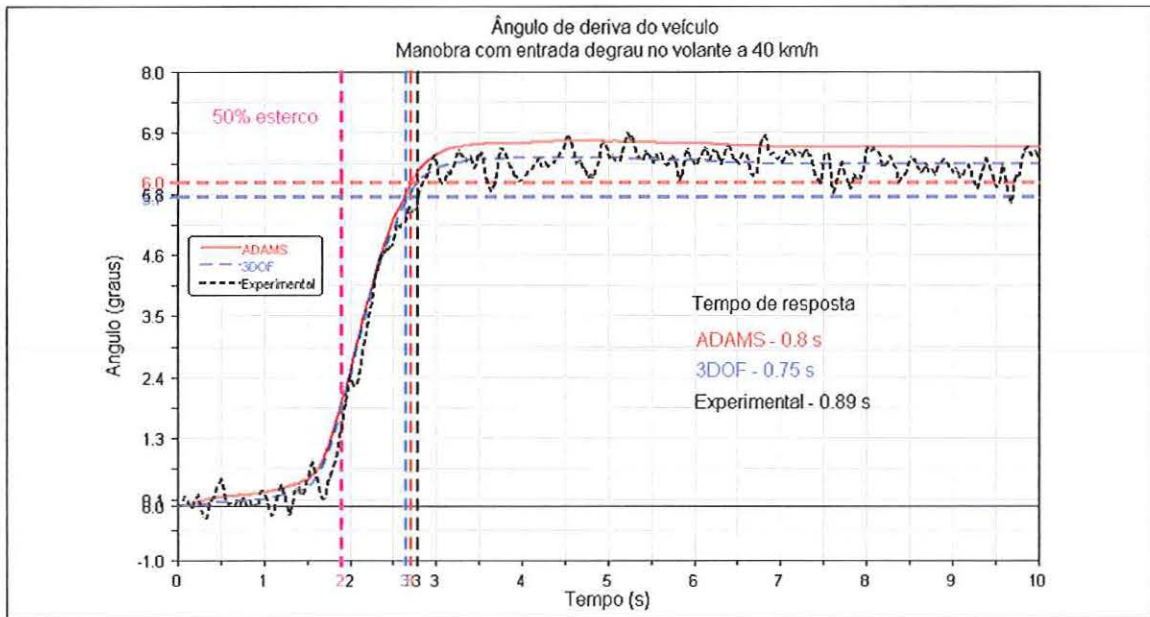


Figura 5.26 Ângulo de deriva e tempos de resposta do veículo na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.

O ângulo de rolamento dos modelos ADAMS e simplificado podem ser vistos nas Figuras 5.27 e 5.28. O dado experimental possui um nível bastante alto de ruído, mas após a filtragem ele também inserido no gráfico de ângulo de rolamento para se ter uma noção do ângulo real de rolamento.

Os ângulos de rolamento dos ensaios experimentais apresentam um comportamento oscilatório que está bastante amortecido nos modelos do veículo

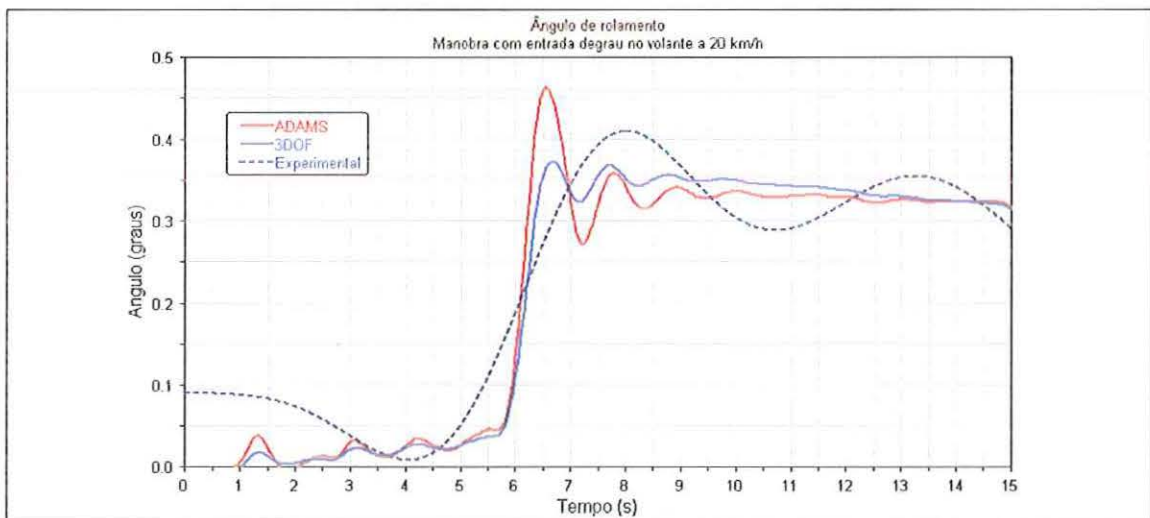


Figura 5.27 Ângulo de rolamento do veículo na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.

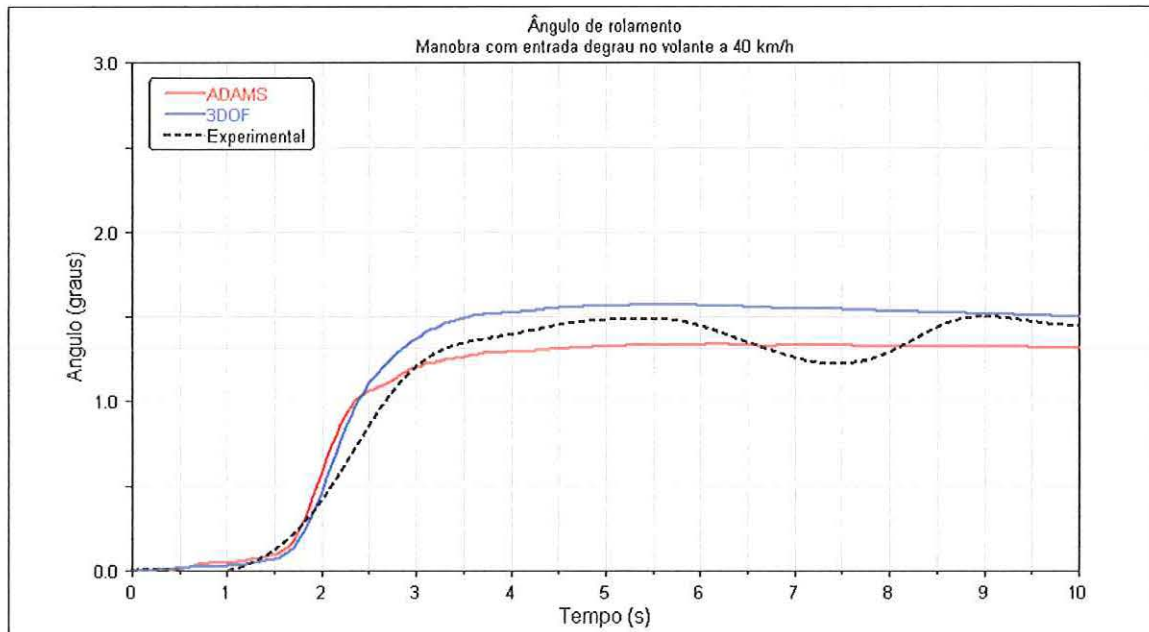


Figura 5.28 Ângulo de rolamento do veículo na manobra com entrada de degrau no volante a 40 km/h.

As análises dos resultados dos ângulos de deriva e das forças no pneu para as manobras com entrada de degrau no volante estão no Apêndice B.

### 5.4.3 Manobras de dupla mudança de pista

Foram realizadas simulações e análises para as manobras de dupla mudança de pista a 60 km/h e 80 km/h.

Para a comparação dos resultados no domínio do tempo, foram utilizados os erros percentuais das seguintes grandezas: raiz quadrada do valor do desvio médio, valores máximo e mínimo e máxima amplitude. Esses erros percentuais foram calculados para as grandezas em que existem dados experimentais: aceleração lateral, velocidade em guinada, ângulo de deriva do veículo e ângulo de rolamento

### 5.4.4 Resultados das manobras de dupla mudança de pista

As Figuras 5.29 e 5.30 mostram a aceleração lateral para as velocidades de 60 km/h e 80 km/h. Os valores de pico para as acelerações laterais do modelo simplificado ficaram um pouco abaixo do modelo multicorpos e dos ensaios experimentais.

Esse comportamento nos picos da aceleração lateral para o modelo simplificado é causado principalmente pelo modelo de pneu utilizado. No modelo

simplificado não foi modelado a dinâmica do comprimento de relaxação do pneu. Nas outras grandezas medidas, como a velocidade em guinada e ângulo de deriva do veículo, também foi observado esse comportamento.

A Figura 5.31 mostra os erros percentuais em RMS, valor máximo, valor mínimo e variação máxima da aceleração lateral para cada manobra.

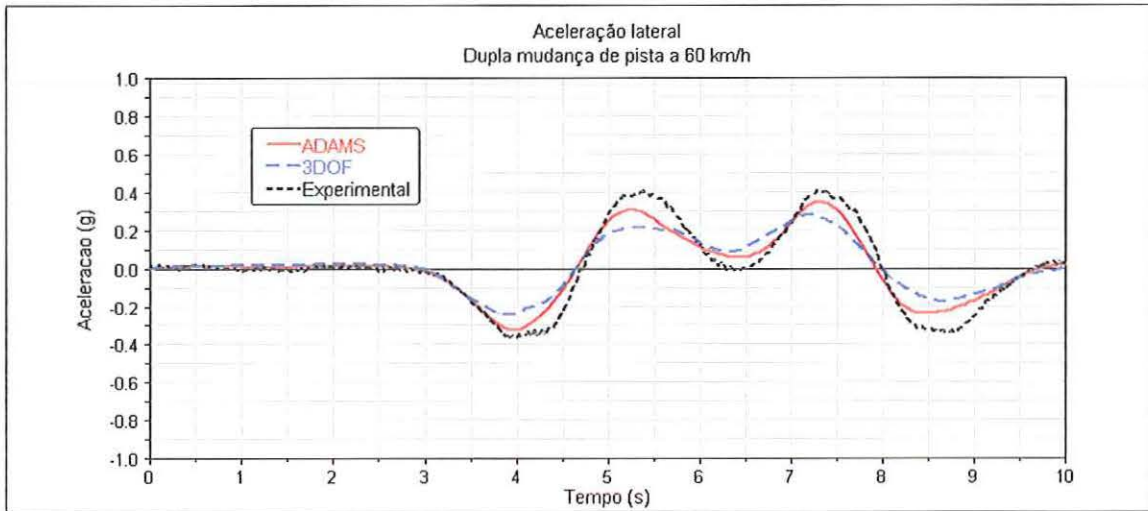


Figura 5.29 Aceleração lateral na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

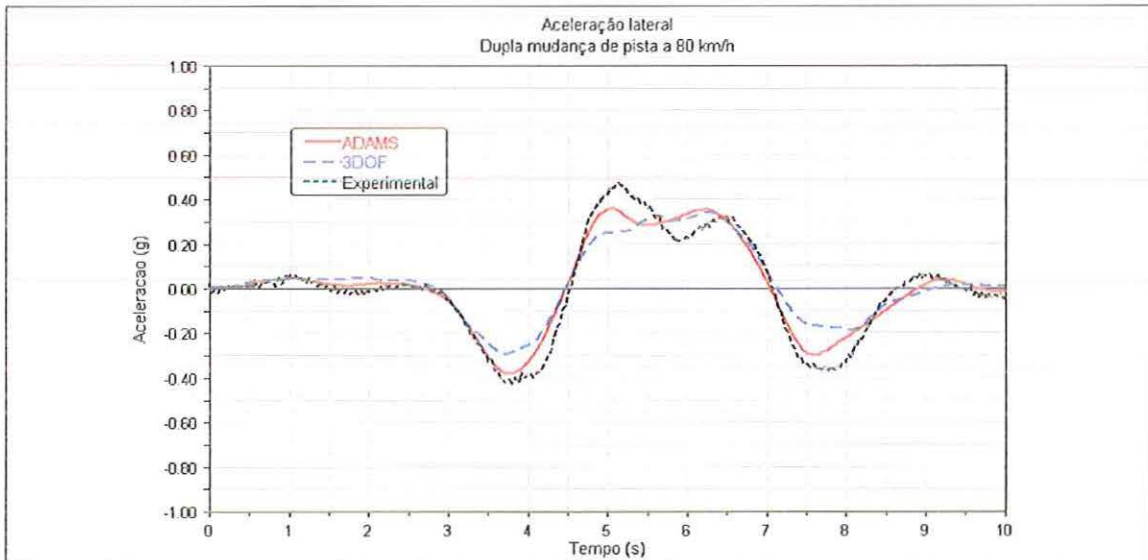


Figura 5.30 Aceleração lateral na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

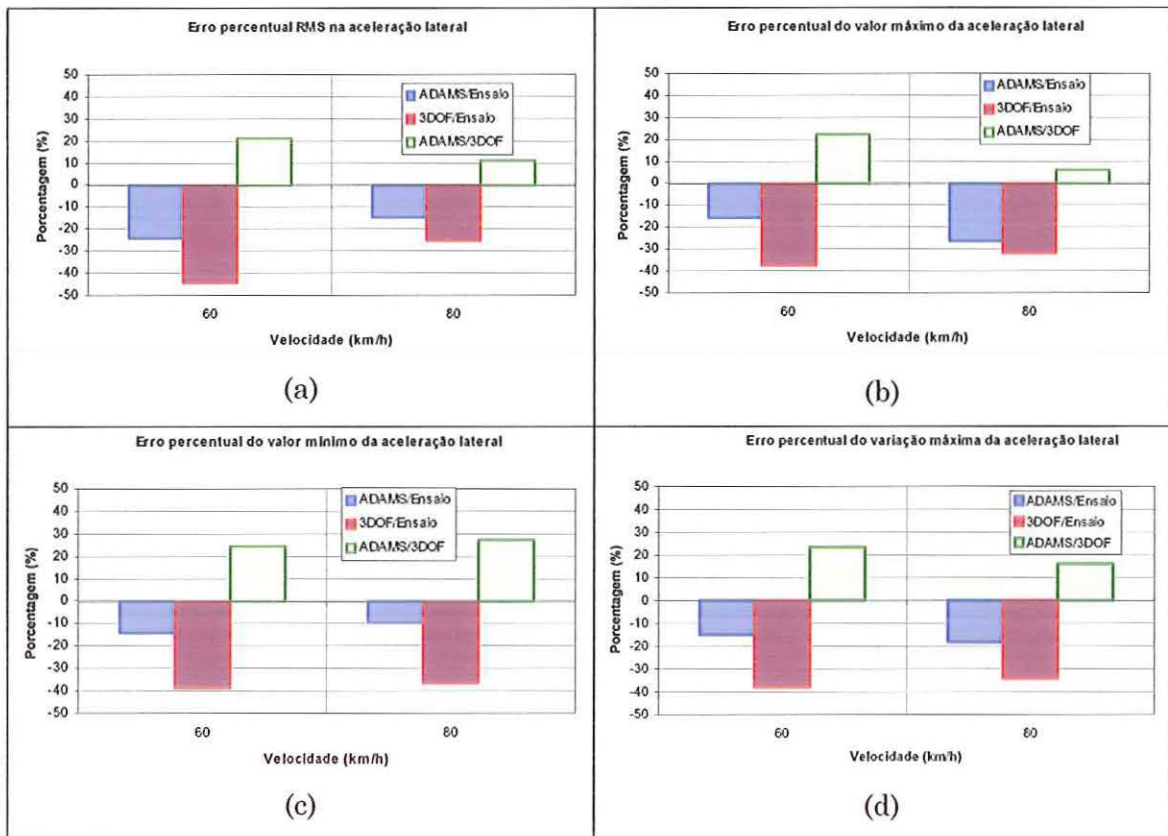


Figura 5.31 Erros percentuais da aceleração lateral nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima

As Figuras 5.32 e 5.33 mostram a velocidade em guinada para as velocidades de 60 km/h e 80 km/h. Pode-se observar o comportamento da velocidade em guinada nos picos, sendo menor no modelo simplificado. A Figura 5.34 mostra os erros percentuais para a velocidade em guinada do veículo durante as manobras.

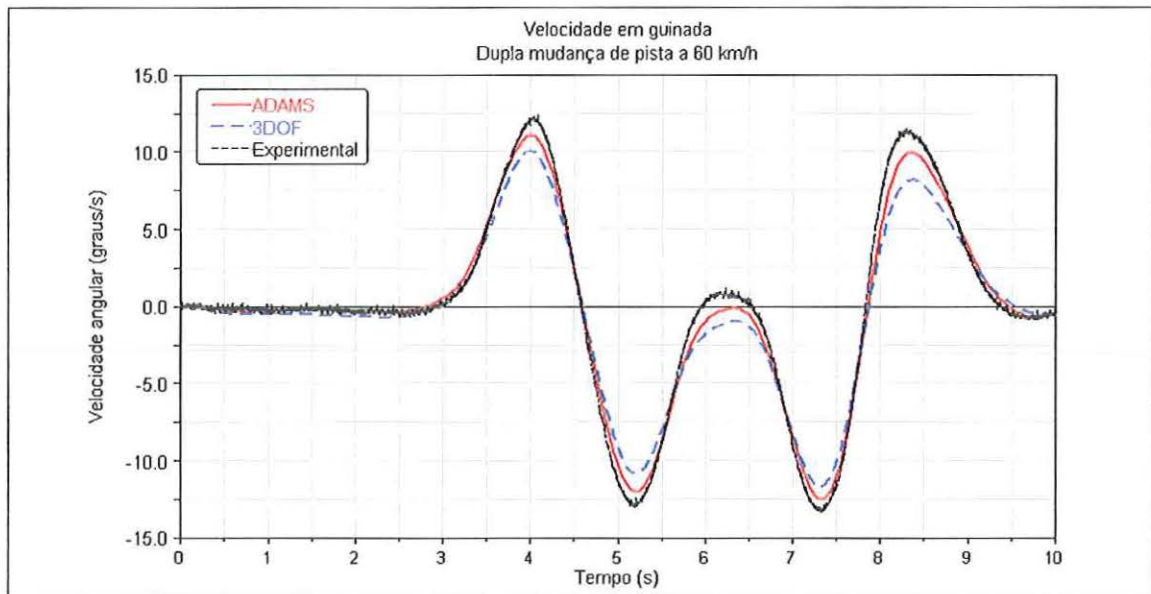


Figura 5.32 Velocidade em guinada na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

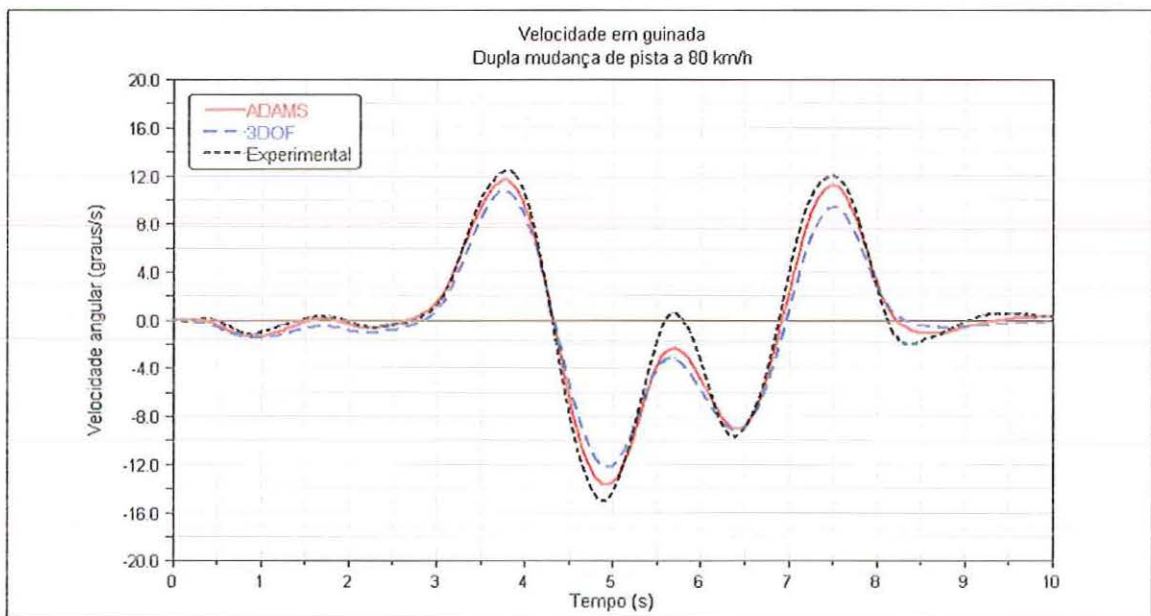


Figura 5.33 Velocidade em guinada na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

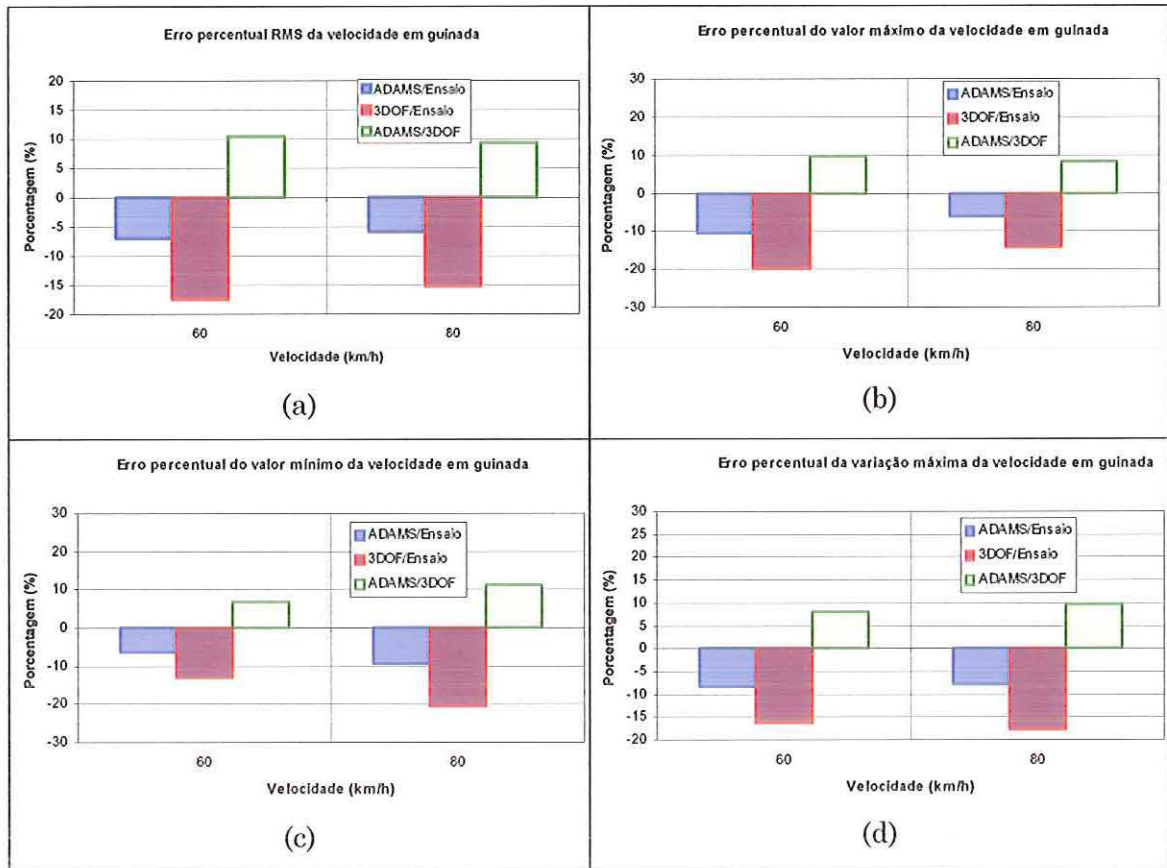


Figura 5.34 Erros percentuais da velocidade em guinada nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima

As Figuras 5.35 e 5.36 mostram os ângulos de deriva do veículo obtidos com os modelos e o obtido com o ensaio experimental. Os picos maiores do resultado experimental mostram que o veículo pode estar escorregando quando a aceleração lateral atinge um certo valor e a rigidez em curva do pneu cai o suficiente para aumentar o ângulo de deriva dos pneus e, conseqüentemente, o ângulo de deriva do veículo. O ângulo de deriva do veículo é uma medida indireta do ângulo de deriva dos pneus. A simplificação no modelo matemático no pneu, tanto no modelo ADAMS como no modelo simplificado, é a grande causa da diferença observada durante os valores extremos da manobra.

Os erros percentuais entre os dois modelos ficaram bastante pequenos, mostrando uma boa correlação entre os modelos para a grandeza de ângulo de deriva do veículo (Figura 5.37).



