

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

UMA METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO E ANÁLISE ESTRUTURAL DE VEÍCULOS
DE TRANSPORTE DE CARGA

por

Gustavo Peres

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, outubro de 2006.

UMA METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO E ANÁLISE ESTRUTURAL DE VEÍCULOS
DE TRANSPORTE DE CARGA

por

Gustavo Peres
Engenheiro Mecânico

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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Alberto Tamagna

Prof. Dr. Lauro Cesar Nicolazzi

Prof. Dr. Inácio Benvegnu Morsch

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 17, outubro de 2006.

*Dedico este trabalho a minha
esposa Dalva e a meus pais João e
Janete.*

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Rogério “Rato” Marczak pelos conhecimentos transmitidos, base de apoio para elaboração deste trabalho, e por estar sempre disponível até mesmo em feriados.

A Randon S.A. pelas horas de trabalho disponibilizadas e pela disponibilidade dos equipamentos para realização dos ensaios experimentais.

Aos professores Ignácio Iturrioz (UFRGS) e Álvaro Costa Neto (USP) pelas dicas em fadiga e simulação dinâmica respectivamente.

Aos colegas do EDEN, Anderson de Lima, Ari Nardello e Luis Gustavo Schuck pela importante contribuição (como era pesada aquela rampa).

A minha esposa Dalva pelo carinho, companheirismo, dedicação e apoio que foram fundamentais para a realização deste trabalho, por agüentar muitas vezes o meu mau humor quando as coisas não estavam dando certo, sem falar na correção dos erros de português do texto, que eram muitos.

A minha mãe Janete pelo exemplo de superação e força de vontade que sempre me impeliram a continuar estudando e superando os obstáculos, algo que ela sempre realizou com louvor e permitiu que eu pudesse chegar até aqui.

A meu pai João Carlos pelos ensinamentos de caráter, do que é certo e errado e que embora com muitas dificuldades sempre dava um jeitinho, como meu primeiro computador, onde vislumbrei a área de engenharia virtual. Sem falar do parco raciocínio matemático que tenho, herança dele, que embora a baixa escolaridade sempre foi um hábil matemático.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia para simulação e análise de uma combinação veicular de transporte de carga do tipo bitrem. Inicia-se com o desenvolvimento e calibração de um modelo numérico da suspensão do veículo, que é um item fundamental para a análise dinâmica do semi-reboque. Dessa forma garante-se que esse subsistema importante esteja coerente com a realidade facilitando a calibração do modelo dinâmico do veículo completo.

Na segunda etapa, definem-se os pavimentos com base em medições de rugosidade realizadas em estradas nacionais e realiza-se uma simulação de tráfego com objetivo de obtenção dos carregamentos na estrutura do veículo analisado. Através da passagem do veículo real e do modelo numérico por um obstáculo conhecido realiza-se uma calibração. Com os carregamentos obtidos realiza-se uma análise via o método dos elementos finitos. Em virtude da complexidade da estrutura utiliza-se uma metodologia global-local para obtenção dos históricos de tensão nos pontos críticos da estrutura em cada pavimento, que são comparados com medições experimentais através de extensimetria em pavimentos similares.

Através dos históricos de tensões realiza-se uma análise de confiabilidade quanto à probabilidade de falha por sobrecarga em cada pavimento. Já a análise de fadiga nesses pontos é realizada através de duas metodologias, uma estatística e a segunda clássica. Na metodologia estatística, foi empregado um modelo de acúmulo de dano baseado na frequência média da excitação. A metodologia clássica utilizada é a de Wöhler e consiste na contagem de ciclos através do método de Rainflow, correção da tensão média por Goodman e cálculo de dano por Palmgren-Miner. As duas metodologias forneceram indicações similares sobre quais pontos são mais criticamente solicitados.

ABSTRACT

A METHODOLOGY FOR STRUCTURAL SIMULATION AND ANALYSIS OF COMMERCIAL VEHICLES.

This work presents the development and application of a methodology for simulation and analysis of a bi-train type vehicular composition. Firstly, the numerical model of the suspension subsystem is built and calibrated using experimental data. This enables an easier calibration of the composition model in the dynamic case. In a second phase, several road tracks are defined through measurements accomplished in typical Brazilian roads and to be used in the dynamic simulations of the vehicle. The objective of these simulations is to evaluate the loads acting on the semi-trailer structure. A comparison with experimental results is carried out for the case of the vehicle passing on a known obstacle.

Because of the complexity of the actual structure, a global-local finite element analysis is necessary in order to obtain the stress histories at critical points caused by the road roughness. These results are compared with experimental measurements through strain gages in similar roads.

A reliability analysis is carried out to evaluate the failure probability due to overloads in each type of road. The fatigue analysis at critical points is accomplished through two methodologies, one statistic based and other based on a classic method. In the statistical methodology, a model of damage accumulation was used, which is based on the medium frequency of the loading. The classic methodology is the well known Wöhler approach, along with Rainflow cycle counting, Goodman medium stress correction and Palmgren-Miner damage prediction. Both methodologies provided similar results about the points more critically loaded.

ÍNDICE

1.	Introdução.....	1
2.	Transporte de Carga no Brasil.....	5
2.1	Introdução.....	5
2.2	Durabilidade de Veículos de Transporte de Cargas.....	6
2.3	O Conceito Bitrem.....	9
2.4	Desenvolvimento Virtual de Veículos de Transporte de Carga.....	10
2.5	Conclusões.....	14
3.	Suspensão.....	15
3.1	Introdução.....	15
3.2	Suspensão “Tandem”.....	16
3.2.1	Feixe de Molas Trapezoidal.....	17
3.3	Levantamento de Dados Experimentais.....	20
3.4	Modelo Numérico.....	26
3.5	Comparação Numérico-Experimental.....	28
3.6	Conclusões.....	33
4.	Simulação de Tráfego.....	34
4.1	Introdução.....	34
4.2	Modelo Numérico de Multicorpos.....	35
4.2.1	Validação do Modelo Numérico.....	38
4.3	Definição dos Pavimentos.....	47
4.4	Simulações Dinâmicas.....	50
4.5	Conclusões.....	55
5.	Análise de Tensões.....	57
5.1	Introdução.....	57
5.2	Modelo de Elementos Finitos.....	58
5.2.1	Análise Global-Local por Elementos Finitos.....	59

5.2.2	Modelo Global do Semi-Reboque.....	63
5.2.3	Definição dos Pontos Críticos.....	67
5.2.4	Modelo Local do Semi-Reboque.....	73
5.3	Cálculo das Tensões nos Pontos Críticos.....	75
5.4	Comparação Numérica – Experimental das Tensões.....	80
5.5	Conclusões.....	85
6.	Confiabilidade e Durabilidade.....	87
6.1	Introdução.....	87
6.2	Falha por Sobrecarga.....	88
6.3	Falha por Desgaste.....	94
6.4	Fadiga Clássica.....	99
6.5	Conclusões.....	108
7.	Conclusões.....	110
7.1	Considerações Finais.....	110
7.2	Sugestões de Continuidade da Pesquisa.....	112
	Referências Bibliográficas.....	114
	Apêndice I.....	120
	Apêndice II.....	122
	Apêndice III.....	128
	Apêndice IV.....	145
	Apêndice V.....	162
	Apêndice VI.....	169
	Apêndice VII.....	172

LISTA DE SÍMBOLOS

B_{ji}	Matriz de relação deslocamento- tensão	
CG	Centro de Gravidade	
C	Constante da curva de Wöhler	
$C_{1,2}$	Coefficientes de amortecimento	[N.s/m]
C_{ij}	Matriz de flexibilidade	
C_m	Índice de comparação dos valores máximos	
$C(t)$	Confiabilidade da estrutura para falha por sobrecarga	
D	Dano estatístico de Miner	
D_0	Deterioração padrão	
D_1	Deterioração com excesso de carga	
def.	Deformação do pneu	[m]
D_M	Dano de Palmgren-Miner	
d_{max}	Valores máximos	
f_0	Frequência média do sinal	[rad/s]
f_j	Vetor das cargas unitárias	[N]
f_P	Frequência de pico	[rad/s]
$F(t)$	Histórico de cargas na estrutura	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
$G(t)$	Histórico de cargas na estrutura	[N]
I_1	Inércia de massa (Y) do primeiro eixo do caminhão	[kg.m ²]
I_2	Inércia de massa (Y) do segundo eixo do caminhão	[kg.m ²]
I_3	Inércia de massa (Y) do terceiro eixo do caminhão	[kg.m ²]
I_4	Inércia de massa (Y) suspensa do caminhão	[kg.m ²]
I_5	Inércia de massa (Y) do 1 eixo do semi-reboque dianteiro	[kg.m ²]
I_6	Inércia de massa (Y) do 2 eixo do semi-reboque dianteiro	[kg.m ²]
I_7	Inércia de massa (Y) suspensa do semi-reboque dianteiro	[kg.m ²]
I_8	Inércia de massa (Y) do 1 eixo do semi-reboque traseiro	[kg.m ²]
I_9	Inércia de massa (Y) do 2 eixo do semi-reboque traseiro	[kg.m ²]
I_{10}	Inércia de massa (Y) suspensa do semi-reboque traseiro	[kg.m ²]

$K_1(d)$	Rigidez equivalente 1	[N/m]
$K_2(d)$	Rigidez equivalente 2	[N/m]
m_1	Massa do primeiro eixo do caminhão	[kg]
m_2	Massa do segundo eixo do caminhão	[kg]
m_3	Massa do terceiro eixo do caminhão	[kg]
m_4	Massa suspensa do caminhão	[kg]
m_5	Massa do primeiro eixo do semi-reboque dianteiro	[kg]
m_6	Massa do segundo eixo do semi-reboque dianteiro	[kg]
m_7	Massa suspensa do semi-reboque dianteiro	[kg]
m_8	Massa do primeiro eixo do semi-reboque traseiro	[kg]
m_9	Massa do segundo eixo do semi-reboque traseiro	[kg]
m_{10}	Massa suspensa do semi-reboque traseiro	[kg]
MAC	Índice de comparação numérico-experimental	
m_W	Constante da curva de Wöhler	
N	Número de ciclos	
N_i	Número de ciclos resistente desse nível de tensão	
n_i	Número de ciclos em cada nível de tensão aplicado	
np	Fator de segurança	
P_0	Carga por eixo padrão	[N]
P_1	Carga por eixo com excesso	[N]
P_i	Probabilidade de interferência	
PSD	Densidade espectral de potência	
$R(d)$	Função da rigidez dos feixes de molas	[N/m]
$R(t)$	Resistência	[Pa]
S_j	Vetor das componentes de tensões	[Pa]
S_p	Tensão de pico	[Pa]
$S(t)$	Solicitação	[Pa]
t	Tempo	[s]
T_{mk}	Matriz de transferência	
u_i	Vetor de deslocamento	[m]
V_S	Coefficiente de dispersão da solicitação	
V_R	Coefficiente de dispersão da resistência	
X_1	Translação (Z) do primeiro eixo do caminhão	[m]
X_2	Translação (Z) do segundo eixo do caminhão	[m]

X_3	Translação (Z) do terceiro eixo do caminhão	[m]
X_4	Translação (Z) suspensa do caminhão	[m]
X_5	Translação (Z) do primeiro eixo do semi-reboque dianteiro	[m]
X_6	Translação (Z) do segundo eixo do semi-reboque dianteiro	[m]
X_7	Translação (Z) suspensa do semi-reboque dianteiro	[m]
X_8	Translação (Z) do primeiro eixo do semi-reboque traseiro	[m]
X_9	Translação (Z) do segundo eixo do semi-reboque traseiro	[m]
X_{10}	Translação (Z) suspensa do semi-reboque traseiro	[m]
\dot{X}_i	Velocidade (Z) onde i é equivalente ao deslocamento	[m/s]
\ddot{X}_i	Aceleração (Z) onde i é equivalente ao deslocamento	[m/s ²]
ϕ_{mj}	Matriz de valores obtidos experimentalmente	
ϕ_{ak}	Matriz de valores obtidos analiticamente	
μ_S	Tensão média	[Pa]
σ_a	Amplitude de tensão	[Pa]
σ_{eq}	Tensão equivalente de von Mises	[Pa]
$\sigma_{\max,\min}$	Tensão principais	[Pa]
σ_m	Tensão média	[Pa]
σ_n	Tensão resistente a fadiga	[Pa]
σ_{rup}	Tensão de ruptura	[Pa]
σ_S	Desvio padrão da tensão	
$\sigma_{X,Y,Z}$	Tensão normal nas direções X, Y e Z	[Pa]
τ	Tensão cisalhante	[Pa]
θ_1	Rotação (Y) do primeiro eixo do caminhão	[rad]
θ_2	Rotação (Y) do segundo eixo do caminhão	[rad]
θ_3	Rotação (Y) do terceiro eixo do caminhão	[rad]
θ_4	Rotação (Y) suspensa do caminhão	[rad]
θ_5	Rotação (Y) do primeiro eixo do semi-reboque dianteiro	[rad]
θ_6	Rotação (Y) do segundo eixo do semi-reboque dianteiro	[rad]
θ_7	Rotação (Y) suspensa do semi-reboque dianteiro	[rad]
θ_8	Rotação (Y) do primeiro eixo do semi-reboque traseiro	[rad]
θ_9	Rotação (Y) do segundo eixo do semi-reboque traseiro	[rad]
θ_{10}	Rotação (Y) suspensa do semi-reboque traseiro	[rad]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Combinação veicular do tipo bitrem empregada no presente trabalho.	3
Figura 2.1 – Participação das diversas modalidades no transporte de carga brasileiro.	6
Figura 2.2 – Situação dos postos de fiscalização da carga transportada no Brasil.	7
Figura 2.3 – combinação veicular do tipo bitrem.	9
Figura 2.4 – Fluxograma simplificado de desenvolvimento virtual aplicado ao problema em estudo.	11
Figura 2.5 – Fluxograma de simulação de tráfego de um veículo de transporte de carga.	13
Figura 3.1 – Suspensão “tandem” de dois eixos utilizada em semi-reboques; (a) detalhe do feixe de molas trapezoidal; (b) detalhe do balancim e do braço tensor;	16
Figura 3.2 – (a) Rigidez nominal; (b) histerese de um feixe de molas trapezoidal.	18
Figura 3.3 – Variação da rigidez com o curso da suspensão.	19
Figura 3.4 – Medição do feixe de mola.	20
Figura 3.5 – Dispositivo para medição da suspensão.	21
Figura 3.6 – Posicionamento dos instrumentos de medição na suspensão balancim.	22
Figura 3.7 – Força aplicada em função do deslocamento medida na mola separadamente.	22
Figura 3.8 – Força aplicada em função do deslocamento medido na mola montada na suspensão.	23
Figura 3.9 – Comparação entre velocidades limites de aplicação da carga utilizadas no teste.	24
Figura 3.10 – Variação da rigidez nominal para três amplitudes de deslocamento.	25
Figura 3.11 – Representação esquemática do modelo numérico da suspensão.	26
Figura 3.12 – Perfil de carga aplicado no ensaio experimental.	29
Figura 3.13 – (a) Força aplicada em função do deslocamento. (b) Carga transferida ao segundo atuador (travado).	29
Figura 3.14 – (a) Deslocamento do balancim em função do tempo. (b) Deslocamento do primeiro eixo em função do tempo.	30
Figura 3.15 – Comparação dos $MAC_{modificado}$ para cada medição a longo do tempo.	32
Figura 4.1 – Representação esquemática de um sistema de multicorpos.	35
Figura 4.2 – Modelo numérico do bitrem com 23 graus de liberdade.	37
Figura 4.3 – Rigidez dos pneus 295/80 R22.5 - Pirelli FH55.	38

Figura 4.4 – Balança utilizada na medição de cada rodado; (a) fora do produto; (b) medindo um rodado.	39
Figura 4.5 – Numeração utilizada na pesagem experimental.	39
Figura 4.6 – (a) dimensões em frequência espacial do obstáculo; (b) obstáculo real.	41
Figura 4.7 – Posições dos acelerômetros no veículo real.	42
Figura 4.8 – Passagem de cada eixo do veículo pelas rampas.	42
Figura 4.9 – Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 1.	43
Figura 4.10 – Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 1.	43
Figura 4.11 - Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 2.	44
Figura 4.12 – Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 2.	44
Figura 4.13 - Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 3.	45
Figura 4.14 – Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 3.	45
Figura 4.15 - Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 4.	46
Figura 4.16 - Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 4.	46
Figura 4.17 – Linearização de um pavimento através de uma medição.	48
Figura 4.18 – Rugosidade da estrada de chão em frequência espacial.	49
Figura 4.19 – Rugosidade para cada lado do veículo em estrada de chão com velocidade de 60 km / h.	50
Figura 4.20 – Defasagem do perfil de uma rampa entre o primeiro e o segundo eixo do caminhão.	51
Figura 4.21 – Deslocamento vertical dos CGs obtidos para estrada de chão a 30 km/h com o veículo carregado.	52
Figura 4.22 – Deslocamento vertical dos CGs obtidos para estrada de chão a 30 km/h com o veículo vazio.	52
Figura 4.23 – Deslocamento lateral do CG do primeiro semi-reboque obtido para estrada de chão a 30 km/h com o veículo vazio	53
Figura 4.24 – Pontos onde se tem as forças transmitidas ao chassi nas simulações de tráfego (pontos 1 a 6)	54
Figura 4.25 – Histórico dos carregamentos para os suportes do lado esquerdo (suportes 1, 2 e 3) para asfalto bom com veículo carregado a uma velocidade de 70 km/h.	54
Figura 4.25 – Histórico dos carregamentos para os suportes do lado direito (suportes 4, 5 e 6) para asfalto bom com veículo carregado a uma velocidade de 70 km/h.	55
Figura 5.1 – Exemplos de modelo global-local de um parafuso. a) modelo global em elemento sólido; b) modelo local 2D axisimétrico.	60
Figura 5.2 – Exemplo de estrutura. a) modelo global em elemento de viga 1D; b) região de interesse.	61

Figura 5.3 – Modelo local da junta <i>J</i> .	62
Figura 5.4 – Caixa de carga do semi-reboque graneleiro.	63
Figura 5.5 – Chassi do semi-reboque graneleiro.	64
Figura 5.6 – Modelo de elementos finitos global do chassi do primeiro semi-reboque.	65
Figura 5.7 – MPCs do modelo de elementos finitos global do chassi dos suportes da suspensão.	66
Figura 5.8 – MPCs do modelo de elementos finitos global do chassi do pino-rei.	66
Figura 5.9 – Região crítica da estrutura em análise.	69
Figura 5.10 – Trincas ocorridas em serviço na alma da longarina (ponto 1).	70
Figura 5.11 – Trincas ocorridas em serviço no reforço da aba inferior da longarina (ponto 2).	70
Figura 5.12 – Trincas ocorridas em serviço no reforço da travessa próximo ao acoplamento (ponto 3).	70
Figura 5.13 – Posição dos 3 pontos críticos.	71
Figura 5.14 – Detalhe da secção da malha para na região critica do modelo global.	71
Figura 5.15 – Forma de conexão dos nós de controle com a malha.	72
Figura 5.16 – Modelo 3D da região critica utilizado na construção do modelo local.	73
Figura 5.17 – Modelo local de elementos finitos.	74
Figura 5.18 – Ligação dos nós de controle.	75
Figura 5.19 – Histórico de tensão de von Mises para o ponto 1 - Veículo carregado, estrada de chão a 30 km/h.	77
Figura 5.20 – Histórico de tensão de von Mises para o ponto 2 - Veículo carregado, estrada de chão a 30 km/h.	77
Figura 5.21 – Histórico de tensão de von Mises para o ponto 3 - Veículo carregado, estrada de chão a 30 km/h.	78
Figura 5.22 – Instrumentação dos Pontos Críticos. a) ponto 1; b) ponto 2; c) ponto 3;	81
Figura 5.23 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico.	82
Figura 5.24 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico.	83
Figura 5.26 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico.	83
Figura 5.26 – Comparação da tensão média entre o modelo numérico e o veículo real carregado.	84
Figura 5.27 – Comparação da tensão média entre o modelo numérico e o veículo real vazio.	84
Figura 6.1 – Falha por uma solicitação aleatória com a degradação da resistência.	89

Figura 6.2 – Solicitação aleatória e resistência sem degradação ambos com distribuição gaussiana.	89
Figura 6.3 – Dano acumulado na estrutura e dano resistente do material.	95
Figura 6.4 – Curva S-N para chapa de aço ASTM A36.	96
Figura 6.5 – Método de contagem de ciclos Rainflow.	103
Figura 6.6 – Resultado do Rainflow do ponto crítico 1 em estrada de chão com o produto vazio a 30 km/h.	104
Figura 6.7 – Resultado do Rainflow do ponto crítico 2 em estrada de chão com o produto vazio a 30 km/h.	104
Figura 6.8 – Resultado do Rainflow do ponto crítico 3 em estrada de chão com o produto vazio a 30 km/h.	105
Figura A1.1 – Rugosidade de um pavimento sem cobertura (chão) em frequência espacial.	120
Figura A1.2 – Rugosidade de um pavimento de paralelepípedos em frequência espacial.	120
Figura A1.3 – Rugosidade de um pavimento de asfalto em boas condições em frequência espacial.	121
Figura A1.4 – Rugosidade de um pavimento de asfalto em más condições (ruim) em frequência espacial.	121
Figura A2.1 – Modelo analítico do segundo semi-reboque.	122
Figura A2.2 – Modelo analítico do primeiro semi-reboque.	124
Figura A2.3 – Modelo analítico do cavalo mecânico.	125
Figura A3.1 - Pontos onde se tem as forças transmitidas ao chassi nas simulações de tráfego.	128
Figura A3.2 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 60 km/h.	129
Figura A3.3 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 60 km/h.	129
Figura A3.4 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 60 km/h.	130
Figura A3.5 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 60 km/h.	130
Figura A3.6 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 80 km/h.	131
Figura A3.7 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 80 km/h.	131
Figura A3.8 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 80 km/h.	132
Figura A3.9 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 80 km/h.	132
Figura A3.10 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 40 km/h.	133

Figura A3.11 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 40 km/h.	133
Figura A3.12 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 40 km/h.	134
Figura A3.13 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 40 km/h.	134
Figura A3.14 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 60 km/h.	135
Figura A3.15 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 50 km/h.	135
Figura A3.16 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 60 km/h.	136
Figura A3.17 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 60 km/h.	136
Figura A3.18 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 30 km/h.	137
Figura A3.19 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 30 km/h.	137
Figura A3.20 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 30 km/h.	138
Figura A3.21 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 30 km/h.	138
Figura A3.22 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 40 km/h.	139
Figura A3.23 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 40 km/h.	139
Figura A3.24 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 50 km/h.	140
Figura A3.25 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 50 km/h.	140
Figura A3.26 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 30 km/h.	141
Figura A3.27 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 30 km/h.	141
Figura A3.28 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 30 km/h.	142
Figura A3.29 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 30 km/h.	142
Figura A3.30 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 40 km/h.	143

Figura A3.31 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 40 km/h.	143
Figura A3.32 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 50 km/h.	144
Figura A3.33 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 50 km/h.	144
Figura A4.1 - Pontos críticos de chassi em análise.	145
Figura A4.2 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo carregado a 60 km/h.	146
Figura A4.3 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo vazio a 60 km/h.	147
Figura A4.4 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo carregado a 80 km/h.	148
Figura A4.5 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo vazio a 80 km/h.	149
Figura A4.6 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo carregado a 40 km/h.	150
Figura A4.7 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo vazio a 40 km/h.	151
Figura A4.8 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo carregado a 60 km/h.	152
Figura A4.9 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo vazio a 60 km/h.	153
Figura A4.10 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo carregado a 30 km/h.	154
Figura A4.11 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo vazio a 30 km/h.	155
Figura A4.12 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo carregado a 40 km/h.	156
Figura A4.13 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo vazio a 50 km/h.	157
Figura A4.14 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo carregado a 30 km/h.	158
Figura A4.15 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo vazio a 30 km/h.	159
Figura A4.16 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo carregado a 40 km/h.	160
Figura A4.17 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo vazio a 50 km/h.	161
Figura A5.1–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico	162

Figura A5.2– Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico	162
Figura A5.3 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico	163
Figura A5.4–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo vazio no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico	163
Figura A5.5–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo vazio no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico	163
Figura A5.6–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo vazio no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico	164
Figura A5.7–Tensões de von Mises para estrada de chão 40 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico	164
Figura A5.8–Tensões de von Mises para estrada de chão 40 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico	164
Figura A5.9–Tensões de von Mises para estrada de chão 40 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico	165
Figura A5.10–Tensões de von Mises para estrada de chão 30 km/h com veículo vazio no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico	165
Figura A5.11–Tensões de von Mises para estrada de chão 30 km/h com veículo vazio no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico	165
Figura A5.12–Tensões de von Mises para estrada de chão 30 km/h com veículo vazio no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico	166
Figura A5.13–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico	166
Figura A5.14–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico	166
Figura A5.15–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico	167
Figura A5.16–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo vazio no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico	167
Figura A5.17–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo vazio no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico	167
Figura A5.18–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo vazio no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico	168

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 – Variação da rigidez e frequência natural para um conjunto de feixes de mola	19
Tabela 3.2 – Resultados obtidos na comparação global.	31
Tabela 4.1 – Comparação da reação em cada eixo (em kg).	40
Tabela 4.2 – Velocidades utilizadas nas simulações de tráfego.	51
Tabela 5.1 – Resumo das tensões equivalente de von Mises.	78
Tabela 6.1 – Tensões de escoamento.	91
Tabela 6.2 – Confiabilidade para falha por sobrecarga do veículo carregado.	92
Tabela 6.3 – Confiabilidade para falha por sobrecarga do veículo vazio.	93
Tabela 6.4 – Composição química conforme normas para as chapas selecionadas.	94
Tabela 6.5 – Dano estatístico para a configuração carregado.	97
Tabela 6.6 – Dano estatístico para a configuração vazio.	98
Tabela 6.7 – Dano de Palmgren-Miner para a configuração carregado.	106
Tabela 6.8 – Dano de Palmgren-Miner para a configuração vazio.	107
Tabela A6.1 – Propriedades do aço ASTM-A283-03-C.	169
Tabela A6.2 – Propriedades do aço ASTM-A36	170

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de um país é fortemente dependente do transporte de cargas para o escoamento de sua produção. Tudo o que é produzido só alcança os consumidores e o mercado externo se existe uma infra-estrutura de transporte disponível. Hougaz, 2005, comenta que um dos alicerces do aumento das relações comerciais entre os países ao redor do mundo foi o grande avanço tecnológico dos meios de transporte.

No Brasil o transporte de cargas é predominantemente rodoviário correspondendo a cerca de 60% de todo transporte de cargas. Embora outras formas de transporte sejam mais vantajosas, por mimetismo ou falta de visão nacionalista o Brasil optou pela adoção extensiva do transporte rodoviário [Hougaz, 2005]. Como a nação ainda é fortemente fornecedora de itens primários, principalmente agrícolas, o transporte de grãos é um dos principais pontos do transporte rodoviário, principalmente composições veiculares de carga com mais de um implemento. No segmento a granel uma combinação veicular se destaca na operação logística desse transporte. Essa combinação é denominada de Bitrem e é composta por dois implementos graneleiros e um caminhão trator conectados entre si. Oliveira, 2004, já afirmava que o Bitrem representava 80% das vendas do segmento a granel.

Até então as empresas fabricantes de implementos rodoviários nunca se preocuparam com uma metodologia para desenvolvimento estrutural de seus produtos, pois itens como peso do produto não eram prioridades no projeto desses veículos. O desenvolvimento sempre fora baseado na experiência dos fabricantes, em problemas estruturais anteriores e em testes experimentais. Dessa maneira as estruturas acabavam super-dimensionadas e com peso muito elevado.

Com a acirrada concorrência do mercado consumidor em virtude, principalmente, da globalização, os fabricantes tiveram que rever os seus conceitos de projeto. Além de veículos mais leves, o mercado passou a exigir qualidade e durabilidade dos produtos. O preço passou a ser ditado pelo mercado e o percentual de lucro das empresas ficou reduzido.

Diante das exigências que o mercado impõe as empresas buscam custos de desenvolvimento cada vez menores. Torna-se imprescindível o uso de ferramentas de simulação virtual no processo de desenvolvimento de produtos. Protótipos virtuais multifuncionais substituem os onerosos protótipos físicos. Outra vantagem competitiva do uso dessas ferramentas é a capacidade da empresa de reduzir significativamente seu tempo de desenvolvimento, aumentando a sua capacidade de introduzir produtos novos no mercado [Schneider, 1998]. Embora existam as ferramentas de simulação, os fabricantes de veículos de transporte de carga carecem de mão de obra especializada e, principalmente, de um método confiável para obtenção de resultados.

Dentro desse panorama, uma metodologia para simulação e análise estrutural dos veículos de transporte de carga se faz necessária. Essa metodologia deve dar subsídios ao desenvolvimento desses veículos para diminuir o peso dos produtos, aumentando a rentabilidade e a competitividade dos fabricantes. Deve também estimar a durabilidade e a confiabilidade desses veículos para melhorar os parâmetros de projeto de produto buscando o desenvolvimento da tecnologia nesse segmento.

Algumas metodologias para desenvolvimento estrutural de produto já existem na literatura, porém são normalmente aplicadas a produtos de pequeno porte e em condição de carregamento pouco complexas. As metodologias de desenvolvimento para veículos normalmente são incompletas e baseadas em parâmetros obtidos em países de primeiro mundo. Em virtude da grande deterioração da nossa malha viária esses parâmetros acabam sendo menos severos que a realidade. As normas de projeto de países de primeiro mundo são voltadas para pavimentos de qualidade muito superior à das estradas brasileiras [Hougaz, 2005].

Esse trabalho apresenta uma metodologia para simulação e análise estrutural, através da utilização de ferramentas existentes, aplicada a um veículo de transporte de carga graneleiro do tipo bitrem, visando suprir uma carência nesse segmento de um método de estimativa e/ou verificação da vida útil. Essa metodologia tem como objetivo calcular a confiabilidade e o dano advindo dos principais pavimentos existentes no Brasil. Os resultados obtidos por pavimentos servem para se conhecer o comportamento desse veículo em cada pavimento para posteriormente definir melhores rotas de tráfego.

O produto escolhido para exemplificar essa metodologia foi o primeiro semi-reboque de uma combinação veicular de transporte de carga tipo Bitrem, que é o mais crítico em termos estruturais. Os semi-reboques são graneleiros com assoalho de chapa de 3 mm, suspensão mecânica, com comprimento de 20 metros da marca Randon. O caminhão trator é da marca Scania com suspensão mecânica e cabine estreita. Possui tração nos 2 eixos traseiros (6x4) com distância entre o primeiro e segundo eixo de 3,1 metros. A Figura 1.1 apresenta a combinação veicular utilizada na realização desse trabalho.



Figura 1.1 – Combinação veicular do tipo bitrem empregada no presente trabalho.

Além de sua importância no seguimento a granel, este veículo foi escolhido devido a sua complexidade, principalmente no caráter dinâmico, pois é composto por 3 veículos independentes conectados. Se a metodologia é validada para um produto complexo, como o Bitrem, a sua confiabilidade é respeitada, podendo ser aplicada para outros tipos de veículos.

Outro objetivo inerente ao presente trabalho é dar suporte ao desenvolvimento de parâmetros para ensaios experimentais acelerados de durabilidade desses veículos. Esses ensaios acelerados normalmente são desenvolvidos em pistas de teste com perfis mais severos que o normal, porém uma dificuldade encontrada é definir o número suficiente de voltas nessa pista para aprovar o veículo. Através do conhecimento do dano provocado por cada pavimento em condições determinadas, pode-se estimar o número de voltas nessa pista que provoquem um dano equivalente ao provocado em condições reais de serviço.

As justificativas para o desenvolvimento da metodologia demonstrada na presente dissertação são apresentadas no Capítulo 2. Ao encontro deste fim, demonstram-se os aspectos do transporte de cargas nacional e os fluxos propostos para o estudo de durabilidade desses veículos.

No Capítulo 3 desenvolve-se e calibra-se um modelo numérico da suspensão utilizada nesse veículo. A suspensão é um item fundamental para simulação dinâmica, pois é responsável pela filtragem das perturbações advindas do pavimento. A suspensão deste semi-reboque de transporte de carga é mecânica com feixes de mola. Esse modelo de suspensão apresenta o comportamento não linear tornando necessário um estudo independente da mesma. Dessa forma parte-se de uma base (suspensão) bem calibrada para aumentar a confiabilidade das demais etapas desenvolvidas.

O Capítulo 4 apresenta a simulação de tráfego da combinação veicular de carga, através da metodologia multicorpos, com objetivo de obtenção das forças dinâmicas de excitação no chassi. Essas simulações foram realizadas utilizando perfis de rugosidade das principais pistas brasileiras obtidas por Nardello, 2005 com velocidades de tráfego médias nesses pavimentos.

No Capítulo 5 descreve-se a forma de obtenção do histórico de tensões em três pontos críticos do chassi do semi-reboque analisado. Para tal utiliza-se o método dos elementos finitos e a metodologia de análise global – local, em virtude da dimensão da estrutura. Os históricos de carregamento são obtidos para cada pavimento e em diversas configurações utilizadas na simulação. Para validar a metodologia de simulação aplicada, será realizada uma comparação com resultados experimentais obtidos através de extensômetros de resistência elétrica.

No Capítulo 6 estuda-se o modo de falha por sobrecarga e o modo de falha por desgaste nos pontos críticos e em cada pavimento analisado. No modo de falha por sobrecarga calcula-se a probabilidade de ocorrência de um evento que leve a falha em toda a vida útil do produto. No modo de falha por desgaste estuda-se fenômeno de fadiga e calcula-se o dano provocado por cada pavimento através de uma análise estatística e pelo método clássico de Palmgren-Miner.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões advindas da metodologia desenvolvida e dos resultados obtidos na aplicação do semi-reboque em questão. Apresentam-se também recomendações para trabalhos futuros.

2. TRANSPORTE DE CARGA NO BRASIL

2.1. Introdução

Rodovias já existiam no Brasil desde o século XIX, mas efetivamente começaram a serem desenvolvidas com a ampliação efetiva da malha rodoviária que ocorreu no governo de Getúlio Vargas, com a criação do Departamento Nacional de Estradas de Rodagem (DNER) em 1937. Segundo Schroeder e Castro, 2005, com a implantação da indústria automobilística, na segunda metade da década de 1950, a aceleração do processo de industrialização e a mudança da capital federal para Brasília promoveram um forte crescimento do sistema rodoviário. A partir daí a rede rodoviária se ampliou de forma notável e se tornou a principal via de escoamento de carga e passageiros.

O transporte de cargas é muito importante, pois na falta do mesmo, produtos essenciais não chegariam às mãos de seus consumidores, indústrias não produziriam, não haveria comércio externo. Qualquer nação fica literalmente paralisada se houver interrupção de seu sistema de transportes, além disso, transporte não é um bem importável. No caso de um país de dimensões continentais como o Brasil, este risco se torna mais crítico. Essa importância é ressaltada na participação do transporte de cargas na economia brasileira, que segundo o Balanço Energético Nacional do IBGE realizado em 2000 é responsável por 4,4 % do PIB.

No Brasil o transporte de cargas ocorre por diversas modalidades, mas é predominantemente rodoviário. Segundo Albano, 2003, o setor rodoviário tem a responsabilidade de 60,5% da movimentação das cargas, em termos nacionais. A Figura 2.1 demonstra a matriz do transporte de cargas no Brasil onde se denota a importância do modal rodoviário em relação às demais modalidades.

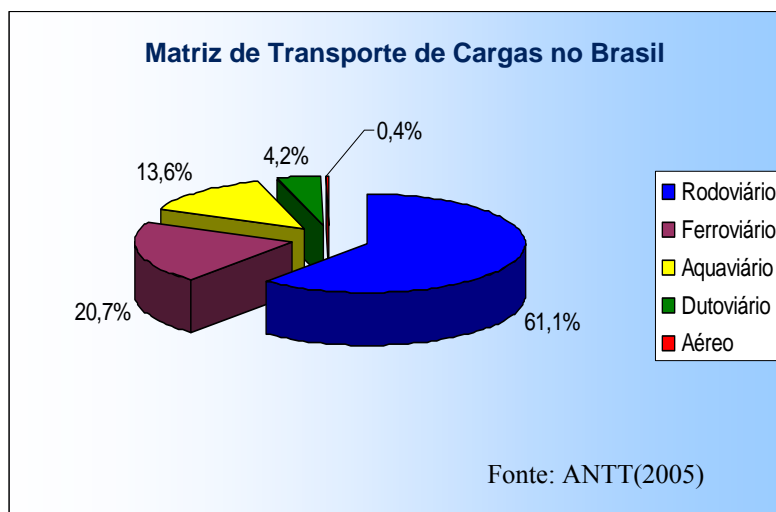


Figura 2.1 – Participação das diversas modalidades no transporte de carga brasileiro.

Em vista da importância do transporte rodoviário de cargas toda e qualquer otimização que se execute nesse setor é de grande importância para o desenvolvimento brasileiro. Esse Capítulo demonstra as justificativas desse trabalho e a importância do estudo de durabilidade de um semi-reboque de transporte de carga do tipo Bitrem para o transporte de carga brasileiro. Também se discute a metodologia utilizada nas simulações numéricas como parte do processo de desenvolvimento de produto.

2.2. Durabilidade de Veículos de Transporte de Cargas

O desenvolvimento de critérios para a avaliação da durabilidade de uma combinação veicular para transporte de carga é uma necessidade crescente na indústria desses veículos de carga no país. Hoje em dia as avaliações estruturais no desenvolvimento desses produtos são elaboradas, na sua grande maioria, de forma empírica baseada na experiência dos fabricantes, principalmente na indústria de implementos rodoviários.

Esse caráter levou a um super-dimensionamento desses veículos, o que acarretou em produtos mais robustos e mais pesados. Com parâmetros mais realísticos para avaliações estruturais advindas dos estudos de durabilidade pode-se melhor dimensionar as combinações veiculares, otimizando o peso final desses produtos.

Embora exista uma legislação que limite o peso máximo por eixo em veículos de carga, na prática a fiscalização é incapaz de obrigar o cumprimento da mesma. O transporte rodoviário

brasileiro de cargas está, então, dividido em dois focos principais de operação. O primeiro que ocorre nas rodovias com controle de carga transportada por eixo através da fiscalização por balanças e o segundo que é predominante e ocorre nas rodovias sem fiscalização. Apesar das vantagens da fiscalização do ponto de vista de conservação das rodovias, cada vez mais postos de pesagens têm sido desativados. A Figura 2.2 demonstra todos os postos de pesagem em operação e inoperantes espalhados pelo país em 2002, onde se pode observar a pequena quantidade de postos que permanecem em operação.

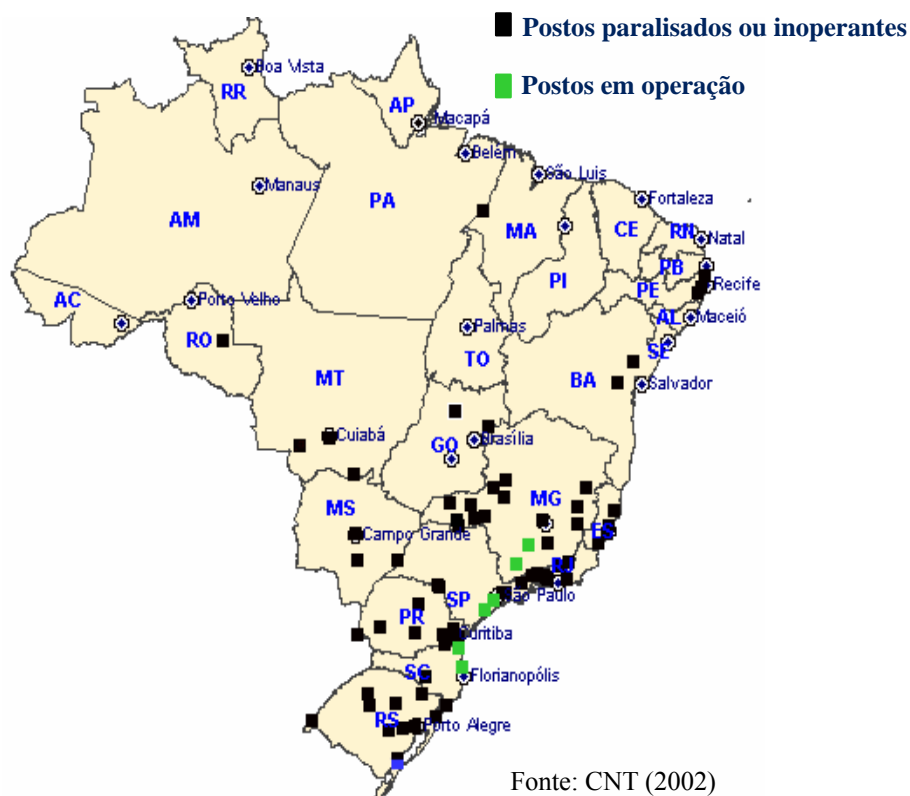


Figura 2.2 – Situação dos postos de fiscalização da carga transportada no Brasil.

Nas rodovias onde existe fiscalização, pontos verdes da Figura 2.2, a restrição de peso por eixo definida pela legislação brasileira é normalmente respeitada. A capacidade de carga transportada fica restringida pelo peso máximo permitido por eixo multiplicado pelo número de eixos da composição menos o peso (tara) do veículo. Nesses casos toda e qualquer otimização de peso do produto é transferido diretamente no aumento da carga transportada otimizando a proporção carga líquida pela tara do produto. Com o aumento da carga transportada por viagem

para um mesmo custo de transporte (mesmo peso por eixo), diminui-se o custo da tonelada de carga transportada.

Nas demais rodovias do país, onde não existe fiscalização efetiva do peso por eixo das composições, opera-se com capacidades de carga quase sempre limitadas pela capacidade volumétrica dos veículos de transporte de carga. Os operadores logísticos, que operam nessas rodovias, quase sempre não respeitam a legislação e transportam o máximo possível para se ter custos mais baixos por tonelada transportada. Nesses casos, os benefícios advindos da redução de peso dos veículos não estariam no aumento da carga transportada, pois a quantidade de carga transportada continuaria sendo limitada pela capacidade volumétrica. O ganho seria na diminuição da carga final por eixo e conseqüentemente do dano provocado ao pavimento.

Segundo Widmer, 2002, se aceita internacionalmente que a deterioração dos pavimentos flexíveis (asfalto) por tráfego varia aproximadamente na proporção da carga por eixo elevada a quarta potência conforme a seguinte equação:

$$\frac{D_1}{D_0} = \left[\frac{P_1}{P_0} \right]^4 \quad (2.1)$$

no qual D_0 é a deterioração causada por um eixo padrão com a carga de padrão P_0 e D_1 é a deterioração causada por um eixo com o excesso de carga de padrão P_1 .

Desta forma cada quilograma a menos por eixo representa um aumento significativo na vida útil do pavimento. Diminuem-se, assim, os custos de manutenção das vias que podem a longo prazo ajudar no desenvolvimento socioeconômico do país.

Nos dois sistemas de operação logística, carga transportada obedecendo à legislação e com sobrecarga, a redução de peso que um estudo de durabilidade pode gerar, traz ganhos significativos e importantes para o desenvolvimento desse segmento.

Por último, mas não menos importante, o aumento da confiabilidade das combinações veiculares de carga, advinda de uma metodologia de desenvolvimento mais precisa, tende a diminuir o número de paradas inesperadas, para reparo e manutenção dos veículos possibilitando uma otimização do transporte e redução dos custos dos fretes.

2.3. O Conceito Bitrem

A combinação veicular de transporte de carga conhecida como bitrem é composta por um veículo trator, ou cavalo mecânico, de três eixos, mais dois semi-reboques de dois eixos cada, acoplados entre si com comprimento de aproximadamente 20 metros. A Figura 2.3 demonstra uma configuração do tipo bitrem utilizado no transporte de diversos tipos de carga, como a granel, líquidas e fracionadas.

O bitrem é hoje o produto mais vendido para o transporte de cargas na modalidade rodoviária. Segundo o maior fabricante de implementos rodoviários do país, essa configuração respondeu em 2005 por 80% das vendas no seguimento de carga a granel. Essas configurações são os sucessores das combinações de um caminhão trator com um único semi-reboque de três eixos com 18 metros de comprimento.

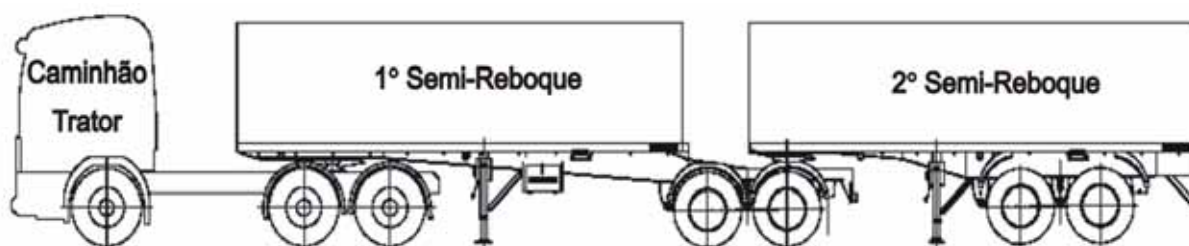


Figura 2.3 – combinação veicular do tipo bitrem.

A principal vantagem dessa configuração em relação ao seu predecessor é uma capacidade de carga líquida 45% maior. Graças a essa maior capacidade de carga, o bitrem corta sensivelmente os gastos por tonelada transportada. Dentro desse panorama os operadores logísticos tendem a optar por essas composições com mais de um semi-reboque mesmo nos casos de cargas fracionadas.

O bitrem apresenta uma pior condição tráfego em termos manobrabilidade, principalmente em marcha ré, e de instabilidade dinâmica exigindo motoristas mais experientes para sua operação. Em compensação, o bitrem consegue trafegar em estradas com raios de curva menores, em virtude da articulação entre os dois semi-reboques, o que acarreta um menor desgaste de pneus, que é uma vantagem significativa em virtude do número de eixos da composição e dos custos envolvidos.

Do ponto de vista estrutural, cada semi-reboque da combinação veicular do tipo bitrem apresenta uma distância entre os eixos e a sua articulação, menor que o semi-reboque de 18 metros, diminuindo assim os esforços de flexão causados pela carga. Em contrapartida o bitrem apresenta uma estrutura mais rígida o que pode ser mais crítico para cargas dinâmicas, aspecto crítico em veículos com chassi composto por uniões soldadas.

Por ser um produto muito utilizado no modal rodoviário e em virtude da tendência de aumentar cada vez mais o uso deste tipo de combinação veicular de carga, o bitrem torna-se um foco muito importante para o desenvolvimento de metodologias para um melhor projeto.

2.4. Desenvolvimento Virtual de Veículos de Transporte de Carga

Desenvolvimento virtual de produto é a coordenação e a aplicação de forma eficiente das diferentes tecnologias de simulação existentes visando otimizar o processo de desenvolvimento de componentes, sistemas ou produtos. As principais vantagens da simulação virtual é a redução do tempo e do custo de desenvolvimento uma vez que diminuem o número de protótipos físicos necessários.

O desenvolvimento virtual de produto vem se desenvolvendo fortemente nas últimas décadas com a modernização dos computadores e a introdução de novos métodos numéricos. Com programas mais robustos as simulações tornaram-se mais realísticas eliminando alguns testes que antes só podiam ser realizados experimentalmente com protótipos. Para Larsson, 2001, as empresas tiveram que rever seus processos de desenvolvimento de produto nos últimos anos para sobreviverem a um mercado cada vez mais disputado e competitivo.

A indústria automobilística vem enfrentando um aumento crescente no grau de exigência do mercado consumidor além da acirrada concorrência com empresas a nível mundial em virtude da globalização. Desta forma o sucesso desse segmento está diretamente ligado à capacidade de se introduzir novos produtos ao mercado mantendo parâmetros como qualidade e custos baixos [Schneider, 1998]. As simulações virtuais como auxílio ao desenvolvimento de veículos tornaram-se imprescindíveis para garantir qualidade com tempo de desenvolvimento cada vez menor.

Nos veículos para transporte de carga, o foco principal no desenvolvimento de produtos é o dimensionamento estrutural dada à operação do veículo. Dentre as diversas ferramentas disponíveis, uma que se pode destacar são as ferramentas de engenharia assistida pelo computador (CAE), muito utilizadas no auxílio ao dimensionamento e projeto desses veículos.

As metodologias mais utilizadas pelas engenharias de desenvolvimento são as baseadas no método dos elementos finitos, principalmente em análise estrutural [Alves, 2000], e baseada na teoria de multicorpos para simulações dinâmicas em sistemas de grande porte e de grande complexidade geométrica [Bayo e Jalón, 1994, Trindade, 1996].

Normalmente cada empresa desenvolve sua própria metodologia de desenvolvimento estrutural de produto, porém têm-se algumas etapas que são comuns em processo de simulação virtual. A Figura 2.4 demonstra esquematicamente uma metodologia simplificada para desenvolvimento estrutural com apoio de simulações virtuais.

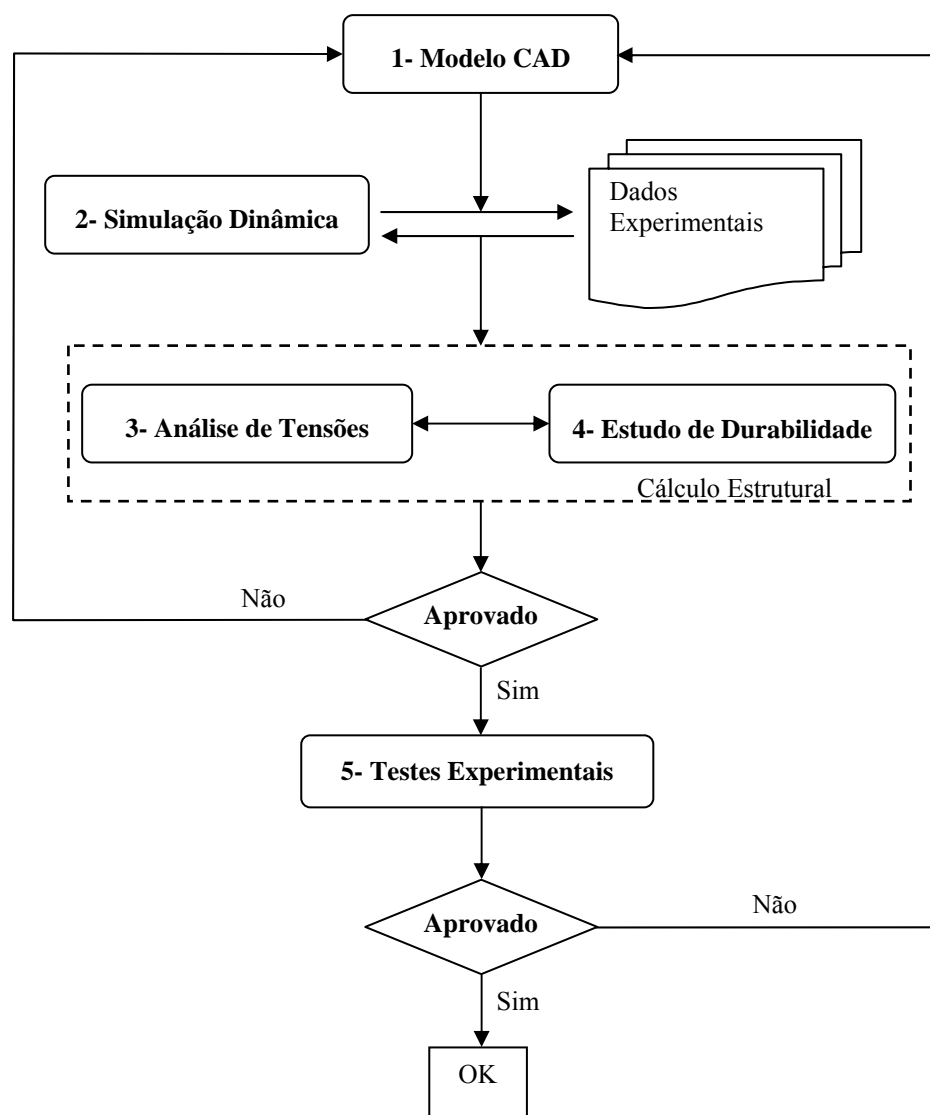


Figura 2.4 – Fluxograma simplificado de desenvolvimento virtual aplicado ao problema em estudo.

Basicamente a seqüência mais utilizada nos desenvolvimentos estruturais inicia com a fase de concepção ou de projeto em ambiente CAD (projeto assistido por computador). Nessa etapa são definidas as geometrias e selecionados os materiais a serem utilizados na construção da estrutura, baseados no conhecimento da empresa e com aproximações através de cálculos analíticos da resistência dos materiais.

Como segundo passo tem-se a simulação dinâmica para obtenção dos esforços. As ferramentas de simulação dinâmicas mais comuns são baseadas na teoria dos multicorpos, embora muitas vezes equaciona-se o fenômeno físico analiticamente e utiliza-se o computador apenas para resolver as equações. Essa etapa pode ser substituída por ensaios experimentais, conhecimento prévio do comportamento de produtos similares ou normas existentes. Em alguns casos pode-se realizar uma análise dinâmica completa, contabilizando a flexibilidade da estrutura, porém essa proposta ainda é inviável computacionalmente, em vista da magnitude do veículo em questão.

Obtidas as condições de contorno, inicia-se a fase de análise estrutural em si, com a elaboração do modelo numérico. Calculam-se as tensões impostas à estrutura pelos esforços dinâmicos, definem-se então os pontos críticos a serem analisados. Uma metodologia global-local de análise de elementos finitos pode ser utilizada em estruturas muito complexas como aviões e automóveis. [Varghese, 2003].

O estudo de durabilidade é uma etapa de pós-processamento da análise de elementos finitos. Essa etapa normalmente é realizada quando se têm carregamentos variáveis ao longo do tempo. Caso o projeto não esteja aprovado, o fluxo inicia-se novamente até a elaboração de uma geometria e/ou material adequado.

A última etapa são os testes experimentais com protótipos físicos. Nessa etapa testa-se o projeto em condições reais e em testes acelerados de durabilidade. A metodologia de desenvolvimento virtual é validada com comparações numérico-experimentais através da instrumentação desses protótipos. Se algum problema for detectado nessa fase de testes, é realizada uma análise de falhas e reinicia-se o processo novamente alterando o projeto.

No caso do desenvolvimento estrutural de um veículo de transporte de carga outras etapas e sub-etapas são necessárias devido à complexidade e ao comportamento da estrutura. As condições de contorno não são facilmente definidas, pois existem diversas variáveis diretas e indiretas a serem consideradas. As rigidezes, coeficientes de amortecimento, entre outros, são itens que muitas vezes precisam ser obtidos ou corrigidos através de medições experimentais.

Os modelos numéricos elaborados necessitam de muitas simplificações para as simulações se tornarem viáveis computacionalmente. Para Neelamkavil, 1987, modelo computacional é uma representação simplificada de um sistema (processo ou teoria) com intenção de aumentar a habilidade para entender, prever, e possibilitar o controle do comportamento desse sistema. Tornam-se necessárias, então, calibrações dos modelos em diversas etapas do processo de desenvolvimento, pois os pequenos erros inerentes às simplificações precisam ser atenuados para que não se acumulem e impactem significativamente no resultado final.

Ferramentas de simulação virtual são utilizadas como apoio já na fase de concepção inicial em ambiente CAD. Análises estruturais, por elementos finitos, de componentes ou pequenas partes são realizadas para definir a configuração inicial. A etapa de projeto torna-se mais robusta e inicia-se o processo de simulação dinâmica com um projeto mais otimizado.

A simulação dinâmica de um veículo de transporte de carga é complexa em virtude da dificuldade de calibrar o modelo do veículo completo. Deve-se então garantir que subsistemas importantes no comportamento dinâmico do veículo estejam calibrados individualmente. A suspensão é um item fundamental na transmissão dos esforços advindos das irregularidades do pavimento, sendo muito importante que o modelo numérico desse subsistema esteja calibrado. A proposta da metodologia apresentada aqui é a calibração da suspensão independentemente do modelo do veículo completo. A Figura 2.5 apresenta a metodologia de análise dinâmica de tráfego para o desenvolvimento de um veículo de transporte de carga utilizando um sistema multicorpos, conforme a proposta do presente trabalho.

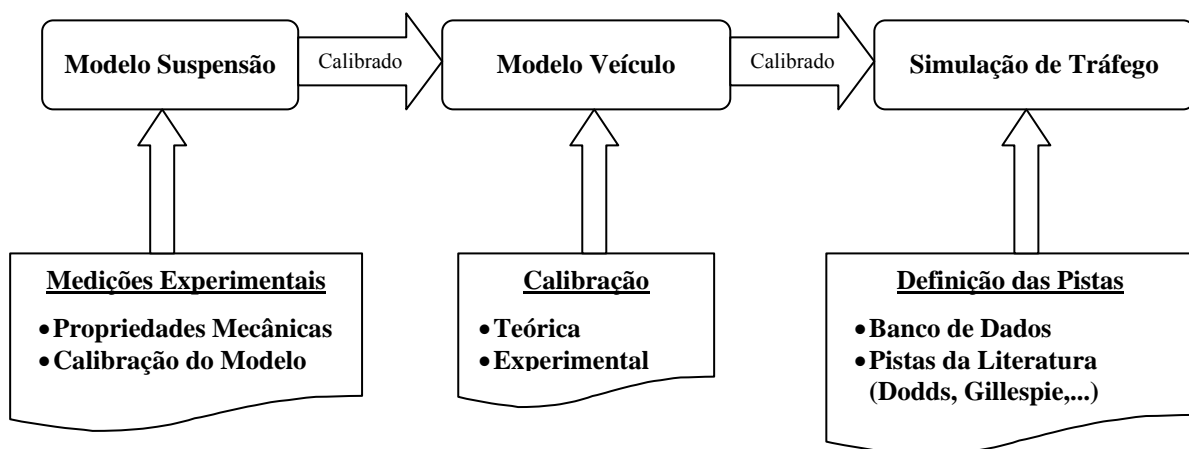


Figura 2.5 – Fluxograma de simulação de tráfego de um veículo de transporte de carga.

A suspensão de um veículo de transporte de carga pode ser mecânica ou pneumática, mas em ambos os modelos apresentam não linearidades em seu comportamento. Isso faz com que as propriedades de rigidez e amortecimento necessitem ser verificados experimentalmente.

Com o modelo de suspensão calibrado, torna-se mais fácil a calibração do veículo completo, que pode ser teórica ou experimental. A simulação de tráfego visa à obtenção dos carregamentos que o chassi do veículo sofre quando submetido a diversos tipos de pavimentos.

Embora existam diversas metodologias para desenvolvimento estrutural de veículos automotores, que podem ser estendidas aos veículos de transporte de cargas, em virtude de algumas particularidades desses veículos algumas adaptações são necessárias. Esse trabalho apresenta uma proposta para o processo de aprovação de um veículo de transporte de carga tipo Bitrem.

2.5. Conclusões

O transporte de cargas é um item importante para o desenvolvimento econômico de um país. No Brasil o modal rodoviário é a forma mais utilizada para o transporte de cargas, principalmente com combinações veiculares do tipo bitrem. Nessa ótica todo e qualquer estudo técnico e científico que venha a contribuir com o desenvolvimento desse segmento torna-se muito importante e necessário.

Em todos os pontos elencados nesse capítulo observam-se as vantagens acarretadas de um melhor dimensionamento dos veículos de transporte de carga. Essa vantagem é observada inicialmente na redução dos custos dos fretes o que influencia diretamente no desenvolvimento econômico de um país e pela redução no dano provocado aos pavimentos, item bastante crítico no Brasil.

O estágio atual do desenvolvimento de veículos para transporte de carga ainda é baseado na experiência dos fabricantes desses veículos. Isso denota a necessidade do desenvolvimento de uma metodologia aplicada ao projeto e validação estrutural desses veículos. Dessa forma haverá uma contribuição no desenvolvimento tecnológico e no aumento da competitividade dos veículos nacionais frente ao mercado internacional.

3. SUSPENSÃO

3.1. Introdução

O comportamento dinâmico de um veículo é fortemente influenciado pelo seu sistema de suspensão. Segundo Gillespie, 1992, as propriedades de uma suspensão, importante na dinâmica do veículo, são principalmente observadas no seu comportamento cinemático e nas suas respostas a forças e momentos, que devem ser transmitidos dos pneus ao chassi.

As funções principais de uma suspensão são a de manter o contato do pneu com o solo e filtrar as perturbações impostas pelo pavimento, minimizando as vibrações na estrutura do veículo. Leadsman, 2005, define o propósito principal de uma suspensão é primeiramente o de prover um elemento de ligação entre a massa não suspensa e a massa suspensa, o qual reduzira o movimento da massa suspensa possibilitando aos pneus manter o contato com o solo. De acordo com Barbieri, 1995, uma função importante das suspensões é fazer com que as rodas mantenham contato com a via de rodagem de modo que as reações normais sejam os mais constantes possíveis.

O sistema de suspensão tem grande importância no estudo de fadiga e fenômenos relacionados, uma vez que o amortecimento da suspensão prevalece sobre o dos elementos estruturais e, conseqüentemente, desempenha papel muito importante no histórico de tensões sobre os pontos críticos. Rao, 2003, lembra que estruturas e componentes sujeitos à vibração podem falhar devido à fadiga do material, resultado da variação cíclica da tensão induzida. Por isso deve-se ter uma atenção especial na suspensão do veículo durante a construção do modelo dinâmico.

Este capítulo ilustra a metodologia adotada para verificar a fidelidade do modelo numérico da suspensão utilizada no semi-reboque em estudo. Esse veículo apresenta uma

suspensão mecânica de dois eixos rígidos composta por feixes de molas trapezoidais em “tandem”.

Essa verificação se torna importante dado à dificuldade de se excitar o modelo numérico do veículo completo exatamente da mesma forma que o protótipo, então se deve garantir que cada subsistema do modelo numérico se comporta corretamente quando operado de forma independente.

No encontro do objetivo principal desse estudo o modelo numérico da suspensão deve representar o modelo real, principalmente no que se refere à transferência das perturbações do solo para a estrutura do chassi. Essa transferência deve ser integral para que o histórico de tensões na estrutura seja, quando da simulação do veículo completo, da mesma magnitude que as tensões reais.

3.2. Suspensão “Tandem”

Combinações veiculares do tipo bitrem apresentam eixos rígidos e suspensão de feixes de mola em “tandem”. Suspensão do tipo “tandem” é uma suspensão mecânica composta por molas planas unidas em feixe conhecidas como molas trapezoidais e uma alavanca de ligação denominada balancim que distribui uniformemente a carga nos dois eixos. A Figura 3.1 apresenta a suspensão “tandem” do veículo em análise.

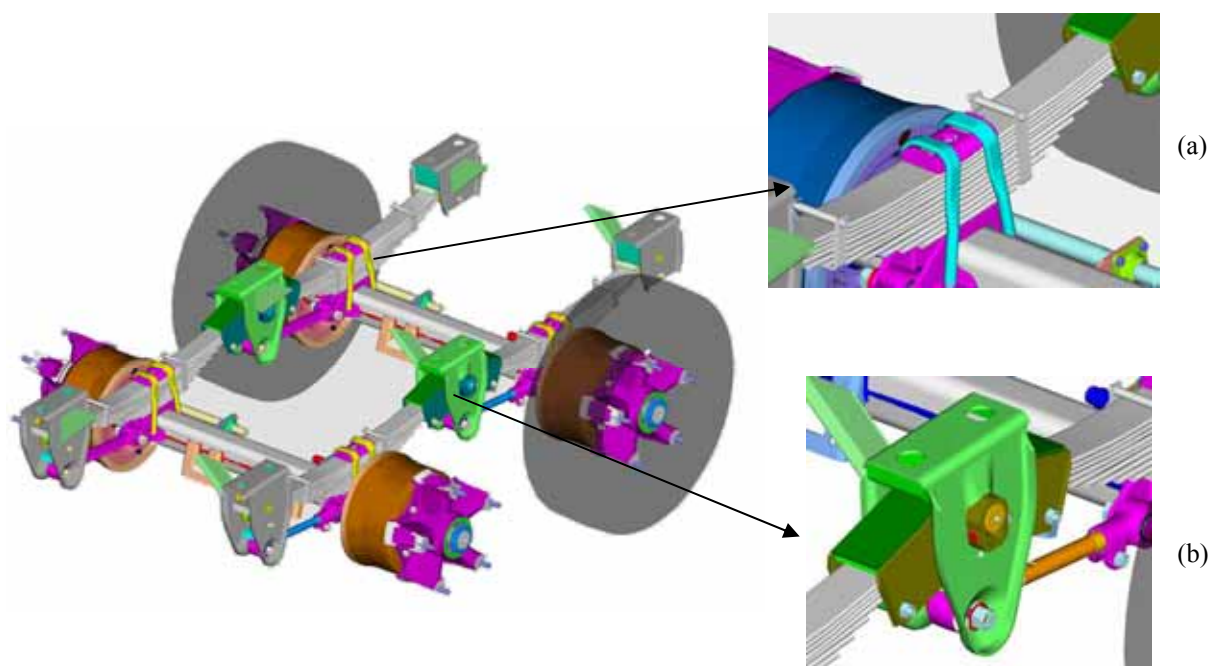


Figura 3.1 – Suspensão “tandem” de dois eixos utilizada em semi-reboques; (a) detalhe do feixe de molas trapezoidal; (b) detalhe do balancim e do braço tensor [ProEngineer, 2005].

Essa suspensão é bastante presente em combinações veiculares que transportam grandes cargas e possuem mais de um eixo no mesmo conjunto de suspensão, pois necessitam de uma distribuição maior da carga transportada por pneu.

O balancim interliga a extremidade dos feixes de mola dos dois eixos transferindo compressão de um lado para outro. Essa transferência faz com que haja uma equalização da carga entre os eixos, mesmo em caso de carga concentrada em algum ponto do veículo.

Os feixes de mola trapezoidais apresentam em suas extremidades apoios por esfregas, tendo o seu deslocamento horizontal restringido pelo braço tensor, que é uma ligação bi-articulado entre um suporte fixo ao chassi e o eixo.

