

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

FERRAMENTAS PARA ANÁLISE DINÂMICA E ESTRUTURAL DE UM REBOQUE  
DE LINHA LEVE

por

Vagner Grison

Trabalho de Conclusão para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, junho de 2005.

**Este Trabalho de Conclusão foi analisado e julgado adequado para a obtenção do título de mestre em ENGENHARIA e aprovado em sua forma final pelos orientadores e pelo coordenador do Mestrado Profissionalizante em Engenharia, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.**

---

**Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas**

Orientador  
Escola de Engenharia  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

---

**Prof. Dr. Jun Sérgio Ono Fonseca**

Co-Orientador  
Escola de Engenharia  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

---

**Prof<sup>a</sup>. Dra. Helena Beatriz Bettella Cybis**

Coordenadora  
Mestrado Profissionalizante em Engenharia  
Escola de Engenharia  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

BANCA EXAMINADORA

**Prof. Dr. Alexandre Viecelli**  
UCS / PÓSGRAD

**Prof. Dr. Inácio Benvegnu Morsch**  
UFRGS / PPGEC

**Prof. Dr. Rogério José Marczack**  
UFRGS / PROMEC

## RESUMO

Neste trabalho é desenvolvida uma metodologia de projeto para identificar as regiões críticas da estrutura de um reboque de linha leve sendo tracionado em pavimentos do tipo rodovia de baixa qualidade e estrada secundária de muito baixa qualidade. Para tanto, são levantados alguns dados experimentais da estrutura, necessários para a aproximação e simulação dinâmica de um modelo simplificado. A excitação da base é realizada por atuadores que simulam as oscilações verticais de um perfil de estrada, a qual é definida de acordo com os estudos realizados por Dodds e Robson (1973). Isto permite a determinação de um histórico de carregamentos das regiões da estrutura do chassi sob a ação das molas da suspensão. Em seguida, é gerado um modelo estrutural simplificado do reboque em elementos finitos, chamado de global, no qual são determinadas as regiões sob ação das maiores tensões. Tendo identificada a região mais crítica da estrutura, é criado um modelo local desta parte, onde se pode observar a distribuição de tensões com mais detalhe, permitindo a identificação dos pontos de concentração de tensões. Desta forma, com a aplicação do método de análise global-local é possível a obtenção de resultados detalhados quanto aos esforços da estrutura com um menor custo computacional.

Palavras Chave: Análise dinâmica, análise estrutural, reboque de linha leve, método dos elementos finitos, análise global-local.

## ABSTRACT

### “DYNAMIC AND STRUCTURAL ANALYSIS OF A LIGHT TRAILER”

This work develops a project methodology in order to identify high stress zones on a light trailer structure in traffic through low quality roads and side roads. First, some experimental data are surveyed from the trailer structure, which are necessary for the dynamics approximation and simulation of the simplified model. Linear actuators under the tires performing vertical oscillations of the road profile simulate base excitation that is defined by studies of Dodds and Robson (1973). It permits to determine loads on chassis regions under the action of the suspension springs. After, a simplified finite element model of the trailer, called global, is created in order to determine regions with the highest stress. When this region is identified, a local finite element model is created in order to observe the stress distribution more detailed and enabling the identification of stress concentration points. In this way, it is possible to obtain detailed results of the structure stress applying global-local analysis with reduced computational costs.

Keywords: Dynamics analysis, Structural analysis, light trailer, finite element method, global-local analysis.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1 REBOQUES DE LINHA LEVE .....	1
1.2 MOTIVAÇÃO E OBJETIVO .....	2
1.3 PROJETO E METODOLOGIA DA PESQUISA .....	2
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	5
2. ESTUDOS RELATIVOS A REBOQUES .....	7
2.1 ANTECEDENTES .....	7
2.2 CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS E DE INTERAÇÃO COM O MEIO ..8	
2.2.1 Suspensão .....	8
2.2.2 Chassi .....	11
2.2.3 Carroceria .....	13
2.3 LEGISLAÇÃO E NORMAS .....	15
2.3.1 Verificação da Resistência Estrutural .....	16
2.3.2 Distribuição de Carga sobre o Engate de Acoplamento .....	16
2.3.3 Comportamento Dinâmico .....	17
2.3.4 Limitações da Legislação .....	17
2.4 ESTUDO DINÂMICO DO REBOQUE .....	18
2.5 CONCLUSÃO .....	24
3. ANÁLISE DINÂMICA E ESTRUTURAL DO REBOQUE .....	25
3.1 O ESTUDO DA DINÂMICA VEICULAR .....	25
3.2 ESTUDO DO MOVIMENTO .....	26
3.3 DESCRIÇÃO DO PERFIL DA ESTRADA .....	35
3.3.1 Breve Histórico .....	35
3.3.2 Definição do Índice Internacional de Rugosidade - <i>IRI</i> .....	35
3.3.3 Definição do Perfil em Função do Tempo .....	41
3.4 DEFINIÇÃO DO MODELO DINÂMICO .....	45
3.5 DEFINIÇÃO DO MODELO ESTRUTURAL .....	47
3.5.1 Análise global-local .....	47

4. IMPLEMENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	53
4.1 APLICAÇÃO DA NORMA .....	53
4.2 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS .....	56
4.3 OBTENÇÃO DO PERFIL DA ESTRADA .....	60
4.4 SIMULAÇÃO DO MODELO DINÂMICO .....	63
4.5 MODELAGEM ESTRUTURAL .....	71
4.5.1 Modelo Global .....	71
4.5.2 Aplicação do método de análise global-local .....	75
4.5.3 Modelo Local .....	78
5. CONCLUSÕES .....	84
6. SUGESTÕES PARA O APRIMORAMENTO DO TRABALHO .....	86
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	87
AI. APÊNDICE I: ELEMENTO DE VIGA DO MODELO GLOBAL .....	90
AII. APÊNDICE II: MODOS DE VIBRAÇÃO DO MODELO ESTRUTURAL .....	94

## LISTA DE SÍMBOLOS

$2b$	Distância entre as rodas do mesmo eixo	[m]
$A$	Área transversal da barra	[m <sup>2</sup> ]
$A_i$	Amplitude das componentes da função deslocamento	
$\mathbf{B}_P$	Matriz das tensões	
$C$	Coefficiente de amortecimento	[kg.s/m]
$c$	valor experimental obtido em função do tipo de pavimento	
$\mathbf{C}$	Matriz constitutiva	
$\mathbf{C}_{bb}$	Matriz de amortecimento da suspensão	[kg.s/m]
$\mathbf{C}_{cb}$	Matriz de acoplamento do amortecimento da suspensão e da carroceria	[kg.s/m]
$\mathbf{C}_{cc}$	Matriz de amortecimento do conjunto chassi e carroceria	[kg.s/m]
$\mathbf{C}_j$	Matriz dos coeficientes de flexibilidade	
$c_s$	Coefficiente de amortecimento da suspensão	[1/s]
$\delta$	Decremento logarítmico das oscilações do reboque	
$\varepsilon$	Deformação específica	
$E$	Módulo de elasticidade	[Pa]
$f$	Força de excitação externa	[N]
$\mathbf{f}$	Vetor de forças	[N]
$f(x,y)$	Função de definição das irregularidades	
$\mathbf{F}_c$	Vetor das forças elásticas	[N]
$\phi$	Ângulo de fase	[rad]
$G$	Módulo de elasticidade transversal	
$G(n)$	Espectro de potência unilateral das irregularidades	
$g(n)$	Função de coerência	
$\mathbf{G}_{cb}$	Matriz dos coeficientes de influência	
$IRI$	Índice Internacional de Rugosidade	[m/km]
$J$	Ponto de interesse do modelo global	
$K$	Coefficiente de rigidez	[N/m]
$\mathbf{K}$	Matriz de rigidez da barra	[N/m]

$\mathbf{K}_{bb}$	Matriz de rigidez da suspensão	[N/m]
$\mathbf{K}_{cb}$	Matriz de acoplamento da rigidez da suspensão e da carroceria	[N/m]
$\mathbf{K}_{cc}$	Matriz de rigidez do conjunto chassi e carroceria	[N/m]
$k_p$	Coefficiente de rigidez do pneu	[1/s <sup>2</sup> ]
$k_s$	Coefficiente de rigidez da suspensão	[1/s <sup>2</sup> ]
$L$	Percurso total de leitura da rugosidade de um perfil de estrada	[m]
$\lambda$	Comprimento de onda	[m]
$l$	Comprimento do elemento	[m]
$\lambda_{1,2}$	Raízes	
$M_c$	Massa do corpo	[kg]
$M$	Pontos de influência do modelo global	
$m$	Número de ciclos entre os picos selecionados	
$\mathbf{M}_{bb}$	Matriz de massa da suspensão	[kg]
$\mathbf{M}_{cb}$	Matriz de acoplamento da massa da suspensão e da carroceria	[kg]
$\mathbf{M}_{cc}$	Matriz de massa do conjunto chassi e carroceria	[kg]
$m_s$	Massa suspensa	[kg]
$m_u$	Massa não suspensa	[kg]
$N$	Número de graus de liberdade	
$n$	Número de onda	
$\nu$	Coefficiente de Poisson	
$\mathbf{n}$	Vetor das trações normais a superfície do corpo	
$n_o$	Número de onda especificado	
$p$	Picos das oscilações	
$\mathbf{q}$	Vetor de esforços	[N]
$\theta_\xi$	Rotação em torno do eixo x	[rad]
$\theta_\psi$	Rotação em torno do eixo y	[rad]
$\theta_\zeta$	Rotação em torno do eixo z	[rad]
$R$	Pontos de excitação do modelo global	
$R_{1,2}$	Forças nodais	[N]
$\mathbf{R}_b$	Vetor de reação nos apoios	[N]

$R_D$	Função de autocorrelação do perfil direito	
$R_E$	Função de autocorrelação do perfil esquerdo	
$\mathbf{R}_s$	Reações pseudoestáticas	[N]
$\sigma$	Tensão axial	[Pa]
$S_D(n)$	Espectro de potência das irregularidades do perfil direito	
$S_E(n)$	Espectro de potência das irregularidades do perfil esquerdo	
$\sigma_P$	Vetor de tensões nos pontos críticos	
$T$	Tempo total de leitura da rugosidade de um perfil de estrada	[s]
$t$	Tempo	[s]
$\mathbf{t}$	Vetor das trações na superfície do corpo	
$\mathbf{T}$	Matriz de transferência	
$\tau_d$	Período entre dois picos consecutivos	[s]
$\mathbf{u}$	Vetor de deslocamentos dinâmicos	[m]
$\mathbf{u}_{1,2}$	Vetor deslocamento dos nós	[m]
$\mathbf{u}_b$	Vetor de deslocamento total dos GL sob excitação da base	[m]
$\mathbf{u}_i$	Vetor de deslocamentos dos nós de controle	
$\mathbf{u}_J$	Vetor de deslocamentos concatenado	
$\mathbf{u}_s$	Vetor de deslocamentos pseudoestáticos	[m]
$\mathbf{u}_T$	Vetor de deslocamento total dos GL sem excitação da base	[m]
$V$	Velocidade de deslocamento horizontal	[m/s]
$w$	Constante específica para o cálculo dos perfis de estradas	
$\omega$	Frequência	[Hz]
$\omega_d$	Frequência natural amortecida	[Hz]
$\omega_n$	Frequência natural do sistema	[Hz]
$x$	Coordenada de deslocamento ao longo do eixo x	[m]
$X_{1,2}$	Constantes referentes a condições iniciais do sistema	
$\xi$	Índice de amortecimento do sistema	
$y$	Coordenada de deslocamento ao longo do eixo y	[m]
$Z$	Coordenada de deslocamento vertical	[m]
$z_a$	Excitação dinâmica no engate de acoplamento do reboque	[m]

$z_b$	Deslocamento vertical do perfil da estrada	[m]
$z_r$	Deslocamento relativo entre o centro de massa e o solo	[m]
$z_s$	Deslocamento vertical do centro de massa suspensa	[m]
$z_u$	Deslocamento vertical da massa não suspensa	[m]

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Fluxograma de um projeto convencional de engenharia .....	3
Figura 2.1: Mola de feixe utilizada nos reboques .....	9
Figura 2.2: Vista da execução dos ensaios para determinação da rigidez das molas .....	9
Figura 2.3: Curva de Força x Deflexão de uma mola de feixes de um reboque .....	10
Figura 2.4: Amortecedor telescópico de corpo duplo .....	11
Figura 2.5: Curvas típicas para diferentes cursos de um amortecedor (Potter, 1995) .....	11
Figura 2.6: Perfil C dobrado utilizado na fabricação de reboques .....	12
Figura 2.7: Tubo retangular com costura utilizado na fabricação de reboques .....	12
Figura 2.8: Desenho esquemático de um reboque típico (Fonte: Ronimar Reboques) .....	13
Figura 2.9: Reboque para camping (Fonte: Ronimar Reboques) .....	14
Figura 2.10: Reboque para transporte de animais (Fonte: Ronimar Reboques) .....	14
Figura 2.11: Reboque para transporte de motos (Fonte: Ronimar Reboques) .....	15
Figura 2.12: Reboque e veículo trator trafegando em pavimento com perfil irregular .....	18
Figura 2.13: Medições das irregularidades de estradas (Fonte: Ahlin, 2002) .....	20
Figura 2.14: Comparação de resultados entre um MRU e um MRUV (Fonte: Zhang <i>et al</i> , 2002) .....	21
Figura 2.15: Modelo dinâmico vertical típico (Barbosa, 1999) .....	23
Figura 3.1: Graus de liberdade de um corpo rígido .....	27
Figura 3.2: Sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade sem excitação de base .....	28
Figura 3.3: Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade e com excitação da base .....	30
Figura 3.4: Modelo de um quarto de carro utilizado para o cálculo do <i>IRI</i> .....	36
Figura 3.5: Faixas do <i>IRI</i> para diferentes tipos de estradas .....	36
Figura 3.6: Relação entre a vibração de base e o índice de rugosidade <i>IRI</i> (Ahlin, 2002) .....	38
Figura 3.7: Relação entre a vibração da massa suspensa e o <i>IRI</i> em função de <i>n</i> (Ahlin, 2002) .....	40
Figura 3.8: Parâmetros utilizados na descrição de uma pista bidimensional .....	42

Figura 3.9: Variação da função de coerência em relação à constante $w$ (Morsch, 2001) ....	43
Figura 3.10: Espectro de potência dividido em faixas de componentes harmônicos .....	44
Figura 3.11: Representação esquemática do funcionamento da suspensão real de um reboque .....	46
Figura 3.12: Modelo dinâmico simplificado da suspensão .....	46
Figura 3.13: Análise global da cremalheira e local das tensões nos dentes (Marczak, 2004) .....	48
Figura 3.14: Definição do ponto de interesse e dos pontos de influência (García e Steven, 2000) .....	49
Figura 3.15: Representação dos graus de liberdade de um ponto de influência .....	49
Figura 3.16: Modelo local e ponto crítico $P$ .....	51
Figura 4.1: Pontos utilizados para a identificação de deformações permanentes da estrutura .....	55
Figura 4.2: Gráfico da oscilação resultante do reboque sob ação de uma excitação .....	57
Figura 4.3: Resultados obtidos através da excitação do eixo por meio de um martelo .....	59
Figura 4.4: Perfil de estrada pavimentada de baixa qualidade para o lado direito do reboque .....	61
Figura 4.5: Perfil de estrada pavimentada de baixa qualidade para o lado esquerdo do reboque .....	61
Figura 4.6: Perfil de estrada pavimentada de baixa qualidade para o engate do reboque ....	62
Figura 4.7: Perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade para o lado direito do reboque .....	62
Figura 4.8: Perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade para o lado esquerdo do reboque .....	62
Figura 4.9: Perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade para o engate do reboque .....	62
Figura 4.10: Modelo sólido do chassi do reboque analisado .....	63
Figura 4.11: Modelo do reboque utilizado na simulação dinâmica .....	64
Figura 4.12: Modelo balístico para análise dinâmica do reboque .....	65
Figura 4.13: Gráfico do deslocamento do centro de massa do modelo dinâmico .....	66
Figura 4.14: Histórico de deslocamento dos pneus .....	67

Figura 4.15: Histórico de forças gerado por pavimento de baixa e muito baixa qualidade .....	68
Figura 4.16: Histórico de forças das molas do lado direito.....	69
Figura 4.17: Histórico de forças das molas do lado esquerdo .....	69
Figura 4.18: Histórico da aceleração vertical do centro de massa do modelo .....	70
Figura 4.19: Histórico da velocidade vertical do centro de massa do modelo .....	70
Figura 4.20: Histórico do deslocamento vertical do centro de massa do modelo .....	70
Figura 4.21: Parâmetros utilizados na definição do elemento de viga .....	72
Figura 4.22: Parâmetros utilizados na definição do elemento de casca .....	73
Figura 4.23: Entidades básicas utilizadas na criação do modelo chassi .....	74
Figura 4.24: Estrutura do chassi representando as vigas do modelo .....	74
Figura 4.25: Modelo global do reboque analisado .....	75
Figura 4.26: Identificação dos pontos de aplicação das cargas, deslocamentos e restrições .....	76
Figura 4.27: Tensões de Von Mises geradas no modelo global .....	77
Figura 4.28: Identificação dos nós de controle e de interesse .....	77
Figura 4.29: Modelo local da região crítica do chassi do reboque .....	79
Figura 4.30: Identificação do ponto crítico no modelo local .....	79
Figura 4.31: Distribuição das tensões no modelo local .....	81
Figura 4.32: Histórico de tensões no ponto crítico .....	81
Figura 4.33: Histórico de tensões de Von Mises no ponto crítico .....	82
Figura I.1: Seção transversal da longarina do reboque .....	90
Figura I.2: Seção transversal do pára-choque do reboque .....	90
Figura I.3: Seção transversal do cambão do reboque .....	91
Figura I.4: Seção transversal prolongamento do cambão do reboque .....	91
Figura I.5: Seção transversal do reforço do cambão do reboque .....	92
Figura I.6: Seção transversal do reforço do chassi do reboque .....	92
Figura I.7: Seção transversal da travessa do reboque .....	93
Figura I.8: Seção transversal do V do cambão do reboque .....	93
Figura II.1: Primeiro modo de vibração .....	94
Figura II.2: Segundo modo de vibração .....	95

Figura II.3: Terceiro modo de vibração .....	95
Figura II.4: Quarto modo de vibração .....	96
Figura II.5: Quinto modo de vibração .....	96
Figura II.6: Sexto modo de vibração .....	97

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1: Obtenção do índice de rugosidade $c$ (Morsch, 2001) .....	39
Tabela 4.1: Determinação das distâncias dos pontos de referência .....	55
Tabela 4.2: Valores característicos de estradas principais e secundárias de baixa qualidade .....	61

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 REBOQUES DE LINHA LEVE

O princípio de um reboque, de fato, mostra-se bastante promissor em termos de aplicação prática. Definem-se reboques de linha leve, como sendo utilitários rodoviários para transporte de cargas diversas, com um custo relativamente baixo, de pouca complexidade mecânica, portanto com manutenção simples, tracionado por veículos de pequeno porte, tais como automóveis e caminhonetes, aumentando a sua capacidade de carga.

Historicamente percebe-se que esta forma de transporte já é utilizada pela humanidade há séculos. No início, as carroças foram utilizadas para facilitar a realização das mais diversas tarefas das pessoas, tais como o transporte de alimento, o escoamento de produtos da agricultura, na construção civil, e também como um meio de transporte mais confortável para passageiros. Isto demonstra uma forte relação entre o homem e o reboque no decorrer da História, contribuindo de certa forma em nossa evolução.

Assim como na evolução do automóvel, o reboque sofreu uma série de mudanças estruturais e estéticas, comparando-o com as carroças, tracionadas por animais, até então. O século XX promoveu um avanço muito grande da indústria automotiva. Pequenas empresas familiares criadas no final do século XIX prosperaram rapidamente e atualmente, são grandes corporações desenvolvendo e fabricando automóveis de alto desempenho, mais seguros e velozes (Gillespie, 1992b). Isto impôs a necessidade de desenvolvimento de novos sistemas de reboques, capazes de serem tracionados por tais veículos com segurança. De fato, o grande salto dado pela indústria automobilística no século passado não só aumentou a necessidade do uso dos reboques, como ampliou as suas utilidades. Atualmente, a variedade de modelos e finalidades existentes para reboques é quase ilimitada dentro da capacidade de tração dos automóveis. Os modelos mais utilizados são os reboques com carroceria fechada para transporte de bagagens ou mercadorias em geral, além de reboques para transporte de motos, barcos, automóveis, animais, cargas em geral e outras aplicações especificadas pelo usuário.

A estrutura do chassi de um reboque segue um formato bastante comum, apesar de possuir algumas variações, dependendo do fabricante. No geral, tem-se na dianteira o engate para o acoplamento com o automóvel. Deste ponto segue o cambão em formato de “V” ligado as duas longarinas laterais que definem o comprimento do reboque. Estas são unidas por travessas,

normalmente espaçadas de forma uniforme. Na estrutura são utilizados perfis “C” dobrados ou tubos retangulares, e suas dimensões variam de acordo com o tamanho e capacidade de carga do reboque. A carroceria tem modelos e formatos variados dependendo da aplicação, e a suspensão é geralmente formada por um sistema de mola e amortecedor ligados a um eixo rígido.

## 1.2 MOTIVAÇÃO E OBJETIVO

Raros são os estudos encontrados na bibliografia técnica ou em trabalhos científicos direcionados ao estudo dos reboques, os quais caracterizam-se como estruturas leves sujeitas a carregamentos de baixa intensidade. Os fatores que levam a esta escassez de material para pesquisa podem ser variados, um deles é o fato de o reboque ser fabricado por empresas de pequeno porte, sem capital suficiente para investir em pesquisa. Para compensar esta deficiência, as empresas fazem uso de coeficientes de segurança elevados encobrando as incertezas relativas aos pontos críticos da estrutura. Este é o fator de maior motivação para a realização deste trabalho, uma vez que a atual metodologia tende a gerar custos mais elevados para as empresas, devido às potenciais falhas que podem ocorrer no produto.

Neste caso, é proposto o desenvolvimento de ferramentas de projeto de engenharia visando resultados mais precisos em um tempo menor. Economicamente, esta mudança significa redução de custos, padronização de componentes, maior eficiência e, por consequência, preços de mercado menores, posicionando a empresa um nível acima da concorrência. Porém, esta evolução deve estar sustentada por um trabalho sólido de engenharia, buscando a melhoria contínua dos seus produtos sem afetar a segurança do usuário. Tendo isto em vista, pretende-se com este trabalho, definir os primeiros passos em direção a um estudo mais detalhado da análise da estrutura de um reboque leve, definindo a seqüência de técnicas utilizadas para a geração de um modelo matemático que permita o estudo dinâmico e estrutural deste tipo de utilitário cada vez mais difundido devido a sua grande versatilidade.

## 1.3 PROJETO E METODOLOGIA DA PESQUISA

Genericamente pode-se definir um projeto como sendo tudo aquilo que se refira à ação de desenvolver algo, no plano das idéias, com suficiente garantia da obtenção dos resultados desejados, quando a coisa projetada tornar-se uma realidade física (Silva e Vessani, 1987).

Há tempos, o Homem utiliza-se da sua capacidade intelectual e criatividade para projetar e fabricar sistemas mecânicos, estruturas e outros dispositivos destinados a atender as suas necessidades, facilitar as tarefas realizadas e melhorar a qualidade de vida. Um projeto convencional de engenharia segue uma determinada ordem de tarefas que tem por fim atingir um resultado viável do ponto de vista técnico, funcional e econômico. Neste caso, o projeto tem seu ponto de partida definido por certo problema a ser resolvido. É realizado um estudo mais detalhado do cenário de atuação do sistema, identificando as restrições, as variáveis e as solicitações submetidas. Segue-se com a apresentação de um projeto inicial, o qual baseia-se fortemente no conhecimento do engenheiro, neste momento. Em seguida o sistema passa por uma avaliação prática ou teórica para verificar o seu desempenho. No caso do projeto atender as solicitações as quais será submetido, o sistema está tecnicamente apto para executar a sua função e ser fabricado. Caso contrário o projeto passa por uma nova avaliação, em que serão propostas alterações baseadas nos resultados obtidos das análises, cálculos, simulações ou testes realizados. Este método pode ser representado pelo fluxograma a seguir, sugerido por Arora (1989).

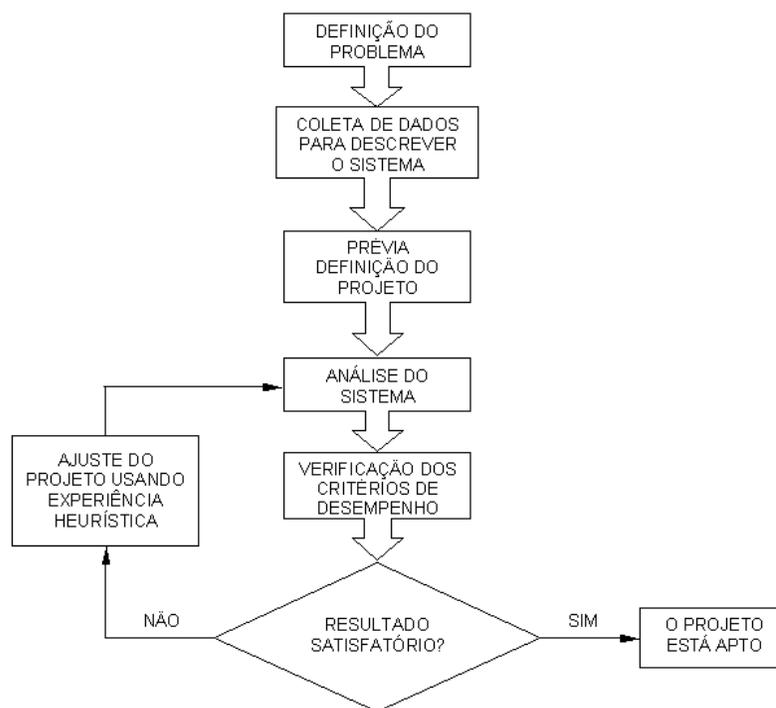


Figura 1.1 – Fluxograma de um projeto convencional de engenharia.

Sendo o objetivo principal deste trabalho o estudo da estrutura de um reboque através de métodos computacionais, visando tornar o seu projeto mais confiável, é desejável criar um modelo

capaz de reproduzir um comportamento similar ao real sob suas condições de trabalho, porém limitado pelo custo da análise. Neste caso, a análise dinâmica é realizada partir de um modelo sólido que, além de possuir as mesmas características dimensionais do original, o que seria suficiente para um estudo estático da estrutura, dispõe de informações referentes ao seu comportamento dinâmico, como o coeficiente de amortecimento e a frequência natural do sistema.

Dentre todos os modelos, foi escolhido para este estudo o reboque com maior representatividade de vendas da empresa fabricante, o qual é utilizado para transportar bagagens. Este foi utilizado no levantamento dos dados experimentais necessários para a criação do modelo dinâmico. Um acelerômetro Bruel & Kjaer tipo 4338 fixado ao eixo do reboque ligado a um pré-amplificador e um osciloscópio foram utilizados para a aquisição dos dados durante o experimento. Estes instrumentos permitem o registro das informações relativas a reação dinâmica do reboque quando submetido a uma excitação externa. A mesma situação imposta ao reboque é aplicada ao modelo dinâmico. Comparando-se os resultados, são ajustados os parâmetros de coeficiente de amortecimento e constante de mola da suspensão do modelo de forma que os resultados das reações coincidam. Com isto, pretende-se obter um modelo que reaja de forma semelhante ao reboque sob ação das mesmas excitações, podendo assim, gerar resultados confiáveis quanto às solicitações mecânicas atuantes na estrutura. Embora, segundo Ewins (1986), seja mais indicado para sistemas com um grau de liberdade, o método adotado será utilizado como uma primeira aproximação para a geração de um modelo dinâmico de um reboque de linha leve. Metodologias mais elaboradas, tais como as apresentadas por Friswell e Mottershead (1996) deverão ser avaliadas para aplicação em trabalhos futuros.

As excitações dinâmicas sofridas pelo reboque podem ser geradas pelo pavimento de rodagem do reboque, além de outras fontes de vibração embarcada, tais como pneus com defeitos ou desbalanceados. Portanto, é fundamental a geração de uma força de excitação aleatória que se aproxime das experimentadas pelos veículos em estradas reais. O perfil da rugosidade de uma estrada pode ser descrito analiticamente por meio de um processo randômico periódico. Assim, são utilizados os conceitos relativos ao uso da função densidade espectral de potência para a obtenção dos perfis de rugosidade em função do tempo.

A estrutura de um reboque de linha leve é relativamente simples quando comparada com as atuais estruturas veiculares, mas ainda assim é suficientemente complexa para ter todos os detalhes modelados quando se deseja realizar uma análise por elementos finitos. O tempo de processamento de análises desta natureza pode ultrapassar limites economicamente viáveis, além de exigir uma

quantidade considerável de memória. O modelo global, numa análise de elementos finitos, normalmente tem como principal finalidade apresentar um comportamento geral da estrutura sob determinadas solicitações, assim, nem sempre há necessidade de um grande detalhamento neste momento. Este é o caso da análise global da estrutura do reboque, que tem por finalidade fornecer informações sobre os pontos críticos do chassi, e como é o comportamento global da estrutura sob a ação das forças de excitação em seus pontos de ligação com a suspensão. Assim, tendo-se identificado as regiões de maiores solicitações mecânicas parte-se para uma análise mais detalhada (local) dos efeitos gerados pelas forças nos pontos considerados mais sujeitos à falhas.

Em resumo, podem-se agrupar os diversos estudos realizados em sete grupos genéricos conforme estão apresentados a seguir:

- Definição das constantes necessárias para o estudo dinâmico dos reboques;
- Levantamento dos dados experimentais para a criação do modelo dinâmico;
- Criação do modelo dinâmico e validação dos dados experimentais;
- Definição do perfil de irregularidades do pavimento;
- Levantamento dos resultados de carregamento sobre os pontos de transferência de carga para o chassi;
- Criação de um modelo simplificado do reboque em elementos finitos para determinação dos pontos críticos;
- Estudo localizado do ponto crítico do reboque em relação ao carregamento.

#### 1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em cinco capítulos. No capítulo 1 são apresentadas as principais características do reboque, objeto de estudo deste trabalho. Também são expostos alguns argumentos que explicam a motivação para a realização deste estudo, os objetivos que pretende-se alcançar, bem como, a metodologia utilizada para atingi-los. Por fim, tem-se esta breve descrição dos principais tópicos do trabalho. O capítulo 2 traz informações referentes à legislação e normas as quais os reboques estão submetidos no Brasil e faz uma abordagem comparativa entre solicitações estáticas, as quais são utilizadas como critério de certificação perante a legislação, e solicitações dinâmicas. Na seqüência, são apresentados, mais detalhadamente, os métodos e técnicas utilizados numa análise dinâmica e a implementação do método. A seguir, o capítulo 3 apresenta o embasamento teórico no qual se apóia

todo o método utilizado para a criação de um modelo computacional do reboque, definindo assim, a importância de cada etapa do trabalho para a sua consolidação e para atingir os objetivos almejados. No capítulo 4 é exposta a implementação dos métodos experimentais e teóricos, e também, são apresentados os resultados obtidos nos estudos realizados. O capítulo 5 traz as conclusões referentes à funcionalidade do método quanto à obtenção de dados confiáveis para posteriores estudos relacionados com reboques ou estruturas semelhantes, fornecendo sugestões para novos trabalhos.

## 2. ESTUDOS RELATIVOS A REBOQUES

Os reboques, assim como os demais tipos de veículos que trafegam em rodovias de todo tipo, possuem incorporados a sua estrutura, elementos destinados a minimizar os efeitos das solicitações transmitidas pelo solo ao longo da sua vida útil. Tais elementos, dimensionados adequadamente, devem garantir além da resistência da estrutura, conforto e segurança ao usuário. Neste capítulo, estão apresentadas as características estruturais básicas dos reboques referentes à suspensão, chassi e carroceria abordando a sua interação com o meio e a sua função como componente da estrutura. Além disso, são abordados alguns aspectos legais exigidos como requisitos mínimos necessários para a fabricação de reboques no Brasil. Uma abordagem é realizada sobre as características dos pavimentos utilizados para o tráfego de veículos e também são expostos estudos relativos às excitações geradas durante o tráfego. Por fim, estão apresentados os equacionamentos relativos às vibrações discutidas e quais seus efeitos aplicados à dinâmica veicular.