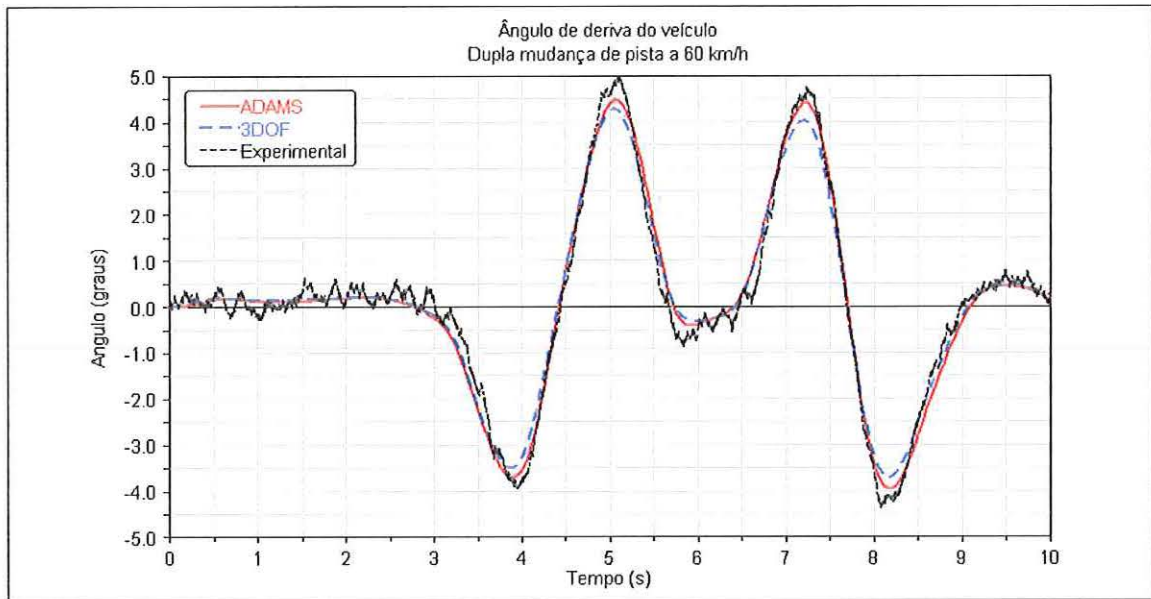


Figura 5.35 Ângulo de deriva do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

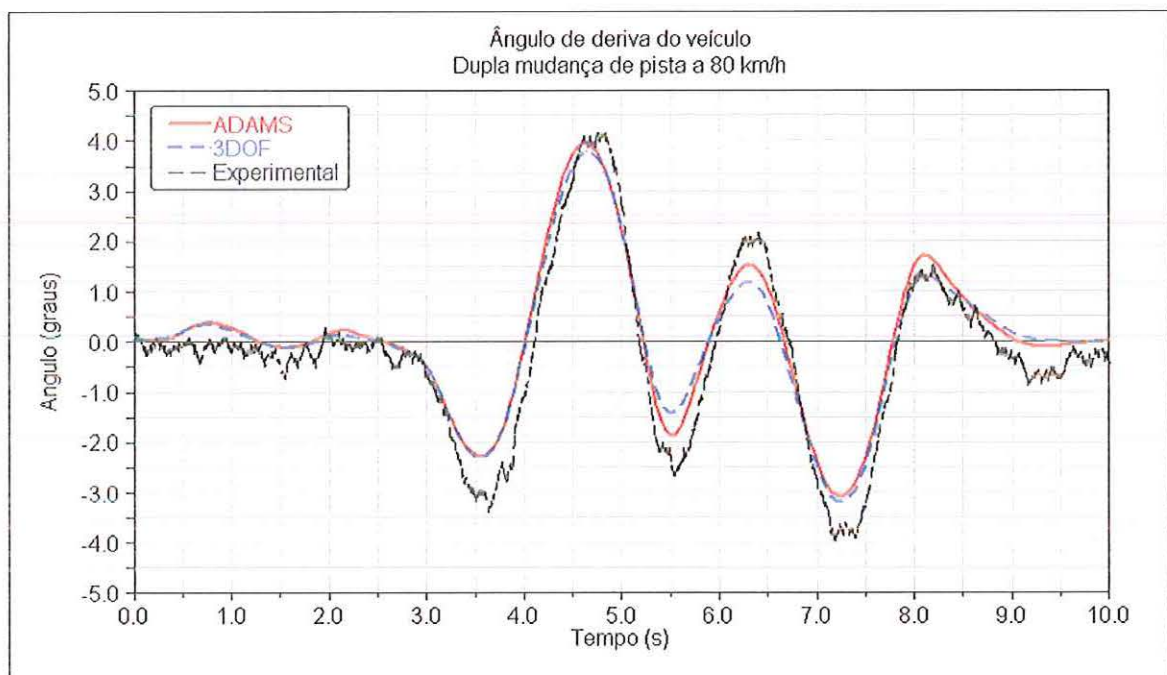


Figura 5.36 Ângulo de deriva do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

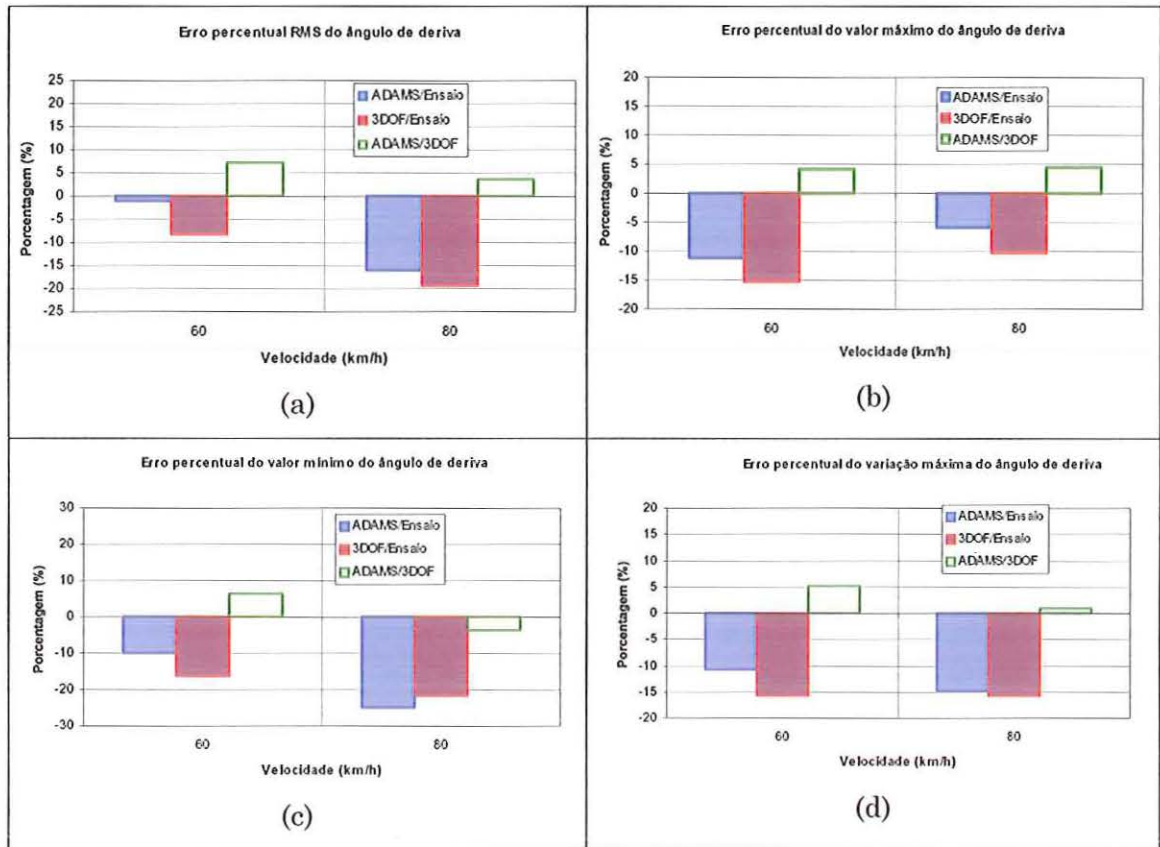


Figura 5.37 Erros percentuais do ângulo de deriva do veículo nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima

As Figuras 5.38 e 5.39 mostram os ângulos de rolamento dos modelos e do ensaio experimental. O cálculo do ângulo de rolamento experimental foi baseado no curso dos amortecedores da suspensão dianteira do veículo. Essa medição experimental possui um nível de ruído extremamente alto, portanto, possui um erro experimental significativo.

Pode-se observar que os dois modelos apresentaram resultados bastante próximos. A Figura 5.40 mostra os erros percentuais dessa medida. Os valores obtidos com os dois modelos nunca diferiram mais do que 15%.

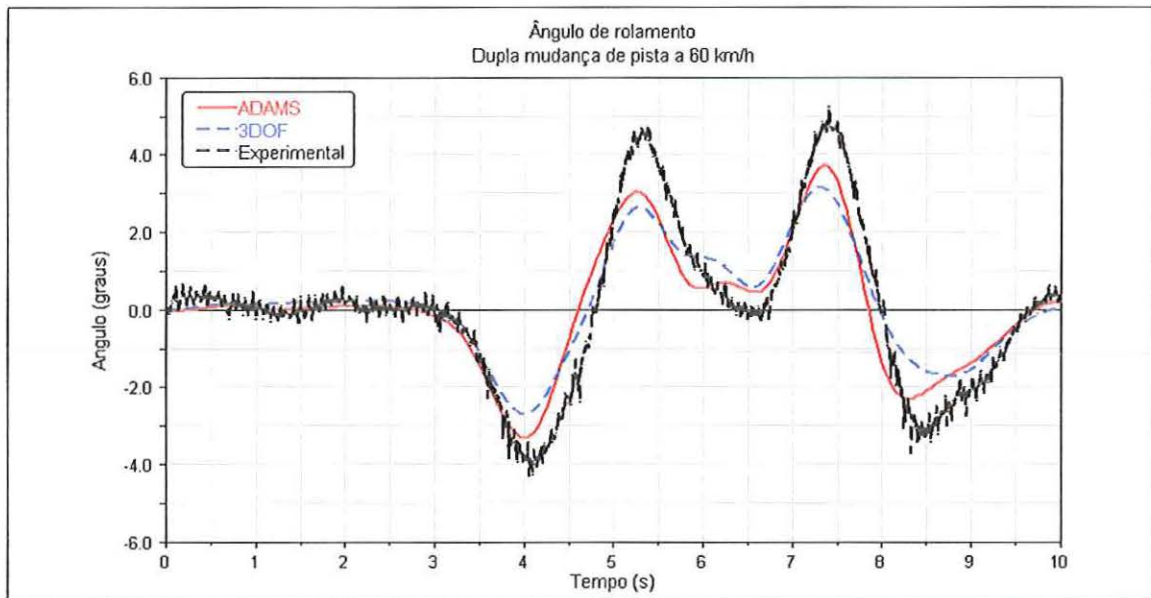


Figura 5.38 Ângulo de rolamento do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h

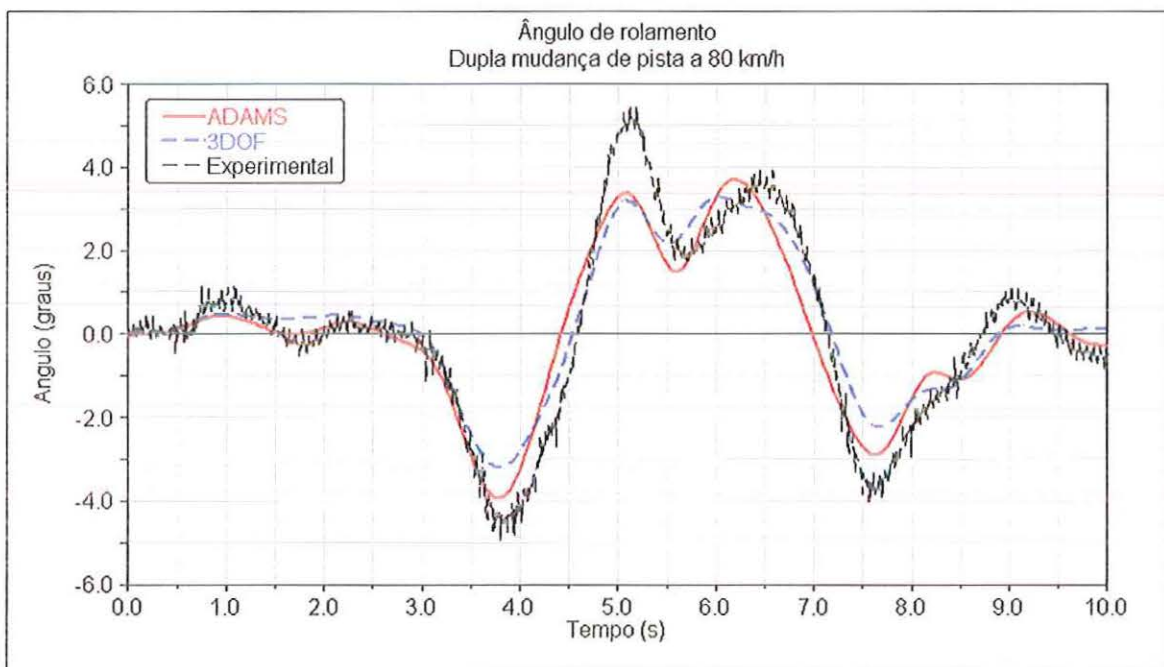


Figura 5.39 Ângulo de rolamento do veículo na manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h

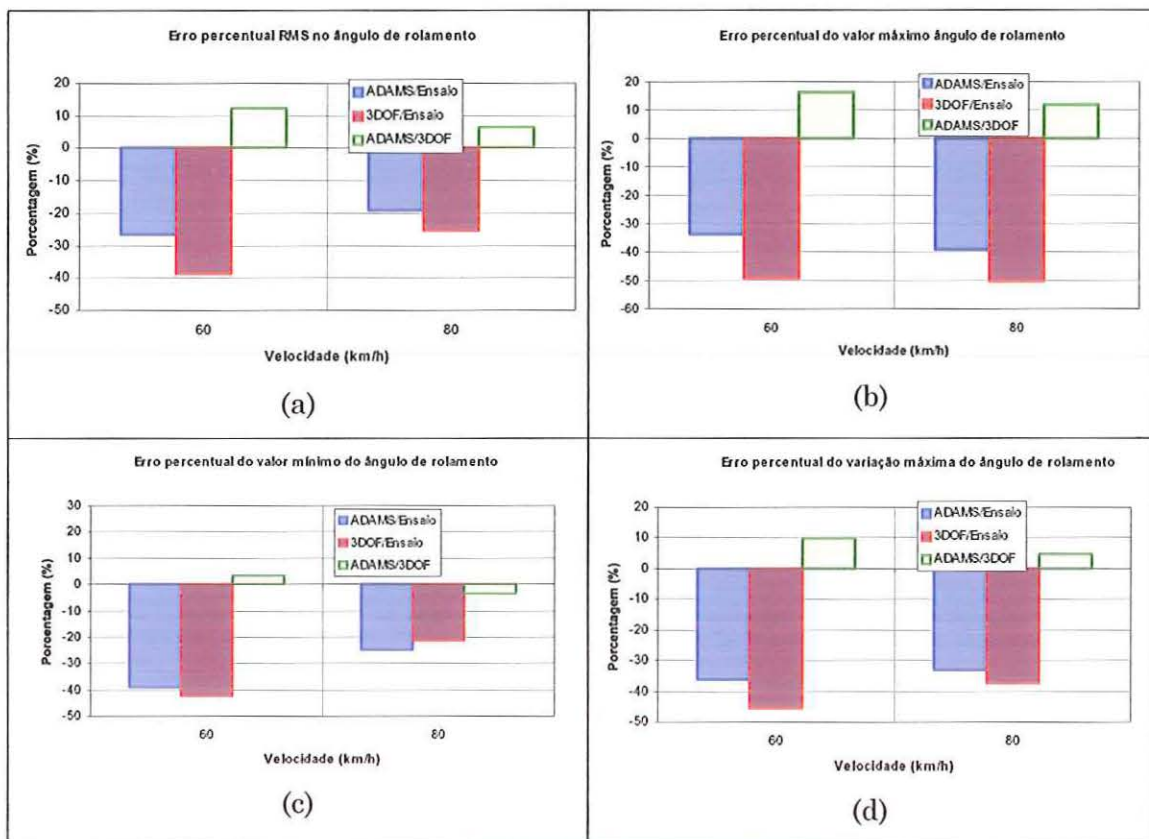


Figura 5.40 Erros percentuais do ângulo de rolamento do veículo nas manobras de dupla mudança. (a) Erro RMS, (b) erro valor máximo, (c) erro valor mínimo e (d) erro da variação máxima

As análises dos resultados dos ângulos de deriva e as força no pneu para as manobras em regime permanente estão no Apêndice C.

## Capítulo 6

# Interface Gráfica para a Geração de Modelos Simplificados

### 6.1 Introdução

Como pode ser observado no Capítulo 5, o modelo de três graus de liberdade mostrou uma boa correlação com os dados experimentais e o modelo multicorpos. O desenvolvimento das equações do modelo de três graus de liberdade é bastante trabalhosa e o número de parâmetros necessários é numeroso. Para cada novo veículo modelado o trabalho de inserção desses parâmetros pode se tornar um trabalho difícil, pois o número de variáveis é alto e às vezes de difícil localização dentro de cada equação.

O programa de sistemas multicorpos ADAMS permite a construção de equações complexas e o desenvolvimento de interface gráficas de fácil utilização pelo usuário. A vantagem de se construir uma interface gráfica para a criação de modelos simplificados dentro do ambiente ADAMS é que, em fases iniciais de projeto, possa ser utilizado o modelo simplificado para a determinação das características de dirigibilidade do veículo. Numa fase posterior de análise, quando já se possui todos os parâmetros para a construção de um modelo multicorpos complexo do veículo, os resultados do modelo multicorpos podem ser comparados com os resultados obtidos com o modelo simplificado de veículo. Realizando as simulações dos dois modelos em

paralelo, é possível garantir que o a entrada ângulo de esterço no volante e velocidade longitudinal do veículo sejam iguais. Além disso, obteremos apenas um arquivo de resultados com as respostas dos dois modelos, facilitando o gerenciamento dos dados de análise.

No modelo simplificado de veículo, as variáveis possuem significados físicos mais fáceis de serem entendidos e interpretados. Com isso, possíveis modificações no comportamento do veículo podem ser primeiro implementados no modelo simplificado e depois no modelo multicorpos.

Esse processo interativo pode ser útil para o estudo do comportamento do veículo com relação à dinâmica lateral e , conseqüentemente, a obtenção de um veículo com boas características de dirigibilidade.

## 6.2 Interface gráfica para a criação de modelos simplificados de veículos

A estrutura das caixas de diálogo para a criação de um modelo de três graus de liberdade pode ser vista na Figura 6.1.

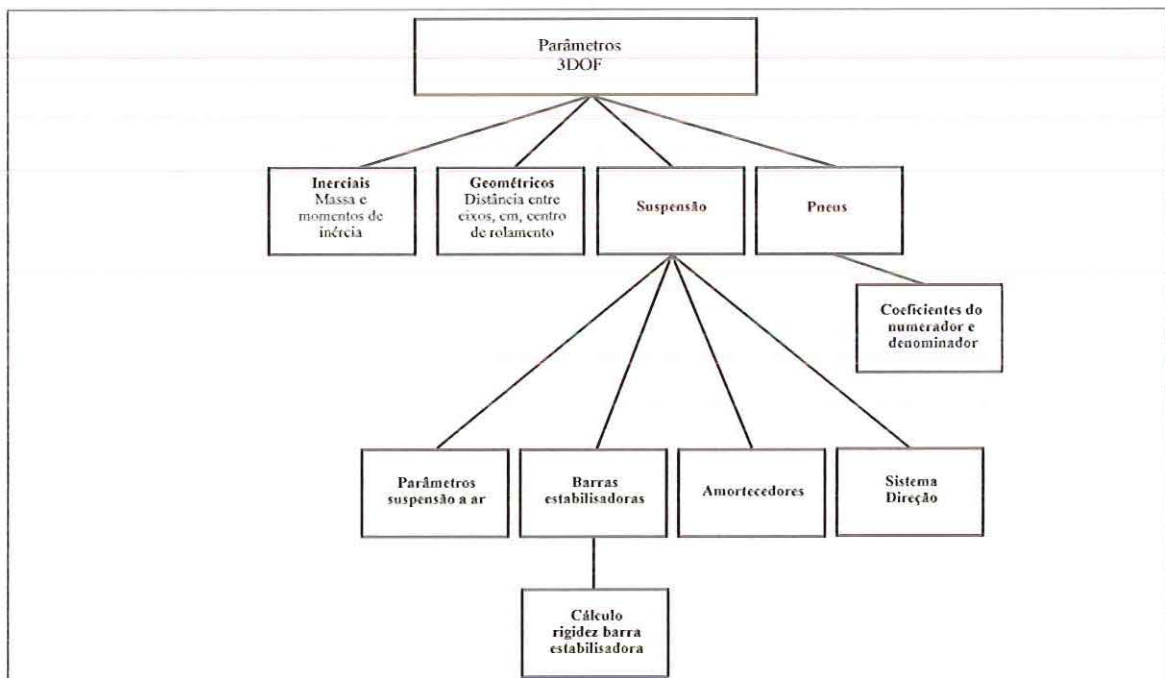


Figura 6.1 Estruturas das caixas de diálogo para a entrada dos parâmetros do modelo de três graus de liberdade do veículo.

A caixa de diálogo inicial pode ser vista na Figura 6.2. Nesta caixa de diálogo o usuário escolhe um dos quatro botões para a configuração dos parâmetros do modelo.

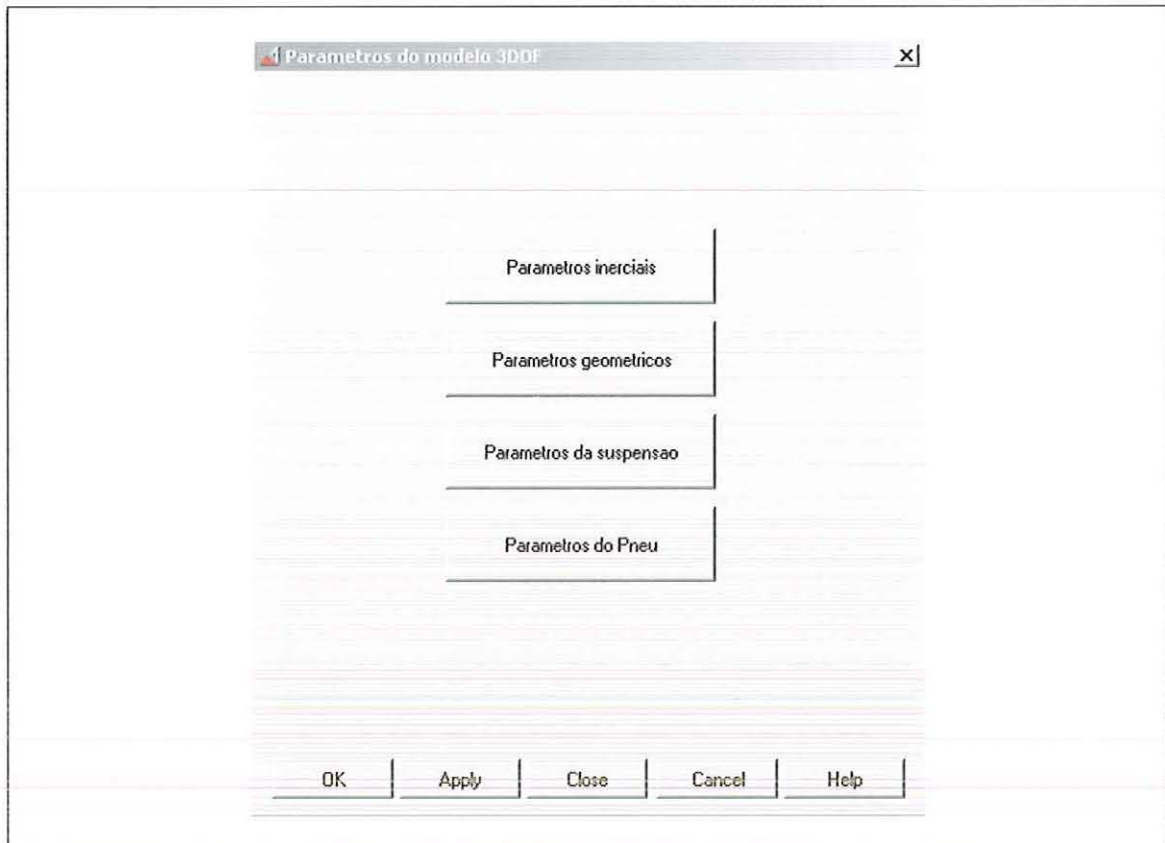
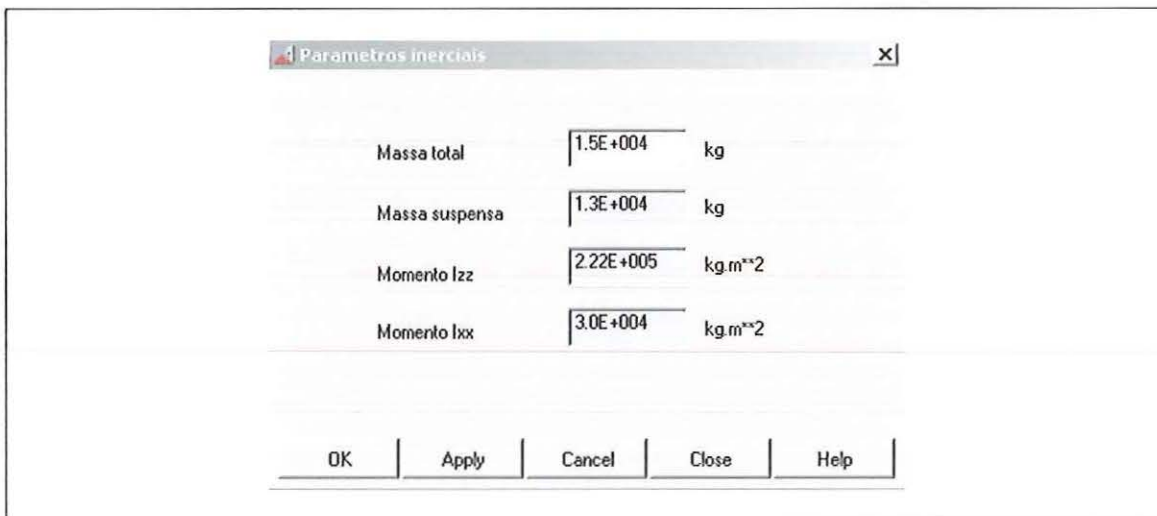


Figura 6.2 Caixa de diálogo inicial para a criação de modelos de três graus de liberdade.

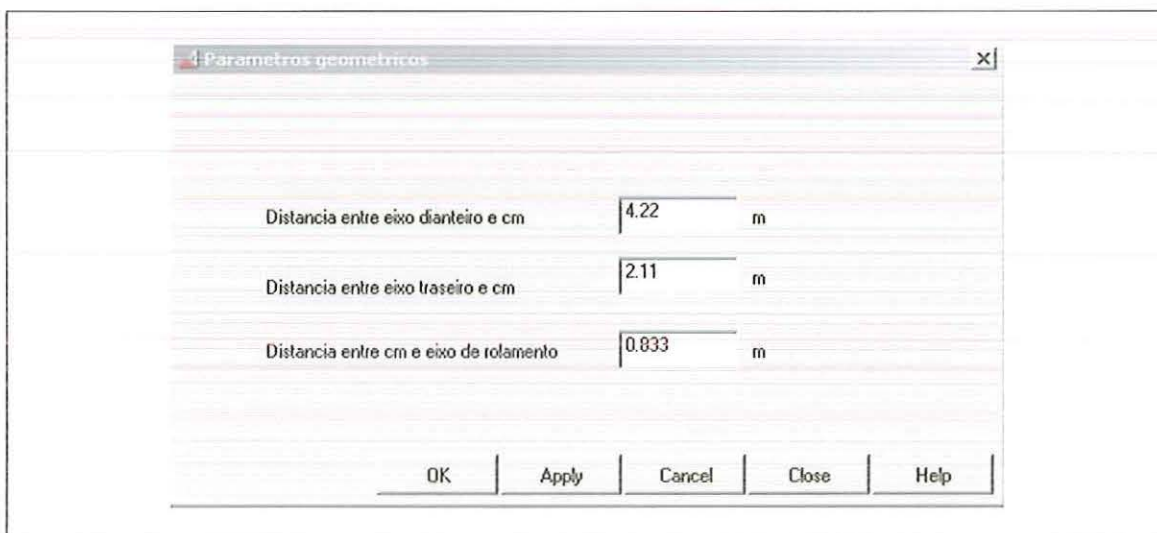
A caixa de diálogo para a entrada dos parâmetros inerciais pode ser vista na Figura 6.3. As propriedades de inércia importantes para o modelo simplificado são a massa total do veículo, a massas suspensa e as massas no eixo dianteiro e no eixo traseiro do veículo. Os momentos de inércia são em torno do eixo y e z do veículo. Os momentos de inércia devem ser do veículo todo, não somente da massa suspensa.