3.2.1. Feixe de molas trapezoidal

De acordo com Gillespie, 1992, a suspensão com feixes de molas é talvez o mais simples e mais barata de todos os sistemas suspensões. Rill, 2003, lembra que mesmo sendo um dos mais velhos sistemas de suspensão, o feixe de molas continua sendo uma popular escolha para eixos sólidos.

Nessa configuração de suspensão a rigidez dessas molas é conferida pela flexão das lâminas no regime elástico e o amortecimento ocorre através do atrito entre as lâminas do feixe devido ao deslocamento relativo entre as mesmas. “Feixes de molas apresentam amortecimento com histerese devido ao atrito entre as lâminas” [Leadsman, 2005]. Cada feixe é apoiado em um lado no suporte e no outro no balancim, ocorrendo movimento relativo entre os feixes e os apoios. Esse atrito que ocorre nos apoios dos feixes de molas é um dissipador de energia, no caso do conjunto de suspensão é um amortecimento adicional, que demonstra a importância da calibração do conjunto completo.

A rigidez nominal do feixe de molas é a inclinação da curva de carregamento de um ensaio a flexão. A Figura 3.2 (a) demonstra o ensaio de carga e descarga de um feixe de molas onde se pode observar além da rigidez nominal a histerese que ocorre entre a carga e descarga. A Figura 3.2 (b) demonstra a dissipação de energia, observada pela área entre as curvas de carga e descarga no ensaio de flexão.

A dissipação de energia por atrito entre as laminas, que atua como amortecimento do sistema, e é independente da velocidade da aplicação da carga, mas depende da carga aplicada e do número de lâminas do feixe.

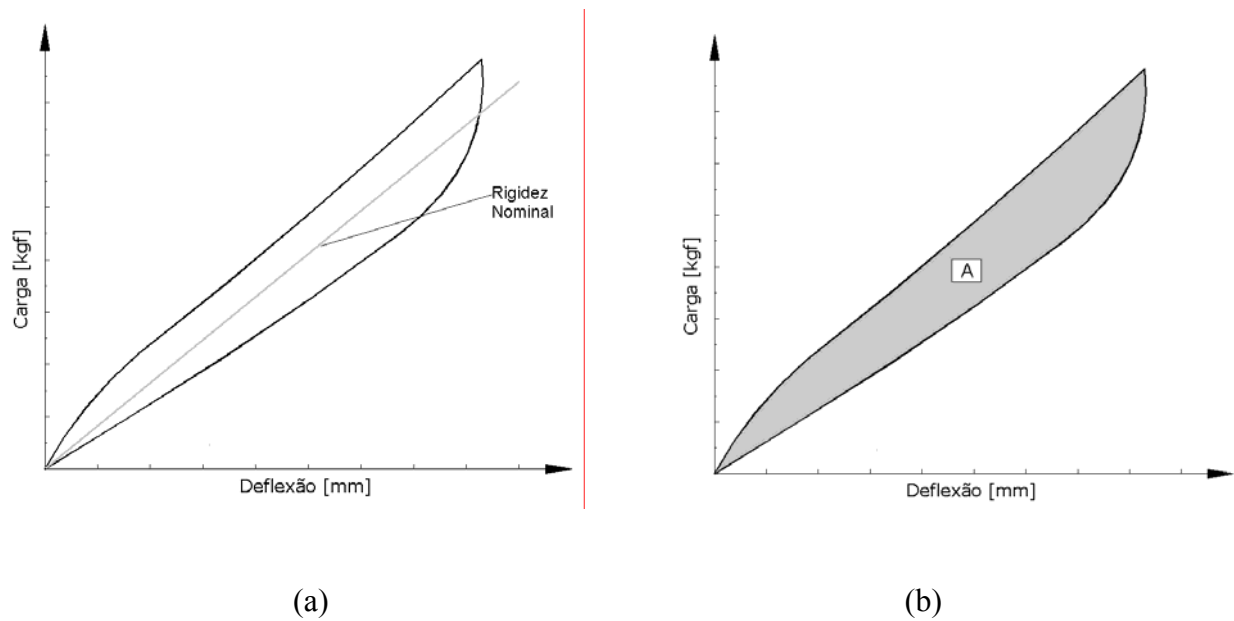


Figura 3.2 – (a) Rigidez nominal; (b) histerese de um feixe de molas trapezoidal.

Outra característica presente nesse tipo de mola é que a rigidez do feixe varia com o curso de operação da suspensão. Para pequenos cursos do feixe de mola observa-se uma elevação na rigidez e uma queda na histerese, pois em pequenas deflexões a força de cisalhamento entre as laminas não é suficiente para provocar movimento relativo entre as mesmas. Isso faz com que, em pequenos cursos, o feixe trabalhe como um corpo rígido, elevando a rigidez e diminuindo significativamente o atrito (amortecimento do sistema). A Figura 3.3 demonstra rigidez nominal do feixe para curso total de trabalho e a rigidez para um curso menor, chamada de rigidez de condução, onde se pode observar o seu acréscimo para cursos menores.

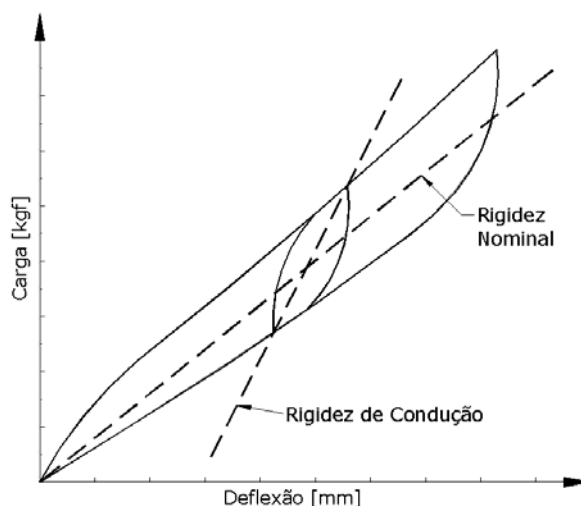


Figura 3.3 – Variação da rigidez com o curso da suspensão.

Gillespie, 1992, afirma que para pequenos cursos as molas trapezoidais apresentam um aumento de rigidez de três vezes maior que a nominal. Esse comportamento é frequentemente observado em veículos pesados que rodam melhor em estradas irregulares do que estradas regulares. A Tabela 3.1 demonstra a variação da rigidez e da frequência natural para uma suspensão com feixes de mola trapezoidais em três pavimentos (três cursos de suspensão diferentes), nas composições de veículo carregado e vazio.

Tabela 3.1 – Variação da rigidez e frequência natural para um conjunto de feixes de mola [Fonte: Schuck, 2004].

Carga	Pavimento	Frequência Natural (Hz)	Rigidez $\times 10^5$ (N/m)
Carregado	Asfalto	2,6	10,86
	Estrada de Chão	1,6	4,01
	Paralelepípedo	2,2	7,38
Vazio	Asfalto	3,6	2,55
	Estrada de Chão	3,0	1,74
	Paralelepípedo	2,9	1,65

Para Rill, 2003, mesmo de aparência simplificada, os feixes de mola causam muitos problemas de modelamento. Para simular o comportamento dessa suspensão, elaborou-se um modelo numérico simplificado, tendo como dados de entrada, valores obtidos para as

propriedades do feixe de mola experimentalmente através do ensaio da suspensão. Dessa forma calibra-se a suspensão como um todo, ou seja, a relação de saída versus entrada, sem maiores preocupações com o modelamento em si do feixe.

Finalmente serão comparados os resultados obtidos com o modelo numérico e os resultados obtidos experimentalmente do comportamento da suspensão.

3.3. Levantamento de Dados Experimentais

As simulações numéricas usualmente necessitam de informações que precisam ser obtidas experimentalmente. Essas informações normalmente são obtidas através do ensaio de componentes ou parte deles separadamente. Para o subsistema em questão inicialmente será obtida a curva de rigidez e a histerese (devido ao amortecimento) através de ensaio da mola separadamente, método tradicional usado em estudos numéricos.

No ensaio tradicional do feixe de molas utiliza-se uma máquina de ensaio onde se posiciona o feixe independente da suspensão e mede-se a carga aplicada em função do deslocamento. Após manter-se a carga aplicada por um instante mede-se a carga de retorno da mola a posição inicial. A Figura 3.4 mostra o teste do feixe de mola na máquina de ensaio.



Figura 3.4 – Medição do feixe de mola.

Devido à complexidade desse sistema de suspensão serão medidas as propriedades da mola quando montado no conjunto, pois espera-se medir a influência do balancim no comportamento da suspensão e do atrito entre o feixe com os suportes. Espera-se nesse método

calibrar a suspensão no todo, eliminando qualquer efeito no modelo numérico da superposição das calibrações das molas independente da suspensão.

Para medir as propriedades do feixe de molas no conjunto com o balancim, desenvolveu-se um dispositivo (Figura 3.5) composto por dois atuadores, duas células de carga *CC* e três medidores de deslocamento linear (*LVDT*), a fim de obter os dados de entrada necessários para o modelo.



Figura 3.5 – Dispositivo para medição da suspensão.

Os atuadores foram posicionados nas sapatas que ligam os feixes de mola ao eixo do veículo e atuavam independentemente, pois se queria observar o comportamento de cada mola separadamente. Quando o primeiro atuava o segundo era travado medindo assim as propriedades de cada mola montada no conjunto, mesmo sabendo que dimensionalmente as duas molas eram iguais. As células de carga foram posicionadas na haste de cada atuador para medir a força aplicada em um feixe de mola e a reação no outro. Os *LVDT* foram posicionados em cada atuador e também no balancim para se medir a amplitude do movimento e posterior comparação com os deslocamentos obtidos do modelo numérico. A Figura 3.6 apresenta o posicionamento dos *LVDT* e das células de cargas *CC* e também a nomenclatura utilizada no ensaio experimental.

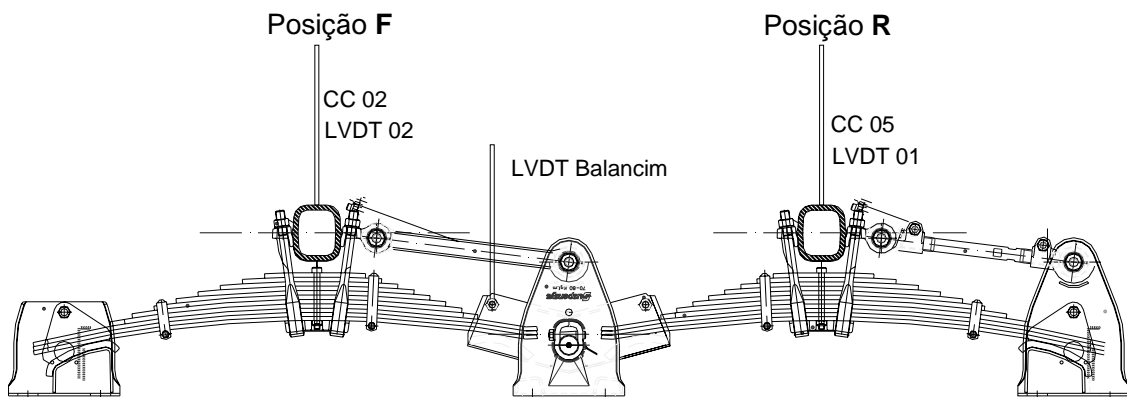


Figura 3.6 – Posicionamento dos instrumentos de medição na suspensão balancim.

No ensaio através do método tradicional variou-se a intensidade da carga, dentro dos limites de trabalho da mola, e variou-se a velocidade de aplicação da carga, para se observar a influência destes parâmetros nas propriedades da mola. A Figura 3.7 apresenta a curva da força aplicada em função do deslocamento da mola para um dos casos de carregamento (6500 kgf) demonstrando a rigidez do feixe de molas (carga) e a histerese (amortecimento) provocada pelo atrito entre as lamina no ensaio do método tradicional.

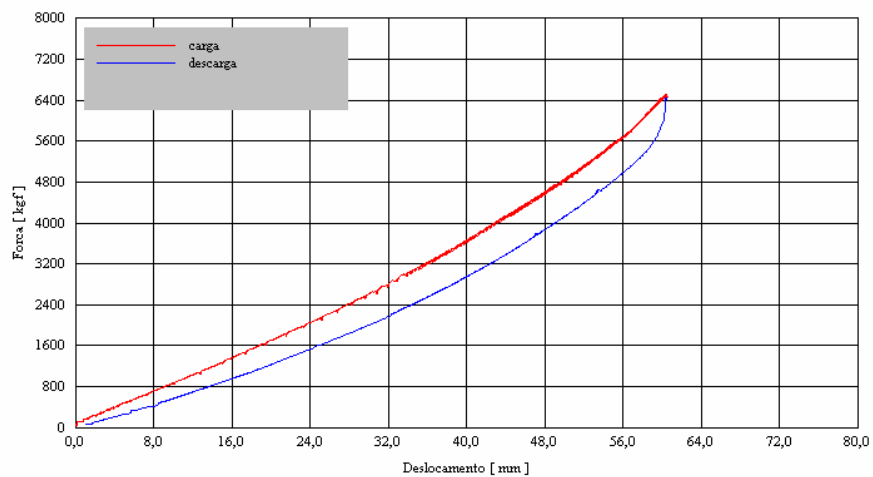


Figura 3.7 – Força aplicada em função do deslocamento medida na mola separadamente.

A rigidez ou *rate* da mola é obtido através da função que representa a curva de carga (superior), o amortecimento é obtido pela diferença entre as curvas de carga e descarga (inferior), ou seja, pela histerese do sistema.

No ensaio da mola montada no conjunto da suspensão aplicou-se carga de forma controlada em um dos feixes de mola e mediu-se o deslocamento e a carga resultante no outro feixe, que estava com seu atuador travado. Mediu-se também o deslocamento do balancim na posição indicada na figura 3.5. Todas essas medições foram feitas simultaneamente no domínio do tempo.

Nesse ensaio também se fez varias medições variando a magnitude da carga e a velocidade de aplicação. Obtiveram-se então as propriedades da mola montada no conjunto considerando agora a influência do balancim.

Variou-se também o atuador que aplicava a carga, medindo-se a curva da força aplicada pela deflexão das molas no primeiro e segundo eixo, verificando a influência da posição do braço tensor em relação ao balancim diferente em cada eixo. Não se observou diferenças significativas entre um eixo e outro. A Figura 3.8 demonstra a curva da força aplicada pela deflexão da mola de um dos casos de carregamento (7000 kgf) e com as mesmas condições de velocidade de aplicação que o ensaio da mola separada apresentado na Figura 3.7.

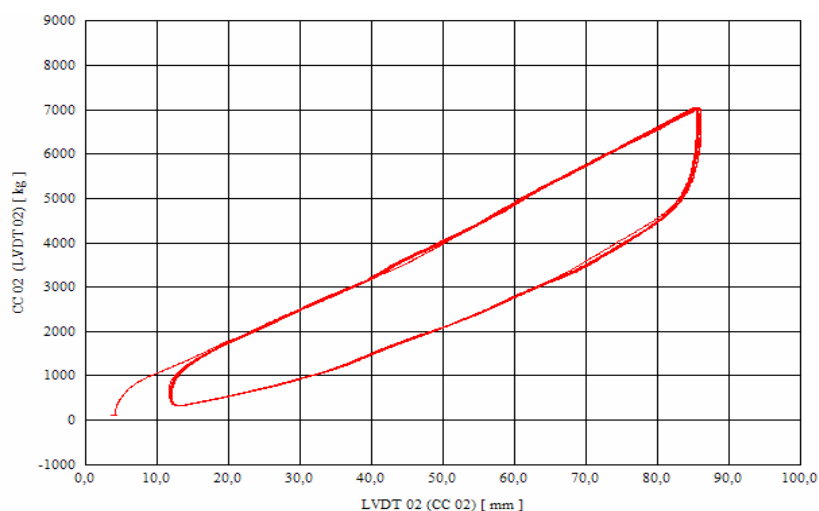


Figura 3.8 – Força aplicada em função do deslocamento medido na mola montada na suspensão.

Comparando os dois ensaios, apesar da pequena variação de carga (500 kgf), a rigidez do feixe de mola dos dois ensaios permaneceu praticamente o mesmo, o que era esperado, e já foi

descrito na literatura. Já a histerese aumentou significativamente, e pode ser observada pela variação da área entre as curvas de carga e descarga nos dois ensaios observados nas Figuras 3.7 e 3.8. Isso ocorreu devido à influência do balancim na histerese da suspensão.

Outra verificação elencada foi o efeito da velocidade da aplicação da carga sobre a rigidez do feixe de molas e a histerese da mola. Teoricamente essas propriedades não devem ser alteradas, pois o atrito entre as lâminas não depende da velocidade de aplicação da carga somente do curso de trabalho da mola, que gera uma variação na normal entre as laminas.

Variou-se a velocidade de aplicação da carga tendo como período de cada ciclo de carga e descarga entre 1 e 8 segundos. A Figura 3.9 ilustra a comparação entre as velocidades limites do teste, ou seja, carga aplicada com período de 1 segundo (velocidade alta) versus carga aplicada com período de 8 segundos (velocidade baixa).

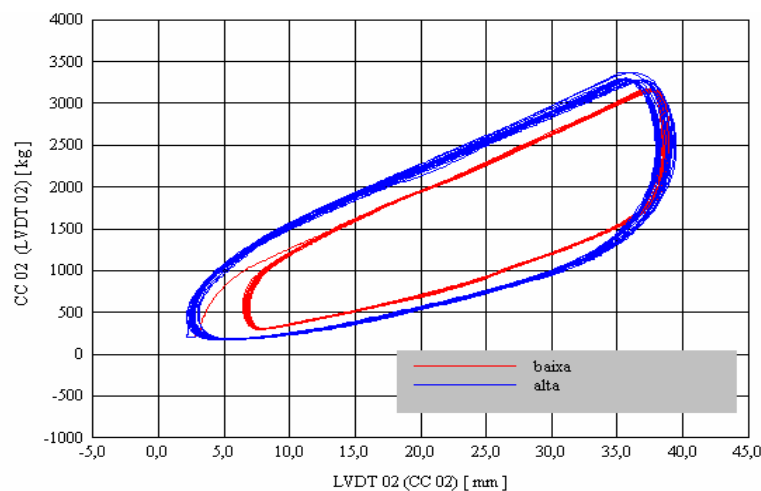


Figura 3.9 – Comparação entre velocidades limites de aplicação da carga utilizadas no teste.

Observou-se que a rigidez do feixe de molas se manteve praticamente constante para qualquer velocidade de aplicação da carga, só dependendo apenas do curso. Já a histerese manteve-se constante para velocidades baixas (até períodos com 2 segundos) tendo um pequeno acréscimo com velocidades mais altas (acima de 2 segundos). Esse pequeno acréscimo em frequências mais altas se deve principalmente aos efeitos de inércia do conjunto, que passam a ser significativos.

Essa independência das propriedades do feixe de mola em relação à frequência de aplicação da carga foi demonstrada por Fancher, 1980, onde se comparou o comportamento de feixes de mola em aplicação de carga quase-estática e com frequências de 15 Hz. Sendo descontado a parcela inercial dos componentes através da colocação de um acelerômetro nos

ensaios, os resultados obtidos demonstraram que a histerese e a rigidez da mola não dependem da velocidade de aplicação da carga.

Consolidando a forma de obtenção das propriedades do feixe de mola, que servirá como dados de entrada para o modelo numérico, utilizar-se-ão os ensaios do feixe de mola quando montado no conjunto da suspensão (considerando a influência do balancim).

Visto que a rigidez da mola é função do deslocamento, devem-se medir as propriedades da suspensão em cursos pré-determinados. Para tal aplicou-se nos dois atuadores a carga de trabalho do feixe (4250 kgf) e movimentou-se um dos atuadores a partir dessa posição com três amplitudes diferentes de 8, 25 e 35 milímetros, que são amplitudes médias dos pavimentos asfáltico, paralelepípedo e estrada de chão respectivamente. Obteve-se o gráfico da rigidez – histerese para cada amplitude que deverá ser utilizada posteriormente na simulação de tráfego do veículo completo conforme a amplitude média de cada pavimento. A Figura 3.10 demonstra a variação da rigidez nominal para as três amplitudes ensaiadas.

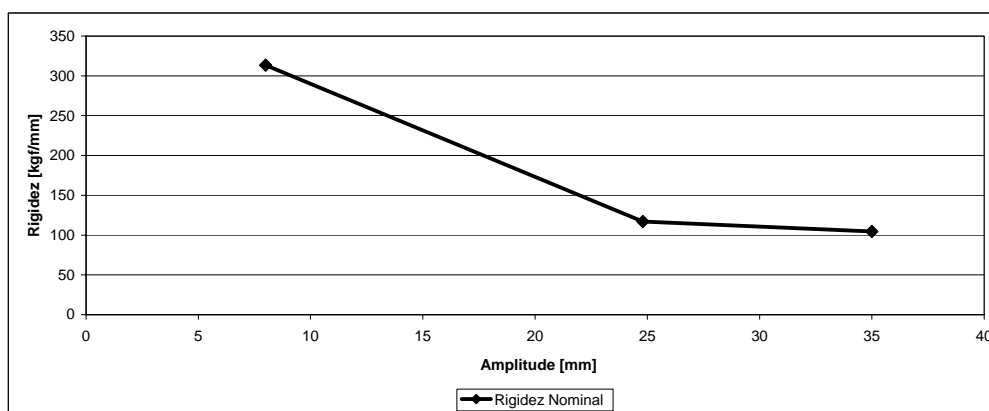


Figura 3.10 – Variação da rigidez nominal para três amplitudes de deslocamento.

Como o modelo numérico da suspensão deve ser simplificado, visto o grande número de eixos do veículo em questão, deve-se utilizar a calibração da suspensão considerando o efeito do balancim. Esse modelo calibrado deve transmitir as perturbações do pavimento para o chassi de forma integral, por isso a importância da calibração da suspensão separadamente.

3.4. Modelo Numérico

O objetivo principal do presente capítulo é a elaboração e calibração do modelo de suspensão para ser utilizado nas simulações dinâmicas de tráfego do próximo capítulo. Como o veículo em questão apresenta uma suspensão mecânica com feixes de mola, deve-se elaborar um modelo numérico que represente o comportamento desses feixes de mola quanto à aplicação de carga no sentido vertical.

A fim de representar os feixes de mola numericamente elaborou-se em software de simulação dinâmica comercial (Adams, 2005) um modelo simplificado separadamente. O software de simulação dinâmica utilizado baseia-se na teoria de multicorpos que nada mais é que um “sistema de interconexão entre componentes rígidos e deformáveis” [Shabana, 1998].

Como o veículo em questão apresenta quatro eixos rígidos e oito feixes de molas elaborou-se um modelo numérico simplificado, de fácil construção, que representasse o comportamento complexo dessa suspensão, mas não carregasse numericamente o modelo do veículo completo. Esse modelo, então, consistia basicamente em dividir o feixe de mola em duas molas helicoidais em cada lado do eixo, unidas ao mesmo de forma rígida. O balancim foi modelado para transmitir a carga de um eixo ao outro.

O feixe de molas se conecta aos suportes através das esfregas, sendo que o ponto de contato muda conforme a deflexão da mola. As molas no modelo numérico foram posicionadas no ponto de contato do feixe quando com carga nominal. Por serem equidistantes, cada mola virtual tem a metade (equivalente) da função da rigidez e histerese do feixe de molas medido experimentalmente, para o feixe na condição de ensaio quando montado no conjunto. A Figura 3.11 demonstra de forma esquemática o modelo numérico da suspensão.

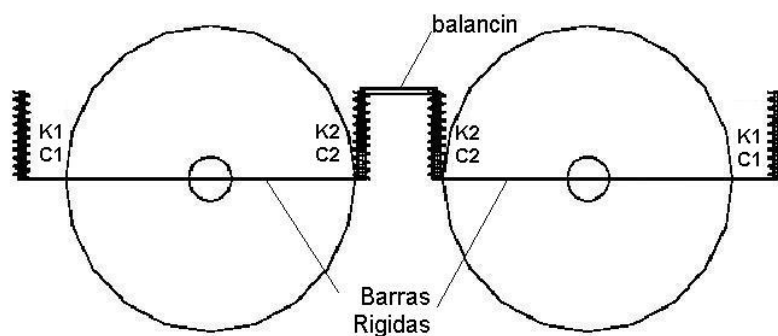


Figura 3.11 – Representação esquemática do modelo numérico da suspensão.

As funções das rigidezes equivalentes K das molas do modelo numérico foram obtidas considerando que cada mola deveria ter a metade da rigidez do feixe, mas dever-se-ia considerar as condições de ligação (em série ou em paralelo). Outro ponto considerado foi a forma que os dados foram obtidos experimentalmente.

Para as molas colocadas no suporte fixo tem-se diretamente a metade da rigidez do feixe e a rigidez equivalente K_1 é dada pela seguinte equação:

$$K_1(d) = \frac{R(d)}{2} \quad (3.1)$$

onde R é a função da rigidez dos feixes de molas obtida experimentalmente.

Para as molas posicionadas no balancim deve-se levar em conta o método experimental utilizado na obtenção das propriedades, ou seja, a influência de um feixe no outro. Essas molas colocadas no balancim estão em série e pode-se calcular a rigidez equivalente K_2 pela seguinte equação:

$$\frac{1}{R(d)/2} = \frac{1}{K_2(d)} + \frac{1}{K_2(d)} \Rightarrow \frac{2}{R(d)} = \frac{2}{K_2(d)} \Rightarrow R(d) = K_2(d) \quad (3.2)$$

Nota-se que a rigidez dos feixes de molas medida experimentalmente varia em função do deslocamento então as rigidezes equivalentes para o modelo numérico também são funções do deslocamento. Serão geradas funções de rigidez equivalentes para cada amplitude utilizada no teste experimental e serão utilizadas no veículo completo conforme as amplitudes médias de cada pavimento

O coeficiente de amortecimento C das molas equivalente foi calibrado a partir da histerese (área entre a carga e a descarga do feixe de mola) obtida experimentalmente. Os valores para o coeficiente de amortecimento foram obtidos de forma a proporcionar a mesma histerese da suspensão real. Foram utilizados valores constantes, considerando assim o amortecimento como linear, pois este é advindo do atrito entre as laminas do feixe e do atrito com os suportes, o que normalmente é linear. Como a área entre as curvas de carga e descarga varia com o curso, obteve-se um coeficiente de amortecimento C para cada amplitude utilizada no ensaio experimental.

Os demais componentes móveis foram modelados com suas respectivas massas, centróides e inércias corretos de acordo com as peças reais. O balancim foi modelado com as dimensões e vinculações nas mesmas posições que as reais. As massas das molas foram

desconsideradas, nesse modelo, devido ao teste ter sido feito de forma invertida e a massa da mola ficar praticamente na bancada, mas serão consideradas no ensaio do veículo completo como acréscimo das massas não suspensas.

3.5. Comparação Numérico-Experimental.

Como o modelo numérico elaborado apresenta diversas simplificações, como a utilização de molas helicoidais ao invés do feixe de molas, se torna importante a comparação numérica experimental, pois se necessita observar os erros e limites do modelo, para posterior verificação da influência destes na simulação do veículo completo.

Para a comparação dos resultados obtidos numérica e experimentalmente serão impostas ao modelo numérico as mesmas condições de um ensaio específico, sendo este representativo do comportamento global. Para se ter uma métrica dessa comparação numérico-experimental utilizar-se-á uma adaptação dos índices *MAC* (Modal Assurance Criterion) conforme Friswell e Mottershead, 1996.

Os índices *MAC* é uma técnica largamente utilizada para estimar um grau de correlação de dados em formas modais. Friswell e Mottershead, 1996, lembram que os índices *MAC* são freqüentemente usados para comparação entre valores analíticos e experimentais de formas modais. O índice *MAC* pode ser calculado pela equação:

$$MAC_{jk} = \frac{|\phi_{mj}^T \phi_{ak}|^2}{(\phi_{ak}^T \phi_{ak})(\phi_{mj}^T \phi_{mj})} \quad (3.3)$$

onde ϕ_{mj} é a matriz dos valores obtidos experimentalmente e ϕ_{ak} matriz dos valores obtidos analiticamente. Valores próximos de um significam que os modos analíticos estão convergindo com os experimentais.

Aplicou-se no modelo numérico através da importação de dados tabulares (ponto a ponto da curva) o mesmo perfil de carga aplicado no ensaio experimental, sendo para o caso em questão a carga 70000 N com período de 8 segundos. A Figura 3.12 apresenta o perfil de carga aplicado no teste e no modelo numérico.

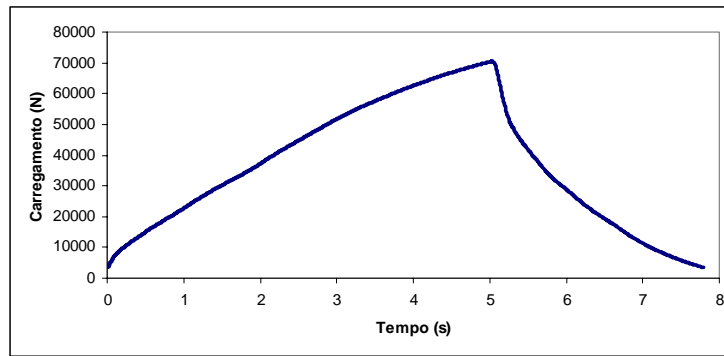
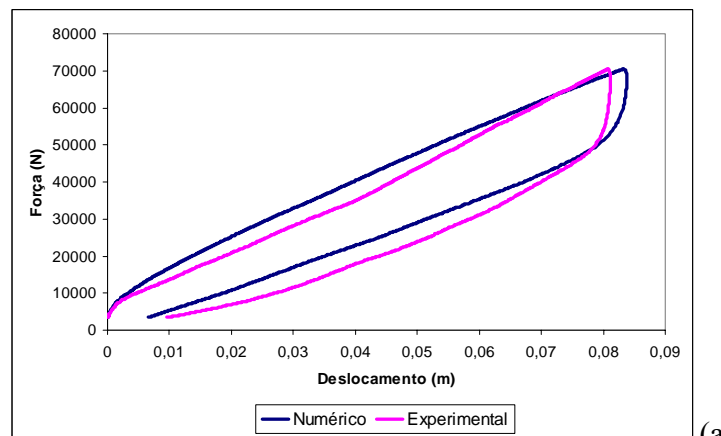
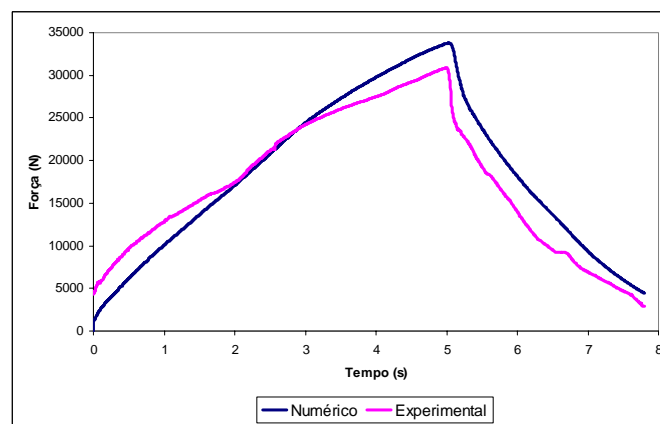


Figura 3.12 – Perfil de carga aplicado no ensaio experimental.

Após a simulação obtiveram-se os resultados para os mesmo pontos que foram instrumentados no ensaio experimental vistos anteriormente na Figura 3.6. As Figuras 3.13 e 3.14 demonstram a comparação entre os valores obtidos experimentalmente e simulados numericamente.



(a)



(b)

Figura 3.13 – (a) Força aplicada em função do deslocamento. (b) Carga transferida ao segundo atuador (travado).

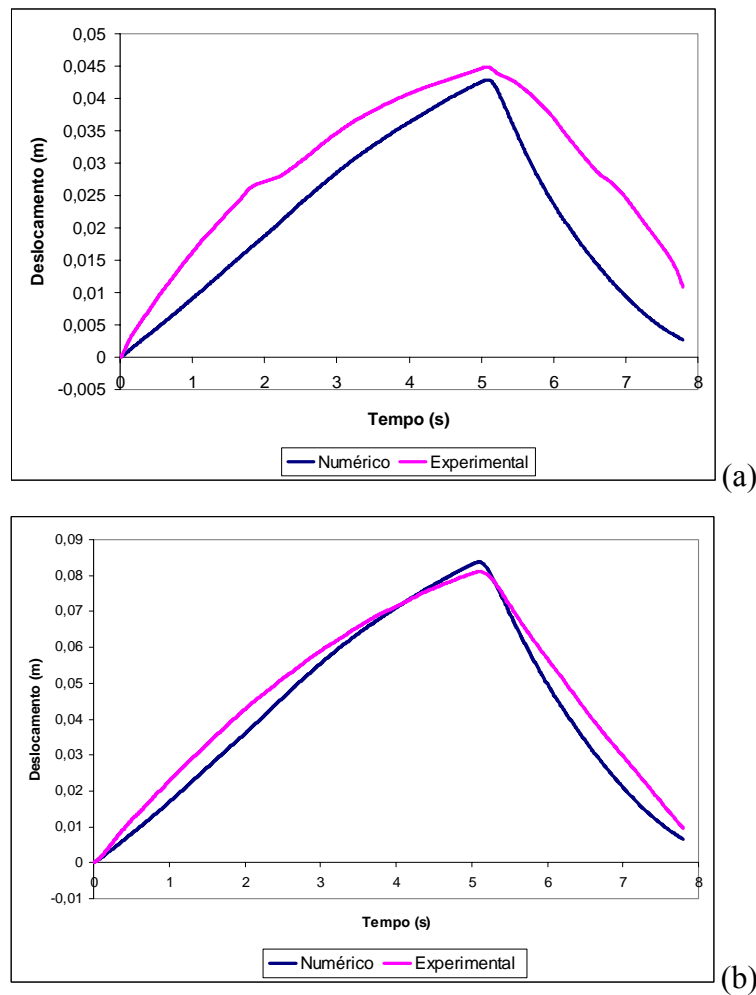


Figura 3.14 – (a) Deslocamento do balancim em função do tempo. (b) Deslocamento do primeiro eixo em função do tempo.

Para se ter conhecimento dos limites globais do modelo numérico e dos erros inerentes à metodologia utilizada será feita uma comparação dos valores máximos d_{max} obtidos de forma numérica e experimental conforme a seguinte equação:

$$C_m = \frac{d \max_{Numérico}}{d \max_{Experimental}} \tag{3.4}$$

Os valores máximos, tanto numérico quanto experimental, utilizados na Equação (3.4) são obtidos independentes do tempo em que estes ocorrem, pois a idéia central dessa primeira comparação é de se observar a equivalência da magnitude do resultado numérico com o experimental. A Tabela 3.2 apresenta os resultados obtidos dessa comparação global para o caso em análise em cada ponto de medição onde a convergência são valores iguais a um.

Tabela 3.2 – Resultados obtidos na comparação global.

Comparação de máximos	Deslocamento do balancim	Deslocamento do 1º eixo	Carga no 1º eixo	Transferência de carga para 2º eixo
C_m	1,04	0,96	0,99	1,09

Para comparar não somente os valores máximos, mas também outros pontos intermediários no decorrer do tempo, ou seja, comparar-se todo o comportamento do modelo numérico em relação ao experimental, se utilizará a metodologia de índices *MAC* adaptada.

Os índices *MAC* obtidos através da Equação (3.3) foram elaborados para resultados modais, pois utiliza uma propriedade presente nesse tipo de análise, a ortogonalidade entre os modos de vibração. Nessa análise em questão, como não se tem valores modais, não se pode multiplicar dois dos resultados obtidos como o do numerador, far-se-á necessária uma modificação nessa metodologia, sendo calculado conforme a seguinte equação:

$$MAC_{modificado} = \frac{\text{valor simulado}}{\text{valor medido}} \quad (3.5)$$

São elaboradas duas matrizes com os valores obtidos numérica e experimentalmente, onde cada coluna é um instrumento de medição e cada linha são pontos de medição num instante de tempo escolhidos de forma aleatória, mas iguais nas duas matrizes. Esse cálculo é realizado para cada posição das matrizes numéricas e experimentais. Valores próximos a unidade indicam que o modelo numérico está convergindo com o experimental. Como se trabalha no domínio do tempo, o $MAC_{modificado}$ passa ter um caráter dinâmico, pois se pode comparar o comportamento dos dois modelos em todo período de aplicação de carga.

A Figura 3.15 demonstra os resultados obtidos de $MAC_{modificado}$ para cada ponto de medição em função do tempo de ensaio, sendo a *medição 1* o deslocamento do balancim, *medição 2* o deslocamento do eixo principal, *medição 3* a carga obtida no eixo principal e a *medição 4* a transferência de carga para o eixo travado, pontos esses observados na Figura 3.6.

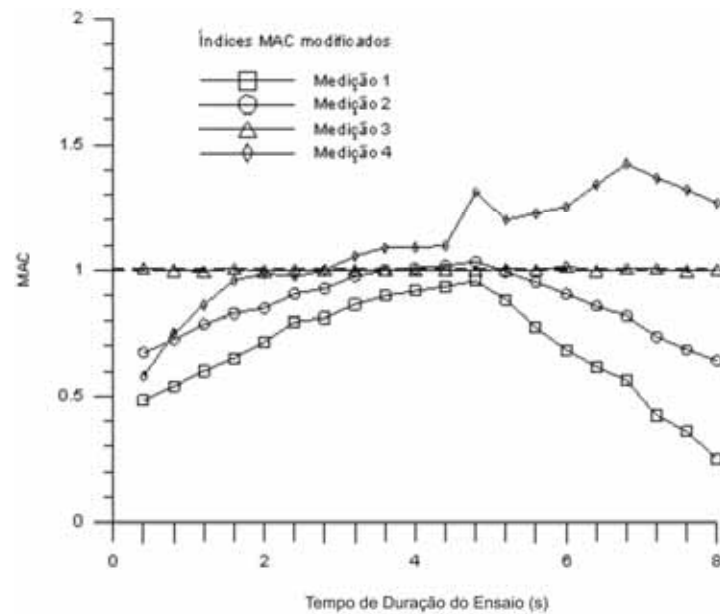


Figura 3.15 – Comparação dos $MAC_{modificado}$ para cada medição a longo do tempo.

Como se pode observar o comportamento global do modelo de suspensão numérica está bastante próximo do modelo real, pois os valores obtidos na comparação dos máximos estão próximos à unidade. No caso de índices $MAC_{modificado}$, pode-se observar que os valores pioram significativamente no início e no fim do ciclo de aplicação de carga. Isto está relacionado com o fato do ciclo de aplicação de carga iniciar e terminar com valores muito baixos de carga, onde a sensibilidade do sistema experimental é maior, pois o denominador da Equação (3.5) pode se tornar muito pequeno. Isto é particularmente evidente para as *medições 1 e 2* – que se referem a deslocamentos – e para a *medição 4*, que envolve o balancim (um sistema de transferência de carga complexo, portanto, com efeitos de atrito, contato, impacto, etc.). Por outro lado, quando a medição se refere a uma variável menos suscetível a variações experimentais (*medição 3*), o índice $MAC_{modificado}$ mostrou-se excepcionalmente bom, sugerindo melhores situações para aplicá-lo.

Essas variações no índice $MAC_{modificado}$ no início e no final das medições ocorrem também em virtude das simplificações no modelo numérico, principalmente quanto ao contato dos feixes de mola com os suportes que variam de posição ao longo da movimentação da suspensão. A posição de contato no modelo numérico é fixa acarretando as maiores diferenças no início e no final do ciclo de aplicação de carga.

Um modelo de suspensão onde se contabilize a variação do contato dos feixes de molas com os suportes poderia melhorar os resultados nesses pontos onde houve discordância. Porém isso acarretará num aumento da complexidade do modelo sem garantias de que os resultados

obtidos seriam muito melhores, pois o importante nas análises de durabilidade posteriores é a transmissão integral dos esforços advindo do pavimento que ocorre nos pontos máximos.

3.6. Conclusões

A metodologia utilizada neste capítulo mostrou que mesmo subsistemas complexos, como a suspensão tandem, pode ser simulada de forma simplificada, desde que validados experimentalmente de forma correta (como por exemplo, consideração do efeito do balancim que não era considerado no método tradicional de calibração).

Os resultados mostram uma concordância entre os dois modelos, comparados através de índices *MAC* modificados, e sugerem a aplicabilidade da metodologia tanto para outros casos quanto para outros subsistemas, pois se podem observar os limites e erros inerentes ao subsistema simulado e verificar a influência destes na simulação do veículo completo. Essas diferenças no início e no final da aplicação do carregamento podem gerar erros na obtenção dos esforços ao chassi nas simulações de tráfego, quando a suspensão estiver no início de sua flexão. Porém nesses pontos os carregamentos são baixos e os erros não influenciarão significativamente os resultados de durabilidade.

Uma análise de estimação de parâmetros pode refinar ainda mais a interpretação dos resultados, e sugerir pontos de medição experimentais mais adequados ou modificações futuras no modelo numérico.

O método utilizando índices *MAC* modificados pode ser empregado para reduzir o tempo de ajuste de modelos de simulação completos, reduzindo significativamente o número e o custo de ensaios experimentais em campo com veículos completos, que além de complicados podem resultar de pouca valia quando mal conduzidos em paralelo aos modelos numéricos.

No próximo capítulo esse modelo de suspensão validado será aplicado na simulação de tráfego do veículo completo para obtenção dos esforços no chassi advindo das perturbações do pavimento.

4. SIMULAÇÃO DE TRÁFEGO

4.1. Introdução

A simulação numérica do comportamento dinâmico de veículos tem sido cada vez mais empregada como ferramenta de auxílio no projeto e homologação de veículos. De acordo com Silva e Soeiro, 2004, o uso de modelos matemáticos mais completos melhora a análise de importantes itens relacionados no desenvolvimento de veículos, tais como segurança, conforto dos passageiros e a performance do veículo.

O estudo de tráfego proporciona, entre outros, a identificação e compreensão das características que afetam o comportamento dinâmico de veículos em pisos irregulares. Esse comportamento se torna importante no estudo de durabilidade da estrutura do veículo.

Um das metodologias utilizadas nessas simulações são os sistemas multicorpos. Shabana, 1998, afirma que esse método é baseado no conceito de troca dos sistemas reais por um modelo equivalente elaborado com corpos discretos dos quais se conhecem as propriedades elásticas e inerciais.

No entanto, a validade dos resultados previstos nas simulações deve ser comprovada experimentalmente. A título de ilustração, essa validação será aqui obtida com passagem do veículo real e do modelo numérico por um obstáculo conhecido.

O objetivo dessa simulação de tráfego é a obtenção dos carregamentos que atuam no chassi do primeiro semi-reboque, em diversos pavimentos nas condições vazio e carregado. Esses carregamentos são impostos ao chassi deste semi-reboque pela suspensão, pelo pino rei que se conecta com o caminhão e pela quinta roda onde se conecta o segundo semi-reboque.

4.2. Modelo Numérico de Multicorpos

Para a simulação dinâmica elaborou-se um modelo numérico baseado na metodologia multicorpos em um software comercial (Adams, 2005). Para Larsson, 2001, sistemas multicorpos é um sistema que consiste de corpos sólidos conectados um ao outro por juntas que restringem seu movimento relativo. O estudo com multicorpos consiste em uma análise de como os mecanismos reagem sob a influência de excitações.

De acordo com Shabana, 1998, sistemas multicorpos em geral são definidos como uma coleção de subsistemas que são denominados corpos, componentes ou subestruturas. Esses sistemas trabalham basicamente como corpos rígidos (podem existir interações entre estruturas flexíveis e corpos rígidos). O termo corpos rígidos implica que as deformações dos corpos são muito menores que seus movimentos relativos e a distância entre duas partículas permanecem constantes no decorrer do tempo e em qualquer configuração. O movimento de um corpo rígido no espaço pode ser descrito usando seis coordenadas no espaço. Entretanto, a descrição do movimento é geralmente altamente não linear em virtude das grandes rotações. A Figura 4.1 apresenta de forma esquemática um sistema de multicorpos

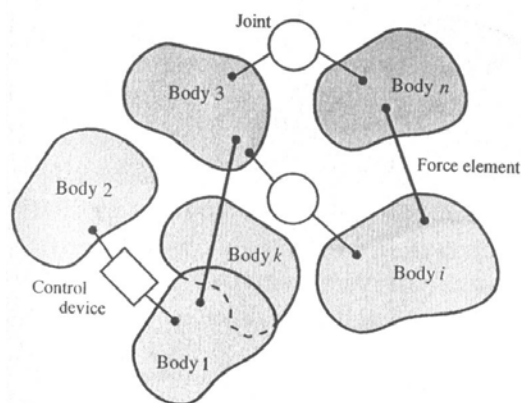


Figura 4.1 – Representação esquemática de um sistema de multicorpos [Fonte: Shabana, 1998].

Para análise do veículo em questão, a alternativa ideal seria realizar uma simulação dinâmica transiente com um modelo flexível da estrutura. Porém essa alternativa ainda possui um custo computacional muito elevado, principalmente para um veículo dessa magnitude, e não se pode garantir que os resultados obtidos sejam melhores que o modelo de corpo rígido para o caso em questão.

O veículo foi considerado como corpo rígido negligenciando, portanto, a flexibilidade elástica da estrutura. O veículo, aqui analisado, apresenta alta rigidez estrutural e possui baixa flexibilidade o que torna a hipótese de estudo com corpo rígido viável.

No estudo do comportamento dinâmico com vistas à durabilidade de um veículo do tipo bi-trem se faz importante elaborar o modelo do veículo completo, mesmo tendo como objetivo somente o estudo do primeiro semi-reboque, pois esse implemento apresenta os maiores índices de falha em campo [Susin, 2003] e validada a metodologia pode-se aplicar aos outros implementos. Para obtenção das excitações impostas ao chassi do primeiro semi-reboque é necessário conhecer os efeitos dos demais componentes da composição sobre o mesmo.

Esse modelo deve contemplar principalmente a dinâmica vertical que é excitada pela rugosidade do pavimento. As propriedades do modelo quanto à dinâmica lateral, como inércia de massa, também deve estar coerente, pois o veículo movimenta-se lateralmente quando se tem uma defasagem da excitação (ângulo de fase) entre um lado e outro do veículo.

Em um primeiro momento objetiva-se analisar a dinâmica vertical, mas em uma outra etapa seria importante se estudar os carregamentos provenientes da dinâmica lateral e longitudinal, para contemplar casos como curvas, frenagens e acelerações e o tráfego em aclives e declives. Deve-se também estudar o comportamento do veículo quanto a sua estabilidade.

O modelo numérico, aqui adotado para simulações de tráfego, consiste em 3 graus de liberdade no centro de gravidade de cada veículo da composição e 2 graus de liberdade em cada eixo. Nos veículos tem-se translação no eixo “Z” e as rotações em torno dos eixos “X” e “Y”, em cada eixo tem-se translação no eixo “Z” e a rotação em torno do eixo “Y”. A Figura 4.2 apresenta o modelo numérico com os 23 graus de liberdade considerados.

Em virtude do grande número de graus de liberdade modelo numérico do veículo analisado (23 graus de liberdade) deve-se equacionar o problema para ajudar o entendimento do fenômeno físico. O Apêndice II apresenta o equacionamento, de forma simplificada, para dinâmica vertical da combinação veicular, desconsiderando a rotação em torno do eixo “X” presente no modelo numérico, reduzindo assim as equações para 13 graus de liberdade.

A suspensão validada no Capítulo 3 foi utilizada no primeiro e segundo semi-reboques. Já para a suspensão do caminhão foram utilizadas molas helicoidais com rigidezes e coeficientes de amortecimento lineares conforme especificações do fabricante. Essa aproximação realizada no caminhão trator é viável pela distância do ponto de interesse, o primeiro semi-reboque. O segundo e o terceiro eixo do caminhão são ligados por uma alavanca para transferência de carga de um eixo ao outro (balancin), similar a suspensão real.

As propriedades dos semi-reboques do modelo dinâmico como posição do centro de gravidade e a matriz de inércia de massa foram obtidas a partir de um modelo em 3D do projeto para a condição vazio. Para obtenção das propriedades do produto carregado foi elaborado no modelo em 3D um volume equivalente a um carregamento em todo o compartimento de carga com uma densidade equivalente a um carregamento real. As propriedades utilizadas no modelo do caminhão foram fornecidas pelo fabricante do mesmo.

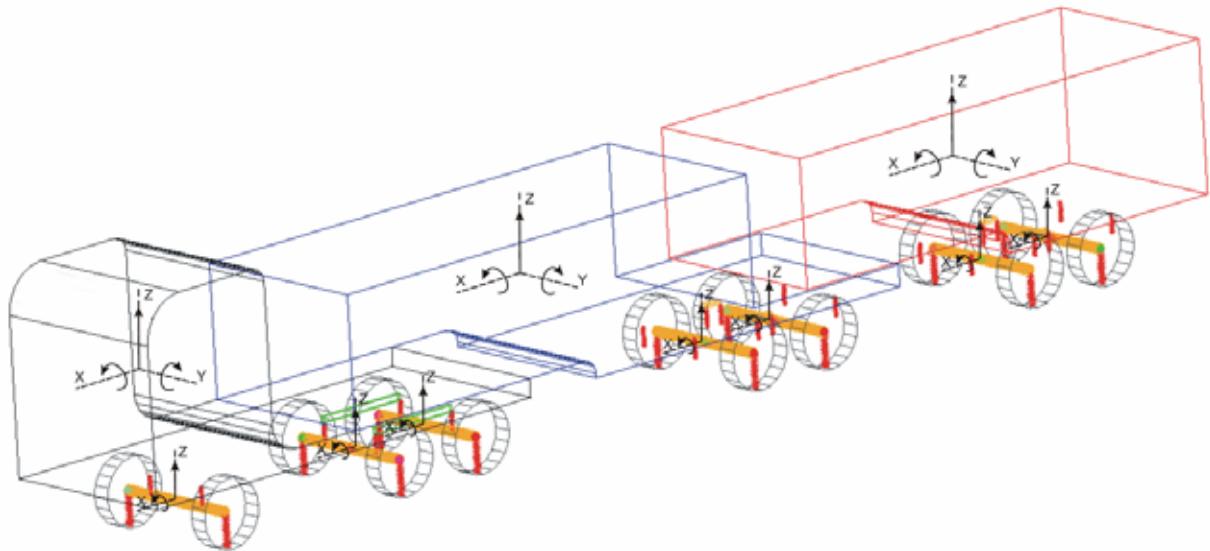


Figura 4.2 – Modelo numérico do bitrem com 23 graus de liberdade.

Os pneus são itens importantes na dinâmica de um veículo. Quando um pneu está girando sua carcaça é defletida em sua área de contato com o solo gerando diversas forças e momentos agindo sobre o pneu a partir do solo. As principais são as forças longitudinais advindas da frenagem / tração, a força lateral quando o veículo sofre uma aceleração lateral (curvas), a força vertical gerada pelas irregularidades do solo e o momento de resistência ao rolamento do mesmo [Gillespie, 1992]. Nesse modelo numérico os pneus foram substituídos por molas e amortecedores lineares. Nesse caso, os pneus tocam o solo em pontos e somente as excitações verticais advindas das irregularidades dos pavimentos são transmitidas ao chassi.

A rigidez média e o amortecimento dos pneus foram fornecidos pelo fabricante e são $1,1 \times 10^6 \text{ N/m}$ e 1400 N.s/m , respectivamente. Esse valor de amortecimento representa 4 a 7% de índice de amortecimento. A Figura 4.3 demonstra o resultado do ensaio de carga versus deformação do modelo de pneu utilizado no estudo dinâmico realizado pelo fabricante do pneu.

Como cada eixo possui 4 pneus, 2 em cada lado, cada mola utilizada no modelo numérico como pneu possuía rigidez e coeficiente equivalente ao dobro de cada pneu.

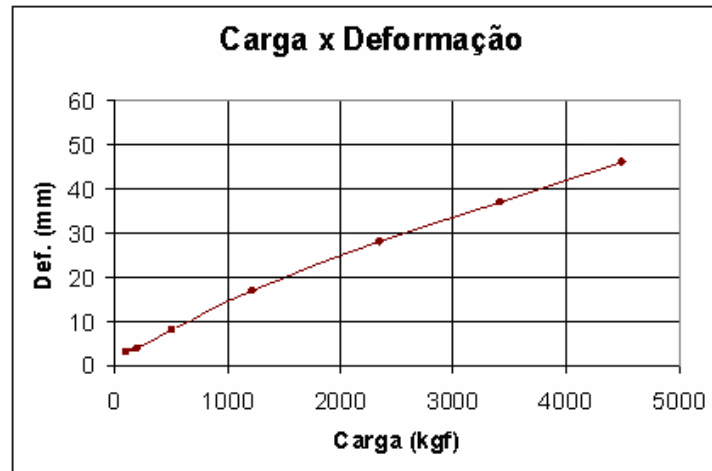


Figura 4.3 – Rigidez dos pneus 295/80 R22.5 - Pirelli FH55.

Outra premissa imposta ao modelo é que todos os componentes movem-se com a mesma velocidade constante. Dessa forma obtêm-se o modelo dinâmico de corpo rígido da combinação veicular de carga do tipo bitrem.

4.2.1. Validação do Modelo Numérico.

Para validar o modelo numérico, inicialmente comparou-se estaticamente a distribuição de carga do modelo numérico em relação ao experimental, bem como a posição horizontal dos centros de gravidade da configuração. Para tal mediu-se o peso em cada eixo do veículo nas configurações carregado e vazio utilizando balanças especiais que pesam cada rodado individualmente. A Figura 4.4 apresenta a balança utilizada na pesagem de cada rodado.



Figura 4.4 – Balança utilizada na medição de cada rodado;
(a) fora do produto; (b) medindo um rodado.

Utilizou-se uma carga de soja equivalente à utilizada para elaboração do modelo numérico na configuração carregado. A carga foi distribuída o mais uniforme possível e antes de serem realizados as pesagens o veículo rodou alguns quilômetros com intuito de “acomodar” a carga. A Figura 4.5 demonstra a combinação veicular e a numeração dos eixos utilizados na pesagem experimental.

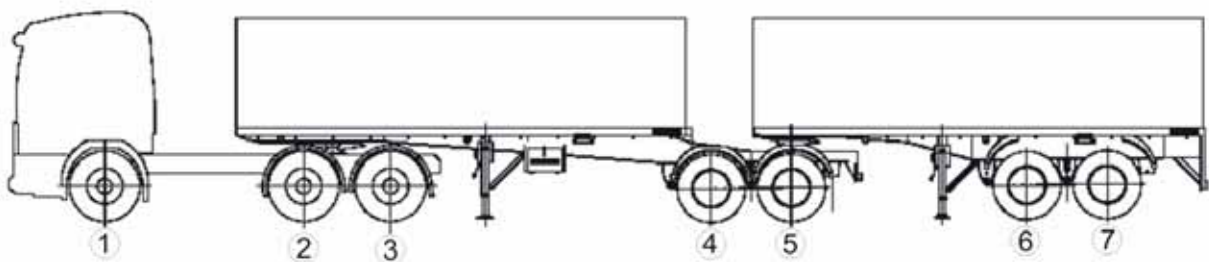


Figura 4.5 – Numeração utilizada na pesagem experimental.

Seguindo a mesma metodologia experimental para o modelo numérico mediu-se em cada eixo o peso para se comparar com as medições no veículo real. Essa comparação é importante para corrigir pequenas diferenças no cálculo da posição do centro de gravidade realizado através de modelos em 3D e aumentar a confiabilidade no cálculo das outras propriedades como as inércias de massa obtidas nesses mesmos modelos. A Tabela 4.1 apresenta o resultado da

comparação numérico – experimental para a pesagem de cada eixo e do total para o veículo completo nas configurações carregado e vazio.

Tabela 4.1 – Comparação da reação em cada eixo (em kg).

Eixo	Vazio			Carregado		
	Experimental	Numérico	$\Delta(\%)$	Experimental	Numérico	$\Delta(\%)$
1°	5315	5291	0,4	5675	5708	0,5
2°	3085	2996	2,9	9635	9421	2,2
3°	3090	2896	6,6	9215	9322	1,1
4°	2290	2316	1,1	9035	8992	0,4
5°	2460	2329	5,6	8975	9060	0,9
6°	2165	2125	1,8	8290	8552	3,0
7°	2040	2060	0,9	8620	8402	2,5
Total do veículo	20445	20014	2,1	59445	59458	0,02

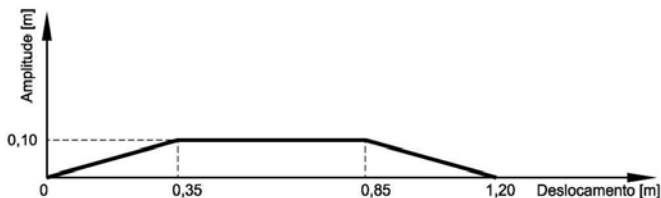
Como se pode observar nos resultados da Tabela 4.1 o modelo numérico apresenta ótima distribuição de carga em relação ao veículo real apresentando um erro de 2,1% com o veículo vazio e menos de 1% com o veículo carregado. Isso demonstra a fidelidade na construção do modelo numérico e da posição do centro de gravidade que pode ser observado na diferença em cada eixo.

As pequenas diferenças são provenientes das aproximações utilizadas na elaboração do modelo numérico, como a consideração da carga transportada estar totalmente uniforme na caixa de carga e ser homogênea o que não ocorre na prática. As próprias variações de dimensionais dentro das tolerâncias de projeto e algumas variações entre a condição de projeto e condições reais de operação como peso de motorista e volume dentro do tanque de combustível também contribuem para essas diferenças.

A validação dinâmica do modelo numérico foi realizada com a passagem do veículo e do modelo numérico por um obstáculo conhecido. Esse obstáculo deve provocar um pulso vertical em cada eixo do veículo real, instrumentado em pontos definidos para posterior comparação com o modelo numérico. Através dessa comparação pode-se verificar a fidelidade das simulações de tráfego.

Para elaboração deste obstáculo foi considerada a distância mínima entre os eixos da configuração (1,25 m) de forma que cada eixo fosse excitado individualmente. Outro ponto considerado foi que o obstáculo deveria ter um perfil que fosse matematicamente de fácil modelamento, pois este também será aplicado ao modelo numérico. A amplitude do obstáculo foi definida com 0,1 metros para que excitassem de forma significativa as configurações carregado e vazio. Essa amplitude foi definida com base nas amplitudes médias de obstáculos existentes nas vias como lombadas e tachões (obstáculos que dividem as pistas).

Na elaboração numérica do obstáculo utilizaram-se raios de arredondamento proporcionais ao raio do pneu com carga para simular o rolamento do mesmo no modelo numérico. Na Figura 4.6 (a) tem-se o perfil do obstáculo em frequência espacial e na Figura 4.6 (b) tem-se ao obstáculo real já preparado para ser utilizado.



(a)



(b)

Figura 4.6 – (a) dimensões em frequência espacial do obstáculo; (b) obstáculo real.

Quanto à dinâmica vertical do veículo, as comparações entre o modelo numérico e o modelo real serão realizadas através de acelerações verticais em determinados pontos da combinação veicular. Serão comparadas as acelerações, devida a facilidade de obtenção desses dados experimentalmente, pois são obtidos diretamente dos acelerômetros sem a necessidade de manipulação via pós-processamento desses dados.

Foram colocados quatro acelerômetros na estrutura da combinação veicular medindo a aceleração vertical. Os acelerômetros foram posicionados nas extremidades de cada semi-reboque, onde ocorrem as maiores amplitudes de balanço e galope dos veículos. A Figura 4.7 apresenta as posições e a numeração dos acelerômetros no veículo.

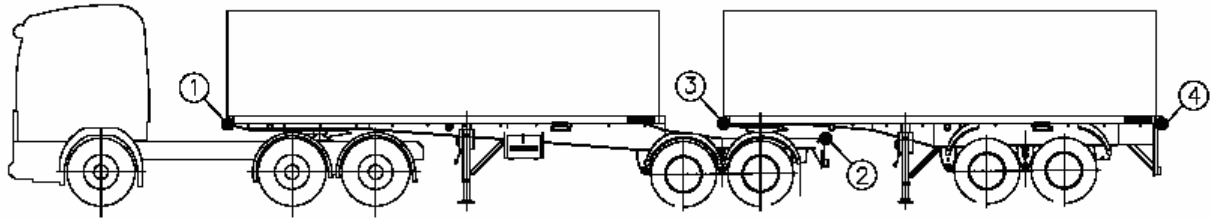


Figura 4.7 – Posições dos acelerômetros no veículo real.

Os testes experimentais foram realizados em uma pista plana em duas velocidades, em 10 km/h e 20 km/h. A velocidade do veículo no ensaio era mantida constante durante a passagem pelo obstáculo e era medida por um canhão de laser montado no caminhão. Engatava-se uma marcha e mantinha-se a rotação do motor constante equivalente à velocidade do teste. Cada eixo do veículo passava pelos dois obstáculos ao mesmo tempo, não ocorrendo defasagem entre cada lado do veículo. Dessa forma calibra-se a dinâmica vertical, alvo principal do modelo numérico nas simulações de tráfego neste trabalho. A Figura 4.8 ilustra a passagem de cada eixo da combinação veicular pelo obstáculo real.



Figura 4.8 – Passagem de cada eixo do veículo pelas rampas.

Nos ensaios realizados a 20 km/h houve problemas nas passagens com o veículo sem carga. Houve o descolamento dos eixos da rampa e final de curso de suspensão (batente). Isso ocorreu em virtude de a amplitude do obstáculo ser elevada para essa velocidade de teste. Como o modelo numérico não contempla esses fenômenos, pois a excitação é gerada por uma função de movimento (não por contato), não possibilita o descolamento dos pneus, somente foram

comparados os resultados numérico e experimental na velocidade de 10 km/h. Porém em virtude da calibração da suspensão no Capítulo 3 em diferentes velocidades o modelo do veículo completo será utilizado para velocidades maiores que a calibrada.

As Figuras 4.9, 4.11, 4.13 e 4.15 apresentam as comparações entre os resultados experimentais e os resultados numéricos das acelerações no domínio do tempo do veículo carregado a 10 km/h para os pontos 1, 2, 3 e 4 respectivamente. As Figuras 4.10, 4.12, 4.14 e 4.16 apresentam as mesmas comparações só que no domínio da frequência via densidade espectral. As acelerações estão em unidades gravitacionais (g), ou seja, cada 1 g equivale a $9,81 \text{ m/s}^2$. No domínio do tempo comparam-se as magnitudes dos sinais numéricos e experimentais, já no domínio da frequência comparam-se a concordância dos sinais quanto à frequência.

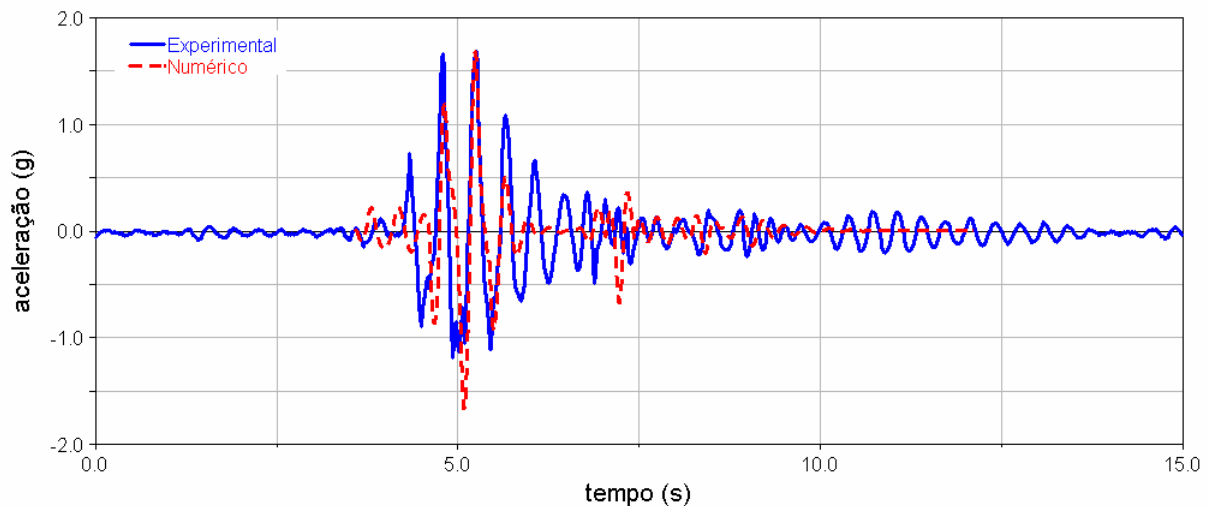


Figura 4.9 – Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 1.

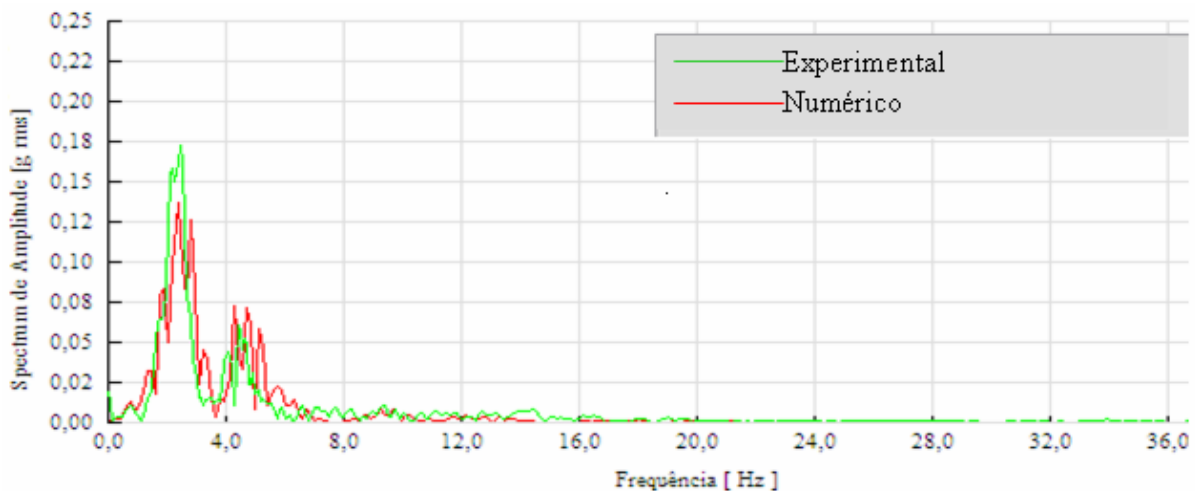


Figura 4.10 – Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 1.

