

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

EFEITOS DA FLEXIBILIDADE ESTRUTURAL EM SIMULAÇÕES DE DINÂMICA
LATERAL DE VEÍCULO DE TRANSPORTE DE CARGA

por

Vinícius Athaydes de Vargas

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, junho de 2011

EFEITOS DA FLEXIBILIDADE ESTRUTURAL EM SIMULAÇÕES DE DINÂMICA
LATERAL DE VEÍCULO DE TRANSPORTE DE CARGA

por

Vinícius Athaydes de Vargas
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Rogério José Marczak

Aprovada por:

Prof. Dr. Alberto Tamagna PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Lauro Cesar Nicolazzi POSMEC / UFSC

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas PROMEC / UFRGS

Prof. Francis H. R. França, Ph.D.
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 21 de junho de 2011

*Dedico este trabalho
aos meus pais, Valter e Carmen,
ao meu irmão, Maurício,
e à minha noiva, Anna.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, por tudo.

Ao Professor Rogério José Marczak, pela orientação neste estudo.

Ao PROMEC/UFRGS, pela oportunidade e pelo ensino gratuito e de qualidade.

À Randon S.A. Implementos e Participações, pela disponibilização do tempo e estrutura necessários ao desenvolvimento deste trabalho.

À minha família, pelo exemplo e incentivo.

À Anna Paula, pelo carinho, paciência e compreensão.

A todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste projeto.

Muito obrigado.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise multicorpos de combinação veicular de carga com chassi de semirreboque flexível, para avaliação de dinâmica lateral.

O contexto é dado por um breve panorama do transporte rodoviário de cargas no Brasil. No intuito de melhorar seus produtos, os fabricantes de implementos rodoviários têm utilizado metodologias de desenvolvimento baseadas em simulação virtual. Nessas circunstâncias, análises dinâmicas são realizadas, geralmente levando-se em conta a hipótese de corpos rígidos (não deformáveis). Subjetivamente, é sabido que a inclusão da flexibilidade em um modelo numérico o aproxima do fenômeno real, mas são raros os trabalhos que analisam quantitativamente essa diferença. Assim, neste estudo é proposta uma abordagem para consideração da flexibilidade estrutural do chassi de um semirreboque em simulações de tráfego.

Procede-se a discretização do quadro do implemento em elementos finitos, para realização de análise de vibração livre, na qual são determinados os modos (autovetores) e as frequências naturais (autovalores) da estrutura. Utilizando metodologia de superposição modal, os modos de vibração são classificados para compor, por combinação linear, a flexibilidade da estrutura nas análises dinâmicas em ferramenta comercial de MBS (sistemas multicorpos).

São realizadas, então, simulações de manobras representativas da dinâmica lateral de combinações veiculares, com ênfase à estabilidade em rolagem. Os efeitos globais da inserção de flexibilidade modal no chassi do semirreboque são avaliados por meio de métricas específicas, baseadas em normas ISO de dinâmica lateral para veículos pesados.

Os resultados das simulações, apresentados em forma gráfica e tabelas, mostram a grande influência da flexibilidade estrutural do chassi no desempenho dinâmico da combinação veicular analisada. Grandezas relevantes como aceleração lateral (no domínio do tempo e da frequência), ângulo de rolagem e força atuante nos pneus, além de fenômenos físicos como a transferência lateral de carga em curvas, são fortemente afetados pela flexibilidade do quadro.

Agrega-se ao trabalho desenvolvido uma forma simplificada de equacionar analiticamente a rolagem de um semirreboque flexível. É realizada também uma análise de sensibilidade da rigidez torcional do chassi quanto ao número de travessas.

Palavras-chave: Dinâmica lateral de veículos; Rigidez torcional; Simulação dinâmica; Flexibilidade estrutural; Chassi de semirreboque.

ABSTRACT

This work presents a lateral dynamics multibody analysis of a heavy articulated vehicle with a flexible frame for the semi-trailer.

The context is given by a short perspective of the load carrying transportation scenery in Brazil. In order to build better products, the trailer manufacturers have been using development methodologies based on virtual simulation. In these circumstances, dynamic analyses are carried out, considering the hypothesis of rigid (non-deformable) bodies. Subjectively, it is known that the inclusion of flexibility in a numerical model brings it closer to reality, but very few studies work on giving numbers to this difference. Thus, this study presents an approach for taking into account the frame structural flexibility of a semi-trailer in traffic simulations.

The frame of the semi-trailer is represented by a finite element model, and a free vibration analysis of this structure is carried out. The mode shapes (eigenvectors) and natural frequencies (eigenvalues) are determined. With a mode superposition method, the vibration modes are classified, for the purpose of building the structural flexibility (by linear combination) of the chassis in the dynamic analyses of the MBS software.

Typical maneuvers of lateral dynamics are simulated, testing the roll stability of the combined vehicle model. The global effects for considering the mode flexibility in the semi-trailer frame are evaluated through specific metrics, based on ISO standards for heavy vehicles lateral dynamics.

The strong influence of the frame structural flexibility, when analyzing the articulated vehicle transient behavior, is showed by simulation results, which are presented in graphics and tables. Important measurements, such as lateral acceleration (in time and frequency domains), roll angle and vertical force on tires, besides physical phenomenon like lateral load transfer, are significantly modified by the flexibility of the frame.

A simplified approach for writing the analytical equations of the flexible semi-trailer roll dynamics is added to the study. A torsional stiffness sensitivity analysis is also performed, regarding the number of transversal members in the semi-trailer chassis.

Keywords: Vehicle lateral dynamics; Torsional stiffness; Dynamic simulation; Structural flexibility; Semi-trailer frame.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Metodologias de Desenvolvimento de Produto	5
1.2	Objetivo do Trabalho	8
1.3	Organização dos Capítulos	10
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	11
2.1	Revisão da Literatura	13
2.2	Revisão Teórica	22
2.2.1	Dinâmica da Rolagem de Combinações Veiculares	22
2.2.2	Sistemas Multicorpos	35
2.2.3	Flexibilidade Estrutural em Análises Dinâmicas	39
3	DESENVOLVIMENTO DO MODELO NUMÉRICO	49
3.1	Características Gerais do Veículo	50
3.2	Modelo do Veículo em Ambiente Multicorpos	51
3.2.1	Veículo Trator	51
3.2.2	Semirreboque	59
3.2.2.1	Caixa de Carga	59
3.2.2.2	Chassi	61
3.2.2.3	Suspensão	65
3.2.3	Combinação Veicular Completa	72
4	ANÁLISES E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	75
4.1	Manobras de Ciclo Aberto	76
4.1.1	Mudança Simples de Pista	76
4.1.2	Esterçamento em Rampa	85
4.1.3	Esterçamento em Degrau	88
4.1.4	Esterçamento em Impulso	90
4.1.5	Esterçamento em Varredura Senóide	93
4.1.6	Esterçamento em <i>Fish-hook</i>	97
4.2	Manobras de Ciclo Fechado	99
4.2.1	Curva de Raio Constante	99
4.2.2	Mudança Dupla de Pista	102
4.3	Discussões Finais	109
5	CONCLUSÕES	111
5.1	Sugestões de Continuidade do Trabalho	112
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114
	APÊNDICE A	119
	APÊNDICE B	126

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Modalidades de transporte de carga utilizadas em algumas nações	1
Figura 1.2	Evolução da matriz do transporte de cargas no Brasil	2
Figura 1.3	Estado de conservação da malha rodoviária no Brasil	3
Figura 1.4	Semirreboque de eixos distanciados acoplado a veículo trator	4
Figura 1.5	Emplacamentos de todos os tipos de implementos rodoviários no Brasil em 2010	4
Figura 1.6	Processo básico de desenvolvimento de produto	5
Figura 1.7	Fluxograma de metodologia para desenvolvimento virtual de produto	7
Figura 1.8	Acidente em que a flexibilidade do semirreboque teve papel fundamental no comportamento dinâmico do conjunto veicular	9
Figura 2.1	Movimentos da dinâmica veicular	11
Figura 2.2	Suspensão pneumática para implemento rodoviário	23
Figura 2.3	Pneumático 315/80 R22,5 para baixa severidade e suas partes principais	23
Figura 2.4	Caixa de carga de semirreboque graneleiro	24
Figura 2.5	Chassi de implemento rodoviário para transporte de granel	24
Figura 2.6	Fatores que influenciam a estabilidade ao rolamento	25
Figura 2.7	Fluxograma sequencial de modelo desacoplado de <i>yaw-roll</i>	26
Figura 2.8	Modelo simplificado para estudo de guinada em composição veicular	27
Figura 2.9	Modelo analítico no plano de rolagem da combinação veicular de carga	28
Figura 2.10	Diagrama de corpo livre para a massa não suspensa do veículo trator	29
Figura 2.11	Simplificação de pequenos ângulos utilizada para o equacionamento da rolagem	30
Figura 2.12	Diagrama de corpo livre para a massa suspensa do veículo trator	31
Figura 2.13	Diagrama das diferentes maneiras de apresentação de um sistema dinâmico	35

Figura 2.14	Ciclo resumido de cálculo da equação de estado em uma análise dinâmica	37
Figura 2.15	Coeficientes do modelo numérico de pneu <i>MF-Tyre</i>	39
Figura 2.16	Entrada e saída do modelo de pneu <i>MF-Tyre</i>	39
Figura 2.17	Superposição modal	40
Figura 2.18	Vetor posição do ponto P' no corpo flexível após a deformação	46
Figura 3.1	Desenho 2D da CVC composta por veículo trator mais semirreboque	50
Figura 3.2	Suspensão dianteira do cavalo mecânico em ambiente multicorpos	51
Figura 3.3	Curva força x deslocamento para o feixe de molas da suspensão dianteira	52
Figura 3.4	Curva força x velocidade para os amortecedores da suspensão dianteira	52
Figura 3.5	Suspensão traseira do cavalo mecânico em ambiente multicorpos ...	53
Figura 3.6	Curva força x deslocamento para os bolsões de ar da suspensão traseira	54
Figura 3.7	Curva força x deslocamento para as buchas da suspensão traseira ...	54
Figura 3.8	Curva torque x deslocamento angular para as buchas da suspensão traseira	55
Figura 3.9	Curva força x velocidade para os amortecedores da suspensão traseira	55
Figura 3.10	Sistema de direção do veículo em ambiente multicorpos	56
Figura 3.11	Trem de força em ambiente multicorpos	57
Figura 3.12	Curva de torque do motor	57
Figura 3.13	Cabina e suspensão de cabina em ambiente multicorpos	57
Figura 3.14	Chassi do caminhão, quinta roda e componentes auxiliares em ambiente multicorpos	58
Figura 3.15	Modelo completo do cavalo mecânico em ambiente multicorpos	58
Figura 3.16	Caixa de carga em ambiente MBS: divisão em 5 'pacotes'	59
Figura 3.17	Modelagem da carga: massas concentradas	60
Figura 3.18	Malha de elementos finitos de casca do chassi do semirreboque	62
Figura 3.19	Modos flexíveis de vibração do chassi do semirreboque	63
Figura 3.20	Modelo do chassi do semirreboque em ambiente multicorpos	64

Figura 3.21	Suspensão do semirreboque: ambiente CAD (a) e MBS (b)	65
Figura 3.22	Curva força x deslocamento para os bolsões de ar das suspensões do SR	66
Figura 3.23	Curva força x deslocamento para as buchas das suspensões do SR	66
Figura 3.24	Curva torque x deslocamento angular para as buchas das suspensões do SR	67
Figura 3.25	Curva força x velocidade para os amortecedores das suspensões do SR	67
Figura 3.26	Configuração utilizada no ensaio para validação do modelo da suspensão	68
Figura 3.27	Comportamento lateral do veículo durante o teste de curva de raio constante para validação das curvas da suspensão	68
Figura 3.28	Sensor de deslocamento com fio de aço flexível acoplado a potenciômetro	69
Figura 3.29	Posicionamento de sensor para medição de deslocamento em extremidade de eixo	69
Figura 3.30	Modelo em MBS para o teste circular de validação da suspensão do SR	70
Figura 3.31	Comparação numérico-experimental do teste circular: deslocamento vertical das extremidades da massa suspensa	70
Figura 3.32	Conjunto pneus e rodas do semirreboque em ambiente multicorpos	71
Figura 3.33	Modelo completo do semirreboque em ambiente multicorpos	71
Figura 3.34	Modelo completo da combinação veicular de carga em ambiente multicorpos	72
Figura 3.35	Forças nos pneus em análise de equilíbrio estático – chassi rígido ...	73
Figura 4.1	Métricas típicas usadas na dinâmica lateral veicular	75
Figura 4.2	Indicação dos componentes avaliados no último eixo da CVC	75
Figura 4.3	Entrada senoidal no volante para a manobra de mudança simples de pista	77
Figura 4.4	Simulação de mudança simples de pista no instante de maior solicitação – chassi do semirreboque: (a) rígido e (b) flexível	77
Figura 4.5	Ângulos de rolagem da CVC na manobra de mudança simples de pista: (a) cavalo mecânico; (b) semirreboque	78

Figura 4.6	Acelerações laterais da CVC na manobra de mudança simples de pista: (a) Cavalos mecânicos; (b) SR rígido; (c) SR flexível	79
Figura 4.7	Aceleração lateral do SR (pacote 5) na manobra de mudança simples de pista	80
Figura 4.8	Velocidade de guinada do SR na manobra de mudança simples de pista	80
Figura 4.9	Força vertical no pneu P09 na manobra de mudança simples de pista	81
Figura 4.10	Bolsão de ar B04 na manobra de mudança simples de pista: (a) Força; (b) Deflexão	82
Figura 4.11	Força nos eixos E04 e E05 (lado esquerdo) na manobra de mudança simples de pista	82
Figura 4.12	Força na bucha do suporte da suspensão S02 na mudança simples de pista	83
Figura 4.13	Efeito da variação da velocidade longitudinal – pacote 5 do SR: (a) aceleração lateral; (b) velocidade de guinada; (c) ângulo de <i>roll</i>	84
Figura 4.14	Manobra de esterçamento em rampa: (a) entrada angular no volante; (b) trajetória percorrida	86
Figura 4.15	Simulação de esterçamento em rampa – instante de maior sollicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	86
Figura 4.16	Acelerações laterais da CVC na manobra de esterçamento em rampa: (a) cavalos mecânicos; (b) semirreboque	87
Figura 4.17	Ângulo de rolagem do semirreboque na manobra de esterçamento em rampa	87
Figura 4.18	Entrada no volante na manobra de esterçamento em degrau	88
Figura 4.19	Simulação de esterçamento em degrau – instante de maior sollicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	88
Figura 4.20	Aceleração lateral do semirreboque (pacote 5) na manobra de esterçamento em degrau	89
Figura 4.21	Ângulos de rolagem da CVC na manobra de esterçamento em degrau: (a) cavalos mecânicos; (b) semirreboque	89
Figura 4.22	Velocidade de guinada do cavalos mecânicos na manobra de esterçamento em degrau	90

Figura 4.23	Entrada no volante na manobra de esterçamento em impulso	91
Figura 4.24	Simulação de esterçamento em degrau – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	91
Figura 4.25	Ângulo de rolagem do semirreboque na manobra de esterçamento em impulso	91
Figura 4.26	Aceleração lateral do semirreboque (pacote 5) na manobra de esterçamento em impulso: no domínio do tempo (a) e no domínio da frequência (b)	92
Figura 4.27	Entrada no volante na manobra de esterçamento em varredura senóide	93
Figura 4.28	Simulação de esterçamento em varredura senóide – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	93
Figura 4.29	Aceleração lateral do semirreboque: no domínio do tempo (a) e no domínio da frequência (b)	94
Figura 4.30	Ângulos de rolagem da CVC na manobra de esterçamento em varredura senóide: (a) cavalo mecânico; (b) semirreboque	96
Figura 4.31	Entrada de esterçamento no volante na manobra <i>fish-hook</i>	97
Figura 4.32	Simulação de <i>fish-hook</i> – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	98
Figura 4.33	Aceleração lateral do SR (pacote 5) na manobra <i>fish-hook</i>	98
Figura 4.34	Força vertical nos pneus P09 e P18 na manobra <i>fish-hook</i>	98
Figura 4.35	Trajetória da CVC na manobra de curva de raio constante	99
Figura 4.36	Demanda angular aplicada ao volante na manobra de curva de raio constante	100
Figura 4.37	Simulação de curva de raio constante – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	100
Figura 4.38	Efeitos de flexão lateral e torção do chassi do implemento rodoviário	101
Figura 4.39	Ângulo de escorregamento lateral do veículo trator na manobra de curva de raio constante	101
Figura 4.40	Ângulo de rolagem do semirreboque na manobra de curva de raio constante	101

Figura 4.41	Força vertical nos pneus P09 e P18 na manobra de curva de raio constante	102
Figura 4.42	Entrada de esterçamento no volante na manobra de mudança dupla de pista	103
Figura 4.43	Simulação de mudança dupla de pista – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível	103
Figura 4.44	Ângulos de rolagem da CVC na manobra de mudança dupla de pista: (a) cavalo mecânico; (b) semirreboque	104
Figura 4.45	Aceleração lateral do semirreboque na manobra de mudança dupla de pista: (a) rígido; (b) flexível	105
Figura 4.46	Velocidade de guinada do semirreboque na manobra de mudança dupla de pista	105
Figura 4.47	Métricas no eixo E05 na manobra de mudança dupla de pista: (a) força no pneu P09; (b) força no bolsão B04; (c) deflexão no bolsão B04	106
Figura 4.48	Análise estrutural estática para o instante de maior solicitação da mudança simples de pista – condições de contorno importadas da ferramenta de MBS	109
Figura A.1	Modelo para equacionamento simplificado da rolagem do semirreboque: 4 molas torcionais unem as 5 massas suspensa	119
Figura A.2	Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 1 do SR	120
Figura A.3	Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 2 do SR	121
Figura A.4	Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 3 do SR	122
Figura A.5	Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 4 do SR	123
Figura A.6	Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 5 do SR	124
Figura B.1	Procedimento virtual para determinação da rigidez torcional do chassi	126
Figura B.2	Deslocamento angular de 0,0455 rad (57,9 mm) na extremidade livre do chassi	127
Figura B.3	Rigidez torcional do chassi do SR x número de travessas	127
Figura B.4	Ângulo de rolagem – veículo trator	128
Figura B.5	Ângulo de rolagem: pacote 1 do semirreboque	129
Figura B.6	Ângulo de rolagem: pacote 5 do semirreboque	129

Figura B.7	Deflexão do bolsão de ar B04	130
Figura B.8	Força no bolsão de ar B04	130
Figura B.9	Força na bucha do suporte S02	131
Figura B.10	Força no eixo E05 – lado esquerdo	131

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Histórico evolutivo das teorias e princípios utilizados em dinâmica	35
Tabela 3.1	Características gerais do modelo virtual da combinação veicular de carga	50
Tabela 3.2	Propriedades de massa e inércia do modelo completo do veículo trator	59
Tabela 3.3	Principais características geométricas e inerciais da caixa de carga	60
Tabela 3.4	Modos de vibrar do chassi do semirreboque	63
Tabela 3.5	Propriedades de massa e inércia do modelo de chassi do semirreboque	64
Tabela 3.6	Propriedades de massa e inércia do modelo completo do semirreboque	71
Tabela 3.7	Pesos nos pneus da CVC em análise de equilíbrio estático	73
Tabela 3.8	Comparação das massas nos eixos: lei da balança x modelo numérico	74
Tabela 4.1	Efeito da variação de velocidade longitudinal na dinâmica lateral da CVC	85
Tabela 4.2	Efeitos da flexibilidade do chassi do SR na dinâmica lateral da combinação veicular	108
Tabela B.1	Rigidez torcional das configurações de travessamento do chassi	127

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
ADAMS	<i>Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems</i>
ANFIR	Associação Nacional dos Fabricantes de Implementos Rodoviários
ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
CAD	<i>Computer aided design</i> , ou Desenho assistido por computador
CAE	<i>Computer aided engineering</i> , ou Engenharia assistida por computador
C-B	Craig-Bampton
CG	Centro de gravidade
CNT	Confederação Nacional do Transporte
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CR	Centro de rolagem
CVC	Combinação veicular de carga
EF	Elementos finitos
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i> , ou Transformada rápida de Fourier
GDL	Grau de liberdade
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MBS	<i>Multibody system</i> , ou Sistema multicorpos
MEF	Método de elementos finitos
MF	<i>Magic Formula</i> , ou Fórmula Mágica de Pacejka
MNS	Massa não suspensa
MS	Massa suspensa
PSD	<i>Power spectral density</i> , ou Densidade espectral de potência
RMS	<i>Root mean square</i> , ou Valor quadrático médio
SR	Semirreboque
SRT	<i>Static Rollover Threshold</i> , ou Limiar de Tombamento Lateral Estático
TTR	<i>Time-To-Rollover</i>
VPD	<i>Virtual product development</i> , ou Desenvolvimento virtual de produto

LISTA DE SÍMBOLOS

1	Veículo trator	
2	Semirreboque	
a_y	Aceleração lateral	[m/s ²]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
h_5	Altura da quinta roda	[m]
h_r	Altura do centro de rolagem	[m]
h_s	Altura do CG da massa suspensa	[m]
h_u	Altura do CG da massa não suspensa	[m]
h_m	Altura do centro de rolagem para a região n	[m]
h_{Cm}	Altura do chassi para a região m	[m]
h_{Pm}	Altura do CG da massa suspensa para a região m	[m]
h_{QR}	Altura da quinta roda para a região 1	[m]
n	Número de modos de vibrar contabilizados na superposição modal	
q_i	Amplitude modal (fator de participação ou coordenada modal) do modo i	
q_i^*	Coordenada modal ortogonalizada de C-B para o modo i	
x	Deslocamento translacional de GDL no eixo longitudinal	[m]
$x(t)$	Deslocamento translacional transiente	[m]
y	Deslocamento translacional de GDL no eixo lateral	[m]
z	Deslocamento translacional de GDL no eixo vertical	[m]
B	Fator de rigidez no modelo de pneu	
$B_{\phi s1}$	Amortecimento em rolagem do eixo	[N.m.s/rad]
$B_{\phi sn}$	Amortecimento em rolagem do eixo para a região n	[N.m.s/rad]
C	Fator de forma no modelo de pneu	
CO ₂	Gás carbônico	
D	Fator de pico no modelo de pneu	
E	Fator de curvatura no modelo de pneu	
F_5	Força na quinta roda	[N]
F_u	Força da MNS transferida para a MS no centro de rolagem	[N]
F_x	Força longitudinal no modelo de pneu	[N]

F_y	Força lateral no modelo de pneu	[N]
F_{un}	Força da MNS transferida para a MS no CR para a região n	[N]
F_{Cm}	Força do chassi para a região m	[N]
F_{QR}	Força da quinta roda para a região 1	[N]
\tilde{F}_g	Força generalizada gravitacional	[N]
I_{xxu}	Momento de inércia no eixo x da massa não suspensa	[kg.m ²]
I_{xxs}	Momento de inércia no eixo x da massa suspensa	[kg.m ²]
I_{xxPm}	Momento de inércia no eixo x da MS para a região m	[kg.m ²]
K_5	Rigidez em rolagem da quinta roda	[N.m/rad]
K_t	Rigidez vertical (radial) dos pneus do rodado	[N/m]
K_{ϕ_s}	Rigidez em rolagem do eixo	[N.m/rad]
K_{C12}	Rigidez torcional do chassi entre as regiões 1 e 2	[N.m/rad]
K_{C23}	Rigidez torcional do chassi entre as regiões 2 e 3	[N.m/rad]
K_{C34}	Rigidez torcional do chassi entre as regiões 3 e 4	[N.m/rad]
K_{C45}	Rigidez torcional do chassi entre as regiões 4 e 5	[N.m/rad]
K_{QR}	Rigidez em rolagem da quinta roda para a região 1	[N.m/rad]
$K_{\phi_{sn}}$	Rigidez em rolagem do eixo para a região n	[N.m/rad]
K_ϕ	Rigidez torcional do chassi	[N.m/rad]
M_z	Torque autoalinhante no modelo de pneu	[N.m]
\tilde{Q}	Força generalizada gravitacional	[N]
S_h	Translação horizontal no gráfico do modelo de pneu	[m]
S_y	Translação vertical no gráfico do modelo de pneu	[m]
T	Metade da distância do centro do rodado do lado esquerdo ao direito	[m]
T_ϕ	Torque aplicado ao chassi	[N.m]
W	Peso total da unidade veicular	[N]
W_s	Peso da massa suspensa	[N]
W_u	Peso da massa não suspensa	[N]
$\{h\}$	Vetor posição da origem do sistema global até a origem do corpo B	[m]
$\{q\}$	Vetor de amplitudes (coordenadas) modais	
$\{q^*\}$	Vetor de amplitudes (coordenadas) modais ortogonalizadas de C-B	

$\{q_c\}$	Vetor de amplitudes (coordenadas) modais dos modos vinculares	
$\{q_n\}$	Vetor de amplitudes (coordenadas) modais dos modos normais de base fixa	
$\{s_p\}$	Vetor posição do ponto P em relação à origem do corpo	[m]
$\{u\}$	Vetor de estado	
$\{x\}$	Vetor de deslocamento translacional	[m]
$\{x(t)\}$	Vetor de deslocamento translacional transiente	[m]
$\{\tilde{x}(t)\}$	Vetor generalizado de deslocamento translacional transiente	[m]
$\{x_b\}$	Vetor de GDL de contorno de Craig-Bampton	[m]
$\{x_i\}$	Vetor de GDL de interior de Craig-Bampton	[m]
$\{x_p\}$	Vetor da deformação translacional do ponto P da posição não deformada até a deformada	[m]
$\{\dot{x}\}$	Vetor de velocidade translacional	[m/s]
$\{\dot{\tilde{x}}(t)\}$	Vetor generalizado de velocidade translacional transiente	[m/s]
$\{\ddot{x}\}$	Vetor de aceleração translacional	[m/s ²]
$\{\ddot{\tilde{x}}(t)\}$	Vetor generalizado de aceleração translacional transiente	[m/s ²]
$[0]$	Matriz zero	
$[B_\phi]$	Matriz de amortecimento rotacional	[N.m.s/rad]
$[C]$	Matriz de amortecimento translacional	[N.s/m]
$[\tilde{C}]$	Matriz generalizada de amortecimento	[N.s/m]
$[D]$	Matriz de amortecimento modal	
$[I]$	Matriz identidade	
$[I_\phi]$	Matriz de inércia rotacional	[kg.m ²]
$[K]$	Matriz de rigidez translacional	[N/m]
$[K_\phi]$	Matriz de rigidez rotacional	[N.m/rad]
$[\tilde{K}]$	Matriz generalizada de rigidez	[N/m]

$[\tilde{K}]_{C-B}$	Matriz generalizada de rigidez de Craig-Bampton	[N/m]
$[M]$	Matriz de massa (inércia translacional)	[kg]
$[\tilde{M}]$	Matriz generalizada de inércia	[kg]
$[\tilde{M}]_{C-B}$	Matriz generalizada de massa de Craig-Bampton	[kg]
$[\dot{M}]$	Derivada no tempo da matriz de massa do corpo flexível	
$[N]$	Matriz de transformação ortogonal	
$\sum F_{\text{ext}}$	Somatório de forças externas atuantes	[N]
$\sum T_{\text{ext}}$	Somatório de torques externos atuantes	[N.m]
ϕ	Ângulo de rolagem da massa suspensa (deslocamento angular de GDL em torno do eixo longitudinal)	[rad]
ϕ_s	Ângulo de rolagem da massa suspensa relativo à massa não suspensa	[rad]
ϕ_u	Ângulo de rolagem da massa não suspensa	[rad]
ϕ_{sn}	Ângulo de rolagem da MS relativo a um plano que passa por O e CR para a região n	[rad]
ϕ_{um}	Ângulo de rolagem da MNS para a região m	[rad]
ϕ_{pm}	Ângulo de rolagem da MS para a região m	[rad]
$\dot{\phi}$	Velocidade de rolagem da massa suspensa	[rad/s]
$\dot{\phi}_u$	Velocidade de rolagem da massa não suspensa	[rad/s]
$\dot{\phi}_{pm}$	Velocidade de rolagem da massa suspensa para a região m	[rad/s]
$\ddot{\phi}$	Aceleração de rolagem da massa suspensa	[rad/s ²]
$\ddot{\phi}_u$	Aceleração de rolagem da massa não suspensa	[rad/s ²]
$\ddot{\phi}_{pm}$	Aceleração de rolagem da massa suspensa para a região m	[rad/s ²]
α	Ângulo de escorregamento no modelo de pneu	[rad]
ζ	Amortecimento estrutural	
θ	Deslocamento angular de GDL em torno do eixo lateral	[rad]
κ	Derrapagem longitudinal no modelo de pneu	[m]
λ_i	Autovalor i	

λ_L	Multiplicadores de Lagrange para as restrições	
ξ	Deslocamentos generalizados do corpo flexível	
$\dot{\xi}$	Velocidades generalizadas do corpo flexível	
$\ddot{\xi}$	Acelerações generalizadas do corpo flexível	
ϕ_i	Modo i de vibração do sistema, ou autovetor i	
ϕ_i^*	Modo i de Craig-Bampton ortogonalizado	
ψ	Deslocamento angular de GDL em torno do eixo vertical	[rad]
ω_i	Frequência natural i	[Hz]
Δ_t	Incremento de tempo	[s]
Ψ	Equações algébricas de restrição	
$\{\phi\}$	Vetor de deslocamentos rotacionais	[rad]
$\{\dot{\phi}\}$	Vetor de velocidades rotacionais	[rad/s]
$\{\ddot{\phi}\}$	Vetor de acelerações rotacionais	[rad/s ²]
$[\phi]$	Matriz de autovetores (matriz modal)	
$[\omega]$	Matriz das frequências naturais	[Hz]
$[\phi]_p$	Matriz modal correspondente ao GDL translacional do ponto P	
$[\Phi_{ic}]$	Deslocamentos físicos dos GDL de interior nos modos vinculares	
$[\Phi_{in}]$	Deslocamentos físicos dos GDL de interior nos modos normais	

GLOSSÁRIO

Amplificação traseira – Fenômeno de amplificação dos movimentos das unidades veiculares mais afastadas da unidade motriz. Sua ocorrência é mais comum para composições do tipo bitrem, rodotrem e tritrem.

Banda de rodagem – Parte do pneu que fica em contato com o pavimento. Tem formato semelhante a um retângulo com cantos arredondados.

Barra estabilizadora – Barra utilizada para diminuir o movimento de rolagem lateral de um veículo, adicionando rigidez torcional à suspensão na qual é empregada.

Bitrem – Conjunto veicular formado por duas unidades de carga movidas. A ligação entre essas duas unidades e da primeira unidade com a unidade motriz é através de acoplamentos do tipo quinta roda/pino rei.

Cavalo mecânico – Veículo de tração equipado com quinta roda. É a unidade motriz da maioria das combinações articuladas de carga.

Centro de rolagem (CR) – Ponto de pivotamento em torno do qual a rolagem da massa suspensa ocorre, e, também, é o ponto onde as forças são transferidas da massa não suspensa para a massa suspensa.

Ciclo aberto (*Open-loop*) – Tipo de simulação dinâmica em que a entrada é dada no sistema (esterçamento no volante é um exemplo). A trajetória é função do comportamento dos componentes. Também chamado de ‘malha aberta’.

Ciclo fechado (*Closed-loop*) – Tipo de simulação dinâmica em que a entrada é a trajetória final do sistema. O sistema tem que adequar suas características para obedecer a trajetória pré-definida. Também chamado de ‘malha fechada’.

Combinação veicular de carga (CVC) – Conjunto veicular para transporte de carga, formado por unidade tratora e unidade(s) movida(s).

Cossimulação – Utilização de mais de um tipo de simulação de forma combinada.

Deflexão – Deformação, deslocamento.

Densidade espectral de potência (*Power spectral density – PSD*) – É uma função real positiva de frequência variável, associada a um processo aleatório que depende do tempo. No caso das simulações veiculares, normalmente é ligada à solicitação vertical do pavimento que atua nos pneus dos veículos.

Estabilidade em rolagem (*roll stability*) – Tendência de um veículo de manter-se em estado permanente quando submetido a forças de rolagem, ou de retornar a esse estado quando recebe um distúrbio momentâneo. Também chamada de estabilidade lateral.

Esterçamento (*steering*) – É o giro aplicado ao volante de um veículo. Normalmente mensurado em unidades angulares.

Fish-hook – Manobra utilizada para avaliação dinâmica da estabilidade ao tombamento de um veículo. Tem este nome pois a trajetória descrita pelo veículo se assemelha ao formato de um anzol.

Flat Track Machine – Dispositivo para testes experimentais de pneus. Controlando parâmetros de força, momentos, e ângulos do desempenho do pneumático, é usado para determinação de coeficientes (fatores) usados em modelagem numérica de pneus.

Gradiente de esterçamento – Métrica de avaliação da dirigibilidade de um veículo. Pode ser neutro, subesterçante ou sobre-esterçante.

Graneleiro – Tipo de implemento rodoviário para transporte de cargas a granel.

Grau de liberdade (GDL) – Em um sistema, são as coordenadas independentes necessárias para a descrição de um movimento.

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

Limiar de tombamento estático (*Static rollover threshold – SRT*) – Valor de aceleração limite antes do descolamento do rodado interno à curva no último eixo de um veículo. Segundo alguns critérios, é o limiar de estabilidade lateral do veículo.

Longarinas – São as vigas principais de um chassi (quadro) veicular. Geralmente são dispostas no sentido longitudinal, que é a maior das três dimensões do veículo. Têm seção robusta e sustentam as vigas transversais (travessas).

Implementos rodoviários – São as unidades veiculares, geralmente com função de transporte de cargas, ‘puxadas’ por um veículo trator.

Massa não suspensa (MNS) – Relacionada ao peso não suspenso, que é o peso não suportado pela suspensão, e sim, diretamente pelo conjunto pneu/roda. As massas não suspensas reproduzem as forças de inércia produzidas pelos movimentos dos componentes não suspensos.

Massa suspensa (MS) – Relacionada ao peso suspenso, que é o peso suportado pela suspensão. Esse é definido pelo peso máximo menos o peso dos componentes não suspensos. A massa suspensa é um corpo rígido com centro de gravidade e momentos de inércia idênticos ao peso suspenso.

Pino rei – Pino posicionado na parte frontal do chassi de um implemento rodoviário. É acoplado com a quinta roda, formando uma articulação.

Quinta roda – Componente de unidade veicular responsável pelo acoplamento de outra unidade traseira. Junto com o pino rei, compõe a articulação entre unidades de uma CVC.

Reboque – Unidade veicular de carga movida, ligada a uma unidade tratora sem o acoplamento quinta roda/pino rei.

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

Rodado – Conjunto pneu(s)/roda(s) situado na ponta de um eixo. Pode ser simples (um pneu e uma roda) ou duplo (dois pneus e duas rodas). É utilizado na nomenclatura de tração veicular (4x2, 4x4, 6x2, 6x4,...).

Rodotrem – Conjunto veicular formado por três unidades movidas: duas de carga e uma de ligação (*dolly*). A ligação das unidades de carga é através de acoplamentos quinta roda/pino rei. A unidade de ligação é rebocada.

Semirreboque – Unidade veicular de carga movida, cuja ligação com a unidade tratora é através do acoplamento quinta roda/pino rei.

Tombamento (*rollover*) – Manobra na qual o veículo rotaciona 90 graus ou mais sobre o seu eixo longitudinal, encostando o corpo no pavimento.

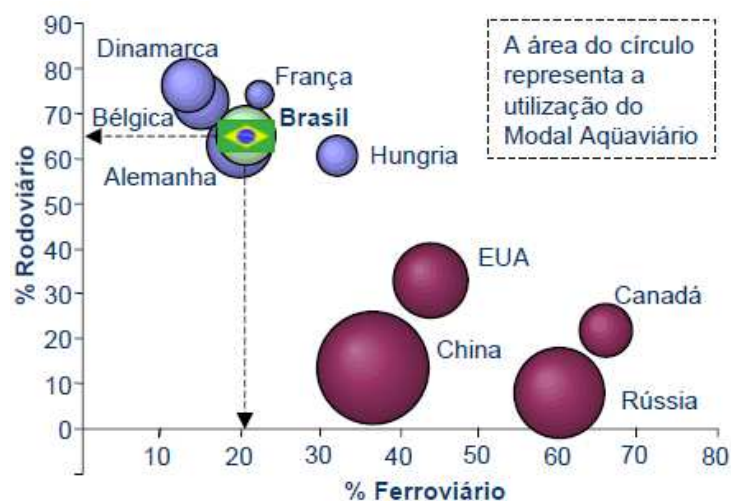
Tração – Relativo à configuração de eixos motrizes em veículo trator. Por exemplo, um veículo com tração 6x2 significa que tem 6 rodados, sendo 2 em eixo trativo.

Veículo trator – Unidade veicular motorizada, é responsável por tracionar as unidades movidas, compondo uma combinação veicular de carga. Também chamado de veículo trativo, ou motriz.

1 INTRODUÇÃO

O transporte é fundamental para o crescimento das nações. Muito mais do que apenas um setor da economia, “é um serviço horizontalizado que viabiliza os demais setores, afetando diretamente a segurança, a qualidade de vida e o desenvolvimento econômico” [CNT, 2002]. Transportar produtos de um local a outro é uma atividade tão cotidiana quanto imprescindível para os países. Na ausência de transportes, produtos essenciais não chegariam aos seus consumidores, indústrias não produziriam, não haveria comércio externo. Qualquer nação fica literalmente paralisada se houver interrupção de seu sistema de transportes, e, além disso, transporte não é um bem importável.

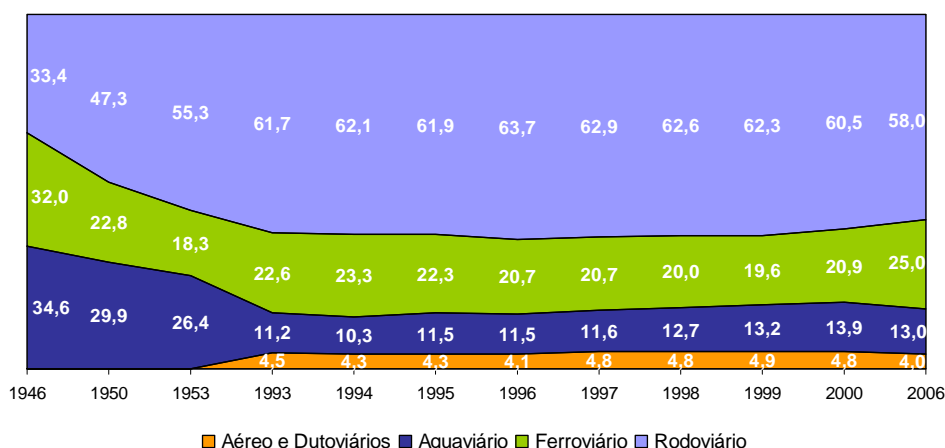
No mundo, a movimentação de cargas se dá predominantemente através dos seguintes modos: aéreo, rodoviário, ferroviário, aquaviário e dutoviário. A Figura 1.1 apresenta o cenário das principais modalidades de transporte comercial em alguns países, com diferentes economias e dimensões territoriais. Dentro das extensões continentais, o papel desempenhado pelo transporte rodoviário de produtos é fundamental, devido a suas características de flexibilidade, baixo custo e agilidade.



(Fonte: CNT, 2002)

Figura 1.1 – Modalidades de transporte de carga utilizadas em algumas nações

Analisando-se a Figura 1.1, nota-se que o Brasil, apesar de possuir uma grande extensão territorial (característica comum às nações onde o modal ferroviário é bastante desenvolvido), apresenta predominância da modalidade rodoviária sobre as demais formas de transporte. A Figura 1.2 apresenta a evolução percentual da matriz brasileira de transporte de cargas, desde a década de 1940.



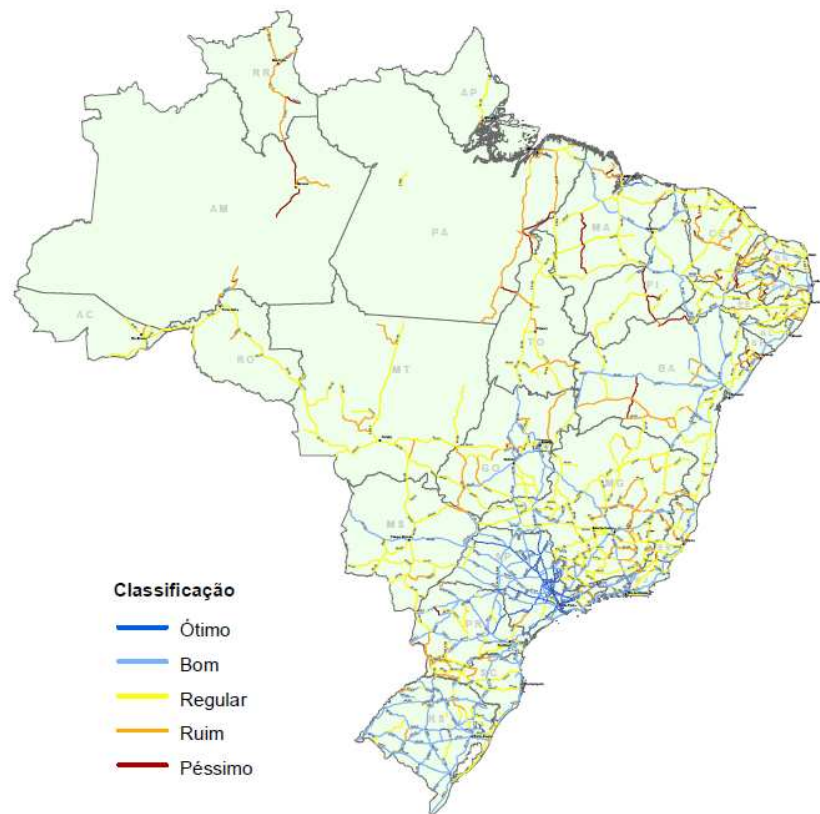
(Fonte: ANTT, 2006)

Figura 1.2 – Evolução da matriz do transporte de cargas no Brasil

A partir da expansão da indústria automobilística, na década de 1950, a modalidade rodoviária de escoamento de carga tornou-se predominante em nosso país, especialmente pelos baixos custos envolvidos, quando comparada a outros modais. Desde então, a rede de estradas foi ampliada e se tornou a principal via de transporte de cargas e passageiros. Apesar das vantagens intrínsecas (maleabilidade, velocidade e disponibilidade) e dos investimentos realizados em infra-estrutura, o transporte rodoviário brasileiro tem algumas limitações quando comparado aos modos alternativos. Pode-se salientar a baixa produtividade e eficiência energética, os elevados níveis de emissão de poluentes e menores índices de segurança [Bartholomeu, 2006].

Até 2009, o Brasil possuía cerca de 212690 km de rodovias pavimentadas e 1367601 km não pavimentados, em rodovias federais, estaduais e municipais [CNT, 2010]. A qualidade dessas estradas, todavia, sempre foi motivo de preocupação. A Figura 1.3 apresenta o estado de conservação da malha rodoviária brasileira.

Apesar da sua relevância na economia brasileira, a maior parte das rodovias brasileiras não tem boas condições de rodagem. A falta de fiscalização e o baixo valor pago pelo frete resultam, na prática, em grandes combinações veiculares rodando com excesso de peso, em relação ao especificado pelos fabricantes de implementos rodoviários. A consequência disso é a acelerada deterioração dos pavimentos, um dos motivos do elevado número de acidentes nas estradas brasileiras. Bartholomeu, 2006, menciona benefícios de trafegar-se em vias de melhor qualidade: reduções em consumo de combustível, tempo de viagem, gasto com manutenção e emissão de CO₂.



(Fonte: CNT, 2010)

Figura 1.3 – Estado de conservação da malha rodoviária no Brasil

Além do dano às vias, o excesso de carga também causa prejuízos às próprias composições veiculares. Na estrutura, o aumento de esforços nos conjuntos rodas/pneus resulta em tensões que danificam os componentes e reduzem sua durabilidade [Prado et al., 2008; Luzetti et al., 2010]. No comportamento dinâmico, o peso excessivo causa redução da velocidade em rampas ascendentes, diminuição da capacidade de frenagem nas descendentes e comprometimento da manobrabilidade.

Também chamadas de veículos longos combinados, as combinações veiculares de carga, ou CVC, são composições para transporte de carga formadas por duas ou mais unidades articuladas entre si. A primeira é a unidade motora, comumente designada por cavalo mecânico, ou veículo trator, e as demais são unidades movidas, que podem ser de diferentes tipos: reboque, semirreboque, bitrem, rodotrem e outros.

A partir das resoluções 210 e 211, publicadas pelo CONTRAN em novembro de 2006, aumentou-se a capacidade de carga permitida para os conjuntos formados por um caminhão trator 6x2 e um semirreboque de eixos distanciados [Melo e Barbieri, 2008; Luzetti et al., 2010]. Com a possibilidade de aumentar a carga transportada por eixo, o mercado respondeu positivamente a essa configuração, apresentada na Figura 1.4.



Figura 1.4 – Semirreboque de eixos distanciados acoplado a veículo trator

Carro chefe das maiores fabricantes nacionais, o segmento de transporte de granel respondeu por quase um terço (32,57%) de todos os emplacamentos de implementos rodoviários no Brasil em 2010 [ANFIR, 2010], conforme a Figura 1.5. O perfil agrícola (economia primária) de nosso país é a principal causa dessa relevância do produto graneleiro para as fábricas de implementos rodoviários.

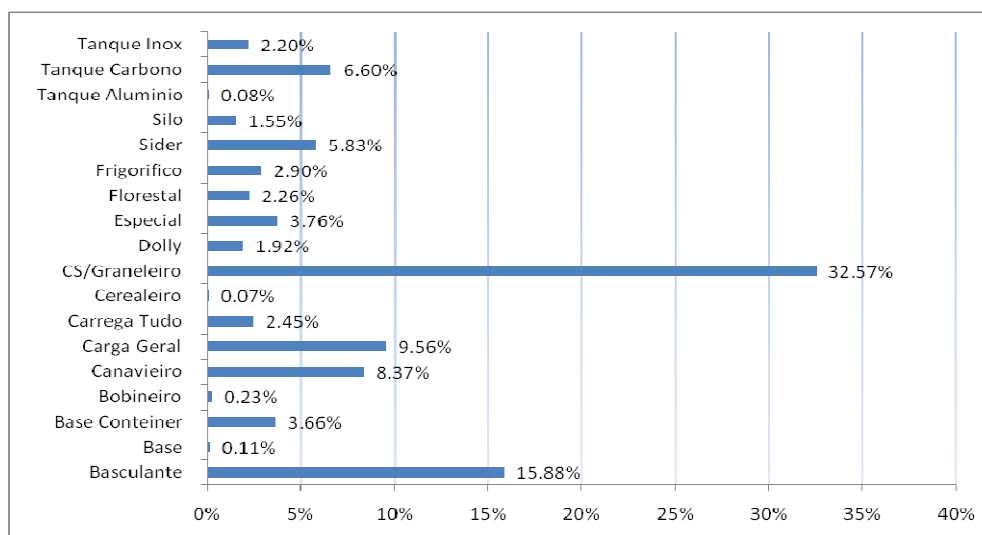


Figura 1.5 – Emplacamentos de todos os tipos de implementos rodoviários no Brasil em 2010

Pelo elevado e crescente número de vendas, puxado principalmente pela sua versão para transporte de granel, a CVC equipada com semirreboque de eixos distanciados (Figura 1.4) foi escolhida como objeto de estudo para este trabalho. Para os demais tipos de implementos rodoviários, com suas características específicas de carga, estrutura e suspensão, a abordagem aqui proposta poderá servir como ponto de partida para estudos futuros.

1.1 Metodologias de Desenvolvimento de Produto

A competição pelo mercado consumidor tornou-se mais acirrada pela globalização. Além da concorrência interna, os fabricantes brasileiros estão aprendendo a conviver com o avanço estrangeiro, por vezes desleal no âmbito trabalhista. Conforme Friedman, 2005, “as fronteiras que ainda não caíram estão caindo, e a concorrência realmente tornou-se mundial”. Essa nova realidade está causando a necessidade de reinvenção por parte das empresas brasileiras, também no setor de transporte.

Em nome da sobrevivência no mercado, os transportadores tiveram que expandir sua atuação para abranger todos os ramos da operação logística. Questões como o custo envolvido no transporte e na armazenagem, hoje são controladas de forma muito mais detalhada do que há dez anos. Apesar dos avanços, estima-se que as empresas brasileiras ainda mantenham cerca de R\$ 118 bilhões investidos em estoque, para se proteger de uma cadeia de transporte ineficiente. Eventos como atrasos, acidentes e roubos de carga impedem que bilhões de reais sejam investidos diretamente em atividades produtivas da economia [CNT, 2002].

A competição globalizada também impactou fortemente na maneira de se projetar os implementos rodoviários. Cada vez mais, a demanda do mercado é por produtos que transportem uma carga e um volume maior, durem mais tempo e custem menos. Nesse sentido, para a maioria das empresas, reduzir custos significa aplicar melhorias em sistemas e processos de produção. Entretanto, em mercados de alta competitividade, o que mais traz dividendos é investir na agregação de valor e na rapidez de lançamento do produto ao consumidor.

O emprego de procedimentos adequados nas atividades de projeto, então, tornou-se fundamental. A Figura 1.6 apresenta um ciclo básico de desenvolvimento de produto. Estudos de Smith e Reinertsen, 1998, mostraram que, contabilizando-se os custos de todas as etapas de um novo desenvolvimento, as fases de projeto representam apenas 5% dos custos totais de um produto. Entretanto, as decisões tomadas nessas etapas iniciais influenciam em até 70% do custo total. Nesse contexto, surgiram metodologias de desenvolvimento, as quais oferecem técnicas de auxílio à tomada de decisões e são de grande valia para as equipes de engenharia.



(Fonte: adaptada de Costa Neto, 2008)

Figura 1.6 – Processo básico de desenvolvimento de produto

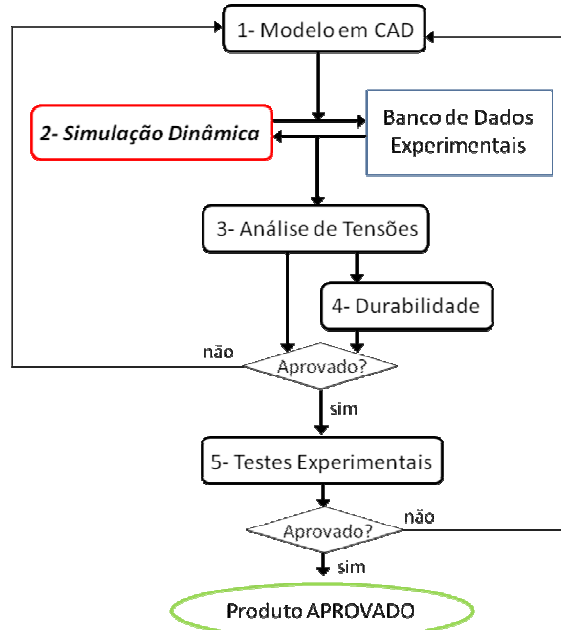
A confiabilidade estrutural dos veículos e implementos, utilizados para transporte rodoviário de cargas, é a sua característica mais importante. Num cenário onde a grande maioria dos critérios de aprovação de projetos são essencialmente empíricos e baseados na experiência de um pequeno grupo de profissionais, a competição pelo cliente fez surgir metodologias de durabilidade estrutural, baseadas em ferramentas computacionais [Grison, 2005; Peres, 2006]. São procedimentos que utilizam o conceito de desenvolvimento virtual de produto, ou VPD (*virtual product development*).

O desenvolvimento virtual de produto foi incorporado às metodologias de projeto criando etapas de modelagem, avaliação e melhoria de protótipos virtuais, realizadas antes mesmo da confecção do primeiro protótipo real. Assim, softwares de desenho assistido por computador (CAD) e engenharia assistida por computador (CAE) ganharam bastante espaço, também na indústria automotiva. Suportados pelo avanço das tecnologias de processamento e armazenamento computacional, os desenhos de peças e produtos primeiro tornaram-se modelos em três dimensões. Depois, a evolução natural foi a utilização desses modelos para a realização de testes virtuais, as chamadas simulações.

Desde sua introdução, o uso de ferramentas de simulação vem permitindo analisar o desempenho de sistemas, de forma rápida. Essa agilidade auxilia na criação de produtos mais robustos, especialmente quando há variabilidades inerentes aos processos de produção [Fernandes et al., 2010]. Embora fossem bastante difundidas no exterior, as metodologias de VPD só recentemente começaram a se estabelecer no Brasil.

No ramo do transporte de cargas, o principal requisito de projeto está ligado à durabilidade estrutural do produto. Ao longo de sua vida útil, o produto não pode falhar, sob o risco de causar grandes prejuízos. Talvez o melhor exemplo disso seja o transportador autônomo, que muitas vezes tem no seu implemento rodoviário a única fonte de sustento da família. Esse contexto faz com que o projeto estrutural assumo papel principal na concepção do implemento.

Cada empresa utiliza a sua própria metodologia de desenvolvimento, contudo, algumas etapas costumam ser semelhantes. A Figura 1.7 ilustra, de forma esquemática, uma metodologia simplificada de desenvolvimento estrutural (suportada por simulações virtuais) para veículos de transporte de carga.



