

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Ricardo José Mognon

**Análise estrutural em cabinas e parabrisas de
caminhões pesados utilizando modelos
multicorpos e elementos finitos**

Campinas, 2011.

Ricardo José Mognon

Análise estrutural em cabinas e parabrisas de caminhões pesados utilizando modelos multicorpos e elementos finitos

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

Campinas
2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Mo84p Mognon, Ricardo José
Análise estrutural em cabinas e parabrisas de caminhões pesados utilizando modelos multicorpos e elementos finitos / Ricardo José Mognon – Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Dinâmica veicular 2. Sistemas multicorpos 3. Caminhões 4. Análise Estrutural I. Meirelles, Pablo Siqueira, orientador. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Structural analysis in cabs & windcreens of heavy trucks through models of multibody system and finite elements.

Palavras-chave em Inglês: Vehicle Dynamics, Multibody Systems, Trucks, Structural Analysis.

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Pablo Siqueira Meirelles, Janito Vaqueiro Ferreira, Lazaro Valentim Donadon

Data da defesa: 29/07/2011

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

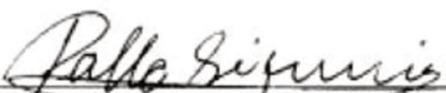
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

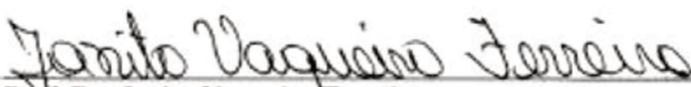
**Análise estrutural em cabinas e parabrisas de
caminhões pesados utilizando modelos
multicorpos e elementos finitos**

Autor: Ricardo José Mognon
Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Co-orientador:

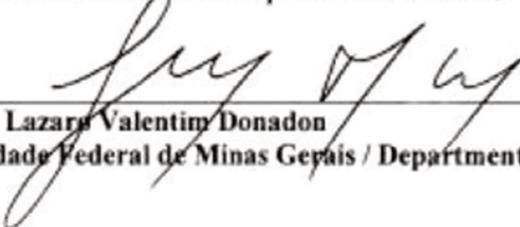
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, Presidente
Universidade Estadual de Campinas / FEM / DMC



Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira
Universidade Estadual de Campinas / FEM / DMC



Prof. Dr. Lázaro Valentim Donadon
Universidade Federal de Minas Gerais / Departamento Engenharia Mecânica

Campinas, 29 de Julho de 2011.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha amada esposa e amados pais pelo incentivo e motivação na realização de meus sonhos e desafios em minha vida.

Agradecimentos

Agradecer neste momento é mais do que necessário. Este trabalho não poderia ser concluído sem a ajuda de diversas pessoas que participaram direta ou indiretamente deste desafio, às quais presto minha homenagem:

De forma especial, agradeço aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida e por me ensinarem a perseverar sempre; à minha esposa, pela compreensão e apoio ao longo de todo o período acadêmico; ao meu orientador, Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles pela paciente e participativa orientação direcionada que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

Também, aos meus colegas da Scania CV AB na Suécia que ajudaram na obtenção de informações e explicações de resultados: Ola Selin RCC, Mattias Hammarwall RCCB, Martin Hede RCCB, Lars Andersson RCCC, Reinmark Sjöblom RCCC, Per-Olof Boman RCCC e Anders Ahlström RTCC; aos meus colegas Marcelo Michelletti & Fábio Hildebrand Russo da Volkswagen Automóveis pela orientação com o software ADAMS/CAR. Por fim, ao Professor Doutor Janito Vaqueiro Ferreira do Departamento de Mecânica Computacional da UNICAMP e também aos colegas das empresas Tenneco Monroe, Pilkington e Vibracoustic.

“Para começar um grande projeto é preciso valentia. Para terminar um grande projeto é preciso perseverança.”

(Autor Desconhecido)

“Os sonhos nunca desaparecem enquanto as pessoas não os abandonam.”

(Autor Desconhecido)

Resumo

Este projeto tem por objetivo estudar um problema de rigidez estrutural de cabina para caminhões e também da trinca de parabrisas laminados devido às forças dinâmicas geradas pelas suspensões de cabinas e chassis em caminhões pesados e extra-pesados.

Essa análise será feita, inicialmente, através da validação dos modelos não lineares de amortecimento, molas helicoidais, barras estabilizadoras, bolsões de ar, feixes de molas e coxins utilizados pelas ferramentas computacionais comerciais para simulação dinâmica de sistemas multicorpos ADAMS/CAR, cujos resultados serão comparados aos obtidos por meio de aquisição de sinais experimentais em campo para sua validação. Análises de elementos finitos serão realizadas para verificar áreas críticas ao redor do parabrisa que justifiquem suas quebras.

Tais resultados mostraram que a suspensão traseira de chassis está absorvendo pouca energia devido à falta de amortecedores, barra estabilizadora e um feixe de mola mais adequado, acarretando em um aumento na vibração da cabina. Também se constatou que a suspensão dianteira da cabina foi desenvolvida com um coeficiente de amortecimento abaixo do necessário, causando o final de curso em frenagem ou onde as condições de pista possuem muitos obstáculos ou desníveis. Os dois fatores descritos acima reduzem sensivelmente a vida útil dos componentes da suspensão da cabina que, em conjunto com as tensões residuais da variação do processo de fabricação e montagem, reduzem ainda mais a vida útil do parabrisa colado na estrutura da cabina, tornando-o mais sensível a qualquer deformação.

Desta forma, uma nova barra estabilizadora para a suspensão da cabina foi desenvolvida reduzindo as forças dinâmicas principalmente laterais, a transmissibilidade e as deformações estruturais na cabina, assim como também culminou na melhoria da qualidade de fabricação, controle e montagem dos parabrisas.

Palavras Chave: Dinâmica veicular; Sistema multicorpos; Caminhões; Análise estrutural; Parabrisa.

Abstract

This project aims to study a problem of structural stability for trucks and also cracks on laminated windscreens due to the dynamic forces of cab & chassis suspensions on heavy & extra heavy trucks.

This analysis will be done through the validation of nonlinear damping models, coil springs, antiroll bars, air springs, leaf springs and bump stops using the commercial software tool for dynamic simulation of multibody systems ADAMS/CAR whose results will be compared to those taken by experimental signal acquisitions in the field and finite element analysis by software ABAQUS to find out critical areas around the windscreen in order to explain the cracks.

Such results showed that the rear chassis suspension is absorbing low energy due to the lack of shock absorbers, antiroll bar and a correct leaf spring more appropriate, resulting in an increasing in the vibration of the cab. It also found that front cab suspension was developed with a lower damping coefficient what is always necessary to avoid the end of cab suspension stroke on breaking or on track conditions which have many obstacles or unevenness. Both factors mentioned above significantly decrease the lifetime of cab suspension components which together with the residual strengths of production process & assembly decrease even more the lifetime of bonded windscreen on cab structure that more sensitive to any cab deformation.

Thus, a new antiroll bar to cab suspension was developed mainly by decreasing the dynamics forces, the transmissibility and the cab structural deformations and also resulted in the improvement of production process, control and assembly of the windscreens.

Key Words: Vehicle Dynamics; Multibody system; Trucks; Structural analysis; Windscreen.

Lista de Figuras

Figura 1: Modelos de cabinas para caminhões.....	2
Figura 2: Estrutura de uma cabina.....	2
Figura 3: Cabina com suspensão 4-pontos.....	3
Figura 4: Suspensão de cabina pneumática e mecânica.....	4
Figura 5: Parabrisas.....	4
Figura 6: Trinca de parabrisa na região inferior.....	13
Figura 7: Sistemas de coordenadas definidas pela SAE.....	15
Figura 8: Geometria de um veículo em curva. [Fonte: Gillespie, 1992].....	18
Figura 9: Propriedades da força lateral do pneu. [Fonte: Rill, 2009].....	19
Figura 10: Modelo single track ou bicicleta. [Fonte: Gillespie, 1992].....	20
Figura 11: Mudança do ângulo de esterçamento em função da velocidade. [Fonte: Gillespie, 1992].....	24
Figura 12: Forças e momentos atuantes no pneu conforme sistema de coordenadas SAE. [Fonte: Jazar, 2008].....	25
Figura 13: Curvas de rigidez do pneu. [Fonte: Jazar, 2008].....	25
Figura 14: Distribuição estática de tensões (esquerda), Área da distribuição estática (centro) e Distribuição dinâmica em curva (direita). [Fonte: Jazar, 2008].....	26
Figura 15: Curva característica do pneu – força lateral por carga vertical. [Fonte: Gillespie, 1992]	26
Figura 16: Análise dos esforços de um veículo em curva. [Fonte: Gillespie, 1992].....	27
Figura 17: Análise dos esforços de rolagem de um veículo. [Fonte: Gillespie, 1992].....	29
Figura 18: Ângulo de cambagem. [Fonte: Rill, 2009].....	34
Figura 19: Força lateral originada pela cambagem do pneu. [Fonte: Gillespie, 1992].....	34
Figura 20: Variação do ângulo de cambagem em um veículo em curva. [Fonte: Gillespie, 1992]	35
Figura 21: Representação gráfica esquemática de um processo estocástico. [Fonte: Arruda, 2008]	37
Figura 22: Densidade Espectral de Potência "one-sided", $G_{xx}(f)$, e "double-sided", $S_{xx}(f)$. [Fonte: Arruda, 2008].....	41
Figura 23: Modelo de ruído de medição em um sistema linear. [Fonte: Arruda, 2008].....	43
Figura 24: Exemplo de um model FEM discretizado. [Fonte: A.A.Filho, 2000].....	48
Figura 25: Tipos e formas de elementos. [Fonte: Bhatti, 2005].....	49
Figura 26: Diferença entre o contorno físico e a geometria do contorno do modelo de elementos finitos. [Fonte: Bhatti, 2005].....	50
Figura 27: Malhas válida e inválida para elementos com 4 nós. [Fonte: Bhatti, 2005].....	51
Figura 28: Estrutura do Adams/Car.....	53
Figura 29: Suspensão dianteira (direita) e seu respectivo subsistema no Adams/Car (esquerda). 54	
Figura 30: Curva força x deslocamento do conjunto bolsão de ar e amortecedor da suspensão dianteira.....	55
Figura 31: Curva força x deslocamento do “top mounting” da suspensão dianteira.....	55
Figura 32: Curva torque x deslocamento angular do “top mounting” da suspensão dianteira.....	56
Figura 33: Curva força x deformação do batente da suspensão dianteira.....	56

Figura 34: Curva força x deformação do batente da barra estabilizadora da suspensão dianteira.	57
Figura 35: Suspensão traseira (superior) e seu respectivo subsistema no Adams/Car (abaixo).	58
Figura 36: Curva força x deslocamento do conjunto bolsão de ar e amortecedor da suspensão traseira.	58
Figura 37: Curva força x deslocamento da bucha do amortecedor da suspensão traseira.	59
Figura 38: Curva torque x deslocamento angular da bucha do amortecedor da suspensão traseira.	59
Figura 39: Curva força x deslocamento das arruelas espaçadoras.	60
Figura 40: Curva torque x deslocamento angular das arruelas espaçadoras.	60
Figura 41: Modelo 3D das longarinas e travessas (esquerda) e o modo de vibrar a 7,97Hz.	61
Figura 42: Roteiro para criação de elementos flexíveis no Adams/Car.	61
Figura 43: Gráfico velocidade angular “yaw” no tempo considerando chassi rígido e flexível.	62
Figura 44: Modelo suspensão dianteira de chassi.	62
Figura 45: Modelo suspensão traseira de chassi.	62
Figura 46: Modelo do sistema de direção.	63
Figura 47: Modelo do feixe de molas da suspensão dianteira de chassis.	63
Figura 48: Modelo do motor e caixa de cambio.	63
Figura 49: Modelo da suspensão do motor e caixa de cambio. (Batentes)	63
Figura 50: Modelo dos pneus dianteiros.	63
Figura 51: Modelo dos pneus traseiros do caminhão.	63
Figura 52: Modelo da barra estabilizadora da suspensão dianteira do chassi.	64
Figura 53: Modelo da longarina do caminhão. (Elemento flexível)	64
Figura 54: Modelo do eixo cardam.	64
Figura 55: Modelo da quinta-roda.	64
Figura 56: Modelo da cabina.	64
Figura 57: Modelo da carreta.	64
Figura 58: Modelo da suspensão da carreta.	64
Figura 59: Modelo dos pneus da carreta.	64
Figura 60: Modelo do caminhão completo no Adams/Car.	65
Figura 61: Veículo equipado para realização das manobras.	66
Figura 62: Trajetória estabelecida pela ISO 14791.	66
Figura 63: Representação dos strain gauges e instalação utilizada para aquisição das forças axiais e laterais. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]	67
Figura 64: Receptor CompactRio 9012 Real Time, strain gauges HBM e caixa de ferramentas para instalação. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]	68
Figura 65: Transdutor analógico de deslocamentos. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]	68
Figura 66: Termopares tipo K & J e posição de instalação. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]	68
Figura 67: Instrumentação do caminhão. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]	69
Figura 68: "Test rig" de suspensão sozinho.	70
Figura 69: “Test rig” da suspensão dianteira de automóvel com sistema de direção.	70
Figura 70: “Four-post test rig” da cabina (esquerda) e janela de entrada do Adams/Car.	71
Figura 71: “Four-post test rig” do caminhão (esquerda) e teste real (direita).	71
Figura 72: “Four-post test rig” simples (esquerda) e avançado (direita).	71
Figura 73: Barra estabilizadora da cabina submetida às forças verticais na dinâmica lateral.	73
Figura 74: Montagem das barras estabilizadoras na cabina.	73
Figura 75: Barra estabilizadora submetida a carregamento vertical. [Fonte: Rill, 2007]	74

Figura 76: Cabina com parabrisa a ser discretizada.	75
Figura 77: Cabina discretizada com parabrisa e seus suportes dianteiros e traseiros.	76
Figura 78: Discretização do ponto de solda.	76
Figura 79: Pontos de fixação suportes e estrutura da cabina.....	76
Figura 80: Suspensão dianteira (a) e traseira (b) da cabina.....	77
Figura 81: Aplicação dos carregamentos na estrutura da cabina simbolizada pelas setas.	78
Figura 82: Polarímetro usado para medição de tensões de borda em vidros. [Fonte: Site Strainoptics, 2010].....	79
Figura 83: Equipamento óptico a laser para medir tensões em vidros. [Fonte: Strainoptics, 2008]	80
Figura 84: Princípio de funcionamento do aparelho óptico Laser Gasp. [Fonte: Strainoptics, 2009].....	81
Figura 85: Ferramenta do processo de fabricação do parabrisa. [Fonte: Pilkington, 2009]	82
Figura 86: Distribuição das tensões na borda do parabrisa. [Fonte: Pilkington, 2009]	83
Figura 87: Análise em microscópio eletrônico da trinca devido a impacto de baixa energia ou colisão por pedras. [Fonte: Pilkington, 2009]	83
Figura 88: A medição das tensões diretamente no caminhão.	84
Figura 89: Levantamento dos deslocamentos e velocidades do parabrisa durante cura do adesivo no processo de montagem.	85
Figura 90: Deslocamento e velocidade do parabrisa em função do tempo (hora: minuto: segundo) durante o processo de cura do adesivo no processo de montagem da cabina.	86
Figura 91: Basculamento da cabina logo após a cura estimada do adesivo.	86
Figura 92: Ensaio destrutivo para determinar as máximas tensões e deslocamentos do parabrisa utilizando o equipamento óptico.	87
Figura 93: Parâmetros da manobra ISO14791 para simulação no Adams/Car.....	89
Figura 94: Variação dos ângulos roll e pitch do modelo referência durante manobra ISO14791.	90
Figura 95: Variação do ângulo de yaw do modelo referência durante manobra ISO14791.	90
Figura 96: Resultado dos deslocamentos axiais dos bolsões pneumáticos do modelo teórico de referência.	91
Figura 97: Resultado das forças axiais dos bolsões pneumáticos do modelo teórico de referência.	91
Figura 98: Resultado do deslocamento axial do bolsão pneumático do modelo teórico de referência na suspensão dianteira esquerda.....	92
Figura 99: Resultado da força axial do bolsão pneumático do modelo teórico de referência na suspensão dianteira esquerda.	92
Figura 100: Componentes elastocinemáticos da suspensão dianteira e traseira.	93
Figura 101: Forças da suspensão dianteira esquerda da bucha da barra estabilizadora (bush), dos batentes da barra (upper) e do batente de chassi (low) no modelo teórico de referência.....	94
Figura 102: Torques da suspensão dianteira esquerda da bucha da barra estabilizadora (bush) no modelo teórico de referência.	94
Figura 103: Forças da suspensão traseira esquerda do braço guia (crosslink) e dos batentes (bumper) no modelo teórico de referência.	95
Figura 104: Torque da suspensão traseira esquerda do braço guia (crosslink) no modelo teórico de referência.	95
Figura 105: Acelerações no parabrisa do modelo teórico de referência.	96

Figura 106: Deslocamento em função do tempo da suspensão dianteira esquerda aqusitado no veículo real.	97
Figura 107: Força em função do tempo da suspensão dianteira esquerda aqusitada no veículo real.	97
Figura 108: Relações entrada/saída sinais deslocamento/força da simulação teórica.	99
Figura 109: Relações entrada/saída sinais deslocamento/força da aquisição campo.	99
Figura 110: Estrutura da cabina de referência (esquerda) e estrutura da cabina com barra estabilizadora “invertida” de diâmetro 30 mm.	101
Figura 111: Regiões de concentrações de tensões.	102
Figura 112: Distribuição das deformações na cabina de referência.	103
Figura 113: Distribuição das deformações na cabina com a barra estabilizadora “invertida”.	103
Figura 114: Distribuição das deformações na região inferior da coluna “A” do ponto três da cabina de referência (esquerda) e da cabina com a barra “invertida” (direita).	104
Figura 115: Resultado do experimento destrutivo do parabrisa.	106
Figura 116: Comportamento da tensão em função do deslocamento no parabrisa.	107

Lista de Tabelas

Tabela I: Propriedades mecânicas de material utilizado na construção de cabinas.	3
Tabela II: Parâmetros materiais usados na análise elementos finitos.	77
Tabela III: Carregamentos na suspensão dianteira.....	101
Tabela IV: Carregamentos na suspensão traseira.....	102
Tabela V: Máximos valores de tensões na cabina com e sem barra na estrutura.	104
Tabela VI: Tensões do parabrisa, em MPa, provenientes do processo de fabricação.....	105
Tabela VII: Tensões acumulativas do parabrisa, em MPa, provenientes dos processos de fabricação e montagem na estrutura da cabina.....	105
Tabela VIII: Valores máximos de tensões e deslocamentos no parabrisa.	106
Tabela IX: Valores máximos de tensões e deslocamentos no parabrisa após melhoria.	107

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

a	distância do eixo traseiro ao CG	[m]
ay	aceleração lateral	[m/s ²]
b	distância do eixo dianteiro ao CG	[m]
Cα	constante de proporcionalidade	-
Cαf	constante de proporcionalidade frontal do veículo	-
Cαr	constante de proporcionalidade traseira do veículo	-
Fy	força lateral no eixo	[N]
Fyf	força lateral no eixo dianteiro	[N]
Fyr	força lateral no eixo traseiro	[N]
Fyi	força lateral na roda fora da curva	[N]
Fyo	força lateral na roda dentro da curva	[N]
Fzo	força vertical na roda de fora da curva	[N]
Fzi	força vertical na roda de dentro da curva	[N]
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]
hCG	altura do centro de gravidade	[m]
hr	altura do centro de rolagem da massa suspensa	[m]
K	gradiente de esterçamento	[$^{\circ}$.s ² /m]
Kϕ	rigidez à rolagem da suspensão	[N.m]
Ks	rigidez vertical de cada mola	[N/m]
L	comprimento do veículo	[m]
M	massa do veículo	[kg]
R	raio da curva	[m]
s	largura entre as molas da suspensão	[m]
t	largura entre eixos do veículo	[m]
V	velocidade longitudinal	[m/s]
V_{CHAR}	velocidade característica	[m/s]
W	peso do veículo	[N]

W_f	peso do veículo no eixo dianteiro	[N]
W_r	peso do veículo no eixo traseiro	[N]
Y_g	ângulo de cambagem em relação ao solo	[°]
Y_b	ângulo de cambagem da roda em relação ao veículo	[°]

Letras Gregas

α	ângulo de escorregamento lateral	[°]
α_f	ângulo de escorregamento lateral do eixo dianteiro	[°]
α_r	ângulo de escorregamento lateral do eixo traseiro	[°]
δ	ângulo de esterçamento médio	[°]
δ_i	ângulo de esterçamento interno	[°]
δ_o	ângulo de esterçamento externo	[°]
θ	velocidade angular em y (pitch)	[rad/s]
φ	velocidade angular em x (roll)	[rad/s]
ψ	velocidade angular em z (yaw)	[rad/s]

Abreviações

CG	centro de gravidade
MTS	Material Test System
rpm	rotações por minuto
UV	Ultravioleta

Siglas

EPDM	Etileno-propileno-dieno monômero
PVB	Polímero butiral de polivinil
PVC	Polímero cloreto de polivinil
PUR	Poliuretano
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos

SUMÁRIO

Dedicatória	iv
Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	viii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Abreviaturas e Siglas	xiv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Cabinas para Caminhões	1
1.2. Revisão Bibliográfica	5
1.2.1. Introdução	5
1.2.2. Dinâmica Lateral	5
1.2.2.1. Modelos simplificados de dinâmica lateral	5
1.2.2.2. Modelos não-lineares de dinâmica lateral	6
1.2.2.3. Modelos de pneus para dinâmica lateral	7
1.2.2.4. Influência da rigidez do quadro na dinâmica lateral	8
1.2.3. Modelagem através de sistemas multicorpos	10
1.3. Situação do Problema	12
2. REVISÃO DE FERRAMENTAS DE MODELAMENTO	15
2.1. Introdução	15
2.2. Dinâmica Veicular	15
2.3. Dirigibilidade	16
2.4. Análise do comportamento lateral	17
2.4.1. Curva em baixa velocidade	17
2.4.2. Curva em alta velocidade	19
2.4.3. Velocidade Característica	24
2.4.4. Velocidade Crítica	25
2.4.5. Influência da suspensão em curva	25
2.4.6. Distribuição do momento de rolagem	26

2.4.7. Variação de cambagem	34
2.5. Processamento Digital de Sinais Aleatórios	36
2.5.1. Densidade Espectral de Potência	40
2.5.2. Janela de Hanning	42
2.5.3. Relações Entrada/Saída de Sistemas Lineares	42
2.5.4. Função Coerência Ordinária	43
2.6. Elementos Finitos	45
3. MODELAMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS DO MODELO 52	
3.1. Modelamento no Ambiente Multicorpos Adams/Car	52
3.2. Testes para Avaliação da Dirigibilidade	65
3.3. Aquisição de Sinais em Campo	67
3.4. Modelamento no Ambiente Multicorpos do “Four-Post Test Rig”	69
3.5. Desenvolvimento de uma Nova Barra Estabilizadora	72
3.6. Modelamento da Cabina para Análise de Elementos Finitos	75
3.7. Tensões em vidros	79
3.8. Máximas Tensões e Máximos Deslocamentos no Parabrisa	87
4. SIMULAÇÕES, VALIDAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS	88
4.1. Introdução	88
4.2. Modelo Teórico do Caminhão de Referência no Adams/Car	88
4.3. Aquisição de Sinais em Campo	96
4.4. Validação do Modelo Teórico	98
4.5. Nova Barra Estabilizadora Modelo Teórico Adams/Car	100
4.6. Análise de Elementos Finitos	101
4.7. Tensões e Deslocamentos no Parabrisa	105
5. CONCLUSÕES	108
6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	110
Referências	111

1. INTRODUÇÃO

1.1. Cabinas para Caminhões

Nos primeiros caminhões, as cabinas eram apenas um meio de acomodar o motorista em pequenas e médias distâncias, sendo montadas diretamente sob o chassi. Com o passar do tempo, a demanda ou exigência de mercado foi aumentando, assim como as distâncias a serem percorridas e, portanto, o tempo do motorista na estrada longe de sua residência. Desta forma, para melhorar as condições de trabalho, a cabina foi estendida a fim de acomodar uma cama para que o motorista pudesse parar o caminhão em qualquer lugar para dormir, principalmente em países onde o inverno é bem rigoroso. Neste período, devido às longas distâncias percorridas, as cabinas possuíam suspensões simples de molas.

Atualmente, as cabinas são desenvolvidas para serem verdadeiras residências sobre rodas, possuindo, por exemplo, aquecimento interno, ar condicionado, geladeira, cama, cortinas, bancos com suspensões pneumáticas, cafeteiras, microondas, televisão, armários, rádio, comunicação via satélite, etc. cuja suspensão, apesar de mais simples, se assemelha as dos veículos de passeio, podendo ser do tipo pneumática ou mecânica e ambas com quatro pontos independentes.

Tipos de Cabinas

Os caminhões possuem uma grande variedade de tamanho de cabinas tanto em altura quanto em comprimento, conforme figura 1, cuja escolha é opcional do cliente, porém depende da aplicação de cada produto. Por exemplo, não é recomendada uma cabina com leito ou cama cuja aplicação é o transporte de cana-de-açúcar dos canaviais às usinas de processamento, que além de funcionarem 24 horas por dia também podem perder em volume de carga conforme a Lei da Balança, que limita o comprimento máximo dos veículos além das cargas em cada eixo. Entretanto, o transporte das usinas até os portos é realizado por caminhões cujas cabinas possuem no mínimo um leito, pois o destino é longo e o motorista precisará dormir na estrada.



Figura 1: Modelos de cabinas para caminhões.

Estrutura de Cabinas

A estrutura da cabina é composta por vigas e reforços cujos materiais são de aços estruturais de alta resistência com baixo teor de carbono. A estrutura deve suportar todos os esforços a que a cabina é submetida. Além disso, também auxilia na montagem dos painéis externos, cuja única função é de fechamento, acabamento e design final, conforme figura 2.



Figura 2: Estrutura de uma cabina.

Observa-se na figura 2 a quantidade de vigas que compõe uma cabina de caminhão extra-pesado. Algumas de suas peças possuem critério de aprovação para suportarem carregamentos de

até 30g de acelerações, nas quais algumas de suas propriedades mecânicas podem ser vistas conforme tabela I abaixo.

Tabela I: Propriedades mecânicas de material utilizado na construção de cabinas.

Material	Aço de baixo carbono formado a frio
Espessura	1,5...2,0mm
Tensão de Escoamento	340...420MPa
Tensão de Cisalhamento a Ruptura	410...510MPa
Alongamento	21% mínimo

Suspensão de Cabinas

As cabinas possuem suspensões 4-pontos independentes, conforme figura 3, na qual a suspensão dianteira possui uma barra estabilizadora devido às cargas dinâmicas laterais.



Figura 3: Cabina com suspensão 4-pontos.

Observa-se na figura 3 a similaridade da suspensão da cabina, apesar de mais simples, com uma suspensão utilizada em veículos de passeio. Além disso, as cabinas possuem suspensões 4-pontos independentes do tipo pneumático (bolsão de ar e amortecedor) conforme figura 4 ou mecânica (mola cilíndrica helicoidal e amortecedor).

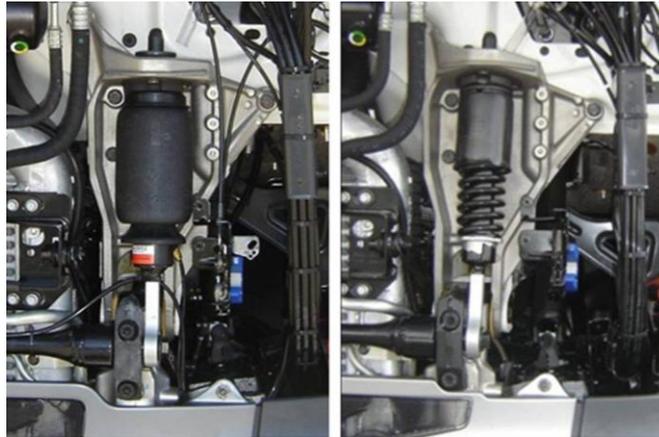


Figura 4: Suspensão de cabina pneumática e mecânica.

Parabrisa

Os parabrisas atuais para caminhões possuem duas lâminas de vidros laminados de 3,0mm de espessura cada, com uma película de PVB de espessura 0,8mm entre elas, conforme ilustrado na figura 5. A principal razão para a película é evitar que pedaços ou estilhaços do parabrisas possam ferir os usuários durante um acidente.



Figura 5: Parabrisas.

A montagem na estrutura da cabina é feita através do processo de colagem com a utilização de adesivos a base de PVC e possuem uma tinta cerâmica preta em toda sua borda, conforme figura 5, para proteger o adesivo dos raios UV do sol que podem reduzir sua vida útil acarretando em vazamentos ou penetração de água durante chuvas ou limpeza do veículo.

1.2. Revisão Bibliográfica

1.2.1. Introdução

Este capítulo tem como objetivo apresentar uma revisão sobre os aspectos mais relevantes para o desenvolvimento deste trabalho e está subdividida em dois temas centrais: o estudo da dinâmica lateral de um veículo e a modelagem através dos sistemas multicorpos.

1.2.2. Dinâmica Lateral

1.2.2.1. Modelos simplificados de dinâmica lateral

Maurice Olley foi responsável pelos primeiros estudos de dirigibilidade. O autor elaborou gráficos do veículo realizando curvas com raio constante considerando a velocidade longitudinal do veículo, descrevendo os ângulos de deriva dos pneus dianteiros e traseiros e a atitude do veículo (DIXON, 1996; MILLIKEN & MILLIKEN, 1995). Olley também foi o primeiro autor a identificar a importância do ângulo de deriva do pneu na dinâmica lateral e a relação de deriva e a força lateral do pneu.

Em 1956 Leonard Segel (SEGEL, 1956) formulou um modelo matemático linear de três graus de liberdade (velocidade em guinada, velocidade lateral e ângulo de rolamento) de um veículo. Neste modelo, Segel fez uso da abordagem dos derivativos de estabilidade que é utilizada no estudo da dinâmica e controle de aeronaves. O autor utilizou os métodos de medições e as técnicas analíticas adotadas na indústria aeronáutica. Por isso, esse modelo foi um dos primeiros a produzir resultados satisfatórios e é utilizado até hoje.

Um modelo linear foi desenvolvido denominado Modelo Complexo de Veículo. Neste modelo, além do ângulo de deriva ser em função da aceleração lateral, é função também da velocidade do veículo ou do raio de curvatura da trajetória de veículo. Notou-se também que a componente da força lateral nos pneus dianteiros diminui significativa para grandes ângulos de esterço nas rodas dianteiras. (PACEJKA, 1973)

Realizou-se uma revisão bastante completa dos modelos lineares de um, dois e três graus de liberdade, analisando o comportamento da dinâmica lateral em condições de regime permanente e transiente. (ELLIS, 1994)

Um modelo de bicicleta foi desenvolvido para um veículo comercial de passageiros com dois eixos esterçáveis a fim de estudar o desgaste dos pneus em manobras de regime permanente. Sendo que o desgaste do pneu depende do trabalho da força de atrito desenvolvida pelo contato pneu-pista, o desgaste pode ser estimado via métricas obtidas por cálculos realizados com modelos simplificados. Dessa maneira, o engenheiro pode averiguar o projeto de um veículo em relação ao desgaste dos pneus durante as fases iniciais do projeto. (CUNHA, 2007)

1.2.2.2. Modelos não-lineares de dinâmica lateral

Modelos lineares de veículos não são confiáveis se os valores de aceleração lateral superarem $0.3g$ durante uma manobra. Adicionando as não-linearidades cinemáticas da suspensão, sistema de esterçamento, as propriedades dos pneus e as inércias inerentes ao rolamento, guinada e arfagem do veículo, a faixa confiável do modelo se amplia consideravelmente. (PRADO, 2003).

A elasticidade do sistema de direção aumenta a tendência de sub-esterçamento do veículo, pois para um dado ângulo de esterço na direção do veículo, o ângulo de esterço efetivo nas rodas dianteiras será menor. Além disso, devido à geometria e à elasticidade do sistema de direção, pode ocorrer esterçamento devido ao rolamento da massa suspensa do veículo. O sistema de suspensão possui elasticidade que pode contribuir para a tendência de sub-esterçamento do veículo, aumentando a cambagem da roda e o esterçamento das rodas dianteiras (PRADO, 2003).

Modelos que consideram a rolagem do veículo como modelos com três graus de liberdade incluem molas e amortecedores modelados como elementos não-lineares. Essas não linearidades influenciam na distribuição de carregamento entre as rodas internas e externas à curva. Sendo a rigidez do pneu função também da carga normal, torna-se indispensável à modelagem não-linear de elementos como molas e amortecedores em simulação de manobras mais severas (PRADO, 2003).

São cada vez mais comuns na indústria automobilística e na literatura análises utilizando modelos veiculares completos. (HEGAZY, 2000) apresenta um modelo de 94 graus de liberdade para o estudo de dirigibilidade e análises padronizadas como a dupla mudança de pista.

(PRADO, 2001) descreve a dinâmica lateral de um ônibus utilizando a modelagem de multicorpos e a validação experimental. Várias metodologias de estudo de dinâmica lateral são apresentadas como o ângulo de esterço, aceleração lateral e a taxa de guinada. Além disso, foram realizadas análises no domínio da frequência e manobras utilizando um controlador como motorista, variando seus parâmetros. Usando as mesmas técnicas, (CUNHA, 2001) mostra um estudo de dinâmica lateral para um ônibus urbano de 3 eixos. Parâmetros como centro de rolagem e amortecedores foram ajustados a fim de melhorar a resposta do ônibus considerando o comportamento da sua dinâmica lateral.

(PRADO, 2003) desenvolveu dois modelos de um ônibus: um modelo não linear de veículo com três graus de liberdade e um modelo em sistema multicorpos com 109 graus de liberdade. Os dois modelos possuem sistema de suspensão a ar com a modelagem termodinâmica do bolsão com a válvula niveladora de altura. As equações do modelo não linear de três graus de liberdade foram construídas utilizando o conceito de derivativos de estabilidade. Os resultados obtidos com os modelos foram validados experimentalmente. O comportamento do ângulo de rolamento do veículo devido ao sistema de suspensão a ar foi reproduzido nos dois modelos.

O desenvolvimento de controladores para veículos necessita de modelos dinâmicos de veículos apropriados em um ambiente de simulação versátil. Este ambiente deve atender vários tipos de veículos sem a necessidade de retrabalho, assim os ambientes de simulação tendem a ser modulares. Um simples componente do sistema pode ser trocado dependendo do objetivo da simulação (BERTRAN, 2003).

1.2.2.3. Modelos de pneus para dinâmica lateral

Uma das funções mais importantes do pneu consiste em desenvolver as forças laterais necessárias para controlar a direção do veículo, gerar aceleração lateral em curvas e mudanças de pista e resistir a esforços externos como ventos fortes e pista. Essas forças são geradas

pelo escorregamento lateral (*slip angle*), pela inclinação lateral (*camber angle*) ou uma combinação dos dois (GILLESPIE, 1992).

O pneu é formado por diversas camadas de borracha, sendo este material não-linear, não uniforme e anisotrópico tornando sua modelagem matemática complexa (ELLIS, 1994).

Na literatura existem vários modelos de pneus desenvolvidos para estudos em dinâmica veicular. Os modelos iniciais assumiam que a rigidez em curva do pneu permanecia constante com o aumento da carga vertical e do ângulo de escorregamento lateral. Durante a década de 50, Evans (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995) elaborou o primeiro gráfico demonstrando a relação entre a força lateral do pneu e o seu ângulo de deriva, baseado em estudos detalhados e levantamentos experimentais.

Devido à dificuldade matemática da modelagem do pneu, (DUGOFF, 1970) apresentou um modelo empírico, cujas relações analíticas para as forças longitudinais e laterais são descritas como funções dos ângulos de deriva do pneu, da rigidez em curva, dos escorregamentos longitudinais, da carga normal e dos coeficientes de adesão entre o pneu e o pavimento.

(BAKKER, 1987 e 1989) e (PACEJKA & BAKKER, 1991), baseados em dados experimentais, desenvolveram uma fórmula conhecida como 'Fórmula Mágica'. Ela é capaz de descrever as características da força lateral, força de frenagem e torque auto-alinhante com grande acuidade. A determinação dos parâmetros utilizados neste modelo foi feita através dos dados obtidos pelas medições realizadas em um equipamento de teste específico para pneus.

Estudos feitos por (ALLEN, 1995) comprovaram a necessidade de um modelo não-linear, incluindo os efeitos de saturação com o aumento da carga vertical e do ângulo de deriva do pneu. O autor afirmou que com o aumento da carga vertical, a saturação da rigidez em curva do pneu pode provocar um decréscimo da força lateral, resultando em instabilidade em manobras mais severas.

1.2.2.4. Influência da rigidez do quadro na dinâmica lateral

O quadro pode ser visto como uma grande mola, ligando a suspensão dianteira com a traseira. Se ele for muito flexível, a tentativa de controlar a distribuição da transferência de

carga lateral entre a dianteira e a traseira será comprometida. Uma dirigibilidade previsível é melhor alcançada quando o quadro é rígido o suficiente para ser seguramente ignorado (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

(MILLIKEN & MILLIKEN, 1995) faz uma descrição detalhada do procedimento de medição experimental da rigidez torcional de um quadro. Uma grande vantagem desse tipo de teste estático é que as localizações dos pontos mais fracos podem ser evidenciadas para se aplicar os reforços adequados, ao invés de se fazer alterações globais na estrutura (VALKENBURGH, 2000).

(THOMPSON, 1998), através de modelo em elementos finitos do chassi e suspensão de um carro de corrida da Sprint Cup (NASCAR), procurou avaliar os efeitos da flexibilidade do chassi em parâmetros de suspensão como *roll stiffness* e na variação de cambagem.

(RILEY, 2002), da equipe da universidade de Cornell, discutiu vários métodos e conceitos para projeto de chassis dando ênfase aos carros de Formula SAE. Um modelo simples de molas em série foi utilizado para determinar metas de rigidez tanto para o quadro com para o veículo completo. Foram apresentadas diretrizes de modelagem em Elementos Finitos para chassi e suspensão. Métodos para determinação experimental da rigidez torcional do quadro isolado e com suspensão foram discutidos.