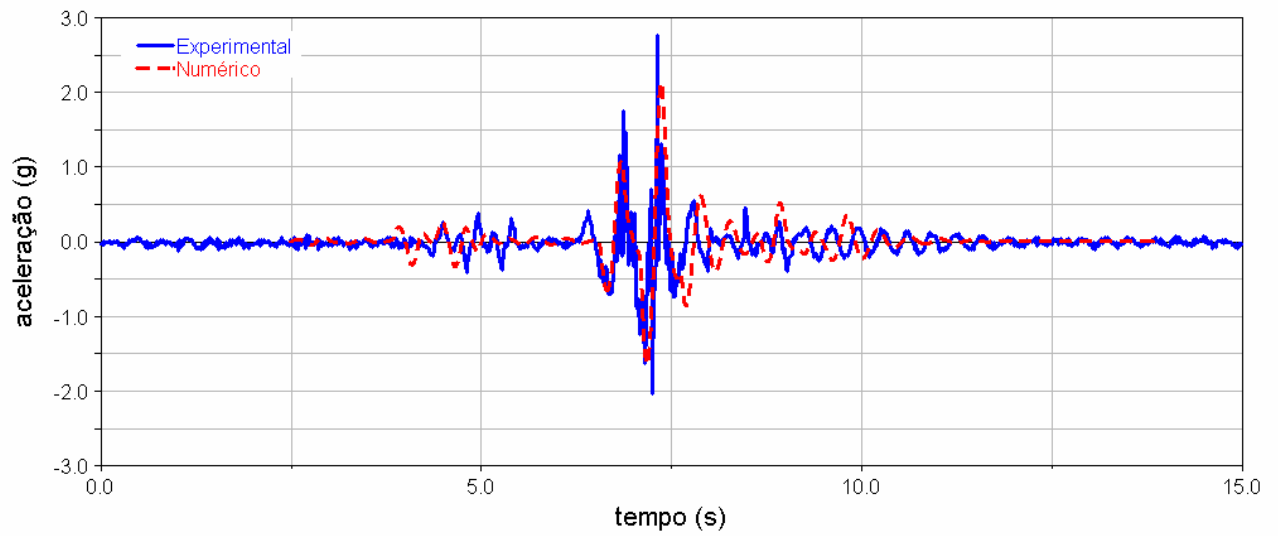


Figura 4.11 - Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 2.

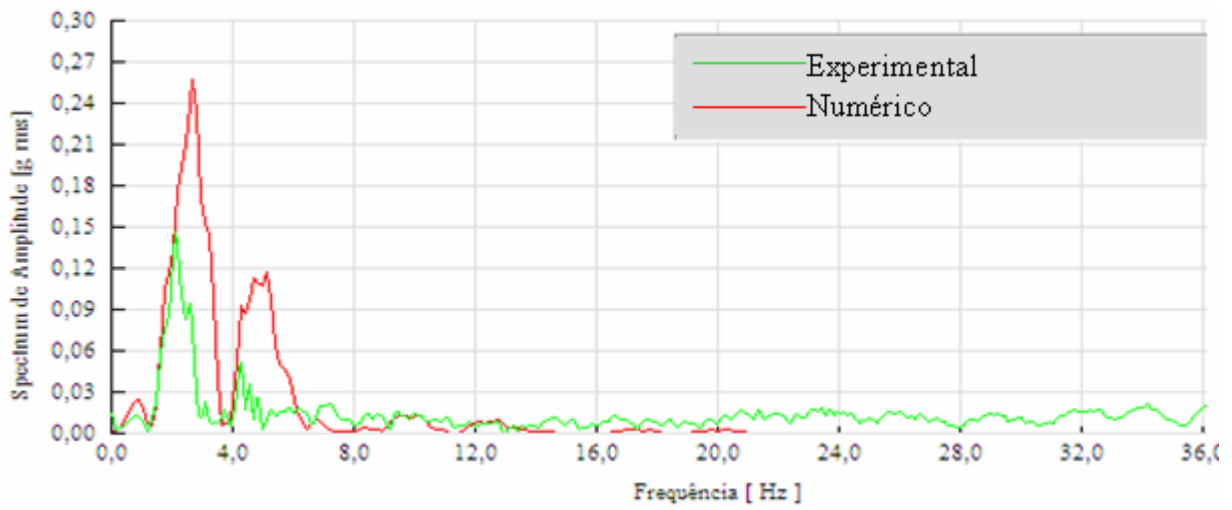


Figura 4.12 – Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 2.

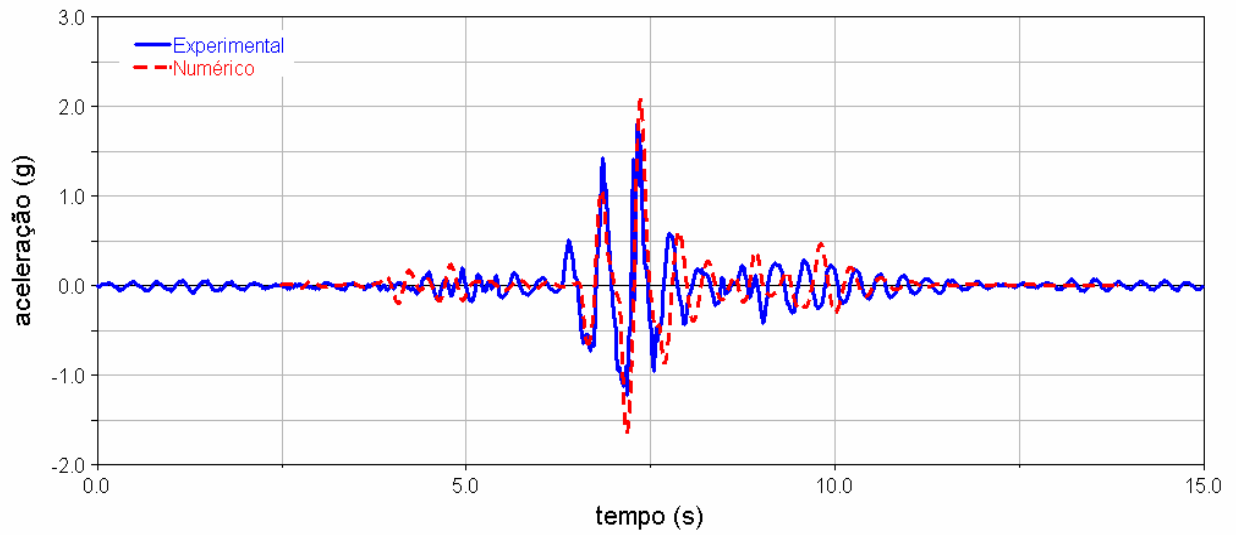


Figura 4.13 - Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 3.

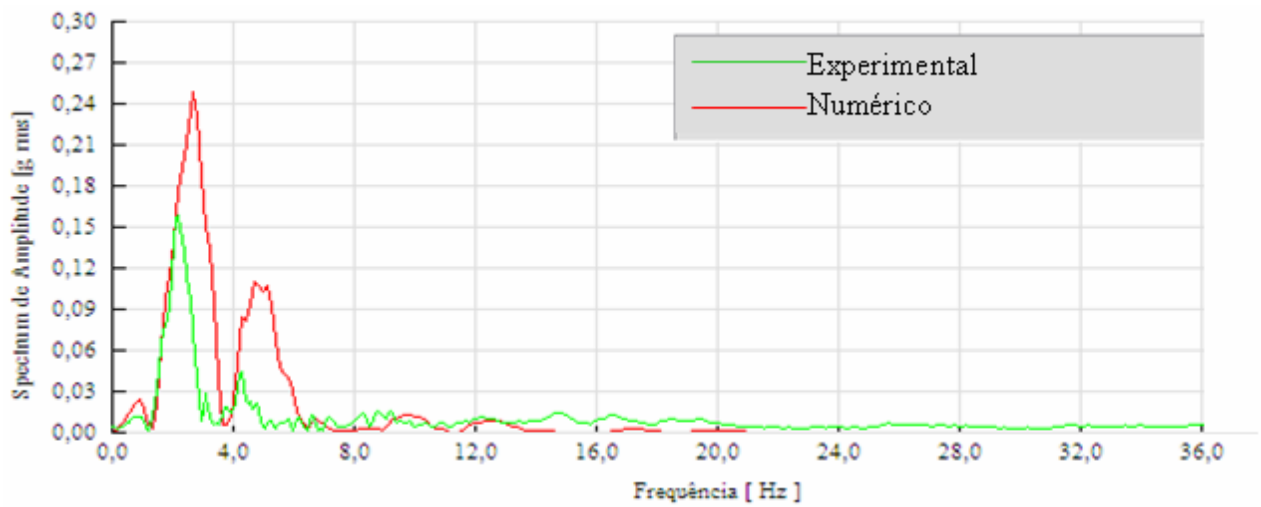


Figura 4.14 – Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 3.

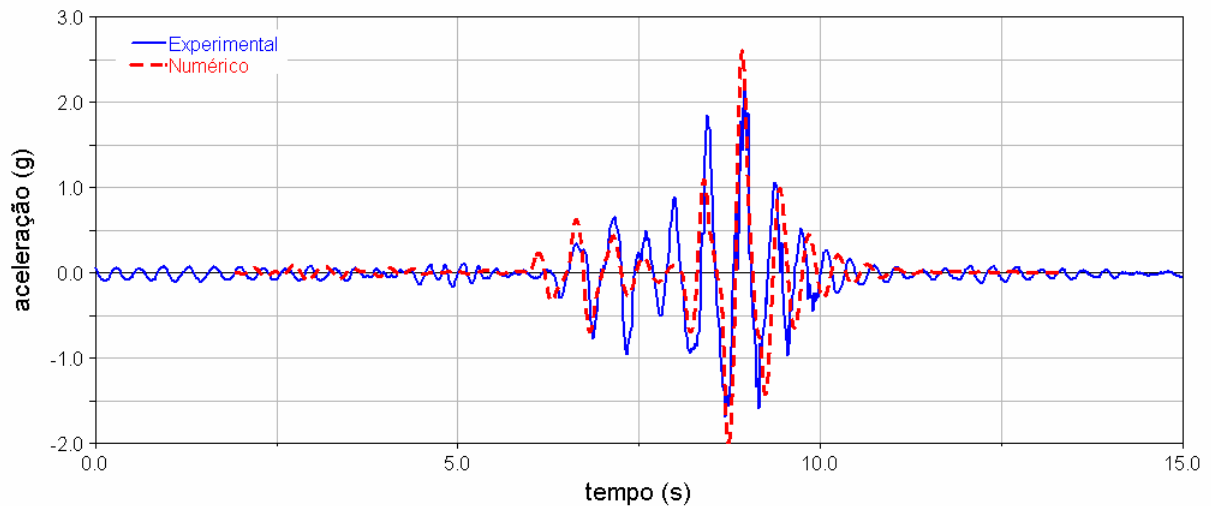


Figura 4.15 - Comparação das acelerações no domínio do tempo no ponto 4.

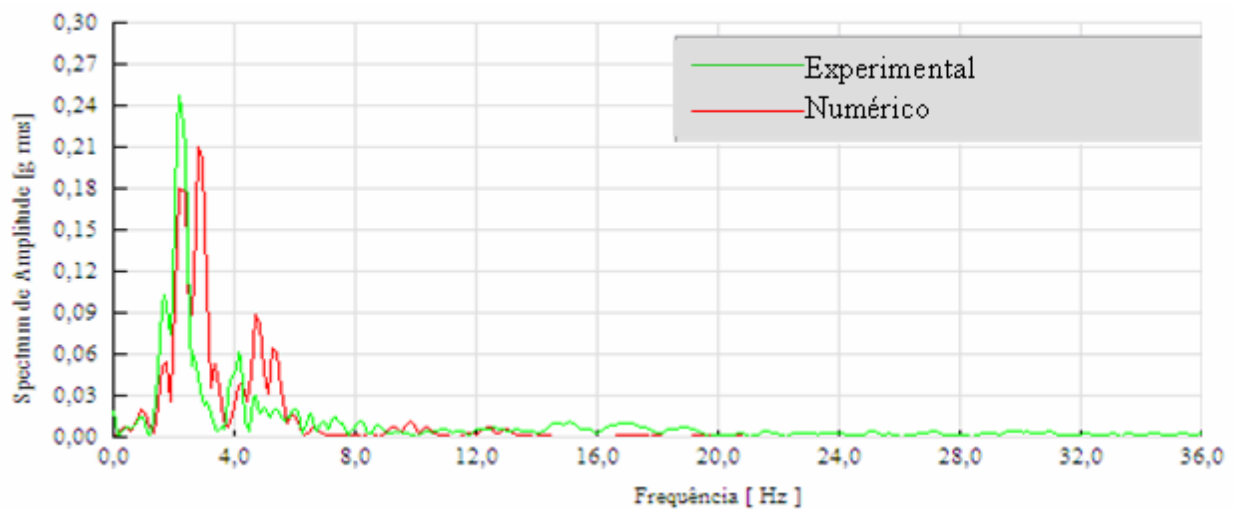


Figura 4.16 - Comparação das acelerações no domínio da frequência no ponto 4.

Os resultados demonstram ótima concordância entre numérico e o experimental, embora a calibração tenha sido realizada em 10 km/h. Porém pode-se afirmar que o modelo representa fielmente o fenômeno físico a essa velocidade. A calibração da suspensão no Capítulo 3 e a ótima coerência na calibração do modelo do veículo completo em 10 km/h permitem assumir que o modelo matemático possa ser utilizado em simulações com velocidades mais elevadas.

Nas comparações das acelerações no domínio do tempo entre os resultados numérico e experimental obteve-se boa concordância principalmente nos picos máximos do sinal, onde

ocorriam a passagem pelo obstáculo dos eixos próximos ao ponto medido. No restante do sinal houve uma pequena divergência que ocorreu em virtude do modelo de suspensão utilizado. No Capítulo 3 essa divergência foi verificada na calibração do modelo da suspensão utilizado, que possui uma boa representação na amplitude máxima da suspensão e uma menor precisão no início e fim da deflexão do feixe. No entanto, para o estudo em questão o importante é a transferência das excitações advindas do pavimento, ou seja, o modelo deve ter uma maior precisão nos pontos onde se tem as máximas transferências de carga.

Nas comparações no domínio da frequência verificou-se que as frequências das acelerações estavam bastante próximas com uma divergência de 1 Hz evidenciada nos pontos 2 e 3 (Figuras 4.12 e 4.14). As amplitudes nesses espectros divergem bastante em virtude de serem em densidade espectral que contempla todos os pontos do sinal no domínio do tempo, inclusive nos pontos de baixa amplitude que trazem a média para baixo. Por essa razão a comparação das magnitudes é mais significativa no domínio do tempo. Acima de 8 Hz não houve respostas significativas em nenhum dos pontos.

Essas comparações demonstram que o modelo numérico representa com boa precisão o veículo real no que se refere a dinâmica vertical e pode ser utilizado nas simulações de tráfego para obtenção dos carregamentos nas estrutura.

4.3. Definição dos Pavimentos

Para um estudo de vida útil, de um veículo é importante conhecer os pavimentos em que esse veículo trafega. Deve-se conhecer de que forma cada pavimento afeta a vida útil do veículo. Isso ajuda a definir rotas de tráfego que acarretem o menor dano possível. Pode-se também desenvolver, com base no conhecimento do dano causado por cada pavimento, testes físicos de durabilidade acelerados, reduzindo assim o tempo para validação de protótipos.

Segundo Wang, 2002, vibrações aleatórias em um veículo são causadas pela excitação advinda da rugosidade do pavimento e têm grande influência na performance do veículo, principalmente na dinâmica vertical, nas cargas dinâmicas dos diversos componentes.

Nardello, 2005, realizou medições do perfil de rugosidade de diversos tipos de pavimentos. Foram perfiladas pistas como estrada de chão pedregosa, estrada de chão normal, paralelepípedos, asfalto bom, asfalto ruim e costeletas provocadas por excitações harmônicas de suspensões sobre o pavimento. Foram amostrados trechos de 80 e 160 metros em cada pavimento analisado. O asfalto considerado ruim que foi perfilado não apresentava buracos significativos apenas irregularidades advindas de recapagem localizadas.

O método utilizado foi o “Dipstick” onde um sensor de deslocamento linear é passado com velocidade constante sobre uma linha imaginária em trechos da pista. As amplitudes da pista são armazenadas em frequência espacial (metros por metros). De acordo Sayers e Karamihas, 1998, o perfil de uma rodovia, pavimento ou via de rolamento pode ser medido ao longo de uma linha imaginária sobre a superfície. A Figura 4.17 demonstra perfil de rugosidade de uma rodovia simplificado em uma linha imaginária.

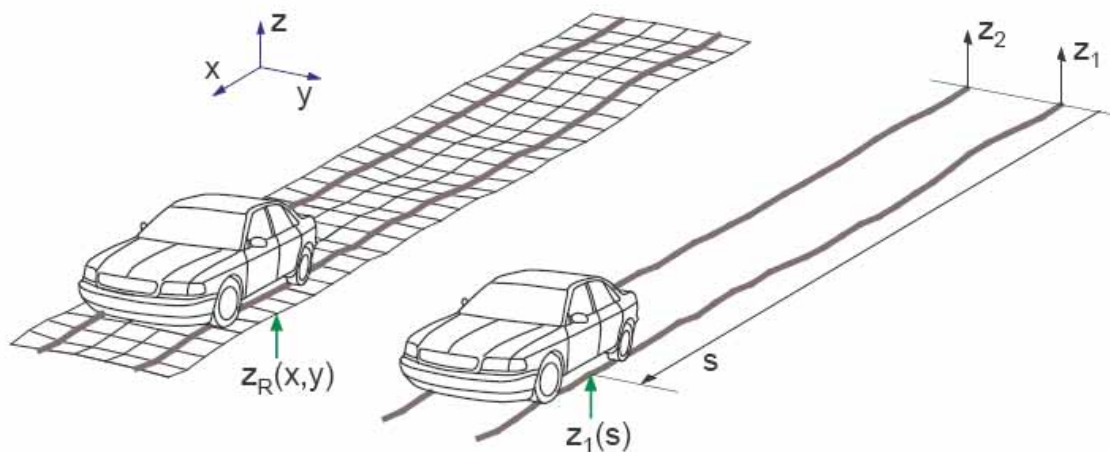


Figura 4.17 – Linearização de um pavimento através de uma medição.

Para Gillespie, 1992, as rugosidades dos pavimentos podem ser descritas como sinais aleatórios ergódicos, pois os perfis podem ser decompostos em uma soma de ondas senoidais com amplitudes, frequências e fases variadas. Apesar de cada trecho de um mesmo pavimento ser diferente, estatisticamente tem-se um espectro semelhante no domínio da frequência e pode-se dizer que um trecho pode representar o todo, ou seja, o sinal é ergódico. Em outras palavras o dano médio que cada trecho provoca é equivalente a todos os outros trechos, em termos estatísticos. Desta forma pode-se utilizar uma amostragem de cada pavimento e repetir várias vezes para as simulações de tráfego do veículo.

Rill, 2005, explica que o perfil de uma rodovia pode ser definido como um processo estacionário, aleatório e Gaussiano. Isso demonstra o caráter estatístico do perfil e que se distribui seguindo a curva normal de Gauss. Estacionário no sentido em que as propriedades estatísticas são as mesmas em qualquer instante.

Uma das metodologias muito utilizadas para representar estatisticamente um sinal aleatório é a densidade espectral de potência (PSD). A densidade espectral de potência é a

análise de um sinal aleatório no domínio da frequência através do valor quadrático médio das amplitudes (potência) pelo número de pontos do sinal (densidade) [Carlson, 1981].

Para cada pavimento perfilado por Nardello, 2005, foi gerado um espectro de frequência via densidade espectral de potência para representação estatística do sinal. Dessa forma ele pode caracterizar estatisticamente as amostragens feitas em cada tipo de pavimento comparar com as PSDs já existentes na literatura. Mas como objetivo do presente trabalho é o estudo da durabilidade do veículo, serão utilizados os dados obtidos diretamente em frequência espacial nas medições já caracterizadas como ergódigos. A Figura 4.18 demonstra as amplitudes obtidas em uma amostragem para um pavimento de estrada de chão em frequência espacial.

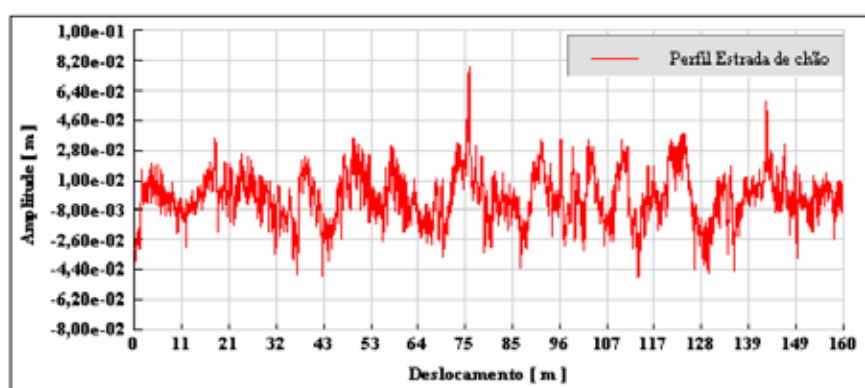


Figura 4.18 – Rugosidade da estrada de chão em frequência espacial.

Dentre as diversas pistas perfiladas serão utilizadas somente as quatro pistas onde a combinação veicular em questão trafega com maior frequência durante sua vida útil. São as pistas de asfalto bom e ruim, paralelepípedos e estrada sem pavimentação (estrada de chão). O asfalto denominado ruim por Nardello, 2005, foi selecionado em diversas regiões e eram caracterizados por estarem em péssimas condições de conservação sem falhas aparentes. No Apêndice I têm-se os perfis das pistas em frequência espacial de todos os pavimentos que serão utilizados nesse trabalho.

Para se obter as amplitudes do pavimento no domínio do tempo, a fim de excitar o modelo numérico, é necessário dividir os dados obtidos em frequência espacial pela velocidade de tráfego do veículo. Obtém-se, então, um perfil de pista (rugosidade) no domínio do tempo para cada velocidade de passagem do veículo.

Como o perfil de rugosidade de um pavimento pode ser considerado um processo randômico, pode-se defasar a excitação entre cada lado do veículo, iniciando-se a excitação em um dos lados do veículo com defasagem qualquer (ângulo de fases diferentes). Nesse caso a

divisão do sinal foi realizada em uma região no centro (defasagem de 90 graus) onde a amplitude seja zero, para que não haja descontinuidades no início desse novo perfil. Porém qualquer defasagem pode ser aplicada visto que o sinal é randômico. A Figura 4.19 demonstra para um pavimento de estrada de chão a defasagem entre um lado e outro na excitação do veículo utilizando essa metodologia para uma velocidade de tráfego.

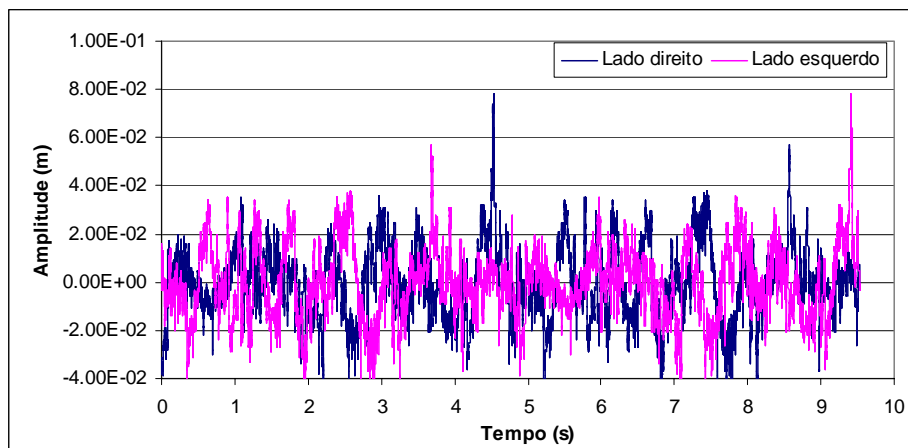


Figura 4.19 – Rugosidade para cada lado do veículo em estrada de chão com velocidade de 60 km / h.

4.4. Simulações Dinâmicas

Nas simulações de tráfego utilizou-se a velocidade que esse tipo de veículo trabalha em condições normais nesses pavimentos. Utilizou-se, especificamente, a velocidade em que o veículo atinge quando está com potência nominal de tráfego, sem interferência de trânsito em pista sem numa inclinação. Não se utilizou a velocidade média de tráfego em grandes distâncias, ou seja, trabalhou-se com um grau de severidade mais elevado que o normal, onde a velocidade utilizada nas simulações só ocorre em alguns trechos das vias. Dessa forma trabalhou-se em favor da segurança, com velocidades um pouco superiores a velocidade média, cobrindo todos os perfis de motorista. Em uma segunda etapa uma estimativa mais apurada seria interessante, mas objetivo do presente trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia de simulação.

Uma segunda velocidade foi utilizada nas simulações para verificar a influência deste parâmetro no dano estrutural. A velocidade utilizada em todas as simulações foi considerada constante durante cada análise. A Tabela 4.2 demonstra as velocidades utilizadas na geração do perfil de rugosidade de cada pavimento no domínio do tempo para simulações de tráfego.

Tipo de pavimento	Velocidade de tráfego m/s (km/h)	
	Vazio	Carregado
Estrada de chão	8,33 (30)	8,33 (30)
	13,88 (50)	11,11(40)
Paralelepípedos	8,33 (30)	8,33 (30)
	13,88 (50)	11,11(40)
Asfalto bom	16,66 (60)	16,66 (60)
	22,22 (80)	22,22 (80)
Asfalto ruim	11,11(40)	11,11(40)
	16,66 (60)	16,66 (60)

O perfil de rugosidade de cada pavimento gerado foi introduzido nas simulações como uma função no domínio do tempo em cada ponto de contato com o pavimento. Essas funções são geradas para cada velocidade e pavimento e são aplicadas em cada rodado do veículo respeitando-se a defasagem de cada eixo ao longo do seu comprimento. A Figura 4.20 demonstra a defasagem de um exemplo de perfil tipo rampa entre o primeiro e o segundo eixo do caminhão.

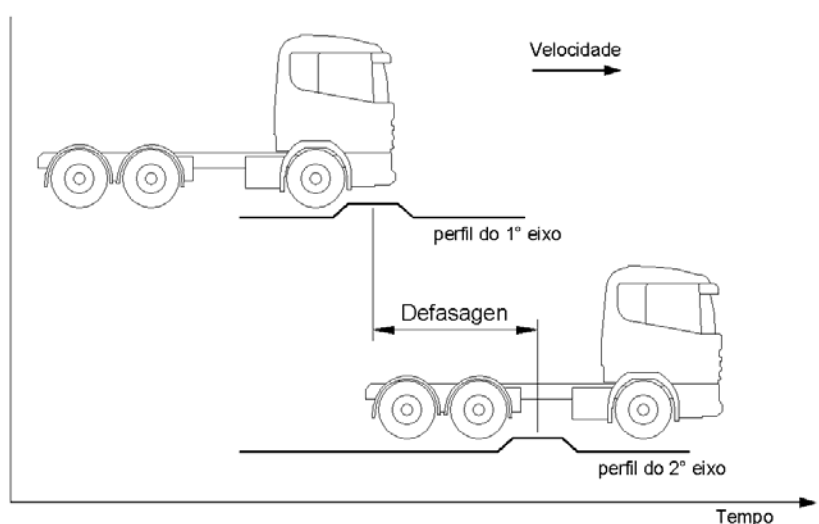


Figura 4.20 – Defasagem do perfil de uma rampa entre o primeiro e o segundo eixo do caminhão.

Nas simulações de tráfego pode-se observar o comportamento do veículo em cada pavimento. Uma característica deste tipo de veículo é observada nas simulações com veículo

vazio, onde os deslocamentos são maiores que nas simulações com o veículo carregado. Isso ocorre em virtude das suspensões serem dimensionadas para a condição de veículo carregado, no qual esses veículos trabalham a maior parte do tempo. A Figura 4.21 apresenta o deslocamento vertical do centro de gravidade (CG) dos três veículos da composição na condição carregado, na simulação de tráfego a 30 km/h em estrada de chão. A Figura 4.22 apresenta o deslocamento vertical do CG para a configuração de veículo vazio, com os mesmos parâmetros de simulação de tráfego. Podem-se observar as diferenças nas simulações de tráfego vazio e carregado, tanto na amplitude da movimentação quanto na frequência.

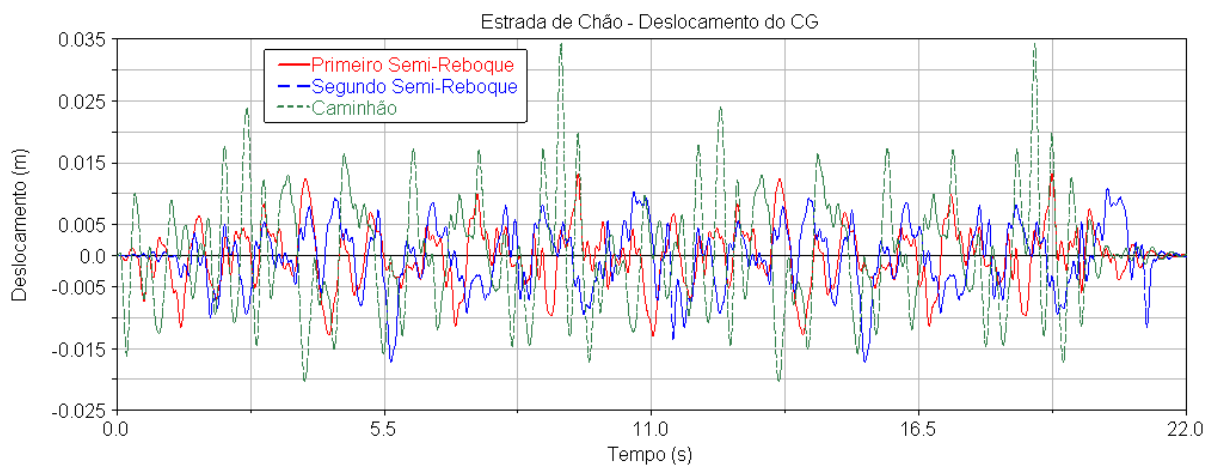


Figura 4.21 – Deslocamento vertical dos CGs obtidos para estrada de chão a 30 km/h com o veículo carregado.

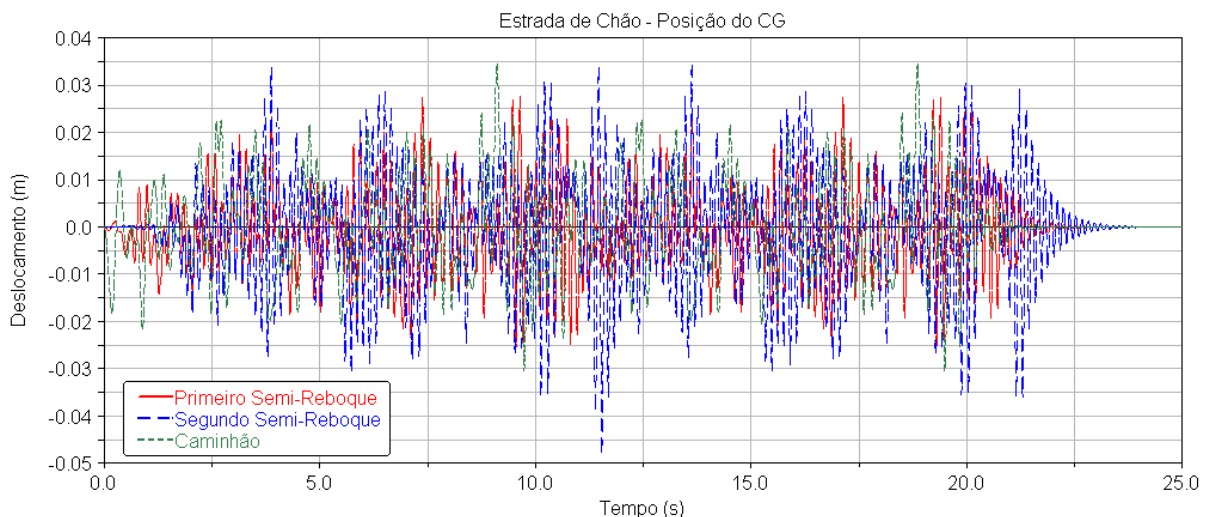


Figura 4.22 – Deslocamento vertical dos CGs obtidos para estrada de chão a 30 km/h com o veículo vazio

Como os perfis de pistas utilizados foram aplicados às simulações de tráfego com um ângulo de fase pode-se verificar deslocamento lateral do centro de gravidade. Essa verificação serve para compreender o comportamento dinâmico do veículo lateralmente e a efetividade do ângulo de fase aplicado. Na Figura 4.23 pode-se observar o deslocamento lateral do CG do primeiro semi-reboque na simulação de tráfego em estrada de chão a 30 km/h na configuração sem carga (vazio).

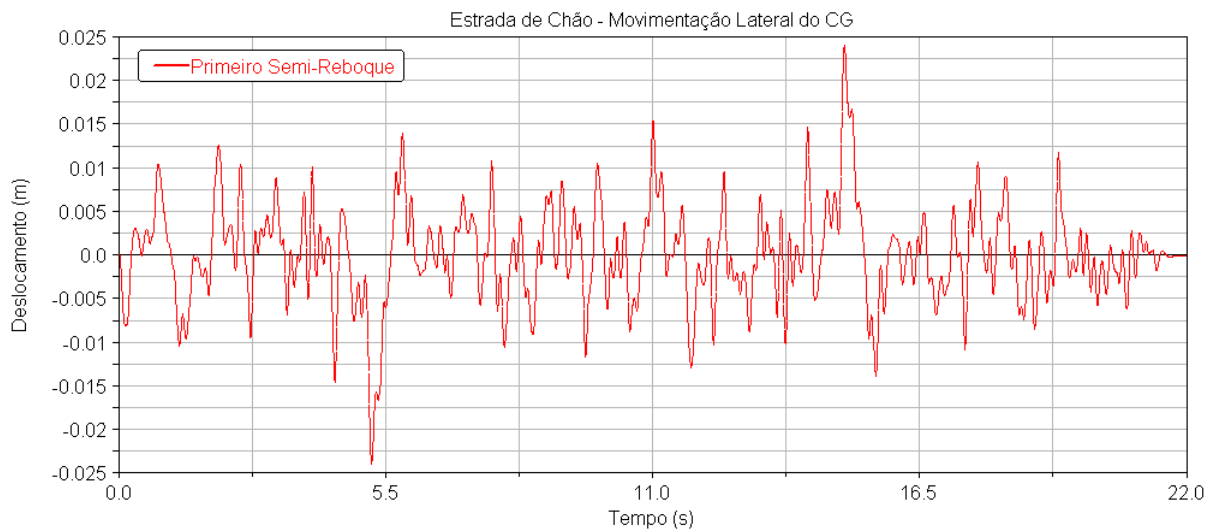


Figura 4.23 – Deslocamento lateral do CG do primeiro semi-reboque obtido para estrada de chão a 30 km/h com o veículo vazio

Como o primeiro semi-reboque é o objeto de estudo deste trabalho obteve-se, após simulação de tráfego, um perfil de carregamento no domínio do tempo na posição de cada suporte da suspensão (num total de seis suportes). Esses carregamentos serão utilizados posteriormente no cálculo das tensões nos pontos críticos do produto. A Figura 4.24 apresenta os seis pontos (suportes) de excitação no chassi e o pino onde o semi-reboque é engatado ao caminhão, denominado pino-rei. Nos suportes centrais têm-se os balancins onde se conectam os feixes de molas do primeiro e segundo eixos.

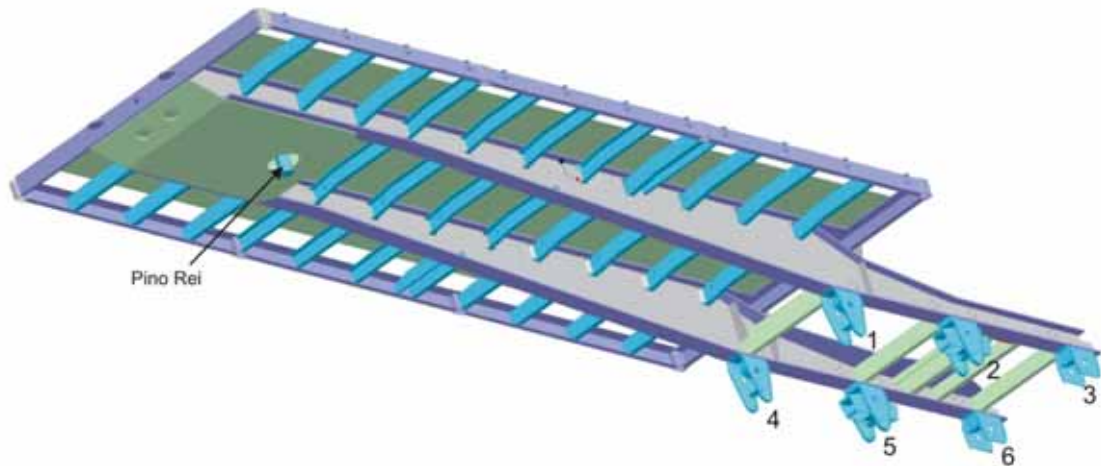


Figura 4.24 – Pontos onde se tem as forças transmitidas ao chassi nas simulações de tráfego (pontos 1 a 6) [ProEngineer, 2005].

Como foram utilizadas duas velocidades em cada simulação de tráfego dos quatro pavimentos, nas configurações de veículo carregado e vazio, obteve-se um total de 96 históricos de forças transmitidas ao chassi através dos seis pontos de aplicação. As Figuras 4.25 e 4.26 apresentam os históricos de carregamentos para a simulação de tráfego do veículo carregado em asfalto bom com velocidade de 70 km/h. Os demais históricos de carregamentos, obtidos para as simulações de tráfego em todos os pavimentos simulados e nas configurações carregado e vazio são apresentados no Apêndice III.

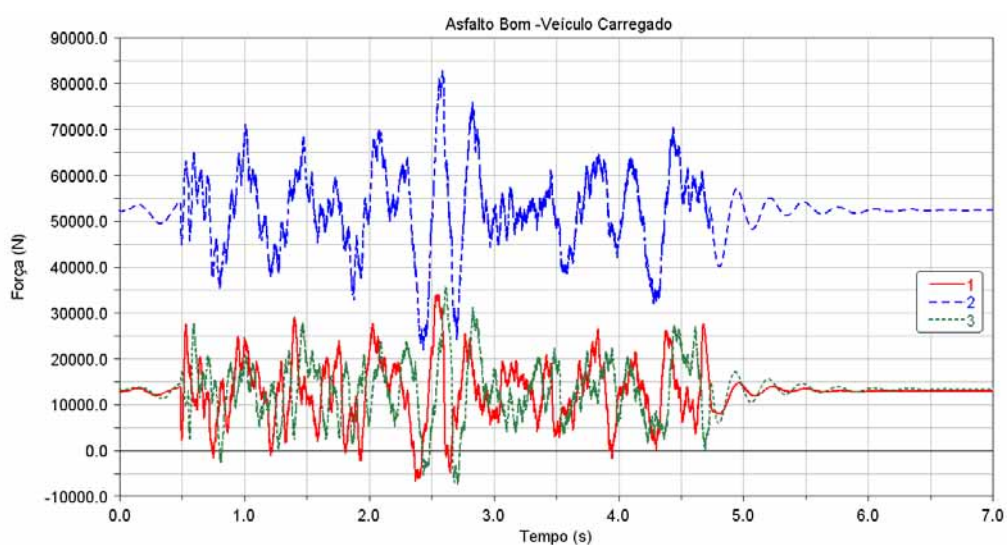


Figura 4.25 – Histórico dos carregamentos para os suportes do lado esquerdo (suportes 1, 2 e 3) para asfalto bom com veículo carregado a uma velocidade de 70 km/h.

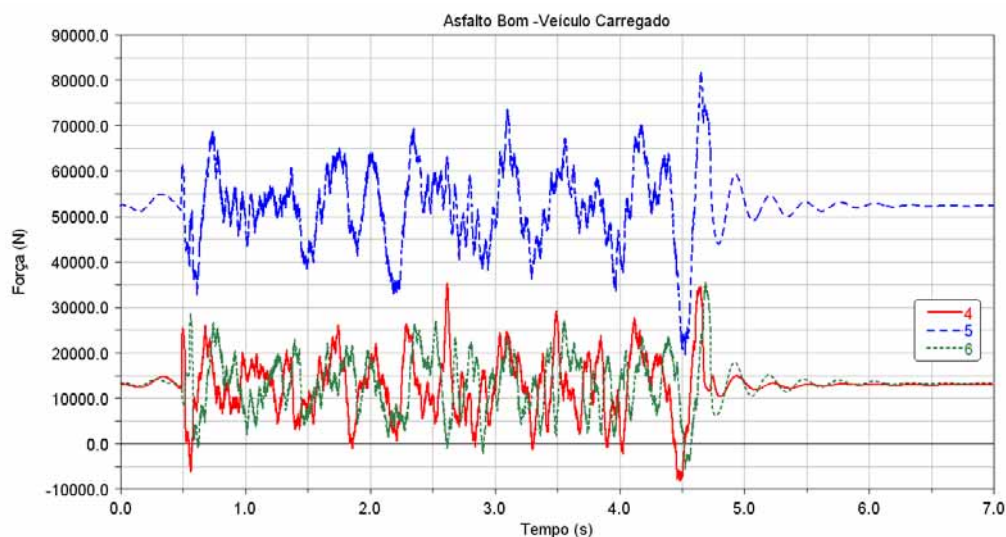


Figura 4.26 – Histórico dos carregamentos para os suportes do lado direito (suportes 4, 5 e 6) para asfalto bom com veículo carregado a uma velocidade de 70 km/h.

Pode-se observar que os suportes 2 e 5 têm os maiores esforços estáticos e dinâmicos, pois se encontram no centro da suspensão entre dois feixes de mola consecutivos, recebendo parte do carregamento de cada eixo advindo do contato do pneu com o solo. A defasagem entre um perfil de rugosidade do pavimento de um lado e outro das funções de excitação geram nos suportes do lado esquerdo históricos de carregamento diferentes dos suportes do lado direito, o que era esperado.

4.5. Conclusões

Embora o modelo numérico em multicorpos apresente muitas simplificações os resultados obtidos na comparação numérico-experimental do item 4.2.1 demonstraram boa convergência. Isso ocorreu em parte pela calibração da suspensão separadamente no capítulo anterior.

Quanto à dinâmica vertical o modelo respondeu satisfatoriamente para pequenos deslocamentos, o que leva a confiabilidade dos carregamentos obtidos. Fora desses limites de deslocamento o modelo numérico não pode ser utilizado conforme observado nas calibrações em velocidades maiores onde houve descolamento do pneu do pavimento, fenômeno não contemplado pelo modelo numérico.

Os carregamentos foram obtidos nas simulações de tráfego para o primeiro semi-reboque dos pontos nos suportes da suspensão originados das perturbações verticais do pavimento, que são as predominantes no chassi desse tipo de veículo. Outro ponto relevante foi a simulação da combinação veicular completa que possibilitou o acréscimo dos efeitos originados pelo caminhão e pelo segundo semi-reboque ao primeiro semi-reboque.

Nas configurações de veículo vazio pode-se observar uma amplificação maior das cargas estáticas que na configuração carregado. Isso ocorre em virtude de a suspensão possuir uma rigidez e um amortecimento projetados para a condição carregada, e na configuração vazia a massa suspensa diminui significativamente, quando os impulsos advindos do pavimento são transmitidos quase que integralmente ao chassi. Esse problema é bastante comum em veículos de transporte de carga que não possuem variação nas propriedades da suspensão, como a mola com estágios.

5. ANÁLISE DE TENSÕES

5.1. Introdução

Obtidos os carregamentos resultantes das simulações de tráfego em diversos pavimentos, deve-se calcular o estado de tensões em pontos críticos da estrutura, quando submetida a esses carregamentos. Conforme, já mencionado, este trabalho tem como objetivo a análise do primeiro semi-reboque da combinação veicular de carga. Isso em virtude do primeiro semi-reboque possuir um entre eixo mais extenso que o segundo semi-reboque, o que gera tensões de flexão e torção mais elevadas. Isso é demonstrado pelo número de falhas, que é maior nesse semi-reboque [Susin, 2003].

Para calcular os estados de tensões de uma estrutura, as soluções analíticas baseadas nas teorias clássicas são as formas mais diretas, porém só existem soluções analíticas para estruturas simples e em algumas condições de contorno. Alves, 2000, afirma que os métodos analíticos clássicos permitem o cálculo da resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões na estrutura em todos os seus pontos, porém estas soluções são somente conhecidas para alguns casos, que fogem da maioria das aplicações práticas de engenharia.

Para estruturas complexas como o veículo em questão, os métodos numéricos de aproximação são os mais utilizados. Dentre esses se destaca o método dos elementos finitos (MEF). Segundo Fonseca, 2002, o MEF é seguramente o processo que mais tem sido usado para resolver problemas de engenharia de forma acessível. Spyrakos, 1994, afirma que em situações onde é difícil de desenvolver uma formulação analítica do problema, o método dos elementos finitos têm provado ser um dos mais confiáveis para atacar o problema. Bathe, 1996, já comentava que o MEF era amplamente utilizado nos estudos de engenharia e que poder-se-ia esperar um aumento significativo do seu uso nos anos que viriam.

Segundo Fonseca, 2002, o MEF é muito utilizado face à analogia física direta que estabelece, com seu emprego, entre o sistema físico real (a estrutura em análise) e o modelo (malha de elementos finitos). Dessa maneira o MEF se difundiu fortemente na indústria automobilística para a análise estrutural [Alves, 2000].

Este capítulo apresentará a metodologia desenvolvida para cálculo das tensões nos pontos críticos, bem como os critérios utilizados para definição desses pontos. Será realizada uma comparação dos resultados obtidos com medições realizadas no produto quando trafegando em pavimentos similares aos simulados.

5.2. Modelo de Elementos Finitos

Segundo Alves, 2000, o método dos elementos finitos subdivide o corpo contínuo em um número finito de partes (os elementos), conectados entre si por intermédio de pontos discretos, que são chamados nós. De acordo com Oden e Carey, 1984 e Carvalho, 1994, elementos finitos é um método numérico para a resolução problemas representados por equações diferenciais ordinárias e parciais sem solução analítica, que se baseia em técnicas de discretização de domínios, de modo que as equações são geradas e resolvidas simultaneamente em um computador digital.

Embora o método dos elementos finitos tenha sido inicialmente mais associado a aplicações estruturais, hoje é utilizada em muitas outras áreas como transferência de calor, escoamento de fluidos, ondas eletromagnéticas, acústica entre outras. Bathe, 1996, e Spyarakos, 1994, completam que o método dos elementos finitos pode ser aproveitado em todos os campos da engenharia.

Para a análise do comportamento de uma estrutura qualquer, deve-se construir um modelo que seja o mais representativo possível. Simplificações são atribuídas a geometria de projeto, embora em métodos de aproximação, como o de elementos finitos, seja possível uma representação da geometria de forma quase exata, dependendo do nível de detalhamento do modelo numérico, mas em muitos casos esse detalhamento significa um custo computacional muito elevado.

O método dos elementos finitos é também muito aplicado na análise de tensões de grandes estruturas. Mas quanto maior for a estrutura menor é a resolução das tensões em pontos específicos em virtude das simplificações necessárias no modelo. A metodologia de análise global – local é muito utilizada para se ter um bom resultado de tensões em pontos localizados da estrutura.

5.2.1. Análise Global-Local por Elementos Finitos

Whitcomb, 1993 lembra que apesar dos avanços na tecnologia dos computadores existe ainda necessidade de métodos computacionais mais eficientes para realizar análise de tensões. Uma aproximação que é recebida com uma crescente atenção é a metodologia de análise global-local de elementos finitos. Para Haftka, 1991, a aproximação global tenta capturar o comportamento de uma função como um todo, por isso é pouco precisa. Já a aproximação local é tipicamente muito precisa dentro de seu domínio de análise, pois é uma aproximação de uma pequena região da função objetivo.

Marczak, 2005, lembra que para problemas reais as soluções por equações da elasticidade são extremamente difíceis, quando possíveis. As soluções numéricas são caras e exigem treinamento intenso e nem sempre fornecem resultados corretos. Experimentos com protótipos nem sempre são possíveis e viáveis. Dessa maneira deve-se obter a melhor relação custo benefício com a simplificação do problema analisado. Uma forma de simplificação é o uso de uma metodologia global-local nas simulações.

De acordo com Varghese, 2003, a técnica de análise global-local já existia de alguma forma antes do desenvolvimento do método dos elementos finitos. Essa técnica começou a ser bastante utilizada quando começou a ser utilizado o método dos elementos finitos no projeto de grandes estruturas como aviões e automóveis. Dessa forma conseguem-se bons resultados com modelos globais, relativamente simples, e com modelos locais dos pontos críticos bem refinados.

A análise global-local consiste na elaboração de um modelo de elementos finitos global simplificado da estrutura inteira para obter as condições de contorno para simular um modelo local dos pontos críticos, mais refinado e com todos os detalhes significativos. O modelo completo global serve para representar a rigidez equivalente da estrutura e permitir ao modelo local o cálculo das tensões nas regiões de interesse.

Os modelos globais devem apresentar baixo custo, serem de rápida construção e interpretação [Marczak, 2005]. Esses modelos são utilizados em um primeiro estudo grosseiro, pois possuem diversas simplificações, como a não colocação de raios de arredondamento, soldas, parafusos, entre outros.

Os modelos locais são de difícil interpretação, pois possuem uma construção elaborada e um alto custo computacional [Marczak, 2005]. Normalmente nesses modelos outros fatores que

não são considerados no modelo global podem ser considerados, como contato, tensões residuais, descontinuidades geométricas, imperfeições, entre outras.

Em alguns casos não existe distinção entre o modelo global e local, pois só existe um modelo detalhado. Em outros casos o modelo global pode possuir uma formulação de elementos mais complexa que o modelo local. Porém o nível de detalhamento geométrico sempre maior no modelo local. A Figura 5.1 apresenta um exemplo de um parafuso onde modelo global é em 3D e um modelo local é em 2D.

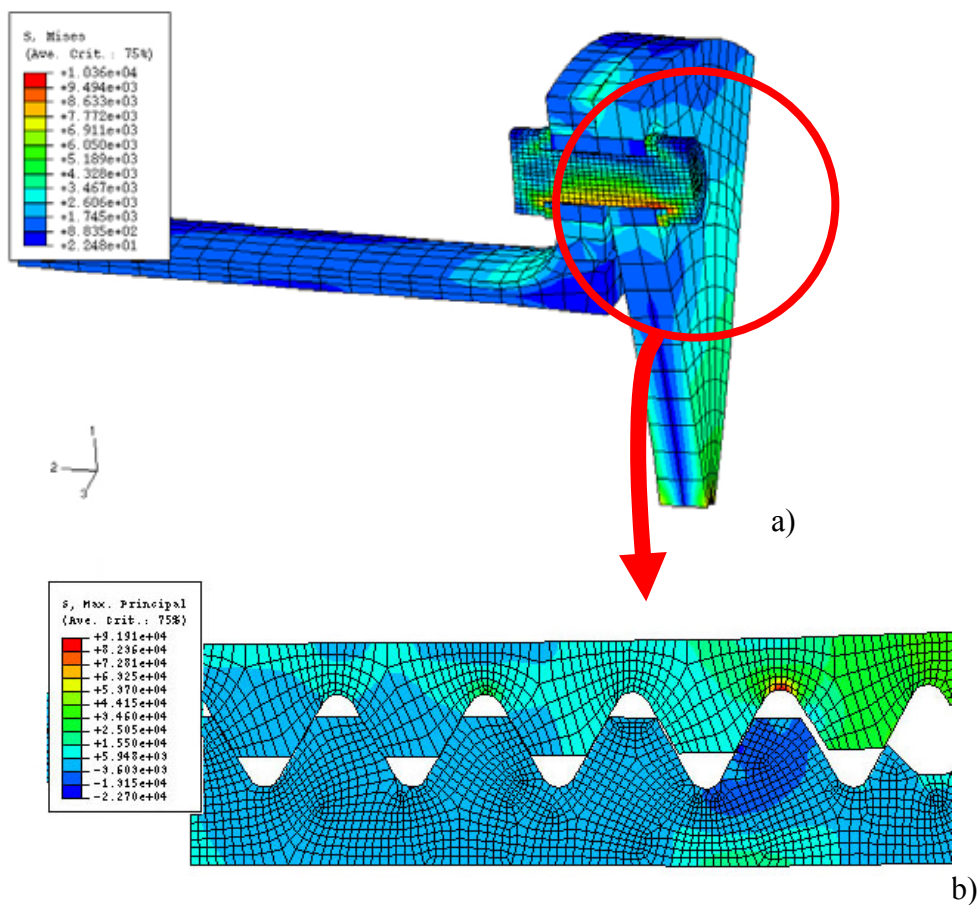


Figura 5.1 – Exemplos de modelo global-local de um parafuso. a) modelo global em elemento sólido; b) modelo local 2D axisimétrico. [Marczak, 2005].

A ligação entre o modelo global e local ocorre através dos pontos de influência ou nós de controle. Esses nós estão localizados na fronteira de um ponto de interesse onde será elaborado o modelo local. Esses nós de controle serão modelados na mesma coordenada no modelo local mais detalhado no ponto de interesse.

Essa metodologia pode ser exemplificada por uma estrutura com perfis “C” onde o modelo global foi elaborado em vigas 1 D conforme a Figura 5.2a. Essa estrutura está solicitada

pelos carregamentos do domínio do tempo $F(t)$ e $G(t)$ e apresenta um ponto de interesse de análise J . A região de interesse a ser analisada em torno do ponto J apresenta os nós de controle 1, 2 e 3 em sua fronteira conforme a Figura 5.2b.

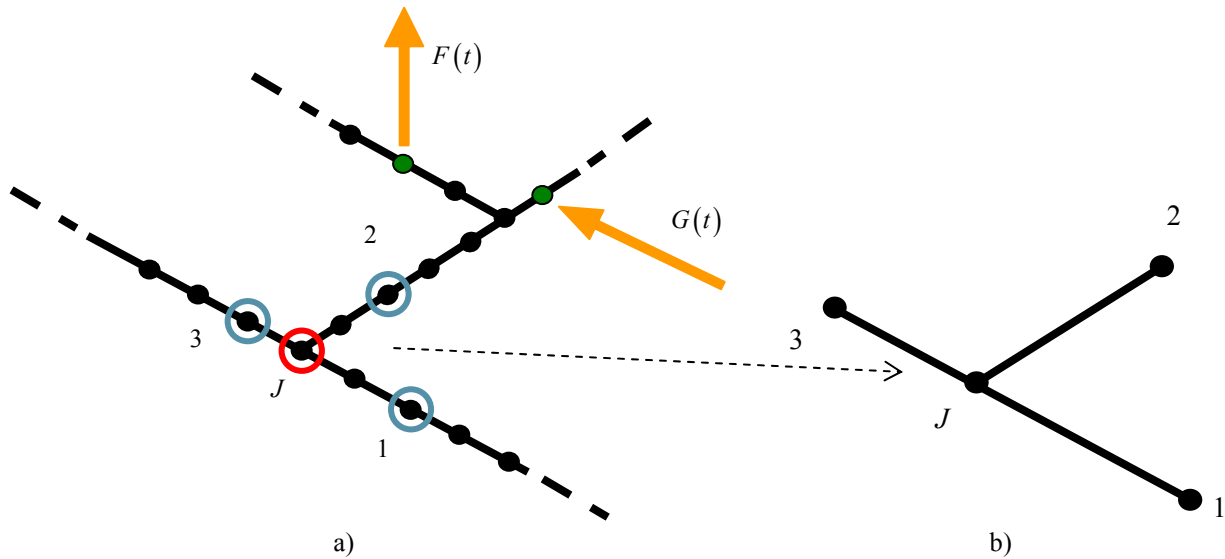


Figura 5.2 – Exemplo de estrutura. a) modelo global em elemento de viga 1D; b) região de interesse [Marczak, 2005].

Como cada carregamento gera um deslocamento em cada nó de controle podem-se relacionar as excitações com os deslocamentos nos nós de controle através da matriz de flexibilidade C_{ij} que pode ser obtida pela seguinte equação:

$$\{u_i\} = [C_{ij}]\{f_j\} \tag{5.1}$$

onde u_i é o vetor de deslocamento dos nós de controle e f_j é vetor das cargas unitárias dos carregamentos $F(t)$ e $G(t)$.

Quando o interesse é obter os históricos de tensão nos pontos críticos da junta J constrói-se um modelo local da junta com todos os detalhes relevantes conforme a Figura 5.3.

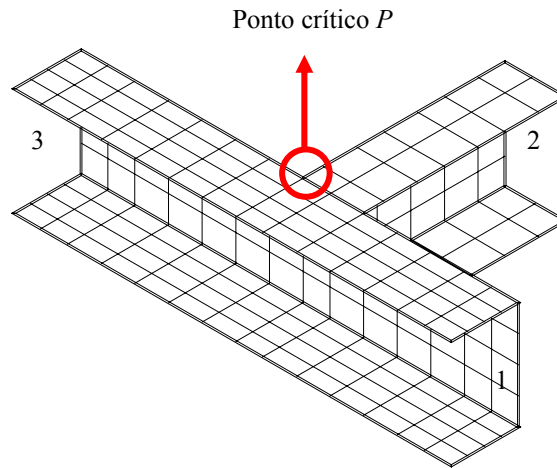


Figura 5.3 – Modelo local da junta J [Marczak, 2005].

Com esse modelo é possível obter a matriz B_{ji} de relação entre o deslocamento em cada nó de controle e a tensão no ponto crítico P e pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\{S_j\} = [B_{ji}] \{u_i\} \quad (5.2)$$

onde u_i é o vetor de deslocamento unitário em cada nó de controle e S_j é vetor das com as 6 componentes de tensões no ponto crítico P .

Substituindo a Equação 5.1 na Equação 5.2 podem-se calcular as 6 componentes tensões no domínio do tempo advinda dos carregamentos $F(t)$ e $G(t)$ conforme a equação:

$$\{S_m(t)\} = [B_{ij}] [C_{ji}] \{f_k(t)\} \quad (5.3)$$

ou

$$\{S_m(t)\} = [T_{mk}] \{f_k(t)\} \quad (5.4)$$

Onde S_m são as 6 tensões no domínio do tempo, T_{mk} é a matriz de transferência e f_k são a forças $F(t)$ e $G(t)$.

Dessa forma, conhecendo a matriz de transferência de uma estrutura e a partir do conhecimento dos carregamentos impostos a estrutura no domínio do tempo pode-se calcular o histórico de tensão em um ponto específico da estrutura.

5.2.2. Modelo Global do Semi-Reboque

O semi-reboque graneleiro (caso aqui analisado) geralmente apresenta a caixa de carga toda segmentada, composta por uma montagem de painéis encaixados no chassi sem nenhuma fixação rígida, pois necessitam ser desmontadas com frequência para o carregamento e o descarregamento do produto transportado, que pode ser grãos ou em muitos casos carga segmentada (carga seca). Dessa forma a caixa de carga acrescenta pequena rigidez estrutural, pois apresenta um movimento relativo com o chassi. O modelo numérico foi então concebido apenas com a estrutura do chassi desconsiderando toda a caixa de carga. A Figura 5.4 demonstra a caixa de carga do semi-reboque graneleiro onde se podem observar os painéis e no detalhe o encaixe no chassi.

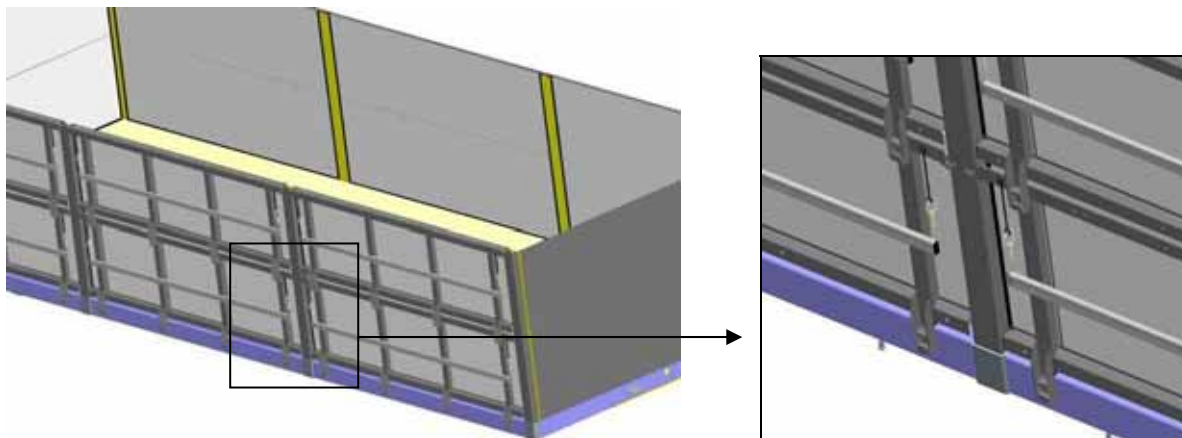


Figura 5.4 – Caixa de carga do semi-reboque graneleiro.

O chassi é composto de duas longarinas principais com perfis “I” ligadas por diversas travessas de perfis “C”. As longarinas possuem recortes em sua alma que permitem que as travessas sejam contínuas, sendo fixadas apenas por pequenos cordões de solda. Na parte posterior do chassi existem duas travessas utilizadas na fixação do pino de engate do semi-reboque ao caminhão (pino-rei). Na parte traseira do veículo encontram-se as travessas utilizadas na fixação do dispositivo de engate do segundo semi-reboque, denominada quinta-roda. Na parte superior das travessas passantes, na região da caixa de carga, encontra-se unido por cordões de solda o assoalho de chapa em aço carbono. Todos os perfis do chassi são construídos, basicamente, por chapas ou barras recortadas, dobradas e soldadas. A Figura 5.5 apresenta o

desenho do chassi do semi-reboque graneleiro utilizado na construção do modelo de elementos finitos.

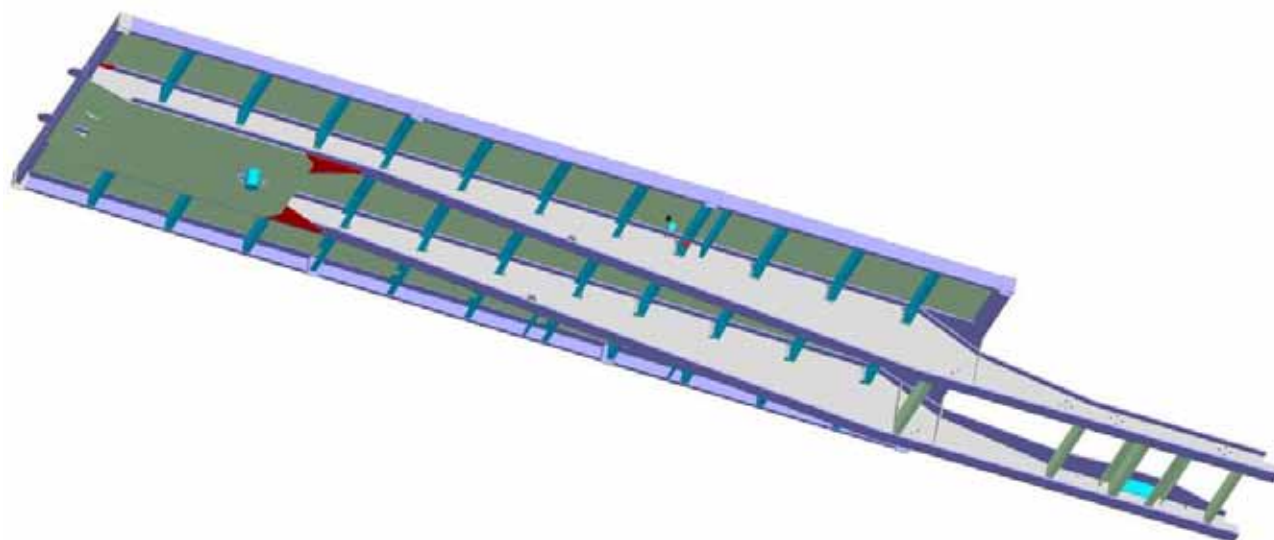


Figura 5.5 – Chassi do semi-reboque graneleiro.

Visto que a construção do chassi é predominantemente em chapas de aço, o modelo numérico global do chassi foi elaborado com elementos de casca quadrangulares de 4 nós e triangulares de 3 nós na superfície média de cada chapa em software comercial (Nastran, 2005). Para elaboração do modelo utilizaram-se as seguintes constantes baseadas no material, módulo de elasticidade 210 GPa e coeficiente de Poisson igual a 0,3, valores típicos para aço de baixo carbono.

Segundo Eriksson et al., 2003, elementos de casca são freqüentemente a escolha natural para o modelamento de estruturas soldadas, que sejam compostas de chapas finas pela qual a teoria de cascas apresenta bons resultados. A geometria dos cordões de solda não foi considerada, apenas a união das chapas resultantes desses cordões. Os raios de dobra dos perfis foram desconsiderados para não aumentar o número de elementos necessários. As simplificações impostas ao modelo global se fazem necessária em virtude dos elementos utilizados na construção do modelo. Essas simplificações tornam o modelo menos carregado numericamente sem comprometer a rigidez equivalente da estrutura, função principal do modelo global. A Figura 5.6 apresenta o modelo global de elementos finitos construído com elementos de casca que podem ser mais bem observados no detalhe.