Parâmetro	Valor	Unidade
Massa total	1.5E+004	kg
Massa suspensa	1.3E+004	kg
Momento lzz	2.22E+005	kg.m <sup>2</sup>
Momento lxx	3.0E+004	kg.m <sup>2</sup>

Figura 6.3 Caixa de diálogo inicial para configuração dos parâmetros inerciais do veículo.

Os parâmetros geométricos são mostrados na Figura 6.4. Para inserir o dado relativo à distância do centro de massa ao eixo de rolamento do veículo é necessário, a priori, saber a altura dos centros de rolamento das suspensões dianteira e traseira do veículo, pois são esses centros de rolamento da suspensão que definem o eixo de rolamento do veículo.



Parâmetro	Valor	Unidade
Distancia entre eixo dianteiro e cm	4.22	m
Distancia entre eixo traseiro e cm	2.11	m
Distancia entre cm e eixo de rolamento	0.833	m

Figura 6.4 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros geométricos do veículo.

A caixa de diálogo para a entrada dos parâmetros das suspensões dianteira e traseira pode ser vista na Figura 6.5. Os parâmetros da suspensão foram divididos em quatro grupos: suspensão a ar, barras estabilizadoras, amortecedores e sistema



de direção.

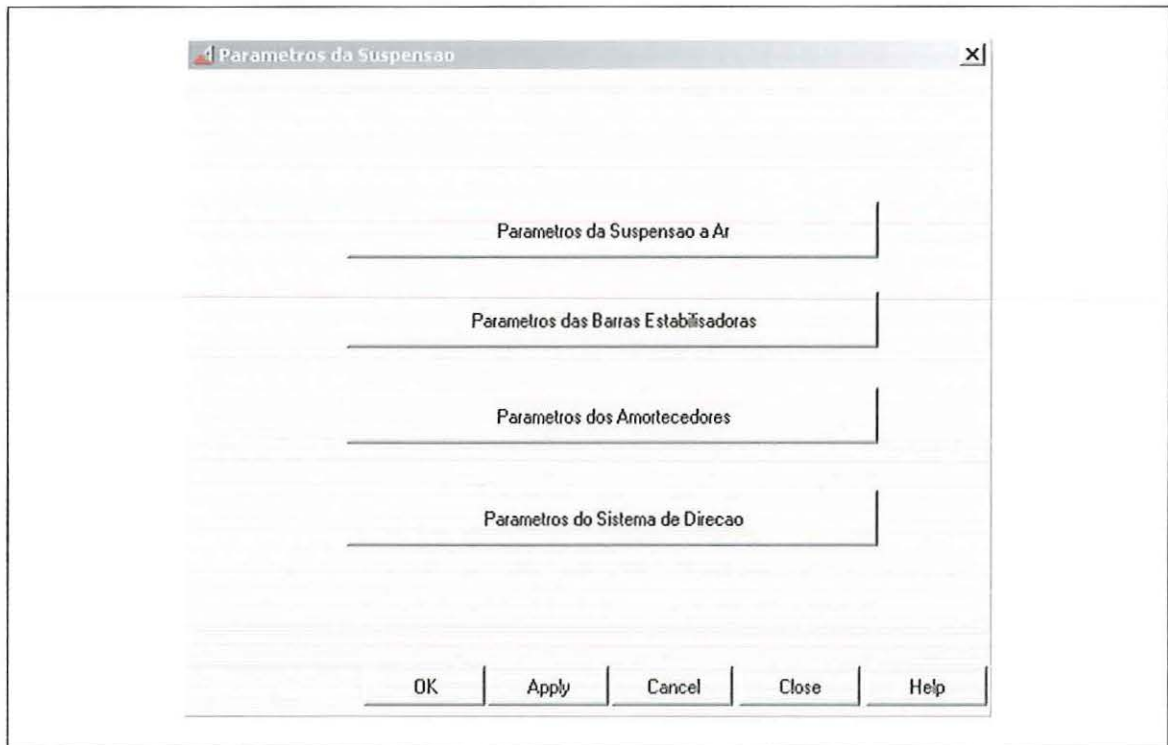


Figura 6.5 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros da suspensão.

O botão "Parâmetros da Suspensao a Ar" na Figura 6.5 abre a caixa de diálogo da Figura 6.6. Nesta caixa de diálogo, o usuário deverá inserir os parâmetros relativos à suspensão a ar. Esses parâmetros foram divididos em três grupos: geometria do bolsão, parâmetros da tubulação de alimentação do bolsão e parâmetros termodinâmicos do ar. Esse parâmetros termodinâmicos são do ar a uma dada pressão e temperatura, definida pelas condições iniciais do bolsão quando o veículo se encontra parado, com carregamento estático.

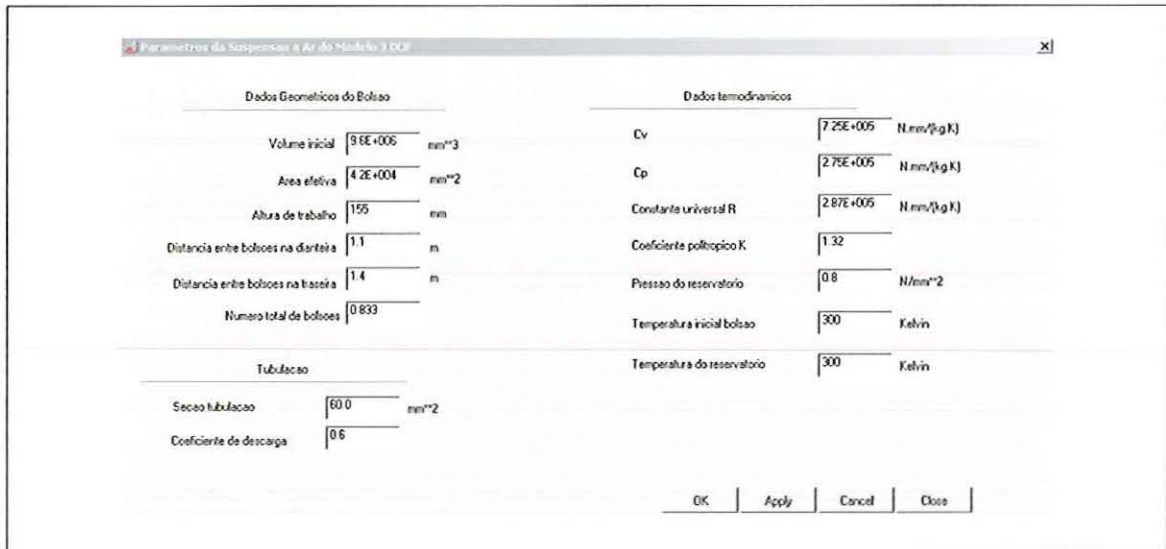


Figura 6.6 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros da suspensão a ar.

O botão “Parâmetros das Barras Estabilizadoras” abre a caixa de diálogo mostrada na Figura 6.7. Nesta caixa de diálogo deve ser inserido os valores das rigidezas das barras estabilizadoras dianteira e traseira do veículo.

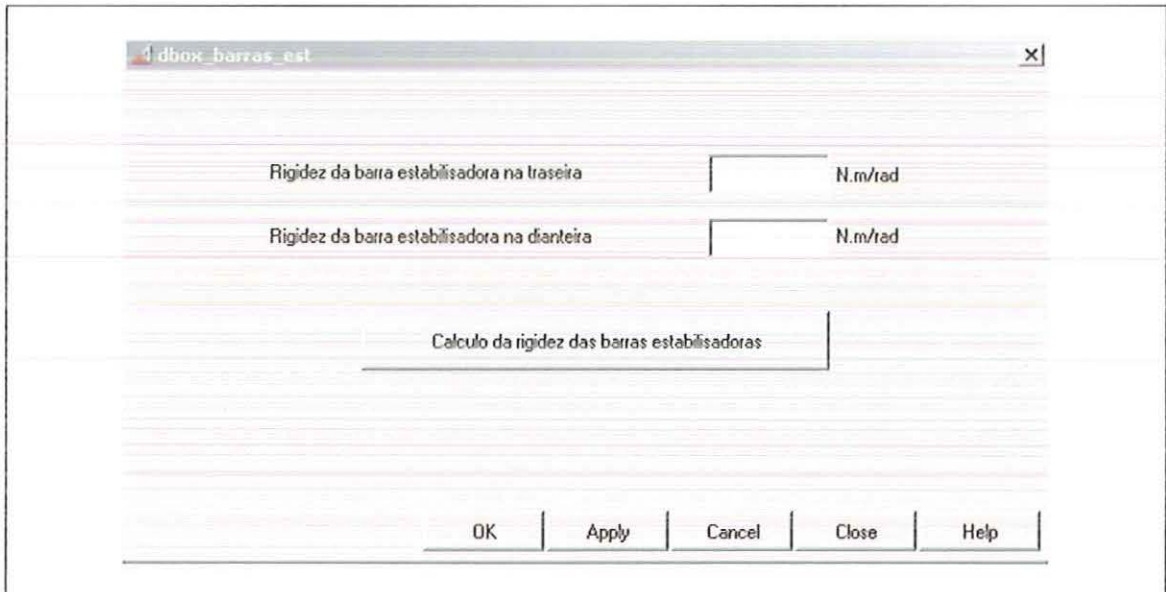


Figura 6.7 Caixa de diálogo para configuração dos parâmetros de rigidez das barras estabilizadoras.

Essas rigidezas devem ser em relação ao chassi do veículo e em função do ângulo de rolamento da massa suspensa. Mas se esse valor não foi previamente calculado, existe a opção de se calcular a rigidez da barra através da geometria. A Figura 6.8 mostra as dimensões que devem ser inseridas na caixa de diálogo da

Figura 6.9. Através dessa dimensões da barra estabilizadora, o programa automaticamente calcula a rigidez equivalente no chassi do veículo.

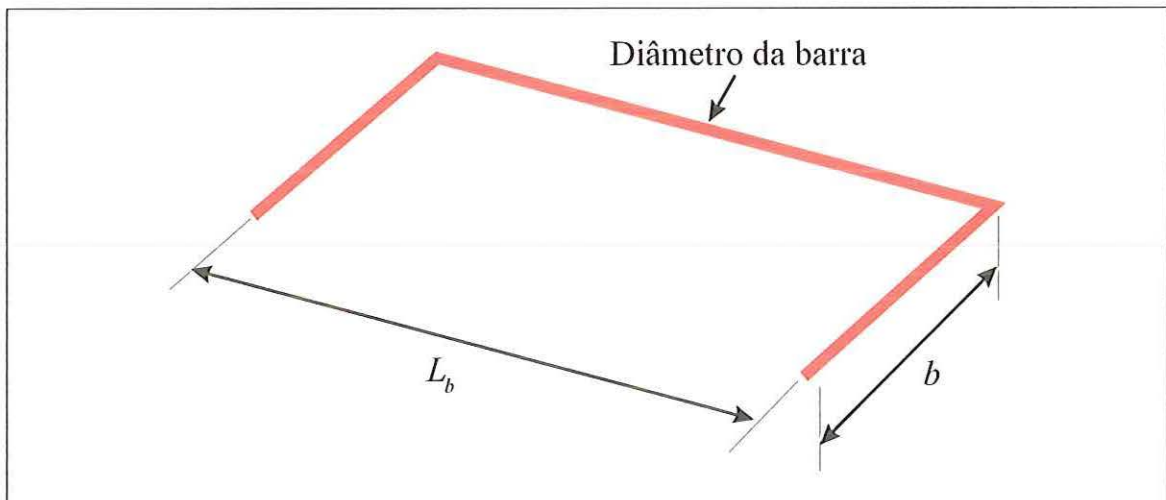


Figura 6.8 Parâmetros para o cálculo da rigidez da barra estabilizadora.

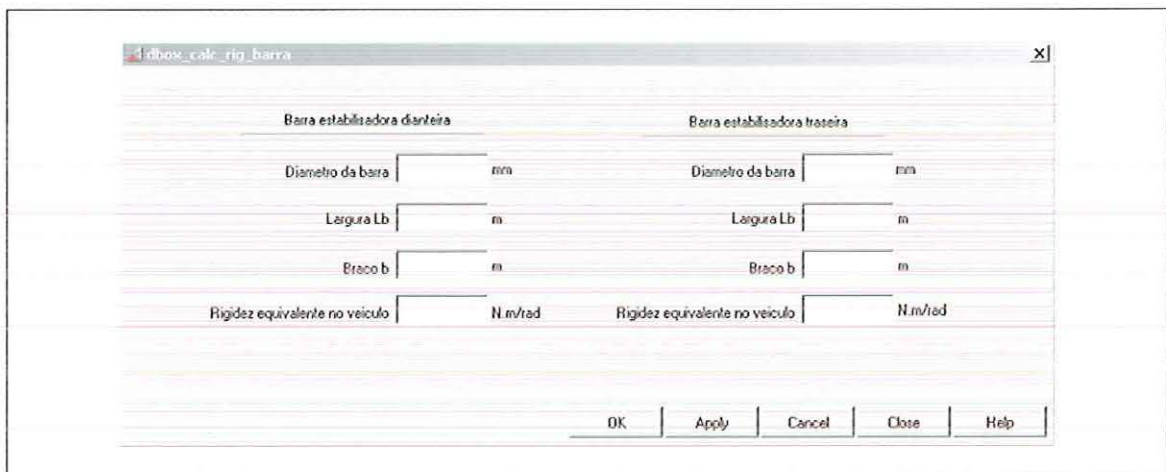


Figura 6.9 Caixa de diálogo para o cálculo das rigidezas das barras estabilizadoras.

O botão "Parâmetros dos Amortecedores" da Figura 6.5 abre a caixa de diálogo mostrada na Figura 6.10 para a inserção dos parâmetros dos coeficientes de amortecimento dos amortecedores das suspensões dianteira e traseira. O valor dos coeficientes de amortecimento podem ser lineares ou o usuário pode entrar com as curvas da força versus velocidade. Essas curvas dos amortecedores devem ser definidas dentro do ambiente do ADAMS, em que já existem ferramentas para a geração automática de curvas com parâmetros fornecidos pelo usuário.

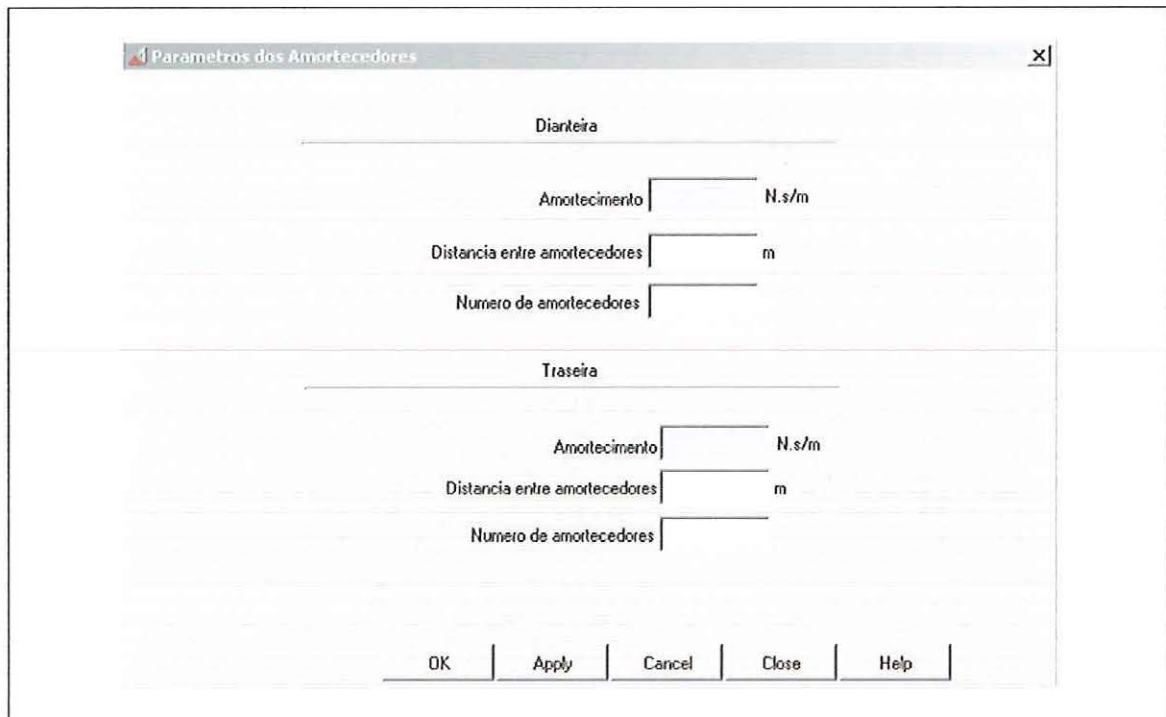


Figura 6.10 Caixa de diálogo para a configuração dos parâmetros dos amortecedores.

O botão “Parâmetros do Sistema de Direção” na caixa de diálogo da Figura 6.5 abre a caixa de diálogo da Figura 6.11. Nesta caixa de diálogo, o usuário deve inserir os parâmetros de relação de redução, elasticidade, amortecimento, inércia do conjunto roda, pneu e freio e comprimento do braço de ligação entre o amortecedor de direção e o eixo de esterçamento do sistema de direção.

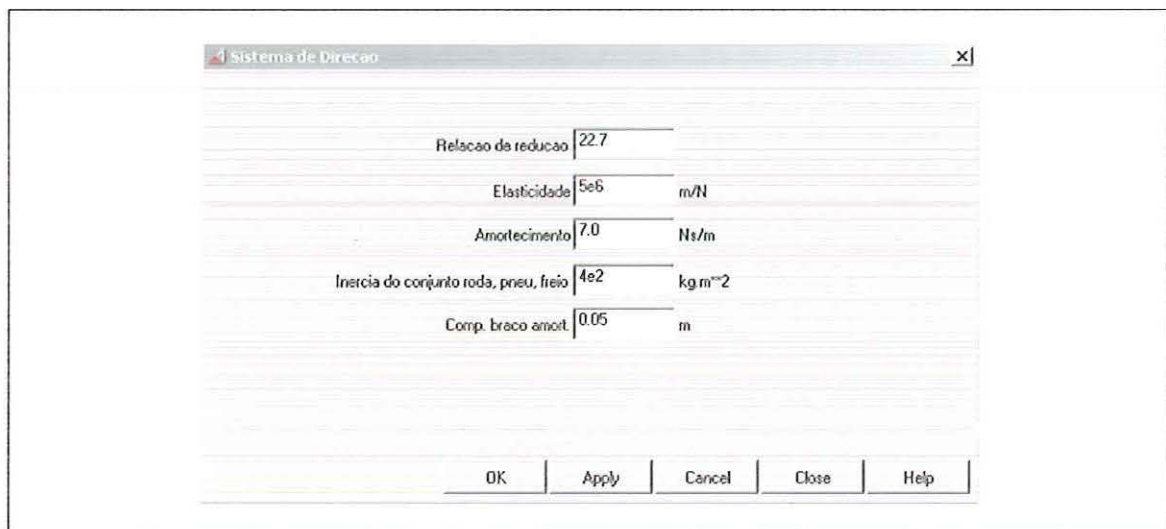


Figura 6.11 Caixa de diálogo para a configuração dos parâmetros do sistema de direção.

O botão “Parâmetros do Pneu” na caixa de diálogo da Figura 6.2 abre a caixa de diálogo da Figura 6.12. Nesta caixa de diálogo, o usuário pode escolher dois tipos de modelos de pneu, sendo um modelo linear e outro não linear baseado na formulação do Capítulo 4.

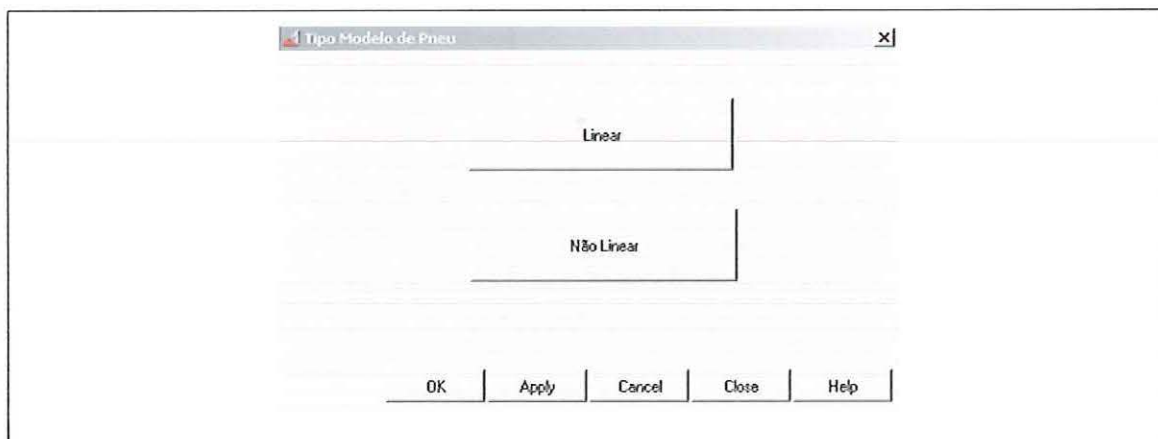


Figura 6.12 Caixa de diálogo para a escolha do modelo de pneu a ser utilizado, linear ou não linear.

Se o usuário escolher a opção “Linear”, a caixa de diálogo da Figura 6.13 irá aparecer. Neste caso, o usuário deverá somente inserir a rigidez em curva de um pneu e o número de pneus para as suspensões dianteira e traseira.

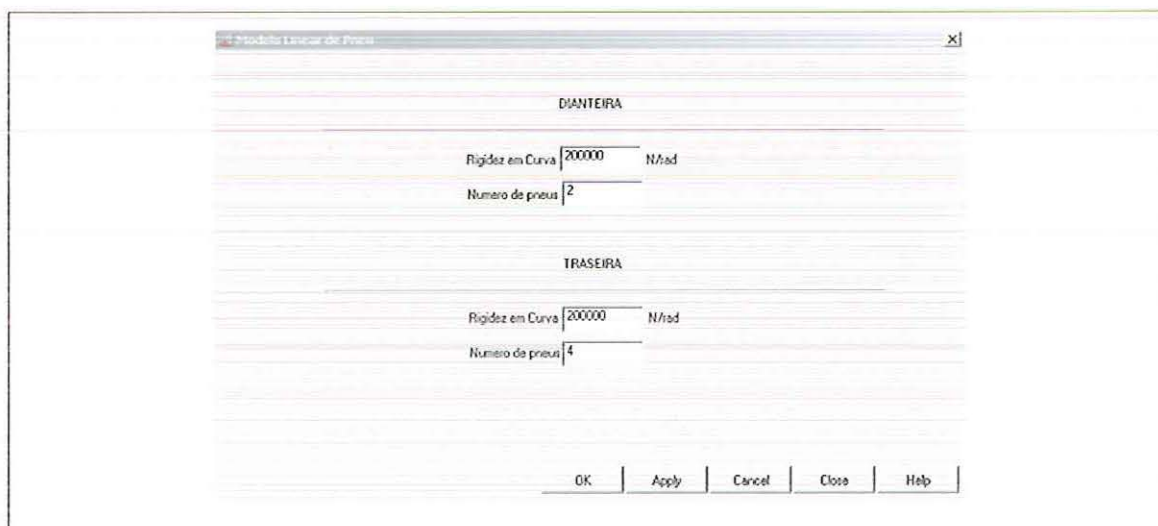


Figura 6.13 Caixa de diálogo para a inserção dos parâmetros do modelo de pneu linear.

Se o usuário abertar o botão “Não Linear” a caixa de diálogo da Figura 6.14 irá aparecer. Nesta caixa de diálogo, deverão ser preenchidos os coeficientes da equação do modelo não linear de pneu. Esses coeficientes são os mesmos

desenvolvidos no Capítulo 4 para o modelo não linear de pneu para o modelo de três graus de liberdade do veículo.

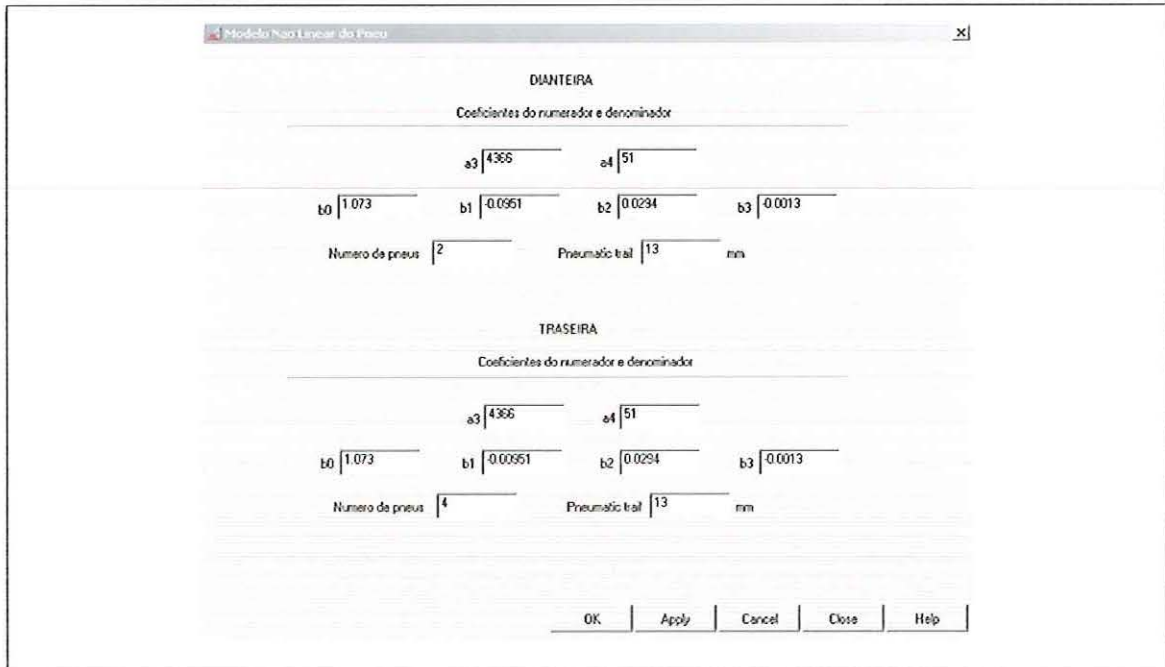


Figura 6.14 Caixa de diálogo para a inserção dos parâmetros do modelo de pneu não linear.

### 6.3 Análises utilizando o modelo simplificado

No modelo de três graus de liberdade, os parâmetros de entrada para a simulação são somente dois: ângulo de esterço no volante e velocidade longitudinal do veículo.

Dentro do ambiente do ADAMS já existem análises de dirigibilidade pré-definidas, como a entrada de grau no volante, entrada impulso no volante, manobras de simples e dupla mudança de pista. Utilizando essas análises pré-definidas do ADAMS é possível realizar simulações utilizando o modelo simplificado de veículo.

As análises com dados de entrada obtidos experimentalmente também são realizadas utilizando-se das ferramentas já implementadas dentro do ADAMS. Através dessas ferramentas, é possível gerar um arquivo de entrada no formato texto com os valores dos ângulos de esterço e velocidade longitudinal do veículo.