### 2.1 ANTECEDENTES

Os reboques, de uma maneira geral, possuem uma estrutura de fácil construção e, em certos casos, isso acaba promovendo a sua fabricação por empresas ou pessoas que desconhecem conceitos importantes para se obter um produto funcionalmente confiável. A segurança do condutor está diretamente relacionada a um projeto bem elaborado. Visando reduzir o risco de acidentes no trânsito envolvendo reboques, a legislação vem se tornando mais rigorosa nos últimos anos. O licenciamento de um novo projeto de reboque deve passar por testes definidos pelo DENATRAN e INMETRO, e, somente após atender os requisitos estabelecidos, estará apto a ser comercializado. Por outro lado, apesar da crescente rigidez imposta pelos órgãos competentes, vê-se a necessidade de utilização de técnicas mais refinadas para avaliar o desempenho dos reboques, já que os testes realizados são simplificados e muitas vezes não são suficientes para garantir o bom desempenho do reboque.

É importante que se tenha ciência das diferenças existentes entre uma análise estática e uma análise dinâmica para se obter resultados confiáveis. Assim, o uso de um critério de dimensionamento consistindo meramente em limitar a tensão máxima ao valor da tensão admissível obtida pela divisão da tensão de escoamento por um fator de segurança mostra-se, na atualidade, uma simplificação pouco adequada para tais análises (Branco, 1986).

## 2.2 CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS E DE INTERAÇÃO COM O MEIO

Pode-se dividir a estrutura do reboque em três partes distintas: suspensão, chassi e carroceria. As três possuem características particulares, que devem ser apresentadas separadamente para uma melhor colocação da sua utilidade no conjunto conforme está detalhado na seqüência.

### 2.2.1 Suspensão:

Segundo a norma ABNT TB-385 (1990), a suspensão é constituída por componentes elásticos que interligam a massa suspensa (carroceria, quadro, chassi, cargas, etc.) à massa não suspensa (pneus, rodas, eixo veicular, etc.) do veículo, tendo por finalidade sustentar a massa suspensa, absorver ou atenuar as trepidações ou choques causados pelas irregularidades das superfícies de rolamento, e proporcionar estabilidade ao veículo nas diversas condições de uso. Desta forma, a suspensão exerce um papel muito importante em termos de segurança no reboque. Determinados tipos de estradas ou defeitos encontrados, tais como buracos ou sobressaltos, tendem a ser muito perigosos no tráfego com reboques. O peso reduzido da sua estrutura permite que tais defeitos façam com que os pneus percam contato com o solo podendo desestabilizar o veículo trator. Do ponto de vista estrutural, a suspensão tem como função isolar o chassi das forças geradas nas rodas pelas irregularidades das vias.

A suspensão do reboque é formada por um eixo rígido tubular que liga as rodas. As molas, fixadas ao eixo são molas de feixe do tipo semi-elípticas e junto a elas são utilizados amortecedores que auxiliam na estabilidade do sistema. Em casos de reboques com PBT (Peso Bruto Total) acima de 500 kg é utilizada uma suspensão diferenciada, com dois eixos ligados por um sistema de compensação do tipo balancim.

Molas de feixe do tipo semi-elípticas são amplamente utilizadas em diversos tipos de veículos, especialmente utilitários para transporte de cargas. Basicamente, a razão para isto está no fato de ter uma configuração simples com um custo baixo em relação a outros tipos de molas, além de ser facilmente montada ao chassi, sem necessidade de outros complementos estruturais, tais como barras estabilizadoras, suportes ou tensores. As molas de feixe são formadas por lâminas curvadas de seção retangular agrupadas em camadas e unidas por meio de grampos, fazendo com que trabalhem em conjunto na absorção das forças. Na figura 2.1 está apresentada uma mola de feixe semi-elíptica utilizada em reboques de linha leve.

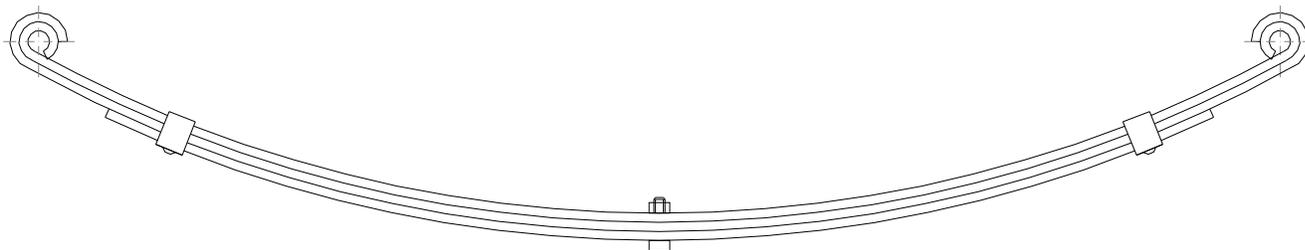


Figura 2.1 – Mola de feixe utilizada nos reboques.

Uma série de medições foi realizada em molas de feixes utilizadas nos reboques para identificar o seu comportamento de reação em função da deflexão. Para o levantamento dos dados, foi utilizado um dispositivo para fixação das molas com uma rigidez suficiente para não influir nos resultados obtidos. Assim, com a aplicação de uma carga sobre a mola no ponto de apoio do eixo do reboque, foram levantados os valores de carga em Newtons em função da variação da flecha imposta pelo equipamento sobre a mola. A figura 2.2 ilustra uma vista da execução dos ensaios realizados.



Figura 2.2 – Vista da execução dos ensaios para determinação da rigidez das molas.

A média dos resultados obtidos formou o gráfico apresentado na figura 2.3, o qual apresenta uma forma quase retilínea a partir dos nove milímetros de deflexão, gerando, nesta região uma constante de mola da ordem de 55,3 kN/m.

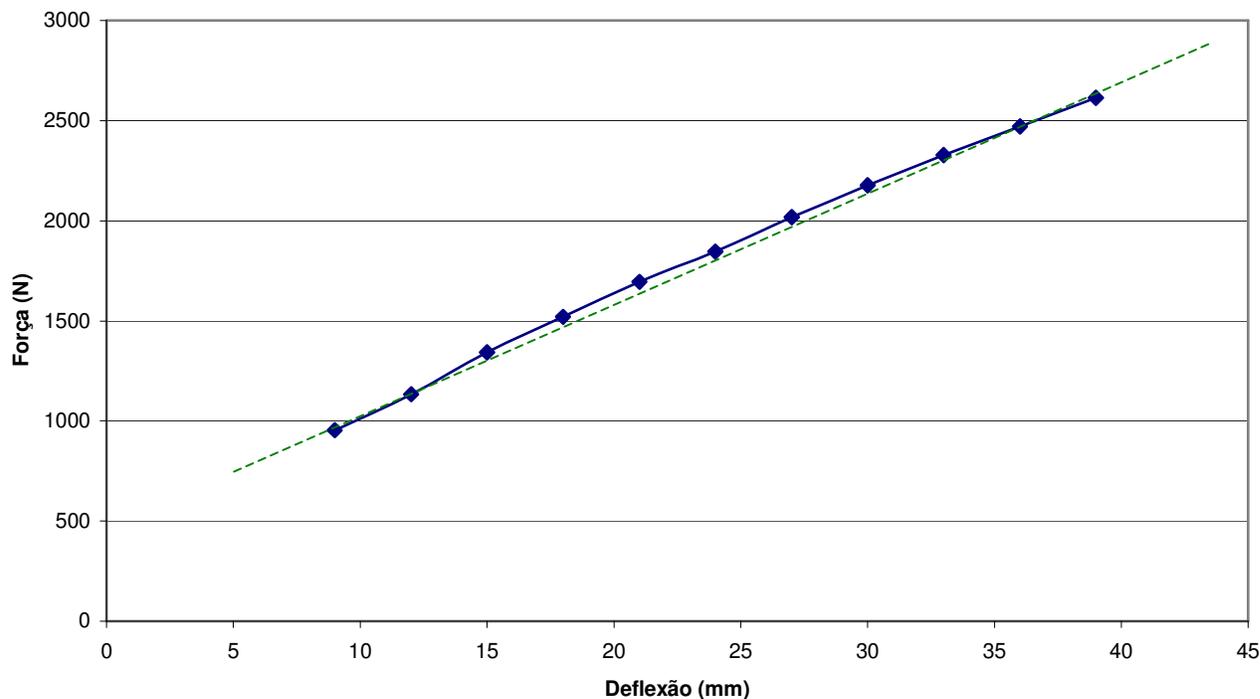


Figura 2.3 – Curva de Força x Deflexão de uma mola de feixes de um reboque.

Em conjunto com as molas, são utilizados amortecedores do tipo telescópico de corpo duplo, como o apresentado na figura 2.4. Este tipo de amortecedor possui dois reservatórios concêntricos e o fluido no seu interior, passa de um reservatório para o outro através de uma série de válvulas de ação progressiva. Ou seja, durante esta passagem de fluido, o amortecedor gera uma força contrária ao seu movimento e proporcional a sua velocidade. Esta propriedade gera um gráfico cíclico de força versus velocidade similar aos ilustrados na figura 2.5, onde estão apresentadas as respostas de amortecedores com diferentes cursos de trabalho. Assim, as principais funções dos amortecedores na suspensão são controlar as vibrações tanto do chassi e da carroceria, como da própria suspensão, além de ser o componente que evita a perda de estabilidade do veículo devido à repetição de movimentos das molas.



Figura 2.4 – Amortecedor telescópico de corpo duplo.

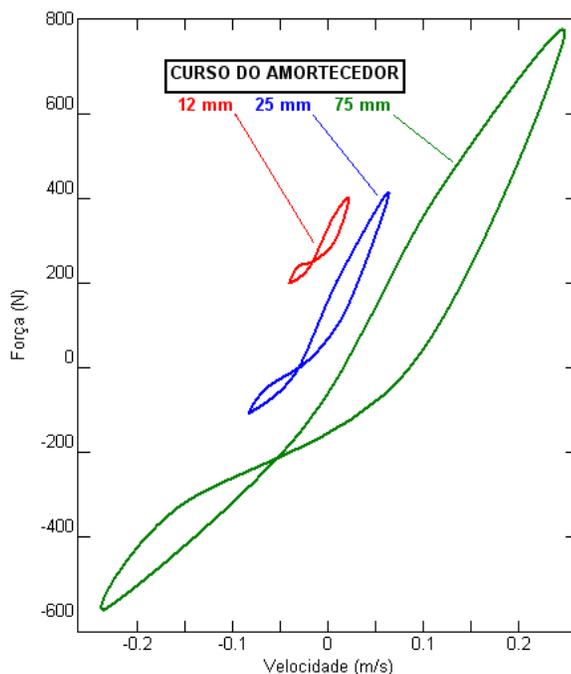


Figura 2.5 – Curvas típicas para diferentes cursos de um amortecedor (Potter, 1995).

### 2.2.2 Chassi:

O termo chassi não é utilizado somente na indústria automotiva ou de utilitários rodoviários, como também em outros segmentos, tais como os eletro-eletrônicos. Em todos os casos, representa a estrutura responsável pela rigidez e suporte fornecidos aos demais itens que compõem um determinado conjunto. Para atender estes requisitos, pode ser projetado das formas mais variadas, utilizando diferentes materiais, de acordo com a sua utilização e as solicitações a que estará sujeito. Do ponto de vista de fabricação, a estrutura de um chassi de reboque possui uma forma bastante simples, sendo composto por perfis C dobrados, ou por tubos retangulares. Suas seções transversais e espessuras de

parede variam em função do tipo de reboque e capacidade de carga. As figuras 2.6 e 2.7 apresentam, respectivamente os desenhos esquemáticos de um perfil e de um tubo, normalmente utilizados na fabricação dos reboques.

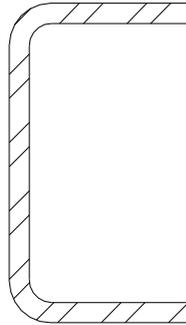


Figura 2.6 – Perfil C dobrado utilizado na fabricação de reboques.

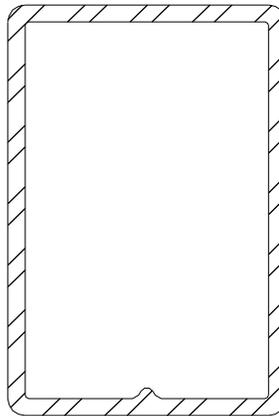


Figura 2.7 – Tubo retangular com costura utilizado na fabricação de reboques.

Apresentando poucas variações, em geral um chassi de reboque possui suas formas bem definidas e é dividido em cambão e quadro. O cambão é a região frontal do reboque, possui forma de “V” e tem a função de acoplamento do reboque ao veículo trator por meio do engate em sua extremidade. O quadro geralmente possui a forma retangular e é o espaço útil para o carregamento do reboque, onde é fixada a caixa para bagagens ou cargas, assim como outros dispositivos para transporte de motos, barcos, animais, etc. O chassi recebe reforços nos pontos considerados críticos, como nos apoios da suspensão e na união do cambão com o quadro. A soldagem da estrutura é feita com solda do tipo MIG / MAG. O material utilizado normalmente é o aço carbono SAE 1020 ou o aço inoxidável

AISI 304 com propriedades estruturais semelhantes, para condições mais severas de corrosão. A figura 2.8 apresenta um desenho esquemático da estrutura de um reboque típico.

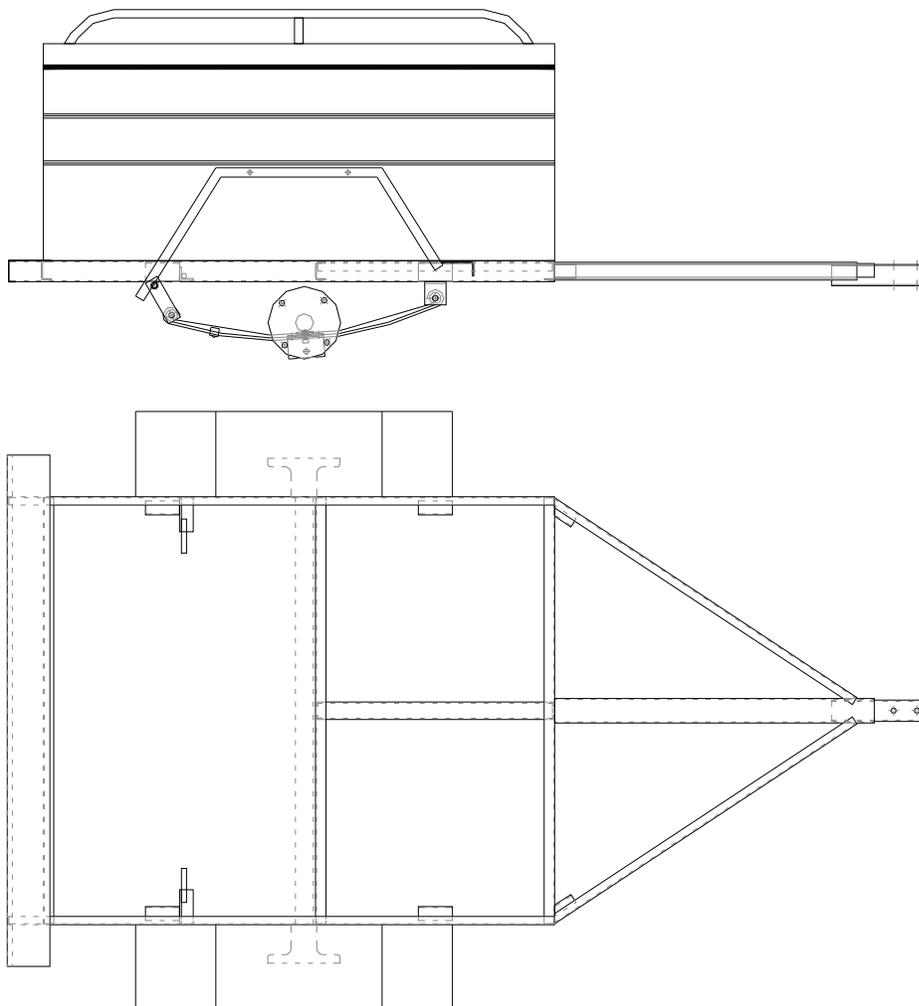


Figura 2.8 – Desenho esquemático de um reboque típico (Fonte: Ronimar Reboques).

### 2.2.3 Carroceria:

A carroceria dos reboques leves não possui um modelo definido, variando de acordo com a aplicação. Em reboques de porte maior, com capacidades de carga entre 800 kg e 2.000 kg a carroceria fechada é fixada sobre o chassi, estruturada com tubos em forma de pórtico internamente e porta de acesso traseiro. Reboques com capacidade de carga até 800 kg, normalmente possuem sua carroceria fabricada com chapas unidas entre si, sem a necessidade de reforços internos com tubos, e com tampa

de acesso a carga na parte superior. Nesta categoria, encontra-se o modelo de reboque que é o objeto de estudo deste trabalho, o qual é projetado para uma capacidade de carga máxima igual a 300 kg. Comercialmente, este modelo de reboque é o que possui a maior demanda. A figura 2.9 apresenta uma foto ilustrativa do reboque.



Figura 2.9 – Reboque para camping (Fonte: Ronimar Reboques).

Para outras aplicações, como o transporte de animais, os reboques apresentam uma carroceria diferenciada, mais robusta, assim como o uso de suspensão com dois eixos, permitindo capacidades de carga maiores, além de garantir uma maior estabilidade. A figura 2.10 apresenta um exemplo de reboque desta categoria.



Figura 2.10 – Reboque para transporte de animais (Fonte: Ronimar Reboques).

Além disso, existem aplicações em que é dispensado o uso da carroceria. São os casos de reboques para transporte de veículos de todos os tipos, em que dispositivos específicos são fixados diretamente sobre o chassi, conforme está apresentado na figura 2.11.



Figura 2.11 – Reboque para transporte de motos (Fonte: Ronimar Reboques).

### 2.3 LEGISLAÇÃO E NORMAS

As empresas pioneiras na fabricação de reboques para tração em veículos surgiram no Brasil há cerca de um século. Inicialmente, não existia uma legislação definida para a sua fabricação, assim como para outros segmentos da indústria nesta época. Afinal, a ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, órgão responsável pela normalização técnica no país, foi fundada apenas em 1940. Em 1963 surgiu o INPM – Instituto Nacional de Pesos e Medidas e, somente em 1973, foi criado o INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade, com a função de órgão de inspeção. Além disso, os reboques leves passaram um longo período sendo tratados sem grande atenção pelos órgãos responsáveis, por se tratarem de utilitários geradores de um menor impacto em relação ao trânsito, comparado aos automóveis e reboques ou semi-reboques de grande porte. Há cerca de 20 anos, foram iniciados os trabalhos no sentido de estabelecer normas relativas aos reboques leves, visando reduzir riscos de falhas através da padronização de certos parâmetros críticos de projeto.

No Brasil, as normas para reboques são criadas pelo comitê CB-5 da ABNT. As inspeções de segurança veicular são executadas por entidades credenciadas pelo INMETRO, sendo realizadas de acordo com os requisitos estabelecidos nos Regulamentos Técnicos de Qualidade do INMETRO, mais especificamente, a RTQ 25 - Inspeção de veículos rodoviários rebocados com PBT até 7.500 N –

modificação ou fabricação artesanal. Segundo este documento, os reboques devem atender algumas exigências específicas de carregamento, de acordo com o exposto a seguir.

### 2.3.1 Verificação da Resistência Estrutural

Com o veículo posicionado em pavimento plano, verifica-se a resistência do chassi/estrutura através do seguinte procedimento:

- a) estabelecer quatro pontos de referência na estrutura;
- b) medir as distâncias entre os pontos diagonalmente opostos e de cada um até o solo;
- c) colocar carga equivalente a três vezes a capacidade de carga útil, uniformemente distribuída na carroceria do rebocado;
- d) manter o veículo nessa condição por 30 minutos;
- e) retirar a carga e medir novamente as distâncias entre os pontos de referência diagonalmente opostos e de cada um até o solo.

Após o ensaio não deve haver diferença significativa entre as medições realizadas antes e depois do mesmo.

Critério de reprovação: resistência inadequada.

### 2.3.2 Distribuição de Carga sobre o Engate de Acoplamento

Com o veículo posicionado em pavimento plano, verifica-se a distribuição de carga através do seguinte procedimento:

- a) colocar carga equivalente à capacidade de carga útil, uniformemente distribuída na carroceria do rebocado.
- b) através de balança ou dinamômetro ou outro dispositivo equivalente medir a carga incidente no engate.

A carga no engate deve se situar entre 100 N e 750 N.

Critério de reprovação: incidência de carga inadequada no engate.

### 2.3.3 Comportamento Dinâmico

A inspeção em pista deve ser realizada como uma avaliação complementar à inspeção mecanizada, e deve ser executada em velocidade compatível com as condições do local, não excedendo 80 km/h, utilizando-se um veículo trator, devendo ser verificadas as tendências e as oscilações transversais (*guinada e roll*).

Com a carga máxima (PBT), rodar em pisos lisos e irregulares e verificar a existência de ruídos ou folgas no sistema de suspensão, atentando para manutenção do alinhamento do veículo quando em movimento. O veículo não deve apresentar inclinações para os lados. A suspensão não deve permitir que o veículo sofra grandes trepidações e nem a perda de estabilidade em alta velocidade. Sobre pista irregular, o veículo não deve emitir ruídos oriundos do sistema de suspensão. Não deve ser observada qualquer deformação permanente após o ensaio.

Critérios de reprovação: estabilidade deficiente ou resistência insuficiente.

### 2.3.4 Limitações da Legislação

São crescentes os trabalhos para criação de novas normas técnicas e também são mais rígidas as inspeções veiculares, as quais são submetidos os fabricantes de reboques. Porém, percebe-se ainda, uma carência em termos técnicos para dimensionamento, cálculos e ensaios estruturais. Basicamente, as normas contemplam terminologias e definições técnicas, tais como especificações dimensionais, as quais acrescentam pouca informação em termos de projeto e avaliação de resistência. Além disso, as normas que apresentam informações técnicas para cálculos, ou mesmo para ensaios, são pouco comuns e possuem uma metodologia simplificada. Ainda assim, é importante a existência das normas para que os fabricantes atendam a requisitos mínimos em termos técnicos, gerando maior segurança e confiabilidade, além de promover uma imagem melhor do reboque aos olhos do público em geral. Mas também deixa clara a necessidade da utilização de técnicas mais refinadas para o desenvolvimento de projeto de reboques, visando atender as especificações impostas pelas normas, porém fazendo uso racional dos recursos naturais e humanos e assim diferenciando-se no mercado. Este é o foco principal do trabalho que segue, visando promover melhorias nas técnicas de projetos de reboques de linha leve.

## 2.4 ESTUDO DINÂMICO DO REBOQUE

Muitos critérios tradicionais de dimensionamento são baseados em limitar a tensão máxima numa seção crítica de um componente ou estrutura a um valor chamado de tensão admissível, que é normalmente a tensão de escoamento, dividida por um coeficiente de segurança (Branco, 1986). Esta simplificação pode ser aplicável em determinadas situações e até garantir a resistência da estrutura e o bom funcionamento de certos projetos. Seu ponto fraco está no fato de ser extremamente limitado em comparação com a diversidade de situações existentes, tais como: cargas cíclicas aplicadas brusca ou lentamente, oscilações aleatórias, isto aliado a mudanças de temperatura, diferentes propriedades dos materiais, variáveis devido ao processo de fabricação, ambientes corrosivos e muitos outros. Esta gama de variantes possíveis demonstra que somente com o uso de coeficientes de segurança elevados ou com a realização de testes com protótipos pode-se garantir a não ocorrência de falhas tornando o processo pouco otimizado. Fica evidente que há a necessidade de um nível de detalhamento maior para descrever as situações de trabalho de estruturas mais complexas, principalmente sob ação de cargas dinâmicas. Nestes casos, teorias de vibrações, dinâmica e fadiga devem ser utilizadas em conjunto com os métodos numéricos disponíveis, como é o caso do Método de Elementos Finitos.

A estrutura do reboque sofre esforços provenientes de cargas estáticas, as quais são seu próprio peso e a carga sobre ele, e ainda, esforços provenientes de cargas dinâmicas, que são geradas pelas irregularidades do terreno por onde trafega. A figura 2.12 está ilustrando um desenho esquemático do reboque e do veículo trator trafegando e apresenta os pontos de entrada das oscilações provenientes das imperfeições do pavimento. Também estão representados os fatores de deslocamento que ocorrem no percurso.

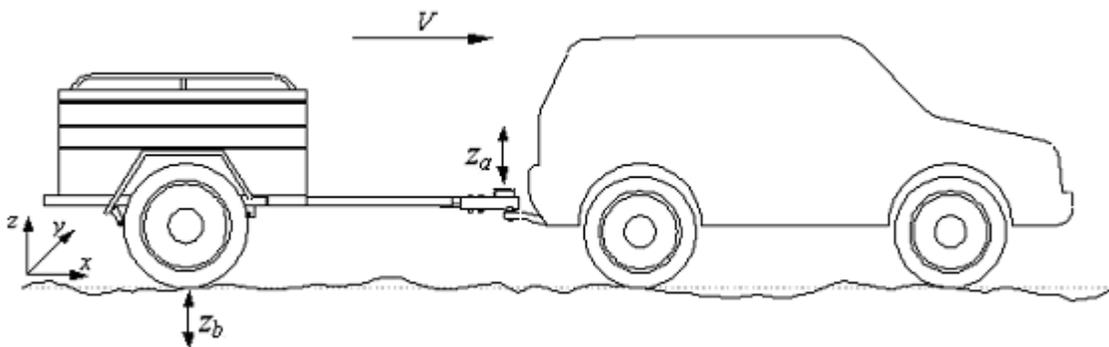


Figura 2.12 – Reboque e veículo trator trafegando em pavimento com perfil irregular

A vibração sofrida pela estrutura de um veículo trafegando a uma velocidade constante  $V$ , devido à imperfeição do terreno, é transmitida pelos pontos de contato dos pneus com o pavimento  $z_b$  e, no caso do reboque através do acoplamento com o veículo trator  $z_a$ . Estas irregularidades possuem uma faixa variada de frequência. Os picos de maior frequência são absorvidos pelos pneus e as menores frequências, pela suspensão, especialmente no caso de suspensões macias (Morsch, 2001). Entretanto, a completa eliminação destas vibrações é impossível e desnecessária. Em geral, a eliminação dos principais componentes de vibração é o suficiente em termos de engenharia (Dimarogonas, 1996). Para determinar o comportamento dos veículos sob excitações de base são necessárias teorias de vibrações e dinâmica, bem como o uso de técnicas experimentais e tratamento de dados.

Os pavimentos utilizados para o tráfego de veículos possuem algumas características interessantes do ponto de vista de tratamento de dados aleatórios. Com base em inúmeras medições dos mais variados tipos de terreno, por meio de experimentos específicos tais como o representado na figura 2.13, verificou-se que o comportamento das imperfeições pode ser descrito como um processo aleatório estacionário ergódico quando as grandes irregularidades, tais como buracos são tratados separadamente. Dados aleatórios não podem ser descritos por uma função matemática explícita; são necessárias todas as histórias temporais possíveis para descrevê-los, havendo assim, a necessidade de uma descrição probabilística ou estatística (Tamagna, 2001). Segundo Newland (1984), dentre os diversos parâmetros estatísticos que descrevem tais processos destacam-se o valor médio  $\mu_x(t_1)$  e a função de autocorrelação  $R_x(t_1, t_1 + \tau)$  definidas de acordo com as equações (2.1) e (2.2):

$$\mu_x(t_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t_1) \quad (2.1)$$

$$R_x(t_1, t_1 + \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum x_k(t_1, t_1 + \tau) \cdot x_k(t_1) \quad (2.2)$$

No caso geral de um processo aleatório, tanto o valor médio como a autocorrelação variam com o tempo  $t_1$ . No caso de um processo estacionário o parâmetro  $\mu_x$  é invariante no tempo e  $R_x$  depende apenas do lapso de tempo  $\tau$  considerado na análise do processo (Newland, 1984), ou seja:

$$\mu_x(t_1) = \mu_x \quad (2.3)$$

$$R_x(t_1, t_1 + \tau) = R_x(\tau) \quad (2.4)$$

Além disso, se o perfil das estradas trata-se de um processo ergódico, significa dizer que se as propriedades do processo podem ser descritas com base apenas em uma amostra. Ou seja, se um processo de uma amostra  $k$  é estacionário e tanto o valor médio  $\mu_x(k)$  como o de autocorrelação  $R_x(\tau, k)$  são iguais aos calculados para outras amostras tem-se um processo estacionário ergódico (Newland, 1984), assim matematicamente tem-se:

$$\mu_x(k) = \mu_x \quad (2.5)$$

$$R_x(\tau, k) = R_x(\tau) \quad (2.6)$$

A figura 2.13 ilustra um desenho esquemático de um veículo utilizado para a medição de perfis das estradas equipado com um dispositivo dotado de 17 sensores a laser de 16 kHz paralelos e uma complexa unidade de medição inercial. O resultado pode ser visto no gráfico que apresenta 17 perfis paralelos medidos em uma estrada.



Figura 2.13 – Medições das irregularidades de estradas (Fonte: Ahlin, 2002).

Como fora exposto anteriormente, as oscilações encontradas em estradas podem ser descritas como um processo estacionário ergódico, especialmente quando o veículo desloca-se a velocidade constante. A grande importância disto, está no fato de que os parâmetros médios em função do tempo levantados a partir de uma só amostra de um determinado tipo de terreno, podem ser utilizados para descrever o processo em outras situações com grande fidelidade.

Sabe-se que em situações reais, a velocidade horizontal do veículo não é constante. Entretanto, o movimento do reboque será considerado retilíneo e uniforme (MRU), o que torna o processo de vibração do tipo estacionário ergódico, facilitando a solução do problema e gerando um resultado relativamente bom para a análise dos esforços sofridos pela estrutura. Além disso, o estudo realizado por Zhang *et al.* (2002), sobre vibrações aleatórias não estacionárias, geradas por um movimento horizontal acelerado (MRUV), apresentou poucas variações, principalmente em termos de amplitude quando comparadas com os resultados obtidos em um movimento uniforme. A figura 2.14 apresenta uma comparação entre as duas condições.

Ainda assim, existe uma série de outras condições de tráfego às quais o reboque pode estar sujeito quando em movimento que não são consideradas neste trabalho. Como exemplo pode-se citar movimentos em curva gerando forças de inércia laterais, frenagens ou acelerações do veículo trator, situações de aclives e declives, além das combinações entre estas.

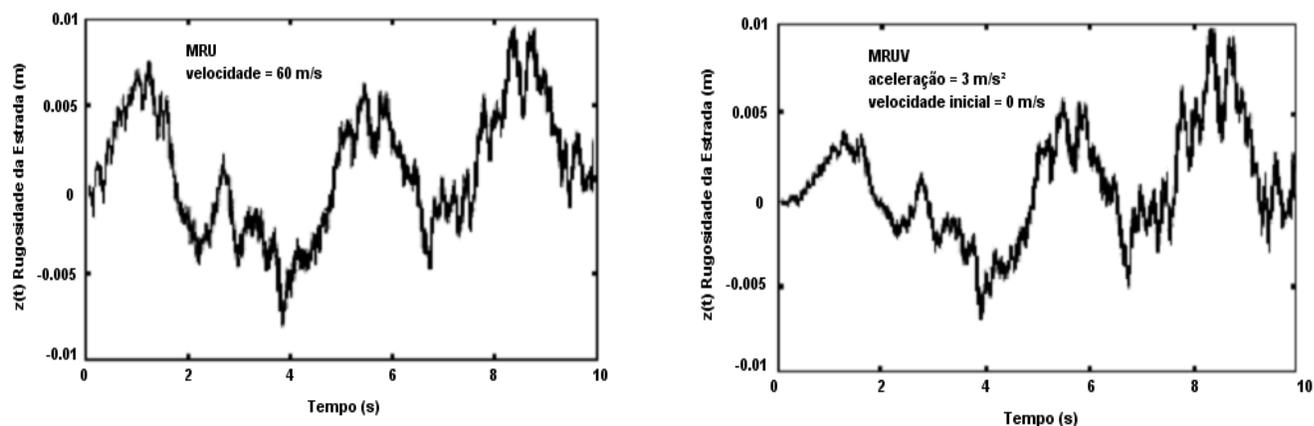


Figura 2.14 – Comparação de resultados entre um MRU e um MRUV (Fonte: Zhang *et al.*, 2002).

Em termos relativos, pode-se considerar que um veículo em movimento sobre uma pista, tem o mesmo efeito da pista em movimento sob o veículo parado. Assim, as oscilações da pista que podem ser determinadas analiticamente, como será visto adiante, geram movimentos verticais nos pneus,

caracterizando a excitação da base. Assim, considerando-se os movimentos verticais  $Z$  devido as oscilações em função do deslocamento do veículo ao longo do plano cartesiano  $(x,y)$ , define-se a relação  $Z = f(x,y)$ .