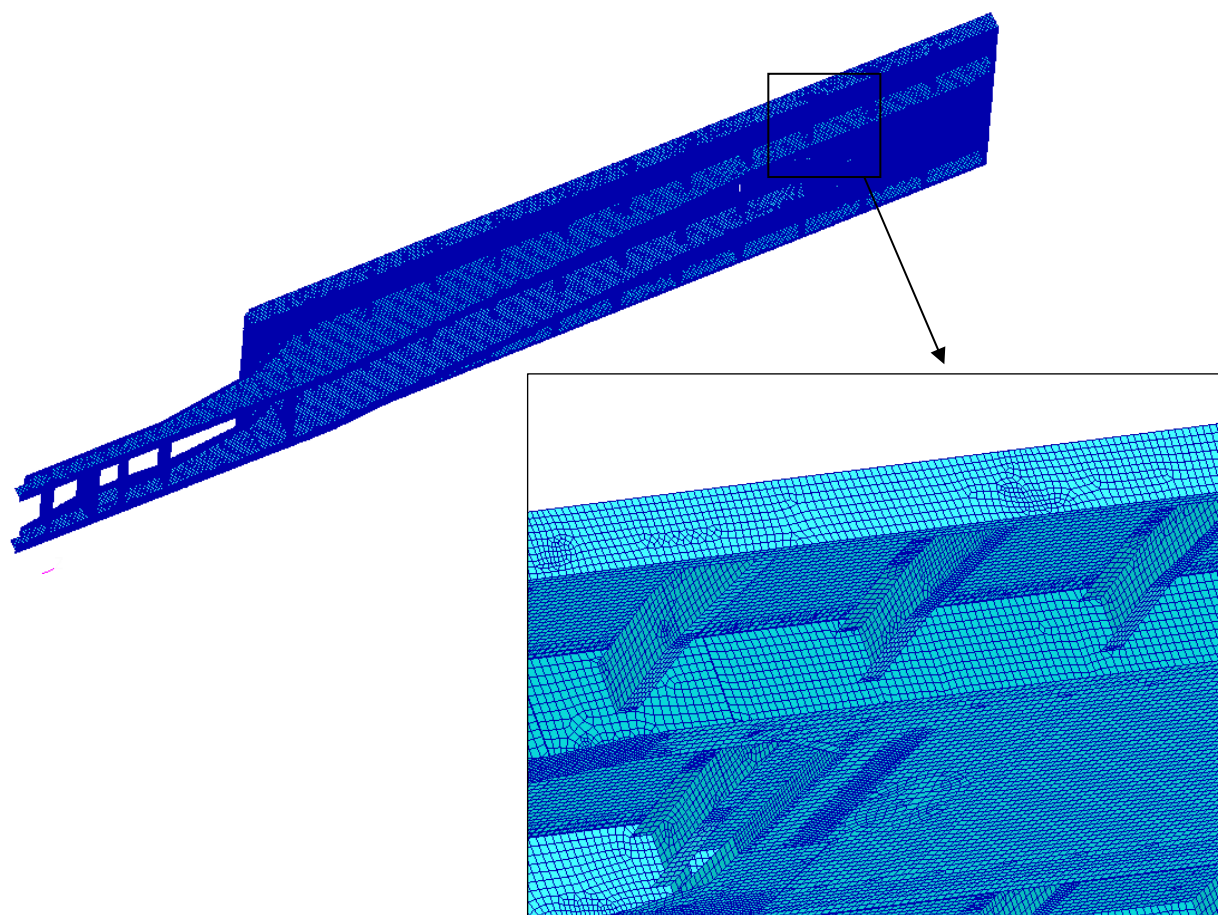


Figura 5.6 – Modelo de elementos finitos global do chassi do primeiro semi-reboque.

No detalhe da Figura 5.6 pode-se observar o grau de refinamento da malha de elementos de casca. A malha de elementos finitos é a subdivisão do modelo em elementos, e o grau de refinamento e quantidade de elementos que descreve esta estrutura. Para Spyarakos, 1994, o grau de refinamento de uma malha é muito crucial na determinação da precisão do modelo em solucionar um problema. Outro ponto importante a ser observado é a continuidade da malha na união das travessas com as vigas garantindo a rigidez estrutural do chassi, ou seja, reproduzindo o papel das soldas.

O modelo global construído possui um bom grau de refinamento com 155.843 elementos de casca e 157.963 nós o que garante que o comportamento estrutural do chassi, objetivo da análise global, está bem representado. Porém em virtude das simplificações geométricas, do tamanho da estrutura e dos elementos escolhidos não é possível obter boa precisão em termos de tensões em pontos específicos da estrutura tornando necessária a construção de um modelo local para tal fim.

Os suportes da suspensão, pontos onde foram obtidos os carregamentos nas simulações de tráfego, e o pino-rei, ponto de engate do semi-reboque ao caminhão trator, são as regiões onde

serão aplicadas as condições de contorno na análise do modelo global. Os suportes e o pino-rei foram modelados com elementos rígidos denominados MPC (restrição de múltiplos nós) no qual a formulação pode ser observada no Apêndice VII. Esses elementos ligam um nó principal, onde serão aplicadas as condições de contorno, a vários nós de uma determinada região, como a região de contato do suporte com a aba do chassi. Essa simplificação pode ser utilizada em situações onde a rigidez do componente é muito maior em relação ao resto da estrutura, como os casos em questão. A Figura 5.7 e 5.8 demonstra os elementos utilizados na construção do modelo numérico como suportes da suspensão e pino-rei, respectivamente.

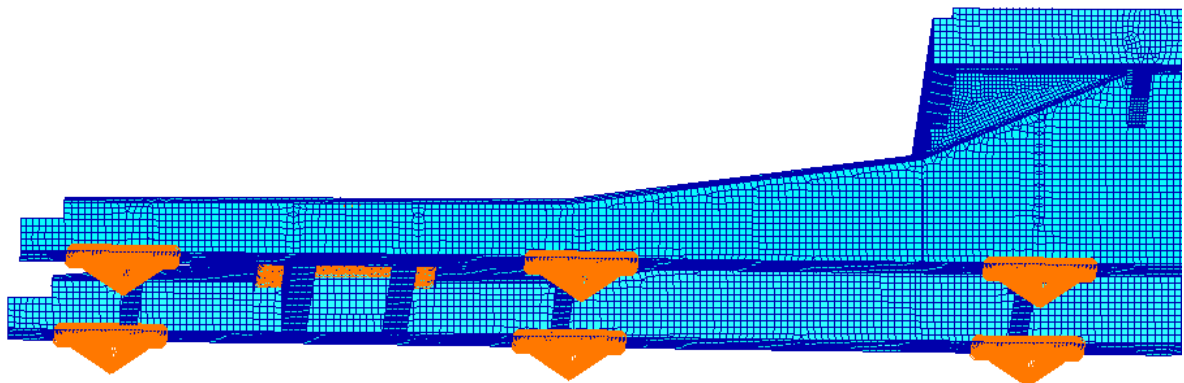


Figura 5.7 – MPCs do modelo de elementos finitos global do chassi dos suportes da suspensão.

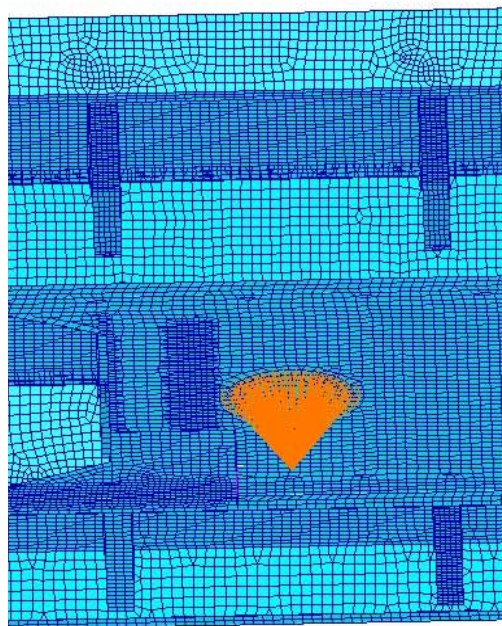


Figura 5.8 – MPCs do modelo de elementos finitos global do chassi do pino-rei.

Com o modelo global definido pode-se obter a matriz de flexibilidade das cargas impostas ao chassi através dos suportes da suspensão para deslocamentos dos nós de controle dos pontos críticos.

O problema agora consiste em como definir esses pontos críticos para criar os modelos locais, pois não adianta ter um modelo detalhado com bom resultado em termos de tensões onde não ocorrerá a falha. Torna-se necessário definir os pontos críticos da estrutura para a definição dos nós de controle e para a elaboração do modelo local de elementos finitos que será utilizado no cálculo das tensões.

5.2.3. Definição dos Pontos Críticos

Um dos grandes problemas na análise de tensões em grandes estruturas é de como definir os pontos críticos a serem analisados, ou seja, as regiões onde será necessária a criação de modelos locais. Isso ocorre em virtude de o modelo global não apresentar precisão em termos de tensão em pontos específicos, devido as simplificações geométricas da estrutura, não sendo uma boa alternativa de critério a escolha dos pontos críticos através de resultados do modelo global.

Outra dificuldade decorre da estrutura ser soldada o que gera tensões residuais que modificam o estado de tensão das juntas. O modelo global não é capaz de representar adequadamente esse estado de tensão, o que pode levar a escolha de regiões erradas. Para Eriksson et al., 2003, em geometrias complexas soldadas modeladas com elementos de casca pode ser muito difícil distinguir o que é um efeito local causado pelo tipo de junta ou a tensão nominal verdadeira. Até mesmo a geometria do cordão, algo que o modelo global não contempla, pode alterar a tensão local.

Escolhas baseadas em pontos com tensões elevadas no modelo global seriam facilmente questionadas visto as imprecisões apresentadas quanto a tensões em pontos específicos em virtude das simplificações do modelo. Tensões locais elevadas podem ser ocasionadas pelo tipo de elemento utilizado na construção do modelo, como no caso de concentração de tensões ocasionadas pela união perpendicular de elementos de casca.

O ideal seria elaborar modelos locais de todos os pontos da estrutura, garantindo que os pontos crítico sejam analisados. Porém para uma estrutura de médio porte, como a estrutura em questão, ter-se-ia um custo numérico muito elevado, aumentando em demasia o tempo de desenvolvimento do produto.

Além disso, os carregamentos obtidos nas simulações de tráfego variam ao longo do tempo, podendo gerar tensões altas em diferentes pontos ao longo do tempo. Descobrir a

combinação de carregamentos ou o instante que geram as maiores tensões na estrutura ou que ocasionam a condição mais severa é uma tarefa difícil, mas indispensável para a identificação dos pontos críticos.

De fato não existe uma forma precisa de predizer quais são os pontos críticos de uma grande estrutura quando submetida a carregamentos dinâmicos. Uma metodologia que vem apresentando bons resultados é a definição dos pontos críticos baseada no conhecimento prévio de casos de falhas nessa estrutura ou em estruturas similares.

Essa metodologia baseia-se fortemente no conhecimento das empresas fabricantes dos produtos e tem como desvantagem a necessidade de que algum produto já tenha sido construído anteriormente. Dessa forma a definição dos pontos críticos é baseada em ensaios experimentais ou de campo em protótipos do produto em análise ou em algum produto muito similar ao estudado. Porém definido uma vez essas regiões pode-se realizar diversos estudos de geometrias, materiais, carregamentos, otimizando o projeto para uma vida útil desejada. Embora haja cada vez mais métodos numéricos e ferramentas de simulação computacional, a experiência e os testes experimentais ainda não podem ser descartados.

Em produtos totalmente novos, as análises com o modelo global apresentam uma primeira alternativa para conhecimento do comportamento estrutural e da definição dos pontos de instrumentação para as validações experimentais. Nesse caso as primeiras aproximações podem ocorrer baseadas em normas de projeto, que normalmente utilizam tensões nominais. Experiências anteriores com outros produtos podem ajudar a definir os pontos de maior probabilidade de falha, onde se realizarão as primeiras análises de durabilidade.

No caso do semi-reboque bitrem dianteiro com assoalho de chapa pode-se destacar a região próxima do pino-rei com maior probabilidade de falhas estruturais, conforme informações do fabricante. Isso ocorre principalmente em virtude dos esforços advindos da torção do chassi, quando em operação, que geram tensões elevadas nas travessas do chassi, principalmente próximos à região do pino rei, onde se tem a menor altura das longarinas. A Figura 5.9 demonstra a região crítica explodida da estrutura de apenas um dos lados, pois a estrutura apresenta simetria longitudinal.

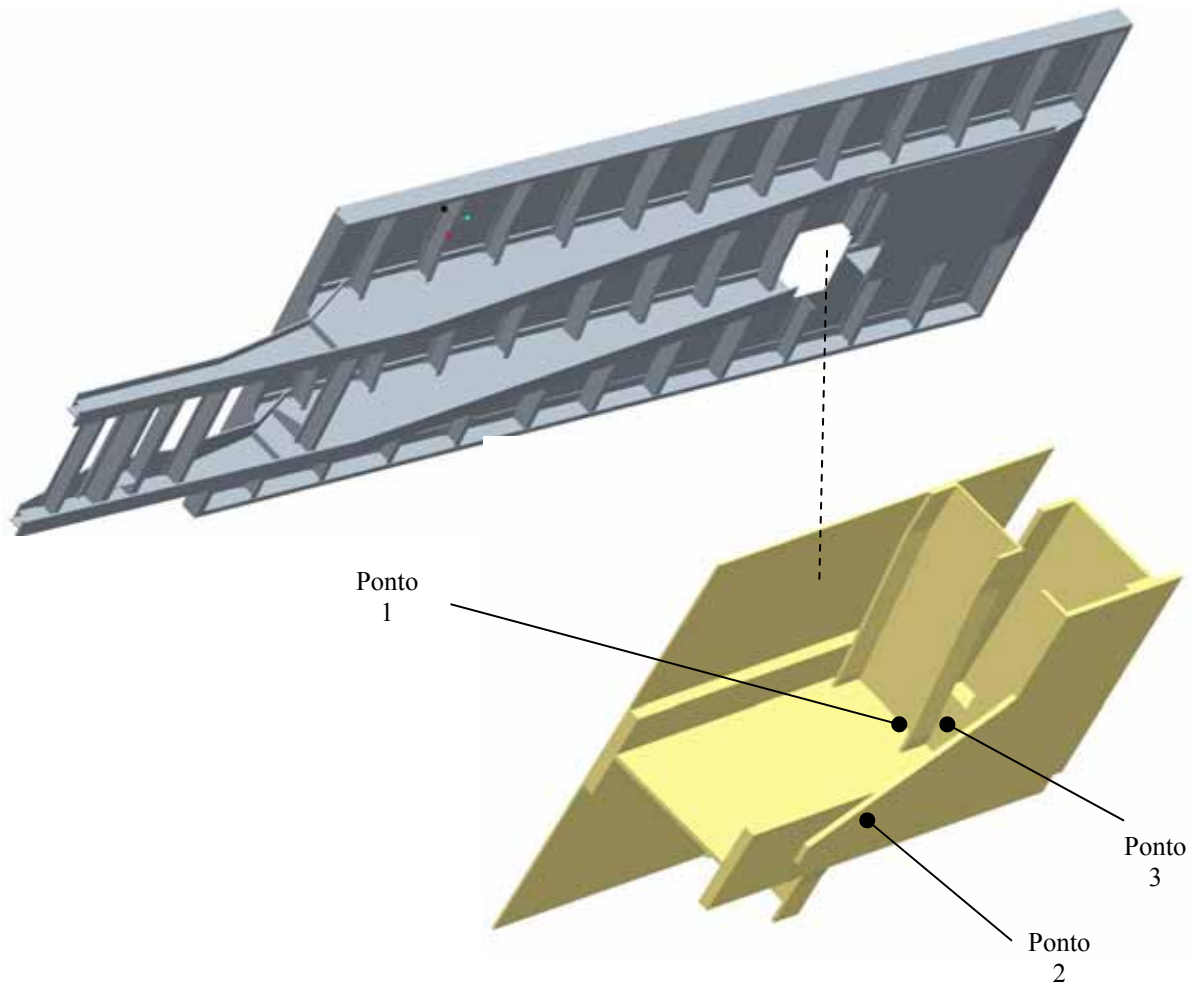


Figura 5.9 – Região crítica da estrutura em análise.

Segundo Beermann, 1989, em veículos comerciais, como o veículo aqui analisado, têm-se normalmente regiões críticas na união das travessas com as longarinas, principalmente devido a torção no chassi. A região escolhida para ser analisada é em uma união de travessas com a longarina. Dessa região selecionada destacam-se 3 pontos críticos específicos onde ocorrem a maioria das falhas no campo. O primeiro é na parte inferior do recorte da alma da longarina onde está posicionada uma travessa contínua ao longo da estrutura. O segundo ponto de falha ocorre em um reforço triangular posicionado na aba inferior da longarina ligando a chapa de atrito (chapa existente na parte na parte posterior do chassi e entra em contato com o sistema de acoplamento do caminhão trator). O terceiro ponto de falha ocorre no reforço da travessa com a alma, próximo ao primeiro ponto. As Figuras 5.10, 5.11 e 5.12 demonstram falhas que ocorrem em operação do primeiro, segundo e terceiro pontos críticos respectivamente.



Figura 5.10 – Trincas ocorridas em serviço na alma da longarina (ponto 1).



Figura 5.11 – Trincas ocorridas em serviço no reforço da aba inferior da longarina (ponto 2).



Figura 5.12 – Trincas ocorridas em serviço no reforço da travessa próximo ao acoplamento (ponto 3).

Normalmente, quando são detectadas as falhas os três pontos já apresentam trincas. Em alguns casos apenas um dos pontos estava trincado, mas não se pode definir pela análise das falhas qual era o mais crítico, ou seja, qual é o primeiro a falhar. O modelo local será construído conforme essa região definida como crítica e serão calculadas as tensões nesses três pontos e será verificado em qual está sendo imposto os maiores esforços. A Figura 5.13 apresenta a posição dos três pontos críticos que serão analisados. A posição dos pontos críticos foi escolhida conforme as falhas detectadas, mantendo-se uma distância dos cordões de solda (pontos 2 e 3) para que não haja interferências de tensões residuais no cálculo das tensões médias.

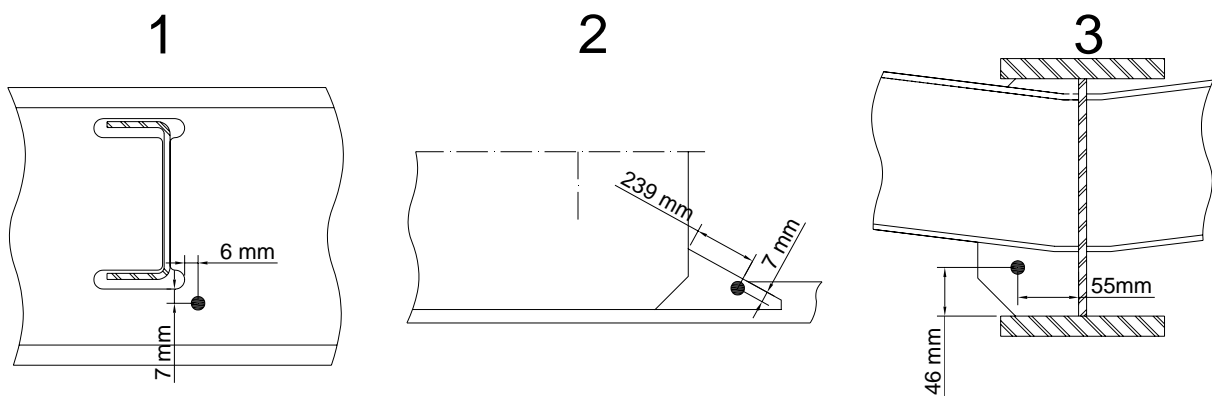


Figura 5.13 – Posição dos 3 pontos críticos.

Definida a região crítica devem-se especificar os nós de controle no modelo global para a elaboração da matriz de flexibilidade C_{ij} . Como o modelo global é composto por elementos de casca existem muitos nós na fronteira da região crítica. Para definir os nós de controle no modelo global realizou-se um corte na malha no contorno da região crítica, separando essa região do restante da malha. A Figura 5.14 apresenta um detalhe da malha seccionada na fronteira da região crítica.

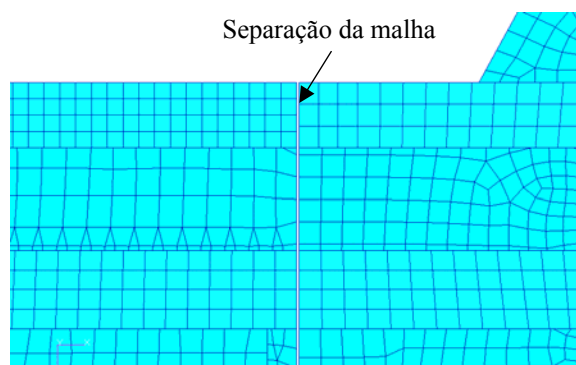


Figura 5.14 – Detalhe da secção da malha para na região critica do modelo global.

Os nós de controle foram modelados na divisão da malha e foram ligados aos dois lados da secção por elementos rígidos do tipo MPC. Cada nó de controle foi ligado a no máximo 7 nós em cada lado da secção para não enrijecer muito a estrutura nessa região, mas tentando gerar um número de nós de controle pequeno. Foram gerados um total de 10 nós de controle ao longo de toda a fronteira da região crítica. A Figura 5.15 demonstra a forma de conexão dos nós de controle com a malha do modelo global de dois nós de controle.

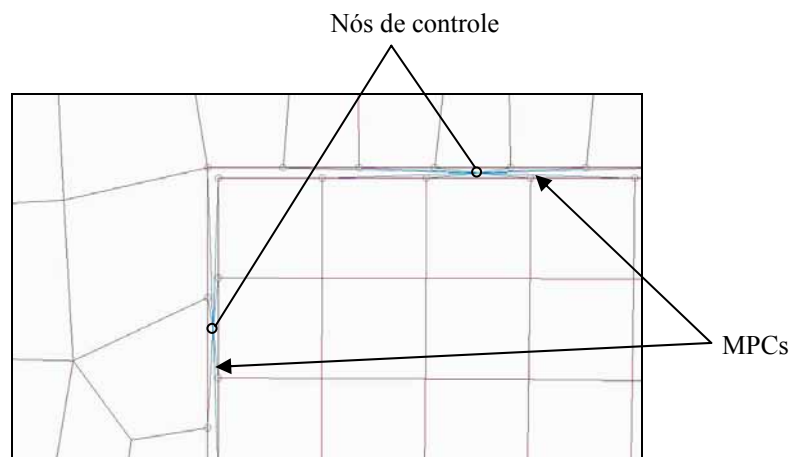


Figura 5.15 – Forma de conexão dos nós de controle com a malha.

Para obtenção da matriz de flexibilidade C_{ij} do modelo global aplica-se uma carga unitária na direção vertical em um suporte, vinculam-se os outros 5 suportes e obtêm-se os 6 deslocamentos em cada nó de controle. Essa operação é repetida com aplicação da carga unitária em cada suporte totalizando 6 simulações. A matriz C_{ij} ficará com 6 colunas e 60 linhas (6 deslocamentos em cada um dos 10 nós de controle). Em todas as simulações vincula-se o pino-rei. Obtém-se a relação entre as forças unitárias em cada suporte e os 6 deslocamentos em cada nó de controle.

O modelo local deve ser construído na região crítica definida com base na experiência. Conforme Varghese, 2003, após a análise do modelo global, que é o modelo de elementos finitos de toda a estrutura, a região que requer uma análise mais detalhada é então identificada e um modelo local é gerado dessa região.

5.2.4. Modelo Local do Semi-Reboque

Para Reckziegel e Schmidt, 2002, o modelo local deve ser suficientemente detalhado para captar corretamente os níveis de tensão local nos pontos críticos da estrutura, o que normalmente não é possível no modelo global. Sun e Mao, 1991, afirmam que a análise local deve ser efetuada com uma malha refinada para captar detalhadamente o nível de tensão.

O modelo local foi elaborado considerando a geometria real do chassi bem como a geometria dos cordões de solda conforme especificado em projeto. Nenhuma tensão residual advinda do processo de soldagem foi imposta ao modelo, somente foi considerada a geometria do cordão, para efeito de concentração de tensões provocadas pelo mesmo. Os cordões de solda foram construídos conforme dimensões de projeto e considerados perfeitos sem a presença de defeitos.

Mesmo o produto sendo composto de chapas metálicas, o cordão de solda torna necessária a criação de um modelo 3D, pois não é possível extrair a linha média do chapa com o cordão. A Figura 5.16 apresenta o modelo 3D utilizado na construção do modelo local de elementos finitos onde se podem observar alguns cordões de solda.

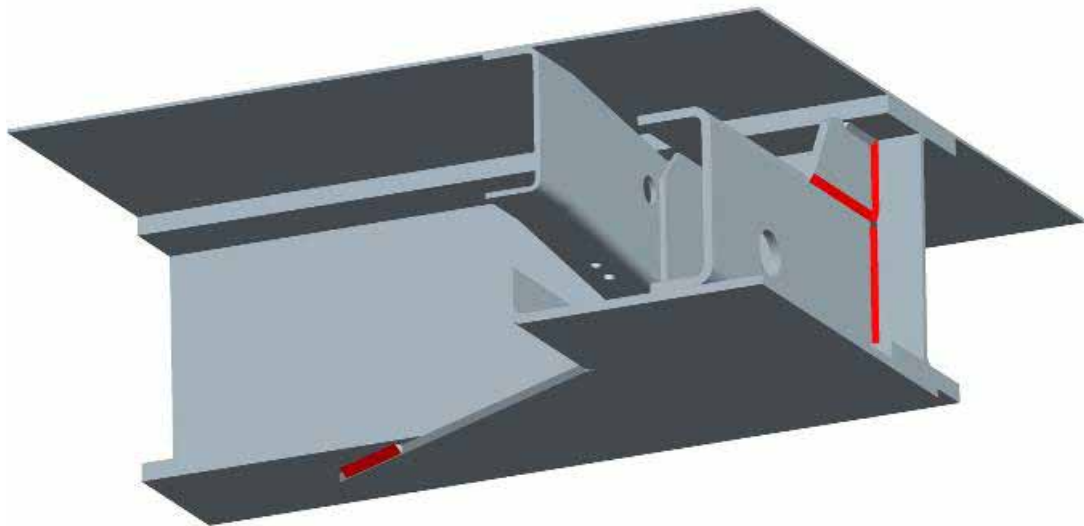


Figura 5.16 – Modelo 3D da região crítica utilizado na construção do modelo local.

O modelo numérico de elementos finitos foi construído com elementos sólidos tetraédricos de 10 nós perfazendo um total de 143.585 elementos e 270.034 nós. Os elementos tetraédricos são bastante utilizados nos geradores automáticos de malha pela facilidade de se

construir um modelo de uma geometria complexa. De acordo Spyarakos, 1994, os elementos tetraédricos são mais versáteis, pois permitem o modelamento de geometrias complexas e facilita a transição de locais com malha pouco refinada para locais com malha mais refinada.

Os elementos tetraédricos de 10 nós apresentam um nó em cada vértice e em cada aresta e não são tão rígidos à flexão como os tetraédricos de 4 nós. A Figura 5.17 apresenta o modelo local de elementos finitos com elementos tetraédricos de 10 nós.

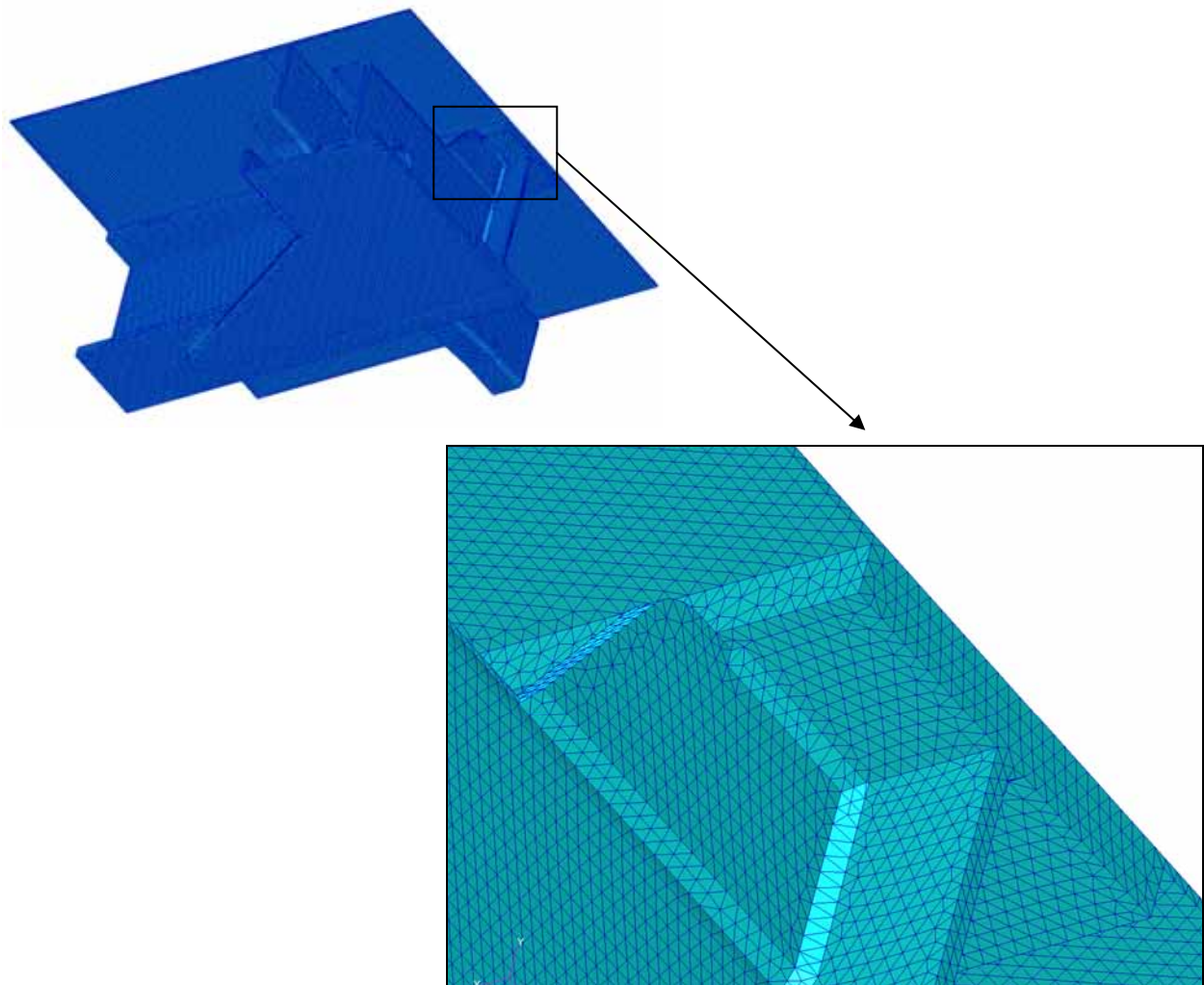


Figura 5.17 – Modelo local de elementos finitos.

Os nós de controle foram modelados na mesma coordenada do modelo global, na linha média do sólido. Esses nós foram ligados ao sólido através de MPCs em regiões semelhantes as do modelo global. Na Figura 5.18 pode-se observar a ligação dos nós de controle ao sólido através de MPCs.

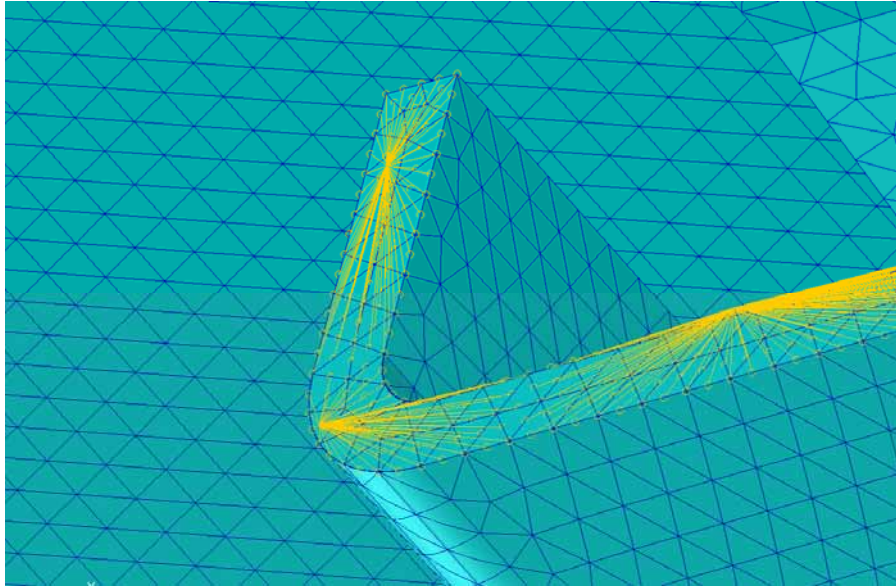


Figura 5.18 – Ligação dos nós de controle.

A matriz de relação tensão-deslocamento B_{ji} dos pontos críticos é obtida com aplicação de um deslocamento unitário em uma direção de um nó de controle e medindo as 6 componentes de tensões em cada um dos 3 três pontos. As outras direções e os outros nós de controle devem estar restringidos. Essa operação deve ser repetida em cada uma das 3 translações e 3 rotações dos 10 nós totalizando, nesse caso, 60 análises.

Nesse modelo serão analisados três pontos críticos conforme listados anteriormente na Figura 5.9, então se obtém uma matriz B_{ji} para cada ponto crítico. Como se tem um modelo sólido a tensão não pode ser pontual, então se selecionou 5 nós em torno do ponto crítico e realizou-se uma média aritmética das 6 tensões.

5.3. Cálculo das Tensões nos Pontos Críticos

Para Fox e Atkin, 1980, a tensão é um conceito criado arbitrariamente para mensurar as deformações em pontos infinitesimais de um corpo ou componente. Embora a tensão seja apenas um conceito, muitos critérios de falhas, teorias de fadiga e metodologia de análises estruturais utilizam fundamentalmente esse conceito.

Rosa, 1994, comenta que devido aos carregamentos impostos, qualquer peça mecânica, ou elemento estrutural, está sujeito a um complexo estado de tensão. No caso de carregamentos dinâmicos, como o produto analisado, este complexo estado de tensão varia com o tempo e com o perfil de carregamento obtido na simulação de tráfego.

Conhecendo-se a relação entre as forças aplicadas em cada suporte e o deslocamento dos nós de controle, obtidas no modelo global, e a relação entre os deslocamentos nos nós controle e as tensões nos pontos críticos, obtidos no modelo local, pode-se calcular o histórico dos 6 componentes de tensões provocadas pelo tráfego do produto em cada pavimento analisado.

Com as 6 componentes de tensões no domínio do tempo para cada simulação de tráfego devem-se calcular as tensões principais e as tensões equivalentes necessárias ao estudo de dano do próximo capítulo. Uma metodologia muito utilizada para aços é a tensão equivalente de von Mises. De acordo Spyarakos, 1994, o critério de escoamento de von Mises diz que a deformação plástica em um ponto do material inicia quando a tensão equivalente nesse ponto for igual a tensão de escoamento. Na Equação (5.5) pode-se observar a forma de obtenção da tensão equivalente de von Mises a partir das 6 componentes de tensão calculadas em cada ponto crítico. A Equação (5.6) apresenta as tensões principais máximas e mínimas para o plano XY que variam de direção em cada instante.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (5.5)$$

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (5.6)$$

Para cada ponto crítico calculou-se um perfil de tensões equivalentes de von Mises para cada tipo de pavimento e configuração. As Figuras 5.19, 5.20 e 5.21 apresentam os resultados obtidos para simulação em estrada de chão com o veículo carregado a 30 km/h dos 3 pontos críticos. Os históricos de tensões para os outros pavimentos e velocidades de tráfego podem ser observados no Apêndice IV.

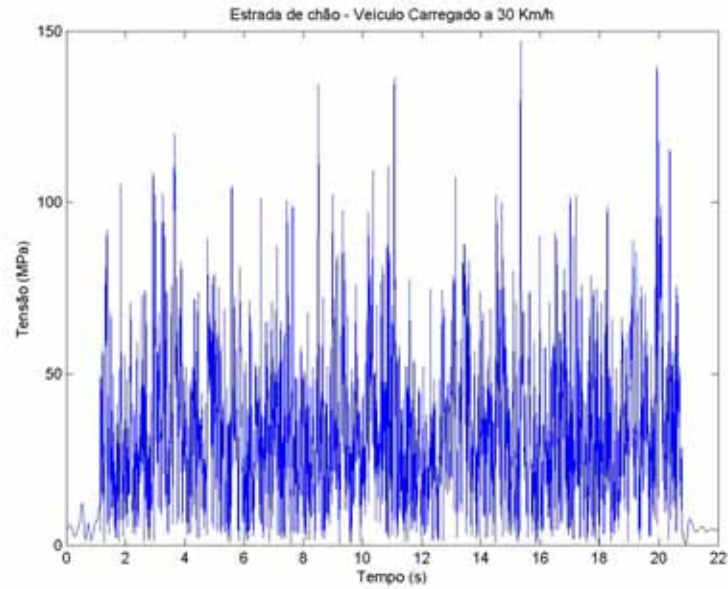


Figura 5.19 – Histórico de tensão de von Mises para o ponto 1 - Veículo carregado, estrada de chão a 30 km/h.

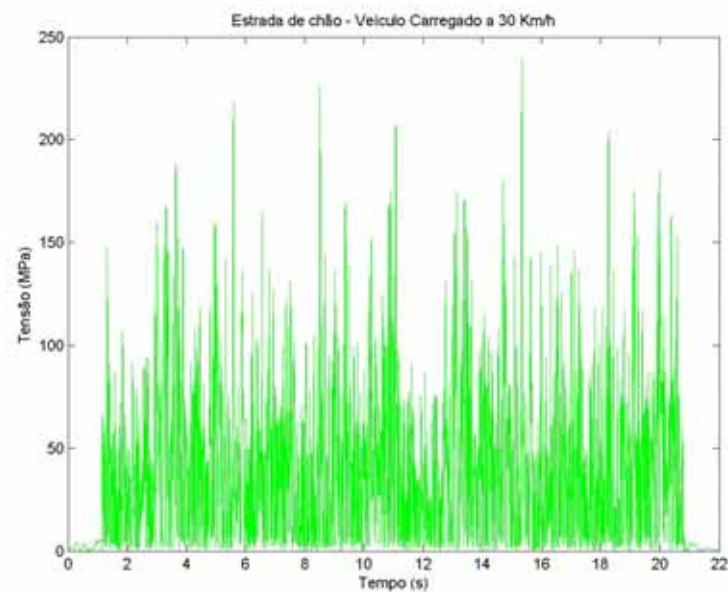


Figura 5.20 – Histórico de tensão de von Mises para o ponto 2 - Veículo carregado, estrada de chão a 30 km/h.

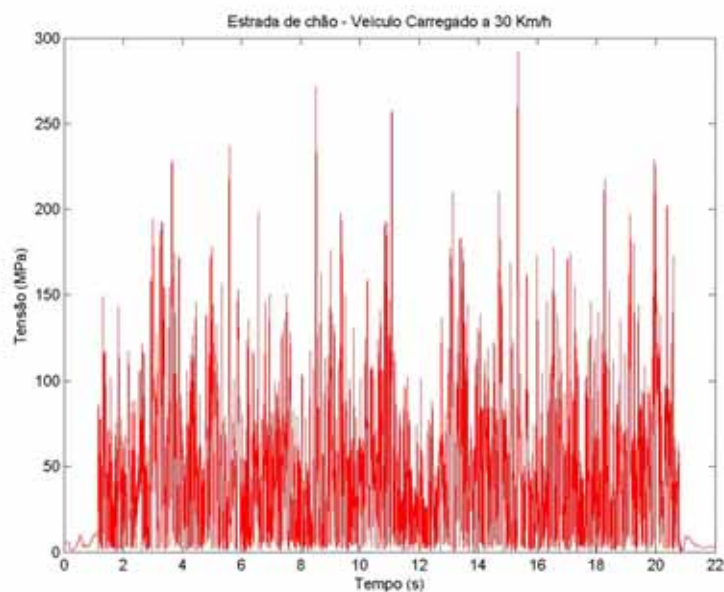


Figura 5.21 – Histórico de tensão de von Mises para o ponto 3 - Veículo carregado, estrada de chão a 30 km/h.

Conforme os históricos de tensões Figuras 5.19, 5.20 e 5.21 os pontos 2 e 3 apresentaram tensões mais elevadas que o ponto 1. A média das tensões equivalentes em todas as simulações não foi elevada, porém em algumas simulações ocorreram picos de tensões bastante elevados. A Tabela 5.1 apresenta os resultados de tensão de pico S_p , tensão média μ_S bem como o desvio padrão da média σ_S , obtidos em cada simulação.

Tabela 5.1 – Resumo das tensões equivalente de von Mises.

Tipo de pavimento	Configuração	Velocidade da Simulação (km/h)	Ponto	S_p (MPa)	μ_S (MPa)	σ_S
Asfalto Bom	Carregado	60	1	37	10,72	7,11
			2	70	10,57	11,18
			3	78	13,50	12,82
	Carregado	80	1	40	10,64	7,59
			2	71	10,41	12,66
			3	78	13,69	14,05
	Vazio	60	1	33	8,73	6,42
			2	69	10,43	10,73
			3	78	12,42	12,36

		1	36	8,62	7,11
	80	2	76	10,90	12,70
		3	82	12,99	14,43
		1	59	11,63	8,35
	40	2	88	12,14	12,89
		3	110	15,31	14,68
		1	58	14,40	10,35
	60	2	88	14,84	14,36
		3	105	18,47	16,76
Asfalto Ruim		1	57	10,05	8,41
	40	2	80	12,11	12,57
		3	100	14,32	14,69
		1	56	12,35	9,37
	60	2	88	15,33	14,15
		3	105	17,98	16,62
		1	145	28,47	22,72
	30	2	240	36,33	37,73
		3	295	42,96	43,42
		1	160	32,50	24,26
	40	2	260	42,05	40,41
		3	305	49,35	46,78
Estrada de Chão		1	135	27,25	22,79
	30	2	225	35,66	37,38
		3	275	41,62	43,30
		1	165	26,21	25,36
	50	2	248	34,85	40,81
		3	280	40,56	47,23
Paralelepípedos		1	130	20,42	15,56
	30	2	145	23,18	23,80
		3	190	28,13	27,47
		1	148	23,66	16,96
	40	2	170	27,65	25,95
		3	220	33,06	30,23

		1	135	19,23	15,64
	30	2	140	22,84	23,05
		3	190	27,04	27,03
Vazio		1	155	22,16	18,30
	50	2	185	27,47	27,97
		3	240	32,31	32,67

Os picos de tensão mais elevados ocorrem nas simulações em estrada de chão com o veículo carregado. Porém a relação entre a tensão estática e dinâmica foi maior nas configurações de veículo vazio. Essa amplificação dinâmica ocorre em virtude da suspensão desse tipo de veículo ser dimensionada para a configuração carregada, ficando bastante rígida quando o veículo está sem carga.

As tensões mais elevadas ocorreram no ponto crítico 3, mas ainda não é possível afirmar qual é o ponto com maior probabilidade de falha nessa estrutura. Em todas as simulações obteve-se um histórico de tensão aleatória e o desvio padrão ficou muito próximo ao valor médio de tensão.

5.4. Comparação Numérica – Experimental das Tensões

A comparação numérico-experimental serve para validar os resultados de um modelo matemático de um fenômeno físico através de ensaios experimentais. De acordo com Friswell e Mottershead, 1996, um requisito de projeto muito importante é a capacidade de comparar resultados experimentais de um protótipo com resultados obtidos em um modelo de elementos finitos correspondente.

Para o presente trabalho pretende-se verificar se até esta etapa a metodologia aplicada é capaz de produzir resultados realísticos. As premissas adotadas no desenvolvimento desta análise e as simplificações impostas aos modelos numéricos necessitam de calibração experimental para corroborar com a metodologia aplicada.

Para se realizar as medições experimentais instrumentou-se o veículo analisado nas mesmas regiões dos pontos críticos com extensômetros de resistência elétrica do tipo roseta para se obter a tensão equivalente de von Mises e comparar com os resultados numéricos. A Figura 5.22 demonstra a instrumentação realizada nos pontos 1, 2 e 3 respectivamente.

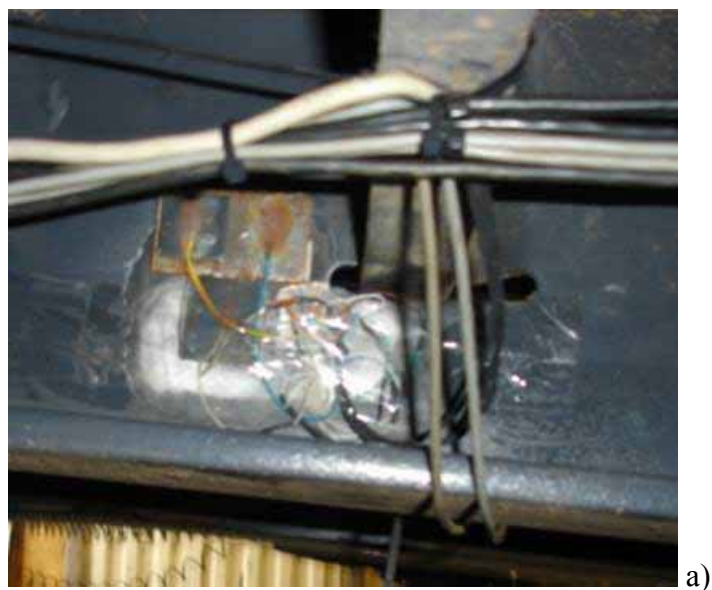


Figura 5.22 – Instrumentação dos Pontos Críticos. a) ponto 1; b) ponto 2; c) ponto 3;

Com o produto instrumentado realizaram-se testes nas mesmas velocidades, configurações e em pavimentos similares aos utilizados nas simulações de tráfego. Foram realizados testes com o produto carregado e vazio. Nos ensaios com o produto carregado utilizou-se uma carga de soja, uniformemente distribuída na caixa de carga. Utilizou-se o caminhão trator similar ao utilizado nas simulações de tráfego.

Compararam-se apenas os envelopes de tensões médios e não os picos, pois os pavimentos eram similares e não exatamente os mesmos, ou seja, não se estava comparando o mesmo sinal de entrada. As Figuras 5.23, 5.24 e 5.25 apresentam as comparações para asfalto ruim a 40 km/h na configuração carregado para os pontos 1, 2 e 3 respectivamente. As comparações para outros pavimentos, velocidades e configurações podem ser observadas no Apêndice V.

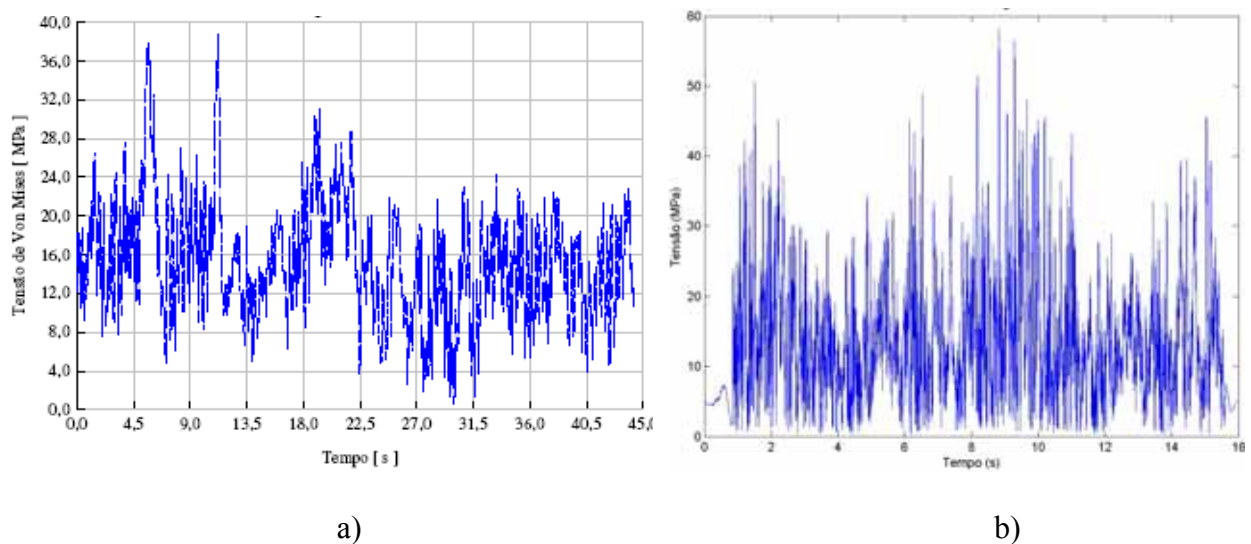


Figura 5.23 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico.

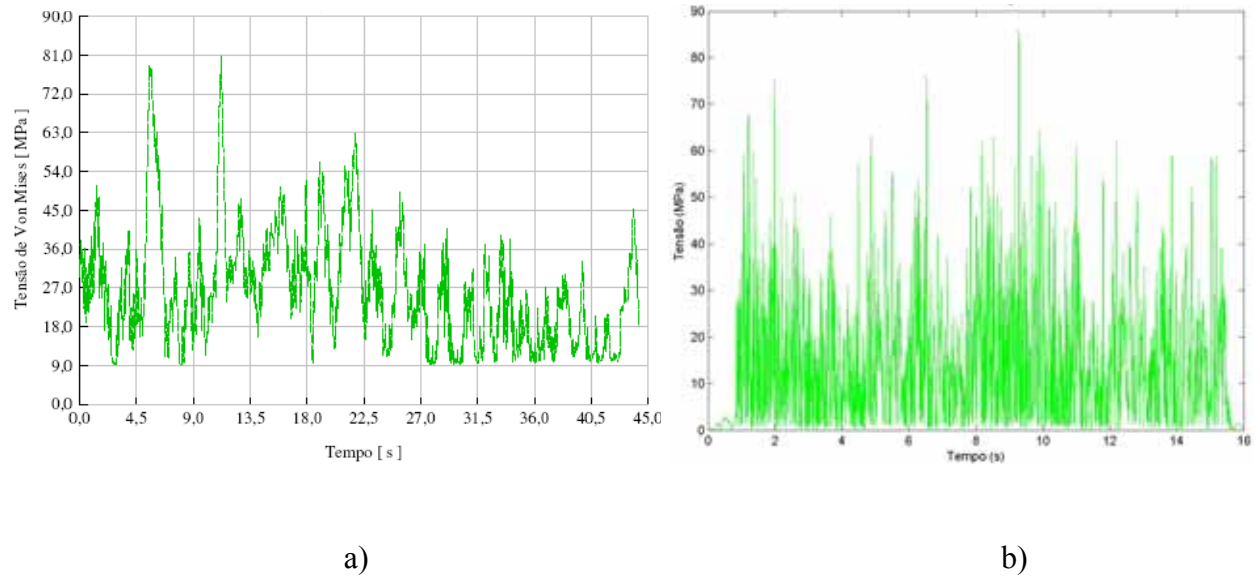


Figura 5.24 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico.

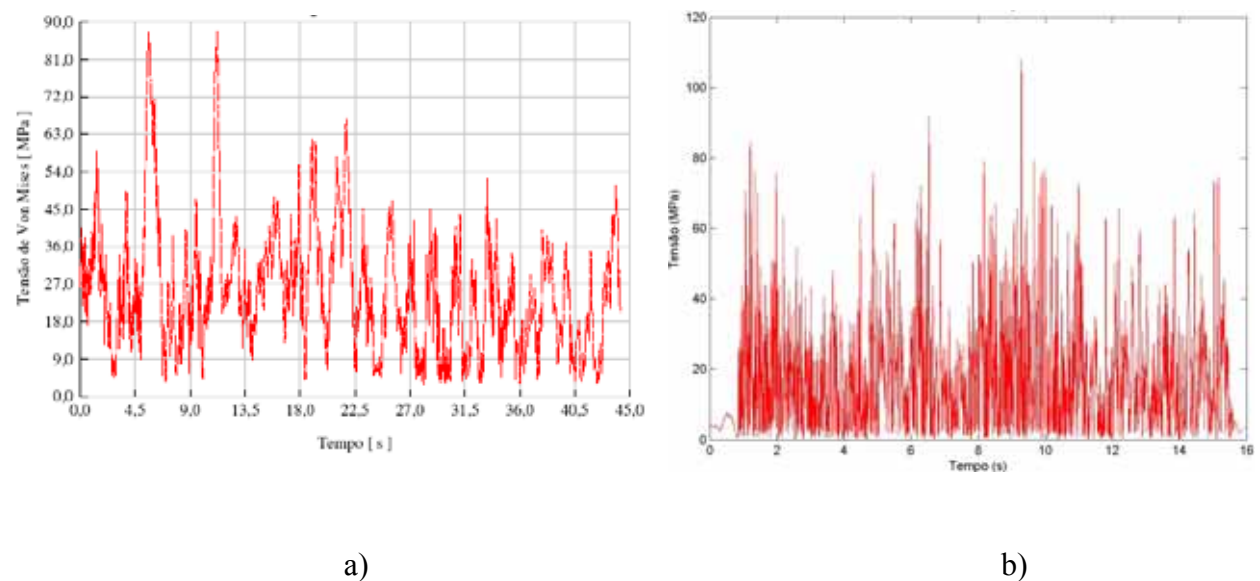


Figura 5.25 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico.

Os históricos de tensões obtidos nos ensaios experimentais não são idênticos aos obtidos nas simulações numéricas, tanto em valores de picos com em freqüência do sinal. Essas diferenças eram esperadas, pois foram realizados os ensaios experimentais em pavimentos similares aos utilizados na simulação, mas os trechos não eram idênticos. Dessa forma não se pode realizar uma comparação direta entre os históricos de tensões numérico e experimental.

Porém pode-se observar que embora no resultado numérico haja alguns picos mais elevados que nas medições experimentais os envelopes de tensões médias ficaram bastante próximos. O ideal, nesse caso, é se comparar apenas valores de tensão média entre o experimental e o numérico. As Figuras. 5.26 e 5.27 apresentam a comparação dos valores médios nos 3 pontos críticos para os ensaios com o veículo carregado e vazio, respectivamente.

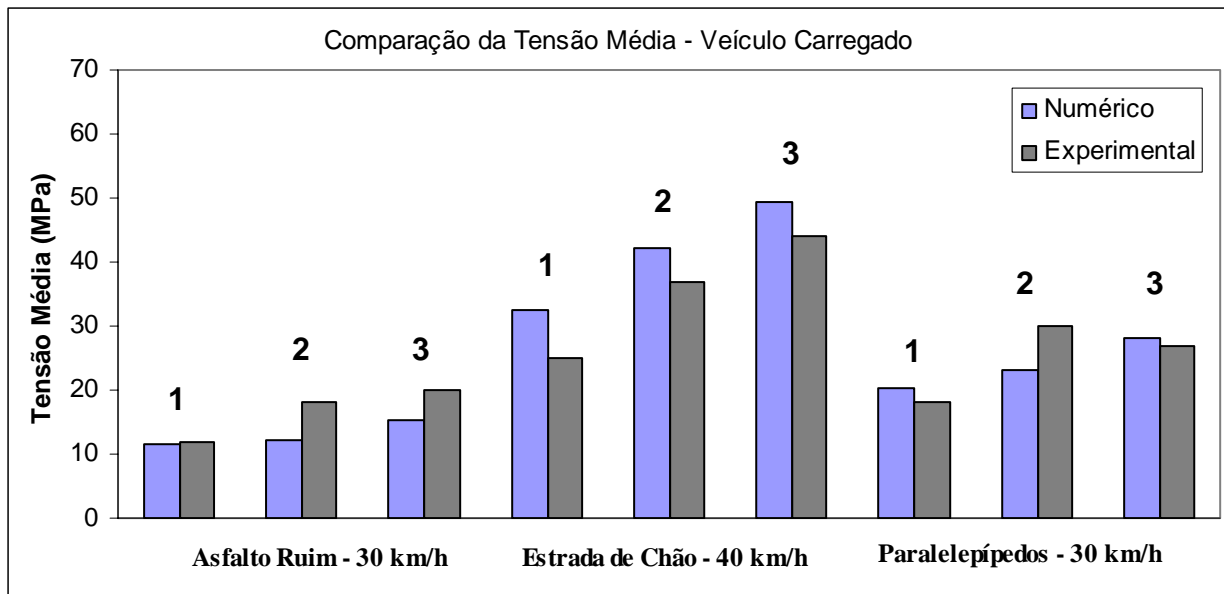


Figura 5.26 – Comparação da tensão média entre o modelo numérico e o veículo real carregado.

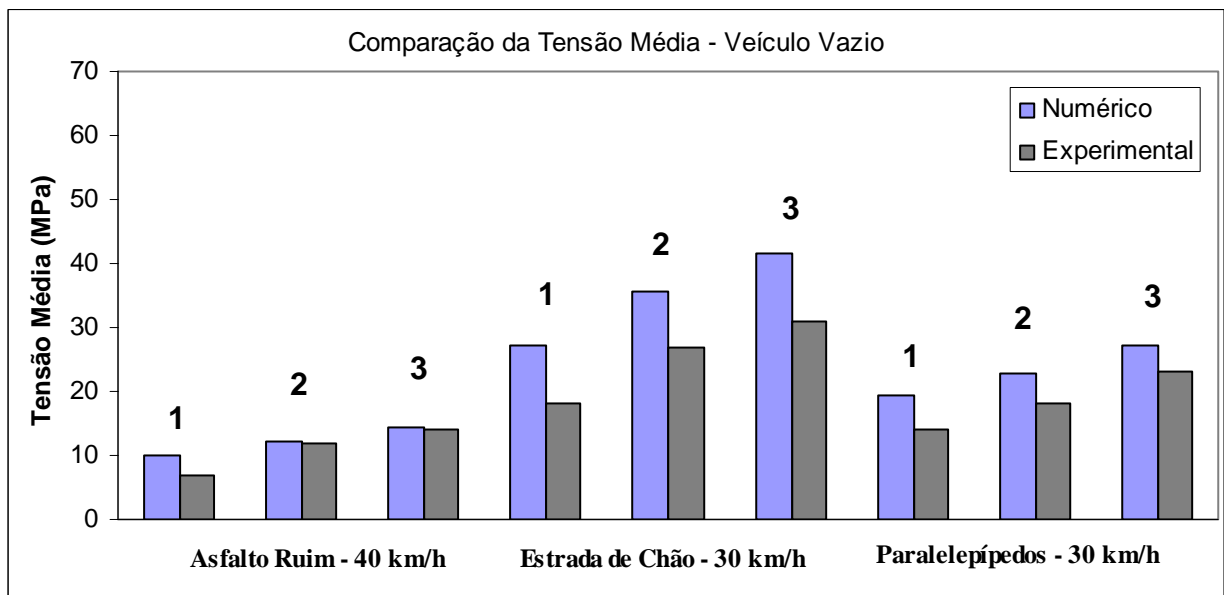


Figura 5.27 – Comparação da tensão média entre o modelo numérico e o veículo real vazio.

Os valores médios da tensão de von Mises do modelo numérico quanto no modelo experimental ficaram bastante próximos tanto na configuração carregada quanto na vazia. Em quase todos os casos analisados, a média ficou menor na medição experimental. Dessa forma a simulação numérica tende a ser mais conservativa em favor da segurança.

Os históricos de tensões obtidos nas simulações numéricas apresentaram sinais com frequências mais altas que as obtidas nas medições experimentais. Isso ocorreu principalmente em virtude do modelo de pneu utilizado nas simulações de tráfego, apenas uma mola helicoidal, que não filtra as frequências mais altas advinda das variações abruptas nos perfis do pavimento. No veículo real esses picos são atenuados pelo rolamento do pneu sobre esses picos. Outro ponto que gerou essas diferenças ocorreu em virtude da taxa de aquisição utilizada nas medições experimentais que filtra as frequências mais elevadas.

Embora o ideal fosse a comparação de pavimentos idênticos no modelo numéricos e nos ensaios experimentais, para uma comparação efetiva, os resultados demonstram boa concordância entre o modelo numérico e o fenômeno físico.

5.5. Conclusões

Para análise de tensões de grandes estruturas a metodologia global-local ainda é necessária devido ao grande detalhamento necessário para se obter bons resultados. Dessa forma a viabilidade computacional só se torna possível com um bom detalhamento de apenas algumas regiões da estrutura. Porém a escolha dessas regiões ainda é um item complicado, pois não existe uma metodologia definida, deixando a cargo da experiência com protótipos ou produtos similares a definição desta região.

Através da obtenção das relações entre a carga aplicada e a tensões nos pontos analisados, podem-se calcular as componentes de tensão em cada instante de tempo para cada configuração analisada. Essa forma diminui o número de simulações, pois não é necessária uma simulação para cada instante de tempo.

Mesmo para históricos de tensões diferentes, a comparação numérico-experimental demonstrou que os resultados obtidos nas simulações estão representando em ordem de magnitude a realidade do semi-reboque analisado. Isso permite dizer que a metodologia aplicada

até essa etapa está coerente podendo ser aplicada para o cálculo do histórico de tensões de outros produtos.

Embora o estado de tensões dos pontos críticos da estrutura seja conhecido nas diversas configurações analisadas, é necessário saber se e/ou quando a estrutura falhará. O próximo capítulo apresenta a análise da durabilidade dos pontos críticos da estrutura quando submetidos aos históricos de tensão calculados.

6. CONFIABILIDADE E DURABILIDADE

6.1. Introdução

Rosa, 1991, define confiabilidade como a probabilidade de que um componente ou sistema, operando dentro de limites de projeto, desempenhe sem falhar uma função especificada, durante um intervalo de tempo previsto para sua vida útil.

De acordo com Rosa, 1994, a metodologia clássica de projeto ignora o fato de que muitas variáveis em engenharia não são valores perfeitamente definidos, mas que variam dentro de certo intervalo. O método probabilístico por sua vez considera essas variáveis e trabalha com a confiabilidade do projeto. A diferença fundamental entre os dois métodos consiste no fato de o método probabilístico admitir uma probabilidade de falha, já no método clássico trabalha-se com coeficientes de segurança.

No desenvolvimento do projeto de um veículo em geral, uma grande preocupação dos projetistas é se o produto irá falhar durante a sua vida útil especificada. Essa resposta nem sempre é facilmente obtida, visto o grande número de variáveis envolvidas nessa previsão. As condições de operação desse veículo não são conhecidas em sua totalidade, tornando quase impossível responder de forma precisa qual será a vida útil de um produto, ou qual será a sua durabilidade (durabilidade é definida como tempo estimado até um produto falhar).

Em veículos de transporte de cargas essa dificuldade é acentuada, pois além das variáveis normais, como pavimentos trafegados, velocidade de tráfego, entre outras, a gama de cargas transportadas é muito grande sendo muito difícil de ser prevista. Os projetos são normalmente desenvolvidos com base na experiência de cada empresa.

Com o histórico de tensões obtidas para cada pavimento e configuração de análise necessita-se saber se o produto irá falhar e quando isso ocorrerá. Este Capítulo apresenta a resposta a essa questão de forma probabilística e através do cálculo de fadiga clássico (S-N). A

metodologia probabilística é aplicada em dois modos de falha preferenciais que são a falha por sobrecarga e a falha por desgaste. O cálculo de fadiga clássico realiza um estudo de durabilidade através do dano que cada pavimento provoca individualmente na estrutura.

6.2. Falha por Sobrecarga

O modo de falha por sobrecarga são os que ocorrem em qualquer instante da vida útil de um componente ou produto, quando ocorre a passagem de um dos limites aceitáveis de um projeto pelas solicitações de operação. De acordo com Rosa, 1991, os modos de falha por sobrecarga, também designados de modos de falha independentes do tempo, são caracterizados por terem igual probabilidade de ocorrerem nos primeiros instantes de operação como nos últimos instantes da vida útil do componente.

No caso de análise estrutural os limites aceitáveis correspondem ao material não plastificar, romper ou flambar, por exemplo. No produto em questão a flambagem não é preocupante, pois está se trabalhando com pequenas regiões, pontos críticos, onde a esbelteza é muito pequena. A probabilidade de falha por sobrecarga deve ser calculada tendo como limite o início do escoamento do material, pois esse veículo não pode durante sua vida útil ter qualquer deformação permanente (plastificação), que além de modificar as dimensões do produto pode gerar trincas localmente, acelerando o processo de fadiga.

Uma estrutura solicitada dinamicamente pode apresentar falha por sobrecarga quando um ponto máximo (pico) de tensão ultrapassa a resistência em algum ponto. Assim a falha não ocorre por dimensionamento errado da estrutura, pois a resistência da estrutura é maior do que o carregamento em geral. Matematicamente a falha ocorre quando em um dado instante t a solicitação $S(t)$ é maior que a resistência nesse instante $R(t)$. Dessa forma a probabilidade P_i de que um único ponto da solicitação ultrapasse a resistência pode ser observada de forma simplificada na seguinte equação:

$$P_i = P[S_{\max} \geq R] \quad (6.1)$$

A falha ocorre em virtude de um evento determinístico num dado instante, como um impacto, uma situação operacional para qual a estrutura não é projetada ou, como o próprio nome diz, a ocorrência de uma sobrecarga na estrutura. A Figura 6.1 apresenta um modo de falha por sobrecarga considerando a queda na resistência pelo envelhecimento da peça.

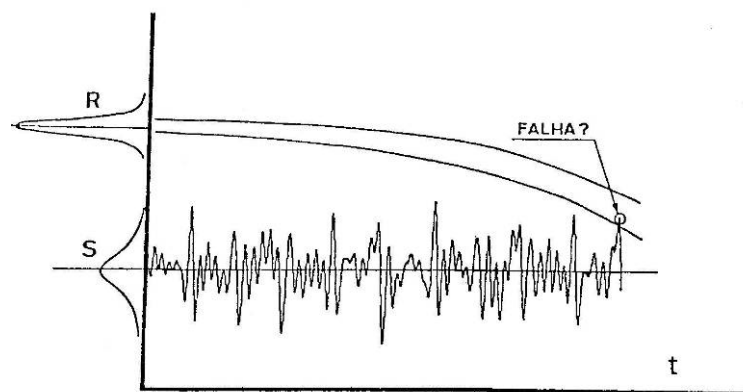


Figura 6.1 – Falha por uma solicitação aleatória com a degradação da resistência.