A simulação do modelo simplificado é rápida, pois as equações diferenciais

são rapidamente resolvidas pelo programa solucionador de equações do ADAMS. O tempo de análise é mais rápido no modelo simplificado do que a manobra realizada em tempo real. Com isso, possíveis modificações e posterior análise utilizando o modelo simplificado são mais rápidas se comparadas às análises utilizando o modelo completo em sistemas multicorpos do veículo.

Depois de construído o modelo multicorpos completo do veículo, é possível, utilizando a mesma entrada ângulo de esterço no volante e velocidade longitudinal da simulação do modelo multicorpos, a simulação, em paralelo, do modelo simplificado. Os resultados das análises dos dois modelos podem ser realizadas simultaneamente, pois o arquivo de resultados são os mesmos do modelo multicorpos.

## Capítulo 7

### Conclusões

As simulações e análises desenvolvidas no Capítulo 5 mostraram que o modelo de três graus de liberdade é um modelo que fornece respostas próximas ao modelo multicorpos do veículo desenvolvido no ambiente do programa para análise de sistemas multicorpos ADAMS. Levando-se em conta que o modelo possui apenas três graus de liberdade e o modelo multicorpos possui 109 graus de liberdade, o modelo de três graus de liberdade demonstrou levar em conta a modelagem das dinâmicas principais para a análise da dirigibilidade. Com o modelo de três graus de liberdade, pode-se obter informações à respeito da dinâmica lateral do veículo tais como tendência de esterçamento, tempos de respostas, aceleração lateral, velocidade em guinada, ângulo de rolamento. As forças no pneu também mostraram um boa correlação e as diferenças entre os dois modelos devem-se principalmente ao modelo de pneu bastante simplificado utilizado no modelo de três graus de liberdade.

A utilização dos derivativos de estabilidade para escrever as equações dinâmicas do modelo não linear de três graus de liberdade, ao que tudo indica, foi uma contribuição original, pois não foi encontrado na literatura nenhuma referência à utilização desses derivativos de estabilidade para a modelagem não linear de veículos comerciais. O emprego dos derivativos de estabilidade na década de 1950 por Segel foi somente para a modelagem linear de um automóvel de passageiros. O presente trabalho ampliou o emprego dos derivativos de estabilidade na modelagem não linear de veículos. Empregando os derivativos de estabilidade, as equações



dinâmicas ficaram mais fáceis de serem escritas e inseridas como funções de execução em tempo de simulação dentro do ambiente de simulação do ADAMS.

Os ensaios experimentais foram importantes para a validação dos modelos. O comportamento da atuação da válvula niveladora de altura foi reproduzido nos dois modelos e apresentou uma boa correlação com os resultados experimentais. Os modelos de suspensão a ar utilizados na literatura são mais simplificados e não levam em conta o modelo da válvula niveladora de altura. Através dos modelos multicorpos e de três graus de liberdade é possível analisar o comportamento da suspensão em condições de manobras em regime e em transiente. A pressão dentro dos bolsões, a quantidade de ar que entra e sai e o tempo de resposta da válvula niveladora de altura são possíveis de serem obtidos nos dois modelos.

No modelo simplificado, a interpretação dos fenômenos físicos da dinâmica lateral são mais facilmente entendidas. Especificações de curvas de amortecedores, de geometria do bolsão de ar, rigidezas de barras estabilizadoras, configurações de pneus, com tipos diferentes de rigidez em curva são facilmente analisadas com o modelo simplificado de veículo. É possível em fases iniciais de projeto identificar possíveis comportamentos indesejáveis do veículo e alterar as especificações de projeto para se conseguir um veículo com boas características de dirigibilidade.

Além da aplicação em fases iniciais de projeto, o modelo não linear de três graus de liberdade desenvolvido neste trabalho pode ser utilizado como um modelo de referência para sistemas de controle de atitude de veículos. As equações do modelo podem ser resolvidas em tempo real e as grandezas normalmente utilizadas para o controle de atitude do veículo, como aceleração lateral e velocidade em guinada, são obtidas do modelo de referência (Abe et al, 1999; Hac & Simpson, 2000; Horiuchi et al 1999).

O modelo simplificado de veículo desenvolvido possui uma modelagem da dinâmica do pneu bastante simplificada. Para trabalhos futuros uma modelagem mais detalhada do comportamento da dinâmica seria importante de ser realizada, para que o efeito do comprimento de relaxação do pneu seja levado em conta. O modelo de pneu utilizado no trabalho é uma simplificação do modelo Magic Formula (Pacejka, 1991). Uma implementação do modelo completo Magic Formula iria melhorar a correlação entre o modelo simplificado e os dados experimentais,

principalmente em manobras transientes.

Outro trabalho futuro seria a implementação de um sistema de controle de atitude de veículo. Utilizando o modelo de três graus de liberdade como modelo de referência, poderiam ser utilizadas técnicas de controle para melhorar o comportamento na dinâmica lateral, principalmente em condições de manobras severas.

## Referências

- ALLEN, R.W.; MAGDALENO, R. E. et al (1995). Tire modeling requirements for vehicle dynamics simulation. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 27-March 2, 1995, SAE paper 950312.
- ALLEN, R.W.; CHRSTOS, J.P. et al (1997) .A tire model for use with vehicle dynamics simulations on pavement and off-road surfaces. **Vehicle System Dynamics Supplement**,v. 27, p. 318-321.
- ALLEN, R.W.; ROSENTHAL, T.J.; SZOSTAK, H.T. (1987). Steady state and transient analysis of ground vehicle handling. SAE paper 870495.
- ANTOUN, R.J.; HACKERT, P.B. et al (1974). Vehicle dynamic handling computer simulation – model development, correlation, and application using ADAMS. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan February 24-28, SAE paper n. 860574.
- Bakker, E.; Nyborg, L.et al (1987). Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 23-27 , SAE paper 870421.
- BERG, M. (1999). A three-dimensional airspring model with friction and orifice damping. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 33, p. 528-539.

- BERNARD, J.E.; CLOVER, C.L. (1995). Tire modeling for low- speed and high-speed calculations. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 27-March 2, SAE paper 950311.
- BOHM, F. (1997). On the roots of tire mechanics. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 27, p. 303-317.
- BROWN, R.W. (1936). Air springs – tomorrow's ride. In: ANNUAL MEETING OF THE SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, Detroit: SAE Journal, SAE paper 360109.
- BUNDORF, R.T.; LEFFERT, R.L. (1976). The cornering compliance concept for description of vehicle directional control properties. SAE paper 760713.
- CANNON JR., R.H. (1967). **Dynamics of physical systems**. 1 ed., Tokyo: McGraw-Hill, 904 p.
- CASANOVA, D.; SHARP, R.S; SYMONDS, P. (2000). Minimum time manoeuvring: the significance of yaw inertia. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 34 , p. 77-115
- CEBON, D. (1999). Effects of vehicle suspensions on the response of highway bridges. In: \_\_\_\_\_ **Handbook of Vehicle-Road Interaction**. The Neterlands: Lisse, Swets & Zeitlinger Publishers, ISBN 90 265 1554 5.
- CHEMICAL RUBBER CO. (1967). **CRC handbook of chemistry**. USA, Ohio. 48<sup>th</sup> edition.
- CHEN, D.C.; CROLLA, D.A.; ALSTEAD, C.J.; Whitehead, J.P. (1996). A comprehensive study of subjective and objective vehicle handling behaviour. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 25 , p. 66-86
- CLOVER, C.L.; BERNARD, J.E. (1993). The influence of lateral load transfer distribution on directional. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, March 1-5, SAE paper 930763.

- COSTA NETO, A. (1991). **Application of multibody system (MBS) techniques to automotive vehicle chassis simulation for motion control studies.** Tese (Doutorado). Universidade de Warwick, Inglaterra.
- COSTA NETO, A. (1993). Modeling and simulation of a five-point vehicle suspension using multibody systems (MBS) techniques. In: II CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE. São Paulo, Brasil. SAE paper 931697.
- DETALLE, S.; FLAMENT, J. et al (1997). A tyre model for interactive driving simulators. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 27, p. 326-329.
- DIXON, J.C. (1987). Limit steady state vehicle handling. **The Institution of Mechanical Engineers**, v. 201, n. D4, p.281-291.
- DIXON, J.C. (1987). Linear and non-linear steady state vehicle handling. **The Institution of Mechanical Engineers**, v. 202, n. D3, p.173-186
- DIXON, J.C. (1996). **Tires, suspension and handling.** 2 ed., Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-831-4.
- DUGOFF, H.; FANCHER, P.S.; SEGEL, L. (1970). An analysis of tire properties and their influence on vehicle dynamics performance. **SAE Transactions**, 700377
- ELLIS, J.R. (1994). **Vehicle handling dynamics.** London: Mechanical Engineering Publications Limited, ISBN 0 85298 885 0.
- FARRER, D.G. (1993). An objective measurement technique for the quantification of on-centre handling quality. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, March 1-5, SAE paper 930827.
- FOX, H.E.; LABELLE, D.J. (1954). Motor coach suspensions. In: SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS NATIONAL TRANSPORTATION MEETING. Chicago: SAE Journal, July.

- GIECK, J. (1999). **Riding on air**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, ISBN 0-7680-0454-3.
- GILLESPIE, T. (1992). **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-199-9.
- HAGAZY, S.; RAHNEJAT, H.; HUSSAIN, K. (2000). Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis under transient manoeuvre. **Vehicle System Dynamics**, v. 34, p. 1-24.
- HEYDINGER, G.J.; GARROT, W.R. et al (1991). The importance of tire lag on simulated transient vehicle response. SAE paper 910235.
- HEYDINGER, G.J.; GRYGIER, P.A. et al (1993). Pulse testing techniques applied to vehicle handling dynamics. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, March 1-5, SAE paper 930828.
- HIGUCHI, A.; PACEJKA, H.B. (1997). The relaxation length concept at large wheel slip and camber. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 27, p. 50-64.
- HIRTREITER, A.B. (1973). Principles and application of pneumatic springs. SAE paper 730273.
- HUANG, F.; CHEN, J.R et al (1993). The use of random steer test data for vehicle parameter estimation. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, March 1-5, SAE paper 930830.
- KANE, T.R.; LEVINSON, D.A. (1985). **Dynamics: theory and applications**. 1 ed., MacGraw-Hill, 379 p.
- KANE, T.R.; LIKINS, P.W.; LEVINSON, D.A. (1983). **Spacecraft dynamics**. 1 ed., MacGraw-Hill, 436 p.
- KORTÜM, W.; SCHIEHLEN, W. (1985). General purpose vehicle system dynamics software based on multibody formalisms. **Vehicle System Dynamics**, v. 14, p. 229-263.

- LEE, A.Y. (1995). Performance of four-wheel-steering vehicles in lane change maneuvers. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 27 - March 2, SAE paper 950316.
- LEE, S.; CHRSTOS, J.P. (1995). Modeling of dynamic characteristics of tire lateral and longitudinal force responses to dynamic inputs. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 27-March 2, SAE paper 950314.
- LINCKE, W.; RICHTER, B.; SCHMIDT, R. (1973). Simulation and measurement of driver vehicle handling performance. SAE paper 730489.
- MACADAM, C.C. (1982). A computer-based study of the yaw/roll stability of heavy trucks characterized by high centers of gravity. SAE paper 821260.
- MANCOSU, F.; SANGALLI, R. ET AL (2000). A mathematical-physical 3D tire model for handling/comfort optimization on a vehicle: comparison with experimental results. **Tire Science and Technology**, TSTA, v. 28, n. 4, October-December, p. 210-232.
- MANCOSU, F.; SAVI, C. et al. (2001). Friction potential and safety: prediction of handling behavior. In: 2<sup>ND</sup> INTERNATIONAL COLLOQUIUM ON VEHICLE TYRE ROAD INTERACTION, Florence, February 23.
- MANCOSU, F.; SAVI, C. (2000). Vehicle sensitivity to tyre characteristics both in open and closed loop manoeuvres. In: ADAMS CONFERENCE, Rome, November 15-16.
- MCHENRY, R.R. (1968). An analysis of the dynamics of automobiles during simultaneous cornering and ride motions, in handling of vehicles under emergency conditions. In: PROCEEDINGS IMechE, n. 13, p.28-48.
- MILLIKEN, W.F.; MILLIKEN, D.L. (1995). **Race car vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineers , ISBN 1-56091-526-9.

- MAURICE, J.P.; PACEJKA, H.B. (1997). Relaxation length behaviour of tyres. **Vehicle System Dynamics Supplement** , v. 27, p. 339-342.
- MIMURO, T.; OHSAKI, M.; YASUNAGA, H.; SATOH, K. (1990). Four parameter evaluation method of lateral transient response.SAE paper 901734.
- NAUDÉ, A.F.; STEYN, J.L. (1993). Objective evaluation of the simulated handling characteristics of a vehicle in a double lane change manouvre.In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, March 1-5, SAE paper 930826.
- OLLEY, M. (1934). Independent wheel suspension – its whys and wherefores. **SAE Journal**, March , p.73-81.
- ORLANDEA, N. (1973). Node-analogous, sparcity-oriented methods for simulation of mechanical systems. Tese (doutorado). Universidade de Michigan.
- ORLANDEA, N.; CHACE, M.A. (1977). Simulation of a vehicle suspension with the ADAMS computer program. In: INTERNATIONAL AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION. Detroit. SAE paper 770053
- OWEN, G.M. (1982). A tractor handling study. **Vehicle System Dynamics**, v. 11 , p. 215-240.
- PACEJKA, H.B. (1966). **The wheel shimmy phenomenon**: a theoretical and experimental investigation with particular reference to the non-linear problem. Tese (Doutorado) – Delft University, Holanda.
- PACEJKA, H.B. (1973). Simplified analysis of steady-state turning behaviour of motor vehicles. Part 1. Handling diagrams of simple systems. **Vehicle System Dynamics**, v. 2, p. 161-172.
- PACEJKA, H.B. (1973). Simplified analysis of steady-state turning behaviour of motor vehicles. Part 2. Stability of the steady-state turn. **Vehicle System Dynamics**, v. 2, p. 173-183.



- PACEJKA, H.B. (1973). Simplified analysis of steady-state turning behaviour of motor vehicles. Part 3. More elaborate systems. **Vehicle System Dynamics**, v. 2, p. 184-204.
- PACEJKA, H.B.; BAKKER, E. (1991). The magic formula tyre model. In: 1<sup>ST</sup> INTERNATIONAL COLLOQUIUM ON TYRE MODELS FOR VEHICLE DYNAMICS ANALYSIS, Delft, The Netherlands October 21-22.
- PACEJKA, H.B.; BESSELINK, I.J.M. (1997) Magic formula tyre model with transient properties. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 27, p. 234-249.
- PETZOLD, L. (1995). Numerical solution of differential –algebraic equations. In: MDI USER CONFERENCE, Ypsilante, Michigan. Disponível em: [www.adams.com/news/events/userconf/na/1995/UC95000.PDF](http://www.adams.com/news/events/userconf/na/1995/UC95000.PDF). Acesso em: 4 jul 2002.
- PRADO, M. (1998). **Estudo das suspensões dianteira e traseira de um veículo brasileiro de passageiros de tamanho médio**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia de São Carlos - USP.
- PRADO, M.; COSTA NETO, A. (1998). Protótipo virtual: um novo conceito no desenvolvimento de projetos mecânicos. In: VII CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE . São Paulo. SAE paper 982938.
- PRADO, M. et al (2001). Bus handling analysis and experimental validation using the multibody system technique. In: X CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE . São Paulo. SAE paper 2001-01-3966.
- PRADO, M. et al (2001). Bus handling validation and analysis using ADAMS/Car. In: 16<sup>th</sup> EUROPEAN ADAMS USER CONFERENCE. Berchtesgaden, Germany Disponível em: [www.adams.com/news/events/userconf/euro/2001/proceedings/papers\\_pdf/Paper\\_62.pdf](http://www.adams.com/news/events/userconf/euro/2001/proceedings/papers_pdf/Paper_62.pdf) . Acesso em 21 out 2002.

- PRADO, M. ; COSTA NETO, A. ; CUNHA, R.H. (2003). Bus handling analysis using the three degrees of freedom model with air spring suspension system. X DINAME – SIMPOSIUM ON DYNAMIC PROBLEMS OF MECHANICS. Ubatuba, Brasil.
- QIUZHEN, Q.; YANZHU, L. (2000). On lateral dynamics of vehicles based on nonlinear characteristics of tires. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 34, p. 131-141.
- RUSSO, M.; RUSSO, R.; VOLPE, A. (2000). Car parameters identification by handling manoeuvres. **Vehicle System Dynamics Supplement**, v. 34 , p. 423-436.
- SAINSBURY, J.H. (1957). Air suspension for road vehicles. In: PROCEEDINGS OF THE AUTOMOBILE DIVISION, London: The Institution of Mechanical Engineers, n. 3.
- SAYERS, M.W. (1991). A symbolic vector/dyadic multibody formalism for tree-topology systems. **Journal of Guidance, Control, and Dynamics**, AnnArbor, Michigan, v. 14, n. 6, nov-dec, p.1240-1250.
- SAYERS, M.W.; HAN, D. (1995). A generic multibody vehicle model for simulating handling and braking. In: SYMPOSIUM OF THE INTERNATIONAL ASSOCIATION OF VECHICLE SYSTEM DYNAMCIS, Ann Arbor, USA.
- SCHIEHLEN, W. (1997) Multibody system dynamics: roots and perspectives. **Multibody System Dynamics**, Netherlands, v. 1, p. 149-188.
- SCHRODER, C.; DUCHOW, A. (1997). Heavy truck handling performance analysis in vehicle test and computer simulation. **Tire Science and Technology, TSTA**, v. 25, April-June, p. 119-136.
- SCHRODER, C.; CHUNG, S. (1995). Influence of tire characteristics properties on the vehicle lateral transient response. **Tire Science and Technology, TSTA**, v. 23, n.2 , April-June , p.72-95.

- SCHWERTASSEK, R.; ROBERSON, R.E. (1985). A perspective on computer-oriented multibody dynamical formalisms and their implementations. In: DYNAMICS OF MULTIBODY SYSTEMS - IUTAM/IFTOMM SYMPOSIUM, Udine.
- SEGEL, L. (1956). Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control. **The Institution of Mechanical Engineers**, August 30.
- SHERMAN, M.; MYERS, G. (2000). Vehicle dynamics simulation for handling optimization of heavy trucks. In: TRUCK AND BUS MEETING AND EXPOSITION, Portland, Oregon, December 4-6, SAE paper 2000-01-3437.
- SHIRAIISHI, M.; YOSHINAGA, H. et al (2000). Simulation of dynamically rolling tire. **Tire Science and Technology, TSTA**, v. 28, n. 4, October-December, p. 264-276.
- SULTAN, M.O.; HEYDINGER, G. J. et al (1995). A study of vehicle class segregation using linear handling models. In: INTERNATIONAL CONGRESS & EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 27-March 2, SAE paper 950307.
- THOMPSON, A.G. (1977). Steady state steering response. **Vehicle System Dynamics**, v. 6, p. 37-40.
- UFFELMANN, F. (1983). Automotive stability and handling dynamics in cornering and braking maneuvers. **Vehicle System Dynamics**, v. 12, p. 203-223.
- VEDAMUTHU, S.; LAW, E.H. (1993). An investigation of the pulse steer method for determining automobile handling qualities. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, March 1-5, SAE paper 930829.
- VERMA, M.K. (1981). Transient response test procedures for measuring vehicle directional control. **Vehicle System Dynamics**, v. 10, p. 333-356.

- WHITCOMB, D.W.; MILLIKEN, W.F. (1956). Design implications of a general theory of automobile stability and control. **The Institution of Mechanical Engineers**, August 30.
- WINKLER, C.B. (1998). Simplified analysis of the steady-state turning of complex vehicles. **Vehicle System Dynamics**, v. 29, p. 141-180.
- WONG, J.Y.(1978). **Theory of ground vehicles**. 1 ed., USA: John Wiley & Sons Ltda. ISBN – 0-471-03470-3.
- XIA, X.; WILLIS, J.N. (1995). The effects of tire cornering stiffness on vehicle linear handling performance. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, Michigan, February 27-March 2, SAE paper 950313.
- ZEGELAAR, P.W.A.; PACEJKA, H.B. (1995). The in-plane dynamics of tyres on uneven roads. vehicle system dynamics. In: 14<sup>TH</sup> IAVSD SYMPOSIUM OF VEHICLES ON ROADS AND TRACKS, Ann Arbor, USA, August 21-25, p. 1-17.

## Apêndice A

# Resultados das Manobras em Regime Permanente

### A.1 Análise dos ângulos de deriva e forças no pneu

No modelo de três graus de liberdade, o ângulo de deriva dos pneus dianteiros é considerado como sendo iguais. A Figura A.1 mostra o ângulo de deriva médio dos pneus dianteiros do modelo ADAMS e o ângulo de deriva do modelo de três graus de liberdade.

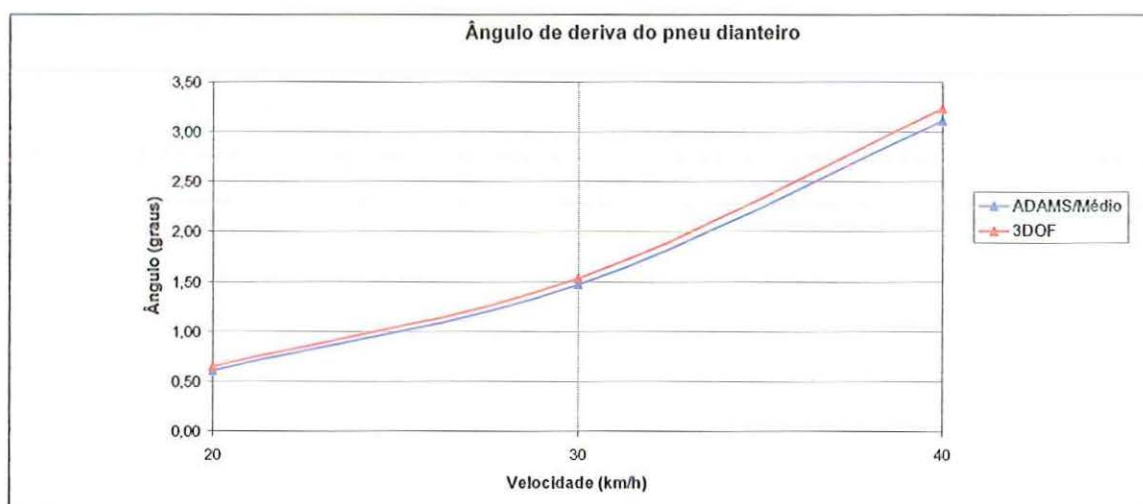


Figura A.1 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h.

A Figura A.2 mostra a diferença percentual entre os dois modelos para os ângulos de deriva dos pneus dianteiros.

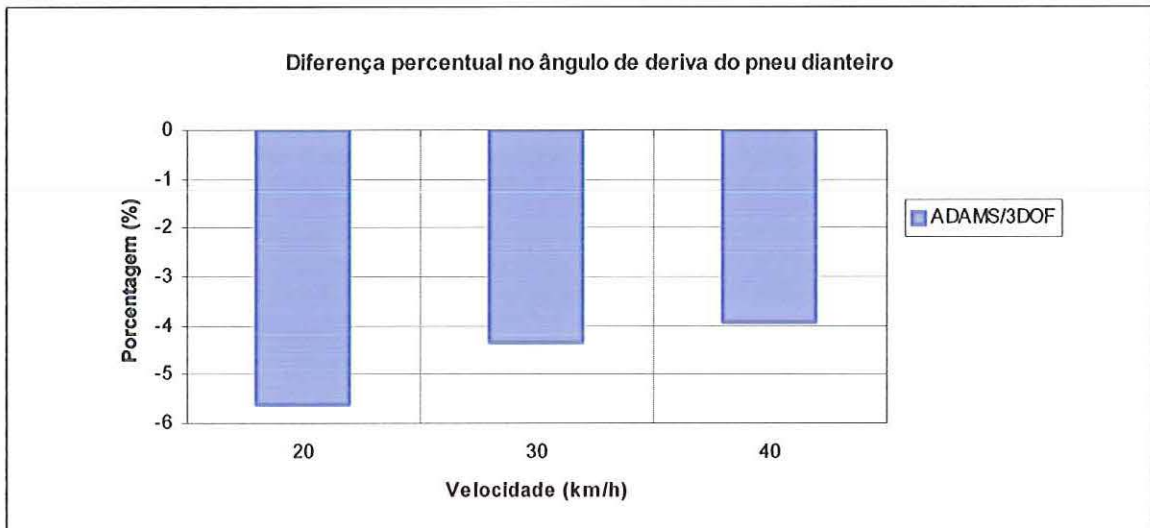


Figura A.2 Diferença no ângulo de deriva dos pneus dianteiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade.

A mostra o ângulo de deriva médio dos pneus dianteiros do modelo ADAMS e o ângulo de deriva do modelo de três graus de liberdade.

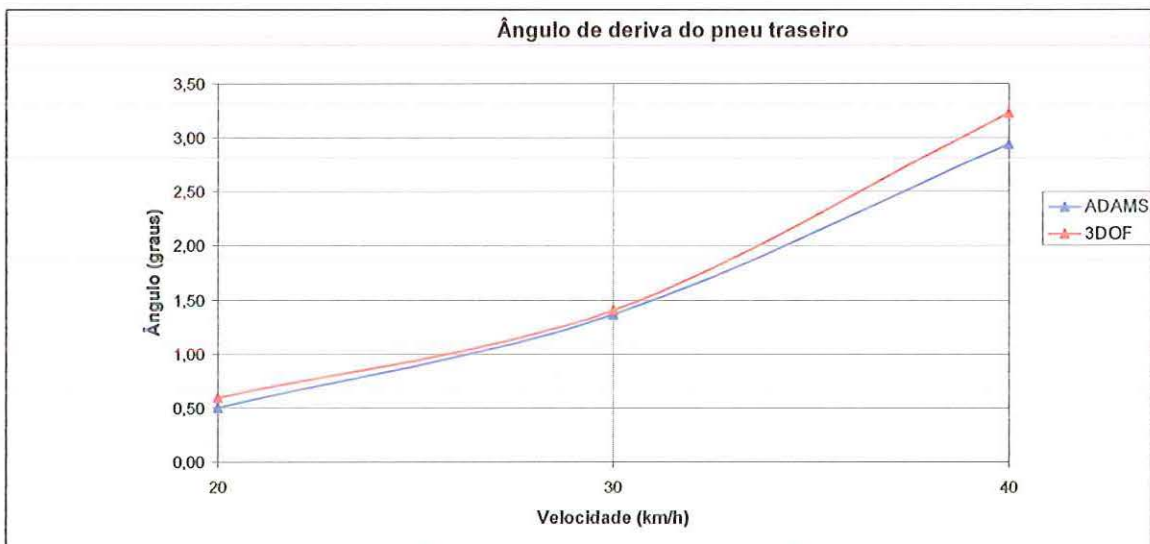


Figura A.3 Ângulo de deriva dos pneus traseiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/

A Figura A.4 mostra a diferença entre o modelo de três graus de liberdade e o modelo ADAMS. Pode-se ver que o maior erro percentual é perto de 17 graus e a 20 km/h.

