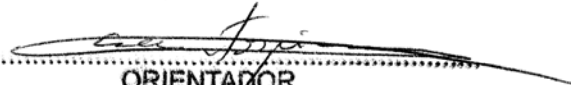


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR SERGIO FRANCISCO
DELA ANTÔNIO E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 25.10.2005

ORIENTADOR

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

Estudo da Sobrecarga Dinâmica em Caminhões por Meio de Medições Diretamente no Veículo

Autor: **Sergio Francisco Dela Antônio**

Orientador: **Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Jr.**

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

Estudo da Sobrecarga Dinâmica em Caminhões por Meio de Medições Diretamente no Veículo

Autor: **Sergio Francisco Dela Antônio**

Orientador: **Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Jr.**

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P. – Brasil

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

An88e Antônio, Sergio Francisco Dela
 Estudo da sobrecarga dinâmica em caminhões por
 meio de medições diretamente no veículo / Sergio
 Francisco Dela Antônio. --Campinas, SP: [s.n.], 2005.

 Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Junior.
 Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
 Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

 1. Transporte rodoviário de carga. 2. Caminhões -
 Molas e suspensão. 3. Veículos - Medição. 4. Força
 (mecânica) - Medição. I. Santos Junior, Auteliano
 Antunes dos. II. Universidade Estadual de Campinas.
 Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Study of the dynamic overload on trucks by direct
 measurements in the vehicle

Palavras-chave em Inglês: Dinamic Loads and Forces, Automotive Vehicle
 Suspension, Haul Trucks, Leaf Springs, Displacement
 Transducer

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Paulo Roberto Gardel Kurka, Jorge Nei Brito

Data da defesa: 25/02/2005

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Estudo da Sobrecarga Dinâmica em Caminhões
por Meio de Medições Diretamente no Veículo**

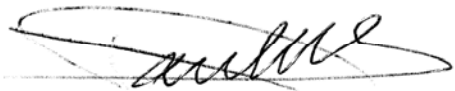
Autor: **Sergio Francisco Dela Antônio**

Orientador: **Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Jr.**

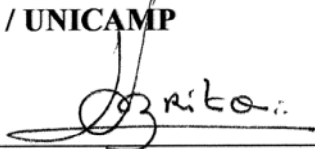
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Jr. , Presidente
FEM / UNICAMP



Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka
FEM / UNICAMP



Prof. Dr. Jorge Nei Brito
Universidade Federal de São João Del Rei - UFSJ

Campinas, 25 de Fevereiro de 2005.

Dedicatória

Dedico este trabalho primeiramente à minha esposa, Luciana, e ao meu filho Fábio pelo apoio e compreensão. Dedico também, a todos aqueles que contribuíram, participaram e incentivaram a realização deste trabalho.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas e empresas às quais manifesto meus sinceros agradecimentos:

Ao professor Auteliano, orientador deste trabalho, pelo conhecimento, crédito, paciência e amizade ao longo de todas as etapas do desenvolvimento desta dissertação.

Ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S. A. (IPT), em nome do Engenheiro Naval, Doutor, Carlos Daher Padovezi, diretor da Divisão de Tecnologia de Transportes (DITT) e do Engenheiro Osvaldo Jeniti Katano, chefe do Agrupamento de Desenvolvimento Ferroviário e Rodoviário (ADFR) pelo fundamental incentivo, apoio e crédito, principalmente, nas inúmeras horas em que estive ausente.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

A UNICAMP pela oportunidade.

“Compartilhe o seu conhecimento.
Esta é uma maneira de alcançar a
imortalidade”.

Resumo

ANTÔNIO, Sérgio Francisco Dela, *Estudo da Sobrecarga Dinâmica em Caminhões por Meio de Medições Diretamente no Veículo*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 134 p. Dissertação (Mestrado).

As cargas dinâmicas que ocorrem em veículos de carga quando estes estão em movimento, são fortemente responsáveis pela deterioração precoce do piso asfáltico das rodovias e logradouros no Brasil. Também são umas das principais responsáveis pelo desgaste excessivo e prematuro dos componentes do veículo. Estes dois fatores fazem com que os custos de transporte rodoviário no Brasil, de mercadorias e bens, fiquem mais elevados. O objetivo deste trabalho é avaliar uma metodologia para medir as cargas dinâmicas que ocorrem em veículos de carga. Na metodologia proposta, utilizou-se a própria suspensão do veículo como parte do sistema de medição, no caso, veículos com suspensão com feixes de molas. O sistema de medida das cargas dinâmicas é composto pelos feixes de molas e um transdutor de deslocamento. Gerou-se a curva de resposta do feixe de molas com relação aos deslocamentos ocorridos através da aplicação das cargas. Após os estudos preliminares, implantou-se este sistema na suspensão dianteira de um veículo de carga de porte médio. Estimaram-se as cargas dinâmicas em várias condições de piso com o veículo carregado, a partir dos deslocamentos medidos. Os resultados mostram que o sistema funcionou satisfatoriamente, e foi possível quantificar os níveis de cargas dinâmicas ocorridas em casos mais críticos. O maior nível encontrado foi de 33,9% acima da carga estática no lado esquerdo da suspensão dianteira, no trecho com lombadas.

Palavras-chave:

Carga dinâmica, Suspensão veicular, Caminhão, Feixe de molas, Transdutor de Deslocamento.

Abstract

ANTÔNIO, Sérgio Francisco Dela, *Study of the dynamic overload on Trucks by Direct Measurements in the Vehicle*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 134 p. Dissertação (Mestrado).

The dynamical loads and forces occurring in cargo vehicles under movement are among the major causes of the early deterioration on highway and road pavement in Brazil. These dynamical loads are also responsible for the premature and excessive wear on several vehicle components. These two factors combined are among the main reasons why road transportation costs are so expensive in Brazil. The objective of this work is to suggest and evaluate a methodology for measuring the dynamical loads and forces on moving cargo vehicles. This methodology utilizes the suspension system of the vehicle itself as part of the measurement system. In the experimental part of this study a force measuring system was conceived using the leaf spring assembly of the vehicle suspension combined with a simple displacement transducer strategically installed in the vehicle suspension. This force measuring system was installed in a mid-range cargo truck. The characteristic curve of the suspension leaf spring set was determined by the application of static loads onto the vehicle. After calibration and fine adjustments of the system, several experimental runs were performed in the loaded vehicle, measuring the dynamic loads in several pavement types and traffic conditions. The results showed that the system worked satisfactorily, and it was possible to determine the dynamic loads occurred on all experimental runs. The greatest dynamic load found in the field was 33,9 % above the static load on the left front suspension.

Key Words:

Dynamic loads and forces, automotive vehicle suspension, haul trucks, leaf springs, displacement transducers.

Índice

Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas	xv
Nomenclatura	xvi
1 Introdução.....	1
2 Conceitos Básicos e Revisão Bibliográfica.....	6
2.1 Discussão Sobre o Sistema de Suspensão Analisado	6
2.2 Conceitos Básicos Sobre Dinâmica de Veículos	7
2.2.1 Sistemas Com um Grau de Liberdade.....	8
2.2.2 Sistemas com Dois ou Mais Graus de Liberdade	12
2.3 Conceitos Básicos Sobre Molas	15
2.3.1 Classificação	15
2.3.2 Rigidez e Flexibilidade da Mola	16
2.3.3 Cálculo da Rigidez de uma Mola Linear	17
2.3.4 Associações de Molas	18
2.3.5 Conceitos Sobre Molas Planas	23
2.4 Conceitos Sobre Transdutores	28
2.4.1 Transdutores de Deslocamentos.....	29

2.5 Conceitos Sobre Sistema de Medição	34
2.5.1 Sensibilidade	35
2.5.2 Ganho	35
2.5.3 Exatidão e Precisão	35
2.5.4 Linearidade.....	36
2.5.5 Ajuste de Dados Experimentais pelo Método dos Mínimos Quadrados.....	37
2.5.6 Repetibilidade	38
2.5.7 Histerese.....	39
2.5.8 Resolução	40
2.5.9 Conceito de Cálculo de Incerteza.....	41
2.6 Sistema de Aquisição de Dados.....	42
2.6.1 Esquema Básico do Sistema de Aquisição de Dados Utilizado.....	44
2.7 Revisão Bibliográfica Sobre Sobrecarga e seus Efeitos	45
3 Procedimento Experimental e Equipamentos Utilizados	55
3.1 Metodologia.....	55
3.2 Equipamentos Utilizados	58
3.2.1 Máquina para Aplicação de Força	58
3.2.2 Transdutor de Deslocamento Utilizado.....	60
3.2.3 Sistema de Aquisição de Dados	63
3.3 Equipamentos Diversos	63
3.4 Detalhamento de Cada Experimento	64
3.4.1 Estudo da Resposta do Feixe de Molas (Passo 2)	65
3.4.2 Calibração dos Transdutores Tipo Potenciométricos (Passo 3).....	66
3.4.3 Validação do Transdutor Potenciométrico (Passo 4)	67

3.4.4 Monitoramento do Deslocamento no Eixo Dianteiro (Passo 5).....	71
4 Resultados e Discussões.....	77
4.1 Estudo da Resposta do Feixe de Molas (PASSO 2)	77
4.1.1 Cálculo da Histerese do Feixe de Molas:.....	78
4.2 Calibração dos Transdutores Potenciométricos (Passo 3).....	79
4.2.1 Cálculo da Incerteza Para o Transdutor Esquerdo:	83
4.2.2 Cálculo da Incerteza Para o Transdutor Direito:.....	83
4.3 Validação do transdutor potenciométrico (Passo 4)	84
4.4 Monitoramento do Deslocamento no Eixo Dianteiro do Veículo (Passo 5)	90
4.4.1 Carregamento do Veículo	90
4.4.2 Primeiro Percurso – Extensão de 6 km	94
4.4.3 Segundo Percurso – Extensão de 2 km	107
4.5 Cálculos Estimados das Forças Dinâmicas	113
4.6 Discussões	122
5 Conclusões e Sugestões.....	125
6 Referências Bibliográficas	128

Lista de Figuras

2.1	Feixe de molas dianteiro montado no veículo.....	7
2.2	Sistema massa-mola padrão, com um grau de liberdade.	8
2.3	Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade.....	10
2.4	Sistema com dois graus de liberdade	13
2.5	Linearidade das molas.....	16
2.6	Barra tracionada com força F.....	18
2.7	Associação série de molas helicoidais.	19
2.8	Associação paralelo de molas helicoidais.	20
2.9	Associação alavancada e modelo de sistema equivalente.....	22
2.10	Sistema deformado relativo à figura 2.9.	22
2.11	Molas planas de um quarto de elipse (a), semi-elíptica (b) e elíptica (c).....	24
2.12	Vigas “cantilevers” com resistência constante.....	25
2.13	Mola tipo placa triangular (a) e o feixe de molas equivalente (b).	26
2.14	Diversas formas de transdução.....	28
2.15	Esquema básico de um potenciômetro.	30
2.16	Dispositivo tipo potenciométrico para medidas de deslocamento linear.	31
2.17	Dispositivo tipo potenciométrico para medidas de deslocamento angular.	31
2.18	Construção mecânica do LVDT e formas de onda de excitação e de saída.....	33
2.19	Relação entre precisão e exatidão.	36
2.20	Não linearidade num sistema de medida.....	37
2.21	Repetibilidade num sistema de medida.....	39
2.22	Histerese em sistemas de medida.....	40
2.23	Sinal temporal analógico em amplitude.....	43

2.24 Sinal amostrado tipo A/D.....	44
2.25 Sistema de aquisição de dados utilizado.	45
3.1 Fluxograma das atividades do planejamento experimental.	56
3.2 Máquina de ensaio MTS.	59
3.3 Diagrama em bloco do sistema da máquina de ensaio.....	60
3.4 Transdutor tipo Potenciométrico modelo PT101.	61
3.5 Resposta de saída do transdutor PT101 em função da posição do cabo de aço.....	62
3.6 Circuito elétrico do transdutor modelo PT101.....	62
3.7 Montagem do feixe de molas na máquina de ensaio.....	65
3.8 Calibração dos transdutores potenciométricos na máquina de ensaio.	66
3.9 Vista geral da montagem do ensaio para aplicação de força no feixe de molas.	68
3.10 Detalhe da montagem do transdutor potenciométrico com carga no feixe de molas.....	69
3.11 Feixe de molas sob carga de 28.800 N.....	70
3.12 Caminhão utilizado no ensaio.	72
3.13 Verificação do sistema de aquisição de dados antes da instalação no veículo.	73
3.14 Sistema de aquisição de dados instalado no veículo.	74
3.15 Transdutores instalados no lado esquerdo e direito do veículo.....	74
3.16 Detalhe do eixo dianteiro com os transdutores instalados.	75
3.17 Balança rodoviária utilizada para pesagem do veículo.	75
4.1 Curva apresentada pelo feixe de molas.	79
4.2 Curva de resposta da calibração do transdutor esquerdo.	82
4.3 Curva de resposta da calibração do transdutor direito.	82
4.4 Detalhe do deslocamento longitudinal do feixe de molas com a carga máxima.	85
4.5 Curva de resposta entre os deslocamentos dos dois transdutores.	86
4.6 Curva de resposta - LVDT x carga aplicada.	86
4.7 Curva de resposta - Potenciométrico x carga aplicada.....	87
4.8 Curva de resposta - Potenciométrico x carga aplicada antes da oscilação.....	88
4.9 Curva de resposta - Potenciométrico x carga aplicada após a oscilação.....	89
4.10 Carregamento do veículo.	92
4.11 Primeiros cinco minutos do primeiro percurso.	95
4.12 Cinco minutos finais do primeiro percurso.	96

4.13 Registro dos deslocamentos com o veículo parado e motor funcionando.	97
4.14 Espectro de potência dos deslocamentos com o veículo parado.	98
4.15 Registro dos deslocamentos com o veículo em trecho em terra com buracos.	99
4.16 Espectro de potência do trecho em terra com buracos.	101
4.17 Registro dos deslocamentos com o veículo em trecho em paralelepípedo.	102
4.18 Espectro de potência do trecho em paralelepípedo.	103
4.19 Registro da passagem sobre a lombada 1.	104
4.20 Registro da passagem sobre a lombada 2.	104
4.21 Espectro de potencia do trecho sobre a lombada 1.	106
4.22 Espectro de potência do trecho sobre a lombada 2.	106
4.23 Registros da corrida 1 completa.	108
4.24 Registros da corrida 2 completa.	109
4.25 Registro do trecho em velocidade constante da corrida 1.	109
4.26 Registro do trecho em velocidade constante da corrida 2.	110
4.27 Espectro de potência do trecho em velocidade constante da corrida 1.	112
4.28 Espectro de potência do trecho em velocidade constante da corrida 2.	112
4.29 Sistema massa-mola-amortecedor considerando apenas um grau de liberdade.	113
4.30 Curva estimada de aumento de carga do feixe de molas do lado esquerdo.	114
4.31 Curva estimada de aumento de carga do feixe de mola do lado direito.	115
4.32 Curva média estimada do feixe de molas do lado esquerdo.	116
4.33 Curva média estimada do feixe de molas do lado direito.	117
4.34 Gráfico da força elástica para a lombada 1.	118
4.35 Gráfico da força elástica para a lombada 2.	118
4.36 Gráfico da força de amortecimento para a lombada 1.	119
4.37 Gráfico da força de amortecimento para a lombada 2.	120
4.38 Gráfico da força dinâmica para a lombada 1.	120
4.39 Gráfico da força dinâmica para a lombada 2.	121

Lista de Tabelas

2.1	Métodos de medidas de deslocamentos lineares	29
2.2	Métodos de medidas de deslocamentos angulares	29
3.1	Características técnicas do transdutor potenciométrico modelo PT101.	61
3.2	Características do veículo onde é utilizado o feixe de molas estudado.	67
3.3	Características do caminhão utilizado no ensaio de monitoração da carga.	72
4.1	Resultados do ensaio de carga x deslocamento do feixe de molas.	78
4.2	Resultados da calibração do transdutor potenciométrico esquerdo.	80
4.3	Resultados da calibração do transdutor potenciométrico direito.	81
4.4	Comparação entre os transdutores LVDT e potenciométrico.	84
4.5	Deslocamentos do potenciométrico com carga aplicada antes e após oscilação.	88
4.6	Estatísticas do registro com o veículo parado.	97
4.7	Estatísticas do trecho em terra com buracos.	100
4.8	Estatísticas do trecho em paralelepípedo.	102
4.9	Estatísticas do trecho sobre a lombada 1.....	105
4.10	Estatísticas do trecho sobre a lombada 2.....	105
4.11	Estatísticas do trecho em velocidade constante da corrida 1.	110
4.12	Estatísticas do trecho em velocidade constante da corrida 2.	110
4.13	Forças dinâmicas máximas encontradas para as lombadas 1 e 2.	121
4.14	Cálculo das forças dinâmicas.	122

Nomenclatura

Letras Latinas

A - amplitude	[mm]
a - flexibilidade da mola	[mm/N]
B - velocidade	[m/s]
b - largura da extremidade fixa da viga	[mm]
c - amortecimento	[N.s/m]
c_r - amortecimento crítico	[N.s/m]
E - Modulo de Elasticidade	[MPa]
F - força	[N]
G - ganho	
h - espessura da extremidade fixa da viga	[mm]
I - momento de inércia	[mm ⁴]
I_A - incerteza do tipo A	
I_B - incerteza do tipo B	
I_{total} - incerteza total	
K - matriz de rigidez	[N/mm]
k - rigidez	[N/mm]
k_p - fator de abrangência	
L - comprimento da mola	[mm]
M - matriz de massa	[Kg]
m - massa	[Kg]
n - número de observações	

q - observações	
R - resistência do fio	[Ω]
R^2 - coeficiente de correlação	
S - sensibilidade	
S_{erro} - desvio padrão do erro	
s - desvio padrão experimental	
s^2 - variância experimental	
t - tempo	[s]
V - tensão (voltagem)	[V]
W_i - carga por eixo genérica	[N]
W_p - carga por eixo tomada como padrão	[N]
x - deslocamento	[mm]

Letras Gregas

α - inclinação da curva da rigidez de mola linear	[rad]
δ - deflexão da mola plana	[mm]
ω - frequência	[rad/s]
ω_n - frequência natural	[rad/s]
ϕ - fase do movimento	[rad]
ρ - resistividade do fio	[Ω.m]
θ - ângulo deslocamento angular	[rad]
σ - tensão de flexão	[MPa]
λ - frequência	[1/s]
ζ - razão de amortecimento	

Subscritos

- 1 - corpo 1
- 2 - corpo 2

Superescritos

· – primeira derivada

·· – segunda derivada

Abreviações

A/D – Conversão analógico / digital

AC – Corrente alternada

DC – Corrente contínua

FE – Fundo de escala

FEC – Fator de equivalência de cargas

LVDT – Transformador diferencial linear variável

MTS – Sistema de ensaio mecânico

PAM – Modulação por amplitude de pulso

PCM – Modulação por pulso codificado

PPM – Modulação pela posição do pulso

PWM – Modulação por largura de pulso

RMS – Valor eficaz do sinal

Siglas

ADFR – Agrupamento de Desenvolvimento Ferroviário e Rodoviário

DITT – Divisão de Tecnologia de Transportes

HP – Hewlett-Packard

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial

LVC – Laboratório de Veículos e Componentes

IPT – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A.

Capítulo 1

Introdução

As rodovias são vitais para a economia do país. Elas permitem a movimentação de bens e de mais de 1,2 bilhões de pessoas anualmente. O sistema rodoviário brasileiro foi responsável, em 1994, por 95% do transporte de passageiros e 80% do valor comercial das cargas transportadas, segundo pesquisa do DNER – Departamento Nacional de Estradas e Rodagem. Devido também à falta de um efetivo e adequado programa de conservação, a malha rodoviária está se deteriorando, tornando os custos rodoviários mais elevados. O valor estimado deste patrimônio é de R\$ 200 bilhões. O baixo nível de investimentos nos últimos anos inviabilizou os trabalhos de restauração e manutenção adequados nas diversas rodovias. Além disso, o volume de tráfego elevado e uma frota de caminhões antiga (idade média de 13,4 anos) culminou em um aumento do número de acidentes, do tempo de viagem, do custo operacional dos veículos e do valor do frete. Tudo isto contribuiu significativamente para o aumento do custo para a sociedade (DNER, 1996).

Nos últimos anos, a prioridade para aplicação dos recursos do DNER está sendo na conservação das rodovias. Segundo dados do Ministério dos Transportes, para se construir 1.000 quilômetros se gasta US\$ 300 milhões. Para se conservar 1.000 quilômetros se gasta US\$ 3 milhões. Dados do Programa de Reforma da Conservação Rodoviária, idealizado pela Comissão Econômica para a América Latina e Caribe - CEPAL/ONU, indicam que os prejuízos anuais pela falta de conservação de redes viárias na América Latina correspondem a valores de 1% a 3% do PIB dos países da região (Cepal, 1995). Constata-se ainda que, para cada real não aplicado na conservação, resulta em um prejuízo futuro de três reais, que serão gastos na

reconstrução das rodovias e mais três reais pelos usuários, na manutenção dos veículos (CORREIA & JUNIOR, 2000).