(Fonte: adaptada de Peres, 2006)

Figura 1.7 – Fluxograma de metodologia para desenvolvimento virtual de produto

Nesse tipo de metodologia, a partir de uma demanda de mercado, a qual pode ser uma redução de peso ou custo, ou alguma aplicação específica, o desenvolvimento do novo produto é iniciado com a fase de modelagem em ambiente CAD 3D. Nesta etapa são definidas as geometrias e os materiais a serem utilizados na estrutura. O conhecimento e a experiência dos projetistas têm papel relevante neste momento inicial, somados a cálculos analíticos preliminares de resistência dos materiais.

No segundo passo, se procedem as simulações dinâmicas. O objetivo nesta fase é estudar o comportamento dinâmico dos sistemas, a fim de obter como resultado as cargas e acelerações que atuam sobre os mesmos durante a sua utilização. Nesse momento, é recomendável equacionar analiticamente o problema, para avaliações simplificadas. Entretanto, para sistemas mecânicos de grande porte, como automóveis, caminhões, trens e aviões, costuma-se utilizar ferramentas como as baseadas nos sistemas de multicorpos (*multibody systems* – MBS). Essas simulações dinâmicas podem ser calibradas, ou até substituídas, por ensaios experimentais, de acordo com o produto estudado e a forma de trabalho da empresa.

A etapa seguinte utiliza as cargas e restrições que resultaram da etapa prévia como condições de contorno. É a análise estrutural, onde se interpretam as tensões geradas na estrutura pelos esforços dinâmicos. Para esse fim, o método numérico mais difundido e utilizado na indústria automotiva é o método de elementos finitos (MEF).

A durabilidade de componentes ou produtos, também chamada de estimativa de vida, é realizada como a última fase da prototipagem virtual. Se for reprovado nos critérios da empresa, o projeto retorna para a etapa inicial, para alteração de geometrias, materiais ou conexões/ligações. Caso seja aprovado, procede-se à construção de um protótipo físico do produto, que será instrumentado para aquisição de dados e testado em condições reais de uso e de desgaste acelerado. Bem sucedido nesses testes físicos, o produto estará pronto para o início das etapas de fabricação.

1.2 Objetivo do Trabalho

As simulações dinâmicas têm um papel fundamental em metodologias como a da Figura 1.7. Um pequeno erro de modelagem ou interpretação nessa etapa propaga-se às demais fases, gerando um resultado errôneo da expectativa de vida de um produto ou componente. Ou seja, equívocos na etapa dinâmica do VPD podem comprometer todo o processo de desenvolvimento. É importante, então, que o modelo virtual a ser utilizado nesta etapa seja realístico, isto é, uma representação com elevado nível de fidelidade do comportamento real dos sistemas.

Para os sistemas veiculares, itens como rigidez e amortecimento de suspensão, posição do centro de gravidade e rigidez de quadro influenciam diretamente o seu comportamento dinâmico na ‘vida real’. No ambiente virtual não é diferente. Esses e diversos outros itens precisam estar devidamente calibrados no modelo numérico para, assim, representar de forma fidedigna os desempenhos das estruturas reais.

Uma das limitações das metodologias de VPD, na etapa fundamental de aquisição de esforços, é a consideração das estruturas que compõem o sistema veicular como corpos rígidos (não deformáveis). Essa simplificação é bastante comum nas análises dinâmicas encontradas na literatura e realizadas na indústria em geral. Sabe-se, entretanto, que em muitas situações a flexibilidade estrutural de alguns componentes influencia bastante nos valores de diversas métricas importantes.

Os resultados de uma simulação numérica podem ser bastante alterados ao se considerar rígidas estruturas que sofrem grandes deformações elásticas no desempenho de suas funções. Por exemplo, quando uma CVC passa por um evento dinâmico, como uma trajetória curva ou um desvio abrupto de obstáculo na pista, um dos aspectos que mais chama a atenção de um observador é a flexibilidade do chassi do implemento rodoviário. Dependendo das circunstâncias da manobra, a torção desse componente é visível e,

definitivamente, perigosa, como mostra a Figura 1.8. Tal fenômeno não seria levado em conta em uma análise dinâmica em que o chassi estivesse modelado como corpo rígido.



(Fonte: McNaul, 2009)

Figura 1.8 – Acidente em que a flexibilidade do semirreboque teve papel fundamental no comportamento dinâmico do conjunto veicular

O objetivo deste trabalho, portanto, é **estudar a influência da flexibilidade do chassi de um implemento rodoviário em simulações dinâmicas de multicorpos**. Nos procedimentos de desenvolvimento virtual de produtos, entende-se a questão acima como muito importante. O motivo é que as referidas forças atuantes na estrutura (resultado dessa fase do desenvolvimento) são utilizadas em cascata por todas as demais etapas de simulação e avaliação. Ou seja, esforços mal dimensionados nessa fase de análise transiente podem comprometer a metodologia por completo.

Para incluir a flexibilidade estrutural do chassi de um semirreboque num modelo de multicorpos, foi realizada uma análise modal (obtenção de modos e frequências naturais de vibração) via MEF. Adquiridos esses parâmetros modais da estrutura, construiu-se um modelo numérico da CVC, para comparação de chassi rígido versus flexível em eventos dinâmicos. Além do chassi original, foram simuladas outras duas alternativas de quadro (com mais e menos travessas), para estudar também o efeito da variação da rigidez torcional da estrutura. Manobras e métricas características da dinâmica lateral de veículos foram avaliadas. Analisando-se os resultados, fica evidente a importância de considerar-se a flexibilidade de chassi para a correta representação do conjunto veicular em simulações dinâmicas de MBS.

1.3 Organização dos Capítulos

O Capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica para este trabalho. Em sua primeira parte aborda uma revisão da literatura sobre aspectos fundamentais da dinâmica lateral e da estabilidade de veículos. Estudos que abordam a inclusão de flexibilidade em modelos numéricos são resumidos. Na segunda metade do capítulo, são discutidos fundamentos teóricos do contexto onde se insere esta dissertação: a dinâmica lateral de combinações veiculares e a inclusão de flexibilidade estrutural em análises dinâmicas.

Ao longo do Capítulo 3 é descrita, em detalhes, a modelagem numérica da combinação veicular de carga escolhida para este estudo: o semirreboque graneleiro de eixos distanciados. O método de validação do comportamento virtual da suspensão, item crítico na dinâmica do produto, também é explicado. Finalmente, é demonstrada a abordagem utilizada para inclusão da flexibilidade estrutural no chassi do implemento rodoviário.

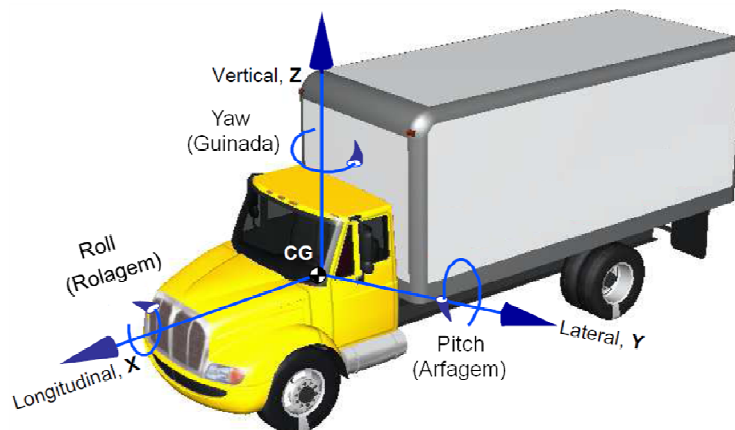
As simulações computacionais de manobras características da dinâmica lateral de veículos são descritas no Capítulo 4. De acordo com métricas e parâmetros específicos, é analisada e discutida a real influência da flexibilidade do quadro nos resultados obtidos.

Conclusões sobre o tema abordado neste trabalho são elencadas no Capítulo 5. A viabilidade e a importância da consideração de flexibilidade estrutural em simulações dinâmicas de implementos rodoviários são ponderadas. Por fim, apresentam-se sugestões e recomendações para trabalhos futuros que dêem sequência à pesquisa aqui desenvolvida.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Dinâmica é o estudo do movimento (posições, velocidades e acelerações) e dos esforços (forças e momentos) que o originaram. A dinâmica veicular é voltada ao movimento do veículo e de suas partes, em resposta aos esforços aplicados pelo ambiente e aos comandos do motorista. Na dinâmica de veículos, são três os tipos principais de movimentos: translação (posição, velocidade e aceleração), rotação (orientação, velocidade angular e aceleração angular) e movimento relativo entre partes (deslocamento de suspensões, movimentos no motor/transmissão e no sistema de direção). Quanto aos esforços, existem os externos (gravitacionais, aerodinâmicos e do contato pneu/pavimento) e os internos (suspensão/direção, motor/transmissão e sistema de freios) aos sistemas do veículo [Gillespie, 1992].

Por conveniência de estudos, a dinâmica veicular pode ser separada em três grandes áreas, como ilustra a Figura 2.1.



(Fonte: Gillespie, 2010)

Figura 2.1 – Movimentos da dinâmica veicular

A **dinâmica longitudinal** abrange os movimentos de translação longitudinal em x e a rotação em torno de y (arfagem ou *pitch*), em resposta a torques aplicados às rodas. Situações como frenagem e aceleração, desempenho em aclive e declive e distribuição de carga nos eixos são estudadas na dinâmica longitudinal de veículos.

Na **dinâmica vertical** é estudado o movimento de translação vertical em z e as rotações em torno de x (rolagem ou *roll*) e de y (arfagem ou *pitch*), em função das irregularidades da pista. A aquisição de cargas para dimensionamento e estimativa de vida dos componentes estruturais de chassi, suspensão e compartimento de carga é realizada por meio de análises de dinâmica vertical.

A **dinâmica lateral** compreende o movimento de translação lateral em y e as rotações em torno de z (guinada ou *yaw*) e de x (rolagem ou *roll*), como resultado de atuação (esterçamento) no volante.

Existem, ainda, as análises veiculares onde essas três áreas da dinâmica são combinadas e estudadas simultaneamente. Esse tipo de abordagem exige o desenvolvimento de modelos numéricos de veículos bastante sofisticados.

• Dinâmica Lateral Veicular

A dinâmica lateral de veículos tem duas abordagens clássicas na literatura: a que enfoca dirigibilidade (*handling*) e a que estuda estabilidade e controle (relacionada aos termos *turning* e *cornering*). Segundo Costa Neto, 2008, a primeira permeia aspectos mais subjetivos do comportamento do veículo, como o gradiente de esterçamento. Já a segunda relaciona-se a características objetivas, como aceleração lateral e ângulo de *roll*. O presente trabalho busca dissertar sobre a estabilidade à rolagem de composições veiculares articuladas, e, portanto, é limitado ao problema da dinâmica lateral de uma CVC.

A rolagem, também chamada de rolamento ou *roll*, é um fenômeno importante no comportamento das combinações veiculares de carga. De acordo com Hasegawa et al., 1990, o controle e a estabilidade de veículos comerciais pesados apresentam diferenças na comparação com veículos de passeio nos seguintes pontos:

- A razão entre largura do veículo e altura do CG é menor, resultando em um ângulo de rolamento maior. Consequentemente, o controle e a estabilidade se tornam aspectos críticos, já que esse ângulo está relacionado à possibilidade de tombamento, e não simplesmente à chance de rodar ou sair de traseira ou dianteira em uma trajetória curva.
- As distâncias entre-eixos são inerentemente maiores, o que resulta em menor rigidez torcional da estrutura. Portanto, a parte frontal e a parte traseira das unidades podem rolar fora de fase.
- O momento de inércia é substancialmente maior.

Parâmetros como rigidez da suspensão, altura do centro de gravidade, comprimento do semirreboque e rigidez de chassi influenciam o desempenho em rolagem das composições veiculares. Portanto, a utilização de modelos numéricos e de recursos de simulação para analisar o impacto desses itens representa um ganho de tempo importantíssimo em

engenharia. Também é importante lembrar que na dinâmica de veículos os objetivos de projeto são muitas vezes conflitantes. Uma suspensão considerada ótima para conforto dos ocupantes pode ser ruim para dirigibilidade, por exemplo [Yang e Gander, 2010].

É nesse contexto que se justifica o uso de simulação virtual. Para encontrar a melhor relação de compromisso entre essa soma de influências, a compreensão das principais variáveis de projeto é fundamental. Apenas como exemplo prático, a utilização de aços de alta resistência em chassi é uma realidade recente para os implementos rodoviários. Porém, com esse material são usadas vigas com espessuras menores, o que reduz a rigidez torcional da estrutura [Hasegawa et al., 1990]. É fundamental que os efeitos desse tipo de alteração sejam analisados antes de sua introdução aos produtos.

Este capítulo é organizado em duas partes. Na seção 2.1 é feita uma revisão da literatura referente ao tema deste trabalho, que é a dinâmica lateral de combinações veiculares e a flexibilidade estrutural em análises dinâmicas. Já na seção 2.2 são abordados aspectos teóricos intrínsecos a esses assuntos.

2.1 Revisão da Literatura

A revisão das obras que fundamentam este trabalho é subdividida em dois momentos. No primeiro, são abordados fatores importantes ao desempenho em rolagem de veículos. Alguns tiveram seus efeitos extensivamente pesquisados, com inúmeras referências na literatura. Outros, porém, possuem bibliografia bastante específica e restrita. Dentro de cada tópico, a apresentação dos estudos respeita a ordem cronológica. Na segunda parte da seção, são apresentados os estudos relacionados à consideração de flexibilidade estrutural em modelos numéricos dinâmicos.

Rigidez de Suspensão

Rodrigues, 2006, propôs uma metodologia de cálculo analítico da rigidez auxiliar à rolagem de suspensões primárias de caminhões. Segundo seus estudos, componentes da suspensão, como lâmina de mola, bucha e viga de eixo, agregam rigidez torcional à rolagem e devem ser contabilizados nos cálculos. O modelo analítico proposto pelo autor considera os efeitos de torção da mola e da viga, assim como a rigidez torcional da bucha. Levando-se em conta esses itens, conseguiu-se reduzir a diferença dos resultados calculados e medidos experimentalmente de 36% para 7% na rigidez à rolagem de uma suspensão mecânica.

Uma análise de sensibilidade em parâmetros de projeto de suspensão foi realizada por Yang e Gander, 2010, para uma combinação do tipo veículo trator e reboque. Foram avaliadas as influências das rigidezes da mola (do reboque) e da barra estabilizadora e o deslocamento em *jounce* da suspensão em manobras de estabilidade e conforto. As métricas estudadas foram: ângulo de rolagem, aceleração lateral e carga na banda de rodagem do pneu. Notou-se que o aumento das rigidezes reduz as acelerações laterais e melhora a estabilidade do reboque, mas pode piorar a dirigibilidade do veículo trator. Numa curva em regime permanente, percebeu-se que um aumento no limite de deslocamento em *jounce* do reboque reduziria a sua estabilidade.

Barra Estabilizadora

Vargas, 2001, analisou o impacto das barras estabilizadoras na rolagem de um ônibus com três eixos. O autor estudou duas possibilidades quanto à flexibilidade do chassi: um veículo rígido (ângulo de inclinação lateral uniforme) e um veículo sujeito a uma deformação torcional linear (ângulo de inclinação lateral variando linearmente). Buscou-se a melhor relação de compromisso entre os diâmetros das barras utilizadas, analisando métricas como: rigidez das suspensões, forças sobre os eixos, ângulos de inclinação lateral e posicionamento do eixo de rolamento. Comparações com dados experimentais e uma análise estrutural para encontrar o mapa tensional da estrutura também foram realizadas.

A influência da barra estabilizadora na rolagem da suspensão dianteira de ônibus urbano com chassi rebaixado foi tema do trabalho de Uhlmann, 2009. Através de análises dinâmicas com software de multicorpos, o autor dimensionou em aproximadamente 50% a redução de rolagem obtida com a utilização da barra de estabilização.

Pressão dos Pneus

O impacto da pressão dos pneumáticos na dinâmica lateral de um veículo compacto de passageiros foi estudado nas pesquisas de Leal, 2008. Reduzindo-se a pressão, alterou-se a rigidez lateral dos pneus que, assim, tiveram suas características dinâmicas modificadas. Parâmetros da dinâmica lateral foram avaliados em testes de curva de raio constante, mudança de pista e curvas sequenciais.

Eixos em Contato com o Pavimento

Carreirão, 2003, analisou o comportamento dinâmico de ônibus para diferentes arranjos de eixos. Em pista reta com irregularidades pavimentais e pista plana para manobras

direcionais, o desempenho em dinâmica lateral e longitudinal foi avaliado para as configurações tratativas 4x2, 6x2 e 8x2.

O levantamento de eixos e seus efeitos no tráfego e na segurança veicular foram abordados no trabalho de Vianna, 2006. O comportamento de veículos comerciais do tipo 6x2 em dinâmica lateral e longitudinal foi analisado. Itens como margem de estabilidade, fator de amortecimento e eficiência de frenagem foram avaliados segundo normas específicas.

Cargas Aerodinâmicas

Em seu trabalho, Brand, 2010, estudou a influência dos carregamentos aerodinâmicos na estabilidade de veículos rodoviários leves. A força lateral e o momento de guinada originados por esse tipo de carga são estudados por meio de manobras de baixa severidade. Segundo o autor, ambos têm um efeito desestabilizante sobre o veículo.

Controle de Sistemas Ativos

Silva, 1998, e Eduardo, 2008, utilizaram o recurso da cossimulação com ferramentas de multicorpos, elementos finitos e matemática simbólica. O primeiro propôs uma metodologia de análise de sistemas mecânicos em ambiente MBS com elos flexíveis, controle e instrumentação. Já o segundo implementou técnicas de aprendizagem por algoritmos genéticos em sistemas ativos de controle de estabilidade veicular.

Sampson, 2000, investigou o projeto de sistemas ativos de controle de rolagem para veículos articulados. Comparações foram feitas a sistemas passivos de estabilidade levando-se em conta, inclusive, a flexibilidade estrutural das unidades. Segundo o autor, conjuntos com chassis mais flexíveis requerem sistemas de controle mais descentralizados.

Critérios de Estabilidade

Verma e Gillespie, 1980, equacionaram um modelo analítico para estudar a dinâmica da rolagem de veículos comerciais. A modelagem não linear proposta pelos autores considera grandes deslocamentos e rotações, permitindo análises de descolamento e tombamento. A interação entre os modos de rolagem e os modos verticais é abordada. De acordo com o estudo, pequenas folgas de suspensão têm grande efeito na resistência à rolagem. Além disso, o fenômeno de ressonância do movimento de rolamento (amplificação traseira) é ilustrado, com sugestões de novas métricas para a determinação da sensibilidade veicular ao tombamento, como a potencial excitação de uma frequência de ressonância em manobras simples.

A amplificação traseira, fenômeno comum aos conjuntos articulados de carga, foi objeto de estudo em Melo, 2004. Baseado no critério do Limiar de Tombamento Lateral Estático – SRT (*Static Rollover Threshold*), o autor avaliou dois tipos de composição, o bitrem e o rodotrem, em manobras de solitação lateral. Para as análises dinâmicas foram criados modelos em software de matemática simbólica. Dos resultados atingidos, destaca-se a maior amplificação traseira presente no conjunto rodotrem, que, segundo o autor, devia ter sua velocidade máxima de tráfego limitada, para diminuir a possibilidade de acidentes.

Chen e Peng, 2005, propuseram uma métrica de contagem regressiva para avaliar a ameaça de tombamento em veículos pesados articulados. Seu parâmetro de TTR (*Time-To-Rollover*) é baseado em um modelo analítico simplificado para representação da guinada e rolagem do conjunto. Uma rede neural foi desenvolvida para gerar um índice de tombamento, utilizando-se da própria métrica TTR, do ângulo de rolagem do veículo e da taxa de variação do ângulo de rolagem. Manobras de solitação lateral foram simuladas para comprovar a correção dessa abordagem.

Otimização Numérica

A otimização estrutural do quadro de veículos foi o tema de Pinto Filho, 2004, e Oliveira, 2007. O primeiro utilizou ferramentas de simulação e otimização numéricas para aprimorar o desenvolvimento estrutural do quadro de um veículo de uso misto (fora de estrada/utilitário esportivo). Com a metodologia empregada, foi possível aumentar em 75% a rigidez torcional da estrutura aumentando a massa em apenas 5 kg. Já o segundo focou uma estrutura do tipo *spaceframe* para veículo esportivo de competição. Para atingir uma relação de compromisso entre baixo peso e alta rigidez torcional, o autor utilizou o MEF com elementos de viga. De acordo com o autor, reduziu-se a massa original do chassi em 35%, com um aumento de 62% em sua rigidez torcional.

Vilela, 2010, utilizou métodos numéricos de otimização de suspensão veicular em questões de dinâmica lateral e vertical. Além de avaliações em métricas específicas de estabilidade e conforto, o autor propõe uma nova avaliação em métrica conjunta dos movimentos. Analisaram-se três ferramentas de otimização quanto a desempenho computacional, praticidade de uso e disponibilidade de informação.

Na maioria das análises dinâmicas encontradas na literatura, os corpos em estudo são considerados rígidos, como nos trabalhos de Melo, 2004, e Peres, 2006. Isso significa que a flexibilidade interna dessas estruturas não é levada em conta na modelagem e, assim, a

distância entre dois pontos pertencentes ao corpo permanece sempre fixa. Silva, 1998 afirma que “essa hipótese facilita consideravelmente a modelagem matemática dos sistemas mecânicos, pois permite que as características de massa/inércia e o comportamento dinâmico dos componentes estejam relacionados apenas com um ponto do corpo rígido – o centro de massa; reduz-se, assim, a quantidade de variáveis dinâmicas no modelo do sistema físico”.

Em contrapartida, existem situações onde a hipótese de corpo rígido não pode ser considerada. Dependendo das peculiaridades e aplicações do sistema mecânico, essa simplificação compromete os resultados da análise. No caso de estruturas com flexibilidade interna, as cargas externas aplicadas causam deformações, podendo alterar a distância entre pontos desses corpos. Deve-se, nessas circunstâncias, incluir no processo de modelagem as características relevantes da flexibilidade, como os modos e as frequências de vibração de maior energia [Silva, 1998].

Antes dos avanços recentes da informática, componentes e subsistemas veiculares que apresentam flexibilidade eram modelados como corpos rígidos, devido, primordialmente, às restrições de esforço computacional desse tipo de modelagem. Com a evolução das tecnologias utilizadas em processamento e armazenagem de dados nos computadores, nota-se nos últimos anos a tendência dos pesquisadores em utilizar modelos mais realísticos, isto é, com menos hipóteses simplificativas.

Um dos resultados desse avanço é a utilização de modelos de análise estrutural com um grau de refino cada vez mais alto. Em estudos recentes sobre estruturas pneumáticas, os resultados das simulações dinâmicas com corpos rígidos são usados como condição de contorno para análises estruturais com alto grau de detalhamento [Luzetti et al., 2010].

Outro importante efeito desse desenvolvimento do ramo computacional é a possibilidade de inclusão da flexibilidade estrutural dos corpos nas próprias análises dinâmicas. Tal recurso trouxe às simulações de sistemas veiculares em MBS um grau de aproximação com a realidade que, até então, dificilmente era obtido com modelos numéricos.

Nas estruturas veiculares, que são sistemas altamente não lineares (as fontes clássicas dessa não linearidade: molas, amortecedores, buchas e pneus), a adição de pequenas deformações elásticas introduz mudanças significativas no comportamento dinâmico global do sistema. Como exemplo de subsistema cuja flexibilidade interna afeta o desempenho dinâmico global, em Zhang et al., 1998, é avaliada a influência da rigidez estrutural de elementos das suspensões de um veículo de passeio, modelados como elementos finitos de viga. O veículo analisado possuía suspensão dianteira independente, que é um conceito mais flexível que o existente na suspensão traseira, de viga rígida. De acordo com os autores, a

inclusão de flexibilidade interna em um sistema conceitualmente mais rígido influencia mais na dinâmica do veículo do que em um sistema mais flexível.

Em simulações dinâmicas, um dos subsistemas veiculares que geralmente é modelado como um corpo rígido é o chassi (quadro), que possui importante função de sustentação e estruturação do veículo. Sabe-se, todavia, que a flexibilidade estrutural do chassi, especialmente com relação à deformação torcional, tem grande efeito nos resultados dos modelos de dinâmica lateral. Atestando essa significância, alguns softwares comerciais de análise dinâmica para veículos oferecem a inclusão da flexibilidade torcional como módulo extra, conforme é demonstrado em McNaull, 2009.

Paralelamente ao avanço computacional, nas análises dinâmicas a modelagem de chassi e de sua flexibilidade estrutural vem evoluindo ao longo do tempo. A idéia aqui é apresentar, de forma cronológica, os trabalhos de alguns autores na representação numérica destas estruturas de sustentação e suas características flexíveis.

Hasegawa et al., 1990, estudaram a influência da rigidez torcional da estrutura de um veículo comercial médio no comportamento de dinâmica lateral. Como a intenção dos autores era analisar o movimento de rolagem das partes dianteira e traseira separadamente, foi utilizado um modelo de duas massas conectadas por uma mola torcional. Analisando as respostas em frequência para uma manobra de curva em regime permanente, variações nos seguintes parâmetros de projeto foram introduzidas: distância entre-eixos, rigidez torcional da estrutura, rigidez à rolagem da suspensão e coeficiente de esterçamento. Os resultados mostram que uma redução na rigidez torcional da estrutura aumenta o ganho em estado permanente do ângulo de rolagem, sem afetar as características de guinada e rolamento do veículo. E mesmo que essa redução de rigidez não possa ser evitada, uma compensação é alcançada ao aumentar-se a rigidez à rolagem da suspensão frontal, reduzindo o ângulo de rolamento da dianteira e mantendo-se o controle e a estabilidade do veículo.

O efeito da flexibilidade da estrutura no comportamento vibracional vertical de caminhões foi estudado por Ibrahim et al., 1996. Para analisar esse efeito, a estrutura do caminhão foi modelada em elementos finitos e suas propriedades modais adquiridas. Criou-se um modelo de metade do veículo, que levava em conta também a suspensão da cabine. A densidade espectral de potência (*power spectral density – PSD*) de uma pista irregular foi utilizada como excitação. As equações de movimento foram resolvidas pela abordagem energética. Os resultados atestam a influência da flexibilidade da estrutura nos níveis de

aceleração do motorista, cabine e estrutura, e, por isso, esse efeito deve ser considerado no projeto de sistemas de suspensão primária, de cabine e de motor.

Aquaro et al., 1999, propuseram uma metodologia para determinação do limiar de tombamento estático (SRT) de um caminhão tanque, usando o MEF. Para simular o fenômeno de movimentação do líquido dentro do compartimento de carga (*sloshing*), foi utilizado um pêndulo mecânico. As rigidezes de flexão e torção do tanque são representadas por elementos finitos de viga e a suspensão por elementos de força (mola) e velocidade (amortecedor). As propriedades de rigidez da estrutura do tanque foram calibradas a partir de um modelo de elementos finitos de casca. Manobras de raio constante e mudança de pista foram utilizadas para determinação do SRT e comparação com dados experimentais. Através de avaliações de aceleração lateral e de guinada, ângulo de articulação e força de reação nas rodas, conclui-se que a abordagem é bem sucedida na determinação do limiar de tombamento.

Uma quinta roda compensatória de oscilação completa é proposta em Ibrahim, 2002. A intenção é melhorar o comportamento em rolagem de um conjunto cavalo mecânico/semirreboque. São feitas comparações com outros dois tipos de articulação, sendo que o modelo proposto pelo autor tem mola e amortecedor torcionais, responsáveis pelo efeito compensatório à transferência de carga e à torção. Além disso, a influência das flexibilidades torcionais dos quadros das duas unidades também é avaliada. Para representar essas flexibilidades, o autor novamente utiliza mola e amortecedor torcionais. De acordo com os resultados, aumentar a flexibilidade à torção do chassi do veículo trator melhora o comportamento de rolagem somente dessa unidade. O uso da quinta roda compensatória diminui sensivelmente as acelerações de *roll* de ambas as unidades do conjunto.

Takano et. al., 2003, realizaram estudo sobre estabilidade à rolagem de um caminhão leve de 7600 kg. Análises de sensibilidade de parâmetros, como braço do momento de rolagem, rigidez à rolagem e gradientes de esterçamento, foram realizadas a partir de manobra de mudança de pista.

Um modelo de veículo comercial leve em MBS foi apresentado por Silva, 2004. Foi levada em conta a flexibilidade do quadro, a partir de suas propriedades modais. Estudos de dirigibilidade foram realizados, com validação experimental. Manobras curvas de raio e velocidade constantes e dupla mudança de pista foram avaliadas, através de resultados de aceleração lateral, velocidade de guinada, ângulo de deriva, ângulo de rolamento e gradiente de esterçamento. Segundo a autora, o veículo tem comportamento subesterçante em acelerações laterais baixas e sobre-esterçante em acelerações laterais altas. O modelo proposto também foi analisado no domínio da frequência.

Ibrahim et al., 2004, estudaram o impacto da articulação dinâmica de composições veiculares carregadas e descarregadas na dinâmica vertical. Um modelo multicorpos foi construído com quadros flexíveis e excitado por irregularidades de pavimento, através de PSD. Os parâmetros modais de flexão da composição acoplada foram calculados usando o MEF. Simularam-se duas configurações de carga para o conjunto: carregado e vazio. Também foram variados os coeficientes de amortecimento e rigidez das suspensões. Segundo os autores, a aceleração dos componentes aumenta significativamente quando o efeito de um semirreboque vazio é considerado. Esse efeito pode ser suprimido ao se reduzir os coeficientes de rigidez e amortecimento do veículo trator e do semirreboque. Os resultados comparativos confirmam que os aumentos significativos nos parâmetros de resposta da configuração vazia acontecem em virtude da interação dinâmica entre o modo de corpo rígido do movimento de arfagem do implemento e o modo de flexão dos chassis combinados do veículo trator e do semirreboque.

A relação entre a deformação estrutural do corpo de um vagão ferroviário e a geometria do contato roda/trilho foi estudada por Sanborn et al., 2008. Essa relação foi demonstrada através de simulações computacionais de um vagão tanque modelado como flexível e rígido. Os autores aplicaram o MEF em uma simulação não linear de multicorpos. No modelo flexível, os modos de vibração (autovetores) foram encontrados através de análise modal. Como resultado, foi mostrado que a flexibilidade da estrutura e a geometria de contato afetam-se mutuamente. Ou seja, modelar o tanque como corpo rígido não captura efeitos importantes, e, assim, as previsões feitas a partir dessa modelagem não são exatas. Dependendo do nível de detalhe e exatidão requeridos à simulação, os efeitos da flexibilidade estrutural podem ser significantes e devem ser considerados. Apesar do tipo de veículo ser diferente do contexto rodoviário aqui abordado, a consideração de flexibilidade proposta pelos autores foi adaptada ao contexto deste trabalho, para utilização em implemento rodoviário.

A inclusão da rigidez torcional em um modelo dinâmico de conjunto veículo trator mais semirreboque é discutida por McNaul, 2009. Manobras de dinâmica lateral em um software de simulação veicular transiente foram realizadas. A primeira foi um aumento gradual de esterçamento, onde se avaliaram os ganhos em regime permanente. Para análise de respostas dinâmicas da composição, simulou-se uma manobra de esterçamento em rampa, analisando-se a estabilidade da CVC. Os valores reais de rigidez torcional dos implementos foram obtidos experimentalmente e, no modelo numérico, utilizaram-se mola e amortecedor torcionais para representação. Uma análise de sensibilidade da rigidez torcional foi realizada.

Duas condições de carregamento também foram consideradas. Segundo os autores, nas análises de ganho pouca influência foi encontrada pela inclusão da flexibilidade.

Vieira, 2010, modelou uma CVC em ambiente multicorpos, tratando o quadro do cavalo mecânico como corpo flexível. Para isso, a partir de análise modal, foram importados os modos e frequências de vibração da estrutura. Validações modais mostraram que as características de massa, rigidez e amortecimento aplicadas resultaram em boa correlação com o veículo real. O foco do trabalho é em análises de dirigibilidade, avaliando métricas como: aceleração lateral, velocidade de guinada, *offtracking* dinâmico e gradiente de esterçamento. A influência de o cavalo estar acoplado ao semirreboque também é discutida.

A partir desta revisão de literatura apresentada de forma cronológica, é nítida a tendência de avanço na complexidade dos modelos dinâmicos de CVC com o passar dos anos. A evolução das tecnologias computacionais permitiu que a flexibilidade à torção de um chassi, antes modelada com a inclusão de uma mola torcional, como em Ibrahim et al., 2004, pudesse ser representada por malhas de elementos finitos de viga e, posteriormente, elementos de casca, como em Vieira, 2010. Na prática, isso significa um aumento considerável do número de graus de liberdade (GDL) avaliados a cada instante de tempo na análise dinâmica.

Importante, também, é ter clareza quanto aos objetivos da modelagem numérica dentro de cada etapa da metodologia de desenvolvimento de projeto. Segundo Fernandes et al., 2010, alguns modelos de CAE se tornaram tão complexos e cheios de detalhes que não se pode proceder nem mesmo análises preliminares, sem a posse de uma grande quantidade de informações. Por outro lado, quanto mais avançada no processo iterativo de desenvolvimento, maior é a necessidade de que a modelagem computacional possua um elevado grau de representação da realidade. Isso ocorre dada a importância de se obter resultados precisos nas etapas finais do desenvolvimento de produtos.

O presente trabalho tem como objetivo avaliar a influência da consideração da flexibilidade estrutural em simulações dinâmicas de veículos rodoviários. Nesse sentido, propõe-se a substituição de um chassi rígido por um flexível, num modelo de semirreboque em ambiente multicorpos. De acordo com a revisão de trabalhos apresentados nesta seção, abordagem semelhante só havia sido aplicada à unidade motriz da composição (veículo trator). Para unidades movidas, geralmente são utilizadas modelagens com grau elevado de simplificações estruturais.

2.2 Revisão Teórica

A revisão de aspectos teóricos fundamentais ao desenvolvimento deste trabalho se inicia na subseção 2.2.1 com uma breve descrição funcional dos principais componentes do semirreboque para dinâmica lateral. Fatores inerentes à estabilidade lateral de veículos pesados são seguidos por um equacionamento analítico simplificado da rolagem de uma CVC. Então, na subseção 2.2.2, são apresentados os fundamentos dos sistemas multicorpos (MBS), utilizados na modelagem numérica deste estudo. Por fim, na subseção 2.2.3, a consideração de flexibilidade estrutural em simulação transiente é abordada.

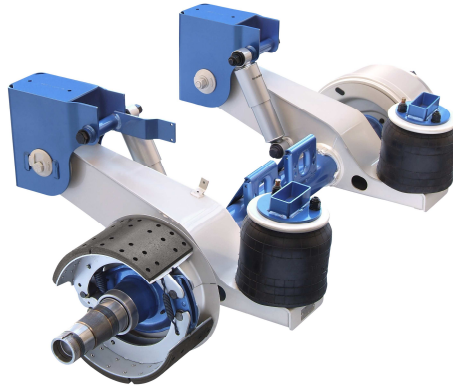
2.2.1 Dinâmica da Rolagem de Combinações Veiculares

- **Principais Componentes do Semirreboque**

Suspensão

O sistema de suspensão é parte fundamental do veículo e afeta fortemente o seu desempenho. Na dinâmica longitudinal, é responsável pelas alterações de atitude do chassi durante acelerações e desacelerações. Na dinâmica vertical, responde pelo isolamento de vibrações do chassi e manutenção do contato pneu/pavimento. E, na dinâmica lateral, afeta as características de dirigibilidade (sobre, neutro ou subesterçante) e também o movimento de rolagem do chassi.

No conjunto veicular tema deste estudo, o semirreboque utiliza suspensão do tipo a ar, ou pneumática. Esse modelo de suspensão, apresentado na Figura 2.2, tem as seguintes vantagens: compensação das transferências de carga; manutenção da altura no ponto médio de viagem; aumento da rigidez proporcionalmente à carga; e manutenção da mesma frequência natural em ampla faixa de carregamento. Por esses motivos, a suspensão a ar oferece uma melhor qualidade de rodagem. Também tem como característica a baixa histerese, o que obriga a instalação de amortecedor para melhor isolar a massa suspensa das irregularidades do pavimento [Gillespie, 1992].

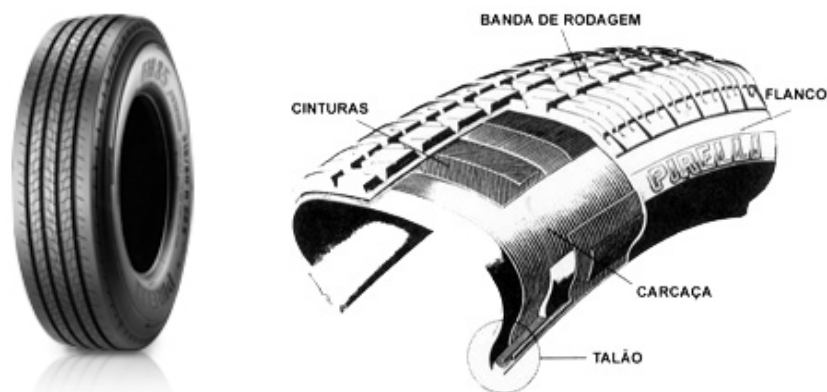


(Fonte: Suspensys, 2010)

Figura 2.2 – Suspensão pneumática para implemento rodoviário

Pneu

O pneu, ou pneumático, é o elemento responsável pela interface entre o veículo e o solo, transmitindo os esforços necessários para o seu controle, estabilidade e segurança. Solicitações de aceleração, frenagem e forças laterais, além da absorção das irregularidades do pavimento e de impactos são condições dinâmicas que fazem parte do cotidiano da estrutura de um pneu [Clark, 1982]. No trabalho aqui desenvolvido, considerou-se a utilização de pneus radiais de medida 315/80 R22,5 (Figura 2.3), voltados para aplicações de baixa severidade.



(Fonte: Pirelli, 2010)

Figura 2.3 – Pneumático 315/80 R22,5 para baixa severidade e suas partes principais

Caixa de Carga

A caixa, ou compartimento, de carga tem como funções principais a acomodação e a proteção ao produto sendo transportado. No caso do semirreboque graneleiro, sua estrutura é composta por painéis laterais encaixados no chassi. Assim, a rigidez estrutural proveniente da

caixa de carga é pequena, quando comparada à do chassi. A Figura 2.4 apresenta o compartimento de carga de um implemento rodoviário para transporte de granel.



Figura 2.4 – Caixa de carga de semirreboque graneleiro

Chassi

A estruturação do semirreboque, aliada à sustentação da caixa de carga, são as funções principais do chassi (ou quadro) do implemento rodoviário. Este componente é constituído por duas longarinas de perfil ‘I’ com altura variável, ligadas por travessas, ou membros transversais, de perfil ‘C’. A união entre esses elementos é através de cordões de solda, mesmo tipo de união utilizado para a fixação do assoalho. Na Figura 2.5 tem-se uma visão geral do chassi utilizado em semirreboque graneleiro.



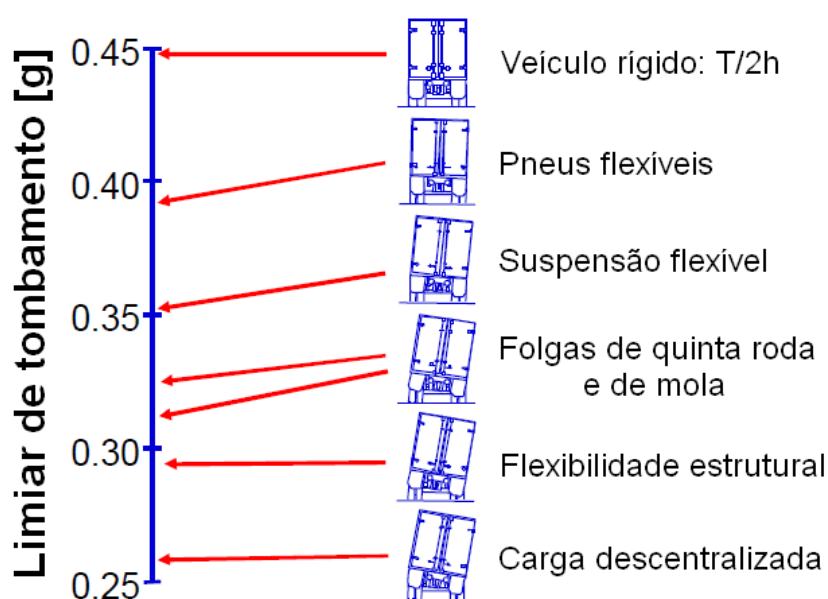
Figura 2.5 – Chassi de implemento rodoviário para transporte de granel

• Estabilidade ao Rolamento

Uma das maiores causas de acidentes rodoviários envolvendo grandes combinações veiculares é o tombamento lateral, ou *rollover*. Esse evento pode ser definido como qualquer manobra na qual o veículo rotaciona 90 graus ou mais sobre o seu eixo longitudinal, encostando o corpo no pavimento [Gillespie, 1992]. Tratando-se de veículos com dezenas de toneladas de massa, geralmente esses acidentes têm consequências catastróficas.

O tombamento está diretamente vinculado à estabilidade em rolagem de um veículo. Mais especificamente às acelerações laterais, que atingem um nível acima do que pode ser compensado pela transferência lateral de carga nos pneus. A importância de estudar-se a estabilidade lateral das CVC é citada no trabalho de Winkler e Ervin, 1999. Os autores afirmam que, para veículos pouco estáveis, nos quais o *rollover* é uma preocupação, melhorias relativamente pequenas em estabilidade podem resultar em grandes reduções nas taxas de acidentes por tombamento.

A estabilidade em rolagem de um veículo pesado é influenciada por diversos fatores. Como é demonstrado na Figura 2.6 (onde é exemplificada a magnitude de cada efeito), pneus, suspensões, folgas de quinta roda e de molas, deflexões estruturais e cargas descentralizadas introduzem flexibilidade ao sistema veicular. Embora tais efeitos, separadamente, possam ser pequenos, quando somados podem reduzir em até 60% a estabilidade em rolagem do veículo referencial rígido [Winkler e Ervin, 1999].



(Fonte: Winkler e Ervin, 1999)

Figura 2.6 – Fatores que influenciam a estabilidade ao rolamento

Para projetar uma combinação veicular e avaliar sua dinâmica lateral, é fundamental o entendimento da influência de cada um desses fatores na performance global do sistema. Nesse contexto, a simulação exerce papel importante. Através da modelagem do sistema, pode-se estudar, de forma relativamente rápida e barata, os impactos causados por alterações em cada um dos itens citados acima.

Porém, antes de partir para a utilização de ferramentas sofisticadas de modelagem e equacionamento, com sistemas de inúmeros GDL, é muito importante que os fenômenos dinâmicos básicos envolvidos estejam dominados. Uma das formas de se entender a dinâmica lateral de um veículo é através da sua modelagem analítica em plano de rolagem. Apesar das simplificações empregadas nesse tipo de abordagem, avaliações preliminares da contribuição de elementos fundamentais, como pneus, molas, amortecedores e quinta roda, já podem ser realizadas.

• Equacionamento Analítico Simplificado

Segundo Gillespie, 1992, para representar de forma adequada o comportamento em rolagem de um veículo, é importante a utilização de modelos que simulem tanto a sua resposta em guinada quanto em rolagem. As movimentações de guinada produzem as acelerações laterais que causam os movimentos de rolamento. Por sua vez, a rolagem altera a resposta em guinada, modificando as forças no pneu que surgem da transferência lateral de carga e da ação da suspensão. Essa abordagem gera os chamados modelos de dirigibilidade, ou modelos acoplados (simultâneos) de ‘guinada-rolagem’ (*yaw-roll models*).

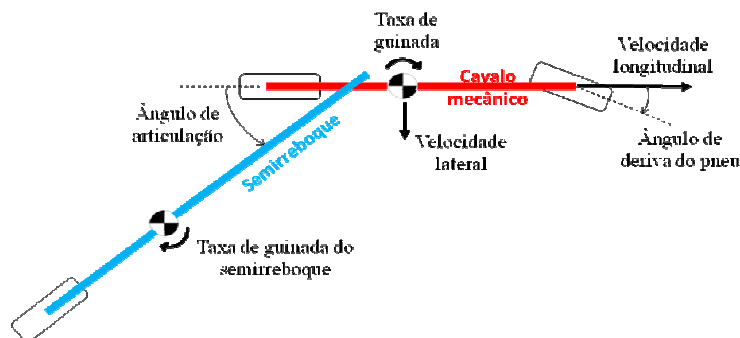
Todavia, em dinâmica lateral é possível construir modelos desacoplados, onde as dinâmicas de guinada e rolagem são tratadas separadamente [Chen e Peng, 2005]. Nesses casos, conforme indica o fluxo da Figura 2.7, aplica-se uma entrada de esterçamento no modelo de guinada. Sua saída, geralmente em aceleração lateral, é usada como entrada no modelo de rolagem, que dá como resultado as grandezas de ângulo e taxa de rolagem.



(Fonte: Chen e Peng, 2005)

Figura 2.7 – Fluxograma sequencial de modelo desacoplado de *yaw-roll*

Na modelagem desacoplada de dinâmica lateral, de acordo com Chen e Peng, 2005, a definição do modelo de guinada depende do modelo de rolagem. Assim, necessariamente, o último é construído antes do primeiro. Como o foco deste trabalho é a dinâmica de rolagem, é importante destacar que um modelo simplificado de guinada, como o ilustrado na Figura 2.8, já seria suficiente para a realização de estudo abrangente de dinâmica lateral, ao ser combinado a um modelo de *roll*, como o que é desenvolvido a seguir.



(Fonte: adaptada de Chen e Peng, 2005)

Figura 2.8 – Modelo simplificado para estudo de guinada em composição veicular

Modelo de Rolagem

Os graus de liberdade em um sistema são as coordenadas independentes necessárias para a descrição de um movimento. A Figura 2.9 apresenta um modelo analítico para o plano de rolagem da combinação veicular tema deste trabalho. Esta representação simplificada apresenta quatro graus de liberdade:

- rolagem da MNS do veículo trator (ϕ_u);
- rolagem da MNS do semirreboque (ϕ_u);
- rolagem da MS do veículo trator (ϕ);
- rolagem da MS do semirreboque (ϕ).

Conforme Chen e Peng, 2005, este tipo de modelo em plano de rolagem consegue bons resultados na predição quase estática de valores limiares de aceleração e ângulo de rolagem. Apesar de simplificado, este modelo analítico considera as influências em rolagem das flexibilidades de pneu, suspensão e quinta roda.

É importante ressaltar que, nos equacionamentos das massas não suspensas apresentados nesta subseção, tanto para o cavalo mecânico quanto para o implemento, os eixos e suas propriedades são tratados como combinados em MNS únicas, as quais possuem características que levam em conta essa simplificação. Além disso, os ângulos de rolagem nas Figuras 2.9 a 2.12 são propositadamente exagerados para que possam ser facilmente

identificados. Ou seja, como indicam as forças nas referidas figuras, não é considerado descolamento do rodado interno à curva nos equacionamentos a seguir.

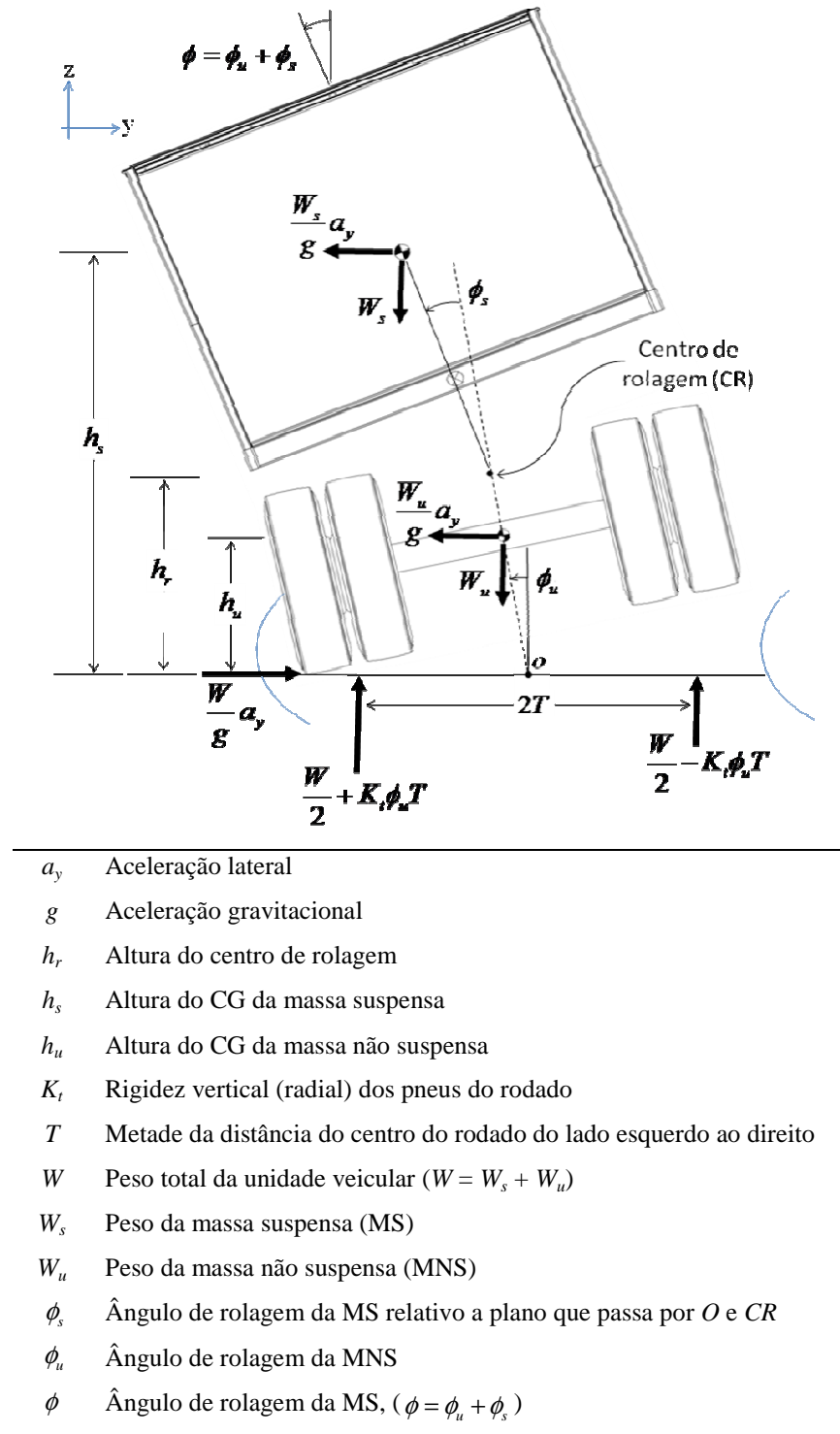


Figura 2.9** – Modelo analítico no plano de rolagem da combinação veicular de carga

* A força $W a_y / g$ é representada apenas no rodado externo à curva, para fins de simplificação.

** Os parâmetros listados, quando seguidos pelos índices '1' e '2', fazem referência a:

'1'- cavalo mecânico; e '2'- semirreboque.

O centro de rolagem (CR), ou *roll center*, é o ponto de pivotamento em torno do qual a rolagem da massa suspensa ocorre, e, também, é o ponto onde as forças são transferidas da massa não suspensa para a massa suspensa.

O vetor de coordenadas generalizadas, que contempla os 4 graus de liberdade do modelo analítico, é apresentado na Equação 2.1.

$$\{\phi\} = \{\phi_{u1}, \phi_{u2}, \phi_1, \phi_2\}^T \quad (2.1)$$

A Figura 2.10 apresenta o diagrama de corpo livre para a massa não suspensa do cavalo mecânico (índice '1'), originado do diagrama da Figura 2.9.

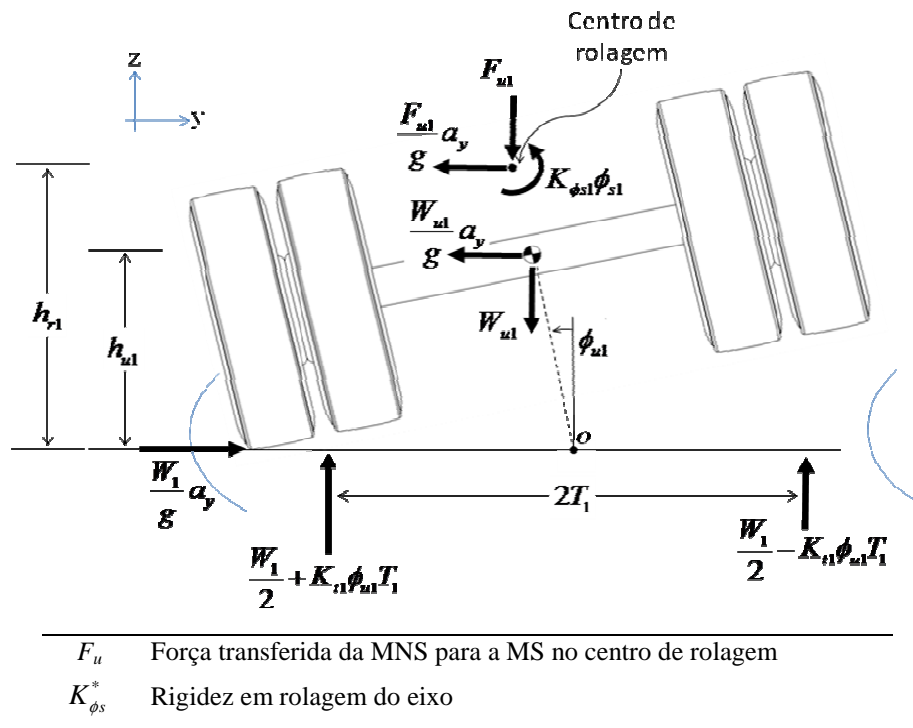


Figura 2.10** – Diagrama de corpo livre para a massa não suspensa do veículo trator

Considera-se, para o desenvolvimento das equações a seguir, a condição de pequenos ângulos de rolagem ($\sin \phi \cong \phi$, $\cos \phi \cong 1$). Para se estender a aplicação deste equacionamento proposto a ângulos maiores, bastaria substituir os ângulos de rolagem, ϕ , pelos valores da tangente desses ângulos, $\tan \phi$, como indica a Figura 2.11.