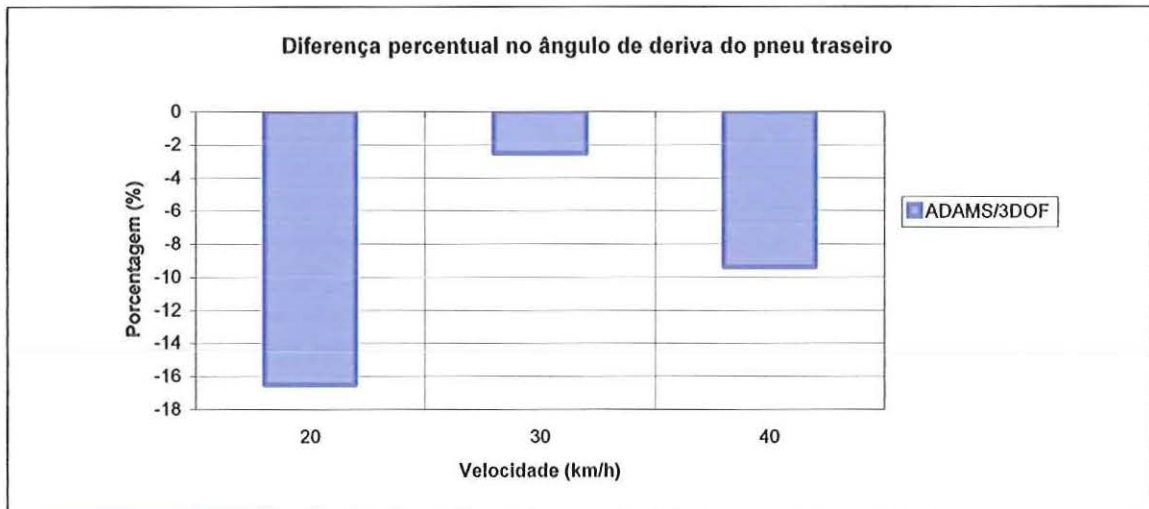


Figura A.4 Diferença no ângulo de deriva dos pneus traseiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade.

Comparando os resultados das forças normais nos pneus dianteiros, pode-se observar uma pequena diferença na força normal obtida pelos dois modelos. Na Figura A.5 pode-se ver a força normal nos pneus dianteiros do modelo ADAMS e no modelo de três graus de liberdade. A força normal no pneu direito é bem próxima nos dois modelos.

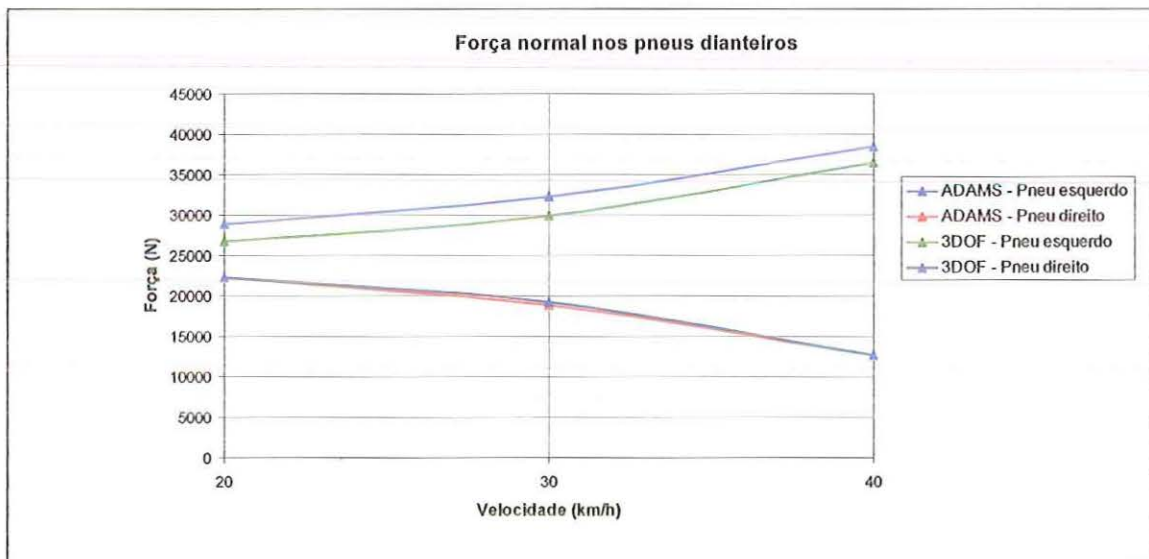


Figura A.5 Força normal nos pneus dianteiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/

A Figura A.6 mostra a diferença percentual entre a força normal nos pneus esquerdo e traseiro dos modelos ADAMS e três graus de liberdade. O maior erro ocorreu no pneu interno à curva, com maior carga normal. Isso é devido à diferença

de distribuição de carga entre o pneu interno e externo à curva. Essa distribuição de carga está diretamente relacionada ao ângulo de rolamento do veículo e à rigidez em rolamento da suspensão.

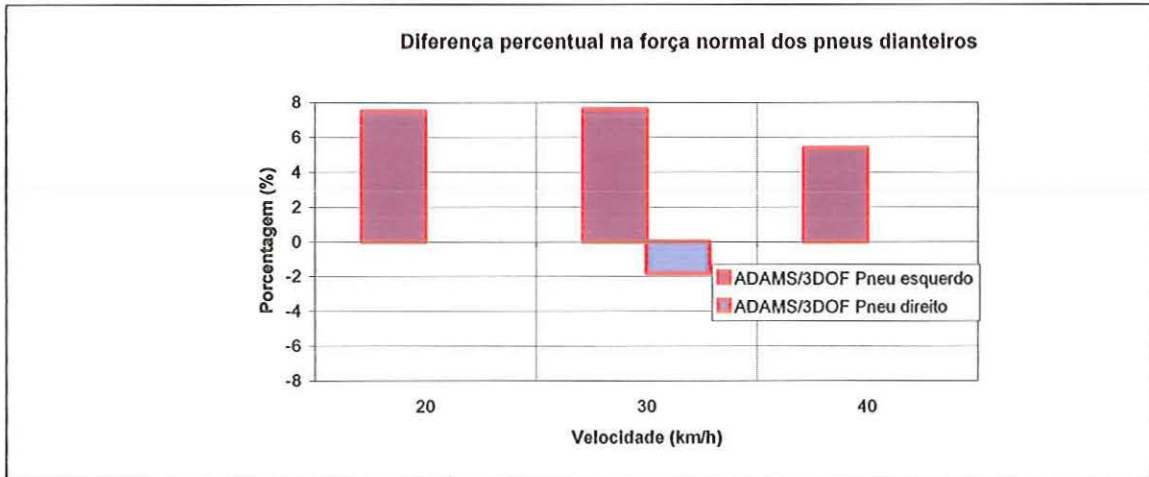


Figura A.6 Diferença na força normal nos pneus dianteiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade.

A Figura A.7 mostra os resultados das forças normais nos pneus traseiros para os modelos multicorpos e de três graus de liberdade. A Figura A.8 mostra a diferença percentual entre as forças normais. A maior diferença percentual é de 7 % na velocidade de 40 km/h.

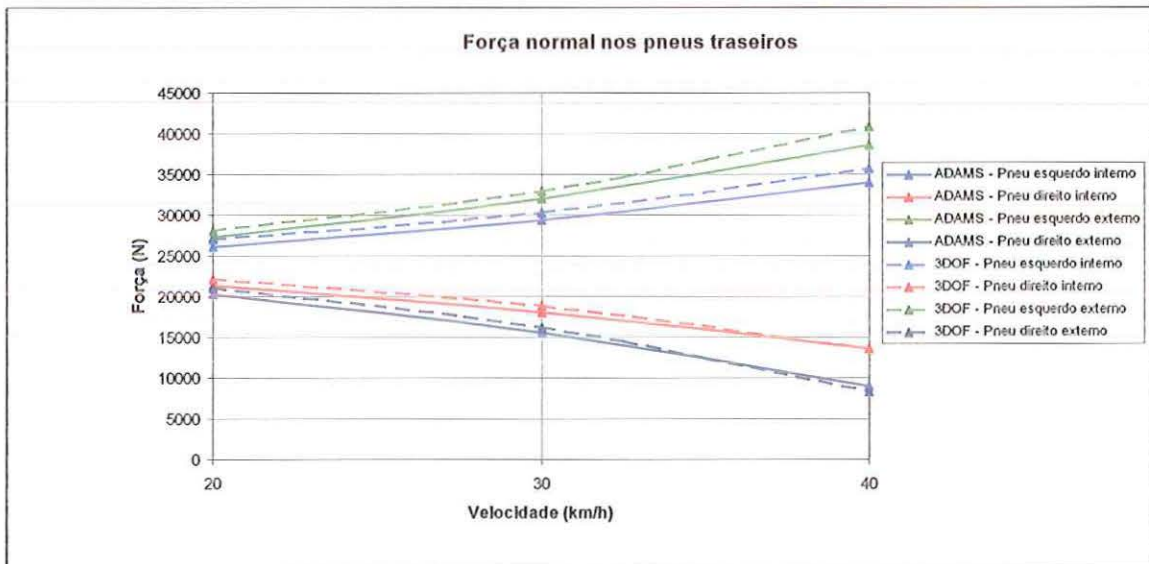


Figura A.7 Força normal nos pneus traseiros para as velocidade de 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h.



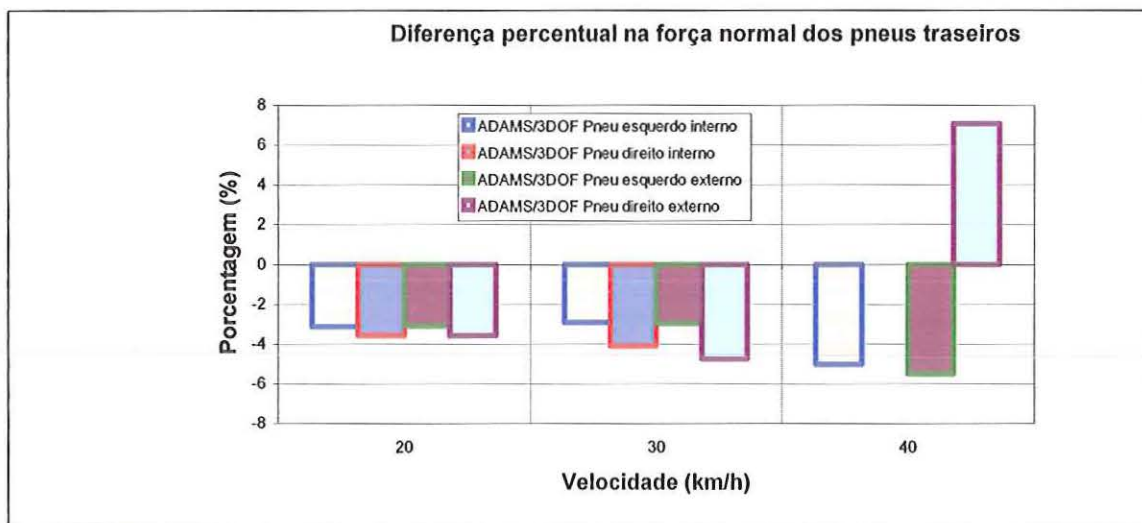


Figura A.8 Diferença na força normal nos pneus traseiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade

A Figura A.9 mostra as forças laterais nos pneus da dianteira do veículo. O valor da força lateral no pneu esquerdo do veículo para as manobras apresenta uma diferença significativa entre os dois modelos. A Figura A.10 mostra as diferenças percentuais das forças laterais nos pneus entre os dois modelos. A maior diferença percentual é de 40 % na força lateral do pneu esquerdo. Mas o importante no estudo da dinâmica lateral é a força lateral total na dianteira e na traseira do veículo. No caso da manobra a 20 km/h o erro da somatória das forças laterais é de 27 %.

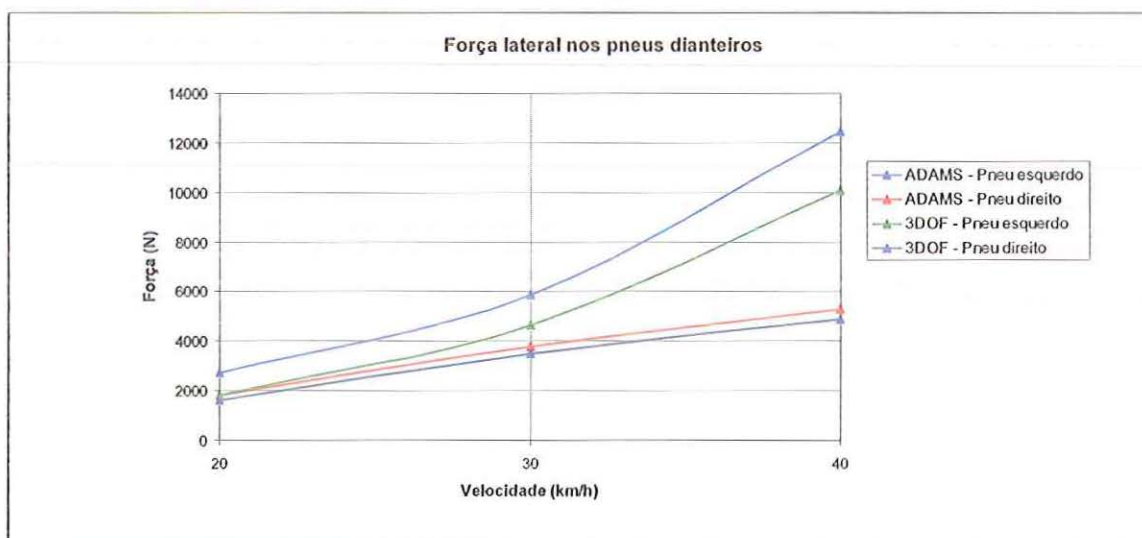


Figura A.9 Força lateral nos pneus dianteiros, manobra com velocidade constante de 30 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.

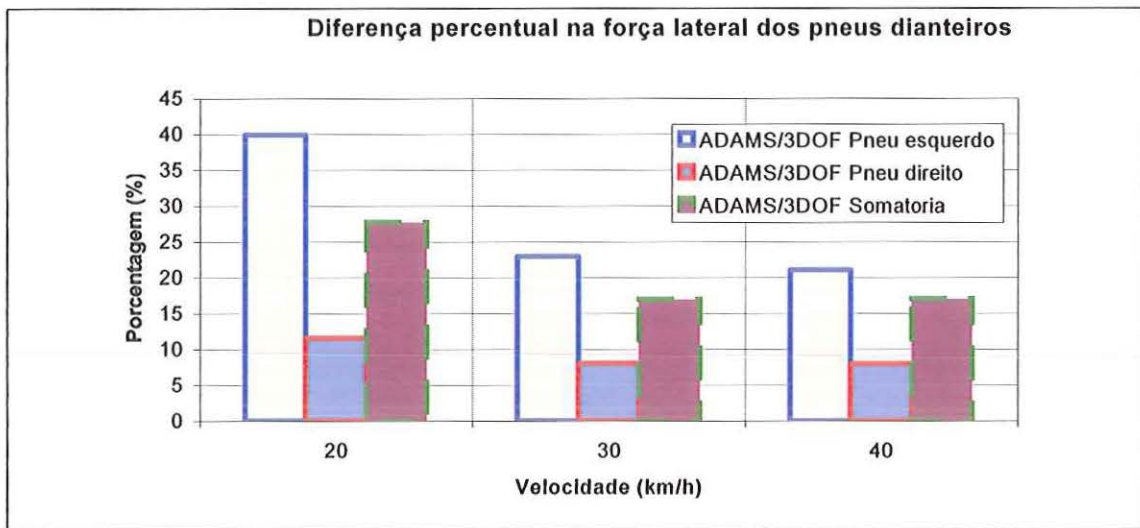


Figura A.10 Diferença na força lateral nos pneus dianteiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade

A Figura A.11 mostra os valores das forças laterais nos pneus traseiros dos dois modelos. Os resultados foram bem próximos e a diferença percentual pode ser visto na Figura A.12. A maior diferença percentual é no pneu direito externo e a diferença é um pouco acima de 6 % na manobra a 40 km/h.

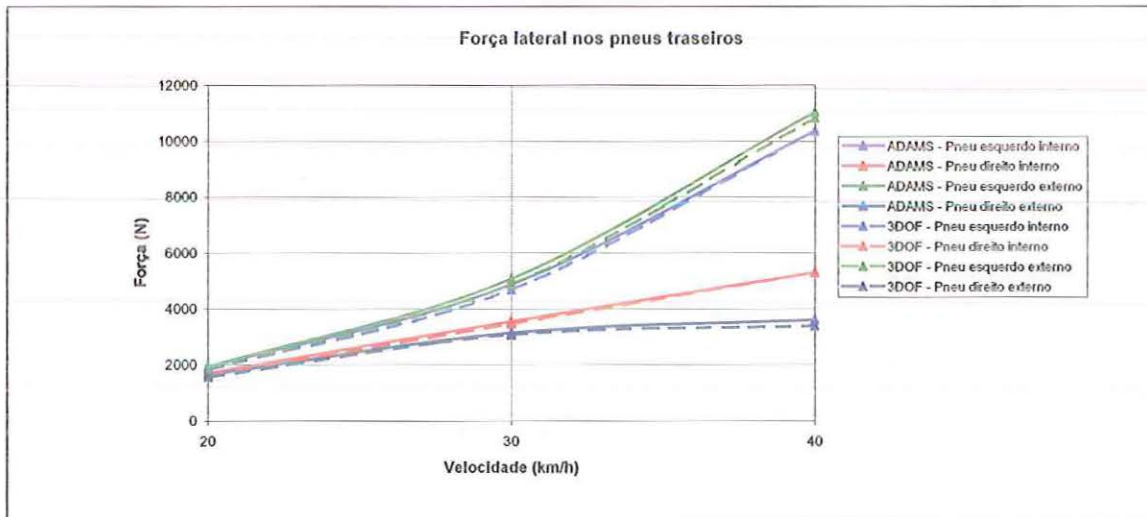


Figura A.11 Força lateral nos pneus traseiros, manobra com velocidade constante de 20 km/h e raio de curvatura de 47.5 m.

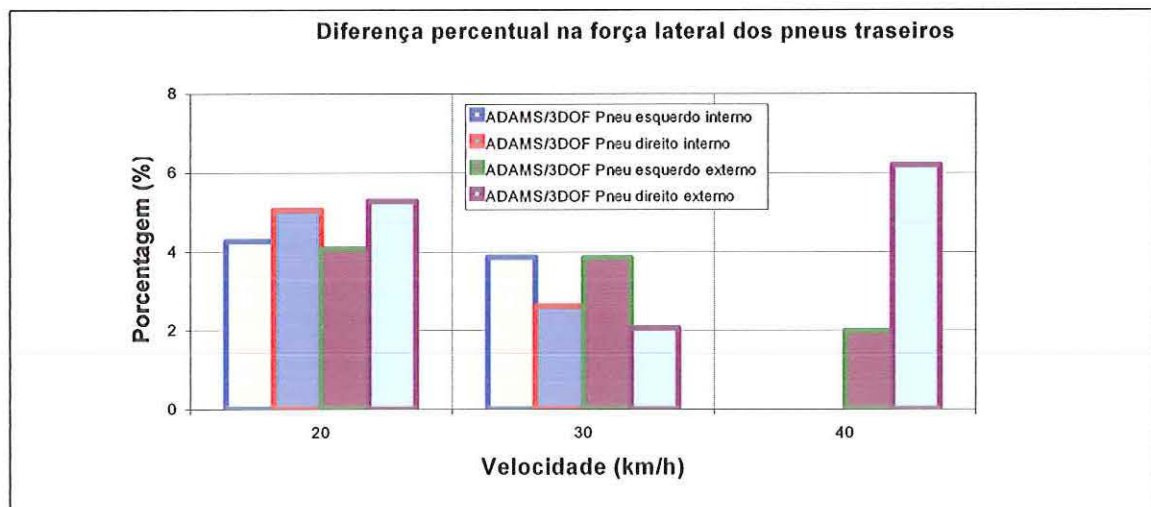


Figura A.12 Diferença na força lateral nos pneus traseiros entre os modelos multicorpos ADAMS e três graus de liberdade

## Apêndice B

# Respostas das Manobras de Entrada Degrau no Volante

### B.1 Análise dos ângulos de deriva e forças no pneu

Os ângulos de deriva dos pneus dianteiros dos modelos podem ser vistos nas Figuras B.1 e B.2. O resultado a 20 km/h mostra que os dois modelos apresentaram resultados bastante similares. Mas a 40 km/h, o modelo simplificado se distanciou um pouco do resultado do modelo multicorpos na região de regime permanente. Na parte transitório, os dois modelos apresentaram resultados próximos.

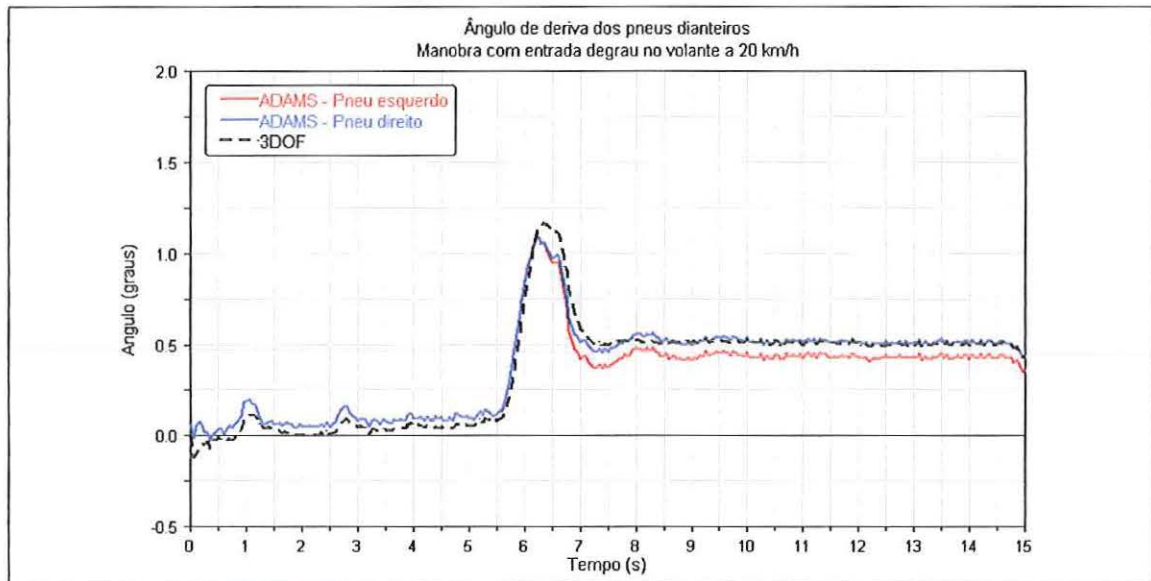


Figura B.1 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h

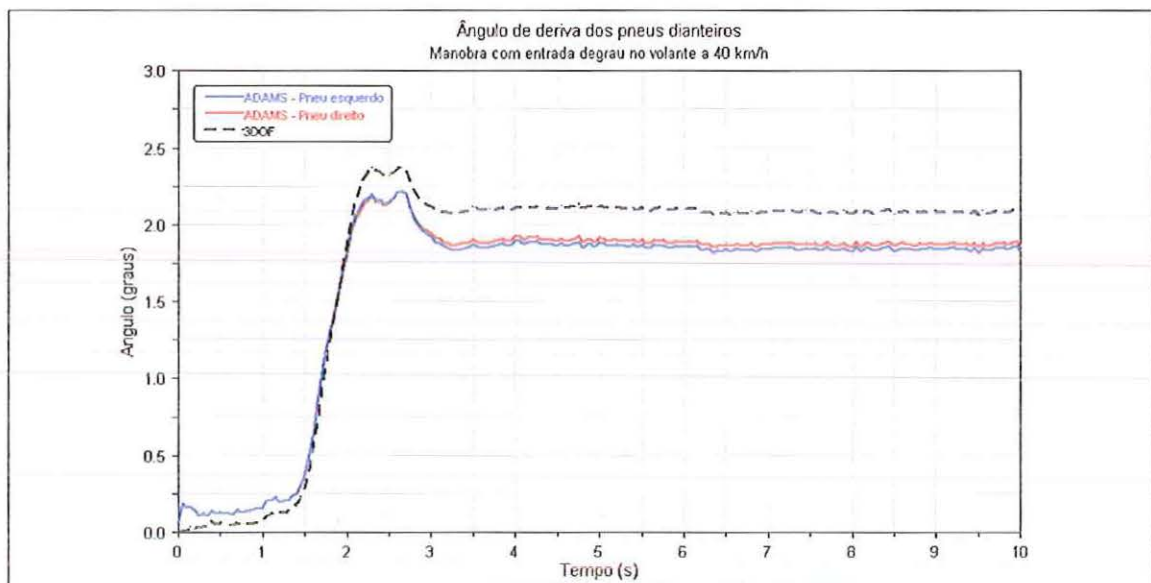


Figura B.2 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.

Os ângulos de deriva dos pneus traseiros podem ser vistos nas Figuras B.3 e B.4. No transitório o comportamento dos dois modelos foi bastante similar. Já em regime permanente, o modelo simplificado apresentou um valor de ângulo de deriva maior que o modelo multicorpos.

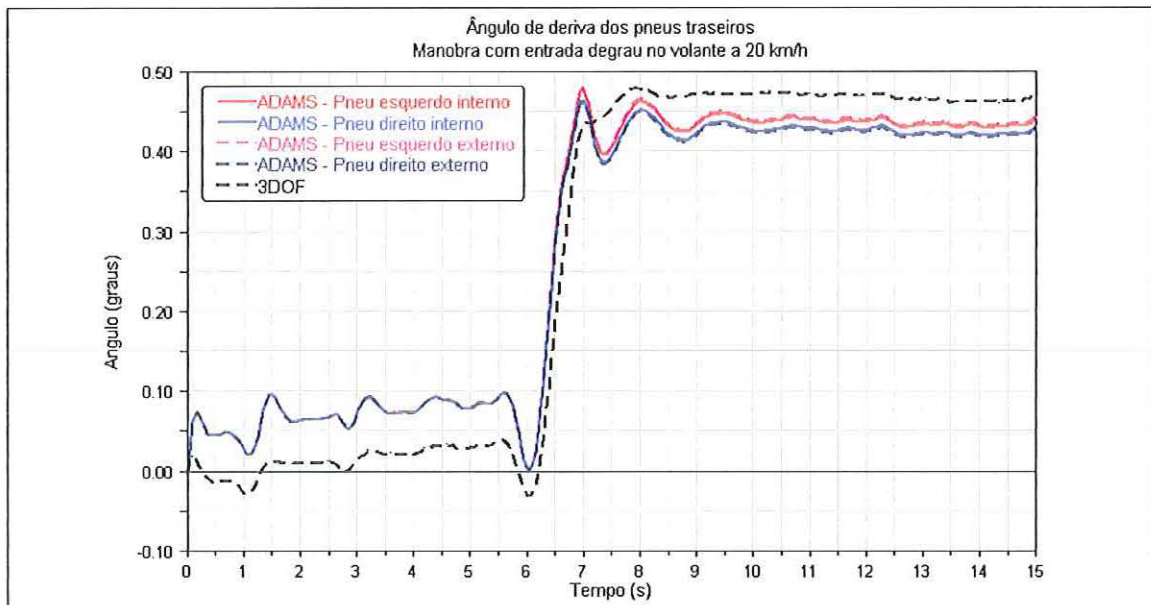


Figura B.3 Ângulo de deriva dos pneus traseiros na manobra com entrada de degrau no volante a 20 km/h.