Um exemplo da falta de um controle mais eficiente das cargas transportadas pode ser vista pela declaração do diretor de operações rodoviárias do DNER - Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Jesus Pinheiro, publicada no Jornal o Estado de São Paulo, em 16/02/1997. Ele cita textualmente, "A BR-020, que liga Brasília à Barreira, devido ao excesso de carga e o intenso tráfego de caminhões carregados com soja, tem destruído, todos os anos, cerca de 300 km. As estradas federais são feitas para durar 10 anos, porém com excesso de carga a vida média não passa de 5 anos".

A seguir, tem-se uma síntese da situação das estradas brasileiras.

- Elas são fundamentais para transportar 63% da carga (a queda em relação a 1994 é devida a outros meios de transporte que tiveram algum investimento, como hidrovias e ferrovias) e 95% dos passageiros que se locomovem pelo país. Apesar de uma pequena parte dela ter sido privatizada, o restante delas continua abandonado. Apenas 10% da malha viária, com 1,7 milhões de quilômetros de extensão, estão asfaltadas (CNT, 2000).
- O estado do Amazonas, o maior do Brasil, tem menos de 1000 quilômetros de rodovias pavimentadas. Em Mato grosso, 95% das estradas são de terra. Em uma tentativa de aumentar as ligações do Centro - Oeste com o resto do território nacional e também com os países vizinhos, na última década o Poder Público e a iniciativa privada realizou quatro grandes empreendimentos. A região ganhou uma rota para o Pacífico, atravessando o Peru. Uma ferrovia ligando Mato Grosso ao Porto de Santos. Duas hidrovias, uma que faz ligação com o Sul e a outra com o Norte. Mesmo assim, as rodovias ainda são de suma importância.

O país tem o quinto maior território do mundo. É o terceiro com o maior número de vizinhos, fazendo fronteira com dez nações. Apesar disso, ainda guarda características de uma ilha esquecida no oceano. O Pacífico está a apenas 600 quilômetros do oeste brasileiro. Somente

nos últimos anos as empresas começaram a desbravar este caminho, que coloca as mercadorias brasileiras mais perto dos consumidores Asiáticos, que são 60% da população mundial.

Como se pode observar, existe uma profunda relação entre transportes e o desenvolvimento econômico. Sem transporte não há qualquer possibilidade de pleno aproveitamento do potencial de uma região ou país. Haja vista a inutilidade de safras agrícolas ou de jazidas minerais se elas não pudessem atingir mercados consumidores (Gonzales, 2002).

A importância do estudo da carga dinâmica em caminhões é significativa. O excesso de carga afeta o caminhão, reduz sua vida útil e danifica drasticamente o solo. O DNER acredita que a sobrecarga é também responsável pelo sucateamento da frota de caminhões do país. Nas estradas, o piso afunda, formando “costelas”. Nas curvas o asfalto se deforma e se espalha (DNER, 1996).

Com uma melhor distribuição da carga nos caminhões, tem-se uma melhoria na dirigibilidade e estabilidade do veículo, conseqüentemente tem-se maior segurança no tráfego intenso de nossas rodovias, evitando principalmente a perda de vidas em acidentes. Além disso, o custo de manutenção dos veículos tende a ser menor, uma vez que não se tem o desgaste prematuro de determinados componentes, como freios, suspensão, eixos, etc.

A motivação para o desenvolvimento deste trabalho nasceu há alguns anos atrás. O autor trabalhava como Engenheiro Eletricista, responsável pelo Laboratório de Veículos e Componentes - LVC da Divisão de Tecnologia de Transportes - DITT do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S/A - IPT, onde teve a oportunidade de especializar-se na área de instrumentação. Posteriormente, especializou-se na área de ensaios dinâmicos em componentes mecânicos, principalmente os automotivos.

A idéia de se realizar um estudo da carga dinâmica em caminhões, através de medições de deslocamento com transdutores tipo potenciométrico surgiu particularmente de dois ensaios específicos realizados no IPT e pela existência de um sistema patenteado denominado Dispositivo Automático de Pesagem (DAP). Segundo (Napolitano, 2002) através deste sistema é

possível monitorar, em tempo real, o peso ou carga do veículo. Este sistema trabalha com transdutores instalados diretamente na suspensão do veículo, podendo ser de força, de pressão ou de posição.

O primeiro ensaio específico realizado no IPT, trata-se do ensaio de fadiga, medição de rigidez e levantamento da histerese de feixes de molas para caminhões de pequeno e médio porte. Neste ensaio observou-se que a rigidez apresentada pelos feixes não variava de maneira significativa, mesmo após sofrerem uma solicitação considerável. Observou-se também que a histerese apresentada na curva de carga em função da deflexão era muito grande, mas também não sofria grandes variações durante e após o ensaio.

O segundo ensaio específico realizado no IPT trata-se do ensaio de desempenho de freio em caminhões adaptados com 3º eixo auxiliar, realizado em condições reais de carregamento. Esta adaptação é feita com o objetivo de aumentar a capacidade de carga do veículo. Nesse ensaio são monitorados vários parâmetros, tais como: distância de parada nas frenagens, temperaturas nas lonas de freio, pressões nos circuitos de freio e desaceleração longitudinal. A carga nos ensaios é distribuída na carroceria do veículo de forma uniforme, respeitando os limites máximos de carga por eixo segundo a legislação nacional. Observou-se, nos vários ensaios realizados no decorrer de alguns anos, que o fato da carga estar cuidadosamente distribuída no veículo, por eixo e por roda, nos dá uma maior estabilidade e uma grande segurança mesmo em freadas bruscas. Observando-se os diversos caminhões que circulam em nossas estradas, percebe-se as dificuldades enfrentadas pelo mercado em acondicionar corretamente a carga nos caminhões. Percebe-se ainda a impossibilidade de monitorar os possíveis deslocamentos da carga que possam ocorrer durante um determinado trajeto.

Este trabalho faz parte de um conjunto de estudos que tem como objetivo inserir a Unicamp no cenário automobilístico paulista e nacional, reforçando também a já importante presença do Instituto de Pesquisas Tecnológicas na área. A Unicamp já desenvolve pesquisas em dinâmica de veículos, em segurança veicular, em materiais para aplicações automotivas, em motores e energias alternativas e em desempenho de freios. Na área de pesquisa em freios, a Unicamp possui, hoje, o único laboratório nacional credenciado pelo INMETRO para ensaios em freios, o

LAFER do Departamento de Projeto Mecânico da FEM, com escopo inicial voltado para sapatas de freio ferroviárias. Com financiamento do FINEP, numa parceria entre as Faculdades de Engenharia Civil e Mecânica, está construindo um segundo laboratório, exclusivamente para ensaios em freios de veículos rodoviários e pretende ser referência na avaliação da segurança quanto ao uso de materiais de atrito para sistemas de freio no país. Esse laboratório está inserido no Laboratório de Interação Veículo-via, que desenvolverá estudos sobre os efeitos dinâmicos na via e no veículo, além de estudos sobre a interface entre estes. Um terceiro laboratório, embrião de um campo de provas, está em projeto reunindo profissionais de diversos institutos da Unicamp e outras universidades.

O objetivo deste trabalho é avaliar o nível de cargas dinâmicas em veículos de carga através de medições diretamente em sua suspensão. Será avaliada a viabilidade do emprego de transdutores tipo potenciométricos através de um procedimento experimental sequencial.

No capítulo 1, tem-se uma breve descrição do estado das rodovias brasileiras, a motivação para o desenvolvimento deste trabalho, o seu objetivo e sua inserção no contexto dos demais trabalhos desenvolvidos na Unicamp. O capítulo 2 trata-se dos conceitos básicos necessários para o entendimento do problema e do estado da arte sobre o tema em estudo. No capítulo 3 apresenta-se a metodologia de abordagem do problema, o planejamento dos experimentos em sua ordem cronológica, os equipamentos utilizados e o detalhamento de cada experimento. No capítulo 4 apresenta-se todos os resultados obtidos, incluindo os relativos às calibrações e aos ensaios realizados, seguidos de uma breve discussão. No final faz-se uma breve discussão geral dos diversos resultados, verificando se os mesmos atingiram os objetivos propostos. No capítulo 5 apresentam-se as conclusões do trabalho. São discutidas as eventuais falhas propondo-se novos estudos que devem ser realizados como forma de saná-las. As referências bibliográficas são apresentadas ao final.

Capítulo 2

Conceitos Básicos e Revisão Bibliográfica

Neste capítulo apresenta-se os conceitos básicos de dinâmica de veículos, de molas, de sistemas de medidas, de sistemas de aquisição de dados e de transdutores de deslocamentos. Estes conceitos são necessários para compreender o método proposto para avaliar as sobrecargas dinâmicas em veículos de carga. Apresenta também uma revisão sobre os trabalhos realizados sobre o tema desta dissertação.

2.1 Discussão Sobre o Sistema de Suspensão Analisado

O sistema analisado trata-se de uma suspensão passiva de um caminhão de médio porte com capacidade máxima de carga transportada de 150 kN (15 toneladas). O elemento principal da suspensão é uma mola plana, no caso, um feixe de molas. Feixe de molas do tipo semi-elíptico. São construídos de lâminas de aço de tamanhos diferentes sobrepostas umas as outras, de tal maneira a formar um conjunto único. Na figura 2.1 tem-se o feixe de molas dianteiro instalado no veículo. Teoricamente, os feixes de molas são projetados para que o ponto médio entre os dois pontos de fixação trabalhe sempre na vertical. Ou seja, com o feixe sob várias condições de carregamento não há deslocamento deste ponto nos sentidos longitudinal e transversal ao veículo. Devido às tolerâncias de fabricação e folgas nas fixações, na prática, ocorre um pequeno deslocamento no sentido longitudinal ao veículo. O ponto de fixação mais à frente do veículo (2) é fixo. O outro ponto (1) permite deslocamentos nos sentido vertical e longitudinal. O dispositivo que permite estes deslocamentos é chamado de jumelo (Juvinall, 1991).

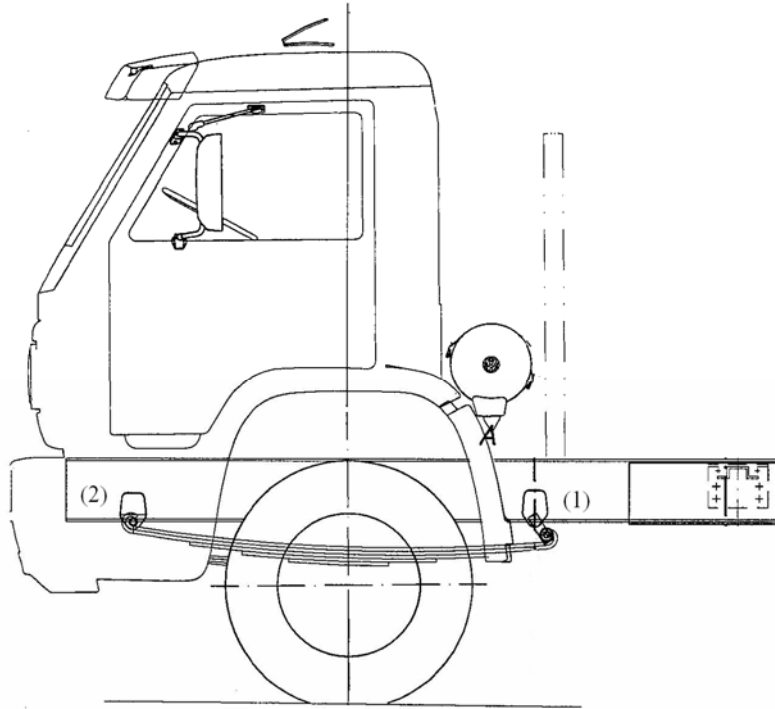


Figura 2.1: Feixe de molas dianteiro montado no veículo.

2.2 Conceitos Básicos Sobre Dinâmica de Veículos

Um sistema mecânico é composto por massas, molas e amortecedores, conectados entre si, ou a um membro fixo. O sistema mecânico mais simples, também denominado padrão, é composto apenas de uma massa, uma mola e um amortecedor. O sistema mecânico padrão serve de modelo para a dedução das equações diferenciais do movimento, no caso de sistemas com apenas um grau de liberdade. Entretanto, os sistemas mecânicos reais são mais complicados, possuindo várias massas, várias molas e vários amortecedores. Assim, é conveniente dispor de um método que possibilite, a partir de um sistema mecânico complicado, encontrar o sistema padrão equivalente (Wolter et al, 1998).

2.2.1 Sistemas Com um Grau de Liberdade

N figura 2.2 tem-se um sistema massa-mola de um grau de liberdade, onde m é a massa, k é a rigidez da mola e x é o deslocamento (Almeida, 1987).

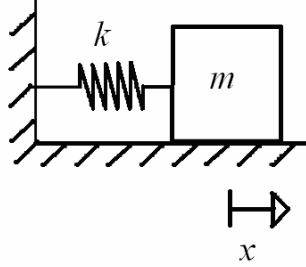


Figura 2.2: Sistema massa-mola padrão, com um grau de liberdade.

Pela equação da dinâmica do movimento, podem-se escrever as relações conforme 2.1.

$$m\ddot{x}(t) = -kx(t) \quad \text{ou} \quad m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.1)$$

Para a equação 2.1 pode-se propor uma solução do tipo $x(t) = Ae^{\lambda t}$, obtendo-se as equações 2.2 e 2.3.

$$\dot{x}(t) = A\lambda e^{\lambda t} \quad (2.2)$$

$$\ddot{x}(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t} \quad (2.3)$$

Fazendo a primeira e segunda derivada deste termo e substituindo na equação da dinâmica do movimento tem-se a equação 2.4. Como $Ae^{\lambda t} \neq 0$, tem-se a equação 2.5 e como $\lambda = \pm i\omega_n$, tem-se a equação 2.6.

$$mA\lambda^2 e^{\lambda t} + kAe^{\lambda t} = 0 \quad (2.4)$$

$$m\lambda^2 + k = 0 \Rightarrow \lambda = \sqrt{-\frac{k}{m}} = \pm i\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.6)$$

O termo da equação 2.6 é definido como a frequência natural do sistema e tem-se a solução conforme equação 2.7.

$$x(t) = A_1 e^{i\omega_n t} + A_2 e^{-i\omega_n t} \quad (2.7)$$

Na equação 2.7 tem-se duas constantes arbitrárias, A_1 e A_2 , para determiná-las são necessárias duas condições iniciais $x(0) = x_0$ e $\dot{x}(0) = v_0$, onde a primeira representa a posição inicial e a segunda à velocidade inicial.

Como $e^{i\omega_n t}$ é a forma exponencial para $\cos \omega_n t + i \sin \omega_n t$, pode-se escrever a equação da dinâmica de movimento de outras formas, conforme equações 2.8, 2.9 e 2.10.

$$x(t) = C \cos \omega_n t + D \sin \omega_n t \quad (2.8)$$

$$x(t) = E \cos(\omega_n t + \phi) \quad (2.9)$$

$$x(t) = F \sin(\omega_n t + \phi) \quad (2.10)$$

Nas equações 2.8, 2.9 e 2.10 devem-se determinar as duas constantes arbitrárias através das condições iniciais. Nestes casos as constantes são reais e ϕ representa a fase do movimento harmônico.

Na figura 2.3 tem-se um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade onde m é a massa, k é a rigidez da mola, c é o fator de amortecimento do amortecedor e x é o deslocamento.

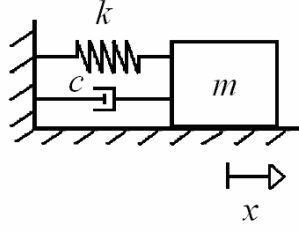


Figura 2.3: Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade.

A dinâmica deste sistema é representada pela equação 2.11 e pode-se propor uma solução conforme equação 2.12.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.11)$$

$$x(t) = Ae^{\lambda t} \quad (2.12)$$

Fazendo a primeira e segunda derivada deste termo, tem-se a equação 2.13, e substituindo na equação da dinâmica do movimento tem-se a equação 2.14. E como $Ae^{\lambda t} \neq 0$ tem-se a equação 2.15 que é chamada de equação característica.

$$\dot{x}(t) = A\lambda e^{\lambda t} \quad \text{e} \quad \ddot{x}(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t} \quad (2.13)$$

$$(m\lambda^2 + c\lambda + k)Ae^{\lambda t} = 0 \quad (2.14)$$

$$(m\lambda^2 + c\lambda + k) = 0 \quad (2.15)$$

Resolvendo a equação 2.15 tem-se as raízes conforme equação 2.16, que pode ser escrita conforme equação 2.17.

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \frac{1}{2m} \sqrt{c^2 - 4mk} \quad (2.16)$$

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\frac{c^2 - 4mk}{4m^2}} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} =$$

$$= -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left[\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m} \right)^2 \right]} (-1) = -\frac{c}{2m} \pm i \underbrace{\sqrt{\omega_n^2 - \left(\frac{c}{2m} \right)^2}}_{\omega_d} \quad (2.17)$$

A solução do sistema, se as raízes forem distintas, é apresentada na forma exponencial na equação 2.18 e na forma trigonométrica na equação 2.19.

$$\begin{aligned} x(t) &= Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t} = \\ &= Ae^{\left(-\frac{c}{2m} + i \sqrt{\omega_n^2 - \left(\frac{c}{2m} \right)^2} \right) t} + Be^{\left(-\frac{c}{2m} - i \sqrt{\omega_n^2 - \left(\frac{c}{2m} \right)^2} \right) t} = \\ &= e^{-\frac{c}{2m} t} \left[Ae^{i \sqrt{\omega_n^2 - \left(\frac{c}{2m} \right)^2} t} + Be^{-i \sqrt{\omega_n^2 - \left(\frac{c}{2m} \right)^2} t} \right] = \\ &= e^{-\frac{c}{2m} t} [Ae^{i\omega_d t} + Be^{-i\omega_d t}] \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$x(t) = e^{-\frac{c}{2m} t} [C \cos \omega_d t + D \sin \omega_d t] \quad (2.19)$$

A raiz λ pode ser real ou complexa, dependendo do valor de $c^2 - 4mk$. O amortecimento crítico de um sistema é definido conforme equação 2.20, que é o valor do coeficiente de amortecimento que anula a expressão $c^2 - 4mk$.

$$c_{cr} = 2m\omega_n = 2\sqrt{mk} \quad (2.20)$$

A razão de amortecimento de um sistema é definida conforme a equação 2.21.

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.21)$$

As raízes da equação característica podem são dadas conforme a equação 2.22.

$$\lambda_{1,2} = -\zeta\omega_n - i\omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \quad (2.22)$$

São três tipos de movimentos possíveis. Movimento sub-amortecido, quando $c^2 - 4mk < 0$ ou analogamente $\zeta < 1$, é definido conforme equação 2.23 e tendo como solução geral a equação 2.24; neste caso ocorre oscilação do sistema. Movimento criticamente amortecido, quando $c^2 - 4mk = 0$ ou analogamente $\zeta = 1$, é definido conforme equação 2.25 que possui duas raízes reais e iguais tendo como solução geral a equação 2.26; neste caso não há oscilação do sistema, isto é, a massa não passa pela sua posição original com o mesmo sentido da sua velocidade inicial uma segunda vez. Movimento super amortecido, quando $c^2 - 4mk > 0$ ou analogamente $\zeta > 1$, possui duas raízes reais para λ tendo como solução geral a equação 2.27.

$$\lambda = -\frac{c}{2m} \pm i\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad (2.23)$$

$$x(t) = e^{\frac{c}{2m}t} [A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t] \quad (2.24)$$

$$\lambda = -\frac{c}{2m} \quad (2.25)$$

$$x(t) = (A + Bt)e^{-\frac{c}{2m}t} \quad (2.26)$$

$$x(t) = Ae^{\frac{-c+\sqrt{c^2-4mk}}{2m}t} + Be^{\frac{-c-\sqrt{c^2-4mk}}{2m}t} \quad (2.27)$$

2.2.2 Sistemas com Dois ou Mais Graus de Liberdade

Na figura 2.4 tem-se um sistema massa-mola com duas massas, juntamente com o diagrama de corpo livre de cada uma, com dois graus de liberdade, onde m_1 e m_2 , k_1 e k_2 e x_1 e x_2 são as massas, rigidez das molas e deslocamentos dos corpos 1 e 2 respectivamente (Thonson, 1978).