[Rosa, 1991]

Rosa, 1991 afirma que para análise da probabilidade de uma falha por sobrecarga ocorrer deve-se desacoplar os efeitos dessa falha dos efeitos da degradação da resistência (que são decorrentes da ação dos modos de falha por envelhecimento). Para tal considera-se que a resistência do material não sofre degradação ao longo do tempo.

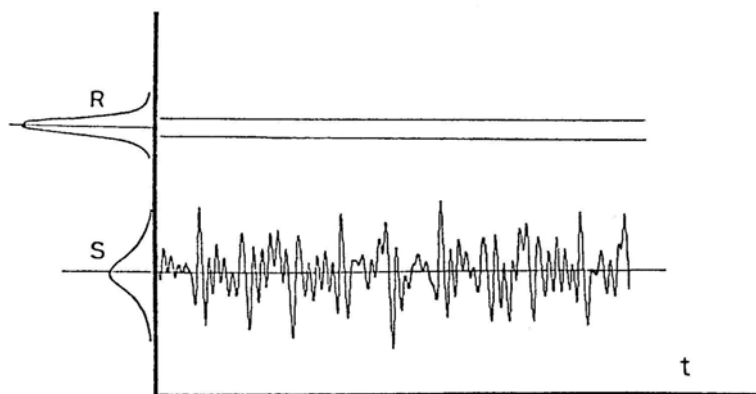


Figura 6.2 – Solicitação aleatória e resistência sem degradação ambos com distribuição gaussiana [Rosa, 1991].

Considerar a distribuição do histórico de tensões como gaussiana (normal) é uma hipótese bastante aceitável, pois uma das considerações iniciais é que as excitações advindas dos pavimentos são estáticas e ergódicas, ou seja, as propriedades estatísticas não variam e uma parte representa o todo quando extrapolada várias vezes [Carlson, 1981]. Embora o catálogo do fornecedor apresente um valor único para cada propriedade mecânica, na prática as propriedades

mecânicas variam em torno desse valor. Essa variação resistência pode ser considerada como gaussiana conforme a Figura 6.2. A confiabilidade da estrutura quanto à falha por sobrecarga pode ser calculada conforme a seguinte equação, onde é levando em conta a probabilidade P_i de ocorrência desses picos e a frequência f_p em que eles ocorrem no tempo t amostrado.

$$C(t) = e^{-P_i \times f_p \times t} \quad (6.2)$$

A probabilidade de ocorrência desses picos é que deve ser calculada para se obter o resultado de confiabilidade. O histórico de tensões como um todo apresenta uma distribuição normal, pois se tem apenas alguns picos elevados. Porém em virtude desses picos elevados e isolados os históricos de tensão apresentam um espectro de banda estreita, ou seja, no domínio da frequência o gráfico apresenta uma pequena faixa de frequências excitadas. Para Rosa, 1991, quando um sinal apresenta um espectro de frequência do tipo banda estreita a distribuição dos máximos segue uma distribuição de Rayleigh, cujo parâmetro de definição é o desvio padrão da distribuição normal da solicitação. A forma de cálculo da probabilidade de interferência P_i entre a distribuição de Rayleigh dos máximos e a distribuição normal da solicitação dada pela seguinte equação:

$$P_i = \frac{V_S}{\sqrt{E}} \times e^{-\frac{(np-1)^2}{2E}} \quad (6.3)$$

onde np é o fator de segurança entre a média da resistência e a média da solicitação e E é dado por:

$$E = V_S^2 + (np \times V_R)^2 \quad (6.4)$$

onde V_S o coeficiente de dispersão da solicitação V_R é o coeficiente de dispersão da resistência

$$V_S = \frac{\sigma_S}{\mu_S} \quad (6.5)$$

$$V_R = \frac{\sigma_R}{\mu_R} \quad (6.6)$$

Para um semi-reboque de transporte de carga a confiabilidade quanto à falha por sobrecarga irá depender do pavimento em que esse produto trafegue. Uma boa estimativa é que um veículo desses rode aproximadamente 200 mil quilômetros por ano em diversos pavimentos, considerando uma vida útil desejada de 10 anos tem-se 2 milhões de quilômetros [Susin, 2003]. A maior parte dessa distância é percorrida com o veículo carregado. Conforme a região em que esse produto opere predominará um tipo de pavimento, asfalto bom, ruim ou estrada de chão (pavimentos com cobertura de paralelepípedo ocorrem esporadicamente). Dentro desse panorama complexo e variável uma estimativa precisa de tempo trafegando em cada pavimento é muito difícil.

O tempo utilizado no cálculo de confiabilidade será calculado com base na estimativa de uma distância percorrida de 100 mil quilômetros anuais em cada pavimento, para o produto carregado e 50 mil anuais em cada pavimento, para o produto vazio. Dessa forma obtém-se a confiabilidade para vida útil (10 anos) em cada pavimento nas configurações carregado e vazio.

Consegue-se o coeficiente de dispersão da resistência através da análise estatística dos certificados de ensaio fornecidos em cada lote de material adquirido. Essa análise estatística é apresentada no Apêndice VI para o material dos pontos críticos 1 e 3 o aço carbono ASTM A283 Gr C e para o material do ponto crítico 2, o aço carbono ASTM A36. A Tabela 6.1 apresenta as propriedades obtidas no Apêndice VI.

Tabela 6.1 – Tensões de escoamento.		
Propriedade	ASTM A283 Gr.C	ASTM A36
μ_R	328,83	310,06
σ_R	18,46	15,91
V_R	0,056	0,051

O número de picos em cada histórico de tensões foi obtido analiticamente. Com o número de picos calculou-se a frequência de picos através da divisão pelo tempo de simulação em cada configuração. A Tabela 6.2 apresenta o resultado de confiabilidade para os pontos críticos do semi-reboque de transporte de carga analisados com 1 milhão de quilômetros (10 anos) na configuração carregado.

Tabela 6.2 – Confiabilidade para falha por sobrecarga do veículo carregado.

Pavimento	Velocidade (km/h)	Ponto	V_s	np	fp	t (s)	$C(t)$
Asfalto Bom	60	1	0,66	30,67	1,82	6,0E+07	1
		2	1,06	31,12	1,64	6,0E+07	1
		3	0,95	24,35	2,00	6,0E+07	1
Asfalto Bom	80	1	0,71	30,90	3,75	4,5E+07	1
		2	1,21	31,60	1,75	4,5E+07	1
		3	1,02	24,02	2,75	4,5E+07	1
Asfalto Ruim	40	1	0,72	28,26	2,50	9,0E+07	1
		2	1,06	27,09	2,25	9,0E+07	1
		3	0,96	21,47	2,56	9,0E+07	1
Asfalto Ruim	60	1	0,72	22,83	4,36	6,0E+07	1
		2	0,97	22,15	4,55	6,0E+07	1
		3	0,91	17,79	4,18	6,0E+07	1
Estrada de Chão	30	1	0,79	11,55	3,10	1,2E+08	1
		2	1,04	9,05	3,24	1,2E+08	0,989
		3	1,01	7,65	3,62	1,2E+08	0,014
Estrada de Chão	40	1	0,74	10,11	2,94	9,0E+07	1
		2	0,96	7,82	3,25	9,0E+07	0,788
		3	0,95	6,66	3,63	9,0E+07	1,1E-26
Paralelepípedos	30	1	0,76	16,10	3,05	1,2E+08	1
		2	1,02	14,18	3,33	1,2E+08	1
		3	0,97	11,69	2,95	1,2E+08	1
Paralelepípedos	40	1	0,71	13,89	3,13	9,0E+07	1
		2	0,94	11,89	3,75	9,0E+07	1
		3	0,91	9,94	3,13	9,0E+07	0,999

Nas análises em pavimentos de estrada de chão a confiabilidade do ponto 3 ficou extremamente baixa indicando que ocorrerá falha no produto se o mesmo trafegar a distância estimada com velocidades médias acima de 30 km/h. No ponto 2 existe probabilidade de falhar e é maior a 40 km/h. No ponto 1 e nos outros pavimentos a probabilidade de falha é muito pequena.

Seguindo a mesma metodologia para o veículo carregado realizou-se a análise de confiabilidade para a configuração de veículo vazio. Porém estimou-se o tempo de para o cálculo baseado em uma distância percorrida de 500 mil quilômetros A Tabela 6.3 apresenta os resultados para o veículo vazio.

Tabela 6.3 – Confiabilidade para falha por sobrecarga do veículo vazio.

Pavimento	Velocidade (km/h)	Ponto	V_S	np	fp	t (s)	$C(t)$
Asfalto Bom	60	1	0,73	37,68	4,00	3,0E+07	1
		2	1,03	31,51	2,00	3,0E+07	1
		3	0,99	26,46	2,18	3,0E+07	1
Asfalto Bom	80	1	0,82	38,14	4,25	2,2E+07	1
		2	1,16	30,17	2,50	2,2E+07	1
		3	1,11	25,32	2,25	2,2E+07	1
Asfalto Ruim	40	1	0,83	32,72	3,63	4,5E+07	1
		2	1,03	27,14	4,13	4,5E+07	1
		3	1,02	22,96	4,13	4,5E+07	1
Asfalto Ruim	60	1	0,76	26,62	4,82	3,0E+07	1
		2	0,92	21,45	4,36	3,0E+07	1
		3	0,92	18,28	4,64	3,0E+07	1
Estrada de Chão	30	1	0,83	12,06	4,43	6,0E+07	1
		2	1,04	9,22	4,19	6,0E+07	0,995
		3	1,04	7,90	4,14	6,0E+07	0,152
Estrada de Chão	50	1	0,96	12,54	4,15	3,6E+07	1
		2	1,17	9,43	5,08	3,6E+07	0,929
		3	1,16	8,10	4,62	3,6E+07	3,3E-07
Paralelepípedos	30	1	0,81	17,10	3,10	6,0E+07	1
		2	1,01	14,39	3,33	6,0E+07	1
		3	1,00	12,16	3,10	6,0E+07	1
Paralelepípedos	50	1	0,82	14,83	3,08	3,6E+07	1
		2	1,01	11,97	3,46	3,6E+07	1
		3	1,01	10,17	3,46	3,6E+07	0,999

Da mesma forma que as análises com o veículo carregado, o pavimento de estrada de chão apresentou confiabilidade baixa no ponto 3 indicando que ocorrerá falha no produto se o mesmo trafegar a distância estimada com velocidades médias acima de 30 km/h. No ponto 2 a probabilidade de falhar ficou menor o que era esperado, pois o ponto 2 é localizado na parte inferior da viga e é dominado pelo fenômeno de flexão, que é mais acentuado com veículo carregado. No ponto 1 e nos outros pavimentos a probabilidade de falha é muito pequena, quase inexistente.

Conforme apresentado no Capítulo 4 o asfalto denominado ruim, utilizado nas simulações de tráfego, era composto por asfalto em mal estado de conservação, sem buracos significativos, conforme as medições realizadas por Nardello (2005). Nesse pavimento a probabilidade de falha por sobrecarga ficou muito baixa, porém em asfaltos deteriorados com número elevado de buracos (crateras) provavelmente a confiabilidade seria baixa.

Com a confiabilidade obtida para cada pavimento pode-se através de uma rota definida obter a confiabilidade para falha por sobrecarga da vida útil do produto. Para tal deve-se considerar um sistema em série onde a confiabilidade na rota escolhida é igual ao produto das confiabilidades de cada pavimento encontrado ao longo da rota.

6.3. Falha por Desgaste

A falha por desgaste, ou por envelhecimento, está intimamente ligada ao tempo de operação desse produto, pois quanto maior for o tempo de tráfego, maior será a probabilidade de falha por desgaste. Rosa, 1991, lembra que a falha por desgaste fica caracterizada por uma perda gradativa das propriedades do material utilizado. Esses modos de falha necessitam de certo tempo após o início da operação do sistema para se manifestarem, sendo intensificados com o tempo de operação.

Essa degradação da resistência está em geral associada a químicos, físicos e metalúrgicos sobre o material ao longo do tempo. As formas mais comuns de falhas por envelhecimento são o desgaste por abrasão, a fadiga por excitações variáveis ao longo do tempo, corrosão, fluência e fadiga de contato mecânico (fretting). Para a estrutura estudada a fadiga é o modo de falha mais importante. Rosa, 1994, comenta que do número total de falhas 50 % a 90 % dessas falhas estão relacionadas com fadiga.

Pode-se dizer que esse aumento da probabilidade de falha com o decorrer do tempo acontece em virtude do material ir acumulando dano. A diminuição da resistência, ou o dano

acumulado, podem alcançar um ponto crítico que leve o material a uma falha repentina e na maioria das vezes catastrófica [Branco, 1999].

O dano que a estrutura sofre e o dano que o material resiste apresentam uma dispersão em torno do valor médio. Como a solicitação e a resistência são variáveis aleatórias a dispersão vai se acumulando com o passar do tempo, ou seja, a dispersão vai aumentando. A Figura 6.3 apresenta esquematicamente o dano acumulado e o dano resistente.

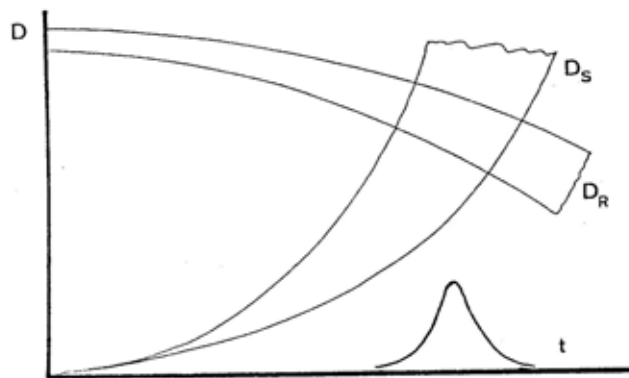


Figura 6.3 – Dano acumulado na estrutura e dano resistente do material [Rosa, 1991].

Para análise estatística do dano deve-se utilizar um modelo de resistência do material quanto ao modo de falha por fadiga. Um modelo clássico e muito utilizado pela facilidade de obtenção dos resultados é o modelo de Wöhler desenvolvido de forma empírica através de ensaios experimentais com corpos de prova. Esse modelo correlaciona o número de ciclos resistente a cada nível de tensão aplicada ao corpo de prova. O modelo de Wöhler é função da tensão resistente σ_n pelo número de ciclos de carregamento N e é dado pela seguinte equação:

$$\sigma_n = C \times N^{m_w} \quad (6.7)$$

onde C e m_w são constantes obtidas experimentalmente.

Porém as aplicações reais apresentam diferenças em relação ao material base ensaiado, como descontinuidades geométricas, acabamento superficial, temperatura, entre outros fatores. A curva do material a ser utilizado no dimensionamento deve ser obtida nas condições mais próximas da aplicação real. Para o veículo analisado a condição real é muito complexa, principalmente quanto aos carregamentos impostos à estrutura. No entanto como os pontos críticos foram selecionados em locais planos sem descontinuidades, uma boa aproximação pode

ser realizada com a obtenção da curva definida diretamente de ensaios com corpos de prova elaborados diretamente das próprias chapas (mesmo acabamento superficial) utilizadas na construção do veículo. Boller e Seeger, 1987 apresentaram resultados de tensões versus número de ciclos para chapas de aço de ASTM A36. A Figura 6.4 apresenta a curva obtida através desses resultados.

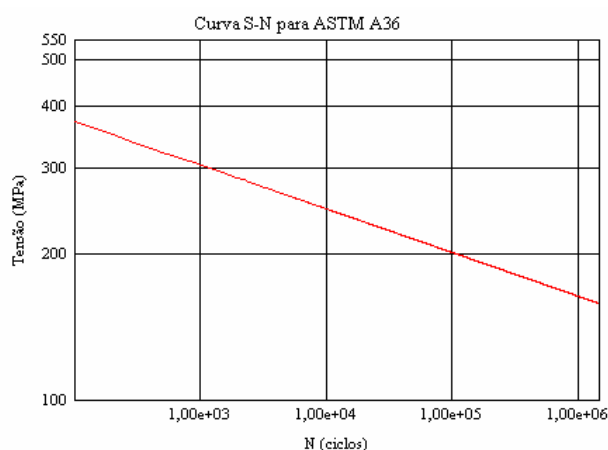


Figura 6.4 – Curva S-N para chapa de aço ASTM A36.

A chapa de aço ASTM A283 Gr C apresenta segundo suas normas, composição química muito similar a da chapa ASTM A36 observada na Tabela 6.4. A resistência mecânica também é muito similar e pode ser observada no Apêndice VI. Em virtude de não existir na literatura dados de fadiga sobre a chapa ASTM A283 Gr C, pela semelhança entre ambas e através de informações do fabricante sobre a semelhança do processo de fabricação, utilizou-se a curva S-N do ASTM A36 para o cálculo.

Tabela 6.4 – Composição química conforme normas para as chapas selecionadas.

Componente	ASTM A283 Gr C (%)	ASTM A36 (%)
Carbono (máximo)	0,24	0,25
Fósforo (máximo)	0,04	0,04
Enxofre (máximo)	0,04	0,05
Manganês	0,90 (máximo)	0,8-1,2
Silício (máximo)	0,40	0,40
Cobre (máximo)	0,2	0,2

Com a curva do material definida pode-se realizar uma análise estatística do dano por desgaste na estrutura. Conforme mencionado no item anterior os históricos de tensões nos pontos críticos podem ser considerados com espectro do tipo banda estreita e segundo Rosa, 1991, podem ser calculados conforme a seguinte equação:

$$D = f_0 \times t \times \left(\sqrt{2} \times \frac{\sigma_s}{C} \right)^m \times \Gamma \left(1 + \frac{m}{2} \right) \quad (6.8)$$

onde f_0 é a frequência média do sinal, $m = m_w^{-1}$ e Γ é a função gama de Euler.

Considera-se o valor admissível para o dano menor que 1, ou seja, para a estrutura não falhar por desgaste em um intervalo de tempo determinado o seu dano deve ser menor que a unidade. Utilizando as mesmas distâncias do modo de falha por sobrecarga, para vida útil de 1 milhão de quilômetros em cada pavimento para o produto carregado o dano pode ser calculado. Em virtude de a frequência média ser de difícil obtenção utilizou-se a frequência de picos para o cálculo do dano, embora o ideal fosse uma análise no domínio da frequência de cada histórico de tensões a fim de obter a frequência média. A Tabela 6.5 apresenta o resultado do dano para a configuração carregado.

Pavimento	Velocidade (km/h)	Ponto	f_0	D
Asfalto Bom	60	1	1,82	1,1E-09
		2	1,64	1,5E-07
		3	2,00	8,6E-07
Asfalto Bom	80	1	3,75	3,5E-09
		2	1,75	4,9E-07
		3	2,75	2,4E-06
Asfalto Ruim	40	1	2,50	1,3E-08
		2	2,25	1,5E-06
		3	2,56	7,5E-06
Asfalto Ruim	60	1	4,36	1,7E-07
		2	4,55	7,0E-06
		3	4,18	3,6E-05

Estrada de Chão	30	1	3,10	1,6E-03
		2	3,24	0,48
		3	3,62	2,58
Estrada de Chão	40	1	2,94	2,3E-03
		2	3,25	0,78
		3	3,63	4,45
Paralelepípedos	30	1	3,05	2,3E-05
		2	3,33	2,8E-03
		3	2,95	0,01
Paralelepípedos	40	1	3,13	4,6E-05
		2	3,75	6,4E-03
		3	3,13	0,02

Com as mesmas configurações da análise para o produto sem carga, porém com uma distância percorrida de 500 mil quilômetros durante a vida útil em cada pavimento, o cálculo do dano para o produto sem carga pode ser realizado. A Tabela 6.6 apresenta os resultados para o dano estatístico D para o veículo sem carga.

Tabela 6.6 – Dano estatístico para a configuração vazio.

Pavimento	Velocidade (km/h)	Ponto	f_0	D
Asfalto Bom	60	1	4,00	3,8E-10
		2	2,00	5,9E-08
		3	2,18	3,1E-07
Asfalto Bom	80	1	4,25	9,6E-10
		2	2,50	3,6E-07
		3	2,25	1,3E-06
Asfalto Ruim	40	1	3,63	1,0E-08
		2	4,13	1,0E-06
		3	4,13	6,1E-06
Asfalto Ruim	60	1	4,82	3,1E-08
		2	4,36	2,8E-06
		3	4,64	1,8E-05

		1	4,43	1,1E-03
Estrada de Chão	30	2	4,19	0,28
		3	4,14	1,43
		<hr/>		
		1	4,15	2,2E-03
Estrada de Chão	50	2	5,08	0,54
		3	4,62	2,52
		<hr/>		
		1	3,10	1,2E-05
Paralelepípedos	30	2	3,33	1,0E-03
		3	3,10	5,5E-03
		<hr/>		
		1	3,08	4,2E-05
Paralelepípedos	50	2	3,46	5,4E-03
		3	3,46	0,03
		<hr/>		

Uma das características já constatadas nas análises de campo é que produtos com rotas onde a estrada de chão é predominante o número de falhas é maior [Susin, 2003]. Essa afirmação corrobora os resultados obtidos, onde o dano é maior nas análises em estrada de chão.

Para as duas configurações analisadas, carregado e vazio, somente em pavimentos de estrada de chão e no ponto crítico 3 o dano estatístico foi maior que a unidade, apresentando uma grande probabilidade de falhas por fadiga nesse ponto.

Estatisticamente pode-se afirmar o ponto 3 é o mais crítico dos selecionados para análise e deve falhar primeiramente. Nos demais pontos o dano acumulado diminui a resistência, mas a falha do ponto crítico 3 deve acelerar o modo de falha nos outros pontos.

6.4. Fadiga Clássica

Segundo Ariduru, 2004, fadiga é o processo progressivo de mudança estrutural permanente e localizado, que ocorre quando sujeito às condições que produzem flutuações de tensões e deformações que culminará em uma trinca ou em fratura completa após um suficiente número de flutuações. Em algumas situações especiais com carga estática e corrosão pode ocorrer fadiga.

Dessa forma, outra verificação importante a se realizar a partir dos históricos de tensão é a análise de fadiga através da metodologia clássica apresentada na literatura. Essa análise visa complementar a análise de dano estatístico e ser uma alternativa de cálculo de fadiga visto que o objetivo deste item e do item 6.3 é o mesmo, a estimativa da falha por desgaste, mais

especificamente por fadiga. Essa metodologia é bastante utilizada para casos onde se tem uma amplitude de tensões baixa e um número de ciclos alto [Branco, 1999 e Rosa, 1994]. Embora essa metodologia não seja a ideal para casos como as simulações em estrada de chão onde se tem um nível de tensão elevada, em uma primeira análise pode-se utilizar.

A metodologia clássica baseia-se nos estudos de Wöhler sobre a relação do estado de tensões com número de ciclos até a falha (S-N) de corpos de prova, sendo mais conhecido como curvas S-N. Segundo Branco, 1999, o fenômeno da fadiga foi identificado e inicialmente estudado em 1850 por Wöhler. O trabalho desse pesquisador foi desenvolvido em máquinas de ensaio de fadiga com flexão rotativa e levava em conta cargas alternadas em corpos de provas com bom acabamento. Nesses ensaios as fibras do corpo de prova estão sujeitas a solicitação alternada pura [Branco, 1999]. A relação entre o número de ciclos resistente em um nível de tensão normal desenvolvido em seus ensaios foi apresentada na Equação (6.7). Nesses estudos a fadiga foi provocada pela tensão normal unidirecional.

De acordo com Radaj, 1999, os testes de Wöhler com amplitude constante não são adequados para condições reais no qual carregamentos com amplitudes constantes são predominantes. A metodologia S-N ainda é muito utilizada em aplicações práticas em virtude de facilidade de obter curvas experimentais do material [Shigley e Mischke, 1989].

No chassi em análise, os pontos críticos foram selecionados em regiões onde não havia concentrações de tensões significativas (regiões de chapa plana) e a curva em fadiga usada foi a do aço ASTM A36, obtida por ensaio de tração-compressão com o acabamento da própria chapa (Figura 6.4), que pode ser expressa conforme a equação:

$$\sigma_n = 560 \times N^{-0,089} \quad (6.9)$$

Porém, em condições reais, como no caso da estrutura analisada, os históricos de tensões não seguem um padrão determinado. O estado de tensão nos pontos analisados é complexo e variam ao longo do tempo. A tensão normal que provoca a fadiga não é obtida facilmente, pois esta é multiaxial. A tensão normal varia ao longo do tempo de magnitude e direção. Uma aproximação muito utilizada é o uso de tensão equivalente para cálculo de fadiga. De acordo com Socie e Marquis, 2000, uma alternativa na análise de fadiga multiaxial é o uso de parâmetros originalmente desenvolvidos para escoamento estático sobre complexo estado de tensões, como o critério de von Mises. Essa afirmação é razoável em virtude do dano provocado pela fadiga ser controlado pela deformação plástica e os critérios de tensão equivalente descrever o início da deformação plástica. Essa aproximação pode ser observada na seguinte equação:

$$\Delta\sigma_{eq} = \Delta\sigma_n \quad (6.10)$$

onde $\Delta\sigma_{eq}$ é a tensão equivalente e $\Delta\sigma_n$ é a tensão normal máxima.

A utilização da tensão equivalente de von Mises como medida efetiva para o cálculo a fadiga é razoável em virtude da tensão normal predominante na ponta da trinca prevalecer (maior valor) no cálculo de tensão equivalente que é obtido conforme a seguinte equação:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (6.11)$$

onde $\sigma_{1,2,3}$ são as 3 tensões principais.

Outra correção necessária decorre do efeito da tensão média dos históricos de tensão. Os resultados dos ensaios de fadiga do material normalmente são obtidos para carregamentos onde a tensão média é zero. Na prática as solicitações não apresentam um valor médio nulo o que diminui a resistência a fadiga da estrutura, principalmente se a tensão média for tratativa. Kyrre, 2002, afirma que a tensão média de um ciclo afeta significativamente a resistência a fadiga. Uma das propostas de correção foi apresentada por Goodman. O Critério de Goodman é largamente utilizado e aplicado em situações práticas [Shigley e Mischke, 1989 e Juvinall e Marshek, 1991] A relação de Goodman para correção da tensão média pode ser obtida pela seguinte equação:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}} = 1 \quad (6.12)$$

onde σ_m é a tensão média, σ_a é a amplitude de tensão, σ_{rup} tensão de ruptura e σ_n é a tensão para o cálculo de fadiga.

Em estruturas soldadas a maioria dos códigos modernos de projeto trabalha com a variação de tensão $\Delta\sigma$ e não com tensões médias. Não sendo necessário a correção de tensão média para esses casos. Mas esses códigos apresentam parâmetros de aprovação e não cálculo da vida útil do produto, objetivo do presente trabalho. Dessa forma deve-se realizar a correção de tensão média.

Obtidas as tensões corrigidas para cada nível de tensão aplicado na estrutura, pode-se calcular o dano correspondente. O dano de um nível de tensão pode ser expresso pela relação entre o número de ciclos em um nível de tensão e número de ciclos até a ruptura desse nível de tensão conforme a curva S-N. Nos casos onde ocorrem vários níveis de tensão regra de Palmgren-Miner para dano acumulado é bastante utilizada para determinar a vida em fadiga

[Juvinall e Marshek, 1991, Erikson, 2003]. Da mesma forma que o dano estatístico existe grande probabilidade de falha ocorre quando o dano atingir a unidade.

Branco, 1999, afirma que o processo mais simples para avaliar o dano acumulado deve-se a Miner e consiste em admitir que o dano possa ser expresso em termos do quociente entre o número de ciclos aplicados e os números de ciclos para causar a ruptura para essa solicitação. O dano acumulado de Palmgren-Miner nada mais é que os somatórios de todos os danos individuais e pode ser calculado conforme a seguinte equação:

$$D_M = \sum_{i=1}^c \frac{n_i}{N_i} \quad (6.13)$$

onde n_i é número de ciclos em cada nível de tensão aplicado i e N_i é o número de ciclos resistente desse nível de tensão.

O dano acumulado de Palmgren-Miner não leva em conta fatores como a ordem de aplicação da carga, nem a velocidade de aplicação, itens que influenciam na vida em fadiga do componente. Porém em históricos de tensão aleatório como o dos pontos críticos do chassi em questão, esse parâmetros não podem ser claramente identificados. Esse método apresenta bons resultados em virtude dos perfis de tensão ser aleatórios e o dano final serem um somatório linear do dano de cada perfil. De acordo com Branco, 1999, essa metodologia apresenta grande sucesso nos casos de espectros de carga aleatórios.

Porém, deve-se conhecer cada ciclo de aplicação de carga para calcular o dano que provoca na estrutura. Os históricos de tensões, do estudo em questão, possuem vários ciclos de tensões que podem ser obtido através de uma contagem de ciclos. Nesses históricos de tensões complexos, uma das alternativas viáveis e eficientes são os métodos numéricos para contagem de ciclos.

Um método numérico para contagem de ciclos, muito utilizado, é o Rainflow [ASTM E-1049, 1994]. Esse método divide um histórico de tensões por tensão média e amplitude de tensões, agrupando os ciclos equivalentes. Radaj, 1990, comenta que atualmente o Rainflow é o método de contagem de ciclos preferido para análise de fadiga. Já Branco, 1999, acrescenta que o método Rainflow permite realizar previsões do comportamento a fadiga melhores que os outros métodos.

O método Rainflow basicamente consiste em analisar o histórico de tensões ou deformações com o eixo do tempo na vertical e de forma figurada a água passa pelo histórico de tensões (deformações) que tem sua amplitude horizontal (por isso o nome Rainflow). Dessa

forma ele considera somente os picos externos do sinal como ciclos. A Figura 6.5 apresenta a forma com que o método Rainflow realiza a contagem de ciclos significativos onde cada linha na vertical simularia o caminho da água através do histórico, no caso de deformações, que se encontra com o eixo do tempo na vertical, gerando os ciclos mostrados nessa figura.

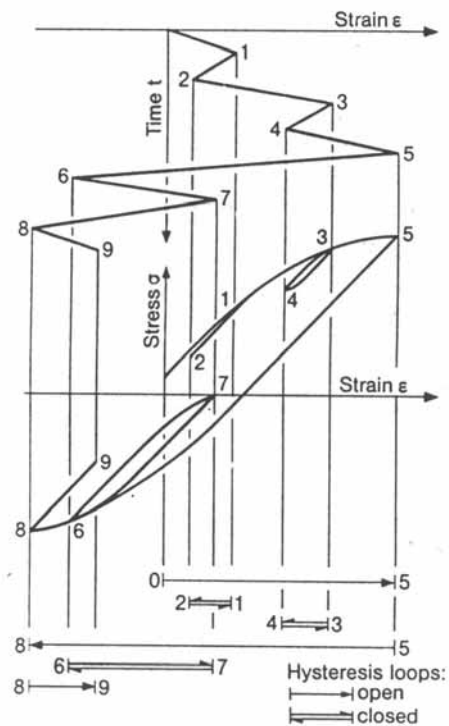


Figura 6.5 – Método de contagem de ciclos Rainflow [Radaj, 1990].

Como o estado de tensão em cada ponto crítico é bastante complexo e varia ao longo do tempo, tanto a magnitude como a direção das tensões principais, utilizou-se a aproximação da tensão equivalente de von Mises. Realizou-se uma contagem de ciclos em cada histórico de tensão através do método Rainflow com um software comercial [AqdAnalysis, 2004]. As Figuras 6.6, 6.7 e 6.8 apresentam o resultado da contagem de ciclos para o histórico de tensões de estrada de chão com o veículo vazio a 30 km/h, dos pontos críticos 1, 2 e 3 respectivamente.

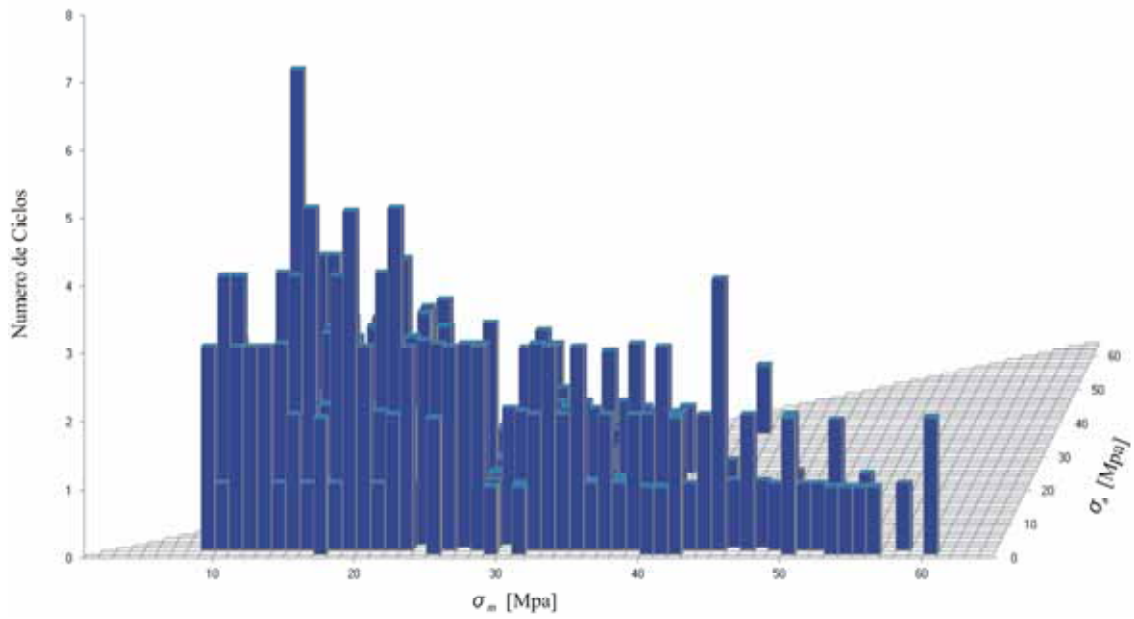


Figura 6.6 – Resultado do Rainflow do ponto crítico 1 em estrada de chão com o produto vazio a 30 km/h.

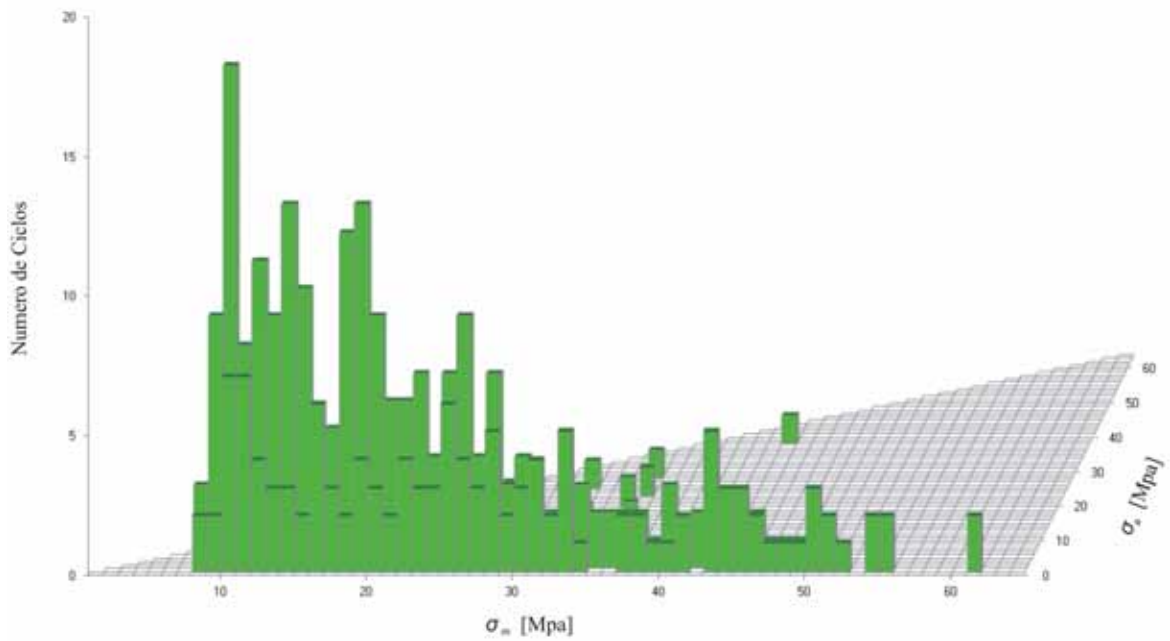


Figura 6.7 – Resultado do Rainflow do ponto crítico 2 em estrada de chão com o produto vazio a 30 km/h.

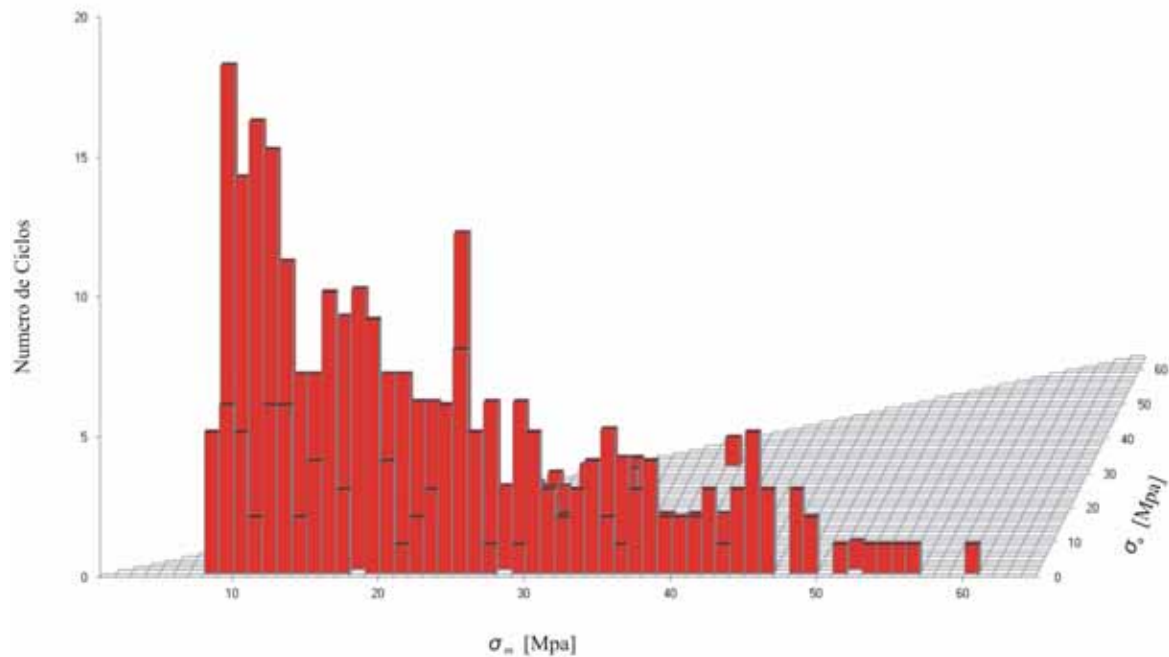


Figura 6.8 – Resultado do Rainflow do ponto crítico 3 em estrada de chão com o produto vazio a 30 km/h.

Com cada nível de tensão de von Mises obtido aplicou-se a correção de Goodman para tensão média. Embora essa correção tenha sido desenvolvida para ser aplicada em tensões normais, nesse caso aplicou-se em tensões equivalente de von Mises. A tensão equivalente é sempre em módulo (não possui sinal) e sempre tem uma tensão média não nula, dessa forma aplica-se a correção em todos os ciclos de tensão, tornando o cálculo mais conservativo.

O dano de cada histórico de tensão pode ser calculado através Palmgren-Miner e da curva S-N do material. Utilizando os mesmos critérios do dano estatístico de distância percorrida para estimativa da vida útil, 1 milhão de quilômetros em cada pavimento com o produto carregado e 500 mil quilômetros em cada pavimento com o produto vazio, pode-se calcular o dano que cada pavimento provoca nos ponto crítico analisados. A Tabela 6.7 apresenta o resultado do dano de Palmgren-Miner D_M para o produto carregado de cada configuração analisada.

Tabela 6.7 – Dano de Palmgren-Miner para a configuração carregado.

Pavimento	Velocidade (km/h)	Ponto	D_M
Asfalto Bom	60	1	8,1E-10
		2	1,0E-06
		3	3,1E-06
Asfalto Bom	80	1	1,8E-09
		2	1,4E-06
		3	4,6E-06
Asfalto Ruim	40	1	1,2E-07
		2	9,6E-06
		3	1,3E-04
Asfalto Ruim	60	1	2,1E-07
		2	1,2E-05
		3	1,2E-04
Estrada de Chão	30	1	1,3E-02
		2	1,0E+01
		3	2,0E+02
Estrada de Chão	40	1	4,1E-02
		2	3,9E+01
		3	5,4E+02
Paralelepípedos	30	1	1,1E-03
		2	2,1E-02
		3	3,7E-01
Paralelepípedos	40	1	6,6E-03
		2	9,0E-02
		3	2,8

A partir dos históricos de tensão das simulações com o produto vazio, analogamente ao produto carregado, pode-se calcular o dano de cada pavimento. Os resultados com o veículo vazio podem ser observados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Dano de Palmgren-Miner para a configuração vazio.

Pavimento	Velocidade (km/h)	Ponto	D_M
Asfalto Bom	60	1	1,1E-10
		2	3,8E-07
		3	1,3E-06
Asfalto Bom	80	1	3,0E-10
		2	1,1E-06
		3	3,6E-06
Asfalto Ruim	40	1	4,5E-08
		2	2,4E-06
		3	2,6E-05
Asfalto Ruim	60	1	6,2E-08
		2	5,1E-06
		3	5,9E-05
Estrada de Chão	30	1	3,1E-03
		2	3,0
		3	3,8E+01
Estrada de Chão	50	1	1,7E-02
		2	1,2E+01
		3	1,6E+02
Paralelepípedos	30	1	8,8E-04
		2	5,92E-03
		3	1,5E-01
Paralelepípedos	50	1	5,0E-03
		2	1,1E-01
		3	3,5

Nos cálculos com veículo carregado e veículo vazio, as configurações com dano superior a unidade, que indica a falha por fadiga, ocorreram em pontos iguais. A falha ocorreu no ponto 3 nas configurações de estrada de chão e em paralelepípedo com maior velocidade, no ponto 2 somente no pavimento de estrada de chão. O ponto 1 e as configurações restantes não apresentam dano que os leve a falha nas condições analisadas.

Como o dano é calculado através de um somatório linear de danos individuais, valores superiores a unidade indicam que a falha por fadiga ocorreria antes do intervalo de tempo ou

quilometragem estipulada. O ponto 3 apresentou valor de dano muito maior que um e indica que a falha por fadiga ocorreria antes da distância determinada, 1 milhão de quilômetros rodados com o produto carregado ou dos 500 mil quilômetros com o produto vazio.

No cálculo do dano clássico tiveram-se valores maiores que os obtidos através da metodologia estatística. O ponto crítico 2 nas simulações em estrada de chão e o ponto 3 nas simulações em paralelepípedo haviam apresentado dano muito pequeno no método estatístico. Já no cálculo do dano de Palmgren-Miner esses pontos apresentaram falhas.

Isso se deve primeiramente pela utilização da frequência de pico no lugar da frequência média no método estatístico. Em testes onde se utilizou a frequência média com a divisão do tempo em cada histórico pelo número de ciclos obtidos pelo Rainflow (o que também não é o ideal) apresentou resultados do dano estatístico mais próximos dos resultados do dano clássico.

Outro ponto que contribui para essa diferença foram as simplificações em favor da segurança utilizadas no cálculo do dano de Palmgren-Miner, como a utilização da tensão de von Mises em lugar da tensão normal e a correção da tensão média de Goodman que contribuíram para elevar o dano calculado.

6.5. Conclusões

Com o histórico de tensões da estrutura em pontos selecionados, podem-se utilizar diversas metodologias para prever a confiabilidade e durabilidade dessa estrutura. As metodologias utilizadas neste capítulo, tanto para falha por sobrecarga como para falha por desgaste são de fácil aplicação e reconhecidamente trazem bons resultados.

No caso de falha por sobrecarga a melhor alternativa é uma análise estatística da probabilidade de ocorrer um evento onde a resistência seja ultrapassada pela solicitação. Pode-se, então, calcular a confiabilidade no sistema e prever em quais pavimentos poderá provocar a falha.

Nas análises de falha por desgaste (análises de fadiga) foram utilizadas duas metodologias, o dano calculado estatisticamente e o dano de pelo método clássico. A metodologia aplicada no cálculo do dano clássico apresentou resultados mais elevados que o dano estatístico, inclusive indicando falha em pontos que o dano estatístico não indicou. Essas diferenças ocorrem principalmente pelo uso da frequência de pico ao invés da frequência média dos históricos de tensões no cálculo de dano estatístico. Algumas considerações como a utilização de tensão equivalente e correção da tensão média, contribuíram para os valores de dano clássicos maiores.

Concluí-se que o dano clássico é o mais conservativo em favor da segurança, quanto o dano estatístico é de aplicação muito simples e permite obter bons resultados qualitativos quanto a severidade de cada pavimento. Um estudo de campo mais aprofundado sobre falhas nesses produtos pode vir a melhorar a confiabilidade nas duas metodologias aplicadas.

O pavimento de estrada de chão nas duas metodologias resultou como o mais crítico para estrutura era esperado em virtude do número de falhas que ocorrem em diversos veículos nesse pavimento [Susin, 2003]. Com a metodologia de obtenção do dano que cada pavimento provoca podem-se definir melhores rotas ou calcular o dano que uma rota específica irá provocar.

7. CONCLUSÕES

7.1. Considerações Finais

A combinação veicular do tipo bitrem pode ser considerada uma estrutura bastante complexa, em virtude de sua geometria e dos carregamentos dinâmicos aleatórios impostos à estrutura. Porém os resultados obtidos nas simulações e análises aqui demonstradas apresentaram uma boa relação com o fenômeno físico.

A metodologia apresentada para análise e simulação estrutural de veículos de transporte de carga se mostrou viável em vista dos resultados obtidos no decorrer do presente trabalho para o semi-reboque bitrem. Essa metodologia pode ser estendida e aplicada ao desenvolvimento de outros tipos de implementos rodoviários e com algumas modificações pode também ser aplicada ao desenvolvimento de veículos em geral.

Pode-se estimar a durabilidade e confiabilidade de um semi-reboque quando operando em condições determinadas. Conhecendo a resposta do veículo em cada pavimento podem-se otimizar as rotas utilizadas de forma a maximizar a vida útil. Com os resultados obtidos algumas melhorias nos projetos desses implementos podem ser definidas, como redução de peso do produto.

O desenvolvimento do modelo numérico da suspensão bem como a sua calibração de forma independente do veículo completo levou aos bons resultados obtidos nas etapas seguintes, mesmo utilizando um modelo simples com molas helicoidais. Isso demonstra que subsistemas complexos devem ser estudados inicialmente de forma independente do seu conjunto para facilitar o entendimento posterior do sistema como um todo.

Um modelo dinâmico bastante simples foi desenvolvido através do método do multicorpos para a obtenção dos carregamentos no chassi, que, no entanto, apresentou ótimos resultados em sua calibração, tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência.

Dessa maneira outros tipos de pavimentos, como asfalto esburacado e pistas especiais de testes durabilidade, outras velocidades e configurações podem ser facilmente testadas com o uso do modelo numérico desenvolvido.

Outro ponto que ajudou a se obter esses resultados foi a simulação dinâmica da combinação completa, mesmo tendo como interesse de análise a estrutura do primeiro semi-reboque. Dessa forma contemplou-se o efeito dinâmico do segundo semi-reboque e do caminhão sobre o primeiro semi-reboque, objetivo de análise deste trabalho, obtendo um histórico de carregamentos mais realístico.

Embora ainda não exista uma forma computacionalmente fácil e viável de se identificar os pontos críticos de grandes estruturas, a método global-local de análise de elementos finitos se mostrou bastante eficiente para obtenção do histórico de tensões no domínio do tempo, desde que o analista tenha uma boa idéia das potenciais regiões críticas.

Através da instrumentação dos pontos críticos com extensômetros realizou-se uma comparação numérico-experimental do nível de tensão onde se pode observar a coerência dos resultados das simulações de elementos finitos e validar a metodologia. Esses resultados apresentaram uma boa concordância entre o modelo numérico e experimental, principalmente quanto a valores médios, apesar do histórico de tensão calculada apresentar uma frequência do sinal maior. Obteve-se, assim uma maior confiabilidade no modelo dinâmico de multicorpos, que fora calibrado em velocidade mais baixa, era válido para a obtenção de carregamentos em velocidades mais elevadas.

A análise de falhas por sobrecarga e as duas maneiras de cálculo do dano provocado por cada pavimento apontaram a estrada de chão como o pavimento mais crítico, o que está bastante coerente com fenômeno físico. A forma de cálculo denominado dano clássico demonstrou-se mais conservativo que o dano denominado estatístico. Porém pode-se utilizar com os históricos de tensões obtidos qualquer outro modelo de fadiga para se obter resultados mais precisos.

O asfalto definido como ruim não provocou dano significativo na estrutura ficando abaixo da pista de paralelepípedos, embora asfaltos bastante deteriorados, esburacados devam provocar danos elevados.

7.2. Sugestões de Continuidade da Pesquisa

As sugestões para trabalhos futuros podem ser classificadas de duas formas, uma aplicada sobre o trabalho desenvolvido a fim de melhorá-lo e outra de continuidade do trabalho, ou seja, a partir desses resultados obtidos.

Dentro do primeiro ponto de vista podem-se destacar várias possibilidades listadas a seguir:

- Melhorar o modelo de suspensão utilizado com correções para o início e fim do curso da suspensão que, conforme o índice $MAC_{modificado}$ demonstrou, são os pontos que apresentam maiores diferenças.
- Calibrar o modelo dinâmico em velocidades mais elevadas com a utilização de um obstáculo com amplitude menor.
- Melhorar o modelo de pneu para contabilizar descolamento do chão e ser possível de contemplar as alterações ocorridas na calibração do modelo dinâmico em velocidades mais elevadas. Aumento da confiabilidade do modelo.
- Não aplicar a correção de Goodman (conforme as normas de projeto) para o cálculo do dano de Palmgren-Miner e comparar os resultados com o dano estatístico e verificar o grau de severidade.

Outrossim, dentro das propostas de continuidade do trabalho pode-se destacar:

- Modificar o modelo dinâmico para contemplar de forma integral a dinâmica lateral e a dinâmica longitudinal para estudar os carregamentos advindos de curvas, manobras e frenagens.
- Estudar a estabilidade da composição veicular de carga.
- Elaborar uma metodologia para definir melhor os pontos críticos da estrutura, deixando de ser selecionados de forma empírica e passando a ser selecionados por critérios mais técnicos.

- Medir pavimentos de asfaltos bastante deteriorados, esburacado, para conhecer o comportamento estrutural do veículo sobre esses pavimentos, e completar o a listas dos principais rodovias existentes no país.
- Realizar um estudo estatístico de casos de falha no campo para caracterizar qual das duas metodologias de cálculo de dano aplicadas apresenta melhores resultados.
- Aplicar outros modelos de análise de fadiga a partir dos históricos de tensões para verificar a durabilidade do veículo.
- Obter as curvas S-N para corpos de prova soldados, para realizar cálculos mais precisos..
- Estudar e definir rotas que sejam representativas estatisticamente a todos os produtos para calcular a confiabilidade e durabilidade do projeto e trabalhar em melhorias como a redução de material e peso do produto.
- Considerar os efeitos de grandes irregularidades (eventos determinísticos) que tornam o processo não estacionário, podendo ser distribuídas segundo uma distribuição de Poisson.
- Gerar campos aleatórios a partir de PSDs para trabalhar com o dano como uma variável aleatória.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Albano, J. F., et al., 2003. **“A Influência do Tráfego de Composições de Veículos de Carga - CVC’s sobre os Pavimentos das Rodovias do Rio Grande do Sul”**, Relatório, Lastran/UFRGS, Porto Alegre

Alves, Avelino, 2000. **“Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE”**, Erica , São Paulo.

Ariduru, Seçil, 2004. **“Fatigue Life Calculation by Rainflow Cycle Counting Method”**, Master Thesis, Meddle East Technical University,USA.

ASTM A 283 / A283 M – 2003. **“Standard Specification for Low and Intermediate Tensile Strength Carbon Steel Plates”**

ASTM A 36 / A36 M – 2004. **“Standard Specification for Carbon Structural Steel”**

ASTM E-1049 -1994 **“Rainflow Cycle Counting”** Annual Book of ASTM; Standards, volume 03. Mechanical Testing; pp: 707 – 713.

Barbieri, N., 1995. **“The Optimal Active Suspension System for an Off-Road Vehicle”**, International Journal of Vehicle Design, UK, v. 16, n. 2/3, p. 219-228.

Bathe, Klaus- Jürgen, 1996. **“Finite Element Procedures”**, Prentice-Hall, New Jersey.

Bayo, Eduardo, Jalón, Javier G., 1994. **“Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems – The Real Time Challenge”**, Springer-Verlag, New York.

Beermann, H. J., 1989. **“The Analysis of Commercial Vehicle Structures”**, Mechanical Engineering Publications Limited, London.

Boller, C., Segeer, T., 1987. **“Materials Data for Cyclic Loading- Part A: Unalloyed Steels”**, Elsevier Science, New Jersey.

Branco, C. Moura , et al., 1999. **“Fadiga de Estruturas Soldadas”**, Gulbenkinan, Lisboa.

Carvalho, José R. C.,1994. **“Análise Comparativa e de Desempenho de Elementos Finitos de Placa”**, Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas.

Carlson, A. B., 1981. **“Sistemas de Comunicação”**, McGraw-Hill, São Paulo.

Eriksson, Åsa, et al., 2003. **“Weld Evaluation Using FEM”**, Industrilitteratur, Stockholm.

Fancher, P. S., et al., 1980. **“Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Spring”**, SAE Paper No. 800905.

Fonseca, Jun, 2002. **“Ferramentas de Simulação em Mecânica: Elementos Finitos”**, Apostila de Aula, UFRGS, Porto Alegre.

Fox, N., Atkin, R. J., 1980. **“An Introduction to the Theory of Elasticity”**, Longman, New York.

Friswell, M. I., Mottershead, J. E., 1996. **“Finite Element Updating in Structural Dynamics”**, Kluwer, London.

Gillespie, Thomas D., 1992. **“Fundamentals of Vehicle Dynamics”**, SAE, Warrendale.

Haftka, Raphael T, 1991. **“Combining Global and Local Approximations”**, AIAA Journal, Vol. 29, N. 9, p. 1523-1525.

Hougaz, Augusto B., 2005. **“Análise Probabilística de Durabilidade Aplicada a Veículos de Transporte de Carga Rodoviária”**, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo.

Juvinall, R.C., Marshek, K.M., 1991. **“Fundamentals of Machine Component Design”**, John Wiley & Sons, New Jersey.

Kyrre, Sigmund, 2002. **“Fatigue Assessment of Aluminum Automotive Structures”**, Master Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norwegian.

Larsson, Tobias, 2001. **“Multibody Dynamic Simulation in Product Development”**, Paper, Luleå, Sweden

Leadsman, R., Shih, S., 2005. **“Heavy and Medium Duty Vehicle Suspension-Related Performance Issues and Effective Analytical Models for System Design Guide”**, Paper, Meritor Automotive, Troy.

Manual do software **AqDAnalysis®** versão 7.0, 2004. Lynx Tecnologia Eletrônica Ltda

Marczak, R.J., 2005. **“MEC082 - Elementos Finitos, Notas de Aula”**, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre.

Nardello, Ari, 2005. **“Projeto e Desenvolvimento de uma Pista de Testes”**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre.

Neelamkavil, F., 1987. **“Computer Simulation and Modelling”**, John Wiley & Sons, New Jersey.

Oden, J. Tinsley, Carey, Grahlan F., 1984. **“Finite Elements”**, The Texas Collection, Prentice-Hall, New Jersey.

Oliveira, Bráulio D., 2004. **“Balanceamento do Sistema de Freios de um Semi-reboque Bitrem”**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre.

Quick Reference Guide of **MSC.Nastran®** Version 2005.

ProEngineer® User Guide, 2004 Version Wildfire 2.

Rao, Singiresu S., 2003. “**Mechanical Vibrations**”, Pearson, New Jersey.

Radaj, Dieter, 1990. “**Design and Analisis of Fatigue Resistant Welded Structures**”, Woodhead, Cambridge.

Realease Guide of **MSC.Adams®** Version 2005.

Reckziegel, Gilnei, Schimidt, Marcio A., 2002. “**Uma Metodologia para Análise de Vida para um Semi-reboque para Transporte de Automóveis**”, Trabalho de Conclusão, UFRGS, Porto Alegre.

Rill, G., et al., 2003. “**Leaf Spring Modelling for Real Time Applications**”, 18th IAVSD-Symposium in Atsugi, Japan.

Rosa, Edison da, 1991. “**Aplicação de Confiabilidade no Projeto de Componentes Automotivos**”, Anais IV Simea, p. 673-690, São Paulo.

Rosa, Edison da, 1994. “**Mecânica da Fratura e Fadiga**”, UFSC, Florianópolis.

Sayers, M. W., Karamihas, S. M, 1998. “**The Little Book of Profiling: Basic Information about Measuring and Interpreting Road Profiles**”, University of Michigan, EUA.

Schneider, H. A., 1998 “**Engenharia Simultânea e sua Importância Competitiva**”, Revista Techoje.

Schroeder, E. M., Castro, J. C, 2005. “**Transporte Rodoviário de Carga: Situação Atual e Perspectivas**”, Paper, Brasil.

Schuck, Luis G. et al., 2004. **“Rate: do Teórico ao Prático”**, SAE – 3º Colloquium Internacional de Suspensões, Caxias do Sul.

Shabana, A. Ahmed., 1998. **“Dynamics of Multibody Systems”**, University of Illinois, Chicago.

Shigley, J.E, Mischke, C., 1989. **“Mechanical Engineering Design”**, McGraw-Hill, New York.

Silva, J. G. S., Soeiro, F. J. C. P., 2003. **“Dynamic Behaviour Typical Heavy Vehicles Submitted to Road Irregularities”**, UERJ, Rio de Janeiro.

Socie, Darrel F., Marquis, Gary B., 2000. **“Multiaxial Fatigue”**, SAE–R234, Warrendale, USA.

Spyrakos, Constantine C., 1994. **“Finite Element Modeling in Engineering Practice”**, West Virginia University, Morgantown.

Sun, C. T., Mao, K. M., 1991. **“A Refined Global-Local Finite Element Analysis Method”**, Computer & Structures, Vol. 40, p. 1027-1031.

Susin, Renato A., 2003. **“Análise Estrutural do Chassi de um Semi-Reboque Bitrem Graneleiro na Região do Acoplamento”**, Trabalho de Conclusão, UCS, Caxias do Sul.

Trindade, Marcelo A., 1996. **“Uma Introdução à Dinâmica de Sistemas de Multicorpos”**, Dissertação de Mestrado, PUC, Rio de Janeiro.

Varghese, Julian, 2003. **“Hierarchical Strategy for Rapid Finite Element Analysis”**, Texas A&M University, Texas

Wang, Y. S., et al., 2002. **“A Study on Nonstationary Random Vibration of a Vehicle in Time and Frequency Domains”**, International Journal of Automotive Technology, Vol. 3, N. 3, p. 101-109

Widmer, João A., 2002. **“Compatibilidade de Tráfego de Bitrens de 25m com a Infra-estrutura Viária Brasileira”**, SAE – 2º Internacional Suspension Colloquium, Caxias do Sul.

Whitcomb, John D., Woo, Kyeongsik, 1993. **“Application of Iterative Global/Local Finite Element Analysis”**, Communications in Numerical Methods in Engineer, Vol. 9, p. 745-766.

APÊNDICE I

Perfil de Rugosidade das Pistas Utilizado nas Simulações de Tráfego.

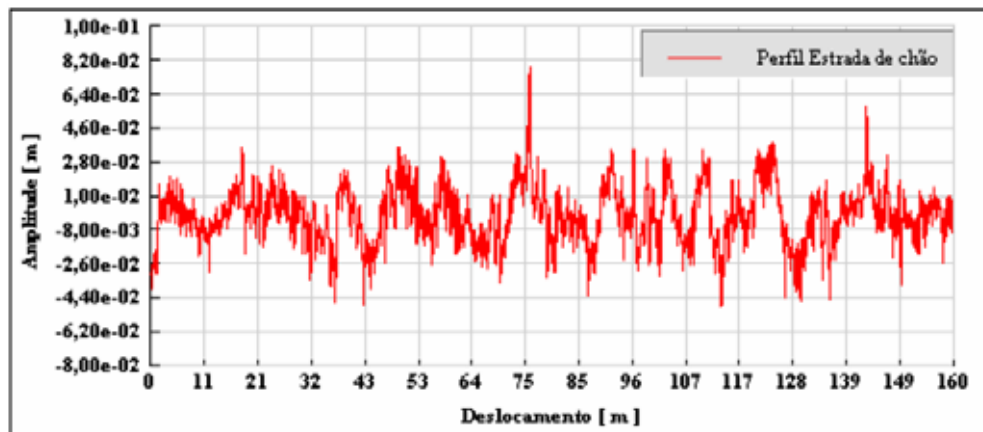


Figura A1.1 – Rugosidade de um pavimento sem cobertura (chão) em frequência espacial.

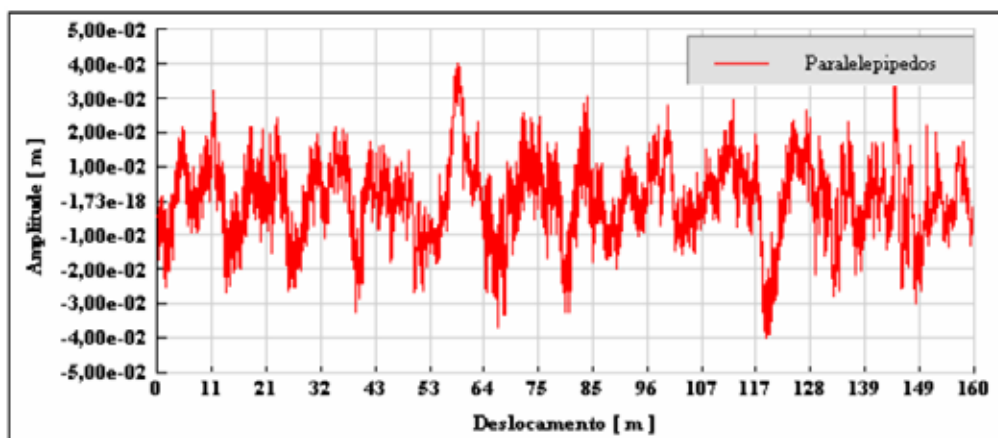


Figura A1.2 – Rugosidade de um pavimento de paralelepípedos em frequência espacial.

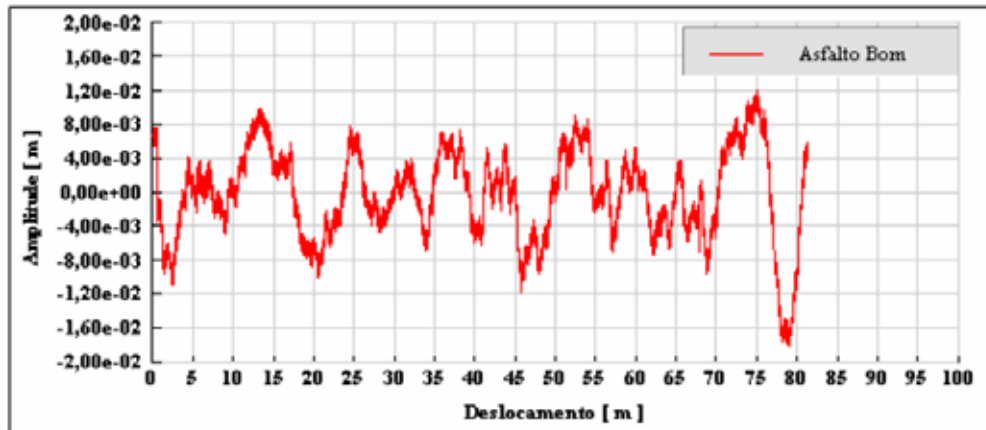


Figura A1.3 – Rugosidade de um pavimento de asfalto em boas condições em frequência espacial.

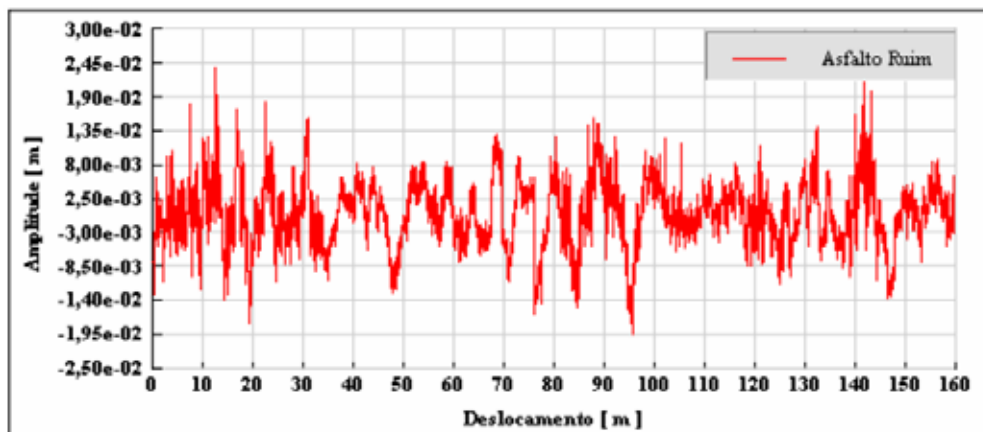


Figura A1.4 – Rugosidade de um pavimento de asfalto em más condições (ruim) em frequência espacial.

APÊNDICE II

Equações para Dinâmica Vertical do Bitrem

Equações da dinâmica vertical onde se considerou a translação vertical e a rotação em torno do eixo lateral, utilizadas somente para verificação do fenômeno físico.

Na elaboração do equacionamento da dinâmica vertical da combinação veicular de carga dividiu-se cada veículo da composição separadamente, ligados por forças em suas conexões.