* A rigidez em rolagem do eixo contempla as rigidezes vertical de mola e auxiliares em rolagem;

** Índices: '1' - cavalo mecânico; e '2' - semirreboque;

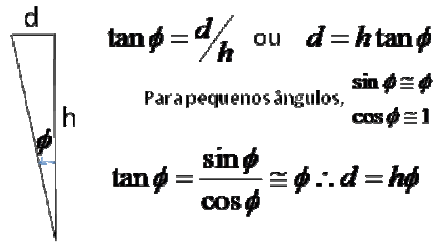


Figura 2.11 – Simplificação de pequenos ângulos utilizada para o equacionamento da rolagem

Para a massa não suspensa do veículo trator, o somatório de momentos em torno do CG é dado pela Equação 2.2.

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{u1}}{g} a_y (h_{r1} - h_{u1}) + \frac{W_1}{g} a_y h_{u1} + F_{u1} (h_{r1} - h_{u1}) \phi_{u1} - \\ & - \left(\frac{W_1}{2} + K_{t1} \phi_{u1} T_1 \right) (T_1 - h_{u1} \phi_{u1}) + \left(\frac{W_1}{2} - K_{t1} \phi_{u1} T_1 \right) (T_1 + h_{u1} \phi_{u1}) + K_{\phi s1} \phi_{s1} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Para a massa não suspensa do semirreboque, o somatório de momentos em torno do CG é demonstrado pela Equação 2.3.

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{u2}}{g} a_y (h_{r2} - h_{u2}) + \frac{W_2}{g} a_y h_{u2} + F_{u2} (h_{r2} - h_{u2}) \phi_{u2} - \\ & - \left(\frac{W_2}{2} + K_{t2} \phi_{u2} T_2 \right) (T_2 - h_{u2} \phi_{u2}) + \left(\frac{W_2}{2} - K_{t2} \phi_{u2} T_2 \right) (T_2 + h_{u2} \phi_{u2}) + K_{\phi s2} \phi_{s2} \end{aligned} \quad (2.3)$$

A Figura 2.12 apresenta o diagrama de corpo livre para a massa suspensa do cavalo mecânico, também originado da Figura 2.9.

O somatório de momentos em torno do CG, para a massa suspensa do veículo trator, é demonstrado na Equação 2.4.

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{u1}}{g} a_y (h_{s1} - h_{r1}) - \frac{F_5}{g} a_y (h_{s1} - h_5) + \\ & + F_{u1} (h_{s1} - h_{r1}) \phi_1 - F_5 (h_{s1} - h_5) \phi_1 - K_{\phi s1} \phi_{s1} + K_5 (\phi_2 - \phi_1) \end{aligned} \quad (2.4)$$

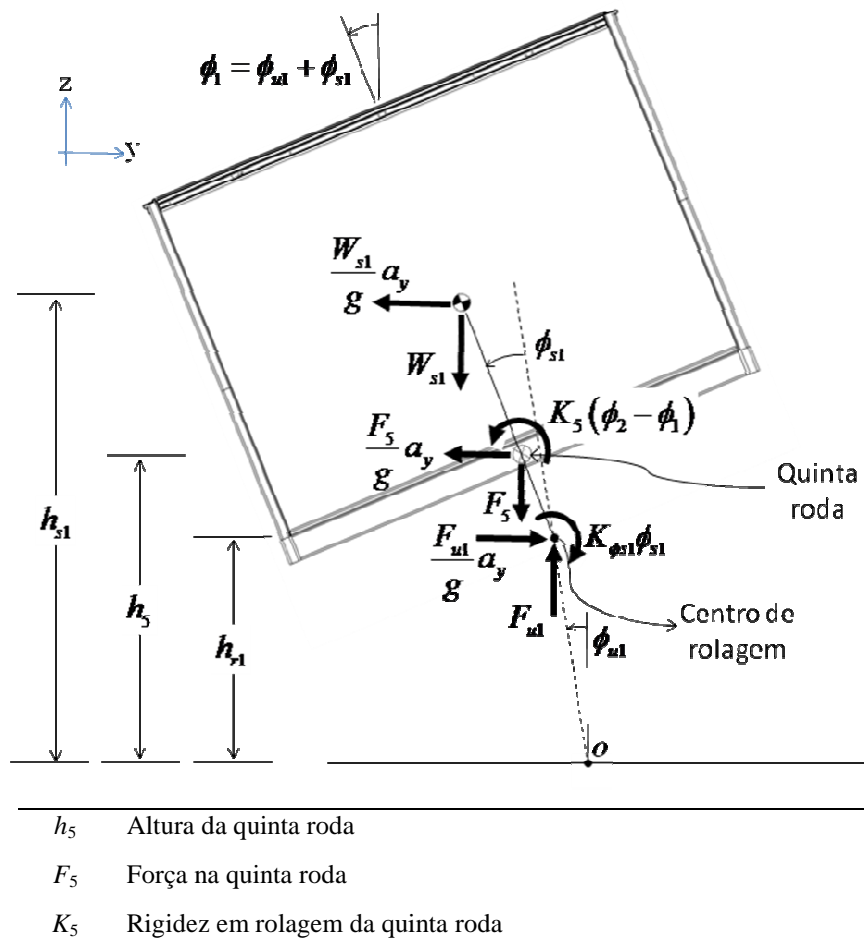


Figura 2.12 – Diagrama de corpo livre para a massa suspensa do veículo trator

Para a massa suspensa do semirreboque, o somatório de momentos em torno do CG é dado pela Equação 2.5.

$$\begin{aligned} \sum M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{u2}}{g} a_y (h_{s2} - h_{r2}) + \frac{F_5}{g} a_y (h_{s2} - h_5) + \\ & + F_{u2} (h_{s2} - h_{r2}) \phi_2 + F_5 (h_{s2} - h_5) \phi_2 - K_{\phi_{s2}} \phi_{s2} - K_5 (\phi_2 - \phi_1) \end{aligned} \quad (2.5)$$

O equacionamento descrito pelas Equações 2.2 a 2.5 é válido para curvas de regime permanente, ou quase estático. Ou seja, a aceleração lateral imposta neste tipo de curva altera-se de forma bem mais lenta que a resposta em rolagem do veículo. Entretanto, em casos onde se pretende analisar a resposta do veículo a condições de mudanças rápidas na aceleração lateral, necessita-se de um modelo dinâmico, ou transiente.

Equações Dinâmicas do Movimento de Rolagem

Para construir-se um modelo analítico dinâmico de rolagem, as derivadas no tempo dos graus de liberdade não podem mais ser consideradas nulas. Ou seja, as velocidades e acelerações angulares (derivadas dos deslocamentos rotacionais) não são mais iguais a zero. Assim, termos de inércia e amortecimento devem ser incluídos nas equações de movimento. Conforme Bathe, 1996, “os problemas de dinâmica estrutural podem ser pensados como problemas estáticos que incluem os efeitos de inércia”.

A versão translacional e a versão rotacional da equação dinâmica de movimento de um corpo são descritas pelas Equações 2.6 e 2.7, respectivamente.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \sum F_{ext} \quad (2.6)$$

$$[I_\phi]\{\ddot{\phi}\} + [B_\phi]\{\dot{\phi}\} + [K_\phi]\{\phi\} = \sum T_{ext} \quad (2.7)$$

onde

- $[M]$ e $[I_\phi]$ são os efeitos de inércia translacional e rotacional, respectivamente;
- $[C]$ e $[B_\phi]$ são os efeitos de amortecimento translacional e rotacional, respectivamente;
- $[K]$ e $[K_\phi]$ são os efeitos de rigidez translacional e rotacional, respectivamente;
- $\sum F_{ext}$ é o somatório de forças externas que agem no corpo;
- $\sum T_{ext}$ é o somatório de torques externos que agem no corpo.

Considera-se, para as equações dinâmicas de rolagem apresentadas a seguir, que as acelerações laterais da unidade motriz e do semirreboque são iguais (a_y).

A partir do equilíbrio de momentos em torno do CG (Equação 2.2), obtém-se a equação dinâmica de rolagem para a massa não suspensa do cavalo mecânico, apresentada na Equação 2.8.

$$I_{xxu1}\ddot{\phi}_{u1} = \left[\frac{F_{u1}}{g}(h_{r1} - h_{u1}) + \frac{W_1}{g}h_{u1} \right] a_y + \left[F_{u1}(h_{r1} - h_{u1}) - 2K_{t1}T_1^2 + W_1h_{u1} - K_{\phi s1} \right] \phi_{u1} + K_{\phi s1}\phi_1 - B_{\phi s1}\dot{\phi}_{u1} + B_{\phi s1}\dot{\phi}_1 \quad (2.8)$$

onde*:

$B_{\phi s}$	Amortecimento em rolagem do eixo
I_{xxu}	Momento de inércia no eixo x da massa não suspensa
I_{xss}	Momento de inércia no eixo x da massa suspensa
$\dot{\phi}_u$	Velocidade de rolagem da MNS
$\dot{\phi}$	Velocidade de rolagem da MS
$\ddot{\phi}_u$	Aceleração de rolagem da MNS
$\ddot{\phi}$	Aceleração de rolagem da MS

* índices: ‘1’- cavalo mecânico; e ‘2’- semirreboque;

E, para a massa não suspensa do semirreboque, a equação dinâmica de *roll* é descrita pela Equação 2.9.

$$I_{xxu2}\ddot{\phi}_{u2} = \left[\frac{F_{u2}}{g}(h_{r2} - h_{u2}) + \frac{W_2}{g}h_{u2} \right] a_y + \left[F_{u2}(h_{r2} - h_{u2}) - 2K_{r2}T_2^2 + W_2h_{u2} - K_{\phi s2} \right] \phi_{u2} + K_{\phi s2}\phi_2 - B_{\phi s2}\dot{\phi}_{u2} + B_{\phi s2}\dot{\phi}_2 \quad (2.9)$$

Para a massa suspensa do cavalo mecânico, o comportamento transiente em rolagem é definido pela Equação 2.10.

$$I_{xxs1}\ddot{\phi}_1 = \left[\frac{F_{u1}}{g}(h_{s1} - h_{r1}) - \frac{F_5}{g}(h_{s1} - h_5) \right] a_y + \left[F_{u1}(h_{s1} - h_{r1}) - F_5(h_{s1} - h_5) - K_5 - K_{\phi s1} \right] \phi_1 + K_{\phi s1}\phi_{u1} + K_5\phi_2 + B_{\phi s1}\dot{\phi}_{u1} - B_{\phi s1}\dot{\phi}_1 \quad (2.10)$$

Com relação à equação de movimento para a massa não suspensa do veículo trator (Equação 2.8), nota-se, na Equação 2.10, que os termos de rigidez (K) e amortecimento (B) da suspensão têm seus sinais invertidos.

Para a massa suspensa do semirreboque, o rolamento dinâmico é dado pela Equação 2.11.

$$I_{xxs2}\ddot{\phi}_2 = \left[\frac{F_{u2}}{g}(h_{s2} - h_{r2}) + \frac{F_5}{g}(h_{s2} - h_5) \right] a_y + \left[F_{u2}(h_{s2} - h_{r2}) + F_5(h_{s2} - h_5) - K_5 - K_{\phi s2} \right] \phi_2 + K_{\phi s2}\phi_{u2} + K_5\phi_1 + B_{\phi s2}\dot{\phi}_{u2} - B_{\phi s2}\dot{\phi}_2 \quad (2.11)$$

Equações de Estado

As Equações 2.8 a 2.11 são quatro equações diferenciais de segunda ordem, que descrevem a dinâmica de rolagem do modelo analítico. Essas equações podem ser colocadas em equação de estado da forma $\{\dot{u}\} = A\{u\} + ba_y$, com a aceleração lateral a_y como entrada (excitação externa ao sistema). Assim, o vetor de estado do modelo, composto por oito variáveis de estado que definem o seu comportamento, é dado pela Equação 2.12. Esta abordagem é válida quando a CVC tem todos os eixos no solo.

$$\{u\} = \left[\phi_{u1} \quad \dot{\phi}_{u1} \quad \phi_{u2} \quad \dot{\phi}_{u2} \quad \phi_1 \quad \dot{\phi}_1 \quad \phi_2 \quad \dot{\phi}_2 \right]^T \quad (2.12)$$

O vetor acima elenca deslocamentos e velocidades nos quatro graus de liberdade definidos no modelo analítico (vetor de coordenadas generalizadas – Equação 2.1). Os primeiros quatro termos referem-se às massas não suspensas do veículo trator (índice ‘1’) e do semirreboque (índice ‘2’). Já os últimos quatro termos são para as massas suspensas, também para as duas unidades veiculares.

A partir de condições iniciais das variáveis de estado (ϕ e $\dot{\phi}$) no tempo t e da entrada (a_y), pode-se chegar ao comportamento futuro (tempo $t+\Delta t$) do sistema. Tal procedimento é descrito na subseção 2.2.2.

De acordo com Gillespie, 1992, para uma análise mais precisa do deslocamento lateral de carga e sua influência no limiar de tombamento, é necessária uma modelagem detalhada dos subsistemas de suspensões e pneus. Entre os aspectos a serem considerados estão:

- Deslocamento lateral do CG da massa suspensa, causado pelo rolamento em torno do CR da suspensão.
- Deslocamento lateral do CR em relação ao solo, devido à rolagem da massa não suspensa.
- Movimentação lateral do ponto de contato da força vertical de pneu, devido a forças laterais em curvas e deflexões do pneu.
- Diferenças no comportamento em rolagem das regiões dianteira e traseira do veículo.

No modelo da Figura 2.9, os dois primeiros efeitos são contemplados, através dos graus de liberdade ϕ e ϕ_u , respectivamente. No apêndice A deste trabalho, é proposta uma modelagem analítica um pouco mais sofisticada, com a divisão do semirreboque em cinco regiões, cada uma com um GDL de rolagem.

Entretanto, levar todos esses fenômenos reais em consideração (e ainda outros, como inclinação de pista, frenagem em curva e controle eletrônico de estabilidade) é tarefa difícil e onerosa em equacionamentos analíticos. Para isso, ferramentas computacionais foram desenvolvidas ao longo das últimas décadas e apresentam vantagens significativas nas tarefas de criação de modelos numéricos e solução dinâmica de sistemas veiculares.

2.2.2 Sistemas Multicorpos

No passado, a obtenção das equações dinâmicas de movimentos para sistemas mecânicos era realizada manualmente, através da aplicação de princípios físicos em suas variadas formas, como demonstra a Figura 2.13.

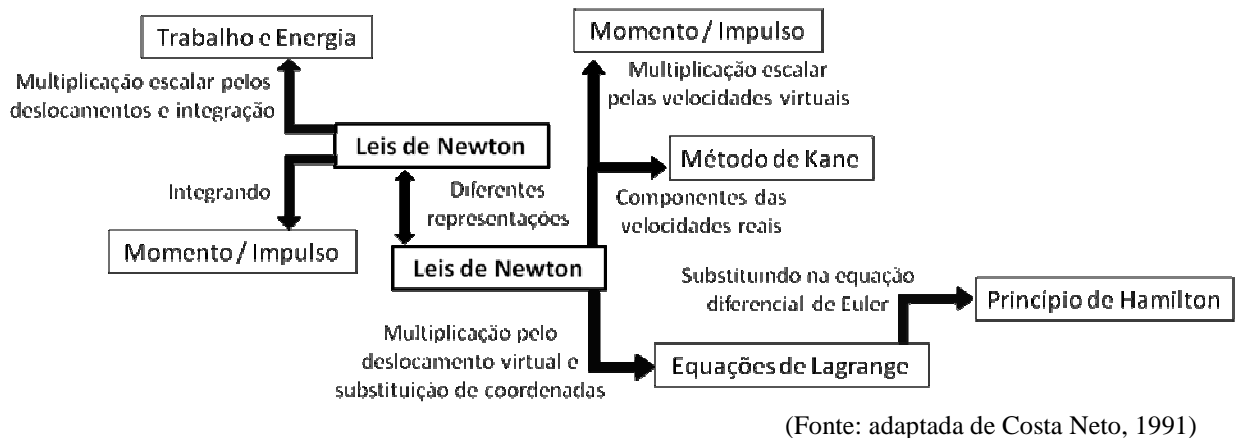


Figura 2.13 – Diagrama das diferentes maneiras de apresentação de um sistema dinâmico

Partindo-se das Leis de Newton, foram desenvolvidas várias maneiras de se obter essas equações, que representam o comportamento dinâmico de um sistema mecânico. A evolução histórica dessas teorias aconteceu de forma gradual, sendo que seus principais fatos são resumidos na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Histórico evolutivo das teorias e princípios utilizados em dinâmica

1687	Newton	A partícula livre, o elemento mais simples de um sistema multicorpo, é o tema das Equações de Newton .
1743	d'Alembert	Sistema de corpos vinculados, com separação entre forças de ação e reação.
1775	Euler	Introdução de corpos rígidos. As vinculações são modeladas com o Princípio do Corpo Livre nas Equações de Newton-Euler .
1788	Lagrange	Aplicação do Princípio Variacional considerando os vínculos cinemáticos do sistema. Os resultados para as coordenadas generalizadas são as Equações de Lagrange .
1913	Jourdain	Extensão do Princípio de d'Alembert para sistemas holonômicos
1977	Kane e Levinson	Introdução de velocidades generalizadas para sistemas não holonômicos, resultando em uma descrição compacta de sistemas multicorpos.

Fonte: adaptada de Schiehlen, 1997

A evolução da ciência e da tecnologia, por outro lado, possibilitou a construção de sistemas mecânicos cada vez mais complexos e detalhados. Para criar modelos numéricos que representassem adequadamente esses sistemas e sua crescente complexidade, tornou-se necessário o desenvolvimento de ferramentas que gerassem de forma automática as equações de movimento. Foi dentro desse contexto que, a partir da década de 1980, ganharam espaço no universo das análises dinâmicas os sistemas multicorpos (*multibody systems* – MBS). De forma semelhante à década anterior, quando o método de elementos finitos rapidamente difundiu-se para as análises estruturais, repetia-se para a técnica de MBS o fenômeno de popularização, dessa vez para as análises transientes.

Sistema multicorpo é definido como um sistema mecânico com vários graus de liberdade. Se o sistema for composto por dois ou mais corpos, já pode ser considerado um MBS. Os movimentos dos corpos são governados por expressões matemáticas – as equações dinâmicas de movimento. Estas equações são compostas por um conjunto de equações diferenciais e, eventualmente, algumas equações algébricas. As equações diferenciais são expressões das leis físicas (leis de movimento de Newton) que descrevem os movimentos dos corpos rígidos, e as equações algébricas levam em consideração as restrições impostas pela geometria do sistema ou de seus movimentos [Barbosa, 1999].

Originalmente, a técnica de multicorpos foi desenvolvida para gerar o modelo matemático de qualquer sistema mecânico que pudesse ser modelado fisicamente como um conjunto de corpos rígidos. Recentemente, com o avanço das tecnologias de processamento e armazenamento de dados, permitiu-se também a inclusão de corpos flexíveis (deformáveis) nos modelos. Todos esses corpos são interligados por juntas, influenciados por forças, direcionados por movimentos prescritos e limitados por restrições.

A resolução do sistema dinâmico acontece da seguinte forma: a partir das condições iniciais de funcionamento do sistema (variáveis de estado), é gerado o seu vetor de estado, composto por deslocamento e velocidade nos GDL (ϕ e $\dot{\phi}$, para o modelo de rolagem) em um instante de tempo t . Considerando-se um incremento de tempo Δt , são aplicadas forças externas, e tem-se a aceleração do sistema para os referidos graus de liberdade, no tempo $t+\Delta t$. Então, através de método direto de integração numérica, utiliza-se essa aceleração no tempo $t+\Delta t$ para determinar um novo vetor de estado com deslocamento e velocidade. Uma nova força externa é considerada e o ciclo segue até a duração final da simulação dinâmica, conforme resume a Figura 2.14.

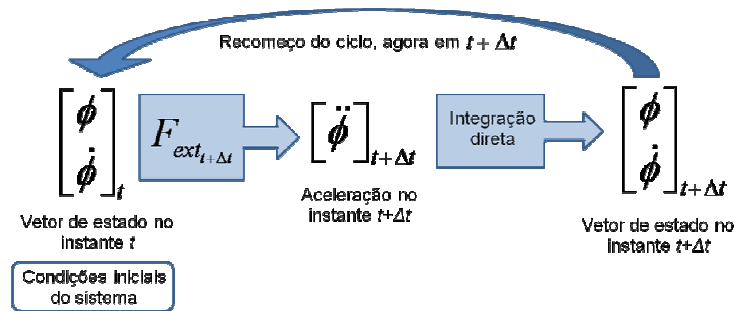


Figura 2.14 – Ciclo resumido de cálculo da equação de estado em uma análise dinâmica

• A Ferramenta ADAMS

O ADAMS (*Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems*), ferramenta comercial de mult corpos utilizada no desenvolvimento deste estudo, atribui ao usuário a tarefa de construir a descrição física do problema em estudo, por meio de sua interface gráfica. A geração das equações de movimento em formato numérico e a sua solução ficam a cargo da ferramenta de MBS, a partir do sistema dinâmico definido.

Desenvolvido com base no trabalho de Orlandea, 1973, este programa de MBS é voltado para a modelagem de sistemas tridimensionais com configuração arbitrária. Sua filosofia é baseada na adoção de um conjunto redundante de equações, que correspondem às relações cinemáticas, equações dinâmicas e equações de energia. Então, rotinas de integração numérica são utilizadas para solução dos sistemas de equações.

Para realizar análises dinâmicas com este tipo de ferramenta, durante a modelagem são necessárias informações elementares sobre a topologia do sistema. Esses dados são relativos aos corpos que compõem o sistema (geometrias e propriedades inerciais) e suas conexões (restrições cinemáticas e leis de força).

• Modelo Numérico de Pneu

Pneumáticos têm grande relevância na dinâmica lateral de veículos, já que as forças laterais, responsáveis pela sustentação do veículo em curvas, são geradas na interface do pneu com o pavimento. Segundo Vieira, 2010, para pequenos ângulos de esterçamento no volante, modelos lineares de pneu podem ser usados em estudos preliminares. Porém, quando um comportamento mais realístico do modelo veicular é necessário, torna-se imprescindível a utilização de modelagem não linear.

Como uma estrutura onde são geradas forças e momentos, o desempenho do pneu é resultado de uma combinação de fatores. Segundo Pacejka, 2002, os itens que mais influenciam na sua resposta dinâmica são: o carregamento atuante sobre o pneu, a frenagem/aceleração e a manobra em curva, para regime permanente, e o amortecimento, em regime vibratório.

Dependendo da aplicação e das manobras simuladas, diferentes modelos desenvolvidos e validados são recomendados na literatura. Neste trabalho, é utilizado o modelo de pneu conhecido como *Magic Formula Tyre*, ou *MF-Tyre*, descrito em Pacejka, 2002.

O modelo *MF-Tyre* usa funções matemáticas que relacionam:

- Força lateral F_y como função do ângulo de escorregamento α ;
- Torque autoalinhante M_z como função do ângulo de escorregamento α ;
- Força longitudinal F_x (esforço de frenagem) como função do escorregamento longitudinal κ (derrapagem).

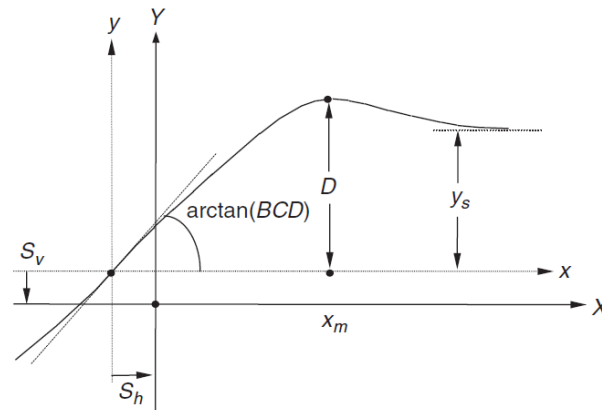
O equacionamento desta modelagem de pneu é expresso pela Equação 2.13.

$$\begin{aligned}
 y(x) &= D \sin \left\{ C \arctan \left[Bx - E (Bx - \arctan Bx) \right] \right\} \\
 Y(X) &= y(x) + S_v \\
 x &= X + S_h
 \end{aligned}
 \tag{2.13}$$

onde $Y(X)$ representa a força lateral F_y , o torque autoalinhante M_z , ou o esforço longitudinal F_x ; X denota o ângulo de escorregamento α ou a derrapagem longitudinal κ . A Figura 2.15 ajuda no entendimento físico dos coeficientes da Equação 2.13.

Ideal para manobras de dinâmica lateral, este modelo de pneumático teve seus coeficientes determinados a partir de testes experimentais em regime permanente, realizados em dispositivo do tipo *Flat Track Machine*.

Para utilização do modelo *MF-Tyre* em ferramenta de multicorpos, os dados de entrada no modelo contêm as características do pneumático e suas condições de trabalho. Já o vetor de saída contém as forças e momentos gerados no pneu (Figura 2.16).



(Fonte: Pacejka, 2002)

B Fator de rigidez, $B = BCD/CD$, sendo que $BCD = \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{e^{a_5 F_z}}$

C Fator de forma, que depende da grandeza sendo calculada

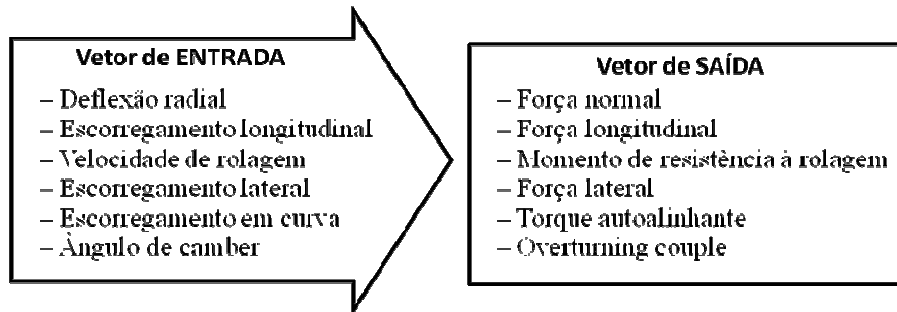
D Fator de pico, $D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z$

E Fator de curvatura, $E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8$

a_1 a a_8 Coeficientes experimentais

S_h e S_v Translação horizontal e vertical, adicionadas por aspectos de cambagem

Figura 2.15 – Coeficientes do modelo numérico de pneu *MF-Tyre*



(Fonte: adaptada de Pacejka, 2002)

Figura 2.16 – Entrada e saída do modelo de pneu *MF-Tyre*

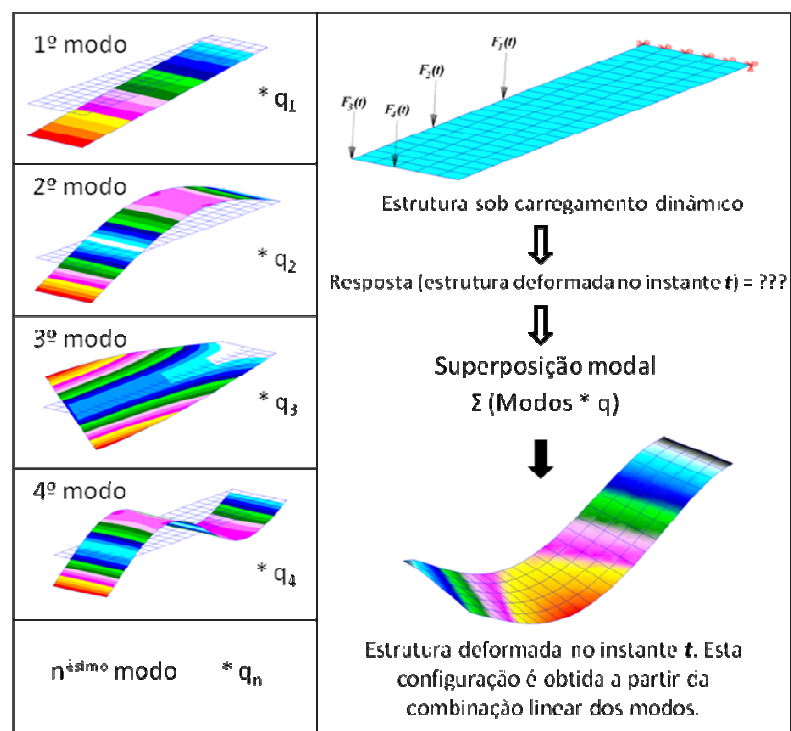
2.2.3 Flexibilidade Estrutural em Análises Dinâmicas

Como mostra a Figura 1.8, existem situações reais de sistemas mecânicos, especialmente veiculares, onde as deformações elásticas das estruturas de alguns corpos são grandes o suficiente para influenciar o comportamento do sistema. Por ter somente corpos rígidos (não deformáveis) em sua composição, os sistemas multicorpos clássicos não conseguem capturar esses efeitos. Na estabilidade lateral de veículos, a questão é que essas deformações estruturais podem ter grande participação nos resultados de métricas importantes de avaliação, como ângulo de rolagem, aceleração lateral e força nos pneus.

Uma das maneiras de se incluir a flexibilidade estrutural de um corpo em uma análise dinâmica é através da sua flexibilidade modal. Conforme os trabalhos referidos na seção 2.1, essa abordagem tem sido bastante explorada nos anos recentes pelos engenheiros e pesquisadores veiculares, especialmente para automóveis e caminhões. Nesta dissertação, a flexibilidade modal é aplicada ao semirreboque de uma CVC, mais especificamente no chassi dessa unidade.

• Superposição Modal

A chave para a determinação da resposta dinâmica de um sistema discretizado em elementos finitos, através da sua flexibilidade de modos, baseia-se no método da superposição modal. É assumido que, para uma estrutura sujeita a um carregamento dinâmico, a sua configuração deformada em um dado instante de tempo pode ser obtida somando-se as configurações de diferentes modos de vibrar. Como demonstra a Figura 2.17, essa soma de configurações é uma combinação linear dos modos naturais de vibração da estrutura. Nessa soma de efeitos, cada modo de vibração é multiplicado por um fator que representa a sua importância ao cálculo da resposta dinâmica naquele instante de tempo. Tal fator é conhecido como fator de escala ou amplitude modal.



(Fonte: adaptada de Alves Filho, 2005)

Figura 2.17 – Superposição modal

$$x(t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i q_i(t) \quad (2.14)$$

onde n é o número de modos de vibrar e q_i são as coordenadas modais, também chamadas de fatores de escala ou amplitudes modais.

Portanto, a superposição modal, definida pela Equação 2.14, que representa a resposta transiente da estrutura, depende da execução de duas etapas. A primeira é o cálculo dos modos (φ_i) e frequências naturais de vibração da estrutura, em procedimento conhecido por análise modal. A segunda é a determinação do fator de participação (amplitude) de cada um desses modos (q_i) na resposta dinâmica do instante t .

Análise Modal

Conforme Bathe, 1996, a resposta dinâmica linear do sistema, para cada grau de liberdade, é regida pelo cálculo da Equação 2.6, $[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \sum F_{ext}$. Todavia, para sistemas discretizados em elementos finitos, com uma quantidade muito grande de GDL, a largura de banda das matrizes $[M]$, $[C]$ e $[K]$ torna bastante oneroso o processo computacional de solução dessas equações de equilíbrio.

A alternativa para esse problema é uma mudança da base de deslocamentos do modelo de elementos finitos para uma base reduzida de deslocamentos generalizados. O objetivo dessa troca é a obtenção de novas matrizes de massa, $[\tilde{M}]$, amortecimento, $[\tilde{C}]$, e rigidez, $[\tilde{K}]$, para o sistema, as quais têm largura de banda menor que as matrizes do sistema original. Para realizar essa mudança de base, uma matriz de transformação é necessária [Bathe, 1996]. As colunas dessa matriz de transformação, $[\varphi]$, são os autovetores, que são o resultado da análise modal.

Matematicamente, o procedimento de análise modal consiste, resumidamente, em:

- Montagem do sistema $[K] - \lambda[M]$;
- Cálculo dos autovalores do sistema $\{\lambda_i\}$;
- Determinação das frequências naturais, $\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$;
- Cálculo dos autovetores $\{\varphi_i\}$.

De posse da matriz $[\varphi]$, realiza-se a transformação das coordenadas da equação dinâmica (Equação 2.6), para se obter as equações dinâmicas dos deslocamentos generalizados modais. Essa transformação é dada pela Equação 2.15.

$$\{x(t)\} = [\varphi] \{\tilde{x}(t)\} \quad (2.15)$$

As novas equações dinâmicas, agora na base de deslocamentos generalizados, são resumidas na Equação 2.16.

$$\{\ddot{\tilde{x}}(t)\} + [\varphi]^T [C] [\varphi] \{\dot{\tilde{x}}(t)\} + [\omega]^2 \{\tilde{x}(t)\} = [\varphi]^T \sum F_{ext} \quad (2.16)$$

onde $[\varphi] = [\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n]$, $[\omega]^2 = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & & \\ & \omega_2^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \omega_n^2 \end{bmatrix}$, $[\varphi]^T [K] [\varphi] = [\omega]^2$ e $[\varphi]^T [M] [\varphi] = [I]$.

A matriz $[\varphi]$ tem em suas colunas os autovetores $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$, que são os modos de vibração do sistema. A matriz diagonal $[\omega]^2$ tem como elementos não nulos $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$, que são os quadrados das frequências naturais do sistema, determinadas a partir dos autovalores.

Do ponto de vista físico, a análise modal reflete o comportamento dinâmico básico da estrutura e indica como responderá a um carregamento transiente agindo sobre ela. Também é importante ressaltar que, quando é realizada a análise modal de uma estrutura livre (sem vinculações), os primeiros modos de vibrar não acarretam deformação na mesma. São os modos de autovalor ou frequência natural nula, nos quais não há transformação de energia cinética em potencial elástica (deformação). Tais modos são chamados de modos de corpo rígido. Além disso, como o amortecimento estrutural é pequeno ($\zeta \cong 0,03$), é considerado nulo na análise modal realizada neste trabalho.

Amplitude Modal (Fator de Escala)

Para determinar o peso de cada modo de vibração na resposta dinâmica do sistema, substitui-se a equação de superposição modal (Equação 2.14) na equação de equilíbrio dinâmico (Equação 2.6). Essa substituição é demonstrada pela Equação 2.17.

$$\begin{aligned} [M] \ddot{q}_1 \{\varphi_1\} + [M] \ddot{q}_2 \{\varphi_2\} + \dots + [M] \ddot{q}_n \{\varphi_n\} + [C] \dot{q}_1 \{\varphi_1\} + [C] \dot{q}_2 \{\varphi_2\} + \dots \\ + [C] \dot{q}_n \{\varphi_n\} + [K] q_1 \{\varphi_1\} + [K] q_2 \{\varphi_2\} + \dots + [K] q_n \{\varphi_n\} = \{F(t)\} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Através da propriedade de ortogonalidade, é possível simplificar essa equação, como indica a Equação 2.18.

$$\{\varphi_i\}^T [M] \ddot{q}_i \{\varphi_i\} + \{\varphi_i\}^T [C] \dot{q}_i \{\varphi_i\} + \{\varphi_i\}^T [K] q_i \{\varphi_i\} = \{\varphi_i\}^T \{F(t)\} \quad (2.18)$$

Aplicando-se novamente o conceito da mudança de base real para uma base generalizada, ou desacoplada, originam-se matrizes de massa, amortecimento, rigidez e força generalizadas para um dado modo de vibrar, φ_i . A definição das matrizes desacopladas é dada na Equação 2.19.

$$\begin{aligned} [\tilde{M}]_i &= \{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_i\} \\ [\tilde{C}]_i &= \{\varphi_i\}^T [C] \{\varphi_i\} \\ [\tilde{K}]_i &= \{\varphi_i\}^T [K] \{\varphi_i\} \\ \{\tilde{F}(t)\}_i &= \{\varphi_i\}^T \{F(t)\} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Assim, a Equação 2.18 tem sua versão desacoplada dada pela Equação 2.20.

$$[\tilde{M}]_i \ddot{q}_i(t) + [\tilde{C}]_i \dot{q}_i(t) + [\tilde{K}]_i q_i(t) = \{\tilde{F}(t)\}_i \quad (2.20)$$

O fator de participação de cada modo, q_i , portanto, é determinado resolvendo-se uma equação escalar para cada modo de vibrar i (Equação 2.20). Isto é, basta resolver um sistema de um GDL em coordenadas generalizadas. A ideia principal aqui é a mudança da base física da estrutura para uma base desacoplada, onde as soluções das equações são mais facilmente encontradas.

Finalmente, com a determinação dos modos naturais de vibração ($\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$) e de seus respectivos fatores de participação (q_1, q_2, \dots, q_n), é encontrada a **resposta dinâmica da estrutura para cada instante de tempo t , a partir da superposição modal**. Essa resposta transiente é dada pela Equação 2.21, a qual é análoga à equação inicial (Equação 2.14).

$$\{x(t)\} = \sum_{i=1}^n \varphi_i q_i(t) = q_1 \{\varphi_1\} + q_2 \{\varphi_2\} + q_3 \{\varphi_3\} + \dots + q_n \{\varphi_n\} \quad (2.21)$$

onde $\{x(t)\}$ é a resposta da estrutura no instante t ; q_i a q_n são os fatores de participação de cada modo; e $\{\varphi_1\}$ a $\{\varphi_n\}$ são os modos de vibração, calculados na análise modal.

• Flexibilidade Modal em Sistemas Multicorpos

O método de elementos finitos discretiza uma estrutura real, com infinitos graus de liberdade, em um modelo composto por um grande número de elementos, nós e GDL. Os deslocamentos lineares de cada um desses nós, x , são descritos de forma aproximada por combinação linear (superposição) de modos de vibrar, φ_i , como já demonstrado pelas Equações 2.14 e 2.21.

Conforme a premissa básica da superposição modal, é possível descrever o comportamento de inúmeros GDL nodais com um pequeno número de GDL modais, os quais mais influenciam o comportamento do sistema na faixa de frequência de interesse [Bathe, 1996].

Para que as máximas deformações relevantes ao sistema possam ser representadas com o menor número de coordenadas modais, é empregada uma técnica de síntese modal de componentes. Trata-se do método de Craig-Bampton [Craig Jr. e Bampton, 1968], que permite ao usuário da ferramenta de MBS a definição de subconjuntos de GDL (da análise modal) que não estarão sujeitos à superposição modal. São os chamados GDL de contorno, ou interface, os quais são preservados na base modal de C-B.

Portanto, o método divide os GDL do sistema em dois grupos: os GDL de contorno, $\{x_b\}$, e os GDL de interior, $\{x_i\}$. Definem-se, assim, dois conjuntos de modos de vibrar: os modos vinculares e os modos normais de base fixa. Os modos vinculares são formas estáticas obtidas pela aplicação de deslocamento unitário (translacional ou rotacional) em cada GDL de contorno, enquanto todos os demais GDL de contorno são mantidos fixos. O resultado é que as coordenadas modais dos modos vinculares são iguais aos deslocamentos dos GDL de contorno ($\{q_c\} = \{x_b\}$).

Os modos normais de base fixa são obtidos ao se restringir os GDL de contorno e calcular uma solução de autovalores e autovetores. São esses modos que definem a expansão modal dos GDL de interior, a qual tem qualidade proporcional ao número de modos retidos pelo usuário.

A Equação 2.22 descreve a relação entre os GDL físicos ($\{x\}$) e os modos de Craig-Bampton com as suas coordenadas modais.

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} \{x_b\} \\ \{x_i\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [\Phi_{ic}] & [\Phi_{in}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_c\} \\ \{q_n\} \end{Bmatrix} \quad (2.22)$$

onde

$\{x_b\}$	GDL de contorno
$\{x_i\}$	GDL de interior
$\{q_c\}$	Coordenadas modais dos modos vinculares
$\{q_n\}$	Coordenadas modais dos modos normais de base fixa
$[I]$	Matriz identidade
$[0]$	Matriz zero
$[\Phi_{ic}]$	Deslocamentos físicos dos GDL de interior nos modos vinculares
$[\Phi_{in}]$	Deslocamentos físicos dos GDL de interior nos modos normais

As matrizes generalizadas de massa e rigidez, correspondentes à base modal de Craig-Bampton, são obtidas via transformação modal. Para a rigidez, tal transformação é ilustrada pela Equação 2.23.

$$\begin{aligned}
 [\tilde{K}]_{C-B} &= [\varphi]^T [K] [\varphi] = \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [\Phi_{ic}] & [\Phi_{in}] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} [K_{bb}] & [K_{bi}] \\ [K_{ib}] & [K_{ii}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [\Phi_{ic}] & [\Phi_{in}] \end{bmatrix} = \\
 [\tilde{K}]_{C-B} &= \begin{bmatrix} [\tilde{K}_{cc}] & [0] \\ [0] & [\tilde{K}_{nn}] \end{bmatrix} \quad (2.23)
 \end{aligned}$$

Para a massa, a transformação modal é dada pela Equação 2.24.

$$\begin{aligned}
 [\tilde{M}]_{C-B} &= [\varphi]^T [M] [\varphi] = \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [\Phi_{ic}] & [\Phi_{in}] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} [M_{bb}] & [M_{bi}] \\ [M_{ib}] & [M_{ii}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [\Phi_{ic}] & [\Phi_{in}] \end{bmatrix} = \\
 [\tilde{M}]_{C-B} &= \begin{bmatrix} [\tilde{M}_{cc}] & [\tilde{M}_{nc}] \\ [\tilde{M}_{cn}] & [\tilde{M}_{nn}] \end{bmatrix} \quad (2.24)
 \end{aligned}$$

onde os índices i e b denotam os GDL de interior e de contorno, respectivamente; c e n os modos vinculares e normais, respectivamente; e $[\tilde{K}]_{C-B}$ e $[\tilde{M}]_{C-B}$ são as matrizes generalizadas de massa e rigidez de C-B, respectivamente.

Como $[\tilde{K}]_{C-B}$ e $[\tilde{M}]_{C-B}$ não são matrizes diagonais, os modos ‘puros’ de Craig-Bampton não são ortogonais. Para transformar a base modal de C-B em uma base equivalente e

ortogonal de coordenadas modais, $\{q^*\}$ é necessária uma matriz de transformação, $[N]$. Essa matriz é o arranjo dos autovalores resultantes do autoproblema da Equação 2.25.

$$[\tilde{K}]_{C-B} \{q\} = \lambda [\tilde{M}]_{C-B} \{q\} \quad (2.25)$$

A matriz de transformação é aplicada à base modal, de acordo com a Equação 2.26.

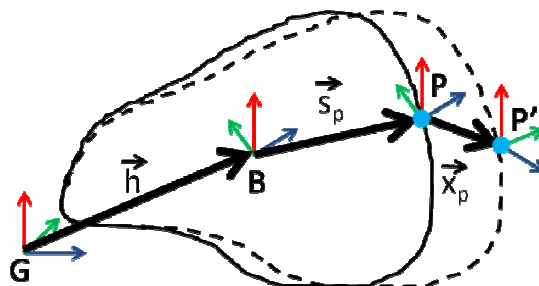
$$[N]\{q^*\} = \{q\} \quad (2.26)$$

O efeito na fórmula da superposição modal (Equação 2.14) é, então, apresentado na Equação 2.27.

$$x = \sum_{i=1}^n \varphi_i q_i = \sum_{i=1}^n \varphi_i N q_i^* = \sum_{i=1}^n \varphi_i^* q_i^* \quad (2.27)$$

onde φ_i^* são os modos de C-B ortogonalizados.

Para considerar a flexibilidade estrutural em ferramenta de MBS, é importante assumir como pequena a deformação linear relativa de um corpo ao referencial local, ao passo que esse referencial pode sofrer movimentos grandes e não lineares [MSC.Software, 2010]. Para ilustrar a aplicação da flexibilidade modal em ferramenta de MBS (Equações 2.22 a 2.27), a Figura 2.18 mostra um ponto P genérico em um corpo flexível B qualquer. A posição de P é relativa ao sistema de coordenadas local B e ao referencial inercial G.



(Fonte: adaptada de MSC.Software, 2010)

Figura 2.18 – Vetor posição do ponto P' no corpo flexível após a deformação

A localização instantânea de um ponto, conectado a um nó P' no corpo flexível (relativa aos referenciais local B e inercial G), é dada pela Equação 2.28.

$$\{r_p\} = \{h\} + \{s_p\} + \{x_p\} \quad (2.28)$$

sendo $\{h\}$ o vetor posição da origem do sistema global até a origem do corpo B; $\{s_p\}$ o vetor posição do ponto P em relação à origem do corpo; e $\{x_p\}$ o vetor da deformação translacional do ponto P da posição não deformada até a deformada.

O vetor deformação $\{x_p\}$ é encontrado através de superposição modal, como indica a Equação 2.29, a qual é análoga à Equação 2.14.

$$\{x_p\} = [\varphi]_p \{q\} \quad (2.29)$$

onde $[\varphi]_p$ é uma parte da matriz modal, correspondente ao GDL translacional do ponto P. A dimensão de $[\varphi]_p$ é $3 \times n$, onde n é o número de modos. As coordenadas modais q_i , $i = 1 \dots n$, são coordenadas generalizadas do corpo flexível. Esse procedimento, para cálculo do vetor deformação, pode ser aplicado em todos os GDL do corpo flexível.

As coordenadas modais q_i podem ser adicionadas ao vetor de coordenadas generalizadas, formando o vetor de coordenadas generalizadas do corpo flexível. Tal vetor é definido conforme a Equação 2.30.

$$\xi = \{x \quad y \quad z \quad \phi \quad \theta \quad \psi \quad q_i (i=1 \dots n)\}^T \quad (2.30)$$

onde x , y , z , ϕ , θ e ψ são os GDL translacionais e rotacionais; e q_i as coordenadas modais.

De forma análoga aos corpos rígidos, as posições e velocidades (translação) e as orientações e velocidades angulares (rotação) dos GDL do corpo flexível são definidas. A partir da abordagem de Lagrange, a forma final da equação diferencial de movimento de um corpo flexível, em termos das suas coordenadas generalizadas, é descrita pela Equação 2.31:

$$[\tilde{M}] \ddot{\xi} + [\dot{\tilde{M}}] \dot{\xi} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial [\tilde{M}]}{\partial \xi} \right]^T \dot{\xi} + [\tilde{K}] \xi + \tilde{F}_g + [D] \dot{\xi} + \left[\frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda_L = \tilde{Q} \quad (2.31)$$

sendo

$\xi, \dot{\xi}$ e $\ddot{\xi}$	Coordenadas generalizadas do corpo flexível e suas derivadas no tempo
\tilde{F}_g	Força gravitacional generalizada
\tilde{Q}	Forças generalizadas aplicadas
Ψ	Equações algébricas de restrição
λ_L	Multiplicadores de Lagrange para as restrições
$[\tilde{M}]$	Matriz de massa generalizada do corpo flexível
$[\dot{\tilde{M}}]$	Derivada no tempo da matriz de massa de corpo flexível
$[\tilde{K}]$	Matriz de rigidez generalizada
$[D]$	Matriz de amortecimento modal
$\frac{\partial [\tilde{M}]}{\partial \xi}$	Derivada parcial da matriz de massa com respeito às coordenadas generalizadas do corpo flexível

3 DESENVOLVIMENTO DO MODELO NUMÉRICO

Modelo é uma representação de um sistema físico real, ou parte dele, em formato físico ou simbólico, adequadamente planejada para prever ou descrever o seu comportamento [Bazzo e Pereira, 2000]. A importância da utilização de modelos em dinâmica veicular é descrita no trabalho de Gillespie, 1992: “A existência do modelo fornece um meio para identificar os fatores importantes, o modo que eles operam e sob quais condições. O modelo fornece também uma capacidade de previsão, de forma que as mudanças necessárias para se atingir uma determinada meta de desempenho possam ser identificadas”.

Para simular sistemas veiculares, o primeiro passo é a criação de um modelo (físico ou matemático) que consiga representar o comportamento real do veículo, ou ao menos aproximar-se desse objetivo. Outro fator importante a ser levado em consideração é o objetivo final da análise, que determina o tipo de modelagem a ser utilizada. Gerar modelos significativos, definir parâmetros coerentes e interpretar os resultados são tarefas dos engenheiros que trabalham com simulação veicular. A principal vantagem das ferramentas computacionais é a rapidez na geração, organização e resolução dos sistemas de equações obtidos [Silva, 2004].

Alguns itens são fundamentais durante o processo de modelagem de um veículo em ambiente multicorpos:

- A escolha dos corpos rígidos a serem representados e as vinculações entre eles. Ambos são dependentes do tipo de veículo e de estudo que se pretende realizar.
- A suspensão tem grande importância, definindo o desempenho dinâmico e vibracional do veículo. Além dos elementos clássicos deste sistema, como molas e amortecedores, o pneu tem grande importância no comportamento do modelo.
- A grande influência da deformação elástica da estrutura em alguns componentes principais, como quadro e eixos. A possibilidade de modelar esses corpos como flexíveis enriquece o modelo e permite um estudo mais aprofundado desses efeitos.

O objetivo deste capítulo é apresentar o procedimento de modelagem virtual utilizado neste trabalho. O modelo da CVC em formato de sistemas multicorpos (MBS) foi gerado utilizando-se um software comercial. Trata-se de uma ferramenta que permite a modelagem

de elementos veiculares como subsistemas, de forma modularizada. Posteriormente, esses módulos são conectados em uma montagem geral, para representação do veículo completo. Após a descrição dos principais aspectos geométricos e inerciais da composição veicular em estudo, são detalhados os modelos e técnicas utilizados para representação dos subsistemas relevantes e da combinação veicular completa.

3.1 Características Gerais do Veículo

O veículo representado neste trabalho é ilustrado na Figura 3.1. Trata-se de uma combinação veicular comercial pesada, composta por um cavalo mecânico 6x2 (unidade tratora com 6 rodados, com 2 em eixo trativo) mais um semirreboque (a unidade movida). A Tabela 3.1 apresenta as características gerais do modelo virtual desta CVC.

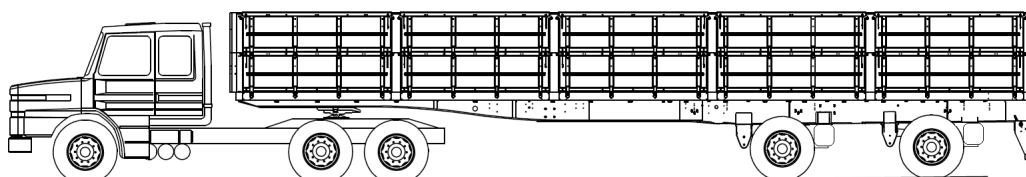


Figura 3.1 – Desenho 2D da CVC composta por veículo trator mais semirreboque

Tabela 3.1 – Características gerais do modelo virtual da combinação veicular de carga

Característica		Valores	
Massa total da CVC carregada		43029	kg
Comprimento total da CVC		18216	mm
Massa total do cavalo mecânico		10871	kg
Massa total do semirreboque		32158	kg
Cavalo mecânico	Distância entre-eixos	5645	mm
	Bitola dianteira	2020	mm
	Bitola traseira	1784	mm
	Balanço traseiro	868	mm
	Comprimento total	8544	mm
	Altura do CG	1260	mm
	Pneus dianteiros	2 pneus 315/80 R22,5	
	Pneus traseiros	4 pneus 315/80 R22,5	
Semirreboque	Distância pino rei/suspensão	8883	mm
	Distância entre-eixos	2405	mm
	Bitola	1932	mm
	Altura do CG	2138	mm
	Pneus	8 pneus 315/80 R22,5	

3.2 Modelo do Veículo em Ambiente Multicorpos

Pode-se dividir o modelo completo do conjunto articulado em duas partes: cavalo mecânico e semirreboque. O modelo numérico da unidade tratora é composto por seis subsistemas: suspensões dianteira e traseira, sistemas de direção e transmissão, cabina e quadro. Já o modelo do implemento é subdividido em: suspensões, caixa de carga e chassi. Na subseção 3.2.1 são descritos os módulos que compõem o modelo do cavalo mecânico. Já na subseção 3.2.2, apresenta-se a modelagem dos subsistemas do semirreboque, com maior detalhamento, visto que essa unidade movida abrange o tema maior deste estudo: a avaliação da influência da flexibilidade estrutural no chassi do implemento rodoviário.

3.2.1 Veículo Trator

O assunto principal deste trabalho se encontra no comportamento dinâmico do semirreboque da CVC. Todavia, sabe-se que também é importante para alcançar esse objetivo a correta modelagem da unidade motriz, completando o modelo completo da composição veicular. Contabilizar a grande influência dinâmica de um cavalo mecânico por meio de um modelo complexo de acoplamento foge ao escopo desta dissertação. Assim, na subseção 3.2.1, são descritas as mais importantes características dos subsistemas que compõem o modelo em MBS do veículo trator.