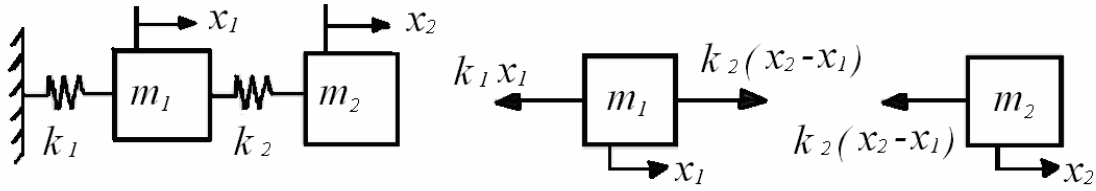


Figura 2.4: Sistema com dois graus de liberdade

Somando-se as forças que atuam nas massas na direção horizontal tem-se as equações conforme 2.28, onde tem-se duas equações diferenciais de segunda ordem acopladas. Para cada uma delas são necessárias duas condições iniciais. As duas equações estariam sujeitas a quatro condições iniciais conforme 2.29, onde $\dot{x}_{10}, \dot{x}_{20}$ e x_{10}, x_{20} representam as velocidades e deslocamentos iniciais de cada massa respectivamente. Observa-se que estas duas equações não podem ser resolvidas separadamente, já que ambas contem tanto x_1 e x_2 . Fisicamente, isto significa que o movimento de uma das massas afeta o da outra. Podem-se escrever as duas equações acopladas sob a forma matricial conforme 2.30.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -k_1 x_1 + k_2 (x_2 - x_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 = -k_2 (x_2 - x_1) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (2.28)$$

$$x_1(0) = x_{10}, \quad \dot{x}_1(0) = \dot{x}_{10}, \quad x_2(0) = x_{20}, \quad \dot{x}_2(0) = \dot{x}_{20} \quad (2.29)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

Para a equação 2.30 propõe-se as condições iniciais conforme equações 2.31 e 2.32 e pode-se escrever de maneira resumida a equação 2.33, onde M é a matriz de massa, K é a matriz de rigidez, $\ddot{x}$ é o vetor aceleração e x é o vetor deslocamento.

$$x_0 = \begin{bmatrix} x_1(0) \\ x_2(0) \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

$$\dot{x}_0 = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(0) \\ \dot{x}_2(0) \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2.33)$$

Da mesma forma como foi feito para apenas um grau de liberdade pode-se empregar uma solução do tipo $x(t) = ue^{j\omega t}$. O vetor u é relativo às constantes a serem determinadas. Substituindo-se a solução proposta na equação 2.33, tem-se a equação 2.34. Se $e^{j\omega t} \neq 0$ para todo valor de t , logo, ω e u devem satisfazer a equação vetorial 2.35.

$$(-\omega^2 M + K)ue^{j\omega t} = 0 \quad (2.34)$$

$$(-\omega^2 M + K)u = 0 \quad (2.35)$$

Para que haja deslocamento, u deve ser diferente de zero. Se $(u = 0, x(t) = ue^{j\omega t} = 0, \forall t)$. Para que isto aconteça a matriz $(-\omega^2 M + K)$ não pode ser inversível, então $\det(-\omega^2 M + K) = 0$ (condição de singularidade), tem-se a equação característica 2.36.

$$\begin{aligned} \det \begin{bmatrix} -\omega^2 m_1 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & -\omega^2 m_2 + k_2 \end{bmatrix} &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 k_2 + m_2 k_1 + m_2 k_2) \omega^2 - k_1 k_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.36)$$

Uma vez que os parâmetros físicos m_1, m_2, k_1 e k_2 são conhecidos, pode-se usar a equação 2.36 para determinar as constantes ω e, logo que os valores de ω tenham sido encontrados, pode-se encontrar os valores de u , utilizando-se as equações 2.37 e 2.38. A solução geral é dada pela equações 2.39 e 2.40.

$$(-\omega_1^2 M + K)u_1 = 0 \quad \text{e} \quad (-\omega_2^2 M + K)u_2 = 0 \quad (2.37)$$

$$x(t) = u_1 e^{-j\omega_1 t}, u_1 e^{j\omega_1 t}, u_2 e^{-j\omega_2 t}, u_2 e^{j\omega_2 t} \quad (2.38)$$

$$x(t) = (ae^{j\omega_1 t} + be^{-j\omega_1 t})u_1 + (ce^{j\omega_2 t} + de^{-j\omega_2 t})u_2 \quad (2.39)$$

$$x(t) = A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1)u_1 + A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2)u_2 \quad (2.40)$$

A equação 2.40 indica que cada massa oscila com uma frequência que é combinação linear de ω_1 e ω_2 , as quais são conhecidas como frequências naturais do sistema. Considere-se agora que as condições iniciais sejam escolhidas de maneira que $A_2=0$. Com estas condições iniciais, as massas oscilam na frequência ω_1 , e as posições relativas das massas são determinadas através de u_1 , chamado de primeiro modo de vibração do sistema. Da mesma forma $A_1=0$, as massas agora oscilam com frequência ω_2 e com posições relativas dadas pelo vetor u_2 .

Para um sistema com n graus de liberdade da forma $M\ddot{x} + Kx = 0$, segue-se o mesmo procedimento mostrado para um e dois graus de liberdade, com a diferença que as matrizes serão $n \times n$ e os vetores terão dimensão $n \times 1$ (Dimarogonas, 1996).

2.3 Conceitos Básicos Sobre Molas

Entende-se por mola uma peça que possui flexibilidade elástica relativamente alta. Isto é, que apresenta grandes deformações quando solicitada. A rigor, todas as peças possuem alguma flexibilidade, já que não existe o corpo totalmente rígido. A mola opõe-se ao deslocamento da massa que a ele está ligada e armazena energia potencial elástica.

2.3.1 Classificação

As molas podem ser classificadas, segundo os comportamentos apresentados sob carregamento, em lineares e não-lineares.

Uma mola é dita linear quando as deformações que apresentam são proporcionais às cargas a que ela é submetida, ou seja, quando ela obedece à Lei de Hooke (o que equivale a dizer que ela

obedece ao Princípio da Superposição dos Efeitos). É não-linear em caso contrário. Se forem aplicadas cargas (excitações) conhecidas a uma mola podem-se medir as suas deformações (respostas) correspondentes. Na figura 2.5, tem-se as características das linearidades das molas representando a variação da força F (ou o torque T) em função do deslocamento translacional X (ou torcional Θ) (Meirovitch, 1986).

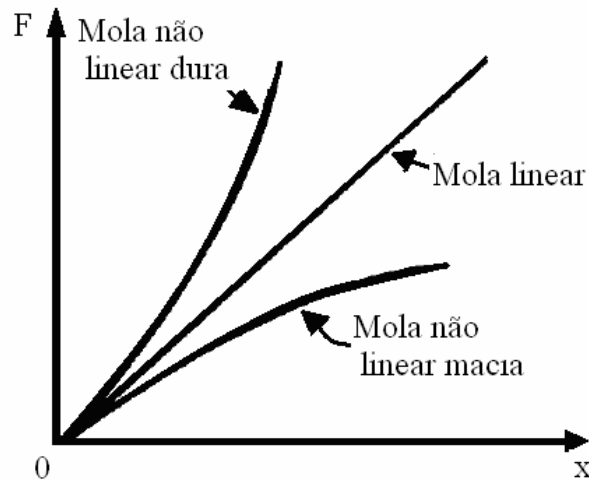


Figura 2.5: Linearidade das molas.

A maioria das molas não lineares “endurece” à medida que aumenta a solicitação. Ou seja, é cada vez mais difícil deformá-las. São chamadas molas duras, cuja representação gráfica é uma curva côncava para cima. As molas não lineares de comportamento oposto denominam-se molas macias. Sua representação gráfica é oposta à das molas duras. Existe uma pequena faixa na qual as molas não lineares apresentam comportamento quase igual ao das molas lineares. É a chamada faixa linear em torno de um certo ponto de equilíbrio, denominado ponto de operação.

2.3.2 Rigidez e Flexibilidade da Mola

A inclinação da curva, $F = F(x)$ ou $T = T(\theta)$, figura 2.5, em um determinado ponto recebe o nome de rigidez da mola, dado pelas equações 2.41 e 2.42 respectivamente, onde α é o ângulo que a tangente geométrica no ponto faz com o eixo das abscissas.

$$K = \frac{dF}{dX} = \operatorname{tg} \alpha \quad (2.41)$$

$$K = \frac{dT}{d\theta} = \operatorname{tg} \alpha \quad (2.42)$$

No caso particular de mola linear, a inclinação α é constante e é usual chamar a rigidez de constante da mola, equações 2.43 e 2.44.

$$K = F/X \quad (2.43)$$

$$K = T/\theta \quad (2.44)$$

Quanto maior o K da mola, maior é o esforço necessário para se obter o mesmo deslocamento, ou seja, mais rígida é a mola. A unidade no *SI* de rigidez é $[N/m]$, se a mola for longitudinal, ou, $[N.m/rad]$ se a mola for torcional.

Ao inverso da rigidez dá-se o nome de flexibilidade, equação 2.45.

$$a = 1/K \quad (2.45)$$

A unidade no *SI* de a é $[m/N]$ se a mola for longitudinal, ou $[rad/N.m]$, se a mola for torcional.

2.3.3 Cálculo da Rigidez de uma Mola Linear

O cálculo da rigidez pode ser feito experimentalmente ou teoricamente. Experimentalmente, pode-se aplicar sobre a mola cargas conhecidas e medir os deslocamentos correspondentes. A seguir, aplica-se a equação 2.43 e obtêm-se valores médios, representativos da faixa considerada. Teoricamente, pode-se calcular a rigidez através da aplicação de

conhecimentos de Estática e de Resistência dos Materiais. Seja, por exemplo, uma barra submetida à tração F , apresentando uma deformação X , conforme figura 2.6. A mola tem seção constante A , comprimento L e módulo de elasticidade longitudinal (ou módulo de Young) E (Juvinall, 1991).

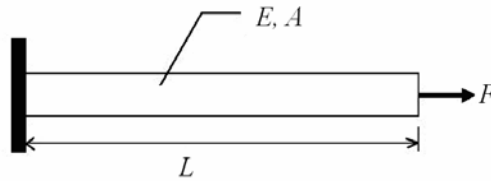


Figura 2.6: Barra tracionada com força F .

Ao ser aplicada a força F , a barra sofre um alongamento X , dado pela equação 2.46. Substituindo X na equação 2.43, tem-se a equação 2.47.

$$X = \frac{FL}{EA} \quad (2.46)$$

$$K = \frac{EA}{L} \quad (2.47)$$

A rigidez não depende da carga a que é submetida, mas do material (E) e das dimensões (L , A).

2.3.4 Associações de Molas

É muito comum, na prática, encontrar duas ou mais molas associadas em um mecanismo. A fim de obter o sistema mecânico padrão, no qual existe uma mola, há necessidade de encontrar uma mola fictícia cuja rigidez seja equivalente à da associação dada. As associações de molas mais comuns são: série, paralelo e alavancada (Meirovitch, 1986).

a) Associação Série:

Inicialmente, serão consideradas apenas duas molas em série. Na figura 2.7 tem-se, à esquerda, duas molas de rigidezes conhecidas, submetidas a uma força de tração F e, à direita, uma mola equivalente fictícia submetida à mesma excitação.

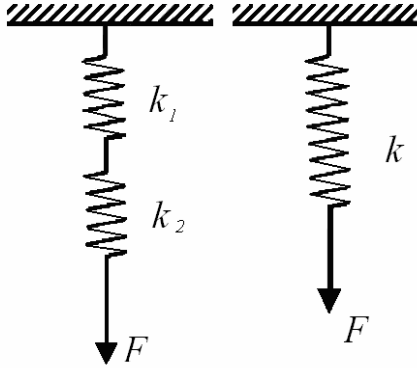


Figura 2.7: Associação série de molas helicoidais.

Pelo Princípio da Superposição dos Efeitos, tem-se que as deflexões das molas 1 e 2, devida à carga F , são dadas pelas equações 2.48 e 2.49 respectivamente. A deflexão total é dada pela equação 2.50. Como $x = x_1 + x_2$ tem-se a equação 2.51.

$$X_1 = F/K_1 \quad (2.48)$$

$$X_2 = F/K_2 \quad (2.49)$$

$$X = F/K \quad (2.50)$$

$$1/K = 1/K_1 + 1/K_2 \quad (2.51)$$

b) Associação Paralelo:

Na figura 2.8 tem-se duas molas em paralelo. À esquerda, duas molas de rigidezes conhecidas, K_1 e K_2 , solicitadas por uma força de tração F , aplicada paralela e equidistantemente

das molas. Considere a existência de restrições laterais que obriguem as molas a se distenderem igualmente e que não permitam a rotação da barra, considerada com massa desprezível, sobre a qual atua a força F , assegurando ao sistema um grau de liberdade. À direita, tem-se o sistema equivalente.

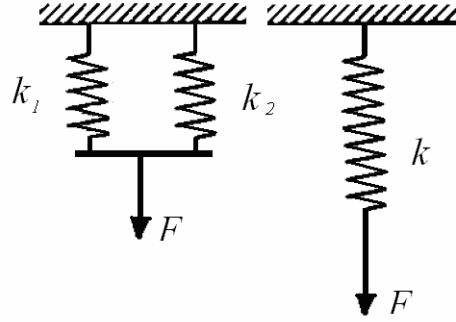


Figura 2.8: Associação paralelo de molas helicoidais.

As deflexões das molas 1 e 2 são dadas pelas equações 2.52 e 2.53 respectivamente, onde F_1 e F_2 são as cargas nas molas 1 e 2.

$$X_1 = F_1 / K_1 \quad (2.52)$$

$$X_2 = F_2 / K_2 \quad (2.53)$$

No sistema equivalente a deflexão é dada pela equação 2.54. A força total F é a soma das forças em cada mola, equação 2.55. Pode-se escrever a equação 2.56, como a deflexão é a mesma, $X = X_1 = X_2$, tem-se a rigidez equivalente conforme equação 2.57.

$$X = F / K \quad (2.54)$$

$$F = F_1 + F_2 \quad (2.55)$$

$$KX = K_1X_1 + K_2X_2 \quad (2.56)$$

$$K = K_1 + K_2 \quad (2.57)$$

Observando as equações 2.51 e 2.57, tem-se que as mesmas são idênticas, respectivamente, às fórmulas das associações série e paralelo de capacitâncias elétricas. Logo, existe uma analogia eletromecânica entre capacitor e mola, o que não deve constituir surpresa, pois ambos são armazenadores de energia. Tais analogias são muito úteis, sendo amplamente empregadas na análise de sistemas dinâmicos. Podem-se generalizar as equações 2.51 e 2.57 para n molas. As rigidezes equivalentes para associações série e paralelo são dadas pelas equações 2.58 e 2.59.

$$K = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i}} \quad (2.58)$$

$$K = \sum_{i=1}^n K_i \quad (2.59)$$

c) Associação Alavancada:

Nesse tipo de associação está presente, além das molas, uma alavanca cuja massa é considerada desprezível. Na figura 2.9 tem-se, à esquerda, o sistema alavancado mais simples, consistindo de apenas uma mola e de uma barra, considerada rígida e de massa desprezível, articulada no ponto O . Na extremidade livre está aplicada a força de excitação F .

A associação alavancada é comum em muitos sistemas mecânicos reais. A suspensão independente de um automóvel, por exemplo, pode ser modelada por um sistema alavancado (a menos do amortecedor): o ponto O seria o chassi, a alavanca AO seria a peça móvel (o braço oscilante) e a força F seria a reação do solo sobre a roda.

Deseja-se obter o sistema padrão equivalente, mostrado à direita da figura 2.9. Percebe-se que a mola equivalente K é colocada no ponto de aplicação A da força F .

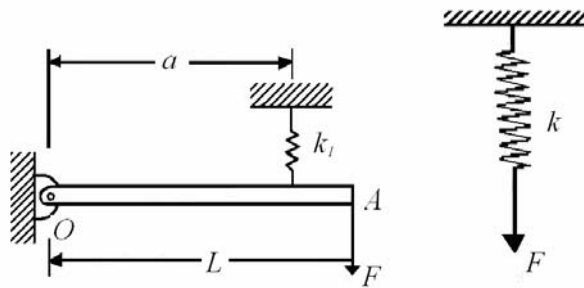


Figura 2.9: Associação alavancada e modelo de sistema equivalente.

Para a dedução da rigidez equivalente, considere a figura 2.10, na qual aparece o sistema já deformado.

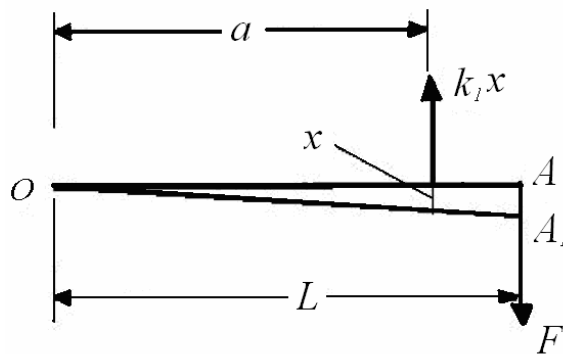


Figura 2.10: Sistema deformado relativo à figura 2.9.

O momento em relação ao ponto O é dado pela equação 2.60. Como K é a rigidez da mola equivalente tem-se a equação 2.61.

$$FL = K_l X a \quad (2.60)$$

$$F = KX = K A A_l \quad (2.61)$$

Por semelhança de triângulos tem-se equação 2.62. Com as equações 2.60, 2.61 e 2.62 pode-se escrever a equação 2.63, onde a é a distância da mola ao centro de rotação e L é a distância da mola equivalente ao centro de rotação.

$$\frac{X}{AA_1} = \frac{a}{L} \quad (2.62)$$

$$K = \left(\frac{a}{L}\right)^2 K_1 \quad (2.63)$$

No caso geral de um sistema alavancado possuir uma alavanca e n molas K_i distantes $a_i (i = 1, 2, \dots, n)$ do centro de rotação, pode-se aplicar o Princípio da Superposição dos Efeitos, obtendo a solução geral conforme equação 2.64.

$$K = \sum_{i=1}^n \left(\frac{a_i}{L}\right)^2 K_i \quad (2.64)$$

2.3.5 Conceitos Sobre Molas Planas

Molas tipo viga (geralmente fabricadas como feixes de molas), são usualmente arranjadas como “cantilevers” e vigas simplesmente apoiadas na forma de um quarto, meia ou de uma elipse completa. “Cantilever” é um termo em engenharia que se refere a uma técnica de construção a qual as cargas são suportadas por vigas apoiadas em um ponto forte de montagem. A viga forma uma alavanca, a qual suporta a carga sendo segura pelo ponto de montagem, onde é exercido certo momento. Uma viga com certo comprimento, engastada em uma das extremidades e suportando uma carga na outra extremidade (em balanço), é um exemplo de uma montagem tipo “cantilever” simples.

Estas molas são chamadas também de molas planas, embora geralmente apresentem alguma curvatura quando estão sem carga, esta curvatura é uma necessidade nas molas em forma de uma elipse completa. As molas semi-elípticas comuns podem ser pensadas como duas “cantilevers” que compartilham a carga em paralelo. As molas elípticas (forma de uma elipse completa) têm quatro “cantilevers”, arranjadas de forma série-paralelo. Pode-se fazer uma interessante analogia destas molas com uma ponte de “Wheatstone”, onde quatro resistores iguais fazem o mesmo arranjo série-paralelo. Analisando-se somente as características de tensão e flexão de uma

simples “cantilever” ou mola de um quarto de elipse, as mesmas equações podem ser facilmente adaptadas para estudar os outros dois tipos (Juvinall, 1991).

Nas figuras 2.11 (a), (b) e (c) tem-se respectivamente os tipos de molas de um quarto de elipse (“cantilever” simples), semi-elíptica (duas “cantilevers”) e elipse completa (quatro “cantilevers”). Em cada caso o elemento básico é uma “cantilever” de comprimento L , carregada por uma força F .

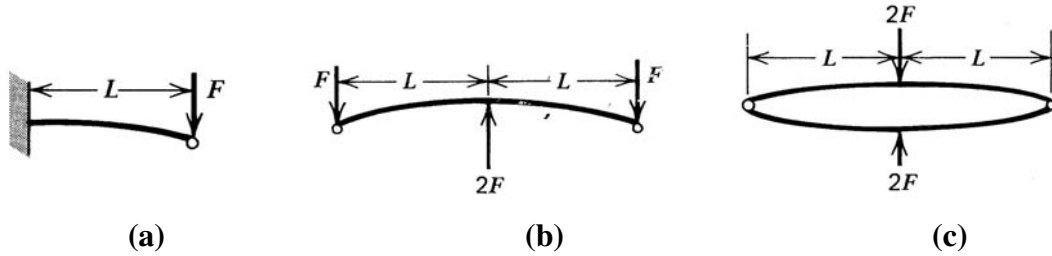
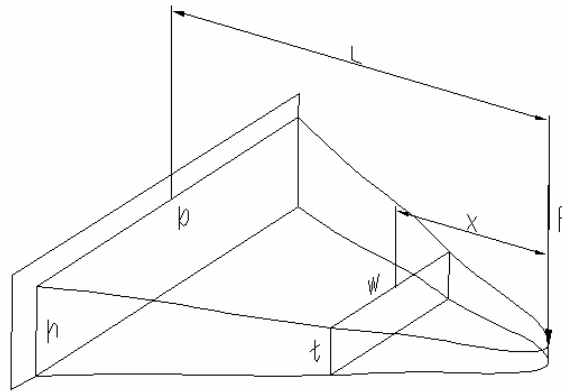


Figura 2.11: Molas planas de um quarto de elipse (a), semi-elíptica (b) e elíptica (c).