(DEAKIN, 2000) discutiu pontos como: o porque de um chassi deve ser rígido; o que o aumento na rigidez do chassi influencia no *balance* e qual é a rigidez necessária de um chassi. As respostas a essas questões foram dadas por uma análise quase estática que avalia a influência da rigidez do chassi na transferência de carga lateral com variação de *roll stiffness* da suspensão dianteira para a traseira. Além disso, uma análise de *handling* com Adams/Car foi feita para avaliar o efeito da rigidez do chassi em uma manobra de regime permanente de raio e velocidade constante. O objeto de estudo foi o carro de Formula SAE da Universidade de Leeds.

(DA SILVA e COSTA NETO, 2005 e 2007) apresentaram um modelo multicorpos de um veículo comercial leve para estudo de *handling*. Considerando que a transferência lateral de carga tem uma grande influência no comportamento lateral do veículo, o quadro do veículo foi modelado como um corpo flexível. O modelo, validado experimentalmente, foi utilizado para averiguar a influência da flexibilidade do quadro no *handling*.

1.2.3. Modelagem através de sistemas multicorpos

A modelagem e simulação são ferramentas que permitem prever o comportamento dinâmico de um veículo antes que o protótipo seja construído, além de analisá-lo em situações limite. A utilização de simulação no projeto de veículos visa reduzir os custos e tempo no desenvolvimento de sistemas, na tentativa de otimizar as características de desempenho.

Os sistemas multicorpos são ferramentas eficientes para simular problemas de dinâmica não-linear de mecanismos, máquinas e veículos, sendo a modelagem feita com corpos rígidos. Alguns códigos permitem também a inclusão de corpos flexíveis a fim de promover o estudo de estruturas que tenham grandes deformações devido a sua flexibilidade.

Um dos primeiros formalismos da dinâmica de multicorpos foi desenvolvido para a modelagem de satélites com um grande número de corpos flexíveis conectados por juntas esféricas por Hooker & Margoulis em 1965 (SCHIEHEN, 1997). Outros pioneiros foram Roberson & Wittenburg, que desenvolveram um formalismo para derivação numérica das equações de movimento em três dimensões de uma espaçonave com cadeia topológica aberta (COSTA NETO, 1991).

A dinâmica de sistemas multicorpos foi primeiramente utilizada para veículos terrestres por (Paul & Chace, 1967). Trabalho este que originou o *software* DAMN em 1969. Posteriormente, surgiu uma evolução deste programa chamada DRAM. Ambos os programas analisavam movimentos no plano e os seus sistemas eram descritos utilizando-se as equações de Lagrange com os multiplicadores de Lagrange para a definição dos vínculos do sistema (COSTA NETO, 1991).

O *software* ADAMS, que teve origem nos trabalhos de (ORLANDEA, 1973) e (ORLANDEA & CHACE, 1977), é um programa para a simulação de sistemas em três dimensões que utiliza a técnica de matrizes esparsas para resolver as equações algébricas lineares e o método de Gear para a integração das equações diferenciais. As equações dinâmicas do sistema são descritas como equações de Lagrange com os multiplicadores de Lagrange para a definição dos vínculos do sistema assim como o anterior, porém aperfeiçoado (PRADO, 2003).

Com o desenvolvimento dos computadores e dos programas a manipulação das equações passou a ser simbólica (LEVINSON, 1977). Isso possibilitou a geração de várias equações ao

mesmo tempo, diminuindo o tempo computacional. Além disso, do ponto de vista numérico, os algoritmos recursivos utilizados no formalismo numérico são bastante eficientes para sistemas com um grande número de vínculos.

Hoje em dia, os desafios estão na inclusão de corpos flexíveis em ambientes multicorpos, na formulação de modelos a partir de software de desenho (CAD), na identificação de parâmetros, na otimização dos projetos desenvolvidos em ambiente multicorpos, na análise de durabilidade, na simulação de contato e impacto, na interação com fluidos, nas extensões para controle de sistemas, sistemas não-holônomicos, nos códigos para integração de equações algébrico-diferenciais, nas simulações em tempo real, entre outros (SCHIEHEN, 1997).

(VAN STAEYEN, 2003) exploraram o problema de colisão entre corpos usando códigos de sistemas multicorpos. Usualmente as equações que governam o movimento de dois corpos colidindo sem adesão podem ser encontradas utilizando as equações de Newton para movimentos. Mas este estudo apresenta uma comparação entre a solução encontrada via sistemas multicorpos. Um vetor de contato é utilizado para o cálculo das forças normais e tangenciais e seus efeitos nos corpos envolvidos na colisão.

Os sistemas multicorpos podem ser utilizados na indústria automotiva não apenas para investigar o desempenho do veículo como a dirigibilidade ou conforto, mas também na construção de simuladores em tempo real. Assim, é possível prever o comportamento do veículo sem a construção do protótipo real, postergando a fase mais onerosa do desenvolvimento de veículo. Um simulador necessita de cálculos em tempo real da dinâmica do veículo em resposta às entradas do motorista. Como os sistemas multicorpos convencionais utilizam muitos cálculos, seria quase impossível implementar um simulador em tempo real com muitos graus de liberdade. Assim, (SHIIBA & SUDA, 2002) sugerem um método aproximado.

Essa aproximação é capaz de conduzir um simulador em tempo real de 91 graus de liberdade com acuidade suficiente. Em outra abordagem, (BAE,2000) propõem a implementação de um algoritmo eficiente com método explícito de integração numérica que pode ser usado em simuladores em tempo real de modelos dinâmico de veículos. O método de Newton Chord é empregado para resolver as equações de movimento e vínculo. O algoritmo proposto mostrou excelentes resultados para o modelo de um protótipo de veículo em tempo real.

Segundo (HUSTON & KAMMAN, 2000), as três questões mais importantes ao se

utilizar simulação numérica de sistemas multicorpos são:

- O quão bem o sistema multicorpos está representando o sistema real;
- O quanto eficiente é a simulação;
- Quanta acuidade tem a simulação.

A complexidade dos modelos de sistemas multicorpos leva o usuário a não ter certeza sobre a acuidade dos resultados sem uma verificação experimental dos mesmos. (HUSTON & KAMMAN, 2000) propõem um procedimento de teste que pode ser implementado em qualquer código de sistemas multicorpos. Esse procedimento é baseado no teorema do teste da energia que afirma que a derivativa da energia cinética do sistema pode ser expressa com uma combinação linear dos produtos das forças e velocidades generalizadas do sistema.

Estas técnicas também têm sido aplicadas em ambientes espaciais. O que diferencia um sistema multicorpos baseado na terra de um no espaço é o ambiente externo, ou seja, as forças externas a que o corpo está exposto durante o movimento. Existem duas abordagens clássicas para o problema no qual o gradiente de forças e forças de controle podem ser aplicadas: (i) no método de Euler, o movimento de cada corpo é descrito por seus parâmetros cinemáticos: posição do CG segundo o referencial inercial e rotação dos corpos segundo o referencial inercial. (ii) no método de Lagrange, os parâmetros de movimento são escolhidos para serem compatíveis com as condições. Então as expressões das energias cinéticas, elásticas e potenciais são descritas e o Lagrangiano é aplicado para a solução do problema (SANTINI & GASBARRI, 2003).

1.3. Situação do Problema

Este tópico apresenta as falhas encontradas em campo e também suas possíveis causas a fim de melhor direcionar este estudo. Também questionamos se o desenvolvimento das cabinas é realizado levando em consideração as condições das pistas da América do Sul. A quantidade de reclamações em garantia com baixa quilometragem vem aumentando com relação aos parabrisas.

Vários caminhões que apresentaram trincas em seus parabrisas foram inspecionados nos locais em que foi encontrado o tipo de trinca, ilustrado na figura 6.



Figura 6: Trinca de parabrisa na região inferior.

Observa-se na figura 6 que a trinca se inicia pela região inferior, propagando-se na vertical em torno de uns 100 mm e depois virando para a esquerda ou direita, dependendo para que lado o motorista vira o veículo em curva. Todos os veículos apresentaram as trincas na região inferior e em torno de 300 mm do centro geométrico da cabina e sempre na lâmina externa.

Após investigação com base em dados estatísticos, verificou-se que 95% das quebras estão relacionadas à aplicação de transportes de veículos de passeio ou também conhecidos como “cegonheiro”, ao contrário do pensamento inicial, que seria a aplicação fora-de-estrada. Portanto, podemos afirmar que as trincas estão relacionadas a movimentos de alta frequência e baixa amplitude. Também se descobriu que 90% das trincas estão relacionadas às cabinas-leito, que apresentam menor rigidez torcional estrutural em relação às cabinas menores, com suspensão 4-pontos a ar e suspensão traseira de chassi com mola trapezoidal com amortecimento por atrito de Coulomb entre suas lâminas e, portanto, que não possuem amortecedores ou barra estabilizadora no eixo traseiro.

A durabilidade das peças feitas em vidro, como parabrisa, é muito sensível a desvios dimensionais que geralmente causam as tensões residuais de montagem que aumentam exponencialmente quando submetidas às cargas dinâmicas. Assim, um primeiro passo foi verificar o dimensional do parabrisa e da estrutura frontal da cabina no qual o parabrisa é montado pelo processo de colagem.

A verificação das propriedades dos materiais da estrutura da cabina é um fator muito importante na avaliação da rigidez e devem estar dentro da faixa especificada, principalmente ao redor do parabrisa.

O processo de colagem é realizado por robô cuja força de montagem deve ser cuidadosamente definida afim do próprio processo não adicionar tensões residuais de montagem mesmo o parabrisa e a estrutura frontal estarem conforme projeto.

A verificação das propriedades dos componentes das suspensões dianteira e traseira da cabina deve ser efetuada, pois existem relatos de motoristas de que a suspensão dianteira atinge final de curso em frenagens bruscas ocasionando impactos, que mesmo amortecidos por batentes, ainda possuem energia suficiente alta para transmiti-la para o parabrisa, que por sua vez, tem baixa resistência ao impacto. Isto poderia ser facilmente resolvido aumentando a espessura do vidro, porém isto também aumentaria o peso do mesmo que quando submetido às forças dinâmicas, acarretaria tanto vazamento por entrada de água em dias chuvosos por falta da adesão entre parabrisa e cabina quanto em casos extremos, a queda do parabrisa na pista.

Um último fator também contribui para a quebra do parabrisa, que é a falta de amortecimento no eixo traseiro do caminhão, aumentando muito a vibração ou as frequências atuantes na cabina, reduzindo não apenas a vida útil do parabrisa como também dos componentes da suspensão da cabina e mesmo da suspensão a ar do banco do motorista.

2. REVISÃO DE FERRAMENTAS DE MODELAMENTO

2.1. Introdução

Neste capítulo serão descritos algumas ferramentas e conceitos frequentemente utilizados no estudo de problemas dinâmicos de estruturas e sistemas, com ênfase nas aplicações automotivas.

2.2. Dinâmica Veicular

Estudar o comportamento e os movimentos do veículo sobre o pavimento é o objetivo do estudo da dinâmica veicular. Os movimentos do veículo são definidos pela convenção da SAE com referência a um sistema de coordenadas ortogonais fixa ao CG do veículo e eixos orientados como ilustrado na figura 7.

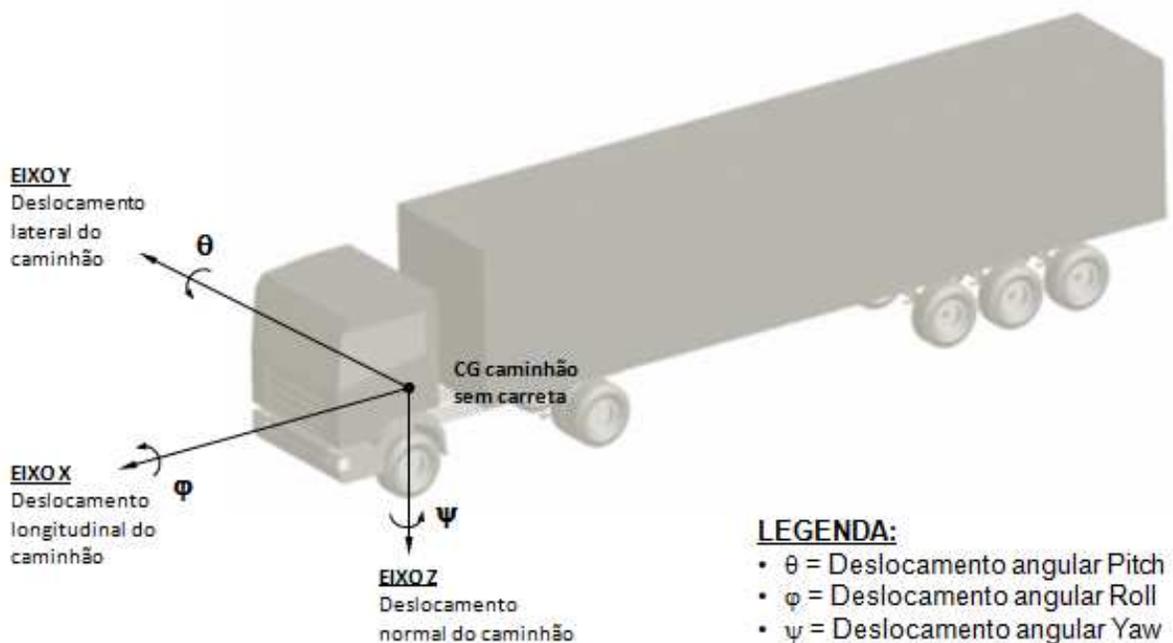


Figura 7: Sistemas de coordenadas definidas pela SAE.

Os movimentos de rotação em torno dos eixos descritos acima são usualmente denominados pelas expressões na língua inglesa, roll para o movimento em torno do eixo x, pitch para o movimento em torno do eixo y, e yaw para o movimento em torno do eixo z.

A dinâmica lateral aborda os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade laterais dos veículos. O estudo envolve os movimentos translacionais na direção lateral e os movimentos rotacionais de rolagem e de guinada.

A dinâmica vertical estuda o movimento vertical (do inglês “bounce”) da suspensão e seu amortecimento para garantir o conforto em ride, considerado subjetivo para cada motorista, e o mínimo de tensões considerando a segurança do veículo.

A dinâmica longitudinal estuda a dinâmica do veículo e a dinâmica do trem de força (do inglês “powertrain”). A dinâmica do veículo é influenciada pelas forças longitudinais nos pneus, forças aerodinâmicas, resistência ao rolamento e forças gravitacionais. A dinâmica do trem de força consiste na influência do torque gerado pelo motor, transmissão e rodas.

2.3. Dirigibilidade

As características da resposta direcional do veículo, a habilidade do motorista e a influência da pista e do ambiente são os fatores primários que definem a performance de dirigibilidade de veículos automotivos. O termo dirigibilidade e/ou handling é frequentemente comparado com os termos cornering, turning ou resposta direcional. Tais termos referem-se às propriedades objetivas do veículo mudando de direção e sustentando aceleração lateral.

Os fatores que compõe a dirigibilidade de um veículo podem ser considerados como uma malha fechada, onde o veículo interage com o pavimento e com o ambiente, e o motorista fecha a malha, seguindo e compensando a trajetória desejada.

A dirigibilidade dos veículos pode ser avaliada de duas maneiras distintas: avaliações subjetivas e avaliações objetivas em testes de malha aberta, usando um veículo instrumentado. Ambas podem ser simuladas computacionalmente.

Durante a fase de desenvolvimento, todas as maneiras têm papéis importantes na avaliação do veículo em diferentes fases do projeto.

Avaliações subjetivas de protótipos veiculares requerem motoristas habilidosos e experientes, capazes de dar sugestões resultando na melhoria da dirigibilidade do veículo e são as maneiras mais confiáveis de avaliar um veículo. O principal problema na avaliação subjetiva é o simples fato de sempre necessitar de um protótipo físico e durante o desenvolvimento de um veículo, isso demanda tempo e muito custo. Alguns trabalhos propõem métricas conectando as avaliações subjetivas às objetivas, resultando em projetos melhores em estágios iniciais do desenvolvimento (CHEN & CROLLA, 1998).

2.4. Análise do comportamento lateral

Podemos dividir tal análise estudando o comportamento lateral do veículo em baixa e alta velocidade, considerando diferenças como as propriedades dos pneus.

2.4.1. Curva em baixa velocidade

Em baixa velocidade os pneus não precisam gerar forças laterais. Assim eles rolam sem escorregamento lateral, o veículo deve realizar uma curva como ilustrado na figura 8. Se as rodas traseiras não são esterçáveis, o centro da curva deve se situar na projeção do eixo traseiro. Igualmente, a linha perpendicular ao plano de cada roda dianteira e partindo do seu centro, deve passar através do mesmo ponto (o centro da curva). Se isto não acontece, as rodas dianteiras irão “brigar” entre si na curva, com cada uma experimentando algum escorregamento na curva. Assim, os ângulos de esterçamento ideais nas rodas dianteiras são estabelecidos pela geometria vista na figura 8 e definem os ângulos de esterçamento para a curva.

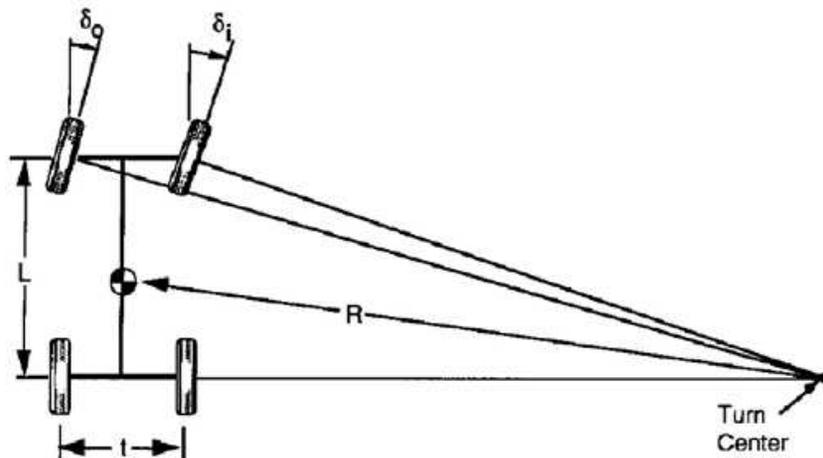


Figura 8: Geometria de um veículo em curva. [Fonte: Gillespie, 1992]

Para a geometria apropriada na curva (assumindo pequenos ângulos), os ângulos de esterçamento são dados por:

$$\delta_o \cong \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (1)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (2)$$

O ângulo médio das rodas dianteiras (novamente assumindo ângulos pequenos) é definido como Ângulo de Ackermann (GILLESPIE, 1992):

$$\delta \cong \frac{L}{R} \quad (3)$$

Os termos “Esterçamento de Ackerman” ou “Geometria de Ackerman” são freqüentemente usados para denotar a geometria exata das rodas dianteiras mostrada na figura 8. Os ângulos corretos são dependentes da distância entre-eixos do veículo e do raio da curva. Com a geometria correta de Ackerman, os torques de esterçamento tendem a aumentar com o ângulo de esterçamento, fornecendo ao motorista um sentimento natural de realimentação através da roda esterçada. Já com o esterçamento paralelo, os torques de esterçamento crescem como o ângulo de

esterçamento inicialmente, mas diminuem além de certo ponto, até ser negativo (tendendo a esterçar mais pra dentro da curva). Este tipo de comportamento é indesejável.

2.4.2. Curva em alta velocidade

Em alta velocidade as equações de curva serão diferentes porque a aceleração lateral estará presente. Para neutralizar a aceleração lateral, os pneus desenvolvem forças laterais e os ângulos de escorregamento estarão presentes em cada roda.

Sob condições de cornering, nas quais os pneus devem desenvolver força lateral, os mesmos também experimentarão escorregamento lateral ao mesmo tempo em que rola. O ângulo entre seu eixo longitudinal e seu vetor velocidade é conhecido como ângulo de escorregamento, α conforme figura 9 abaixo.

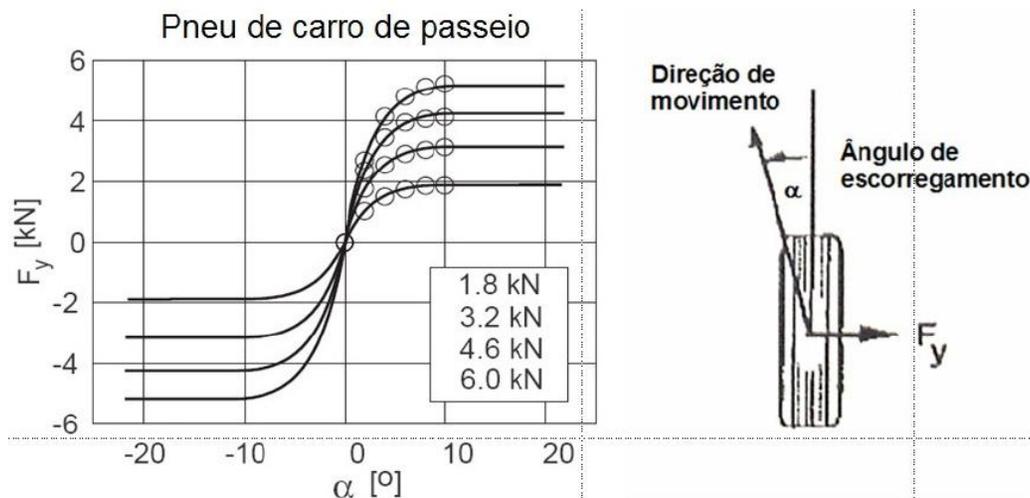


Figura 9: Propriedades da força lateral do pneu. [Fonte: Rill, 2009]

A força lateral, denotada por F_y , é proporcional ao ângulo de escorregamento. Para ângulos pequenos (5 graus ou menos) a relação é linear, descrita como:

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha. \quad (4)$$

A constante de proporcionalidade C_α é conhecida como *cornering stiffness*, ou rigidez lateral, e é definida como a inclinação da curva de F_y em função de α , quando $\alpha=0$.

Para fins de análise, é conveniente representar o veículo pelo modelo de bicicleta (single rack) mostrado na figura 10. Em altas velocidades, o raio da curva é muito maior do que a distância entre eixos do veículo. Então ângulos pequenos podem ser assumidos e as diferenças entre os ângulos de esterçamento nas rodas dianteiras externas e internas são desprezadas. Assim, por conveniência, as duas rodas dianteiras podem ser representadas por uma única roda com ângulo de esterçamento δ com uma força lateral equivalente para ambas as rodas. A mesma hipótese é adotada para as rodas traseiras.

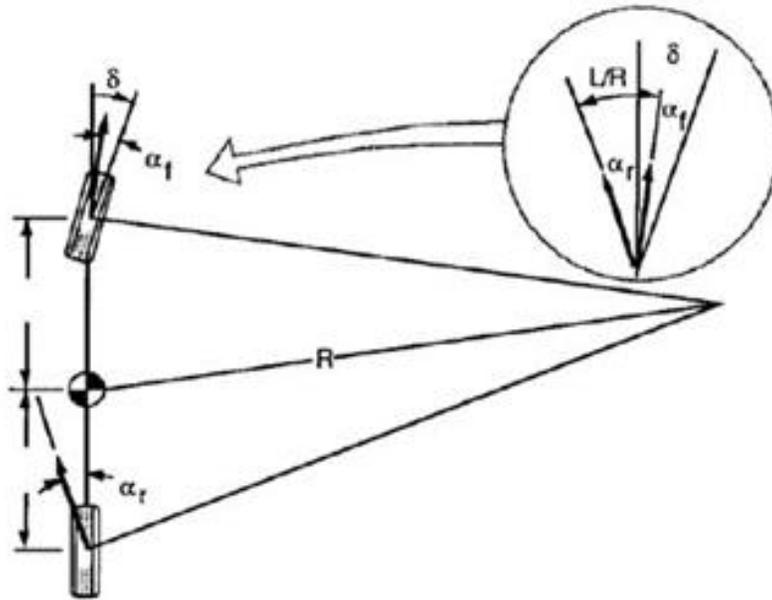


Figura 10: Modelo single track ou bicicleta. [Fonte: Gillespie, 1992]

Para um veículo trafegando com uma velocidade longitudinal V , a soma das forças na direção lateral dos pneus deve ser igual à massa do veículo multiplicada pela aceleração centrípeta:

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{M.V^2}{R} \quad (5)$$

Onde: F_{yf} – Força lateral no eixo dianteiro

F_{yr} – Força lateral no eixo traseiro

M – Massa do veículo

V – Velocidade longitudinal

R – Raio de curva

Também, para o veículo estar em equilíbrio de momentos sobre o centro de gravidade, a soma dos momentos gerados pelas forças laterais dianteiras e traseiras deve ser zero:

$$F_{yf} \cdot a - F_{yr} \cdot b = 0 \quad (6)$$

Assim:

$$F_{yf} = \frac{F_{yr} \cdot b}{a} \quad (7)$$

Onde: a – Distância do eixo traseiro ao CG
b – Distância do eixo dianteiro ao CG

Substituindo na equação anterior, temos:

$$F_{yr} = \frac{M \cdot b}{L} \cdot \frac{V^2}{R} \quad (8)$$

Porém, a parte $\frac{M \cdot b}{L}$ é a parte da massa no eixo traseiro (ou W_r/g). Dessa forma, a equação nos diz que a força lateral no eixo traseiro deve ser W_r/g vezes a aceleração lateral. Do mesmo modo a força lateral no eixo dianteiro deve ser W_f/g vezes a aceleração lateral. Com as forças laterais, requeridas para realizar a curva de raio R, conhecidas, os ângulos e escorregamento nas rodas dianteiras e traseiras são também estabelecidos. Sendo assim:

$$\alpha_f = \frac{W_f \cdot V^2}{C_{\alpha f} \cdot g \cdot R} \quad \alpha_r = \frac{W_r \cdot V^2}{C_{\alpha r} \cdot g \cdot R} \quad (9)$$

Analisando a geometria do veículo em curva (figura 10) obtemos a seguinte relação:

$$\delta = \frac{57,3 \cdot L}{R} + \alpha_f + \alpha_r \quad (10)$$

Onde δ é o ângulo de esterçamento das rodas e substituindo α_f e α_r , temos:

$$\delta = \frac{57,3 \cdot L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \right) \quad (11)$$

Também temos a sua forma reduzida frequentemente escrita:

$$\delta = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (12)$$

Onde: $K = \left(\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \right)$ – Gradiente de esterçamento

$a_y = \frac{V^2}{g \cdot R}$ – Aceleração lateral

A equação 12 descreve que o ângulo de esterçamento deve ser alterado em função do raio da curva R ou da aceleração lateral a_y . O termo $\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}}$ determina a magnitude e a direção da entrada de esterçamento requerida. Ele consiste de duas parcelas. Cada uma é razão do carregamento no eixo sobre o *cornering stiffness* dos pneumáticos.

Três possibilidades existem em função do seu valor:

1) Comportamento neutro

Em uma curva de raio constante, não haverá necessidade de mudança no ângulo de esterçamento se a velocidade longitudinal for variada. O ângulo de esterçamento requerido para fazer a curva será equivalente ao ângulo de Ackerman. Fisicamente, esse caso corresponde a uma situação tal que as forças laterais são as mesmas nas rodas dianteiras e traseiras.

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r$$

2) Comportamento subesterçante

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento deverá aumentar com a velocidade longitudinal na proporção K vezes a aceleração lateral. Assim, para manter o raio da trajetória, as rodas devem ser esterçadas com um ângulo maior.

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} > \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r$$

3) Comportamento sobreesterçante

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento deverá diminuir com a velocidade longitudinal na proporção K vezes a aceleração lateral. Assim, para manter o raio da trajetória, as rodas devem ser esterçadas com um ângulo menor.

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} < \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r$$

A maneira na qual o ângulo de esterçamento muda com a velocidade em curva de raio constante é ilustrado na figura 11 para cada um dos casos. Com um veículo de comportamento neutro, o ângulo de esterçamento para qualquer velocidade é o ângulo de Ackerman. Com um comportamento subesterçante, o ângulo aumenta com o quadrado da velocidade, alcançando duas vezes o valor inicial na chamada velocidade característica. No caso sobreesterçante, o ângulo diminui com o quadrado da velocidade e se torna zero na chamada velocidade crítica.

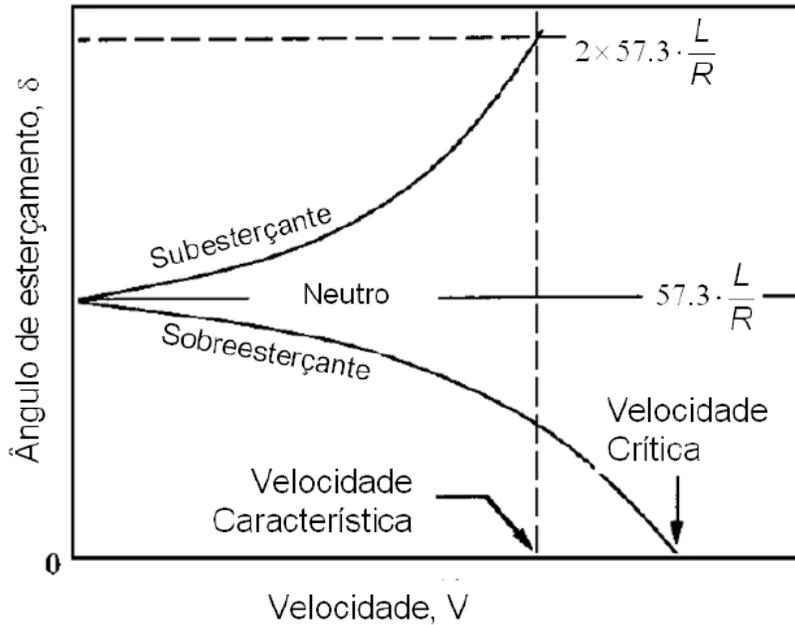


Figura 11: Mudança do ângulo de esterçamento em função da velocidade.
 [Fonte: Gillespie, 1992]

2.4.3. Velocidade Característica

O nível de subesterçamento pode ser qualificado por um parâmetro conhecido como Velocidade Característica. Ela é definida como a velocidade na qual o ângulo de esterçamento requerido é duas vezes o ângulo de Ackerman. Portanto:

$$K \cdot a_y = \frac{57,3 \cdot L}{R} \quad (13)$$

Sendo a uma função da velocidade ao quadrado, a velocidade característica é:

$$V_{char} = \sqrt{\frac{57,3 \cdot L \cdot g}{K}} \quad (14)$$

2.4.4. Velocidade Crítica

Para um veículo sobreesterçado, o veículo ficará instável se alcançar valores acima da velocidade crítica dada pela equação 15:

$$V_{crit} = \sqrt{-\frac{57,3 \cdot L \cdot g}{K}} \quad (15)$$

Deve-se notar que sendo K negativo, a expressão sob a raiz quadrada é positiva e tem um valor real. Como a velocidade crítica é dependente do entre-eixos, veículos longos têm uma velocidade crítica maior que os curtos.

2.4.5. Influência da suspensão em curva

Embora o equacionamento de dinâmica em curva tenha sido baseado no *cornering stiffness* do pneu, existem outros fatores (suspensão, direção) que influenciam a geração de esforços laterais. Nessa seção serão discutidos os fatores da suspensão que alteram a dirigibilidade. As forças que aceleram o veículo no plano horizontal são originadas principalmente nos pneus e estão ilustradas conforme figuras 12 e 13 cujas tensões podem ser vistas conforme figura 14.

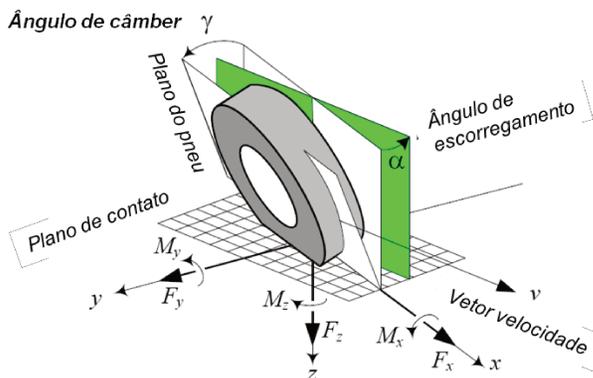


Figura 12: Forças e momentos atuantes no pneu conforme sistema de coordenadas SAE. [Fonte: Jazar, 2008]

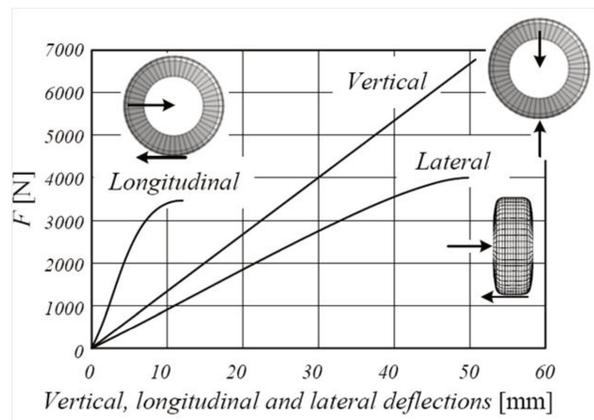


Figura 13: Curvas de rigidez do pneu. [Fonte: Jazar, 2008]

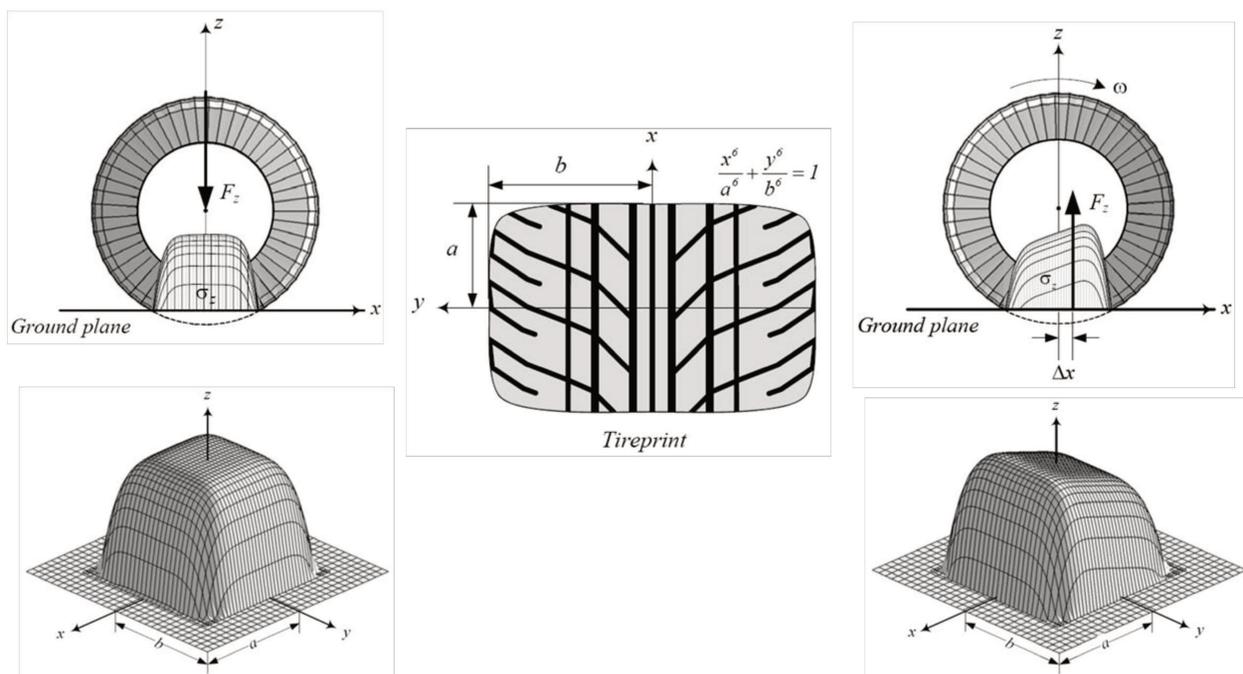


Figura 14: Distribuição estática de tensões (esquerda), Área da distribuição estática (centro) e Distribuição dinâmica em curva (direita). [Fonte: Jazar, 2008]

2.4.6. Distribuição do momento de rolagem

Os esforços laterais gerados nos pneus dependem não-linearmente da carga vertical do pneu. A figura 15 mostra como a força lateral gerada no pneu varia conforme a carga vertical.

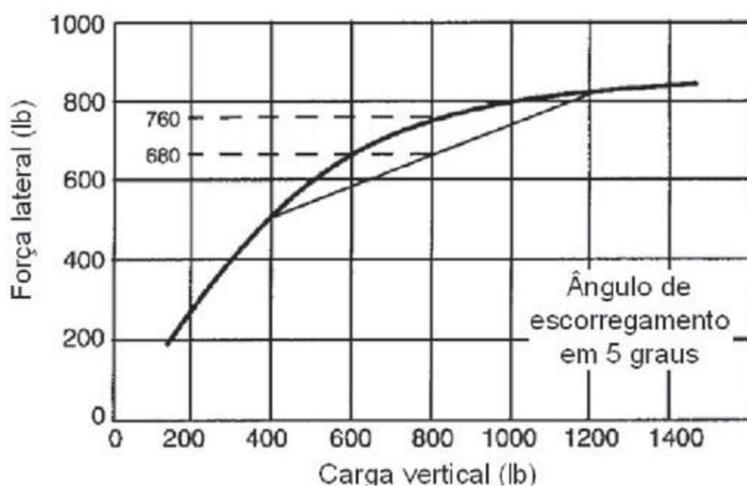


Figura 15: Curva característica do pneu – força lateral por carga vertical. [Fonte: Gillespie, 1992]

Como pode ser observado na figura 15 acima, carregando uma roda com 800lb, será gerada 760lb de força lateral considerando um ângulo de escorregamento em cinco graus. Em uma determinada manobra severa, a transferência lateral de carga AC acarreta no pneu da parte de dentro da curva uma força normal de 400lb e no de fora 1200lb, por exemplo. A média para os esforços laterais gerados nos pneus será de 680lb.

Esse fenômeno ocorre em ambos os eixos de todos os veículos. Se ele contribui para o subesterçamento ou sobreesterçamento depende da distribuição do momento de rolagem presente nos eixos dianteiro e traseiro. Uma quantidade maior no eixo dianteiro gera o subesterçamento e no eixo traseiro gera o sobreesterçamento. Esse efeito ocorre quando se utiliza barra estabilizadora, que acarreta aumento no momento de rolagem no eixo em que ela é utilizada.

O mecanismo que governa o momento de rolagem aplicado no eixo é mostrado na figura 16 para a suspensão com eixo rígido.