Assim, com base no estudo de Morsch (2001), tendo definida a condição de velocidade de deslocamento horizontal do veículo constante e velocidade na direção  $y$  igual a zero, pode-se determinar a velocidade dos deslocamentos verticais  $Z$ , impostos pelas imperfeições do terreno, derivando  $Z$  em função do tempo, aplicando-se a regra da derivada em cadeia.

$$Z' = \frac{df(x,y)}{dt} = \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial f(x,y)}{\partial y} \frac{dy}{dt} = \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (2.7)$$

$$Z' = \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \cdot V \quad (2.8)$$

Da mesma forma pode-se determinar a aceleração vertical imposta pelo terreno. Tendo em vista que a aceleração horizontal do veículo é considerada nula  $dV/dt=0$ , aplica-se novamente a regra da derivada em cadeia para se obter a função aceleração vertical.

$$Z'' = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \right) \cdot V + \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \right) \cdot V$$

$$Z'' = V \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \right) \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \right) \cdot \frac{dy}{dt} \right] \quad (2.9)$$

$$Z'' = V \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} \right) \cdot \frac{dx}{dt} \right]$$

$$Z'' = \frac{\partial^2 f(x,y)}{\partial x^2} V^2 \quad (2.10)$$

Fica evidente a relação direta existente entre a velocidade e a aceleração vertical em função das irregularidades da pista, e da velocidade horizontal do veículo, através das equações (2.8) e (2.10). Na representação analítica, os pneus do reboque estarão sofrendo a ação de dois perfis distintos do mesmo

tipo de estrada conforme o desenho esquemático da figura 2.15, enquanto as oscilações sofridas pelo engate de acoplamento do reboque serão consideradas iguais ao valor médio das duas excitações. Esta condição de excitação média é irreal, uma vez que as excitações geradas neste ponto são resultantes de um sinal atenuado pela suspensão do veículo trator. Assim, para a obtenção de resultados com maior fidelidade, em trabalhos futuros, será necessária a inclusão de uma suspensão traseira de um automóvel na simulação dinâmica. Além disso, também é considerado que o contato dos pneus com o solo é puntual para fins de simplificação.

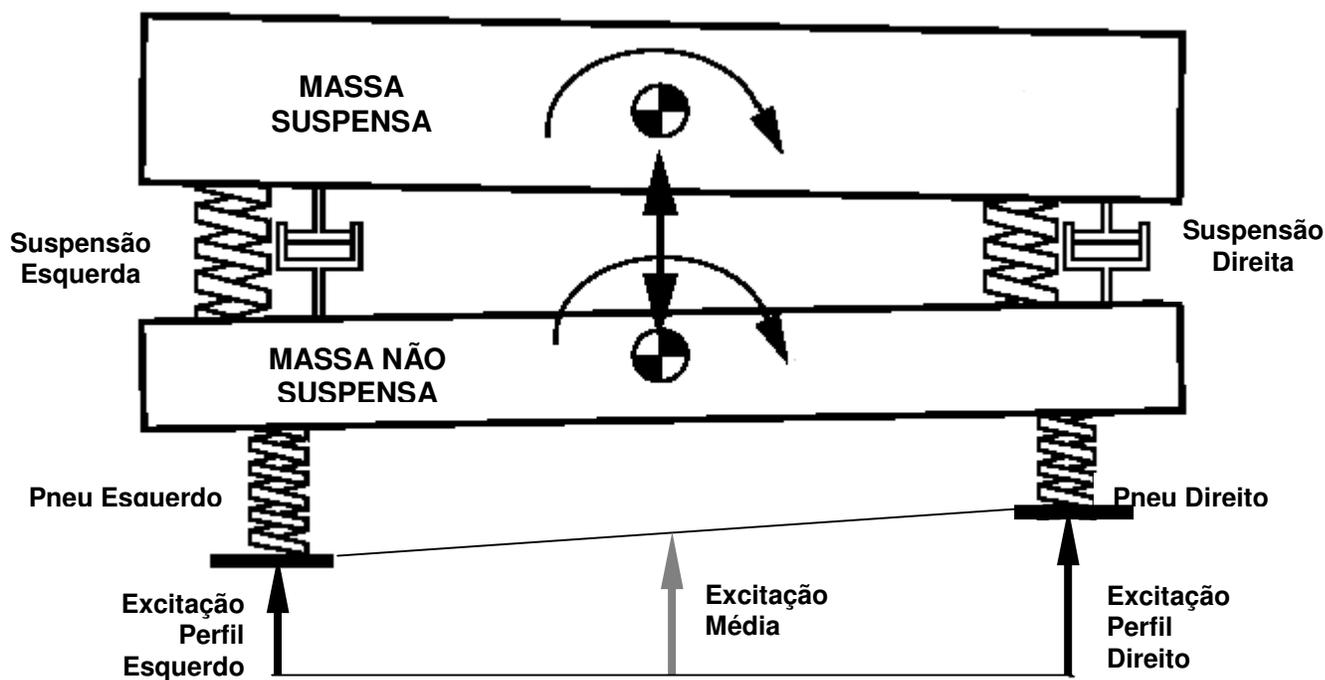


Figura 2.15 – Modelo dinâmico vertical típico (Barbosa, 1999).

## 2.5 CONCLUSÃO

A estrutura de um reboque é relativamente complexa, o que dificulta a obtenção de respostas exatas quanto à interação de todos seus componentes. Desta forma, é de suma importância a realização de um estudo das funções dos diversos componentes entre si e em relação ao meio externo. Sendo inevitável a abstração física do reboque com uma série de simplificações que implicam em algumas perdas de detalhes no resultado final, tal estudo auxilia na criação de um modelo computacional equilibrado em termos de fidelidade e simplificação dos elementos.

Alguns aspectos da legislação são expostos de forma a apresentar os principais tópicos quanto às exigências técnicas relativas à resistência estática e dinâmica de um reboque. De um modo geral, no Brasil, os órgãos regulamentadores e de inspeção veicular, não mencionam maiores exigências em termos de cálculos ou testes mais complexos para o dimensionamento dos reboques.

Assim, são levantadas as primeiras informações relativas aos perfis de estradas e ao comportamento das excitações sob a óptica da mecânica vibracional. Juntamente são apresentados alguns aspectos relativos às simplificações definidas para a realização da simulação dinâmica do modelo.

### 3. ANÁLISE DINÂMICA E ESTRUTURAL DO REBOQUE

O estudo da dinâmica veicular, especialmente aplicada aos reboques, neste trabalho, requer a definição de algumas etapas necessárias para a análise, tais como a definição dos perfis de estradas, as respectivas equações do movimento para a criação do modelo para o estudo dinâmico e sua aplicação no modelo estrutural do sistema. Inicialmente, é apresentado um panorama histórico, referente ao estudo da dinâmica veicular. Em seguida, são definidos os equacionamentos para a definição dos movimentos de sistemas sob ação de excitação de base, tal qual é o caso do reboque. Juntamente, são apresentados estudos relativos às excitações provenientes dos pavimentos e os métodos utilizados para a definição de expressões capazes de simular seu comportamento de acordo com um determinado tipo de estrada. A aplicação destes estudos fornece dados que permitem realizar análises dinâmicas e estruturais dos veículos, bem como, em trabalhos futuros, análises de fadiga e estimativas de tempo de vida útil, além de auxiliar nos projetos de engenharia rodoviária tais como, definição de desgaste dos pavimentos, dimensionamentos de pontes, entre outros.

Assim, neste capítulo, está apresentada a base teórica necessária para desenvolver um estudo dinâmico de um reboque através da formulação necessária para a análise do movimento veicular proposta por Morsch (2001). Também é apresentado o método de descrição de perfis de rodovias através de cálculos de Densidade Espectral de Potência (FDEP). Finalmente, são definidos os fundamentos utilizados na criação do modelo dinâmico e do modelo estrutural de elementos finitos. Finalmente é descrita a teoria utilizada na aplicação do método de análise global/local.

#### 3.1 O ESTUDO DA DINÂMICA VEICULAR

O estudo da dinâmica veicular pode ser realizado através de dois métodos: O empírico e o analítico (Gillespie, 1992b). O método de tentativa e erro utilizado no primeiro caso, foi indispensável para o estudo de estruturas com um grau de detalhamento maior, quando ainda não se dispunha de computadores e dos métodos atualmente conhecidos para a realização de cálculos mais complexos. Caracteriza-se por agregar informações relevantes aos projetos, com o passar do tempo, permitindo identificar os principais fatores de influência no seu desempenho. Assim, a magnitude e a quantidade das falhas que surgirão em um produto lançado, com a utilização deste método, dependerão

exclusivamente da experiência dos responsáveis pelo projeto (Gillespie, 1992b), assim, em alguns casos isso pode representar custos de projeto mais elevados.

O método analítico é caracterizado por tentar descrever processos reais baseando-se em leis físicas conhecidas, criando um modelo matemático adequado. Em casos simples, equações algébricas ou diferenciais podem fornecer respostas quanto às reações dos sistemas, tais como deslocamentos e forças, em relação a determinadas ações de entrada. Em casos mais complexos são necessários métodos numéricos para a solução dos problemas (Hughes, 1987). Projetos que se baseiam neste método tendem a ser mais versáteis por permitir a simulação das mais diversas condições de trabalho do produto e minimizar a utilização de protótipos. No caso específico dos reboques este estudo tenderia a aumentar o custo inicial do projeto devido à necessidade do uso de ferramentas de análise mais sofisticadas. Por outro lado, o custo total de desenvolvimento poderia atingir valores inferiores aos do método tradicional devido à menor chance de ocorrência de falhas do produto em trabalho (Morsch 2001).

A utilização dos métodos analíticos para o desenvolvimento de novos produtos, especialmente tratando-se de reboques, é muito incomum no Brasil, diferentemente dos países com um maior desenvolvimento tecnológico. Isto pode ser comprovado pela diferença expressiva no número de trabalhos acadêmicos, artigos e outras fontes de pesquisa encontrados em instituições nacionais e internacionais.

### 3.2 ESTUDO DO MOVIMENTO

O desenvolvimento de qualquer estudo teórico na área de vibrações, depende do entendimento do conceito de número de graus de liberdade ( $N$ ) de um determinado sistema. Isto é especialmente importante em análises modais onde os números de modos de vibração de um sistema mecânico são iguais aos seus graus de liberdade.

Basicamente pode-se definir que para um determinado sistema mecânico, o número de graus de liberdade é igual ao menor número de coordenadas necessárias para localizar e orientar cada massa do sistema em qualquer instante. Aplicando esta definição a uma massa puntual, são necessárias as coordenadas  $x$ ,  $y$  e  $z$  do centro de gravidade, e considerando que seja uma massa de corpo rígido, então serão necessárias, também as rotações  $\theta_x$ ,  $\theta_y$  e  $\theta_z$  para determinar a localização e a orientação do corpo rígido, conforme está apresentado na figura 3.1.

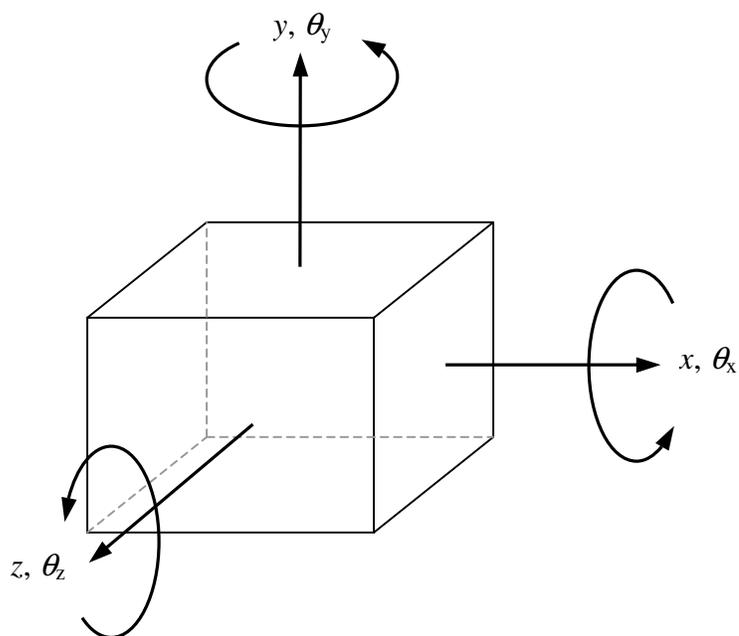


Figura 3.1 – Graus de liberdade de um corpo rígido

Como esta definição é estendida a qualquer corpo deformável, teoricamente pode haver infinitos graus de liberdade a serem considerados. Embora isto seja verdadeiro, é bastante comum em engenharia, especialmente tratando-se dos métodos de elementos finitos, considerar-se um corpo deformável com seis graus de liberdade, gerando resultados satisfatórios em termos técnicos. Além disso, em termos práticos, as limitações experimentais tornam ainda menores o número de graus de liberdade mensuráveis. A primeira limitação prática diz respeito à faixa de frequência de interesse à análise. Por exemplo, os principais modos de vibração estrutural para um automóvel estão localizados entre 0 e 200 Hertz (Allemang, 1992b). Outros fatores a serem considerados, citados ainda por Allemang, são as limitações de amplitude dos transdutores, condicionadores de sinais e sistemas de aquisição de dados que tem sua faixa de trabalho entre 80 e 100 dB e o fato de existirem poucos transdutores que fornecem informações sobre efeitos rotacionais do sistema estudado. Assim, supondo que se deseje estudar a vibração de um automóvel no momento em que este passa sobre uma saliência na estrada, deve ser entendido que este possui uma série de componentes que, juntos influenciam a sua dinâmica. Porém, numa situação dessas, a deflexão do carro como um todo em relação à pista, é muito maior que a existente entre as suas partes internas. Ou seja, a flexibilidade da suspensão é muito maior que a do conjunto do veículo. Este fato justificaria o estudo do sistema massa-mola com apenas um

grau de liberdade. Por outro lado, é evidente que, quanto maior for a necessidade de precisão dos resultados, mais detalhado deve ser o sistema.

A representação matemática genérica de um sistema de um grau de liberdade é expressa utilizando a segunda lei de Newton, como está representada na equação (3.1) (Allemang, 1992a) e (Thompson, 1978).

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (3.1)$$

onde  $M$  é a massa do corpo,  $C$  é o coeficiente de amortecimento e  $K$  é o coeficiente de rigidez da mola. Este sistema está representado esquematicamente na figura 3.2.

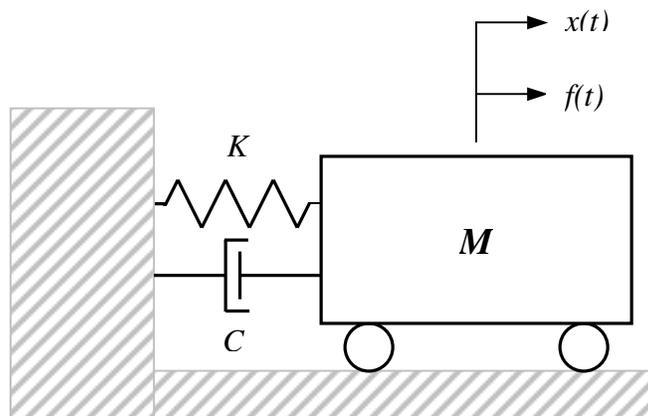


Figura 3.2 – Sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade sem excitação de base

A equação (3.1) é uma equação diferencial de segunda ordem, linear e invariável no tempo. A solução completa deste tipo de equação envolve duas partes, conforme Allemang (1992a), como está apresentada na equação (3.2).

$$x(t) = x_c(t) + x_p(t) \quad (3.2)$$

Sendo,  $x_c(t)$  a parte transiente e  $x_p(t)$  a parte particular da expressão. Definindo  $f(t) = 0$ , a forma transiente da equação (3.1) pode ser resolvida de acordo com a equação (3.3).

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = 0 \quad (3.3)$$

Com base na teoria de equações diferenciais, pode-se assumir que  $x_c(t) = Xe^{st}$ , em que  $s$  é uma constante a ser determinada e  $X$ , uma constante arbitrária complexa. Fazendo as derivações adequadas e substituindo na equação (3.3) chega-se a relação (3.4).

$$(Ms^2 + Cs + K)Xe^{st} = 0 \quad (3.4)$$

Desta forma, desconsiderando a solução trivial da equação onde  $(Xe^{st} = 0)$ , obtém-se a equação de segunda ordem apresentada pela equação (3.5).

$$s^2 + (C/M)s + (K/M) = 0 \quad (3.5)$$

Assim, conforme Allemang (1992a), esta pode ser definida como sendo a equação característica do sistema onde  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  são as raízes as quais podem ser calculadas através da equação (3.6).

$$\lambda_{1,2} = -\frac{C}{2M} \pm \sqrt{\left(\frac{C}{2M}\right)^2 - \left(\frac{K}{M}\right)} \quad (3.6)$$

Logo, a solução transiente da equação (3.1) pode ser descrita pela relação (3.7).

$$x_c(t) = X_1e^{\lambda_1 t} + X_2e^{\lambda_2 t} \quad (3.7)$$

em que  $X_1$  e  $X_2$  são constantes determinadas por condições iniciais referentes ao sistema no tempo  $t=0$ .

A solução particular é uma função semelhante à função força ou de excitação (Allemang, 1992a). Assim, supondo que a função força seja uma onda do tipo senoidal, a resposta será um sinal com mesma frequência. Caso a função força seja do tipo aleatório, a resposta também terá a mesma forma e assim por diante.

Nos casos em que existem excitações de base, como ocorre com os veículos em movimento, a equação do movimento para um sistema de um grau de liberdade conforme está esquematizado na

figura 3.3 também se baseia na segunda Lei de Newton e pode ser escrita de acordo com a relação (3.8) proposta por Clough & Penzien (1993) e Meirovitch (1986), semelhante ao exposto anteriormente.

$$M\ddot{z}_s + C(\dot{z}_s - \dot{z}_b) + K(z_s - z_b) = 0 \quad (3.8)$$

A mesma equação, pode ser escrita conforme a (3.9).

$$M\ddot{z}_s + C\dot{z}_s + Kz_s = C\dot{z}_b + Kz_b \quad (3.9)$$

Finalmente, utilizando coordenadas relativas através da relação  $z_r = z_s - z_b$  obtém-se a relação (3.10), a qual é semelhante à equação (3.1), desenvolvida anteriormente.

$$M\ddot{z}_r + C\dot{z}_r + Kz_r = -M\ddot{z}_b \quad (3.10)$$

Sendo  $z_s$  o deslocamento absoluto do centro de gravidade do corpo rígido  $M$  e  $z_b$  a função do tempo que descreve a excitação da base, simulando as irregularidades do pavimento no caso da dinâmica veicular.

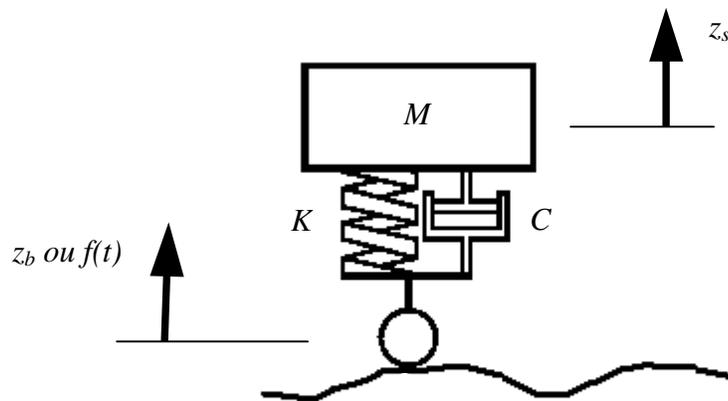


Figura 3.3 – Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade e com excitação da base

Geralmente, a maioria das estruturas é mais complexa e são necessários sistemas com mais de um grau de liberdade para descrever adequadamente o seu comportamento. Da mesma forma, o equacionamento torna-se relativamente mais complexo e, portanto, o sistema matricial é adotado para a solução de problemas com múltiplos graus de liberdade (Boéssio, 2002).

Para a solução de problemas com múltiplos apoios e excitações da base, tais como os casos de veículos trafegando em pavimentos irregulares, organiza-se o vetor deslocamento como  $[\mathbf{u}_T, \mathbf{u}_b]$  em que  $\mathbf{u}_T$  representa as componentes de deslocamento total correspondentes aos graus de liberdade não bloqueados e não submetidos a excitação de apoio. Já  $\mathbf{u}_b$ , representa as componentes que possuem seu movimento imposto pelas excitações provocadas pelas irregularidades do pavimento (Boéssio, 2002). De uma maneira geral, a relação entre os deslocamentos, velocidades e acelerações dos diversos graus de liberdade de um determinado sistema, pode ser descrita pela expressão matricial apresentada pela equação (3.11), a qual também se baseia na segunda lei de Newton, semelhantemente à equação (3.1) utilizada para sistemas de um grau de liberdade.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{cc} & \mathbf{M}_{cb} \\ \mathbf{M}_{bc} & \mathbf{M}_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_T \\ \ddot{\mathbf{u}}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{cc} & \mathbf{C}_{cb} \\ \mathbf{C}_{bc} & \mathbf{C}_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_T \\ \dot{\mathbf{u}}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_{cb} \\ \mathbf{K}_{bc} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_T \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Nesta expressão,  $\mathbf{M}_{cc}$ ,  $\mathbf{C}_{cc}$  e  $\mathbf{K}_{cc}$  são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do chassi e da carroceria;  $\mathbf{M}_{bb}$ ,  $\mathbf{C}_{bb}$  e  $\mathbf{K}_{bb}$  são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez da suspensão;  $\mathbf{C}_{cb}$  e  $\mathbf{C}_{bc}$  representam o acoplamento de amortecimento entre o chassi e a carroceria com a suspensão;  $\mathbf{K}_{cb}$  e  $\mathbf{K}_{bc}$  representam o acoplamento de rigidez entre o chassi e a carroceria com a suspensão e;  $\mathbf{M}_{cb}$  e  $\mathbf{M}_{bc}$  representam o acoplamento de massa entre o chassi e a carroceria com a suspensão.

A expressão (3.11) não considera a ação de forças externas, expressando o equilíbrio apenas em termos dos graus de liberdade da resposta. É necessário que se decomponham os deslocamentos absolutos  $\mathbf{u}_T$  de acordo com a equação (3.12), em que  $\mathbf{u}$  representa os deslocamentos relativos devidos a resposta dinâmica e  $\mathbf{u}_s$  os deslocamentos pseudoestáticos produzidos na estrutura pelo deslocamento estático da base representado por  $\mathbf{u}_b$ . Esta decomposição do movimento dos apoios em relação aos valores de resposta é necessária para que se obtenha a expressão para o modelo com carga de excitação na base (Morsch, 2001).

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_T \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_s \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Para o caso estático o deslocamento total do sistema é igual ao deslocamento pseudoestático. Isto pode ser demonstrado aplicando-se todas as derivadas em relação ao tempo iguais a zero na expressão (3.11), obtendo-se a equação (3.13), em que  $\mathbf{R}_s$  representa as reações pseudoestáticas (Morsch, 2001).

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_{cb} \\ \mathbf{K}_{bc} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_s \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{R}_s \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Da primeira linha da expressão (3.13) obtém-se a relação (3.14) em que  $\mathbf{G}_{cb}$  é a matriz dos coeficientes de influência.

$$\mathbf{K}_{cc}\mathbf{u}_s + \mathbf{K}_{cb}\mathbf{u}_b = 0$$

$$\mathbf{u}_s = -\mathbf{K}_{cc}^{-1}\mathbf{K}_{cb}\mathbf{u}_b = \mathbf{G}_{cb}\mathbf{u}_b \quad (3.14)$$

Substituindo a relação (3.12) na primeira linha da expressão (3.11) obtém-se:

$$\mathbf{M}_{cc}(\ddot{\mathbf{u}}_s + \ddot{\mathbf{u}}) + \mathbf{M}_{cb}\ddot{\mathbf{u}}_b + \mathbf{C}_{cc}(\dot{\mathbf{u}}_s + \dot{\mathbf{u}}) + \mathbf{C}_{cb}\dot{\mathbf{u}}_b + \mathbf{K}_{cc}(\mathbf{u}_s + \mathbf{u}) + \mathbf{K}_{cb}\mathbf{u}_b = 0 \quad (3.15)$$

Substituindo-se o resultado da primeira linha da expressão (3.13) e mantendo-se no lado esquerdo da equação resultante os termos multiplicados pelos deslocamentos dinâmicos obtém-se a equação (3.16).

$$\mathbf{M}_{cc}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_{cc}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_{cc}\mathbf{u} = -\mathbf{M}_{cc}\ddot{\mathbf{u}}_s - \mathbf{M}_{cb}\ddot{\mathbf{u}}_b - \mathbf{C}_{cc}\dot{\mathbf{u}}_s - \mathbf{C}_{cb}\dot{\mathbf{u}}_b \quad (3.16)$$

De acordo com Morsch, (2001), as reações nos apoios  $\mathbf{R}_b$  e as forças elásticas  $\mathbf{F}_c$  são obtidas da parcela que envolve a matriz de rigidez da expressão (3.11), conforme apresentado em (3.17).

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_{cb} \\ \mathbf{K}_{bc} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_T \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_c \\ \mathbf{R}_b \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Assim, decompondo os deslocamentos totais  $\mathbf{u}_T$  de acordo com a relação (3.12) e utilizando a (3.14) obtém-se a expressão (3.18), que demonstra que as forças elásticas dependem somente dos deslocamentos dinâmicos (Morsch, 2001).

$$\mathbf{K}_{cc} \mathbf{u} = \mathbf{F}_c \quad (3.18)$$

Da mesma forma, tomando-se a segunda linha da expressão (3.17) e fazendo uso das relações (3.12) e (3.14), pode-se determinar as reações nos apoios conforme apresentado em (3.19).

$$\mathbf{R}_b = \mathbf{K}_{bc} \mathbf{u} + (\mathbf{K}_{bc} \mathbf{G}_{cb} + \mathbf{K}_{bb}) \cdot \mathbf{u}_b \quad (3.19)$$

Em termos práticos, considerando-se a pequena influência da suspensão em relação ao reboque como um todo e, tendo em vista que, os resultados de matrizes de massa diagonal são equivalentes aos resultados obtidos com matrizes de massa consistente (Boéssio, 2002), os componentes  $\mathbf{M}_{cb}$  e  $\mathbf{M}_{bc}$  serão considerados nulos. Além disso, substituindo-se a relação (3.14) na (3.16) chega-se à expressão final do movimento (3.20), a qual, de acordo com Boéssio (2002), gera bons resultados em relação ao comportamento do sistema.

$$\mathbf{M}_{cc} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_{cc} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_{cc} \mathbf{u} = -\mathbf{M}_{cc} \mathbf{G}_{cb} \ddot{\mathbf{u}}_b - (\mathbf{C}_{cc} \mathbf{G}_{cb} + \mathbf{C}_{cb}) \dot{\mathbf{u}}_b \quad (3.20)$$

Como pode ser visto, esta equação possui, no vetor de cargas, um componente associado ao amortecimento que não aparece na equação (3.10). Segundo Boéssio (2002), é sugerido em Clough & Penzien (1993), que seja desconsiderado este termo pelo fato de ser bastante pequeno na maioria dos casos. Desprezando-se o fator de amortecimento, percebe-se que a matriz  $\mathbf{G}_{cb}$  apresenta coeficientes muito próximos da unidade ou nulos. Fisicamente este fato representa o deslocamento unitário aplicado a um dos apoios e o deslocamento resultante nos demais (Boéssio, 2002).

Seguindo a proposta de formulação do movimento para corpos com múltiplos graus de liberdade apresentada por Boéssio (2002), operando-se os termos da primeira linha da equação (3.11) obtém-se a (3.21).

$$\mathbf{M}_{cc}\ddot{\mathbf{u}}_T + \mathbf{C}_{cc}\dot{\mathbf{u}}_T + \mathbf{K}_{cc}\mathbf{u}_T = -\mathbf{M}_{cb}\ddot{\mathbf{u}}_b - \mathbf{C}_{cb}\dot{\mathbf{u}}_b - \mathbf{K}_{cb}\mathbf{u}_b \quad (3.21)$$

E, da segunda linha obtém-se a expressão (3.22).

$$\mathbf{M}_{bc}\ddot{\mathbf{u}}_T + \mathbf{C}_{bc}\dot{\mathbf{u}}_T + \mathbf{K}_{bc}\mathbf{u}_T = -\mathbf{M}_{bb}\ddot{\mathbf{u}}_b - \mathbf{C}_{bb}\dot{\mathbf{u}}_b - \mathbf{K}_{bb}\mathbf{u}_b \quad (3.22)$$

Nestas equações o vetor  $\mathbf{u}_T$  representa os deslocamentos absolutos dos graus de liberdade do conjunto chassi e carroceria, assim como ocorre na equação (3.11), e  $\mathbf{u}_b$  representa a função que representa a excitação da base. Na seqüência multiplicam-se, então os coeficientes da expressão (3.22) por  $-\mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}$  obtendo-se a (3.23).

$$\begin{aligned} & -\mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{M}_{bc}\ddot{\mathbf{u}}_T - \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{C}_{bc}\dot{\mathbf{u}}_T - \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{K}_{bc}\mathbf{u}_T = \\ & + \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{M}_{bb}\ddot{\mathbf{u}}_b + \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{C}_{bb}\dot{\mathbf{u}}_b + \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{K}_{bb}\mathbf{u}_b \end{aligned} \quad (3.23)$$

Observando-se que  $\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{M}_{bb} = \mathbf{I}$ , e somando-se as equações (3.22) e (3.24) termo a termo obtém-se a relação (3.25).

$$\begin{aligned} & (\mathbf{M}_{cc} - \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{M}_{bc}) \cdot \ddot{\mathbf{u}}_T + (\mathbf{C}_{cc} - \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{C}_{bc}) \cdot \dot{\mathbf{u}}_T + (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{K}_{bc}) \cdot \mathbf{u}_T = \\ & + (\mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{C}_{bb} - \mathbf{C}_{cb}) \cdot \dot{\mathbf{u}}_b + (\mathbf{M}_{cb}\mathbf{M}_{bb}^{-1}\mathbf{K}_{bb} - \mathbf{K}_{cb}) \cdot \mathbf{u}_b \end{aligned} \quad (3.24)$$

Já que somente os termos relativos ao deslocamento vertical serão considerados, assumindo que a massa da suspensão seja desprezível em relação a massa suspensa, a matriz massa dos elementos é considerada diagonal, assim,  $\mathbf{M}_{cb} = 0$  e  $\mathbf{M}_{bc} = 0$ , assim, com esta simplificação obtém-se a equação (3.25).

$$\mathbf{M}_{cc} \ddot{\mathbf{u}}_T + \mathbf{C}_{cc} \dot{\mathbf{u}}_T + \mathbf{K}_{cc} \mathbf{u}_T = -\mathbf{C}_{cb} \dot{\mathbf{u}}_b - \mathbf{K}_{cb} \mathbf{u}_b \quad (3.25)$$

Como se pode perceber a expressão (3.25) possui uma grande semelhança com a equação (3.9) utilizada para sistemas com apenas um grau de liberdade (Boéssio, 2002). Além disso, embora este equacionamento não esteja sendo utilizado diretamente na aplicação do trabalho, as considerações utilizadas no seu desenvolvimento objetiva a redução do sistema de equações para o estudo do movimento de corpos com múltiplos graus de liberdade, inclusive para casos com excitação de base.

### 3.3 DESCRIÇÃO DO PERFIL DA ESTRADA

#### 3.3.1 Breve Histórico

Um dos indicadores mais utilizados no mundo para medir e comparar a qualidade das estradas é o *IRI* (Índice Internacional de Rugosidade). Na década de 70, o Banco Mundial deu início a um programa de investigação visando descobrir qual seria a melhor opção econômica em termos de construção de estradas nos países em desenvolvimento. Fazer empréstimos para a construção de estradas mais caras, porém de boa qualidade ou reduzir custos construindo estradas de qualidade inferior? Esta pesquisa demonstrou que a segunda opção seria mais dispendiosa a longo prazo devido à necessidade de manutenção mais freqüente. Na verdade, desde a década de 20, os fabricantes de automóveis vinham utilizando diversos métodos de medição da rugosidade de estradas (Ahlin, 2001), porém sem nenhuma norma para regulamentação, os resultados acabavam sendo incompatíveis entre si. Assim, em 1982, o Banco Mundial iniciou um trabalho no Brasil visando estabelecer normas referentes à correlação e calibração de medições de irregularidades dos pavimentos. Com este levantamento de dados, pôde-se perceber que todos os instrumentos de medição já em uso, poderiam produzir medidas numa mesma escala, desde que calibrados adequadamente. A partir daí, foi definido um índice normalizado para a medição da rugosidade das estradas conhecido como *IRI* (Sayers, 1998)

#### 3.3.2 Definição do Índice Internacional de Rugosidade - *IRI*

O modelo de um quarto de carro, utilizado para definir o *IRI*, representa um sistema constituído por um pneu, a massa  $m_u$  do eixo suportado por ele, uma suspensão com mola e amortecedor e a massa

do corpo ou massa suspensa  $m_s$ , conforme está ilustrado na figura 3.4.