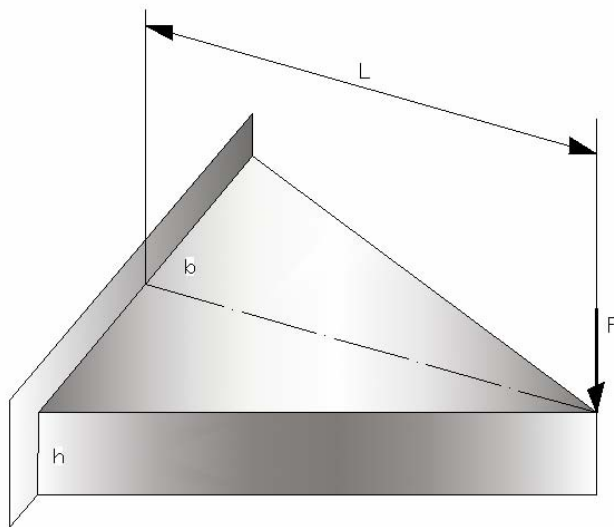
Na figura 2.12 (a) tem-se uma viga “cantilever” geral com largura w e espessura t , onde ambos variam com o comprimento x . Para que as tensões de flexão sejam uniformes ao longo do comprimento de uma “cantilever” de espessura constante, a largura deve variar linearmente com x , como mostra a figura 2.12 (b). Para uma “cantilever” com tensões de flexão uniformes e com uma largura constante, a espessura deve variar parabolicamente com x , como mostra a figura 2.12 (c).

A viga no formato triangular mostrada na figura 2.12 (b) é o modelo básico para o projeto dos feixes de molas. Naturalmente, as “cantilevers” de tensões constantes podem ser feitas variando-se ambos, w e t de modo que a tensão de flexão seja constante para todos os valores de x . Este é o conceito por trás dos projetos de mola de suspensão, tipo feixes de molas, usadas nos veículos de passageiros e de carga. Para toda viga “cantilever” de resistência constante, as tensões de flexão são, em todas as seções, iguais à tensão na extremidade fixa, equação 2.65, onde F é a força aplicada à “cantilever”, L é comprimento, b é a largura na extremidade fixa e h é a espessura na extremidade fixa.

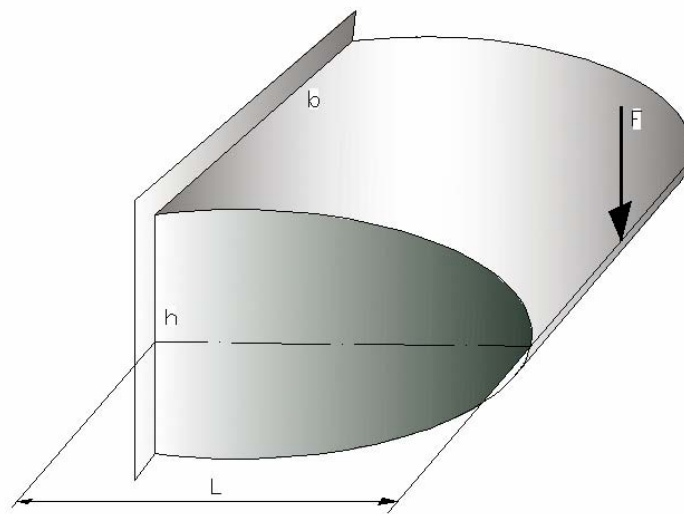
$$\sigma = \frac{6FL}{bh^2} \quad (2.65)$$



(a)



(b)



(c)

Figura 2.12: Vigas “cantilevers” com resistência constante.

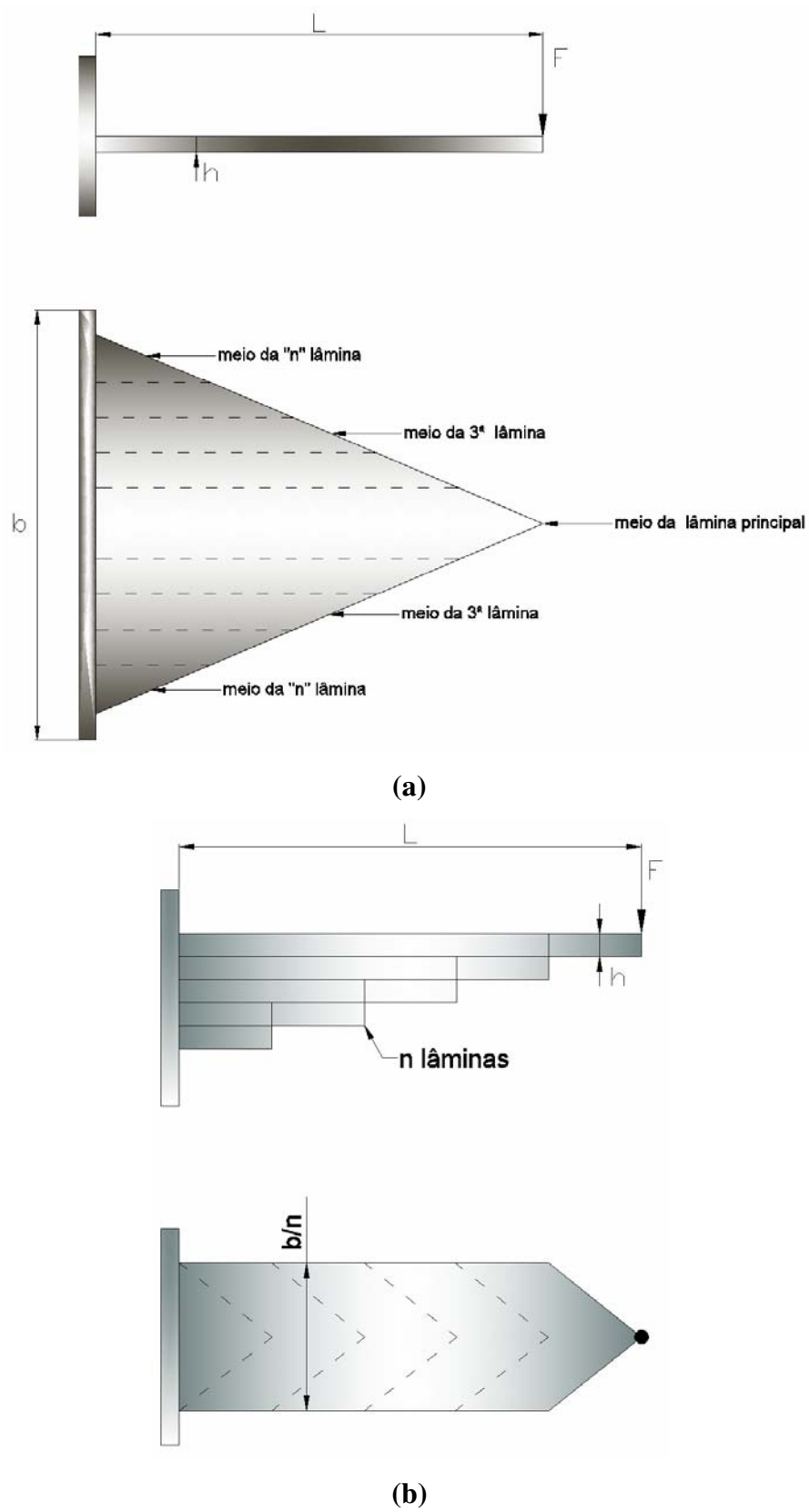


Figura 2.13: Mola tipo placa triangular (a) e o feixe de molas equivalente (b).

Na figura 2.13 (a) tem-se uma idéia de uma viga de resistência constante em forma de um triângulo, que é equivalente a uma série de lâminas de mesma largura arranjadas na forma de um feixe de molas, figura 2.13 (b). A placa triangular e o feixe de molas equivalente têm características idênticas com relação à tensão e à deflexão, com duas exceções: Primeiro, o atrito entre as lâminas provoca um efeito de amortecimento no feixe de molas. Segundo, o feixe de molas pode ser carregado, com a carga nominal, em apenas um sentido, as lâminas tendem a se separar quando carregadas no sentido oposto. Este problema é parcialmente resolvido por grampos que unem as lâminas.

A deflexão equivalente é dada pela equação 2.66. onde F é a força aplicada, L é o comprimento, E é o módulo de elasticidade e I é o momento de inércia, dado por $bh^3/12$. A rigidez (k) correspondente da mola é dada pela equação 2.67.

$$\delta = \frac{FL^3}{2EI} \quad (2.66)$$

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{Eb h^3}{6L^3} \quad (2.67)$$

Quando estas equações são aplicadas em um caso real, como a instalação de um feixe de molas em um veículo de carga, diversos fatores adicionais devem ser levados em consideração:

a) A extremidade do feixe de molas não pode ser montada em uma junção frágil. Ela deve ser robusta o suficiente para suportar a força (F) aplicada no feixe, assim como a força cortante (cisalhamento).

b) A equação de deflexão, equação 2.66, assume que a variação do comprimento é demasiadamente pequena, em função da força F , não influenciando significativamente a geometria da mola. Para as deflexões, onde o comprimento total da mola exceda em aproximadamente 30 %, é necessária uma análise mais criteriosa.

c) As molas tipo vigas, feixes de molas, podem suportar cargas estruturais elevadas, com algumas vantagens sobre os outros tipos de molas. Tomando como exemplo, a instalação de um feixe de molas em um veículo de carga, o feixe é sujeitado a uma reação de torque na região central, onde é preso o eixo do veículo, e também sofre forças no sentido lateral, devido às curvas, e forças no sentido longitudinais devido às acelerações e frenagens do veículo. Obviamente, todas estas forças devem ser consideradas no projeto do feixe de molas.

2.4 Conceitos Sobre Transdutores

Transdutor pode ser definido como o dispositivo que converte energia de um domínio para outro, exemplo: mecânico-elétrico. Eles podem ser encontrados nos estágios de entrada ou de saída dos sistemas de medida. Os transdutores de entrada dos sistemas de medida denominam-se sensores. Eles convertem uma quantidade de energia física ou química de entrada numa outra, geralmente elétrica, na sua saída. Os transdutores de saída dos sistemas de medida denominam-se atuadores. Eles convertem uma quantidade, geralmente elétrica, de entrada numa outra física ou química na sua saída (Middelhock, 1989).

Em geral, no caso dos transdutores de entrada (sensores), deseja-se converter energias de outros domínios, luminosa, mecânica, térmica, magnética ou química para domínio elétrico. No caso de transdutores de saída, converter energia de domínio elétrico para os demais, figura 2.14.

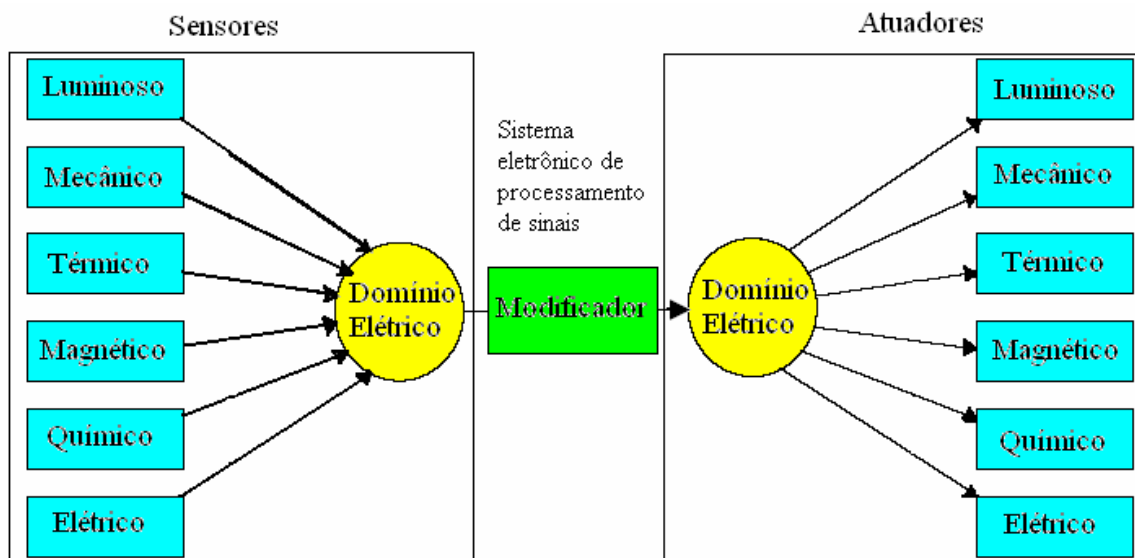


Figura 2.14: Diversas formas de transdução.

Existem diversas formas de classificar os transdutores, sensores e atuadores, em relação à energia de entrada, à perturbação que introduzem no meio, ao método de transdução ao tipo de sinal gerado. A energia necessária para torná-los operacionais distingue os transdutores em duas categorias, transdutores ativos e passivos (Khazan, 1994). Os transdutores ativos (termopares, célula solar, etc.) não requerem uma fonte de energia auxiliar para realizar a conversão entre dois domínios de energia. Os transdutores passivos (strain gages, etc.) requerem uma fonte de energia auxiliar para realizar a conversão entre dois domínios de energia.

Pode-se também classificar os transdutores pelo tipo de sinal que eles geram. Neste caso eles são classificados em transdutores analógicos e transdutores digitais.

2.4.1 Transdutores de Deslocamentos

Nas tabelas 2.1 e 2.2 tem-se alguns dos métodos para medidas de deslocamentos lineares e angulares respectivamente (Ash, 1983).

Tabela 2.1: Métodos de medidas de deslocamentos lineares

Princípio	Método	Características
Mecânico	- Réguas metálicas	Faixa + , Boa precisão para leituras visuais
	- Micrômetros	Faixa $\pm$, Boa precisão para leituras visuais
	- Paquímetros	Faixa $\pm$, Boa precisão para leituras visuais
Pneumático	- Comparadores pneumáticos	Faixa $\pm$, Precisão + , Boa resolução
Elétrico	- Capacitância variável	Faixa $\pm$, Precisão + , Boa resolução
	- Indutância variável	Faixa - , Precisão $\pm$, Linearidade -
	- LVDT	Faixa - , Precisão + , Confiabilidade +
Óptico	-Foto-célula com fenda	Faixa - , Resolução + , Estabilidade +

Tabela 2.2: Métodos de medidas de deslocamentos angulares

Princípio	Método	Características
Elétricos	- Potenciômetro	Faixa + , Precisão $\pm$, Mede + que 360°
	- Resolver	Faixa 360° , Resolução + , Precisão +
	- Synchro	Transmissão remota de ângulos
Encoders	- Incrementais	Desloc. Relativos , Precisão + , Resolução +
	- Codificados	Desloc. Absolutos , Precisão + , Resolução +
Ópticos	- Auto-colimadores	Desloc. Angulares muito pequenos

2.4.1.1 Transdutores Tipo Potenciométricos

Os elementos potenciométricos são utilizados para converter deslocamentos lineares ou angulares em mudanças de resistência elétrica. Este elemento possui uma resistência, um contato deslizante e três terminais para sua interconexão, como mostra a figura 2.15. A resistência ou elemento eletrocondutivo pode ser confeccionada por uma resistência de fio enrolada, uma barra de carvão ou grafite, um material plástico, um filme fino ou espesso de metais ou óxidos metálicos (Lang, 1987).

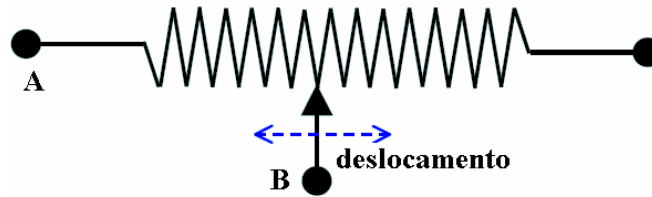


Figura 2.15: Esquema básico de um potenciômetro.

A resistência de um potenciômetro entre dois pontos A e B é dada pela equação 2.68, onde ρ é a resistividade do fio ($\Omega \cdot m$), x é o comprimento do fio entre os pontos A e B (m) e A é a seção transversal do fio (m^2)

$$R = \rho \frac{x}{A} \quad (2.68)$$

Em geral, o potenciômetro é ligado como um divisor de tensão e seu contato central é ligado a uma carga R_L . Supondo que o enrolamento é uniforme e que o fio não mude o diâmetro e nem a resistividade, a tensão de saída do elemento é dada pela equação 2.69, onde x é o comprimento do fio entre os pontos A e B (m). L é o comprimento total (m) e R_p é a resistência total do dispositivo (Ω).

$$V_L = \frac{V_s \cdot \left(\frac{x}{L}\right)}{\left(\frac{R_p}{R_L}\right) \cdot \left(\frac{x}{L}\right) \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right) + 1} \quad (2.69)$$

Nas figuras 2.16 e 2.17 tem-se as montagens dos dispositivos tipos potenciométricos para medidas de deslocamentos lineares e angulares respectivamente. Nelas observa-se o elemento eletrocondutivo confeccionado por um fio (terminais *A* e *B*), enrolado em uma barra de material isolante (3). Sobre as espiras do fio, é montada uma haste (1), também de material isolante com um contato deslizante em uma das extremidades (2) ligado ao terminal *C*. Os pontos *A*, *B* e *C* formam os terminais do potenciômetro. Ligando-se o potenciômetro como um divisor de tensão e o contato central a uma carga R_L , a tensão nesta carga será proporcional ao deslocamento linear da haste, no sentido “X”, figura 2,16 e proporcional ao ângulo “a”, figura 2.17.

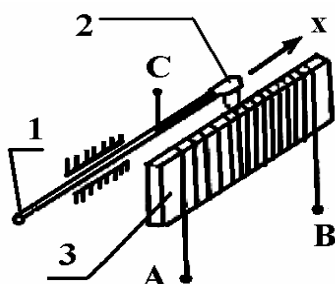


Figura 2.16: Dispositivo tipo potenciométrico para medidas de deslocamento linear.

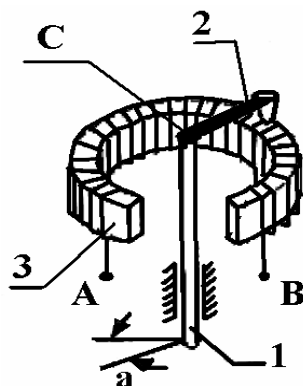


Figura 2.17: Dispositivo tipo potenciométrico para medidas de deslocamento angular.

2.4.1.2 Transdutores Tipo LVDT

O LVDT (“Linear Variable Differential Transformer”), ou transformador diferencial linear variável, é um dispositivo que apresenta uma bobina primária e duas bobinas secundárias, as quais podem ser conectadas em série de forma que suas saídas sejam subtraídas. Este dispositivo

possui um núcleo ferromagnético conectado a uma vareta não magnética que permite sua movimentação longitudinal. Este dispositivo pode ser usado para medida de deslocamentos em geral. Indiretamente, pode medir diversos parâmetros, como força, pressão, aceleração e movimentos angulares. Quando o primário é excitado por uma tensão senoidal e o núcleo encontra-se no centro do dispositivo, as tensões induzidas nos secundários são idênticas e em sentido contrário, e a saída do dispositivo será nula. Se o núcleo se movimentar para qualquer direção, a tensão resultante já não será nula e permitirá a medida do deslocamento em torno desse ponto. Para uma tensão senoidal de excitação com frequência angular (ω), no primário, obtém-se na saída dos secundários as tensões dadas pelas equações 2.70 e 2.71. (Dally, 1984):

$$E_0 1 = k_1 \text{sen}(\omega t - \varphi) \quad (2.70)$$

$$E_0 2 = k_2 \text{sen}(\omega t - \varphi) \quad (2.71)$$

Os valores de k_1 e k_2 dependem do grau de acoplamento entre primário e secundário. Para certa posição do núcleo, φ é a diferença de fase entre o sinal no primário e secundário. A tensão de saída é dada pela equação 2.72.

$$E_0 = (k_1 - k_2) \text{sen}(\omega t - \varphi) \quad (2.72)$$

Quando o núcleo se desloca entre os dois secundários, introduz uma diferença de fase que chega a 180° . Porém, para qualquer direção em torno do ponto de nulo a tensão aumenta, mostrando um comportamento do tipo valor absoluto. Quando $k_1 = k_2$, o núcleo está na posição central e a tensão de saída é zero. Quando $k_1 > k_2$, tem-se a equação 2.73. Quando $k_1 < k_2$, tem-se a equação 2.74.

$$E_0 = (k_1 - k_2) \text{sen}(\omega t - \varphi) \quad (2.73)$$

$$E_0 = (k_2 - k_1) \text{sen}(\omega t + (\pi - \varphi)) \quad (2.74)$$

Esta característica é usada para distinguir a região em que se encontra o núcleo quando se mede deslocamento. Um circuito eletrônico chamado detector síncrono à fase é utilizado para gerar tensões positivas e negativas quando o núcleo se encontra fora da região de nulo.