A2.1. Segundo Semi-Reboque

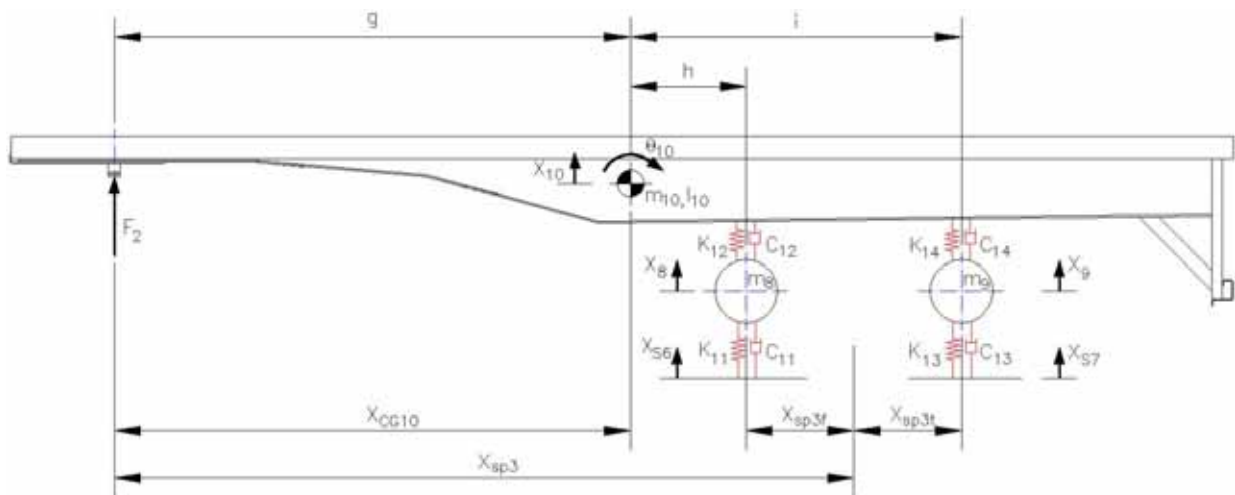


Figura A2.1 – Modelo analítico do segundo semi-reboque.

- Massa não suspensa m_8 :

$$m_8 \ddot{X}_8 = -K_{11}(X_8 - X_{S6}) - C_{11}(\dot{X}_8 - \dot{X}_{S6}) - K_{12}[X_8 - (X_{10} - h\theta_{10})] - C_{12}[\dot{X}_8 - (\dot{X}_{10} - h\dot{\theta}_{10})]$$

$$\ddot{X}_8 = -\frac{K_{11}}{m_8}(X_8 - X_{S6}) - \frac{C_{11}}{m_8}(\dot{X}_8 - \dot{X}_{S6}) - \frac{K_{12}}{m_8}(X_8 - X_{10} + h\theta_{10}) - \frac{C_{12}}{m_8}(\dot{X}_8 - \dot{X}_{10} + h\dot{\theta}_{10})$$

- Massa não suspensa m_9 :

$$m_9\ddot{X}_9 = -K_{13}(X_9 - X_{S7}) - C_{13}(\dot{X}_9 - \dot{X}_{S7}) - K_{14}[X_9 - (X_{10} - i\theta_{10})] - C_{14}[\dot{X}_9 - (\dot{X}_{10} - i\dot{\theta}_{10})]$$

$$\ddot{X}_9 = -\frac{K_{13}}{m_9}(X_9 - X_{S7}) - \frac{C_{13}}{m_9}(\dot{X}_9 - \dot{X}_{S7}) - \frac{K_{14}}{m_9}(X_9 - X_{10} + i\theta_{10}) - \frac{C_{14}}{m_9}(\dot{X}_9 - \dot{X}_{10} - i\dot{\theta}_{10})$$

- Massa suspensa m_{10} :

a) Deslocamento X_{10} :

$$m_{10}\ddot{X}_{10} = K_{12}[X_8 - (X_{10} - h\theta_{10})] + C_{12}[\dot{X}_8 - (\dot{X}_{10} - h\dot{\theta}_{10})] + K_{14}[X_9 - (X_{10} - i\theta_{10})] + C_{14}[\dot{X}_9 - (\dot{X}_{10} - i\dot{\theta}_{10})] + F_2$$

$$\ddot{X}_{10} = \frac{K_{12}}{m_{10}}(X_8 - X_{10} + h\theta_{10}) + \frac{C_{12}}{m_{10}}(\dot{X}_8 - \dot{X}_{10} + h\dot{\theta}_{10}) + \frac{K_{14}}{m_{10}}(X_9 - X_{10} + i\theta_{10}) + \frac{C_{14}}{m_{10}}(\dot{X}_9 - \dot{X}_{10} + i\dot{\theta}_{10}) + \frac{F_2}{m_{10}}$$

b) Rotação θ_{10} :

$$I_{10}\ddot{\theta}_{10} = -K_{12}[X_8 - (X_{10} - h\theta_{10})]h - C_{12}[\dot{X}_8 - (\dot{X}_{10} - h\dot{\theta}_{10})]h - K_{14}[X_9 - (X_{10} - i\theta_{10})]i - C_{14}[\dot{X}_9 - (\dot{X}_{10} - i\dot{\theta}_{10})]i + F_2g$$

$$\ddot{\theta}_{10} = -\frac{K_{12}}{I_{10}}(X_8 - X_{10} + h\theta_{10})h - \frac{C_{12}}{I_{10}}(\dot{X}_8 - \dot{X}_{10} + h\dot{\theta}_{10})h - \frac{K_{14}}{I_{10}}(X_9 - X_{10} + i\theta_{10})i - \frac{C_{14}}{I_{10}}(\dot{X}_9 - \dot{X}_{10} + i\dot{\theta}_{10})i + \frac{F_2}{I_{10}}g$$

onde:

$$g = X_{CG10}$$

$$h = X_{sp3} - X_{sp3f} - X_{CG10}$$

$$i = X_{sp3} + X_{sp3t} - X_{CG10}$$

A2.2. Primeiro Semi-Reboque

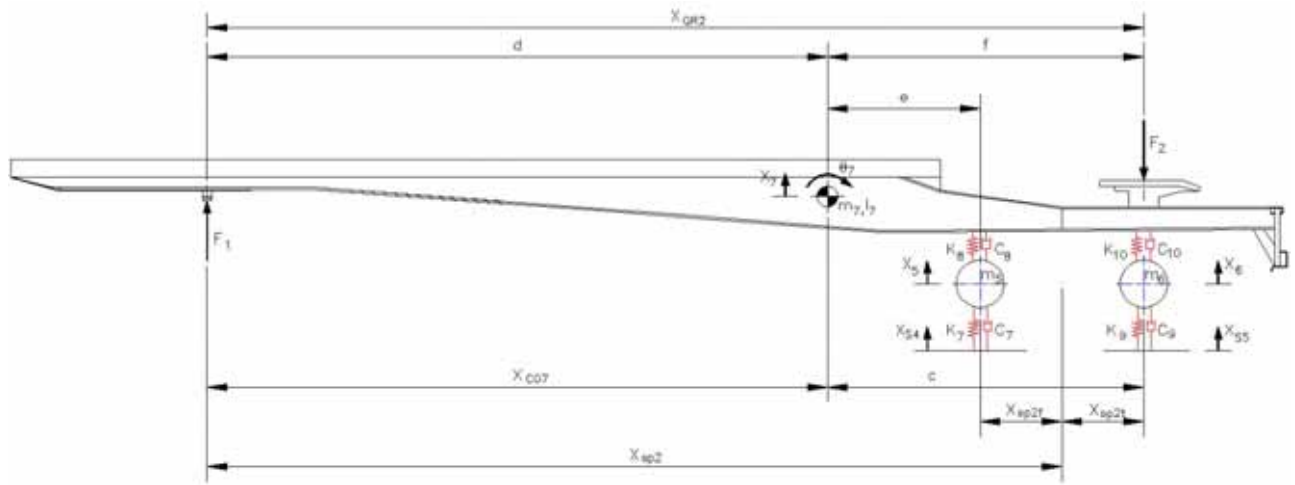


Figura A2.2 – Modelo analítico do primeiro semi-reboque.

- Massa não suspensa m_5 :

$$m_5 \ddot{X}_5 = -K_7(X_5 - X_{S4}) - C_7(\dot{X}_5 - \dot{X}_{S4}) - K_8[X_5 - (X_7 - e\theta_7)] - C_8[\dot{X}_5 - (\dot{X}_7 - e\dot{\theta}_7)]$$

$$\boxed{\ddot{X}_5 = -\frac{K_7}{m_5}(X_5 - X_{S4}) - \frac{C_7}{m_5}(\dot{X}_5 - \dot{X}_{S4}) - \frac{K_8}{m_5}(X_5 - X_7 + e\theta_7) - \frac{C_8}{m_5}(\dot{X}_5 - \dot{X}_7 + e\dot{\theta}_7)}$$

- Massa não suspensa m_6 :

$$m_6 \ddot{X}_6 = -K_9(X_6 - X_{S5}) - C_9(\dot{X}_6 - \dot{X}_{S5}) - K_{10}[X_6 - (X_7 - c\theta_7)] - C_{10}[\dot{X}_6 - (\dot{X}_7 - c\dot{\theta}_7)]$$

$$\boxed{\ddot{X}_6 = -\frac{K_9}{m_6}(X_6 - X_{S5}) - \frac{C_9}{m_6}(\dot{X}_6 - \dot{X}_{S5}) - \frac{K_{10}}{m_6}(X_6 - X_7 + c\theta_7) - \frac{C_{10}}{m_6}(\dot{X}_6 - \dot{X}_7 + c\dot{\theta}_7)}$$

- Massa suspensa m_7 :

Deslocamento X_7 :

$$m_7 \ddot{X}_7 = K_8[X_5 - (X_7 - e\theta_7)] + C_8[\dot{X}_5 - (\dot{X}_7 - e\dot{\theta}_7)] + K_{10}[X_6 - (X_7 - c\theta_7)] + C_{10}[\dot{X}_6 - (\dot{X}_7 - c\dot{\theta}_7)] + F_1 - F_2$$

$$\ddot{X}_7 = \frac{K_8}{m_7}(X_5 - X_7 + e\theta_7) + \frac{C_8}{m_7}(\dot{X}_5 - \dot{X}_7 + e\dot{\theta}_7) + \frac{K_{10}}{m_7}(X_6 - X_7 + c\theta_7) + \frac{C_{10}}{m_7}(\dot{X}_6 - \dot{X}_7 + c\dot{\theta}_7) + \frac{F_1}{m_7} - \frac{F_2}{m_7}$$

Rotação θ_7 :

$$I_7\ddot{\theta}_7 = -K_8[X_5 - (X_7 - e\theta_7)]e - C_8[\dot{X}_5 - (\dot{X}_7 - e\dot{\theta}_7)]e - K_{10}[X_6 - (X_7 - c\theta_7)]c - C_{10}[\dot{X}_6 - (\dot{X}_7 - c\dot{\theta}_7)]c + F_1d + F_2f$$

$$\ddot{\theta}_7 = -\frac{K_8}{I_7}(X_5 - X_7 + e\theta_7)e - \frac{C_8}{I_7}(\dot{X}_5 - \dot{X}_7 + e\dot{\theta}_7)e - \frac{K_{10}}{I_7}(X_6 - X_7 + c\theta_7)c - \frac{C_{10}}{I_7}(\dot{X}_6 - \dot{X}_7 + c\dot{\theta}_7)c + \frac{F_1}{I_7}d + \frac{F_2}{I_7}f$$

onde:

$$d = X_{CG7} \qquad e = X_{sp2} - X_{sp2f} - X_{CG7}$$

$$c = X_{sp2} + X_{sp2t} - X_{CG7} \qquad f = X_{QR2} - X_{CG7}$$

A2.3. Cavalo Mecânico:

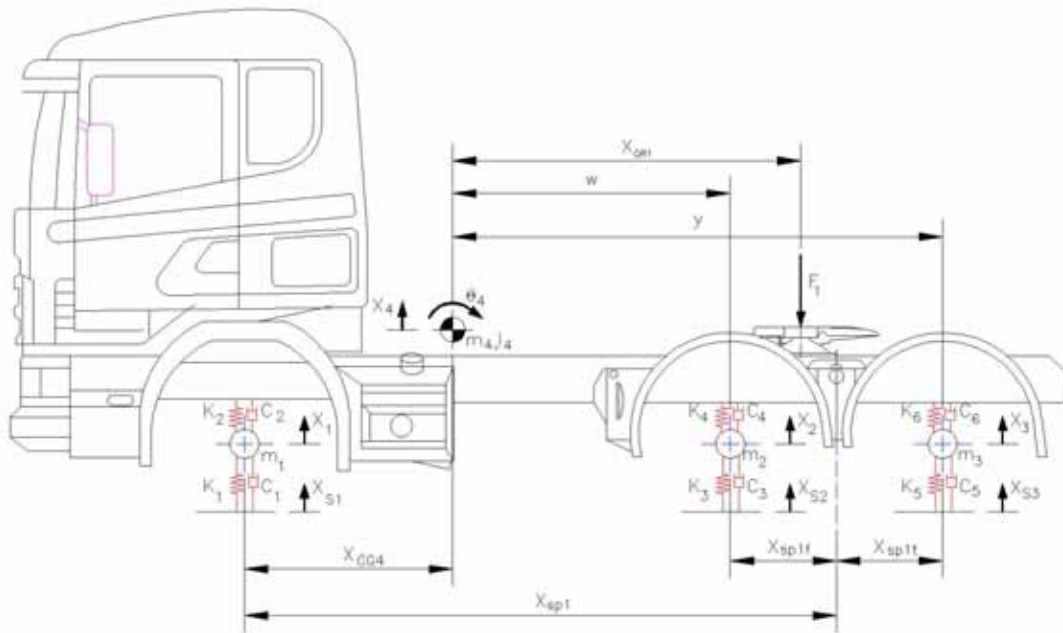


Figura A2.3 – Modelo analítico do cavalo mecânico.

- Massa não suspensa m_1 :

$$m_1 \ddot{X}_1 = -K_1(X_1 - X_{S1}) - C_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_{S1}) - K_2[X_1 - (X_4 - X_{CG4}\theta_4)] - C_2[\dot{X}_1 - (\dot{X}_4 - X_{CG4}\dot{\theta}_4)]$$

$$\ddot{X}_1 = -\frac{K_1}{m_1}(X_1 - X_{S1}) - \frac{C_1}{m_1}(\dot{X}_1 - \dot{X}_{S1}) - \frac{K_2}{m_1}(X_1 - X_4 + X_{CG4}\theta_4) - \frac{C_2}{m_1}(\dot{X}_1 - \dot{X}_4 + X_{CG4}\dot{\theta}_4)$$

- Massa não suspensa m_2 :

$$m_2 \ddot{X}_2 = -K_3(X_2 - X_{S2}) - C_3(\dot{X}_2 - \dot{X}_{S2}) - K_4[X_2 - (X_4 - w\theta_4)] - C_4[\dot{X}_2 - (\dot{X}_4 - w\dot{\theta}_4)]$$

$$\ddot{X}_2 = -\frac{K_3}{m_2}(X_2 - X_{S2}) - \frac{C_3}{m_2}(\dot{X}_2 - \dot{X}_{S2}) - \frac{K_4}{m_2}(X_2 - X_4 + w\theta_4) - \frac{C_4}{m_2}(\dot{X}_2 - \dot{X}_4 + w\dot{\theta}_4)$$

- Massa não suspensa m_3 :

$$m_3 \ddot{X}_3 = -K_5(X_3 - X_{S3}) - C_5(\dot{X}_3 - \dot{X}_{S3}) - K_6[X_3 - (X_4 - y\theta_4)] - C_6[\dot{X}_3 - (\dot{X}_4 - y\dot{\theta}_4)]$$

$$\ddot{X}_3 = -\frac{K_5}{m_3}(X_3 - X_{S3}) - \frac{C_5}{m_3}(\dot{X}_3 - \dot{X}_{S3}) - \frac{K_6}{m_3}(X_3 - X_4 + y\theta_4) - \frac{C_6}{m_3}(\dot{X}_3 - \dot{X}_4 + y\dot{\theta}_4)$$

- Massa suspensa m_4 :

Deslocamento X_4 :

$$m_4 \ddot{X}_4 = K_2[X_1 - (X_4 - X_{CG4}\theta_4)] + C_2[\dot{X}_1 - (\dot{X}_4 - X_{CG4}\dot{\theta}_4)] + K_4[X_2 - (X_4 - w\theta_4)] + C_4[\dot{X}_2 - (\dot{X}_4 - w\dot{\theta}_4)] + K_6[X_3 - (X_4 - y\theta_4)] + C_6[\dot{X}_3 - (\dot{X}_4 - y\dot{\theta}_4)] - F_1$$

$$\ddot{X}_4 = \frac{K_2}{m_4}(X_1 - X_4 + X_{CG4}\theta_4) + \frac{C_2}{m_4}(\dot{X}_1 - \dot{X}_4 + X_{CG4}\dot{\theta}_4) + \frac{K_4}{m_4}(X_2 - X_4 + w\theta_4) + \frac{C_4}{m_4}(\dot{X}_2 - \dot{X}_4 + w\dot{\theta}_4) + \frac{K_6}{m_4}(X_3 - X_4 + y\theta_4) + \frac{C_6}{m_4}(\dot{X}_3 - \dot{X}_4 + y\dot{\theta}_4) - \frac{F_1}{m_4}$$

Rotação θ_4 :

$$I_4 \ddot{\theta}_4 = K_2[X_1 - (X_4 - X_{CG4}\theta_4)]X_{CG4} + C_2[\dot{X}_1 - (\dot{X}_4 - X_{CG4}\dot{\theta}_4)]X_{CG4} - K_4[X_2 - (X_4 - w\theta_4)]w - C_4[\dot{X}_2 - (\dot{X}_4 - w\dot{\theta}_4)]w - K_6[X_3 - (X_4 - y\theta_4)]y - C_6[\dot{X}_3 - (\dot{X}_4 - y\dot{\theta}_4)]y + F_1 X_{QR1}$$

$$\ddot{\theta}_4 = \frac{K_2}{I_4}(X_1 - X_4 + X_{CG4}\theta_4)X_{CG4} + \frac{C_2}{I_4}(\dot{X}_1 - \dot{X}_4 + X_{CG4}\dot{\theta}_4)X_{CG4} - \frac{K_4}{I_4}(X_2 - X_4 + w\theta_4)w - \frac{C_4}{I_4}(\dot{X}_2 - \dot{X}_4 + w\dot{\theta}_4)w - \frac{K_6}{I_4}(X_3 - X_4 + y\theta_4)y - \frac{C_6}{I_4}(\dot{X}_3 - \dot{X}_4 + y\dot{\theta}_4)y + \frac{F_1}{I_4}X_{QR1}$$

onde:

$$w = X_{sp1} - X_{CG4} - X_{sp1f}$$

$$y = X_{sp1} - X_{CG4} + X_{sp1t}$$

APÊNDICE III

Cargas Obtidas nas Simulações de Tráfego do Bitrem.

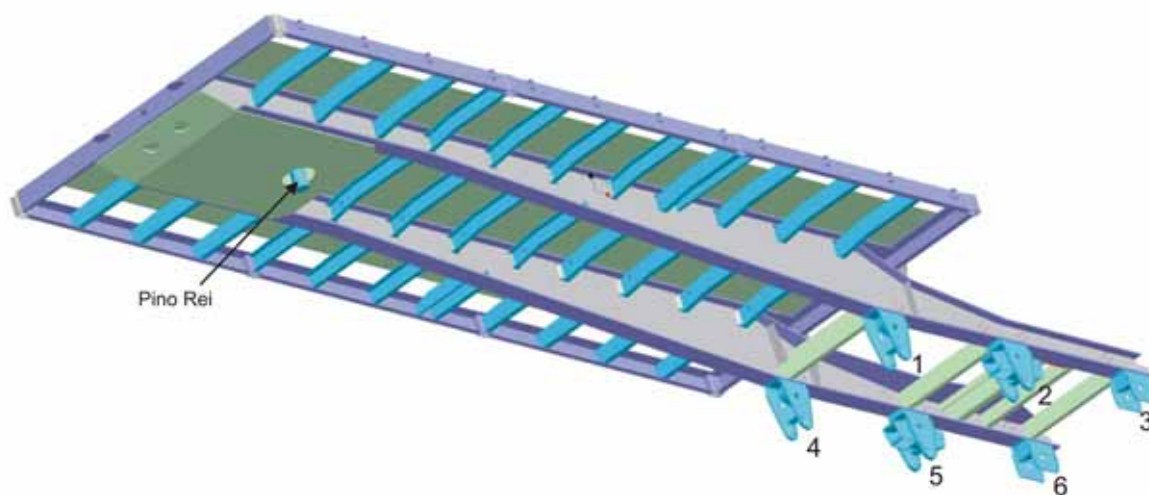


Figura A3.1 - Pontos onde se tem as forças transmitidas ao chassi nas simulações de tráfego.

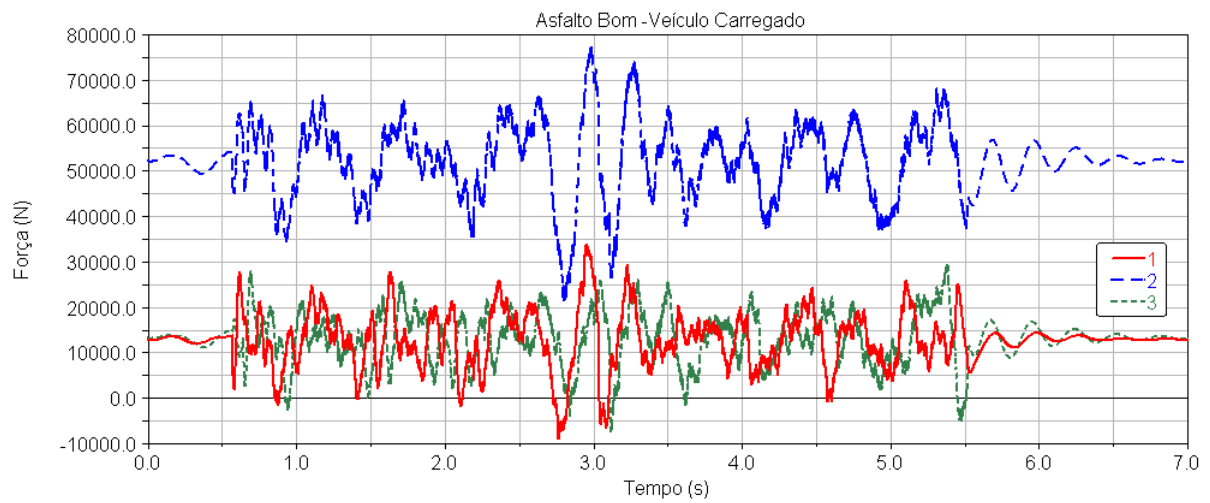


Figura A3.2 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 60 km/h.

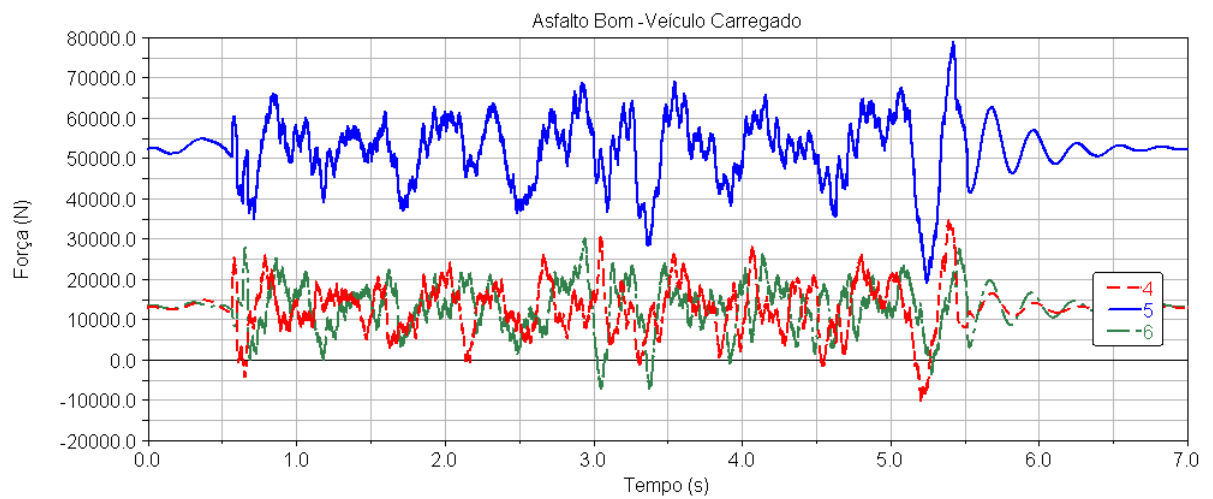


Figura A3.3 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 60 km/h.

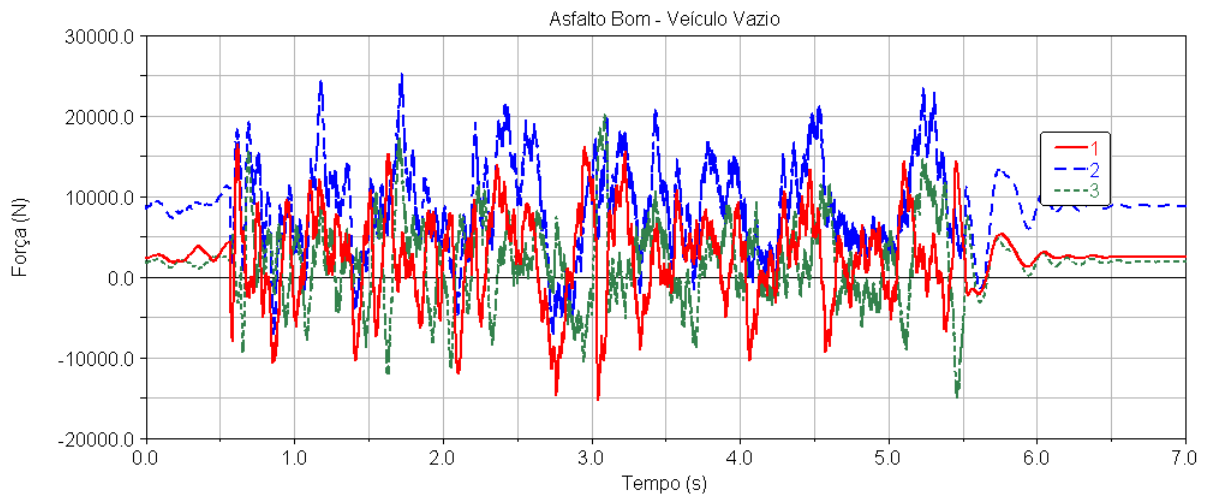


Figura A3.4 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 60 km/h.

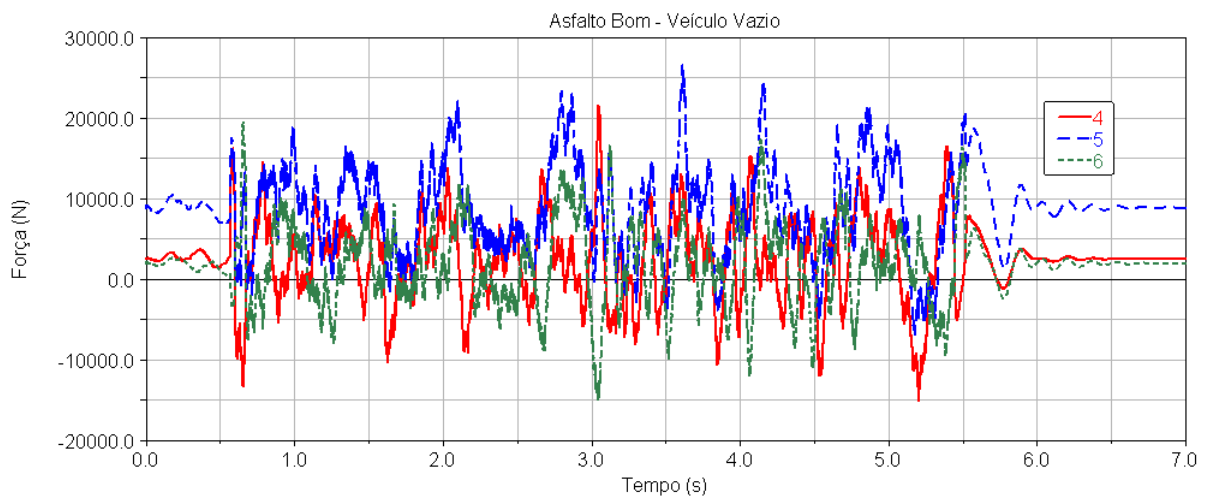


Figura A3.5 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 60 km/h.

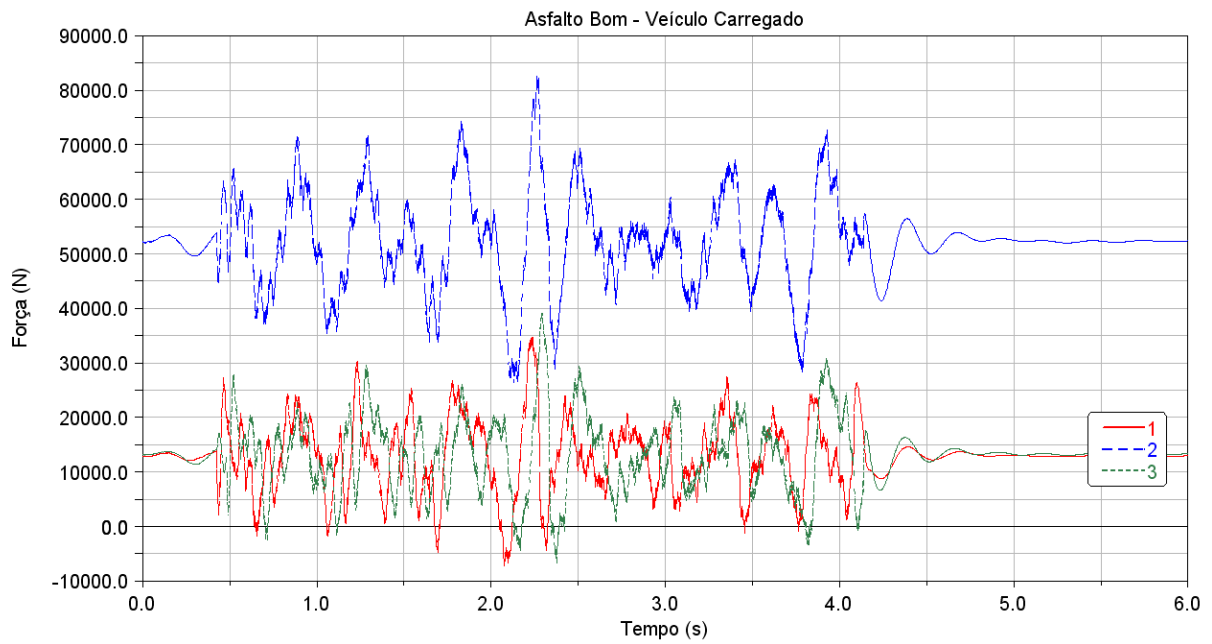


Figura A3.6 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 80 km/h.

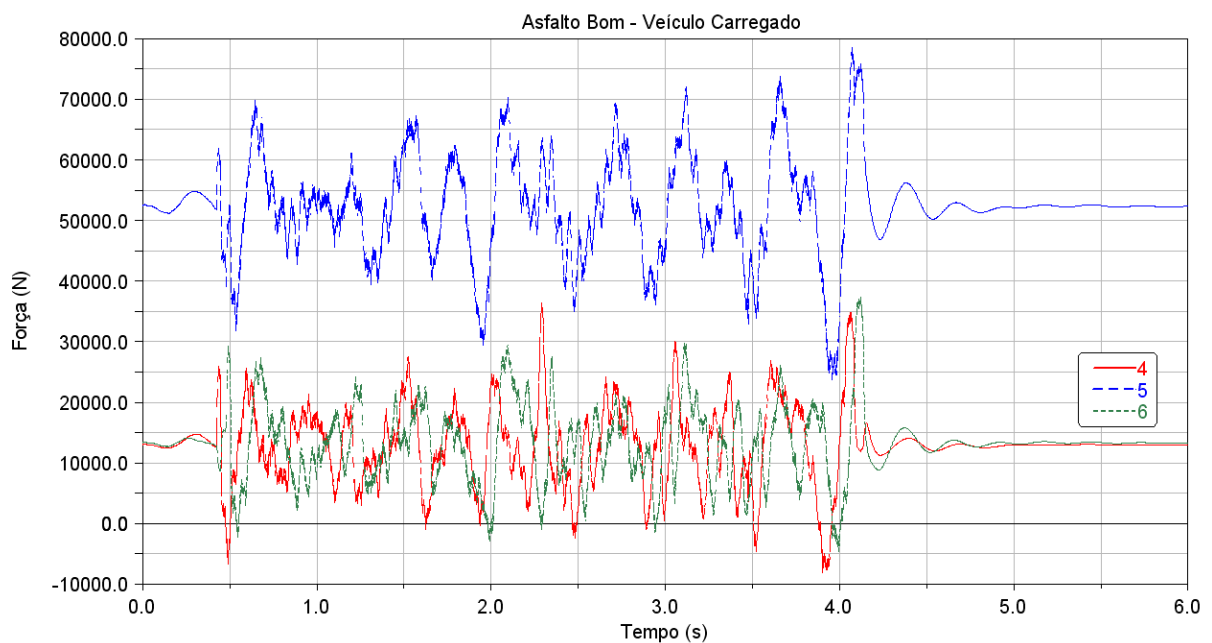


Figura A3.7 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo carregado a 80 km/h.

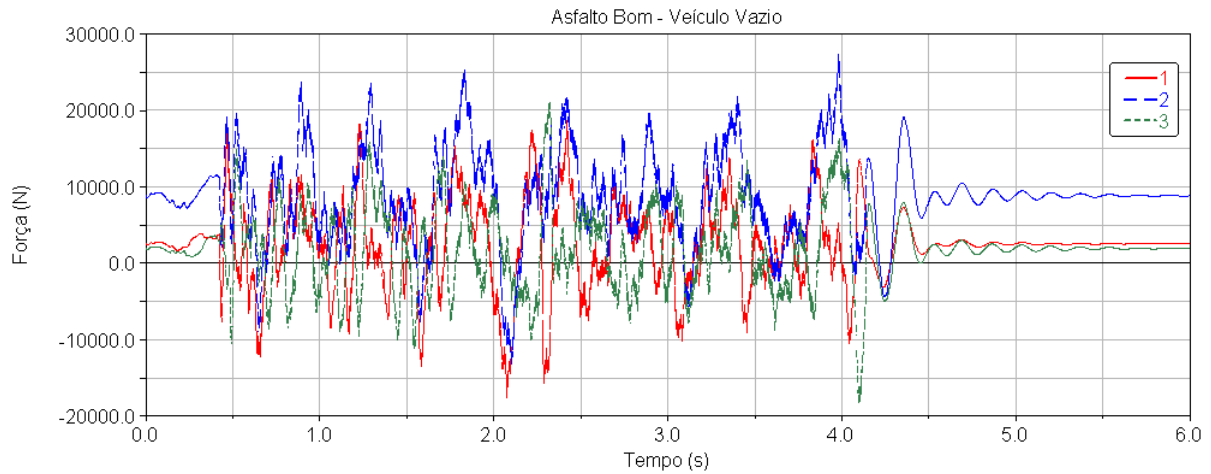


Figura A3.8 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 80 km/h.

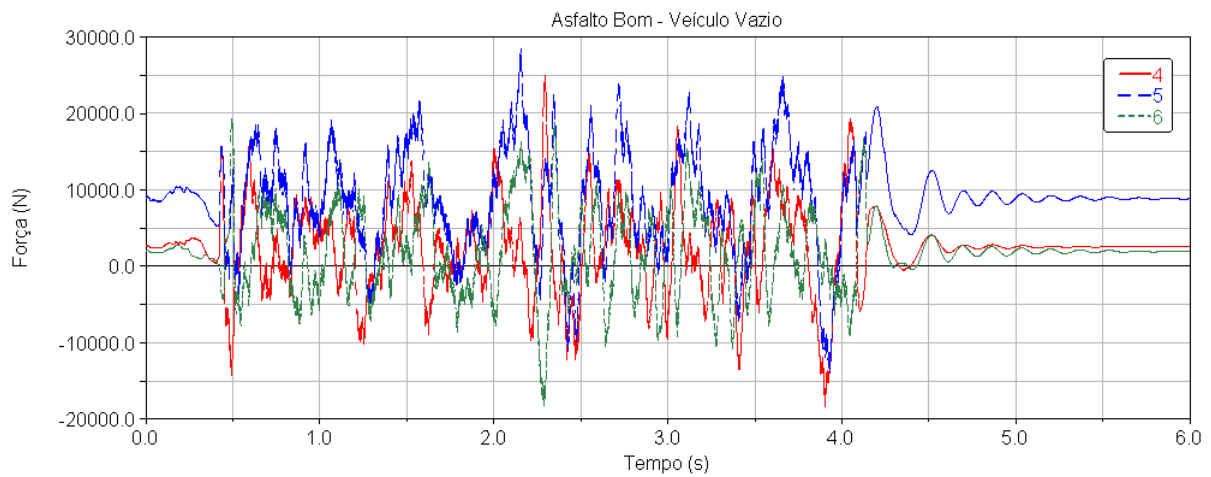


Figura A3.9 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto bom, para o veículo vazio a 80 km/h.

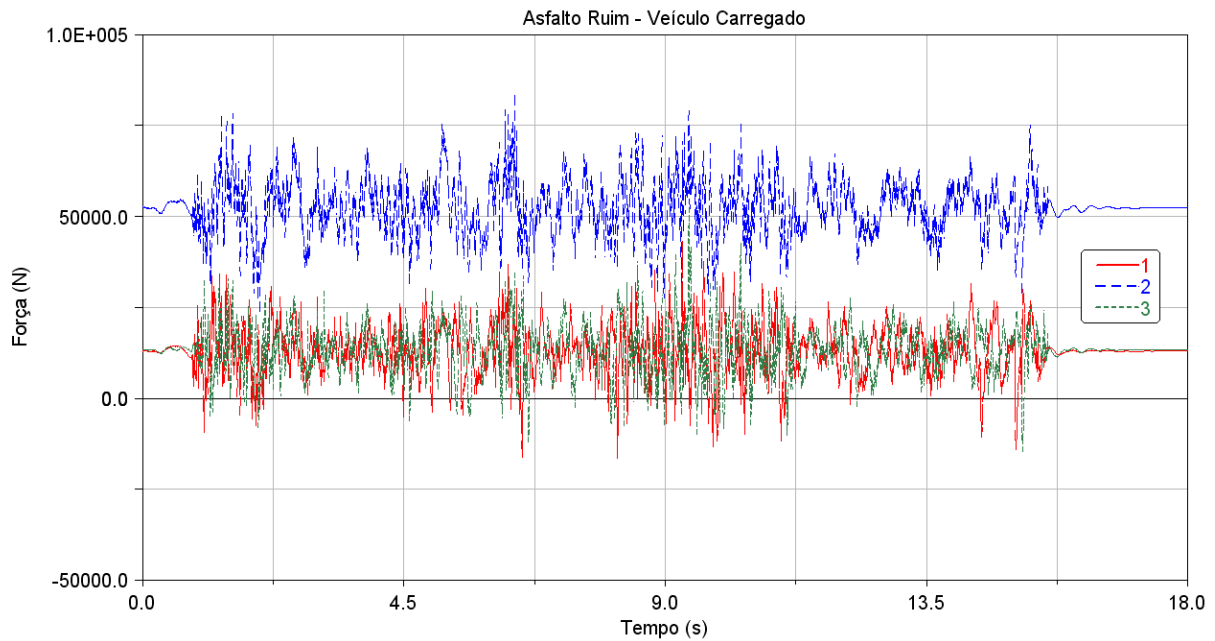


Figura A3.10 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 40 km/h.

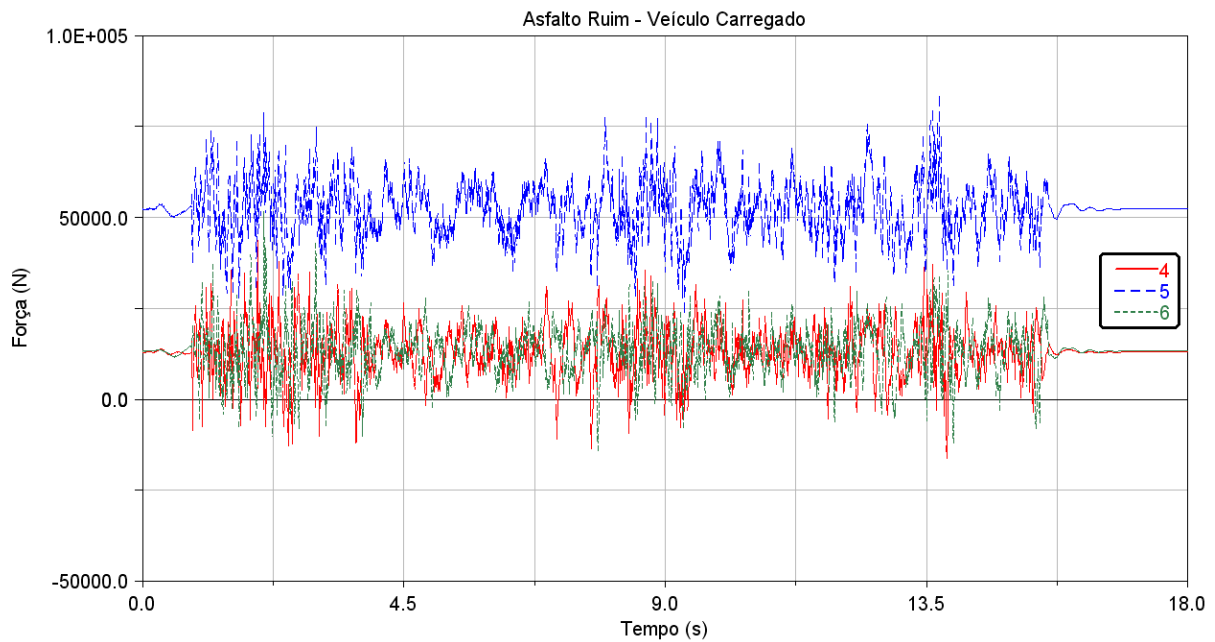


Figura A3.11 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 40 km/h.

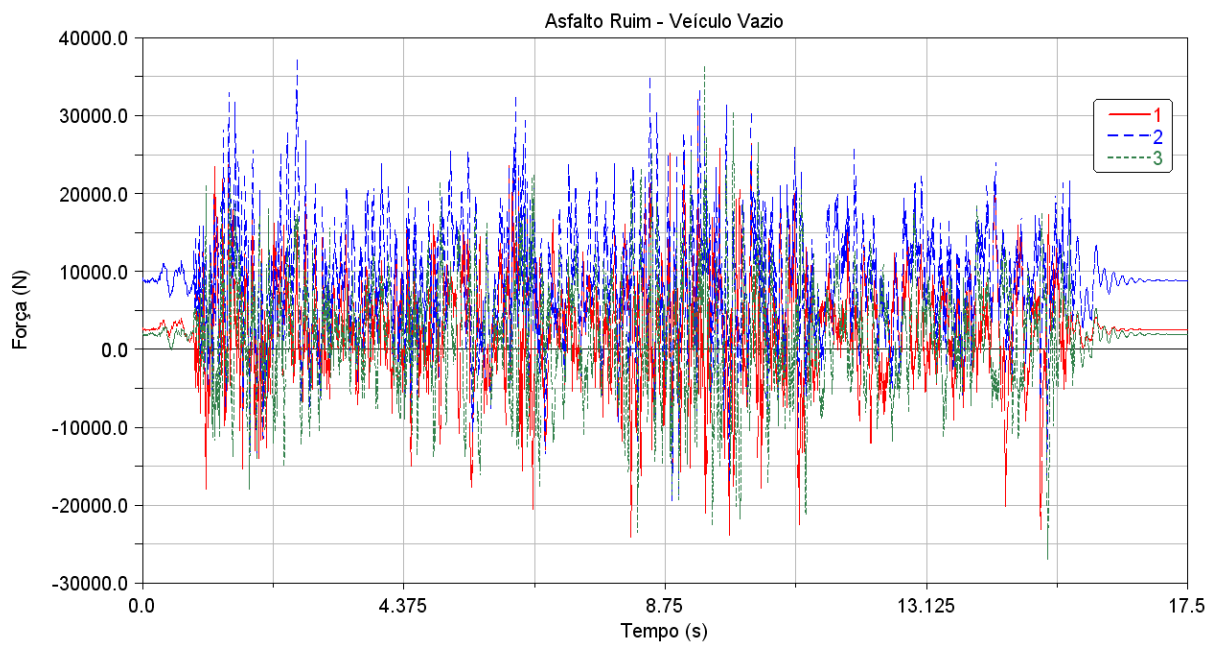


Figura A3.12 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 40 km/h.

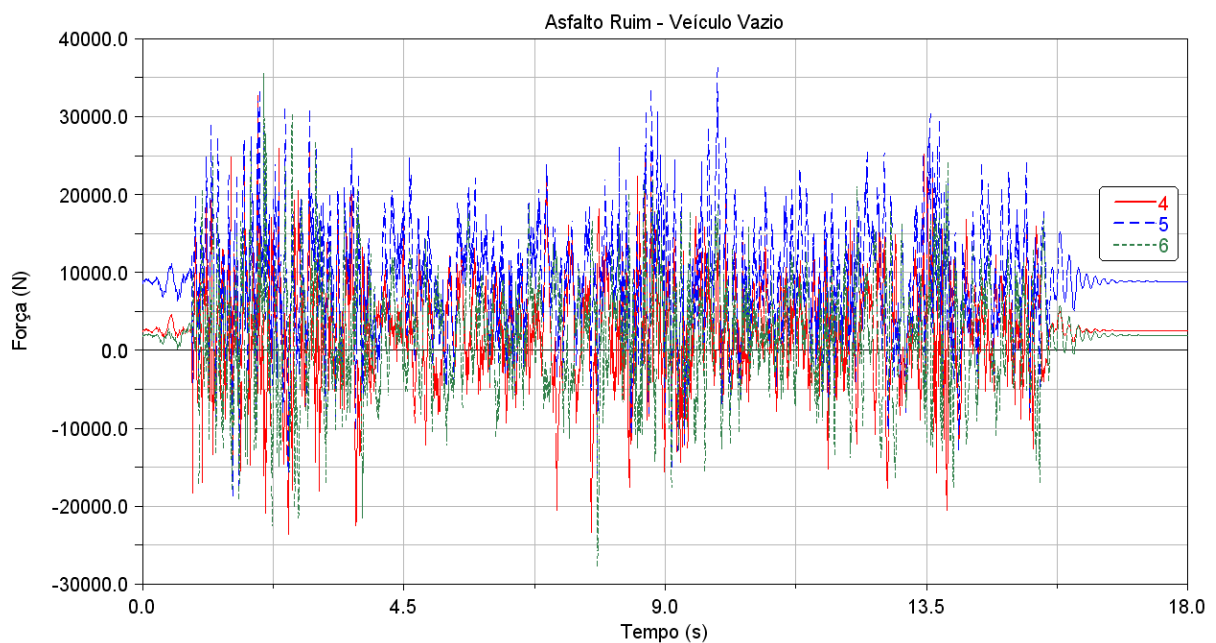


Figura A3.13 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 40 km/h.

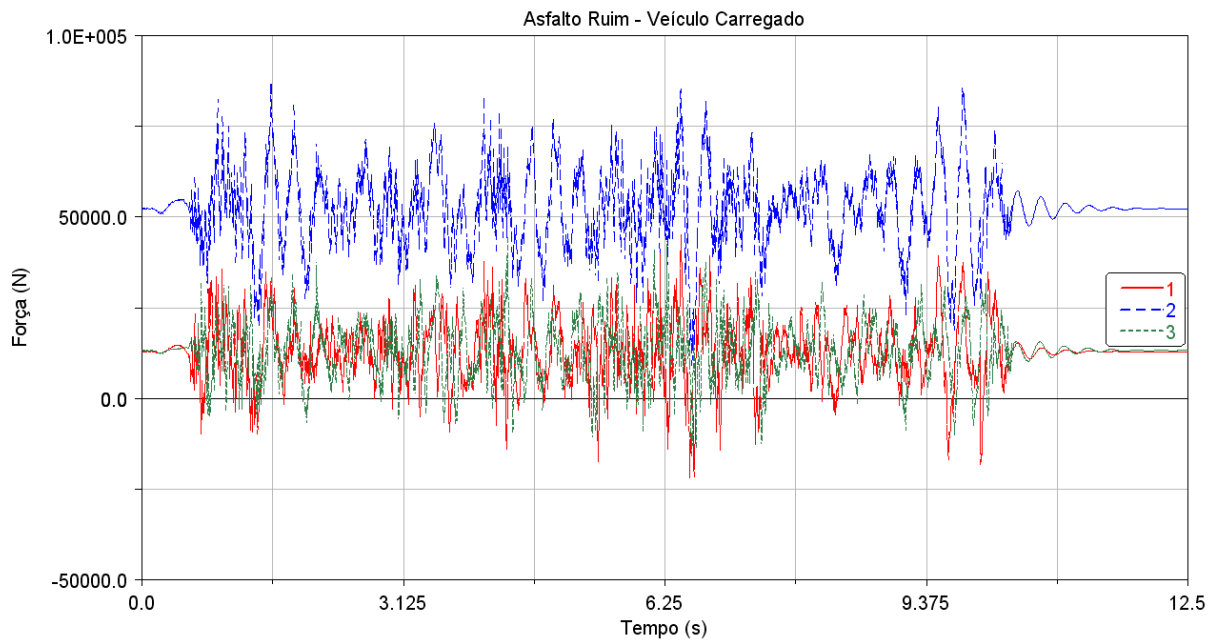


Figura A3.14 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 60 km/h.

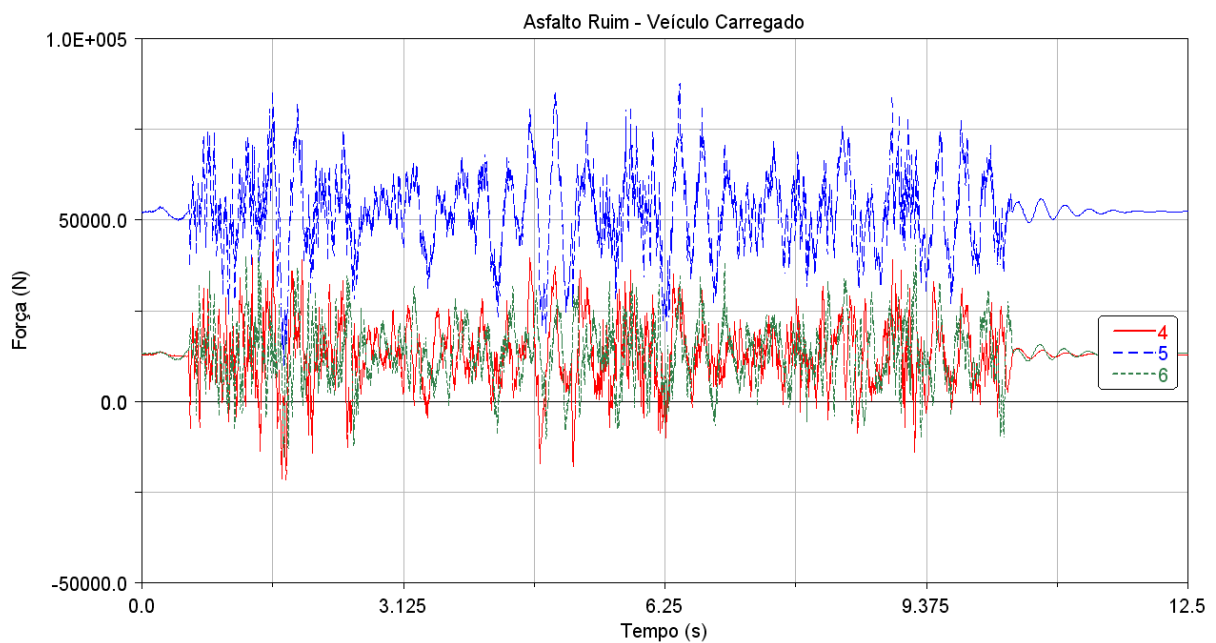


Figura A3.15 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo carregado a 50 km/h.

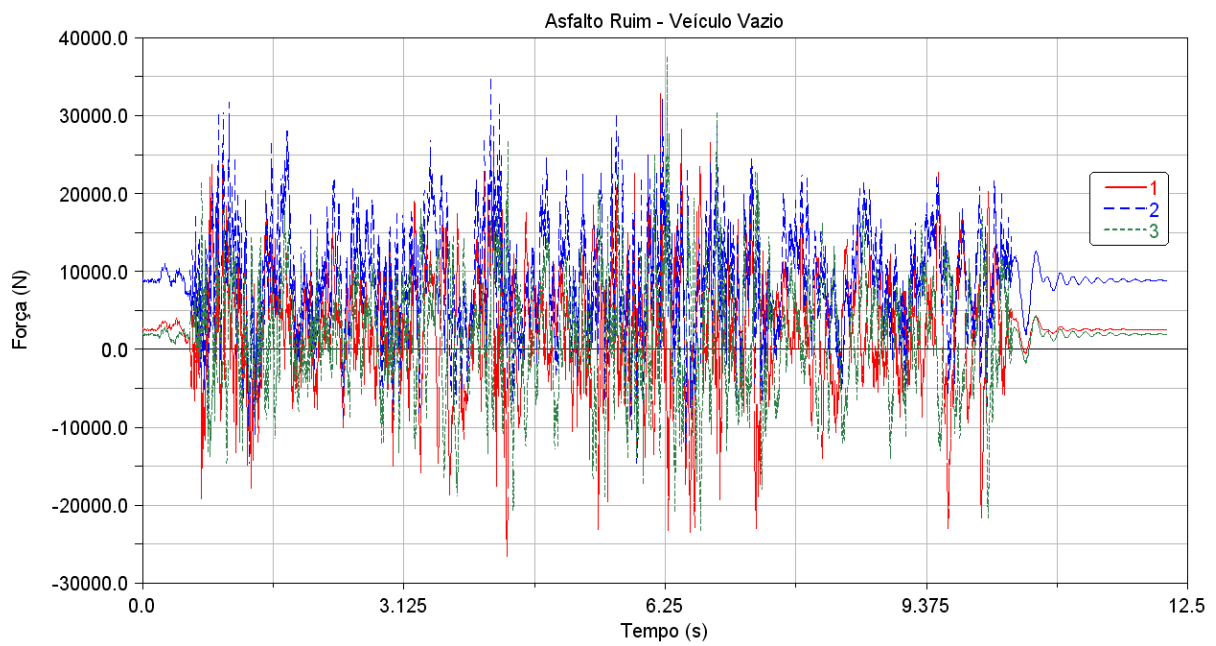


Figura A3.16 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 60 km/h.

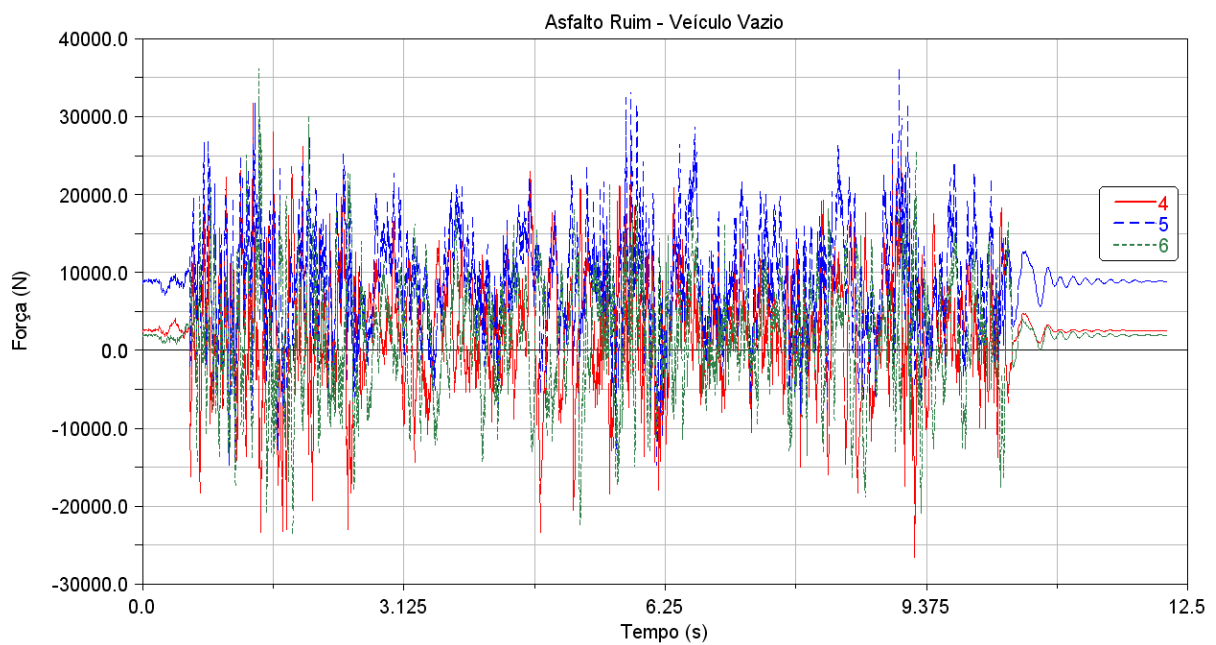


Figura A3.17 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em asfalto ruim, para o veículo vazio a 60 km/h.

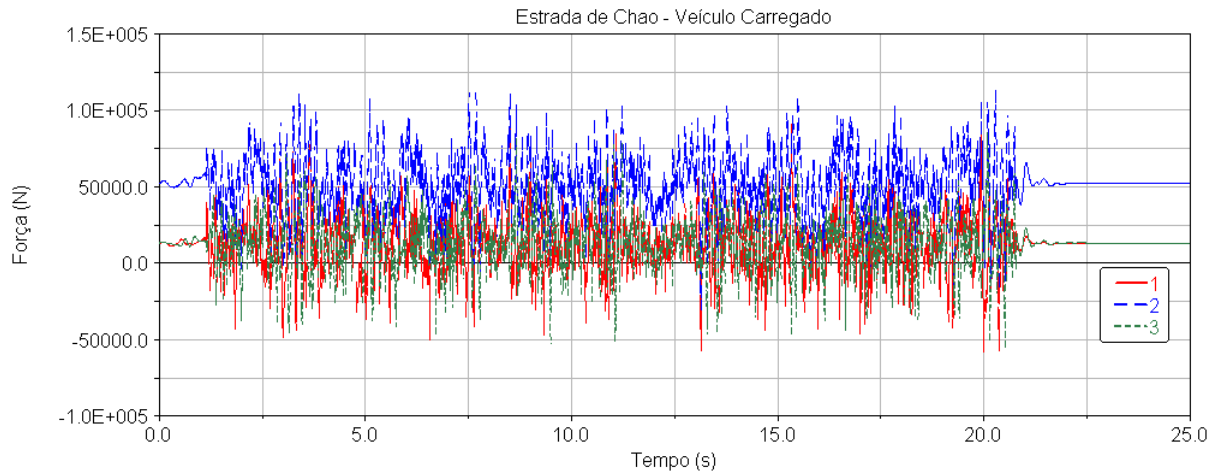


Figura A3.18 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 30 km/h.

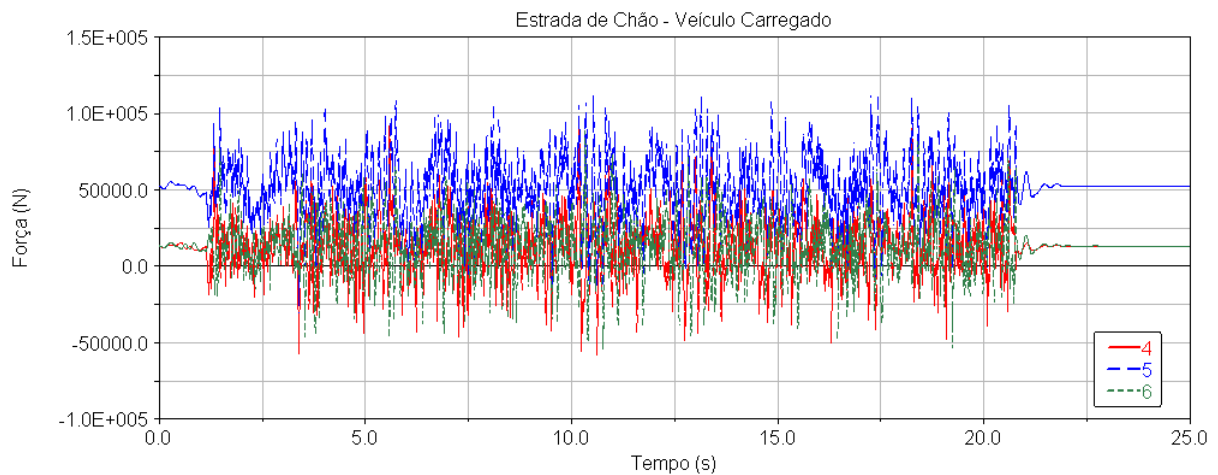


Figura A3.19 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 30 km/h.

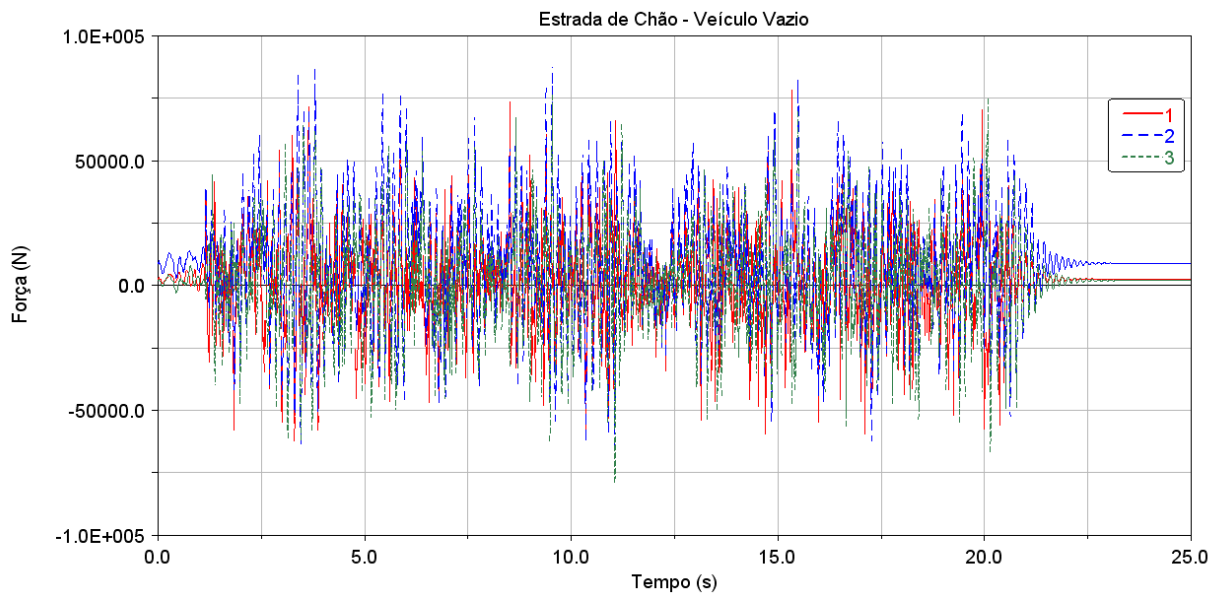


Figura A3.20 – Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 30 km/h.

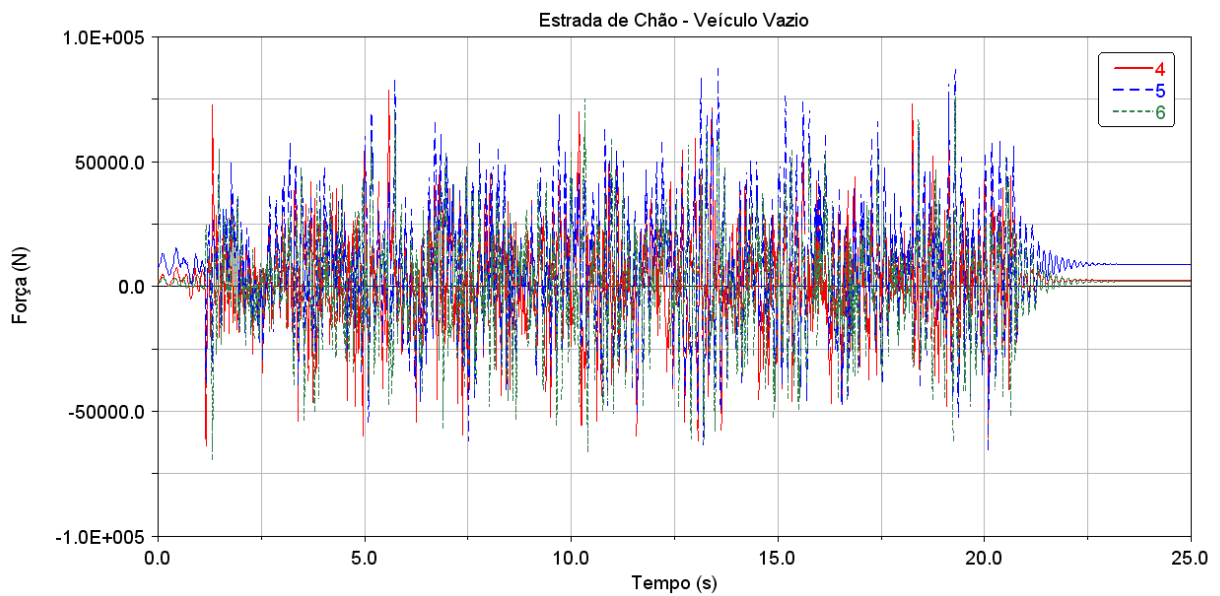


Figura A3.21 – Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 30 km/h.