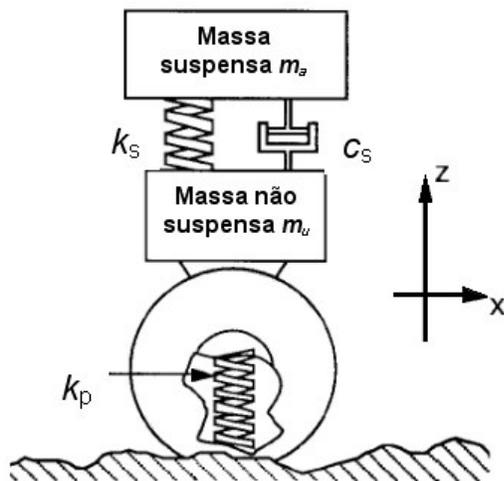


Figura 3.4 – Modelo de um quarto de carro utilizado para o cálculo do *IRI*.

A figura 3.5 apresenta faixas de valores característicos determinados através do *IRI* para determinados tipos de pavimentos.

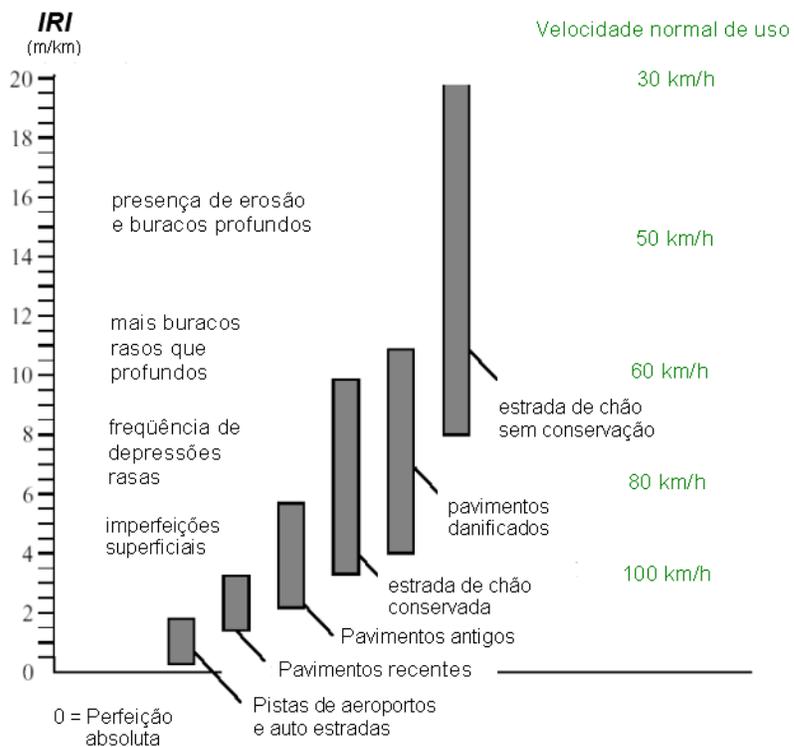


Figura 3.5 – Faixas do IRI para diferentes tipos de estradas (Sayers, 1998).

Por definição, o *IRI* é determinado pelo somatório dos valores absolutos da rugosidade captada por sensores, em função da distância total percorrida, a uma velocidade de referência igual a 80 km/h (Gillespie, 1992a), gerando unidades do tipo [m/km]. Assim, em termos práticos, quanto maior o índice, pior é a condição da estrada em questão.

A importância da descrição numérica dos perfis de rugosidade das estradas abrange uma grande variedade de áreas de interesse técnico e econômico, tais como estudos de vibração para análise de conforto, análises estruturais de veículos, estudos relativos a suspensões, segurança veicular no trânsito e análises de danos causados às rodovias.

Os parâmetros para este modelo são definidos pelo chamado “The Golden Car” (Sayers, 1998), em que a massa suspensa é normalizada, ou seja,  $m_s=1$  kg e os demais parâmetros conforme apresentados a seguir, sendo  $c_s$  o coeficiente de amortecimento da suspensão,  $k_s$  o coeficiente de rigidez da suspensão,  $k_p$  o coeficiente de rigidez do pneu e  $m_u$  a massa não suspensa.

$$c_s / m_s = 6 \text{ [1/s]}$$

$$k_p / m_s = 653 \text{ [1/s}^2\text{]}$$

$$k_s / m_s = 63,3 \text{ [1/s}^2\text{]}$$

$$m_u / m_s = 0,15$$

A velocidade de simulação  $V$  definida é igual a 80 km/h e a expressão (3.26) representa a equação do movimento utilizada para este modelo.

$$\left( \mathbf{M}s^2 + \mathbf{C}s + \mathbf{K} \right) \cdot \begin{pmatrix} z_s \\ z_u \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ k_p \cdot z_b \end{pmatrix} \quad (3.26)$$

Sendo,  $z_b$  a excitação da base,  $z_s$  e  $z_u$  são os deslocamentos verticais da massa suspensa e não suspensa respectivamente,  $k_s$  e  $k_p$  são os coeficientes de rigidez da mola da suspensão e do pneu e  $c_s$  o coeficiente de amortecimento da suspensão. Conforme Sayers (1998), a oscilação acumulada da suspensão é calculada através da equação (3.27).

$$d = \int_0^T |\dot{z}_s - \dot{z}_u| dt \quad (3.27)$$

Sendo  $T$  o tempo total de duração para completar o percurso  $L$ , utilizado para a leitura da rugosidade da estrada, o qual é definido pela equação (3.28)

$$L = V \cdot T \quad (3.28)$$

Então, dividindo-se a equação (3.27) pela (3.28) obtém-se a expressão (3.29), que é utilizada para o cálculo do índice de rugosidade *IRI*.

$$IRI = \frac{1}{V \cdot T} \cdot \int_0^T |\dot{z}_s - \dot{z}_u| \cdot dt \quad (3.29)$$

Observando a expressão percebe-se que o valor do índice de rugosidade *IRI* é definido pelo valor absoluto da média da velocidade relativa entre a massa suspensa e a massa não suspensa dividido pela velocidade horizontal  $V$  [(mm/s)/(m/s)], o que equivale a [mm/m] confirmando a definição apresentada anteriormente.

Tendo-se definido o método para obtenção do índice de rugosidade *IRI* para perfis de estrada, deve-se, então, identificar a relação deste com a vibração gerada pelo pavimento na massa suspensa. Para isso, inicialmente, é utilizada uma função senoidal de excitação da base. Assim, pode-se definir o quociente entre a vibração da base e o *IRI* como uma função do comprimento de onda do perfil da estrada e a velocidade do veículo. A figura 3.6 apresenta os resultados desta relação.

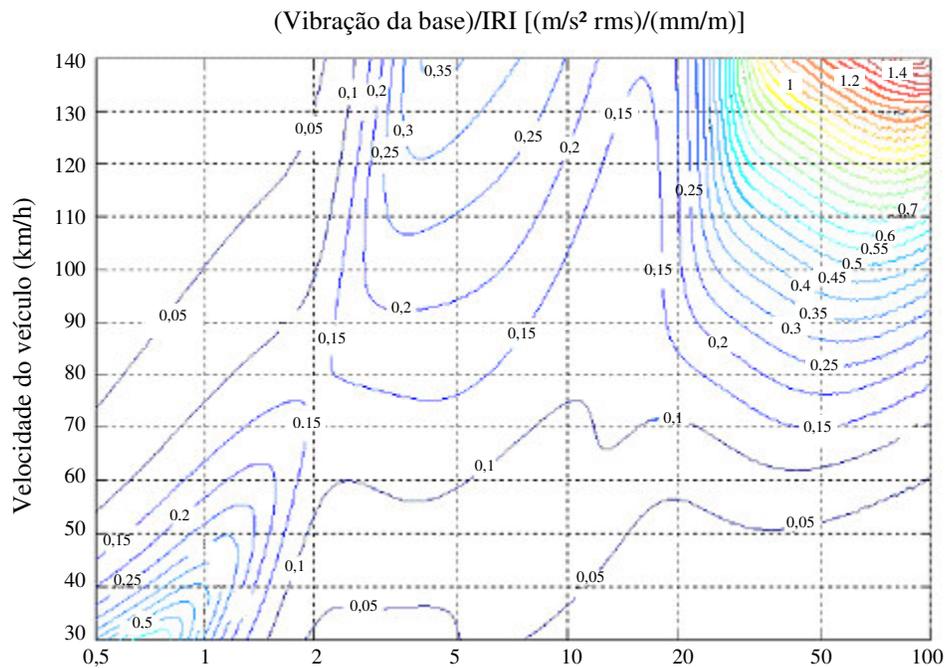


Figura 3.6 – Relação entre a vibração de base e o índice de rugosidade *IRI* (Ahlin, 2002).

O cálculo do *IRI* estipula uma velocidade padrão de 80 km/h e, tendo em vista que a maioria dos comprimentos de onda encontrados nas rodovias são da ordem de 5 metros (Sayers, 1998), pode-se identificar no gráfico um quociente entre a vibração da massa suspensa e o *IRI* da ordem de 0,16.

O modelo matemático dos perfis das estradas, por hipótese, é considerado um campo aleatório gaussiano bidimensional e isotrópico, sendo definido através de métodos probabilísticos. Assim, conforme apresentado por Boéssio (2002), esta hipótese facilita a análise, uma vez que, as propriedades da pista podem ser obtidas por medições a partir de uma única trilha, ao longo da pista, já que as propriedades estatísticas são as mesmas em todas as direções. Diversas propostas já foram realizadas para descrever analiticamente tais espectros. Neste caso, é utilizada uma função densidade espectral de potência **FDEP**, dada em m<sup>3</sup>/ciclo, definido conforme a equação (3.30), conforme definido por Dodds e Robson (1973).

$$\begin{cases} G(n) = c.n^{-w_1}, & 0 \leq n \leq n_o \\ G(n) = c.n^{-w_2}, & n \geq n_o \end{cases} \quad (3.30)$$

Sendo que,  $c$  é um valor obtido experimentalmente em função da qualidade da estrada, conforme está apresentado na tabela 3.1,  $n$  é o número de onda e  $n_o$ , um número de onda especificado com valor geralmente igual a  $1/2\pi$  ciclos/m, o que corresponde a um comprimento de onda de aproximadamente 6,3 m. Este valor é normalmente utilizado em técnicas de construção de pistas (Morsch, 2001). Os expoentes  $w_1$  e  $w_2$  são valores médios determinados de acordo com o tipo de estrada e estão informados na tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Obtenção do índice de rugosidade  $c$  (Morsch, 2001)

Tipo de Estrada	Qualidade da Estrada	$\psi_{reg.}(cm)$	$c (x 10^{-8})$	$w_1$	$w_2$
Auto-estradas	Muito boa	0,58 - 1,15	2 - 8	1,945	1,36
	Boa	1,15 - 2,31	8 - 32		
Rodovias	Muito boa	0,58 - 1,15	2 - 8	2,05	1,44
	Boa	1,15 - 2,31	8 - 32		
	Média	2,31 - 4,62	32 - 128		
	Pobre	4,62 - 9,13	128 - 500		
Estradas secundárias	Média	2,31 - 4,62	32 - 128	2,28	1,428
	Pobre	4,62 - 9,13	128 - 500		
	Muito pobre	9,13 - 22,4	500 - 3000		

Na prática, a expressão (3.30) pode ser substituída por uma forma simplificada, ficando conforme a equação (3.31).

$$G_z(n) = c \cdot n^{-w} \quad (3.31)$$

Neste caso, o expoente  $w$  é constante, geralmente com valor igual a 2,5.

O índice de rugosidade  $c$ , que é utilizado como um fator da expressão definida pelas equações (3.30) e (3.31) representa uma faixa de valores relacionados a determinados tipos de estrada e sua conservação. Estes valores definidos experimentalmente servem de base para se modelar os perfis de estrada de acordo com as características desejadas. Além disso, a seleção da constante  $c$  é auxiliada com o fornecimento de uma faixa de valores referentes ao desvio padrão das irregularidades  $\psi_{rreg}$  em centímetros.

Assim, para um veículo deslocando-se por um perfil de estrada descrito pela **FDEP**  $G_z(n)$ , com velocidade constante  $V$  [m/s], pode-se obter uma **FDEP**  $G_z(f)$  [m<sup>2</sup>/Hz] em função da frequência  $\omega$  conforme a equação (3.32).

$$G_z(f) = \frac{1}{V} \cdot G_z\left(\frac{\omega}{V}\right) = \frac{1}{V} \cdot n \cdot \left(\frac{\omega}{V}\right)^{-n} \quad (3.32)$$

Aplicando, por exemplo, este modelo espectral com diferentes expoentes  $n$  em um modelo de um quarto de carro, calcula-se o quociente entre o *IRI* e a vibração da massa suspensa em função da velocidade horizontal do veículo, obtendo-se o gráfico apresentado na figura 3.7.

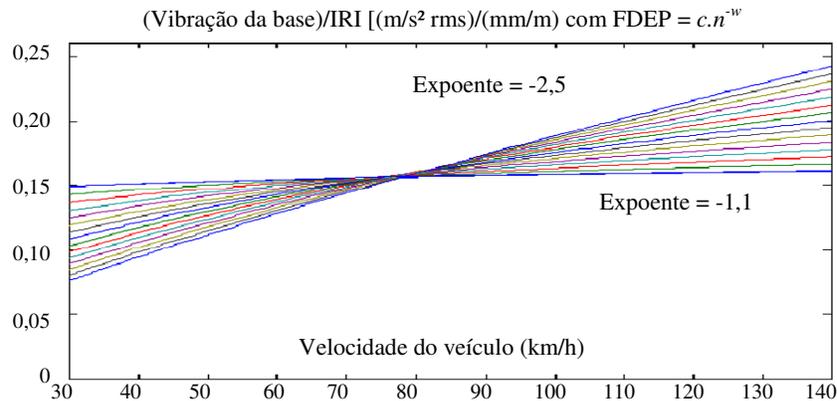


Figura 3.7 – Relação entre a vibração da massa suspensa e o *IRI* em função de  $n$  (Ahlin, 2002).

Novamente, a relação encontrada entre a vibração da massa suspensa e o índice de rugosidade para uma velocidade horizontal de 80 km/h, está em torno de 0,16 assemelhando-se ao resultado obtido para o caso da excitação senoidal, apresentado anteriormente.

### 3.3.3 Definição do Perfil em Função do Tempo

Como já foi exposto, define-se que as oscilações geradas pelo pavimento são realizações de um campo aleatório gaussiano bidimensional isotrópico e homogêneo. Também, considera-se a superfície da rodovia uma função de  $x$  medida na mesma direção de deslocamento do veículo e  $y$  ao largo da rodovia. Assim, a descrição estatística de um processo sob tais condições, com média igual a zero e baseado no histórico de excitação, necessita apenas dos espectros de potência para obter a descrição estatística do processo. Além disso, com base nos estudos de autocorrelação da excitação realizados por Dodds, citado por Morsch (2001), tem-se que o perfil de irregularidades ao longo de uma linha reta qualquer deve ter forma idêntica ao perfil de irregularidades de outra reta paralela à primeira, o que pode ser expresso pela equação (3.33).

$$R_E(\xi) = R_D(\xi) \quad (3.33)$$

A sua correspondente relação espectral é conforme a equação (3.34).

$$S_E(n) = S_D(n) = S(n) \quad (3.34)$$

Sendo,  $R_E$  e  $R_D$  as funções de autocorrelação dos perfis esquerdo e direito respectivamente e os termos,  $S_E(n)$  e  $S_D(n)$  os espectros de potência das irregularidades dos perfis esquerdo e direito em função do número de onda.

Para um processo isotrópico tem-se que,  $R(\xi, 0) = R(0, \eta)$  para  $\xi = \eta$ , e deve-se respeitar a equação (3.35), a qual tem suas variáveis ilustradas na figura 3.8.

$$R(\rho \cos \theta, \rho \sin \theta) = R(\rho) \quad (3.35)$$

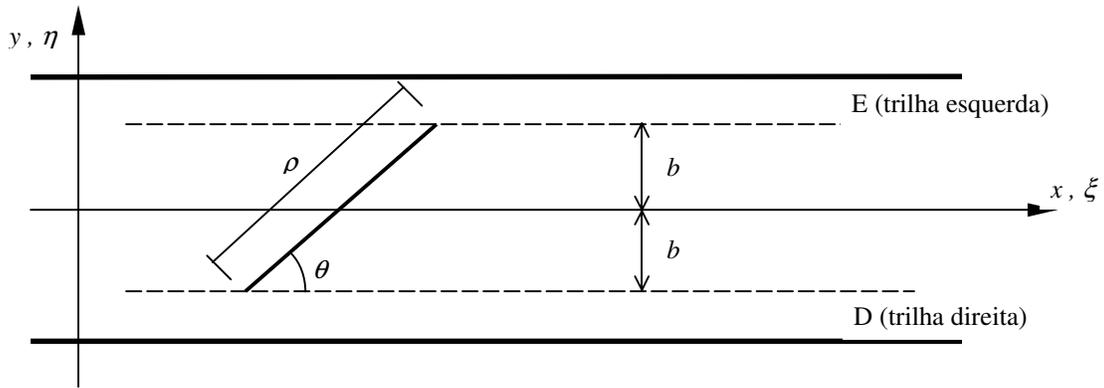


Figura 3.8 – Parâmetros utilizados na descrição de uma pista bidimensional

Assim sendo, por geometria chega-se à relação apresentada na equação (3.36).

$$R_{ED}(\xi) = R(\rho) = R(\sqrt{\xi^2 + 4b^2}) \quad (3.36)$$

O espectro de potência unilateral dos perfis  $Z_D(x)$  e  $Z_E(x)$  das trilhas separadas pela distância  $2b$  é determinado pela equação (3.37) e, conhecendo a função de autocorrelação  $R(\xi)$  para uma única trilha na direção  $x$ , pode-se definir  $R(\rho)$  em outra direção aplicando-se a relação (3.36). Assim, o espectro de potência cruzado é definido pela expressão (3.38).

$$G(n) = \int_{-\infty}^{\infty} 2R(\xi) \cdot e^{-2i\pi n \xi} d\xi \quad (3.37)$$

$$G_c(n) = \int_{-\infty}^{\infty} 2R_{ED}(\xi) \cdot e^{-2i\pi n \cdot \xi} d\xi = \int_{-\infty}^{\infty} 2R(\rho) \cdot e^{-2i\pi n \cdot \xi} d\xi \quad , \quad \rho = \sqrt{\xi^2 + 4b^2} \quad (3.38)$$

Ainda, Dodds e Robson (1973), definem uma função de coerência conforme a equação (3.39).

$$g(n) = \frac{G_c(n)}{G(n)} = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} 2R(\sqrt{\xi^2 + 4b^2}) \cdot e^{-2i\pi n \cdot \xi} d\xi}{\int_{-\infty}^{\infty} 2R(\xi) \cdot e^{-2i\pi n \cdot \xi} d\xi} \quad (3.39)$$

Percebe-se que os valores de  $g(n)$ , conforme está apresentado na figura 3.9, tendem a unidade para números de onda pequenos e a zero para grandes números de onda. Além disso, estão apresentados os resultados para diferentes valores da constante  $w$ , onde se pode verificar que há uma pequena variação de resultados para os valores entre 2 e 3. Por esta razão, geralmente se emprega o valor médio de  $w$  igual a 2,5 (Morsch, 2001).

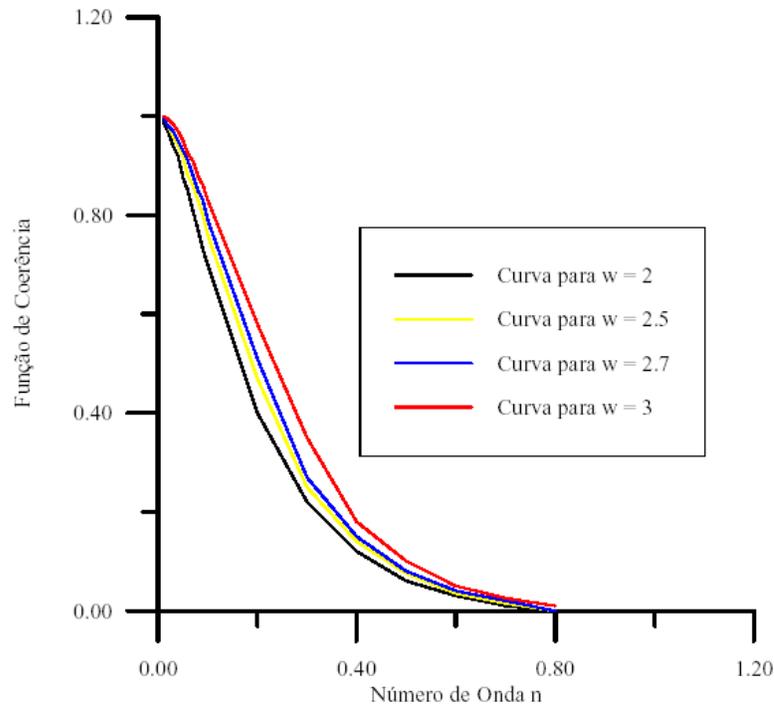


Figura 3.9 – Variação da função de coerência em relação à constante  $w$  (Morsch, 2001)

A função que descreve o perfil aleatório da superfície da trilha percorrida pelo veículo, de acordo com Reckziegel (2002), é uma função de deslocamento em função do tempo, constituída por um somatório de harmônicos, conforme a equação (3.40).

$$Z(t) = \sum_{i=1}^N A_i \cdot \text{sen}(\omega_i \cdot t + \phi_i) \quad (3.40)$$

O ângulo de fase  $\phi_i$  utilizado na equação é gerado de forma aleatória e, uniformemente distribuído entre 0 e  $2\pi$ . A frequência  $\omega_i$  pode ser relacionada com os respectivos números de onda e

com a velocidade de deslocamento horizontal do veículo  $V$  através da equação (3.41), sendo  $\lambda$  o comprimento de onda definido em metros.

$$\omega = \frac{2\pi}{\lambda} V = 2\pi \cdot n \cdot V \quad (3.41)$$

Conforme Boéssio (2002), o termo  $A_i$  da equação (3.40) define a amplitude para cada componente da função de deslocamento e é definido pela equação (3.42).

$$A_i^2 = \int_{n_1}^{n_2} G(n_i) dn = G(n_i) \cdot \Delta n_i \quad (3.42)$$

onde:

$$n_b - n_a = \sum_{i=1}^N \Delta n_i \quad (3.43)$$

Conforme está apresentado na figura 3.10,  $n_a$  e  $n_b$ , são portanto, o menor e o maior número de onda utilizados na análise, os quais devem estar dentro da faixa de aplicação do método conforme está descrito na seqüência.

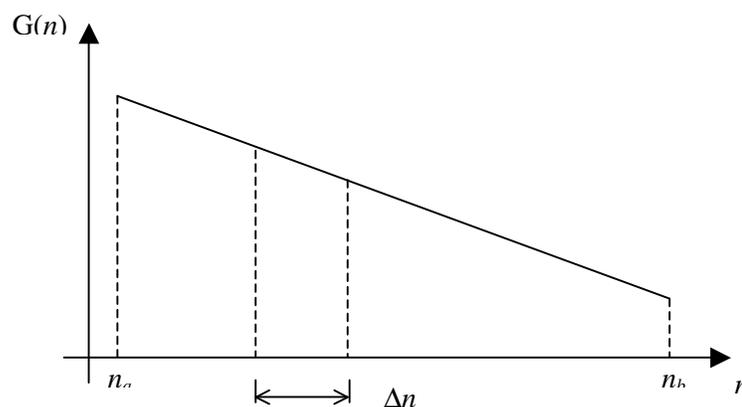


Figura 3.10 – Espectro de potência dividido em faixas de componentes harmônicos

Segundo Boéssio, citando Whirsching (1995), geralmente cerca de 20 componentes harmônicos são necessários para que se obtenham bons resultados de discretização da curva que descreve o perfil da estrada. Por outro lado, quanto maior for este número maior deverá ser o cuidado para que a divisão do espectro da **FDEP** seja realizada mantendo-se semelhante o conteúdo energético de cada componente.

É importante ressaltar que a equação do espectro de potência  $G_z(n)$ , resultante da equação (3.31) somente é aplicável dentro de certa faixa de números de onda. A limitação dos equipamentos para captarem os maiores números de onda e o fato da leitura ser feita num percurso limitado, determina a faixa de aplicação confiável da função. Assim, a expressão é válida para as frequências compreendidas entre 0,5 Hz e 50 Hz e velocidades entre 5 m/s e 50 m/s. Assim, relacionando estes valores com a frequência angular definida de acordo com a equação (3.41), chega-se a um intervalo de 0,01 ciclos/m a 10 ciclos/m. Concluindo, valor encontrado no espectro da pista fora destes intervalos não tem influência na previsão do espectro de resposta dentro da faixa de interesse (Morsch, 2001). Além disso, como é adotada a hipótese de contato pontual entre a pista e o pneu são desprezadas as irregularidades com comprimento de onda  $\lambda$  menores que o comprimento médio da zona de contato real entre o pneu e a pista. Assim, sabendo-se que tal comprimento vale cerca de 0,15 m, não são utilizados na discretização do perfil da estrada números de onda  $n$  maiores que 6,67.

### 3.4 DEFINIÇÃO DO MODELO DINÂMICO

A definição do método para solução de problemas de engenharia é algo que depende de alguns fatores, tais como o tipo e a complexidade do problema, a necessidade de maior ou menor detalhamento, os recursos disponíveis para a análise e para o cálculo, entre outros. Desta forma, cabe ao engenheiro, baseado nos seus conhecimentos, definir a melhor opção de acordo com o contexto que se apresenta.

Tratando-se de análises numéricas complexas, tais como o estudo do comportamento dinâmico do reboque, é necessário que se definam, de forma criteriosa, as condições de contorno do problema, a estrutura do modelo sólido, os pontos de ligação entre seus componentes e os pontos de interação destes com o meio, os tipos de movimentos, carregamentos, forças externas, além de outras informações específicas. Enfim, uma série de dados são necessários para que se possa criar um modelo matemático que reaja de forma semelhante ao modelo real. Para isto, as ferramentas de modelagem

numérica dispõem de uma série de opções pré-estabelecidas que auxiliam na criação dos modelos. Mesmo assim, em razão da vasta diversidade de elementos e componentes utilizados na fabricação de equipamentos, em especial tratando-se da linha automotiva, não se dispõe de todos estes itens nas bibliotecas dos softwares de modelagem numérica. Isto implica em algumas simplificações que devem ser realizadas, porém, com atenção, evitando que estas distorçam os resultados almejados. No caso do reboque, o corpo rígido que compreende o chassi e a carroceria pode ser modelado com bom detalhamento através da utilização de um programa de CAD 3D. Entretanto, na suspensão com molas de feixes, os amortecedores e os pneus sofreram algumas idealizações que estão apresentadas nas figuras 3.11 e 3.12.

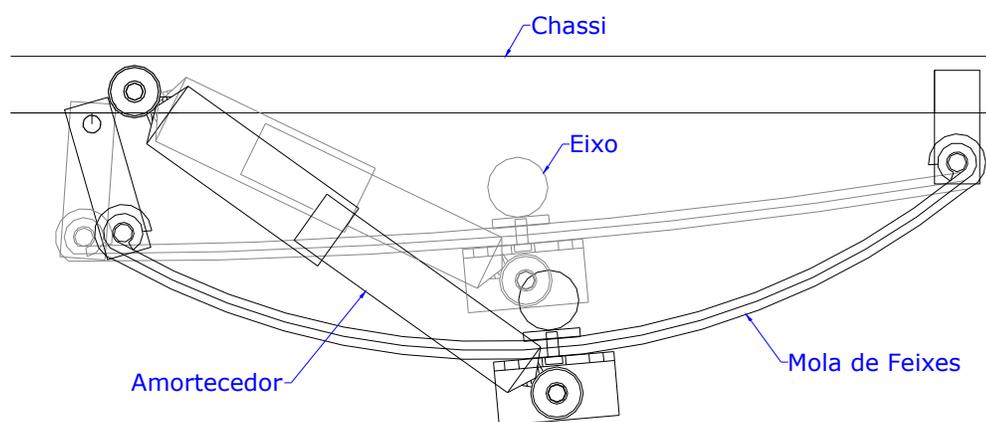


Figura 3.11 – Representação esquemática do funcionamento da suspensão real de um reboque

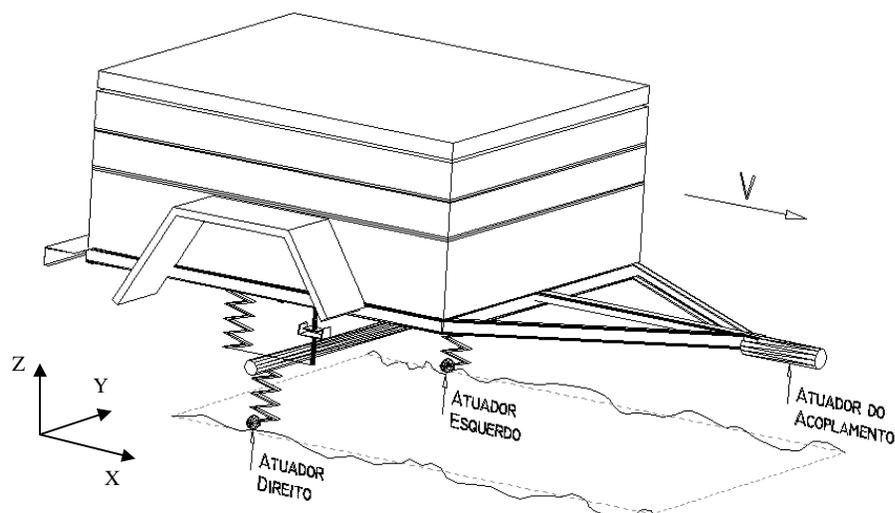


Figura 3.12 – Modelo dinâmico simplificado da suspensão

A figura 3.12 apresenta uma visão geral do modelo dinâmico do reboque e as simplificações realizadas em comparação com o modelo real. Basicamente, a suspensão com molas de feixe é substituída por um sistema de mola e amortecedor linear. Da mesma forma, os pneus são substituídos por uma mola linear com apoio puntual junto ao pavimento. Além disso, as excitações devido às oscilações do pavimento são simuladas por meio de atuadores lineares que reproduzem os movimentos verticais gerados durante o tráfego do reboque, de acordo com os equacionamentos dos perfis de estradas. Os atuadores não possuem ligação direta com a mola que representa o pneu do reboque. Os movimentos são gerados em uma base que representa o solo, sobre a qual o pneu está apoiado, podendo afastar-se de acordo com a intensidade do impacto entre os dois, simulando um sistema balístico semelhante ao que ocorre no caso real. Também é definida uma série de restrições ao movimento do conjunto, tal como a translação no plano horizontal, e restrições de movimento das partes móveis entre si, assim garantindo a estabilidade da simulação. Maiores detalhes referentes ao modelo, às excitações e às restrições aplicadas na simulação estarão sendo apresentados no capítulo 4.

### 3.5 DEFINIÇÃO DO MODELO ESTRUTURAL.

#### 3.5.1 Análise global-local

A análise de problemas estruturais através do método dos elementos finitos, é certamente algo que tem fornecido um grande avanço em termos de qualidade de resultados, precisão e redução de custos de projeto, assim como foi comentado no início deste capítulo. Ainda assim, embora o MEF seja uma ferramenta poderosa para a resolução de problemas em engenharia, tais como os estruturais, juntamente com o grande avanço tecnológico dos processadores digitais, cada vez mais velozes, a discretização dos problemas deve ser tratada com cuidado. A grande complexidade geométrica das estruturas reais, a diversidade de cargas encontradas, assim como as condições de contorno torna, ainda, inviável uma análise detalhada da estrutura em sua totalidade. Tais restrições podem ser de natureza econômica, por gerarem uma necessidade de recursos técnicos, pessoais e de tempo, entre outros. Também podem ser simplesmente de natureza tecnológica, quando a necessidade de processamento de dados ultrapassa a atual capacidade disponível. O método de análise global-local, tem como objetivo utilizar a capacidade de processamento de dados disponível atualmente de forma que se possa obter resultados detalhados de estruturas complexas com o uso de tempos de

processamentos reduzidos (Hal & Vandepitte, 1997). Assim, parte-se de uma análise “macro” de um determinado sistema visando identificar pontos críticos da estrutura, sob maiores solicitações, entre outros, os quais tendem a ser de maior interesse em uma análise estrutural. Na seqüência, são criados modelos locais referentes às regiões de maior interesse para uma análise mais detalhada. Assim, sucessivamente este processo pode avançar até que se atinjam os resultados de interesse específico do modelo em questão. O método não exige qualquer ordem quanto a complexidade dos elementos utilizados, tendo sim, como principal objetivo obter de forma ágil, informações adequadas em análises estruturais complexas através da minimização do número elementos. Um exemplo está apresentado na figura 3.13.