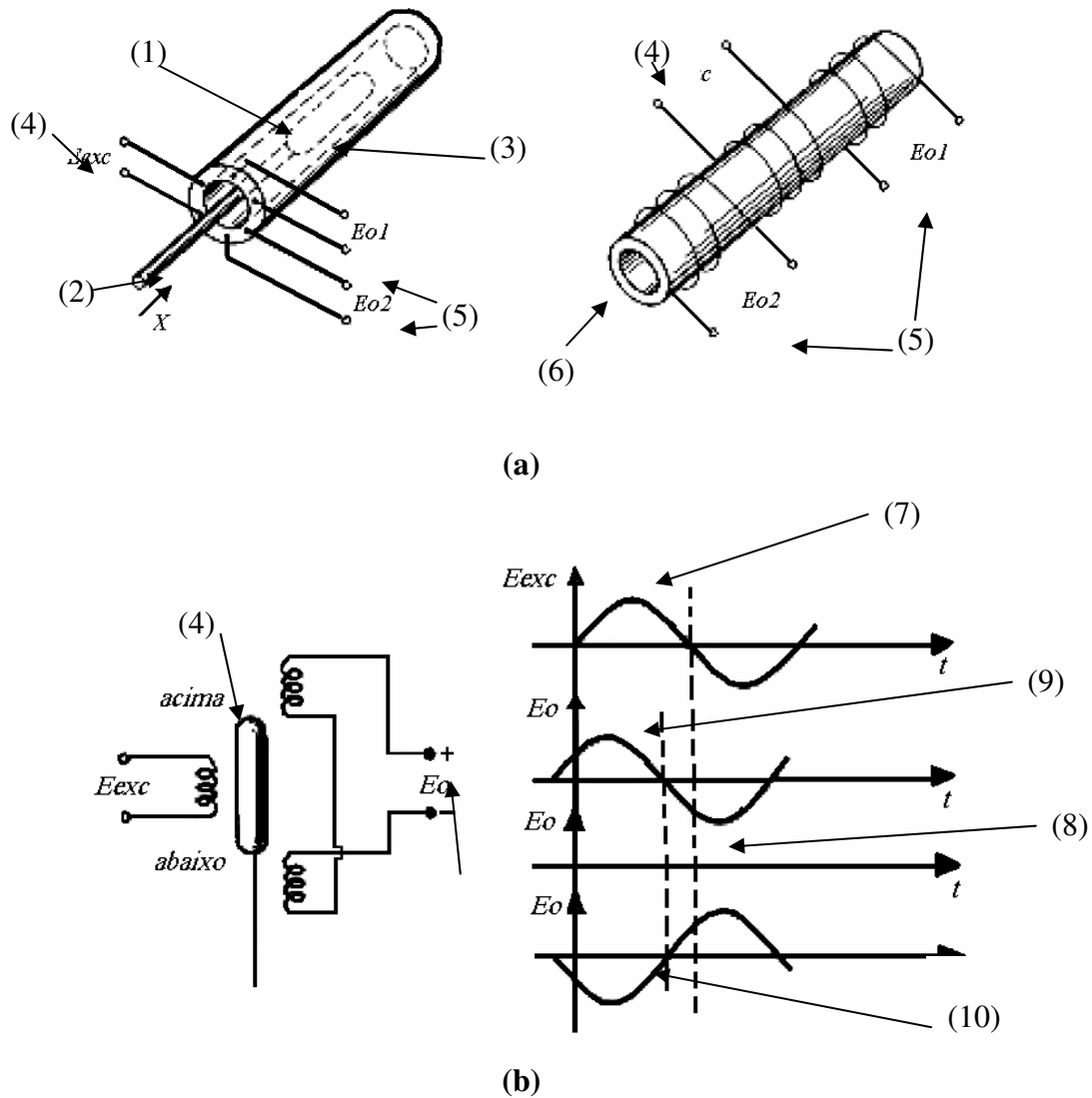


Figura 2.18: Construção mecânica do LVDT e formas de onda de excitação e de saída.

Nas figuras 2.18 (a) e (b) tem-se a constituição do transdutor tipo LVDT e as formas de ondas de excitação e de saída. Na figura 2.18 (a) tem-se uma construção mecânica. Nela pode-se ver o corpo de aço (1), a vareta de material não magnético (2) com o núcleo magnético em uma

das extremidades (3) que é introduzido dentro do corpo do transdutor. Podem-se ver também os terminais da bobina primária (4), duas bobinas secundárias (5) e a disposição das bobinas na montagem do transdutor (6). A bobina primária é excitada com uma tensão senoidal E_{exc} . As tensões de saída nas bobinas secundárias são denominadas de E_{o1} e E_{o2} .

Na figura 2.18 (b) tem-se o esquema elétrico de ligação das bobinas e as formas de onda de saída em relação à posição do núcleo. As bobinas secundárias são ligadas em série e de maneira opostas, resultando em apenas uma saída, denominada E_o . Esta saída é a diferença entre as tensões de saída das duas bobinas. A bobina primária é excitada com uma tensão senoidal E_{exc} (7). Quando o núcleo (4) está posicionado exatamente entre as duas bobinas secundárias, a tensão de saída E_o será zero (8), posição nula. Quando o núcleo estiver acima (9) ou abaixo (10) da posição nula, a tensão de saída E_o será diferente de zero, apresentando uma defasagem de 180° entre estas duas posições.

2.5 Conceitos Sobre Sistema de Medição

Em engenharia, a maioria das informações é obtida de forma experimental. Informação é aquilo que gera um significado na mente humana, modificando nosso conhecimento. O termo informação tem dois usos principais. Em linguagem comum, ela relaciona uma coleção de fatos, idéias, entidades, conceitos e atributos que definem um sujeito ou objeto (exemplo: Enciclopédia). Em teoria de informação, refere-se à quantidade transferida numa mensagem passando por um canal de comunicação (Doebelin, 1990).

Em instrumentação aplicam-se os dois conceitos, já que nos sistemas de medidas deve-se mapear a variável, isto é, codificar a medida. Deve-se ainda transmiti-la através de um canal de comunicação. Nas ciências naturais, a informação pode ser quantificada, definindo-se a menor quantidade de informação (exemplo: bit). Ela pode ser representada de diversas formas, mas sempre limitada a certo tipo de portador de energia ou massa. Existem 5 tipos de portadores de energia: 1) Radiação, 2) Energia elétrica ou magnética, 3) Calor, 4) Energia química, 5) Energia mecânica.

Medição é o processo de comparação da quantidade ou variável desconhecida com um padrão definido para este tipo de quantidade, implicando então em certo tipo de escala.

Os sistemas de medição apresentam três elementos distintos: elementos sensores (já discutidos), conversores de sinais e elementos mostradores. A seguir são apresentadas algumas características dos sistemas de medição (Van Putten, 1998).

2.5.1 Sensibilidade

A sensibilidade é definida como a razão entre a mudança y na saída, causada por uma mudança x na entrada, dada pela equação 2.75. Esta sensibilidade não reflete os aspectos dinâmicos do sistema.

$$S = \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (2.75)$$

2.5.2 Ganho

O ganho de um sistema, ou instrumento, é definido como a razão entre a saída e a entrada, dado pela equação 2.76.

$$G = \frac{Saída}{Entrada} \quad (2.76)$$

2.5.3 Exatidão e Precisão

Exatidão é a qualidade da medição assegurando que a medida coincida com o valor real da grandeza considerada. O valor representativo deste parâmetro é o valor médio.

Quando o valor real ou correto é conhecido, a exatidão garante a rastreabilidade da medição. Isso significa que o valor pode passar de um laboratório para outro, sempre mantendo a medida exata. Este parâmetro é expresso, em geral, como porcentagem do fundo de escala.

Precisão é a qualidade da medição. Ela representa a dispersão dos vários resultados, correspondentes a repetições de medições *quase iguais*, em torno do valor central. É usualmente

associado ao erro padrão. Este parâmetro é expresso, em geral, também como porcentagem do fundo de escala.

Na figura 2.19 tem-se um exemplo de exatidão e precisão. São mostrados os resultados de duas experiências. Na primeira (parte superior da figura) a média aritmética ($\bar{x}$) das observações realizadas coincide com o valor real (VR) da grandeza considerada. Nota-se que as observações não apresentam uma grande dispersão, apresentando um resultado final exato e preciso. Na segunda (parte de baixo da figura) a média ($\bar{x}$) das observações realizadas, apesar de não apresentarem grande dispersão, está distante do valor real (VR) da grandeza considerada, apresentando um resultado final não exato, mas preciso (Syndenham, 1983).

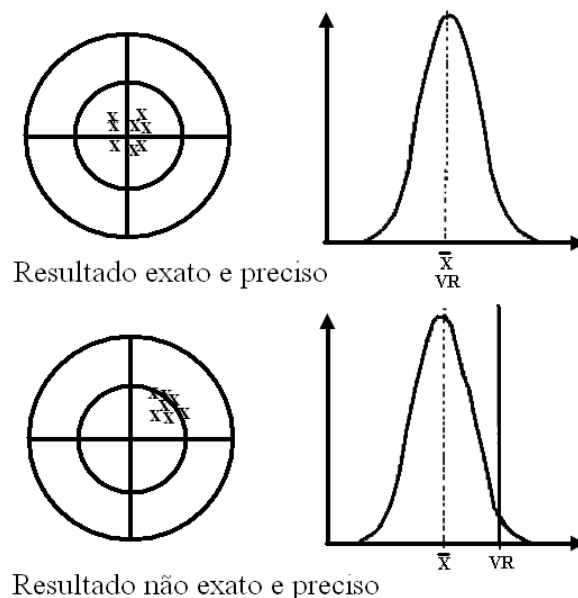


Figura 2.19: Relação entre precisão e exatidão.

2.5.4 Linearidade

A linearidade indica a máxima aproximação da relação entre a entrada e a saída, com relação a um comportamento linear ideal. Geralmente, quantifica-se a não linearidade (NL), expressando-a como porcentagem do fundo de escala (FE). Na figura 2.20 tem-se o gráfico da entrada (x) em função da saída (y) de um dado sistema. A curva em azul representa a medida real. A curva em vermelho representa uma reta ajustada segundo os pontos da medida real.

Considerando que $\Delta x_{\max}$ é a maior diferença entre a curva real e a reta ajustada e $x_{\max}$ é o maior valor de entrada do sistema, a não linearidade pode ser expressa pela equação 2.77 (Doebelin, 1990):

O erro de linearidade, normalmente é indicado em percentual. Usualmente é calculado em relação ao valor final da faixa de operação (fundo de escala). Se os desvios de linearidade são pequenos, pode-se concluir que o sensor que está sendo calibrado apresenta boa linearidade.

$$\%NL = \left(\frac{\Delta x_{\max}}{x_{\max}} \right) \cdot 100 \quad (2.77)$$

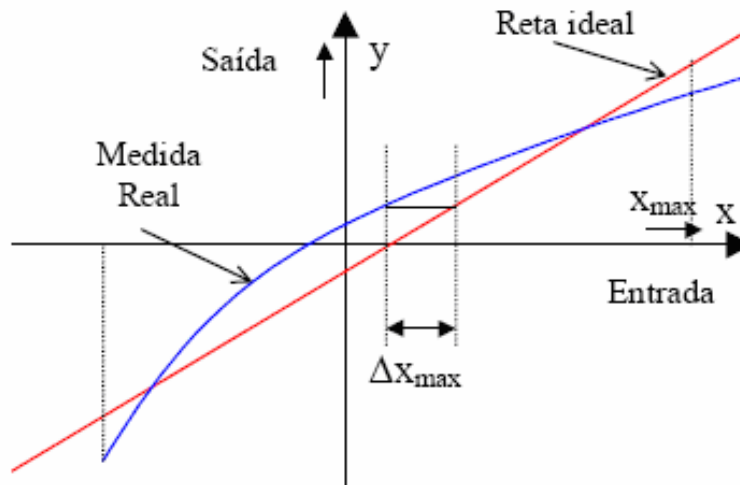


Figura 2.20: Não linearidade num sistema de medida.

2.5.5 Ajuste de Dados Experimentais pelo Método dos Mínimos Quadrados

O método dos mínimos quadrados serve para ajustar uma série de valores medidos ($y_1, y_2, \dots, y_n$) a uma reta, equação 2.78 (Strang, 1988), onde y é variável dependente (valores medidos), x é a variável independente (valores de entrada impostos), a é a inclinação da curva e b é a intersecção da linha no eixo vertical.

$$y = ax_i + b \quad (2.78)$$

O método dos mínimos quadrados minimiza a expressão da equação 2.79, que mede a dispersão em torno de uma reta.

$$S = \sum_{i=1}^n [\gamma_i - (a \cdot x_i + b)]^2 \quad (2.79)$$

Após o processo de minimização obtêm-se os valores ajustados de **a** e **b** dados pelas equações 2.80 e 2.81, respectivamente.

$$a = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n (x_i \cdot \gamma_i) - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) \left(\sum_{i=1}^n \gamma_i \right)}{n \cdot \left(\sum_{i=1}^n x_i^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad (2.80)$$

$$b = \frac{\left(\sum_{i=1}^n \gamma_i \right) \left(\sum_{i=1}^n x_i^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) \left(\sum_{i=1}^n x_i \cdot \gamma_i \right)}{n \cdot \left(\sum_{i=1}^n x_i^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad (2.81)$$

O método dos mínimos quadrados foi utilizado para ajustar as curvas mostradas no capítulo 4. A Curva de Calibração é a curva que melhor representa as leituras obtidas experimentalmente. É uma reta calculada através de um processo de regressão linear pelo “Método dos Mínimos Quadrados”. Um indicativo de bom ajuste obtido com estas curvas é o Coeficiente de Correlação (CC). Este coeficiente é um modo de medir a qualidade do ajuste linear simples, sendo $0 \leq R^2 \leq 1$. Para a curva de calibração o CC nos dá uma regressão linear. Quanto mais próximo estiver da unidade, melhor é o ajuste.

2.5.6 Repetibilidade

A repetibilidade é a capacidade de reproduzir as mesmas saídas, quando as mesmas entradas são aplicadas, na mesma seqüência e nas mesmas condições ambientais. Este valor é expresso em porcentagem como sendo o valor de pico da diferença entre saídas, em referência ao

fundo de escala (FE). Na figura 2.21 tem-se o gráfico da entrada (x) em função da saída (y) para um dado sistema. A entrada (x_i) foi aplicada duas vezes em sequência e nas mesmas condições. Na primeira vez, obteve-se um valor $y_{ij\uparrow}$ na saída. Na segunda, um valor $y_{ik\downarrow}$. Considerando que para essa entrada ocorre o maior valor (pico) de $(y_{ij\uparrow} - y_{ik\downarrow})$, a repetibilidade do sistema pode ser expressa pela equação 2.82 (Doebelin, 1990):

$$\%repetibilidade = \left(\frac{\text{Valor_Pico_de}(y_{ij\uparrow} - y_{ik\downarrow})}{F.E.} \right) \cdot 100 \quad (2.82)$$

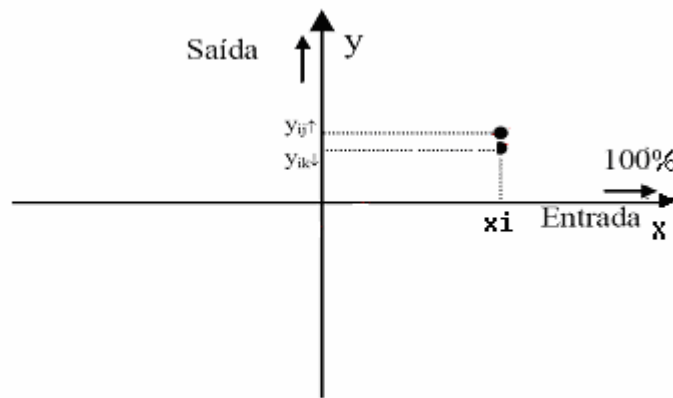


Figura 2.21: Repetibilidade num sistema de medida.

2.5.7 Histerese

É a diferença entre a leitura medida, para um dado valor da grandeza, quando esta foi atingida por valores crescentes em relação aos valores quando esta foi atingida por valores decrescentes. Esta diferença pode ter diversas causas físicas. Calcula-se este parâmetro como sendo o valor de pico da diferença das saídas, em referência ao fundo de escala (FE) e em porcentagem. Na figura 2.22 tem-se o gráfico da entrada (x) em função da saída (y) para um dado sistema de medida. No aumento dos valores de entrada, para um dado valor x_i de entrada, obteve-se uma saída $y_{i\uparrow}$. No decréscimo dos valores de entrada, para o mesmo valor x_i obteve-

se uma saída $y_{i\downarrow}$. Considerando que para este valor de entrada ocorre o maior valor (pico) de $(y_{i\uparrow} - y_{i\downarrow})$, a histerese do sistema pode ser expressa pela equação 2.83 (Doebelin, 1990):

$$\%histerese = \left(\frac{\text{Valor_Pico_de}(y_{i\uparrow} - y_{i\downarrow})}{F.E.} \right) \cdot 100 \quad (2.83)$$

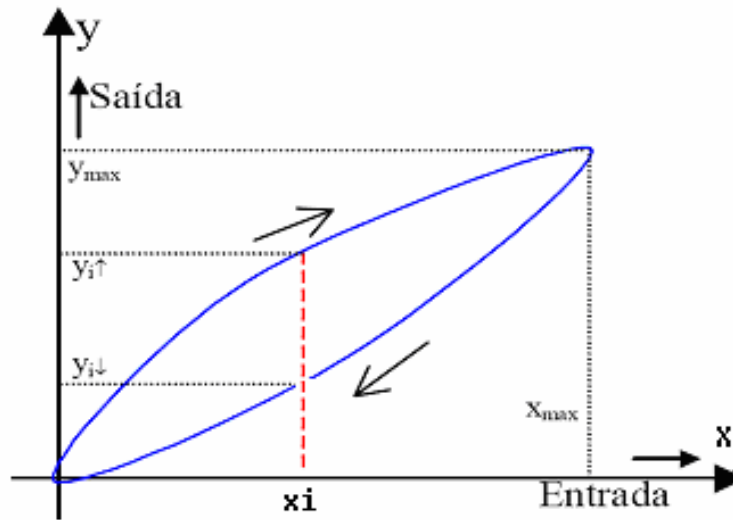


Figura 2.22: Histerese em sistemas de medida.

2.5.8 Resolução

Define-se resolução como o menor incremento de entrada que gera uma saída perceptível e repetitiva, quantificando-se, em instrumentos, como porcentagem do fundo de escala (FE), dado pela equação 2.84.

$$\%resolução = \left[\frac{(\text{Valor_mínimo_de_entrada})}{(F.E.)} \right] \cdot 100 \quad (2.84)$$

2.5.9 Conceito de Cálculo de Incerteza

Quando se relata o resultado da medição de uma grandeza física, é importante que seja dada alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado. Sem essa indicação, os resultados da medição não podem ser comparados, seja entre eles ou com valores de referência de uma especificação ou norma (Inmetro, 1998).

No processo de medição existem dois tipos de incertezas: A e B. Na incerteza tipo A, a melhor estimativa do valor esperado de uma grandeza (q), que varia aleatoriamente, é a média aritmética ($\bar{q}$) das observações (q_k), dada pela equação 2.85, onde n é o número total de observações, k é o índice das observações.

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (2.85)$$

As observações individuais q_k diferem em valor por causa das variações aleatórias nas grandezas de influência ou dos efeitos aleatórios (erro aleatório devido a variações temporais ou espaciais). A variância experimental das observações é dada pela equação 2.86.

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2 \quad (2.86)$$

A raiz quadrada positiva da variância é denominada desvio padrão experimental $s(\bar{q})$ da média. Ela caracteriza a variabilidade dos valores q_k observados, mais especificamente, sua dispersão em torno de sua média $\bar{q}$. O desvio padrão experimental da média pode ser usado como uma medida da incerteza de $\bar{q}$. Por conveniência, $s(\bar{q})$ é por vezes denominada uma incerteza padrão do tipo A.

Na incerteza tipo B, para uma estimativa de uma grandeza que não tenha sido obtida através de observações repetidas, a incerteza padrão é avaliada por julgamento científico. O conjunto destas informações podem incluir: dados de medições prévias, especificação de

fabricante, dados fornecidos em certificados de calibração, incertezas relacionadas a dados extraídos de manuais, dentre outros.

Quando a incerteza padrão é estimada desta maneira, é referida como uma incerteza do tipo B. Quando o processo de medição apresenta mais de um tipo de incerteza, a incerteza final é dada pela raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas, equação 2.87 (Link, 1997).

$$I_{total} = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (2.87)$$

Uma aproximação razoável para cálculo de uma incerteza expandida de uma grandeza descrita para uma distribuição normal com desvio padrão σ , é a escolha de um fator de abrangência k_p , que em geral estará entre dois e três. Este fator de abrangência fornece um intervalo de $\pm k_p \sigma$. Para obter o valor do fator de abrangência k_p que produz um intervalo correspondente a um nível especificado de confiança, requer-se um conhecimento detalhado da distribuição de probabilidade caracterizada pelo resultado da medição. O valor de k_p que produz um nível de confiança de 95 %, supondo uma distribuição normal, é dois.

Para uma melhor aproximação, do valor da incerteza, do que simplesmente obter um fator de abrangência k_p , pode-se levar em consideração o número de observações (distribuição “t Student”). Esta consideração não foi aplicada nas incertezas calculadas neste trabalho.

2.6 Sistema de Aquisição de Dados

Nenhuma informação pode ser carregada desde uma fonte a um receptor sem algum transporte de energia ou massa. A informação vem como uma mudança de estado ou modulação de uma onda portadora de energia ou massa. Isto é chamado de sinal. Os sinais podem tomar a forma de variações de parâmetros, como pressão, deflexão de um feixe de luz, deslocamentos mecânicos, etc. (Woolvet, 1997). Três tipos de sinais podem ser identificados: séries temporais analógicas, sinais periódicos e sinais amostrados.