• Suspensão Dianteira

O modelo de suspensão dianteira do veículo trator é composto por: eixo, montantes de roda, barras de direção, dois feixes de molas parabólicas, dois amortecedores telescópicos de dupla ação e dois rodados simples (de duas rodas e dois pneus). A Figura 3.2 mostra o módulo da suspensão dianteira em ambiente multicorpos.

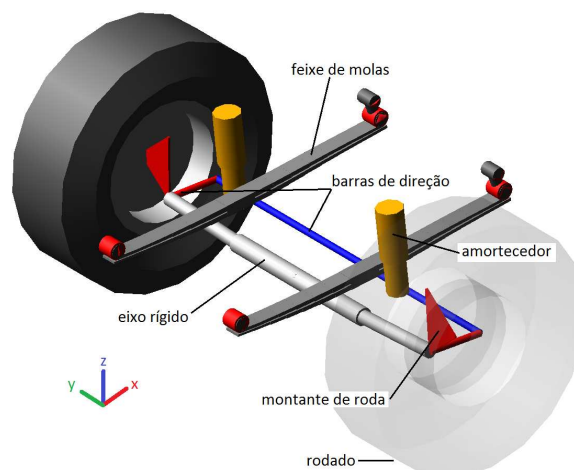


Figura 3.2 – Suspensão dianteira do cavalo mecânico em ambiente multicorpos

O feixe de molas é criado utilizando o modelo de viga de Timoshenko [Silva, 2004; Vieira, 2010], sendo que a curva de força por deslocamento que define o comportamento das molas é mostrada na Figura 3.3. Sua rigidez vertical média (no eixo z) é de 173 N/mm, o que é coerente com os valores utilizados em modelagem de suspensão frontal de caminhões.

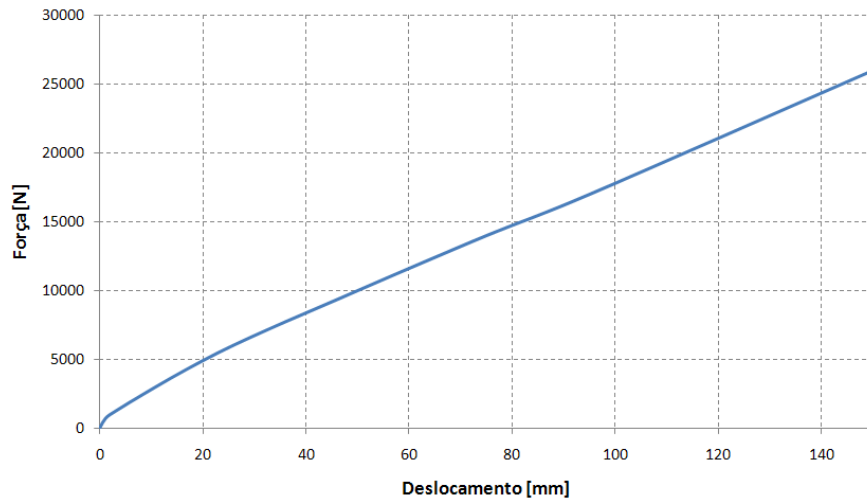


Figura 3.3 – Curva força x deslocamento para o feixe de molas da suspensão dianteira

Os amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação têm seu desempenho definidos por sua curva força por velocidade. Tal curva é definida conforme a Figura 3.4 e foi cedida pelo fabricante do componente.

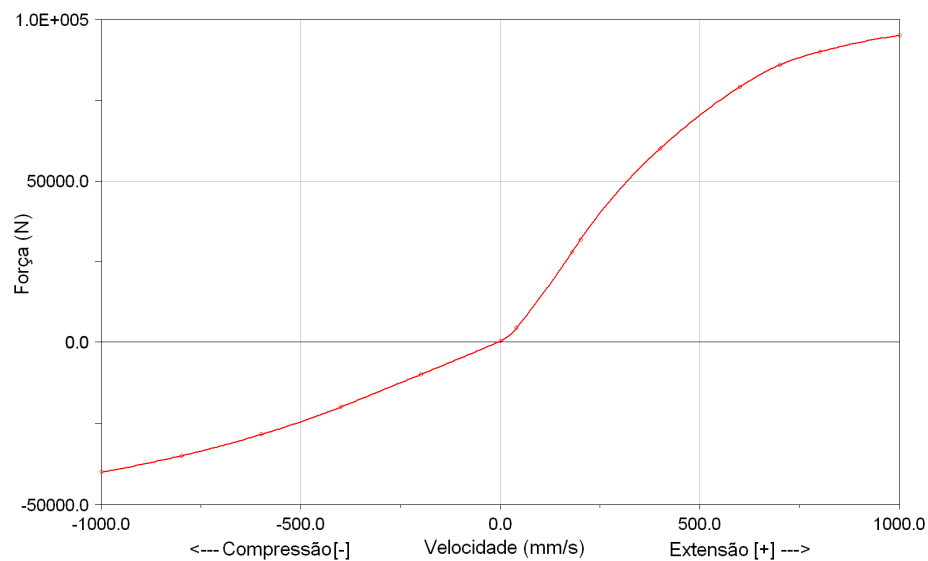


Figura 3.4 – Curva força x velocidade para os amortecedores da suspensão dianteira

Os pneus utilizados na dianteira do cavalo mecânico são do tipo 315/80 R22,5. Foi utilizado o modelo de pneu baseado no trabalho de Pacejka, 2002. As principais características utilizadas na modelagem do pneu são apresentadas na subseção 3.2.2.3.

• Suspensão Traseira

O modelo de suspensão traseira é composto por: eixo, dois bolsões de ar, dois braços pivotantes, duas buchas elastoméricas, barras Panhard, dois amortecedores telescópicos de dupla ação e dois rodados duplos (quatro rodas e quatro pneus). Esta suspensão é empregada nos dois eixos traseiros do caminhão 6x2 (eixos trativo e auxiliar), conforme demonstra a Figura 3.5.

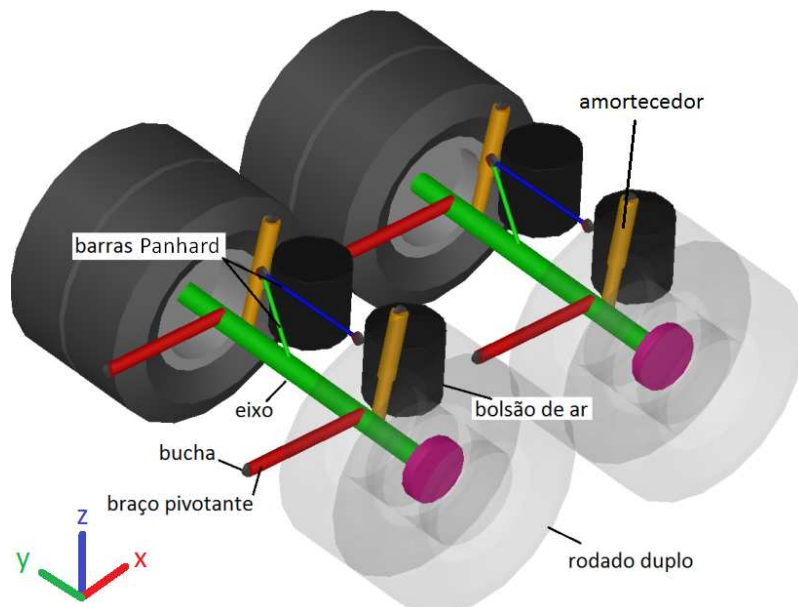


Figura 3.5 – Suspensão traseira do cavalo mecânico em ambiente multicorpos

Os bolsões pneumáticos, junto com as buchas elastoméricas, são os elementos elásticos desta suspensão. No modelo numérico, o comportamento do bolsão de ar é representado por uma mola helicoidal. Sua curva força por deslocamento, que define o seu desempenho dinâmico não linear, é mostrada na Figura 3.6.

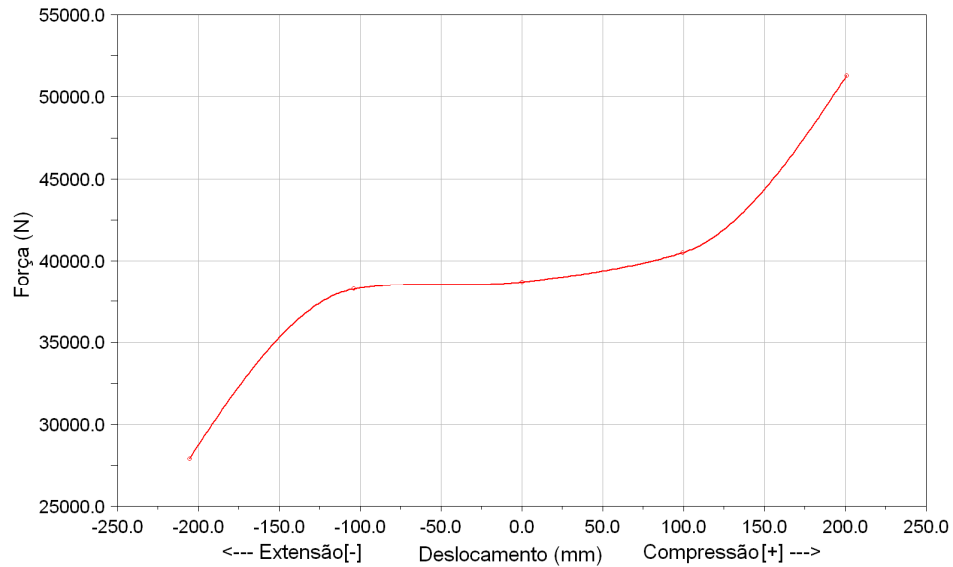


Figura 3.6 – Curva força x deslocamento para os bolsões de ar da suspensão traseira

Buchas são elementos que influenciam na dinâmica da suspensão. No modelo, elas são utilizadas para conectar peças, gerando relações de força com 6 componentes: 3 rigidezes translacionais e 3 rigidezes rotacionais. As buchas do suporte, posicionadas nas articulações dos braços rígidos da suspensão, têm suas curvas apresentadas nas Figuras 3.7 e 3.8. Os eixos dos gráficos correspondem ao sistema de coordenadas da Figura 3.5.

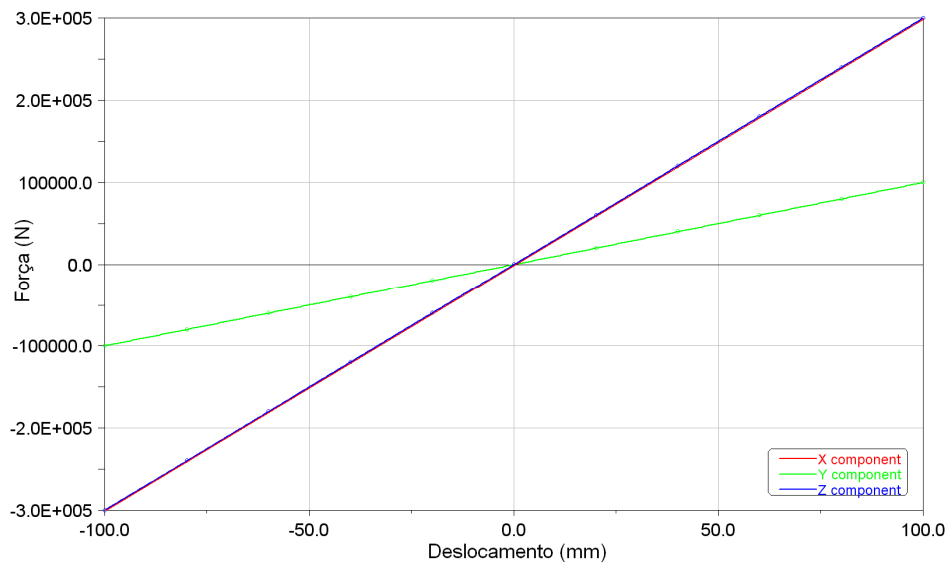


Figura 3.7 – Curva força x deslocamento para as buchas da suspensão traseira

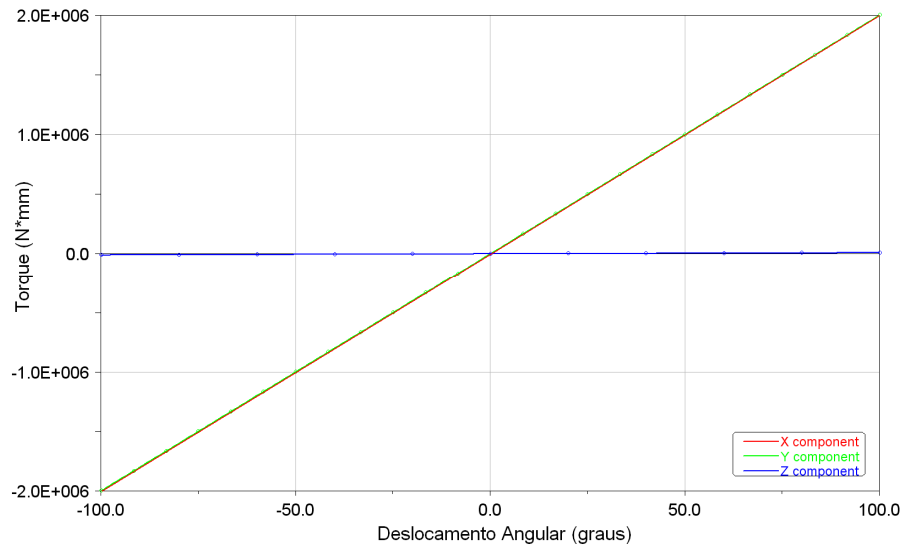


Figura 3.8 – Curva torque x deslocamento angular para as buchas da suspensão traseira

Os amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação da suspensão traseira têm sua performance definida por sua curva de força por velocidade, conforme a Figura 3.9.

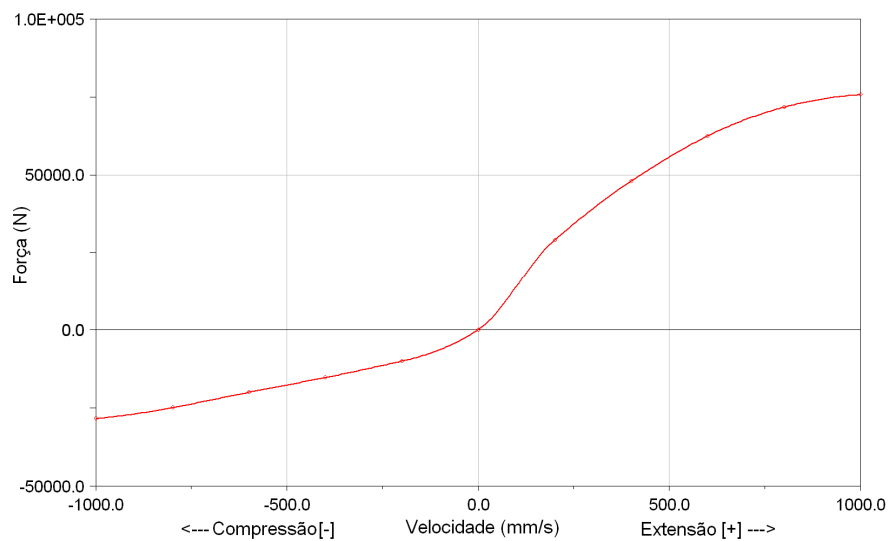


Figura 3.9 - Curva força x velocidade para os amortecedores da suspensão traseira

As curvas das Figuras 3.6 a 3.9 foram obtidas com os fabricantes dos respectivos componentes. Analisando-se esses gráficos, fica evidente a não linearidade de comportamento inserida no desempenho da suspensão, tanto em rigidez como em amortecimento. Prado, 2003, afirma que essas não linearidades são fundamentais quando modelos veiculares de rolagem são submetidos a manobras severas, visto que elas influenciam bastante na distribuição de carga entre as rodas internas e externas à curva.

Assim como na dianteira, os pneus utilizados na traseira do cavalo mecânico são do tipo 315/80 R22,5. Utilizou-se o modelo *MF-Tyre* de Pacejka, 2002, com características apresentadas na subseção 3.2.2.3.

• Direção, Transmissão, Cabina e Quadro

Apesar da grande complexidade intrínseca a cada um destes subsistemas, opta-se aqui por apresentá-los de forma agrupada, visto que o foco deste capítulo é a modelagem da outra unidade da CVC, o semirreboque.

O sistema de direção do veículo trator, apresentado na Figura 3.10, tem em sua composição: volante, coluna de direção, braço de Pitman, barras de ligação e caixa de redução. Para modelagem da relação de redução foi utilizado o recurso de acoplamento do software, que permite o acoplamento do movimento entre duas juntas, levando-se em conta a relação de transmissão. Assim, a ferramenta de simulação em mult corpos permite que a mesma forma de controle da dinâmica lateral de um veículo real (o esterçamento do volante) seja aplicada no modelo numérico do veículo.

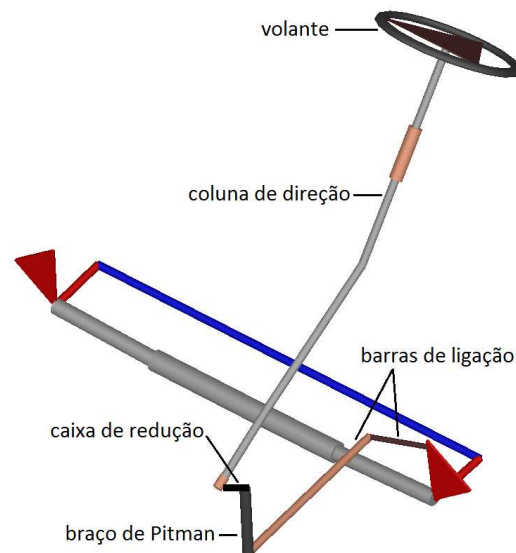


Figura 3.10 – Sistema de direção do veículo em ambiente multicorpos

O trem de força, ou *powertrain*, tem seu modelo composto por: motor, câmbio e embreagem (Figura 3.11). Foi modelado como corpo rígido e ligado ao quadro do caminhão por buchas (coxins), de modo a representar suas propriedades inerciais. A Figura 3.12 detalha a curva de torque do motor, responsável pelo seu desempenho de aceleração longitudinal.

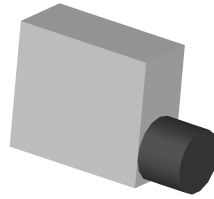


Figura 3.11 – Trem de força em ambiente multicorpos

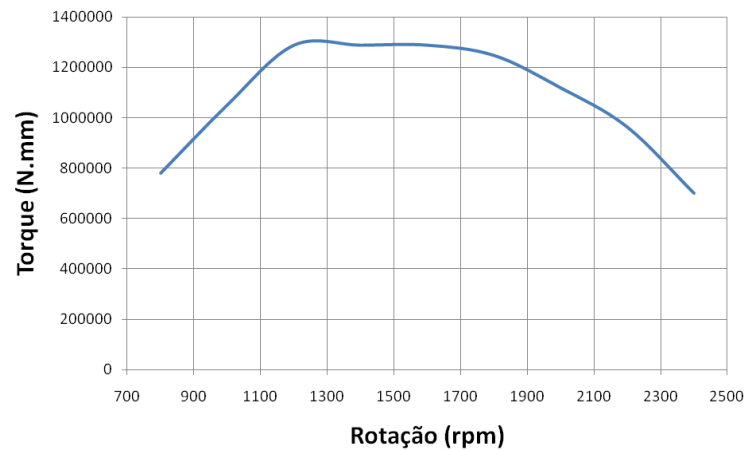


Figura 3.12 – Curva de torque do motor

A cabina do caminhão foi modelada como um corpo rígido, apoiada no chassi por uma única suspensão traseira. Suas propriedades de massa e inércia foram calculadas levando-se em conta a presença de somente o motorista dentro da cabina. Na Figura 3.13, destaca-se a modelagem da suspensão da cabina, com elemento elástico e dissipativo, responsável pela estabilização desse subsistema sobre o chassi do cavalo mecânico.

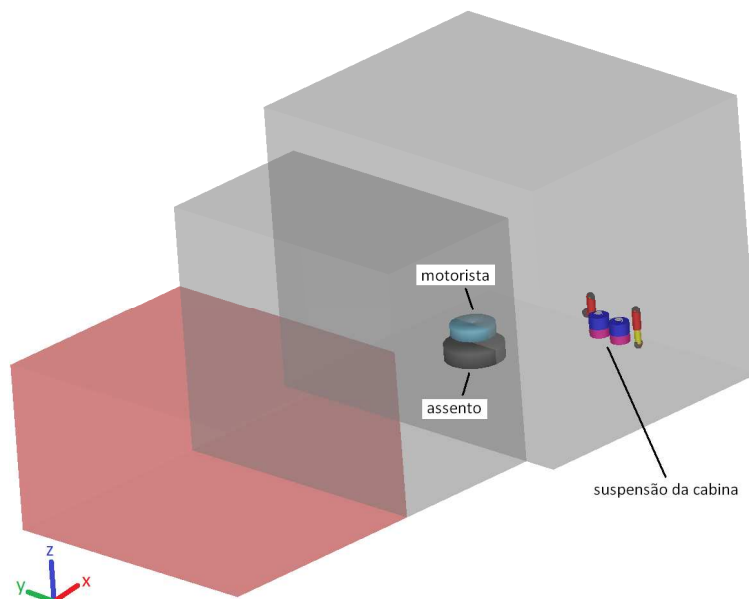


Figura 3.13 – Cabina e suspensão de cabina em ambiente multicorpos

Também chamado de chassi, o quadro do caminhão foi modelado como corpo rígido (Figura 3.14). Foram incorporados a este subsistema alguns componentes auxiliares (sistema de exaustão, tanques de combustível e de ar comprimido e caixa de ferramentas), com suas respectivas características inerciais.

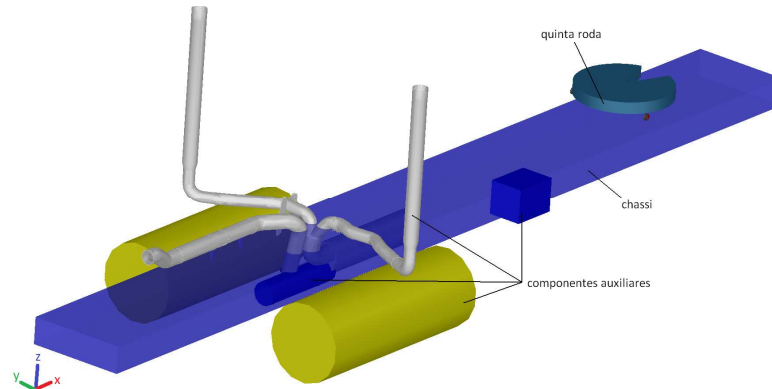


Figura 3.14 – Chassi do caminhão (em azul), quinta roda e componentes auxiliares em ambiente mult corpos

A quinta roda, elemento de acoplamento entre o veículo trator e o implemento rodoviário, também é modelada como um corpo rígido. Sua conexão com o quadro do veículo trator é feita em dois pontos, através de buchas.

• Modelo Completo do Veículo Trator

O modelo completo da unidade motriz é apresentado na Figura 3.15, e as suas propriedades de massa e inércia, na Tabela 3.2. Tal modelo é resultado da montagem dos subsistemas descritos ao longo subseção 3.2.1.

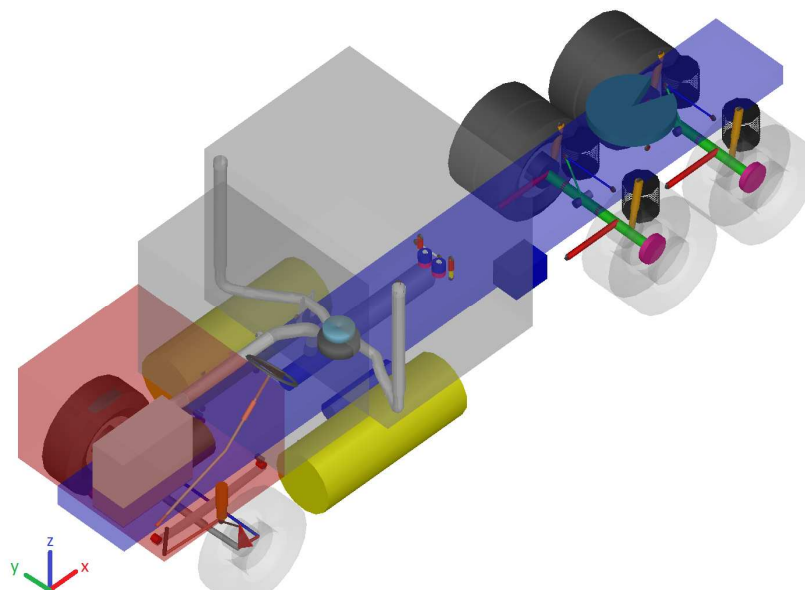


Figura 3.15 – Modelo completo do cavalo mecânico em ambiente mult corpos

Tabela 3.2 – Propriedades de massa e inércia do modelo completo do veículo trator

Massa:	10.870,87	kg
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 8,4824E+10$	kg.mm ²
	$I_{yy} = 2,8118E+10$	
	$I_{zz} = 9,5193E+10$	

3.2.2 Semirreboque

Esta subseção apresenta os detalhes do principal tema deste trabalho: a inclusão da flexibilidade estrutural do chassi de um semirreboque em modelo numérico de análise dinâmica. Antecipando esse item, a modelagem da caixa de carga e do carregamento é descrita. Depois, descreve-se o módulo virtual da suspensão do implemento rodoviário, validado com resultados experimentais.

3.2.2.1 Caixa de Carga

Para melhor representar o comportamento em dinâmica lateral da caixa de carga, optou-se pela sua divisão em cinco regiões, independentes uma da outra, conforme ilustra a Figura 3.16. Entende-se que essa abordagem permite, dentro da ferramenta de multicorpos, um comportamento mais real para a estrutura. Também é importante ressaltar que esta abordagem do compartimento de carga, representado por 5 regiões, é usada tanto para semirreboque rígido quanto flexível nas simulações apresentadas no capítulo 4.

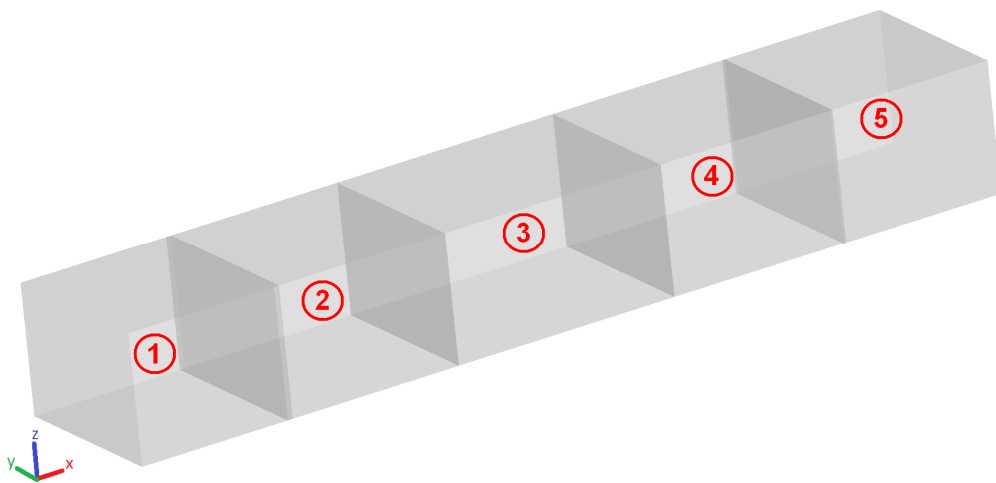


Figura 3.16 – Caixa de carga em ambiente MBS: divisão em 5 ‘pacotes’

Modelada dessa maneira, a caixa de carga não impede a torção estrutural do chassi, que é um fenômeno importante dinamicamente, mas suprimido pelos modelos rígidos clássicos de semirreboque. A Tabela 3.3 mostra as principais características geométricas e inerciais das partes isoladas (aqui chamada de ‘pacotes’), e da caixa de carga como um todo.

Os carregamentos de cada uma das cinco regiões são modelados como massas concentradas em único nó, posicionado nos respectivos centros de gravidade. A ligação com o chassi é feita através de barras rígidas, como mostra a Figura 3.17. Para as análises dinâmicas, é assumida a hipótese de que não há movimentação interna de carga dentro de cada pacote.

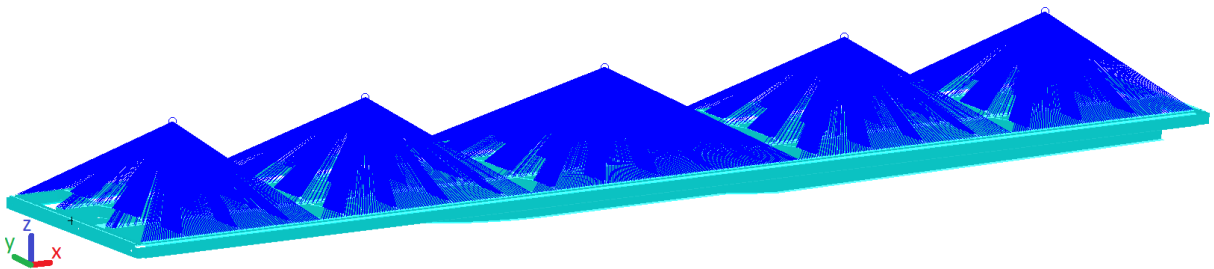


Figura 3.17 – Modelagem da carga: massas concentradas

Tabela 3.3 – Principais características geométricas e inerciais da caixa de carga

Pacote 1			Pacote 2		
Massa	4240	kg	Massa	4785	kg
Comprimento	2262,5	mm	Comprimento	2570	mm
I_{xx}	3,4244E+09	kg.mm ²	I_{xx}	3,8645E+09	kg.mm ²
I_{yy}	2,9535E+09	kg.mm ²	I_{yy}	3,9257E+09	kg.mm ²
I_{zz}	4,0882E+09	kg.mm ²	I_{zz}	5,2063E+09	kg.mm ²
Pacote 3			Pacote 4		
Massa	6800	kg	Massa	5805	kg
Comprimento	3240	mm	Comprimento	2580	mm
I_{xx}	5,4919E+09	kg.mm ²	I_{xx}	4,6883E+09	kg.mm ²
I_{yy}	7,7846E+09	kg.mm ²	I_{yy}	4,7874E+09	kg.mm ²
I_{zz}	9,6045E+09	kg.mm ²	I_{zz}	6,3410E+09	kg.mm ²
Pacote 5			CAIXA DE CARGA		
Massa	5645	kg	Massa	27275	kg
Comprimento	2367,5	mm	Comprimento	13020	mm
I_{xx}	4,5591E+09	kg.mm ²	I_{xx}	2,2028E+10	kg.mm ²
I_{yy}	4,1609E+09	kg.mm ²	I_{yy}	3,9267E+11	kg.mm ²
I_{zz}	5,6717E+09	kg.mm ²	I_{zz}	3,9997E+11	kg.mm ²

Também é importante ressaltar que a caixa de carga foi modelada na condição carregada. Pois, ao contrário dos eventos de aceleração vertical e longitudinal, onde uma caixa de carga vazia causa maiores solicitações nas estruturas, neste estudo são realizadas manobras com acelerações laterais elevadas, nas quais a configuração de carga total amplifica as solicitações de estabilidade à rolagem.

Os valores de massa em cada região do SR procuram representar um carregamento típico de granel, com maior concentração na faixa central do comprimento da caixa de carga. Outro aspecto considerado na modelagem da carga foram as reações do pavimento em cada eixo da CVC, que têm magnitudes regulamentadas [CONTRAN, 2006]. Para esse controle, uma balança virtual é utilizada na ferramenta de MBS, conforme descrito na subseção 3.2.3.

3.2.2.2 Chassi

O chassi do implemento rodoviário, também chamado de quadro, foi modelado em MBS de duas maneiras. Inicialmente, como um corpo rígido (não deformável). Depois, com o intuito de representar com maior fidelidade as suas características de rigidez estrutural, como um corpo flexível. O tema principal desta dissertação é, justamente, o estudo da influência causada por essa inserção de flexibilidade no chassi da unidade movida.

Para modelar uma estrutura como corpo flexível em ambiente multicorpos, uma das abordagens é a aquisição de sua flexibilidade modal [Ibrahim et al., 1996; Aquaro et al., 1999]. Para esse fim, é utilizado o procedimento de discretização de estruturas em elementos finitos e solução das equações dinâmicas por superposição modal, como demonstrado a seguir.

A Figura 3.18 mostra a representação do chassi do semirreboque em uma malha de 113697 nós e 108384 elementos finitos de casca fina de primeira ordem, de tipo quadrangular e triangular.

Analisando-se a região destacada na Figura 3.18, percebe-se que o refino dessa malha é menor (o tamanho de elemento é maior) do que o utilizado para uma análise de tensões. São dois os motivos para isso. Primeiro, trata-se de uma malha para análise modal, onde o objetivo é determinar os deslocamentos globais da estrutura em vibração livre (modos e frequências naturais). Segundo, essa mesma malha será importada na ferramenta de MBS e utilizada para representação da rigidez estrutural do chassi nas análises dinâmicas. Ou seja, uma malha de EF muito refinada geraria um número muito mais elevado de graus de liberdade (proporcional à quantidade de nós) e, conseqüentemente, de equações de movimento a serem resolvidas pelo software, a cada intervalo de tempo da simulação.

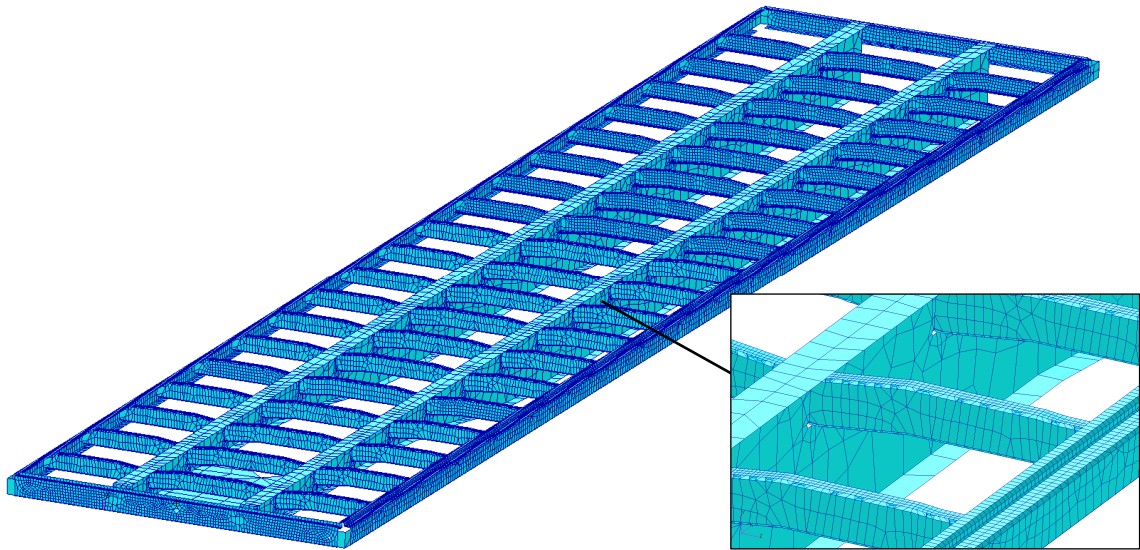


Figura 3.18 – Malha de elementos finitos de casca do chassi do semirreboque

A análise modal deste modelo de elementos finitos foi realizada através de software comercial. Nessa etapa, a meta é a aquisição dos modos e frequências naturais de vibração da estrutura. Depois, através do método de superposição modal, os modos selecionados compõem a flexibilidade estrutural do corpo na posterior simulação dinâmica, realizada em ferramenta de MBS.

Os primeiros seis modos encontrados (chamados ‘modos de corpo rígido’) são desconsiderados para o âmbito deste estudo, pois acontecem em frequência nula ($\omega_i = 0$), e não agregam informações sobre a flexibilidade da estrutura.

Os modos de vibração de números 7, 8, 9, 10 e 14, apresentados na Figura 3.19 e na Tabela 3.4, são considerados e utilizados nas próximas etapas deste estudo. Esses modos se originam de GDL de deslocamentos translacionais, e, por isso, representam formas reais de deflexão global da estrutura. São esses os modos que, quando superpostos, constituirão a flexibilidade do chassi. Os demais modos resultantes da análise modal têm frequência natural muito alta ou são originados de GDL de rotação, criando formas irrealis de comportamento da estrutura. Segundo Bathe, 1996, esses modos são descartados por representar contribuições negligenciáveis à resposta dinâmica do sistema.

Esta seleção de modos é tarefa do usuário da ferramenta de MBS, que visualiza os resultados da análise modal e define quais modos são considerados na posterior simulação de evento dinâmico.

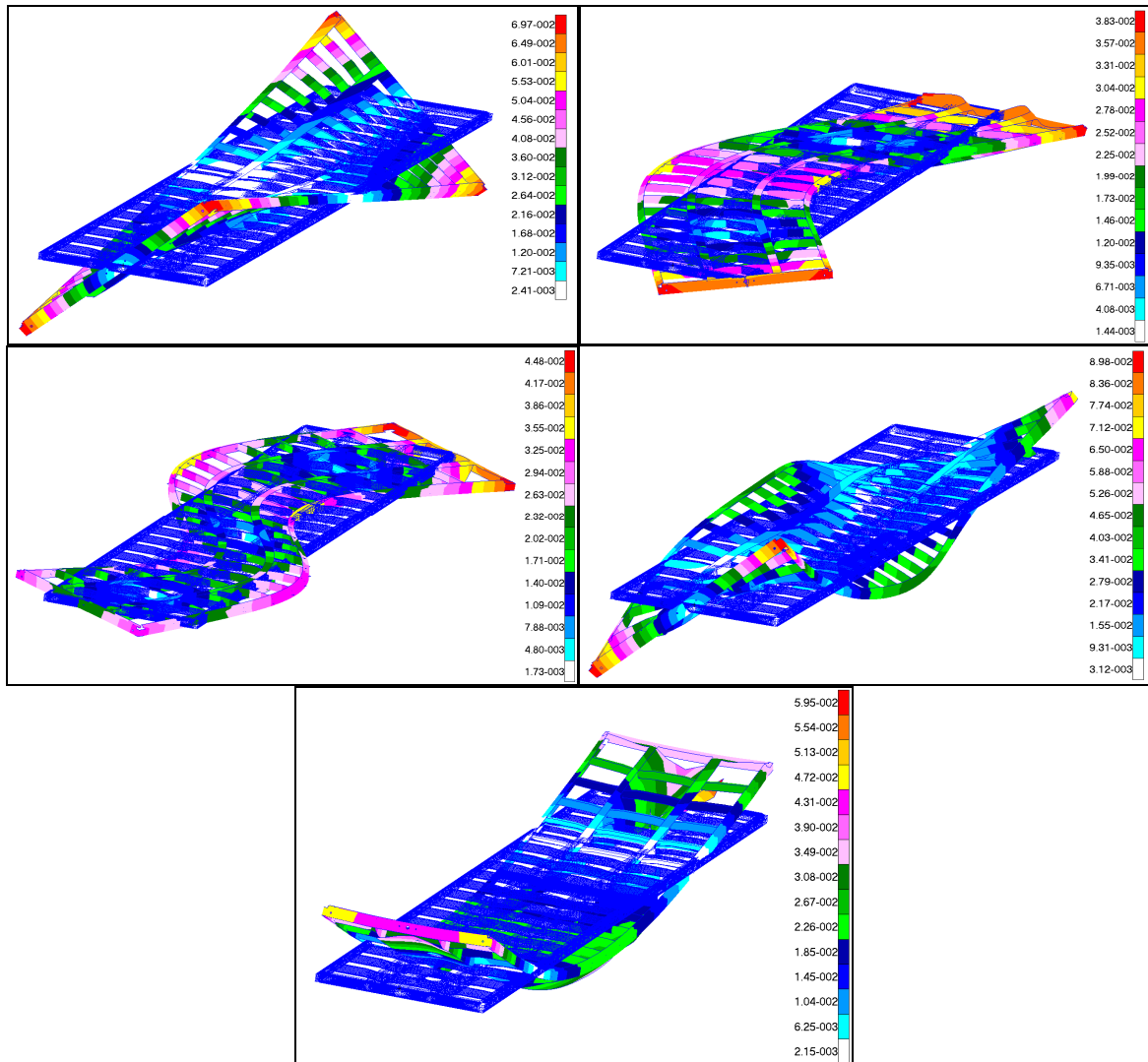


Figura 3.19 – Modos flexíveis de vibração do chassi do semirreboque

Tabela 3.4 – Modos de vibrar do chassi do semirreboque

#	Modo de vibrar	Frequência [Hz]
7°	Torção	1,43
8°	Flexão Lateral	4,08
9°	Flexão Lateral	6,76
10°	Torção	12,05
14°	Flexão Vertical	15,66

Concluída a análise modal via MEF, o próximo passo é a inserção das informações de flexibilidade modal dentro do ambiente de simulação dinâmica. Para considerar a flexibilidade estrutural do chassi, o software de multicorpos utiliza as seguintes informações provenientes da análise modal executada [MSC.Software, 2010]:

- Geometria da estrutura (localização e conectividade entre os nós);
- Massa e inércia modal;
- Modos vibracionais;
- Massa e rigidez generalizada para as formas modais.

A Figura 3.20 mostra o modelo de chassi de semirreboque importado para o ambiente MBS. Trata-se da mesma malha de elementos finitos apresentada na Figura 3.18, agora renderizada. As características inerciais do quadro são descritas na Tabela 3.5.

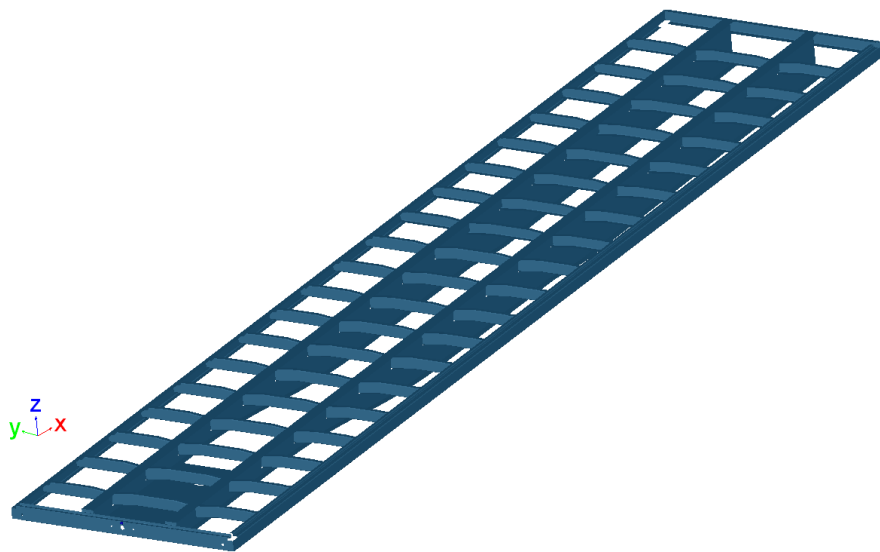


Figura 3.20 – Modelo do chassi do semirreboque em ambiente multicorpos

Tabela 3.5 – Propriedades de massa e inércia do modelo de chassi do semirreboque

Massa:	2118	kg
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 9,5714E+08$	kg.mm ²
	$I_{yy} = 3,0455E+10$	
	$I_{zz} = 3,1289E+10$	

Uma das principais características de um quadro veicular é a rigidez que apresenta para evitar a torção do corpo do veículo. O enrijecimento torcional do chassi gera uma plataforma rígida para a suspensão e permite que as cargas laterais sejam distribuídas longitudinalmente em proporção com a rigidez à rolagem das suspensões. Além disso, a flexibilidade torcional do chassi é importante fator na estabilidade à rolagem de conjuntos articulados, especialmente quando o implemento é do tipo plataforma [Milliken e Milliken, 1995; Winkler e Ervin, 1999].

Segundo Hasegawa et al., 1990, diversos parâmetros influenciam a rigidez estrutural de um quadro veicular: comprimento da base, quantidade de travessas e espessura de longarina sendo alguns exemplos. As travessas, também chamadas de membros transversais, são elementos fundamentais para a estruturação do chassi, especialmente na sua resistência torcional.

A fim de avaliar comparativamente a influência do número de travessas na rigidez à torção do chassi tema deste estudo, foram modeladas outras duas configurações de travessamento, além do chassi original, que possui 19 travessas (Figura 3.20). Essa análise de sensibilidade da rigidez torcional à quantidade de travessas está descrita no Apêndice B deste trabalho.

3.2.2.3 Suspensão

A Figura 3.21 apresenta a suspensão do implemento rodoviário em ambientes CAD e MBS. Trata-se de uma suspensão pneumática, que tem como principais componentes: eixo rígido, braços pivotantes, suportes, buchas elastoméricas, bolsões de ar e amortecedores.

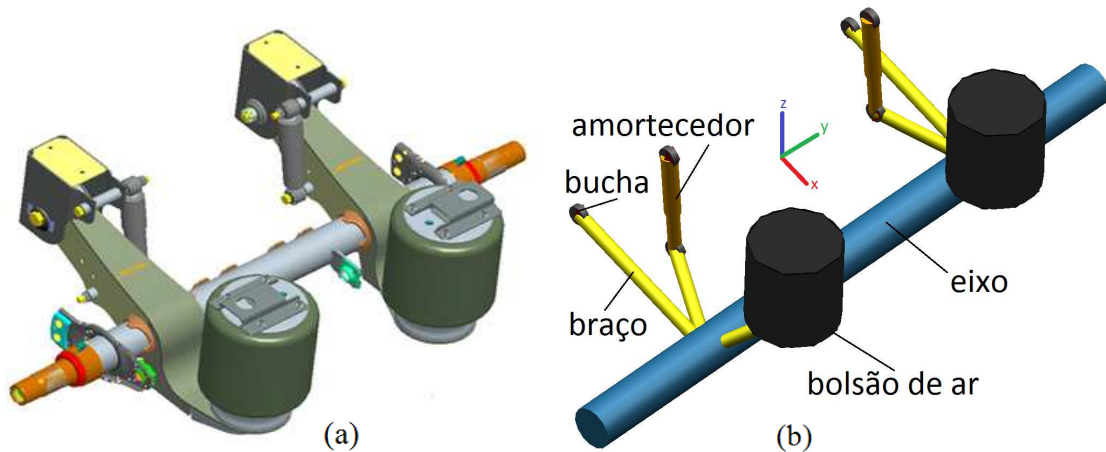


Figura 3.21 – Suspensão do semirreboque: ambiente CAD (a) e MBS (b)

De acordo com Yang e Gander, 2010, os componentes de suspensão podem ser representados como corpos rígidos em modelo numérico, visto que seus modos flexíveis de vibração têm frequência muito mais alta do que os modos causados por manobras dinâmicas. As exceções neste modelo são o bolsão de ar e a bucha, responsáveis pelo desempenho elástico deste sistema de suspensão.

O comportamento elástico do bolsão é definido por sua curva de força aplicada por deslocamento. No caso das buchas, há rigidezes translacionais e angulares. As Figuras 3.22 a 3.25 apresentam as curvas de bolsão, buchas e amortecedores utilizadas no modelo numérico. Os eixos são relativos à Figura 3.21(b). Tais curvas foram obtidas junto aos fabricantes dos respectivos componentes.

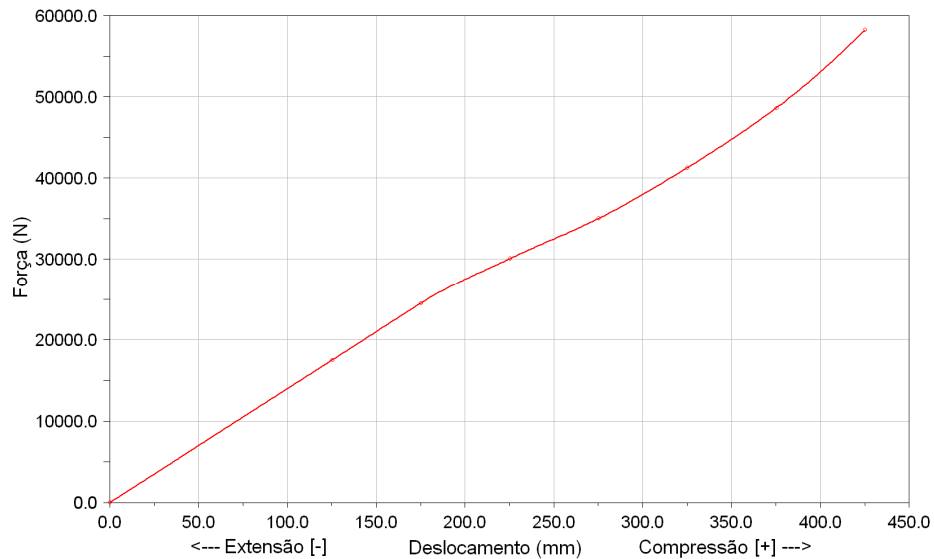


Figura 3.22 – Curva força x deslocamento para os bolsões de ar das suspensões do SR

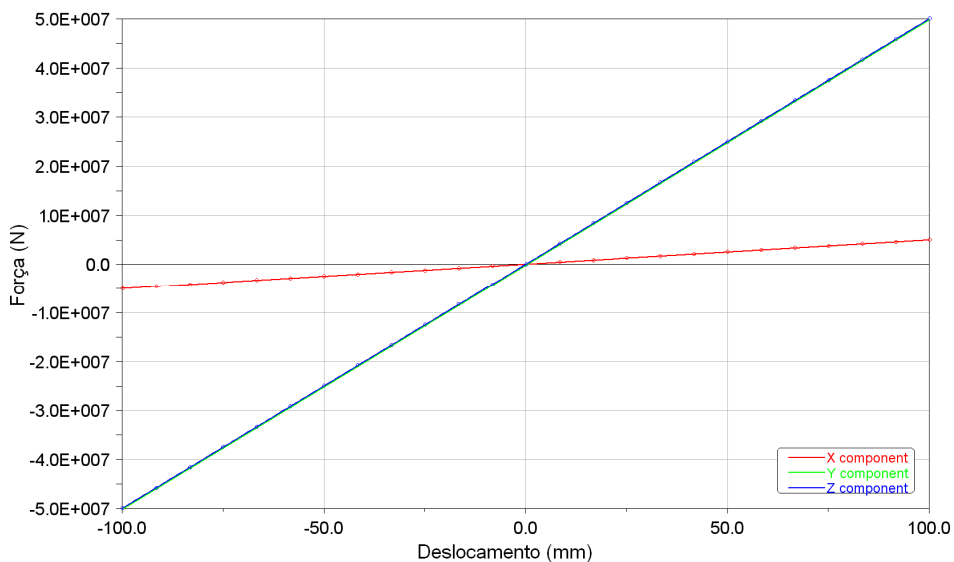


Figura 3.23 – Curva força x deslocamento para as buchas das suspensões do SR

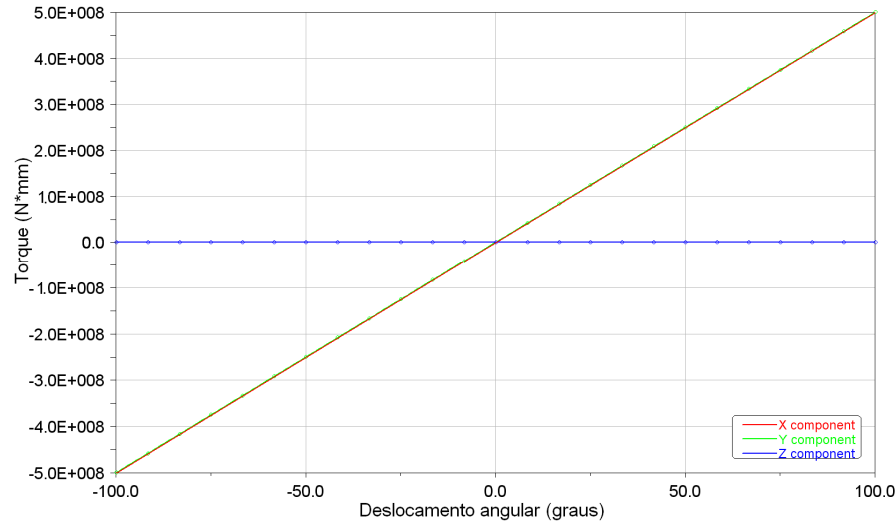


Figura 3.24 – Curva torque x deslocamento angular para as buchas das suspensões do SR

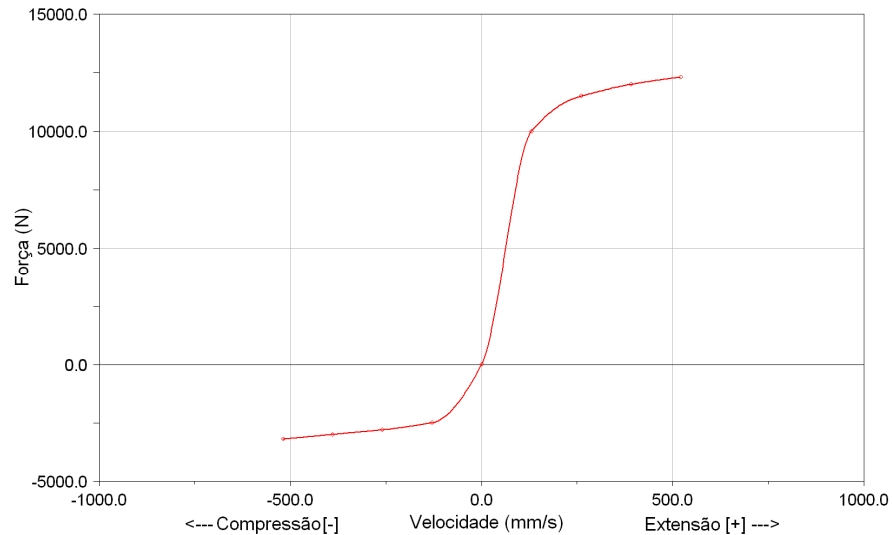


Figura 3.25 – Curva força x velocidade para os amortecedores das suspensões do SR

Assim como para o veículo trator, o formato destas curvas atribui uma não linearidade ao comportamento do modelo numérico de MBS do semirreboque, de forma semelhante ao efeito desses componentes no desempenho do veículo real.