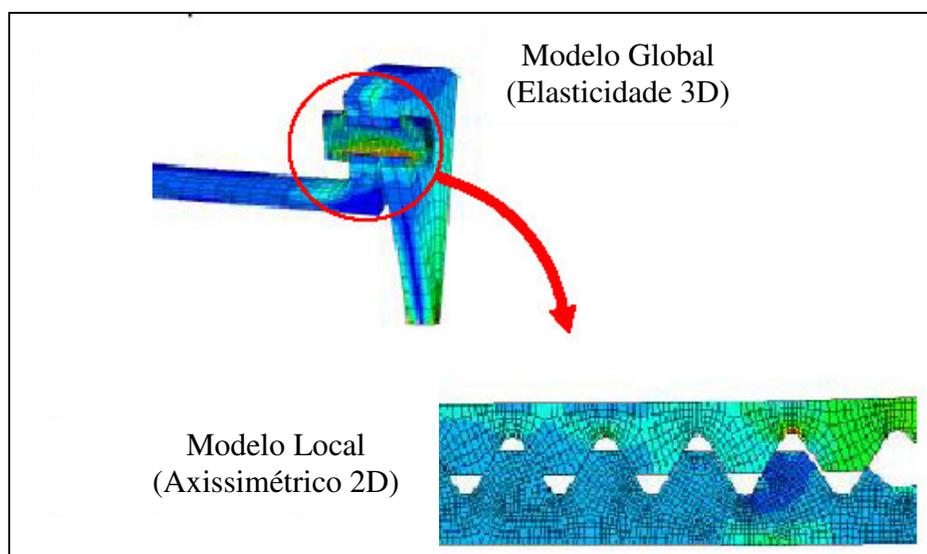


Figura 3.13 – Análise global da cremalheira e local das tensões nos dentes (Marczak, 2004)

Basicamente, o método consiste, inicialmente na análise de uma estrutura global sem grande definição de detalhes onde se deve definir um determinado ponto de interesse  $J$ , considerado crítico, o qual pode ser definido de acordo com uma análise prévia de carregamento do modelo global, por um histórico de falhas da estrutura ou, simplesmente pela experiência do engenheiro. A figura 3.14 ilustra um modelo simplificado da estrutura de uma bicicleta, na qual estão identificados os carregamentos e as condições de contorno, além dos  $M$  pontos de influência, os  $R$  pontos de excitação e o ponto de interesse  $J$  do sistema em questão.

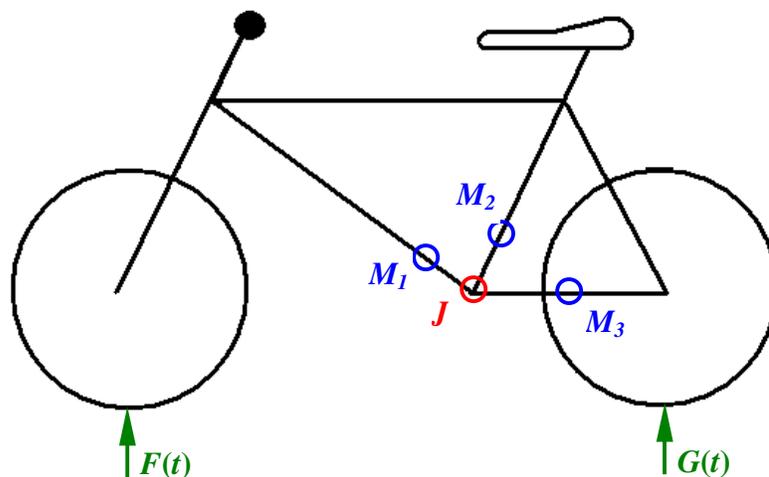


Figura 3.14 – Definição do ponto de interesse e dos pontos de influência (García e Steven, 2000)

Cada ponto de influência possui seus graus de liberdade associados a teoria estrutural empregada no modelo global (Marczak, 2004), o que está representado esquematicamente para um caso de viga tridimensional, na figura 3.15.

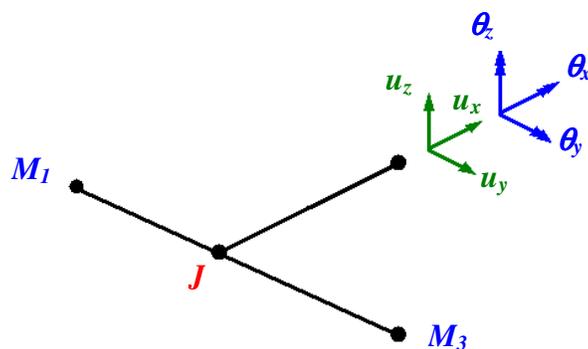


Figura 3.15 – Representação dos graus de liberdade de um ponto de influência.

Assim, os graus de liberdade definidos para cada ponto de influência são arranjados conforme a equação (3.44).

$$\{\mathbf{u}_i\} = \{u_{xi} \quad u_{yi} \quad u_{zi} \quad \theta_{xi} \quad \theta_{yi} \quad \theta_{zi}\}^T \quad (3.44)$$

Concatenando os vetores  $\{\mathbf{u}_i\}$  de todos os pontos de influência se obtém o vetor  $\{\mathbf{u}_J\}$  para a respectiva junta de interesse  $J$ , conforme a equação (3.45).

$$\{\mathbf{u}_J\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{u}_M \end{Bmatrix} \quad (3.45)$$

A matriz  $\{\mathbf{u}_J\}$  é portanto, um vetor coluna de tamanho  $n.M$ , sendo que,  $n$  é o número de graus de liberdade referente ao tipo de elemento utilizado e  $M$ , o número de pontos de influência do modelo.

A matriz das excitações  $\{\mathbf{f}\}$ , é também definida como um vetor coluna composto por todos os  $R$  pontos de excitação existentes na estrutura global, conforme a equação (3.46).

$$\{\mathbf{f}\} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_R \end{Bmatrix} \quad (3.46)$$

Portanto, se os valores das excitações  $R$  em função do tempo são conhecidos, é possível que se obtenha uma relação entre as excitações e os deslocamentos nos pontos de influência, através da matriz  $[\mathbf{C}_J]$  dos coeficientes de flexibilidade, de acordo com a expressão (3.47).

$$\{\mathbf{u}_J\} = [\mathbf{C}_J] \cdot \{\mathbf{f}\} \quad (3.47)$$

por conseqüência, a matriz  $[\mathbf{C}_J]$  deve ser uma matriz de tamanho  $n.M \times R$ .

A definição da matriz dos coeficientes de flexibilidade encerra a etapa da análise global da estrutura. O passo seguinte consiste em se definir um modelo local que disponha de todos os detalhes relevantes para que se obtenham resultados satisfatórios em termos de históricos de tensões nos pontos considerados críticos no modelo. A figura 3.16 apresenta um exemplo do modelo local, o qual pode ser modelado com elementos de casca ou sólidos, de forma a melhor representar o perfil da estrutura que se está analisando.

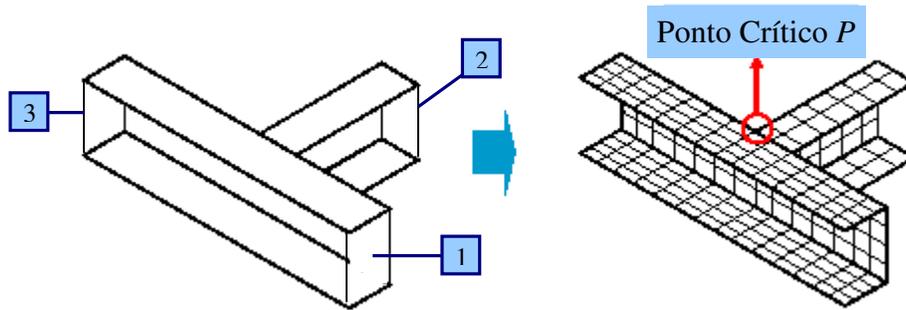


Figura 3.16 – Modelo local e ponto crítico  $P$ .

No modelo local, os pontos de influência mantêm a mesma posição em relação à estrutura, porém não são mais considerados como pontos e sim, como áreas adjacentes à seção transversal do perfil. Esta forma tende a promover um deslocamento uniforme das extremidades do modelo.

Com este modelo, é possível agora, obter uma relação entre os deslocamentos dos pontos de influência e as respectivas tensões geradas nos pontos críticos do modelo local. Esta relação é definida de acordo com a equação (3.48).

$$\{\sigma_P\} = [B_P] \cdot \{u_J\} \quad (3.48)$$

Uma vez que a matriz das tensões é formada pelas tensões relativas aos seis graus de liberdade do elemento, o vetor formado fica conforme a equação (3.49).

$$\{\sigma_P\} = \{\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \sigma_{xy} \quad \sigma_{xz} \quad \sigma_{yz}\}^T \quad (3.49)$$

Logo, a matriz  $[B_P]$  é definida como uma matriz de tamanho  $6 \times 6M$ .

Finalmente, substituindo-se (3.47) em (3.48) obtém-se a expressão geral utilizada para a aplicação do método de análise global-local, conforme está apresentado na expressão (3.50).

$$\{\sigma_P\} = [B_P] \cdot [C_J] \cdot \{f\} \quad (3.50)$$

Assim, agrupando as matrizes  $[\mathbf{B}_p]$  e  $[\mathbf{C}_j]$  obtém-se a matriz de transferência  $[\mathbf{T}]$ , conforme está demonstrado na equação (3.51).

$$[\mathbf{T}] = [\mathbf{B}_p] \cdot [\mathbf{C}_j] \quad (3.51)$$

Portanto, substituindo-se a matriz  $[\mathbf{T}]$  de tamanho  $6 \times R$  na expressão geral 3.50, obtém-se a relação simplificada conforme a equação (3.52).

$$\{\sigma_p\} = [\mathbf{T}] \cdot \{\mathbf{f}\} \quad (3.52)$$

A utilização do método de análise global-local permite portanto, após o levantamento da matriz de transferência, a determinação dos históricos de tensões de forma detalhada em pontos da estrutura considerados críticos de forma rápida e sem a necessidade de utilização de grandes capacidades de processamentos de dados, o que vem a gerar uma redução de custos relativo ao processo de análise da estrutura.

## 4. IMPLEMENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O reboque selecionado como objeto de estudo deste trabalho, conhecido como reboque para camping, basicamente foi definido em função do histórico de vendas, fornecido pela empresa fabricante. Este é o modelo com o maior percentual de vendas dentre os demais, sendo responsável por cerca de 23% do faturamento da empresa. A definição por este modelo revelou posteriormente duas características interessantes, as quais vieram a consolidar o interesse pela escolha, tanto por parte da empresa, como do ponto de vista acadêmico. A primeira característica refere-se ao fato de que, apesar de ser o modelo com a menor capacidade de carga, é também o que possui suas vigas estruturais com as menores seções transversais. Este fato tende expor a estrutura, a falhas potencialmente perigosas, sob excitações dinâmicas, tal como o rompimento de uma seção devido à propagação de trincas em regiões de concentração de tensões num curto período de tempo. A outra, está no fato deste modelo ser muito utilizado em estradas secundárias, muitas delas sem conservação adequada. Isto por tratar-se de um reboque utilizado em acampamentos, transporte de bagagens em viagens e outras atividades do gênero. Tais estradas caracterizam-se por possuírem uma série de irregularidades e defeitos que acabam por reduzir a vida útil dos veículos que nelas trafegam. Sendo, um dos fatores considerados na análise através da sua discretização.

A necessidade do cumprimento das exigências impostas pelas normas brasileiras, assunto este, abordado no capítulo 2, foi considerada como sendo um requisito mínimo para a aprovação prévia da performance do reboque. Assim, a única exigência mensurável relativa à análise estrutural do reboque está apresentada neste capítulo.

Como complemento ao projeto, visando realizar um estudo do comportamento dinâmico e estrutural do reboque através do seu modelamento matemático, estão apresentados os dados levantados a partir da análise da sua estrutura, as simplificações realizadas e os resultados obtidos.

### 4.1 APLICAÇÃO DA NORMA

O reboque analisado neste trabalho está ilustrado na figura 2.9 e, como já foi descrito, é utilizado para transporte de bagagens. Sua carroceria retangular é fechada e possui um volume interno útil de 540 litros. O chassi é composto por vigas C, com a utilização de reforços em regiões de maior risco de falhas, sendo que estas regiões são determinadas pelo fabricante, com base em modelos já

existentes ou por intuição. Também, o dimensionamento dos perfis utilizados segue este método. Isto promove uma grande incerteza quanto à confiabilidade da estrutura, implicando em constantes alterações de projeto, baseadas no histórico de falhas do produto. A capacidade de carga recomendada para este modelo é de 3.000 N, a qual deve ser distribuída de maneira uniforme no interior da carroceria, de forma a atender o requisito da RTQ 25 que limita em 700 N o máximo peso sobre o engate de acoplamento.

Neste caso, o reboque será posto à prova quanto a sua resistência estrutural sob a ação de um carregamento estático igual a três vezes a sua capacidade de carga por um período de trinta minutos, conforme descrito no capítulo 2. A aplicação desta inspeção dimensional tem como finalidade, basicamente identificar determinadas falhas devidas ao mau dimensionamento das vigas do chassi de uma maneira geral, bem como dos elementos da suspensão, em especial as molas. Assim, segundo o engenheiro mecânico César Bressiani, responsável técnico da empresa CATERG, organismo de inspeção credenciado ao INMETRO, as prováveis falhas esperadas em um teste desta natureza são:

1. Subdimensionamento da suspensão (molas), geralmente identificado pela diminuição das distâncias dos quatro pontos de referência em relação ao solo ou, pelo menos de dois pontos posicionados na mesma lateral do reboque.

2. Subdimensionamento das vigas que compõem o chassi podem apresentar distorções de forma a diminuir ou aumentar a distância dos pontos de referência em relação ao solo. Além disso, ocorrem alterações nas distâncias entre os pontos diagonalmente opostos, indicando a ocorrência de empenamento da estrutura.

Quando tais inconformidades ocorrem, seus efeitos são facilmente observados, mesmo com uma simples inspeção visual. De qualquer forma, em termos práticos, os resultados não podem atingir variações maiores que 10 mm. Sendo que, a partir desta magnitude, passam a indicar distorções permanentes inaceitáveis.

De acordo com o procedimento da norma, deve-se determinar quatro pontos de referência no chassi e obter as suas respectivas distâncias até o solo e a distância entre os pontos diagonalmente opostos. Os pontos selecionados para a medição estão apresentados na figura 4.1. O reboque foi inspecionado em piso de cimento polido para reduzir a possibilidade de erros, durante a coleta dos dados. Além disso, foi demarcada a região dos pneus e do apoio frontal do reboque junto ao piso, permitindo posicioná-lo de forma semelhante antes e após o carregamento. Também, foi utilizado um apoio rígido, sem regulagem de altura, como suporte da parte frontal do reboque.

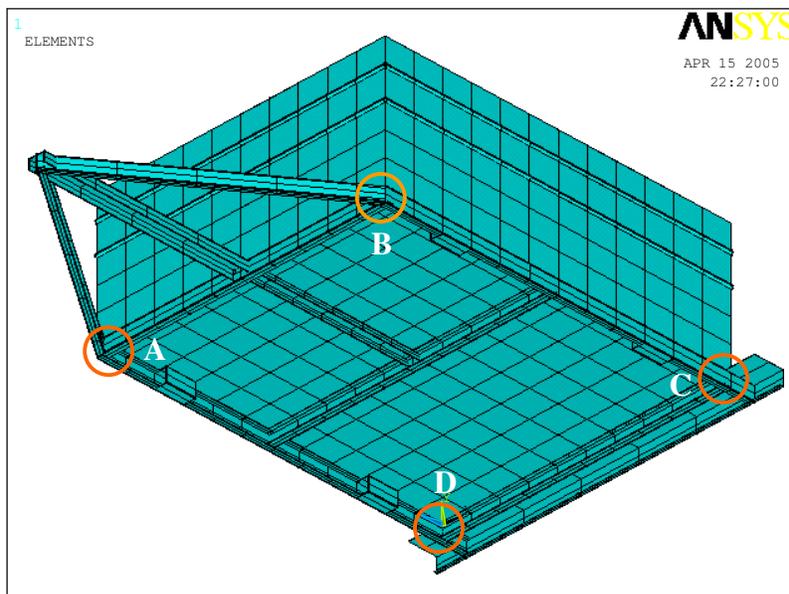


Figura 4.1 – Pontos utilizados para a identificação de deformações permanentes da estrutura

Na seqüência, o reboque foi carregado com sacos de cimento até atingir cerca de 9.000 N, o equivalente a três vezes a sua capacidade de carga nominal, permanecendo estático, com este carregamento, por 30 minutos. Após, a carga foi removida e, utilizando os mesmos pontos de referência do passo anterior, foram novamente determinadas as suas distâncias em relação ao solo e a distância entre os pontos diagonalmente opostos, conforme está descritos na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Determinação das distâncias dos pontos de referência

Distância	Antes do carregamento (mm)	Após o carregamento (mm)
A - Solo	424	426
B - Solo	426	423
C - Solo	388	386
D - Solo	388	388
A - C	1565	1565
B - D	1563	1560

As dimensões foram obtidas com o uso de uma trena, instrumento que não oferece uma grande precisão dimensional. Entretanto, este é o indicado pelo OIC como sendo o mais apropriado para uma inspeção desta natureza. Assim, observa-se que algumas dimensões apresentaram variações entre as obtidas na primeira e na segunda etapa da inspeção que podem estar associadas a erros de leitura. Porém, além do fato destas variações terem sido menores que o limite aceitável, não se observa indícios de ocorrência de falhas, tais como as indicadas pelo Engenheiro Bressiani, citadas anteriormente.

Estes resultados confirmam que o reboque analisado está de acordo com as normas e a legislação vigente em termos estruturais. Desta forma, para uma análise mais abrangente, será avaliado a seguir, o comportamento da estrutura através do seu modelamento matemático para simulações dinâmicas e de carregamento.

#### 4.2 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

A análise de uma estrutura sob a óptica de vibrações mecânicas, deve passar por certas etapas de levantamento de dados relativos ao seu comportamento dinâmico. Tais dados, são informações inerentes à estrutura, assim como são a massa, sua geometria e dimensões, porém menos óbvias e obtidas através de técnicas experimentais. Basicamente, para a realização do experimento é necessário o uso de um acelerômetro conectado a um pré-amplificador para aquisição dos dados e um osciloscópio para o registro. Neste caso, foi utilizado um acelerômetro Bruel & Kjaer tipo 4338, calibrado para 878 mV/g, com faixa de trabalho entre 0 e 5000 Hz. Conectado a ele, um pré-amplificador de 10 vezes e, para o registro dos sinais de saída um osciloscópio Yokogawa DL 1200 A (1 GHz).

O acelerômetro foi instalado junto ao eixo do reboque, o qual possui montado em suas extremidades as rodas e os pneus e que, através das molas e dos amortecedores possui ligação com o chassi. Como excitação ergueu-se a parte traseira do reboque até o limite da perda de contato dos pneus com o solo. A região frontal do reboque foi mantida em sua posição convencional restringindo os seus movimentos de translação. Em seguida, a parte suspensa do reboque foi solta de forma a gerar uma oscilação em particular, captada pelo acelerômetro e registrada conforme o gráfico apresentado na figura 4.2. A forma do gráfico resultante indica um movimento do tipo sub-amortecido, em que as oscilações apresentam uma queda exponencial em função do tempo. Este método está sendo utilizado como uma primeira simplificação, já que, segundo Ewins (1986), é mais indicado para sistemas com um grau de liberdade. Novos métodos deverão ser avaliados na realização de trabalhos futuros.

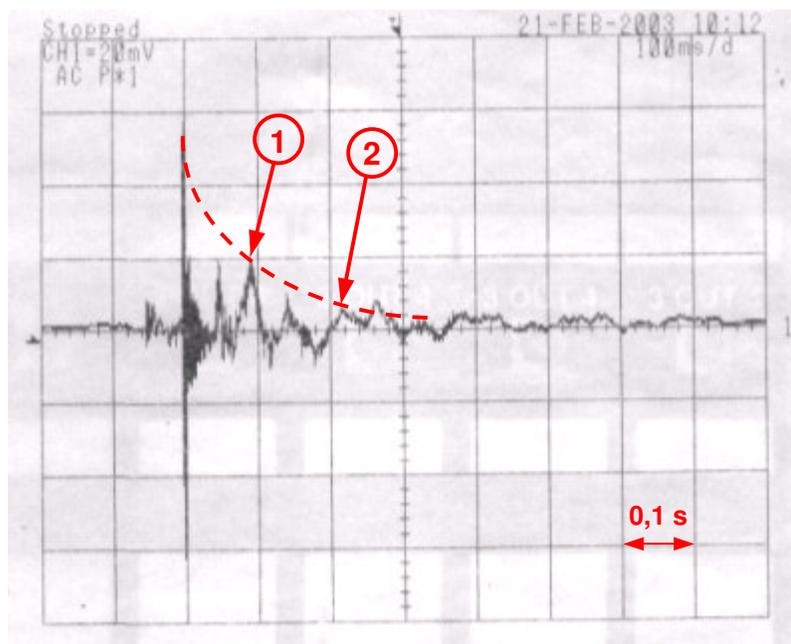


Figura 4.2 – Gráfico da oscilação resultante do reboque sob ação de uma excitação

Com base neste resultado é necessário, portanto, que se determine a taxa com que o decremento logarítmico do movimento amortecido viscoso decai, o que pode ser realizado através da aplicação da equação (4.1) (Lalanne, 1984).

$$\delta = \frac{1}{m} \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_{m+1}}\right) \quad (4.1)$$

Assim,  $\delta$ , de acordo com a equação pode ser definido como um número real positivo que representa o decremento logarítmico,  $m$  o número de ciclos existentes entre os picos selecionados,  $p_1$  a amplitude do sinal no primeiro ciclo escolhido e  $p_{1+m}$  a amplitude do sinal do último pico escolhido.

Para a realização do cálculo do decremento logarítmico referente ao gráfico apresentado na figura 4.2 foram selecionadas as amplitudes relativas aos picos 1 e 2 indicados. Tais pontos foram selecionados por estarem posicionados de forma adequada em relação à curva aproximada gerada pela oscilação da estrutura. Outras combinações de picos também geram resultados semelhantes em termos de decremento logarítmico. O resultado obtido foi igual a 0,57 para o decremento logarítmico do movimento amortecido do sistema.

Assim, tendo-se determinado o decremento logarítmico pode-se calcular o Índice de Amortecimento  $\xi$  do sistema, referente aos efeitos dos pneus e da suspensão, através da equação (4.2) (Lalanne, 1984).

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (4.2)$$

Logo, para este caso em particular, chega-se a um valor de 0,09 para o valor do Índice de Amortecimento  $\xi$ .

Sabendo-se que o tempo  $\tau_d$  existente entre dois picos consecutivos, é proporcional à frequência natural amortecida  $\omega_d$ , esta pode ser determinada com base no  $\tau_d$  obtido no experimento e apresentado no gráfico da figura 4.2, através da relação (4.3).

$$\tau_d = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (4.3)$$

Desta forma, é possível que se obtenha o valor da frequência natural do sistema através da relação apresentada na equação (4.4) (Clough e Penzien, 1993).

$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (4.4)$$

Assim, a solução da equação (4.4) fornece um valor de frequência natural do sistema determinada a partir dos dados experimentais igual a 126 Hz, o qual será utilizado posteriormente, para a criação do modelo dinâmico do reboque.

Ainda, com base nos dados levantados pode-se determinar a constante de amortecimento  $k$  do sistema. Para tanto, foi levantada a informação referente à massa  $m$  do reboque, igual a 115 kg, permitindo, inicialmente o cálculo do valor do coeficiente de amortecimento  $c$  através da equação (4.5).

$$c = 2.\xi.\omega_n.m \quad (4.5)$$

O valor obtido para o coeficiente de amortecimento do sistema foi de 2,612 kg\*s/mm.

Portanto, conhecendo-se a massa e a frequência natural do sistema é possível determinar o valor da constante de rigidez  $k$  do sistema conforme a equação (4.6).

$$k = \omega_n^2 \cdot m \quad (4.6)$$

Por fim, obteve-se o valor de 1.831 kN/m para a constante de rigidez do sistema.

O método utilizado para a obtenção do valor da frequência natural do chassi utilizado, seguiu a mesma configuração de instalação do acelerômetro, no eixo da suspensão do reboque. Entretanto, neste caso, a excitação exercida foi realizada através de uma leve batida com um martelo de borracha no eixo do reboque, de forma que foram obtidos os resultados de acordo com os apresentados no gráfico da figura 4.3.

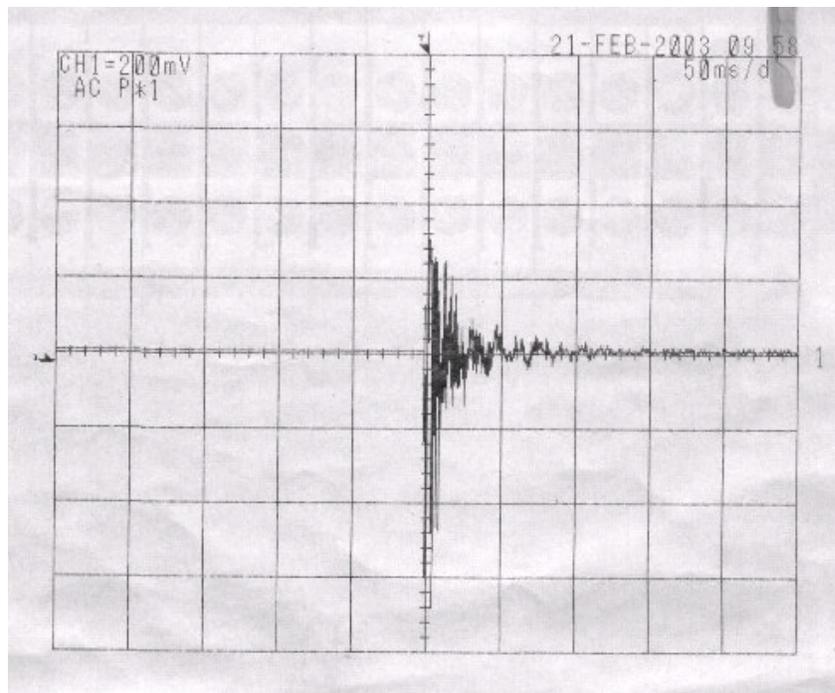


Figura 4.3 – Resultados obtidos através da excitação do eixo por meio de um martelo

Desta forma, com base no valor do tempo existente entre os picos  $\tau_d$  e o uso das equações 4.3 e 4.4, seguindo o método utilizado no caso anterior, chega-se ao valor da frequência natural  $\omega_n$  do chassi, que para o problema em questão é igual a 1009,4 Hz.

### 4.3 OBTENÇÃO DO PERFIL DA ESTRADA

O método de simulação do deslocamento do reboque em uma rodovia segue os procedimentos apresentados no capítulo 3, baseados nos estudos desenvolvidos por Dodds (1972). Este método permite que se definam os deslocamentos verticais em função do tempo, impostos à suspensão de um veículo em movimento retilíneo uniforme, provenientes das irregularidades dos pavimentos ao longo do seu percurso. Para tanto, são utilizadas curvas de densidades espectrais obtidas experimentalmente através de um grande número de medições, as quais podem ser descritas pelo coeficiente de rugosidade  $c$ , definido em função do tipo de estrada, conforme a tabela 3.1.

A seleção dos tipos de estradas a serem utilizados na análise, mesmo sem a existência de dados estatísticos a respeito, foi realizada para gerar simulações do reboque trafegando sob condições críticas de trabalho. Pelo fato do modelo estudado ser utilizado para o transporte de bagagens em atividades como camping e afins, a definição do tipo de estrada é realizada com base em dois fatores:

1. Grande parte dos percursos por onde trafega um reboque deste tipo é de estradas secundárias, sem pavimento, ou estradas pavimentadas com qualidade intermediária.

2. Os índices definidos por Dodds e Robson (1973), apresentam resultados típicos para estradas de países desenvolvidos, onde existe uma preocupação constante em relação à conservação destas. Assim por exemplo, certamente a descrição do perfil de uma estrada secundária muito pobre de acordo com os valores apresentados na tabela 3.1 não devem corresponder com os valores reais encontrados para tais estradas em nosso país.

Com base neste fato, pode-se definir que o tipo de estrada selecionada para realizar a simulação de tráfego do reboque de forma adequada, seja possivelmente de estradas principais e estradas secundárias de baixa qualidade. Desta forma, para representar estes dois tipos de estradas foram utilizados os valores definidos na tabela 3.1. Os valores específicos utilizados neste trabalho estão apresentados na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Valores característicos de estradas principais e secundárias de baixa qualidade

Tipo de Estrada	Qualidade da Estrada	$\psi_{reg.}(cm)$	$c (x 10^{-8})$	$w_1$	$w_2$
Rodovia	Pobre	4,62 - 9,13	500	2,05	1,44
Estrada Secundária	Muito pobre	9,13 - 22,4	2000	2,28	1,428

Como já foi colocado anteriormente, os expoentes  $w_1$  e  $w_2$  que compõem a equação (3.30) podem ser substituídos por um único índice  $w$  com valor igual a 2,5 quando utilizada a equação (3.31) sem que haja diferenças significativas no resultado. Considerou-se, neste estudo, a velocidade de deslocamento do veículo com o reboque igual a 60 km/h para ambos os tipos de estradas, embora outras velocidades também possam ser consideradas.

Os perfis obtidos com os valores selecionados para uma rodovia de qualidade pobre, estão apresentados nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6.

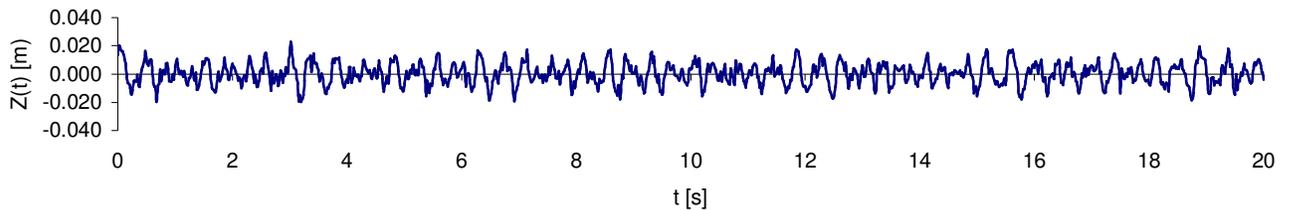


Figura 4.4 – Perfil de estrada pavimentada de baixa qualidade para o lado direito do reboque

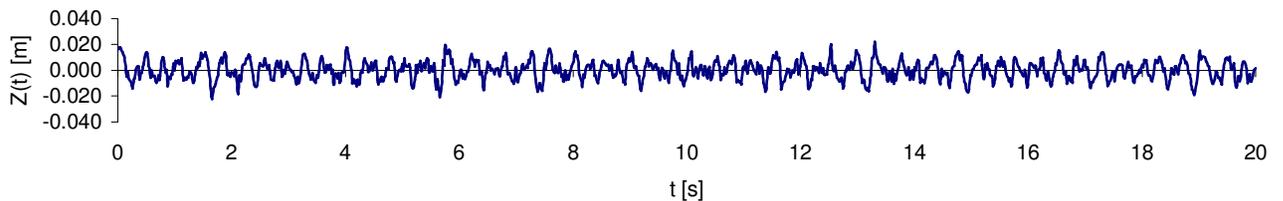


Figura 4.5 – Perfil de estrada pavimentada de baixa qualidade para o lado esquerdo do reboque

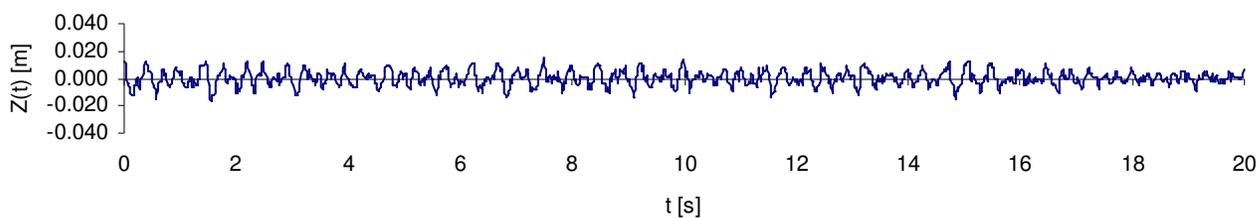


Figura 4.6 – Perfil de estrada pavimentada de baixa qualidade para o engate do reboque

Da mesma forma, os perfis obtidos com os valores selecionados, para uma estrada secundária de qualidade muito pobre estão apresentados nas figuras 4.7, 4.8 e 4.9.