- a) Séries temporais analógicas: Sinais cuja amplitude ou frequência variam analogicamente no tempo, figura 2.23. Este é o tipo de sinal de saída dos transdutores potenciométricos utilizados neste trabalho.
- b) Sinais periódicos: São sinais que podem transportar a informação através de uma modulação analógica de amplitude, frequência ou fase de portadora. Possuem períodos de tempo definidos.

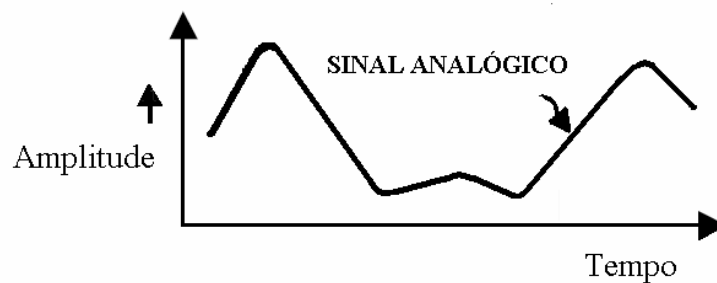


Figura 2.23: Sinal temporal analógico em amplitude.

- c) Sinais amostrados: São sinais que possuem valores discretos equidistantes no tempo. Estes sinais podem ser multiplexados temporalmente. Podem sofrer diversos tipos de modulação, como, PAM - modulação por amplitude de pulso, PWM - modulação por largura de pulso, PPM - modulação pela posição do pulso, PCM - modulação por pulso codificado e A/D - conversão analógico-digital.

Na figura 2.24 tem-se um sinal analógico e um sinal amostrado (quantificado) deste mesmo sinal analógico. Neste caso, a escala de amplitude foi dividida em oito “níveis”. Assim, o sinal analógico é discretizado em 8 níveis de amplitude. Quanto mais níveis, maior será a aproximação do sinal amostrado com o sinal analógico original. Estes valores discretos são chamados de digitais e este processo é chamado de conversão analógico-digital (A/D). Um conversor A/D de 3 bits de resolução totaliza 8 níveis ($2^3 = 8$). O “hardware” do sistema de aquisição de dados utilizado neste trabalho possui um conversor A/D de 12 bits, totalizando 4096 níveis. O intervalo de tempo entre cada instante onde o sinal é amostrado é denominado de período de amostragem

do sinal (Sheingold, 1987). Em todos os experimentos realizados neste trabalho, esse período foi definido em 0,01 segundos, o que corresponde a uma frequência de amostragem de 100 Hz.

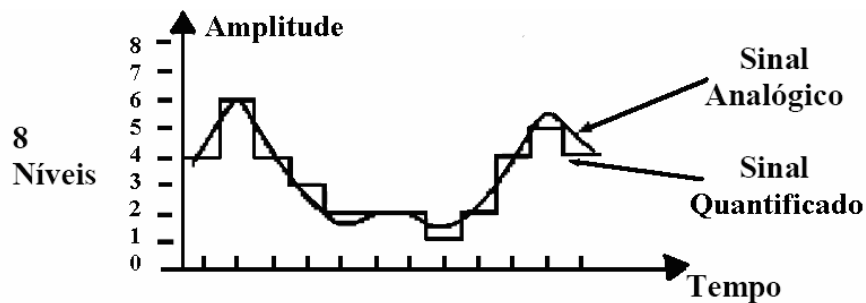


Figura 2.24: Sinal amostrado tipo A/D.

2.6.1 Esquema Básico do Sistema de Aquisição de Dados Utilizado

Os sistemas de aquisição de dados são ferramentas para transferir informação do mundo analógico ao digital. São construídos por um “hardware” associado a um “software”, tudo isso integrado num computador pessoal (PC).

Na figura 2.25 tem-se o esquema do sistema de aquisição de dados utilizado neste trabalho. Os dois transdutores potenciométricos foram ligados a um condicionador de sinais. Este condicionador forneceu a tensão de excitação e permitiu um pequeno ajuste de “zero” no sinal de saída dos transdutores. A saída do condicionador foi ligada ao “hardware” do sistema de aquisição de dados (placa A/D) que é responsável pela conversão dos sinais analógicos dos transdutores em sinais digitais. Estes sinais digitais são tratados e armazenados em forma de arquivos pelo “software” instalado no microcomputador. Os detalhes do tratamento dos sinais foram realizados em uma planilha eletrônica (Excel) para posterior análise e/ou impressão.

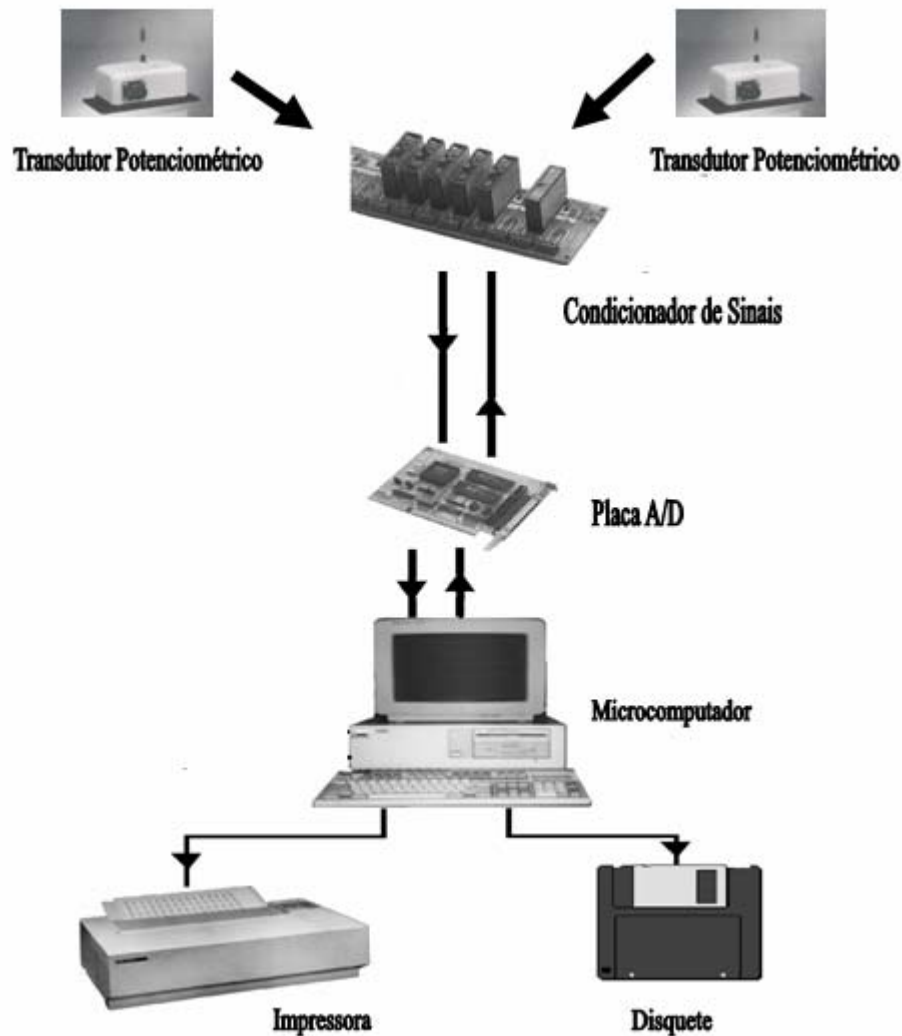


Figura 2.25: Sistema de aquisição de dados utilizado.

2.7 Revisão Bibliográfica Sobre Sobrecarga e seus Efeitos

Nas rodovias, circulam veículos de passeio e comerciais. Os veículos comerciais são os caminhões e ônibus, cujo efeito sobre os pavimentos é mais significativo devido à maior carga deslocada. As cargas são transmitidas aos pavimentos por rodas simples ou duplas, arranjadas em eixos simples e tipo tandem, duplos ou triplos. A ação do tráfego, não só pelo peso transportado, mas também pela frequência com que solicita o pavimento, provoca a deterioração do mesmo. Os defeitos nos pavimentos flexíveis podem assumir várias formas (Machado Neto, 1995).

Segundo Ceratti (1997), os maiores danos nos pavimentos são: a) desgaste da superfície de rolamento, com a exposição dos agregados e perda da textura superficial decorrente da abrasão provocada pelos veículos; b) envelhecimento do ligante betuminoso por oxidação, fragilizando a mistura asfáltica, possibilitando o trincamento e o arrancamento dos agregados; c) fissuras que se formam e evoluem nas camadas de concreto asfáltico devido à fadiga provocada pela repetição das cargas e d) afundamento da trilha de roda ou ondulações na superfície ocasionadas por acúmulo de deformações plásticas em todas as camadas ou somente no revestimento, sob ação das cargas do tráfego.

Os defeitos dos grupos a) e b) ocasionam incômodos aos usuários, porém estão localizados superficialmente podendo ser facilmente diagnosticados e recuperados com custos relativamente baixos. Dos danos provocados pela ação do tráfego, os internos são os mais difíceis de detectar. São também os mais abrangentes em termos de consequências, pois afetam a estrutura do pavimento. Ambos, o trincamento da superfície de concreto asfáltico, provocado pela fadiga do material, e o afundamento da trilha de roda, exigem ações mais radicais e de maior custo para a correção. Estes defeitos, ocasionados por veículos pesados, ocorrem muitas vezes prematuramente, devido aos excessos de peso praticados por transportadores.

A deterioração de um pavimento por fadiga caracteriza-se pelo rompimento da camada de concreto asfáltico quando esta é solicitada continuamente por cargas que provocam tensões menores do que a resistência à tração do revestimento. As trincas surgem, inicialmente, na fibra inferior da camada de concreto e propagam-se, progressivamente, para a superfície, dando a impressão final de escamas (Machado Neto, 1998).

A publicação da Truck Weight Limits (NRC, 1990) contém uma análise do efeito de veículos pesados sobre pavimentos. Esse trabalho destaca que as condições e o desempenho dos pavimentos não dependem unicamente do número de veículos pesados e da carga por eixo que os pavimentos estão sujeitos. Os seguintes fatores também devem ser considerados: a) espessuras das diversas camadas constituintes do pavimento, b) qualidade dos materiais empregados na construção, c) procedimentos construtivos adotados, d) condições de manutenção da rodovia, e)

propriedades do subleito existente e f) condições ambientais, destacando-se a precipitação pluviométrica e a variação da temperatura.

Segundo Watson (1989), pesquisas desenvolvidas na Inglaterra mostram que o melhor momento para a intervenção no pavimento ocorre quando são detectadas trilhas de roda com profundidade de 10 mm. Ou ainda fissuras sobre trilhas de roda, mesmo antes de ocorrer esta profundidade.

No Brasil, o “Método de Projeto de Pavimentos Flexíveis” do DNER (DNER, 1979) considera que um pavimento será dimensionado em função do número equivalente N de operações de um eixo padrão, durante um período de projeto escolhido. Em geral, os órgãos rodoviários definem períodos de projeto de 10 anos. No caso de dimensionamento de camadas de reforço também há uma relação entre vida útil do pavimento e o número N. Por exemplo, a norma rodoviária DNER-PRO 11/79 (DNER, 1994) fornece elementos para o cálculo da espessura do reforço necessário para um novo número de solicitações de eixos equivalentes ao eixo padrão durante o período considerado (um novo N). O procedimento DNER-PRO 269/94 (DNER, 1995) evolui para a definição de vida de fadiga N_t . É o número de solicitações do eixo padrão simples de 80,12 kN, que leva o revestimento asfáltico à fase de trincamento por fadiga.

Em 23 de Setembro de 1997 foi sancionada pelo Presidente da República a Lei que institui o novo Código de Trânsito Brasileiro – CTB desta legislação. A seguir, tem-se os elementos de maior interesse referentes às limitações na área do transportes de carga (Godoy, 1993).

“Art. 99. Somente poderá transitar pelas vias terrestres o veículo cujo peso e dimensões atenderem aos limites estabelecidos pelo CONTRAN”. 1º O excesso de peso será aferido por equipamento de pesagem ou pela verificação de documento fiscal, na forma estabelecida pelo CONTRAN. 2º Será tolerado um percentual sobre os limites de peso bruto total e peso bruto transmitido por eixo de veículos à superfície das vias, quando aferido por equipamento, na forma estabelecida pelo CONTRAN.

Art. 100. Nenhum veículo ou combinação de veículos poderá transitar com lotação de passageiros, com peso bruto total, ou peso bruto total combinado com peso por eixo, superior ao fixado pelo fabricante, nem ultrapassar a capacidade máxima de tração da unidade tratora.

Art. 231. Transitar com o veículo: V – Com excesso de peso, admitido percentual de tolerância quando aferido por equipamento, na forma a ser estabelecida pelo CONTRAN, acarretará em infração.

Art. 275. O transbordo da carga com peso excedente é condição para que o veículo possa prosseguir viagem e será efetuado às expensas do proprietário do veículo, sem prejuízo da multa aplicável.

A legislação aponta ainda uma série conceitos e limites que devem ser bem entendidos:

- Peso Bruto Total – PB é o peso máximo que o veículo pode transmitir ao pavimento, considerando a tara mais a lotação (carga máxima útil);
- Peso Bruto Total Combinado – PBTC e/ou Capacidade Máxima de Tração – CMT é o peso máximo que pode ser transmitido ao pavimento pela combinação de um caminhão trator mais seu semi-reboque ou de caminhão trator mais seu reboque;
- São considerados eixos tandem, dois ou mais eixos que constituam um conjunto integral de suspensão, podendo, ou não, qualquer deles ser motriz;
- O limite máximo do PBT ou PBTC é de 450 kN (45 tf);
- O limite máximo de peso bruto por eixo simples isolado, equipado com rodado duplo é de 100 kN (10 tf);
- O limite máximo de peso bruto por eixo simples dianteiro é de 60 kN (6 tf);

- O limite máximo de peso bruto por eixo tandem duplo, quando à distância entre dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a 1,20 m ou inferior (ou igual) a 2,40 m é de 170 kN (17 tf);
- O limite máximo de peso bruto por eixo tandem triplo (aplicável somente para semi-reboques), quando à distância entre os três planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a 1,20 m e inferior (ou igual) a 2,40 m é de 255 kN (25,5 tf);
- Nenhum veículo ou combinação de veículo poderá transitar com PBT ou PBTC superior ao fixado pelo fabricante, nem ultrapassar a capacidade máxima de tração da unidade tratora.

O Departamento Autônomo de Estradas de Rodagem – DAER, do Rio Grande do Sul, através da Comissão de Circulação Viária (DAER, 1992), divulgou uma tabela com o resultado de um trabalho de levantamento de dados junto aos fabricantes. Esta tabela contém os limites de peso por marca e modelo de veículos de carga como instrumento de apoio nas operações de fiscalização.

Observa-se neste trabalho que muitos veículos estão saindo de fábrica com capacidade de carga por eixo maior do que a estabelecida pela legislação. Infelizmente os controles de peso no Brasil ainda não estão sendo praticados como deveriam. Há um grande trabalho de conscientização a ser desenvolvido no âmbito do DNER, dos DER e das empresas concessionárias de rodovias.

Com base em dados obtidos por Gökten e Mitschke, (1995) e National Research Council, (1990), elaborou-se a tabela 2.3. Nesta tabela têm-se a comparação entre os limites de carga máxima autorizados nos EUA, Europa e Brasil.

Tabela 2.3: Comparação dos limites de carga entre Brasil, EUA e Europa.

Comparação entre os limites de Carga do Brasil com EUA e Europa			
Situação	Brasil (kN)	EUA (kN)	Europa (kN)
Eixo Simples Dianteiro	60	-	100
Eixo Simples c/Rodado Duplo	100	89	100
Eixo Tandem Duplo	170	151,3	160
PBT	450	356	440

Com a evolução da fabricação dos veículos de carga no Brasil e em outros países, tem ocorrido muita pressão dos operadores no sentido da elevação dos limites de carga. De acordo com Fernandes Jr. *et al.* (1995), há vantagens financeiras imediatas para quem trafega sobrecarregando. Conseqüentemente, a deterioração dos pavimentos torna-se acentuada e os custos de operação crescem. Esta questão envolve também o comprometimento do conforto e da segurança do usuário da rede viária.

Os limites de PBT e da carga por eixo foram revisados no Brasil em 1985 através da Lei nº 7.408. Foi concedida uma tolerância de 5,0%, alegando-se falta de precisão das balanças. Posteriormente, após uma paralisação dos caminhoneiros em julho de 1999, em decorrência de negociações com o Governo, houve a definição de uma tolerância de 7,5% sobre a carga máxima por eixo.

O Instituto de Pesquisas Rodoviárias (IPR, 1979) desenvolveu uma pesquisa intitulada “Influência da Carga por Eixo nas Rodovias”. Neste trabalho apresentaram-se as conseqüências de mudanças nos limites legais de carga por eixo de PBT de caminhões com base em estatísticas e na experiência nacional e internacional. Fernandes Jr. (1995) desenvolveu um estudo conclusivo sobre os impactos econômicos que a sobrecarga, e os fatores de tráfego em geral, acarretam à economia do país.

A dimensão dos danos causados pelo excessivo carregamento de veículos pode ser avaliada pelo Fator de Equivalência de Cargas - FEC. Com base nos estudos desenvolvidos pela “AASHO Road Test”, no final dos anos 1950, os efeitos de cargas por eixo sobre pavimentos podem ser

referidos, comparativamente, aos provocados por uma carga padrão de eixo simples com rodado duplo de 82 kN, que é carga definida para um FEC unitário. Os estudos desenvolvidos pela AASHO definiram que o FEC varia, entre outros fatores, em função da carga por eixo, segundo uma relação elevada a expoentes próximos de quatro (National Research Council, 1990). O FEC é dado pela equação 2.88, onde W_i é carga por eixo genérica, W_p é carga por eixo tomada como padrão 82 kN e b é expoente, definido pela AASHO.

$$FEC_i = \left(\frac{W_i}{W_p} \right)^b \quad (2.88)$$

Por exemplo, um eixo simples com rodado duplo carregado com 100 kN possui um FEC (considerando o expoente da AASHO) aproximado de 2,3, uma vez que $(100/82)^{4,2} \cong 2,3$. Um FEC de 2,3 significa que 100 passagens de um eixo com 100 kN sobre um pavimento tem o mesmo efeito (dano) do que 230 passagens sobre o mesmo pavimento do eixo padrão carregado com 82 kN. Ou seja, um eixo carregado com 100 kN causa 2,3 vezes mais danos no pavimento do que o mesmo eixo carregado com 82 kN.

Segundo Martins e Miranda (1995), a consequência imediata da destruição da rede pavimentada, com base em levantamentos no Estado de Mato Grosso, é o aumento imediato dos custos de transporte. A estimativa é de 58% devido ao excesso do consumo de combustível, 30% pelo desgaste da frota e 100% pelo tempo de percurso.

Os autores exemplificam o excesso de carga com dados colhidos no posto de pesagem dinâmica da BR/174 em Cáceres e na BR/163, em junho de 1995. No primeiro, identificou-se um excesso de carga em 20% dos eixos pesados e, no segundo 30% dos eixos apresentavam excesso em valores variados.

De acordo com dados obtidos em outras pesquisas executadas pelo GEIPOT e publicados em 1994, sabe-se que nas rodovias brasileiras os caminhões trafegam com sobrecarga de 10 a 30% (Fernandes Jr. *et al.*, 1995).

Albano (1998), utilizando o simulador de tráfego da Área de Pesquisas e Testes da UFRGS/DAER, identificou que a vida útil de um pavimento típico de rodovia vicinal pode sofrer uma redução de até 80% quando os excessos de carga por eixo são da ordem de 20%.

Em 1988 foi realizado um estudo de uma técnica de manutenção de pavimentos de asfalto. Utilizou-se delgadas placas de concreto (“whitetopping”) depositadas sobre uma pequena espessura de concreto asfáltico remanescente de fresagem.

Foi utilizado um trecho de pista na Cidade Universitária, da cidade de São Paulo, instrumentada com medidores de deformação e de temperatura (Pereira, 1998). O objetivo foi verificar o comportamento do asfalto e da placa sob condições reais de tráfego urbano. Foram realizadas provas de carga estática e dinâmica com o intuito de verificar os reais níveis de deformação dos quais as placas estariam sujeitas quando da interação com o tráfego. Verificou-se significativa redução da deflexão do asfalto após a instalação das placas, visualizando-se inclusive a transferência de cargas entre sucessivas placas, quando mantida a integridade estrutural das demais camadas do pavimento.

Segundo (Moura, 2003), estudos realizados com suspensões veiculares passivas, semi-ativa e ativa, mostraram que a suspensão ativa é mais eficiente comparada ao sistema semi-ativo e passivo. Porém, o custo/benefício dos sistemas semi-ativos e passivos os tornam mais atrativos para a indústria de veículos. Entende-se por eficiente, melhores níveis de qualidade com relação à segurança, à estabilidade e ao conforto do passageiro/motorista. O estudo foi realizado com métodos matemáticos de modelagem de sistema.

Três modelos matemáticos foram discutidos. O primeiro contendo um grau de liberdade. O segundo de $\frac{1}{2}$ veículo, com dois graus de liberdade, compostos apenas pelo eixo dianteiro e pelo movimento da carroceria. O terceiro de quatro graus de liberdade, sendo considerados os eixos dianteiro e traseiro conectado à carroceria do veículo. O software utilizado para as simulações e análise dos resultados foi o Simulink do Matlab.