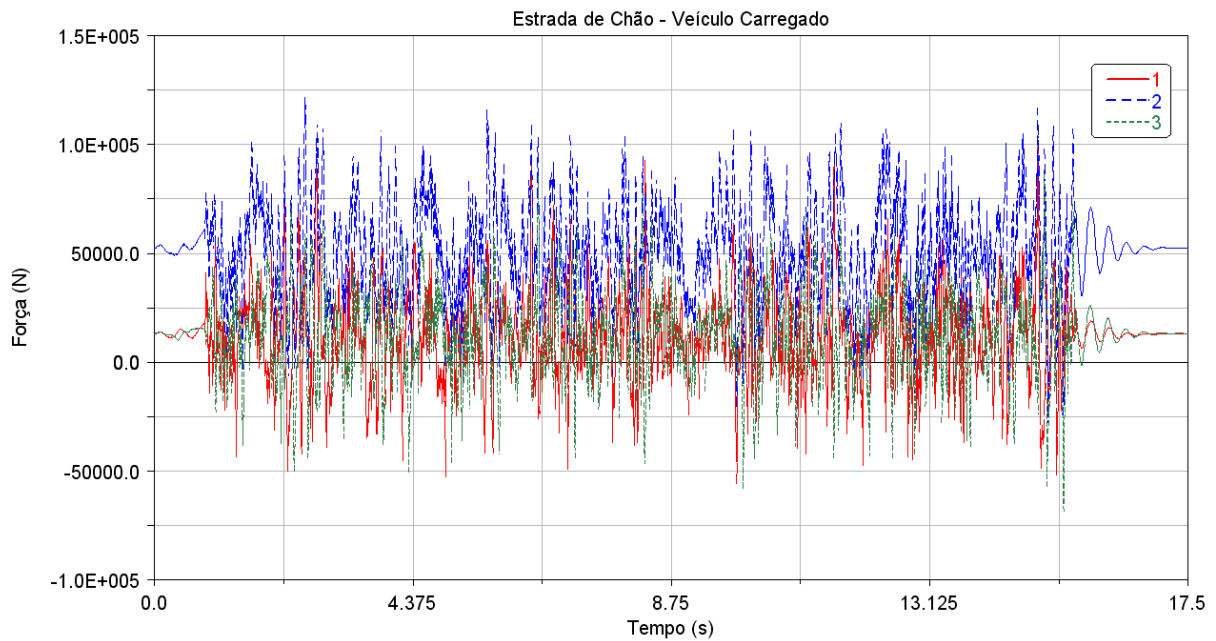


Figura A3.22 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 40 km/h.

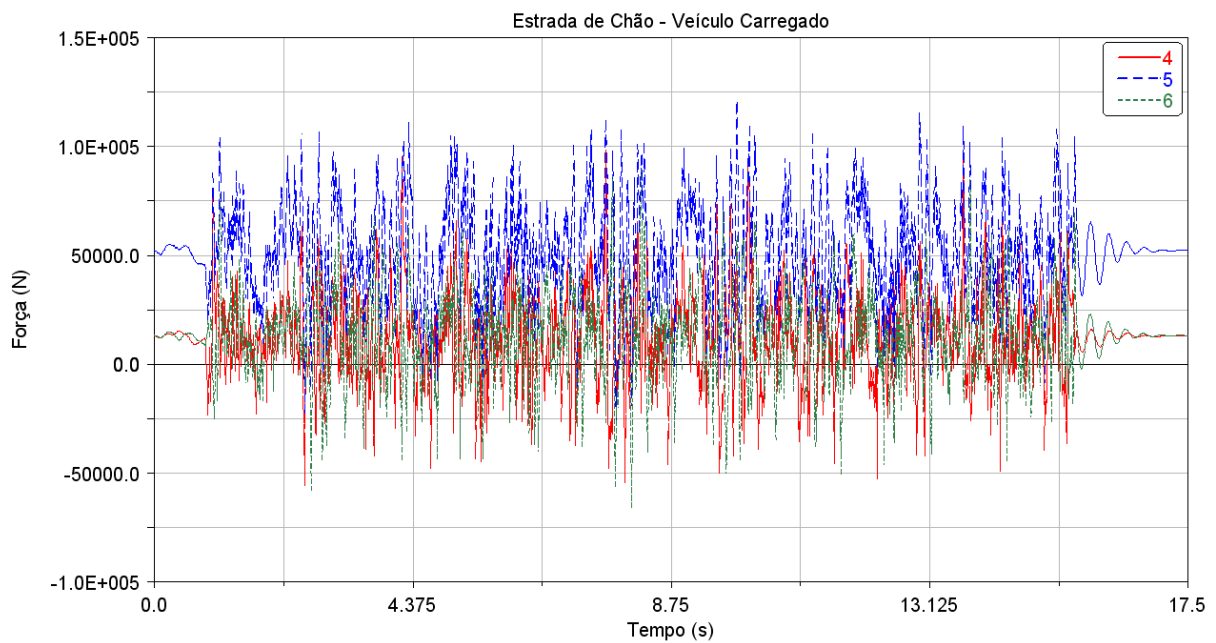


Figura A3.23 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo carregado a 40 km/h.

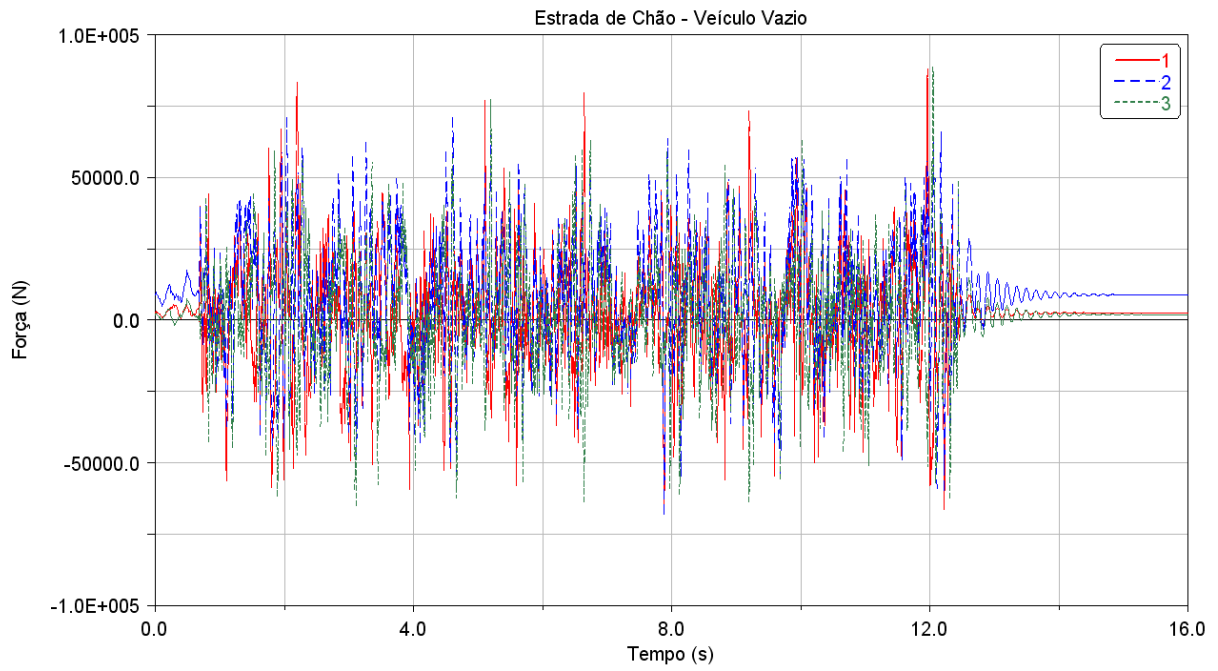


Figura A3.24 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 50 km/h.

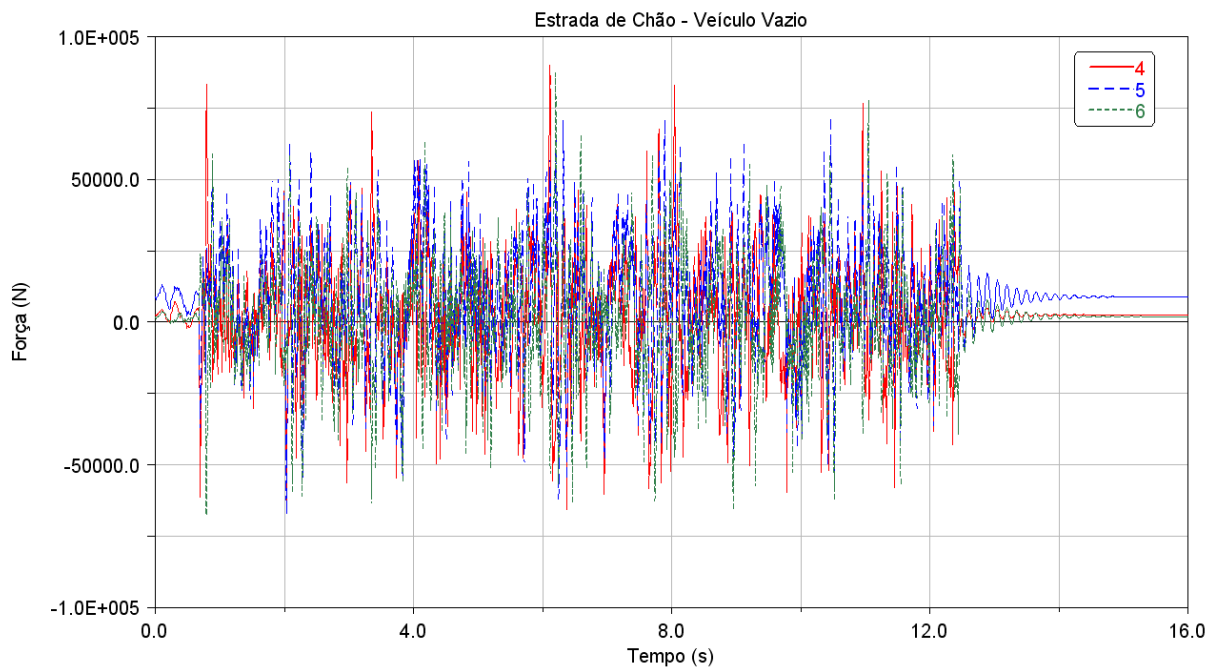


Figura A3.25 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em estrada de chão, para o veículo vazio a 50 km/h.

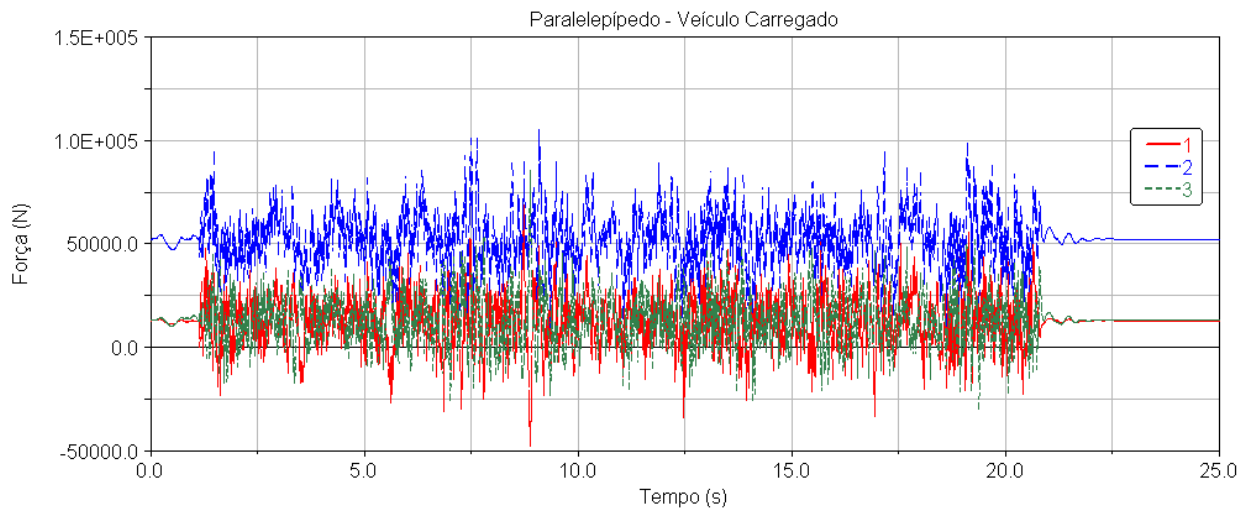


Figura A3.26 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 30 km/h.

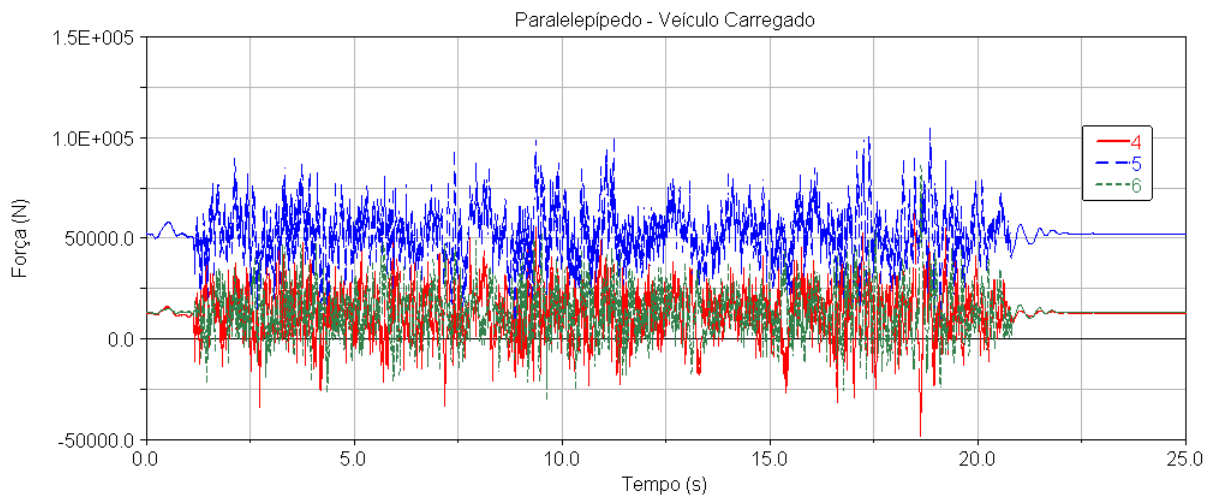


Figura A3.27 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 30 km/h.

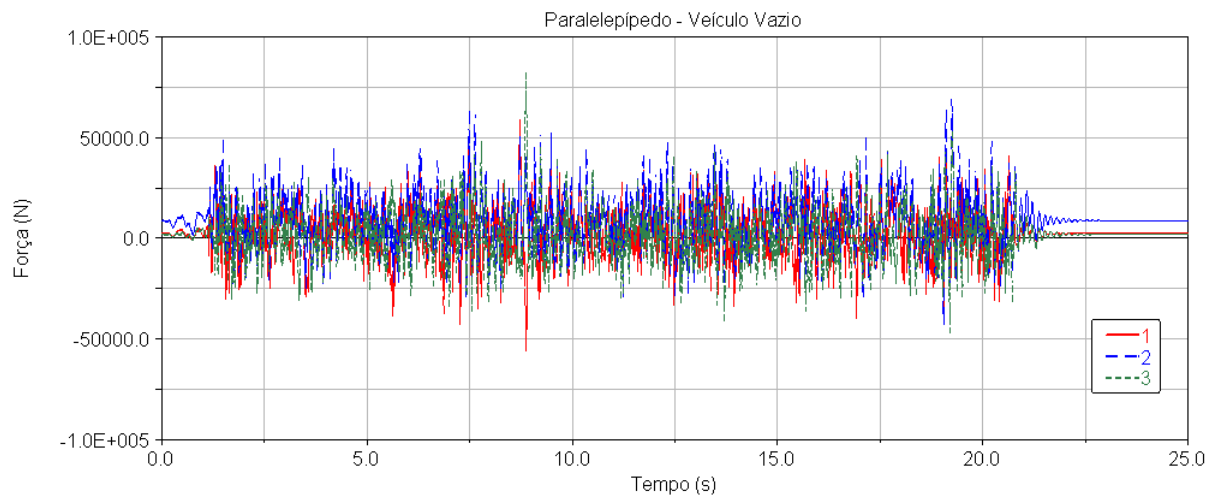


Figura A3.28 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 30 km/h.

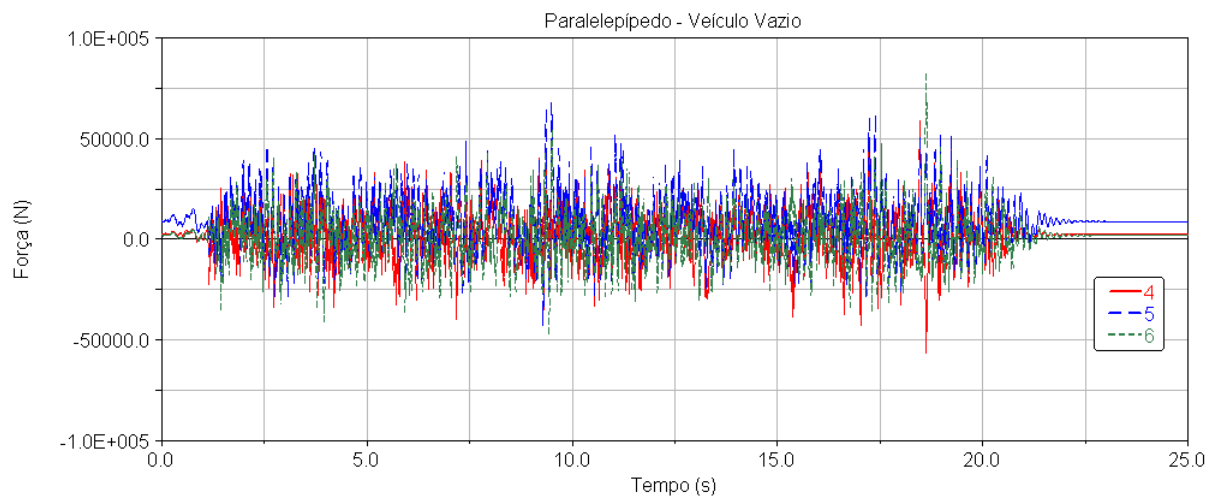


Figura A3.29 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 30 km/h.

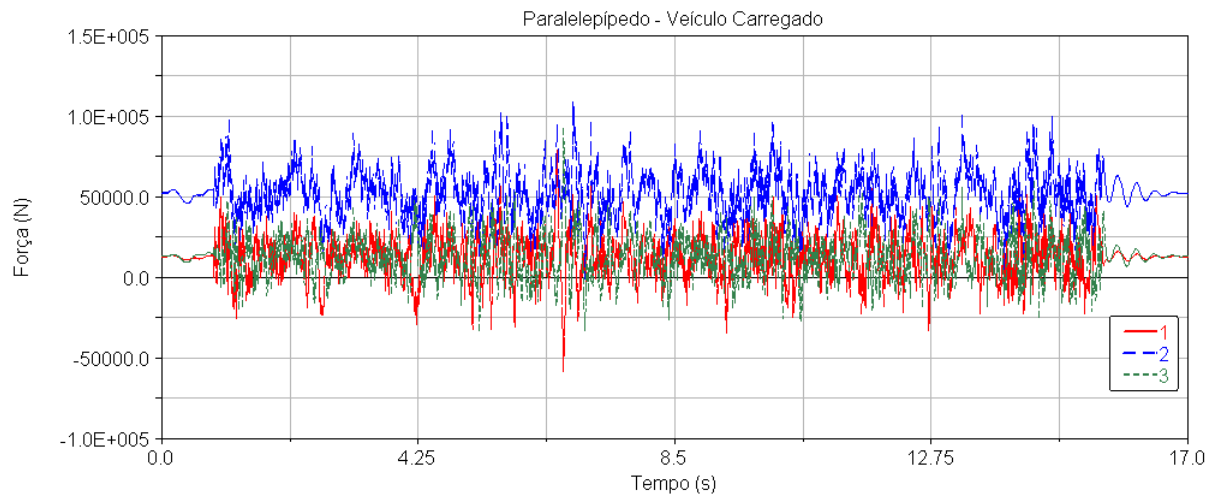


Figura A3.30 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 40 km/h.

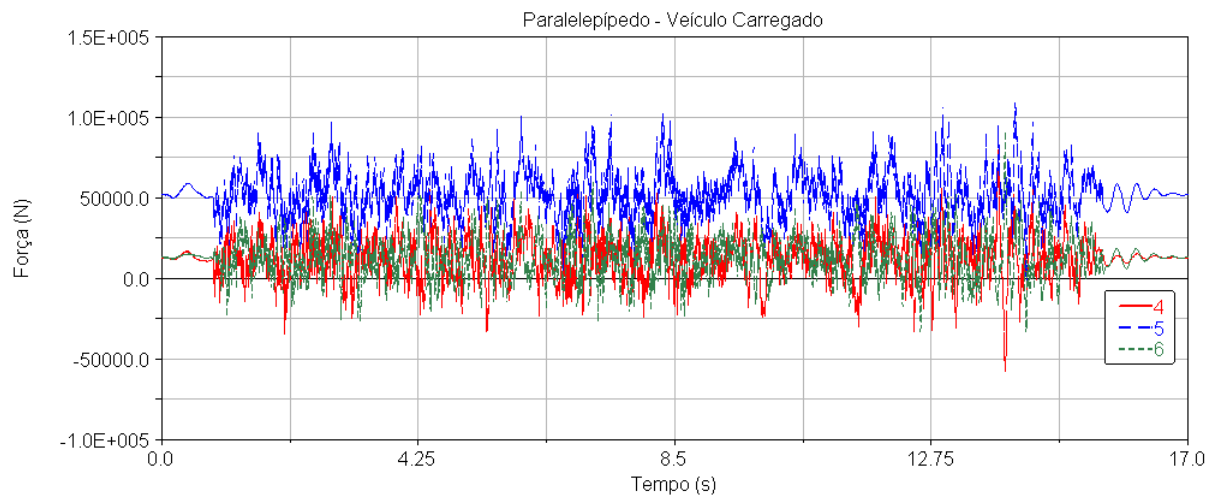


Figura A3.31 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo carregado a 40 km/h.

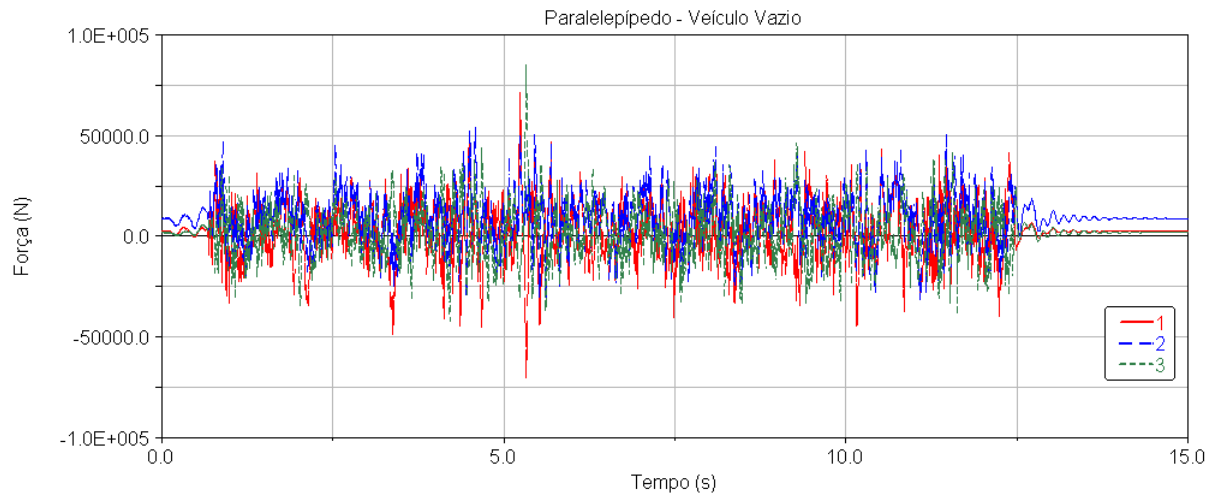


Figura A3.32 - Forças obtidas nos pontos 1, 2 e 3 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 50 km/h.

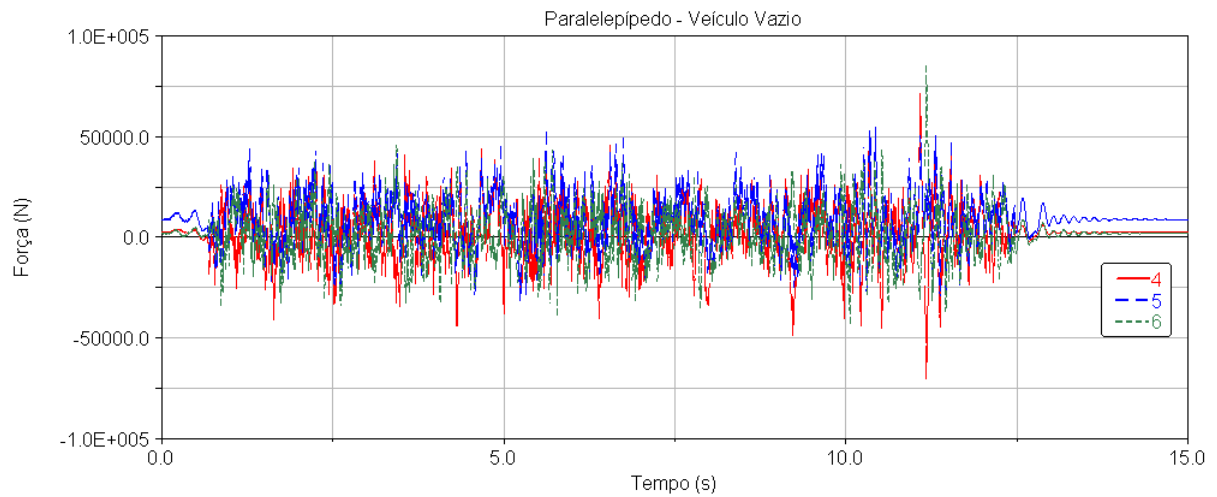


Figura A3.33 - Forças obtidas nos pontos 4, 5 e 6 nas simulações de tráfego em paralelepípedos , para o veículo vazio a 50 km/h.

APÊNDICE IV

Tensões de von Mises Obtidas nas Análises de Elementos Finitos.

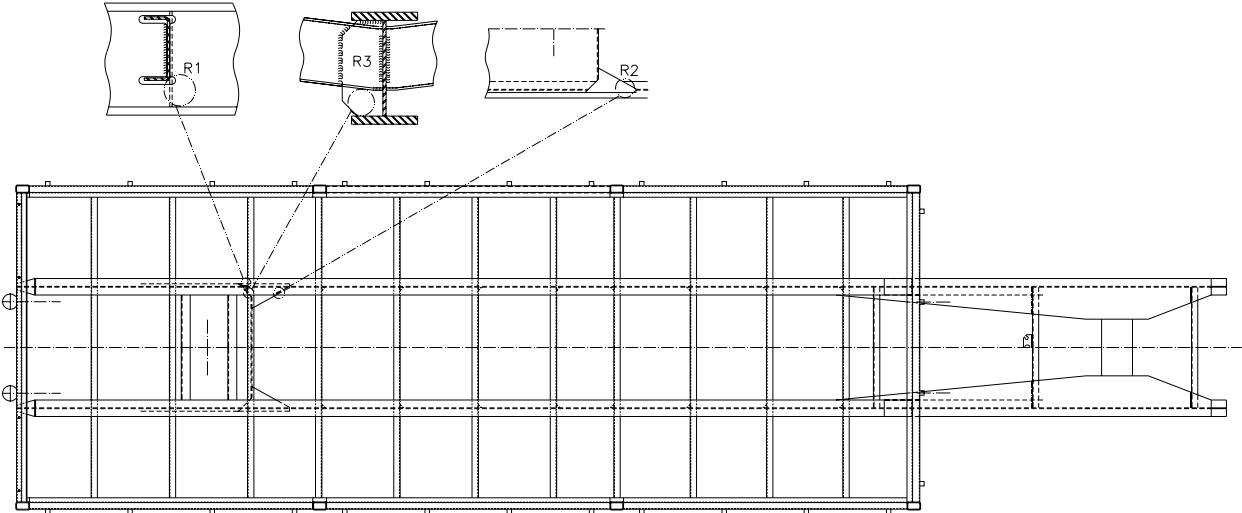


Figura A4.1 - Pontos críticos de chassi em análise.

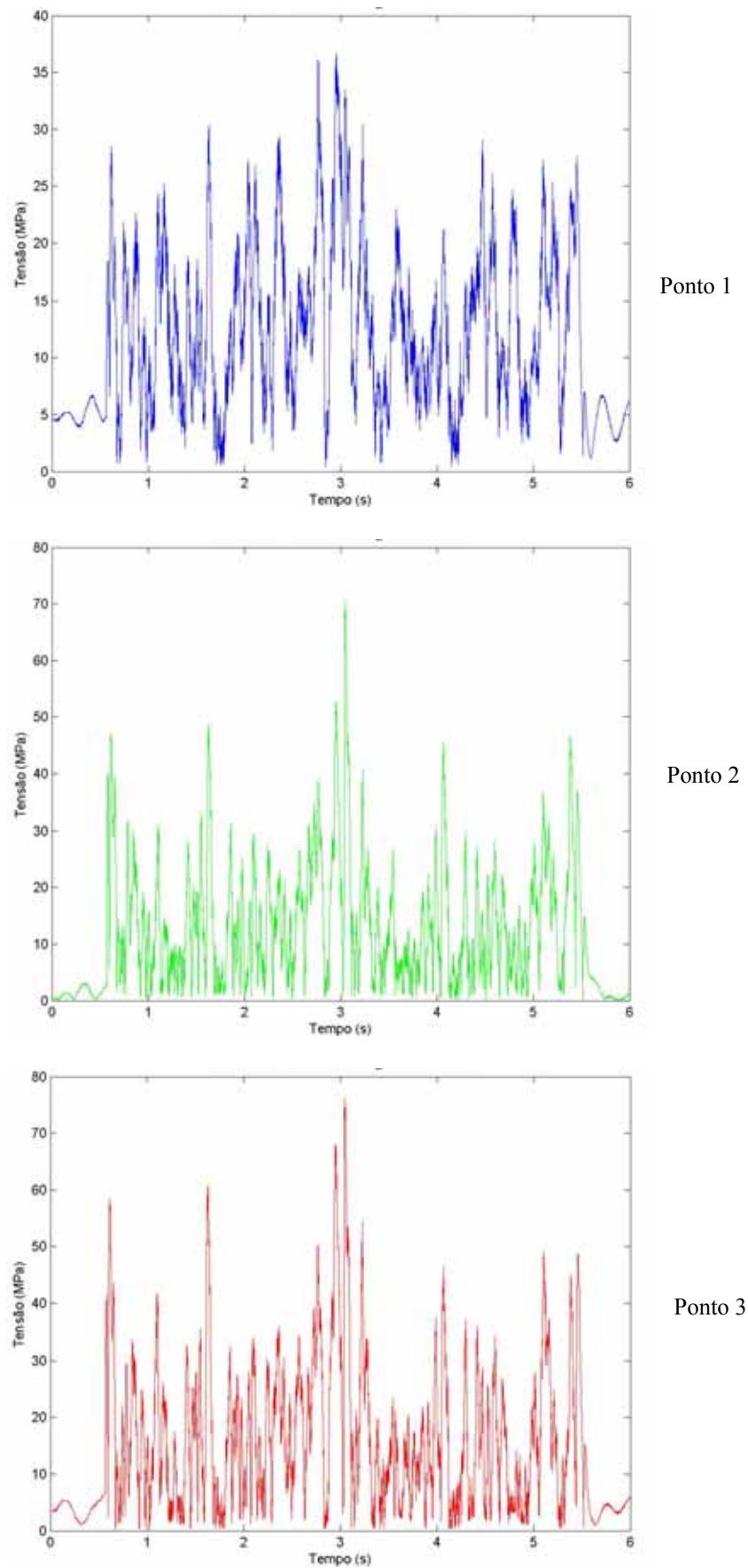


Figura A4.2 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo carregado a 60 km/h.

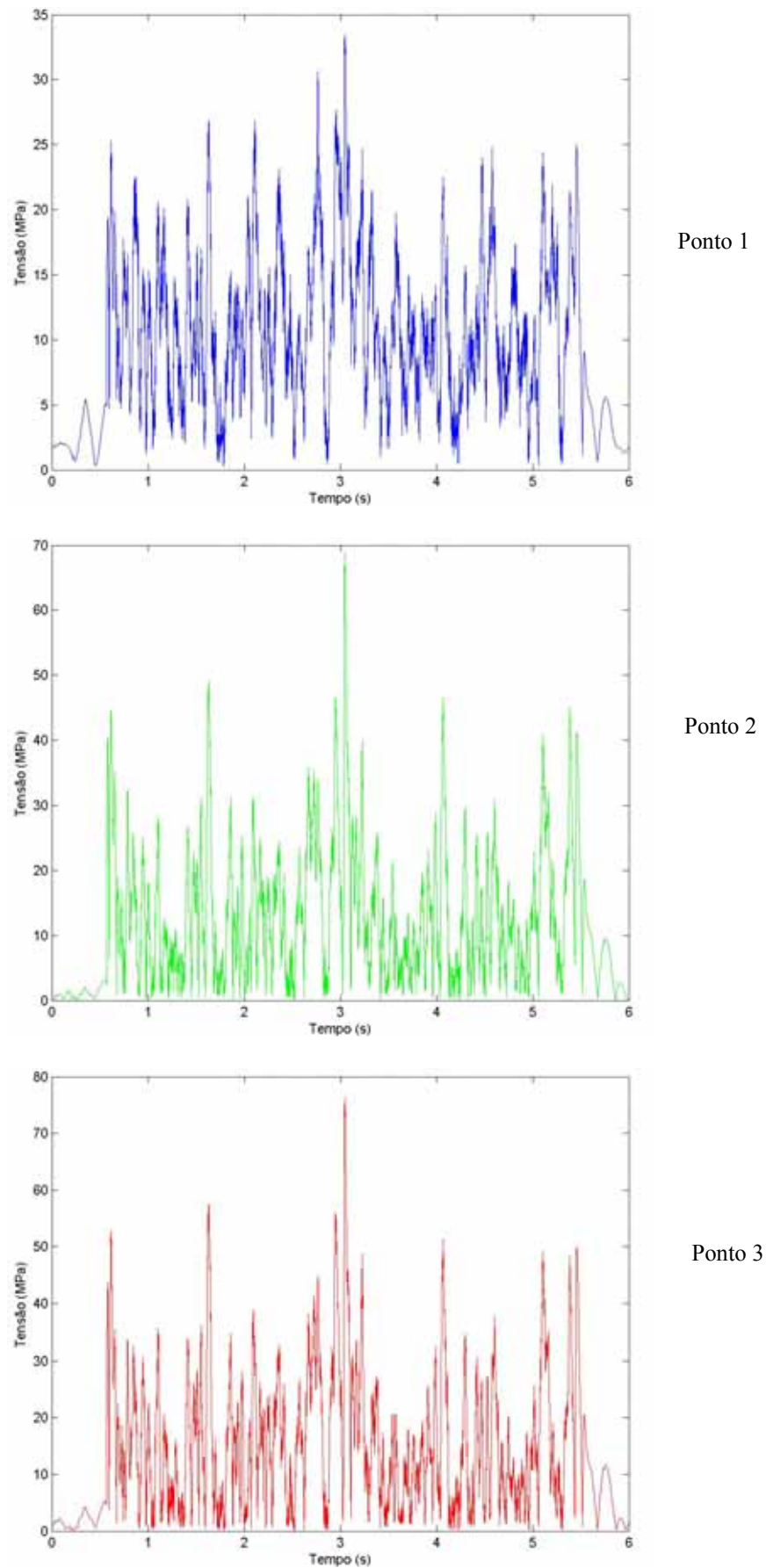


Figura A4.3 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo vazio a 60 km/h.

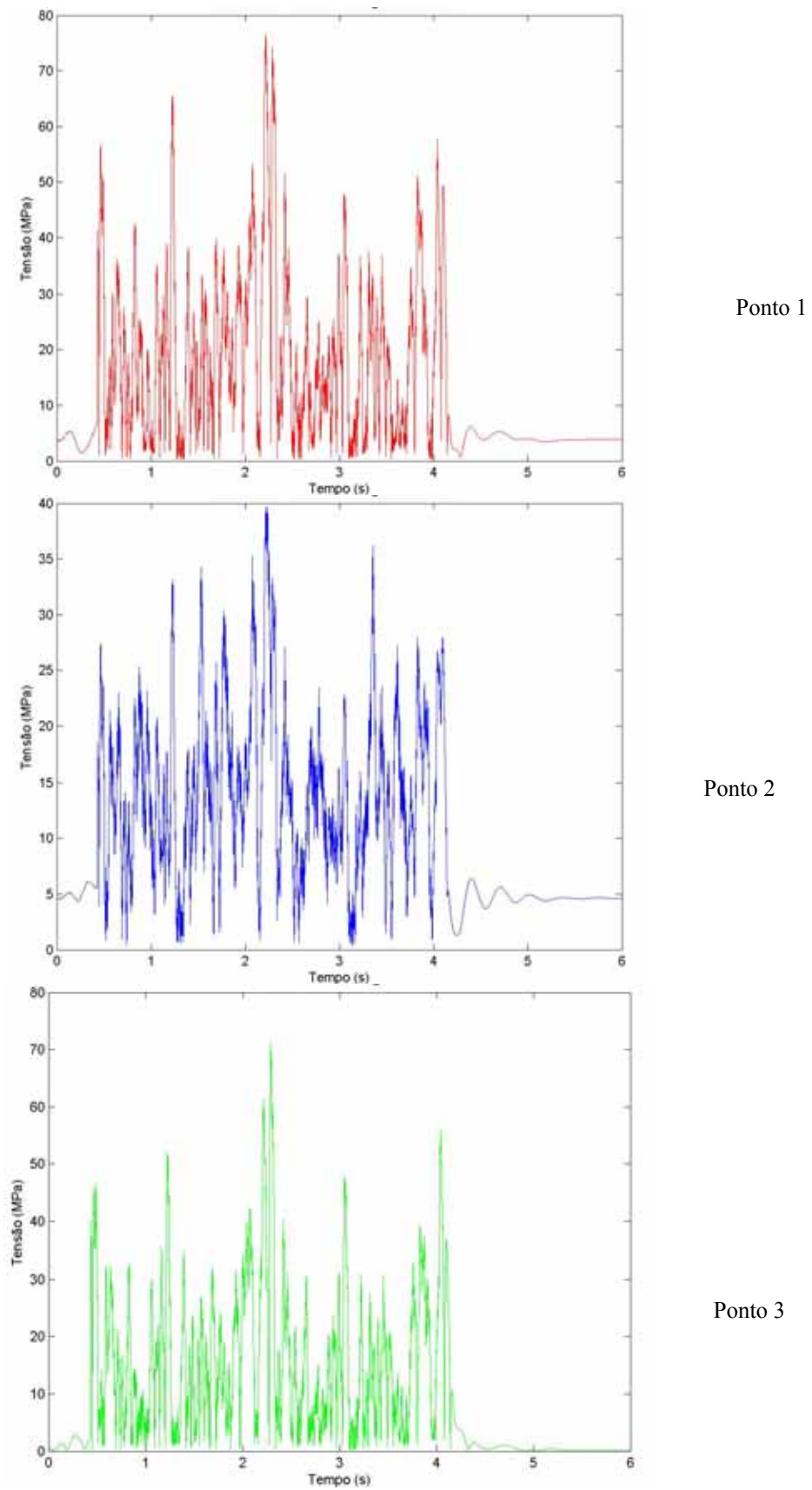


Figura A4.4 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo carregado a 80 km/h.

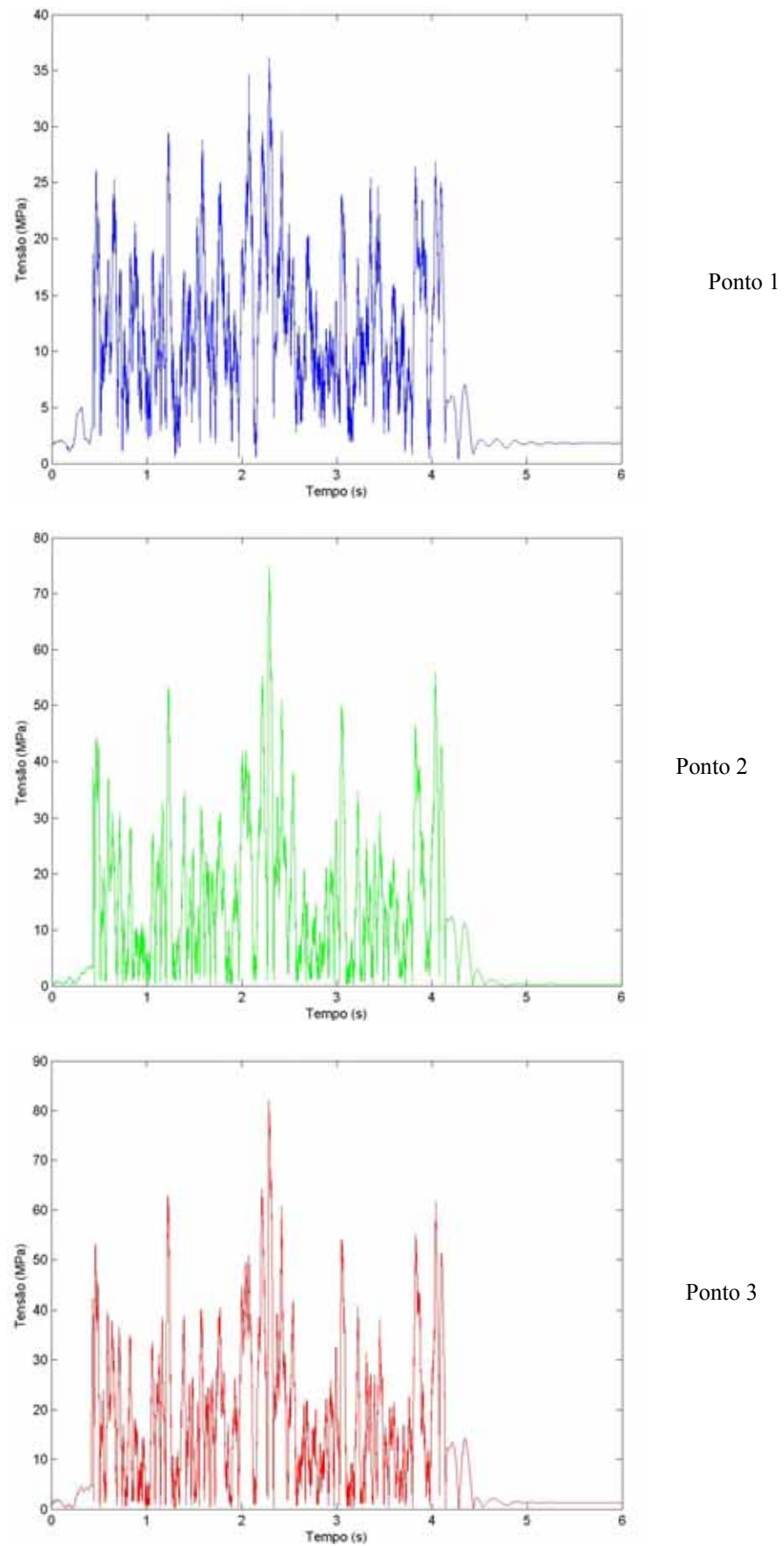
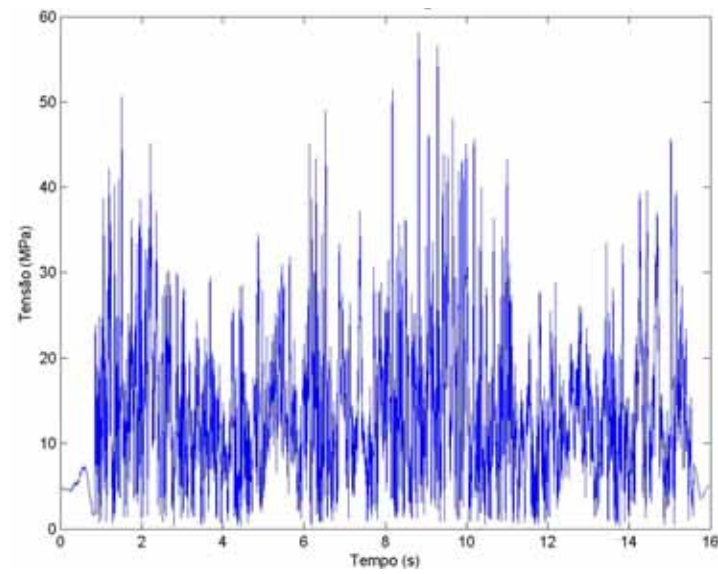
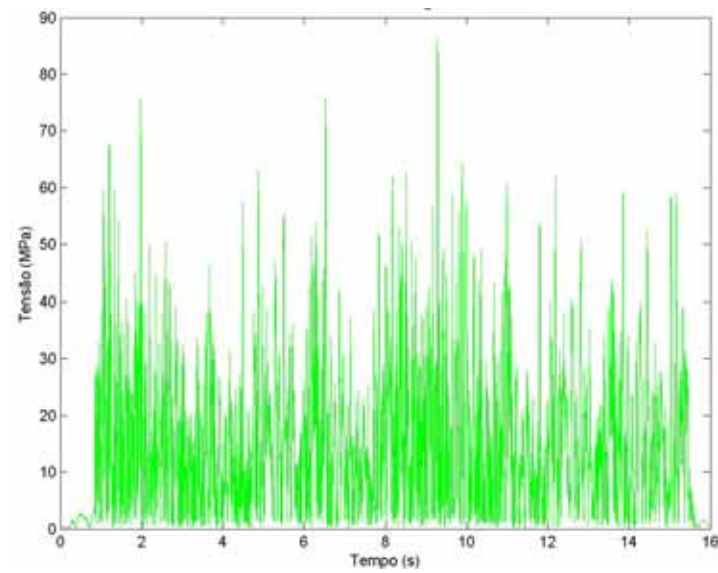


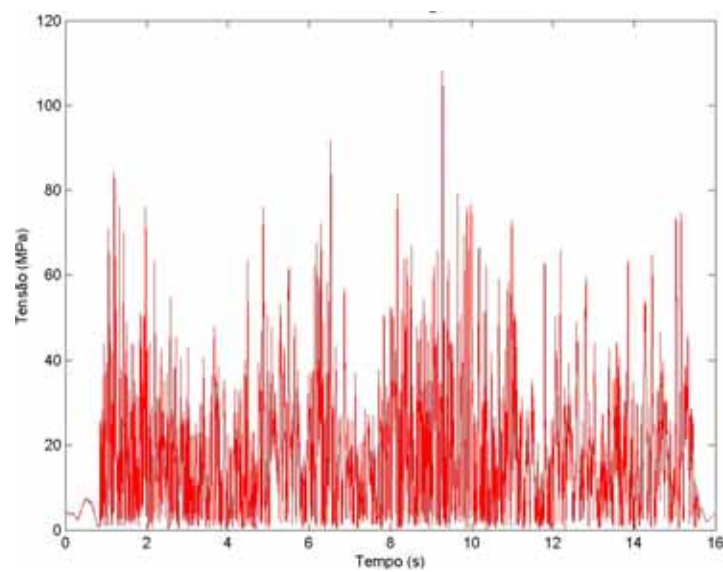
Figura A4.5 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto bom, para o veículo vazio a 80 km/h.



Ponto 1



Ponto 2



Ponto 3

Figura A4.6 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo carregado a 40 km/h.

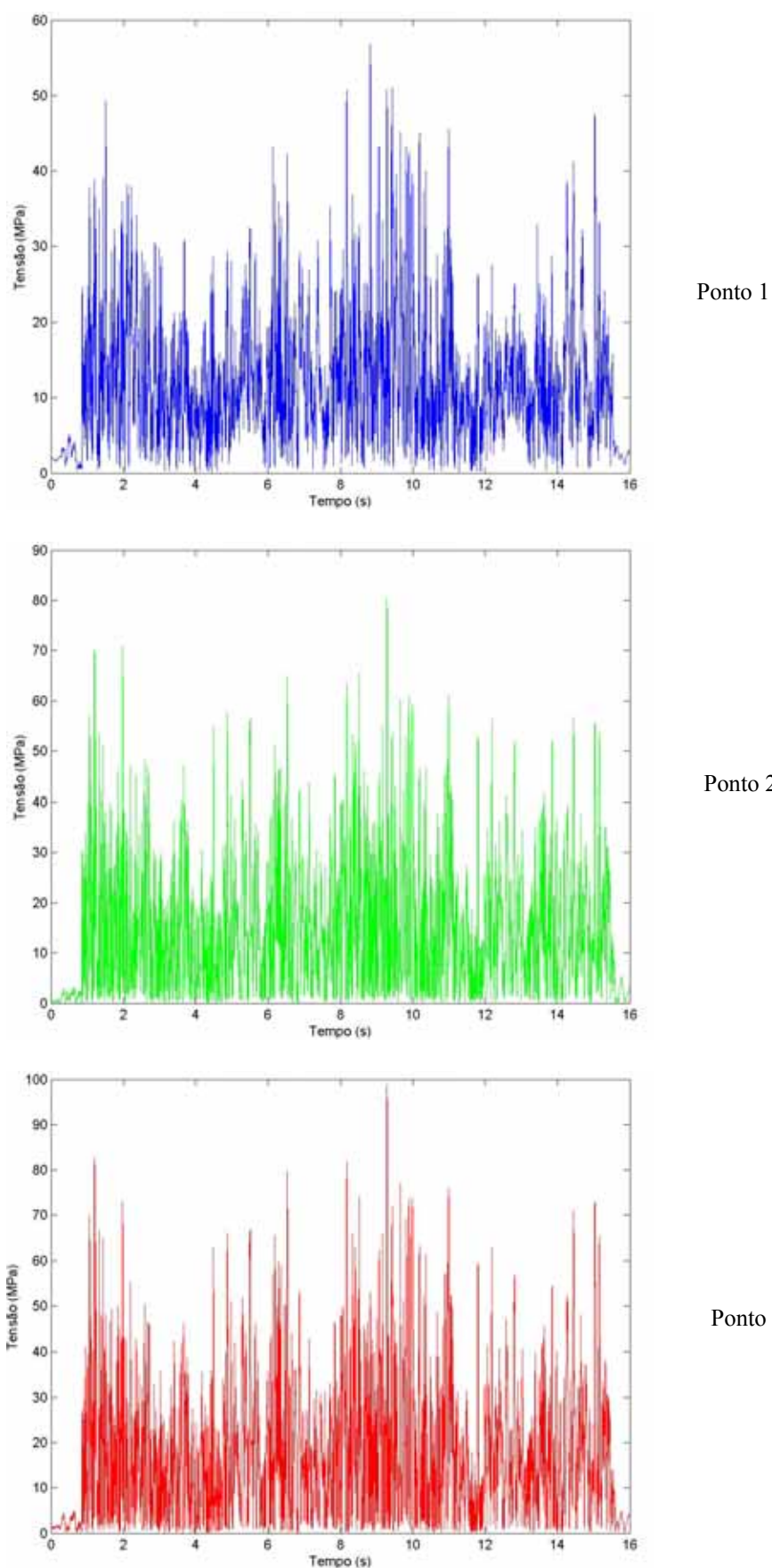


Figura A4.7 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo vazio a 40 km/h.

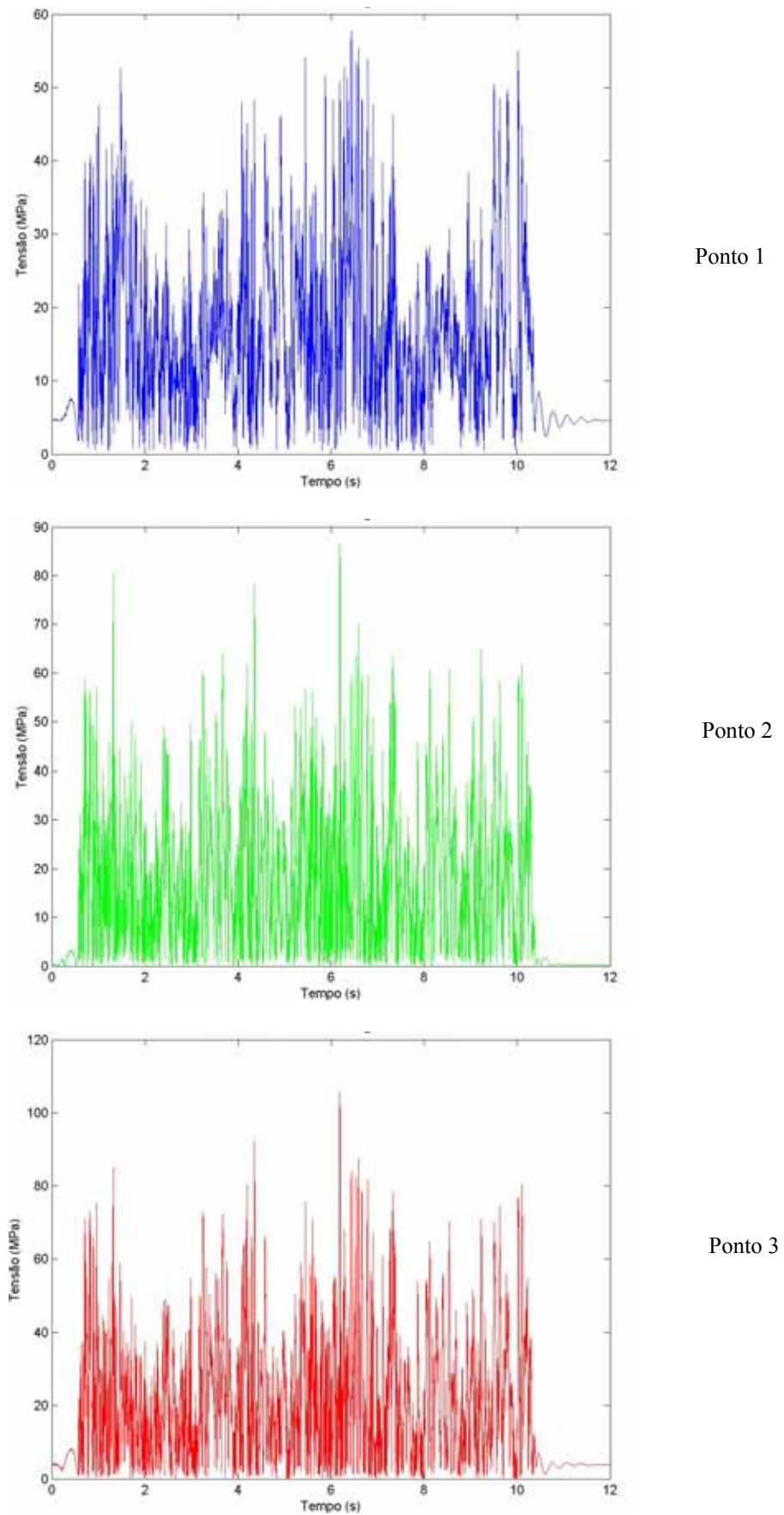


Figura A4.8 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo carregado a 60 km/h.

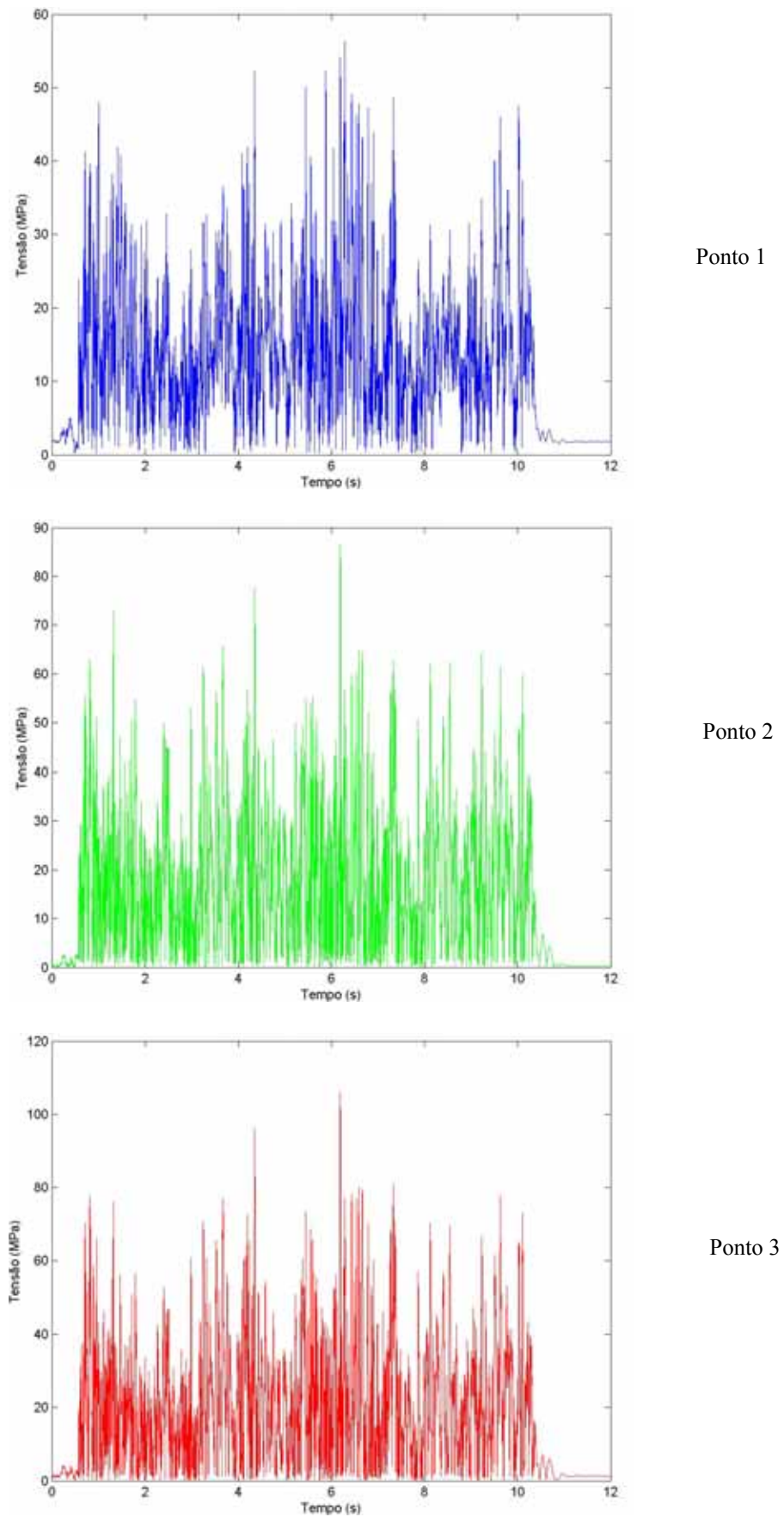


Figura A4.9 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda do asfalto ruim, para o veículo vazio a 60 km/h.

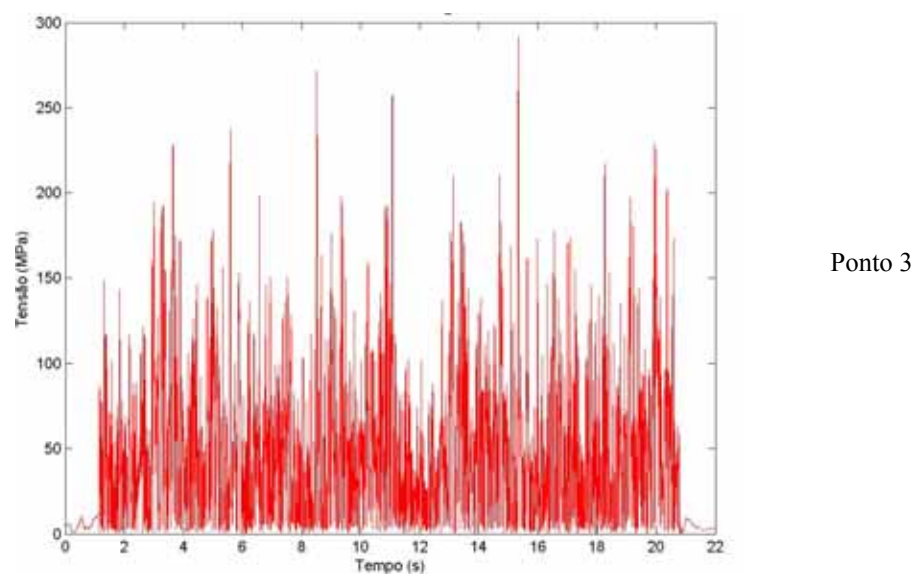
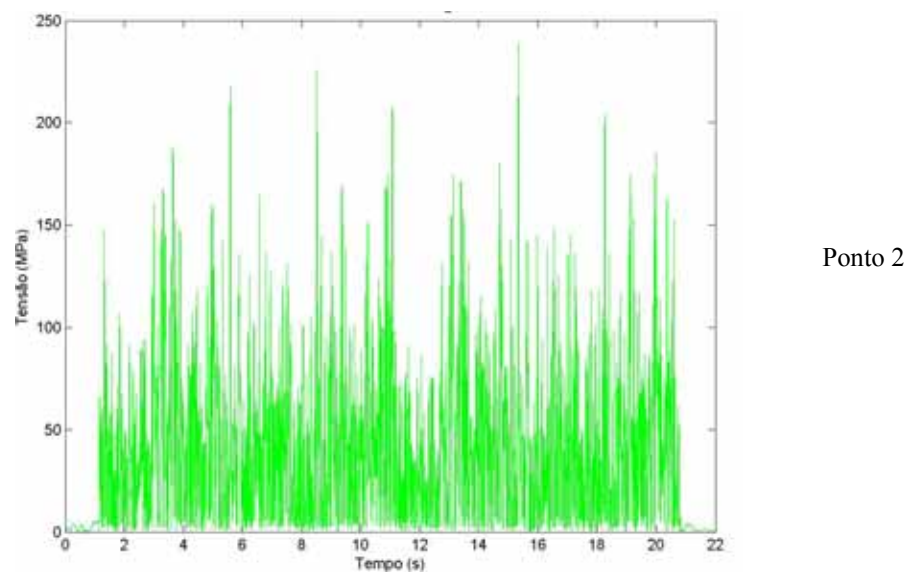
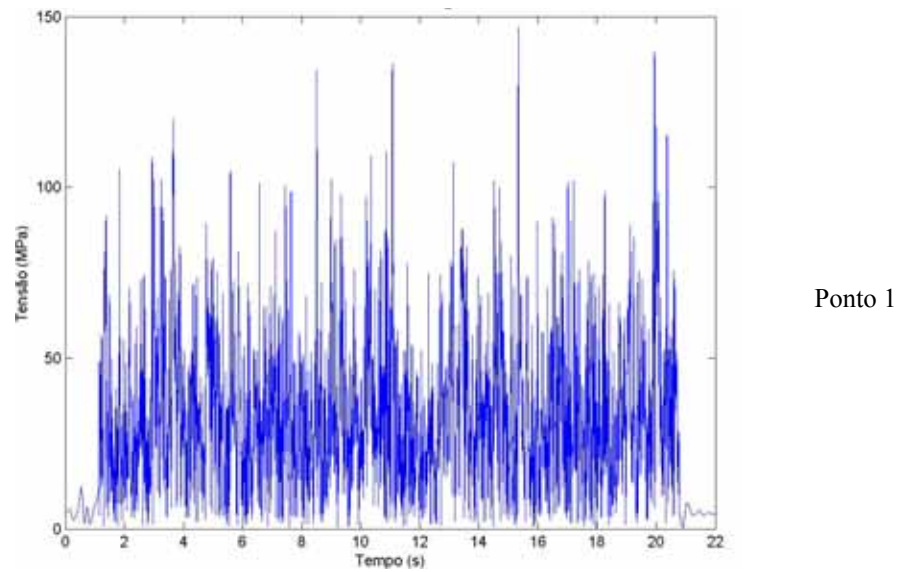


Figura A4.10 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo carregado a 30 km/h.