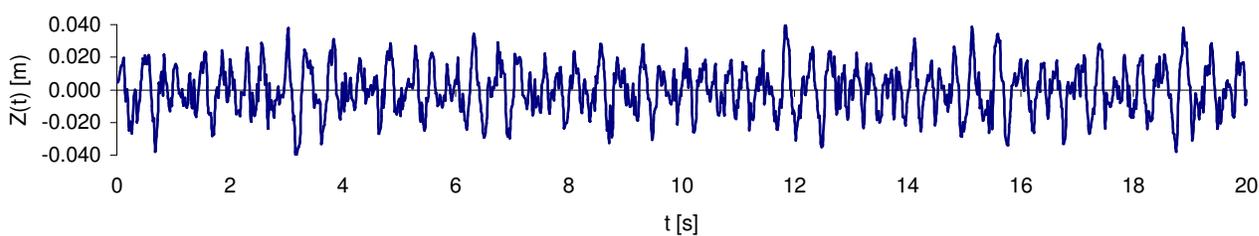


Figura 4.7 – Perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade para o lado direito do reboque

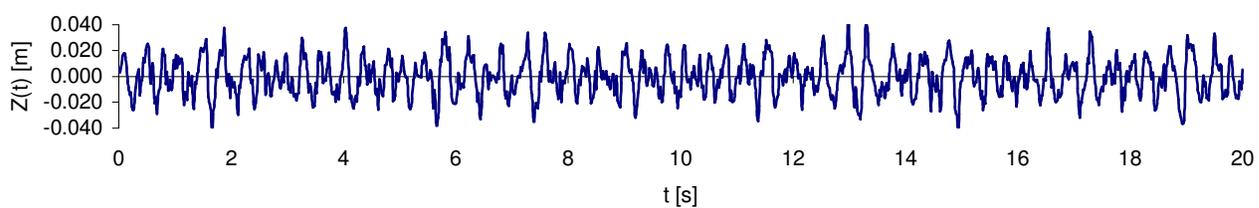


Figura 4.8 – Perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade para o lado esquerdo do reboque

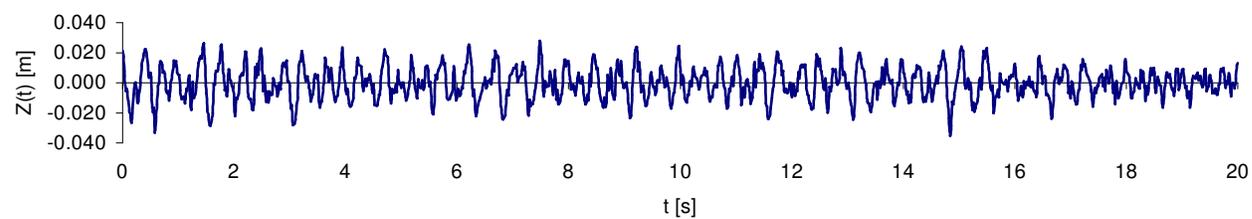


Figura 4.9 – Perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade para o engate do reboque

As curvas dos perfis de estrada foram obtidas com o uso de 18 harmônicos no somatório da equação (3.40), conforme é indicado por Whirsching, i.e. Morsch (2001).

#### 4.4 SIMULAÇÃO DO MODELO DINÂMICO

O estudo dinâmico de um reboque, que tem por objetivo determinar e extrair informações referentes ao seu provável comportamento sob uma excitação de base semelhante à gerada pelas irregularidades do pavimento durante o tráfego requer a criação de um modelo. Este estudo é realizado no programa de simulação dinâmica Visual Nastran Desktop 4D. Em uma primeira etapa, é necessário realizar o modelamento do chassi e da carroceria, que compõem a porção rígida do reboque, em um programa de CAD 3D. O modelo sólido do chassi, que reproduz com fidelidade as dimensões reais das vigas e chapas utilizadas na fabricação do reboque em questão está apresentado na figura 4.10.



Figura 4.10 – Modelo sólido do chassi do reboque analisado

Neste modelo são adicionados os elementos da suspensão, simulando o efeito das molas, amortecedores e pneus. Para tanto, algumas simplificações devem ser realizadas devido às limitações existentes no programa, e mesmo para tornar o modelo menos complexo de forma a reduzir o tempo de processamento da simulação. Outra dificuldade frequentemente encontrada em simulações desta natureza, mesmo utilizando sistemas simplificados, é a questão da estabilidade do modelo durante a análise dinâmica. Assim, o modelo deve possuir uma quantidade suficiente de restrições para garantir uma simulação estável, mas por outro lado, estas não devem restringir o movimento além do necessário de forma a distorcer os resultados obtidos. O modelo dinâmico do reboque está restringido em sua

massa suspensa por uma junta esférica que permite rotações em todos os sentidos e translação na direção vertical e longitudinal do reboque. O chassi, que compõe a massa suspensa, está ligado à massa não suspensa, representada pela suspensão, por quatro molas lineares que fazem o papel das molas de feixe e dos amortecedores utilizados no modelo real. Estas molas estão apoiadas em uma barra semi-elíptica que possui características dimensionais semelhantes ao feixe de molas real e que compõe a suspensão. Esta, por sua vez, possui uma restrição que permite a translação vertical da suspensão e rotação somente em relação ao eixo longitudinal do reboque. Finalmente, os pneus que mantêm contato com a base de excitação, possuem restrições que permitem somente o seu deslocamento na direção vertical, restringindo todas as rotações. De forma semelhante, os pneus também possuem suas formas simplificadas, sendo que, são representados por molas lineares que simulam o seu efeito elástico. Estas restrições estão ilustradas na figura 4.11, juntamente com o modelo do reboque utilizado na simulação dinâmica.

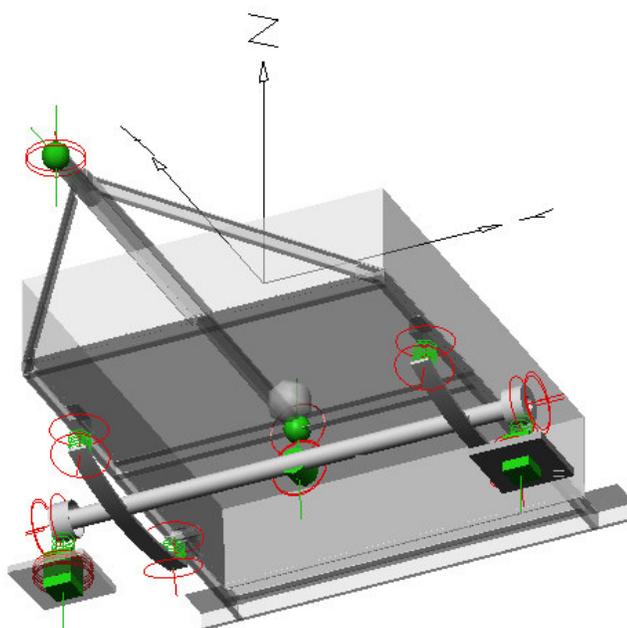


Figura 4.11 – Modelo do reboque utilizado na simulação dinâmica

A excitação da base, que representa os movimentos verticais gerados pelas irregularidades do solo durante o tráfego do veículo, é gerada por meio de atuadores lineares, cujos movimentos são definidos em função do tempo de acordo com deslocamentos pré-estabelecidos, os quais foram apresentados anteriormente. Neste trabalho, as simulações dinâmicas foram realizadas de forma a simular o tráfego do reboque a uma velocidade média de 60 km/h em rodovias de baixa qualidade e

estradas secundárias de muito baixa qualidade. Para estes casos, também foi avaliado o comportamento do modelo possuindo dois tipos diferentes de restrição referente ao contato dos pneus com o solo. Numa situação há o contato direto do atuador linear que simula as irregularidades do pavimento com o elemento que representa o pneu do reboque, impedindo o movimento relativo entre os dois. Isto equivale a supor, no modelo real que, sob qualquer condição não há deslocamento vertical do pneu em relação ao solo. Sabe-se que isso não é verdade, especialmente tratando-se de estradas de baixa qualidade, onde são freqüentes as irregularidades de maior intensidade, provocando solavancos bruscos à suspensão, devendo estas serem tratadas separadamente. Desta forma, também foi criado um modelo cujos elementos que representam os pneus não possuem ligação direta com os atuadores lineares. Neste caso, possuem seus movimentos livres na direção vertical e, restritos para as demais direções, bem como para as rotações. Os atuadores lineares transmitem então, seus movimentos verticais para bases que colidem contra os elementos que representam os pneus do reboque. Assim, de forma similar a uma situação real, os pneus podem manter o contato direto com a superfície do pavimento durante a ocorrência de movimentos suaves do perfil da estrada, e por outro lado, perder o contato quando ocorrem choques mais bruscos. Este sistema, que pode ser chamado de modelo balístico, está apresentado na figura 4.12.

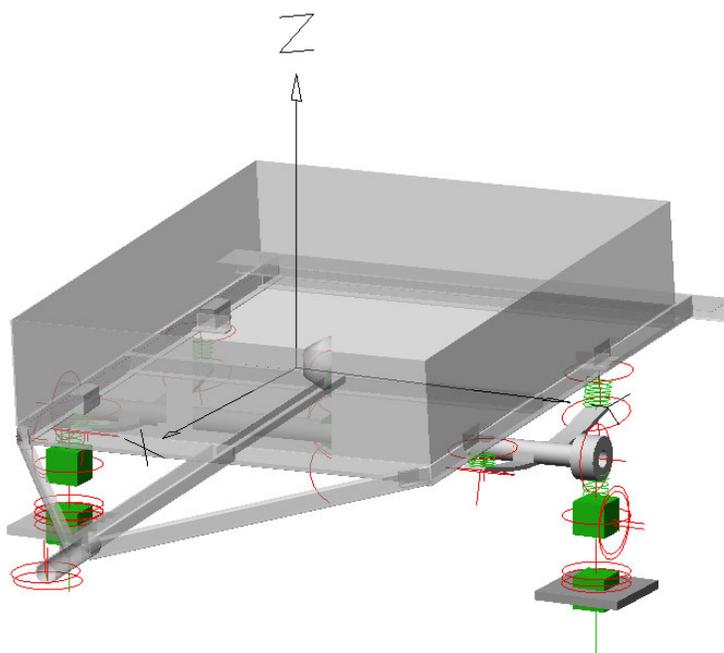


Figura 4.12 – Modelo balístico para análise dinâmica do reboque

Tendo definidos os elementos que compõem o modelo dinâmico, as ligações entre si e as respectivas restrições, garantindo a estabilidade dinâmica do sistema, e após as excitações de base, sob as quais é submetido, é necessário definir as propriedades dos elementos de mola e amortecedor. Para tanto, são utilizados os valores obtidos a partir do modelo real, os quais estão apresentados na seção 4.2 como parâmetro para realizar a calibração. Neste caso, o efeito proveniente dos pneus, representado por molas, foi arbitrado com um valor de constante de mola bastante elevado, de forma a concentrar toda a flexibilidade do modelo nas 4 molas que ligam a massa suspensa à massa não suspensa. Assim, a constante de rigidez da estrutura foi dividida em 4 partes iguais, correspondendo às constantes das molas que simulam a suspensão do modelo dinâmico. Estes dados foram levantados aplicando-se um deslocamento similar ao imposto no modelo real no experimento realizado para determinar a oscilação vertical do seu centro de massa em função do tempo. Desta forma, como excitação, o sistema foi deslocado a uma altura semelhante à imposta ao reboque e liberada em seguida. Esta excitação permite que se obtenha um gráfico da oscilação do centro de massa do modelo com um decremento logarítmico que deve coincidir com o obtido experimentalmente. Assim, é necessária a realização de ajustes nos coeficientes que definem o comportamento das molas do sistema, tais como o comprimento, a constante de mola e a constante de amortecimento. Após a definição destes coeficientes, obtém-se um gráfico como o apresentado na figura 4.13, de onde se pode calcular o decremento logarítmico e a frequência natural do modelo seguindo os mesmos procedimentos utilizados no método experimental apresentados neste capítulo.

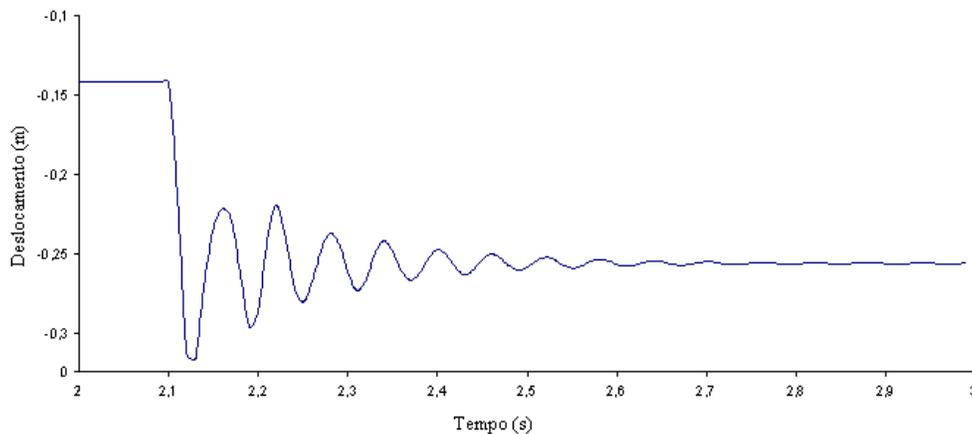


Figura 4.13 – Gráfico do deslocamento do centro de massa do modelo dinâmico

Assim, obteve-se para o caso apresentado, um decremento logarítmico igual a 0,8 e uma frequência natural de 107 Hz, o que representa uma diferença percentual de cerca de 10% em relação

aos valores obtidos experimentalmente.

A simulação do movimento do reboque descreve o perfil da estrada ao longo de um trajeto de cerca de 330 metros, o que equivale a um período de 20 segundos de deslocamento a uma velocidade de 60 km/h. O período de tempo analisado é dividido em uma série de intervalos chamados de passo de integração, os quais indicam a frequência com que são realizados os cálculos internos para a resolução do problema numérico. Este passo de integração possui um valor inicial padrão igual a 0,01 s, sendo possível alterá-lo de forma a monitorar o comportamento do modelo com maior ou menor frequência. No modelo analisado foi possível manter a simulação estável com o passo de integração igual a 0,01 s, mesmo tratando-se de um sistema relativamente complexo excitado por um perfil de sinais aleatórios.

No decorrer da simulação, são obtidos os valores das forças que atuam nos pontos de contato entre a suspensão e o chassi, os quais podem ser utilizados posteriormente, na determinação do histórico de tensões nos pontos críticos da estrutura. Neste trabalho, a simulação foi realizada considerando o modelo somente na condição do reboque descarregado, levando em conta apenas o peso próprio da estrutura. Outras simulações deverão ser realizadas em trabalhos futuros considerando o reboque carregado, possibilitando avaliar a diferença de sollicitação entre ambos. Tanto a simulação do modelo balístico como do modelo sem deslocamento dos pneus em relação ao solo, a qual será chamada neste trabalho de modelo ideal, foi realizada para avaliar os resultados. A figura 4.14 apresenta o histórico de deslocamentos do pneu direito do reboque durante os 5 primeiros segundos da simulação. O pneu do modelo ideal segue exatamente o perfil de deslocamento do pavimento devido à forma como está vinculado ao solo no modelo dinâmico, enquanto que o modelo balístico, que não possui este vínculo segue uma trajetória levemente diferenciada. O gráfico da figura 4.14 está apresentando estes dois perfis com uma pequena defasagem vertical para facilitar a sua comparação.

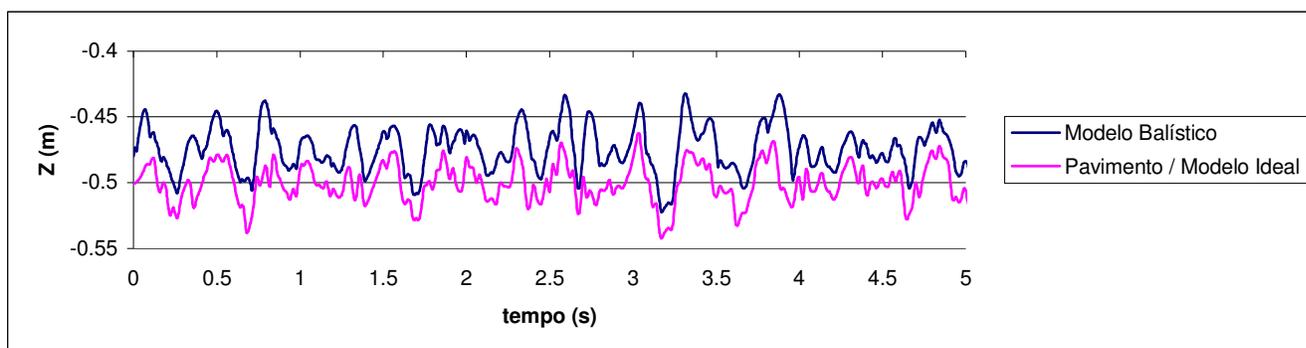


Figura 4.14 - Histórico de deslocamento dos pneus.

Através da análise do gráfico em relação ao efeito da perda de contato momentâneo entre o pneu e o solo verificado no modelo balístico, optou-se por utilizar esta hipótese de simulação para o estudo do reboque, uma vez que, por tratar-se de uma estrutura leve, o reboque tende a gerar este efeito ao trafegar em terrenos irregulares. A comprovação destes resultados exige um estudo mais aprofundado a este respeito, além da utilização de métodos experimentais adequados, os quais não serão realizados neste trabalho.

Além disso, as simulações foram realizadas com um perfil de rodovia de baixa qualidade e com um perfil de estrada secundária de muito baixa qualidade. Desta forma pode-se comparar os efeitos de carregamentos que ocorrem em ambos os casos, conforme está apresentado na figura 4.15.

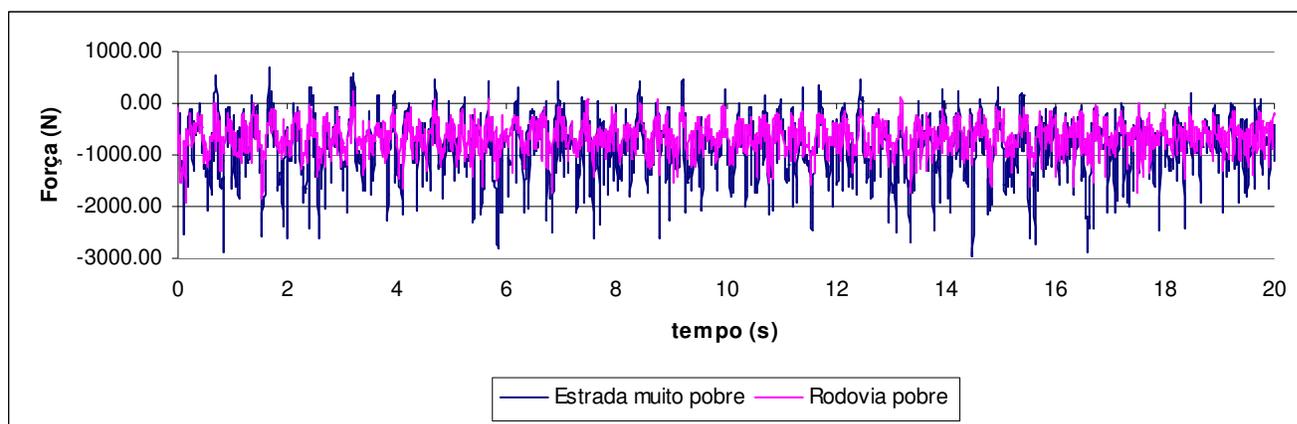


Figura 4.15 – Histórico de forças gerado por pavimento de baixa e muito baixa qualidade.

Dentre os dois históricos de força obtidos a partir das simulações realizadas, foi selecionada a situação em que ocorre a maior sollicitação mecânica para a realização da análise estrutural do reboque. De forma lógica, esta situação é justamente a do modelo trafegando em uma estrada secundária de muito baixa qualidade, a qual, devido às maiores irregularidades apresentadas, gera cargas mais elevadas atuando sobre as molas do modelo. As figuras 4.16 e 4.17 ilustram os históricos de carregamento sobre as molas do lado direito e do lado esquerdo do modelo, respectivamente.

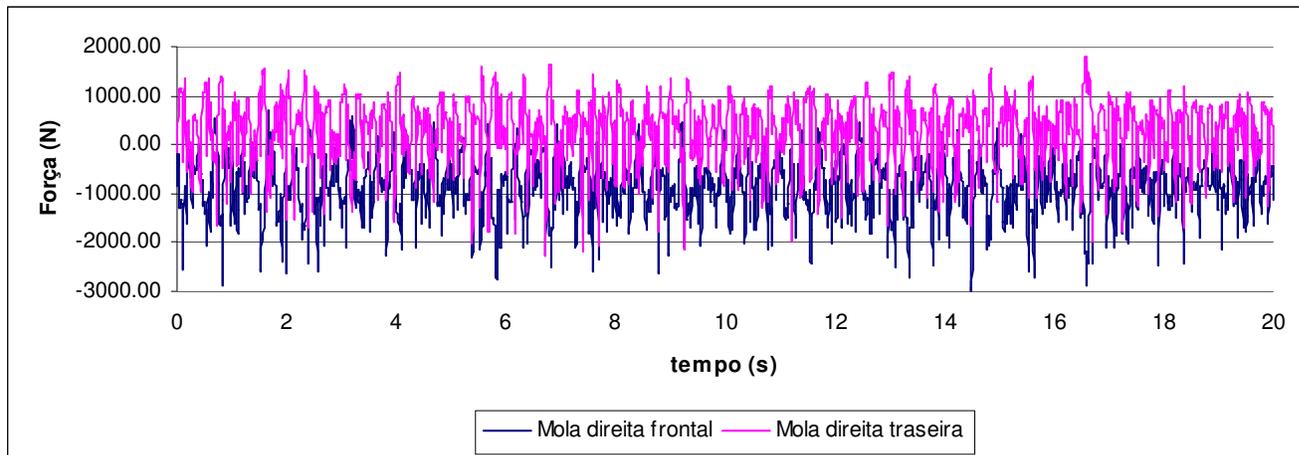


Figura 4.16 – Histórico de forças das molas do lado direito.

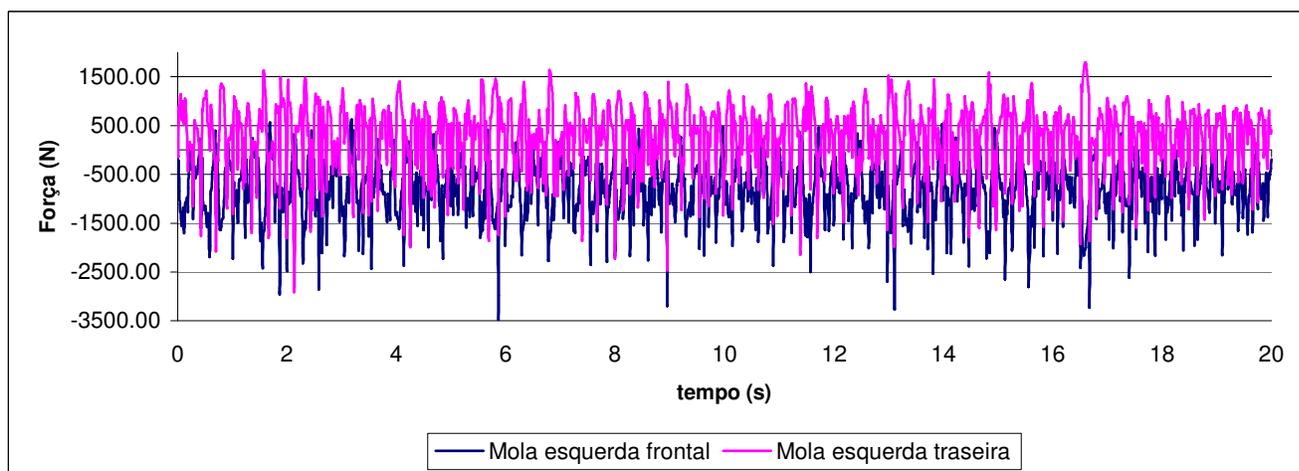


Figura 4.17 – Histórico de forças das molas do lado esquerdo.

A simulação do modelo permite a obtenção de outras informações relativas ao seu comportamento, tais como a aceleração, velocidade e deslocamento do centro de massa da estrutura. Estes históricos estão apresentados nas figuras 4.18, 4.19 e 4.20, respectivamente.

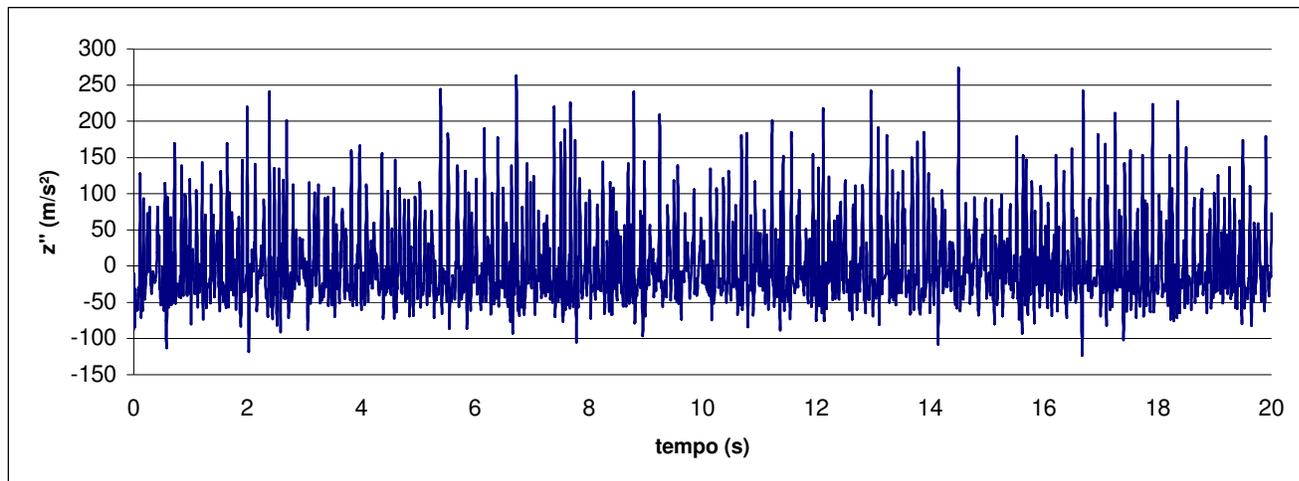


Figura 4.18 – Histórico da aceleração vertical do centro de massa do modelo.

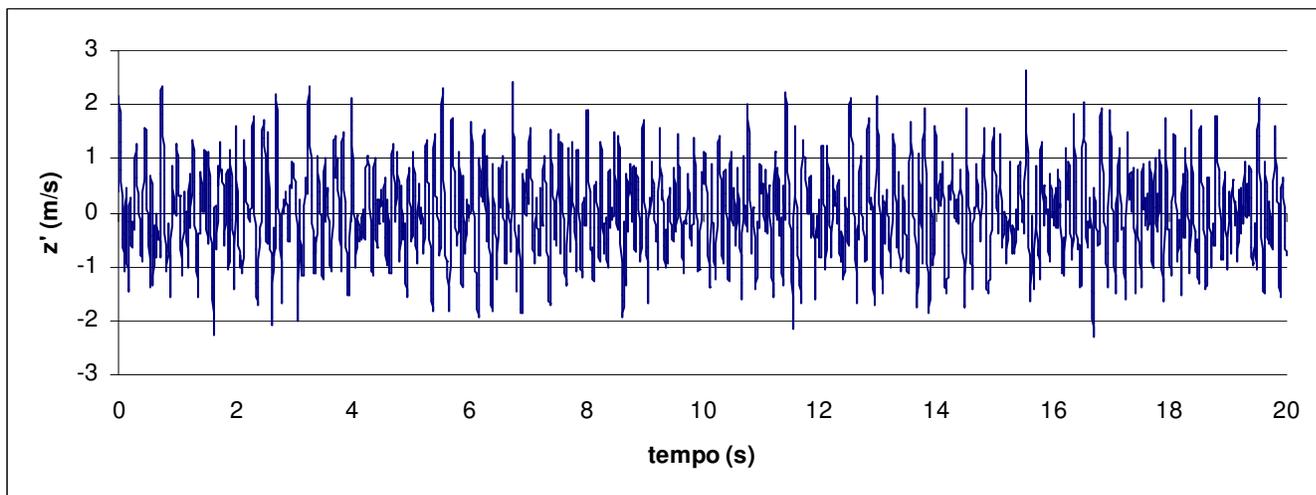


Figura 4.19 – Histórico da velocidade vertical do centro de massa do modelo.

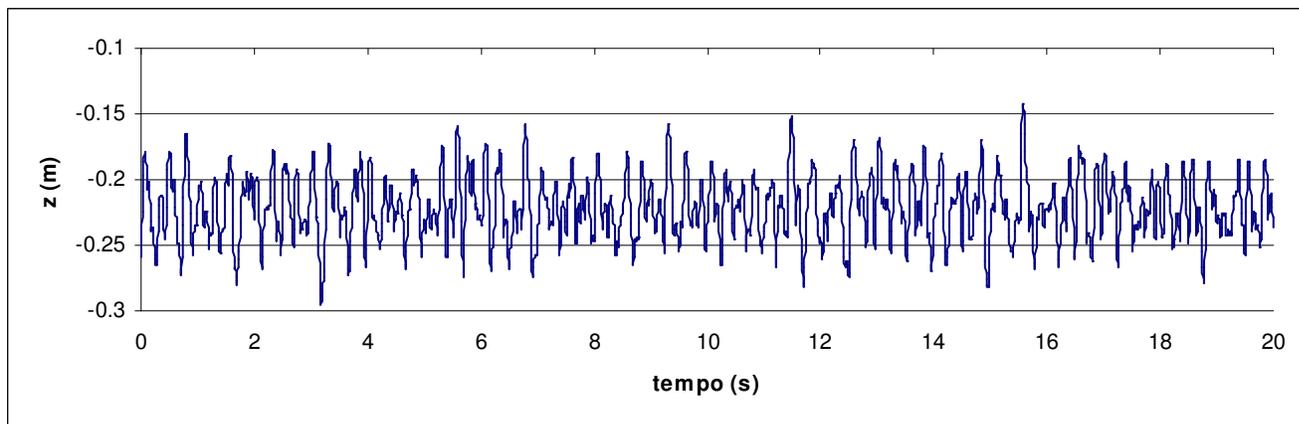


Figura 4.20 – Histórico do deslocamento vertical do centro de massa do modelo.

## 4.5 MODELAGEM ESTRUTURAL

A criação de um modelo do reboque em elementos finitos tem por finalidade, estudar quais são as conseqüências geradas em termos de tensão na sua estrutura, de acordo com o histórico de forças, obtido a partir da análise dinâmica realizada. Pelo fato da estrutura do reboque ser relativamente complexa, este estudo está dividido em duas etapas. Primeiramente é criado um modelo, que representa a estrutura total do sistema, porém de forma simplificada, com o objetivo de obter resultados globais fazendo uso de uma quantidade menor de elementos. Com isto, é possível determinar os pontos críticos da estrutura a serem analisados de forma mais detalhada. Assim, é definido um modelo local da região considerada crítica onde maiores detalhes da estrutura são considerados, de forma a obter informações relativas aos pontos com concentrações de tensões, além do histórico de tensões em função do tempo. Estes dados, portanto, fornecem uma boa referência quanto ao comportamento local em relação as excitações globais sem a necessidade de uma grande capacidade de processamento e memória, além de reduzir o tempo da análise.

O material mais utilizado na fabricação de reboques, tanto no chassi como na carroceria é o aço SAE 1020, o qual possui um baixo teor de carbono conferindo-lhe boa ductilidade, sendo ideal na fabricação de perfis dobrados. Além disso, possui boas propriedades mecânicas e de soldagem. Assim, o material utilizado no modelo de elementos finitos foi definido com base em valores já conhecidos e amplamente utilizados em engenharia. Desta forma, os parâmetros para a sua definição são o módulo de elasticidade  $E$ , com valor igual a 210 GPa, o coeficiente de Poisson com valor de 0,3 e a densidade do material de 7900 kg/m<sup>3</sup>.

### 4.5.1 Modelo Global

A análise desenvolvida para o estudo do reboque com o uso do método dos elementos finitos é do tipo estrutural estática. Assim, todos os dados referentes às reações da estrutura em função das cargas a que está submetida, são levantados a partir de carregamentos estáticos. Como resultado, são obtidas matrizes de transferência que permitem que se descrevam históricos de tensão dos pontos de interesse da estrutura.

Na modelagem estrutural do reboque para a análise global, a geometria utilizada é idêntica a real, porém com a utilização de elementos simples para tornar o processo de cálculo e pós-

processamento mais rápido. O chassi é modelado em um programa de elementos finitos (Kohnke, 2001) com elementos de viga tridimensional de dois nós com 6 graus de liberdade em cada nó, os quais são recomendados para aplicações lineares de grande rotação ou grandes deformações não lineares (Moaveni, 1999). Por basearem-se na teoria de vigas de Timoshenko são aplicáveis para vigas esguias ou moderadamente grossas, com baixa razão de aspecto, tais como ocorrem no modelo do reboque em alguns componentes. Geometricamente, o elemento é composto por dois nós que definem o seu comprimento e um nó auxiliar que indica a direção do maior momento de inércia da seção transversal da viga. A figura 4.21 está ilustrando esquematicamente o elemento de viga utilizado na descrição do chassi do reboque. Também está apresentado na figura, o sistema de coordenadas local, representadas por  $x$ ,  $y$  e  $z$  e o sistema de coordenadas global, representadas por  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ , utilizadas na definição geométrica do elemento (Moaveni, 1999).