O laboratório de pesquisas em transporte e estradas dos Estados Unidos (Page, 1973) realizou algumas experiências em seu campo de provas (pista de asfalto) a respeito da carga dinâmica exercida pelos caminhões no piso. A princípio, se um caminhão percorre uma rodovia horizontal, plana e sem irregularidades, a carga exercida pelas rodas no piso deve ser constante, desconsiderando as forças devido ao balanço do veículo. Na experiência, para medir a carga dinâmica exercida pelas rodas no piso ao longo da pista do campo de provas, foram medidas acelerações em vários pontos do veículo e deslocamentos dinâmicos dos eixos. Na prática, sempre existem irregularidades no asfalto das rodovias que excitam o veículo e fazem com que o mesmo aplique cargas dinâmicas no piso. Estas cargas variam de acordo com a carga estática nas rodas. O dano causado no piso é bastante dependente da magnitude da carga na roda do veículo. A vida útil das rodovias será maior, minimizando os componentes estáticos e dinâmicos das cargas nas rodas, uma vez que na ausência destas cargas a superfície do piso será mantida sem irregularidades. Foram colocadas, na pista de prova, simulações de irregularidades, isto é, obstáculos em forma de degrau e em forma de um “seno”. Procurou-se variar a altura destas irregularidades, a velocidade do veículo, a massa transportada e a dureza dos pneus. A seguir tem-se as conclusões tiradas desta experiência.

1. O primeiro pico de carga dinâmica, quando a roda passa pelo degrau, aumenta com a velocidade e depende também da forma do obstáculo.
2. À velocidade constante, o primeiro pico de carga dinâmica e a aceleração da massa aumentam linearmente com o aumento da altura do obstáculo.
3. À velocidade constante, os parâmetros mais importantes que afetam o primeiro pico de carga dinâmica são a dureza do pneu e a massa.
4. Os picos de carga dinâmica tendem a diminuir rapidamente com o aumento do amortecimento da suspensão.

5. Molas não lineares, isto é, quando a rigidez aumenta com o aumento da carga, reduzem a aceleração quando o veículo está descarregado, mas produzem pequenas acelerações quando o veículo está carregado.
6. Para os obstáculos em forma de seno, cargas dinâmicas com frequência abaixo de 1Hz praticamente são inexistentes. Picos de cargas dinâmicas ocorrem nas frequências que correspondem ao balanço do próprio veículo.

Valasek e sua equipe (1988) desenvolveram uma suspensão semi-ativa para caminhões. O objetivo é diminuir as forças que ocorrem entre pneu e piso, reduzindo os danos nas rodovias. Foi desenvolvido um protótipo e instalado em um caminhão. Antes, foram feitas algumas simulações em modelos matemáticos. Ficou demonstrado que o controle ativo da suspensão reduz as forças entre pneu e piso em torno de 10 e 30%, sem provocar desconforto no veículo. Isto corresponde a uma redução de mais de 70% nos danos causados nas rodovias.

Um procedimento simplificado (Brandão, 2000) para especificação de componentes para suspensões passivas foi realizado na Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro - PUC/RJ. O objetivo foi mostrar como a simulação numérica pode facilitar o projeto de suspensão de veículos terrestres. O programa utilizado foi o Simulink/Matlab. Com algumas considerações que simplificaram a modelagem matemática, ficou claro que o recurso computacional utilizado é suficiente para auxiliar no projeto de suspensões, sem a necessidade de pacotes complexos e de alto custo. Porém, é preciso ter um bom conhecimento dos fenômenos físicos a serem estudados e dos resultados a serem alcançados.

Capítulo 3

Procedimento Experimental e Equipamentos Utilizados

Este capítulo apresenta a metodologia e equipamentos utilizados para estimar as cargas dinâmicas em veículos de carga. Inicialmente, é descrito o conjunto de atividades que compõe o planejamento experimental. Em seguida, cada equipamento ou sistema empregado no desenvolvimento da pesquisa é apresentado. Ao final do capítulo cada ensaio realizado é discutido detalhadamente.

3.1 Metodologia

Para estimar as cargas dinâmicas, utilizaram-se os próprios feixes de molas da suspensão do veículo como transdutores de força, conforme visto no capítulo 2. A idéia foi aproveitar a curva de resposta do feixe de molas, força aplicada em função do deslocamento. Assim, com os devidos ajustes e calibrações, seria possível, através da monitoração do deslocamento apresentado pelo feixe de molas, determinar a força aplicada ao mesmo. No veículo, o deslocamento foi monitorado entre dois pontos interligados pelo feixe de molas: a longarina e o eixo. Antes de aplicar este método para determinar as forças dinâmicas no veículo, foram realizados vários estudos que são detalhados a seguir.

Na figura 3.1 tem-se o fluxograma de atividades do planejamento experimental.

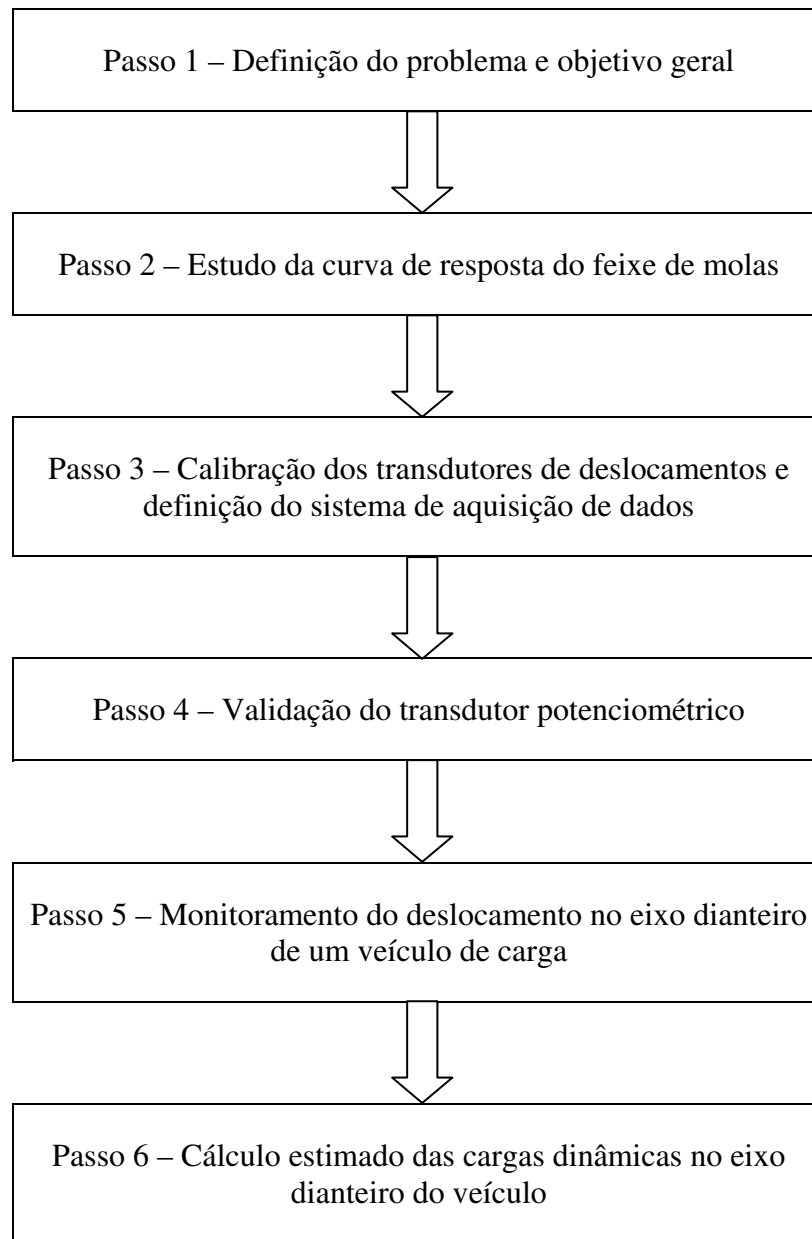


Figura 3.1: Fluxograma das atividades do planejamento experimental.

Passo 1 – O problema geral consiste em avaliar a possibilidade de utilização do feixe de molas do próprio veículo e um transdutor de deslocamento como um sistema de medição de força. O objetivo é quantificar as cargas dinâmicas que o veículo aplica no solo e em seus próprios componentes.

Passo 2 – Estudo detalhado da curva de resposta do feixe de molas através de ensaio estático. O objetivo é levantar, em laboratório, a curva de resposta de um feixe de molas comum. Utilizou-se uma máquina de ensaios para aplicação de força controlada e devidamente calibrada. Isso foi feito para verificar o comportamento do feixe de molas com relação à histerese e linearidade apresentada na curva de carga em função do deslocamento. Caso não fosse possível realizar o estudo em laboratório, os passos seguintes seriam descartados e a hipótese de que seria possível não seria válida.

Passo 3 – A fim de verificar a possibilidade de utilização do transdutor tipo potenciométrico para a medição do deslocamento, realizou-se uma calibração. Nesta etapa também foi definido o sistema de aquisição de dados que seria empregado nos ensaios com este tipo de transdutor.

Passo 4 – O próximo passo foi o estudo sobre o tipo de transdutor de deslocamento que poderia ser utilizado para medir o deslocamento relativo entre os dois pontos da suspensão do veículo, tanto em simulação em laboratório quanto acoplado diretamente em paralelo com a suspensão do veículo. Este transdutor teria que ser capaz de medir, de forma precisa, o deslocamento entre os dois pontos da suspensão no sentido vertical, mesmo sofrendo pequenos deslocamentos no sentido longitudinal do veículo. Foram realizados ensaios estáticos e dinâmicos em um feixe de molas com dupla monitoração do deslocamento, com o transdutor da máquina de aplicação de força, tipo LVDT, e com o transdutor que poderia ser utilizado na metodologia proposta, tipo potenciométrico. Ambos os transdutores foram instalados no dispositivo de ensaio de maneira a simular sua instalação no veículo. Foram dois objetivos destes ensaios. Primeiro, estudar o comportamento do feixe de molas com relação à histerese apresentada na curva carga x deslocamento e como minimizar este efeito. Segundo, verificar o funcionamento do transdutor de deslocamento tipo potenciométrico instalado em condições idênticas à do veículo. A principal preocupação foi com relação à linearidade da resposta do conjunto feixe-transdutor.

Passo 5 – Após os passos de estudo, o sistema de medida (transdutores, instrumentação eletrônica e o sistema de aquisição de dados) foi instalado em um veículo de porte médio. Foram monitorados os deslocamentos da suspensão do eixo dianteiro. Foram instalados dois transdutores, um do lado esquerdo e outro do lado direito. Foram realizados dois ensaios distintos. O primeiro trata-se de um teste estático com o veículo parado. Foi definido o melhor ponto de fixação dos transdutores potenciométricos, verificado o deslocamento estático da suspensão do veículo quando carregado com carga nominal e levantada a curva de rigidez estimada dos feixes de molas do veículo, uma vez que seria impraticável tirar os feixes de molas do veículo e calibrar em laboratório. O segundo trata-se de um ensaio dinâmico com o veículo em movimento. O objetivo foi medir os deslocamentos da suspensão dianteira do veículo, foram realizadas algumas corridas em condições adversas de piso. Em seguida foram feitas duas corridas em velocidade constante de 50 km/h. Por fim, foram analisados os valores de deslocamentos envolvidos e as frequências em que ocorreram.

Passos 6 – Finalmente, com os resultados dos experimentos das corridas, foram estimadas as cargas dinâmicas para os tipos de piso mais críticos.

3.2 Equipamentos Utilizados

Nesse item, são apresentados os equipamentos e sistemas que foram empregados nos experimentos detalhados no item 3.3.

3.2.1 Máquina para Aplicação de Força

Para a aplicação das cargas nos feixes de molas nos ensaios de laboratório, foi utilizada uma máquina hidráulica com capacidade de 250 kN e 150 mm de deslocamento, fabricada pela MTS – “Material Test System”. Esta máquina é composta por um atuador hidráulico servo controlado com transdutores de força, tipo célula de carga, e de deslocamento, tipo LVDT, e um módulo de controle eletrônico. Este equipamento permite controlar a força ou o deslocamento

aplicado nos conjuntos sob teste. Este controle é realizado em malha fechada. A excitação do sistema pode ser estática ou dinâmica.

Na figura 3.2 tem-se a parte mecânica da máquina de ensaio, onde pode ser visto o atuador hidráulico (1) montado na mesa de reação e o detalhe do módulo de controle eletrônico (2).



Figura 3.2: Máquina de ensaio MTS.

Na figura 3.3 tem-se o diagrama de blocos de controle da máquina de ensaio. No atuador hidráulico, estão instalados os transdutores de força, tipo célula de carga, e de deslocamento, tipo LVDT. Os dois tipos de transdutores são condicionados e selecionados na malha fechada de controle através do “Seletor de Realimentação”. O valor da carga ou do deslocamento estático é ajustado no “Nível Estático”. O valor dinâmico é ajustado no “Nível Dinâmico”. O programa dinâmico é gerado por um gerador de função programável. O “Servo Controlador” avalia a diferença entre os valores ajustados e os valores lidos pelos transdutores e alimenta o “Controlador da servo válvula” com esta informação, que excita a servo válvula que atua diretamente no atuador hidráulico. A servo válvula é alimentada com um sistema hidráulico com pressão de trabalho de 3.000 psi.

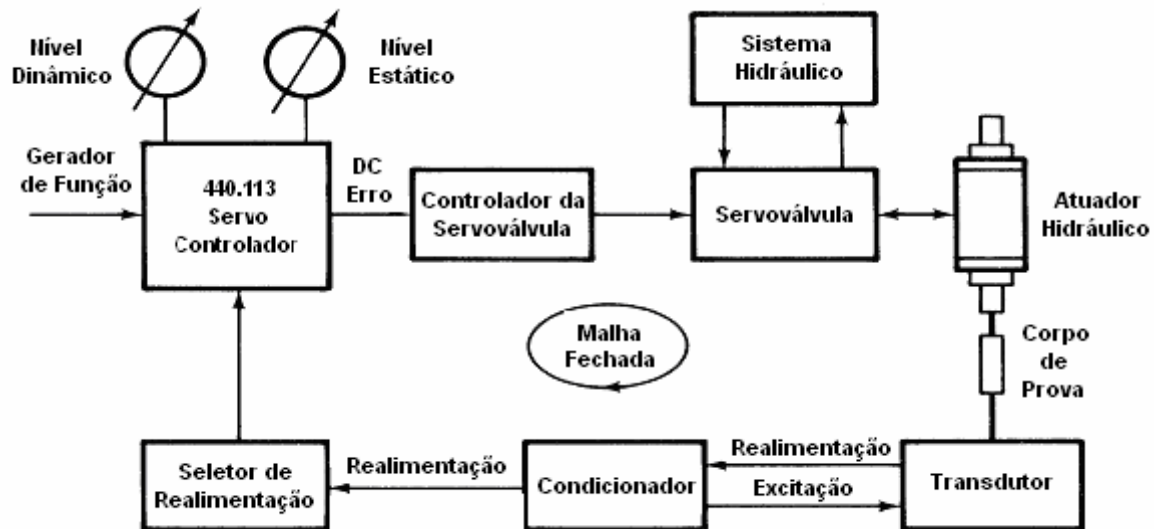


Figura 3.3: Diagrama em bloco do sistema da máquina de ensaio.

3.2.2 Transdutor de Deslocamento Utilizado

O transdutor de deslocamento utilizado nos ensaios práticos foi o modelo PT101 fabricado pela Celesco Transducer Products, Inc. Este transdutor utiliza como sensor um potenciômetro multivoltas de precisão para medidas de deslocamentos angulares. Este transdutor transforma o deslocamento angular em deslocamento linear através de um sistema mecânico preciso, formado por pequenas engrenagens e um pequeno cabo de aço, com mola, enrolado no eixo do potenciômetro. Assim, ao excitar o potenciômetro com uma tensão DC e deslocar o cabo de aço, tem-se uma tensão DC nos terminais de saída do potenciômetro proporcional ao deslocamento linear do cabo de aço.

A utilização deste tipo de transdutor tem duas grandes vantagens. É um transdutor preciso e robusto, o suficiente para ser instalado em condições adversas de vibração por pequenos períodos de tempo. Possui uma construção mecânica não rígida, ou seja, seu sistema de medição não é montado de maneira que deva permanecer completamente alinhado e rígido entre os dois pontos que se deseja medir o deslocamento, como por exemplo, réguas óticas utilizadas em tornos mecânicos.

Este transdutor possui um sistema de cabo de aço que permite liberdade de movimento em todas as direções, sem causar erros consideráveis na medida do deslocamento. Na figura 3.4 tem-se o transdutor potenciométrico modelo PT101. Pode-se notar o corpo do transdutor (1), a base de fixação (2), o conector elétrico (3) e o cabo de aço (4).

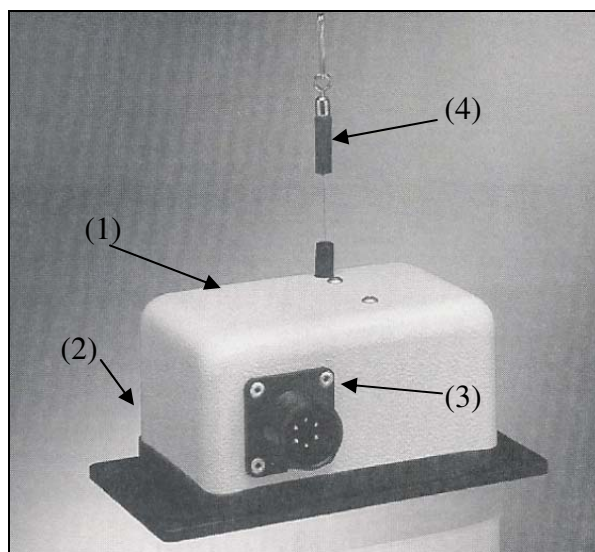


Figura 3.4: Transdutor tipo Potenciométrico modelo PT101.

Na tabela 3.1 tem-se as características técnicas do transdutor modelo PT101 (Celesco, 2002).

Tabela 3.1: Características técnicas do transdutor potenciométrico modelo PT101.

Parâmetros	Valores
Escala	0 – 125 mm
Sensor utilizado	Potenciômetro de plástico híbrido de precisão de 1k Ω
Resolução	Infinita (analógico)
Repetibilidade	0,02 % do fundo de escala
Precisão	$\pm 0,15\%$ do fundo de escala
Tensão de excitação	10 Vdc máximo
Resposta em frequência	10 mS (100 Hz)

Na figura 3.5 tem-se a resposta da tensão de saída do transdutor em função da posição do cabo de aço. Com o cabo de aço todo retraído, a tensão de saída é zero. Com ele todo estendido, a tensão de saída é máxima. O valor máximo da tensão de saída é o valor da tensão de excitação (V_{exc}) (Celesco, 2002).

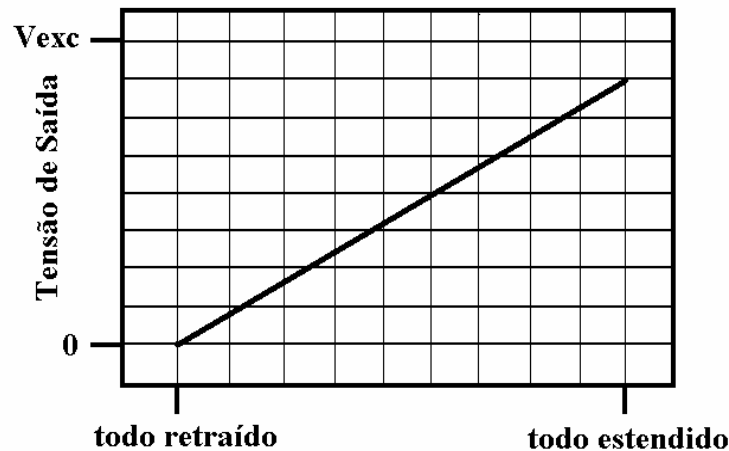


Figura 3.5: Resposta de saída do transdutor PT101 em função da posição do cabo de aço.

Na figura 3.6 tem-se o circuito elétrico do transdutor potenciométrico, que basicamente é um potenciômetro. Nos terminais das extremidades é ligada a excitação ($+V_{exc}$ e comum). O terminal central é ligado diretamente à saída ($+V_{saída}$). Com o cabo de aço todo retraído o terminal central fica ligado ao terminal comum da excitação (zero volt). Com o cabo todo estendido o terminal central fica ligado ao terminal onde está ligada a excitação ($+V_{exc}$) (Celesco, 2002).

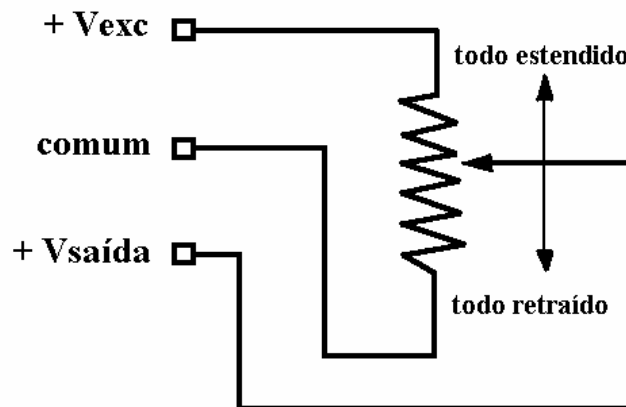


Figura 3.6: Circuito elétrico do transdutor modelo PT101.