• Validação do Modelo Numérico de Suspensão

Com o intuito de validar a utilização das curvas apresentadas nas Figuras 3.22 a 3.25 para o modelo numérico da suspensão, foi realizado um teste circular (curva de raio constante) com a suspensão real, montada em uma base do tipo plataforma. Para capturar o comportamento da suspensão em rolagem, isoladamente da influência de outros eixos,

utilizou-se para este ensaio apenas um eixo em contato com o solo, como ilustra a Figura 3.26. Aplicou-se a carga máxima permitida, que é de 100000 N [CONTRAN, 2006].



Figura 3.26 – Configuração utilizada no ensaio para validação do modelo da suspensão

Durante o teste, a composição veicular descreveu uma trajetória circular (raio de 24 m), aumentando sua velocidade longitudinal de 0 até 35 km/h. Assim, devido à aceleração lateral, a massa suspensa rolava na direção externa à curva. Esse movimento fazia aumentar a distância entre o chassi e o eixo no lado interno à curva, e diminuir a distância entre o chassi e o eixo no lado externo, como indica a Figura 3.27.

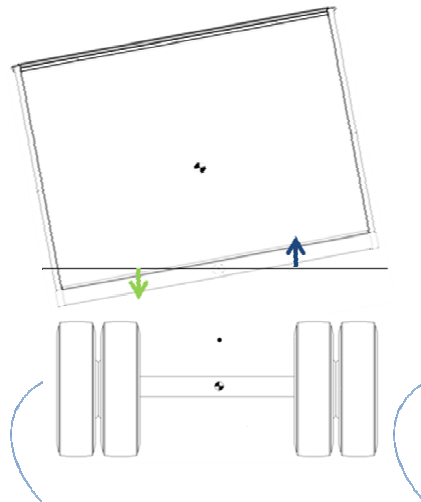
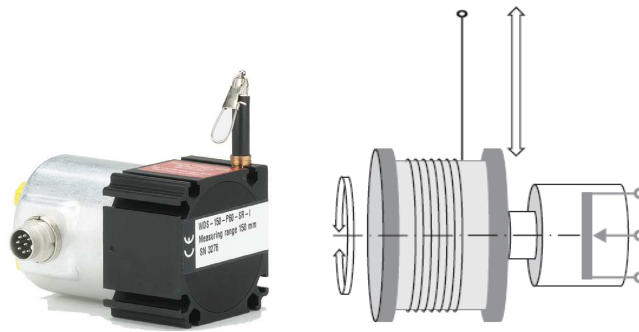


Figura 3.27 – Comportamento lateral do veículo durante o teste de curva de raio constante para validação das curvas da suspensão

A fim de mensurar o desempenho da suspensão pneumática em *roll*, foram empregados sensores de deslocamento do tipo cabo de aço flexível acoplado a potenciômetro (Figura 3.28).



(Fonte: Micro-Epsilon, 2010)

Figura 3.28 – Sensor de deslocamento com fio de aço flexível acoplado a potenciômetro

Este sensor funciona com um cabo de aço que, em uma extremidade, é enrolado a um tambor, o qual tem seu eixo acoplado a um potenciômetro. A outra extremidade do fio é presa ao objeto sendo medido. Com uma alteração na distância entre esse objeto e o sensor, o tambor rotaciona. Esse movimento rotacional é, então, convertido em sinal elétrico pelo potenciômetro.

A Figura 3.29 ilustra um arranjo semelhante ao que foi utilizado no experimento, com o sensor fixo à massa suspensa do semirreboque (chassi) e a outra extremidade do cabo ligada à massa não suspensa (eixo).



Figura 3.29 – Posicionamento de sensor para medição de deslocamento em extremidade de eixo

A mesma configuração veicular do teste experimental foi modelada numericamente em MBS, como mostra a Figura 3.30. O modelo numérico foi submetido a um teste circular

virtual, sob as mesmas condições de raio de trajetória e velocidade longitudinal do ensaio real. Para comparação de desempenho ‘numérico x real’ da suspensão, foram inseridas na modelagem as mesmas características de distribuição de carga, curvas de rigidez e de amortecimento.

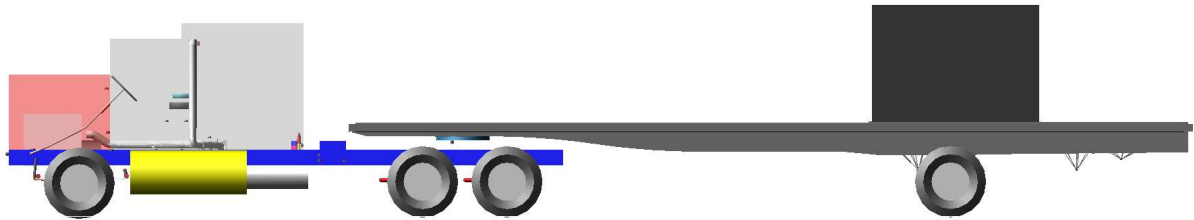


Figura 3.30 – Modelo em MBS para o teste circular de validação da suspensão do SR

Conforme o gráfico da Figura 3.31, analisando-se o deslocamento vertical das extremidades da massa suspensa ao longo do teste de raio constante, o modelo numérico da suspensão representa o comportamento real do sistema de forma coerente.

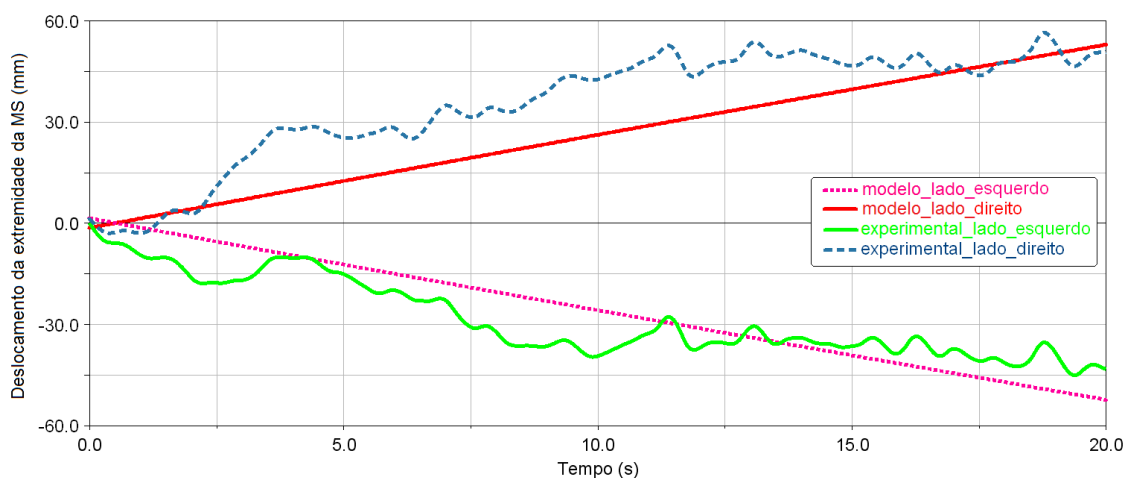


Figura 3.31 – Comparação numérico-experimental do teste circular: deslocamento vertical das extremidades da massa suspensa

• Modelagem de Pneus

Os pneus utilizados no modelo MBS deste estudo são do tipo 315/80 R22,5. Suas características principais são mostradas na Figura 3.32, junto ao modelo numérico dos pneus em ambiente multicorpos. Tal conjunto é utilizado nos dois eixos do implemento rodoviário. A abordagem numérica utilizada é do trabalho de Pacejka, 2002, detalhada na subseção 2.2.2.

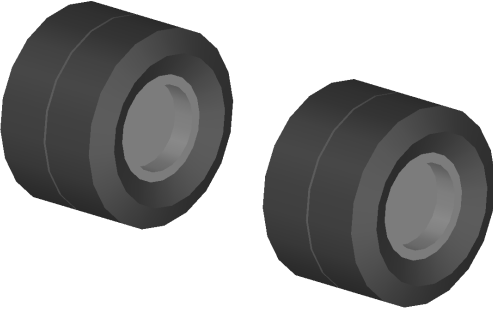
	Característica	Valor	
	Largura	315	mm
	Diâmetro	1143	mm
	Pressão interna	800	kPa
	Rigidez vertical	1000	N/mm
	Amortecimento	0,5	N.s/mm
	Ângulo de escorregamento	entre $\pm 1,57$	graus
	Ângulo de cambagem	entre $\pm 0,26$	graus

Figura 3.32 – Conjunto pneus e rodas do semirreboque em ambiente multicorpos

Construindo-se a montagem a partir dos módulos descritos ao longo da subseção 3.2.2, na Figura 3.33 é apresentado o modelo completo do semirreboque utilizado neste trabalho. Suas propriedades de massa e inércia estão na Tabela 3.6.

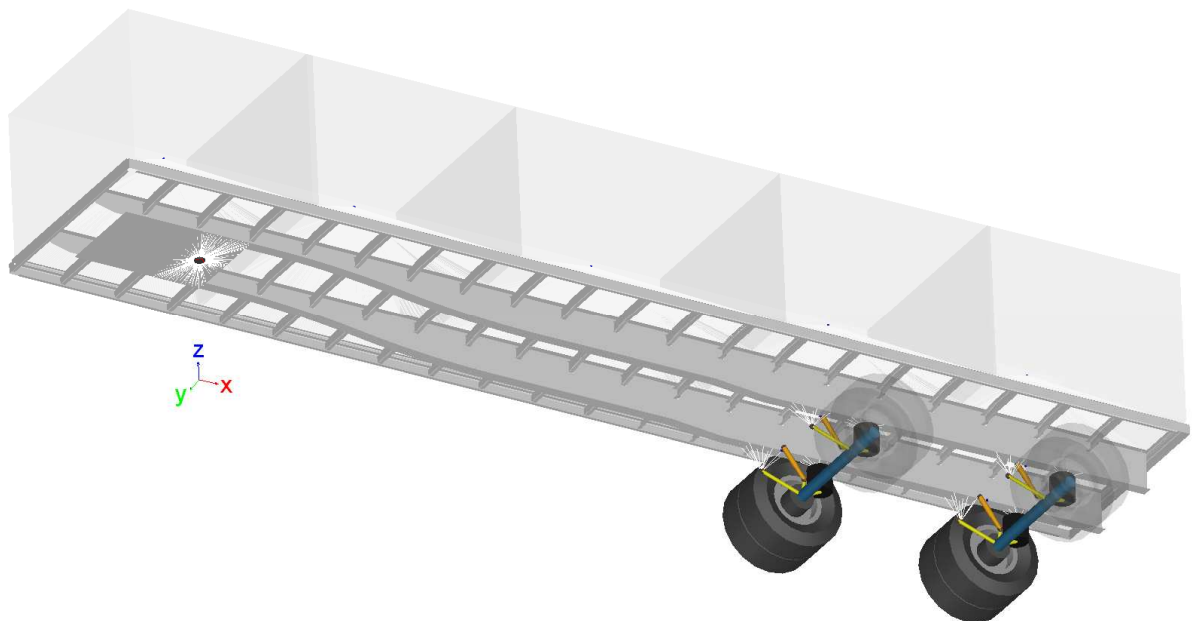


Figura 3.33 – Modelo completo do semirreboque em ambiente multicorpos

Tabela 3.6 – Propriedades de massa e inércia do modelo completo do semirreboque

Massa:	32158,6	kg
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 3,5591E+10$	
	$I_{yy} = 4,6580E+11$	kg.mm ²
	$I_{zz} = 4,6624E+11$	

3.2.3 Combinação Veicular Completa

No ambiente de simulação de multicorpos, conectam-se os módulos individuais dos subsistemas para a montagem do veículo completo. Essa conexão é realizada através de elementos comunicadores. Com o modelo do sistema veicular completo, é possível rodar análises de ciclo aberto (entrada no volante) ou fechado (trajetória definida), conforme demonstram as simulações do capítulo 4.

Nas seções 3.2.1 e 3.2.2 foram descritos os subsistemas utilizados neste processo de modelagem, respectivamente para o veículo trator e para o semirreboque. A partir desses subsistemas, é construído o modelo completo do conjunto veicular em ambiente MBS, apresentado na Figura 3.34.

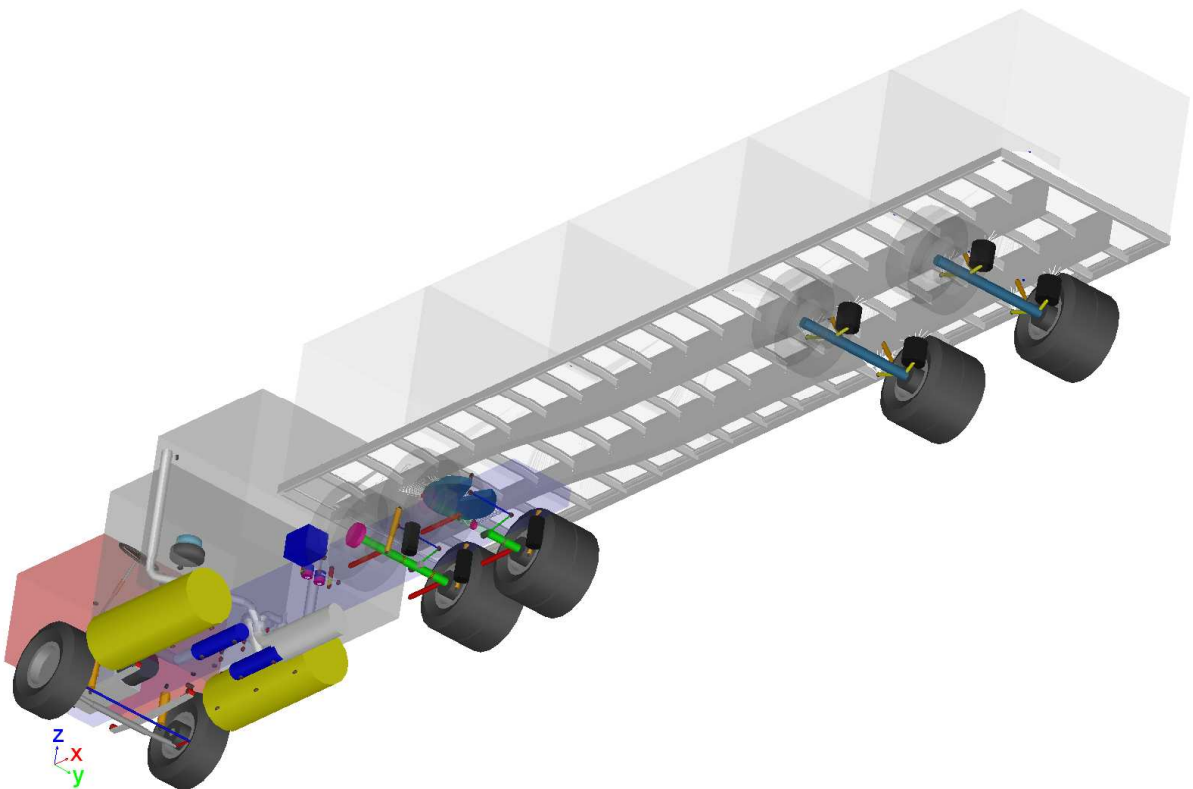


Figura 3.34 – Modelo completo da combinação veicular de carga em ambiente multicorpos

A modelagem correta da distribuição de peso na combinação veículo trator/semirreboque é crucial para os resultados das simulações. Se a distribuição de massa no modelo virtual não for correta, as forças de reação nas rodas, que são utilizadas até como critério de estabilidade, resultam em valores errados [Melo, 2004; Luzetti et al., 2010].

Para avaliar se a distribuição do peso estático da composição está corretamente representada no modelo do sistema completo, investigam-se os pesos atuantes nas rodas,

através de uma análise de equilíbrio estático. Essa análise é uma espécie de balança virtual. Foi realizada tanto para o modelo de implemento com chassi rígido quanto para o flexível, e os resultados estão na Figura 3.35 e na Tabela 3.7. A magnitude das setas indica a carga que é suportada por cada pneu no modelo numérico.

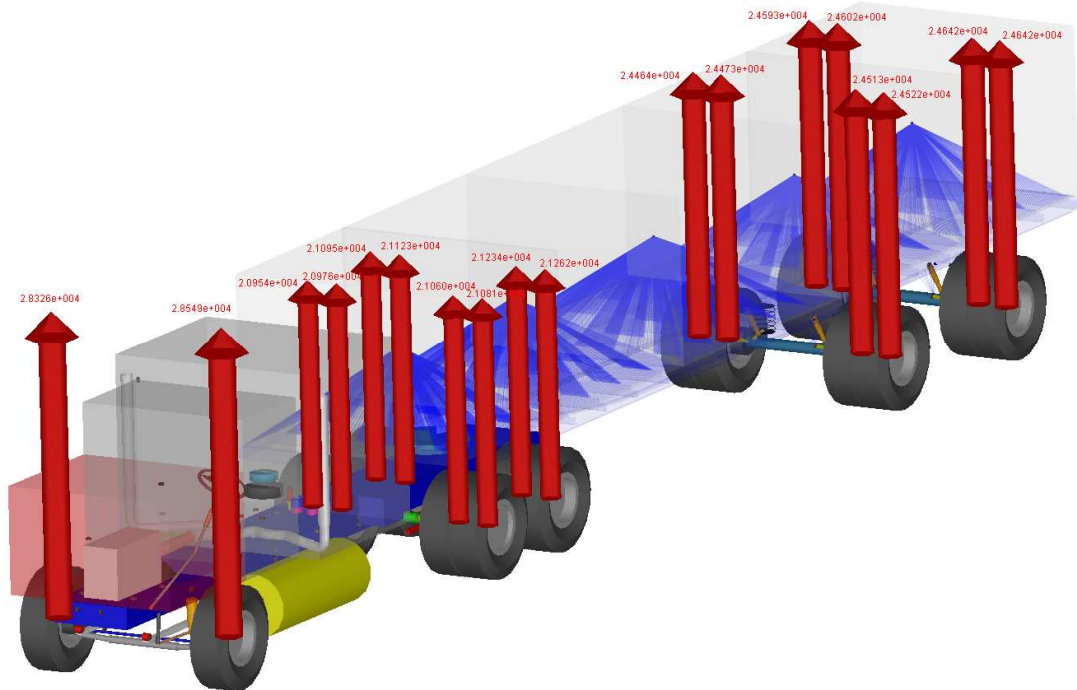


Figura 3.35 – Forças nos pneus em análise de equilíbrio estático – chassi rígido

Tabela 3.7 – Pesos nos pneus da CVC em análise de equilíbrio estático

Posição do pneu na CVC		Carga* no Pneu [N]	
		<i>interno</i>	<i>externo</i>
Cavalo mecânico	Eixo dianteiro – rodado esquerdo	28549 (28558)	
	Eixo dianteiro – rodado direito	28326 (28313)	
	Eixo trativo – rodado esquerdo	21060 (21056)	21081 (21080)
	Eixo trativo – rodado direito	20.976 (20959)	20.954 (20935)
	Eixo auxiliar– rodado esquerdo	21.234 (21228)	21.262 (21259)
	Eixo auxiliar– rodado direito	21.123 (21104)	21.095 (21073)
Semirreboque	Eixo 4 – rodado esquerdo	24.513 (24608)	24.522 (24612)
	Eixo 4 – rodado direito	24.473 (24589)	24.464 (24585)
	Eixo 5 – rodado esquerdo	24.642 (24545)	24.651 (24547)
	Eixo 5 – rodado direito	24.602 (24536)	24.593 (24534)
Peso estático total nos pneus		422120 (422121)	

*modelo de semirreboque com chassi: rígido (flexível)

A partir do levantamento da carga estática em cada pneu, pode-se comparar, conforme a Tabela 3.8, o peso em cada eixo do conjunto com os valores permitidos pela regulamentação [CONTRAN, 2006]. Essa regulamentação limita o peso máximo permitido por eixo e para a CVC completa, com tolerância de 7,5% e 5%, respectivamente.

Tabela 3.8 – Comparação das massas nos eixos: lei da balança x modelos numéricos

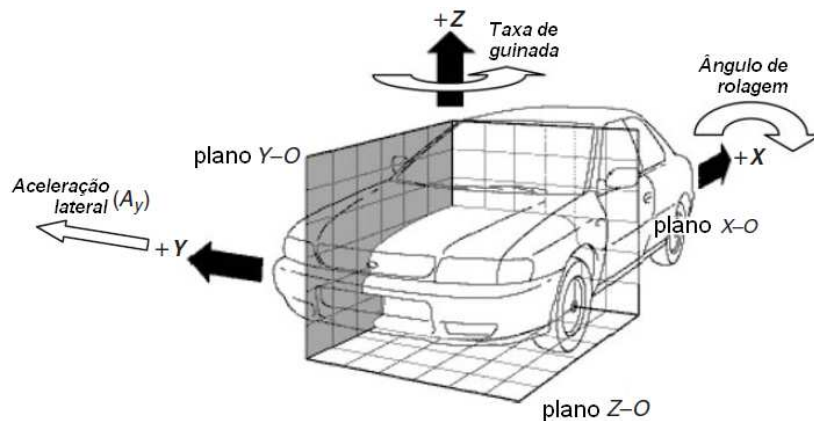
Posição do eixo na CVC		Balança [kg]*	Rígido [kg]		Flexível [kg]	
Cavalo mecânico	Eixo dianteiro	6000	5797,66	96,63%	5797,25	96,62%
	Eixo trativo	8500	8569,93	100,82%	8565,75	100,77%
	Eixo auxiliar	8500	8635,47	101,59%	8630,38	101,53%
Semirreboque	Eixo 4	10000	9986,95	99,87%	10029,97	100,30%
	Eixo 5	10000	10039,55	100,40%	10006,32	100,06%
total		43000	43029,56	100,07%	43029,66	100,07%

*CONTRAN 210 (13/11/2006) – regulamentação conhecida como ‘Lei da balança’

De acordo com os resultados comparativos da Tabela 3.8, a distribuição de peso no modelo numérico da CVC em multicorpos chegou muito próximo aos valores ideais regulamentados. Com essa indicação de que as massas estão representadas corretamente no modelo virtual, parte-se para a realização das manobras de solicitação dinâmica lateral.

4 ANÁLISES E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

O objetivo do presente capítulo é descrever as análises de dinâmica lateral, realizadas para caracterização da influência da flexibilidade do chassi do semirreboque no veículo articulado em estudo. As principais avaliações deste trabalho são realizadas através de métricas relevantes da estabilidade lateral veicular: **ângulo de rolagem**, **aceleração lateral** e **velocidade de guinada**. Tais métricas são ilustradas na Figura 4.1.



(Fonte: Blundell e Harty, 2004)

Figura 4.1 – Métricas típicas usadas na dinâmica lateral veicular

Na literatura e na indústria, muitos critérios de estabilidade lateral e de dimensionamento estrutural são baseados em grandezas mecânicas, que podem ser mensuradas em testes físicos e simulações [Melo, 2004; Luzetti et al., 2010]. Por esse motivo, as **forças nos pneus, bolsões, eixos e suportes**, e a **deflexão nos bolsões**, que são parâmetros importantes para projeto de sistemas e componentes veiculares, também foram utilizadas como métricas comparativas.

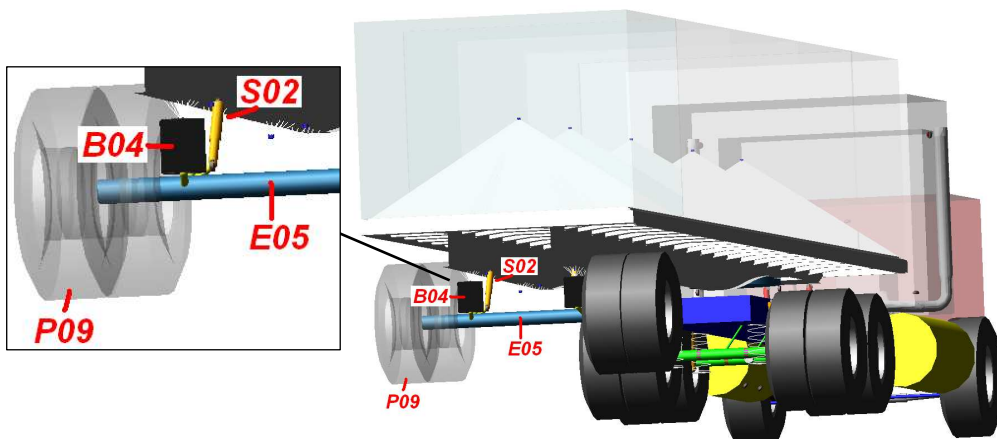


Figura 4.2 – Indicação dos componentes avaliados no último eixo da CVC

Para os componentes citados, a Figura 4.2 serve como referência, indicando-os no último eixo da composição veicular, que foi o eixo escolhido para apresentação dos resultados de esforços atuantes. O último eixo é aquele onde os componentes estão sujeitos às maiores amplitudes de solitação nas manobras simuladas de dinâmica lateral, tanto para chassi rígido quanto para o chassi com estrutura flexível, no qual as solitações são ainda maiores. Para facilitar a visualização dos componentes, o quarto eixo da composição foi suprimido na referida figura.

Na seção 4.1 são realizadas manobras de ciclo (malha) aberto, onde a entrada é o esterçamento aplicado no volante. Já na seção 4.2 são analisados procedimentos de ciclo fechado, nos quais a trajetória do veículo é o dado de entrada. As discussões finais são apresentadas na seção 4.3. Ao longo deste capítulo, as expressões ‘modelo rígido’ e ‘modelo flexível’ referem-se às simulações realizadas com as CVC que possuem chassi do semirreboque rígido e flexível, respectivamente.

4.1 Manobras de Ciclo Aberto

As manobras simuladas e as métricas controladas nesta seção foram definidas com base nas normas ISO 14791 - *Road vehicles – Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses – Lateral stability test methods*, de 2000, e ISO 14793 – *Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods*, de 2003.

4.1.1 Mudança Simples de Pista

A manobra de mudança simples de pista corresponde a uma troca de faixa ou desvio abrupto de obstáculo na estrada. A entrada de esterçamento no volante percorre um ciclo senoidal completo em uma duração de tempo determinada. Nos gráficos das Figuras 4.3 a 4.13, a manobra foi executada com velocidade longitudinal de 80 km/h, ângulo máximo de 30 graus e período de 2 segundos.

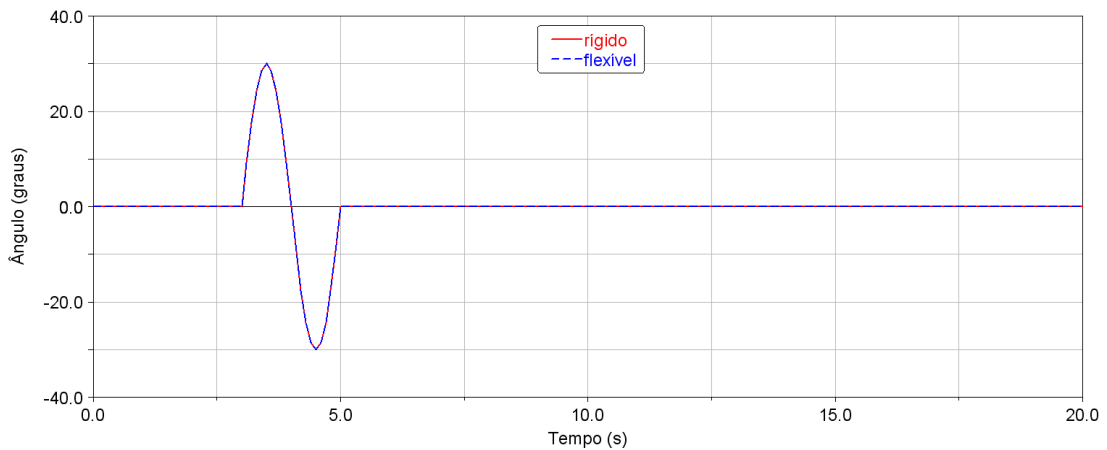


Figura 4.3 – Entrada senoidal no volante para a manobra de mudança simples de pista

Como pode ser visto na Figura 4.3, o esterçamento no volante é o mesmo para o modelo de chassi rígido e o modelo com quadro flexível, característica das manobras de ciclo aberto. Nesse tipo de evento, a trajetória final do veículo é que está em aberto.

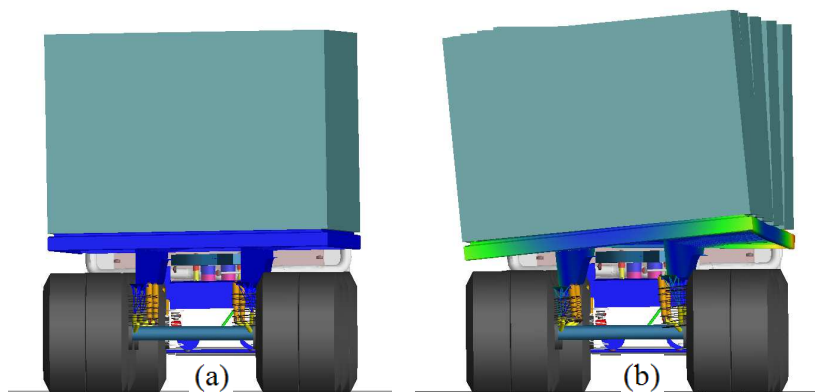


Figura 4.4 – Simulação de mudança simples de pista no instante de maior solicitação – chassi do semirreboque: (a) rígido e (b) flexível

Na Figura 4.4 é visualmente perceptível a diferença de comportamento dos conjuntos com quadro rígido e flexível. O chassi flexível permite uma movimentação lateral mais ampla da caixa de carga, o que não acontece com a estrutura rígida.

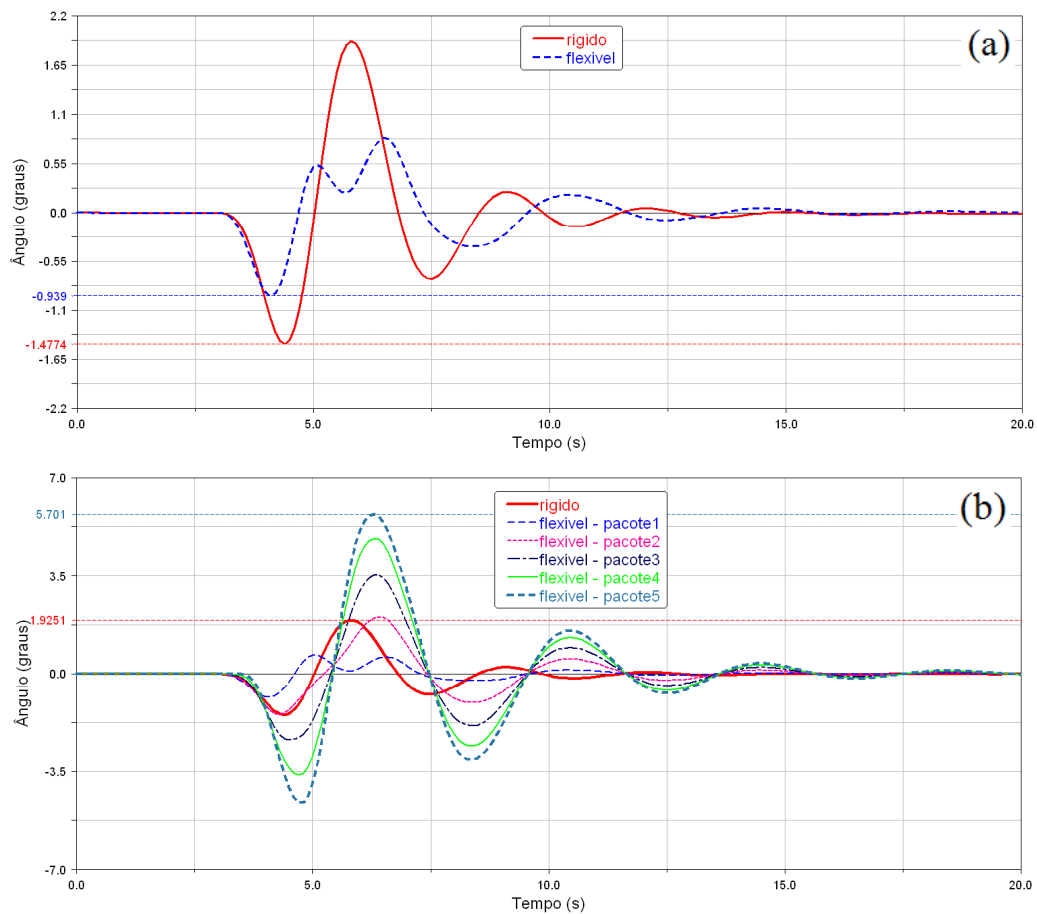


Figura 4.5 – Ângulos de rolagem da CVC na manobra de mudança simples de pista:
(a) cavalo mecânico; (b) semirreboque

Ao se analisar a Figura 4.5, são notadas diferenças no ângulo de rolagem, oriundas da inclusão de flexibilidade:

- Para o cavalo mecânico, a rolagem diminui, com destaque para a redução de 43% no primeiro pico do gráfico.
- Já para o semirreboque, no modelo flexível, o rolamento vai aumentando à medida que o pacote analisado se afasta da articulação (quinta roda).
- Isso não acontece no modelo rígido, onde todo o implemento rola com o mesmo ângulo.
- Nota-se que o SR rígido tem magnitude de rolagem semelhante à do pacote 2 do modelo flexível.

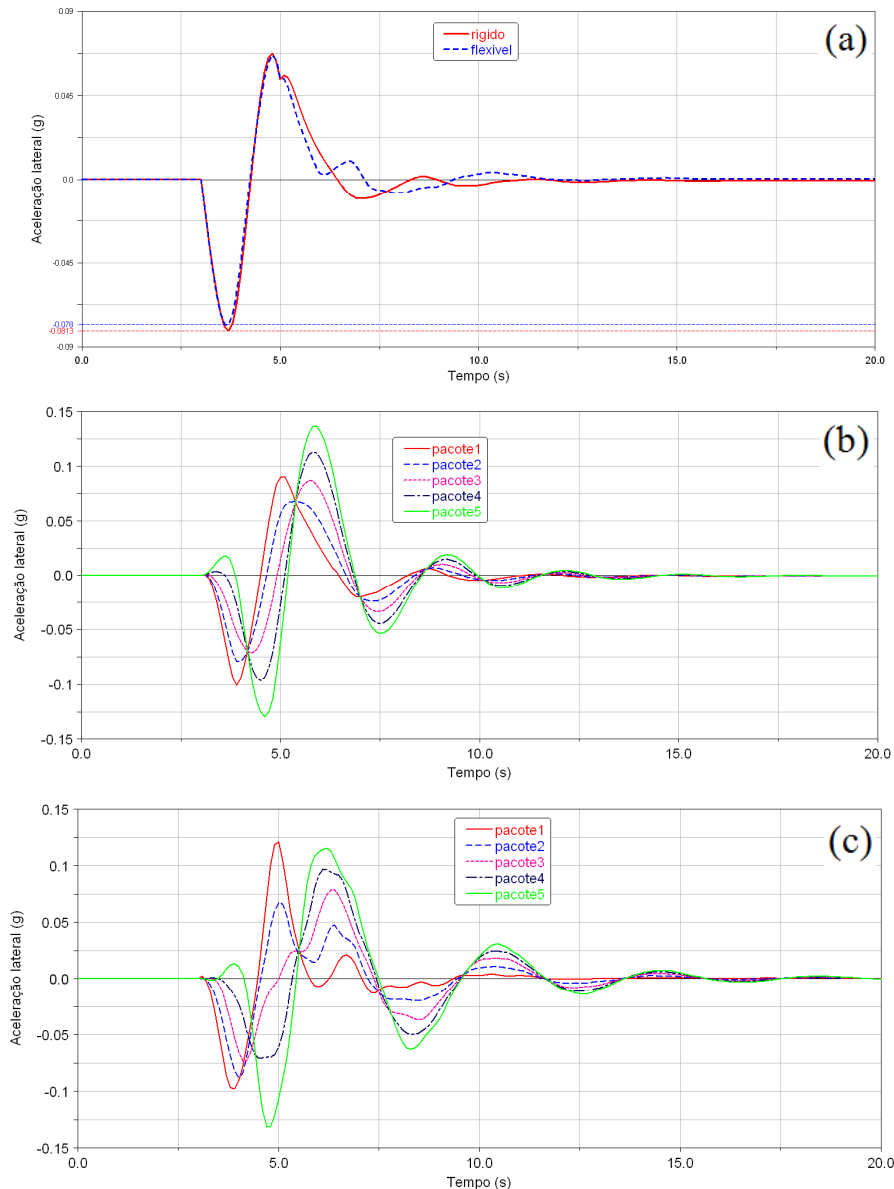


Figura 4.6 – Acelerações laterais da CVC na manobra de mudança simples de pista:
 (a) cavalo mecânico; (b) SR rígido; (c) SR flexível

A aceleração lateral das unidades da CVC na manobra de desvio de obstáculo é descrita na Figura 4.6, onde:

- Quase nenhuma mudança é perceptível no gráfico referente ao cavalo mecânico, indicando que a flexibilidade do chassi do SR não tem grande influência na aceleração lateral do veículo trator.
- Nos gráficos referentes ao semirreboque, o diferente comportamento da carga originado pela inclusão de flexibilidade fica evidenciado, especialmente no pacote 1 (parte frontal do implemento).
- Com chassi flexível, a aceleração lateral do pacote 1 atinge a mesma magnitude do pacote 5, no segundo pico de rolagem.

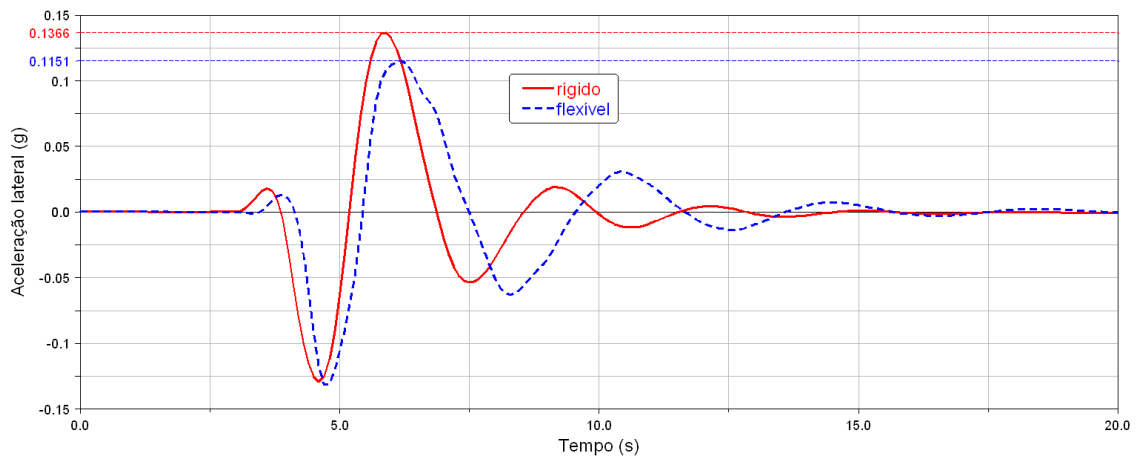


Figura 4.7 – Aceleração lateral do SR (pacote 5) na manobra de mudança simples de pista

A influência da flexibilidade do semirreboque também pode ser analisada de acordo com a Figura 4.7:

- O modelo flexível resulta numa aceleração lateral 16% menor que o modelo rígido, no segundo pico da manobra de mudança simples de pista.
- Também se percebe a defasagem das curvas, resultado da consideração de flexibilidade no modelo da CVC.

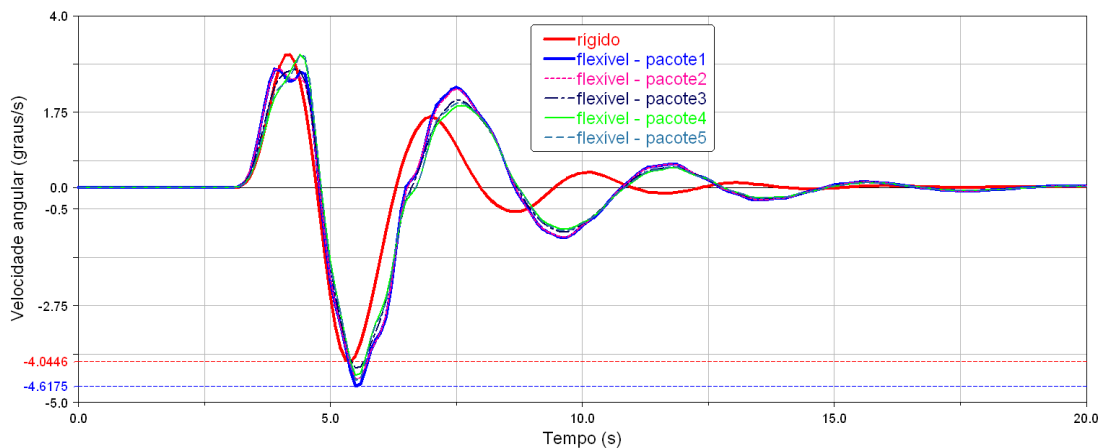


Figura 4.8 – Velocidade de guinada do SR na manobra de mudança simples de pista

Outra métrica relevante na dinâmica lateral da CVC é a velocidade de guinada (*yaw rate*), apresentada na Figura 4.8:

- No modelo rígido, todo o semirreboque tem a mesma velocidade de guinada.
- O efeito da flexibilidade estrutural aumenta em 14% o valor máximo, alcançado no pacote 1, em relação ao modelo rígido.
- Nota-se que o modelo rígido atinge valores menores que os pacotes do modelo flexível, ao analisar-se a partir do segundo pico da manobra.

A Figura 4.9 apresenta a força vertical atuando no contato pneu/pavimento, para os pneus externos do último eixo da composição. Essa força é originada na interação do pneumático com a superfície do pavimento. De acordo com a figura:

- A inclusão de flexibilidade representa acréscimo de 17% no valor máximo da carga vertical a que o pneu é submetido.
- A variação da carga no pneu é o valor máximo atingido menos o mínimo (pico a pico). Quando leva-se em conta a flexibilidade do chassi, essa variação da força vertical no pneu aumenta em 110%.

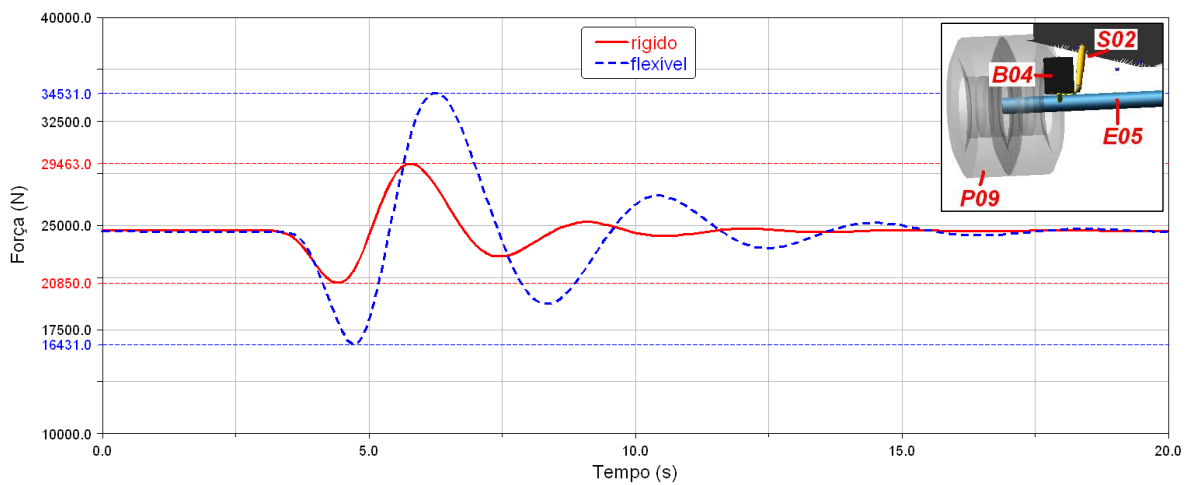


Figura 4.9 – Força vertical no pneu P09 na manobra de mudança simples de pista

Na Figura 4.10, são mostradas a força atuante (a) e a deflexão (b) no bolsão de ar do último eixo, que é o mais solicitado no evento de desvio abrupto. Analisando-se a figura, é possível notar que:

- A inclusão de flexibilidade representa acréscimo de 16% no valor máximo da carga. E, também, um aumento de 257% na variação (pico a pico) dessa carga;
- O bolsão fica sujeito a um crescimento de 212% na variação da sua deflexão.

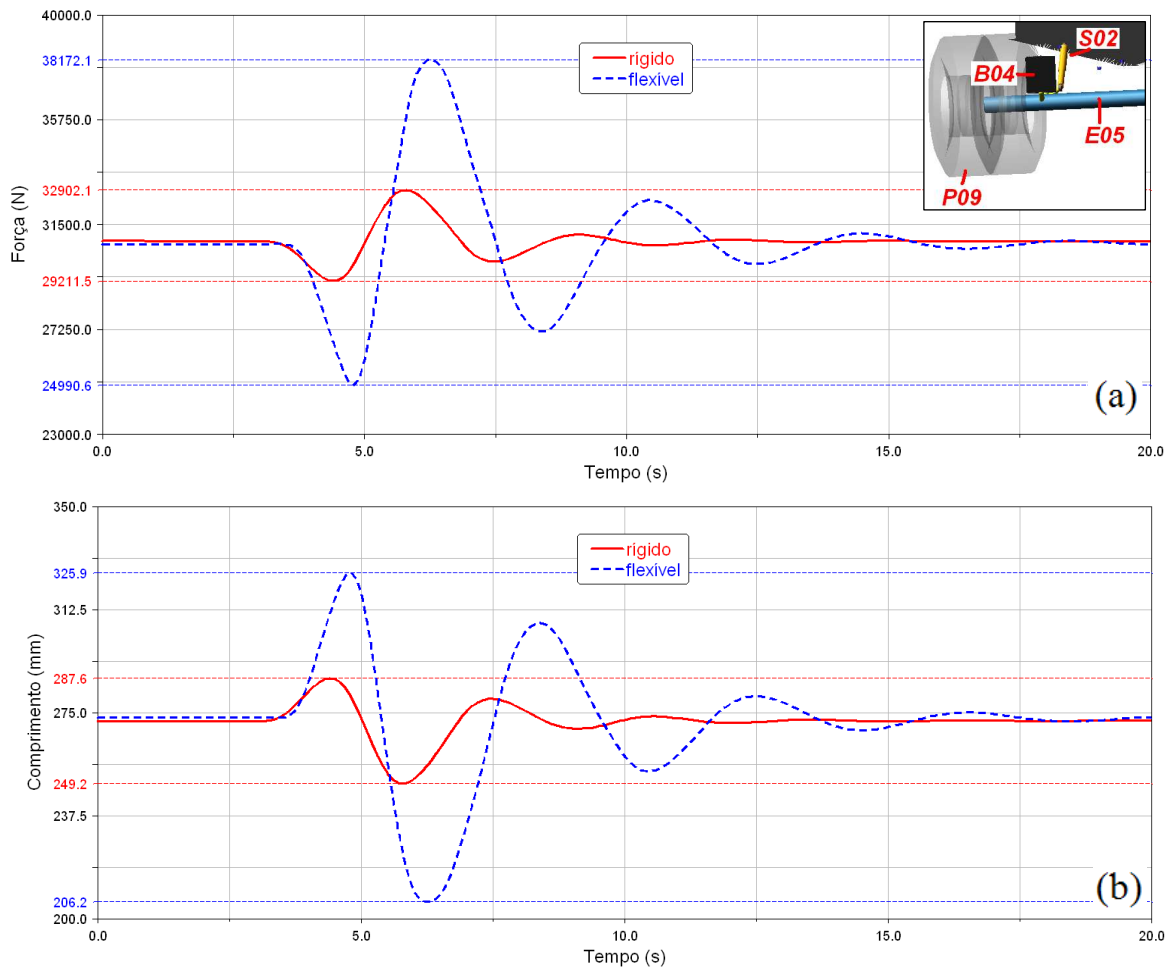


Figura 4.10 – Bolsão de ar B04 na manobra de mudança simples de pista:

(a) Força; (b) Deflexão

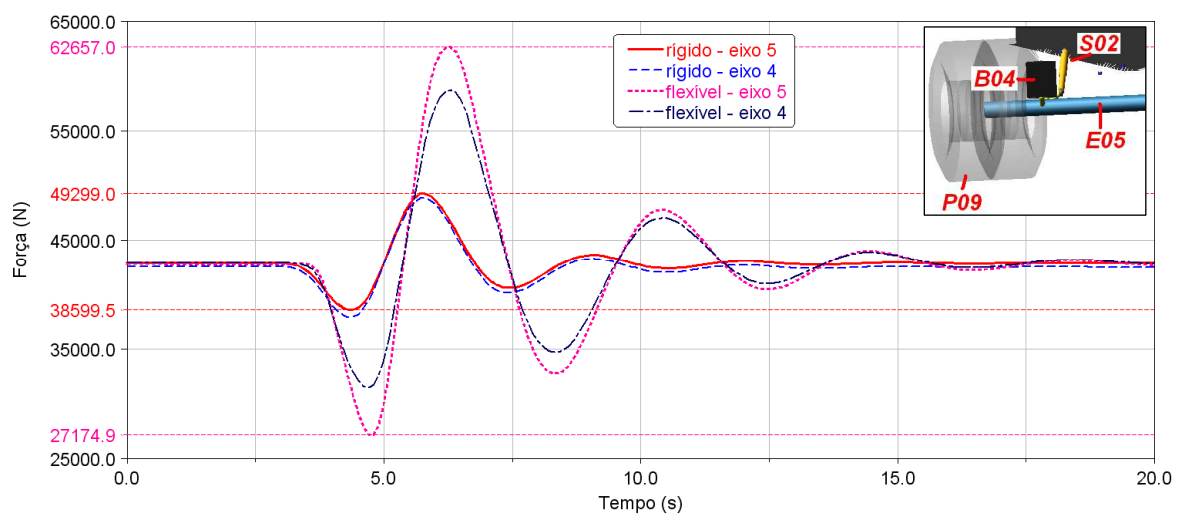


Figura 4.11 – Força nos eixos E04 e E05 (lado esquerdo) na manobra de mudança simples de pista

A Figura 4.11 ilustra a carga que é transmitida aos eixos do semirreboque:

- No eixo 5 (E05), a consideração de flexibilidade no chassi do implemento incrementa em 27% o valor máximo, e em 232% a variação total dessa força.
- Segundo os resultados da simulação, confirma-se a idéia de que o último eixo é o mais solicitado na manobra de mudança simples de faixa.
- A diferença entre as forças atuantes sobre os eixos é sensivelmente maior quando se leva em conta a flexibilidade do quadro do SR.

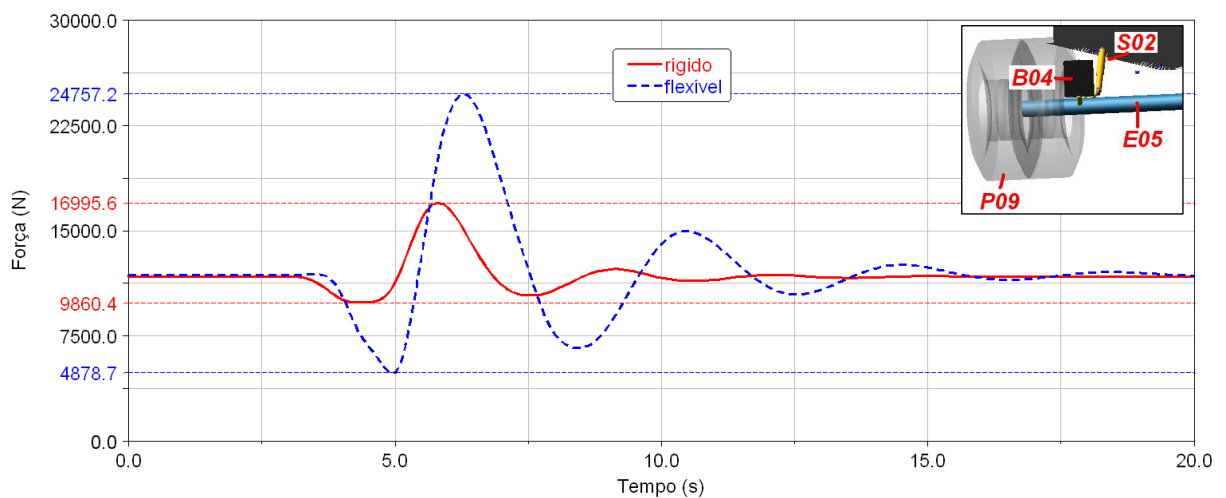


Figura 4.12 – Força na bucha do suporte da suspensão S02 na mudança simples de pista

A bucha do suporte é outro componente fundamental ao comportamento dinâmico da suspensão do semirreboque. A carga que chega a esse componente é descrita na Figura 4.12, onde:

- A consideração de flexibilidade no chassi do implemento aumenta em 46% o valor máximo da força na bucha.
- Além disso, no modelo flexível a variação da carga atuante (máximo valor menos o mínimo) cresce 179%.