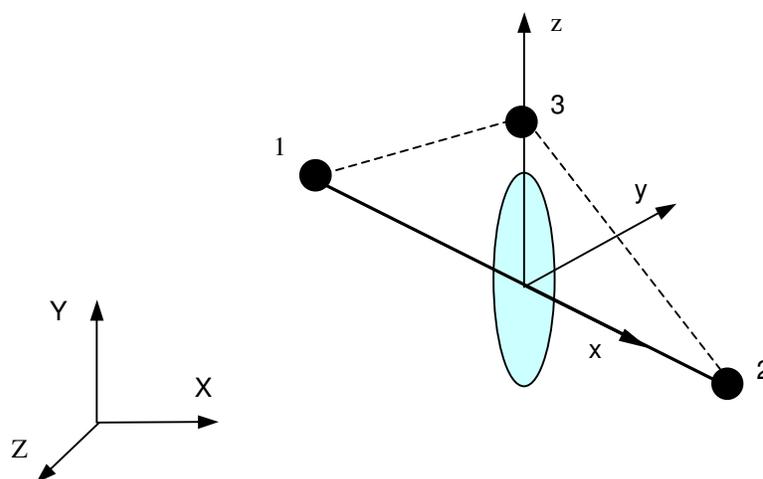


Figura 4.21 – Parâmetros utilizados na definição do elemento de viga

A seção transversal do elemento representado por uma elipse na figura, neste caso adquire as respectivas formas dos perfis utilizados no chassi do reboque. Com exceção das regiões de reforço, onde os perfis são fechados, na maior parte da estrutura são utilizados perfis C. Os perfis utilizados na análise para modelar o chassi do reboque estão ilustrados no Apêndice A.

A carroceria do reboque é fabricada com chapas de pequena espessura em relação às demais dimensões. Assim, para modelá-la são utilizados elementos de casca que possuem uma configuração simples e representam adequadamente este tipo de estrutura. Além disso, tendo em vista que o chassi e

a carroceria possuem uma ligação rígida devido ao cordão de solda que une ambos, necessariamente os elementos utilizados devem ser compatíveis entre si. Portanto, os elementos de casca utilizados possuem 4 nós com 6 graus de liberdade cada nó. Por basearem-se na teoria de cascas de Mindlin/Reissner, são adequados para representar chapas finas e moderadamente grossas, além de poder ser utilizado em aplicações lineares, de grande rotação ou grandes deformações não lineares (Moaveni, 1999). A figura 4.22 ilustra os parâmetros básicos para a definição de um elemento de casca. Os sistemas de coordenadas globais são definidos pelas coordenadas  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ , e as coordenadas locais pelas coordenadas  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Os pontos indicados nos vértices do retângulo representam os 4 nós do elemento os quais definem a sua espessura. Desta forma, o elemento de casca pode assumir espessuras variáveis para casos específicos.

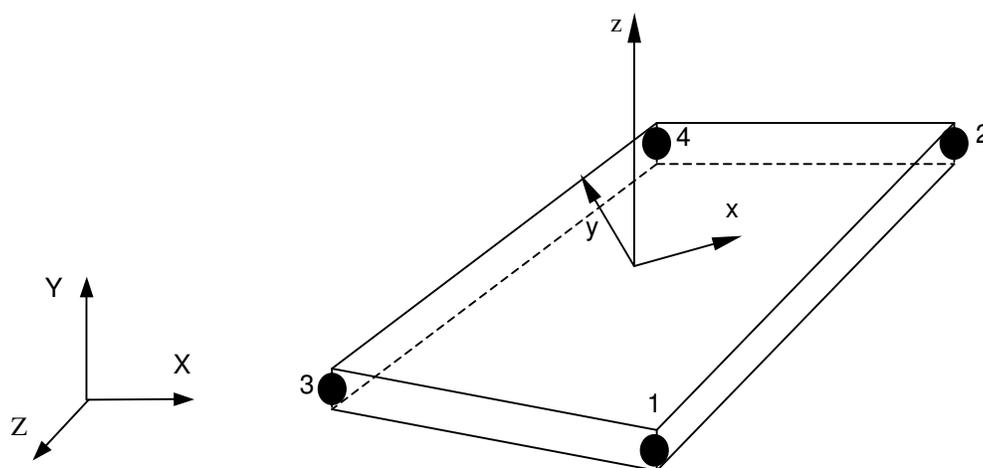


Figura 4.22 – Parâmetros utilizados na definição do elemento de casca

Definidos os parâmetros iniciais, básicos para a criação do modelo de elementos finitos, passa-se, então a fase de desenho da estrutura tridimensional a ser analisada. Assim, o chassi do reboque é representado por linhas, elementos unidimensionais que adquirem as características estruturais de uma viga, de acordo com a seção transversal definida. A figura 4.23 apresenta a estrutura apenas representada por linhas e a figura 4.24 o mesmo modelo, porém com a visualização das respectivas vigas.

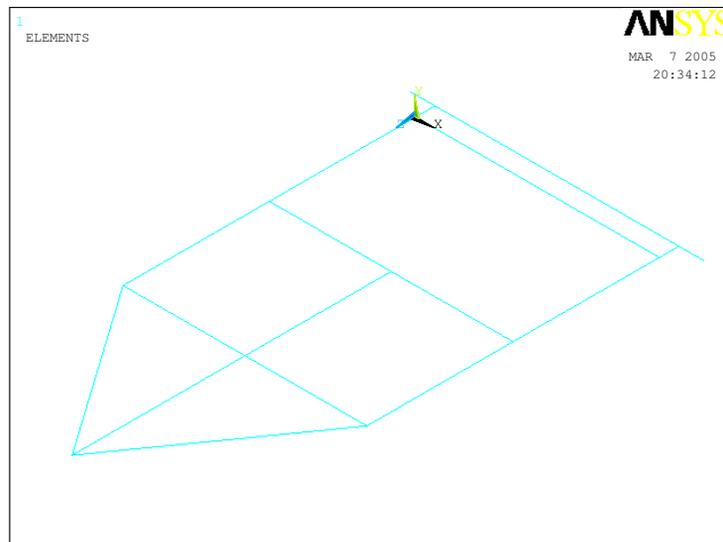


Figura 4.23 – Entidades básicas utilizadas na criação do modelo chassi

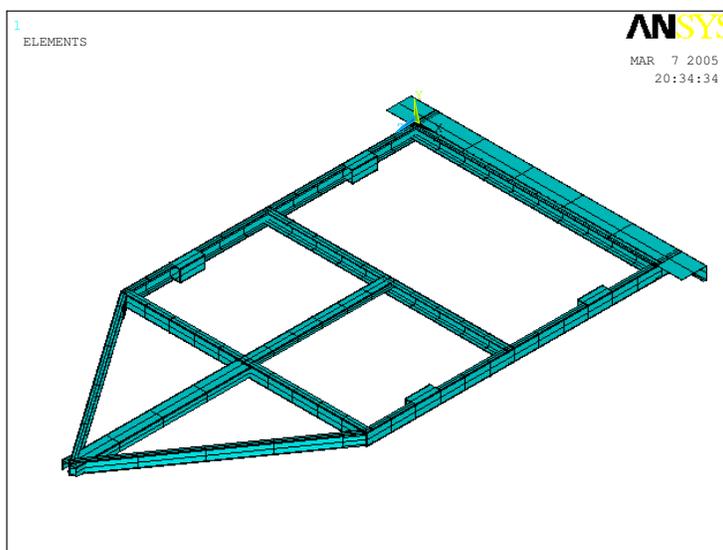


Figura 4.24 – Estrutura do chassi representando as vigas do modelo

A carroceria do reboque é descrita por placas, geometrias bidimensionais que representam as chapas utilizadas na montagem do produto. As extremidades da caixa são unidas por cordões de solda elétrica, assim como a ligação da caixa com o chassi. Portanto, cada ponto de contato presente nestas regiões é definido por um único nó, o que torna toda estrutura como uma única peça rigidamente ligada. Esta é uma simplificação que representa adequadamente este modelo de reboque, o qual está apresentado na figura 4.25.

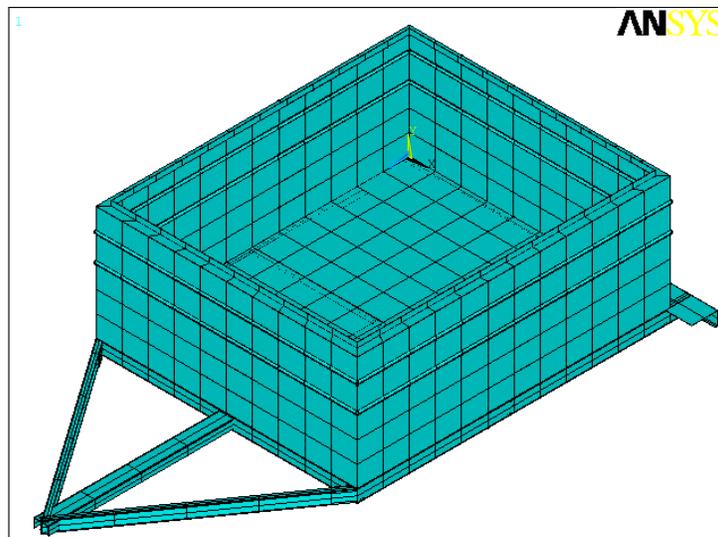


Figura 4.25 – Modelo global do reboque analisado

Tanto a modelagem das vigas do chassi como das placas da carroceria é realizada com o uso da função off-set que permite o posicionamento dos elementos ao longo de uma linha ou de uma área paralela à do centro de gravidade da seção transversal. Este recurso é útil para evitar a ocorrência de elementos sobrepostos.

A tampa superior da carroceria e os pára-lamas não foram adicionados ao modelo pelo fato de não gerarem uma grande influência no resultado da análise, além de aumentarem a complexidade do sistema. Porém, nos pontos de contato da carroceria com a tampa foi adicionada uma carga representando a massa estrutural desta, de forma a simular a sua existência.

É de fundamental importância para a realização da análise, que o modelo esteja livre de problemas na sua estrutura. Portanto, além da utilização das ferramentas para a verificação de falhas disponíveis no software, é necessário que uma análise modal da estrutura sem restrições ou carregamentos, seja realizada para identificar se ocorrem todos os seis modos de vibração de corpo rígido. Estes resultados estão apresentados no Apêndice B.

#### 4.5.2 Aplicação do método de análise global-local

O propósito fundamental da realização de um estudo em que é gerado, primeiramente um modelo simplificado da estrutura para a determinação do seu comportamento global, e posteriormente, um modelo local mais detalhado dos pontos sob maior solitação, é o fato de possibilitar bons

resultados com um menor tempo de processamento. Desta forma, tendo-se definido o modelo global é necessário então, definir as restrições do sistema. Assim, a aplicação das cargas é realizada na direção vertical, sobre os pontos que coincidem com a região reforçada do chassi, onde estão fixadas as extremidades dos feixes de mola do reboque. A região do engate de acoplamento é dotada de uma restrição, simulando uma junta esférica, o que libera os movimentos de rotação e impede qualquer movimento de translação. Para identificar o efeito do carregamento do reboque em uma situação de torção do chassi, comum durante o tráfego, é aplicada uma força ou deslocamento em um dos seus lados enquanto o outro é restringido para deslocamentos em qualquer direção além da rotação em torno do eixo vertical. Neste caso foi tomado um valor médio de deslocamento identificado no perfil da estrada para gerar o efeito de torção. As regiões de aplicação das forças e restrições estão identificadas na figura 4.26.

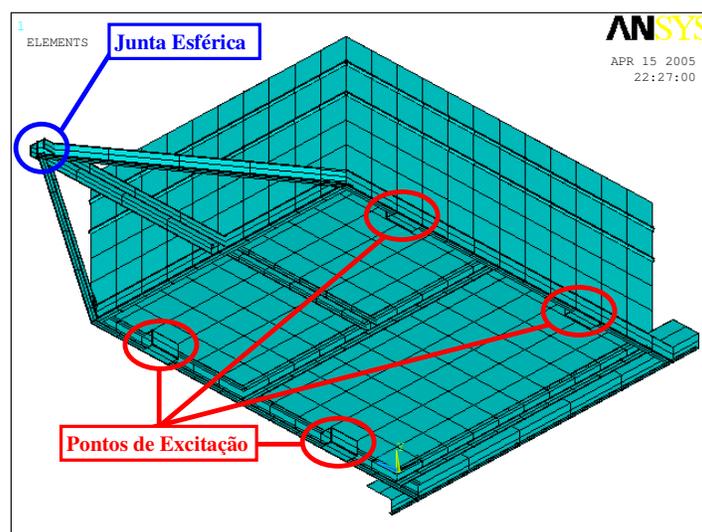


Figura 4.26 – Identificação dos pontos de aplicação das cargas, deslocamentos e restrições

Neste momento, a magnitude da carga ou deslocamento vertical imposto ao modelo é de pouca importância. Na verdade, o comportamento global da estrutura sob a condição de carregamento à qual foi imposta, traz informações quanto aos pontos de maior concentração de tensões, independentemente dos valores utilizados. Assim, a figura 4.27 apresenta os resultados obtidos.

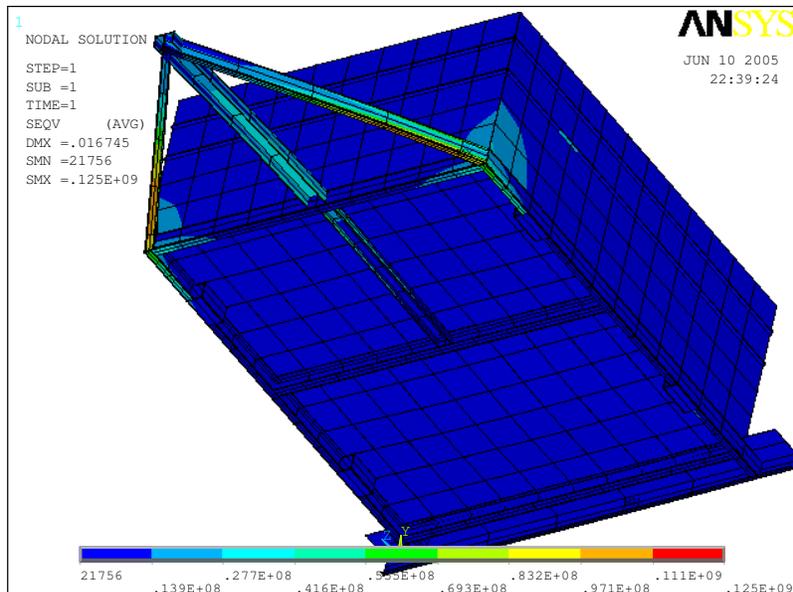


Figura 4.27 – Tensões de Von Mises geradas no modelo global

Claramente, são identificados os pontos onde ocorrem as maiores concentrações de tensão no modelo através da escala apresentada. Neste sentido, a região onde há a ligação do cambão com o quadro do chassi e a carroceria do reboque é a mais evidente, coincidindo com a região de maior ocorrência de falhas indicada pelo fabricante. Na figura 4.28 está apresentada a região de interesse do modelo e os três nós de controle definidos para a aplicação do método de análise global-local.

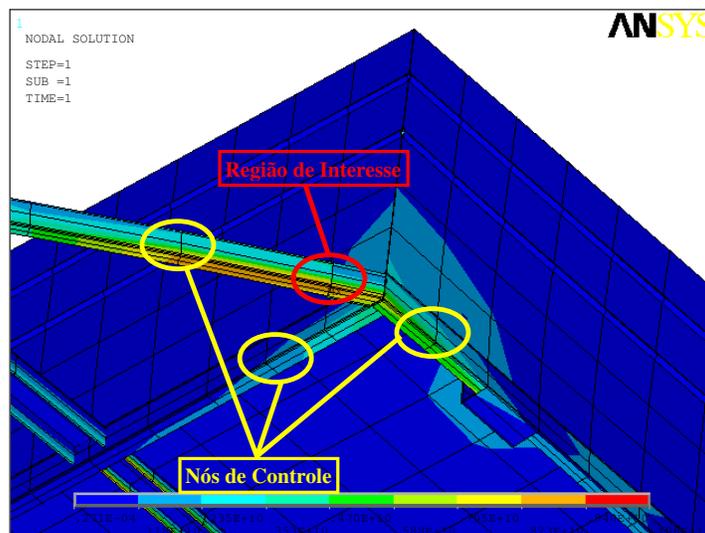


Figura 4.28 – Identificação dos nós de controle e de interesse

Agora, como foi descrito no capítulo 3, deve-se definir o vetor  $\{\mathbf{u}_j\}$  referente aos três nós de controle do modelo global. Para tanto, são geradas quatro situações diferentes de aplicação de carga sobre o modelo, referentes aos quatro pontos de excitação. Assim, são impostas restrições de rotação e translação a três dos quatro pontos de excitação e ao quarto é aplicada uma carga unitária vertical. Com isto, são identificados e registrados os seis deslocamentos de cada nó de controle. Este processo é realizado para cada ponto de excitação, formando o vetor coluna  $\{\mathbf{u}_j\}$  com um total de 24 linhas. Finalmente, tendo-se determinado o vetor de deslocamentos  $\mathbf{e}$ , sendo conhecidos os valores das excitações, é possível que se obtenha a matriz  $[\mathbf{C}_j]$  que fornece a relação entre as excitações e os deslocamentos dos pontos de influência por meio da equação (3.47).

#### 4.5.3 Modelo Local

A modelagem da região identificada anteriormente, baseia-se na idéia fundamental de se obterem resultados mais detalhados da estrutura nestes pontos, possibilitando identificar regiões de concentração de tensões e a distribuição das tensões de uma maneira geral. Estes resultados, dentre uma série de outras aplicações, fornecem informações de extrema importância para a análise estrutural e a realização de eventuais alterações na estrutura do produto, reduzindo o risco de erros. Neste caso, a região identificada corresponde ao chassi do reboque, que é fabricado com o uso de perfis C de aço dobrados, assim, geometricamente o modelo foi criado a partir de placas bidimensionais. Os detalhes principais da estrutura, inclusive as dimensões são respeitadas, com exceção dos cordões de solda. Estes estão omitidos, assumindo que os perfis estão unidos perfeitamente como uma peça única, como pode ser verificado na figura 4.29. As propriedades do tipo de elemento utilizado nesta análise são semelhantes às da carroceria do modelo global.

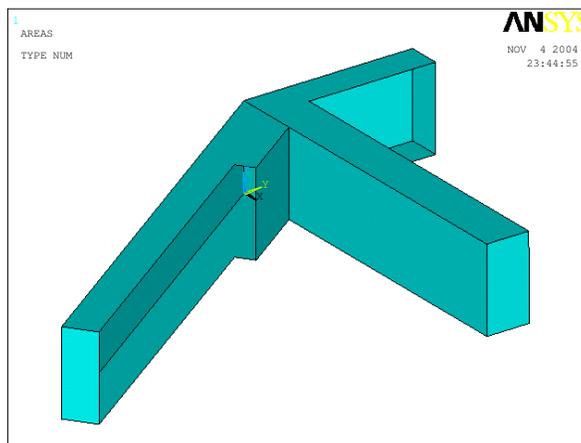


Figura 4.29 – Modelo local da região crítica do chassi do reboque

Percebe-se que, durante o estudo do modelo global da estrutura neste trabalho, as regiões de controle são referenciadas como pontos ou nós, uma vez que as vigas são definidas por elementos unidimensionais. Entretanto, no modelo local não se pode mais considerá-los desta mesma forma, como pode ser visto na figura 4.29. Sendo assim, nas extremidades dos perfis do modelo local estão acrescentadas placas retangulares que possuem um módulo de elasticidade  $E$  maior que o utilizado para a definição do material do restante da estrutura. Isto permite que as restrições e cargas aplicadas nestas regiões sejam transmitidas uniformemente à seção transversal da viga. A figura 4.30 apresenta o modelo local constituído pelos devidos elementos de casca e o ponto considerado mais crítico da estrutura, já que a sua forma favorece o acúmulo de tensões e geração de trincas.

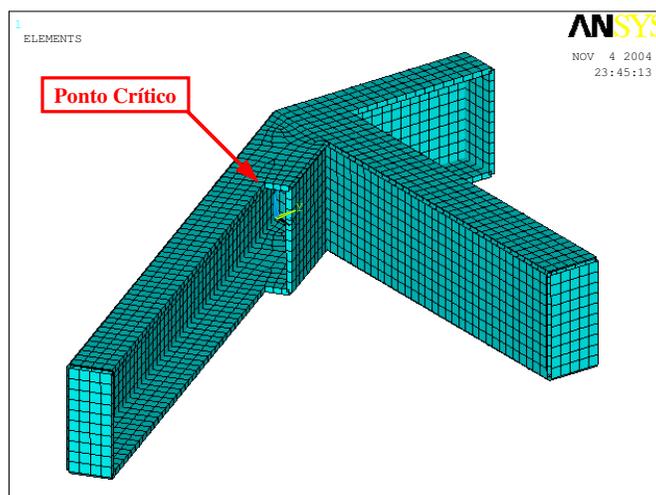


Figura 4.30 – Identificação do ponto crítico no modelo local

Nesta etapa, é possível obter a matriz  $[\mathbf{B}_p]$ , a qual fornece a relação existente entre a tensão do ponto crítico em relação ao deslocamento das extremidades do modelo, que representam os nós de controle definidos no modelo global. Para tanto, são restringidos todos os graus de liberdade de translação e rotação dos nós selecionados para representar os pontos de controle nas extremidades das vigas, exceto um, totalizando na restrição de 17 graus de liberdade. O grau de liberdade livre sofre a aplicação de um deslocamento unitário e positivo. Resolvendo o sistema, são identificadas e registradas as tensões resultantes no ponto crítico. Neste caso, este processo é repetido para os 18 graus de liberdade determinados. Assim, cada operação gera um vetor de tensões do ponto crítico  $\{\sigma_p\}$  de tamanho  $6 \times 1$ . Cada vetor destes irá compor a matriz  $[\mathbf{B}_p]$ , finalizando com um total de 18 linhas, de acordo com a equação (3.48). Por fim, através das relações apresentadas nas equações (3.50) e (3.51) define-se uma matriz de transferência  $[\mathbf{T}]$  que permite que se obtenha o histórico de tensões no ponto crítico de acordo com as cargas obtidas a partir do modelo dinâmico conforme a equação (3.52).

Como foi exposto anteriormente, o modelo local é criado de forma a possibilitar a identificação e análise da distribuição das tensões e o comportamento da estrutura com maior detalhamento. Neste caso, pode-se verificar que o modelo global com elementos de barras acaba por fornecer informações com um nível de detalhamento inferior em comparação com o modelo local com elementos de casca. A figura 4.31 apresenta a distribuição de tensões gerada no modelo local através da aplicação de deslocamentos nas suas extremidades. Para tanto, foram extraídos do modelo global ilustrado na figura 4.27, os deslocamentos registrados nos três pontos de influência. Tanto as translações como as rotações obtidas foram impostas às extremidades do modelo local. Desta forma, foi possível identificar o ponto crítico em caso de torção da estrutura e, conseqüentemente, a confirmar da informação do fabricante a este respeito.

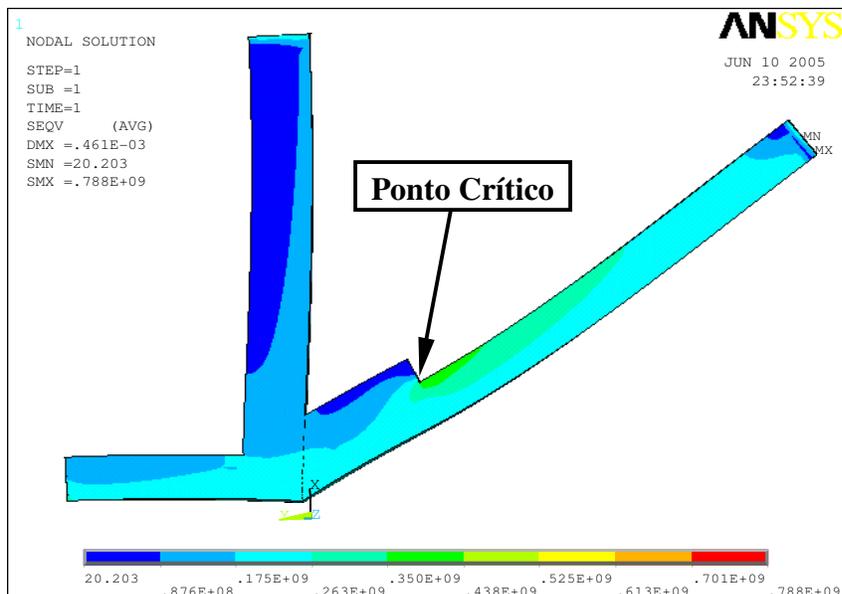


Figura 4.31 – Distribuição das tensões no modelo local

O gráfico das tensões resultantes no ponto crítico gerado pela aplicação das excitações induzidas pela pista de rolamento está apresentado na figura 4.32.

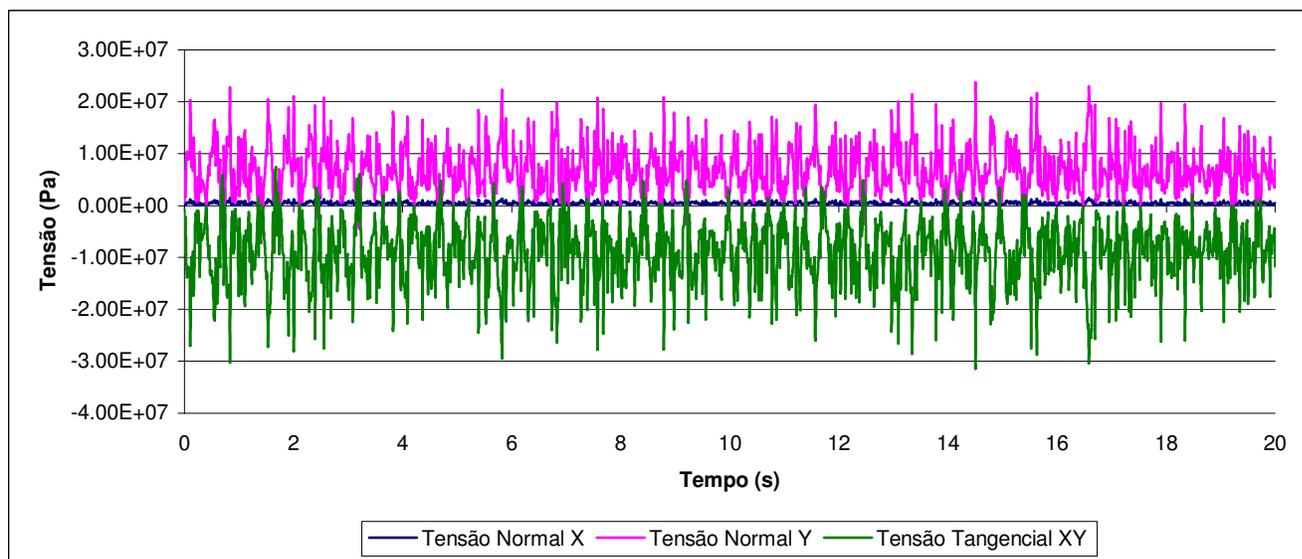


Figura 4.32 – Histórico de tensões no ponto crítico

O histórico apresentou tensões normais na direção longitudinal  $\sigma_y$  e tensões de cisalhamento no plano  $\sigma_{xy}$  muito maiores que as tensões normais na direção transversal  $\sigma_x$ . Este fato pode estar ligado às

características geométricas específicas do ponto analisado, ou então aos efeitos da direção das excitações, além de outros fatores, os quais poderão ser identificados por meio de estudos mais aprofundados. Além disso, outros testes e medições experimentais deverão ser realizados para que os resultados obtidos numericamente sejam validados.

Neste momento, por meio dos resultados de tensões obtidos pode-se calcular um histórico de tensões de Von Misses  $\sigma'$ , possibilitando a relação direta dos resultados obtidos com a tensão admissível do material utilizado na estrutura do chassi do reboque analisado. Assim, primeiramente são calculadas as tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$  através da equação (4.7) (Beer, 1995).

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (4.7)$$

Com isso, as tensões de Von Misses  $\sigma'$  podem ser calculadas de acordo com a equação (4.8) (Beer, 1995), as quais estão apresentadas na figura 4.33.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (4.8)$$

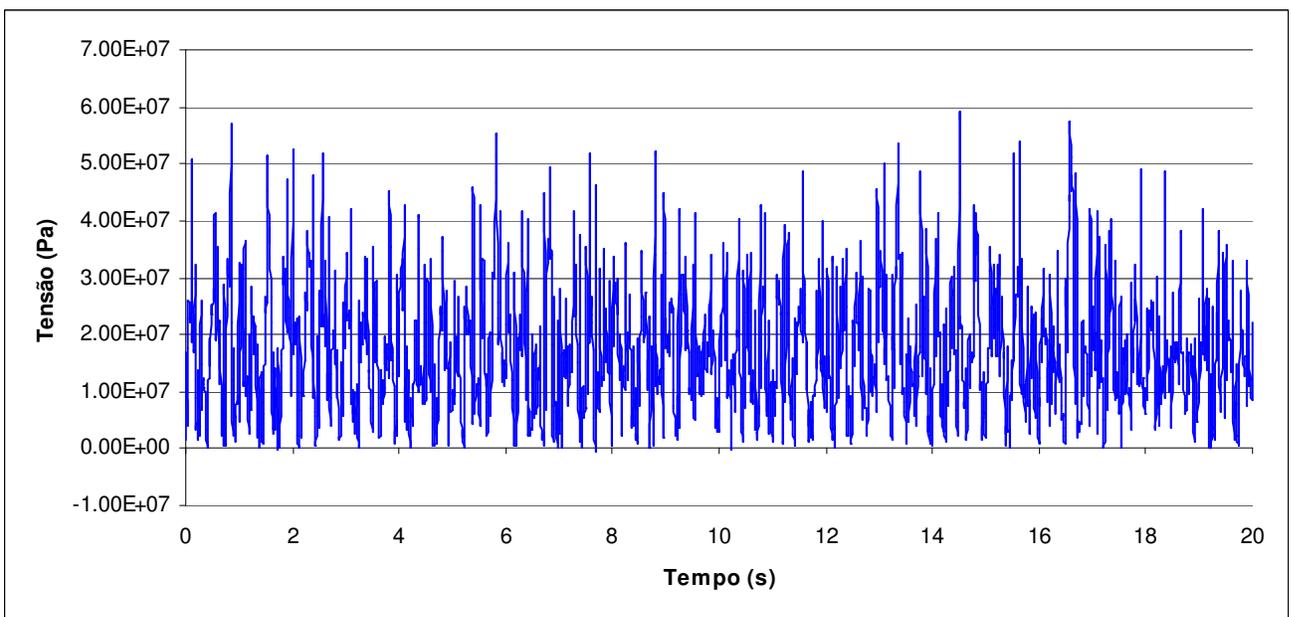


Figura 4.33 – Histórico de tensões de Von Misses no ponto crítico

O histórico de tensões apresentado indica uma tensão média da ordem de 17 MPa e os maiores picos em torno de 60 MPa para um reboque vazio trafegando em uma estrada secundária de muito baixa qualidade. Estes valores são relativamente baixos comparados à tensão de escoamento da ordem de 250 MPa para o aço estrutural SAE 1020 utilizado na fabricação do chassi do reboque. Entretanto, sabe-se que fraturas podem ocorrer mesmo em situações de baixa tensão nominal em componentes sujeitos a cargas que variam ciclicamente, principalmente em regiões onde há uma mudança de seção ou nas vizinhanças de um entalhe (Branco, 1986). Este cenário retrata muito bem o sistema analisado, uma vez que o ponto crítico selecionado está posicionado em uma região onde ocorre uma mudança brusca de seção. Além disso, nesta área ocorre ainda, a utilização de solda elétrica, elemento responsável pelo aumento de tensões residuais e alterações das características do material base. Estes aspectos demonstram que, embora as tensões obtidas pelos métodos aplicados tenham sido relativamente baixas, uma série de fatores ainda deverá ser considerada antes que se possa obter um parecer conclusivo em relação à resistência mecânica do ponto crítico analisado. Para tanto, serão necessários estudos mais específicos na área de fadiga e confiabilidade, os quais não serão abordados neste trabalho. Também, outros pontos do chassi deverão ser avaliados, de forma que sejam identificadas as principais regiões de concentração de tensões existentes na estrutura.