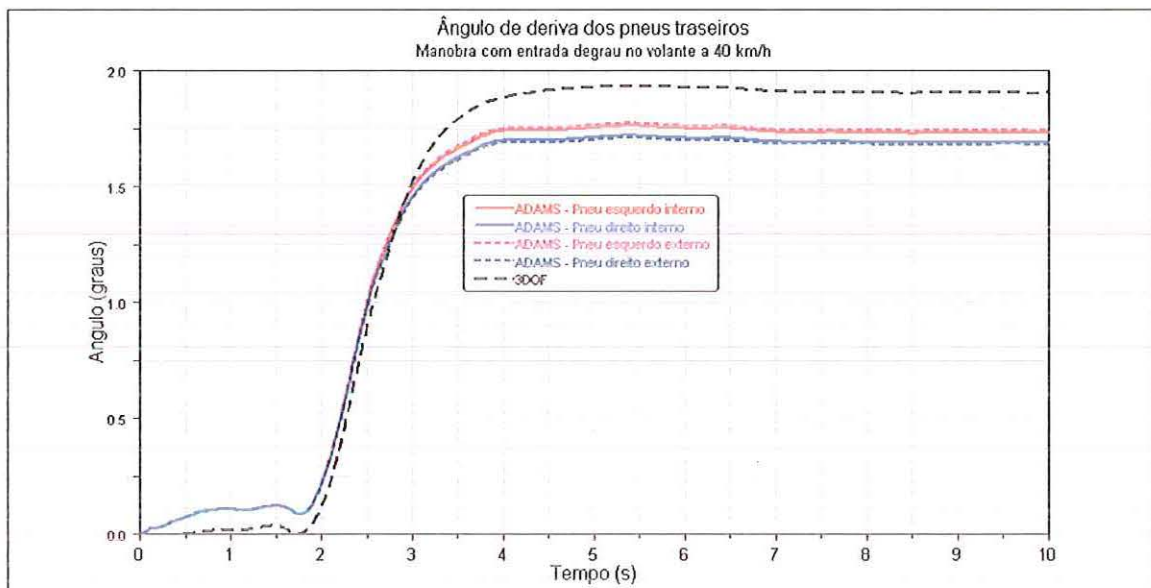


Figura B.4 Ângulo de deriva dos pneus traseiros na manobra com entrada de degrau no volante a 40 km/h.

As forças normais nos pneus dianteiros podem ser vistas nas Figuras B.5 e B.6 respectivamente. Na dianteira, a maior diferença na força normal foi de aproximadamente 1000 N, o que equivale a um carregamento em torno de 100 kg. Essa diferença é insignificante comparado ao valor total da força normal.

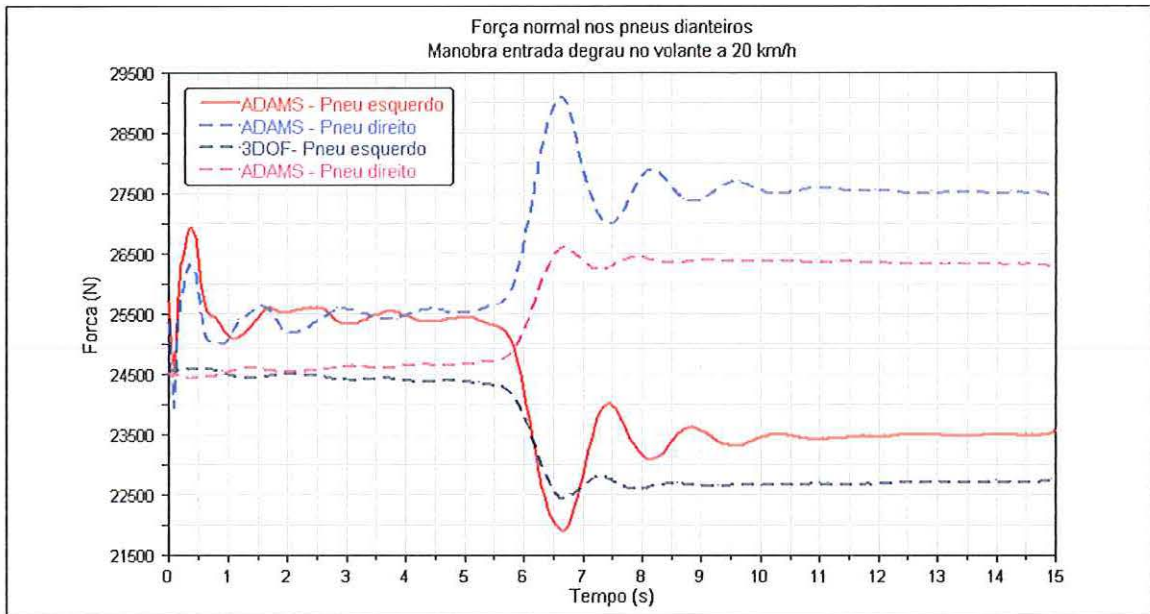


Figura B.5 Força normal nos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.

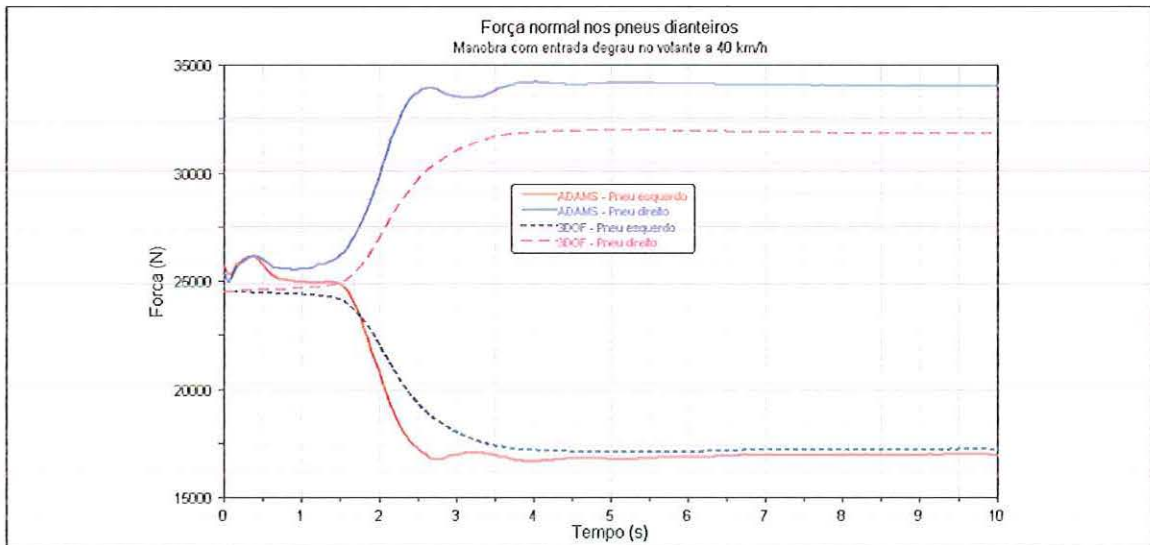


Figura B.6 Força normal nos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.

As forças normais nos pneus traseiros podem ser vistas nas Figuras B.7 e B.8. A maior diferença no transiente é em torno de 1000 N na manobra a 20 km/h. Essa diferença não é significativa perto das forças normais nos pneus (acima de 20000 N). Portanto, os dois modelos apresentaram resultados próximos para a força normal

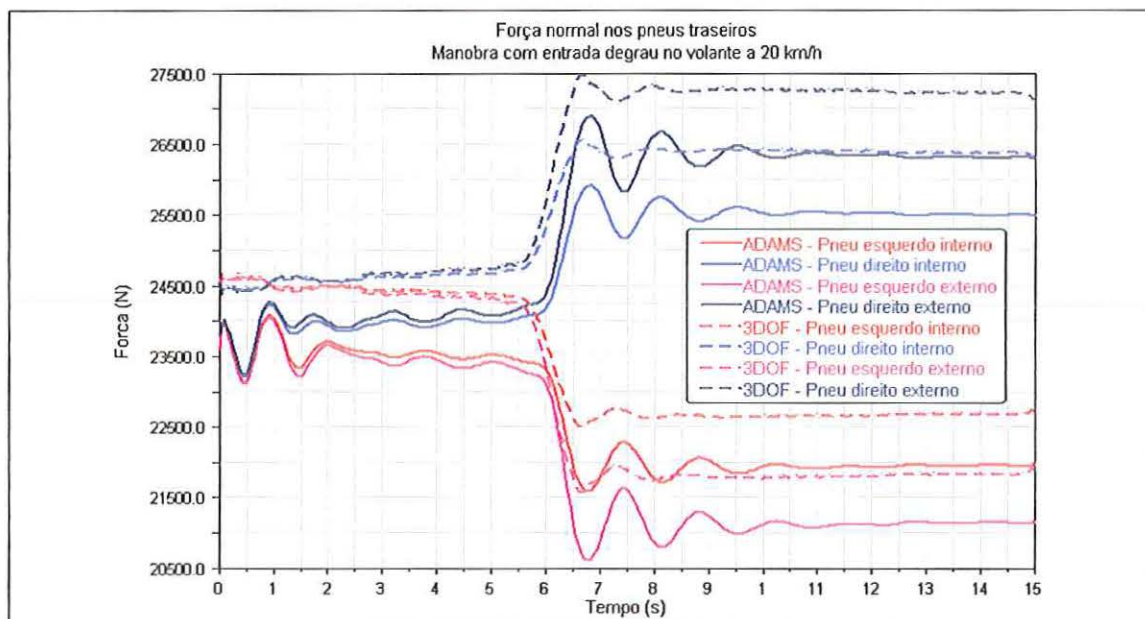


Figura B.7 Força normal nos pneus traseiros na manobra com entrada de degrau no volante a 20 km/h.

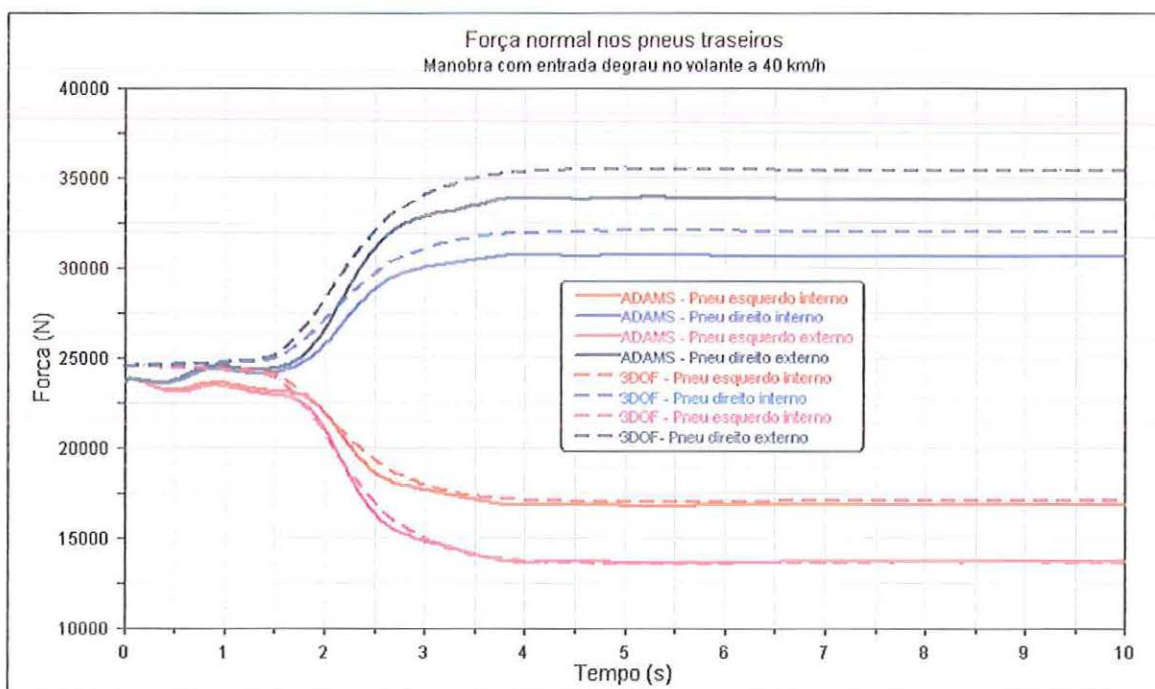


Figura B.8 Força normal nos pneus traseiros na manobra com entrada de degrau no volante a 40 km/h.

As Figuras B.9 e B.10 mostram a força lateral nos pneus dianteiros do



veículo. A força lateral no pneu esquerdo no modelo multicorpos ficou um pouco acima do modelo simplificado. Essa diferença não é significativa se considerarmos a força total desenvolvida nos pneus dianteiros.

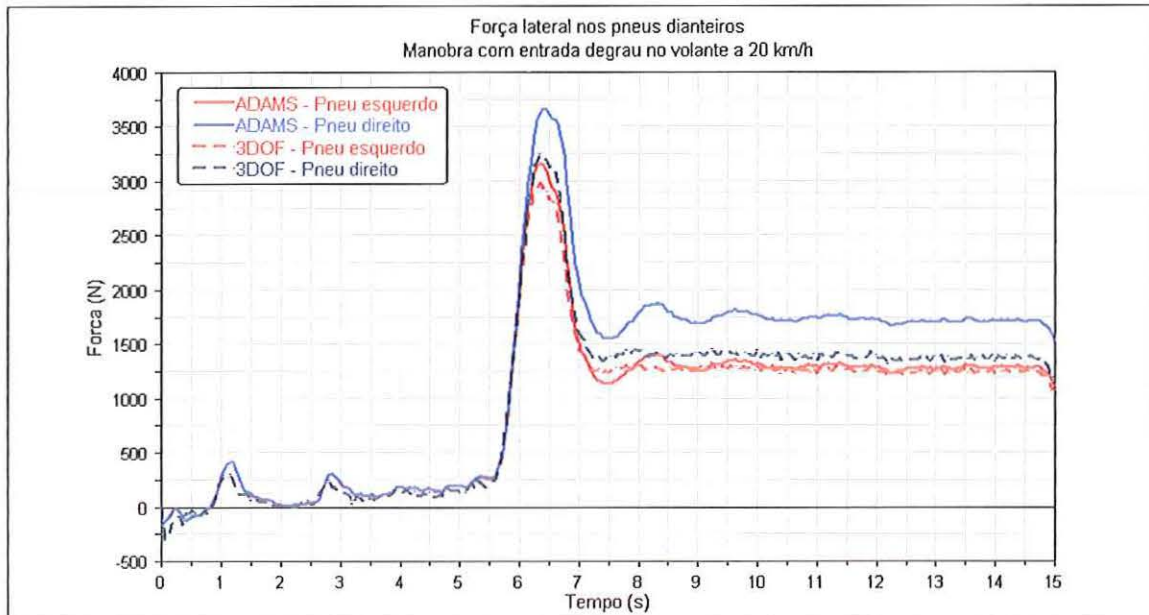


Figura B.9 Força lateral nos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 20 km/h.

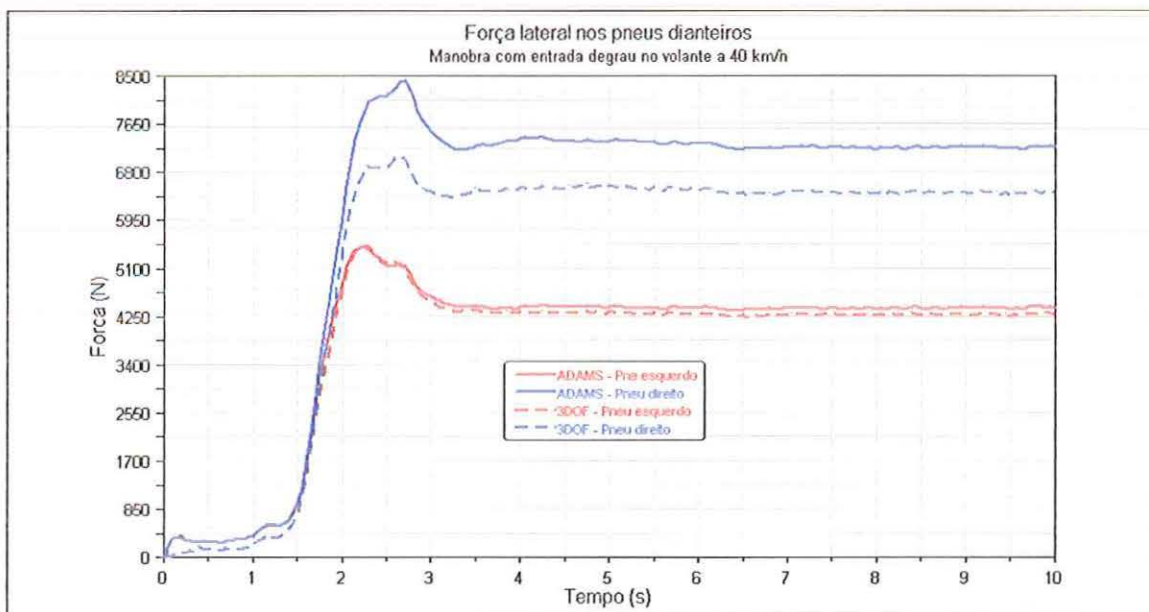


Figura B.10 Força lateral nos pneus dianteiros na manobra com entrada degrau no volante a 40 km/h.

As forças laterais nos pneus traseiros podem ser vistas nas Figuras B.11 e

B.12. Nesta manobra a 40 km/h a diferença entre as respostas dos dois modelos foi bem menos significativa. Isso demonstra que para velocidades maiores, a aderência do modelo simplificado é mais próxima do modelo multicorpos para a força lateral.

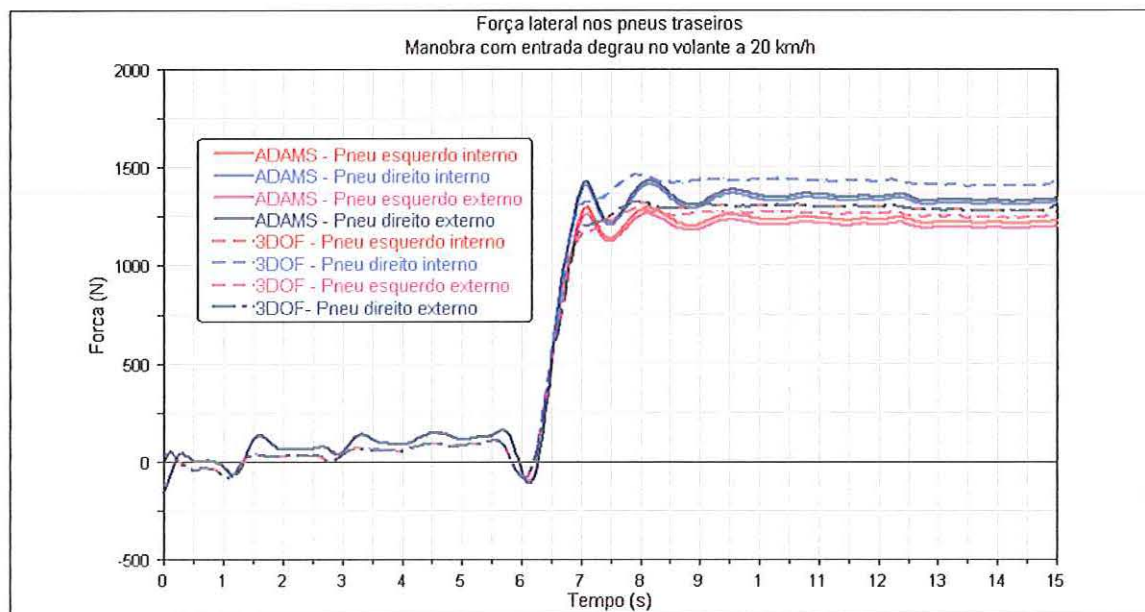


Figura B.11 Força lateral nos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 20 km/h.

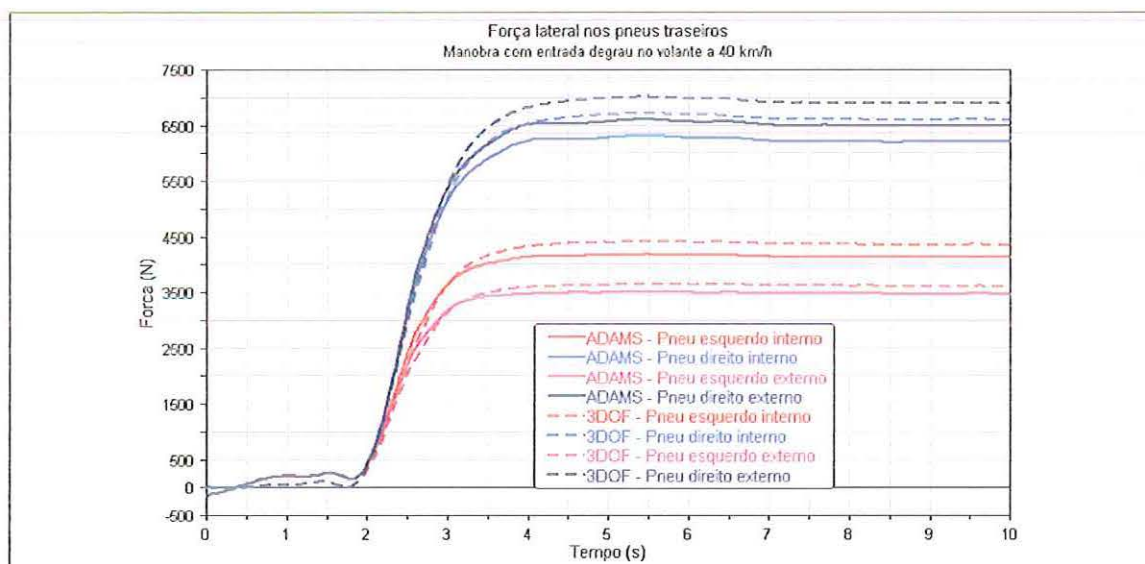


Figura B.12 Força lateral nos pneus traseiros na manobra com entrada de grau no volante a 40 km/h.

## Apêndice C

# Respostas das Manobras de Dupla Mudança de Pista

### C.1 Análise dos ângulos de deriva e forças no pneu

A Figura C.1 mostra os ângulos de deriva dos pneus dianteiros para a manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h do modelo multicorpos e do modelo simplificado. Os valores ficaram bastante próximos. Na Figura C.2 pode-se ver os ângulos de deriva para a manobra a 80 km/h. Como no caso anterior, os resultados dos modelos multicorpos e simplificado ficaram bastante próximos.

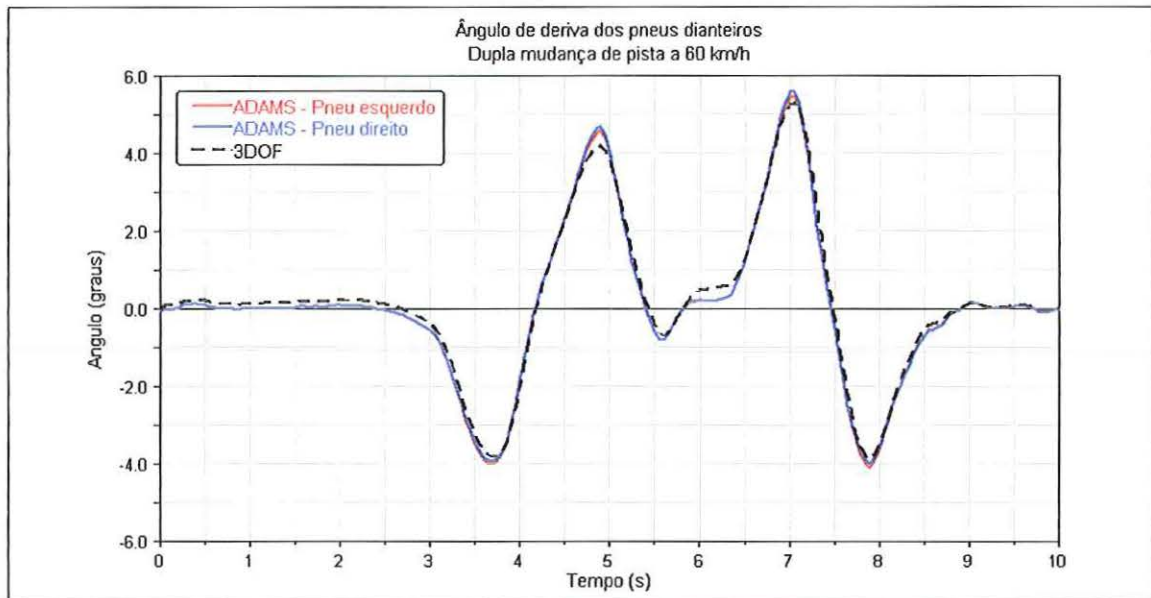


Figura C.1 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

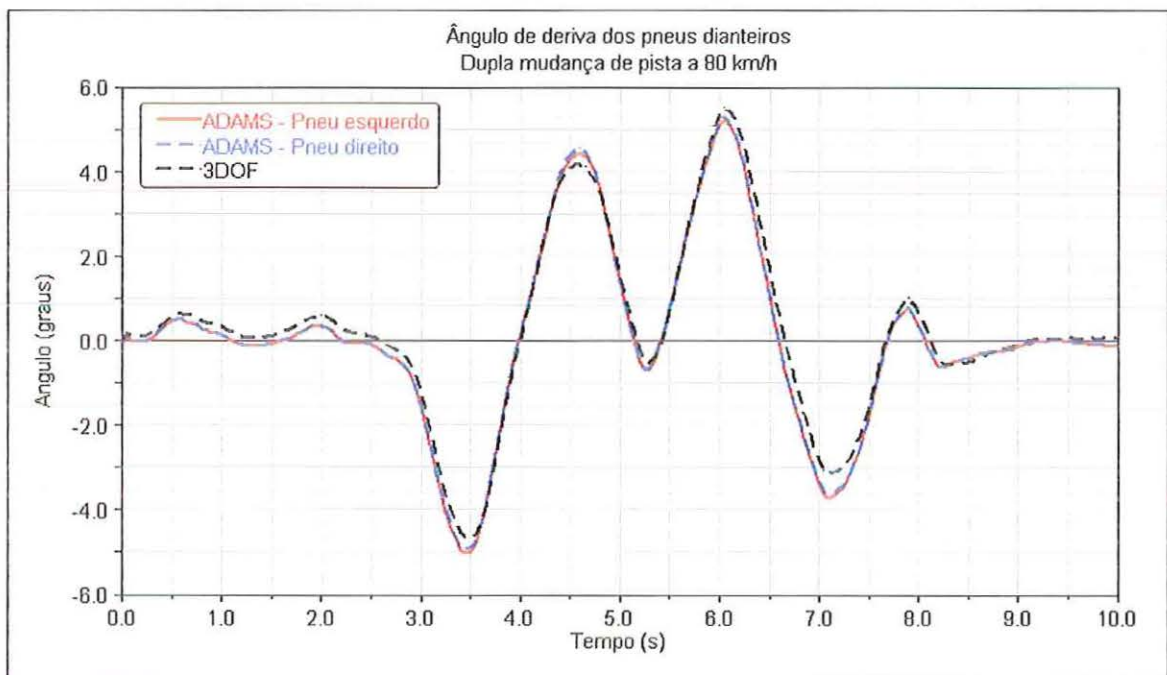


Figura C.2 Ângulo de deriva dos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

Os ângulos de deriva dos pneus traseiros podem ser vistos nas Figuras C.3 e C.4. As maiores diferença estão nos picos dos ângulos de deriva. No modelo multicorpos o veículo está escorregado um pouco mais lateralmente do que no

modelo simplificado. Isso é causado pelo modelo de pneu utilizado no modelo simplificado, em que a força lateral do pneu é função somente dos ângulos de deriva e da força normal, não incluindo o efeito do comprimento de relaxação do pneu.