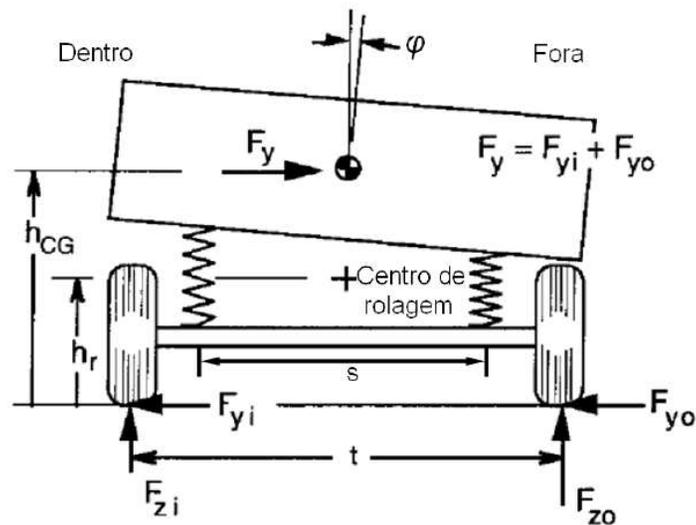


Figura 16: Análise dos esforços de um veículo em curva. [Fonte: Gillespie, 1992]

A rigidez da rolagem (roll stiffness) para a suspensão com eixo rígido é dada pela equação:

$$K_{\phi} = 0,5 \cdot K_s \cdot s^2 \quad (16)$$

Onde: K_{ϕ} – Rigidez à rolagem da suspensão
 K_s – Rigidez vertical de cada mola
 s – largura entre as molas da suspensão

Para suspensão independente, K é substituído pelo Wheel-rate e utiliza-se a bitola como distância de separação. Além disso, outra característica da suspensão é o centro de rolagem (roll-center), que consiste no ponto onde as forças laterais são transferidas do eixo para a massa suspensa. Pode-se imaginar também como ponto onde a suspensão rola quando submetida a um momento de rolagem.

Aplicando a 2ª lei de Newton para momento no eixo, temos a seguinte expressão:

$$F_{zo} - F_{zi} = \frac{2F_y h_r}{t} + \frac{2K_\varphi \varphi}{t} = 2\Delta F_z \quad (17)$$

Onde:

- Fzo – Força vertical na roda de fora da curva
- Fzi – Força vertical na roda de dentro da curva
- Fy – Força lateral = Fyi + Fyo
- Hr – altura do roll center
- t – largura entre eixos dos veículos ou bitola
- K φ – Rigidez à rolagem da suspensão
- φ – ângulo de rolagem do chassi

Deve-se notar que a força lateral tem duas origens:

- 1.) Transferência de carga lateral devido aos esforços gerados na curva. Esse mecanismo é proveniente da força transversal imposta pelo eixo, tendo efeito instantâneo. É independente da rolagem do chassi ou distribuição do momento de rolagem.

$$\frac{2F_y h_r}{t} \quad (18)$$

- 2.) Transferência de carga lateral devido à rolagem do veículo. Depende diretamente da distribuição do momento de rolagem da dianteira e da traseira. Para a obtenção da

distribuição do momento de rolagem da suspensão dianteira e da traseira deve-se considerar o veículo completo. Nesse caso é definido o eixo de rolagem como a linha que conecta os centros de rolagem dianteiros e traseiros, como pode ser visto na figura 17.

$$\frac{2K_{\varphi}\varphi}{t} \quad (19)$$

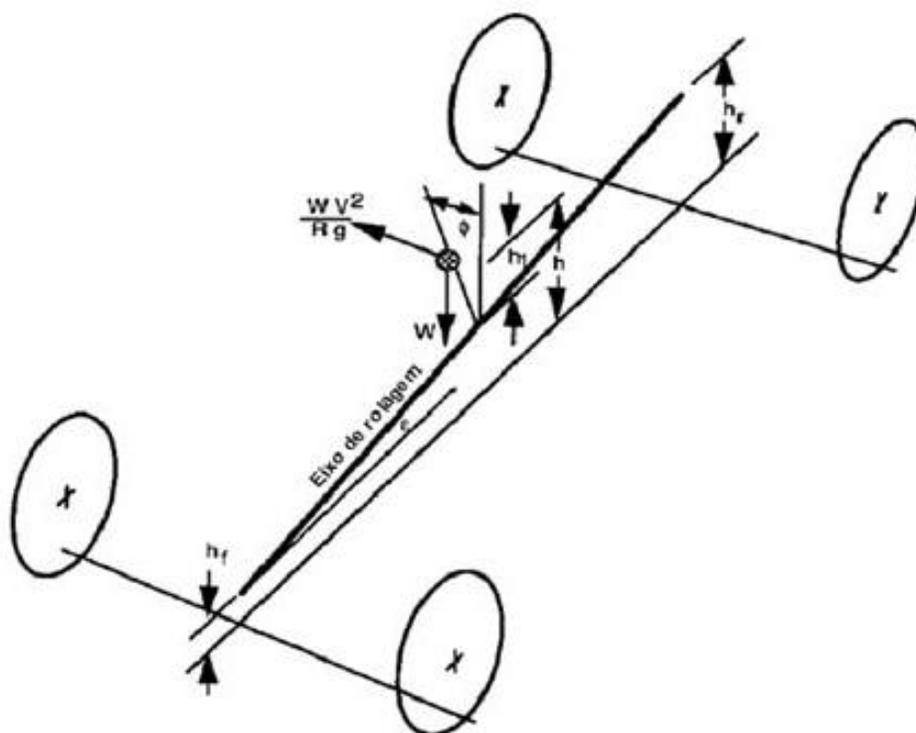


Figura 17: Análise dos esforços de rolagem de um veículo. [Fonte: Gillespie, 1992]

Desse modo, o momento em torno do eixo de rolagem é:

$$M_{\varphi} = \left[W \cdot h_1 \cdot \sin \varphi + \frac{W \cdot V^2}{(R \cdot g)} \cdot h_1 \cdot \cos \varphi \right] \cdot \cos \varepsilon \quad (20)$$

Para ângulos pequenos, considera-se $\cos \varepsilon$ e $\cos \varphi$ como 1 e $\sin \varphi$ igual à zero. Então:

$$M_{\varphi} = W \cdot h_1 \cdot \left[\frac{V^2}{(R \cdot g)} + \varphi \right] \quad (21)$$

Mas:

$$M_{\varphi} = M_{\varphi f} + M_{\varphi r} = (K_{\varphi f} + K_{\varphi r})\varphi \quad (22)$$

Resolvendo as equações acima para φ , temos:

$$\varphi = \frac{W \cdot h_1 \cdot V^2}{R \cdot g \cdot (K_{\varphi f} + K_{\varphi r} - W \cdot h_1)} \quad (23)$$

A derivada da expressão acima em relação à aceleração lateral resulta no roll date do veículo:

$$R_{\varphi} = \frac{d\varphi}{da_y} = \frac{W \cdot h_1}{(K_{\varphi f} + K_{\varphi r} - W \cdot h_1)} \quad (24)$$

Para veículos de passeio o valor do roll date varia de três a sete graus/g. Substituindo a equação 23 na equação 19, temos o momento de rolagem para suspensão dianteira e traseira:

$$M'_{\varphi f} = K_{\varphi f} \cdot \frac{W \cdot h_1 \cdot V^2}{R \cdot g \cdot (K_{\varphi f} + K_{\varphi r} - W \cdot h_1)} + \frac{W_f \cdot h_f \cdot V^2}{R \cdot g} = \Delta F_{zf} \cdot t_f \quad (25)$$

$$M'_{\varphi r} = K_{\varphi r} \cdot \frac{W \cdot h_1 \cdot V^2}{R \cdot g \cdot (K_{\varphi f} + K_{\varphi r} - W \cdot h_1)} + \frac{W_r \cdot h_r \cdot V^2}{R \cdot g} = \Delta F_{zr} \cdot t_r \quad (26)$$

Onde:

$$\Delta F_{zf} = F_{zf0} - \frac{W_f}{2} = - \left(F_{zfi} - \frac{W_f}{2} \right)$$

$$\Delta F_{zr} = F_{zr0} - \frac{W_r}{2} = - \left(F_{zri} - \frac{W_r}{2} \right)$$

Por vários motivos a distribuição do momento de rolagem tende a ser maior na suspensão dianteira:

- Os projetistas geralmente se esforçam para obter uma maior rigidez à rolagem na dianteira para garantir um comportamento subesterçante em curvas severas.
- Barras estabilizadoras são geralmente utilizadas na suspensão dianteira para se ter uma maior rigidez de rolagem.
- Caso for necessária a implementação de barra estabilizadora para reduzir o ângulo de rolagem do veículo, deve-se introduzir somente na suspensão dianteira ou nas dianteira e traseira. A aplicação somente na traseira pode acarretar um indesejável efeito sobreesterçante.

Obtida a relação para o momento de rolagem dos eixos dianteiro e traseiro, pode-se calcular a transferência lateral de carga na suspensão. Para relacionar essa transferência ao efeito de *understeer gradient*, deve-se obter informações da força lateral do pneu em função do carregamento e ângulo de escorregamento. A diferença entre a mudança da dianteira e da traseira, normalizada pela aceleração lateral, resulta no efeito de *understeer*. A força lateral gerada em um eixo é dada por:

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (27)$$

Onde: F_y – Força lateral gerada no eixo
 C_α – Cornering stiffness dos dois pneus
 α – ângulo de escorregamento

Para representação do efeito de sensibilidade à carga, os dois pneus (o de dentro e o de fora da curva) devem ser tratados separadamente. O *Cornering stiffness* de cada pneu pode ser representado por um polinômio de 2ª ordem ou de ordem mais elevada. Desse modo temos:

$$F'_y = C'_\alpha \cdot \alpha = (a \cdot F_z - b \cdot F_z^2) \cdot \alpha \quad (28)$$

Onde: F'_y – Força lateral gerada em um pneu
 C'_α – *Cornering stiffness* dos dois pneus
a – Primeiro coeficiente (lby/lbz/grau)
b – Segundo coeficiente (lby/lbz2/grau)
 F_z – Carga vertical em um pneu

Para um veículo em curva, como mostrado na figura 16, a força lateral dos dois pneus é dada por:

$$F_y = (a \cdot F_{z_o} - b \cdot F_{z_o}^2 + a \cdot F_{z_i} - b \cdot F_{z_i}^2) \cdot \alpha \quad (29)$$

Com a transferência de carga dada por ΔF_z , temos:

$$F_{z_i} = F_z - \Delta F_z \quad F_{z_o} = F_z + \Delta F_z \quad (30)$$

Então:

$$F_y = [a \cdot (F_z + \Delta F_z) - b \cdot (F_z + \Delta F_z)^2 + a \cdot (F_z - \Delta F_z) - b \cdot (F_z - \Delta F_z)^2] \cdot \alpha \quad (31)$$

A equação acima é reduzida a:

$$F_y = (2 \cdot a \cdot F_z - 2 \cdot b \cdot F_z^2 - 2 \cdot b \cdot \Delta F_z^2) \cdot \alpha \quad (32)$$

Considerando que:

$$C_\alpha = 2 \cdot a \cdot F_z - 2 \cdot b \cdot F_z^2 \quad (33)$$

Então temos:

$$F_y = (C_\alpha - 2 \cdot b \cdot \Delta F_z^2) \cdot \alpha \quad (34)$$

Lembrando que o esterçamento da roda necessário para manter uma curva é:

$$\delta = \frac{57,3 \cdot L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (35)$$

Para os dois pneus dianteiros podemos escrever:

$$F_{yf} = (C_{\alpha f} - 2 \cdot b \cdot \Delta F_{zf}^2) \cdot \alpha_f = \frac{W_f \cdot V^2}{R \cdot g} \quad (36)$$

E para os dois traseiros:

$$F_{yr} = (C_{\alpha r} - 2 \cdot b \cdot \Delta F_{zr}^2) \cdot \alpha_r = \frac{W_r \cdot V^2}{R \cdot g} \quad (37)$$

Eliminando os ângulos de escorregamento temos:

$$\delta = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + \frac{W_f \cdot V^2}{R \cdot g \cdot (C_{\alpha f} - 2 \cdot b \cdot \Delta F_{zf}^2)} - \frac{W_r \cdot V^2}{R \cdot g \cdot (C_{\alpha r} - 2 \cdot b \cdot \Delta F_{zr}^2)} \quad (38)$$

Essa equação pode ser simplificada considerando o fato que $C_{\alpha} \gg 2 \cdot b \cdot \Delta F_z^2$. Assim:

$$\frac{1}{(C_{\alpha} - 2 \cdot b \cdot \Delta F_z^2)} = \frac{1}{C_{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot b \cdot \Delta F_z^2}{C_{\alpha}}\right)} \approx \frac{1}{C_{\alpha}} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot b \cdot \Delta F_z^2}{C_{\alpha}}\right) \quad (39)$$

Mas esta equação pode ser reescrita como:

$$\delta = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + \left[\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{2 \cdot b \cdot \Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{2 \cdot b \cdot \Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}} \right) \right] \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (40)$$

O termo $\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$ representa a parcela do gradiente understeer proveniente do cornering stiffness do pneu e o termo $\frac{W_f}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{2 \cdot b \cdot \Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{2 \cdot b \cdot \Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}} = Kt$ representa a parcela do gradiente understeer proveniente da transferência de carga do pneu.

2.4.7. Variação de cambagem

Cambagem é o ângulo de inclinação do plano da roda com a vertical, como pode ser observado na figura 18. Ele é considerado positivo quando a parte superior se projeta para fora do veículo e negativo quando ela se projeta para dentro.

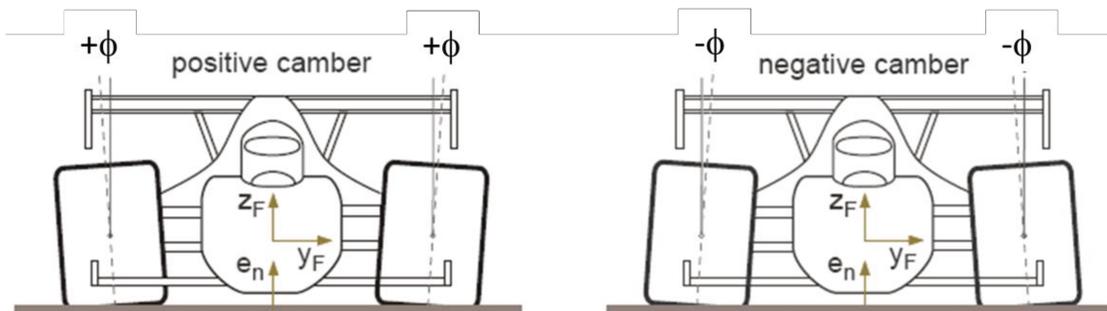


Figura 18: Ângulo de cambagem. [Fonte: Rill, 2009]

A cambagem do pneu produz uma força lateral chamada “camber thrust”. A figura 19 abaixo mostra um gráfico típico da força lateral gerada pela variação da cambagem.

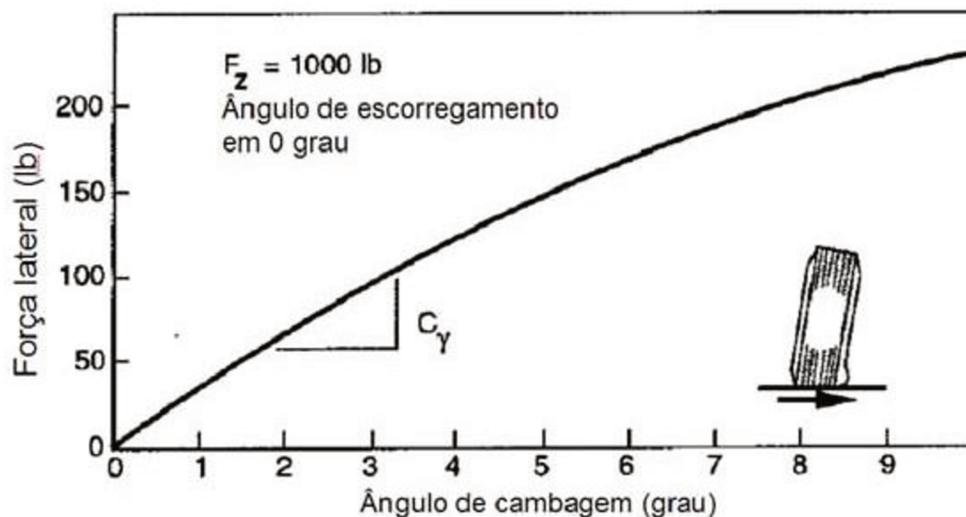


Figura 19: Força lateral originada pela cambagem do pneu. [Fonte: Gillespie, 1992]

O ângulo de cambagem produz uma menor força lateral que o ângulo de escorregamento. Aproximadamente cinco graus de ângulo de cambagem produzem a mesma força lateral com um

grau de escorregamento lateral. Entretanto, somado ao ângulo de escorregamento, a força lateral gerada pela variação da cambagem também exerce influência no *understeer*.

No caso de suspensão com eixo rígido os ângulos de cambagem são baixos, sendo sua participação nos esforços laterais de no máximo 10%. Em contrapartida, para suspensões independentes a cambagem pode exercer um papel importante na dinâmica lateral. A sua variação é em função da rolagem e da movimentação vertical do veículo conforme figura 20 abaixo.

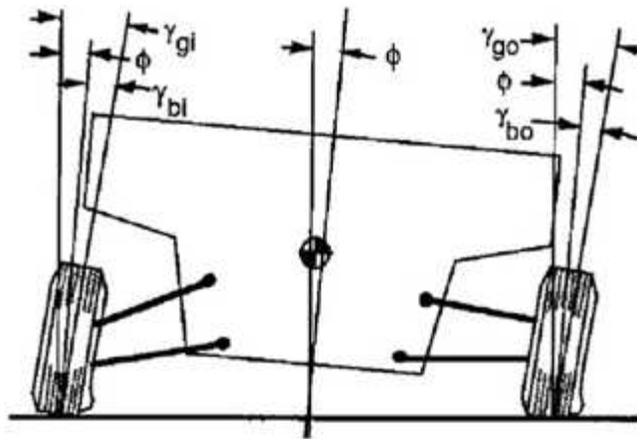


Figura 20: Variação do ângulo de cambagem em um veículo em curva. [Fonte: Gillespie, 1992]

Desse modo a cambagem total em curva será: $Y_g = Y_b + \varphi$ (41)

Onde: Y_g – Ângulo de cambagem em relação ao solo
 Y_b – Ângulo de cambagem da roda em relação ao veículo
 φ – Ângulo de rolagem do veículo

A expressão que relaciona a força lateral ao ângulo de cambagem e ao ângulo de escorregamento é dada por:

$$F_y = C_{\alpha} \cdot \alpha + C_y \cdot y \quad (42)$$

Deste modo:

$$\alpha = \frac{F_y}{C_{\alpha}} \cdot C_{\alpha} - \frac{C_y}{C_{\alpha}} \cdot y \quad (43)$$

Agora, tanto F_y como y estão relacionados com a aceleração lateral. F_y pela equação 5 e y pela equação 42. Desse modo, as equações de α_f e α_r podem ser descritas da seguinte forma:

$$\alpha_f = \frac{W_f}{C_\alpha} \cdot a_y - \frac{C_y}{C_\alpha} \cdot \frac{\partial y_f}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \quad \text{e} \quad \alpha_r = \frac{W_r}{C_\alpha} \cdot a_y - \frac{C_y}{C_\alpha} \cdot \frac{\partial y_r}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \quad (44)$$

Podendo ser reescritas da seguinte forma:

$$\delta = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + \left[\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} + \left(\frac{C_{yf}}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{\partial y_f}{\partial \varphi} - \frac{C_{yr}}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{\partial y_r}{\partial \varphi} \right) \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \right] \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (45)$$

Desse modo, o understeer gerado pelo ângulo de cambagem é dado por:

$$K_{camber} = \left(\frac{C_{yf}}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{\partial y_f}{\partial \varphi} - \frac{C_{yr}}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{\partial y_r}{\partial \varphi} \right) \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \quad (46)$$

2.5. Processamento Digital de Sinais Aleatórios

Um sinal é considerado aleatório quando seu comportamento futuro no tempo não pode ser previsto. Trata-se de sinais de caráter estacionário (não transitório), porém não periódicos. Por não serem periódicos, estes sinais não podem ser representados pela série de Fourier e, por não serem transitórios, não podem ser representados pela transformada de Fourier. Para estes sinais é preciso desenvolver, portanto, outra forma de representação espectral.

O estudo destes sinais e da relação entre entrada e saída de sistemas lineares quando sujeitos a excitações deste tipo é então feito através da aplicação de conceitos estatísticos para analisar as características médias do sinal e dos estimadores das grandezas de interesse. Vamos nos servir da teoria de processos estocásticos sem, entretanto, nos aprofundarmos no assunto, o que fugiria ao escopo deste texto.

Considere um processo estocástico no qual cada amostra é um sinal aleatório $x_k(t)$, $k = 1, 2, 3, \dots$. A figura 21 mostra esquematicamente a representação gráfica de tal processo.

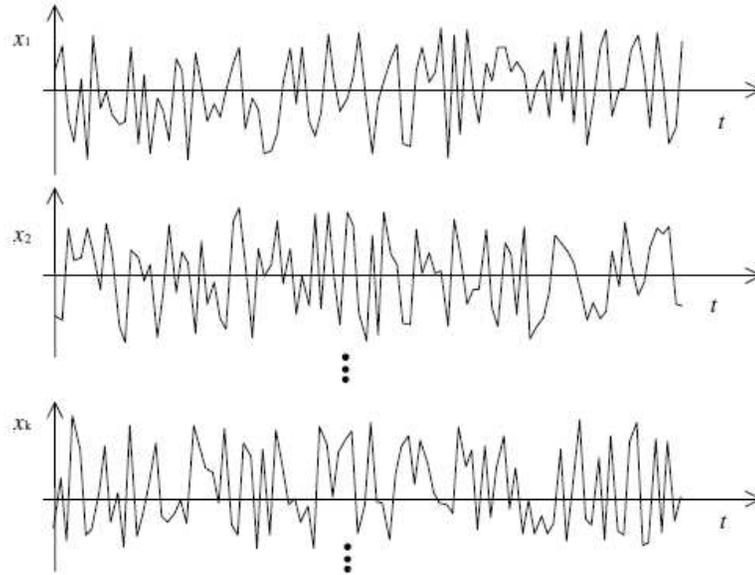


Figura 21: Representação gráfica esquemática de um processo estocástico. [Fonte: Arruda, 2008]

Devido ao seu caráter aleatório, só é possível investigar as características médias no tempo do processo, tais como valor médio e o valor médio quadrático, representadas pelas equações 47 e 48 abaixo:

$$\mu_x(k) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_k(t) dt \quad (47)$$

$$\varphi_x^2(k) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_k^2(t) dt \quad (48)$$

ou através de médias de conjunto tomadas entre as realizações de um processo para um dado instante de tempo, dadas pelas equações:

$$\mu_x(k) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t) \quad (49)$$

$$\varphi_x^2(k) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k^2(t) \quad (50)$$

Assim com a média e o valor médio quadrático, outros momentos estatísticos podem ser definidos através da média no tempo e da média de conjunto. Dentre as funções médias, ou momentos estatísticos, que podem ser calculados para um processo estocástico, destacam-se as funções de correlação. A função de autocorrelação é definida como a média dos produtos dos valores do sinal nos tempos t e $t + \tau$ em função de τ .

$$R_{xx}(k, \tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_k(t) \cdot x_k(t + \tau) dt \quad (51)$$

$$R_{xx}(t, \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t) \cdot x_k(t + \tau) \quad (52)$$

Denominam-se *estacionários* os processos cujas propriedades médias no tempo se mantêm constantes. Quando as propriedades médias computadas no tempo para qualquer sinal (realização) individual são iguais às propriedades computadas a partir de médias de conjunto, o processo é denominado *ergódico*. Desta maneira, para um processo estacionário ergódico, temos:

$$\mu_x(t) = \mu_x(k) = \mu_x \quad (53)$$

$$\varphi_x^2(t) = \varphi_x^2(k) = \varphi_x^2 \quad (54)$$

$$R_{xx}(k, \tau) = R_{xx}(t, \tau) = R_{xx}(\tau) \quad (55)$$

ou seja, para um processo ergódico, as propriedades médias obtidas a partir de uma única realização são suficientes para caracterizar o processo. Ou ainda, de outra maneira, um sinal considerado ergódico pode ser medido continuamente durante um tempo qT sendo então desmembrado em q amostras de duração T de forma a caracterizar o processo.

A maneira usual de representar um sinal aleatório no domínio do tempo é através da sua função de autocorrelação, calculada através da média temporal. Vamos mostrar que a transformada de Fourier desta função, que é transitória para um sinal aleatório, fornece uma representação espectral conveniente. Cabe, portanto, investigar algumas das propriedades das funções de correlação.

Para um sinal $x(t)$ aleatório estacionário de média μ_x , pode-se definir a *função de autocovariância*

$$C_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \mu_x] \cdot [x(t + \tau) - \mu_x] dt \quad (56)$$

A relação entre a função de autocorrelação e a função de autocovariância é facilmente obtida a partir de suas definições como

$$C_{xx}(\tau) = R_{xx}(\tau) - \mu_x^2 \quad (57)$$

de onde fica claro que as funções são idênticas para sinais de média nula. É usual eliminar a componente média de um sinal e tratá-la separadamente na análise. Por esta razão pode-se trabalhar indiferentemente com as funções da autocorrelação e autocovariância, sendo mais comum utilizar a primeira.

Assim como foi definida a função de autocorrelação, pode-se também definir a função de intercorrelação entre dois sinais aleatórios x_k e y_k .

$$R_{xy}(k) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_k(t) \cdot y_k(t + \tau) dt \quad (58)$$

Considerando sinais de média nula, é interessante investigar o problema da regressão linear dos pontos dados pelas coordenadas $(x(t), y(t))$. Trata-se do problema de passar uma reta entre estes pontos. A reta passa pela origem (sinais de média nula) e tem coeficiente angular β . Para isso constitui-se a função erro quadrático.

É interessante notar que, para sinais de média não nula μ_x e desvio padrão σ_x , este resultado é expresso por:

$$\mu_x^2 - \sigma_x^2 \leq R_{xx}(\tau) \leq \mu_x^2 + \sigma_x^2 \quad (59)$$

Onde

$$\sigma_x^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \mu_x]^2 dt = \varphi_x^2 - \mu_x^2 \quad (60)$$

A análise das funções de correlação tem inúmeras aplicações em engenharia. A grande maioria delas, porém, também pode ser tratada com a análise espectral, a qual será usada neste

trabalho. Mesmo porque o cálculo eficiente das funções de correlação pode ser feito a partir dos espectros para aproveitar a eficiência dos algoritmos da transformada de Fourier rápida. Por essa razão será procurada uma representação espectral para os sinais aleatórios.

2.5.1. Densidade Espectral de Potência

Consistirá em, primeiramente, definir um espectro para sinais aleatórios onde pode-se obtê-los de três diferentes maneiras conforme abaixo:

- Espectro via Filtragem Analógica
- Espectro via Transformada de Fourier Finita
- Espectro via funções de correlação

A partir desta definição é fácil mostrar algumas propriedades importantes da DEP. Primeiramente, como a função de autocorrelação é uma função real par, a sua transformada também o é,

$$S_{xx}(f) = S_{xx}(-f) \quad (61)$$

Como a intercorrelação é uma função real, fazendo o conjugado da equação pode-se obter

$$S_{xy}(-f) = S_{xy}^*(f) = S_{yx}(f) \quad (62)$$

Nas definições da DEP feitas até aqui apareceram duas notações, $G_{xx}(f)$ e $S_{xx}(f)$. A primeira é definida para frequências positivas (*one sided* em inglês) enquanto que a segunda, obtida através da transformada de Fourier, é definida para frequências tanto positivas quanto negativas (*double sided* em inglês). A conservação da energia do sinal exige que:

$$G_{xx}(f) = 2S_{xx}(f), \quad f \geq 0 \quad (63)$$

$$G_{xx}(f) = 0, \quad f \leq 0 \quad (64)$$

A figura 22 ilustra a representação *one-sided* e *double-sided* da DEP. Observe que a definição anterior pode também ser aplicada à DEP cruzada.

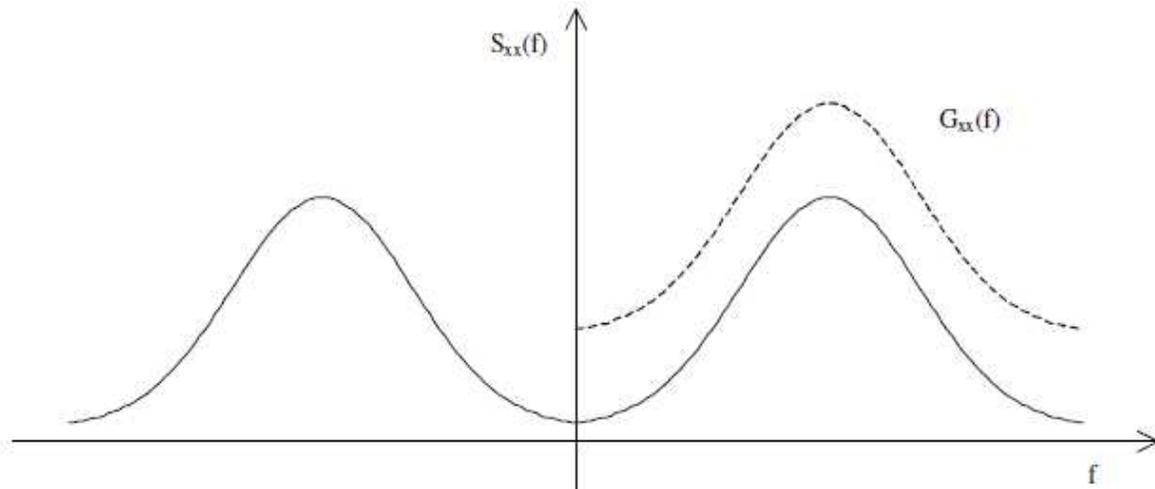


Figura 22: Densidade Espectral de Potência "one-sided", $G_{xx}(f)$, e "double-sided", $S_{xx}(f)$.
 [Fonte: Arruda, 2008]

As três definições anteriores são equivalentes, ou seja, pode-se, a partir de qualquer uma delas chegar às demais apenas com manipulação algébrica. Entretanto, as três definições são úteis, pois, dependendo da técnica utilizada na obtenção da DEP, é mais interessante recorrer a uma ou outra para a interpretação dos resultados e respectivas estimativas de erros envolvidos, já que cada uma das definições anteriores envolve limites que, de alguma maneira, do ponto de vista prático, são apenas idealizações. A definição 1 é útil quando se utiliza um filtro passa banda analógico na análise dos sinais. O uso da definição 2 é interessante na aplicação de equipamentos e técnicas digitais na análise dos sinais de medição, que utilizam algoritmos discretos. A definição 3 é talvez a mais apropriada para investigações analíticas, que envolvam manipulações simbólicas.

Além do efeito do janelamento e do *leakage*, (Arruda, 2008) existe erro na estimação da DEP devido ao número de médias ser necessariamente finito. Este erro estatístico pode ser estimado e ele cai com a raiz do número de médias. Dado um certo intervalo de tempo de aquisição dos sinais aleatórios, existe, portanto, um compromisso entre aumentar o número de médias (e diminuir o erro estatístico) e aumentar a duração de cada amostra (e diminuir o erro de janelamento).

2.5.2. Janela de Hanning

A janela de Hanning é utilizada geralmente para diminuir o erro do *leakage* e levando em consideração que a DEP é suave na região de frequência $f = r \cdot \Delta f$, ou seja $G_r \approx G_{r-1} \approx G_{r+1}$, então podemos escrever:

$$\overline{G_r} \cong \frac{3}{8} \cdot G_r \quad (65)$$

Ou seja, aplicar a janela de Hanning tem o efeito de um alisamento (*smoothing*) da DEP com ponderação de valor de $\frac{1}{4}$ para as linhas de frequência vizinhas. Para corrigir a atenuação da potência causada pela aplicação da janela de Hanning, deve-se multiplicar o resultado pelo coeficiente de valor $\frac{8}{3}$.

2.5.3. Relações Entrada/Saída de Sistemas Lineares

A partir das relações entrada/saída de sistemas lineares, pode-se facilmente estabelecer estas relações em termos de auto espectros e espectros cruzados para sinais aleatórios.

$$S_{yy}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{yy}(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau \quad (66)$$

$$S_{yy}(f) = H(f)H^*(f)S_{xx}(f) \quad (67)$$

$$S_{yy}(f) = |H(f)|^2 S_{xx}(f) \quad (68)$$

$$S_{xy}(f) = H(f)S_{xx}(f) \quad (69)$$

Portanto,

$$S_{yy}(f) = H(f)S_{yx}(f) \quad (70)$$

$$R_{xy} = \int_0^{\infty} h(\xi)R_{xx}(\tau - \xi)d\xi = h(t) * R_{xx}(t) \quad (71)$$

$$R_{yy} = \int_0^{\infty} h(\xi)R_{yx}(\tau - \xi)d\xi = h(t) * R_{yx}(t) \quad (72)$$

Sabemos que para sistemas lineares,

$$Y(f) = H(f)X(f) \quad (73)$$

Determinando a FRF a partir dos sinais $x(t)$ e $y(t)$ aleatórios medidos, obtemos os estimadores $H_1(f)$ e $H_2(f)$ de $H(f)$ conforme abaixo:

$$\hat{H}_1(f) = \frac{S_{xy}(f)}{S_{xx}(f)} \quad (74)$$

$$\hat{H}_2(f) = \frac{S_{yy}(f)}{S_{yx}(f)} \quad (75)$$

2.5.4. Função Coerência Ordinária

Propriedade pela qual um estimador de parâmetro de uma população tende aleatoriamente para esse parâmetro quando o número de membros de amostras tende para infinito.

Um estimador é o valor do parâmetro de uma população determinado por uma função dos valores observados em amostra enquanto um estimador coerente é o que tende estocasticamente para o parâmetro estimado quando o número de membros da amostra tende para o número de amostra da população.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f)S_{yy}(f)} \quad 0 \leq \gamma_{xy}^2 \leq 1 \quad (76)$$

Seguindo a modelagem de ruído proposta por (Bendat e Piersol, 1980), imagine-se que ruídos de medição Gaussianos aditivos independentes contaminem a entrada e a saída de um sistema linear, como mostrado na figura 23 abaixo.

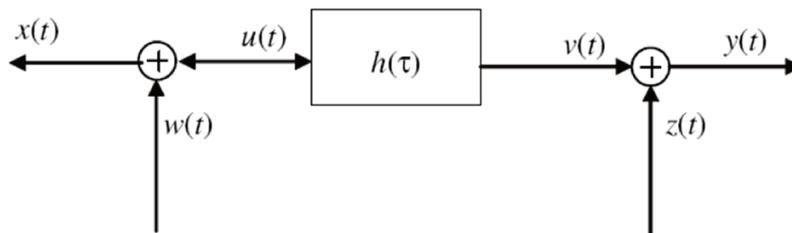


Figura 23: Modelo de ruído de medição em um sistema linear. [Fonte: Arruda, 2008]

Na figura 23, tem-se:

$$x(t) = u(t) + w(t) \quad y(t) = v(t) + z(t) \quad (77)$$

ou aplicando a transformada de Fourier finita:

$$X(f, T) = U(f, T) + W(f, T) \quad Y(f, T) = V(f, T) + Z(f, T) \quad (78)$$

Os espectros são dados por:

$$G_{xx}(f) = 2E[X^*X] = \frac{2}{\Delta f} E[U^*U + W^*W + U^*W + W^*U] \quad (79)$$

mas, como o ruído é suposto estatisticamente independente, tem-se que,

$$E[U^*W] = E[W^*U] = 0 \quad (80)$$

donde

$$G_{xx}(f) = G_{uu}(f) + G_{ww}(f) \quad (81)$$

Note que a dependência de f e T foi omitida para simplificar a notação. Analogamente:

$$G_{yy}(f) = G_{vv}(f) + G_{zz}(f) \quad (82)$$

$$G_{xy}(f) = G_{uv}(f) \quad (83)$$

Note-se que o espectro cruzado não é afetado pelo ruído Gaussiano aditivo e considerando a influência do ruído nos estimadores \hat{H}_1 e \hat{H}_2 dados pelas equações 74 e 75:

$$|\hat{H}_1(f)| = \frac{|G_{xy}(f)|}{G_{xx}(f)} = \frac{|G_{uv}|}{G_{uu} + G_{ww}} \leq |H(f)| \quad (84)$$

$$|\hat{H}_2(f)| = \frac{|G_{yy}(f)|}{G_{yx}(f)} = \frac{G_{vv} + G_{zz}}{|G_{vu}|} \geq |H(f)| \quad (85)$$

já que $G_{ww} \geq 0$ e $G_{zz} \geq 0$, tem-se que:

$$|\hat{H}_1(f)| \leq |H(f)| \leq |\hat{H}_2(f)| \quad (86)$$

donde os estimadores $H1$ e $H2$ são limites inferior e superior ao valor de $H(f)$ quanto ao *ruído de medição*. Cabe notar que a equação anterior não é geralmente verificada devido aos erros de *leakage*, janelamento triangular dos espectros, erro estatístico de estimação dos espectros e ruídos não independentes ou não Gaussianos.

Existem outros estimadores da FRF, porém $H1$ e $H2$ são os mais comumente utilizados. O estimador $H1$ deve ser utilizado quando o ruído contamina principalmente o sinal de resposta, enquanto $H2$ deve ser utilizado quando o ruído contamina o sinal de entrada. O ruído no sinal de entrada é típico de situações onde excitadores eletrodinâmicos são pilotados com sinais de banda larga sem realimentação para manter a amplitude da força constante. Como o sistema apresenta uma reação menor nas ressonâncias, a amplitude da força (entrada) tende a diminuir muito nas ressonâncias, tornando a relação sinal/ruído muito baixa.

2.6. Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (FEM) é uma ferramenta numérica poderosa para resolver equações diferenciais parciais. Muitos problemas físicos e de engenharia em meios contínuos são descritos por equações diferenciais parciais. A solução destes problemas na sua forma analítica (fechada) de forma exata só é possível para sistemas muito simples. Assim, para sistemas mais complexos envolvendo geometrias e condições de contorno mais sofisticadas não é possível se obter uma solução exata. Nestes casos deve-se optar por procedimentos de aproximação com precisão aceitável para a aplicação de engenharia em questão.

Inúmeros métodos de precisão para solução destes problemas são usados em engenharia entre eles pode-se destacar: método dos elementos de contorno, método das diferenças finitas, método dos volumes finitos, método de Galerkin, método de Rayleigh-Ritz e o método dos elementos finitos. Deve ficar claro que nenhum destes métodos pode ser considerado superior ao outro. Isto depende do tipo de aplicação, solução desejada, capacidade computacional, etc. que um engenheiro tem em mãos no momento de resolver um problema de engenharia. O FEM acabou se tornando o mais popular de todos, sobretudo pelo aparecimento de diferentes pacotes de programas comerciais sobre o assunto, como por exemplo, o ANSYS, NASTRAN/PATRAN, ADAMS, ABAQUS, etc.