Por fim, é perceptível a existência de uma certa homogeneidade no resultado das tensões obtidas, gerando um comportamento vibracional adequado e valores coerentes em se tratando de uma análise da estrutura vazia. Previamente, é cabível considerar que estes fatores sejam indicadores de uma correta aplicação do método de análise global-local apresentado, embora, como já foi colocado anteriormente, seja necessária a utilização de estudos mais específicos, além de novas medições experimentais para que os resultados obtidos possam ser validados.

## 5. CONCLUSÕES

O estudo desenvolvido neste trabalho, teve como objetivo principal prover um método eficaz e viável a ser utilizado durante a fase de projeto ou no aperfeiçoamento estrutural de reboques de linha leve. É visível o fato de que em nosso país, este segmento de mercado possui tímidos avanços tecnológicos de produto e de processo de fabricação devido a uma série de fatores já mencionados. Neste sentido, a proposta de desenvolvimento de uma rotina de projeto de engenharia para este tipo de utilitário rodoviário, dá início a um processo de avanço que possibilita a obtenção de resultados mais adequados para a realização de análises críticas de projeto no desenvolvimento ou avaliação do produto. Desta forma, a geração de dados mais detalhados tende a promover uma maior eficiência do processo de concepção e desenvolvimento dos produtos garantindo ainda uma maior confiabilidade do projeto devido ao maior número de informações disponíveis em relação ao modelo.

Provavelmente, o fato de tornar a fase de projeto mais importante no contexto geral do desenvolvimento de um produto acarreta na geração de um custo mais elevado neste estágio inicial. Inclusive, grande parte da resistência por parte das pessoas a este novo arranjo de valores no decorrer do processo se deve a isto. Porém, o simples fato de “pensar” melhor antes das tarefas serem executadas reduz as chances serem cometidos erros ao longo do desenvolvimento do projeto, gerando um custo menor ao final do processo.

Desta forma, pode-se considerar que o principal objetivo do trabalho foi alcançado. Sendo que, com o uso de ferramentas relativamente simples e acessíveis foi possível analisar a estrutura do reboque, e obter informações mais detalhadas relativas ao seu comportamento dinâmico e estrutural, outrora desconhecidas.

O levantamento dos dados experimentais da estrutura do reboque mostrou-se bastante útil para a posterior calibração do modelo dinâmico. Além disso, o procedimento para a coleta dos dados é simples e direto, facilitando a sua aplicação, bem como os cálculos necessários para o levantamento das constantes. Por outro lado, o método utilizado não é o mais aconselhado em se tratando de estruturas complexas, assim sendo necessária a aplicação de outras metodologias para realizar a calibração do modelo dinâmico.

Apesar de ter sofrido algumas simplificações na estrutura e, principalmente na suspensão, o modelo dinâmico comportou-se adequadamente durante a simulação, a qual transcorreu com total estabilidade durante o período de 20 segundos e sem a necessidade de redução do período de integração

padrão do sistema. A aplicação das devidas restrições aos elementos sob ação das excitações no sistema, permitiu que os movimentos simulassem adequadamente o tráfego de um reboque. Inclusive, a utilização do modelo cujos pneus não possuíam ligação com o solo proporcionou uma simulação ainda mais real, havendo assim, um deslocamento relativo do pneu em relação à pista em determinados momentos do trajeto. Este tipo de situação é bastante freqüente no tráfego com reboques, pelo fato de possuir um peso reduzido.

A utilização de elementos de viga e de casca na discretização do modelo global e local mostrou-se adequada por exigir menos capacidade de processamento e memória, possibilitando análises bastante rápidas. Por outro lado, o elemento de casca utilizado fornece somente resultado de tensões ao longo da sua superfície plana. Mesmo assim, o comportamento do modelo resultou muito semelhante à estrutura real do reboque. No caso do modelo global, por exemplo, a região com o maior acúmulo de tensões verificadas coincidiu com a de maior incidência de falhas nos reboques identificados pelo fabricante. Também no modelo local, foram obtidos resultados interessantes que apontam as concentrações de tensões nos pontos mais críticos. Por outro lado, para que se possa validar tais resultados, seria necessária a realização de ensaios mecânicos da região em questão.

Assim, de uma forma coordenada através das etapas definidas, foi possível discretizar um modelo de reboque para camping de forma a simular seu comportamento dinâmico, estrutural global e local, alcançando o objetivo de identificar localmente os pontos com maiores concentrações de tensão e, portanto mais sujeitos a falhas ao longo da vida útil do reboque, fornecendo assim, informações suficientes para a realização de trabalhos posteriores no âmbito da fadiga e da confiabilidade para a avaliação da performance da estrutura em questão.

## 6. SUGESTÕES PARA O APRIMORAMENTO DO TRABALHO

- Pesquisar e implementar outros métodos para realizar a calibração do modelo dinâmico;
- Desenvolver outros modelos de suspensão para simular molas de feixe;
- Implementar outros perfis de estrada ao modelo para identificar seu comportamento;
- Implementar análises dinâmicas considerando outras condições de movimento;
- Implementar novas análises considerando o modelo carregado;
- Implementar elementos de casca ao chassi do modelo global;
- Implementar elementos sólidos ao modelo local;
- Realizar experimentação para validar os valores de tensões obtidos;
- Realizar estudo de fadiga da região crítica;
- Realizar estudo de confiabilidade da região crítica.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ahlin, K. e Granlund, J. **“Calculation of Reference Ride Quality, using ISO 2631 Vibration Evaluation”**, Presented at the 36<sup>th</sup> United Kingdom Group Meeting on Human Response to Vibration, Farnborough, 2001.

Allemang, R.J. **“Analytical and Experimental Modal Analysis”**, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Seminar on Modal Analysis, Part I, Katholieke Universiteit Leuven, pp. 1-158, 1992 a.

Allemang, R.J., Brown, D. e Rost, R. **“Frequency response function analysis”**, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Seminar on Modal Analysis, Part I, Katholieke Universiteit Leuven, pp. 52-79, 1992 b.

Arora, J. S. **“Introduction to Optimum Design”**, McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, **“Veículos Rodoviários Rebocados”**, NBR 11412. Rio de Janeiro, 1990.

Barbosa, R. S. **“Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados”**, Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, 1999.

Beer, F. P., Johnston, E. R. Jr., **“Resistência dos Materiais”**, Makron Books, 3<sup>a</sup> edição, São Paulo, 1995.

Boéssio, M.L. **“Análise e Dimensionamento de Estruturas de Ônibus Considerando a Fadiga e Utilizando Ferramentas de Confiabilidade e Otimização”**, Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

Branco, C.M., Fernandes, A.A. e Castro, P.T. **“Fadiga de Estruturas Soldadas”**, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1986.

Clough, R.W. e Penzien, J. **“Dynamics of Structures”**, McGraw-Hill International Editions, 2<sup>a</sup> edição, New York, 1993.

Dimarogonas, A. **“Vibration for Engineers”**, Prentice Hall International Editions, 2<sup>a</sup> edição, New Jersey, 1996.

Dodds, C. J. **“Generalized Terrain Dynamic Inputs to Vehicles”**, BSI Document 72/34562 (ISO/TC/108/WG9 (MEE/158/3/1)), 1972.

Dodds, C. J. e Robson, J.D. **“The Description of Road Surface Roughness”**, Journal of Sound and Vibration, n° 31, 1973

Ewins, D. J. **“Modal Testing: Theory and Practice”**, Research Studies Press Ltd., Letchworth, 1986.

Friswell, M. I. e Mottershead, J. E. **“Finite Element Model Updating in Structural Dynamics”**, Kluwer Academic Publishers, 1996.

García, M. J. e Steven, G. P. **“Fixed Grid Finite Element Analysis in Structural Design and Optimisation”**, Australasian Conference on Structural Optimisation, Sydney, 2000.

Gillespie, T. D. **“Everything You Always Wanted to Know about the IRI, But Were Afraid to Ask!”**, Presented at the Road Profile Users Group Meeting, Lincoln, 1992 a.

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

Instituto Brasileiro de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. **“RTQ 25 – Inspeção de veículos rodoviários rebocados com PBT até 7.500 N”**, Rio de Janeiro, 2004.

Hal, B. V. e Vandepitte, D., **“Application of the global/local model concept for the computation of stress frequency response functions”**, Brite Euram Project BE-963035 Fatynamics, K. U. Leuven, Bélgica, pp. 1-8, 1997.

Hughes, T. J. R. **“The Finite Element Method – Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis”**, Prentice Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1987.

Kohnke, P. **“Ansys Theory”**, Ansys Inc., Canonsburg, 2001.

Lalanne, M., Berthier, P. e Hagopian, J. D. **“Mechanical Vibrations for Engineers”**, John Wiley and sons, Lyon, 1984.

Marczak, R. J. **“Modelagem Global x Local com Elementos Finitos”**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2004.

Meirovitch, L. **“Elements of Vibration Analysis”**, McGraw-Hill International Editions, 2<sup>a</sup> edição, Singapura, 1986.

Moaveni, S. **“Finite Element Analysis – Theory and Application with Ansys”**, Prentice Hall, Minnesota State University, 1999.

Morsch, I. B. **“Análise Estrutural de Veículos Comerciais Tipo Ônibus”**, Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2001.

Newland, D. E. **“An introduction to random vibrations and spectral analysis”**, Longman Group Limited, 2a edição, New York, 1984.

Potter, T. C., Cebon, D. e Cole, E., “**Using parameter Estimation to Assess Road Damage**”, Proceedings of the 14<sup>th</sup> IAVSD Symposium on the dynamics of vehicles on roads and on tracks, Ann Arbor, Michigan, pp. 1-9, 1995.

Reckziegel, G. e Schimidt, M. A. “**Uma Metodologia para a Análise de Vida de um Semi-Reboque para Transporte de Automóveis**”, Disciplina de Análise de Sistemas Mecânicos, Trabalho de Graduação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

Sayers, M. W. e Karamihas, S. M. “**The Little Book of Profiling**”, University of Michigan, 1998.

Tamagna, A. “**Tratamento de Dados e Técnicas Experimentais**”, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2001.

Thompson, W. T. “**Teoria de Vibração com aplicações**”, Editora Interciência, Rio de Janeiro, 1978.

Visual Nastran 4D “**Reference Guide – Technical Information**”, versão 6.4, 2001.

Zhang, L. J., Lee, C. M. e Wang, Y. S., “A Study on Nonstationary Random Vibration of a Vehicle in Time and Frequency Domains”, **International Journal of Automotive Technology**, vol. 3, n° 3, pp. 101-109, 2002.

## AI. APÊNDICE I: ELEMENTOS DE VIGA DO MODELO GLOBAL

Os elementos de viga utilizados na discretização do chassi do modelo global permitem que sejam definidas as dimensões das seções transversais dos oito tipos de viga utilizados na fabricação do reboque estudado. As figuras I.1 até I.8 ilustram as seções transversais utilizadas no reboque.

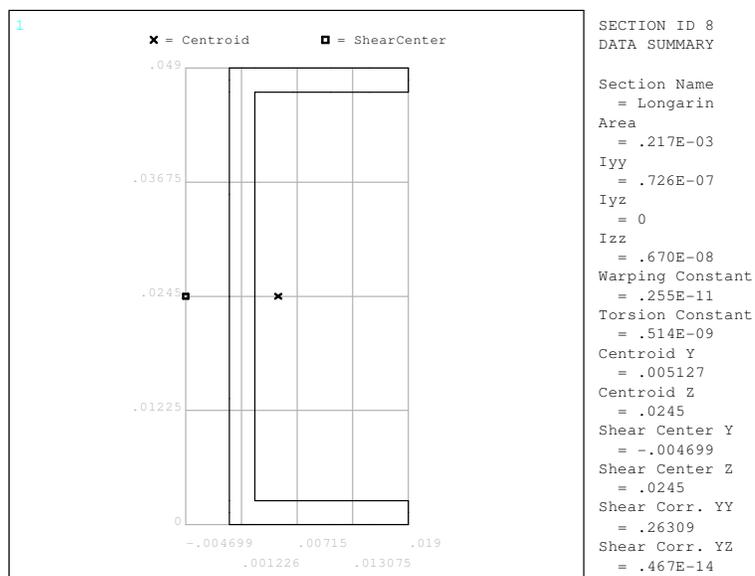


Figura I.1 – Seção transversal da longarina do reboque.

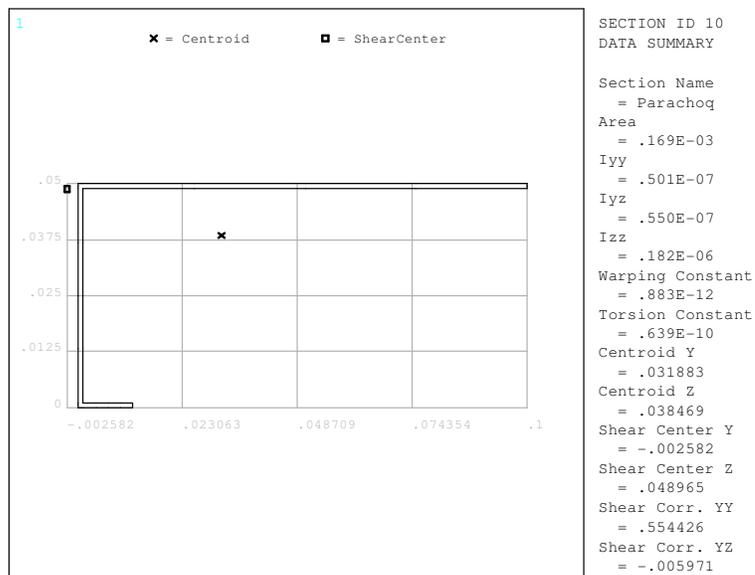


Figura I.2 – Seção transversal pára-choque do reboque.

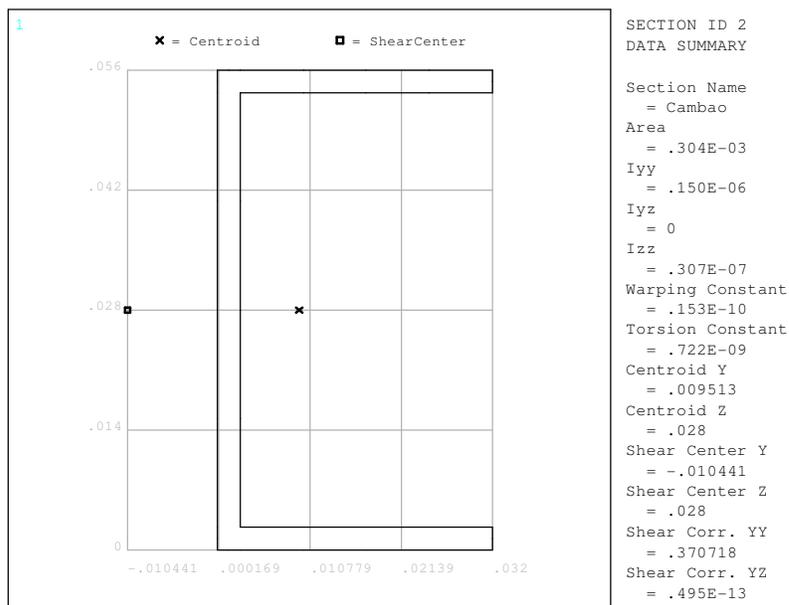


Figura I.3 – Seção transversal do cambão do reboque.

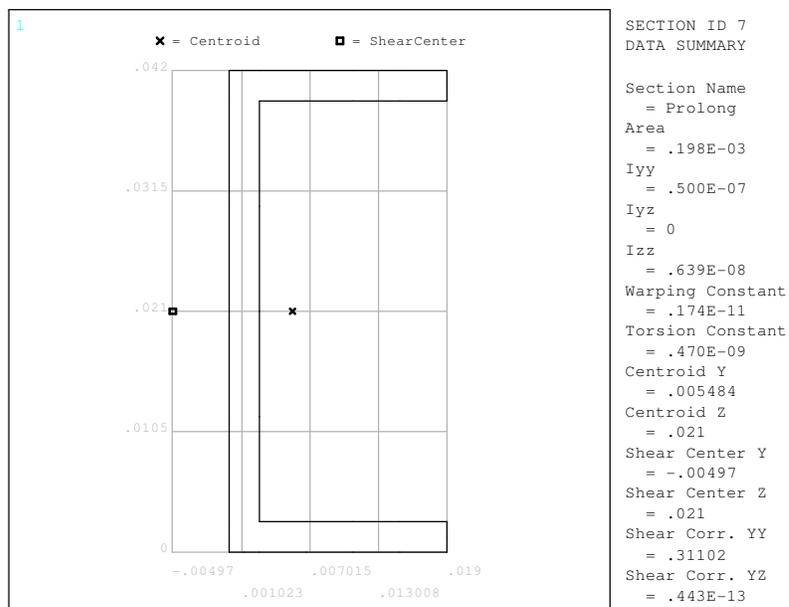


Figura I.4 – Seção transversal prolongamento do cambão do reboque.

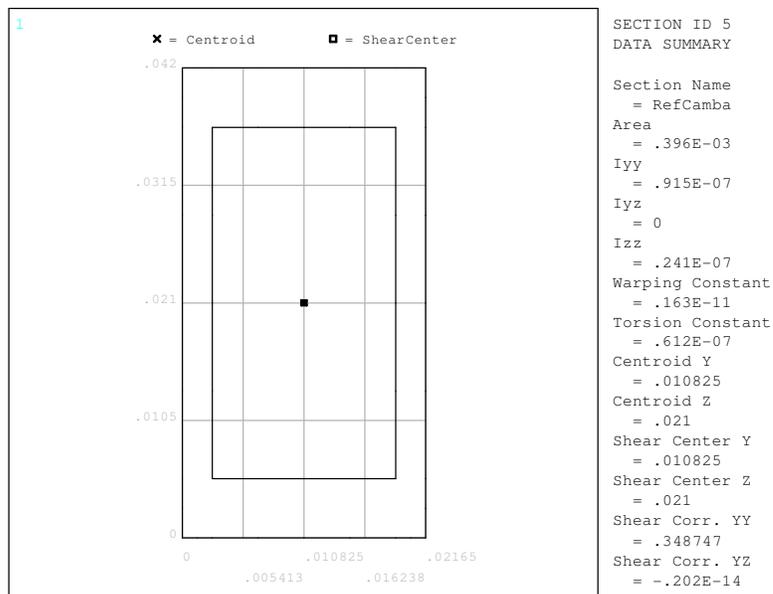


Figura I.5 – Seção transversal do reforço do cambão do reboque.

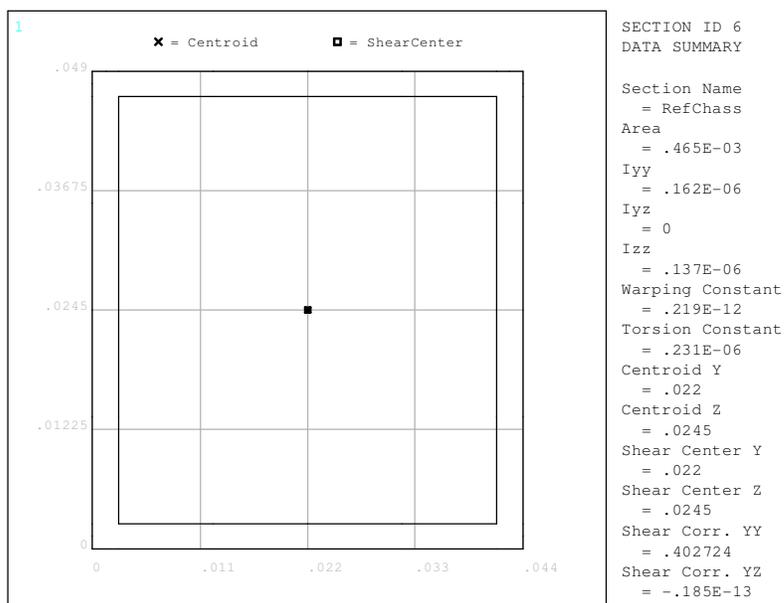


Figura I.6 – Seção transversal do reforço do chassi do reboque.

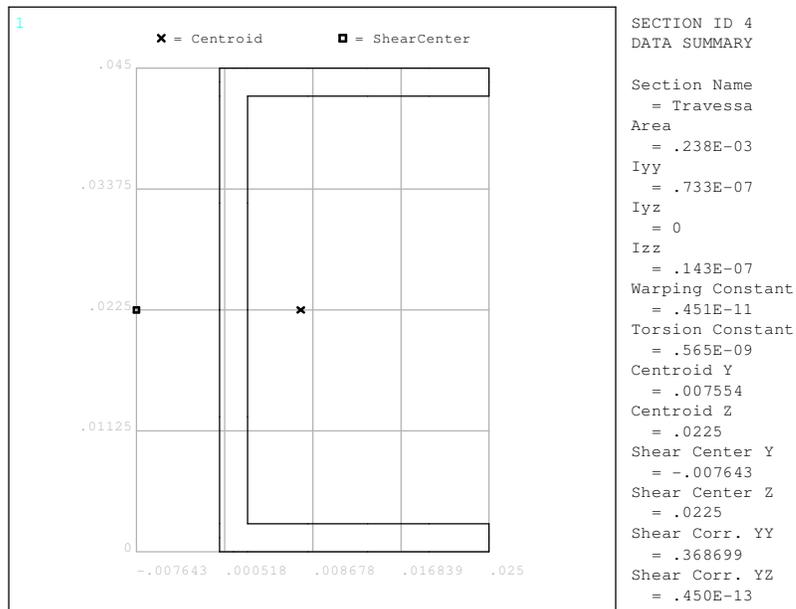


Figura I.7 – Seção transversal da travessa do reboque.

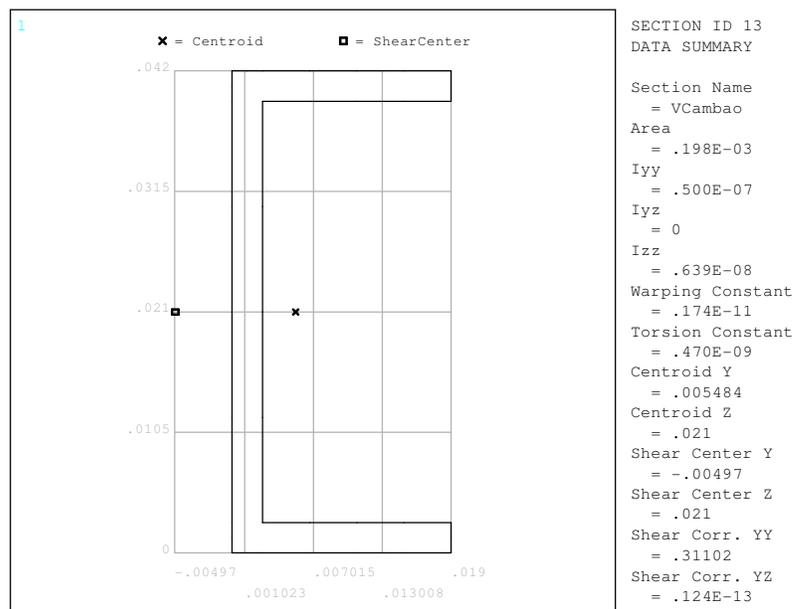


Figura I.8 – Seção transversal do V do cambão do reboque.

## AII. APÊNDICE II: MODOS DE VIBRAÇÃO DO MODELO ESTRUTURAL

A criação de um modelo estrutural de elementos finitos deve ser um processo cauteloso de forma a evitar possíveis falhas na estrutura, especialmente tratando-se de sistemas mais complexos, em que é utilizado mais de um tipo de elemento, entidade geométrica, material, entre outros. A verificação do sistema em busca de problemas pode ser realizada pelo próprio programa utilizado na análise, o qual busca por descontinuidades geométricas, elementos com formato inadequado, problemas em malhas e nós sobrepostos, por exemplo. Uma verificação adicional pode ser realizada através de uma análise modal do modelo, verificando se todos os componentes estão ligados de forma adequada. Assim, o modelo estrutural do reboque, por tratar-se de um corpo único, deve apresentar os seis primeiros modos de vibração de corpo rígido, conforme apresentado na figura 3.2, o que indica que o modelo foi gerado adequadamente. Seguem as figuras II.1 a II.6 apresentando os seis primeiros modos de vibração livre do modelo estrutural do reboque.

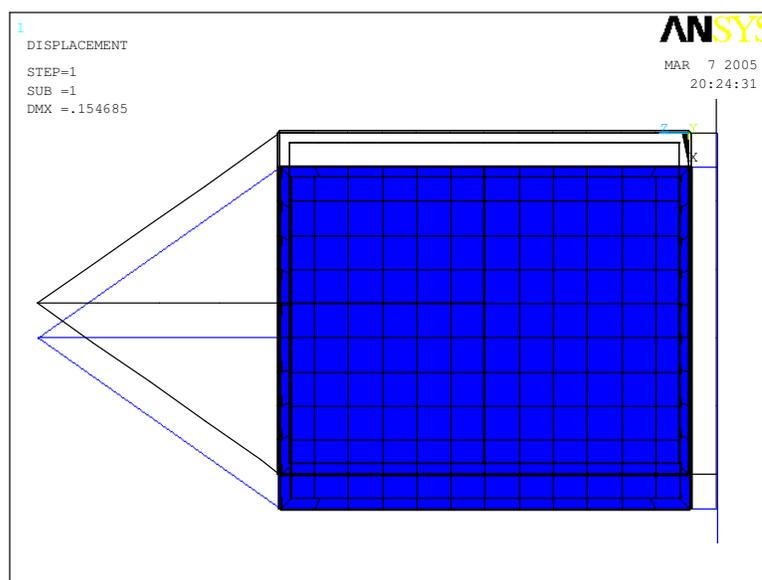


Figura II.1 – Primeiro modo de vibração

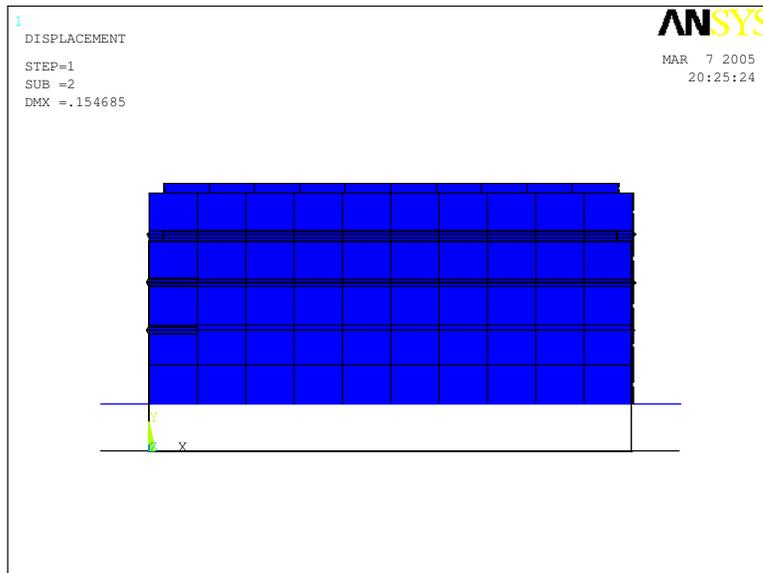


Figura II.2 – Segundo modo de vibração

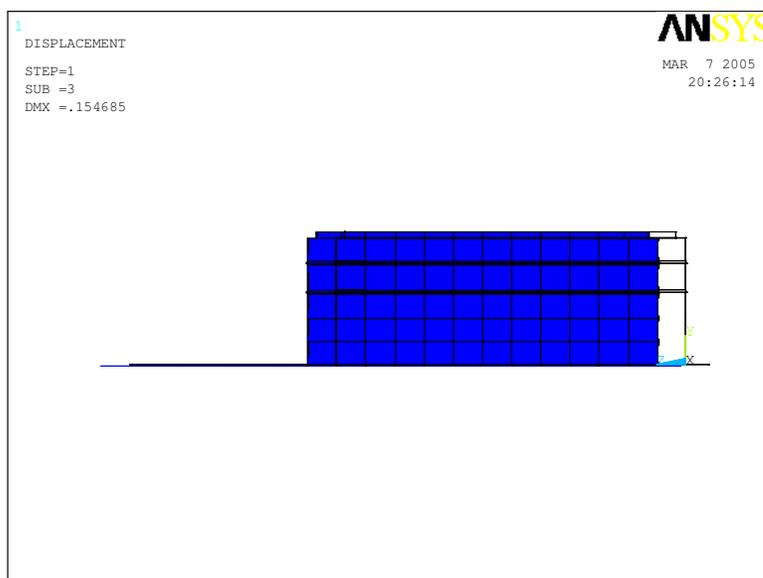


Figura II.3 – Terceiro modo de vibração

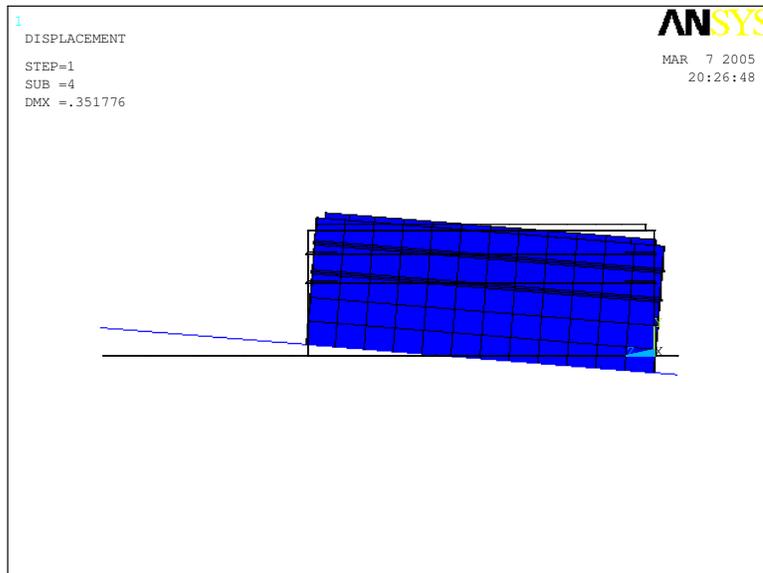


Figura II.4 – Quarto modo de vibração

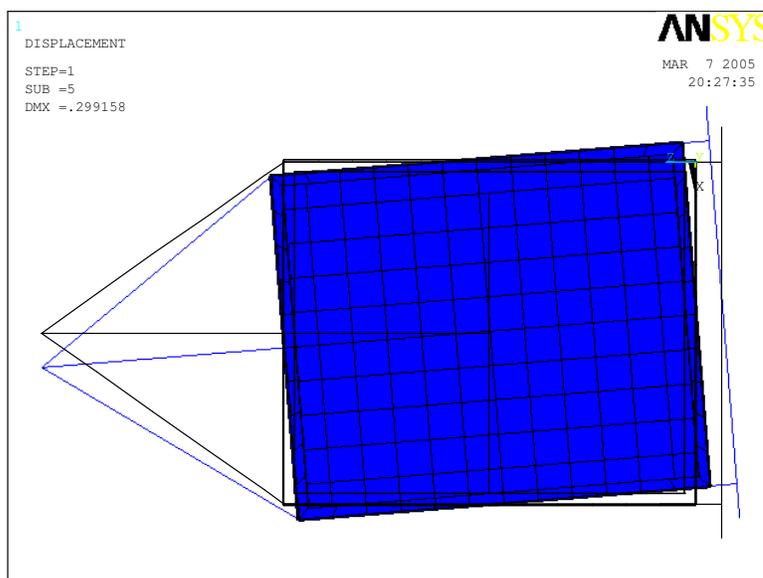


Figura II.5 – Quinto modo de vibração

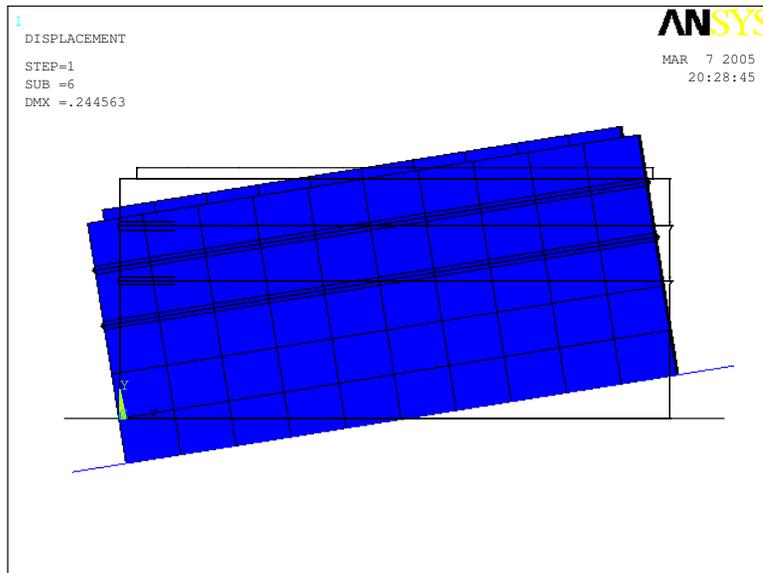


Figura II.6 – Sexto modo de vibração