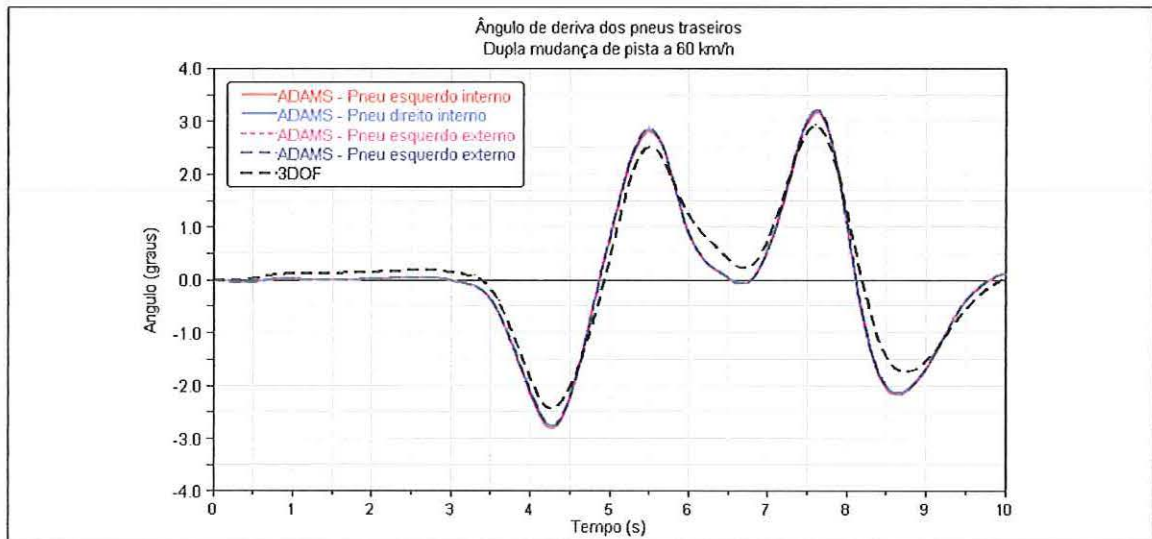


Figura C.3 Ângulo de deriva dos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

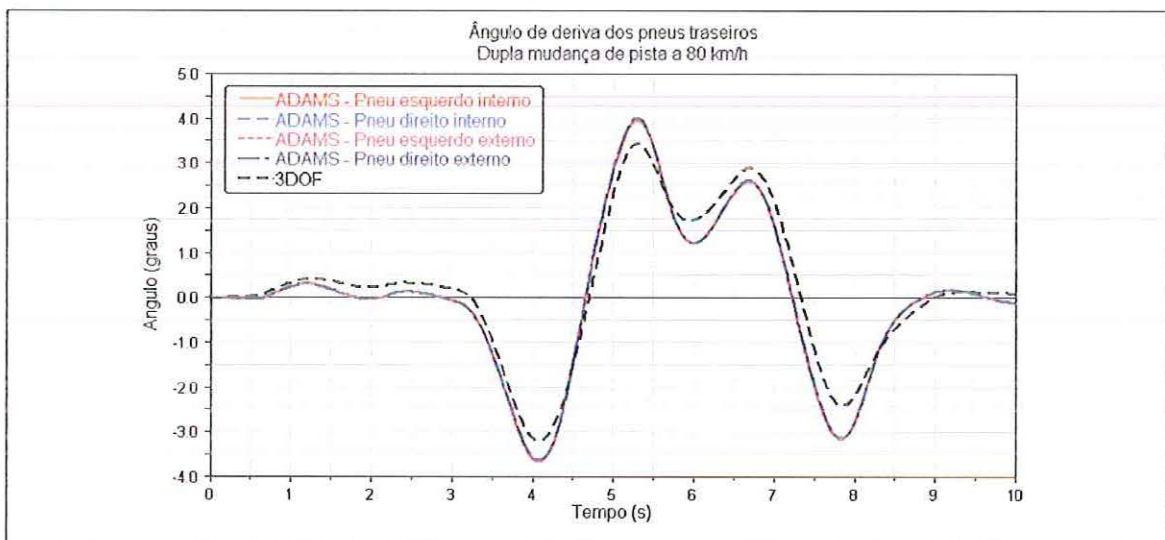


Figura C.4 Ângulo de deriva dos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

As forças normais nos pneus dianteiros podem ser vistas nas Figuras C.5 e C.6. A distribuição de carga entre os dois modelos está bastante diferente. Isso indica que há uma diferença na rigidez em rolamento entre os dois veículos. No modelo multicorpos foram incluídas as buchas e a geometria das barras

estabilizadoras, que influenciam bastante na distribuição de carga quando no rolamento da massa suspensa. As buchas possuem comportamento não linear e a geometria da barra, com o rolamento do veículo, podem alterar significativamente a rigidez em curva efetiva do veículo. Essa diferença na distribuição de carga normal irá alterar as forças laterais desenvolvidas pelo pneu. Nos gráficos das força laterais deverá também haver um diferença significativa entre os dois modelos.

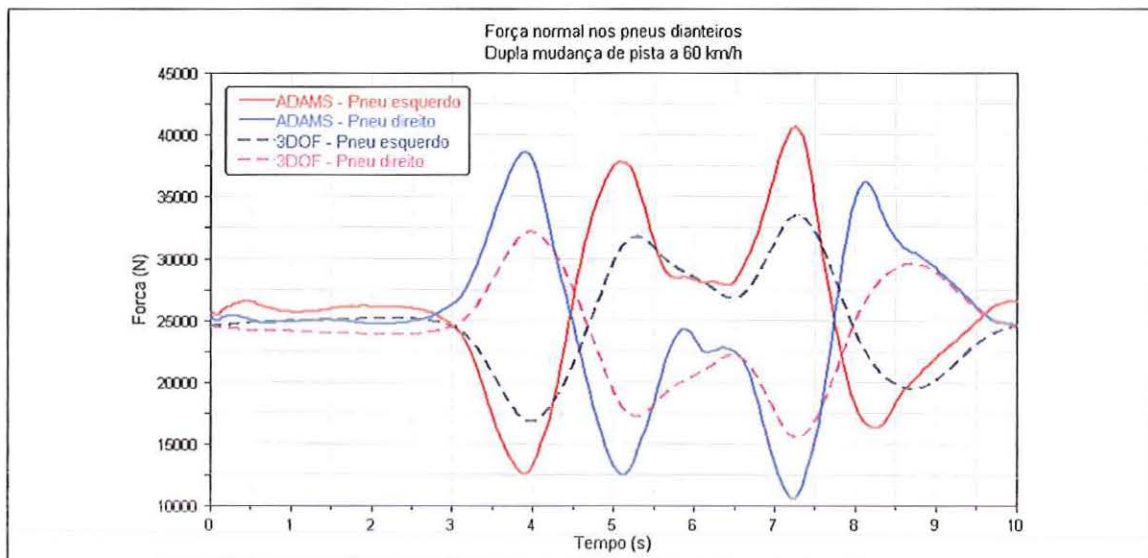


Figura C.5 Força normal nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

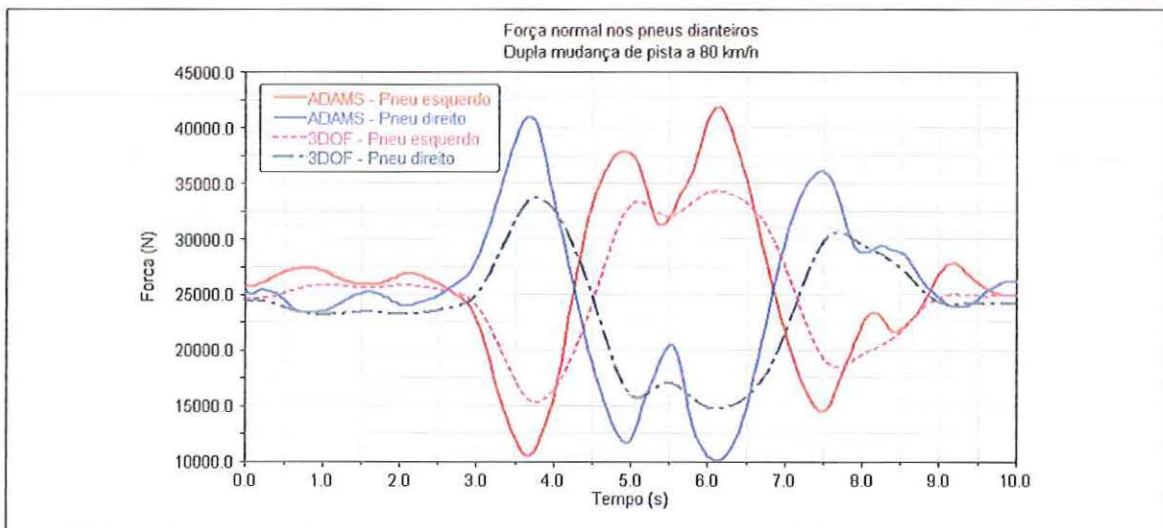


Figura C.6 Força normal nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

As Figuras C.7 e C.8 mostram as forças normais nos pneus traseiros. Os dois modelos ficaram mais próximos comparado com os resultados das forças normais na dianteira

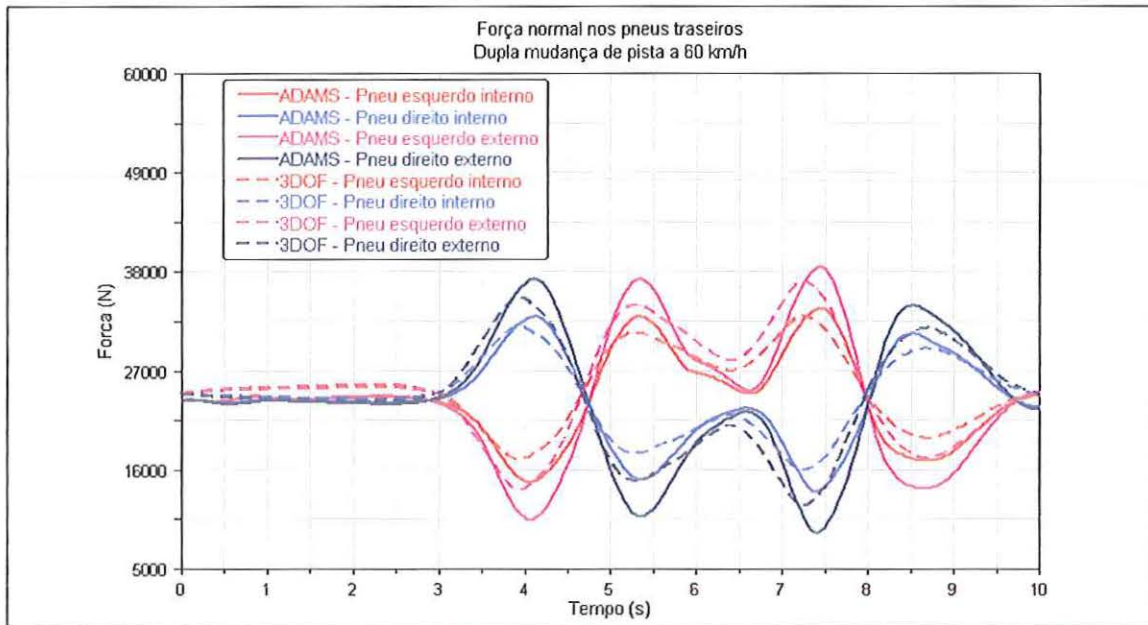


Figura C.7 Força normal nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

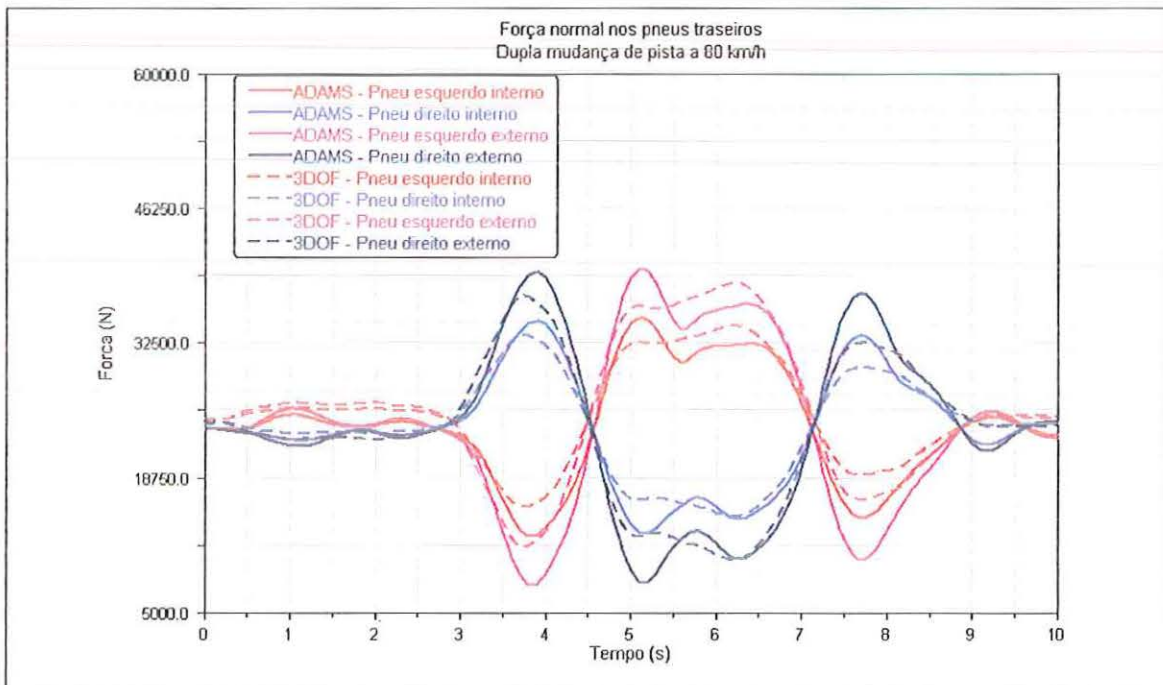


Figura C.8 Força normal nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

Como na traseira há quatro pneus, a força normal tende a ser distribuída nos dois pneus de cada lado do veículo. Com isso, a diferença entre a força normal para cada um dos pneus é menor se comparado aos dois pneus presentes na dianteira do veículo. Neste caso, o modelo simplificado se aproximou mais do modelo multicorpos do veículo.

As Figuras C.9 e C.10 mostram as forças laterais nos pneus dianteiros nos dois modelos. Nesses gráficos pode-se notar a diferença nos picos das forças laterais. Como a força lateral no pneumático é função da força normal, nos gráficos das forças laterais também é possível notar essa diferença nos picos, observada nos gráficos das forças normais. Mas a diferença entre os dois modelos é menor, comparada à diferença na força normal, pois a força lateral também é função do ângulo de deriva dos pneus, que nos dois modelos estão bastante próximos para essas manobras.

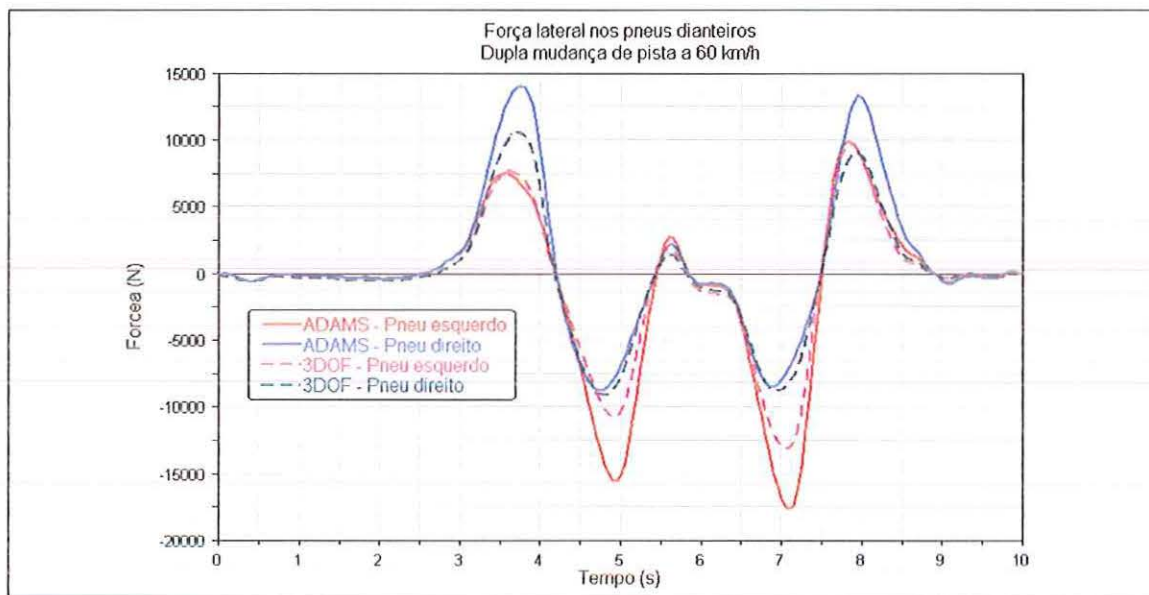


Figura C.9 Força lateral nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.



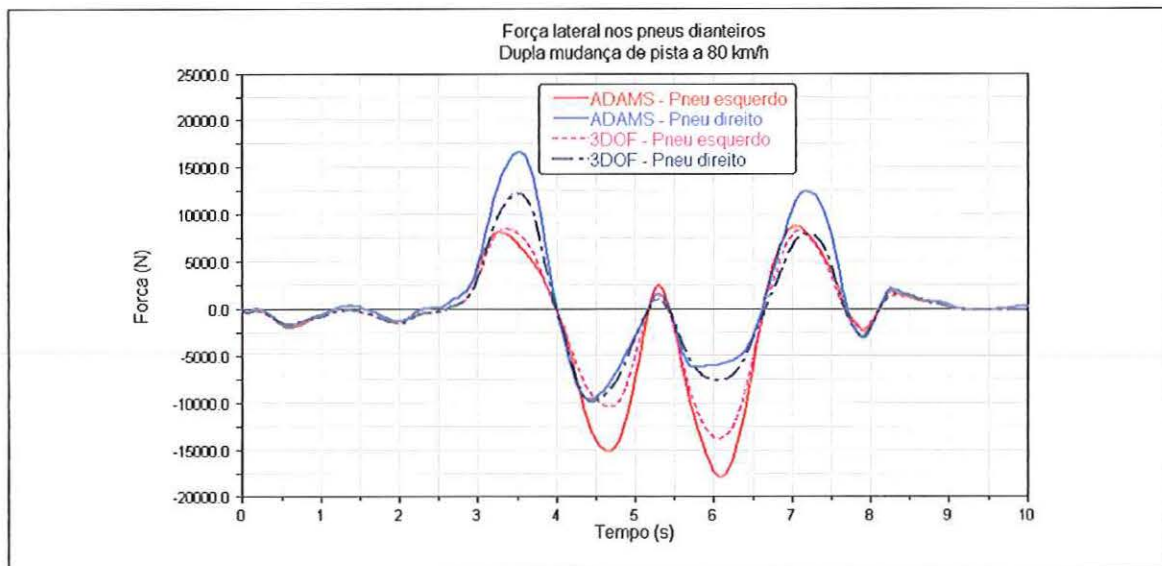


Figura C.10 Força lateral nos pneus dianteiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

As Figuras C.11 e C.12 mostram as forças laterais nos pneus traseiros do veículo. A diferença da força lateral entre os dois modelos é menor neste caso. Como a diferença na força normal também é menor entre os modelos, a diferença na força lateral também é menor.

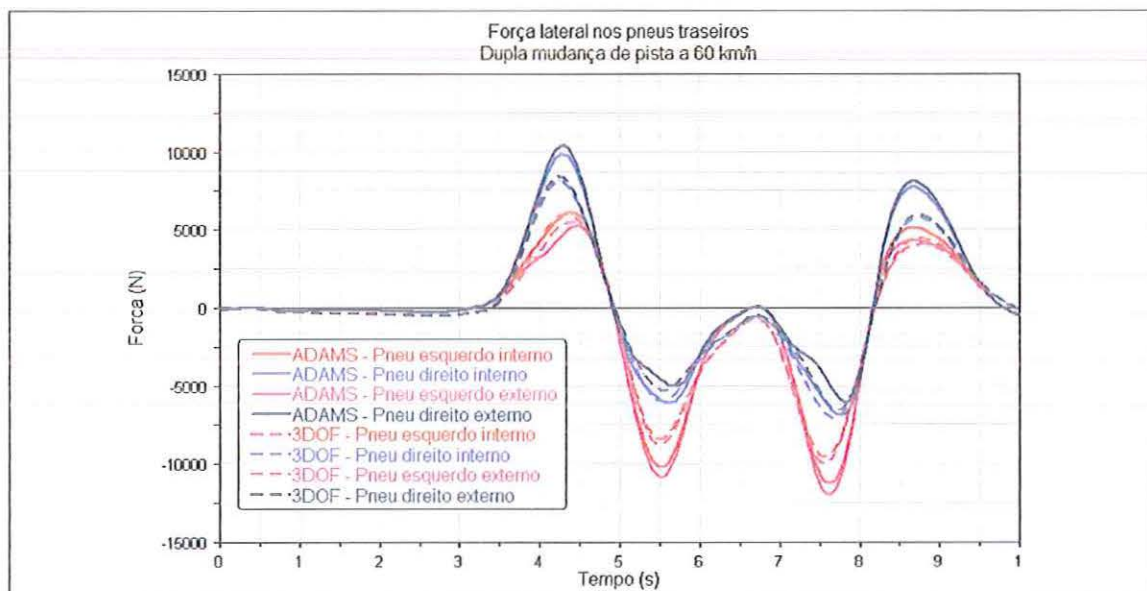


Figura C.11 Força lateral nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 60 km/h.

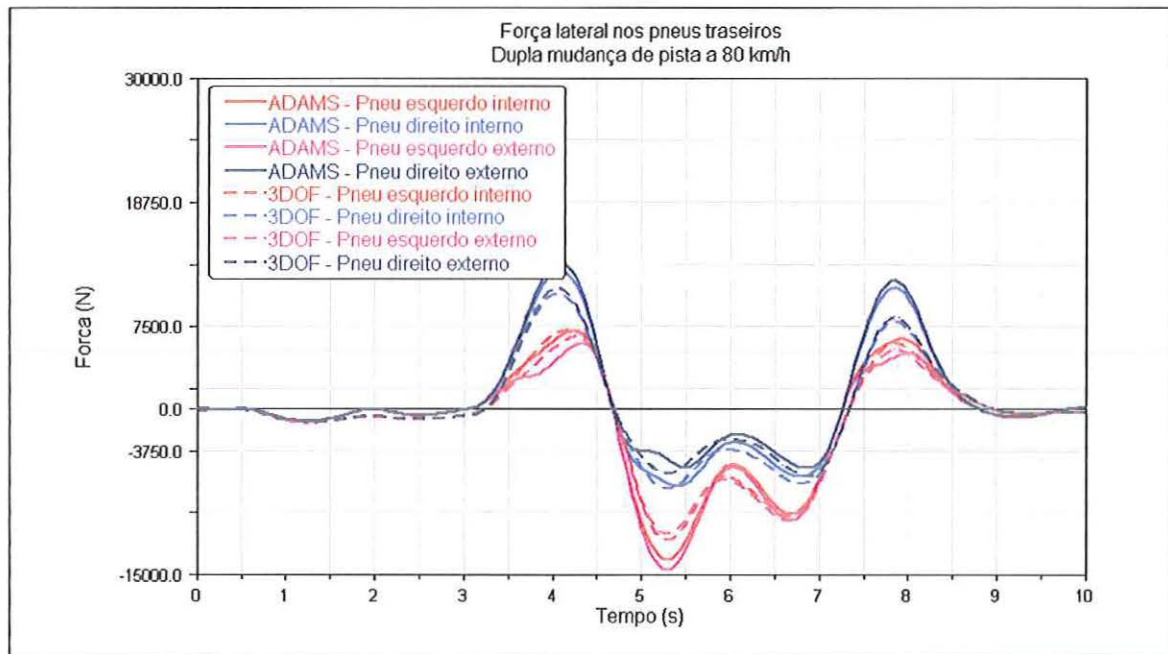


Figura C.12 Força lateral nos pneus traseiros, manobra de dupla mudança de pista a 80 km/h.

## Anexo A

# Relatório dos Ensaaios Experimentais

## **Relatório de Índice dos Testes de Handling**

Síntese dos dados do ensaio e caracterização das medições. (características do veículo, grandezas físicas medidas, posicionamento e características dos sensores, calibração e dados gerais sobre a aquisição.

## 1 Objetivo

O objetivo principal do ensaio, será a calibração do modelo em multi-corpos (ADAMS), tanto do veículo em questão, como de um modelo para de pneu, que seja aplicável em handling, conforto vibracional e desgaste.

## 2 Dados do Veículo

Seguem abaixo, as características dimensionais, de motorização e demais informações importantes.



Fabricante:	Mercedes Benz do Brasil
Modelo:	O-371 (RS)
Ano de Fabricação:	1991
Motor:	Diesel, Mercedes-Benz, OM-447A, 6 cilindros em linha, turbo
Potência Máxima:	260KW (354CV) @ 2100rpm
Comprimento Total:	12000mm
Dist. entre pneus dianteiros:	2005mm
Dist. entre pneus traseiros:	1821mm
Entre Eixos:	6330mm

Vale salientar que apesar de tratar-se de um veículo com 9 anos e cerca de 835.000km, sua suspensão e sistema de direção, foi recentemente substituído pela própria Mercedes Benz, objetivando este ensaio.

## 2.1 Handling

Todas as medições de Handling (Steering Pad, Single e Double Lane Change, Step Steer e Sterzo Random), foram realizadas no Campo Provas Sumaré, no dia 27/07/2000.

Durante as medições, foram controladas as temperaturas Ambiente e do Asfalto e a Umidade Relativa do Ar, com o objetivo de verificar possíveis variações bruscas nas condições do ensaio.