A idéia básica do FEM é realizar uma divisão do domínio de integração de uma estrutura ou sistema de interesse em um conjunto de pequenas regiões, chamadas de elementos finitos transformando o domínio de contínuo para discreto. Esta divisão do domínio é conhecida como malha ou grid, que nada mais é do que o conjunto de elementos finitos resultante da discretização. A malha é formada de elementos compostos de faces e nós, que são pontos de intersecção e ligação entre os elementos. A grande vantagem do FEM é não buscar uma função admissível que satisfaça as condições de contorno para todo o domínio, o que pode ser praticamente impossível em um problema complexo, e sim buscar estas soluções em cada elemento separadamente. Supondo que o funcional para um elemento seja ψ_i , sua soma sobre a malha com n elementos corresponde ao funcional de todo o domínio:

$$\Psi = \sum_{i=1}^n \Psi_i \quad (87)$$

Para cada um dos elementos i existe uma função de interpolação (aproximadora) u de ordem m descrita em função dos nós dos elementos (parâmetros nodais α_j) e por funções de forma (ϕ). A função de interpolação é descrita como:

$$u = \sum_{j=1}^m \alpha_j \phi_j \quad (88)$$

O funcional da equação acima fica sendo descrito por:

$$\Psi(\alpha_j) = \sum_{i=1}^n \Psi(\alpha_j)_i \quad (89)$$

A aplicação das condições de estacionariedade geral leva a um sistema de equações algébricas lineares. A solução do sistema de equações fornece os valores dos parâmetros nodais α_j . Os parâmetros nodais podem estar associados a deslocamentos, forças internas, tensões, temperaturas, pressão, etc. e depende da formulação do elemento usado. O FEM é uma busca por uma solução local que possa ser generalizada para todo o domínio. Várias abordagens do método FEM são usadas.

Exemplos de Aplicação

O FEM tem inúmeras aplicações nos diferentes ramos da ciência, em especial em aplicações estruturais. Historicamente, as primeiras utilizações de FEM em engenharia foram em aplicações aeronáuticas e de estruturas civis, daí o grande avanço tecnológico de FEM nas empresas deste setor. Seria impossível o Brasil atingir um alto nível de competência em projetos de aeronaves sem o uso consistente de ferramentas envolvendo elementos finitos.

Entre as áreas que usam FEM em projeto e análise se destacam:

- Estruturas oceânicas e navios.
- Veículos rodoviários e ferroviários.
- Hidrogeradores.
- Estruturas aeroespaciais e aviões.
- Mecânica estrutural.
- Mecânica dos fluídos computacional.
- Condução de calor.
- Eletromagnetismo.

A lista acima é imensa e serve apenas para mostrar as aplicações básicas. Uma vez que FEM envolve ferramentas matemáticas das mais simples (envolvendo algebra vetorial) até as mais avançadas (como teoremas integrais) o uso de pacotes comerciais para análise é muito corriqueiro. Em virtude do conhecimento que estes programas contém por trás de seu código fonte, o seu preço é alto, o que faz com que apenas empresas de grande porte tenham condições de ter as licenças comerciais destes softwares. Contudo, deve ficar claro que um engenheiro que não sabe modelar um problema via FEM sem o computador não saberá como proceder tendo uma máquina e os mais avançados programas. As facilidades gráficas de ferramentas CAD, CAE, CAM traz a sensação que para ser um engenheiro de projetos basta "decorar" meia dúzia de comandos para se dizer especialista em FEM. Porém, isto é um conceito errado. O ideal é que o engenheiro tenha uma base sólida em FEM conhecendo os princípios básicos do método. Isto

permite que ele use pacotes comerciais com maior rigor de análise e que saiba interpretar as soluções e gráficos e, por que não, ser capaz de programar seus elementos em rotinas próprias.

Apenas para ilustrar uma aplicação prática, a figura 24 mostra a análise da região de um bloco de motor. O bloco é modelado com elementos sólidos usando elementos tetraédricos parabólicos em virtude de sua geometria complexa. A meta foi calcular o campo de tensões, que é mostrado na mesma figura da estrutura visando analisar sua resistência mecânica e tolerância a falha. Assim, o FEM é uma ferramenta imprescindível em projetos modernos de engenharia.

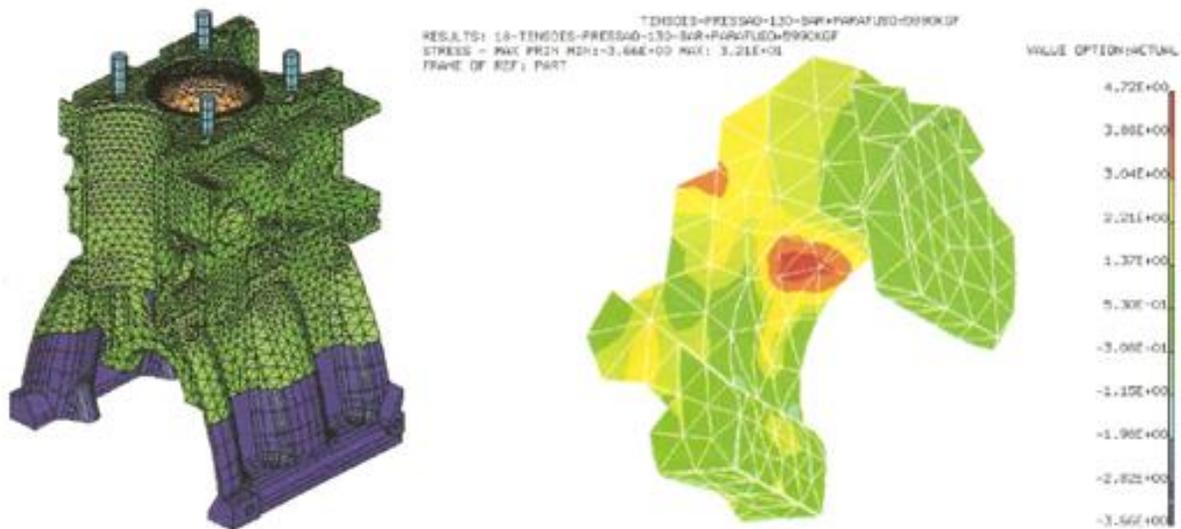


Figura 24: Exemplo de um model FEM discretizado. [Fonte: A.A.Filho, 2000]

Etapas na solução de um problema via FEM

O FEM é um procedimento bem metódico dividido em várias etapas:

- Desenvolvimento das equações do elemento.
- Discretização do domínio de solução dentro de uma malha de elementos finitos.
- Montagem das equações do elemento.
- Introdução das condições de contorno (restrições físicas e geométricas).
- Solução para os nós desconhecidos.
- Cálculo da solução e das quantidades (grandezas) em cada elemento.

Muitas vezes estas etapas são misturadas ou trabalhadas de forma simultânea.

Discretização por Elementos Finitos

O primeiro passo de um método FEM é escolher qual elemento utilizar. Estes elementos podem ser do tipo unidimensional (1D), como os elementos de barra e viga, bidimensional (2D), como os elementos de placa, e tridimensionais (3D) como os elementos sólidos. A figura 25 abaixo mostra alguns exemplos destes elementos. Os programas comerciais de FEM possuem bibliotecas com centenas de elementos finitos que podem ser empregados em simulações. Apesar do senso comum acreditar que elementos 3D são sempre superiores aos elementos unidimensionais, isto não é sempre verdade. A escolha de um elemento deve ser condicionada ao tipo de geometria e de aproximação de solução que se deseja obter. Formulações de alguns elementos podem ter resultado superiores a de outros elementos no processo de aproximação. (Bhatti, 2005)

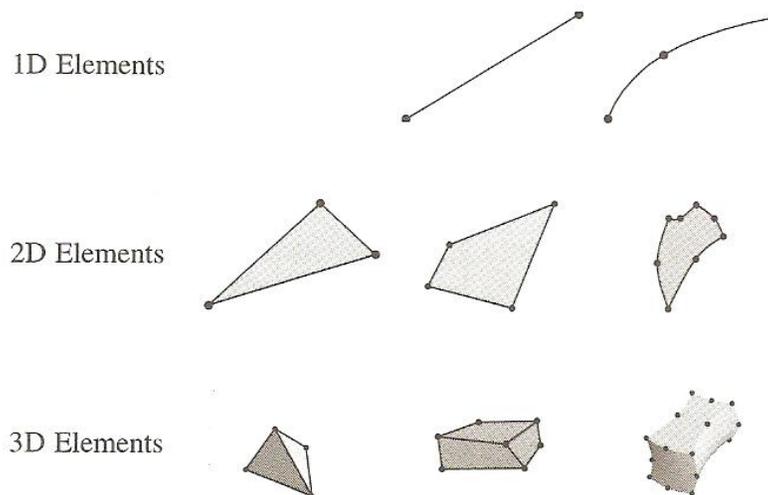


Figura 25: Tipos e formas de elementos. [Fonte: Bhatti, 2005]

Como já ressaltado anteriormente, no FEM uma solução aproximada é assumida em cada nó através de uma função de interpolação, que envolve funções de forma e parâmetros nodais. Cada nó tem seus graus de liberdade que podem ser deslocamento, temperatura, pressão, voltagem, etc. que normalmente são incógnitas. O processo resultante da montagem dos elementos finitos no domínio global conduz em um sistema de equações algébricas de grande dimensão. Do ponto de vista matemático, FEM é uma forma especial dos métodos de

aproximação de Galerkin e Rayleigh-Ritz utilizados para encontrar soluções de equações diferenciais.

A qualidade (acurácia) da aproximação é diretamente proporcional a quantidade de elementos usados. O custo computacional também é ligado ao número de elementos, uma vez que o sistema de equações se torna maior. Em um problema FEM uma estrutura pode ter uma malha com múltiplos tamanhos de discretização em regiões onde se necessita de maior acurácia (malha mais refinada). Já regiões onde não se tem muito interesse podem usar malhas mais grosseiras. Os contornos curvilíneos são exemplos onde malhas finas devem ser usadas, conforme a figura 26 abaixo.

A escolha do tipo de elemento, quantidade de elementos, etc. deve ser pautada no tipo de solução e capacidade computacional disponível. Uma boa alternativa é começar com malhas grosseiras para se ter noção do tipo de solução obtido e depois refinar a malha conforme desejo, obtendo assim uma economia computacional e de tempo que pode resultar em maior produtividade.

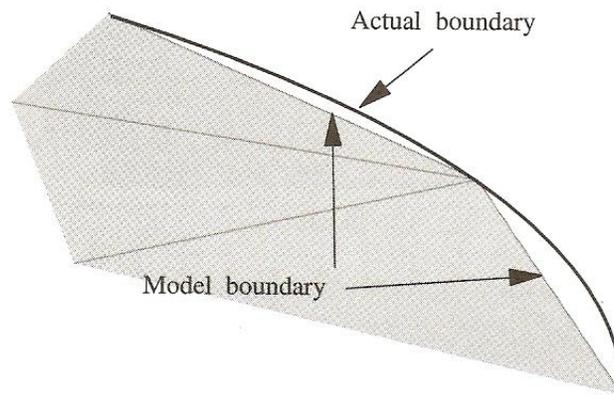


Figura 26: Diferença entre o contorno físico e a geometria do contorno do modelo de elementos finitos. [Fonte: Bhatti, 2005]

Um erro comum que usuários inexperientes em FEM cometem se refere a conectividade dos nós. Uma malha deve ser formada por elementos que se conectam através de nós. A interface dos nós portanto deve ser tal que permita que a malha seja devidamente "fechada" entre elementos adjacentes. A figura 27 apresenta um exemplo de malha válida e inválida para um elemento com quatro nós. A malha fica inválida quando usando uma configuração com três elementos, uma vez que o nó 4 dos elementos (2) e (3) não está conectado com nenhum nó do elemento (1).

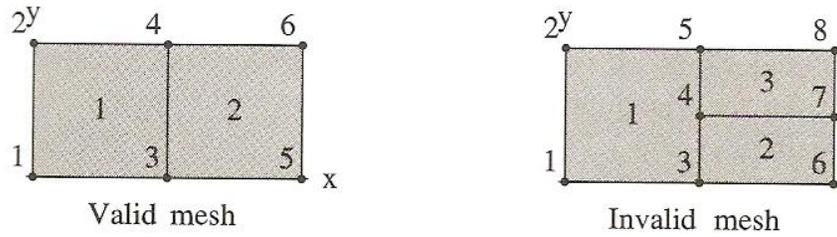


Figura 27: Malhas válida e inválida para elementos com 4 nós. [Fonte: Bhatti, 2005]

Outra forma de economizar tempo é analisar as simetrias entre condições de contorno e domínio de solução. Se a malha for construída de forma simétrica o resultado também o será. Um exemplo de estrutura simétrica é formado por esquadrias metálicas de galpões formados por conjuntos idênticos de treliças. Porém deve-se ter cuidado, pois se a estrutura for simétrica a alguma linha de centro, a escolha de um elemento não adequado pode fazer com que este procedimento não seja correto.

3. MODELAMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS DO MODELO

3.1. Modelamento no Ambiente Multicorpos Adams/Car

O modelo teórico completo multicorpos do veículo foi desenvolvido no software Adams/Car. ADAMS é a sigla de Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems e o Adams/Car é um módulo especializado para modelagem, simulação e análise dinâmicas de automóveis.

A metodologia que o Adams/Car utiliza é baseada na construção de “templates” nos quais é definida apenas a geometria básica por meio de pontos chamados de “harpoints”, que após serem ajustados com a geometria definitiva, massa, inércia, rigidez, amortecimento e outras propriedades, receberão a definição de subsistemas. Depois, vínculos definidos como “communicators” são criados para fazerem a conexão entre os subsistemas a fim de garantir o perfeito posicionamento quando o conjunto de todos os subsistemas formará o veículo completo, também chamado de “assembly”, conforme figura 28 abaixo. Assim, os elementos com pneus, suspensões dianteira e traseira primária de chassis e de cabina, sistema de direção, barras estabilizadoras, cabina, longarina, motor, caixa de câmbio e carreta foram conectados através de “communicators” no ambiente de análise. Todos os elementos serão considerados rígidos com exceção da longarina, que será o único elemento a ser considerado flexível devido às suas grandes deformações, afetando diretamente o conforto.

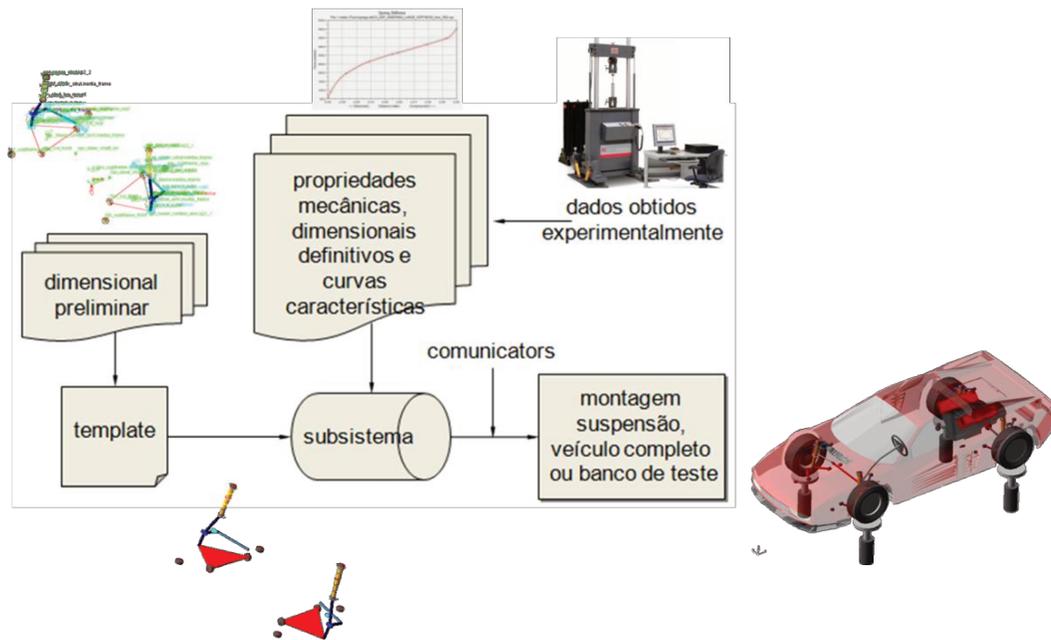


Figura 28: Estrutura do Adams/Car.

Esse trabalho se iniciará com uma análise do comportamento de dirigibilidade e também das forças na suspensão da cabina de um modelo teórico do caminhão, cujas propriedades de seus elementos elastocinemáticos representam as de um veículo real, com o objetivo de validá-lo com sinais aquisitados em campo. Assim, este modelo teórico será considerado padrão e referência para futuras simulações.

A seguir, modelos teóricos mais simples do tipo bancada de testes ou “test rig” serão desenvolvidos somente para a cabina, assim como do desenvolvimento de modelos teóricos do tipo four-post válidos para o veículo completo. Ambos poderão ser utilizados na simulação de dinamômetros de seis eixos em laboratório.

Atualmente a barra estabilizadora da cabina é fixada na longarina do chassi, cujos terminais são conectados à cabina favorecendo sua torção. Assim, chegamos ao objetivo final que é o desenvolvimento de uma nova barra estabilizadora para ser fixada na cabina e os terminais conectados à longarina na tentativa de obtermos forças dinâmicas menores na cabina, além de aumentar sua rigidez.

Alguns parâmetros ou curvas características foram adotados, devido à confidencialidade das informações fornecidas pela empresa que colaborou com a realização deste trabalho.

Suspensão Dianteira da Cabina

A suspensão dianteira da cabina é considerada independente, onde bolsões de ar ou molas e amortecedores são montados nas extremidades da barra estabilizadora. A suspensão dianteira da cabina está modelada no ambiente Adams/Car conforme figura 29, e composta pelos elementos conjunto bolsão de ar ou molas e amortecedor, batentes, “top mountings”, barra estabilizadora e buchas. Além disso, as figuras 30 a 34 mostram algumas curvas características de seus componentes obtidas experimentalmente por ensaios isolados e em equipamentos adequados.

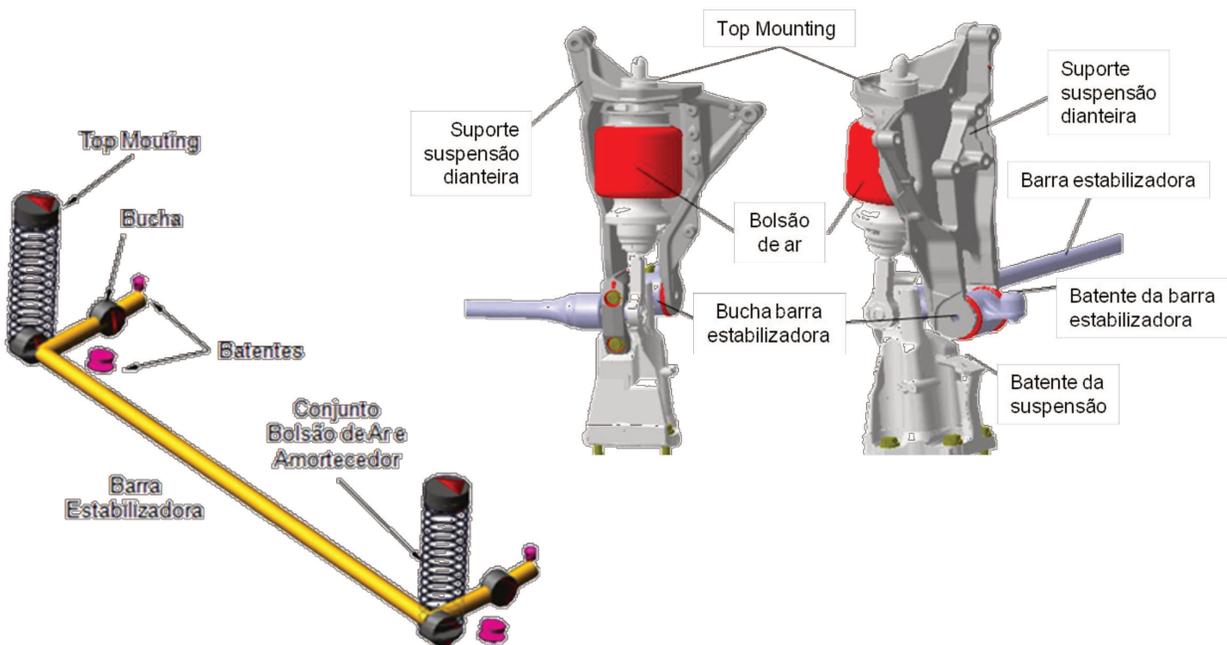


Figura 29: Suspensão dianteira (direita) e seu respectivo subsistema no Adams/Car (esquerda).

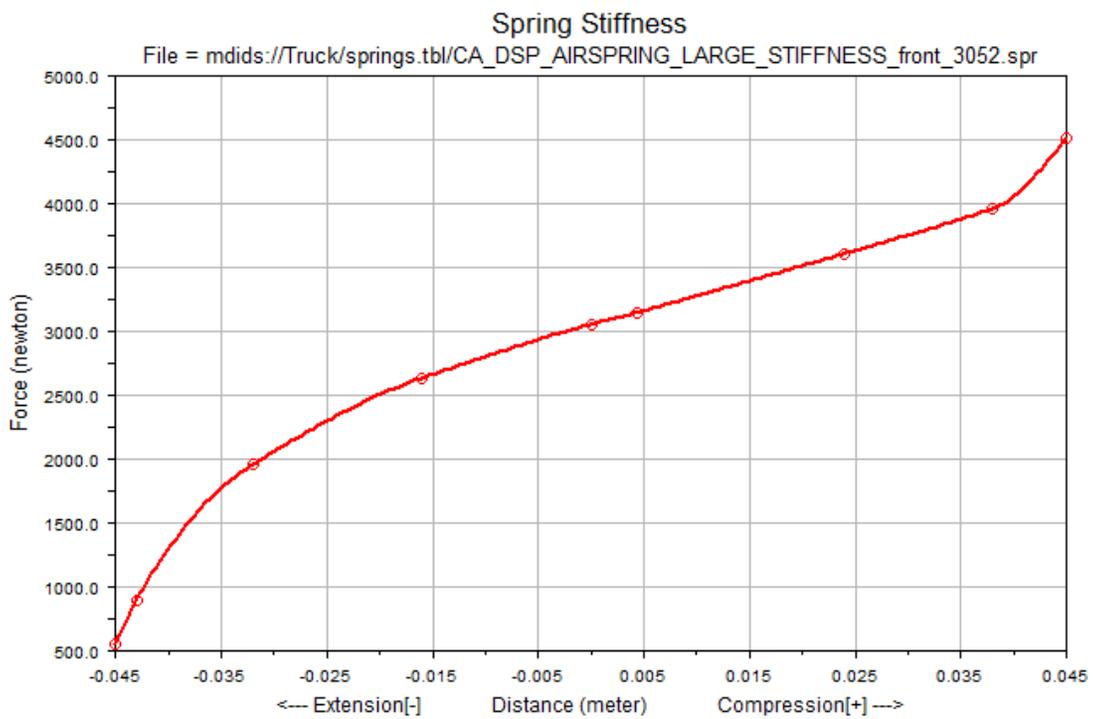


Figura 30: Curva força x deslocamento do conjunto bolsão de ar e amortecedor da suspensão dianteira.

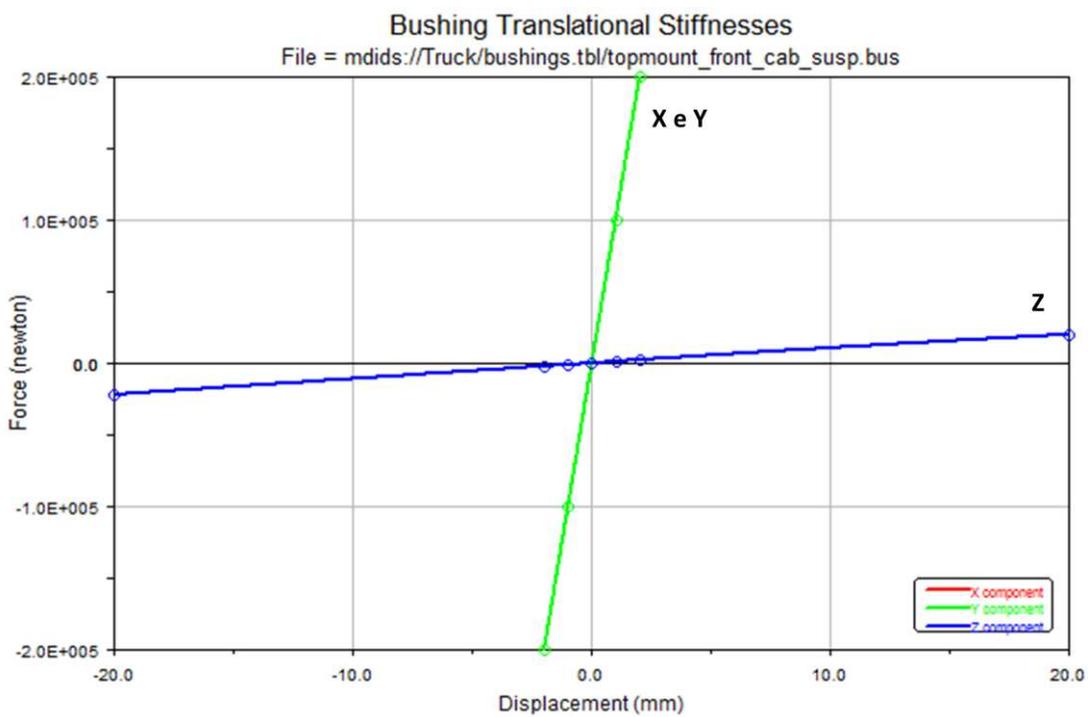


Figura 31: Curva força x deslocamento do “top mounting” da suspensão dianteira.

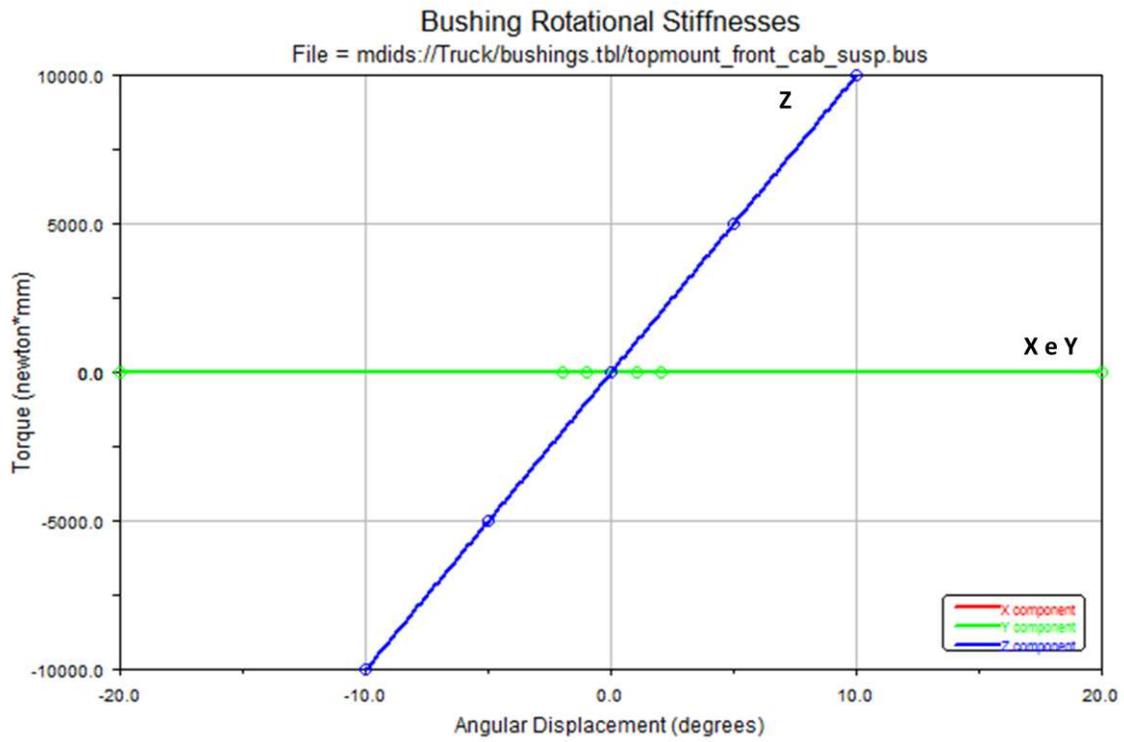


Figura 32: Curva torque x deslocamento angular do “top mounting” da suspensão dianteira.

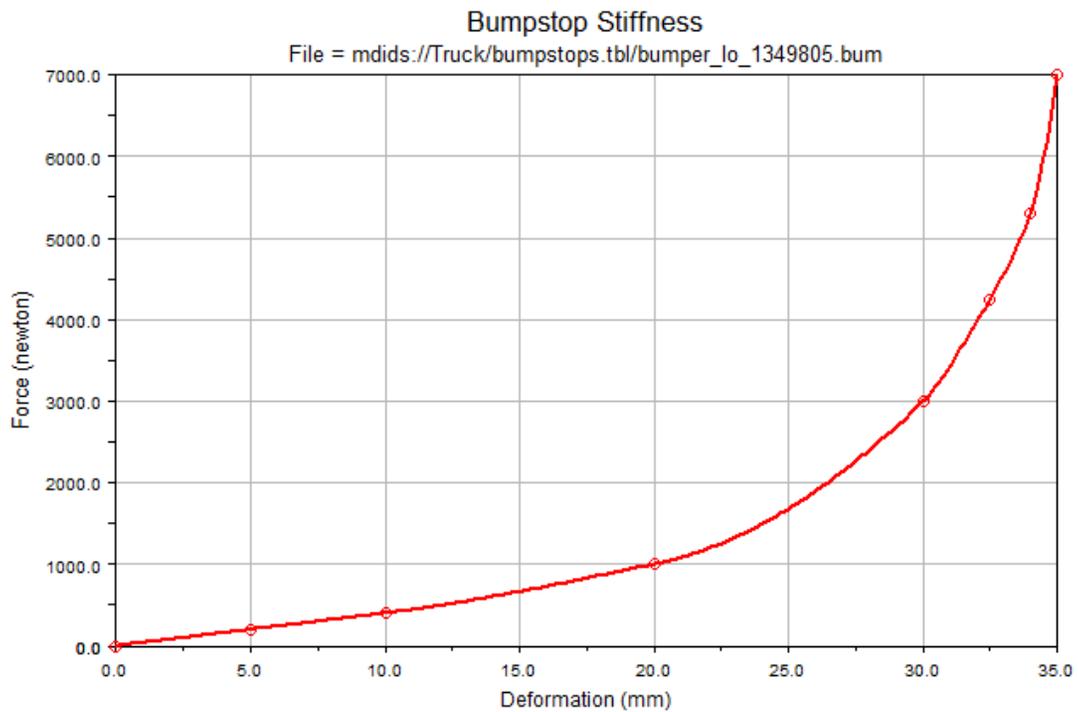


Figura 33: Curva força x deformação do batente da suspensão dianteira.

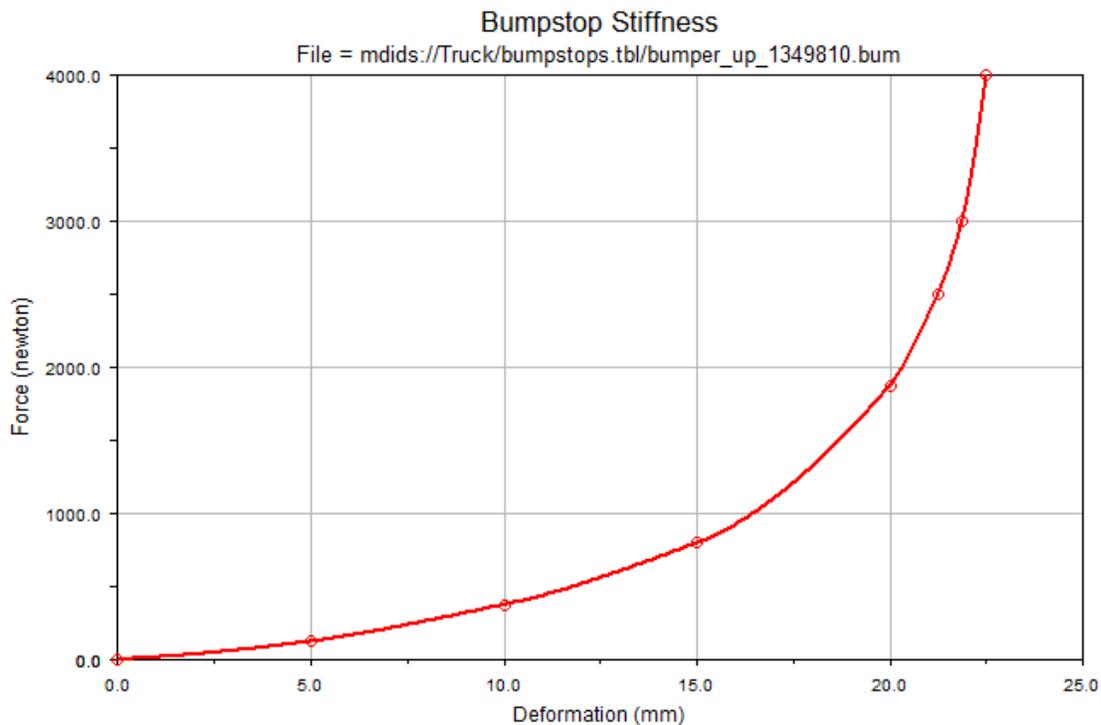


Figura 34: Curva força x deformação do batente da barra estabilizadora da suspensão dianteira.

Suspensão Traseira da Cabina

A suspensão traseira da cabina é considerada independente onde os bolsões de ar ou molas e amortecedores são montados nas extremidades de um braço guia, cuja função é de manter as extremidades inferiores dos amortecedores conectados ao chassi. A suspensão traseira da cabina está modelada no ambiente Adams/Car conforme figura 35 abaixo, e composta pelos elementos conjunto bolsão de ar e amortecedor, batentes, “top mountings”, braço guia e arruelas espaçadoras de poliuretano. Além disso, as figuras 36 a 40 mostram algumas curvas características de seus componentes obtidas experimentalmente por ensaios isolados e em equipamentos adequados com exceção do batente e do “top mounting”, que são os mesmos utilizados na suspensão dianteira.

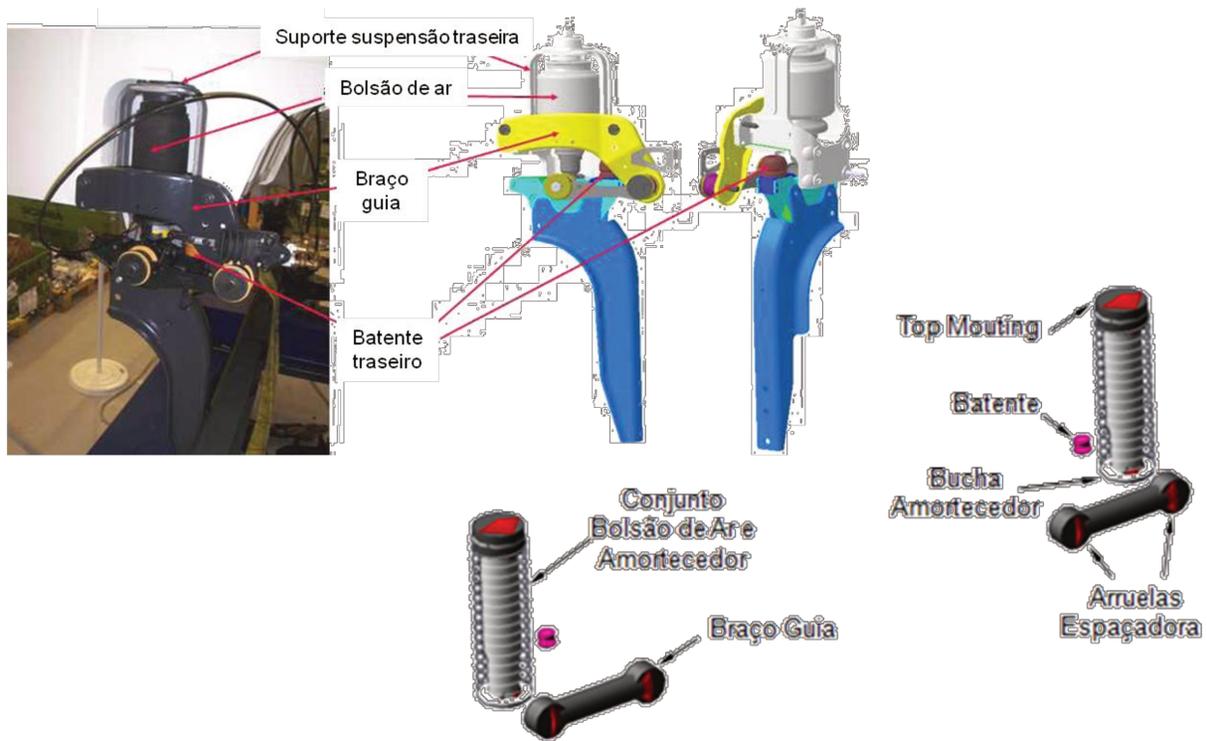


Figura 35: Suspensão traseira (superior) e seu respectivo subsistema no Adams/Car (abaixo).