• Influência da Velocidade Longitudinal

O efeito da variação da velocidade da CVC, nas métricas de aceleração lateral, velocidade de guinada e ângulo de rolagem, é demonstrado na Figura 4.13 e na Tabela 4.1. Os resultados se referem à manobra de mudança simples de pista.

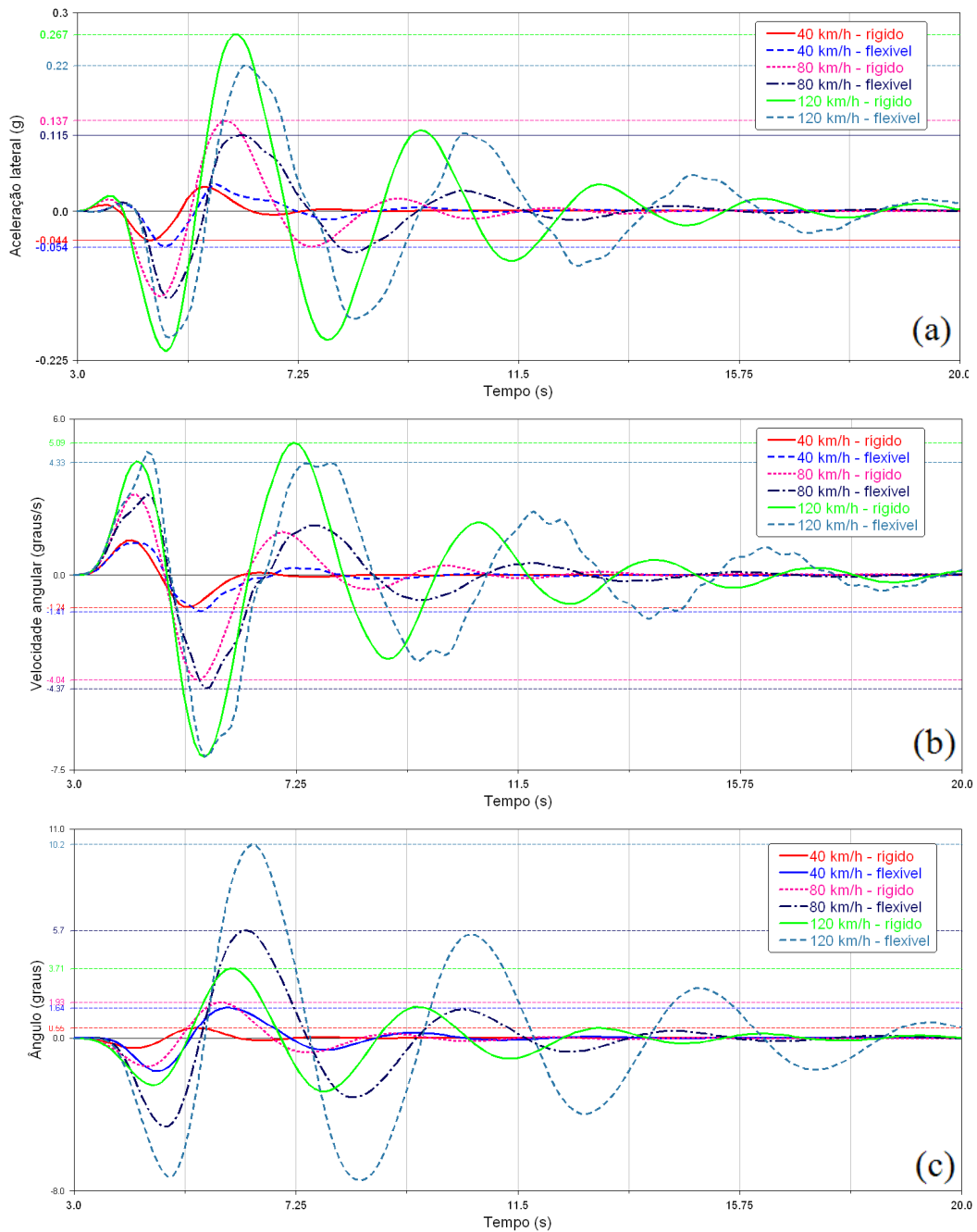


Figura 4.13 – Efeito da variação da velocidade longitudinal – pacote 5 do SR:

(a) aceleração lateral; (b) velocidade de guinada; (c) ângulo de *roll*

Tabela 4.1 – Efeito da variação de velocidade longitudinal na dinâmica lateral da CVC

Métrica	Unidade	Valores máximos		Variação (%)
		40 km/h - rígido	40 km/h - flexível	
Aceleração lateral	g	0,044	0,054	22,73
Velocidade de guinada	graus/s	1,24	1,41	13,71
Ângulo de rolagem	graus	0,55	1,64	198,18
		80 km/h - rígido	80 km/h - flexível	
Aceleração lateral	g	0,137	0,115	-16,06
Velocidade de guinada	graus/s	4,04	4,37	8,17
Ângulo de rolagem	graus	1,93	5,7	195,34
		120 km/h - rígido	120 km/h - flexível	
Aceleração lateral	g	0,267	0,22	-17,6
Velocidade de guinada	graus/s	5,09	4,33	-14,93
Ângulo de rolagem	graus	3,71	10,2	174,93

Ficam nítidas as diferenças de se levar em conta a flexibilidade do chassi do implemento rodoviário:

- Em **velocidade longitudinal mais baixa** (40 km/h), o **chassi rígido subestima** os valores resultantes das três grandezas avaliadas.
- À medida que a **velocidade aumenta** (80 e 120 km/h), o efeito passa a ser contrário, com o **chassi rígido superestimando** os valores de aceleração lateral e velocidade de guinada.
- Com relação ao ângulo de rolagem, nota-se que a consideração de rigidez ‘infinita’, ou de flexibilidade nula, resulta em valores muito mais baixos de rolamento do que para o quadro flexível.

4.1.2 Esterçamento em Rampa

Em uma análise de esterçamento em rampa, geralmente avaliam-se métricas de resposta transiente no domínio do tempo. Na ferramenta de MBS, a entrada angular no volante aumenta numa taxa especificada, a partir de um valor inicial. Nas Figuras 4.14 a 4.17, a simulação foi realizada a 75 km/h, com ângulo de esterçamento aumentando de zero até 52 graus a uma taxa de 4 graus/segundo.

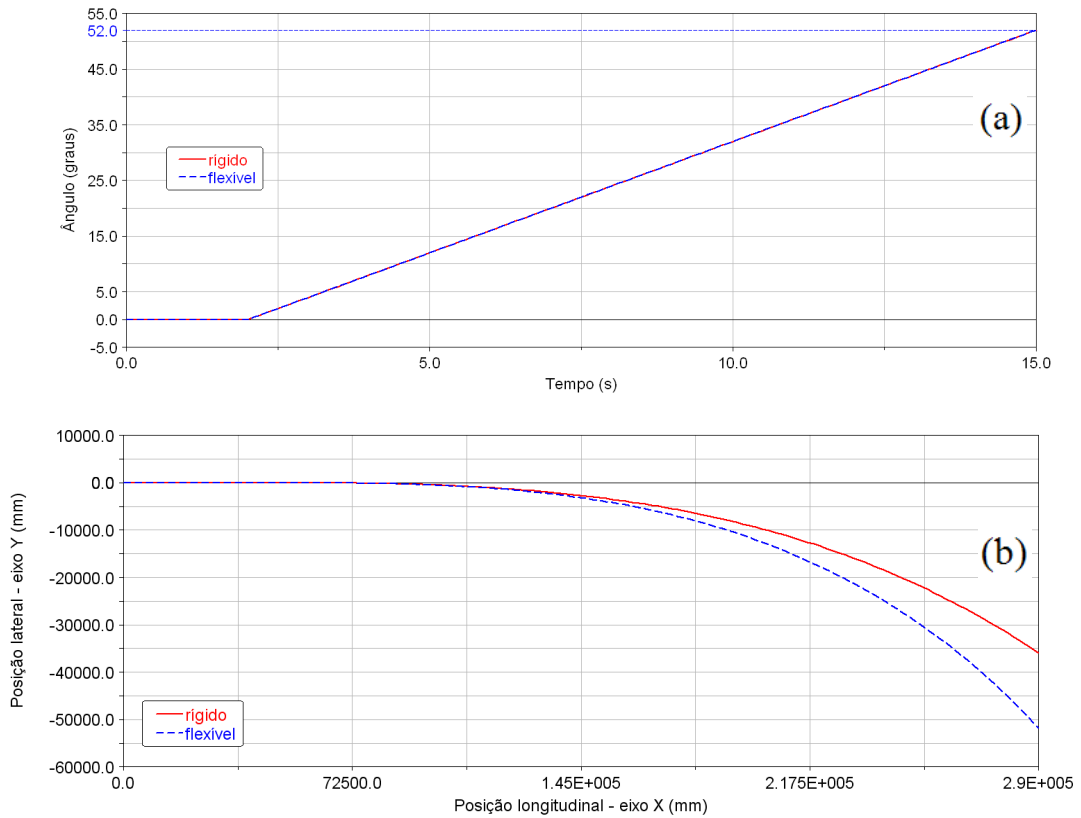


Figura 4.14 – Manobra de esterçamento em rampa:
(a) entrada angular no volante; (b) trajetória percorrida

Apesar da entrada no volante do cavalo mecânico ser exatamente a mesma, a inserção de flexibilidade estrutural no chassi do implemento altera a trajetória descrita pela CVC, como mostra a Figura 4.14(b).

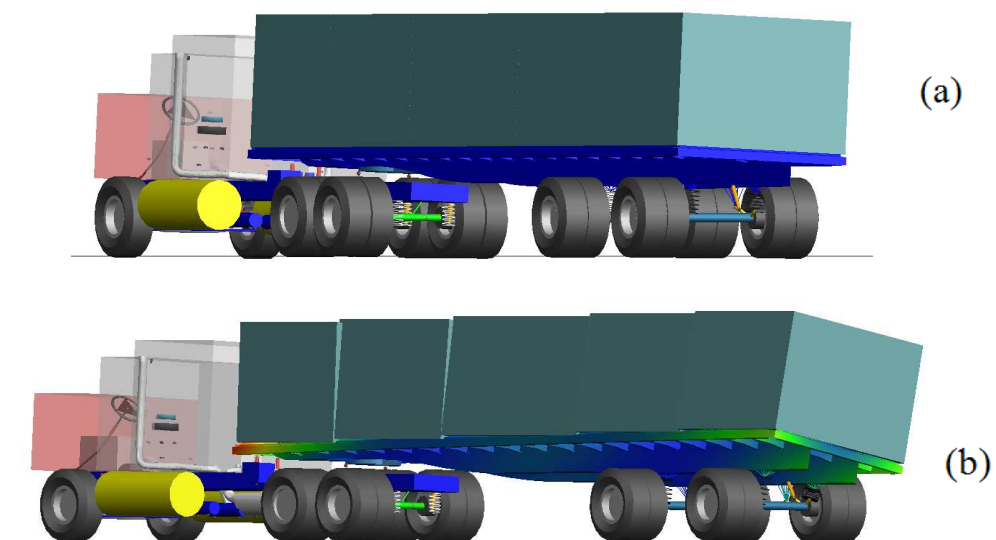


Figura 4.15 – Simulação de esterçamento em rampa – instante de maior solicitação:
chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível

Na Figura 4.15, nota-se, visualmente, que a caixa de carga no modelo flexível tem um comportamento em rolagem bem diferente do modelo com chassi rígido de semirreboque.

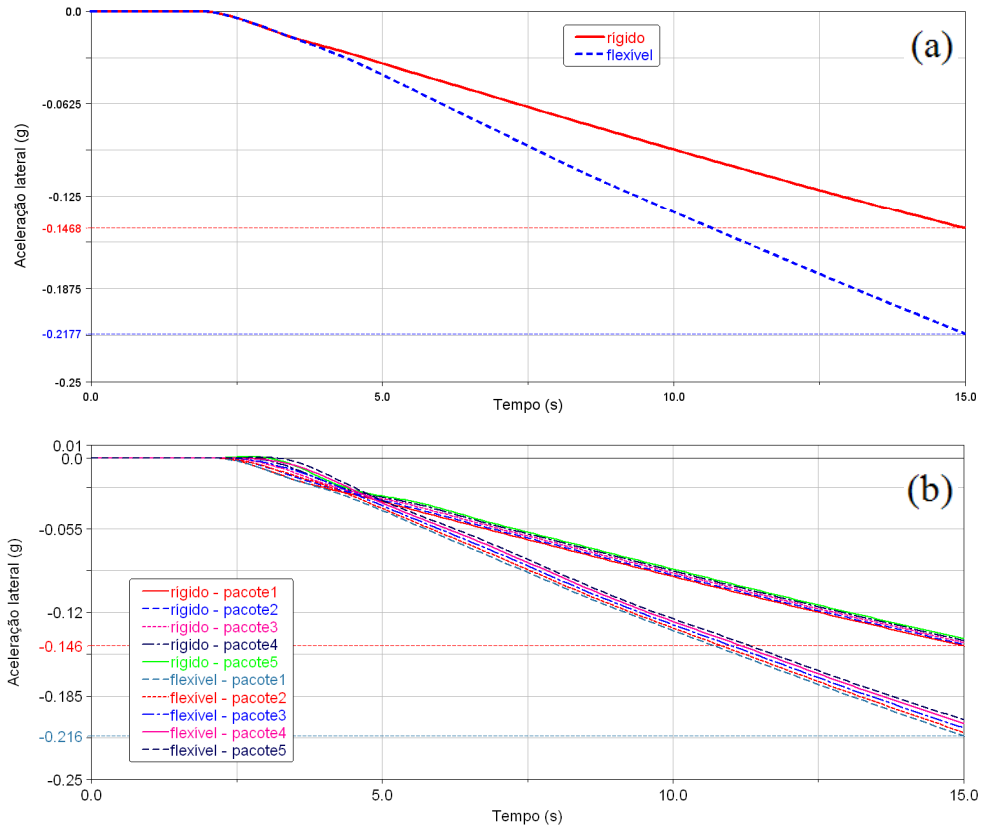


Figura 4.16 – Acelerações laterais da CVC na manobra de esterçamento em rampa:

(a) cavalo mecânico; (b) semirreboque

A aceleração lateral das unidades da CVC é descrita nos gráficos da Figura 4.16. Fica nítido o aumento das acelerações laterais causado pela consideração de flexibilidade estrutural, tanto no cavalo mecânico quanto no semirreboque.

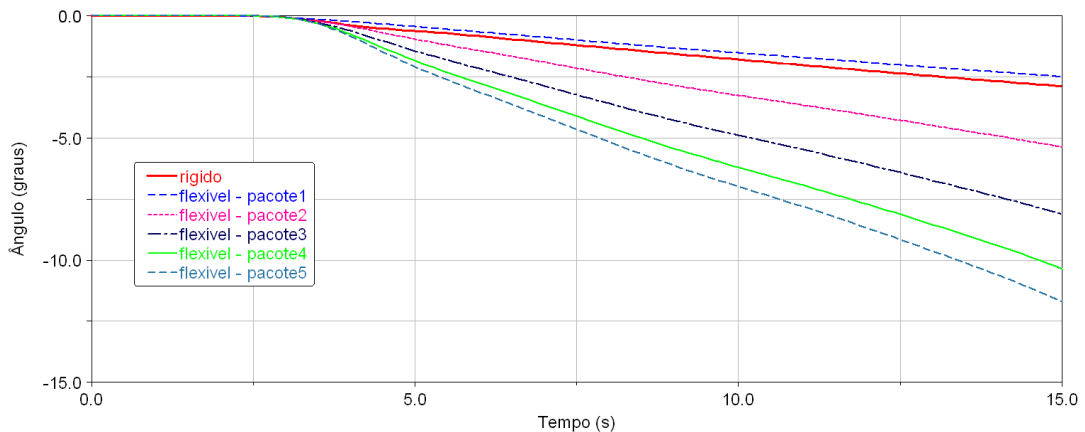


Figura 4.17 – Ângulo de rolagem do semirreboque na manobra de esterçamento em rampa

A Figura 4.17 mostra o ângulo de rolamento lateral do semirreboque, sendo que:

- No modelo rígido, todos os pacotes rolam com o mesmo ângulo.
- O semirreboque com chassi rígido tem um ângulo de *roll* próximo ao do primeiro pacote do modelo flexível, aquele que está sobre a articulação.

4.1.3 Esterçamento em Degrau

A análise de esterçamento em degrau também é utilizada para obter respostas transientes do veículo no domínio do tempo. O ângulo aplicado ao volante é incrementado de um valor inicial até um valor final, dentro de um curto intervalo de tempo. Nas Figuras 4.18 a 4.22, a velocidade longitudinal é 80 km/h e o degrau de esterçamento vai de 0 a 30 graus em 2 segundos.

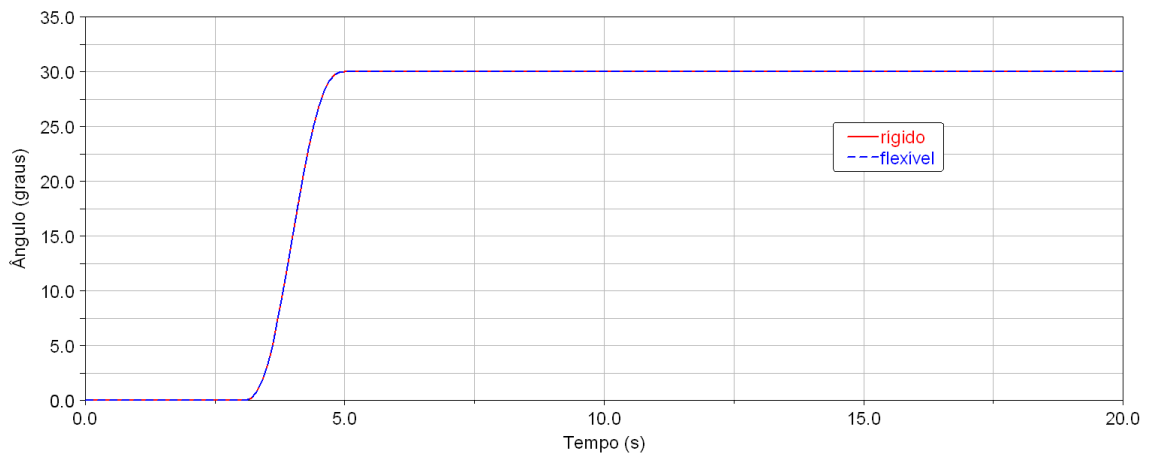


Figura 4.18 – Entrada no volante na manobra de esterçamento em degrau

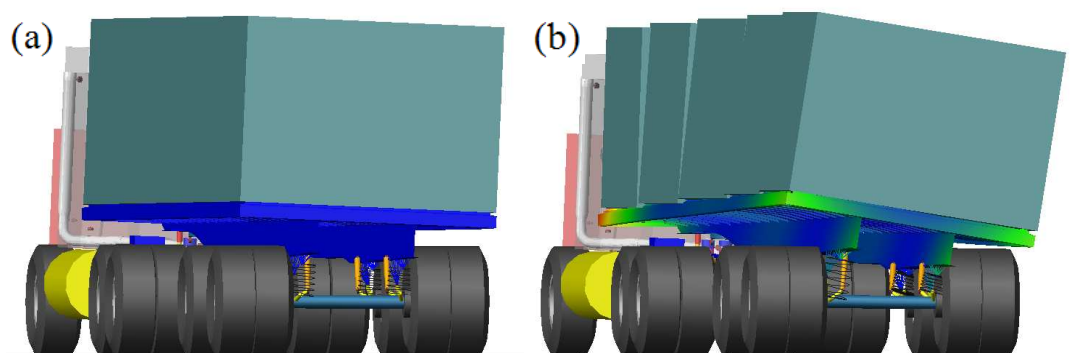


Figura 4.19 – Simulação de esterçamento em degrau – instante de maior solicitação:
chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível

Também nesta manobra, pode-se perceber visualmente os diferentes comportamentos dos modelos na simulação. Essas diferenças visuais aparecem na Figura 4.19.

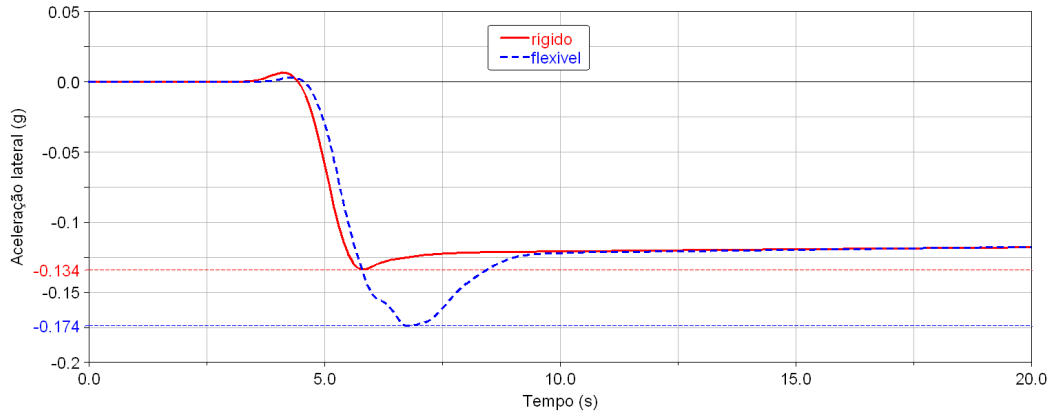


Figura 4.20 – Aceleração lateral do semirreboque (pacote 5) na manobra de esterçamento em degrau

A influência da flexibilidade do semirreboque pode ser constatada na Figura 4.20, onde o modelo flexível resulta numa aceleração lateral 30% maior, no pico da manobra.

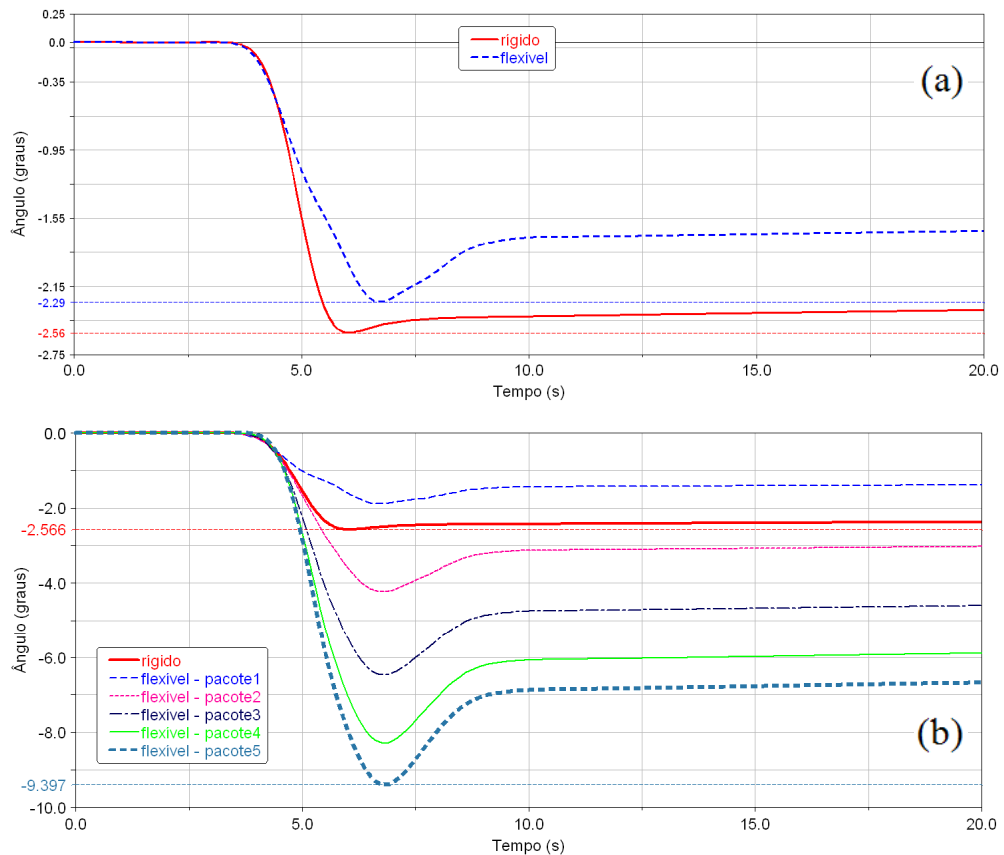


Figura 4.21 – Ângulos de rolagem da CVC na manobra de esterçamento em degrau:
(a) cavalo mecânico; (b) semirreboque

Os ângulos de rolagem da unidade motriz e do implemento rodoviário são mostrados na Figura 4.21, onde:

- Para o cavalo mecânico, a flexibilidade do chassi reduz a rolagem, além de alterar levemente o comportamento da unidade.
- No semirreboque, a flexibilidade faz com que cada pacote role de forma independente.
- À medida que se afasta da articulação (quinta roda), maior é a magnitude do ângulo de *roll* nas regiões do modelo flexível.

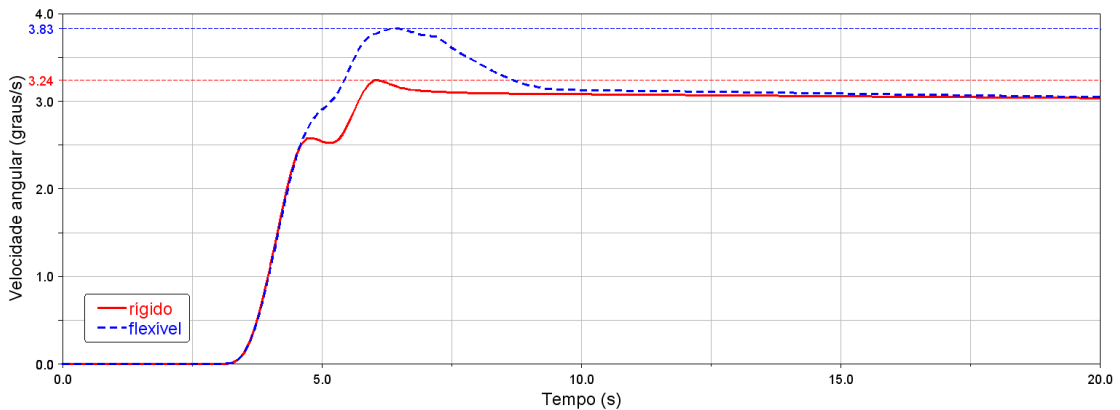


Figura 4.22 – Velocidade de guinada do cavalo mecânico na manobra de esterçamento em degrau

Como demonstra a Figura 4.22, a inclusão de flexibilidade no chassi do semirreboque aumenta em 18% a magnitude máxima da velocidade de guinada no cavalo mecânico, para a simulação de esterçamento com função degrau.

4.1.4 Esterçamento em Impulso

Em uma análise de esterçamento em impulso, aplica-se no volante um pulso único de função senoidal, como força ou torque. O propósito deste teste é caracterizar o comportamento de resposta em frequência do veículo. Nos gráficos das Figuras 4.23 a 4.26, a manobra foi executada a 100 km/h, com esterçamento de ângulo máximo de 30 graus e duração de 2 segundos.

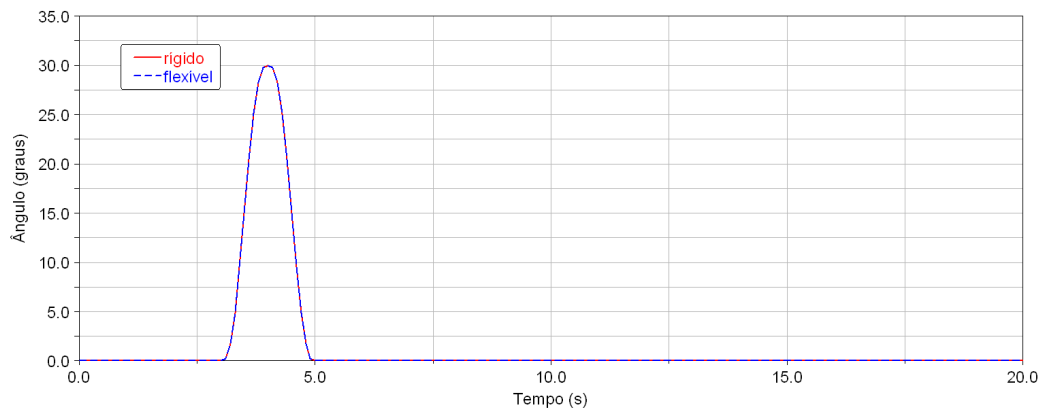


Figura 4.23 – Entrada no volante na manobra de esterçamento em impulso

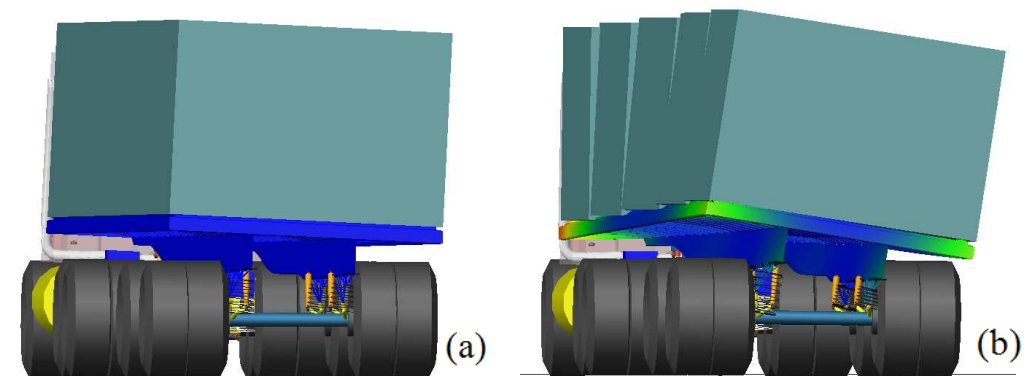


Figura 4.24 – Simulação de esterçamento em degrau – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível

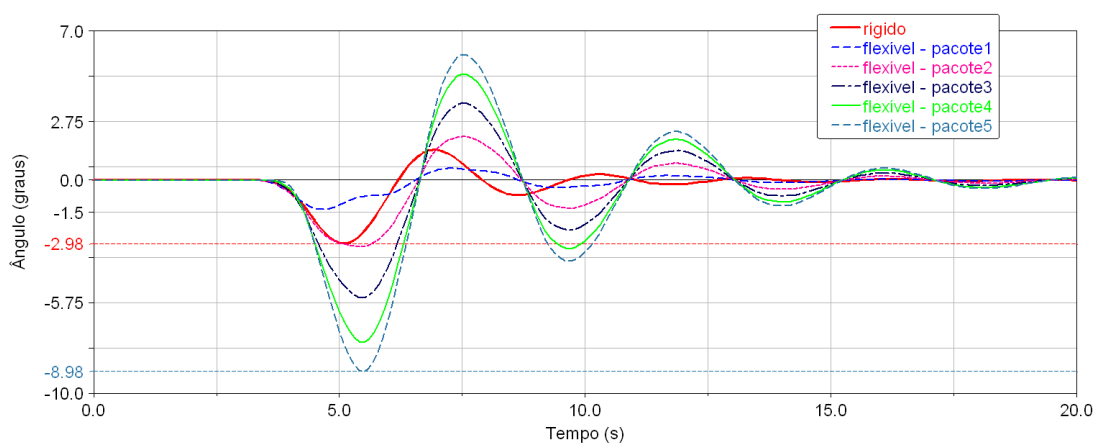


Figura 4.25 – Ângulo de rolagem do semirreboque na manobra de esterçamento em impulso

Conforme ilustram as Figuras 4.24 e 4.25:

- O modelo rígido de implemento tem a mesma rolagem para todo o SR.
- No modelo que considera a flexibilidade estrutural do chassi, houve incremento de 201% do ângulo de rolagem na parte traseira da unidade movida (pacote 5).

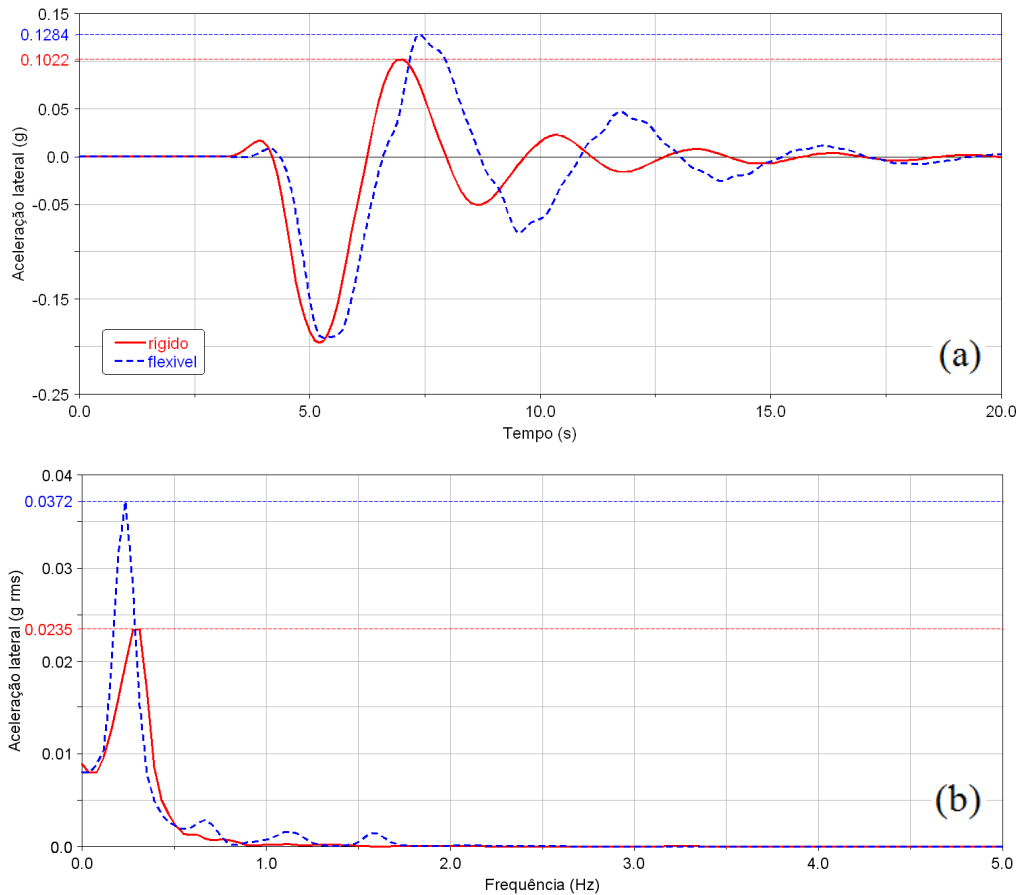


Figura 4.26 – Aceleração lateral do semirreboque (pacote 5) na manobra de esterçamento em impulso: no domínio do tempo (a) e no domínio da frequência (b)

A Figura 4.26 mostra a influência da flexibilidade na região traseira (pacote 5) do semirreboque. O gráfico (b), relacionado ao domínio da frequência, é obtido aplicando-se a transformada rápida de Fourier (FFT) aos dados do domínio do tempo (a). Na figura, nota-se que:

- No domínio do tempo, o modelo flexível tem uma aceleração lateral 26% maior do que o modelo rígido.
- Além disso, a inclusão de flexibilidade impõe uma defasagem à curva rígida original.

- No domínio da frequência, a magnitude máxima da aceleração lateral em *rms* é aumentada em 58% partir da consideração de flexibilidade.
- A magnitude dos picos secundários fica bem mais nítida na curva do modelo flexível do que na curva do modelo rígido.

4.1.5 Esterçamento em Varredura Senóide

Entradas de esterçamento senoidais no volante permitem a determinação de características de resposta em frequência do veículo. Pode-se avaliar uma resposta transiente do veículo, sua intensidade e a fase em que essa resposta varia, de acordo com a frequência do esterçamento. Durante a simulação de esterçamento em varredura senóide, é aplicado um ângulo no volante de um valor inicial (zero) até o máximo valor especificado de esterçamento (90°), com uma frequência definida. Essa frequência é aumentada de um valor inicial (0,1 Hz) até um valor máximo (0,7 Hz), por meio de taxa determinada (0,02 Hz/s). Nas Figuras 4.27 a 4.30, a manobra é realizada a 40 km/h.

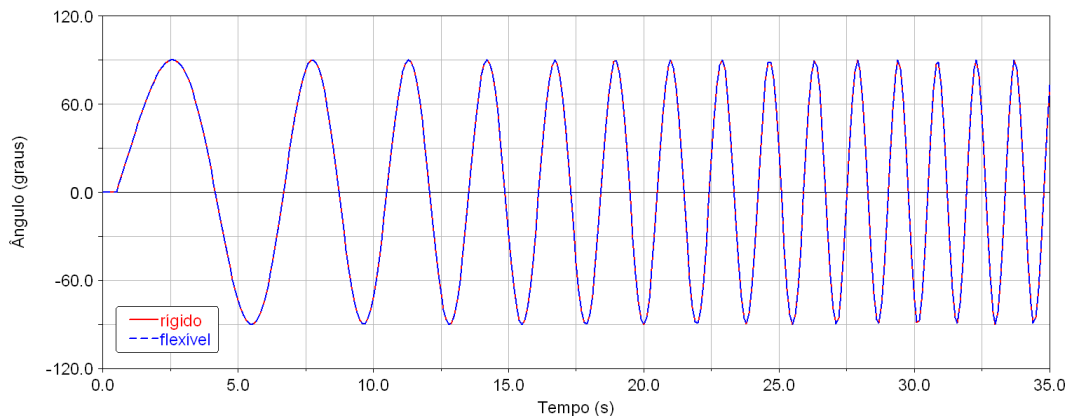


Figura 4.27 – Entrada no volante na manobra de esterçamento em varredura senóide

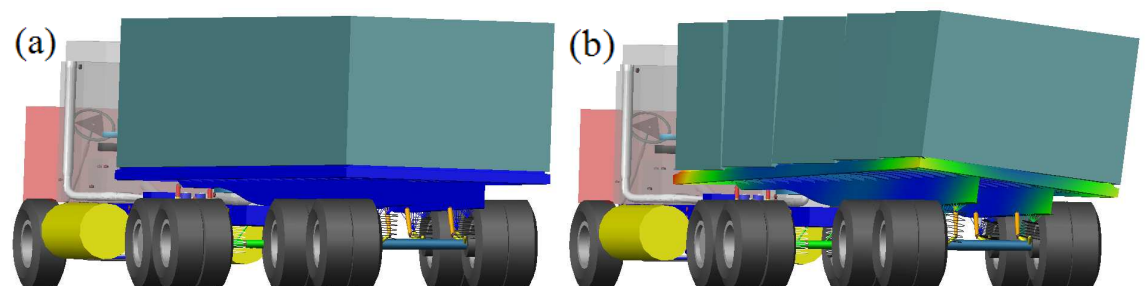
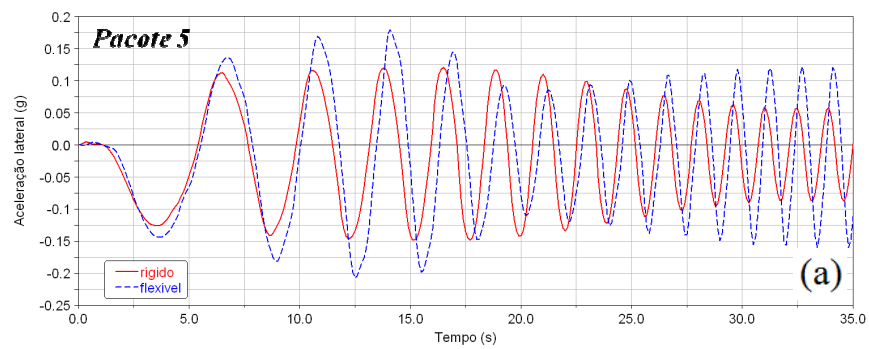
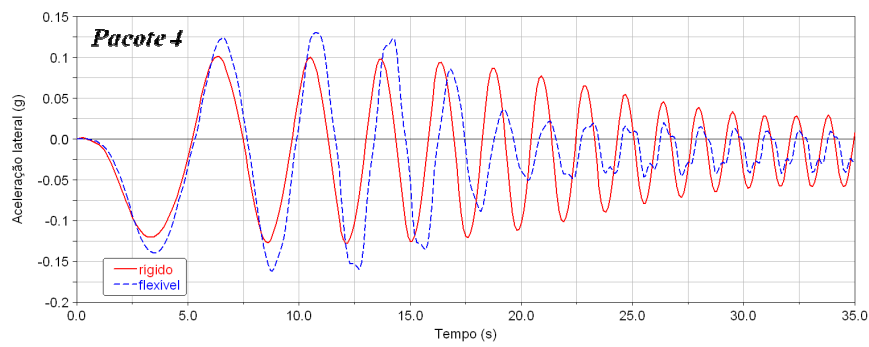
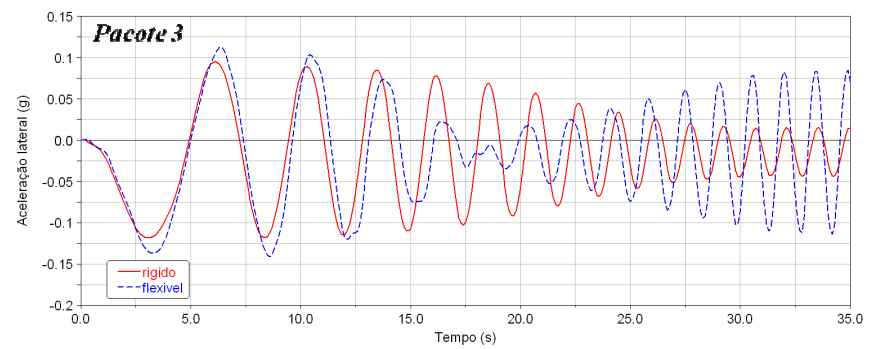
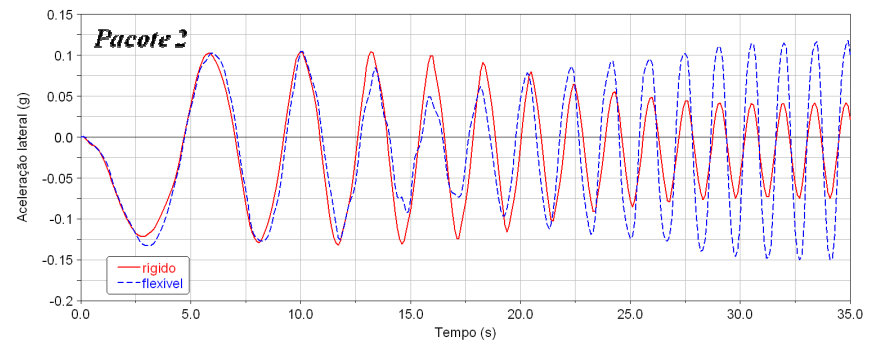
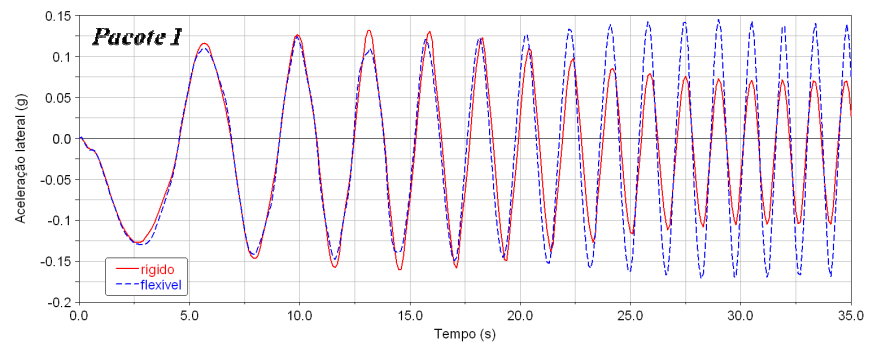


Figura 4.28 – Simulação de esterçamento em varredura senóide – instante de maior solicitação: chassis do semirreboque (a) rígido; (b) flexível



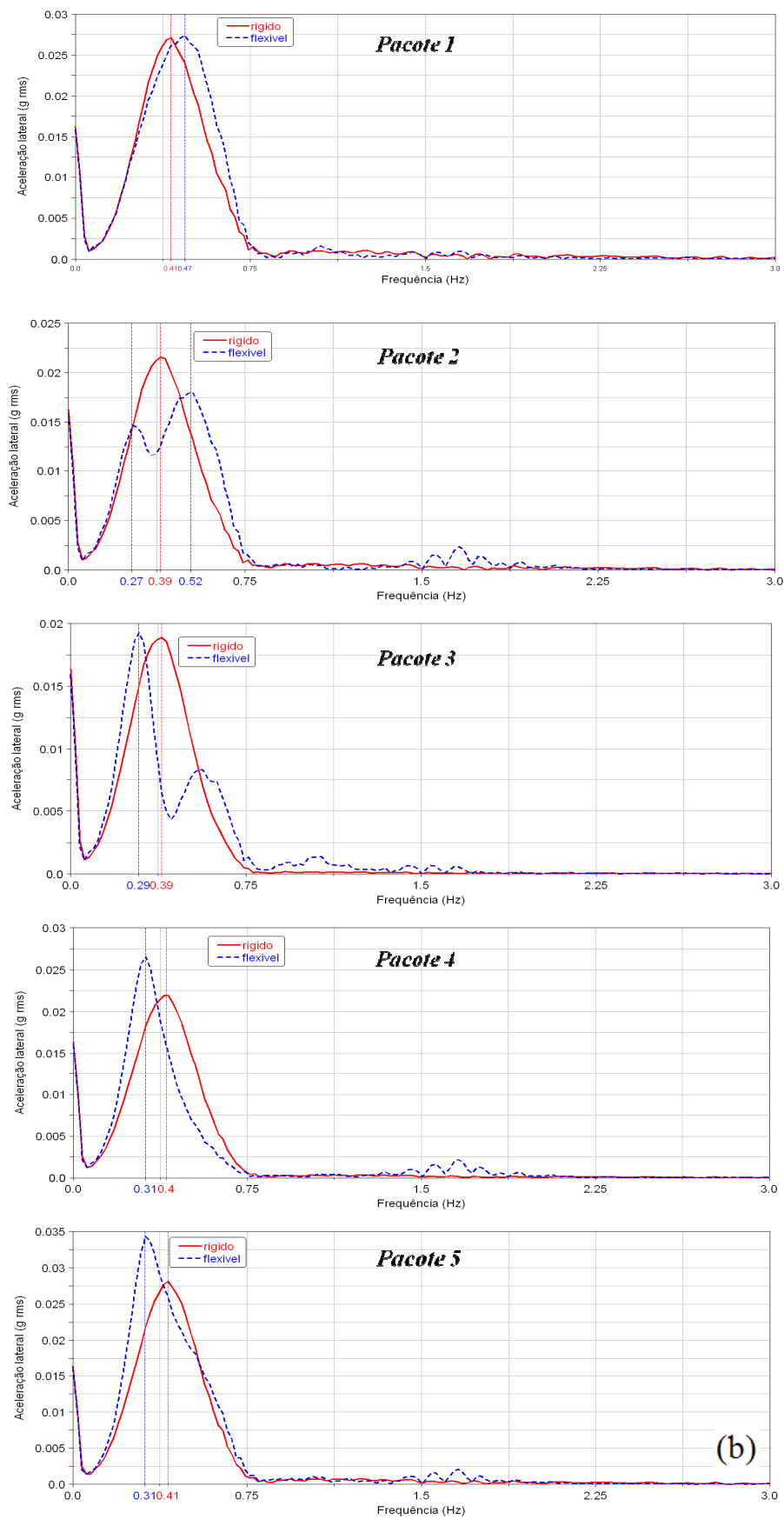


Figura 4.29 – Aceleração lateral do semirreboque:
no domínio do tempo (a) e no domínio da frequência (b)

Na Figura 4.29(a), referente ao domínio do tempo, é nítida a diferença existente na consideração de flexibilidade para a aceleração lateral do semirreboque:

- Cada segmento da caixa de carga tem uma dinâmica lateral específica, a qual não é capturada pelo modelo rígido.
- No modelo rígido, a aceleração lateral diminui ao longo do tempo para todos os pacotes, o que não acontece no modelo flexível.

As acelerações laterais dos pacotes do SR no domínio da frequência são apresentadas na Figura 4.29(b). O gráfico foi obtido a partir de aplicação da transformada rápida de Fourier (FFT). Analisando-se a figura, nota-se que:

- A inclusão da flexibilidade estrutural do chassi altera significativamente o comportamento em frequência da caixa de carga.
- Para os pacotes 2 e 3, surgem picos de excitação não capturados pelo modelo com quadro rígido.
- Em todas as regiões do semirreboque, o valor de frequência em que ocorrem os picos de excitação é alterado.

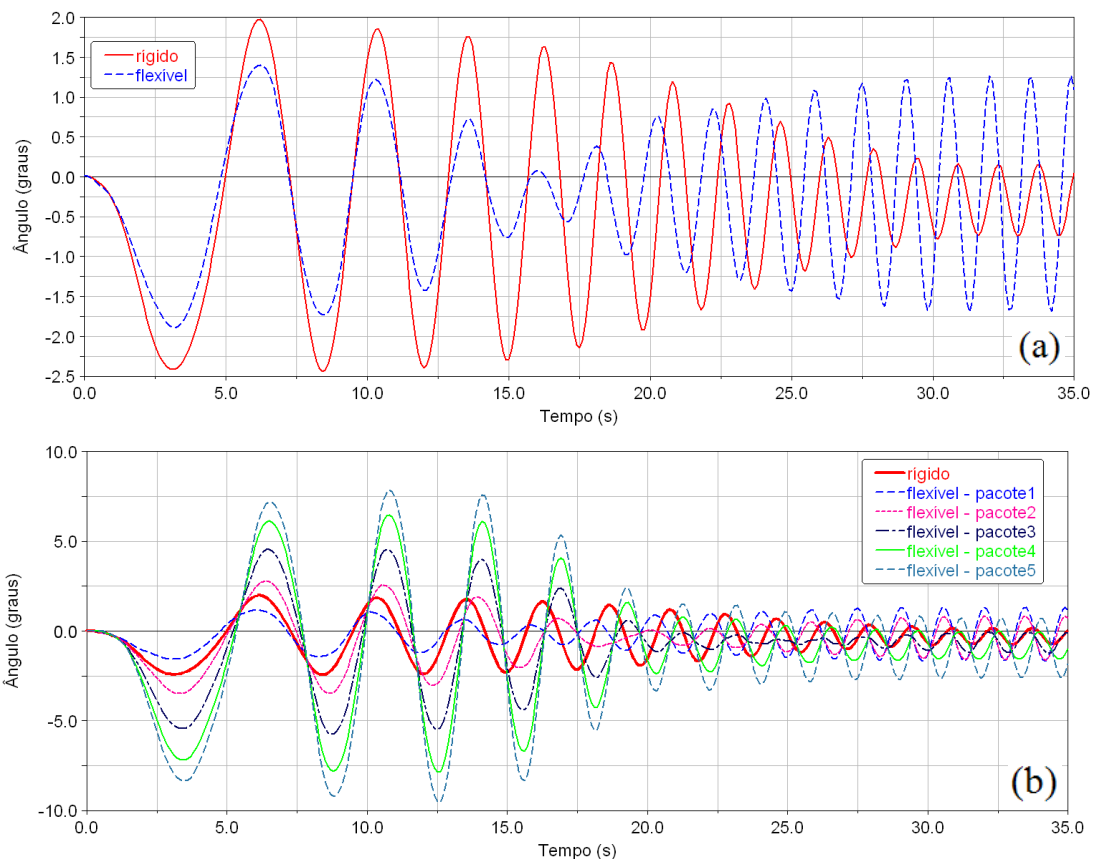


Figura 4.30 – Ângulos de rolagem da CVC na manobra de esterçamento em varredura senóide: (a) cavalo mecânico; (b) semirreboque

A Figura 4.30 ilustra os ângulos de rolagem da composição durante a manobra de varredura em seno, onde:

- Fica explícita a influência da flexibilidade, tanto para a unidade motriz quanto para o implemento rodoviário.
- No caso do veículo trator, o modelo rígido mostra um declínio no ângulo de rolagem, diferente do comportamento do modelo com chassi flexível no SR.
- Analisando-se o implemento, percebe-se que a curva do modelo rígido fica entre os valores dos pacotes 1 e 2 do modelo flexível.

4.1.6 Esterçamento em *Fish-hook*

Manobra utilizada para avaliar a estabilidade dinâmica quanto ao tombamento. É avaliada a resposta transiente do veículo. Na simulação, a CVC é conduzida em uma velocidade constante, colocada em marcha neutra e, então, esterçada num ângulo de volante pré-definido para uma direção e logo para a outra direção, também em ângulo de esterçamento pré-estabelecido. Nas Figuras 4.31 a 4.34, onde a velocidade longitudinal é de 60 km/h, aplica-se no volante uma entrada de 30 graus para a direita durante 3 segundos, seguido de um esterçamento contrário de 75 graus para a esquerda, com 15 segundos de duração.