### 2.1.1 Rodas / Pneus

#### 2.1.1.1 Rodas

Medida	8,25x22,5
Off-set	153mm
Material	Aço

#### 2.1.1.2 Pneus

Medida	295/80R22,5
Tipo	FH55
DOT	099 (todos)

Matrícula	DE KEE 05307		DD KEE 12372	
	TEE KEE 10116	TEI KEE 05318	TDI KEE 05314	TDE KEE 07468

Pressão 100psi

Para este grupo de medições, foram utilizados os pneus que já equipavam o veículo, mas com baixíssima quilometragem (cerca de 1000km).

### 2.1.2 Descrição dos Canais

Canal	Descrição	Sensor	Taxa de Amostragem	Filtro Anti-aliasing	Relação
1	Aceleração Transversal, na direção do Eixo Dianteiro do veículo.	B12/500	125Hz	40Hz	x
2	Aceleração Transversal, na direção do Eixo Traseiro do veículo.				x
3	Velocidade Angular em torno do eixo "z", no CG.	Giroscópio (Imbardômetro)			1V= 10°/s 0V= 0°/s
4	Aceleração na direção longitudinal ao veículo, no CG (eixo "x").	Acelerômetro Triaxial Datron			±1V= ±0,5G 0V= 0G
5	Curso de Suspensão	Dianteira Direita		40Hz	10V= 200mm
6		Dianteira Esquerda		40Hz	10V= 200mm
7	Aceleração na direção transversal ao veículo, no CG (eixo "y").	Acelerômetro Triaxial Datron			±1V= ±0,5G 0V= 0G
8	Velocidade Longitudinal do Veículo.	Datron Correvit V1/V2			1V= 12,5km/h 0V= 0G
9	Ângulo de deriva da Trajetória do veículo.	Datron Correvit V1/V2			250mV= 1° 0V= 0°

10	Sensor de curso do Amortecedor de Direção, na posição Dianteira Direita.	Sensor de Cuso Pi		2,42V= 0mm 1,80V= +32mm 3,00V= -29,5mm
11 (*)	Ângulo de Esterço (no volante).	Potenciômetro Pi		<b>Relação Std (*)</b> 2,67V = 0° 4,07V = +90° 1,37V = -90° <b>Relação H (*)</b> 4,50V = 0° 3,18V = -90° 1,95V = -180° <b>Relação AH (*)</b> 0,50V = 0° 1,82V = +90° 3,07V = +180°
12	Altura do Veículo em Relação ao Solo	Dianteira Esquerda	Sistema Laser Pi	1,88V = 0mm 1,12V = 25mm
13		Dianteira Direita		2,11V = 0mm 1,37V = 25mm
14		Traseira Esquerda		2,08V = 0mm 1,33V = 25mm
15		Traseira Direita		2,11V = 0mm 1,38V = 25mm

(\*) **Canal 11** – Para o canal de aquisição em questão, foi utilizado um sensor, que não tem a capacidade de medir todo o range de necessário para as manobras propostas (vide item 3.1.3.6 Sensor de Posição de Volante).

Pensando em solucionar este problema, foram estabelecidas três calibrações para o sinal em questão, conforme descrito abaixo:

**Relação Std** – Utilizada nas manobras em *retilíneo*, ou naquelas em que não foi possível identificar uma predominância entre os lados no esterçamento;

**Relação H** – Utilizada nas manobras, onde o veículo, ira girar, predominantemente no sentido *horário* (girar o volante para direita);

**Relação AH** – Utilizada nas manobras, onde o veículo, ira girar, predominantemente no sentido *anti-horário* (girar o volante para esquerda).

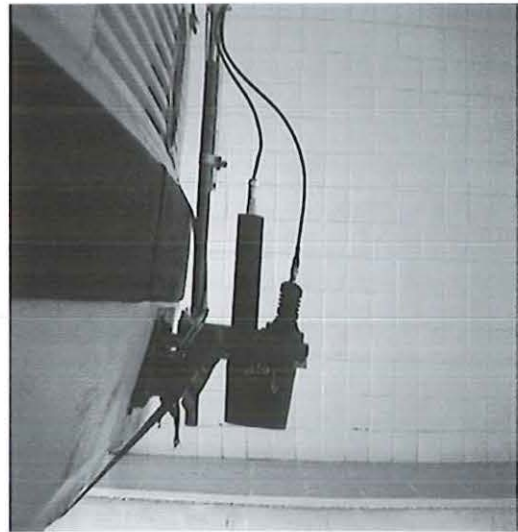
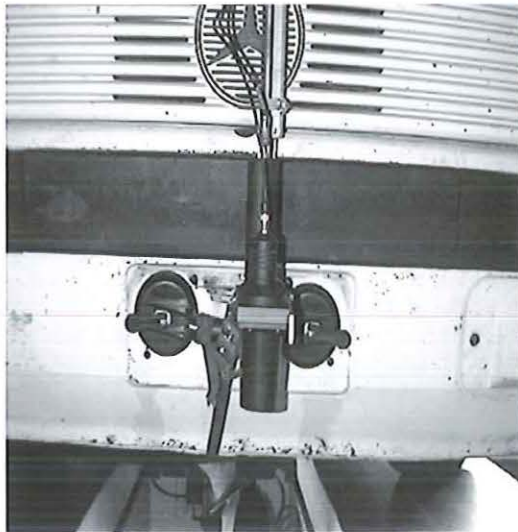
No item 3.1.4 Arquivos / Medições, para cada arquivo, será indicado qual a relação deverá ser utilizada para o Canal 11 – Ângulo de Esterço.

## 2.1.3 Sensores

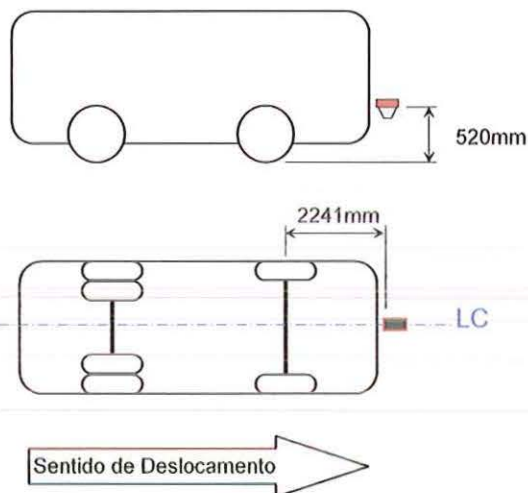
### 2.1.3.1 Velocidade e Ângulo de Deriva (Canais 8 e 9)

Sensor óptico de velocidade Datron Correvit.

Modelo	V1
Dist. de trabalho	520±60mm (do solo)
Faixa de trabalho	0,5 a 310km/h
Alimentação	10,5 a 15V (57W)
Sinal Saída	0 a 5V (velocidade longitudinal e transversal) -5 a +5V (ângulo de deriva)



### 2.1.3.1.1 Posicionamento



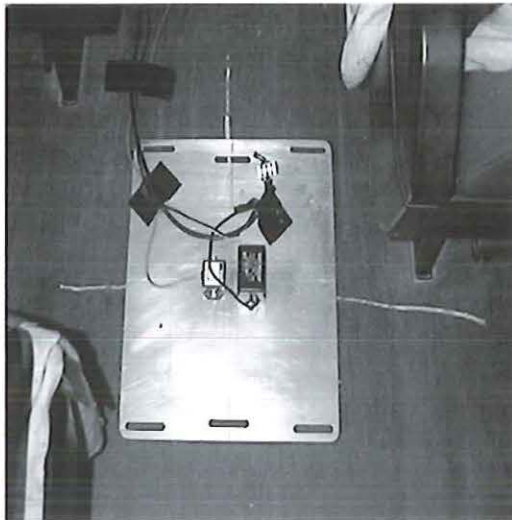
Sensor instalado na direção da linha de centro longitudinal do veículo, a 2240mm de distância do eixo dianteiro e a 520mm do solo.

### 2.1.3.2 Velocidade angular (Giroscópio = "Imbardômetro")(Canal 3)

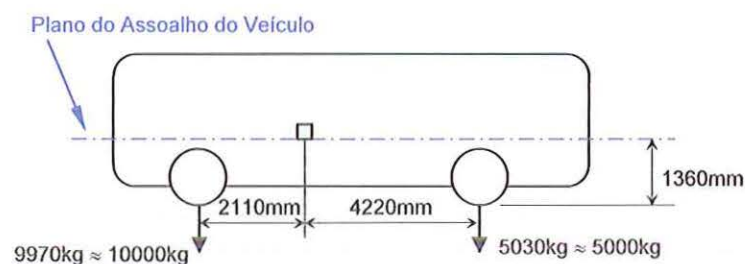
Sensor de Velocidade Angular British Aerospace.

Modelo	299640-0100
Faixa de trabalho	-50 a +50 °/s
Alimentação	+8.5 a +18V ( $\leq 130\text{mA}$ )
Sinal Saída	-5 a +5V





#### 2.1.3.2.1 Posicionamento



O Centro de Gravidade, foi calculado, levando-se em conta, somente os pesos por eixo do veículo, portanto, considera-se uma distribuição ideal de carga no veículo entre os lados.

#### 2.1.3.3 Acelerômetro triaxial (Canais 4 e 7)

Acelerômetro triaxial Datron.

Modelo	TAA-3201M4
Faixa de trabalho	-1 a +1G (nos 3 eixos)
Alimentação	+5±0.25Vdc (<30mA)
Sinal Saída	0 a 5 Vdc

##### 2.1.3.3.1 Posicionamento

Mesmo do item anterior.

#### 2.1.3.4 Acelerômetros Monoaxiais (Canais 1 e 2)

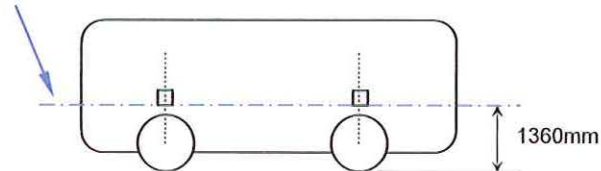
Acelerômetros Indutivos HBM.

Modelo	B12/500
Faixa de trabalho	±1000m/s <sup>2</sup>
Alimentação	2.5V ± 5%
Sinal de Saída	± 80mVV



#### 2.1.3.4.1 Posicionamento

Plano do Assoalho do Veículo



Acelerômetros posicionados no sentido transversal ao veículo, e na direção dos eixos.

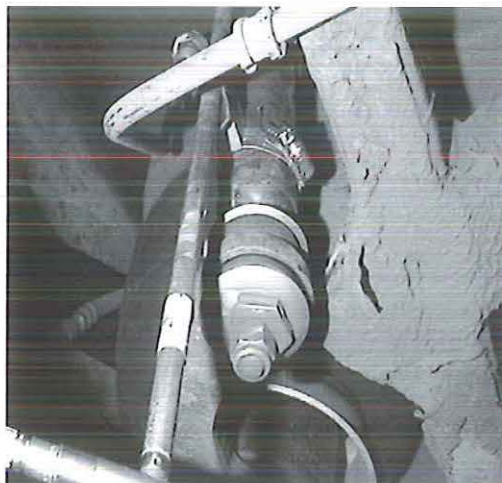
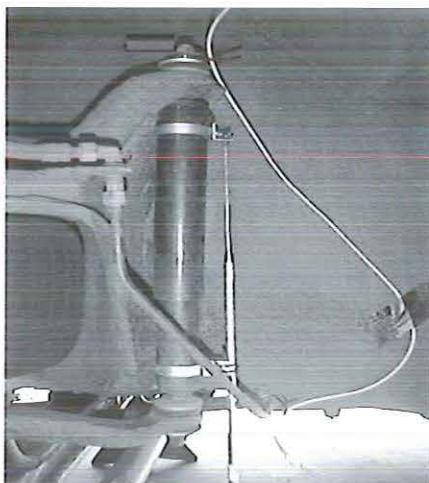
#### 2.1.3.5 Sensores de Curso de Suspensão (Canais 5 e 6)

Sensor LVDT HBM.

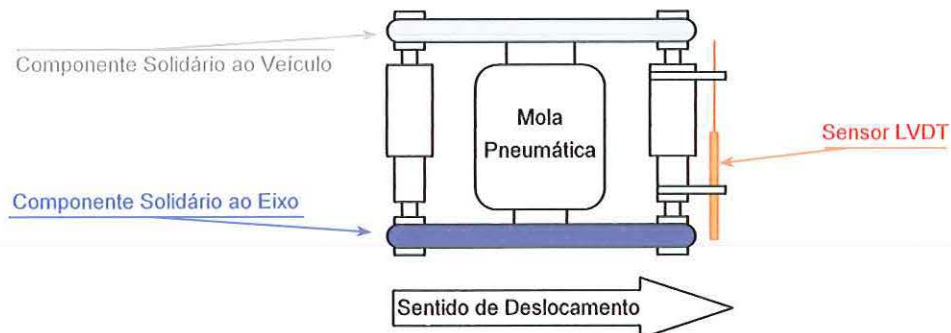
Faixa de trabalho 0 a 300mm

Alimentação 2.5V

Sinal Saída 0 a 10V



### 2.1.3.5.1 Posicionamento



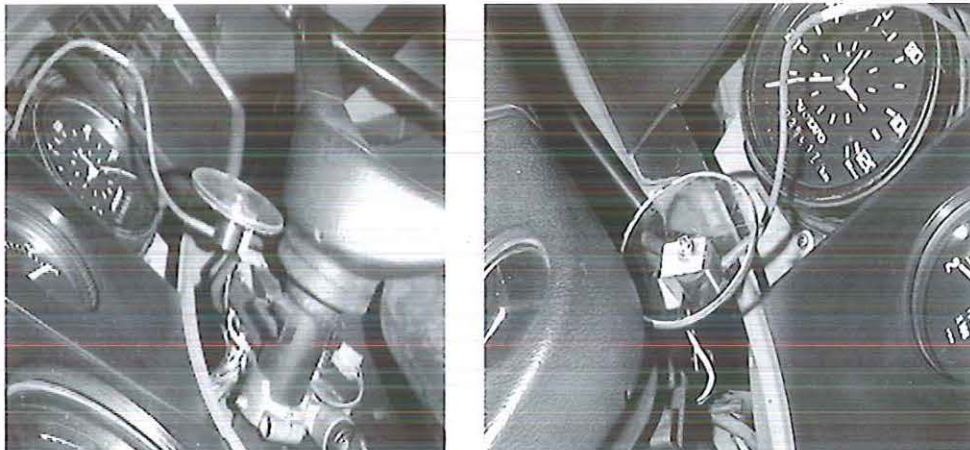
Instalado para trabalhar em conjunto com o amortecedor de suspensão dianteiro em cada um dos lados do veículo.

Vale também lembrar, que em cada lado da suspensão dianteira deste veículo, existem dois amortecedores, e o instrumentado foi o mais próximo da dianteira do veículo.

### 2.1.3.6 Sensor de Posição de Volante (Canal 11)

Potenciômetro Pi (sensor de ângulo de esterço).

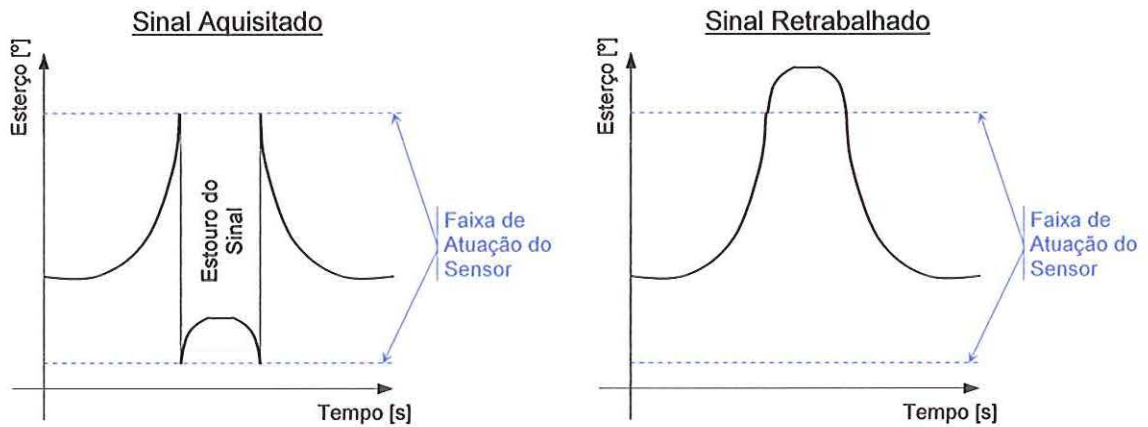
Modelo	Rotary potentiometer (continuous) (01B-033106)
Faixa de trabalho	0 a 338°
Alimentação	5V (5mA)
Sinal Saída	0 a 5V



#### 2.1.3.6.1 Posicionamento

Trabalha de forma solidária a direção do veículo, conforme visto na figura acima e com relação a um possível escorregamento entre o disco do sensor e o volante, foram feitas marcas em ambos que a cada passagem eram checadas.

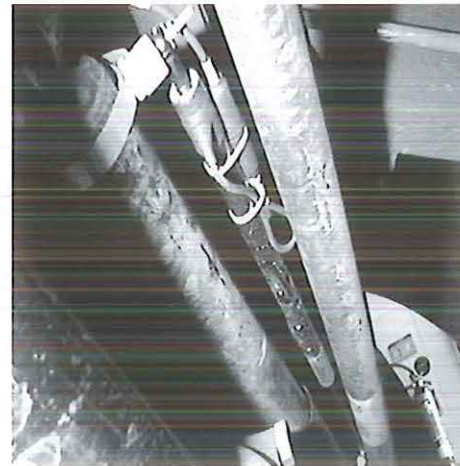
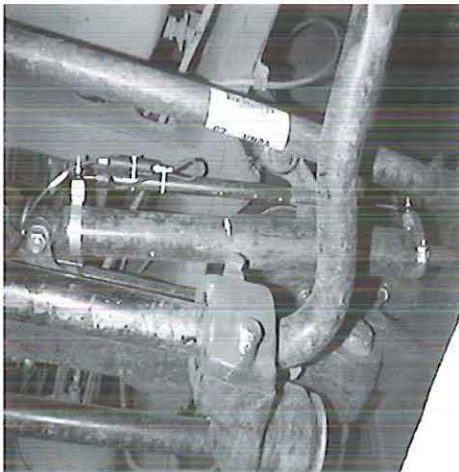
Como o sensor em questão não se trata de um potenciômetro multi-voltas, a faixa de medição é restrita a 338°, portanto podem surgir incoerências no sinal, que deverão ser identificadas e corrigidas, conforme exemplo à seguir.



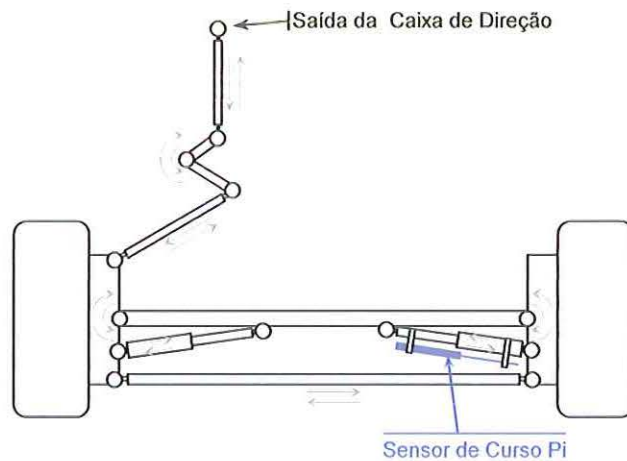
### 2.1.3.7 Sensor de Curso (Canal 10)

Sensor de Curso Pi (sensor de curso, já com saída condicionada DC).

Modelo	Linear potentiometer range (01B-033344)
Faixa de trabalho	0 a 250mm
Alimentação	5V (0,5mA)
Sinal Saída	0 a 5V



#### 2.1.3.7.1 Posicionamento

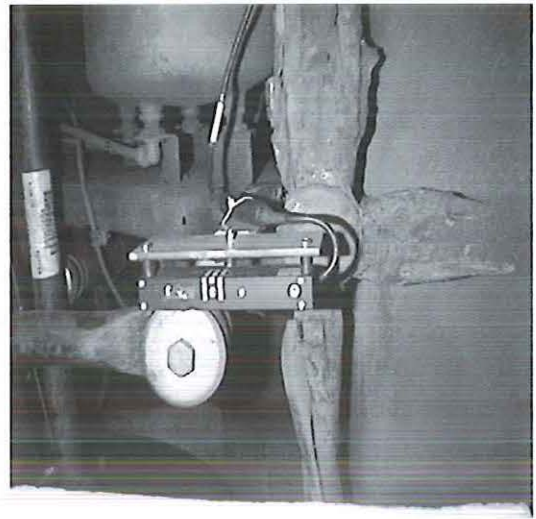


Sensor instalado de forma solidária ao amortecedor de direção do veículo, na roda dianteira direita, pois como se pode verificar no esquema acima, é a roda onde o comando de direção chega após a passagem de um número maior de componentes.

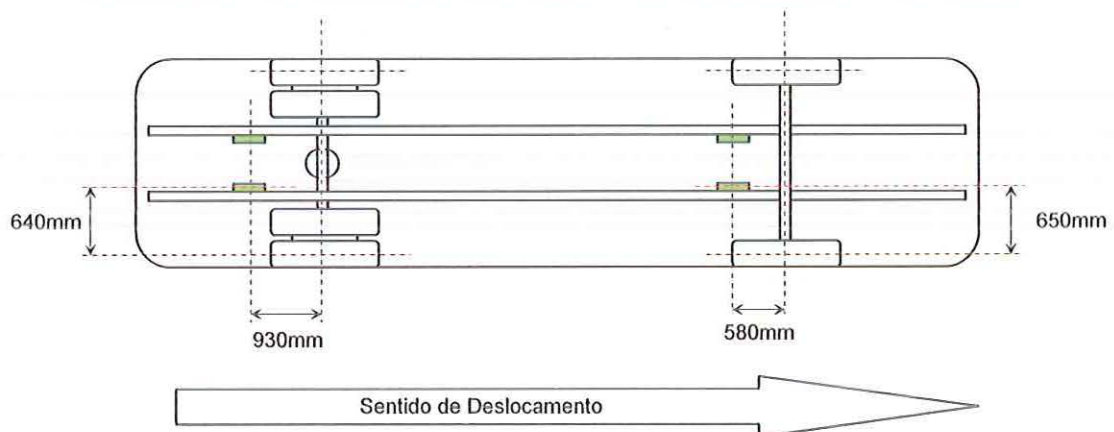
### 2.1.3.8 Sensor de Altura do Solo (Canais 12, 13, 14 e 15)

Canhões Laser Pi (4 sensores ópticos de altura em relação a um plano, com saída condicionada DC).

Modelo	Long-range Ride Height System (30B-050195)
Faixa de trabalho	50 a 200mm
Alimentação	10 a 18V (400mA)
Sinal Saída	0 a 4,7V



#### 2.1.3.8.1 Posicionamento



Sensores, posicionados na direção da face externa da longarina do veículo, a 130mm do solo.

**2.1.4.6 SPCH**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	30 s
Horário Aprox.	10:55hs
Temp. Ambiente	24.0°C
Temp. Asfalto	29.5°C
UR	42%
Canal 11	Relação H

**2.1.4.7 SPVH**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, 3ª Marcha e velocidade crescente de 10 a 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	?? s
Horário Aprox.	11:00hs
Temp. Ambiente	24.5°C
Temp. Asfalto	27.2°C
UR	42%
Canal 11	Relação H

**2.1.4.8 SPCA**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	30 s
Horário Aprox.	11:07hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.9 SPVA**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, 3ª Marcha e velocidade crescente de 10 a 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	?? s
Horário Aprox.	11:10hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.10 SPC20H**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, volta completa a velocidade constante de 20km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	52 s
Horário Aprox.	11:15hs
Canal 11	Relação H

#### 2.1.4.11 SPC30H

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, volta completa a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	33 s
Horário Aprox.	11:17hs
Canal 11	Relação H

#### 2.1.4.12 SPC40H

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, volta completa a velocidade constante de 40km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	16 s
Horário Aprox.	11:20hs
Canal 11	Relação H

#### 2.1.4.13 SPC20A

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, volta completa a velocidade constante de 20km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	52 s
Horário Aprox.	11:20hs
Canal 11	Relação AH

#### 2.1.4.14 SPC30A

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, volta completa a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	33 s
Horário Aprox.	11:22hs
Canal 11	Relação AH

#### 2.1.4.15 SPC40A

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, volta completa a velocidade constante de 40km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	16 s
Horário Aprox.	11:25hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.16 SS20A**

Descrição	Step Steer no sentido anti-horário, com velocidade de ingresso de 20km/h.
Tempo Aprox.	19 s
Horário Aprox.	11:35hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.17 SS40A**

Descrição	Step Steer no sentido anti-horário, com velocidade de ingresso de 40km/h.
Tempo Aprox.	11 s
Horário Aprox.	11:40hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.18 SLC20**

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 20km/h.
Tempo Aprox.	26 s
Horário Aprox.	11:52hs
Temp. Ambiente	24.0°C
Temp. Asfalto	41.0°C
UR	44%
Canal 11	Relação Std

**2.1.4.19 SLC40**

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 40km/h.
Tempo Aprox.	14 s
Horário Aprox.	11:55hs
Canal 11	Relação Std

**2.1.4.20 SLC60**

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 60km/h.
Tempo Aprox.	9 s
Horário Aprox.	11:55hs
Canal 11	Relação Std



**2.1.4.21 SLC80**

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 80km/h.
Tempo Aprox.	7 s
Horário Aprox.	12:00hs
Canal 11	Relação Std

**2.1.4.22 DLC20**

Descrição	Double Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 20km/h.
Tempo Aprox.	32 s
Horário Aprox.	12:05hs
Temp. Ambiente	22.8°C
Temp. Asfalto	43.0°C
UR	52%
Canal 11	Relação Std

**2.1.4.23 DLC40**

Descrição	Double Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 40km/h.
Tempo Aprox.	19 s
Horário Aprox.	12:09hs
Canal 11	Relação Std

**2.1.4.24 DLC60**

Descrição	Double Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 60km/h.
Tempo Aprox.	11 s
Horário Aprox.	12:11hs
Canal 11	Relação Std

**2.1.4.25 SPA0400E**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	71 s
Horário Aprox.	16:25hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.26 SPA0400I**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel interno (Raio Central da Faixa 42,5m).
Tempo Aprox.	94 s
Horário Aprox.	16:30hs
Canal 11	Relação AH

**2.1.4.27 SPH0400E**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	110 s
Horário Aprox.	16:32hs
Canal 11	Relação H

**2.1.4.28 SPH0400I**

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel interno (Raio Central da Faixa 42,5m).
Tempo Aprox.	95 s
Horário Aprox.	16:35hs
Canal 11	Relação H

**2.1.4.29 SENO3M (\*)**

Descrição	Manobra, com esterçamento sucessivo, para ambos os lados, tentando reproduzir uma senoide, com aumento da frequência (Sterzo Random).
Tempo Aprox.	23 s
Horário Aprox.	17:00hs
Canal 11	Relação Std

O objetivo seria obter um sinal de ângulo de esterço parecido com o exemplo abaixo.