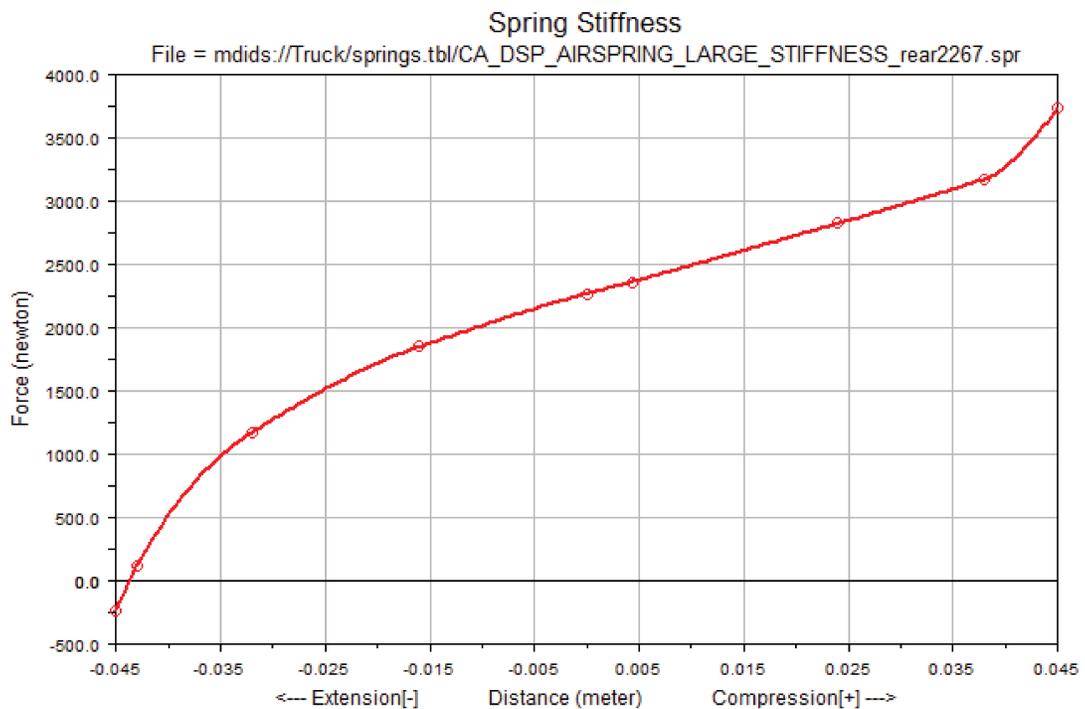


Figura 36: Curva força x deslocamento do conjunto bolsão de ar e amortecedor da suspensão traseira.

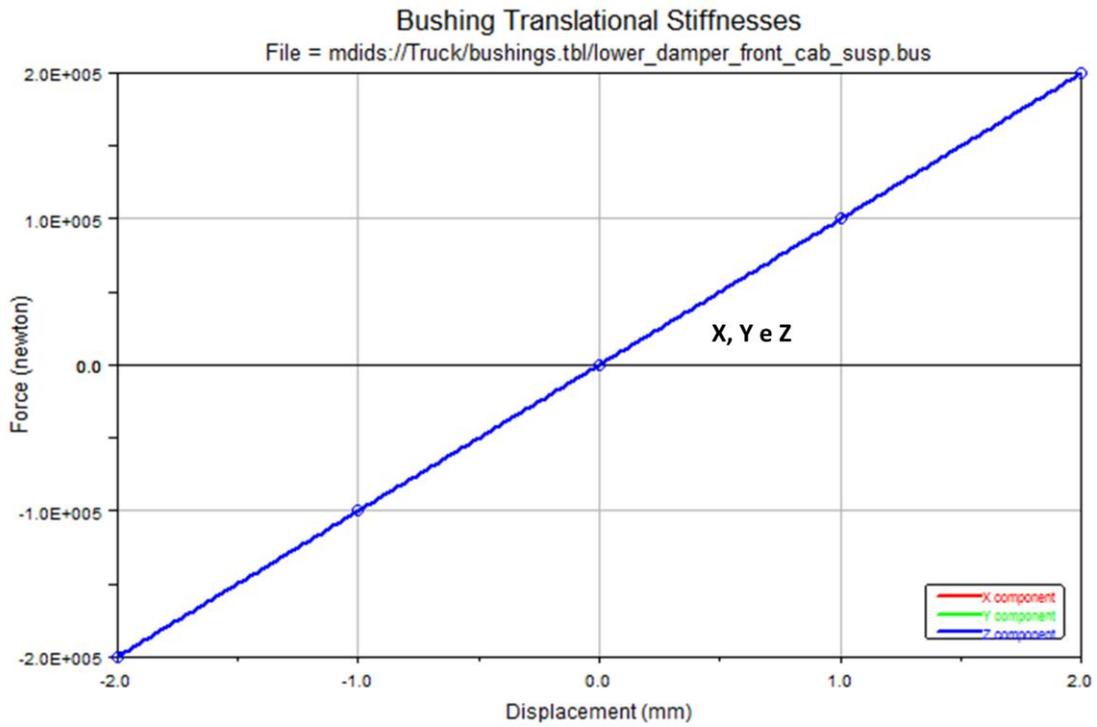


Figura 37: Curva força x deslocamento da bucha do amortecedor da suspensão traseira.

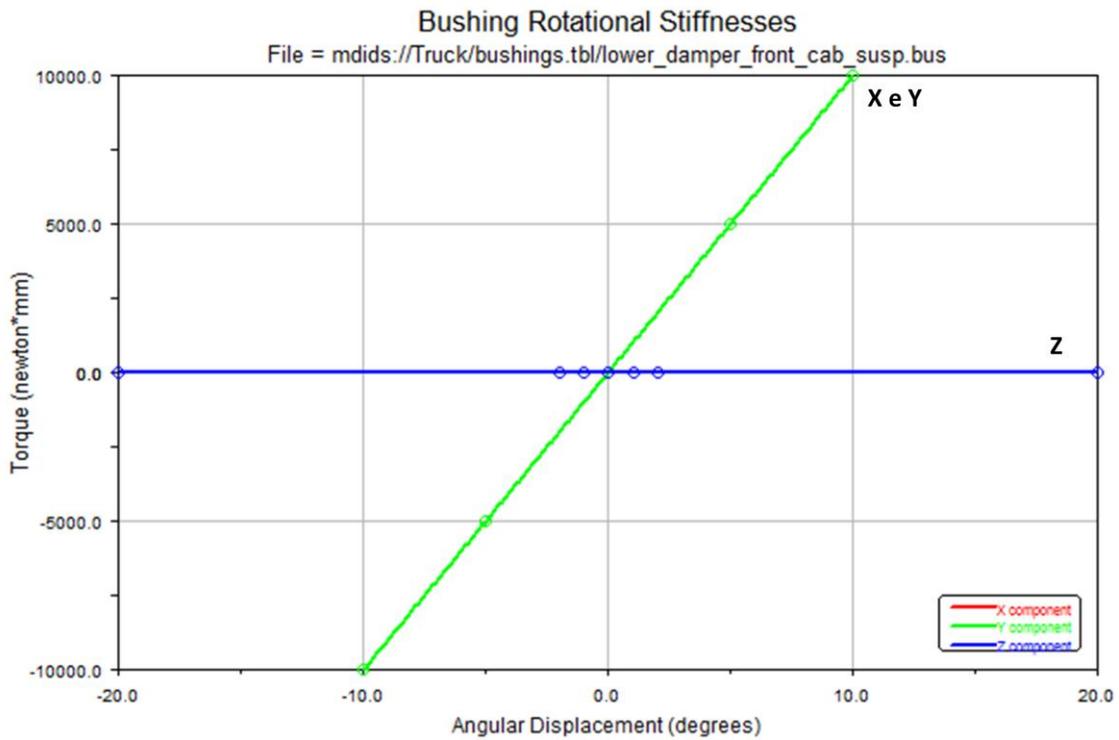


Figura 38: Curva torque x deslocamento angular da bucha do amortecedor da suspensão traseira.

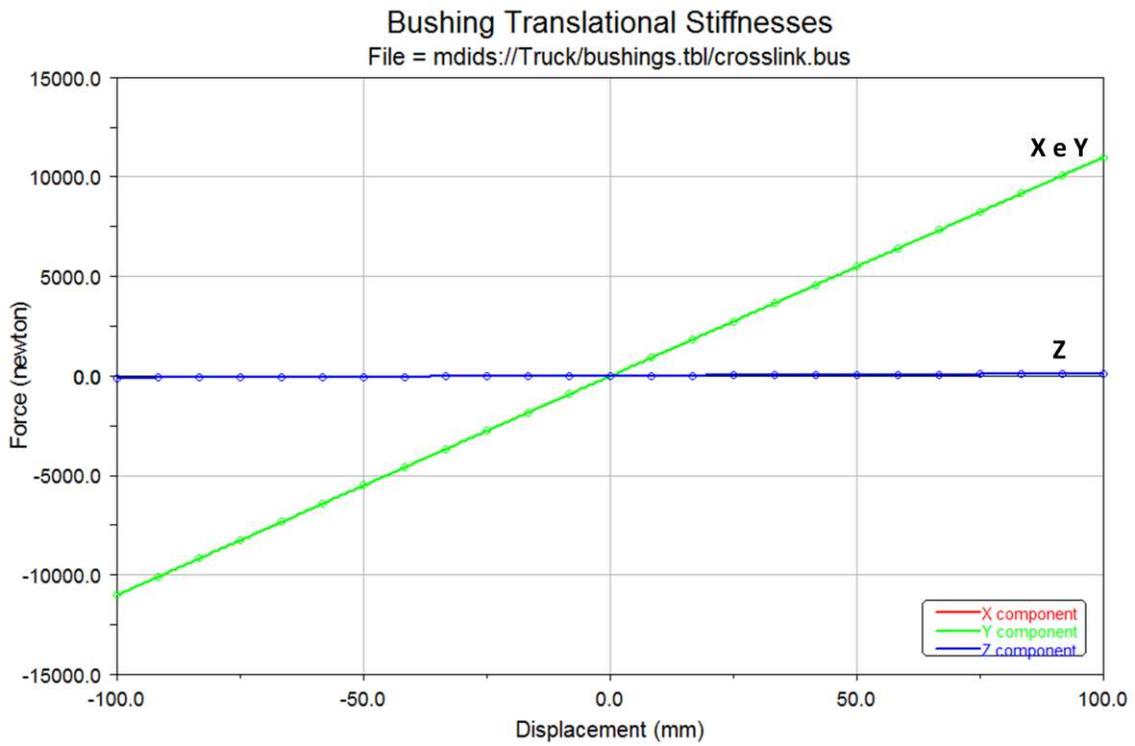


Figura 39: Curva força x deslocamento das arruelas espaçadoras.

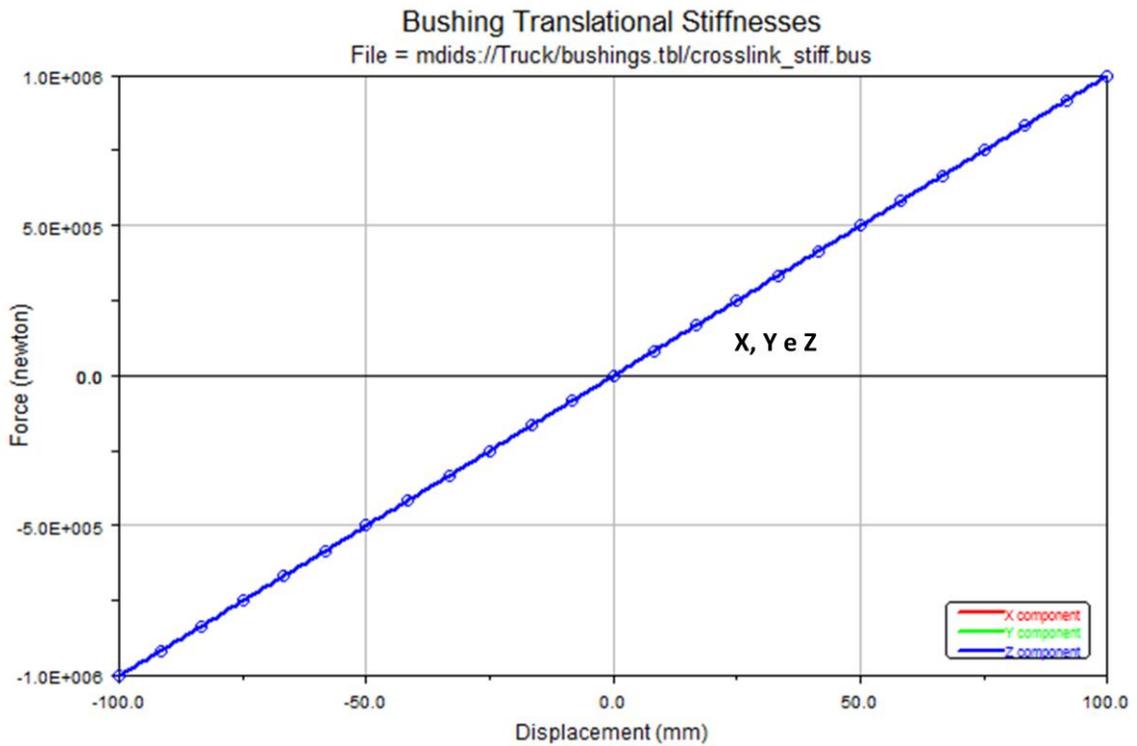


Figura 40: Curva torque x deslocamento angular das arruelas espaçadoras.

Longarinas ou Chassis do Veículo

As longarinas que compõem o caminhão são de aço estrutural de alta resistência e possuem espessuras variando entre 8 a 13 mm com vigas transversais distribuídas por todo o seu comprimento. Porém, o torque do motor e as condições dinâmicas do veículo fazem com que esta estrutura apresente grandes deslocamentos, mas por outro lado, isso proporciona uma melhoria no conforto do motorista. Desta forma, faz-se necessário considerarmos a estrutura da longarina como elemento flexível no Adams/Car e para isto precisamos determinar os modos de vibrar ou frequências naturais do chassi do veículo em um software de elementos finitos conforme figura 41. Depois, gerar um arquivo com extensão MNF que apresenta não apenas os modos de vibrar, mas também a malha utilizada para ser utilizada no próprio Adams/Car conforme ilustrado na figura 42 e o seu resultado dinâmico comparando o chassi rígido e flexível conforme figura 43.

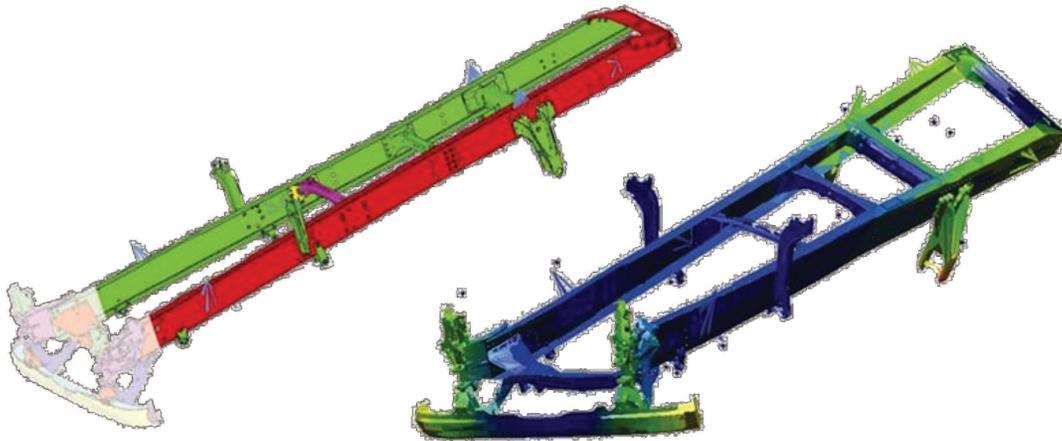


Figura 41: Modelo 3D das longarinas e travessas (esquerda) e o modo de vibrar a 7,97Hz.

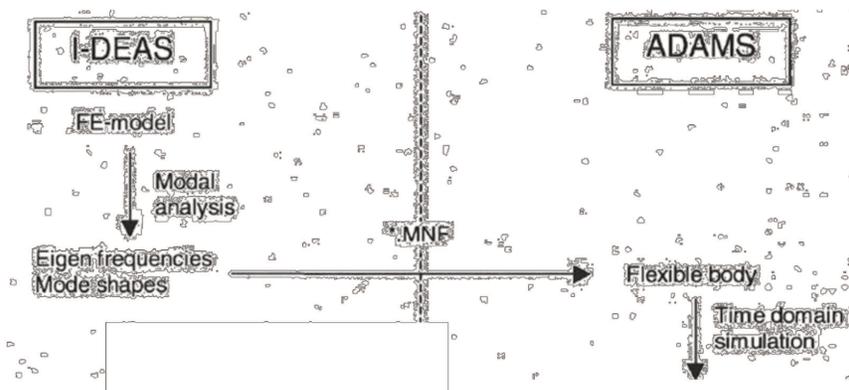


Figura 42: Roteiro para criação de elementos flexíveis no Adams/Car.

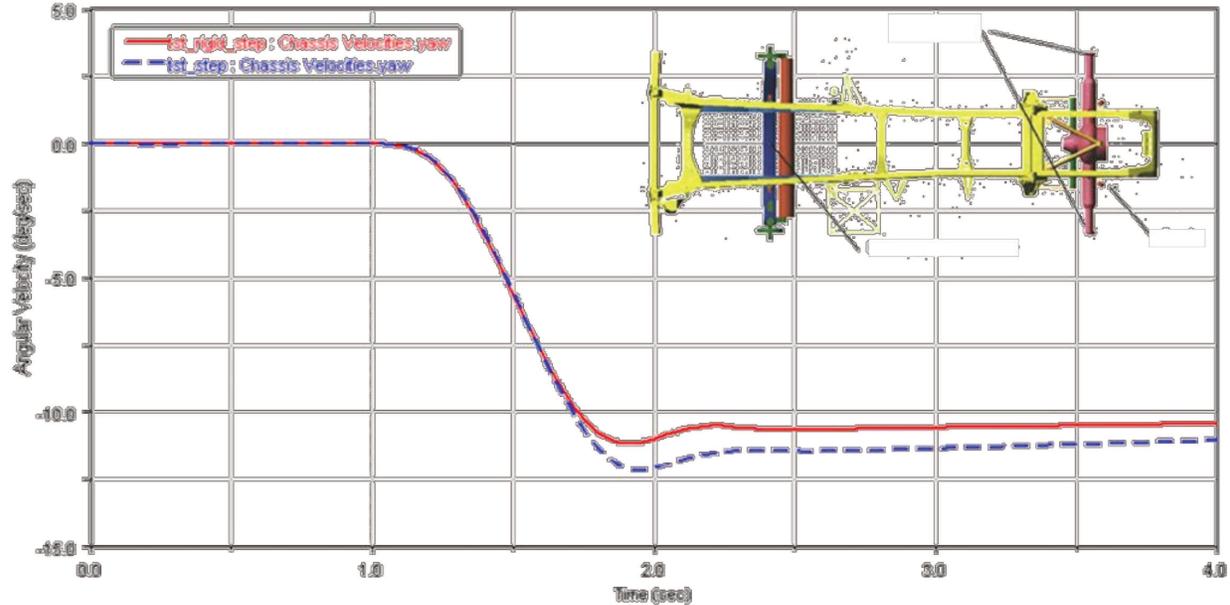


Figura 43: Gráfico velocidade angular “yaw” no tempo considerando chassi rígido e flexível.

Observa-se na figura 43 que os deslocamentos da estrutura do chassi acabam afetando os resultados dinâmicos em torno de 10%.

Além dos subsistemas das suspensões dianteiras e traseiras da cabina, outros subsistemas também foram criados a fim de completar o modelo do caminhão aqui em estudo conforme figuras 44 a 59. Por fim, a figura 60 mostra o veículo completo, somente possível, através da correta definição dos “communicators”. O modelo de caminhão completo totalizou 207 graus de liberdade.

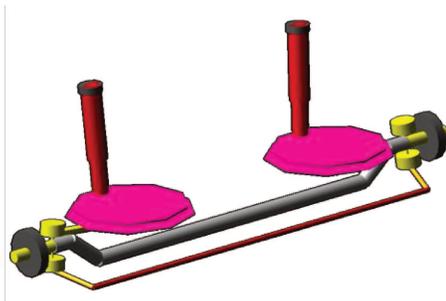


Figura 44: Modelo suspensão dianteira de chassi.

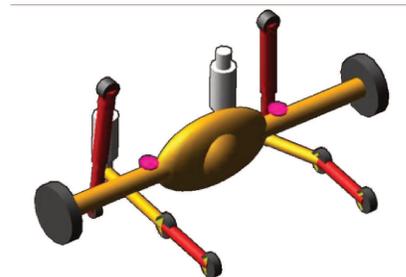


Figura 45: Modelo suspensão traseira de chassi.

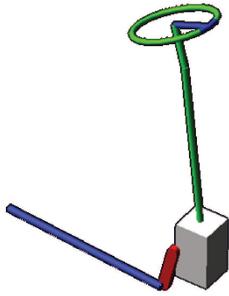


Figura 46: Modelo do sistema de direção.

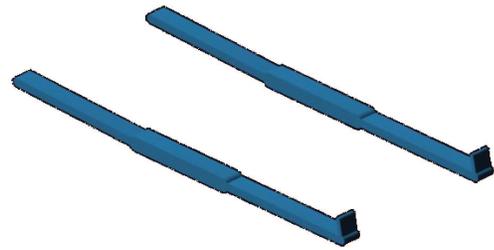


Figura 47: Modelo do feixe de molas da suspensão dianteira de chassis.

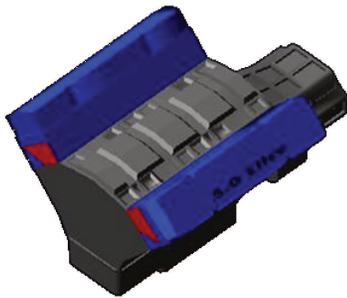


Figura 48: Modelo do motor e caixa de cambio.



Figura 49: Modelo da suspensão do motor e caixa de cambio. (Batentes)



Figura 50: Modelo dos pneus dianteiros.



Figura 51: Modelo dos pneus traseiros do caminhão.



Figura 52: Modelo da barra estabilizadora da suspensão dianteira do chassi.

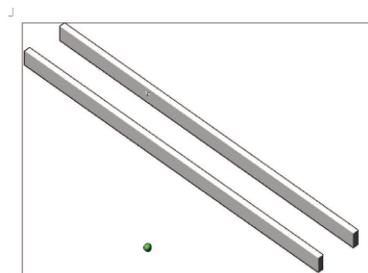


Figura 53: Modelo da longarina do caminhão. (Elemento flexível)



Figura 54: Modelo do eixo cardam.

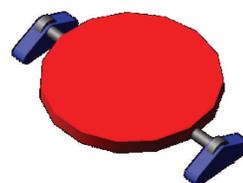


Figura 55: Modelo da quinta-roda.

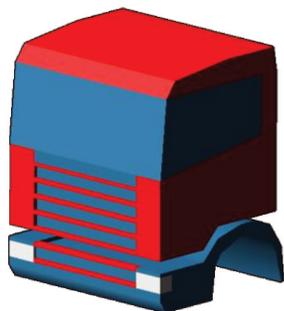


Figura 56: Modelo da cabina.

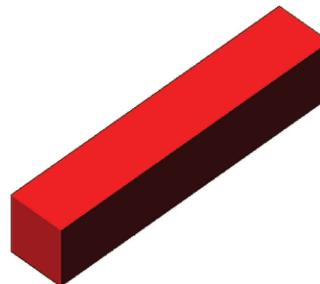


Figura 57: Modelo da carreta.

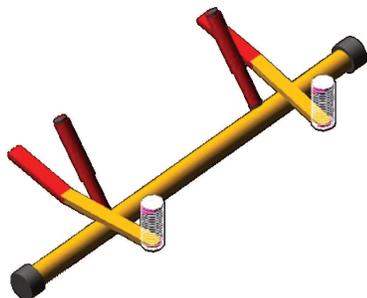


Figura 58: Modelo da suspensão da carreta.

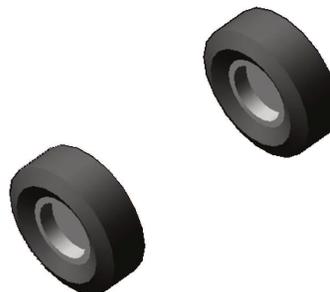


Figura 59: Modelo dos pneus da carreta.

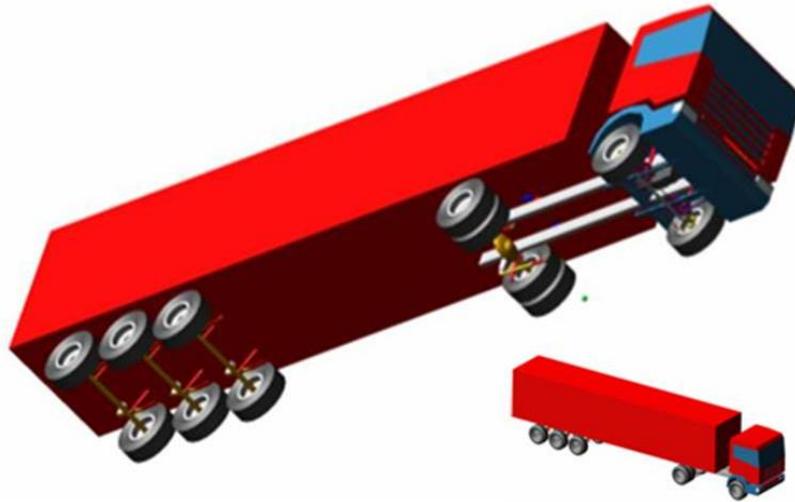


Figura 60: Modelo do caminhão completo no Adams/Car.

3.2. Testes para Avaliação da Dirigibilidade

A indústria automobilística de veículos comerciais realiza os seguintes testes para avaliação da dirigibilidade de seus produtos:

- Testes em pistas do fabricante com vários obstáculos ou níveis de dificuldade, avaliando a interação entre motorista e veículo;
- Testes cujos trajetos são padronizados e específicos para veículos comerciais pesados conforme normas internacionais SAE/ISO, nos quais as manobras e trajetos são controlados. Estes testes também são os mais utilizados para validação dos modelos teóricos;
- Testes subjetivos cujos trajetos são os normalmente utilizados pelos clientes para avaliação tanto de durabilidade, dirigibilidade e conforto.

Dentre as manobras padronizadas mais utilizadas temos:

- ISO 11012 – Teste de desvio de obstáculos em zig-zag (wave) também conhecido como teste do alce, no qual o veículo é equipado com um dispositivo para evitar seu tombamento em caso de reprovação, conforme figura 61. A velocidade longitudinal

especificada para este teste é de 80km/h constante, esterçamento do volante em $\pm 80^\circ$ cuja velocidade ou taxa de esterçamento deve ser em torno de $\pm 100^\circ/\text{s}$.



Figura 61: Veículo equipado para realização das manobras.

- ISO 14791 – “Single Lane Change” para veículos pesados com carreta no qual o volante é esterçado para esquerda e direita pelo mesmo período de tempo formando uma trajetória em “S” conforme figura 62. A velocidade longitudinal especificada para este teste é de 35km/h constante, esterçamento do volante em $\pm 180^\circ$ cuja taxa de esterçamento deve ser em torno de $\pm 50^\circ/\text{s}$.

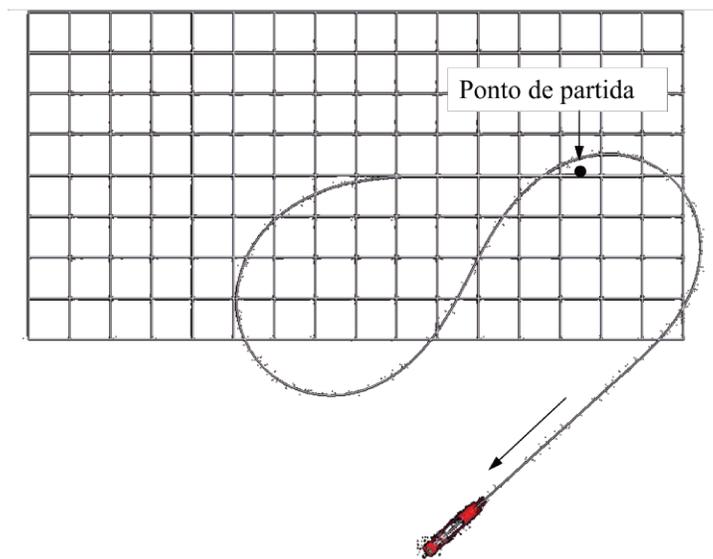


Figura 62: Trajetória estabelecida pela ISO 14791.

3.3. Aquisição de Sinais em Campo

O objetivo deste experimento de aquisição de sinais dinâmicos em campo é determinar as condições de contorno mais críticas à quais as suspensões de cabinas são submetidas, transferindo esforços dinâmicos para a estrutura e também para validação do modelo de simulação computacional realizado no programa ADAMS/CAR, como por exemplo:

- Forças axiais;
- Forças laterais;
- Deslocamentos relativos da suspensão de cabinas;
- Deslocamentos relativos da suspensão de chassi;
- Pressão na suspensão pneumática da cabina;
- Temperatura na suspensão pneumática da cabina.

As forças axiais e laterais serão aquisitadas através de strain gauges posicionados corretamente nos amortecedores, conforme figura 63.

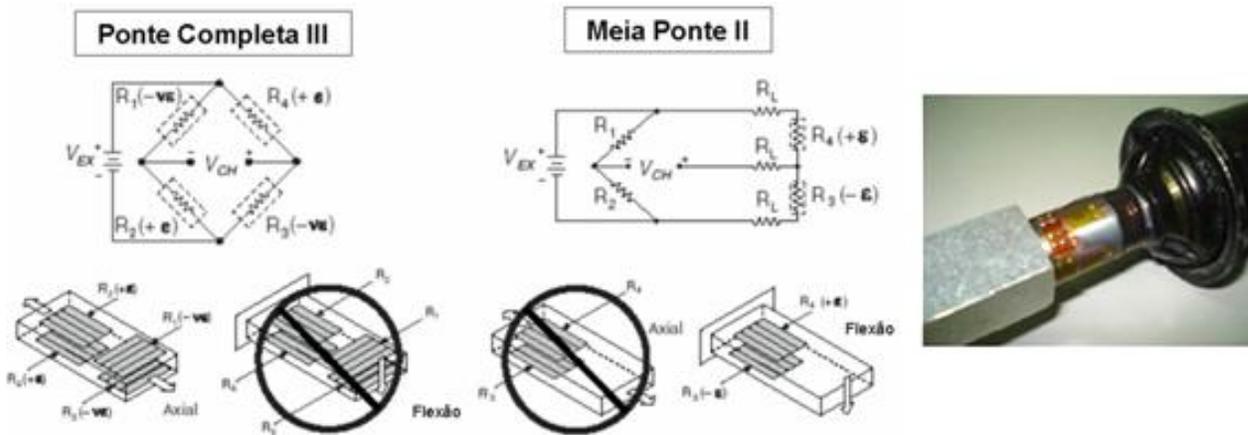


Figura 63: Representação dos strain gauges e instalação utilizada para aquisição das forças axiais e laterais. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]

Observa-se na figura 63 que será utilizada uma ponte completa Wheatstone, tipo III, com compensação de temperatura para obtenção das forças axiais, enquanto que para as forças laterais

será utilizada uma meia ponte, tipo II, medição por flexão. As ferramentas, os strain gauges e o receptor estão ilustrados na figura 64.



Figura 64: Receptor CompactRio 9012 Real Time, strain gauges HBM e caixa de ferramentas para instalação. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]

Os deslocamentos foram obtidos através de transdutores analógicos de deslocamentos Space Age série 160 de 152 a 300mm, acionados por cordão conforme figura 65, que também foram conectados ao aparelho receptor da figura 64, no qual mediu-se a distância relativa entre os dois pontos de fixação do amortecedor. A velocidade e aceleração serão obtidas através das derivadas primeira e segunda do sinal do deslocamento.



Figura 65: Transdutor analógico de deslocamentos. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]

Termopares tipos K e J foram instalados na guia da haste do amortecedor para aquisição de sinais do gradiente de temperatura conforme figura 66. Esta região foi escolhida, pois é onde há mais atrito e, portanto, maior geração de calor.

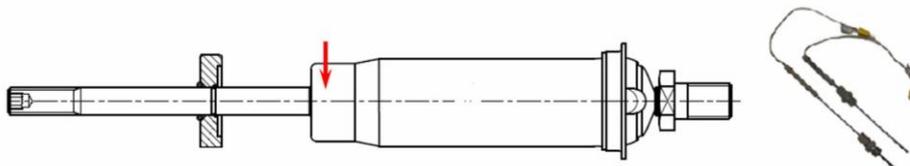


Figura 66: Termopares tipo K & J e posição de instalação. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]

O veículo instrumentado está ilustrado na figura 67.

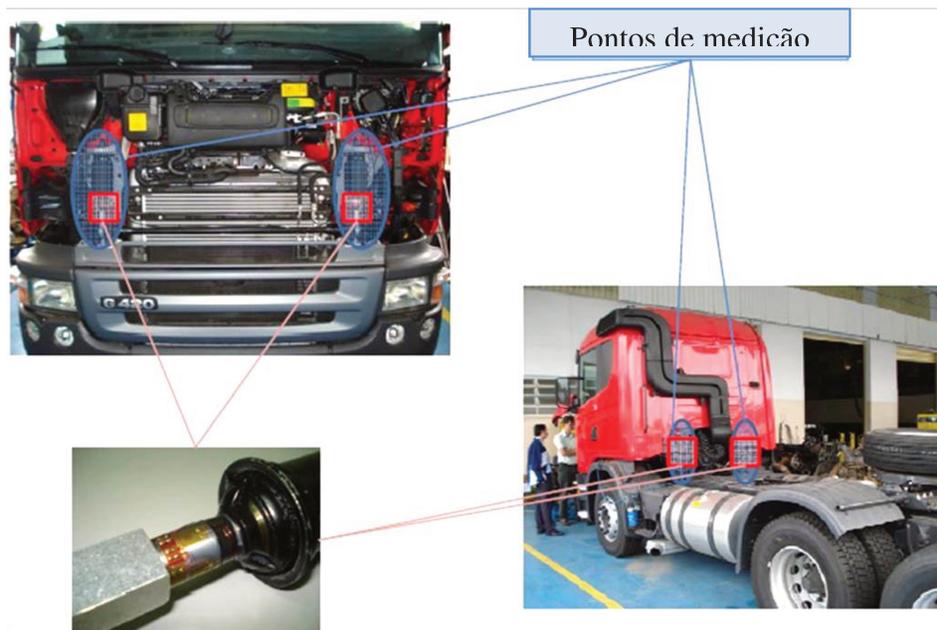


Figura 67: Instrumentação do caminhão. [Fonte: Tenneco Monroe, 2009]

Observa-se na figura 67 que a instrumentação da cabina foi instalada na dianteira e traseira, e também na direita e esquerda, enquanto que no chassi foi apenas na dianteira direita e esquerda.

Os testes foram realizados com e sem carreta, e foram selecionados quatro tipos de pistas ou circuitos. Para cada circuito também se variou a altura da suspensão da cabina entre o nível baixo, padronizado ou nominal e alto. Também foram utilizados dois amortecedores, no qual um deles utilizou o coeficiente de amortecimento atual, e o outro um valor maior. Além disso, para cada teste descrito também foram estabelecidas velocidades específicas de cruzeiro definidas de acordo com o normalmente usado pelos motoristas.

3.4. Modelamento no Ambiente Multicorpos do “Four-Post Test Rig”

Conforme mencionado no início deste capítulo, um modelo teórico mais simples no Adams/Car foi desenvolvido considerando somente a cabina após a validação do modelo teórico de referência, utilizando o mesmo conceito de construção e dados de entrada para os subsistemas anteriores. Este modelo teórico mais simples é chamado no Adams/Car como “test rig” ou bancada virtual de teste criado de uma opção automática de montagem durante a operação da

montagem completa do veículo, porém apresenta apenas dois pontos de movimento do modelo e cada um representa o contato do veículo com o solo ou entre objetos conforme figura 68. Tais pontos são chamados de atuadores ou “tire pads” e apresentam apenas movimento na direção de seu eixo sendo na vertical na maioria dos casos e sendo assim largamente utilizado para verificar isoladamente suspensões dianteiras ou traseiras conforme a figura 69.

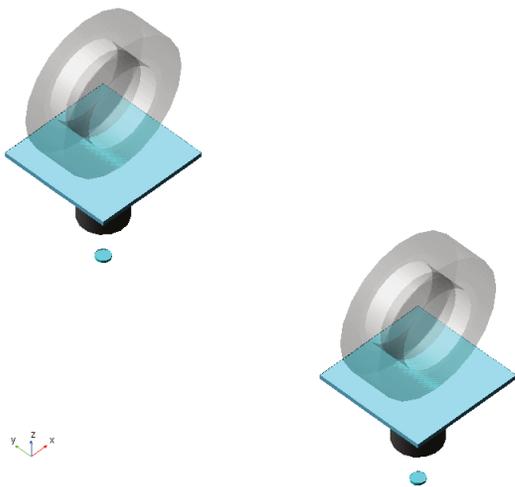


Figura 68: "Test rig" de suspensão apenas.

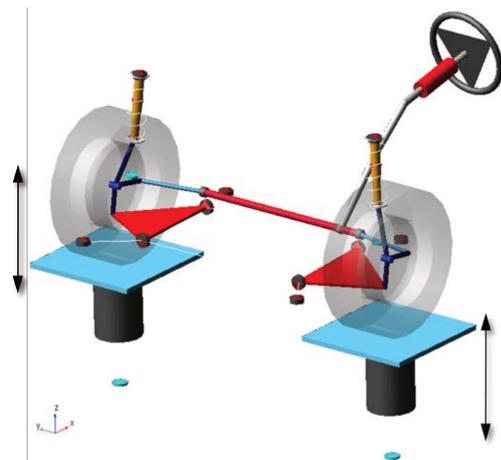


Figura 69: “Test rig” da suspensão dianteira de automóvel com sistema de direção.

Entretanto, o proposto neste trabalho é o desenvolvimento de um “test rig” com quatro pontos de movimento para a cabina chamado de “four-post test rig” conforme figura 70 para analisar somente a cabina ou ainda conforme figura 71 para veículo completo. Os modelos “four-post test rig” requerem uma construção especial dentro dos arquivos de configuração do próprio Adams/Car. Modelos mais avançados podem ser criados para gerar movimentos laterais através de sistemas articulados conforme figura 72.