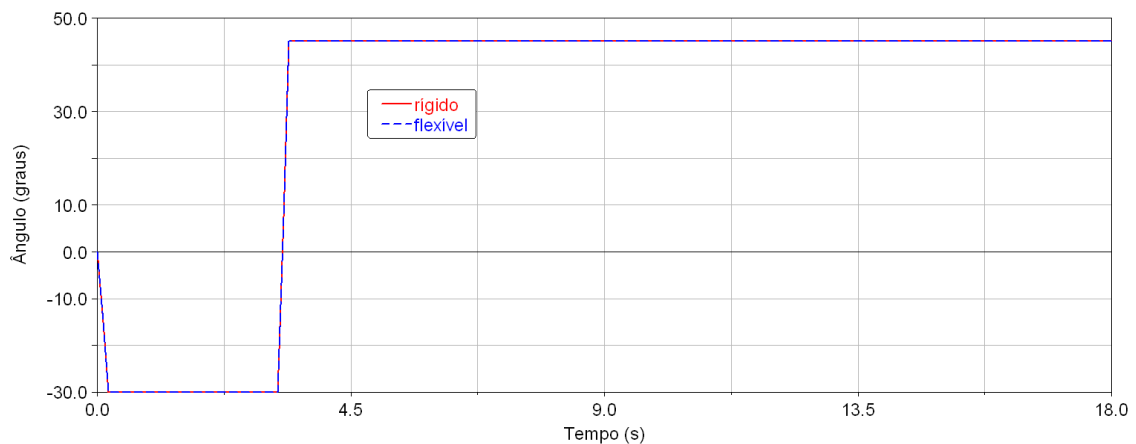


Figura 4.31 – Entrada de esterçamento no volante na manobra *fish-hook*

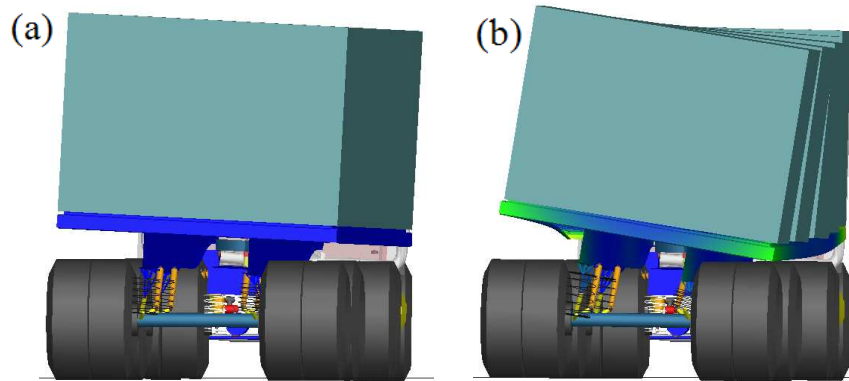


Figura 4.32 – Simulação de *fish-hook* – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível

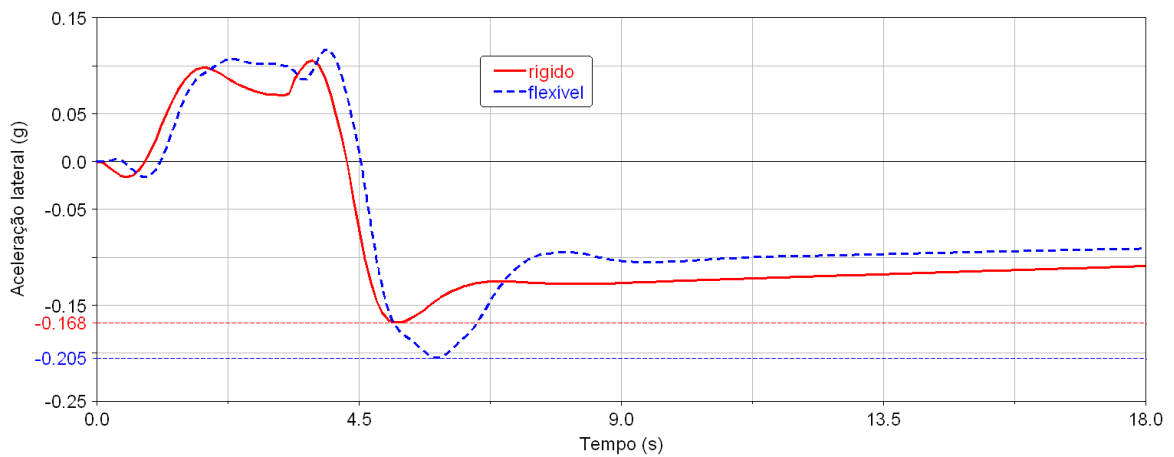


Figura 4.33 – Aceleração lateral do SR (pacote 5) na manobra *fish-hook*

Na Figura 4.33 está apresentada a aceleração lateral do semirreboque na manobra *fish-hook*. A flexibilidade causa um aumento de 22% na magnitude da aceleração no pico da manobra.

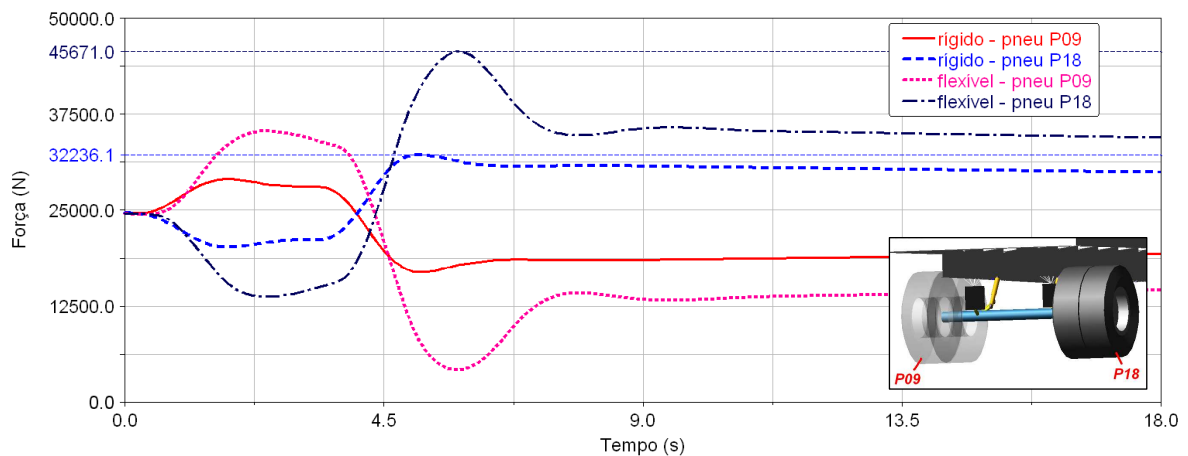


Figura 4.34 – Força vertical nos pneus P09 e P18 na manobra *fish-hook*

A Figura 4.34 mostra a carga nos pneus externos do último eixo, devido à interação com o pavimento, na manobra de *fish-hook*. Analisando-se a figura:

- Constata-se a transferência de carga, do lado interno para o lado externo às curvas. Como tal fenômeno acontece na realidade, sua representação em ambiente virtual ajuda a demonstrar a coerência atingida pelo modelo.
- A inserção de flexibilidade no modelo ocasiona um incremento de 42% no valor máximo da força vertical no pneu P18.

4.2 Manobras de Ciclo Fechado

As manobras simuladas e as métricas controladas nesta seção foram definidas com base nas normas ISO 14792 - *Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Steady-state circular tests*, de 2003, e ISO/TR 3888 – *Road vehicles – Test procedure for a severe lane-change manoeuvre*, de 1975.

4.2.1 Curva de Raio Constante

A análise de curva de raio constante é comumente utilizada para determinar as características de esterçamento de um veículo completo. A ferramenta de multicorpos guia o veículo por uma estrada em linha reta, o qual entra em uma pista circular e, então, tem sua velocidade aumentada gradualmente para ganhar aceleração lateral. Nas Figuras 4.35 a 4.41, o raio da trajetória é de 50 m, e a aceleração lateral do veículo trator vai aumentando de 0,05 até 0,2 g, sem ocorrência de tombamento (descolamento dos pneus internos à curva).

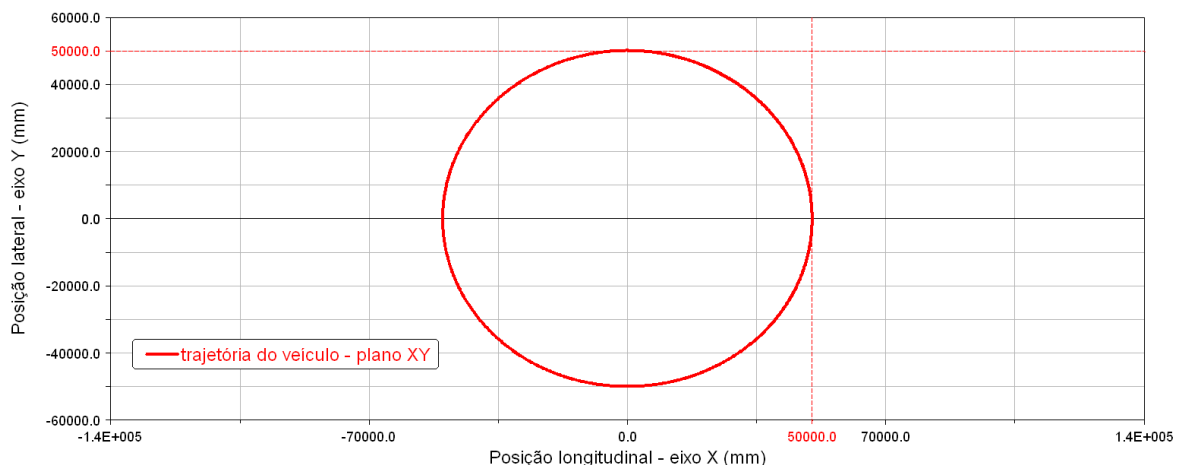


Figura 4.35 – Trajetória da CVC na manobra de curva de raio constante

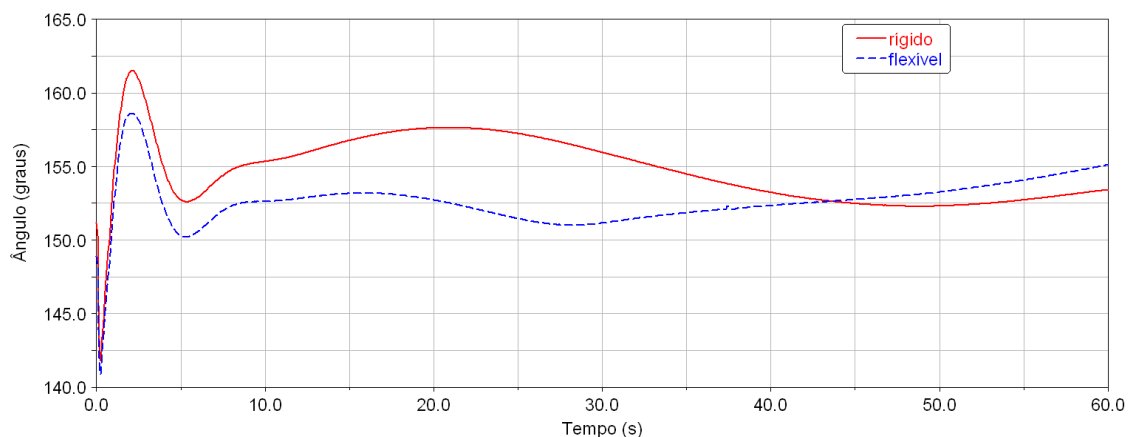


Figura 4.36 – Demanda angular aplicada ao volante na manobra de curva de raio constante

O esterçamento do volante é que faz com que o veículo seja mantido na trajetória da manobra de curva com raio constante. A diferença observada na Figura 4.36, para os modelos com chassi rígido e flexível, é consequência da flexibilidade estrutural inserida ao sistema. Ou seja, diferentemente das manobras de ciclo aberto, nas manobras de malha fechada a rigidez do chassi do semirreboque influi no esterçamento imposto ao volante. Isso acontece pois as trajetórias são pré-determinadas nas simulações de ciclo fechado.

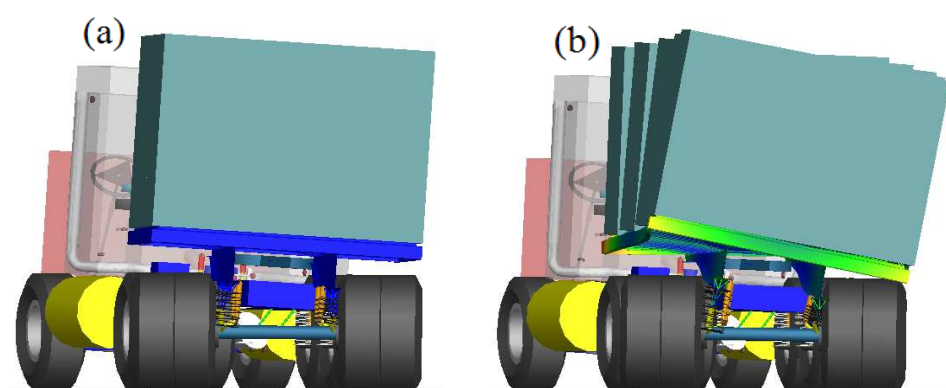


Figura 4.37 – Simulação de curva de raio constante – instante de maior solicitação:
chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível

Na Figura 4.37, é possível perceber que, além da torção do chassi, o modelo flexível permite o surgimento de outro fenômeno real na simulação da CVC. Trata-se da flexão lateral do compartimento de carga, comum aos implementos com grande comprimento de base. Esse efeito fica mais visível na Figura 4.38.

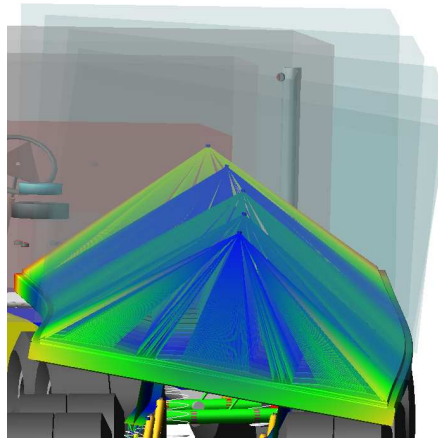


Figura 4.38 – Efeitos de flexão lateral e torção do chassi do implemento rodoviário

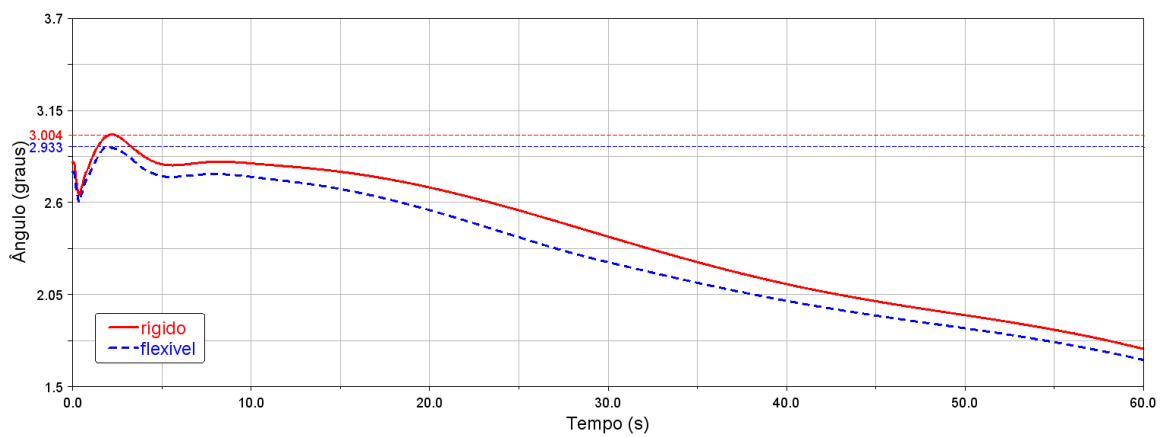


Figura 4.39 – Ângulo de escorregamento lateral do veículo trator na manobra de curva de raio constante

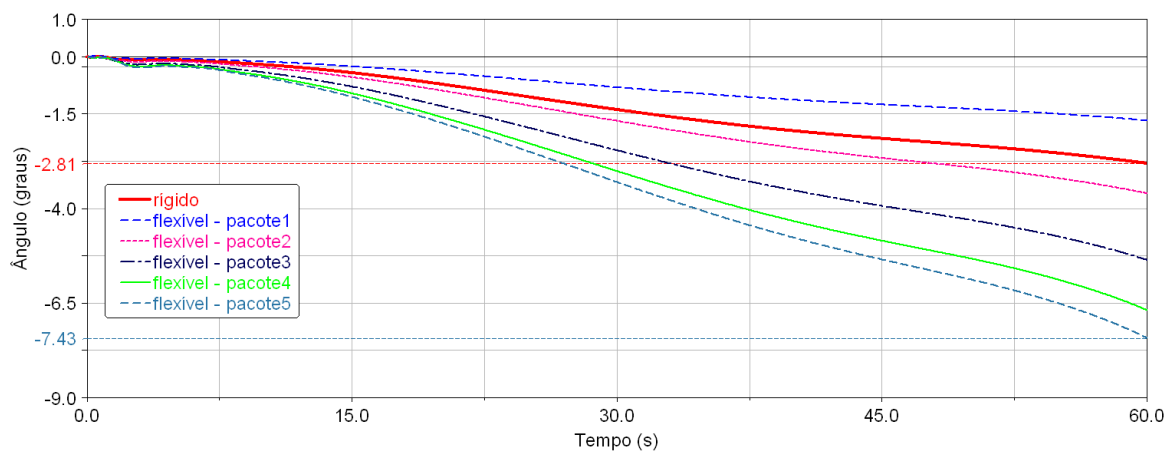


Figura 4.40 – Ângulo de rolagem do semirreboque na manobra de curva de raio constante

Na Figura 4.40, fica visível a influência da flexibilidade do chassi do implemento na estabilidade lateral da composição, sendo que:

- O modelo flexível apresenta um ângulo de rolamento até 164% maior que o modelo rígido, na parte final do semirreboque (pacote 5).
- No modelo rígido, todo o implemento rola com o mesmo ângulo, o qual é intermediário entre os ângulos dos pacotes 1 e 2 do modelo flexível.

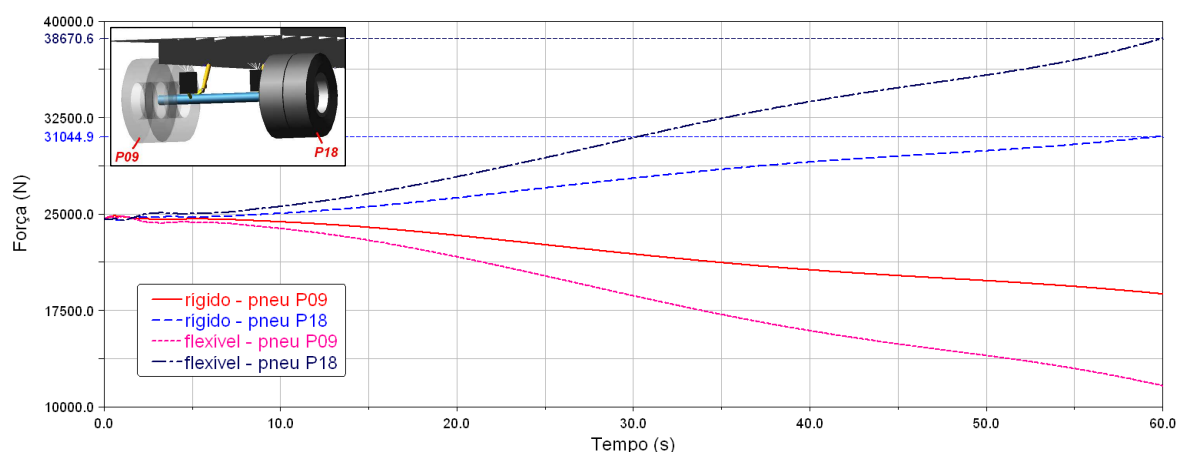


Figura 4.41 – Força vertical nos pneus P09 e P18 na manobra de curva de raio constante

A Figura 4.41 mostra a força vertical nos pneus externos do último eixo da composição. Esse eixo é o que sofre as maiores solicitações. Conforme a análise da figura:

- No pneu P18, que pertence ao lado externo à curva, a inclusão de flexibilidade estrutural aumenta em 25% a magnitude da carga.
- Com chassi rígido, o pneu P09 transfere 6045 N para o pneu P18. Já com quadro flexível, a transferência é de 13671 N, um valor 116% maior.

4.2.2 Mudança Dupla de Pista

Manobra baseada na norma ISO/TR 3888, simulando uma ultrapassagem com troca de faixa. Nos gráficos das Figuras 4.42 a 4.47, a manobra foi executada com velocidade longitudinal de 50 km/h.

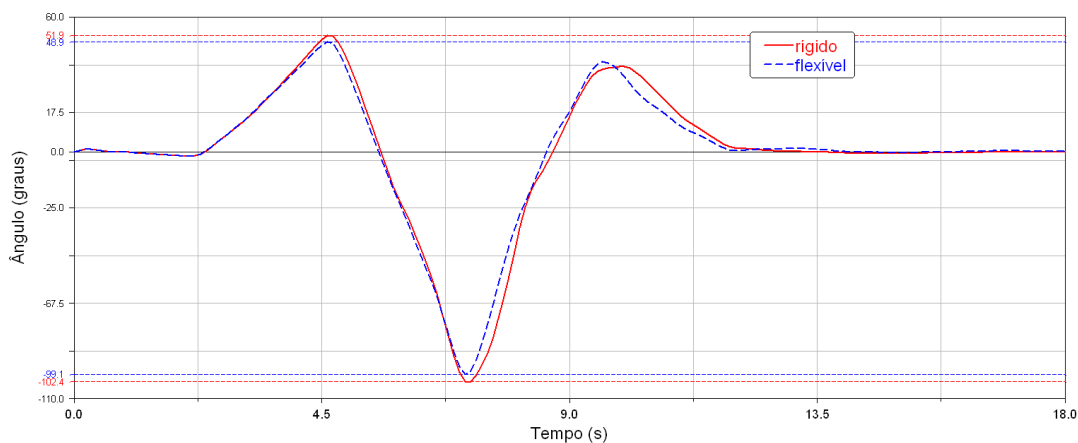


Figura 4.42 – Entrada de esterçamento no volante na manobra de mudança dupla de pista

Na Figura 4.42, pode-se notar que o esterçamento aplicado ao volante, para fazer com que o modelo de CVC percorra a trajetória da manobra da ISO/TR 3888, é levemente menor no modelo com chassi flexível do que para o modelo rígido.

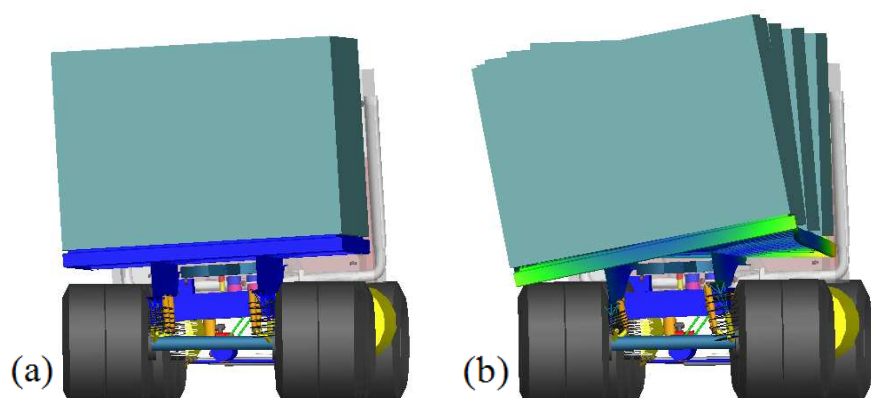


Figura 4.43 – Simulação de mudança dupla de pista – instante de maior solicitação: chassi do semirreboque (a) rígido; (b) flexível

Na Figura 4.44, notam-se as diferenças no ângulo de rolagem oriundas da inclusão de flexibilidade no modelo. Vale ressaltar que:

- Para o cavalo mecânico, houve uma redução de 36% na rolagem.
- Já para o semirreboque, com flexibilidade o rolamento é maior, à medida que o pacote analisado se afasta da articulação (quinta roda).
- O mesmo comportamento não acontece no modelo rígido, onde todo o implemento rola com o mesmo ângulo.

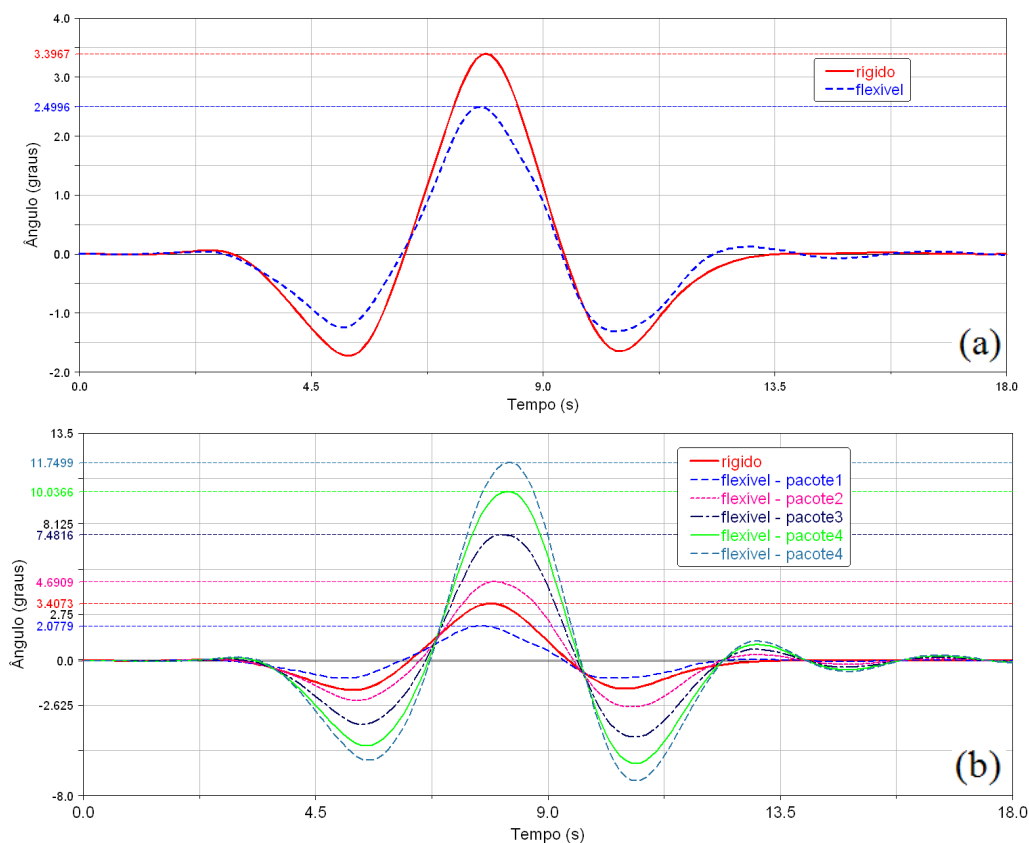


Figura 4.44 – Ângulos de rolagem da CVC na manobra de mudança dupla de pista:
(a) cavalo mecânico; (b) semirreboque

A influência da flexibilidade do semirreboque também pode ser constatada na Figura 4.45, onde se percebe que:

- No modelo rígido, a aceleração lateral dos pacotes aumenta proporcionalmente à distância desses ao CG do implemento (localizado no pacote 3).
- Já no modelo flexível, a aceleração lateral aumenta à medida que o pacote se afasta da quinta-roda.
- Para o pacote 5, a inserção de flexibilidade estrutural no chassi incrementa a magnitude da aceleração lateral em 20% no pico da manobra de mudança dupla de pista.

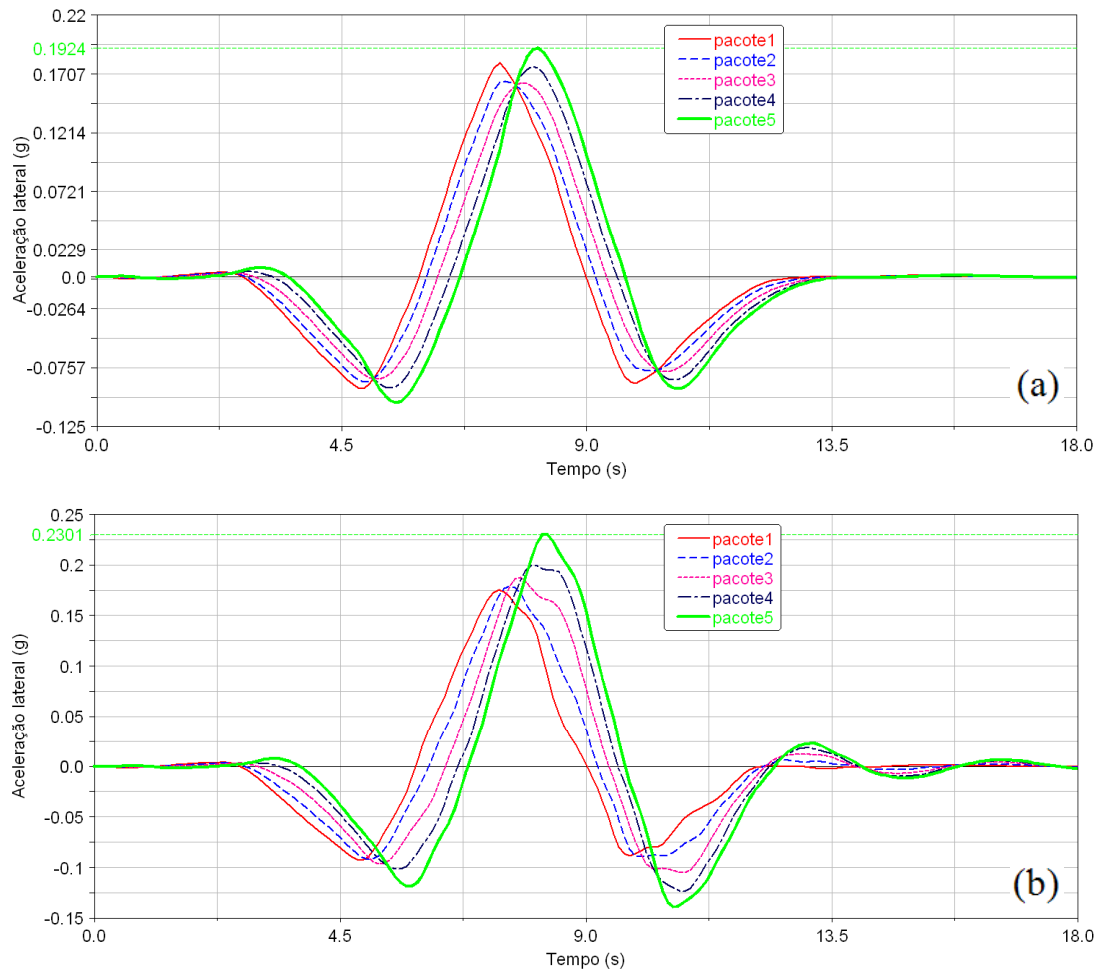


Figura 4.45 – Aceleração lateral do semirreboque na manobra de mudança dupla de pista:

(a) rígido; (b) flexível

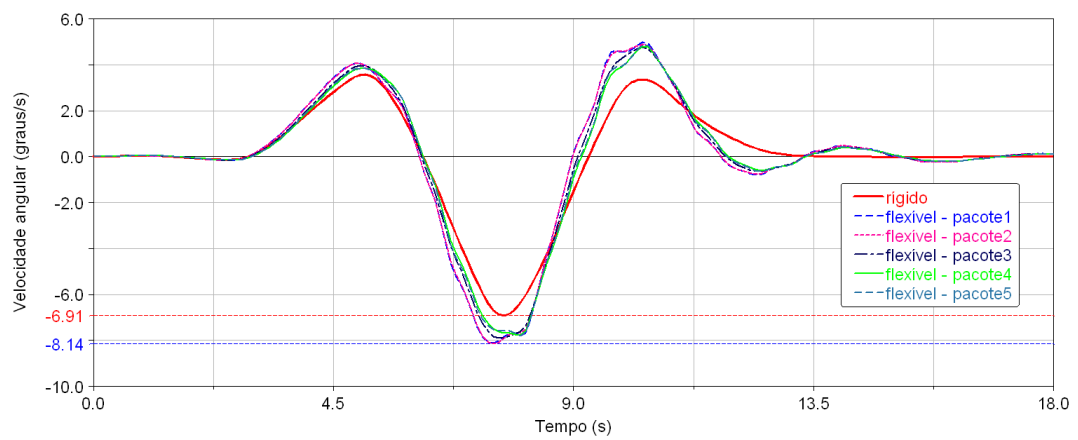


Figura 4.46 – Velocidade de guinada do semirreboque na manobra de mudança dupla de pista

Já na velocidade de guinada, o efeito da flexibilidade estrutural no modelo flexível aumenta em 18% o valor máximo em relação ao modelo rígido, como mostra a Figura 4.46.

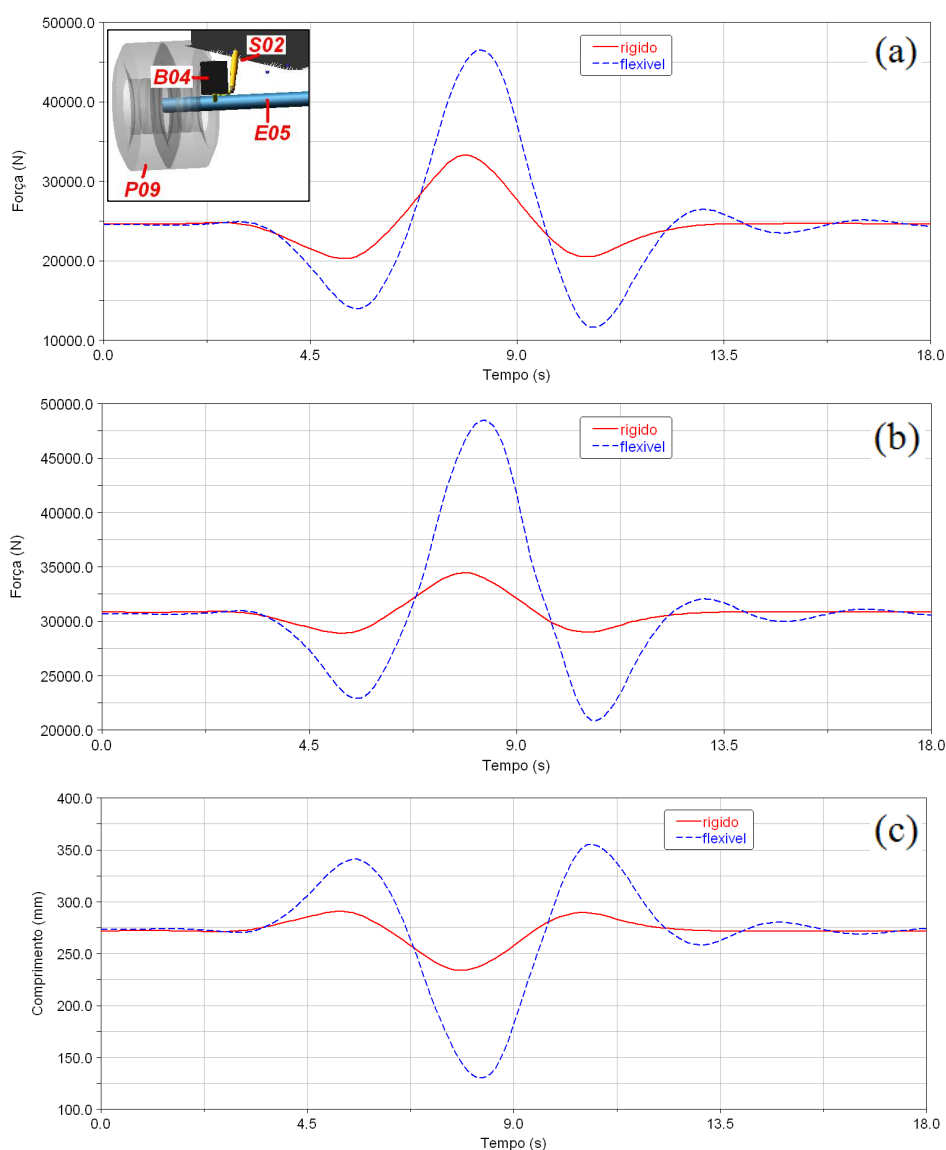


Figura 4.47 – Métricas no eixo E05 na manobra de mudança dupla de pista: (a) força no pneu P09; (b) força no bolsão B04; (c) deflexão no bolsão B04

A Figura 4.47 apresenta as métricas de força no contato pneu/pavimento, além de força e deflexão no bolsão de ar. Fica nítida a influência da flexibilidade do chassi na magnitude e na variação total desses parâmetros.

A diferença nessas curvas, observada nas métricas de dinâmica lateral a partir da consideração de flexibilidade estrutural, tem um significado relevante. Essas cargas em componentes são utilizadas, também, em avaliações de dinâmica vertical de veículos. Portanto, se a flexibilidade estrutural do semirreboque influi significativamente em eventos de

solicitação lateral, como indicam as discussões deste capítulo, é de se esperar que também influencie os resultados de dinâmica vertical e longitudinal.

A Tabela 4.2 apresenta um resumo geral das simulações realizadas ao longo deste capítulo. São apresentados resultados para a região traseira da caixa de carga (pacote 5) e do sistema de suspensão do último eixo (E05). São as regiões submetidas às maiores solicitações de dinâmica lateral no conjunto veicular.

Tabela 4.2 – Efeitos da flexibilidade do chassi do SR na dinâmica lateral da combinação veicular*

Manobra		Aceleração lateral [g]			Velocidade de guinada do SR [°/s]			Ângulo de rolagem [°]		
		rígido	flexível	Dif. (%)**	rígido	flexível	Dif. (%)	rígido	flexível	Dif. (%)
Mudança simples de pista	80 km/h	0,1366	0,1151	-15,74	4,0446	4,4894	11,00	1,9251	5,701	196,14
Esterçamento em rampa	75 km/h	0,1406	0,2034	44,67	3,9995	5,9270	48,19	2,8863	11,7080	305,64
Esterçamento em degrau	80 km/h	0,1336	0,1741	30,31	3,7197	4,8944	31,58	2,5663	9,3967	266,16
Esterçamento em impulso	100 km/h	0,1022	0,1284	25,64	4,6838	5,5331	18,13	2,9775	8,9852	201,77
Esterçamento em varredura senóide	40 km/h	0,1462	0,2076	42,00	5,4607	7,3855	35,25	2,4014	9,5381	297,19
<i>Fish-hook</i>	60 km/h	0,1679	0,2051	22,16	5,8398	7,5781	29,77	3,1239	11,4076	265,17
Curva de raio constante	0,2 g	0,1859	0,1836	-1,24	11,0293	10,8685	-1,46	2,8091	7,4276	164,41
Mudança dupla de pista	50 km/h	0,1924	0,2301	19,59	6,9119	7,7889	12,69	3,4073	11,7499	244,84
Manobra		Força no pneu [N]			Força no bolsão [N]			Deflexão no bolsão [mm]		
		rígido	flexível	Dif. (%)	rígido	flexível	Dif. (%)	rígido	flexível	Dif. (%)
Mudança simples de pista	80 km/h	29463	34532	17,20	32902	38172	16,02	38,37	119,71	211,99
Esterçamento em rampa	75 km/h	31586	46213	46,31	33845	48113	42,16	32,35	139	329,68
Esterçamento em degrau	80 km/h	30710	41859	36,30	33508	44150	31,76	29,05	108,74	274,32
Esterçamento em impulso	100 km/h	37878	40897	7,97	33960	43664	28,57	33,44	105	214,00
Esterçamento em varredura senóide	40 km/h	30927	42347	36,93	33439	44535	33,18	47,51	202,83	326,92
<i>Fish-hook</i>	60 km/h	32236	45671	41,68	33979	47782	40,62	54,48	207,82	281,46
Curva de raio constante	0,2 g	35123	42749	21,71	34996	43898	25,44	32,53	89,48	175,07
Mudança dupla de pista	50 km/h	33308	46525	39,68	34462	48489	40,70	55,6	225,27	305,16
Manobra		Força no eixo [N]			Força no suporte [N]					
		rígido	flexível	Dif. (%)	rígido	flexível	Dif. (%)			
Mudança simples de pista	80 km/h	49299	62657	27,10	15708	22107	40,74			
Esterçamento em rampa	75 km/h	52613	85505	62,52	19900	42042	111,27			
Esterçamento em degrau	80 km/h	51436	77039	49,78	18755	35050	86,88			
Esterçamento em impulso	100 km/h	52913	75698	43,06	20248	33751	66,69			
Esterçamento em varredura senóide	40 km/h	51050	77687	52,18	18958	35744	88,54			
<i>Fish-hook</i>	60 km/h	53344	84557	58,51	20861	41197	97,48			
Curva de raio constante	0,2 g	56619	75308	33,01	25012	37268	49,00			
Mudança dupla de pista	50 km/h	56683	85659	51,12	22269	42603	91,31			

* valores para o pacote 5, pneu P09, bolsão B04, eixo E05 e suporte S02;

** *Dif (%)* significa a diferença percentual do resultado do modelo flexível em relação ao do modelo rígido;

4.3 Discussões Finais

Conforme indicam os resultados apresentados ao longo deste capítulo, resumidos na Tabela 4.2, a flexibilidade estrutural do chassi do semirreboque tem grande influência na dinâmica lateral da combinação veicular. Em algumas métricas, como ângulo de rolagem e deflexão no bolsão, o valor resultante com quadro flexível foi até três vezes maior do que o valor encontrado para o quadro rígido. Também foram observadas alterações significativas nas respostas no domínio da frequência. Portanto, incorporar a flexibilidade do chassi nesse tipo de veículo e de análise dinâmica gera resultados bastante diferentes do caso simplificado, somente com corpos rígidos (não deformáveis).

A manobra de curva de raio constante é a única onde a inserção de flexibilidade não resultou em grandes alterações de comportamento e, ainda assim, apenas nas métricas de aceleração lateral e velocidade de guinada. Nas demais grandezas a diferença é significativa. Tal desempenho justifica-se pelo fato de que a referida manobra é um evento de regime permanente (quase estático).

Para algumas metodologias de desenvolvimento virtual de produto, a Figura 4.48 mostra o que seria a etapa seguinte à fase de simulação dinâmica. Trata-se da análise estrutural estática do corpo em estudo, para um determinado instante de tempo, com condições de contorno definidas pela etapa anterior. Ou seja, a magnitude e a orientação dos esforços aplicados são oriundas da fase prévia, a etapa dinâmica. Essa análise pode ser feita para cada incremento de tempo, gerando um histórico de tensões no tempo.

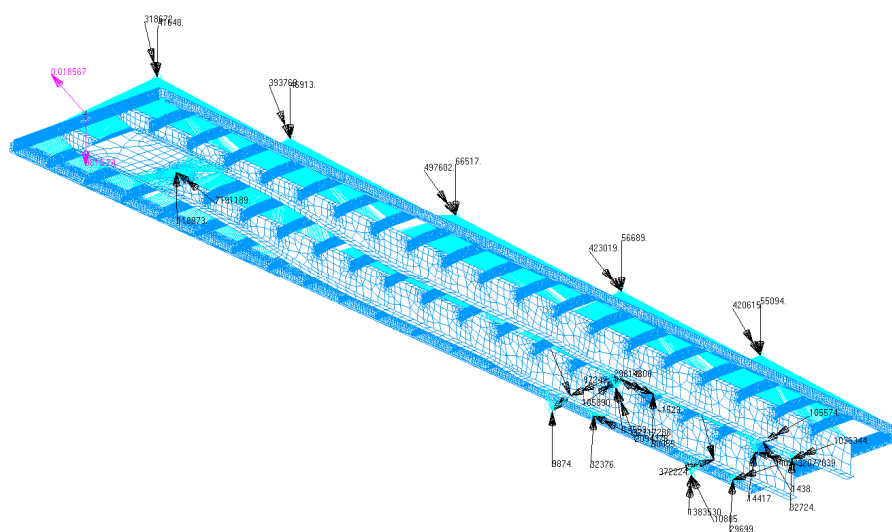


Figura 4.48 – Análise estrutural estática para o instante de maior solicitação da mudança simples de pista – condições de contorno importadas da ferramenta de MBS

Com a determinação desse histórico de tensões por meio de análise estrutural, a próxima fase desse tipo de metodologia é relacionada à confiabilidade e durabilidade da estrutura em estudo. Conforme Shigley et al., 2004, no cálculo do dano em fadiga clássica, aplica-se um método de contagem de ciclos, buscando-se a relação entre o número de ciclos que a estrutura está submetida, em um determinado nível de tensão, e o número de ciclos que levam à ruptura nesse mesmo nível tensional. Depois, para estruturas submetidas a vários níveis de tensão, a vida em fadiga é calculada a partir do dano cumulativo.

5 CONCLUSÕES

Na indústria brasileira, o uso extensivo de simulação dinâmica ainda é restrito a empresas que fabricam veículos com alta tecnologia agregada, como aviões, automóveis e caminhões. Todavia, recentemente, as indústrias responsáveis pelas unidades veiculares tracionadas, como implementos rodoviários e vagões ferroviários, também começaram a perceber a importância e a utilidade dessa ferramenta nas suas metodologias de desenvolvimento.

Na literatura, os trabalhos relacionados ao universo automotivo que utilizam metodologia semelhante à que foi aplicada neste estudo têm foco no comportamento de veículos leves, médios ou de unidades motrizes de combinações veiculares. Como o interesse maior da investigação aqui desenvolvida foi no desempenho dinâmico do semirreboque, este trabalho apresentou uma abordagem de modelo virtual com relativo ineditismo.

Para os sistemas veiculares, os mecanismos de suspensão desempenham papel fundamental na performance dinâmica. Assim, a validação dos parâmetros de rigidez e amortecimento, utilizados na suspensão modelada virtualmente, é fundamental para a representação correta do comportamento transiente do modelo completo da combinação veicular. Nesse contexto, os testes experimentais realizados com a suspensão pneumática do semirreboque foram de grande valia para o desenvolvimento deste estudo.

Com relação ao tema principal, a inclusão da flexibilidade estrutural do chassi de um semirreboque em simulação dinâmica, utilizar as características modais do corpo mostrou-se uma abordagem bem-sucedida. Foi possível integrar dois conceitos de simulação virtual de sistemas mecânicos: a análise modal via método de elementos finitos e a análise dinâmica por sistemas multicorpos. Com essa combinação, representou-se de forma detalhada, em modelagem dinâmica, o comportamento de uma estrutura que, dependendo das circunstâncias, sofre grandes e visíveis deformações elásticas.

O objetivo maior do presente trabalho foi estudar a influência da flexibilidade estrutural do chassi de um semirreboque em análises dinâmicas de estabilidade lateral. Os resultados e as discussões apresentados no capítulo 4 mostram que, em ambiente virtual, a consideração de um chassi flexível no semirreboque tem grande impacto quando comparada a um quadro modelado como corpo rígido.

Esse efeito nítido aparece tanto nas métricas clássicas de avaliação dinâmica (aceleração lateral, ângulo de rolagem e velocidade de guinada), como em parâmetros mais específicos de dimensionamento de projetos (cargas atuantes em suspensões e pneus). Além das diferenças nos valores máximos dessas grandezas, as amplitudes totais (valores pico a pico) apresentaram discrepâncias significativas. Também no domínio da frequência houve alterações significativas de comportamento. Outra conclusão importante é que, para muitas das grandezas analisadas, nota-se uma defasagem das respostas dos modelos rígido e flexível. Essa mudança no período indica que a consideração de flexibilidade altera o próprio problema dinâmico em estudo.

Portanto, a utilização da metodologia de consideração de flexibilidade estrutural proposta nesta dissertação pode trazer benefícios no contexto em que está inserida. Dentro dos processos de desenvolvimento de produto que utilizam a análise dinâmica como uma etapa de aquisição de cargas, este trabalho propõe um avanço significativo. A abordagem aqui sugerida pode fazer com que os esforços dinâmicos, usados como pré-requisitos em projetos de engenharia, tenham suas magnitudes e direções adquiridas de forma um pouco mais realística, agregando valor ao processo de modelagem numérica.

Ao longo desta dissertação, ficou claro que a flexibilidade de determinados componentes veiculares influencia bastante nas simulações dinâmicas e, conseqüentemente, em toda a metodologia de desenvolvimento. Para estruturas sujeitas a grandes deformações, como o chassi de semirreboque utilizado como tema deste trabalho, modelar corretamente o seu comportamento flexível é uma premissa fundamental e que não deve ser negligenciada.

5.1 Sugestões de Continuidade do Trabalho

As sugestões de trabalhos futuros são organizadas em dois grupos. O primeiro traz possibilidades de melhoria à pesquisa aqui desenvolvida. O segundo sugere alternativas de continuação do estudo a partir dos resultados obtidos nesta dissertação.

Como melhorias que podem ser agregadas a este desenvolvimento, sugerem-se:

- Aprimorar o comportamento do modelo de suspensão a ar do semirreboque, considerando as limitações de fim de curso do bolsão pneumático (*jounce* e *rebound*).
- Considerar a flexibilidade do chassi do cavalo mecânico, outro componente com influência no comportamento em dinâmica lateral da CVC.

- Incrementar a modelagem de suspensão da cabine, tornando o modelo apto à aquisição das acelerações a que o motorista é submetido.
- Validar a modelagem numérica da composição através de comparação com ensaios experimentais. Tal procedimento pode ser realizado tanto com uma análise modal da CVC, como para as manobras dinâmicas realizadas.

Como propostas para evolução da pesquisa aqui desenvolvida, citam-se:

- O produto que serviu de objeto de estudo a esta dissertação foi um semirreboque graneleiro. A metodologia proposta pode ser expandida a outras famílias de implementos rodoviários. Tanques, furgões, frigoríficos, basculantes, florestais e demais segmentos, cada qual com suas peculiaridades de carga e sistemas de suspensão. A indústria de implementos rodoviários ainda carece de uma base confiável com dados de comportamento dinâmico e estabilidade lateral para essas unidades veiculares.
- Além da dinâmica lateral, que foi contextualizada neste trabalho, a dinâmica vertical e a longitudinal também podem ser avaliadas para verificação dos efeitos da flexibilidade estrutural. A investigação da influência da rigidez do chassi para essas circunstâncias completaria a validação de um modelo completo, apto à utilização em circuitos de testes variados, como aqueles existentes em campos de prova.
- A simulação dinâmica é uma etapa nas metodologias de desenvolvimento virtual de produto. Utilizar os resultados deste modelo flexível nas fases subsequentes possibilitaria o entendimento do efeito da flexibilidade estrutural também na determinação do histórico de tensões e na vida em fadiga dos componentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alves Filho, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE/Análise Dinâmica**, Érica, São Paulo, 2005.

Aquaro, M.; Mucino, V.H.; Gautam, M.; Salem, M. **A Finite Element Modeling Approach for Stability Analysis of Partially Filled Tanker Trucks**, SAE Technical Paper 1999-01-3708, 1999.

ANFIR. **Anuário da Indústria de Implementos Rodoviários**, disponível em <<http://www.anfir.org.br>>, 2010.

ANTT. **Anuário Estatístico Dos Transportes Terrestres**, disponível em <<http://www.antt.gov.br>>, 2006.

Barbosa, R.S. **Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados**, Tese de Doutorado, USP, São Carlos, 1999.

Bartholomeu, D.B. **Quantificação dos Impactos Econômicos e Ambientais Decorrentes do Estado de Conservação das Rodovias Brasileiras**, Tese de Doutorado, USP, Piracicaba, 2006.

Bathe, K.J. **Finite Element Procedures**, Prentice-Hall, New Jersey, 1996.

Bazzo, W.A.; Pereira, L.T.V. **Introdução à Engenharia**, Editora da UFSC, Florianópolis, 2000.

Blundell, M.; Harty, D. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2004.

Brand, G.L. **Influência de Carregamentos Aerodinâmicos na Estabilidade Direcional de Veículos Rodoviários**, Tese de Doutorado, USP, São Carlos, 2010.

Carreirão, C. **Estudo do Comportamento Dinâmico de Ônibus com Diferentes Arranjos de Eixos**, Dissertação de Mestrado, PUC-PR, Curitiba, 2003.

Chen, B.C.; Peng, H. **Rollover Warning for Articulated Heavy Vehicles based on a Time-To-Rollover Metric**, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 127, pp 406-414, 2005.

Clark, S.K. **Mechanics of Pneumatic Tires**, Government Printing Office, Washington D.C., 1982.

CNT. **Transporte de Cargas no Brasil: Ameaças e Oportunidades para o Desenvolvimento do País**, disponível em <<http://www.cnt.org.br>>, 2002.

CNT. **Pesquisa CNT de Rodovias**, disponível em <<http://www.cnt.org.br>>, 2010.

CONTRAN. **Resoluções 210 e 211**, disponíveis em <<http://www.denatran.gov.br/resolucoes.htm>>, 2006.

Costa Neto, A. **Application of Multibody System (MBS) Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies**, PhD Thesis, University of Warwick, Coventry, 1991.

Costa Neto, A. **Dinâmica Veicular**, Apostila de Aula, UCS, Caxias do Sul, 2008.

Craig Jr., R.R.; Bampton, M.C.C. **Coupling of Substructures for Dynamic Analysis**, AIAA Journal, Vol. 6, No. 7, 1968.