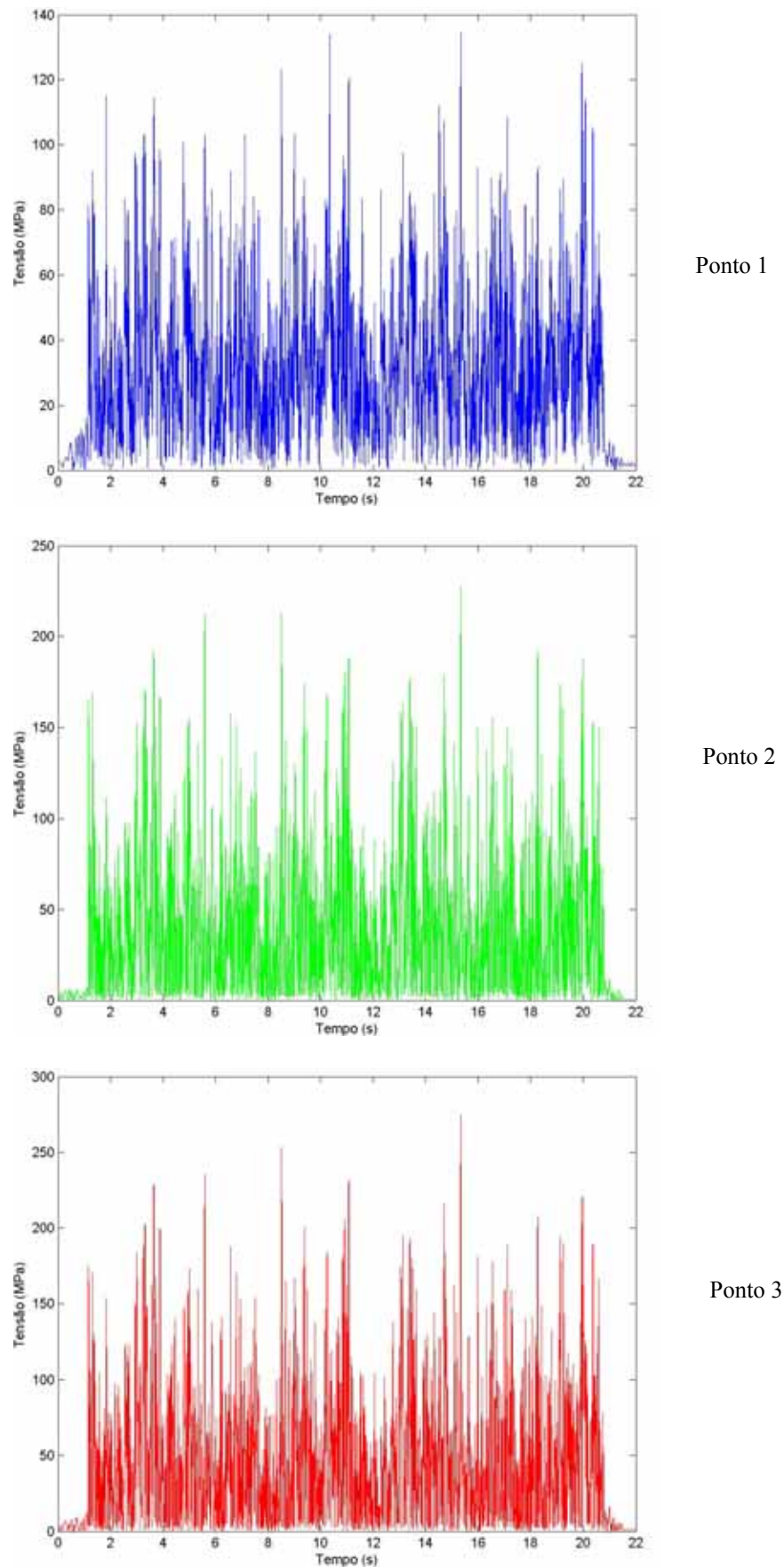
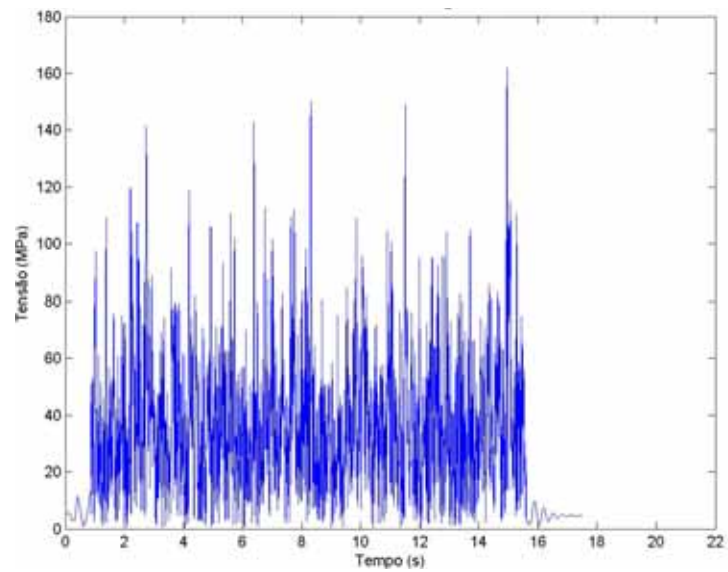
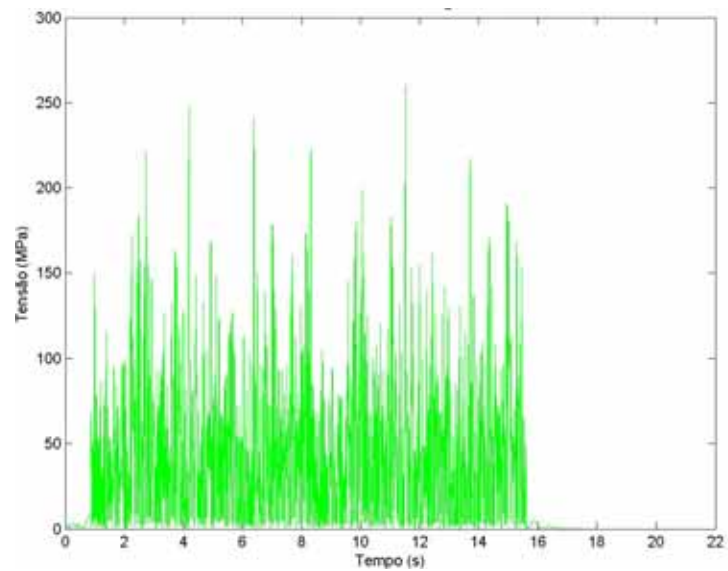


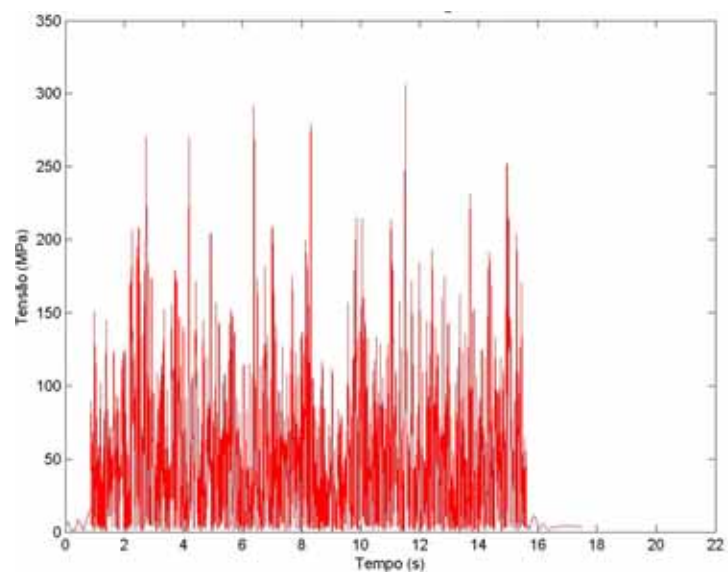
Figura A4.11 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo vazio a 30 km/h.



Ponto 1



Ponto 2



Ponto 3

Figura A4.12 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo carregado a 40 km/h.

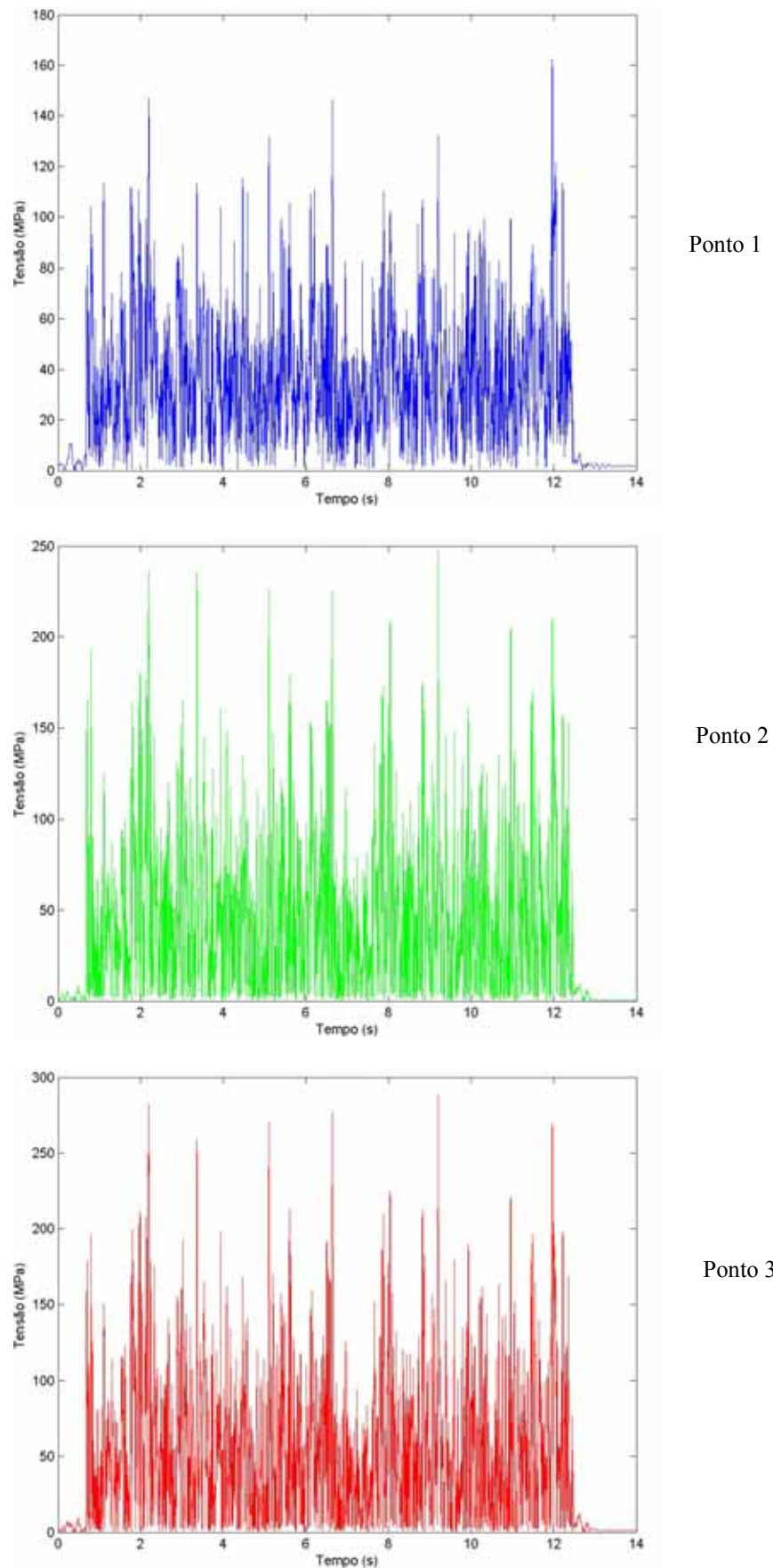


Figura A4.13 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de chão, para o veículo vazio a 50 km/h.

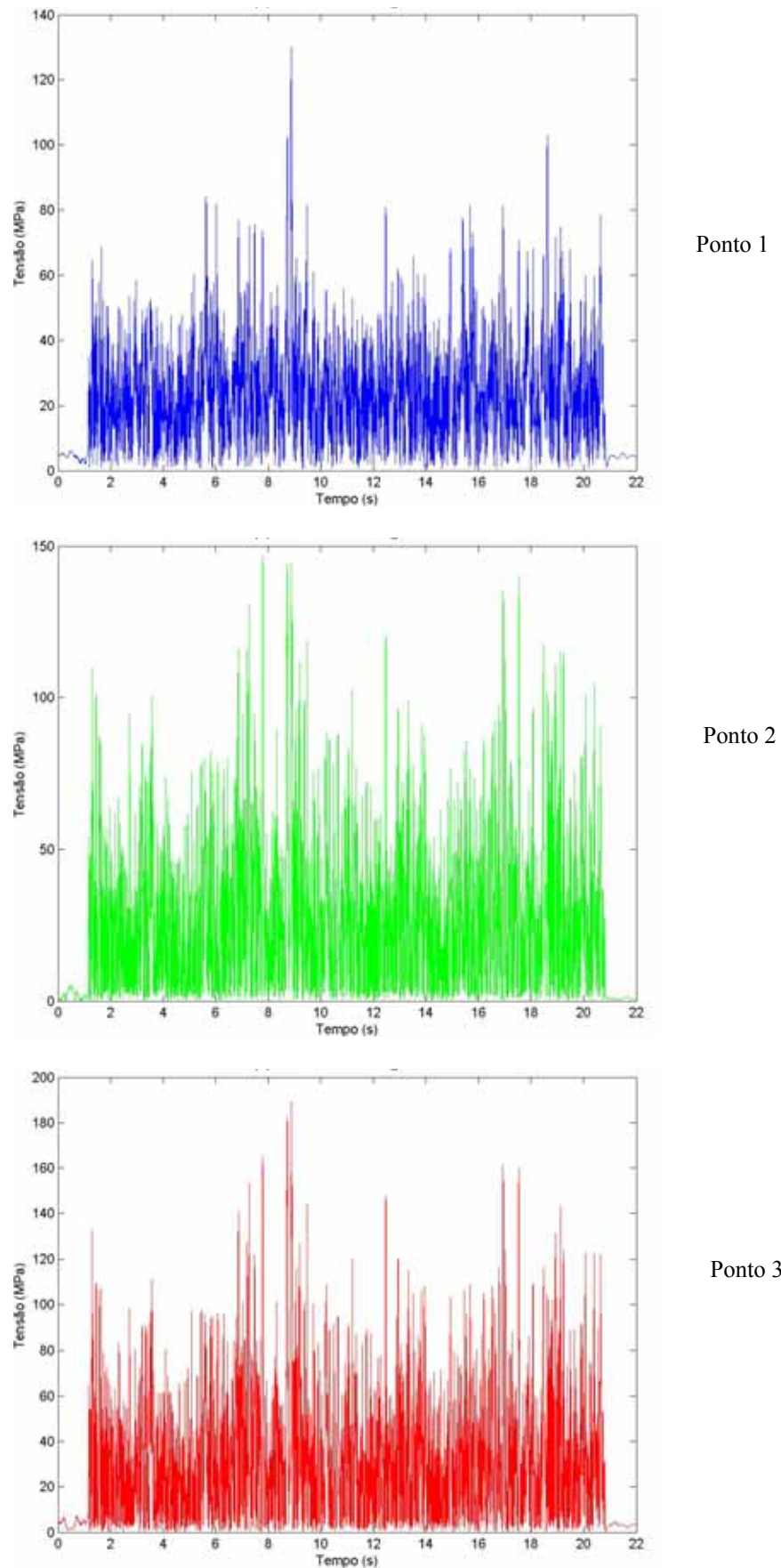


Figura A4.14 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo carregado a 30 km/h.

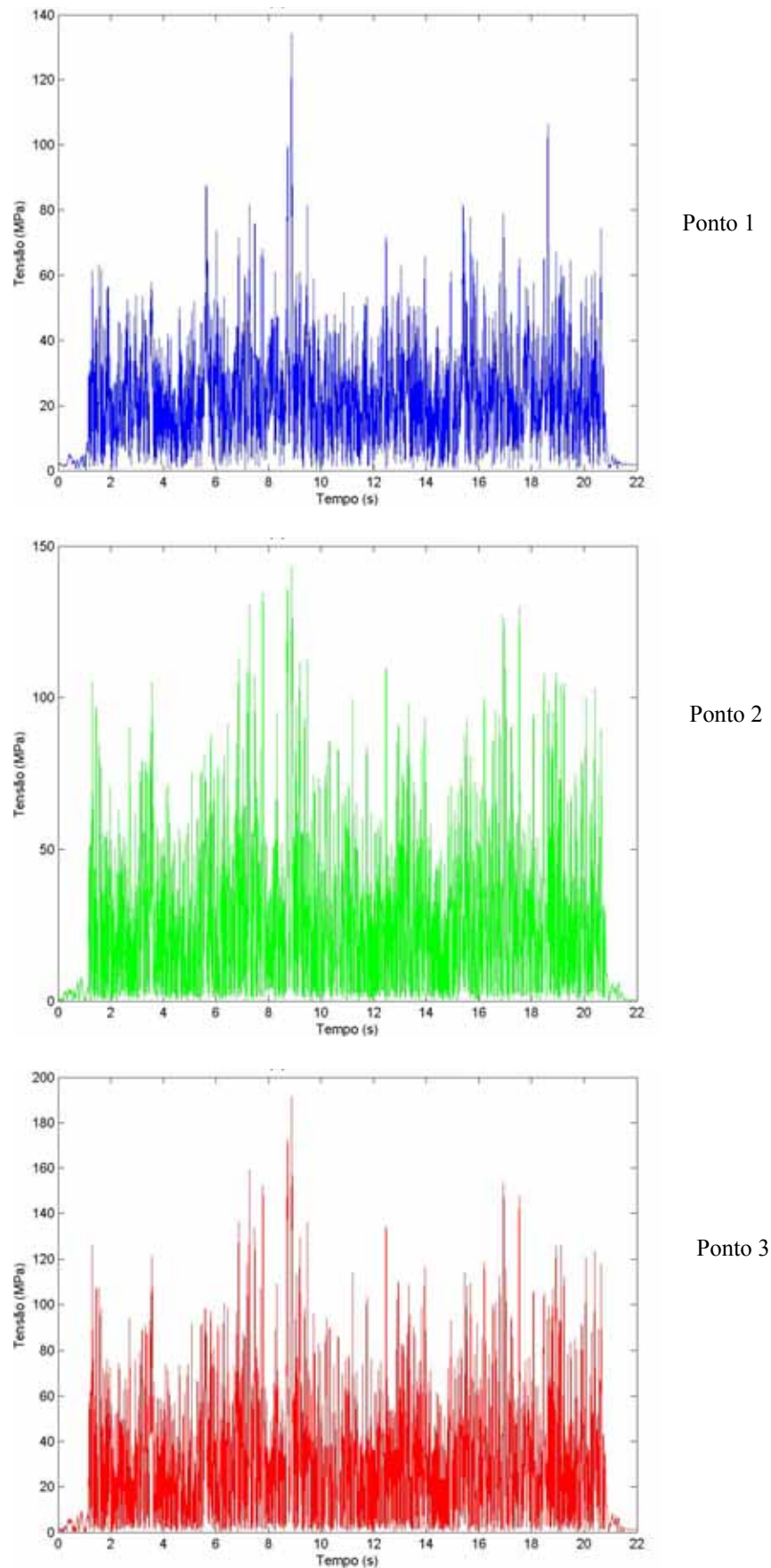


Figura A4.15 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo vazio a 30 km/h.

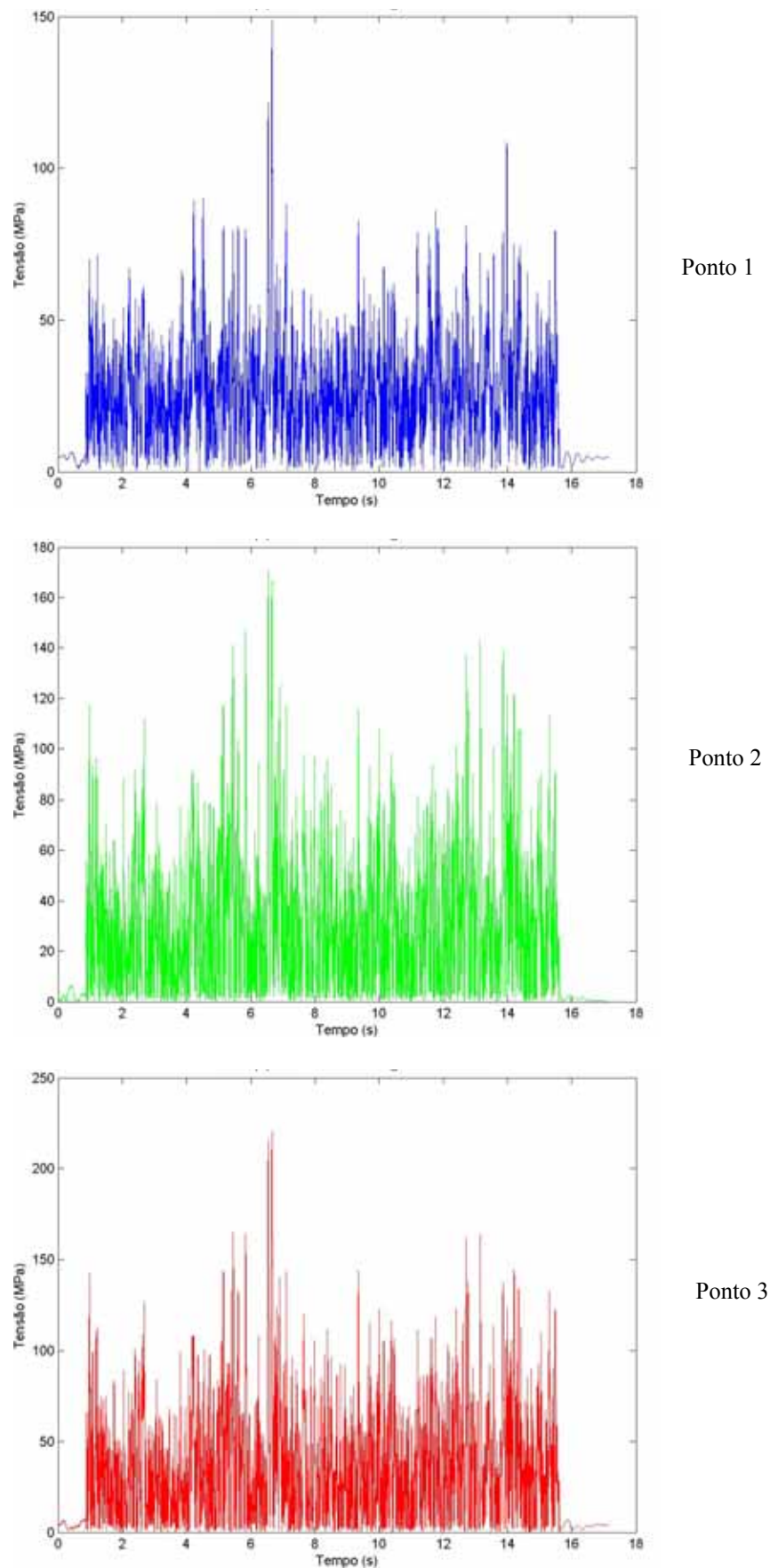


Figura A4.16 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo carregado a 40 km/h.

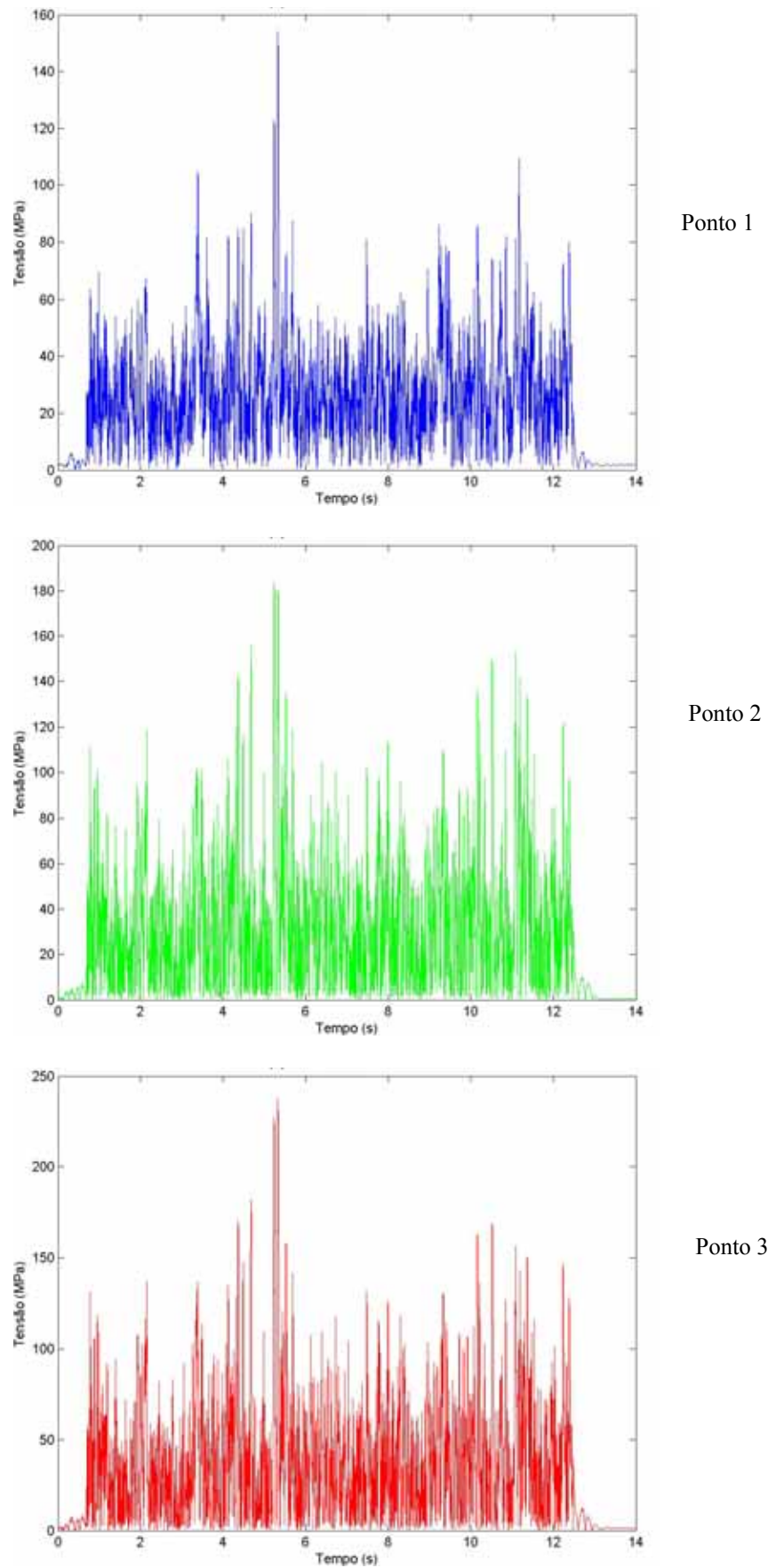


Figura A4.17 – Tensão de von Mises nos pontos críticos advinda da estrada de paralelepípedo, para o veículo vazio a 50 km/h.

APÊNDICE V

Comparação Numérico - Experimental

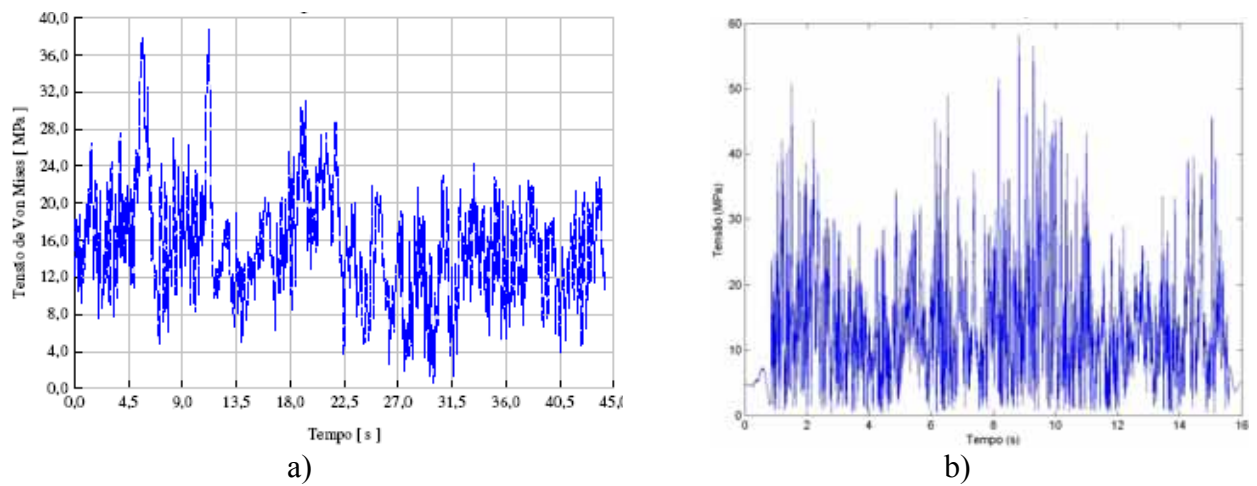


Figura A5.1–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico

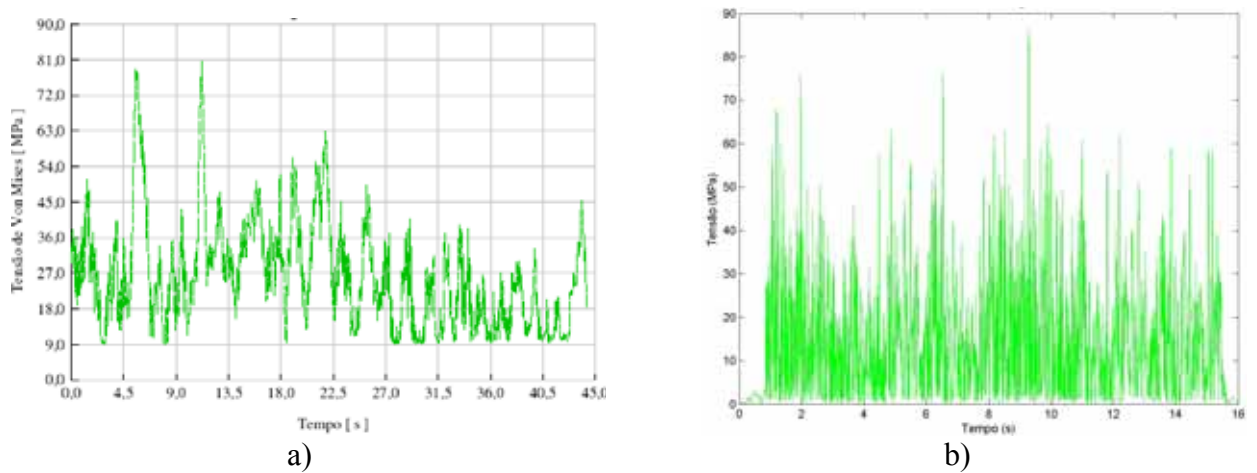
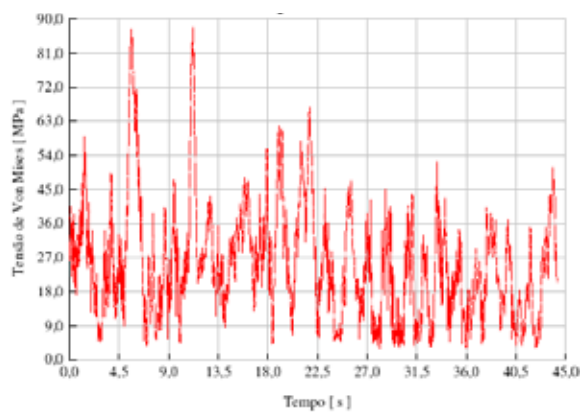
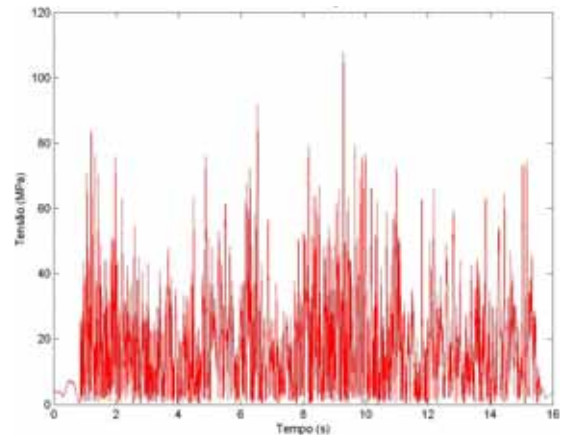


Figura A5.2– Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico

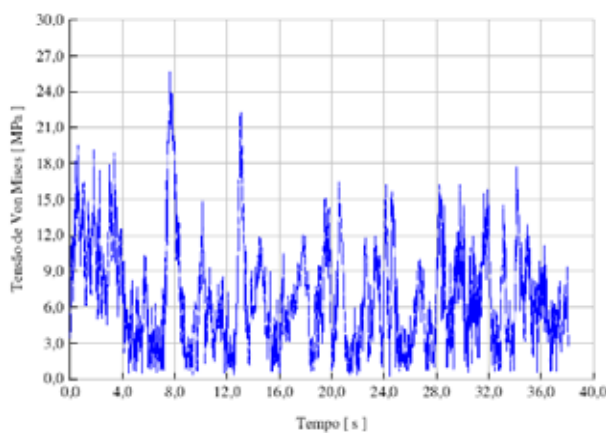


a)

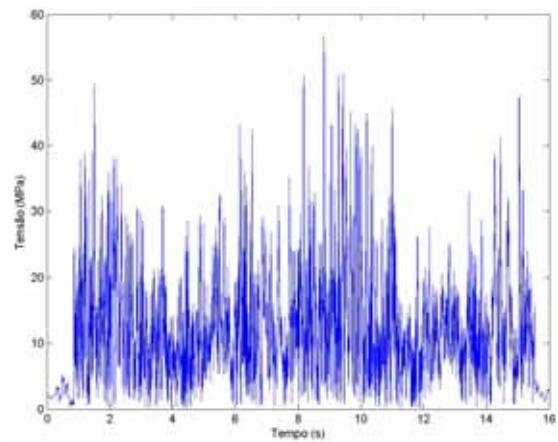


b)

Figura A5.3 – Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico

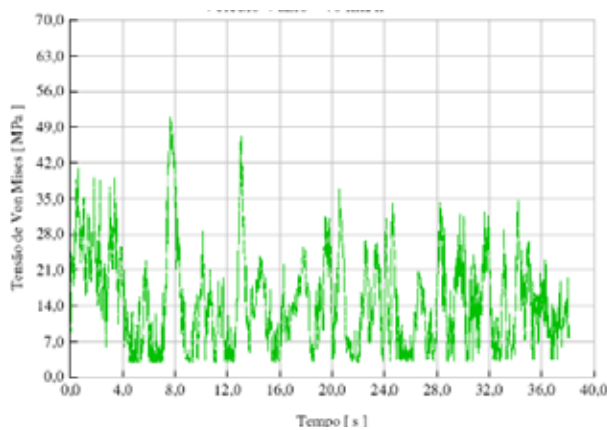


a)

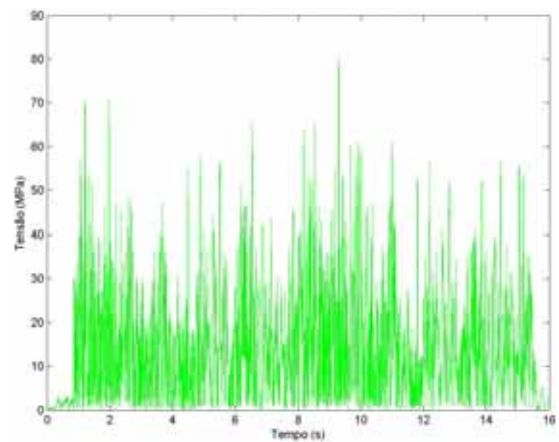


b)

Figura A5.4–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo vazio no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico



a)



b)

Figura A5.5–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo vazio no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico

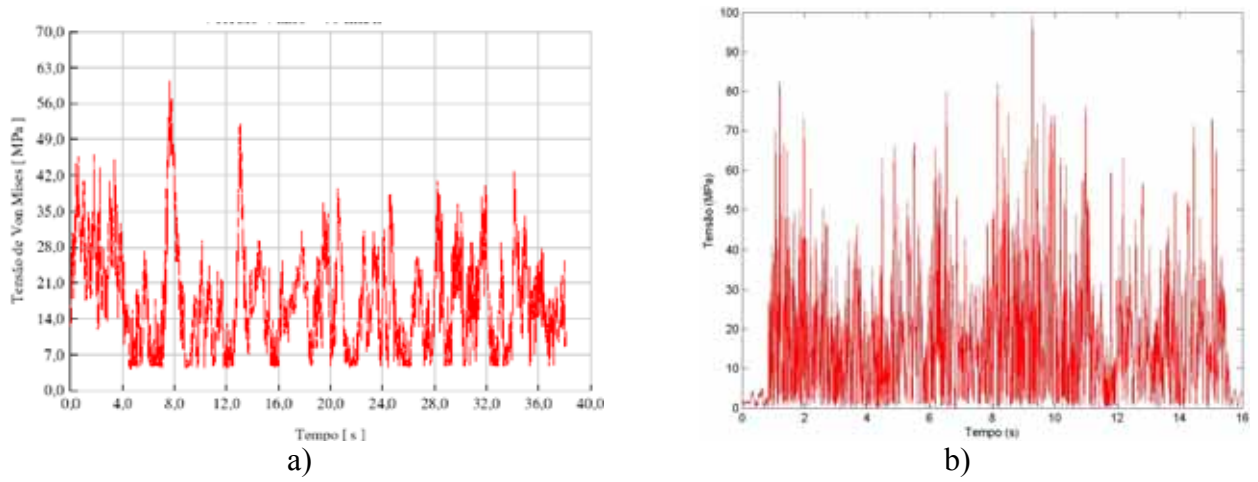


Figura A5.6–Tensões de von Mises para asfalto ruim a 40 km/h com veículo vazio no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico

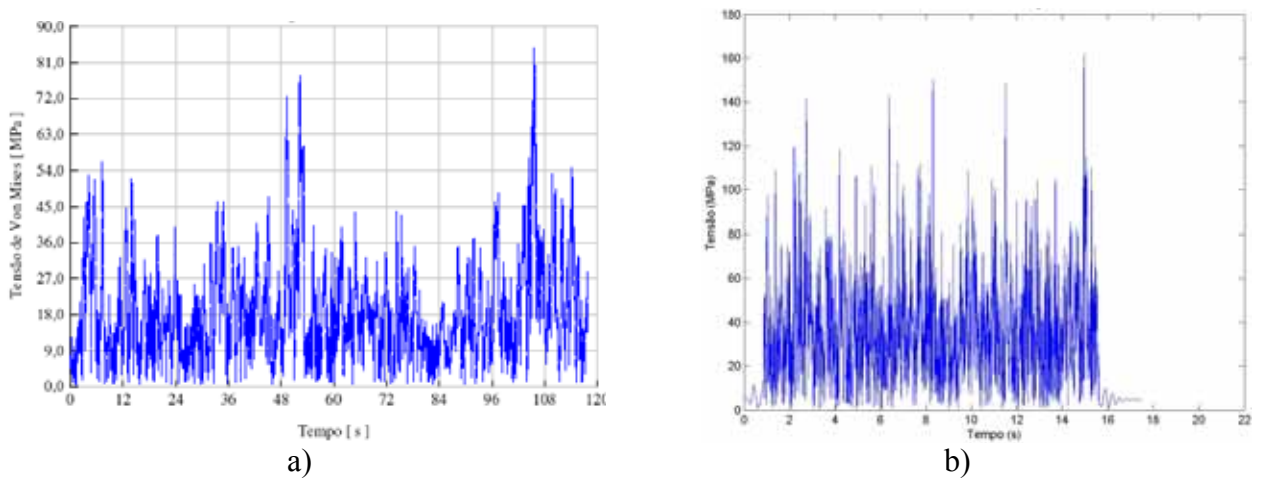


Figura A5.7–Tensões de von Mises para estrada de chão 40 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico

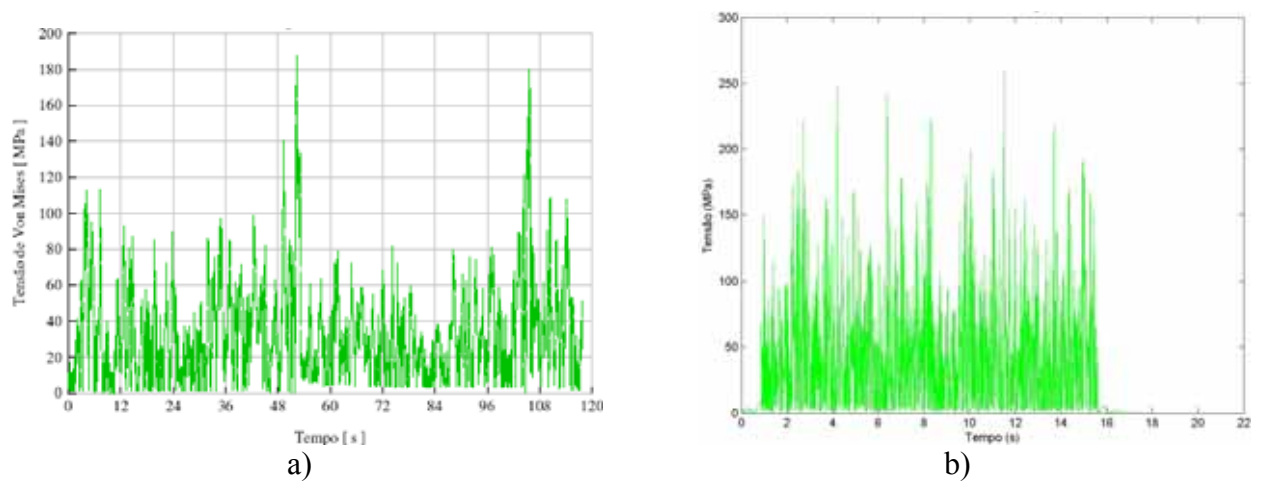


Figura A5.8–Tensões de von Mises para estrada de chão 40 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico

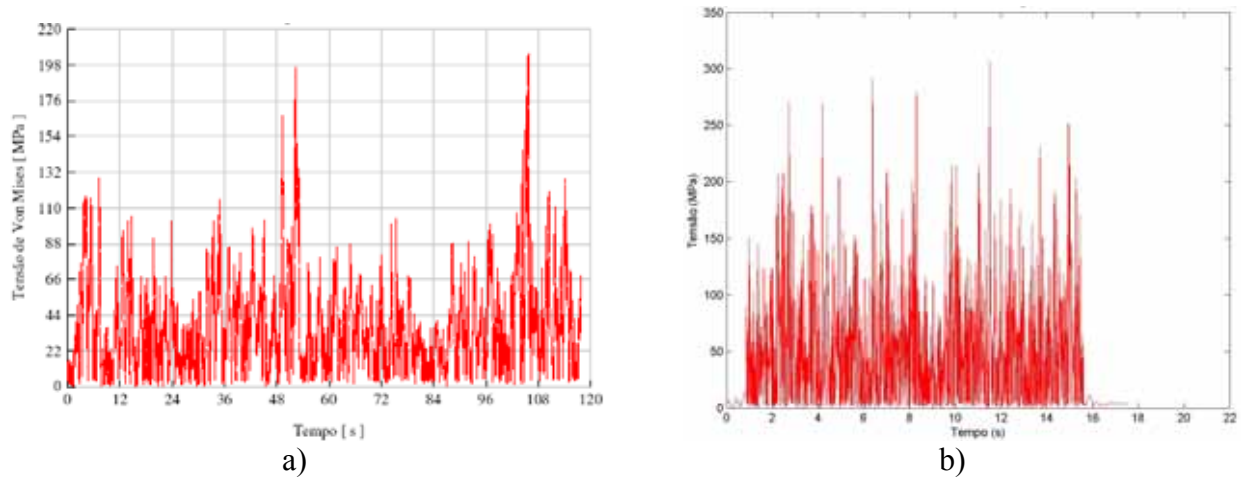


Figura A5.9–Tensões de von Mises para estrada de chão 40 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico

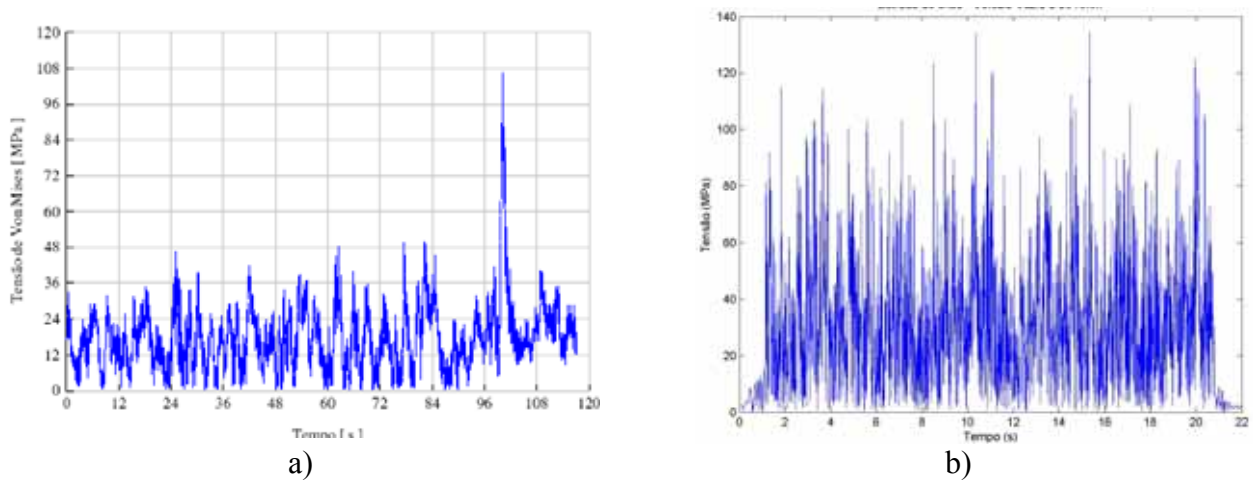


Figura A5.10–Tensões de von Mises para estrada de chão 30 km/h com veículo vazio no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico

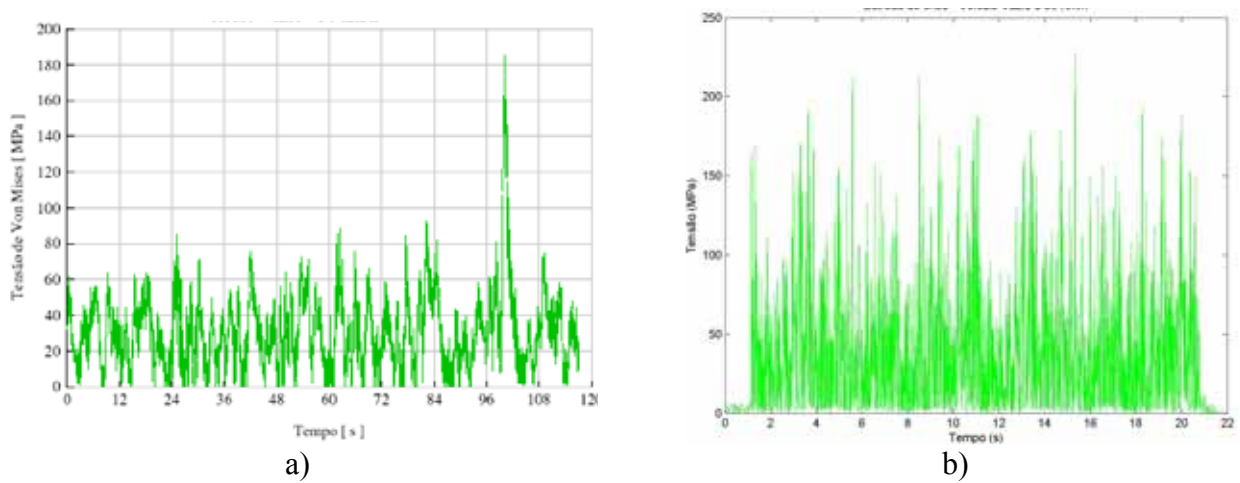
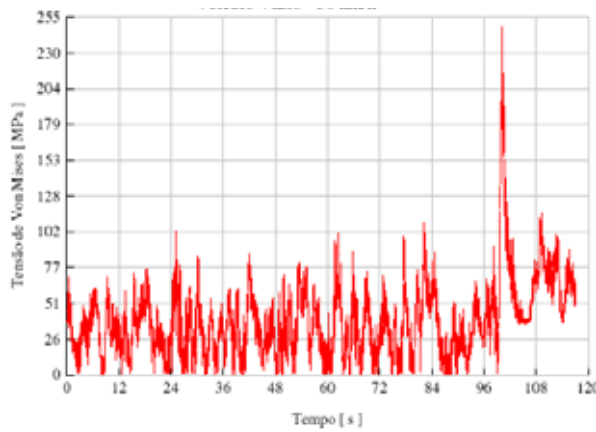
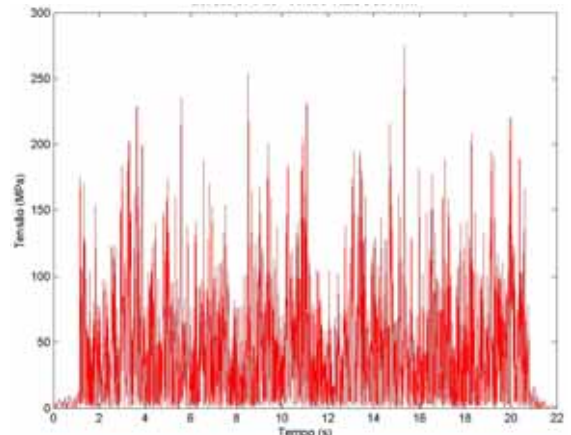


Figura A5.11–Tensões de von Mises para estrada de chão 30 km/h com veículo vazio no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico

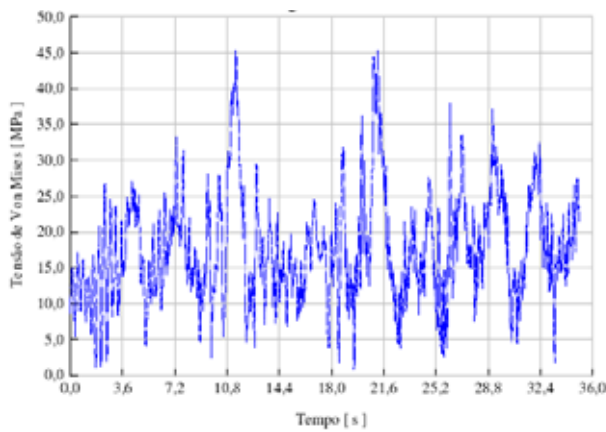


a)

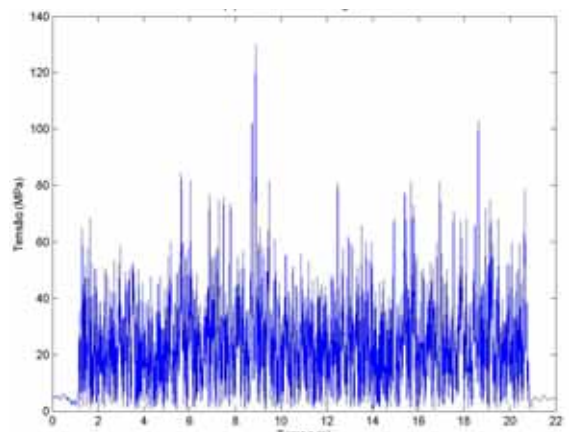


b)

Figura A5.12–Tensões de von Mises para estrada de chão 30 km/h com veículo vazio no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico

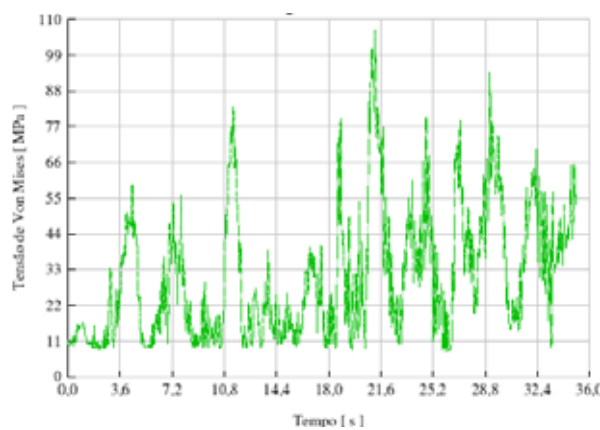


a)

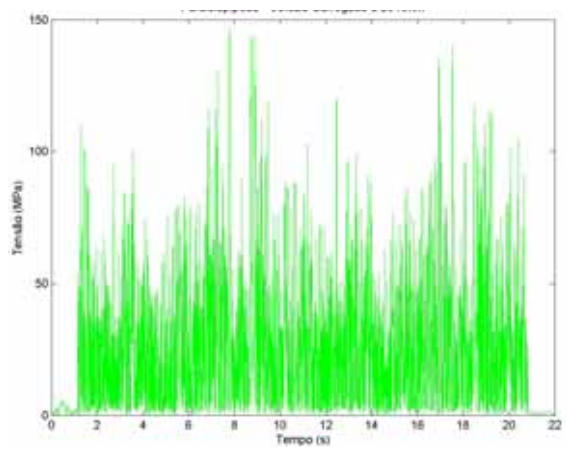


b)

Figura A5.13–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo carregado no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico

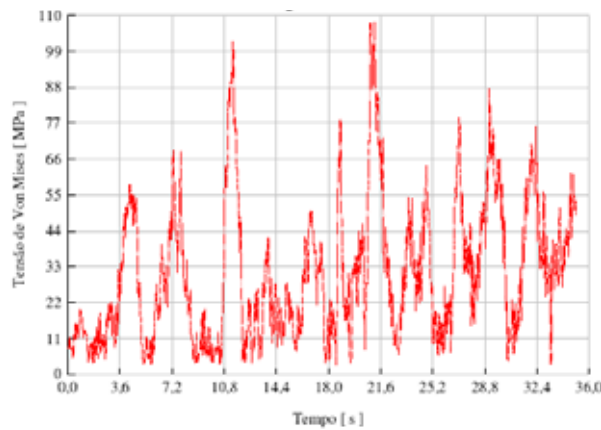


a)

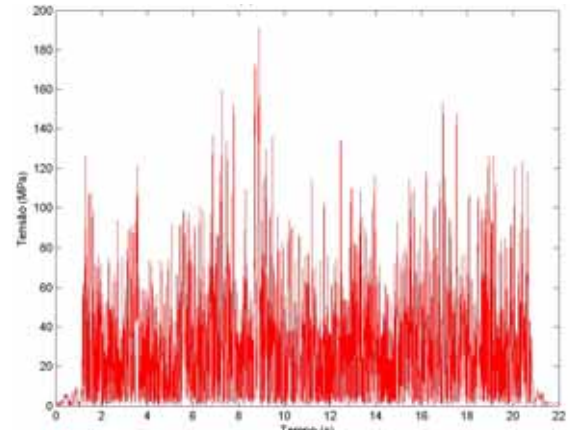


b)

Figura A5.14–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo carregado no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico

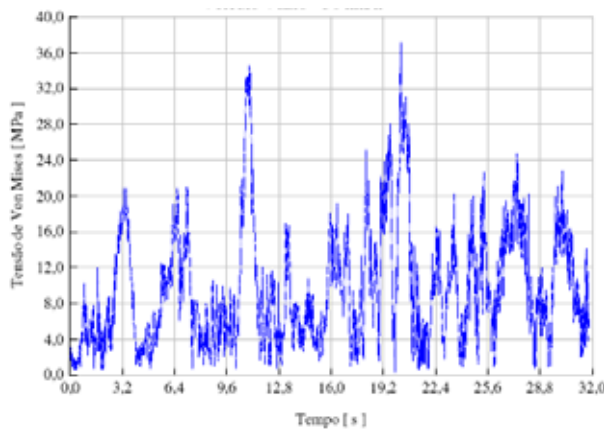


a)

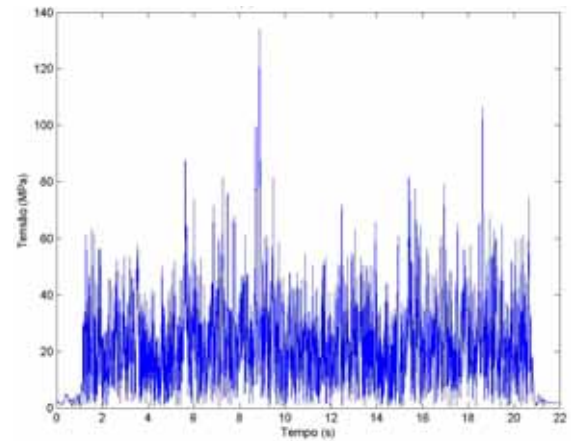


b)

Figura A5.15–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo carregado no ponto 3. a) Experimental; b) Numérico

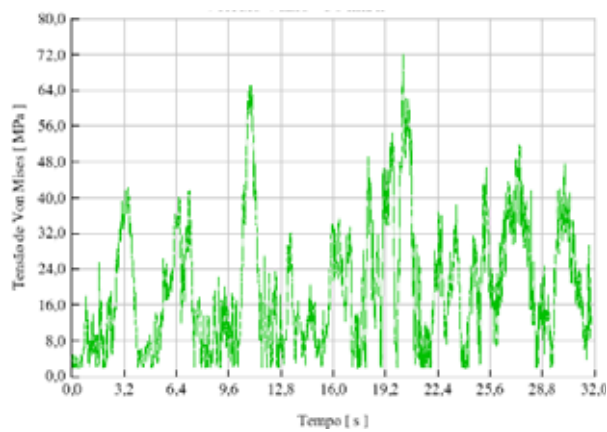


a)

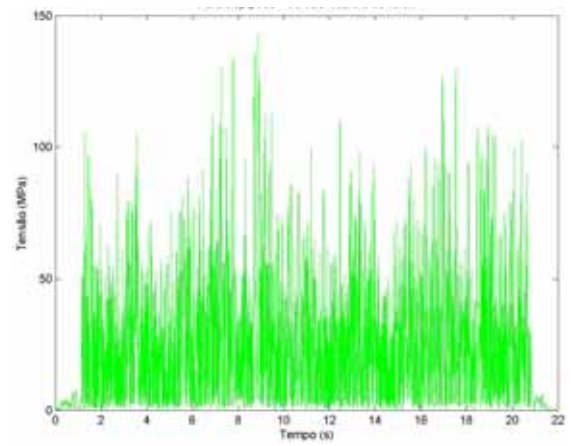


b)

Figura A5.16–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo vazio no ponto 1. a) Experimental; b) Numérico



a)



b)

Figura A5.17–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo vazio no ponto 2. a) Experimental; b) Numérico

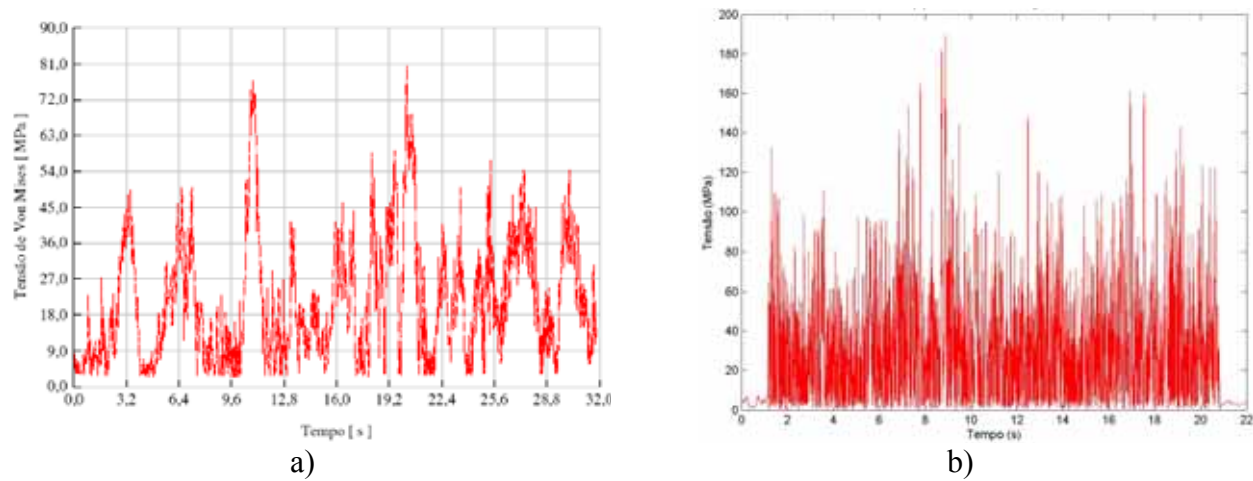


Figura A5.18–Tensões de von Mises para paralelepípedo 30 km/h com veículo vazio no ponto 3.
a) Experimental; b) Numérico

APÊNDICE VI

Análise Estatística das Propriedades dos Materiais Utilizados.

A6.1- Propriedades do aço ASTM-A283-03-C

Método do Ensaio = σ_{esc} 0.2%

Dimensões do corpo de prova 4.75X200X40

Tabela A6.1- Propriedades do aço ASTM-A283-03-C					
Certificado	Data do Ensaio	Amostra	σ_{esc} (MPa)	σ_{rup} (MPa)	Along. (%)
456705	10-fev-06	1	302	432	29
454899	02-fev-06	1	340	454	29
		2	358	455	28
455340	05-fev-06	1	366	463	24,2
		1	320	461	27
453495	28-jan-06	2	313	432	29,5
		3	313	434	27,7
		1	328	443	22,2
454898	02-fev-06	1	328	443	22,2
453991	30-jan-06	1	313	434	27,7
454540	31-jan-06	1	320	461	27
		2	328	480	24
471325	30-mar-06	1	297	431	27,1
		2	323	442	27,6
471531	30-mar-06	1	315	460	27
471513	30-mar-06	1	357	470	25
		2	325	450	30
473874	06-abr-06	1	297	437	28
473115	04-abr-06	1	296	425	22,1
		2	320	434	23,9
471516	30-mar-06	1	347	463	24
		2	318	460	25
471529	30-mar-06	1	347	463	24
473123	04-abr-06	1	328	449	20,9
473120	04-abr-06	1	328	449	20,9
		2	333	456	21,7
473125	04-abr-06	1	328	449	20,9
		2	333	456	21,7
471526	30-mar-06	1	357	470	25

		2	347	463	24
457377	13-fev-06	1	303	434	29
		2	329	449	24
457446	13-fev-06	1	303	434	29
457748	14-fev-06	1	329	449	24
457749	14-fev-06	1	303	434	29
		2	317	431	23
460580	23-fev-06	1	329	470	20
460322	22-fev-06	1	303	433	25
461341	25-fev-06	1	318	465	26
443187	21-dez-05	1	313	435	27
		2	339	449	24
444986	29-dez-05	1	313	435	27
		2	339	449	24
445427	31-dez-05	1	351	472	24
		2	350	470	24,2
445434	31-dez-05	1	351	472	24
		2	330	456	30
445555	01-jan-06	1	351	472	24
445843	02-jan-06	1	351	472	24
		1	351	472	24
445643	01-jan-06	2	325	456	28
		3	330	456	30
445405	31-dez-05	1	351	472	24
458679	17-fev-06	1	352	460	28
		Media	328,83	452,32	25,458
		Desvio Padrão	18,46	14,76	2,706

A6.2- Propriedades do aço ASTM-A36

Método do Ensaio = σ_{esc} 0.2%

Dimensões do corpo de prova 16X200X40

Certificado	Data do Ensaio	Amostra	σ_{esc} (MPa)	σ_{rup} (MPa)	Along. (%)
859978	17-jan-06	1	297	435	27,5
		2	297	441	32,5
859921	17-jan-06	1	297	441	32,5
861563	21-jan-06	1	310	444	24
		2	296	432	25
		3	312	452	29
		4	298	435	25,5
860244	17-jan-06	1	308	451	27,75
863823	27-jan-06	1	309	439	24
		2	305	430	24
		3	296	432	25
878507	08-mar-06	1	321	440	28
		2	347	447	27
		3	296	441	25,5

882411	18-mar-06	1	294	432	29,5
883323	21-mar-06	1	296	441	25,5
		2	301	437	28
873732	22-fev-06	1	308	454	27,5
		2	298	435	25,5
883166	21-mar-06	1	305	433	30,5
883414	22-mar-06	1	297	441	32,5
		2	310	461	29,5
875002	25-fev-06	1	308	451	27,75
873774	23-fev-06	1	308	454	27,5
868729	10-fev-06	1	308	446	29,5
		2	312	451	29
873104	21-fev-06	1	308	454	27,5
		2	298	435	25,5
873059	21-fev-06	1	297	435	27,5
873076	21-fev-06	1	352	459	27
		2	308	451	27,75
865717	01-fev-06	1	308	446	29,5
		2	312	451	29
865785	01-fev-06	1	321	440	28
		2	296	441	25,5
864885	31-jan-06	1	308	446	29,5
857697	10-jan-06	1	321	437	25
		2	352	459	27
858838	13-jan-06	1	308	454	27,5
861547	21-jan-06	1	312	452	29
		2	298	435	25,5
860240	17-jan-06	1	297	435	27,5
859942	17-jan-06	1	297	441	32,5
860580	18-jan-06	1	312	452	29
860257	18-jan-06	1	308	451	27,75
863824	27-jan-06	1	312	451	24
863770	27-jan-06	1	347	447	27
		2	337	458	25
		3	350	481	25
Média			310,06	445,04	27,51
desvio padrão			15,91	9,94	2,284

APÊNDICE VII

Propriedades do elemento rígido tipo MPC (Multi-Point Constrain) RBE2 [MSC.Nastran,2005]

RBE2 Rigid Body Element, Form 2

Defines a rigid body with independent degrees-of-freedom that are specified at a single grid point and with dependent degrees-of-freedom that are specified at an arbitrary number of grid points.

Format:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
RBE2	EID	GN	CM	GM1	GM2	GM3	GM4	GM5	
	GM6	GM7	GM8	-etc.-	ALPHA				

Example:

RBE2	9	8	12	10	12	14	15	16	
	20	6.5-6							

Field	Contents
EID	Element identification number. (0 < Integer < 100,000,000)
GN	Identification number of grid point to which all six independent degrees-of-freedom for the element are assigned. (Integer > 0)
CM	Component numbers of the dependent degrees-of-freedom in the global coordinate system at grid points GMi. (Integers 1 through 6 with no embedded blanks.)
GMi	Grid point identification numbers at which dependent degrees-of-freedom are assigned. (Integer > 0)
ALPHA	Thermal expansion coefficient. See Remark 11. (Real ≥ 0.0 or blank)

Remarks:

- Two methods are available to process rigid elements: equation elimination or Lagrange multipliers. The Case Control command, RIGID, selects the method.
- For the Lagrange method, MSC.Nastran will create internally the Lagrange multiplier degrees-of-freedom in addition to the displacement degrees-of-freedom given by connected grid points. The number of Lagrange multiplier degrees-of-freedom is equal to the number of dependent degrees-of-freedom which is obtained by CM multiplied with the number of dependent grid points.

3. For the linear method, the dependent degrees-of-freedom indicated by CM will be made members of the m-set at all grid points. For the Lagrange method, they may or may not be members of the m-set, depending on the method selected on the RIGID Case Control command. However, the rules regarding the m-set described below apply to both types of methods.
4. Dependent degrees-of-freedom assigned by one rigid element may not also be assigned dependent by another rigid element or by a multipoint constraint.
5. Element identification numbers should be unique with respect to all other element identification numbers.
6. Rigid elements, unlike MPCs, are not selected through the Case Control Section.
7. Forces of multipoint constraint may be recovered in all solution sequences except SOL 129, with the MPCFORCE Case Control command.
8. Rigid elements are ignored in heat transfer problems.
9. See "Rigid Elements and Multipoint Constraints (R-type, MPC)" on page 167 of the *MSC.Nastran Reference Guide* for a discussion of rigid elements.
10. The m-set coordinates specified on this entry may not be specified on other entries that define mutually exclusive sets. See "Degree-of-Freedom Sets" on page 845 for a list of these entries.
11. For the Lagrange method, the thermal expansion effect will be computed, if user supplies the thermal expansion coefficient ALPHA, and the thermal load is requested by the TEMPERATURE(INITIAL) and TEMPERATURE(LOAD) Case Control commands. The temperature of the element is taken as follows: the temperature of the bar connecting the grid point GN and any dependent grid point are taken as the average temperature of the two connected grid points.