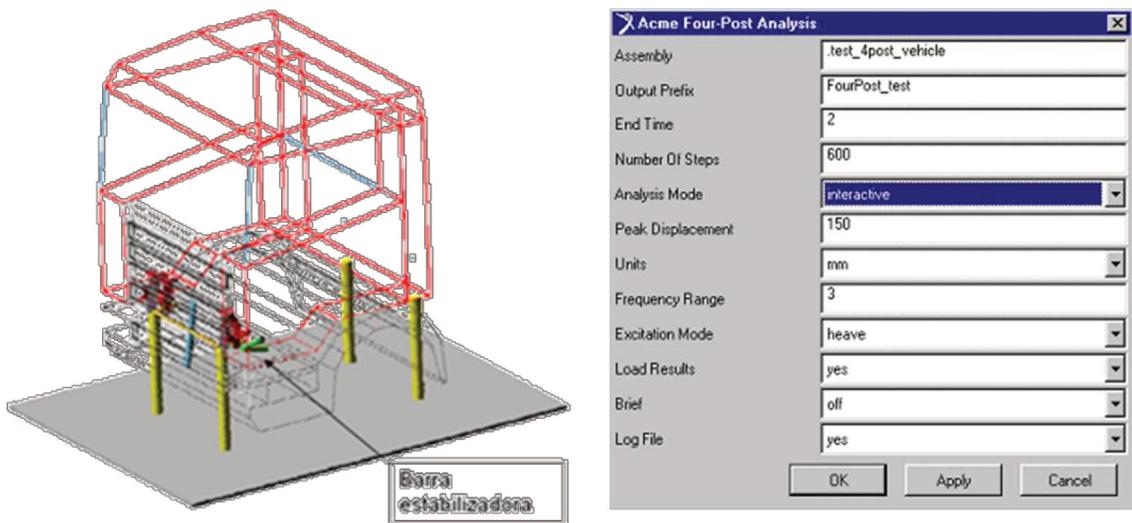


Figura 70: “Four-post test rig” da cabina (esquerda) e janela de entrada do Adams/Car.

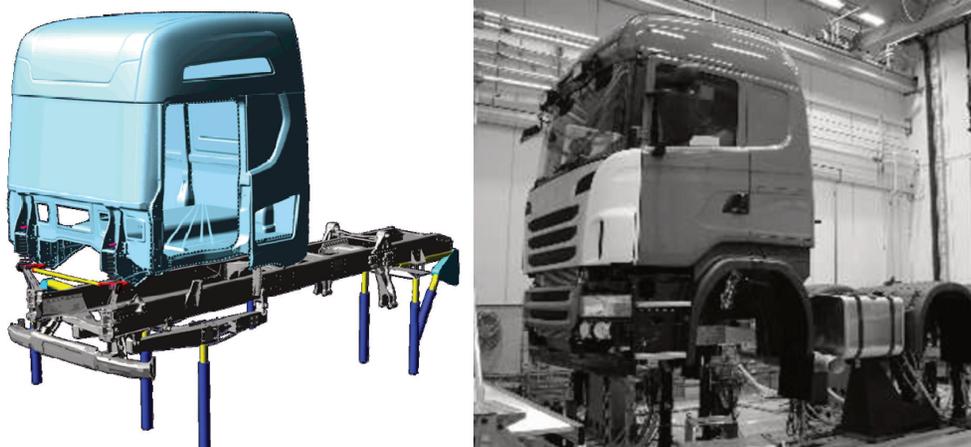


Figura 71: “Four-post test rig” do caminhão (esquerda) e teste real (direita).

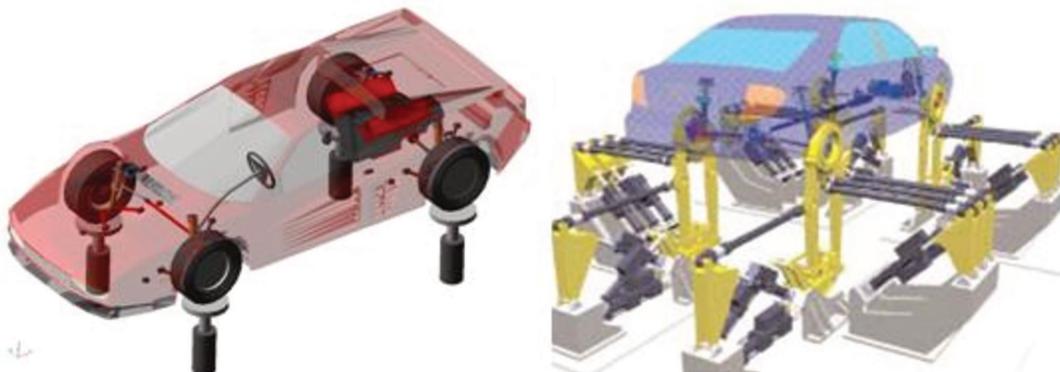


Figura 72: “Four-post test rig” simples (esquerda) e avançado (direita).

Os atuadores dos modelos “four-post test rig” são excitados através de uma função analítica com deslocamento no domínio do tempo limitado à entrada senoidal de amplitude constante para uma frequência pré-definida para um intervalo de tempo também pré-definido. Tais modelos “four-post test rig” apresentam quatro modos de excitação conforme descrito abaixo:

- “Heave”: os quatro atuadores movem-se verticalmente em fase.
- “Pitch”: os atuadores dianteiros movem-se verticalmente com 180° em oposição de fase com os atuadores traseiros.
- “Roll”: os atuadores do lado esquerdo movem-se verticalmente com 180° em oposição de fase com os atuadores do lado direito.
- “Warp”: os atuadores dianteiro esquerdo e traseiro direito movem-se verticalmente com 180° em oposição de fase com os atuadores dianteiro direito e traseiro esquerdo.

Entretanto, foi decidido em não utilizar o modelo “four-post test rig” da figura 70, mas continuar utilizando o modelo do veículo completo conforme figura 60, pois não é possível utilizar os sinais aleatórios adquiridos em campo, que não obedecem aos quatro modos de excitação do Adams/Car descritos anteriormente, além de definir uma frequência única de excitação. Desta forma, os resultados de carregamentos dinâmicos obtidos no modelo “four-post test rig” não representariam seus valores reais para serem utilizados na análise estrutural de elementos finitos, mas serviriam apenas como comparativo entre o projeto atual e um proposto.

3.5. Desenvolvimento de uma Nova Barra Estabilizadora

Como um dos objetivos deste trabalho é estudar um problema de rigidez estrutural da cabina devido às forças dinâmicas e também propor uma solução para reduzi-las principalmente as forças laterais e a transmissibilidade que causam as deformações estruturais na cabina.

A função da barra estabilizadora é reduzir o ângulo de rolagem quando o veículo faz uma curva e também providenciar estabilidade adicional. Assim, uma nova barra estabilizadora é proposta a fim de aperfeiçoar a suspensão dianteira da cabina vinculando-a a estrutura da cabina e seus terminais no chassi e, portanto sendo o oposto do projeto atual e por isso a chamaremos de

barra estabilizadora invertida. Espera-se que, teoricamente, este novo modelo aumentará a rigidez torcional da cabina em curvas reduzindo os carregamentos dinâmicos no parabrisa.

Um comparativo construtivo entre a solução atual e a proposta a ser estudada podem ser vistas na figura 73 das barras e suas montagens na cabina conforme figura 74. A rigidez torcional da barra atual foi mantida a fim de avaliarmos somente o efeito da geometria na dinâmica lateral e, portanto, o seu conceito. Entretanto devido à falta de espaço físico na região de montagem da nova barra estabilizadora, o comprimento dos terminais variou muito pouco em relação ao projeto atual e espera-se assim, resultados próximos na simulação virtual com o Adams/Car.

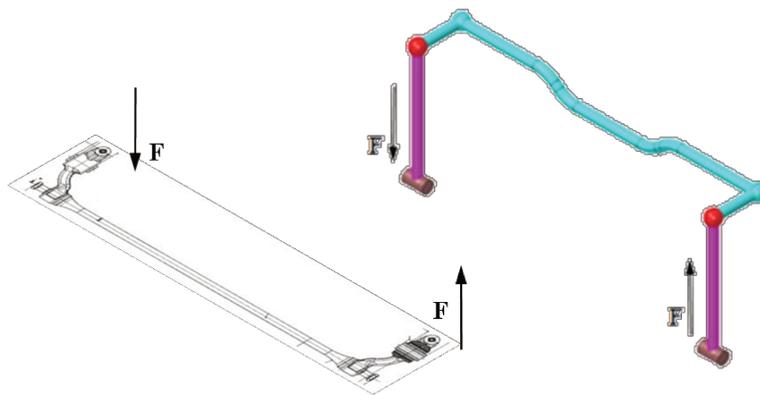


Figura 73: Barra estabilizadora da cabina submetida às forças verticais na dinâmica lateral.

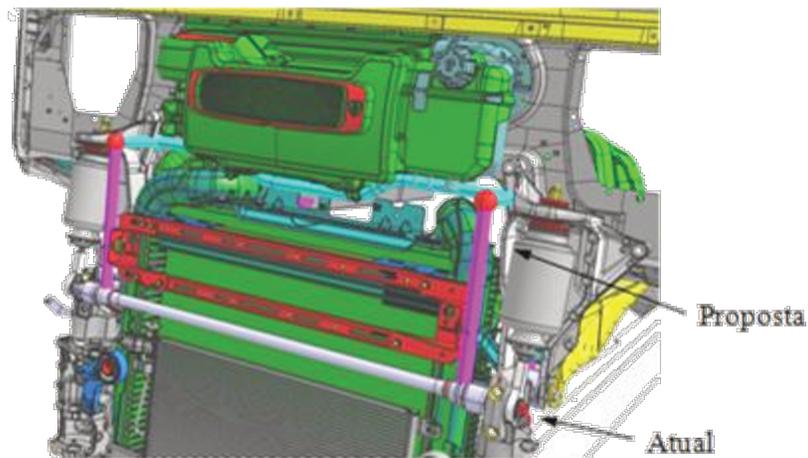


Figura 74: Montagem das barras estabilizadoras na cabina.

Entretanto, podemos a partir dos valores obtidos de rigidez torcional para a barra estabilizadora fazer uma estimativa do diâmetro da barra que deverá ser utilizada para se obter as

configurações desejadas. (Rill, 2007). Ainda, segundo Rill, a rigidez de uma barra estabilizadora em formato "U" é definida pela geometria e propriedades do material. Na figura 75 é mostrado o diagrama de esforços verticais a que a peça é submetida.

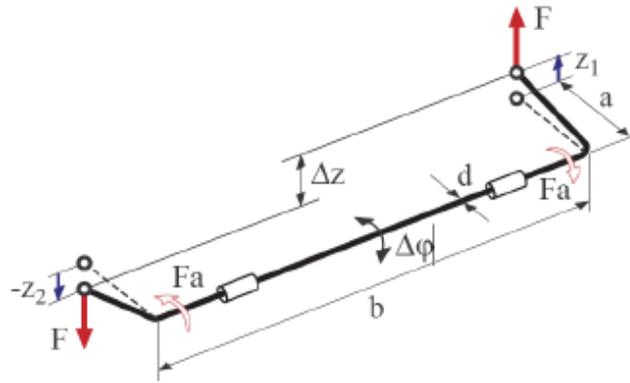


Figura 75: Barra estabilizadora submetida a carregamento vertical. [Fonte: Rill, 2007]

A rigidez da barra estabilizadora é definida por $K_l = F/\Delta Z$.

Desprezando os efeitos de flexão temos: $\Delta Z = a \cdot \Delta = a \cdot \frac{F \cdot a \cdot b}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot D^4}$

Onde G é o módulo de cisalhamento à torção considerando-se 85000 N/mm^2 para o aço. Deste modo a rigidez linear é dada por:

$$K_l = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{G \cdot D^4}{a^2 \cdot b}$$

Na fórmula acima, a unidade atribuída à K_l é de N/mm . No modelo desenvolvido no Adams/Car, a unidade atribuída para a rigidez da barra estabilizadora K_t é N.mm/° . A conversão é dada por:

$$K_l = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{2}{b^2} \cdot K_t$$

Para o cálculo do diâmetro da estabilizadora deve-se subtrair a rigidez de rolagem proveniente da suspensão primária da rigidez de rolagem total.

3.6. Modelamento da Cabina para Análise de Elementos Finitos

As forças provenientes das simulações do modelo teórico de referência no ambiente muticorpos Adams/Car, validado com o teste de campo, juntamente com as forças adquiridas do modelo teórico da nova barra estabilizadora, que também pode ser chamada de barra estabilizadora “invertida”, serão utilizadas para determinar as máximas tensões atuantes e os deslocamentos da estrutura da cabina através de um software comercial de elementos finitos. Será utilizado o software ABAQUS que é indicado para grandes deslocamentos e também possibilita conhecer as tensões atuantes em função do tempo com carregamentos dinâmicos, e não apenas com uma carga pontual estática. O frontal da cabina receberá uma atenção especial, principalmente a estrutura ao redor do parabrisa conforme figura 76. Entretanto, nem sempre os picos de entrada de força de um componente ocorrem no mesmo instante dos demais e assim existe o risco de não considerarmos a condição em que podem ocorrer os maiores carregamentos possíveis na estrutura, se a abordagem for estática.

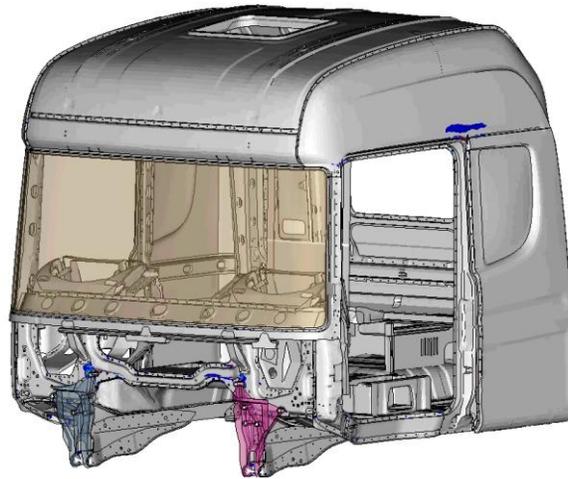


Figura 76: Cabina com parabrisa a ser discretizada.

O modelo de elementos finitos foi recebido pronto, sendo que a estrutura da cabina, os suportes das suspensões, o adesivo do parabrisa e o próprio parabrisa foram todos discretizados em elementos do tipo casca ou Shell, conforme figura 77. Além disso, podemos ver nas figuras

78 e 79 detalhes da discretização dos pontos de solda e dos pontos de fixação do suporte na estrutura da cabina respectivamente.

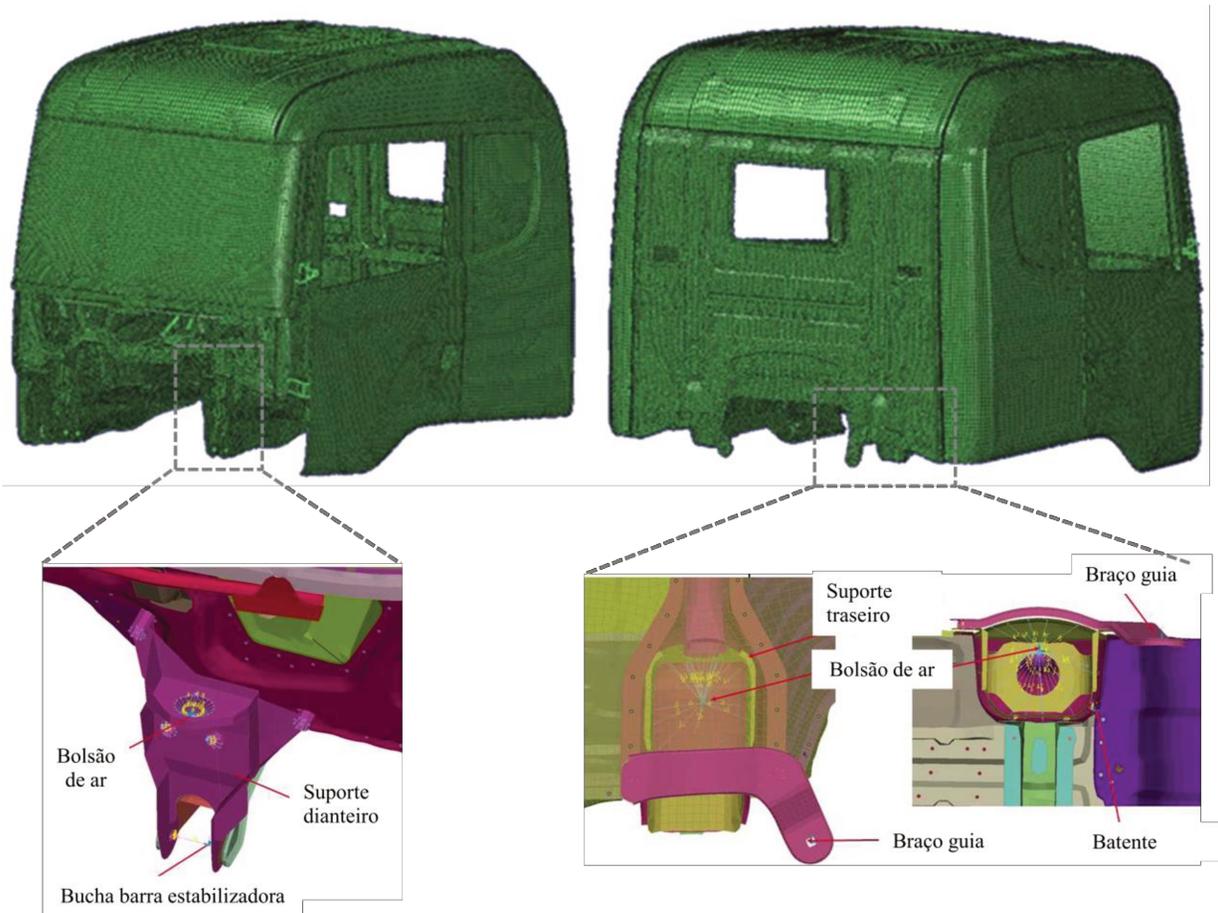


Figura 77: Cabina discretizada com parabrisa e seus suportes dianteiros e traseiros.

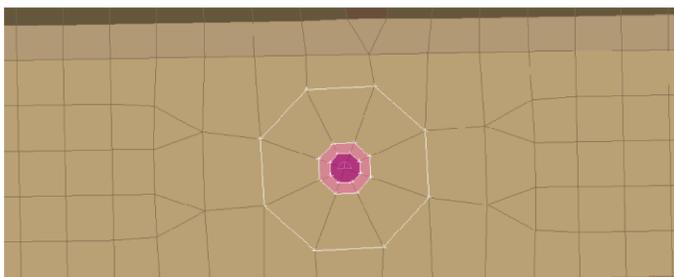


Figura 78: Discretização do ponto de solda.

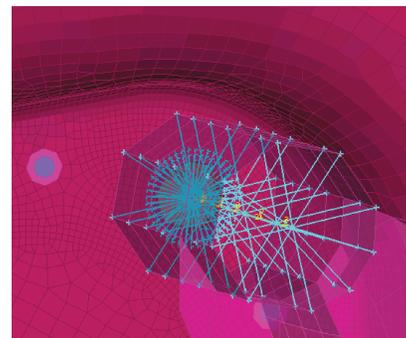


Figura 79: Pontos de fixação suportes e estrutura da cabina.

Condições de contorno

Os parâmetros de materiais utilizados na análise de elementos finitos estão descritos na tabela II abaixo e as forças da suspensão têm uma grande influência nas tensões da estrutura da cabina, conforme descrição a seguir, e estão ilustradas na figura 81. Os esforços a serem aplicados na cabina são:

- Suspensão dianteira, figura 80a – as forças dos top mountings provenientes dos bolsões com os amortecedores, as forças e torques das buchas e dos batentes da barra estabilizadora;
- Suspensão traseira, figura 80b – as forças dos top mountings provenientes dos bolsões com os amortecedores, as forças e torques do braço-guia e das forças dos batentes.

Tabela II: Parâmetros materiais usados na análise elementos finitos.

MATERIAL	PEÇAS AFFECTADAS	MÓDULO DE YOUNG	DENSIDADE
Aço	Estrutura e suportes da suspensão	210,0 GPa	7850 kg/m ³
Vidro	Parabrisa	67,4 GPa	2335 kg/m ³
Borracha	Adesivo Parabrisa	32,0 MPa	1100 kg/m ³

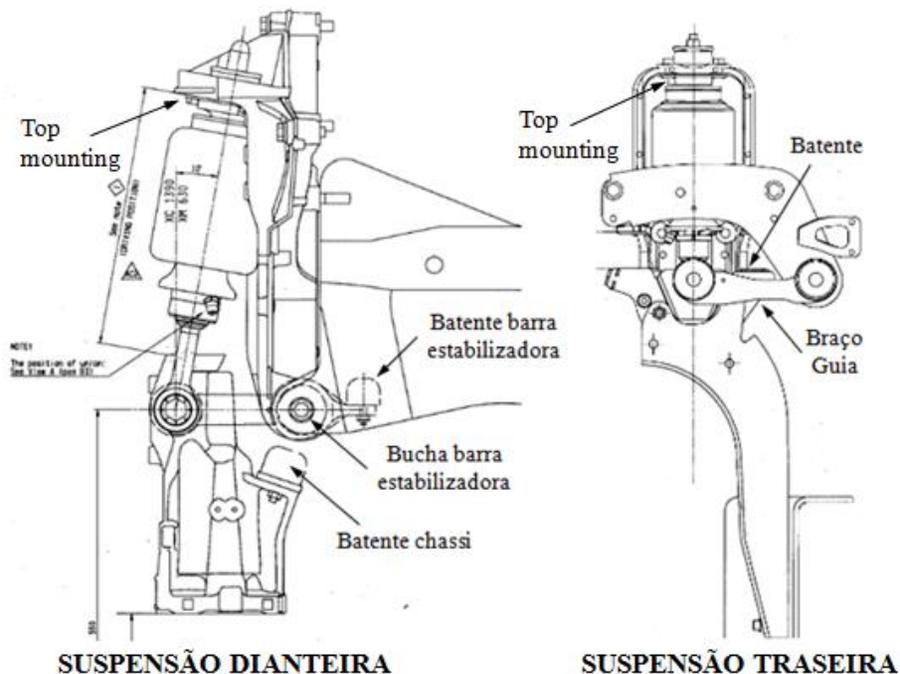


Figura 80: Suspensão dianteira (a) e traseira (b) da cabina.

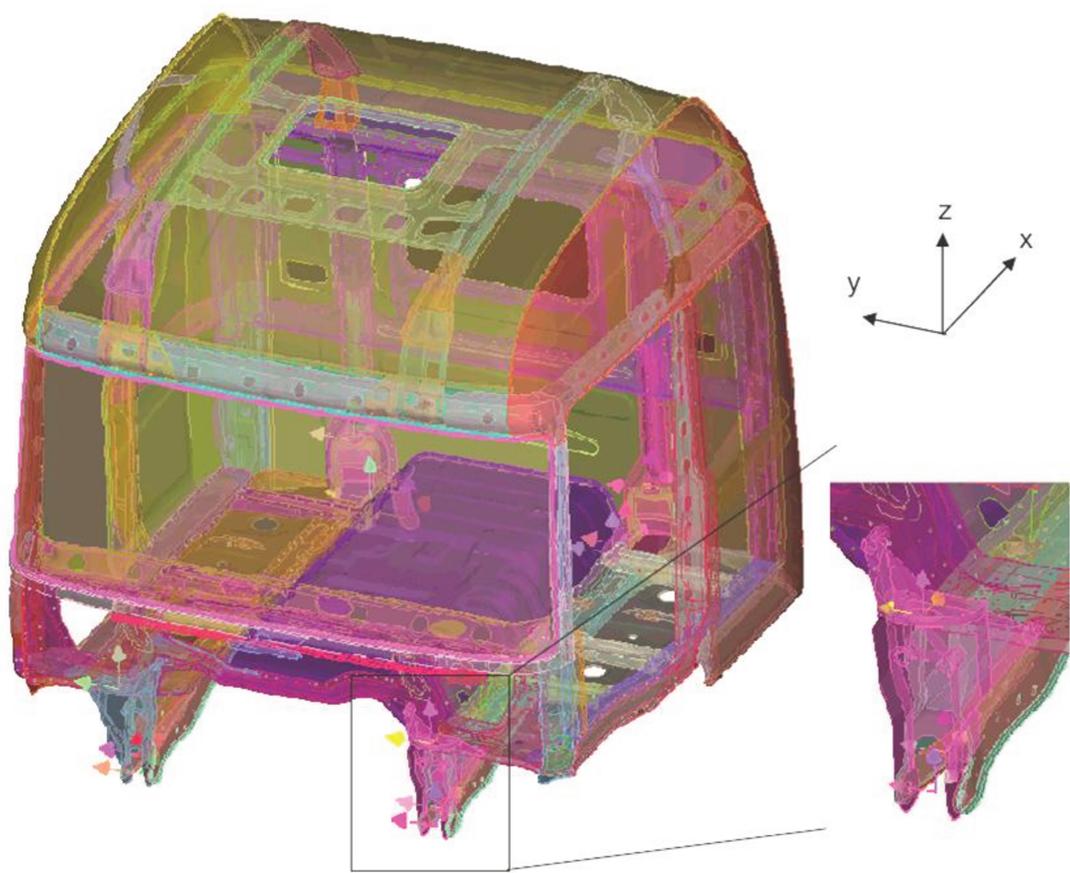


Figura 81: Aplicação dos carregamentos na estrutura da cabina simbolizada pelas setas.

O próximo passo é definir os engastamentos na cabina de acordo com a sua montagem no chassi do caminhão, levando em consideração a solicitação em sua estrutura devido aos carregamentos gerados. Entretanto, os pontos de aplicação dos carregamentos dinâmicos são os mesmos que fazem contato com o chassi do veículo e, portanto, não poderão ser utilizados para engastar a cabina para a análise de elementos finitos.

Algumas empresas aplicam o teorema da Superposição que consiste em aplicarmos separadamente os picos dos carregamentos adquiridos proveniente da dinâmica lateral, vertical e longitudinal em dois ou em três pontos e, portanto, restringindo os demais considerando como uma análise estática. O resultado final é a somatória ou superposição de suas respectivas deformações e tensões.

3.7. Tensões em vidros

O objetivo deste experimento é determinar quantitativamente as tensões estáticas que agem no parabrisa que somadas às cargas dinâmicas reduzem sensivelmente a vida útil do mesmo. Entre elas, temos:

- Tensões residuais do processo de fabricação;
- Tensões residuais do processo de montagem;
- Tensões residuais do processo de cura do adesivo.

Polarímetros

Os aparelhos mais comumente usados na medição de tensões superficiais em vidros são polarímetros que refratam o feixe de luz no vidro, mas precisam de uma segunda lente do outro lado do vidro para que os feixes de luzes reflitam de volta para a lente principal conforme ilustrado na figura 82.

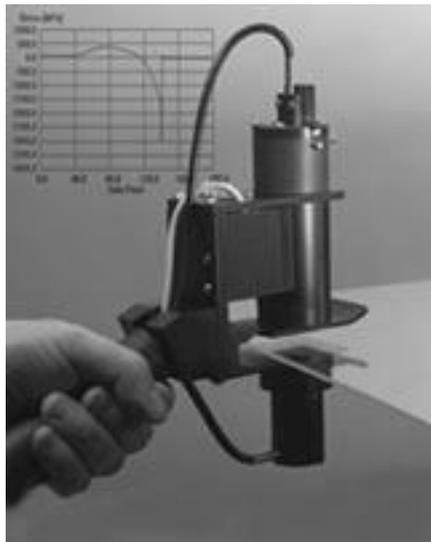


Figura 82: Polarímetro usado para medição de tensões de borda em vidros.
[Fonte: Site Strainoptics, 2010]

Observa-se na figura 82 que existe uma limitação de alcance de profundidade devido ao funcionamento e construção em “U” do polarímetro através do fenômeno da refração da luz e,

portanto, não é possível realizar medições na região central em vidros com grandes superfícies como parabrisas. Assim, estes aparelhos são usados apenas para medições de tensões de borda.

Desta forma, foi necessário encontrar outro aparelho para medição de tensões superficiais em vidros, porém em toda a área, já que poderíamos determinar o tipo principal atuante como, por exemplo, flexão, torção ou etc. Após pesquisa na internet, foi localizado o site da empresa Strainoptics, EUA, cuja especialidade é exatamente este ramo de atividade em vidros automotivos, vidro prediais, plásticos, etc., o que resultou em uma visita desta empresa e também em uma demonstração do equipamento Laser Gasp, ilustrado na figura 83, recomendado como o melhor para a necessidade em questão.

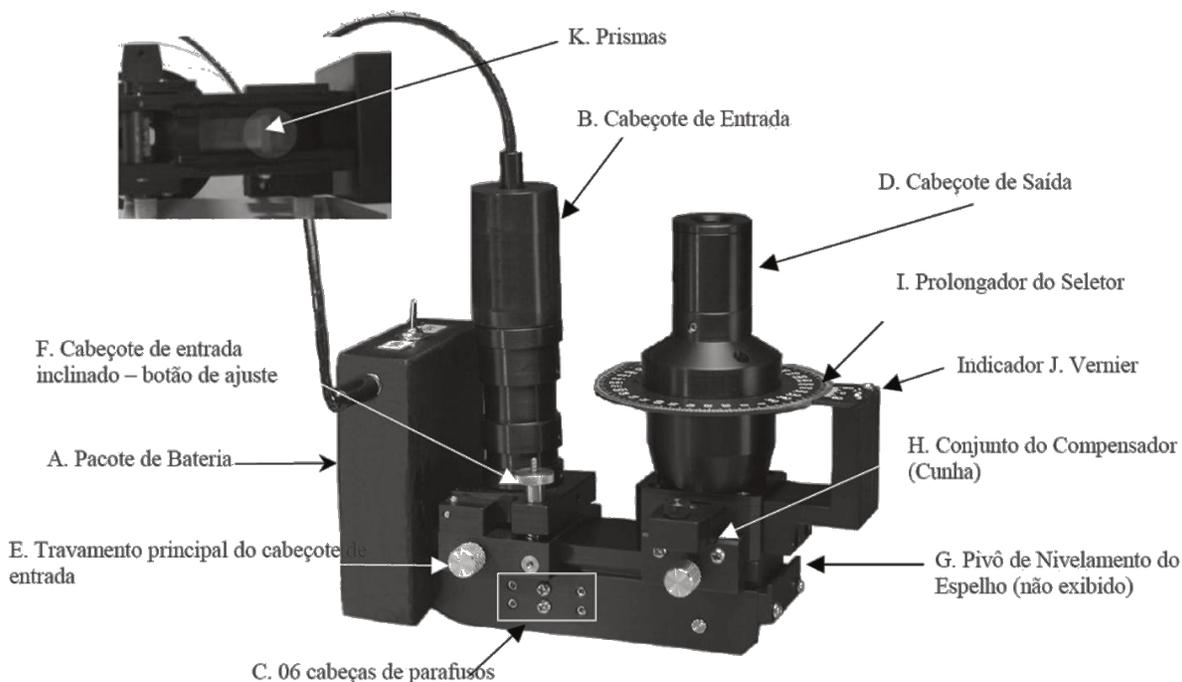


Figura 83: Equipamento óptico a laser para medir tensões em vidros. [Fonte: Strainoptics, 2008]

Observa-se na figura 83 que o aparelho Laser Gasp também é um polarímetro, mas não é necessária uma lente do lado oposto para obter a luz polarizada, e sim um líquido anti-refração entre a superfície do vidro com o aparelho conforme descrito a seguir.

O feixe de luz laser passa através do filtro polarizador do canhão e incide no primeiro plano do prisma, iniciando a polarização do feixe de luz onde cerca de 5% refratam pelo líquido e os

outros 95% passam paralelamente a superfície do vidro e quando atingem um ângulo específico refletem no segundo plano do prisma, cuja resposta é vista no visor receptor, conforme ilustrado na figura 84.

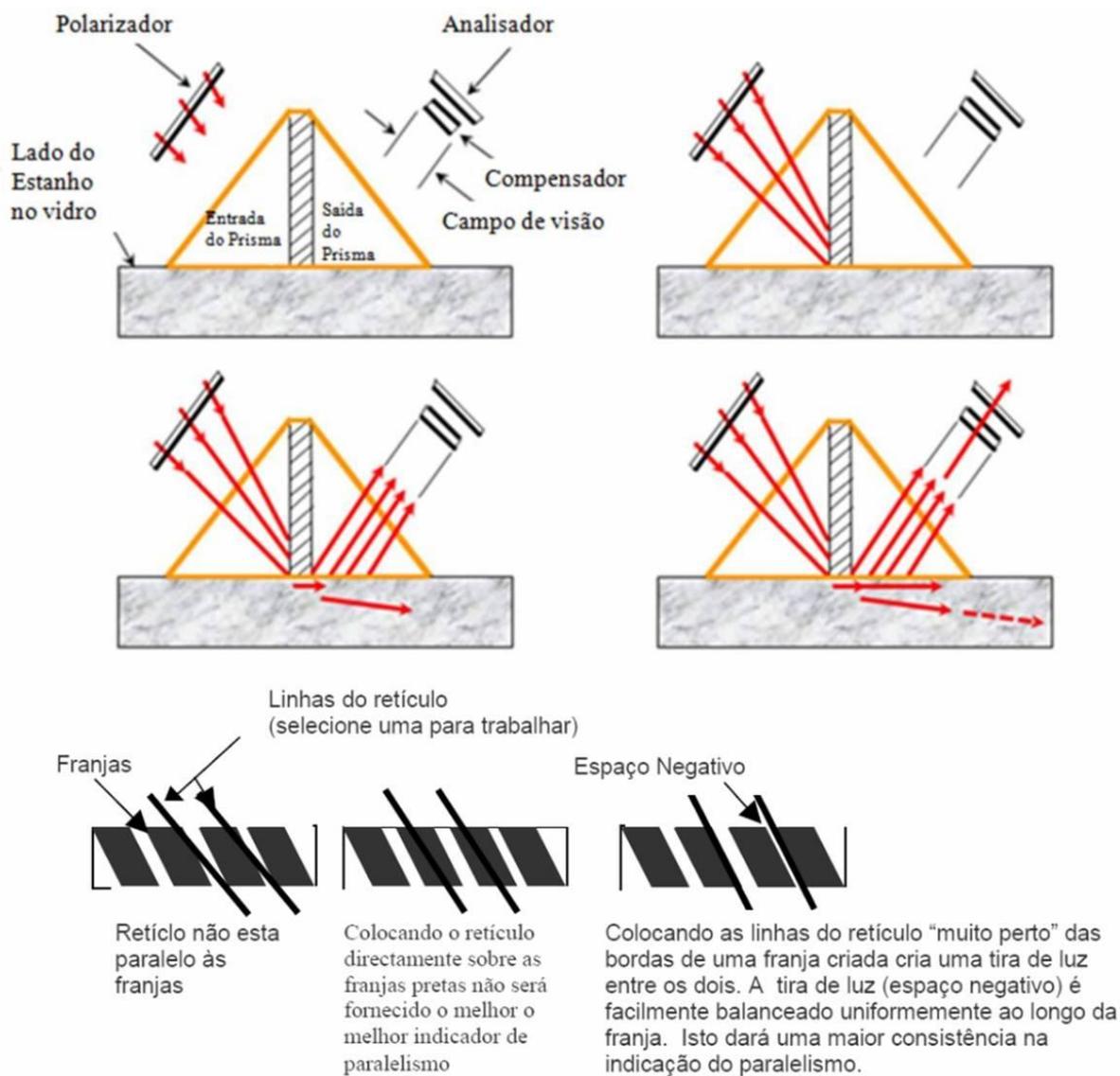


Figura 84: Princípio de funcionamento do aparelho óptico Laser Gasp.
[Fonte: Strainoptics, 2009]

Observa-se na figura 84 que o princípio de funcionamento do aparelho óptico segue as leis da física com prismas e polarização de ondas.

As informações obtidas ajudaram a restringir a quantidade de fatores para encontrar o motivo principal das trincas, mas ainda era preciso entender cada um deles e também encontrar outros fatores que poderiam estar contribuindo.

Processo de Fabricação

Desta forma, se considerarmos somente os fatores que contribuem para a redução da vida útil do parabrisa, podemos destacar as tensões residuais do próprio processo de fabricação devido às velocidades de aquecimento e resfriamento. Além disso, podemos somar as tensões residuais de montagem devido à variação dimensional também proveniente do processo de fabricação. Segue abaixo a figura 85 de uma ferramenta para conformação de parabrisas.



Figura 85: Ferramenta do processo de fabricação do parabrisa. [Fonte: Pilkington, 2009]

Observa-se na figura 86 que pedaços de lã de vidro na cor branca foram adicionados nas laterais da ferramenta utilizada na fabricação de parabrisas para reduzir o fluxo de calor durante o resfriamento, e também chapas metálicas nas regiões superiores e inferiores para evitar o choque térmico durante o processo de aquecimento. Tais medidas foram tomadas devido à tinta cerâmica preta da serigrafia que se funde ao vidro, tornando as bordas as regiões mais frágeis do parabrisa, conforme figura 5. Desta forma, ambas as medidas servem para controlar o fluxo de calor e,

portanto, as tensões residuais do processo de fabricação que possuem características de tensões de tração nas bordas e tensão de compressão nas regiões centrais.

É importante salientar que as tensões de tração predominam nas bordas devido a influencia da serigrafia ou tinta cerâmica, enquanto que as regiões centrais predominam as tensões de compressão em vidros, material amorfo, por causa do processo de fabricação do próprio vidro e também do parabrisa, conforme figura 86.

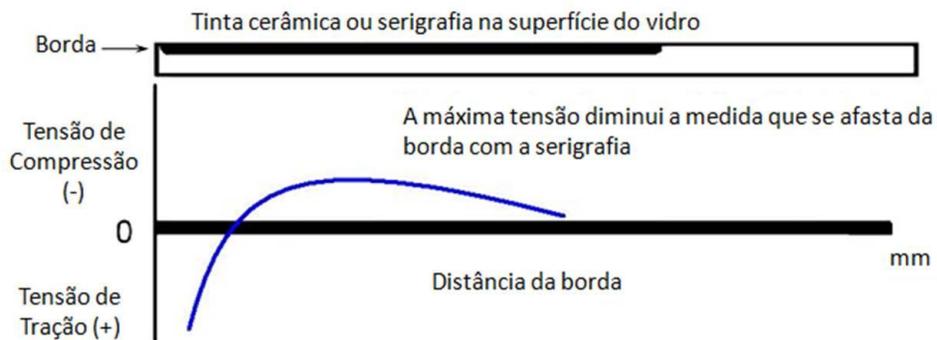


Figura 86: Distribuição das tensões na borda do parabrisa. [Fonte: Pilkington, 2009]

Pesquisas foram necessárias para descobrir um método para distinguir trincas provenientes do excesso de tensões ou através de colisões com pedras arremessadas de pneus de outros caminhões. A figura 87 mostra uma imagem tirada de um microscópio eletrônico de um parabrisa trincado sem marcas visíveis de batidas de pedra, porém uma marca e não uma trinca foi gerada, ou ainda trinca devido a impacto de baixa energia.