Eduardo, G.P. **Neuro-Controlador Ótimo por Algoritmos Genéticos para Múltiplos Sistemas Ativos de Dinâmica Veicular em Guinada**, Tese de Doutorado, USP, São Carlos, 2008.

Fernandes, C.G.; Vianna, E.; Duarte, M. **Simplified Vehicle Dynamics Model for Handling Prediction**, SAE Brasil – 6º International Suspension and Trailer Colloquium, Caxias do Sul, 2010.

Friedman, T.L. **The World is Flat: A Brief History of the Twenty-First Century**, Farrar, Straus & Giroux, New York, 2005.

Gillespie, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, SAE, Warrendale, 1992.

Gillespie, T.D. **Fundamentals of Truck Dynamics**, Apostila de Aula, Caxias do Sul, 2010.

Grison, V. **Ferramentas para Análise Dinâmica e Estrutural de um Reboque de Linha Leve**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2005.

Hasegawa, S.; Kusahara, Y.; Watanabe, Y. **Influence of Vehicle Body Torsional Stiffness on Vehicle Roll Characteristics of Medium-Duty Trucks**, SAE Technical Paper 902267, 1990.

Ibrahim, I.M.; Crolla, D.A.; Barton, D.C. **Effect of Frame Flexibility on the Ride Vibration of Trucks**, Computers & Structures, No. 4, pp 709-713, 1996.

Ibrahim, I.M. **Design of a Compensating Fifth Wheel for Improving the Roll Dynamic Behavior of the Tractors Semi-Trailers**, SAE Technical Paper 2002-01-3058, 2002.

Ibrahim, I.M.; Crolla, D.A.; Barton, D.C. **The Impact of the Dynamic Tractor-Semitrailer Interaction on the Ride Behaviour of Fully-Laden and Unladen Trucks**, SAE Technical Paper 2004-01-2625, 2004.

ISO 14791 – 2003. **Road vehicles – Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses – Lateral stability test methods**, 2003.

ISO 14792 – 2003. **Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Steady-state circular tests**, 2003.

ISO 14793 – 2003. **Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Lateral transient response test methods**, 2003.

ISO/TR 3888 – 1975. **Road Vehicles – Test procedure for a severe lane-change manoeuvre**, 1975.

Leal, A.T.J.C. **Estudo do Efeito da Redução da Rigidez dos Pneumáticos sobre a Estabilidade dos Veículos**, Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo, 2008.

Luzetti, E.G.; Filippi, F.L.; Gali, M.R.; Costa, A.L.A. **Avaliação da Integridade e Desgaste de Pneus em Manobras de Estacionamento de Semi-Reboques**, SAE Brasil – 6° International Suspension and Trailer Colloquium, Caxias do Sul, 2010.

McNaull, P.J. **Modeling and Validation of a Heavy Truck Model with Electronic Stability Control**, Master of Science Thesis, Ohio State University, Columbus, 2009.

Melo, R.P. **Avaliação da Estabilidade Lateral em Conjuntos de Veículos de Carga**, Dissertação de Mestrado, PUC-PR, Curitiba, 2004.

Melo, R.P.; Barbieri, N. **Operação e Estabilidade dos Novos Conjuntos de Veículos de Carga**, SAE Brasil – 5° International Suspension and Trailer Colloquium, Caxias do Sul, 2008.

Micro-Epsilon. **Sensor de Deslocamento com Fio de Aço Flexível**, disponível em <<http://www.micro-epsilon.com>>, 2010.

Milliken, W.F.; Milliken, D.L. **Race Car Vehicle Dynamics**, SAE, Warrendale, 1995.

MSC.Software. **Release Guide of MSC.ADams®**, 2010.

Oliveira, F.C.G. **Contribuição ao Desenvolvimento de uma Estrutura Veicular Tipo Spaceframe usando Método dos Elementos Finitos e Métodos Heurísticos de Otimização Numérica**, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, 2007.

Orlandea, N. **Node-Analogous, Sparsity-Orientated Methods for Simulation of Mechanical Dynamic Systems**, PhD Thesis, University of Michigan, Ann Arbor, 1973.

Pacejka, H.B. **Tyre and Vehicle Dynamics**, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.

Peres, G. **Uma Metodologia para Simulação e Análise Estrutural de Veículos de Transporte de Carga**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

Pinto Filho, R.R. **Concepção, Projeto e Otimização de uma Estrutura para Aplicação em Veículo de Uso Misto**, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, 2004.

Pirelli. **Pneumático 315/80 R22.5 para Baixa Severidade**, disponível em <<http://www.pirelli.com.br>>, 2010.

Prado, M. **Desenvolvimento de um Modelo Não Linear de Três Graus de Liberdade para a Análise da Dinâmica Lateral de um Ônibus com Suspensão de Ar**, Tese de Doutorado, USP, São Carlos, 2003.

Prado, W.B.; Canale, A.C.; Knoll, P.H.; Iombriller, S.F.; Comparini, F.H. **Simulação do Comportamento da Suspensão em Tandem durante a Frenagem**, SAE Brasil – 5º International Suspension and Trailer Colloquium, Caxias do Sul, 2008.

Rodrigues, J.F.S. **Cálculo e Avaliação dos Parâmetros da Rigidez Auxiliar à Rolagem de uma Suspensão Dianteira Mecânica**, SAE Brasil – 4º International Suspension and Trailer Colloquium, Caxias do Sul, 2006.

Sampson, D.J.M. **Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles**, Doctor of Philosophy Dissertation, University of Cambridge, Cambridge, 2000.

Sanborn G.; Tobaa, M.; Shabana, A.A. **Coupling Between Structural Deformations and Wheel-Rail Contact Geometry in Railroad Vehicle Dynamics**, Journal of Multi-body Dynamics, v. 222, pp 381-392, 2008.

Schiehlen, W. **Multibody System Dynamics: Roots and Perspectives**, Multibody System Dynamics, v. 1, pp 149-188, 1997.

Shigley, J.E.; Mischke, C.R.; Budynas, R.G. **Mechanical Engineering Design**, McGraw-Hill, New York, 2004.

Silva, G.M. **Integração de Ferramentas CAE para Controle de Sistemas Mecânicos Multicorpos Flexíveis**, Dissertação de Mestrado, ITA, São José dos Campos, 1998.

Silva, M.M. **Análise de Dirigibilidade de um Veículo Leve em Ambiente Multicorpos Considerando a Flexibilidade do Quadro**, Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2004.

Smith, P.G.; Reinertsen, D.G. **Developing Products in Half the Time: New Rules, New Tools**, John Wiley & Sons, New Jersey, 1998.

Suspensys. **Suspensão Pneumática para Implemento Rodoviário**, disponível em <<http://www.suspensys.com.br>>, 2010.

Takano, S.; Nagai, M.; Taniguchi, T.; Hatano, T. **Study on a Vehicle Dynamics Model for Improving Roll Stability**, JSAE Review, v. 24, pp 149-156, 2003.

Uhlmann, C.E. **Análise da Influência da Barra Estabilizadora no Ângulo de Rolagem da Suspensão Dianteira de Ônibus**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2009.

Vargas, V.M. **Influência das Barras Estabilizadoras na Inclinação Lateral e na Distribuição de Carga em um Ônibus com Três Eixos**, Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo, 2001.

Verma, M.K.; Gillespie, T.D. **Roll Dynamics of Commercial Vehicles**, Vehicle System Dynamics – International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, v. 9, pp 1-17, 1980.

Vianna, E.P. **Estudo da Influência do Levantamento de Eixos em Veículos Comerciais no Desempenho na Frenagem e na Estabilidade Direcional**, Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2006.

Vieira, J.L.M. **Estudo de Dirigibilidade de Veículos Longos Combinados**, Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2010.

Vilela, D. **Aplicação de Métodos Numéricos de Otimização ao Problema Conjunto da Dirigibilidade e Conforto Veicular**, Tese de Doutorado, USP, São Paulo, 2010.

Winkler, C.B.; Ervin, R.D. **Rollover of Heavy Commercial Vehicles**, UMTRI-99-19, University of Michigan, Ann Arbor, 1999.

Yang, X.; Gander, J. **Handling and Ride Performance Sensitivity Analysis for a Truck-Trailer Combination**, SAE Technical Paper 2010-01-0642, 2010.

Zhang, Y.; Xiao, P.; Palmer, T.; Farahani, A. **Vehicle Chassis/Suspension Dynamics Analysis – Finite Element Model vs. Rigid Body Model**, SAE Technical Paper 980900, 1998.

APÊNDICE A

Equacionamento simplificado da rolagem de um semirreboque considerando a flexibilidade torcional do chassi

No equacionamento simplificado da rolagem do semirreboque, proposto na subseção 2.2.1, toda a massa suspensa (MS) do implemento rola com o mesmo ângulo (ϕ_2). Isso significa que a flexibilidade estrutural do chassi não é considerada. A intenção aqui é apresentar uma forma de modelagem um pouco mais sofisticada, transformando aquela única MS em cinco MS ligadas por molas torcionais, que representam a rigidez torcional do chassi.

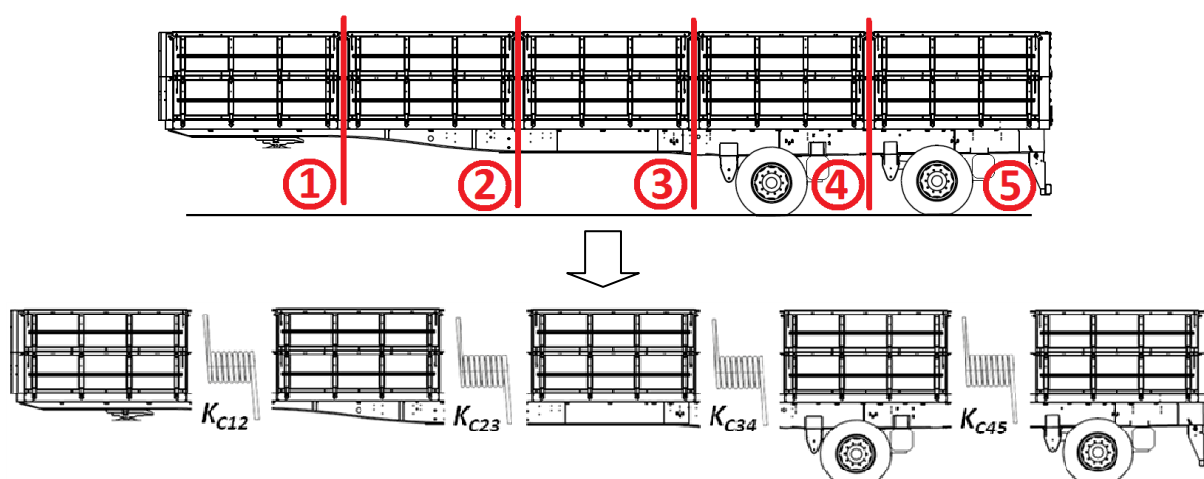


Figura A.1 – Modelo para equacionamento simplificado da rolagem do semirreboque:
4 molas torcionais unem as 5 massas suspensas

Como o objetivo é equacionar os graus de liberdade de rolagem da caixa de carga, não serão modeladas neste apêndice as massas não suspensas (MNS) do implemento. Porém, suas influências são consideradas nas equações referentes às regiões 4 e 5, como indica a Figura A.1.

Nos equacionamentos a seguir, para cada uma das cinco massas suspensas, a primeira equação é um somatório de momentos ao redor do CG, em equação quase estática. A segunda equação é dinâmica, representando o movimento transiente no grau de liberdade de rolagem (ϕ). Assim como na subseção 2.2.1, é assumida aqui a condição de pequenos ângulos de rolagem ($\text{sen } \phi \cong \phi$, $\text{cos } \phi \cong 1$).

- Massa suspensa da região 1:

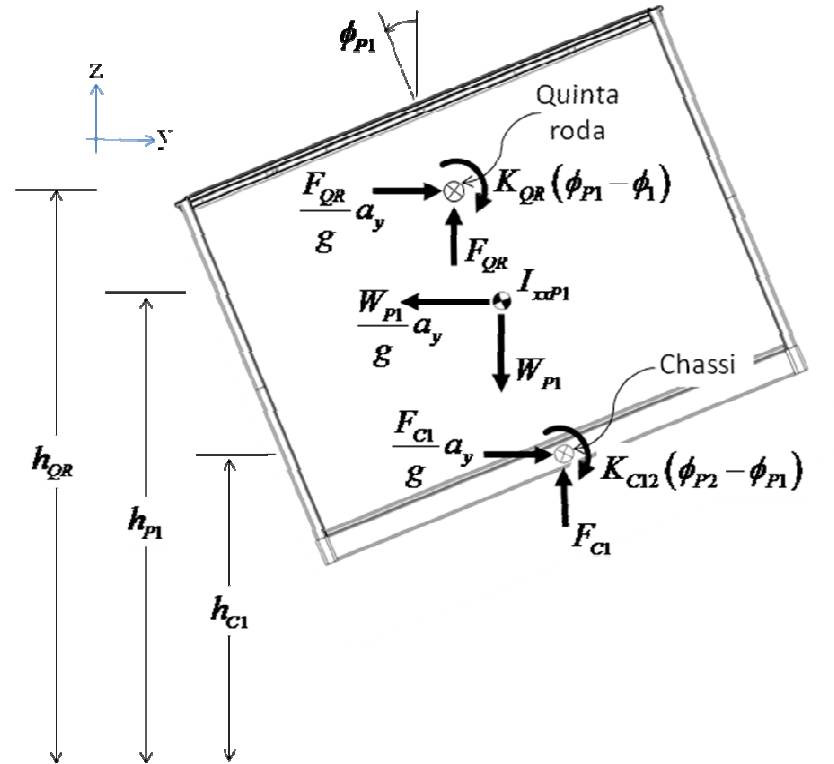


Figura A.2 – Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 1 do SR

Equação quase estática:

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 = & -\frac{F_{QR}}{g} a_y (h_{QR} - h_{P1}) + \frac{F_{C1}}{g} a_y (h_{P1} - h_{C1}) - K_{QR} (\phi_{P1} - \phi_1) \\ & - F_{QR} (h_{QR} - h_{P1}) \phi_{P1} + F_{C1} (h_{P1} - h_{C1}) \phi_{P1} - K_{C12} (\phi_{P2} - \phi_{P1}) \end{aligned} \quad (A.1)$$

Equação dinâmica:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_{P1} I_{xxP1} = & \left[\frac{F_{C1}}{g} (h_{P1} - h_{C1}) - \frac{F_{QR}}{g} (h_{QR} - h_{P1}) \right] a_y + \\ & \left[F_{C1} (h_{P1} - h_{C1}) - F_{QR} (h_{QR} - h_{P1}) + K_{C12} - K_{QR} \right] \phi_{P1} + K_{QR} \phi_1 - K_{C12} \phi_{P2} \end{aligned} \quad (A.2)$$

- Massa suspensa da região 2:

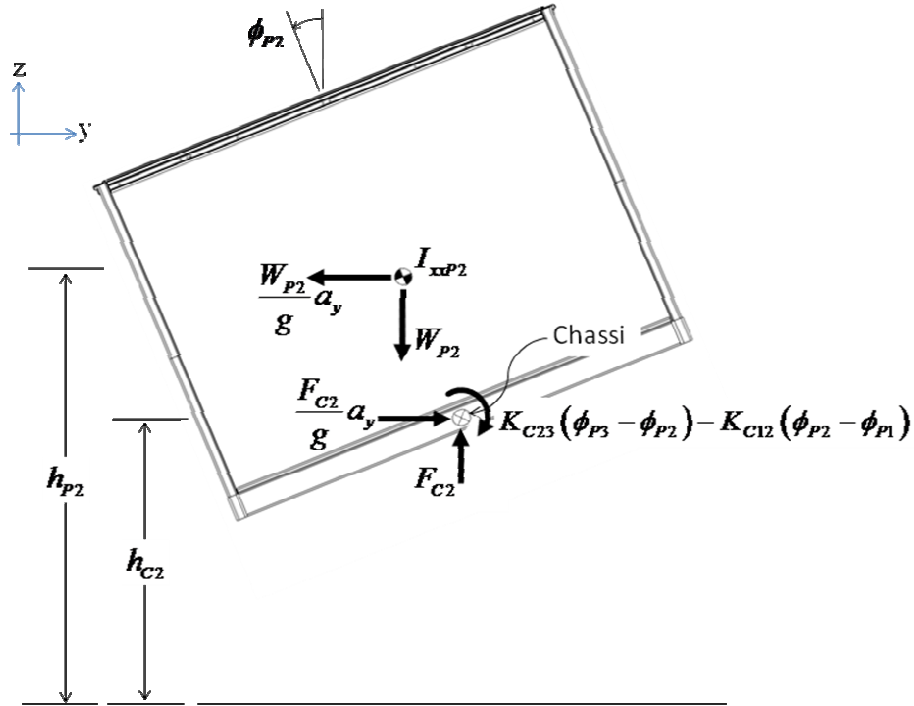


Figura A.3 – Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 2 do SR

Equação quase estática:

$$\begin{aligned} \sum M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{C2}}{g} a_y (h_{P2} - h_{C2}) + F_{C2} (h_{P2} - h_{C2}) \phi_{P2} \\ & - [K_{C23} (\phi_{P3} - \phi_{P2}) - K_{C12} (\phi_{P2} - \phi_{P1})] \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

Equação dinâmica:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_{P2} I_{xxP2} = & \frac{F_{C2}}{g} (h_{P2} - h_{C2}) a_y + [F_{C2z} (h_{P2} - h_{C2}) + K_{C23} + K_{C12}] \phi_{P2} \\ & - K_{C23} \phi_{P3} - K_{C12} \phi_{P1} \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

- Massa suspensa da região 3:

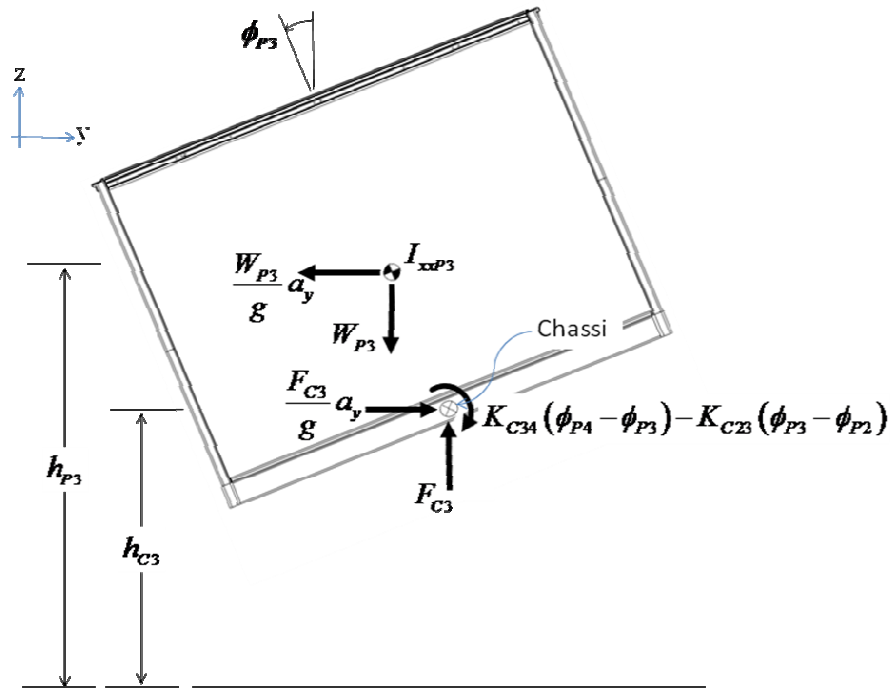


Figura A.4 – Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 3 do SR

Equação quase estática:

$$\begin{aligned} \sum M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{C3}}{g} a_y (h_{P3} - h_{C3}) + F_{C3} (h_{P3} - h_{C3}) \phi_{P3} \\ & - [K_{C34} (\phi_{P4} - \phi_{P3}) - K_{C23} (\phi_{P3} - \phi_{P2})] \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Equação dinâmica:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_{P3} I_{xxP3} = & \frac{F_{C3}}{g} (h_{P3} - h_{C3}) a_y + [F_{C3} (h_{P3} - h_{C3}) + K_{C34} + K_{C23}] \phi_{P3} \\ & - K_{C34} \phi_{P4} - K_{C23} \phi_{P2} \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

- Massa suspensa da região 4:

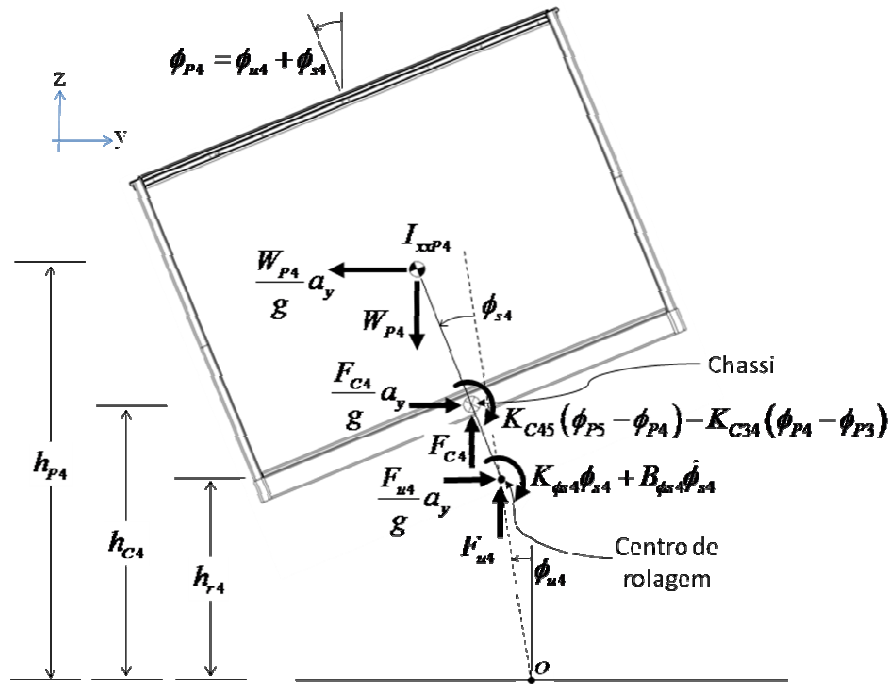


Figura A.5 – Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 4 do SR

Equação quase estática:

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{u4}}{g} a_y (h_{P4} - h_{r4}) + \frac{F_{C4}}{g} a_y (h_{P4} - h_{C4}) + F_{u4} (h_{P4} - h_{r4}) \phi_{P4} \\ & + F_{C4} (h_{P4} - h_{C4}) \phi_{P4} - [K_{C45} (\phi_{P5} - \phi_{P4}) - K_{C34} (\phi_{P4} - \phi_{P3})] - [K_{\phi s4} \phi_{s4} + B_{\phi s4} \dot{\phi}_{s4}] \end{aligned}$$

Como $\phi_{P4} = \phi_{u4} + \phi_{s4}$ e $\dot{\phi}_{P4} = \dot{\phi}_{u4} + \dot{\phi}_{s4}$, a equação acima fica

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 = & \frac{F_{u4}}{g} a_y (h_{P4} - h_{r4}) + \frac{F_{C4}}{g} a_y (h_{P4} - h_{C4}) \\ & + F_{u4z} (h_{P4} - h_{r4}) \phi_{P4} + F_{C4z} (h_{P4} - h_{C4}) \phi_{P4} - K_{C45} (\phi_{P5} - \phi_{P4}) \\ & + K_{C34} (\phi_{P4} - \phi_{P3}) - K_{\phi s4} \phi_{P4} + K_{\phi s4} \phi_{u4} - B_{\phi s4} \dot{\phi}_{P4} + B_{\phi s4} \dot{\phi}_{u4} \end{aligned} \quad (A.7)$$

Equação dinâmica:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_{P4} I_{xxP4} = & \left[\frac{F_{u4}}{g} (h_{P4} - h_{r4}) + \frac{F_{C4}}{g} (h_{P4} - h_{C4}) \right] a_y \\ & + [F_{u4} (h_{P4} - h_{r4}) + F_{C4} (h_{P4} - h_{C4}) + K_{C45} + K_{C34} - K_{\phi s4}] \phi_{P4} \\ & - K_{C45} \phi_{P5} - K_{C34} \phi_{P3} + K_{\phi s4} \phi_{u4} - B_{\phi s4} \dot{\phi}_{P4} + B_{\phi s4} \dot{\phi}_{u4} \end{aligned} \quad (A.8)$$

- Massa suspensa da região 5:

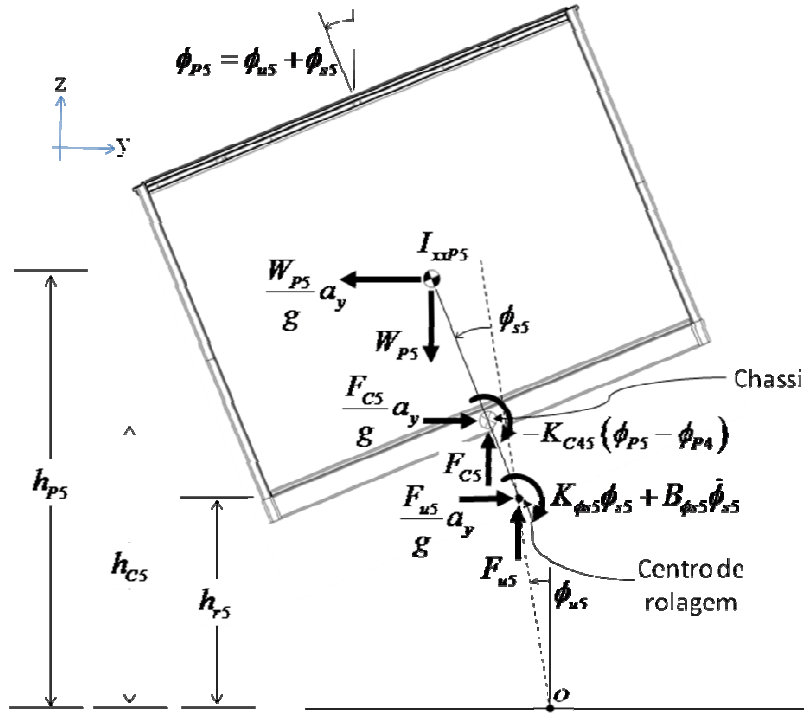


Figura A.6 – Diagrama de corpo livre da massa suspensa da região 5 do SR

Equação quase estática:

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 &= \frac{F_{u5}}{g} a_y (h_{p5} - h_{r5}) + \frac{F_{C5}}{g} a_y (h_{p5} - h_{c5}) + F_{u5} (h_{p5} - h_{r5}) \phi_{P5} \\ &+ F_{C5} (h_{p5} - h_{c5}) \phi_{P5} - [-K_{C45} (\phi_{P5} - \phi_{P4})] - [K_{\phi s5} \phi_{s5} + B_{\phi s5} \dot{\phi}_{s5}] \end{aligned}$$

Como $\phi_{P5} = \phi_{u5} + \phi_{s5}$ e $\dot{\phi}_{P5} = \dot{\phi}_{u5} + \dot{\phi}_{s5}$, a equação acima fica

$$\begin{aligned} \sum_{+} M_{\bullet} = 0 &= \frac{F_{u5}}{g} a_y (h_{p5} - h_{r5}) + \frac{F_{C5}}{g} a_y (h_{p5} - h_{c5}) + F_{u5} (h_{p5} - h_{r5}) \phi_{P5} \\ &+ F_{C5} (h_{p5} - h_{c5}) \phi_{P5} + K_{C45} (\phi_{P5} - \phi_{P4}) - K_{\phi s5} \phi_{P5} + K_{\phi s5} \phi_{u5} - B_{\phi s5} \dot{\phi}_{P5} + B_{\phi s5} \dot{\phi}_{u5} \end{aligned} \quad (A.9)$$

Equação dinâmica:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_{P5} I_{xxP5} &= \left[\frac{F_{u5}}{g} (h_{p5} - h_{r5}) + \frac{F_{C5}}{g} (h_{p5} - h_{c5}) \right] a_y \\ &+ \left[F_{u5} (h_{p5} - h_{r5}) + F_{C5} (h_{p5} - h_{c5}) + K_{C45} - K_{\phi s5} \right] \phi_{P5} \\ &- K_{C45} \phi_{P4} + K_{\phi s5} \phi_{u5} - B_{\phi s5} \dot{\phi}_{P5} + B_{\phi s5} \dot{\phi}_{u5} \end{aligned} \quad (A.10)$$

Para as Equações A.1 a A.10:

h_m é a altura do centro de rolagem para a região n ;

h_{Cm} é a altura do chassi para a região m ;

h_{Pm} é a altura do CG da MS para a região m ;

h_{QR} é a altura da quinta roda para a região 1;

$B_{\phi_{sn}}$ é o amortecimento em rolagem do eixo para a região n ;

F_{un} é a força da MNS transferida para a MS no CR para a região n ;

F_{Cm} é a força do chassi para a região m ;

F_{QR} é a força da quinta roda para a região 1;

I_{xxPm} é o momento de inércia da MS para a região m ;

K_{C12} é a rigidez torcional do chassi entre as regiões 1 e 2;

K_{C23} é a rigidez torcional do chassi entre as regiões 2 e 3;

K_{C34} é a rigidez torcional do chassi entre as regiões 3 e 4;

K_{C45} é a rigidez torcional do chassi entre as regiões 4 e 5;

K_{QR} é a rigidez em rolagem da quinta roda para a região 1;

$K_{\phi_{sn}}$ é a rigidez em rolagem do eixo para a região n ;

W_{Pm} é o peso da MS para a região m ;

ϕ_{sn} é o ângulo de rolagem da MS com relação a um plano que passa por O e CR para a região n ;

ϕ_{un} é o ângulo de rolagem da MNS para a região n ;

ϕ_{Pm} é o ângulo de rolagem da MS ($\phi_{Pm} = \phi_{un} + \phi_{sn}$) para a região m ;

$\dot{\phi}_{Pm}$ é a velocidade de rolagem da MS para a região m ;

$\ddot{\phi}_{Pm}$ é a aceleração de rolagem da MS para a região m ;

- o índice m varia de 1 a 5, de acordo com a região do semirreboque;

- o índice n varia entre 4 e 5 (as regiões do SR que possuem MNS);

Através da abordagem proposta neste apêndice, a rolagem da massa suspensa do semirreboque, antes representada por apenas 1 GDL (ϕ_2 , na subseção 2.2.1), agora é representada por 5 GDL (ϕ_{p1} a ϕ_{p5}). Isso permite que cada região da carroceria tenha um ângulo de rolagem específico. Ou seja, é um equacionamento um pouco mais próximo da realidade, quando considera-se uma unidade veicular com flexibilidade torcional de chassi e longo entre-eixos.

APÊNDICE B

Análise de sensibilidade da rigidez torcional do chassi quanto ao número de travessas

• Rigidez torcional do chassi x número de travessas

Para estimar numericamente a rigidez torcional do chassi, definida pela Equação B.1, realiza-se um experimento virtual através do método de elementos finitos. Trata-se de uma análise estrutural do componente.

$$T_{\phi} = K_{\phi}\phi \quad (\text{B.1})$$

onde T_{ϕ} é o torque aplicado; K_{ϕ} é a rigidez torcional; e ϕ é o deslocamento angular.

O procedimento consiste no engastamento (restrição de todos os graus de liberdade) da região do acoplamento (pino rei) e, simultaneamente, na aplicação de um torque de valor conhecido no centro longitudinal da suspensão (Figura B.1). Esse tipo de procedimento tem sua forma experimental descrita na literatura [Pinto Filho, 2004; McNaul, 2009].

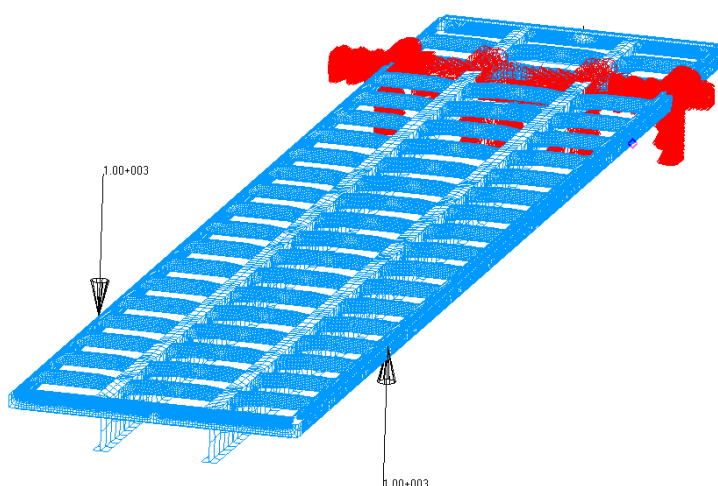


Figura B.1 – Procedimento virtual para determinação da rigidez torcional do chassi

O resultado, como mostra a Figura B.2, é um deslocamento angular na extremidade livre, diretamente proporcional à flexibilidade da estrutura quanto a carregamentos de torção. Para o chassi utilizado neste estudo, o valor determinado para a rigidez estrutural à torção foi de $5,575\text{E}+7$ N.mm/rad.

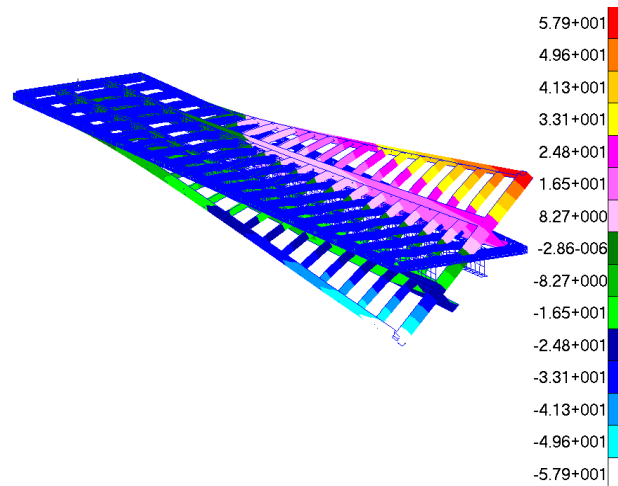


Figura B.2 – Deslocamento angular de 0,0455 rad (57,9 mm) na extremidade livre do chassi

O procedimento acima foi aplicado a outras duas configurações de travessamento. Como o quadro original possui 19 travessas, opta-se por verificar as opções de chassi com 14 e 24 travessas, que são limites aceitáveis do número de travessas para utilização em chassi de implemento rodoviário.

Tabela B.1 – Rigidez torcional das configurações de travessamento do chassi

Configuração	Rigidez estrutural à torção
Chassi original (19 travessas)	5,575E+7
Chassi com 14 travessas	5,241E+7 [N.mm/rad] 94%
Chassi com 24 travessas	5,182E+7 92,95%

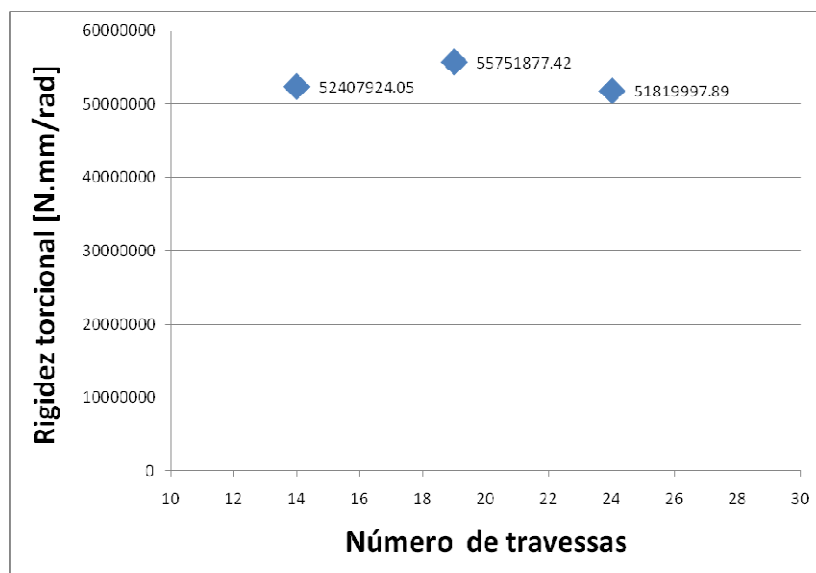


Figura B.3 – Rigidez torcional do chassi do SR x número de travessas

Conforme a Tabela B.1 e a Figura B.3, a rigidez torcional não é proporcional ao número de travessas. Das quantidades testadas, a quantidade original de 19 travessas foi a que apresentou a maior rigidez, 6% maior que o chassi com 14 travessas, e 7,05% maior que o quadro com 24 travessas.

Além da influência da quantidade de travessas na rigidez à torção, também se compara, a seguir, o efeito das alternativas de travessamento em métricas de dinâmica lateral e projeto de componentes. A manobra utilizada é a mudança simples de pista, com os mesmos valores de entrada da subseção 4.1.1 e velocidade longitudinal de 120 km/h. Em todos os casos, a flexibilidade modal do chassi do semirreboque é considerada.

• Dinâmica lateral x número de travessas

A influência da quantidade de travessas do chassi do semirreboque no desempenho dinâmico, especialmente em estabilidade à rolagem, é uma questão que os fabricantes de implementos rodoviários costumam tratar de forma empírica. Uma contribuição que os modelos virtuais de simulação dinâmica trazem é a rapidez de resposta a este tipo de dúvida. Os gráficos das Figuras B.4 a B.6 mostram o efeito do número de travessas em métricas de dinâmica lateral.

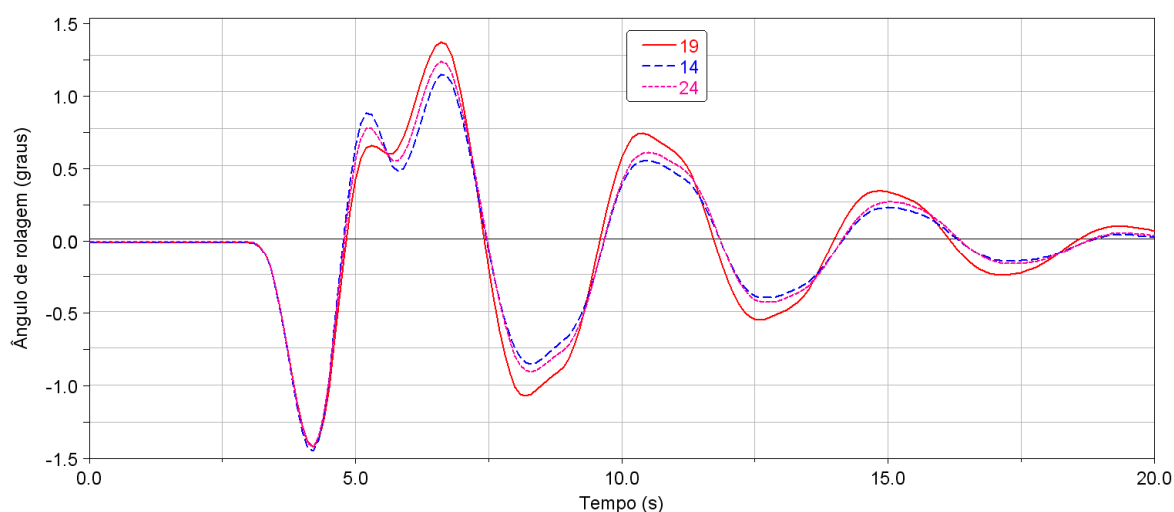


Figura B.4 – Ângulo de rolagem – veículo trator

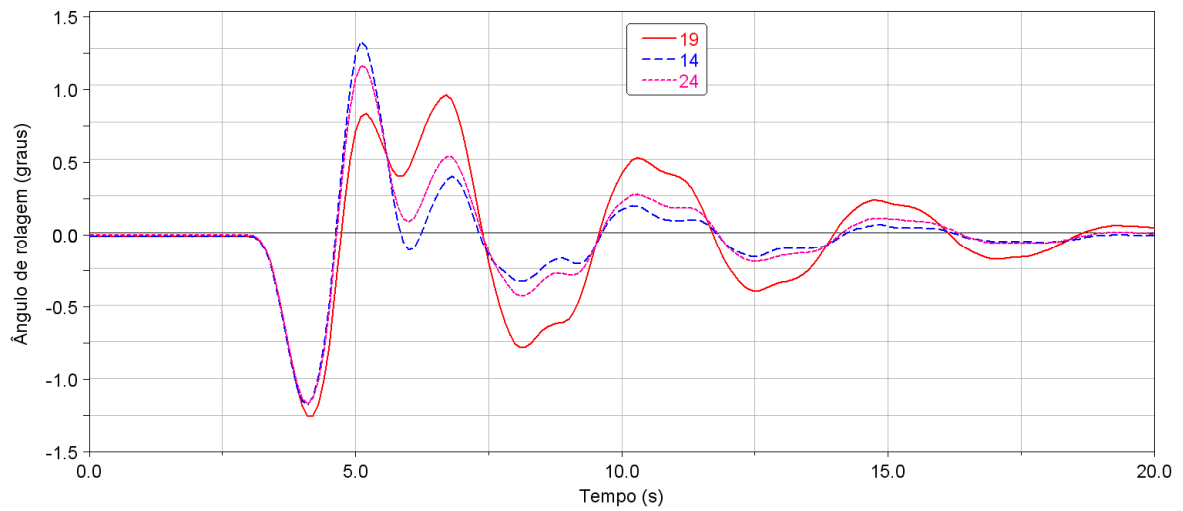


Figura B.5 – Ângulo de rolagem – pacote 1 do semirreboque

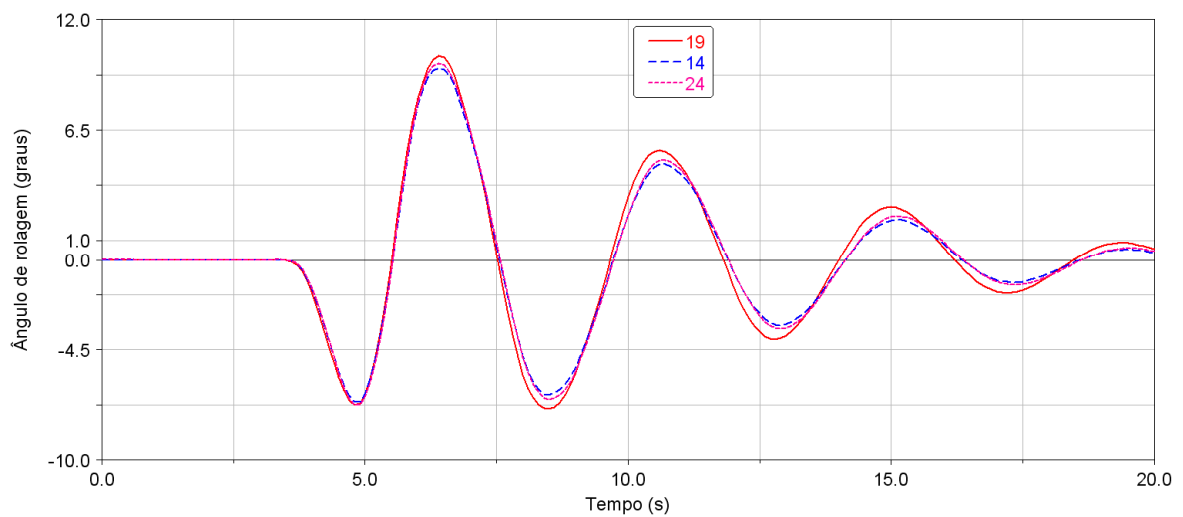


Figura B.6 – Ângulo de rolagem – pacote 5 do semirreboque

- O efeito da quantidade de travessas na dinâmica lateral da CVC é notado, de forma mais nítida, nos gráficos de ângulo de rolagem. Em aceleração lateral e velocidade de guinada, as diferenças são menores.
- O chassi original (19 travessas) apresenta rolagem maior que as alternativas de 14 e 24 elementos transversais.
- Quanto maior a rigidez torcional do chassi do semirreboque, maior será seu deslocamento angular (*roll*).

- **Projeto de componentes de suspensão x número de travessas**

Para desenvolver componentes de suspensão, como eixos, amortecedores, bolsões de ar, buchas e pneus, é fundamental saber as forças que esses elementos devem suportar. Em simulação dinâmica com modelos completos e calibrados, é possível entender a influência de modificações inseridas aos conjuntos veiculares.

Os gráficos das Figuras B.7 a B.10 mostram o efeito do número de travessas em métricas de projeto estrutural de componentes. Analisa-se o desempenho de elementos da suspensão do último eixo da CVC, conforme a Figura 4.2.

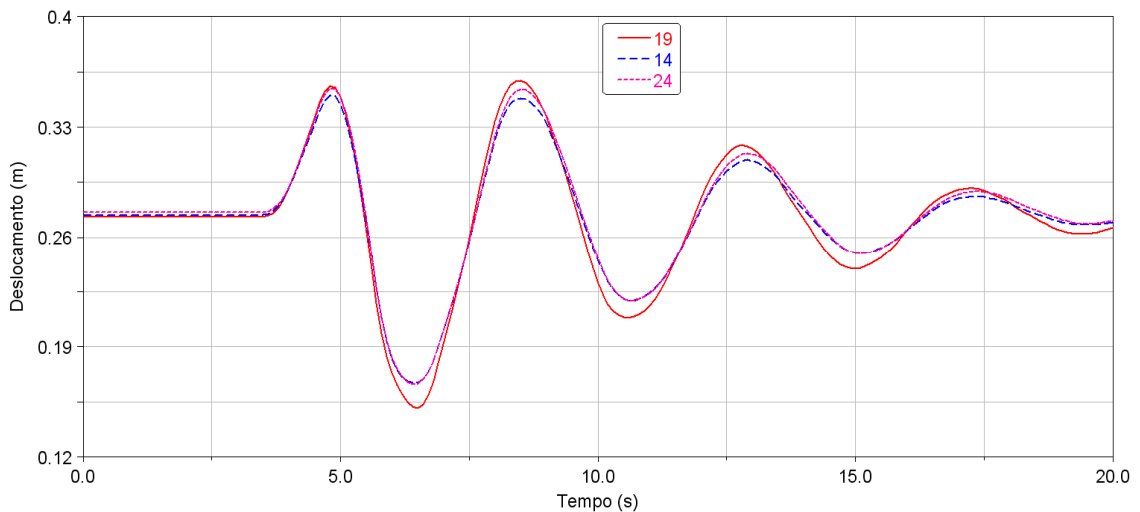


Figura B.7 – Deflexão do bolsão de ar B04

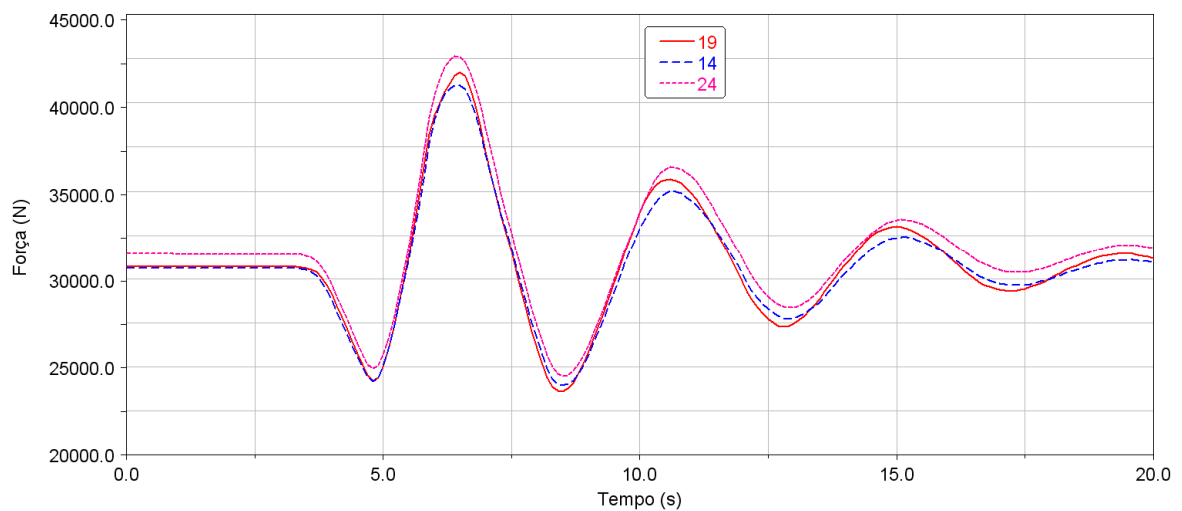


Figura B.8 – Força no bolsão de ar B04

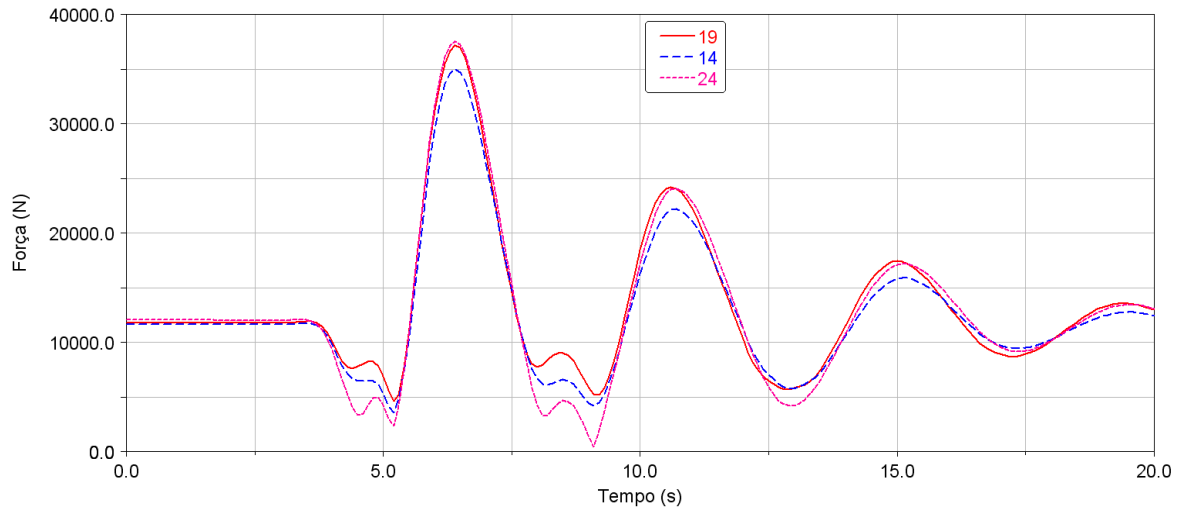


Figura B.9 – Força na bucha do suporte S02

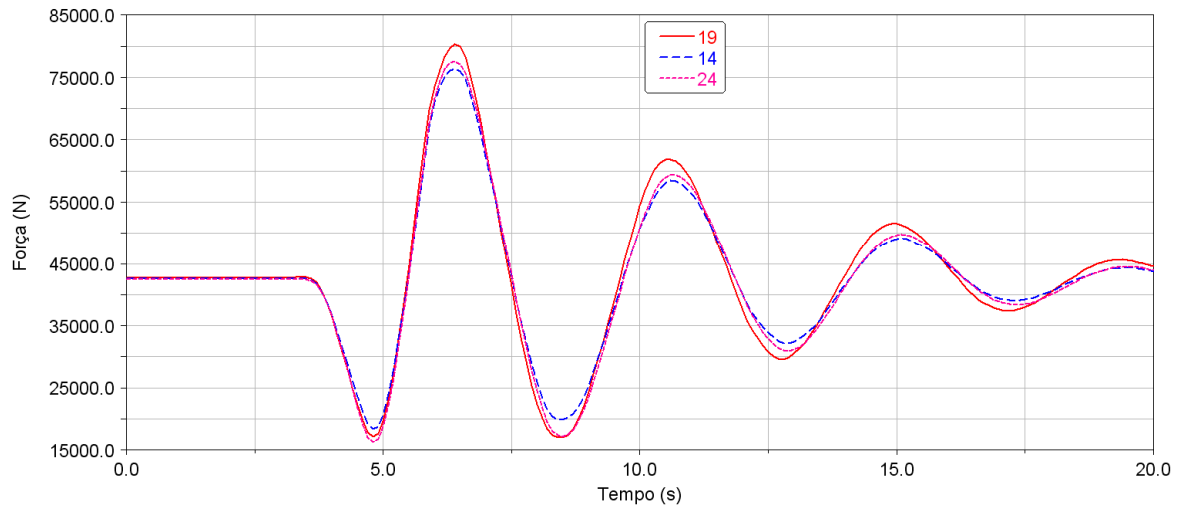


Figura B.10 – Força no eixo E05 – lado esquerdo

- O chassi original de 19 travessas é causador dos maiores carregamentos nos elementos da suspensão, mas muito próximo da alternativa com 24 travessas.
- O quadro com 14 travessas é o que tem melhor desempenho no sentido de diminuir as cargas atuantes na suspensão.

Ao longo desta pesquisa, foram desenvolvidos os seguintes artigos:

- **Consideração do Efeito de Descolamento do Pneu na Simulação de Tráfego de um Veículo de Transporte de Carga**
 - Autores: Vinícius A. de Vargas, Rogério J. Marczak e Gustavo Peres;
 - Trabalho publicado e apresentado pelo primeiro autor no 5º Colloquium Internacional SAE BRASIL de Suspensões e Implementos Rodoviários & Mostra de Engenharia (2008); e no XVII Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade SAE BRASIL 2008.

- **Inclusion of Tire Lifting Effect in Traffic Simulation of a Commercial Load Carrying Vehicle**
 - Autores: Vinícius A. de Vargas, Gustavo Peres e Rogério J. Marczak;
 - Trabalho publicado no 20th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2009.