Figura 87: Análise em microscópio eletrônico da trinca devido a impacto de baixa energia ou colisão por pedras. [Fonte: Pilkington, 2009]

Observa-se na figura 87 que apesar da marca não ter tamanho suficiente para gerar uma trinca, cria um ponto de acúmulo de tensões que, juntamente com as cargas dinâmicas, geram uma trinca por fadiga. Vale ressaltar que as batidas de pedra que são visíveis criam marcas conhecidas como “estrelas”. Ainda na figura 87, é possível ver no canto superior esquerdo a penetração da tinta cerâmica no vidro.

Adesivo para parabrisas

O primeiro teste foi realizado somente com os parabrisas na posição de montagem, ou seja, na posição de 83° em relação ao plano horizontal sem ação de nenhuma força externa, na qual a área total do parabrisa foi dividida em 72 partes iguais conforme figura 88. Em um segundo teste, os mesmos foram montados nas cabinas através do processo de colagem por robô, sendo necessário aguardar em torno de três horas para a sua cura total e novamente os valores de tensões foram obtidos com o aparelho óptico.



Figura 88: A medição das tensões diretamente no caminhão.

Após vários testes com vários fabricantes de adesivo, observou-se que alguns adesivos contraem-se até 0,2mm, aumentando a tensão de borda na montagem, enquanto que outros expandem-se até 1,9mm reduzindo a tensão, porém existe um alto risco de vazamento perante chuva. Este teste foi realizado com cinco relógios comparadores na região inferior do parabrisa conforme figura 89.



Figura 89: Levantamento dos deslocamentos e velocidades do parabrisa durante cura do adesivo no processo de montagem.

Assim, o adesivo selecionado na montagem é do tipo que contrai, mas esta diferença de 0,2mm é considerada pequena para a montagem conforme figura 90 abaixo. Entretanto, este comportamento do adesivo também acrescenta 3,0 MPa no valor da tensão final do parabrisa, conforme informação do fornecedor do adesivo para cargas estáticas.

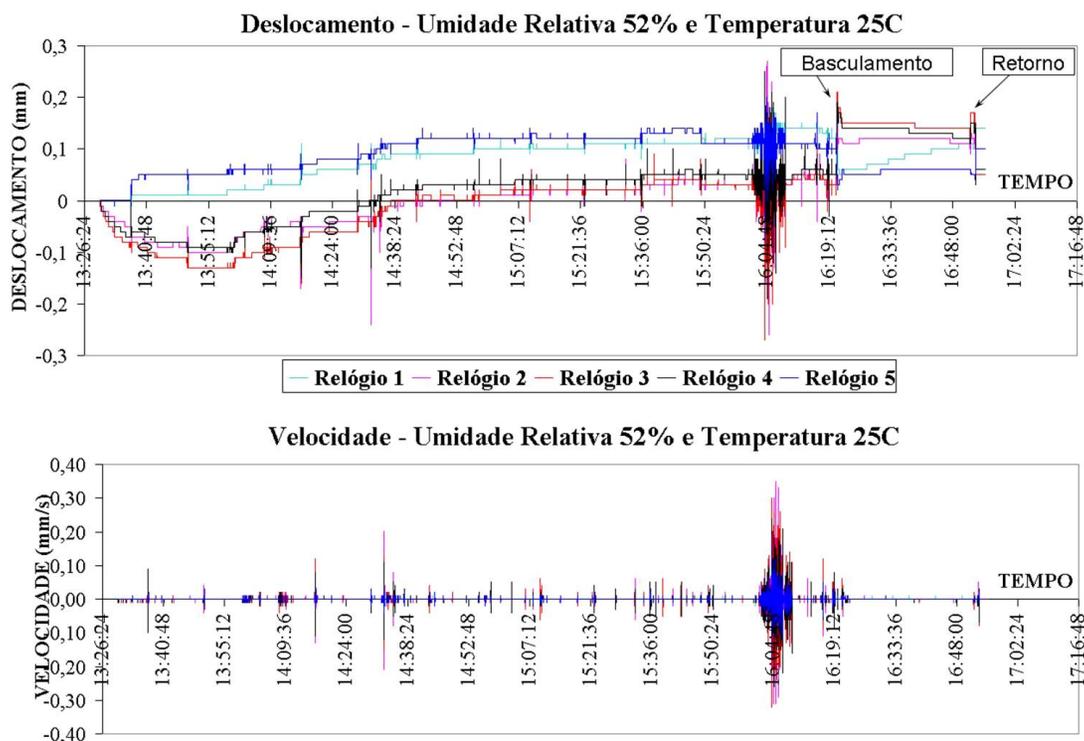


Figura 90: Deslocamento e velocidade do parabrisa em função do tempo (hora: minuto: segundo) durante o processo de cura do adesivo no processo de montagem da cabina.

Observa-se na figura 90 que existe um ponto em que o deslocamento aumenta 1,0mm e depois de 20 minutos retorna ao seu valor inicial. Neste ponto a cabina foi rotacionada em torno de 80°, conforme figura 91 abaixo, para simular o basculamento da mesma no chassis na produção e verificarmos a resistência do adesivo nesta condição onde o parabrisa tem uma massa de 33kg. Este também foi um requisito para aprovação do adesivo.



Figura 91: Basculamento da cabina logo após a cura estimada do adesivo.

3.8. Máximas Tensões e Máximos Deslocamentos no Parabrisa

Apesar de se ter conseguido obter os valores de tensões antes e depois da montagem, ainda eram desconhecidas as máximas tensões e deformações do parabrisa. Assim, um teste simples foi elaborado de maneira a obter tais valores utilizando o aparelho Laser Gasp e submetendo o parabrisa a uma força que reproduzisse uma tensão de flexão pura cujos valores máximos seriam detectados, teoricamente, na sua região central. O teste foi considerado finalizado quando o primeiro sinal de trinca na lâmina externa do parabrisa fosse detectado simulando a falha de campo. O momento fletor tenderá a aumentar a tensão de tração das bordas e reduzir as tensões de compressão do centro. A bancada de teste é mostrada na figura 92.



Figura 92: Ensaio destrutivo para determinar as máximas tensões e deslocamentos do parabrisa utilizando o equipamento óptico.

Observa-se na figura 92 que o momento fletor foi simulado através de uma cinta cuja magnitude foi aumentada por meio de catraca até que o parabrisa quebrasse. Também existe um suporte de madeira de cada lado do parabrisa para distribuir as tensões nas laterais devido à concentração de tensões nesta região devido ao contato direto da cinta que poderia acarretar em trincas nas laterais e, portanto, finalizar o experimento.

4. SIMULAÇÕES, VALIDAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1. Introdução

Este capítulo mostra primeiramente os resultados referentes às simulações dinâmicas no ambiente multicorpos do Adams/Car conforme manobra padronizada ISO14791 Single Lane Change para veículos comerciais pesados, e a seguir sua validação através das técnicas de processamento digital de sinais a serem comparados com os sinais adquiridos em campo.

Mais resultados serão apresentados de uma segunda simulação no ambiente multicorpos do Adams/Car, porém este com uma nova barra estabilizadora chamada barra “invertida”, que será fixada na estrutura frontal da cabina, cujas forças de saídas da suspensão da cabina servirão de entrada para análise de elementos finitos, cujos resultados de tensões serão comparados com as mesmas do veículo de referência.

Por fim, resultados de testes experimentais também serão apresentados.

4.2. Modelo Teórico do Caminhão de Referência no Adams/Car

Conforme mencionado no item 3.2, a simulação do modelo teórico de referência seguirá os parâmetros da manobra padronizada ISO14791 Single Lane Change, conforme figura 93.

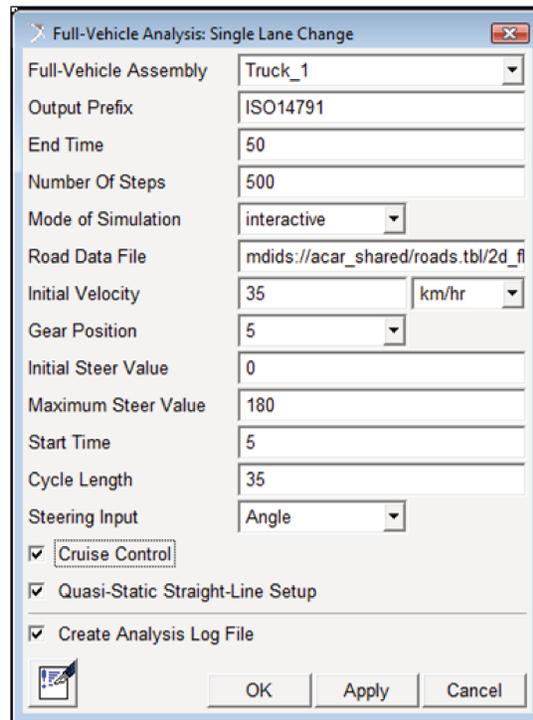


Figura 93: Parâmetros da manobra ISO14791 para simulação no Adams/Car.

Observa-se na figura 93 que foram ativadas as opções “Cruise Control” para manter a velocidade inicial de 35km/h constante e “Quase-Static Straight-Line Setup” para uma análise transiente no início da manobra.

Assim, o programa executou a manobra utilizando o operador Jacobiano com 3.409 equações e 19.098 interações para convergir no resultado final, conforme figuras 94 e 95 que ilustram a variação dos ângulos de rolagem φ e guinada θ durante a manobra, figura 96 e dos deslocamentos axiais dos bolsões de ar, figura 97 com suas respectivas forças.

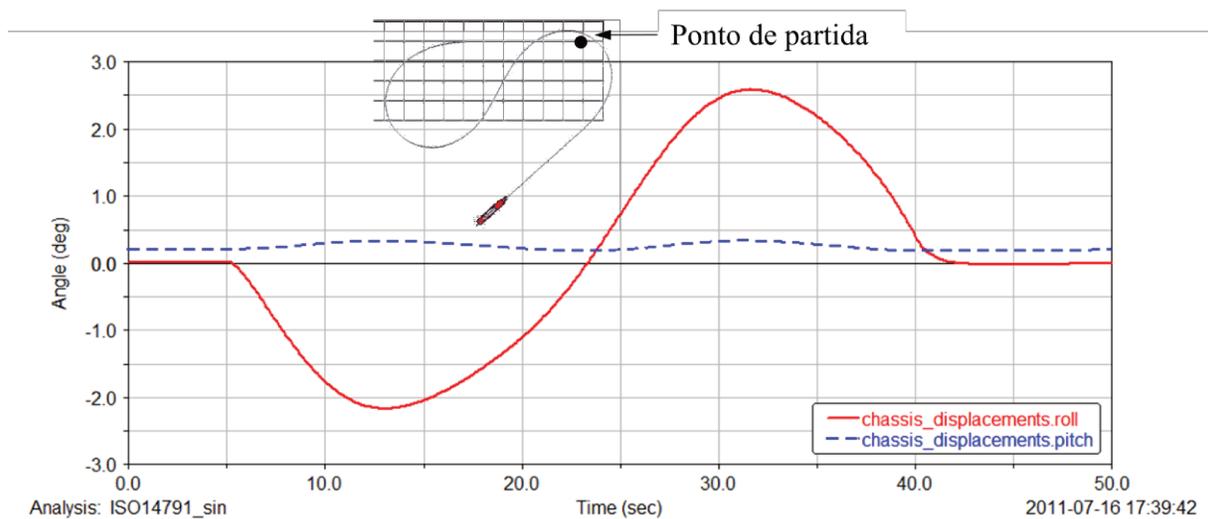


Figura 94: Variação dos ângulos roll e pitch do modelo referencial durante manobra ISO14791.

Observa-se na figura 94 que quando o veículo referencial inicia a curva para a esquerda, o ângulo de rolagem varia em sentido e direção oposta conforme esperado. Podemos também observar na figura 95 a variação do ângulo yaw ψ .

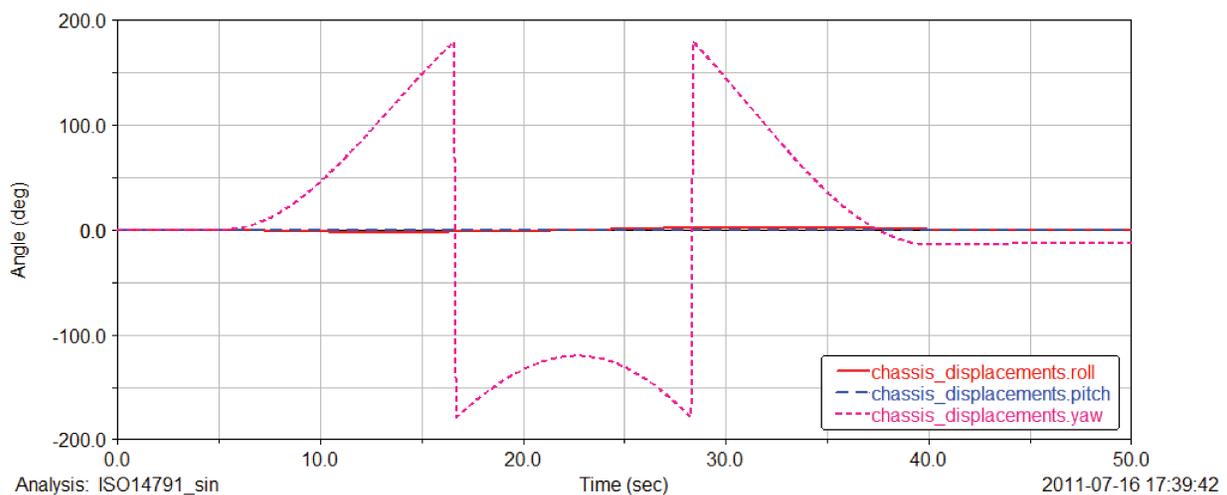


Figura 95: Variação do ângulo de yaw do modelo referencial durante manobra ISO14791.

Observa-se na figura 95 a inversão de sentido quando o veículo altera sua direção ou curva da esquerda para a direita. Entretanto, uma grandeza física não pode ter descontinuidade (“salto instantâneo”). O salto acontece porque o programa só desenha os ângulos entre -180° a $+180^\circ$ semelhante ao que acontece quando calculamos a secante ou cossecante.

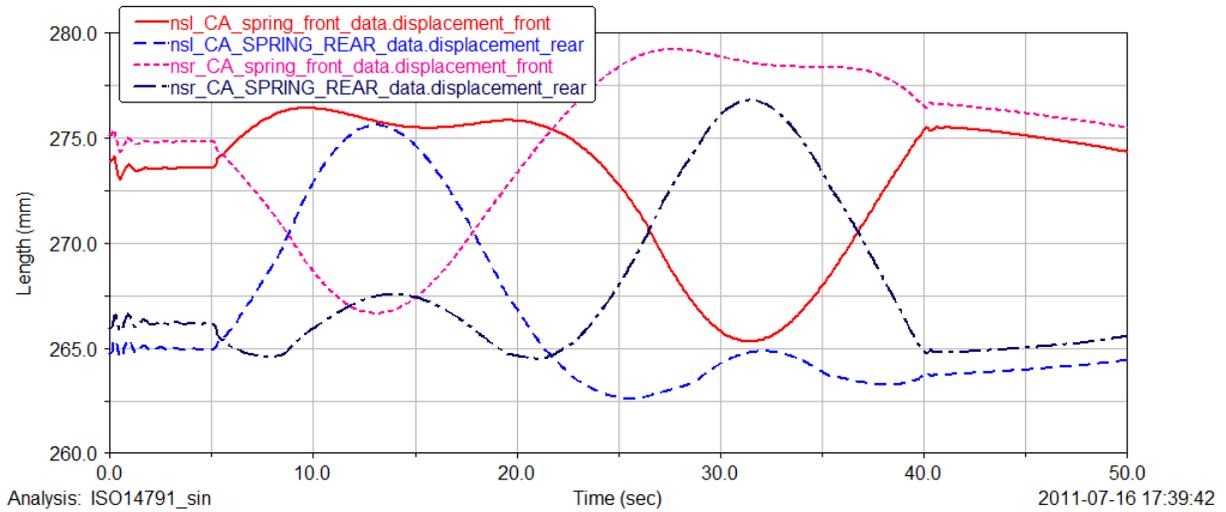


Figura 96: Resultado dos deslocamentos axiais dos bolsões pneumáticos do modelo teórico de referência.

Observa-se na figura 96 que o comprimento ou deslocamento dos bolsões pneumáticos dianteiros e traseiros do lado esquerdo aumentam enquanto os mesmos do direito diminuem durante a curva para a esquerda que o veículo de referência realiza. Isso se inverte quando o veículo de referência muda sua direção para a direita conforme esperado.

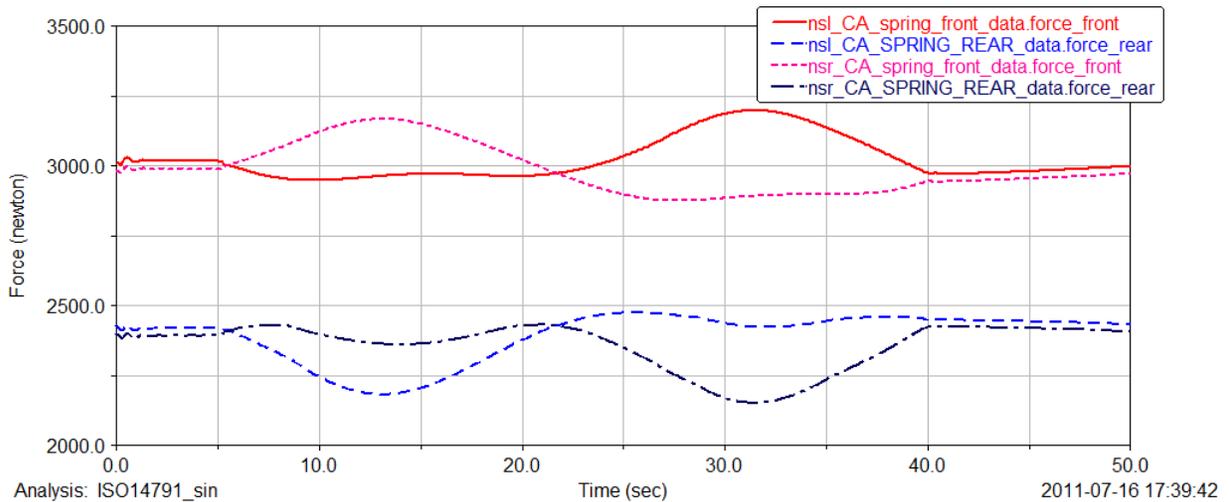


Figura 97: Resultado das forças axiais dos bolsões pneumáticos do modelo teórico de referência.

Observa-se na figura 97 que as forças dos bolsões pneumáticos aumentam à medida que a suspensão se fecha, reduzindo seu comprimento e reduzem à medida que a suspensão se abre aumentando seu comprimento, conforme esperado.

Para simplificar o trabalho comparativo e visual, a suspensão dianteira esquerda é selecionada para continuarmos sua investigação para os demais componentes. Assim, as figuras 98 e 99 ilustram somente os seus resultados do deslocamento e força axiais.

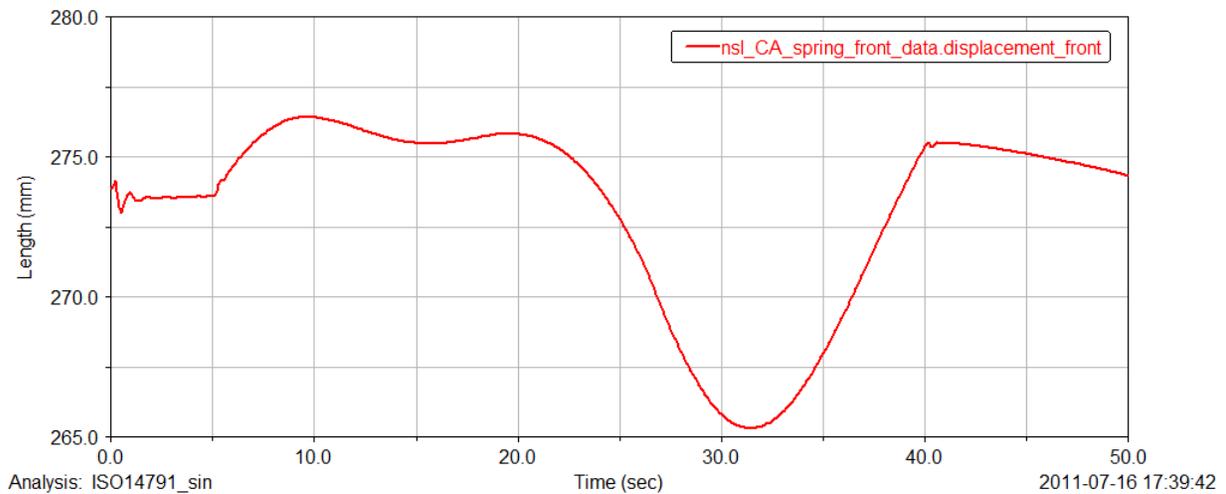


Figura 98: Resultado do deslocamento axial do bolsão pneumático do modelo teórico de referência na suspensão dianteira esquerda.

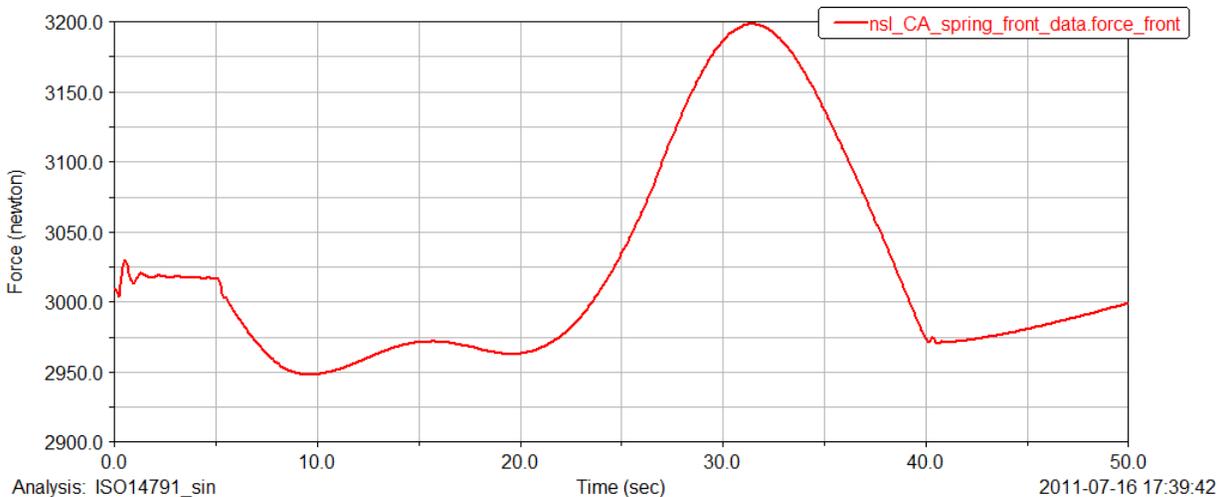


Figura 99: Resultado da força axial do bolsão pneumático do modelo teórico de referência na suspensão dianteira esquerda.

Além dos resultados acima descritos, também precisamos verificar as forças dinâmicas que outros componentes elastocinemáticos da suspensão da cabina geraram durante a manobra ISO14791, que servirão como entrada de dados para a análise de elementos finitos a fim de se obter as tensões na estrutura da cabina. Assim, precisamos verificar as forças dos seguintes componentes, conforme figura 100 abaixo:

- Bucha da barra estabilizadora;
- Batente da barra estabilizadora;
- Batente dianteiro do chassi na cabina;
- Batente traseiro do chassi na cabina;
- Braço guia.

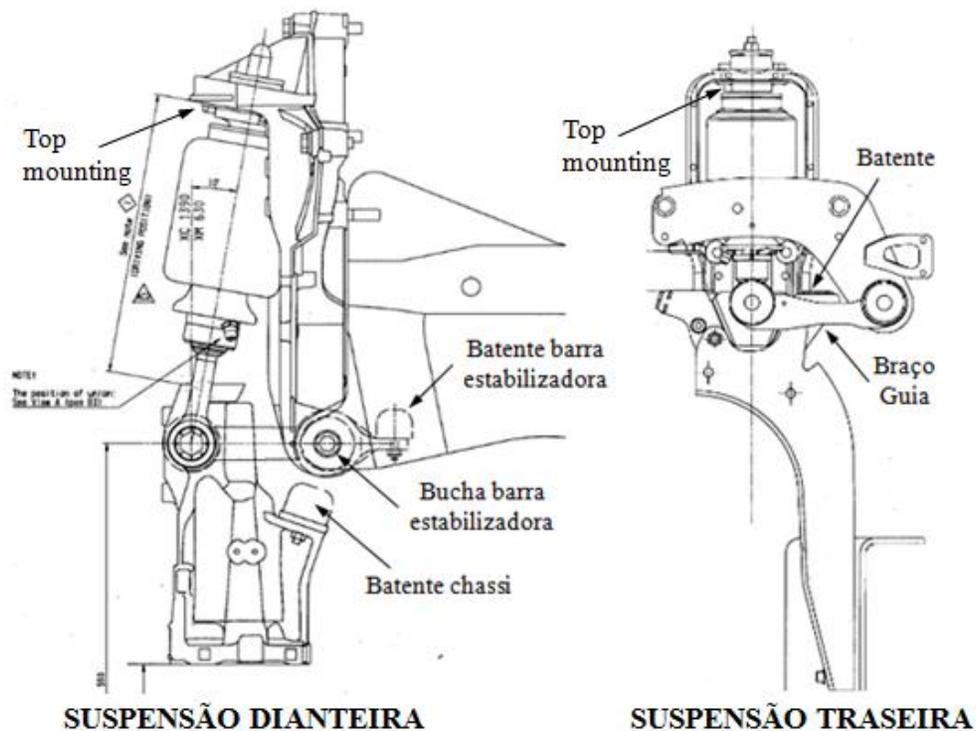


Figura 100: Componentes elastocinemáticos da suspensão dianteira e traseira.

Seguem abaixo os resultados de força e torque que os componentes acima aplicam na estrutura da cabina conforme figuras 101 a 105.

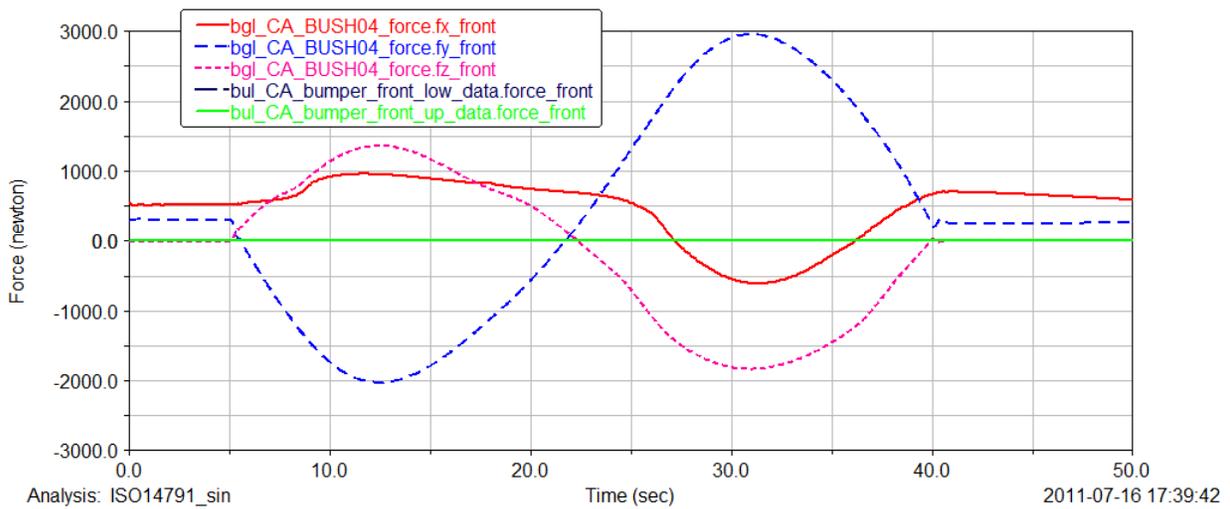


Figura 101: Forças da suspensão dianteira esquerda da bucha da barra estabilizadora (bush), dos batentes da barra (upper) e do batente de chassi (low) no modelo teórico de referência.

Observa-se na figura 101 que a bucha da barra estabilizadora é submetida á uma elevada força dinâmica em y devido ao movimento de rolagem da cabina. Além disso, esta manobra não submeteu nenhum carregamento nos batentes.

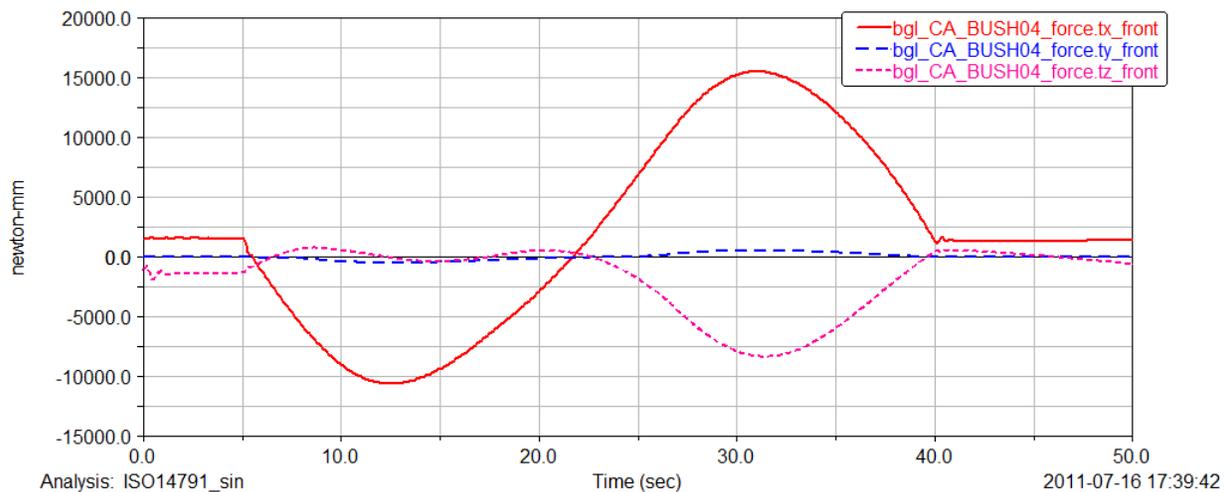


Figura 102: Torques da suspensão dianteira esquerda da bucha da barra estabilizadora (bush) no modelo teórico de referência.

Observa-se na figura 102 que a força em y da figura 101 gera um torque no eixo x na bucha da barra estabilizadora. Conseqüentemente a força em x gera um torque no eixo z e por fim, a força em z gera um torque no eixo y.

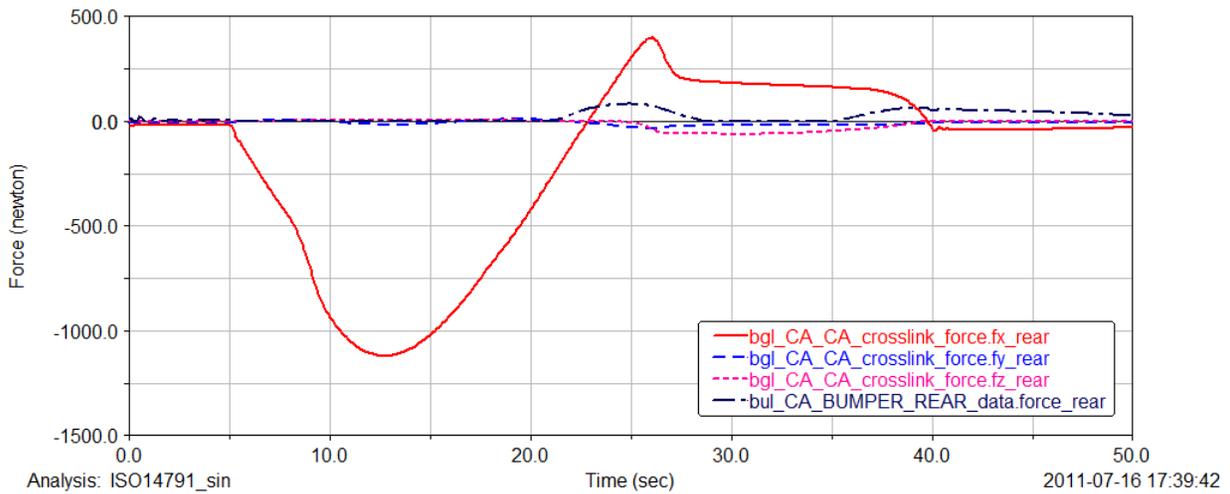


Figura 103: Forças da suspensão traseira esquerda do braço guia (crosslink) e dos batentes (bumper) no modelo teórico de referência.

Observa-se na figura 103 que uma força elevada na direção X no braço guia devido ao seu projeto não ser paralelo ao eixo Y e, portanto causando momentos quando o mesmo rotaciona causado pela dinâmica lateral.

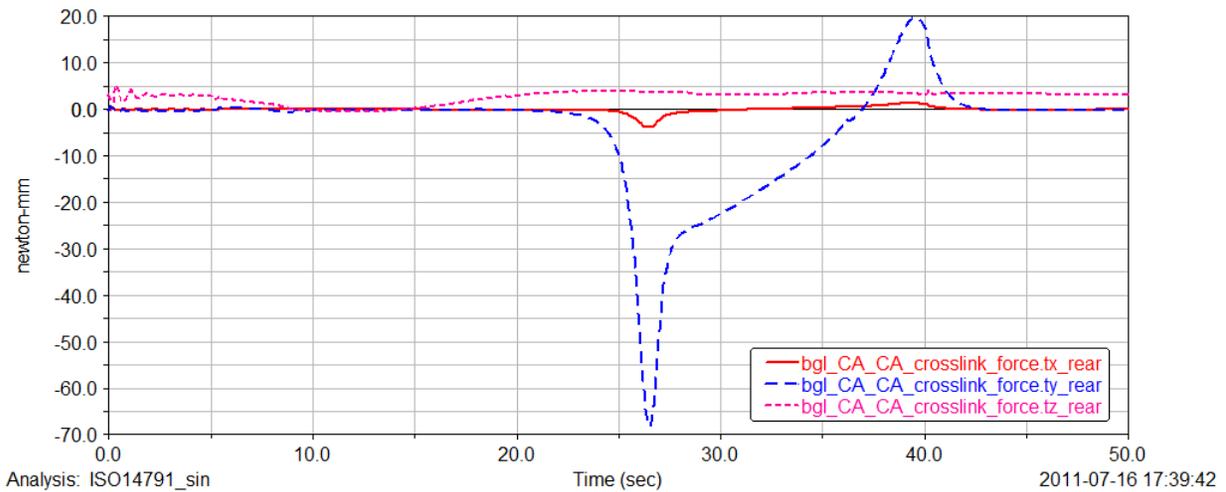


Figura 104: Torque da suspensão traseira esquerda do braço guia (crosslink) no modelo teórico de referência.

Observa-se na figura 104 o torque gerado em y devido à força em x da figura 89 e podemos verificar as acelerações no parabrisa na figura 105.

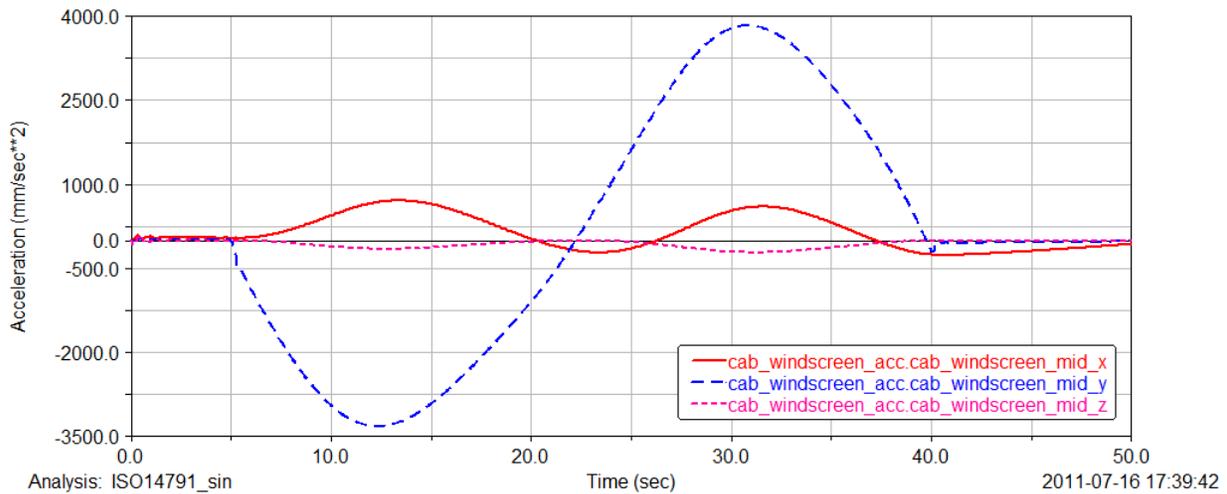


Figura 105: Acelerações no parabrisa do modelo teórico de referência.

4.3. Aquisição de Sinais em Campo

Os testes foram realizados conforme ISO14791, Single Lane Change, em uma grande área para garantir que a manobra seja representativa àquela gerada no modelo teórico conforme figura 64 do item 3.3, cujos parâmetros de teste são descritos abaixo:

- Velocidade longitudinal constante 35km/h;
- Esterçamento de volante $\pm 180^\circ$;
- Taxa de esterçamento do volante $\pm 50^\circ/s$;
- Tempo de estabilização antes da manobra 5s.

Os sinais adquiridos de deslocamento e força no domínio do tempo na suspensão dianteira esquerda da cabina podem ser visto nas figuras 106 e 107.

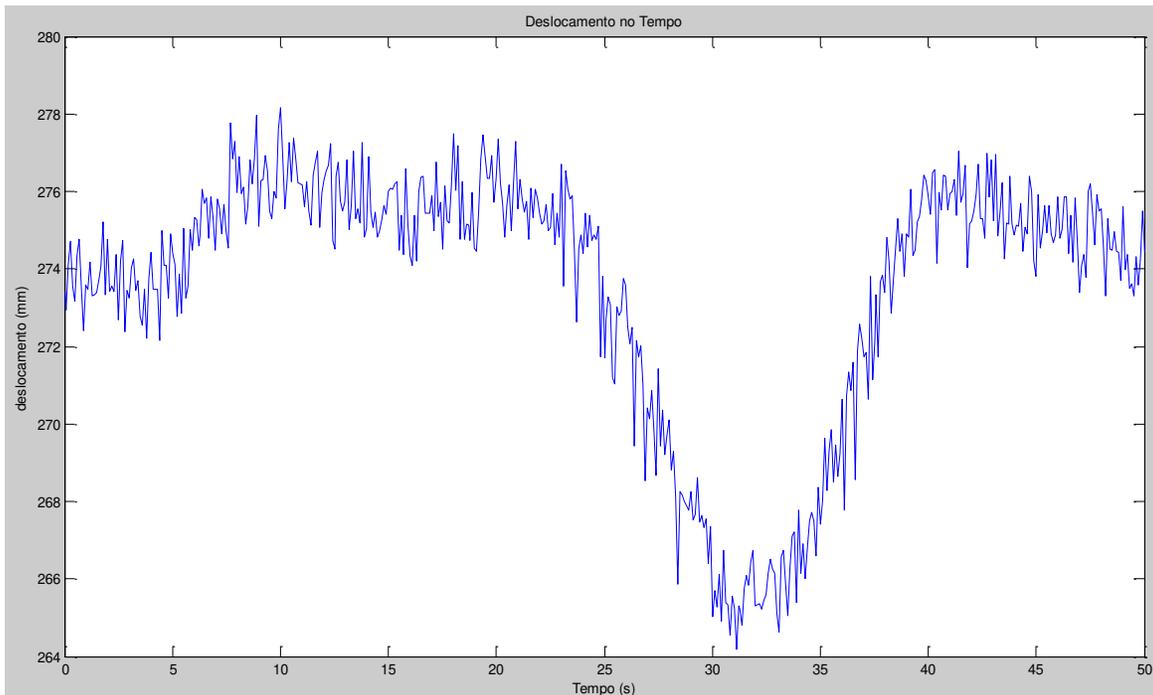


Figura 106: Deslocamento em função do tempo da suspensão dianteira esquerda aquisitado no veículo real.

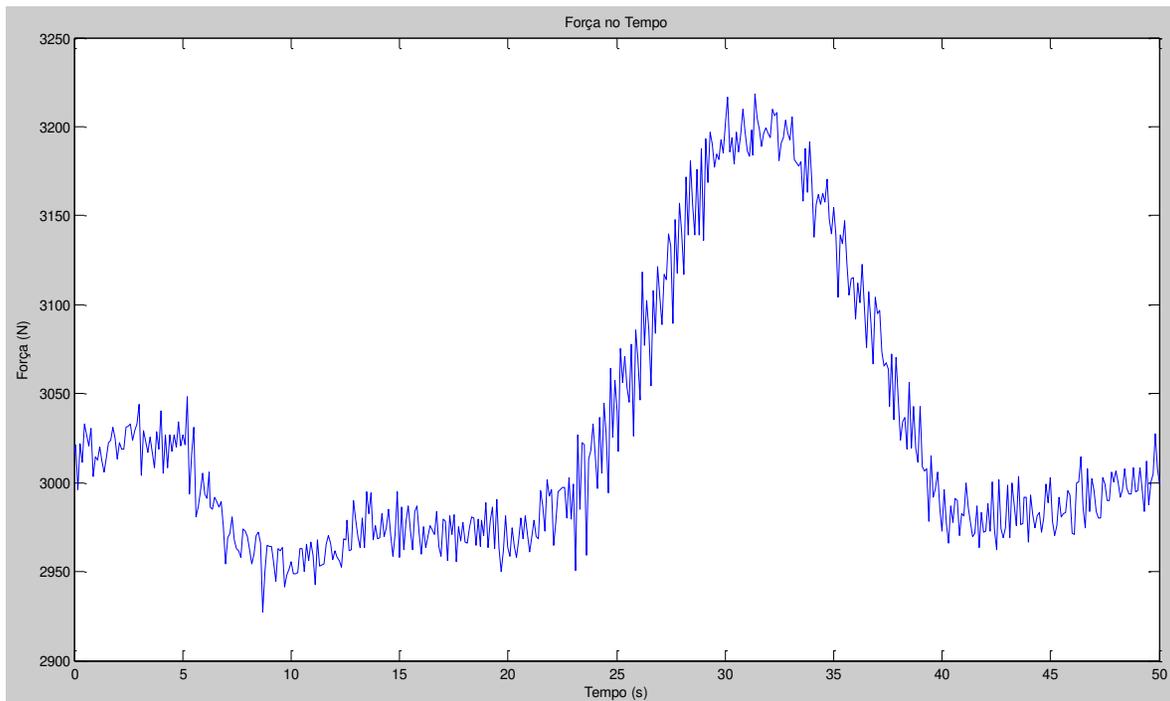


Figura 107: Força em função do tempo da suspensão dianteira esquerda aquisitada no veículo real.

Observa-se nas figuras 106 e 107 que a força aumenta conforme o comprimento do bolsão de ar se reduz. Além disso, já é possível notar a semelhança das curvas com as obtidas na simulação do modelo teórico em ambiente multicorpos.

4.4. Validação do Modelo Teórico

O objetivo deste tópico é mostrar que o modelo teórico de referência em ambiente multicorpos apresenta resultados confiáveis que serão confirmados ou validados através das técnicas de processamento digital de sinais considerando as relações de entrada e saída para sistemas lineares aleatórios no qual o deslocamento é o sinal de entrada e a força o sinal de saída.

Os sinais serão truncados devido ao tempo de aquisição ser finito, e passarão por janelas de Hanning no domínio do tempo para reduzir o erro das frequências vizinhas (“leakage”).

Em seguida aplicaremos a transformada de Fourier nos sinais janelado de entrada e de saída. Com isso, poderemos estabelecer as relações de auto espectros $S_{xx}(f)$ e $S_{yy}(f)$ e espectros cruzados $S_{xy}(f)$ e $S_{yx}(f)$ entrada-saída para sinais aleatórios fazendo o somatório das transformadas e multiplicando-as pelos seus respectivos conjugados. Uma média deverá ser calculada e suas amplitudes deverão ser corrigidas devido ao janelamento do sinal por Hanning multiplicando-as por 8/3.

Por fim, obteremos o estimador $H1(f)$ assumindo que a maior parte do erro está na saída, o estimador $H2(f)$ assumindo que a maior parte do erro está na entrada, a densidade espectral de potência, o ângulo de fase do estimador e a função coerência ordinária dos espectros.

Os resultados dos sinais obtidos pela simulação teórica no ambiente multicorpos e os aqusitados em campo podem ser vistos nas figuras 108 e 109.

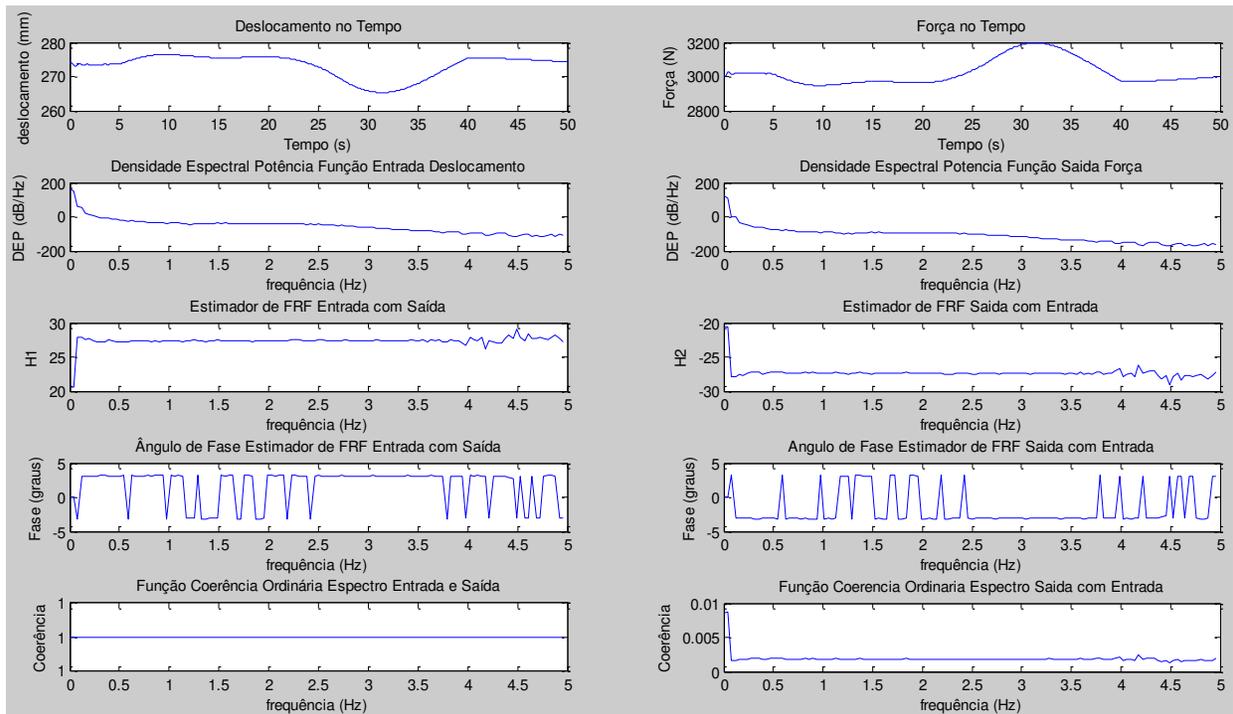


Figura 108: Relações entrada/saída sinais deslocamento/força da simulação teórica.

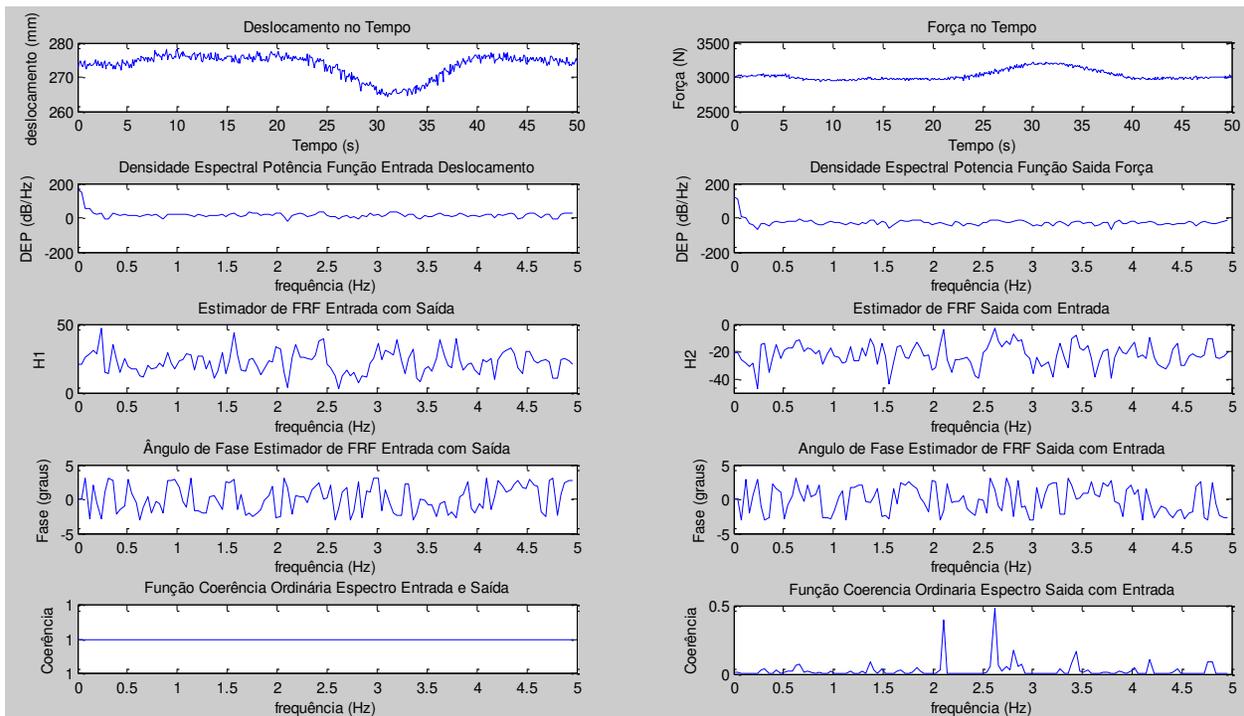


Figura 109: Relações entrada/saída sinais deslocamento/força da aquisição campo.

Observa-se pelos gráficos das figuras 109 que o sinal do veículo real está contaminado por ruído influenciando os valores da densidade espectral de potência, dos estimadores e dos ângulos de fase, pois nenhum filtro passa-baixa foi usado no teste conforme recomendação da norma da manobra ISO14791. Entretanto, a função coerência ordinária das figuras 108 e 109, propriedade pela qual um estimador de parâmetro de uma população tende aleatoriamente para esse parâmetro quando o número de membros da amostra tende para infinito ou ainda a relação do grau de linearidade entre o sinal de entrada com o sinal de saída, apresentou bons resultados. Os estimadores apresentam valores aproximados considerando a tendência das curvas dos valores adquiridos em campo. Por fim, os valores de entrada e saída do modelo teórico conforme figura 108, no domínio do tempo, apresentam valores próximos aos valores adquiridos em campo conforme figura 109.

Desta forma, podemos validar o modelo teórico de referência com as ressalvas da falta do filtro passa-baixa no teste e considerando que não houve nenhum controle automático para fazer a manobra, a dispersão de forças dos amortecedores é de $\pm 20\%$, que as tolerâncias da dureza dos componentes de borracha e que a velocidade de teste 35 km/h é relativamente baixa onde testes anteriores mostraram que o veículo real é extremamente não-linear a partir de 45km/h em estradas asfaltadas de boa planicidade. Este último é válido para a aplicação off-road onde o veículo apresenta não-linearidade em qualquer velocidade.

4.5. Nova Barra Estabilizadora Modelo Teórico Adams/Car

Conforme descrito no item 3.5, uma nova barra estabilizadora foi desenvolvida visando aumentar a rigidez estrutural da cabina e conseqüentemente protegendo o parabrisa, mas devido à falta de espaço físico na região de montagem da nova barra estabilizadora, o comprimento dos terminais variou muito pouco em relação ao projeto atual. A mesma manobra padronizada conforme ISO14791 foi aplicada neste novo modelo e confirmou-se o esperado que os resultados seriam muito próximos ou iguais aos das figuras 94 a 99 e 101 a 105 e, portanto, não havendo alterações no ride. Desta forma, tais figuras não serão ilustradas novamente.

4.6. Análise de Elementos Finitos

A análise de elementos finitos foi realizada conforme descrito no item 3.6 e foram engastados primeiramente os dois pontos da suspensão traseira e posteriormente a dianteira. Os resultados da análise da cabina de referência serão comparados aos resultados da cabina com a proposta da barra estabilizadora “invertida” com diâmetro de 30 mm conforme figura 110.

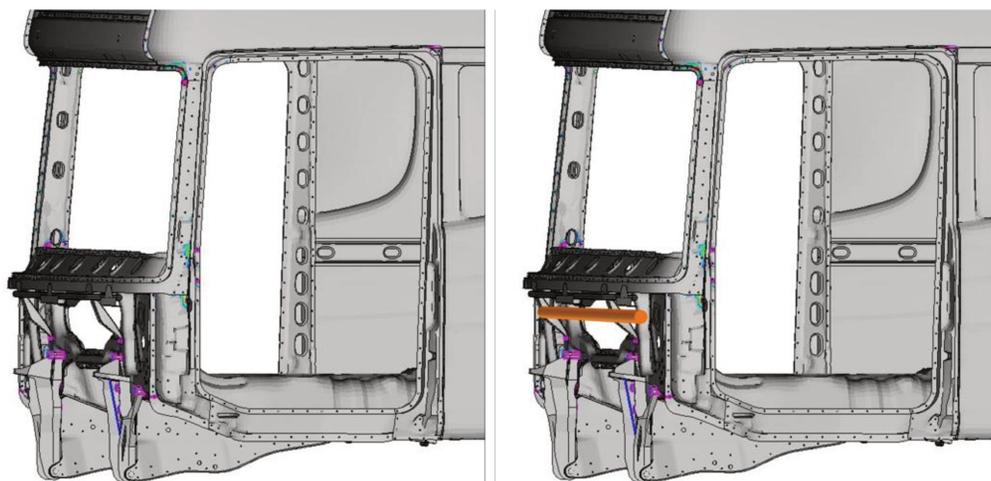


Figura 110: Estrutura da cabina de referência (esquerda) e estrutura da cabina com barra estabilizadora “invertida” de diâmetro 30 mm.

Os carregamentos abaixo foram obtidos dos valores máximos na simulação dinâmica de multicorpos descritos no item 4.2 conforme manobra padronizada ISO14791 e tabelas III & IV.

Tabela III: Carregamentos na suspensão dianteira.

CARREGAMENTO	LADO ESQUERDO	LADO DIREITO
Força do bolsão de ar (N)	3200	3189
Força da bucha da barra estabilizadora na direção X (N)	1000	979
Força da bucha da barra estabilizadora na direção Y (N)	3000	2712
Força da bucha da barra estabilizadora na direção Z (N)	1488	1406
Força do batente da barra estabilizadora (N)	0	0
Força do batente do chassi (N)	0	0
Torque da bucha da barra estabilizadora na direção X (N.mm)	15283	14619
Torque da bucha da barra estabilizadora na direção Y (N.mm)	639	602
Torque da bucha da barra estabilizadora na direção Z (N.mm)	-8045	-8001

Tabela IV: Carregamentos na suspensão traseira.

CARREGAMENTO	LADO ESQUERDO	LADO DIREITO
Força do bolsão de ar (N)	2487	2407
Força do braço guia na direção X (N)	-1120	-1077
Força do braço guia na direção Y (N)	-53	-49
Força do braço guia na direção Z (N)	-78	-71
Força do batente do chassi (N)	106	101
Torque do braço guia na direção X (N.mm)	-4,6	-4,4
Torque do braço guia na direção Y (N.mm)	4,8	4,6
Torque do braço guia na direção Z (N.mm)	-68,7	-63,5

Foram encontrados os seguintes pontos de concentração de tensões em ambas as análises conforme ilustrado na figura 111 enumerado de um a seis.

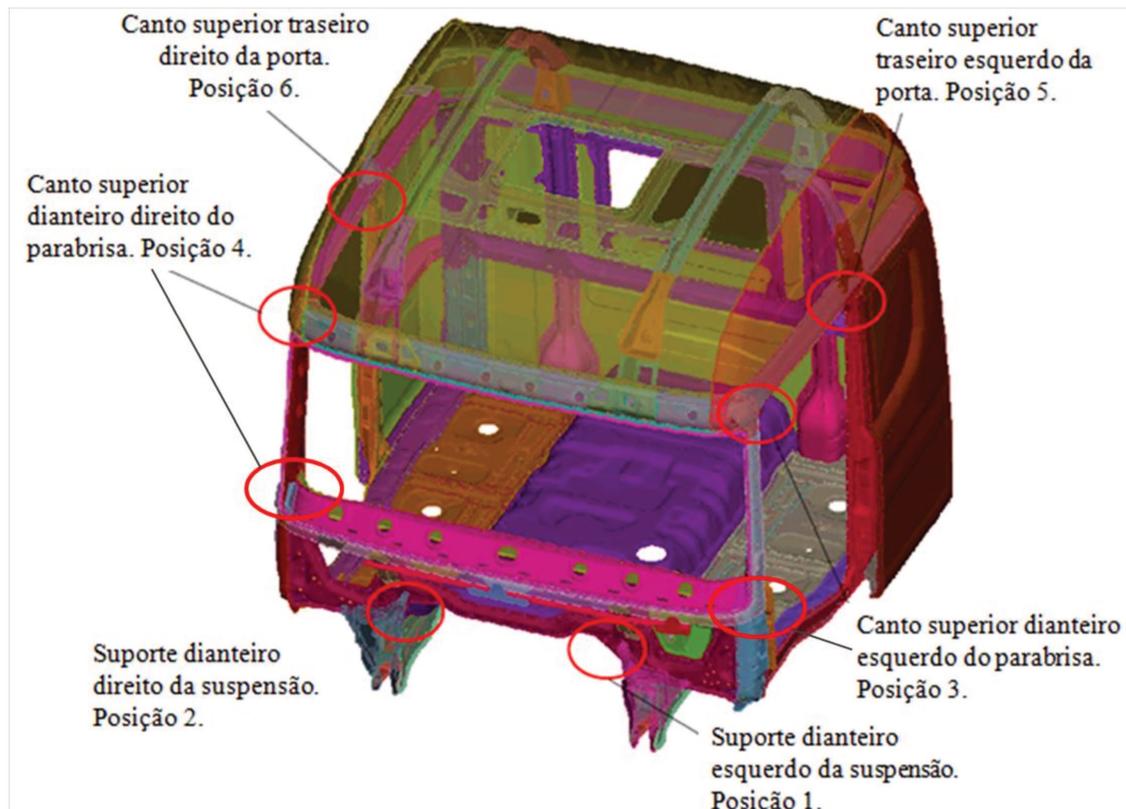


Figura 111: Regiões de concentrações de tensões.

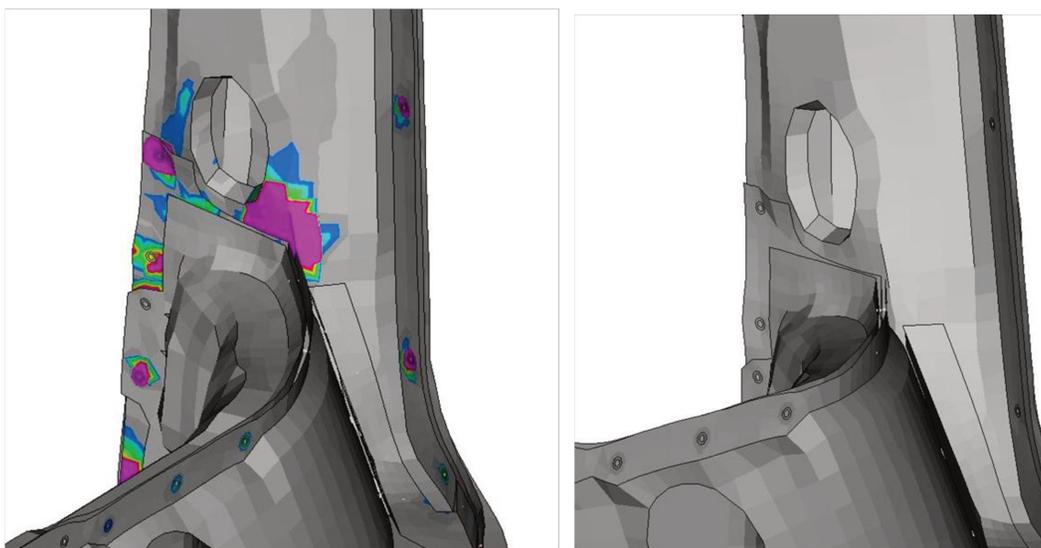


Figura 114: Distribuição das deformações na região inferior da coluna “A” do ponto três da cabina de referência (esquerda) e da cabina com a barra “invertida” (direita).

Os máximos valores de tensões entre as duas análises estão discriminados na tabela V:

Tabela V: Máximos valores de tensões na cabina com e sem barra na estrutura.

REGIÃO	TENSÕES LADO DIREITO (MPa)	TENSÕES LADO ESQUERDO (MPa)
Suporte dianteiro da suspensão da cabina	262 / 235	331 / 271
Canto superior dianteiro do parabrisa	348 / 286	310 / 254
Canto superior traseiro da porta	271 / 230	353 / 291

Observa-se na tabela V que as tensões máximas encontradas na análise de elementos finitos da cabina de referência, estão muito próximas ou dentro dos limites especificados para a tensão de escoamento do material que está entre 340 a 420 MPa e portanto, existe o risco de falhas ou trincas no material durante a vida útil da cabina, pois depende da tolerância utilizada pela usina. Entretanto, também podemos observar a contribuição que a barra estabilizadora “invertida” com diâmetro de 30 mm de aço forjado na redução das tensões da estrutura da cabina, conforme esperado.

4.7. Tensões e Deslocamentos no Parabrisa

Tensões no Parabrisa

As tensões foram obtidas antes e depois da montagem onde o parabrisa foi dividido em 72 regiões ou áreas iguais conforme figura 88. Para simplificar a visualização da distribuição de tensões, foi criada uma escala de cores na qual o maior valor encontrado foi dividido por três e representado pela cores cinza, azul e preta. Os resultados obtidos podem ser vistos nas tabelas VI e VII cuja sigla “NP” significa que não foi possível obter algum valor.

Tabela VI: Tensões do parabrisa, em MPa, provenientes do processo de fabricação.

1,2	5,0	6,9	6,8	7,2	7,2	6,6	7,4	7,4	6,7	4,9	NP
10,9	9,1	6,7	5,3	5,4	5,7	5,4	5,2	4,4	8,5	11,2	3,8
10,8	7,1	7,5	7,4	8,1	9,4	9,3	7,3	3,4	9,2	9,4	7,9
11,1	6,9	5,7	6,7	7,8	9,1	8,9	6,6	3,6	10,0	8,8	10,0
12,8	10,6	7,8	6,7	7,4	9,1	8,0	6,3	6,7	8,3	11,4	4,4
NP	5,8	7,5	7,9	8,2	8,4	7,5	8,2	8,1	7,7	7,0	1,7

Cinza = 0...4,4 MPa

Azul = 4,5...8,8 MPa

Preto = 8,9...13,1 MPa

Tabela VII: Tensões acumulativas do parabrisa, em MPa, provenientes dos processos de fabricação e montagem na estrutura da cabina.

NP	8,8	10,2	9,8	11,8	7,5	11,4	10,6	9,5	11,0	5,7	NP
9,8	11,4	11,8	11,4	9,1	7,8	8,1	10,6	9,8	10,2	11,8	9,5
10,9	8,4	10,6	9,8	9,2	11,4	11,4	7,2	8,4	11,8	12,2	9,8
12,6	8,4	11,0	8,4	9,1	11,8	11,0	9,5	7,5	11,0	10,6	10,2
11,4	12,2	11,0	10,2	10,2	10,6	9,5	10,6	11,0	10,6	13,1	9,8
NP	NP	8,8	9,8	9,8	11,8	7,8	8,8	9,5	8,4	8,1	NP

Cinza = 0...4,4 MPa

Azul = 4,5...8,8 MPa

Preto = 8,9...13,1 MPa

Observa-se nas tabelas VI e VII o aumento das tensões após a montagem.

Máximas Tensões e Deslocamentos no Parabrisa

Sete parabrisas foram submetidos ao experimento até o aparecimento da primeira trinca onde os resultados confirmaram as falhas em campo que é o surgimento das trincas na espessura externa do parabrisa conforme figura 115. Também podemos observar a variação das tensões e deslocamentos máximos ilustrados na tabela VIII. O deslocamento mencionado neste e também no capítulo três, refere-se à flecha adicional antes da trinca da superfície externa.

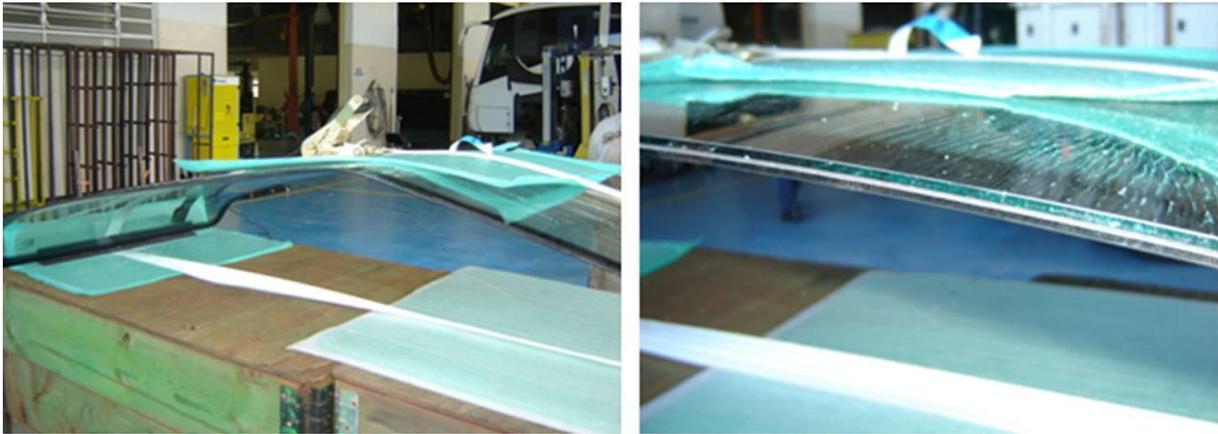


Figura 115: Resultado do experimento destrutivo do parabrisa.

Tabela VIII: Valores máximos de tensões e deslocamentos no parabrisa.

AMOSTRA	TENSÃO (MPa)	DESLOCAMENTO (mm)
# 1	9,29	120
# 2	8,58	122
# 3	9,65	122
# 4	8,93	117
# 5	8,58	130
# 6	10,02	113
# 7	9,29	121

Após uma melhoria no processo de fabricação e no controle dimensional, foi realizado um novo teste, cujos valores podem ser vistos na tabela IX, e o comportamento da tensão em função do deslocamento ou flecha na primeira amostra conforme figura 116.

Tabela IX: Valores máximos de tensões e deslocamentos no parabrisa após melhoria.

AMOSTRA	TENSÃO (MPa)	DESLOCAMENTO (mm)
# 1	35,01	178
# 2	45,74	168
# 3	38,72	164
# 4	43,16	173

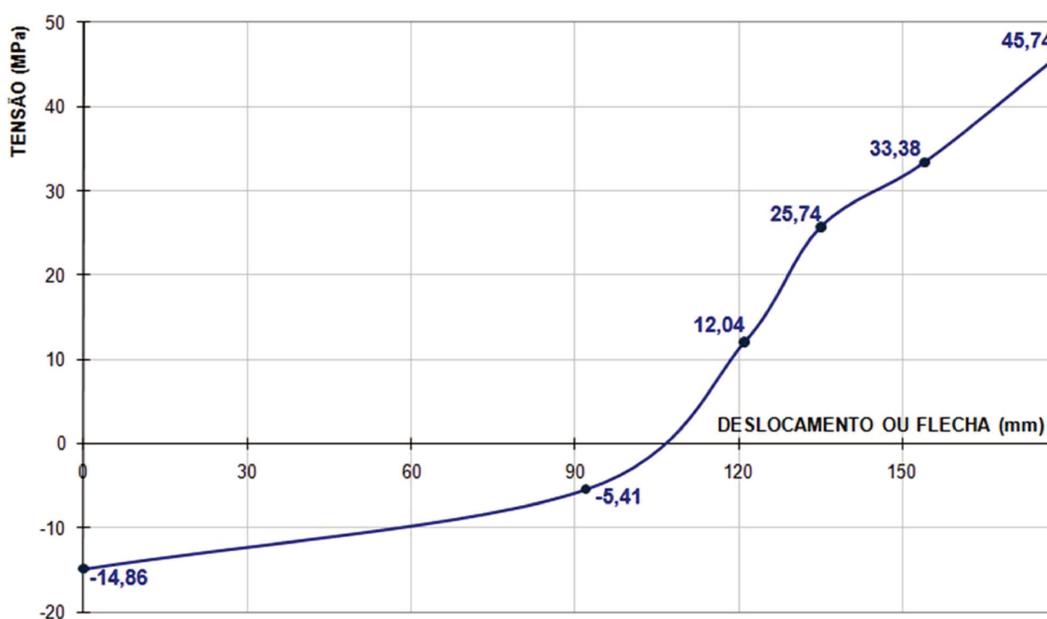


Figura 116: Comportamento da tensão em função do deslocamento no parabrisa.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou a análise de um caminhão extra-pesado em ambiente multicorpos, validado experimentalmente, pois ambos foram submetidos a manobras padronizadas e conhecidas conforme ISO14791 Single Lane Change, com o objetivo de avaliar a influência da rigidez torcional da estrutura da cabina na dinâmica lateral. Também foi estudada a sua influência na rigidez do parabrisa com diferentes conceitos de barra estabilizadora, na qual a configuração considerada como referência é atualmente montada sob o chassi cujos terminais são montados na cabina. A nova proposta é montar a barra estabilizadora na cabina e seus terminais no chassi do veículo, chamada de “invertida”, com o objetivo principal de aumentar a rigidez estrutural da cabina na tentativa de reduzir os esforços dinâmicos não somente da cabina, mas em todos os componentes elastocinemáticos.

Observou-se na análise dos sinais aquisitados que o sinal do veículo real está contaminado por ruído influenciando os valores da densidade espectral de potência, dos estimadores e dos ângulos de fase, pois nenhum filtro passa-baixa foi usado no teste conforme recomendação da norma da manobra ISO14791. Entretanto, a função coerência ordinária, propriedade pela qual um estimador de parâmetro de uma população tende aleatoriamente para esse parâmetro quando o número de membros da amostra tende para infinito ou ainda a relação do grau de linearidade entre o sinal de entrada com o sinal de saída, apresentou bons resultados. Os estimadores apresentam valores aproximados considerando a tendência das curvas dos valores aquisitados em campo. Por fim, os valores de entrada e saída do modelo teórico, no domínio do tempo, apresentam valores próximos aos valores aquisitados em campo.

Desta forma, o modelo teórico de referência foi validado com as ressalvas devido à falta do filtro passa-baixa no teste e considerando que não houve nenhum controle automático para fazer a manobra, a dispersão de forças dos amortecedores é de $\pm 20\%$, que as tolerâncias da dureza dos componentes de borracha é grande e que a velocidade de teste de 35 km/h é relativamente baixa. Testes anteriores mostraram que o veículo real é extremamente não-linear a partir de 45 km/h em estradas asfaltadas de boa planicidade. O veículo apresenta não-linearidade em qualquer

velocidade na aplicação off-road. Também existe o efeito da temperatura no comportamento de todos os componentes elastocinemáticos.

No resultado comparativo e quantitativo final entre os dois conceitos de barras estabilizadoras na análise de ambientes multicorpos, a barra estabilizadora proposta chamada de “invertida” não afetou as características dinâmicas do veículo ou o “ride” do mesmo e tampouco o nível de conforto.

A análise de elementos finitos considerando apenas o carregamento do veículo de referência comprovou que as forças da suspensão contribuem significativamente nas tensões da estrutura da cabina, principalmente ao redor do parabrisa que estão próximos ou dentro dos limites especificados para tensão de escoamento do material utilizado. Entretanto, também podemos observar a contribuição que a barra estabilizadora “invertida” com diâmetro de 30 mm de aço forjado no aumento da rigidez da estrutura da cabina e assim na redução das tensões da estrutura da cabina, conforme esperado e portanto é considerada uma proposta válida.

Os resultados dos testes estáticos destrutivos dos parabrisa melhorados apresentam valores de tensões e deslocamentos suficientemente altos para que não ocorram novas quebras.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Seguem abaixo algumas propostas para trabalhos futuros:

- Análise de elementos finitos com os carregamentos variando no domínio do tempo;
- Análise em multicorpos do parabrisa como elemento flexível;
- Análise em multicorpos das suspensões dianteira e traseira da cabina com cambagem;
- Análise em multicorpos da suspensão traseira com barra estabilizadora;
- Análise em multicorpos da suspensão traseira com amortecedor extra específico para as forças laterais;
- Análise estrutural com carregamento dinâmicos nos domínios do tempo e da frequência;
- Análise em multicorpos de ride do caminhão com diferentes tipos de carretas;
- Análise em multicorpos para veículos off-road;
- Análise em multicorpos considerando efeito de temperatura.

Referências

ARRUDA, J. R. F.; HUALLPA B. N., 2006; **Análise Espectral de Sinais e Sistemas Mecânicos Lineares**, Apostila, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade de Campinas, Campinas.

AVELINO, A. F., 2008; **Fundamentos da Análise Matricial de Estruturas e do Método dos Elementos Finitos**, Núcleo de Cálculos Especiais, NCE, São Paulo.

BASTOW, D.; HOWARD, G. P., 1997; **Car Suspension and Handling**, Society of Automotive Engineers, SAE, USA.

BLACHET, G.; CHARBIT, M., 2006; **Digital Signal and Image Processing Using Matlab**, iSTE, France.

BUTZ, T.; STRYK, O., 2005; **Optimal Control Based Modeling of Vehicle Drive Properties**, SAE Paper 2005-01-0420.

CHANG, F.; LU, Z-H. 2008; **Dynamic Model of an Air Spring and Integration into a Vehicle Dynamics Model**, SAE Paper 2005-01-0388, Tsinghua University, China.

DIXON, J. C., 1999; **The Shock Absorber Handbook**, Society of Automotive Engineers, SAE, England.

EWINS, D. J., 1984; **Modal Testing: Theory and Practice**, Research Studies Press, England.

FRISK, E.; ÅSLUND, J., 2005; **An Observer for Semi-Explicit Differential-Algebraic Systems**, Tese de Mestrado, Linköpings University, Sweden.

FUKUSHIMA, T.; SHIMONISHI, H.; TORIGAKI, T.; MIYACHI, T.; UMEZU, Y., 2005; **Vehicle Cornering and Braking Behavior Simulation Using a Finite Element Method**, SAE Paper 2005-01-0384.

GENTA, G.; MORELLO, L., 2009; **The Automotive Chassis**, Springer, Italy.

GENTA, G., 2009; **Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation**, World Scientific, USA.

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

HAC, A., 2005; **Influence of Chassis Characteristics on Sustained Roll, Heave and yaw Oscillations I Dynamic Rollover Testing**, SAE Paper 2005-01-0398.

HOSTENS, K.; DEPREZ, H. R., 2004; **An Improved Design of Air Suspension for Seats of Mobile Agricultural Machines**, Journal of Sound and Vibration 276 (2004) 141–156, 2003.

JAZAR, R. N., 2008; **Vehicle Dynamics: Theory and Application**, Springer, USA.

JUDD, E. H., 1996; **Spring Design Manual**, Society of Automotive Engineers, SAE, USA.

KANG, D.; STEIN, J.L.; HOFFMAN, R. C.; LOUCA, L. S.; HUH, K., 2005; **Implementing the Milliken Moment Method using Controlled Dynamic Simulation**, SAE Paper 2005-01-0417.

LIU, G. R.; QUEK, S. S., 2003; **The Finite Element Method: A Practical Course**, BH.

MEIROVITCH, L., 2001; **Fundamentals of Vibration**, Mc Graw Hill, USA.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L., 1995; **Race Car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, SAE, USA.

PACEJKA, H. B., 2008; **Tires and Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, SAE Netherlands.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J.W., 2001; **The Automotive Chassis**, Society of Automotive Engineers, SAE, England.

RILL, G., 2009; **Vehicle Dynamics**, Hochschule Regensburg University of Applied Sciences.

THORBY, D., 2008; **Structural Dynamics and Vibration in Practice**, BH, USA.

WU, D-H.; LIN, Y-H., 2005; **Directional Response Analysis of Tractor-Trailer with Multi-Axle-Steering Carrying Liquid Load**, SAE Paper 2005-01-0415.