3.2.3 Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados utilizado nos ensaios de laboratório e em campo foi desenvolvido e construído pela empresa brasileira Lynx Tecnologia Eletrônica, modelo ADS2000. O sistema possui uma placa de aquisição de 16 canais que converte os sinais analógicos em digitais, com resolução de 12 bits e frequência de aquisição ajustável por software na faixa de 0,1 a 10 kHz. Os sinais analógicos de entrada podem variar de 0 a 10 Vdc ou de ± 5 Vdc.

O software permite também a configuração de cada sinal analógico de entrada, identificando um nome para o canal, fundo de escala em unidade de engenharia e fundo de escala em Volts DC e correção automática dos valores adquiridos baseados na equação da reta de calibração dos transdutores. Durante a aquisição dos sinais, é possível visualizar em tempo real as leituras de cada canal em função do tempo. No final da aquisição, é gerado um arquivo com todas as informações e dados de cada canal em função do tempo. Em todas as aquisições de sinal realizadas, a partir do arquivo de aquisição gerado pelo software, foi gerado um novo arquivo em formato ASCII, para posterior tratamento dos sinais em uma planilha eletrônica (Microsoft Excel).

3.3 Equipamentos Diversos

Nos experimentos de laboratório e em campo, foram utilizados ainda os seguintes equipamentos:

- Célula de carga MTS, modelo 661.220-01, com capacidade de 250 kN com erro máximo no ponto medido menor que 1%. A célula foi calibrada pelo Laboratório de Metrologia do IPT, certificado de calibração 29.180. Esta célula foi utilizada na máquina de ensaio para aplicação de força no feixe de molas.
- Multímetro Digital Minipa de 4 ½ dígitos, modelo 2700, com escala em Volts DC. O multímetro foi calibrado pelo Instituto de Eletrotécnica da USP, certificado de calibração

51.121. Este multímetro foi utilizado para monitoramento da saída dos condicionadores dos transdutores potenciométricos durante a calibração.

- Osciloscópio Digital HP, modelo HP54603B, calibrado pelo laboratório BALITEK, certificado de calibração R0989/2000. Este osciloscópio foi utilizado para a monitoração da força dinâmica aplicada ao feixe de molas no ensaio de laboratório.
- Transdutor de deslocamento tipo LVTD. É um transdutor interno à máquina de aplicação de força (MTS), com range máximo de 150 mm e erro máximo de 0,01% do fundo de escala. O LVDT foi calibrado pelo Laboratório de Metrologia do IPT. Foi utilizado para todas as leituras de deslocamentos dos feixes de molas nos ensaios de laboratório.
- Balança Rodoviária, com capacidade de 56 toneladas, com selo de calibração 1755505-9 do INMETRO. Esta balança foi utilizada para pesar o veículo.
- Condicionadores de sinais para os transdutores potenciométricos fabricados pelo IPT. Estes condicionadores fornecem a excitação de 10 Vdc para os transdutores e permitem um pequeno ajuste de zero ("offset") na leitura destes. Estes condicionadores foram utilizados sempre em conjunto com os transdutores potenciométricos.
- Treze blocos de concreto, para carga do veículo, aferidos pelo Laboratório de Veículos e Componentes, sendo 4 blocos de 2.500 kg, 4 de 500 kg e 5 de 300 kg.

3.4 Detalhamento de Cada Experimento

A seguir serão apresentados os detalhes de cada experimento seguindo os passos apresentados no item 3.1. Todos os ensaios de laboratório foram realizados no Laboratório de Veículos e Componentes - LVC, do Agrupamento de Desenvolvimento Ferroviário e Rodoviário - ADFR, da Divisão de Tecnologia de Transportes - DITT, do IPT.

3.4.1 Estudo da Resposta do Feixe de Molas (Passo 2)

Primeiramente, realizou-se o ensaio estático em um feixe de molas para verificar o comportamento do feixe com relação à linearidade apresentada na curva carga x deslocamento. Foi utilizado um feixe de molas, projetado para uso na suspensão traseira, de carga nominal de 60.000 N. O feixe de molas foi montado em um dispositivo construído de modo a simular as dimensões da longarina do veículo, reproduzindo assim as condições reais de trabalho. O feixe foi “grampeado” com duas chapas de aço no centro e com quatro parafusos, com 700 N.m de torque em cada um, simulando as condições reais dos grampos de fixação no eixo do veículo.

Na figura 3.7 tem-se a montagem utilizada para este ensaio. Nela, pode ser visto a célula de carga (1) do atuador hidráulico da máquina, o dispositivo que simulou a longarina do veículo (2), o feixe de molas (3) e o conjunto de montagem dos feixes, chapas de aço e grampos (4).

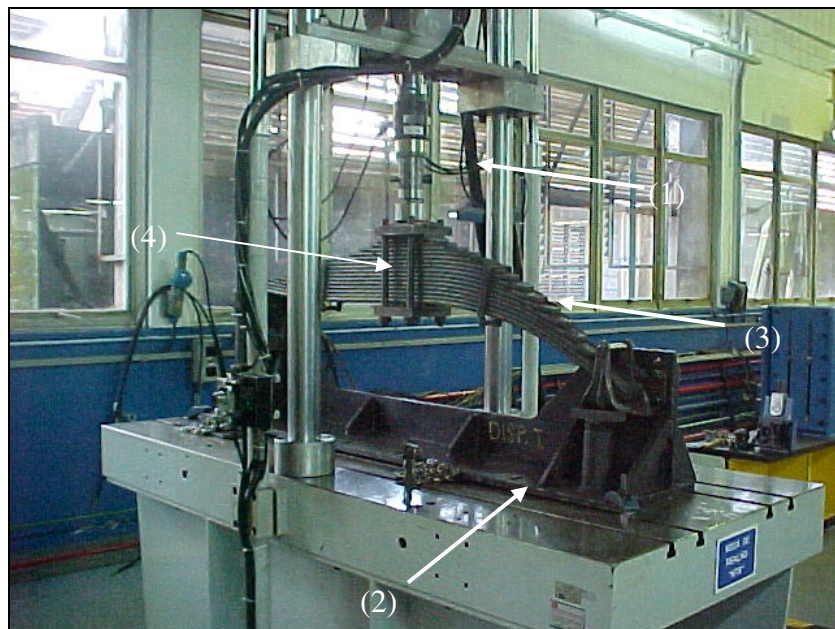


Figura 3.7: Montagem do feixe de molas na máquina de ensaio.

O dispositivo foi posicionado na máquina de aplicação de força de maneira que o centro do feixe ficasse alinhado com a célula de carga, que estava fixada na ponta da haste do atuador hidráulico. Com o controle da máquina de ensaios em força, foram aplicados no feixe, partindo

de zero, incrementos de força de 3.000 N até a carga nominal. Em seguida foram aplicados decrementos de mesmo valor até zero. A força foi monitorada e controlada através da célula de carga e o deslocamento do feixe foi monitorado através do transdutor tipo LVDT interno da máquina de ensaio.

3.4.2 Calibração dos Transdutores Tipo Potenciométricos (Passo 3)

Foram utilizados, nos experimentos de laboratório e em campo, dois transdutores potenciométricos tipo PT101. Um deles foi emprestado do laboratório de instrumentação da Divisão de Tecnologia de Transportes. O outro foi adquirido pelo autor. A fim de avaliar sua resposta ao deslocamento, foi realizada a calibração, tendo como referência o transdutor de deslocamento tipo LVDT, da máquina de ensaio MTS. A máquina foi ajustada para o controle em deslocamento. Na figura 3.8 tem-se a montagem dos dispositivos para a calibração. Cada transdutor (1) foi fixado na base da máquina (2). O cabo de aço de medida (3) foi preso em um dispositivo (4), fixado na célula de carga. A célula de carga estava fixa na ponta da haste do atuador hidráulico. A haste do atuador está internamente acoplada ao LVDT.

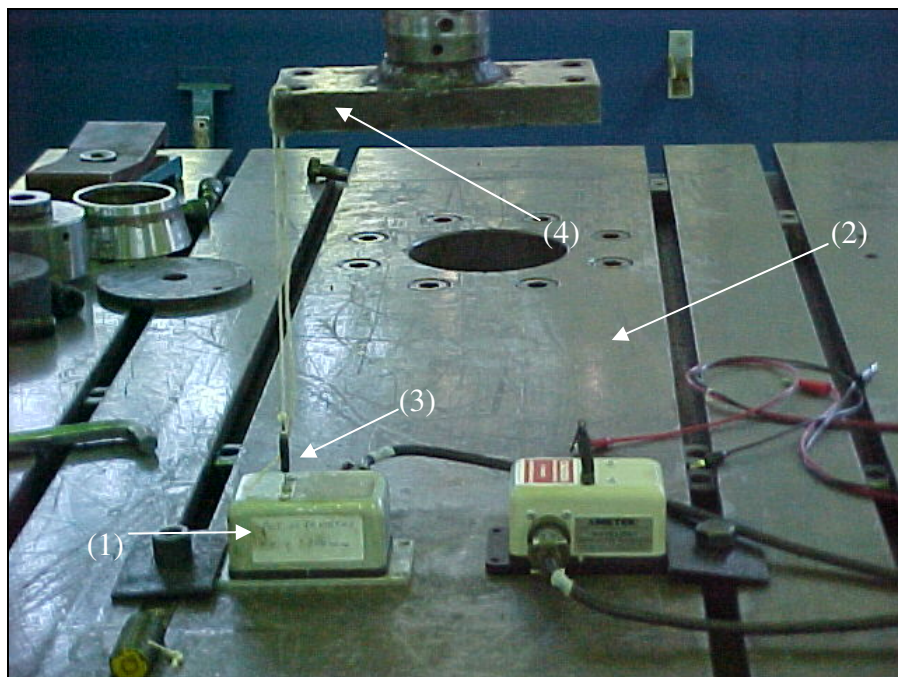


Figura 3.8: Calibração dos transdutores potenciométricos na máquina de ensaio.

Na calibração, foi utilizado o condicionador de sinais dos transdutores. Em cada transdutor foi aplicado um deslocamento de 100 mm com incrementos de 10 mm, sendo o primeiro ponto em 12,5mm (10% do fundo de escala) e o último ponto em 112,5 mm (90% do fundo de escala). Foram feitas medidas do deslocamento no sentido ascendente e descendente. Este procedimento foi repetido três vezes, a fim de se calcular a média e o desvio. A relação nominal de saída dos transdutores é de $10 \text{ Vdc} = 125 \text{ mm}$, para uma excitação de 10 Vdc. A leitura do deslocamento foi realizada em Volts com o multímetro digital na saída do condicionador de sinais.

3.4.3 Validação do Transdutor Potenciométrico (Passo 4)

O próximo passo foi verificar o funcionamento do transdutor tipo potenciométrico instalado em um dispositivo montado com um feixe de molas. O objetivo foi simular sua instalação no veículo, comparando suas respostas com as do transdutor tipo LVDT da máquina de ensaio. Para este experimento, foi utilizado um feixe de molas, de um veículo com as características expressas na tabela 3.2.

Tabela 3.2: Características do veículo onde é utilizado o feixe de molas estudado.

- Carga nominal do feixe de molas: 36.500 N
- Eixo onde é utilizado no veículo: Dianteiro
- Reação no eixo dianteiro com o veículo vazio: 33.600 N
- Reação máxima no eixo dianteiro com o veículo carregado: 60.000 N
- Peso próprio do eixo dianteiro montado (eixos + rodas + pneus): 6.000 N
- Carga sobre os dois feixes de molas dianteiros com o veículo vazio: 27.600 N (reação no eixo com veículo vazio (33.600 N) menos o peso próprio do eixo montado (6.000 N))
- Carga sobre os dois feixes de molas dianteiros com o veículo carregado: 54.000 N (reação máxima no eixo com veículo carregado (60.000 N) menos o peso próprio do eixo montado (6.000 N))
- Carga em apenas um feixe de molas com o veículo vazio: 13.800 N
- Carga em apenas um feixe de mola com o veículo carregado: 27.000 N

O feixe de molas foi montado em um dispositivo construído com um segmento da própria longarina do veículo em que é utilizado, reproduzindo assim as condições reais de trabalho do

mesmo. O feixe foi devidamente “grampeado” com duas chapas de aço no centro e com quatro parafusos com 700 N.m de torque em cada um, simulando as condições reais dos grampos de fixação no eixo do veículo.

O transdutor tipo potenciométrico foi instalado no centro do feixe, com o objetivo de obter-se maior sensibilidade na relação entre carga aplicada e o deslocamento do feixe. Todo o conjunto foi montado na base da máquina de ensaio. Assim, garantiu-se o alinhamento entre o centro do feixe de molas e a célula de carga do atuador hidráulico.

Na figura 3.9 tem-se a montagem deste ensaio com carga zero, onde (1) é o atuador hidráulico na vertical, (2) é a célula de carga apoiada sobre o feixe de molas (3), que está devidamente instalado no dispositivo (4) e (5) é o transdutor potenciométrico.

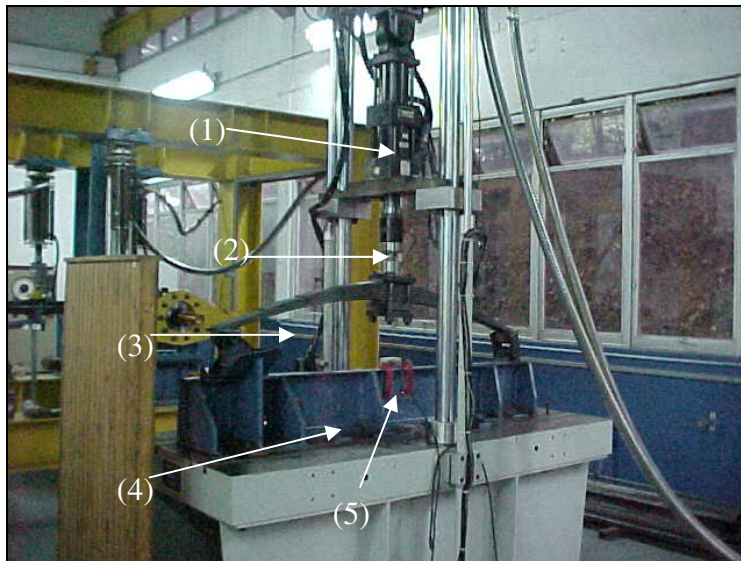


Figura 3.9: Vista geral da montagem do ensaio para aplicação de força no feixe de molas.

Na figura 3.10 tem-se o detalhe do transdutor potenciométrico (1) quando o feixe de molas estava com a carga máxima do ensaio. Pode ser visto a placa de aço inferior (2) com os grampos e o cabo de aço (3) do transdutor quase que totalmente recolhido.

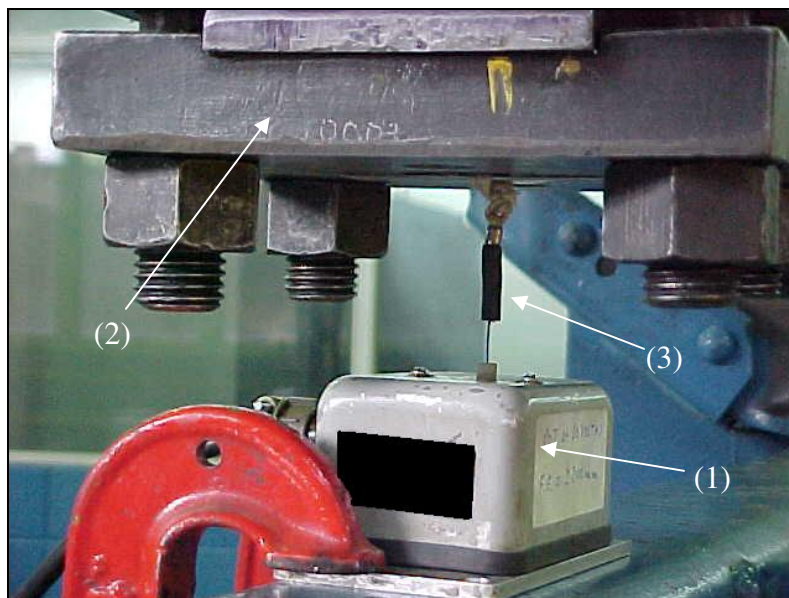


Figura 3.10: Detalhe da montagem do transdutor potenciométrico com carga no feixe de molas.

Inicialmente, realizou-se o levantamento da curva de carga em função do deslocamento do feixe de molas, tendo como referência de carga a leitura da célula de carga do atuador e as referências de deslocamentos, do LVDT da máquina de ensaio e do transdutor potenciométrico instalado no dispositivo. Neste experimento, o sinal de deslocamento do transdutor também foi lido diretamente na saída do condicionador de sinais pelo multímetro digital.

Procurando simular as cargas no feixe de molas como se este estivesse montado no veículo, adotou-se o seguinte procedimento de ensaio:

1. Leitura do transdutor de posição da haste do atuador (LVDT) e do transdutor potenciométrico, com carga zero sobre o feixe. A haste do atuador foi apenas encostada no centro do feixe de molas;
2. Incremento da carga no feixe para 13.800 N, simulando o peso do veículo sobre o feixe, com a leitura de deslocamento dos dois transdutores;
3. A partir deste ponto aumentou-se a carga aplicada com incrementos de 5.000 N até 28.800 N, aproximadamente a carga no feixe com o veículo carregado. Foram feitas as leituras dos deslocamentos dos dois transdutores para todos os pontos;

4. Ao chegar à carga de 28.800 N foram aplicados decrementos de carga de 5.000 N até 13.800 N. Em seguida, a carga foi aliviada até zero, retornando para a posição inicial. Foram feitas as leituras de deslocamentos dos dois transdutores para todos os pontos.

Em seguida, foi feita uma análise destes resultados, onde se observou que a histerese apresentada era acentuada. Assim, resolveu-se realizar uma segunda etapa, simulando também a dinâmica do veículo carregado em marcha, repetindo o procedimento da primeira etapa. Para cada incremento e decremento de carga, aplicou-se uma oscilação senoidal de ± 2.500 N a 0,5 Hz. Foram feitas as leituras dos dois transdutores para cada ponto, antes e após a oscilação. A hipótese era que com este procedimento a histerese seria minimizada, pois o deslocamento do feixe de molas tenderia a ficar em uma média entre a curva de subida e descida da carga. A escolha desta frequência foi baseada na experiência do autor em ensaios de caminhões. Esta frequência estaria dentre a faixa de frequências de oscilação do veículo, fato este comprovado posteriormente nos experimentos com o veículo em movimento.

Na figura 3.11 tem-se o feixe de molas (1), montado na bancada de ensaios (2), com a carga de 28.800 N aplicada. Pode-se notar que o feixe está praticamente na posição horizontal.



Figura 3.11: Feixe de molas sob carga de 28.800 N.

3.4.4 Monitoramento do Deslocamento no Eixo Dianteiro (Passo 5)

O último experimento foi monitorar o eixo dianteiro de um veículo, carregado em condições reais de trabalho, com dois transdutores potenciométricos. O objetivo principal é estudar o comportamento estático e dinâmico de uma suspensão com feixes de molas quando submetida a condições nominais de carga. Foram realizados ensaios estáticos e dinâmicos, com o objetivo de verificar os seguintes parâmetros:

a) Com o Veículo Parado:

- Deflexão estática máxima, com o carregamento do veículo da carga mínima até a carga nominal;
- Rigidez estática estimada do feixe de molas, não levando em consideração a histerese;
- Funcionamento dos transdutores em condições estáticas.

b) Com o Veículo em Movimento:

- Variações dos deslocamentos e frequências envolvidas;
- Deslocamentos dinâmicos máximos e mínimos em várias condições de piso;
- Funcionamento dos transdutores em condições dinâmicas e com presença de vibrações.

Neste experimento, utilizou-se um caminhão de médio porte com as características expressas na tabela 3.3.

Tabela 3.3: Características do caminhão utilizado no ensaio de monitoração da carga.

- Modelo VW 17210, ano 2002;
- Carga nominal: 150.000 N;
- Número de eixos: 3 (dianteiro, auxiliar e motriz);
- Reação máxima no eixo dianteiro: 60.000 N;
- Reação máxima nos eixos auxiliar e motriz: 170.000 N;
- Reação total: 230.000 N;
- Carroceria: tipo carga seca

Na figura 3.12 tem-se o veículo ensaiado (1), visto de frente, durante a instalação do sistema. Pode-se notar que a instrumentação eletrônica (2) já se encontrava na cabine do veículo. Todo o sistema, aquisição de dados e transdutores, foi montado na máquina de ensaio de aplicação de força para uma verificação geral de funcionamento antes da instalação no veículo, figura 3.13. Em todas as corridas, foi utilizada uma frequência de aquisição de dados de 100 Hz. Esta frequência é suficiente para um estudo de espectros de potência de sinais de até 50 Hz. Pela experiência do autor, as frequências encontradas nos ensaios estariam abaixo de 10 Hz.



Figura 3.12: Caminhão utilizado no ensaio.

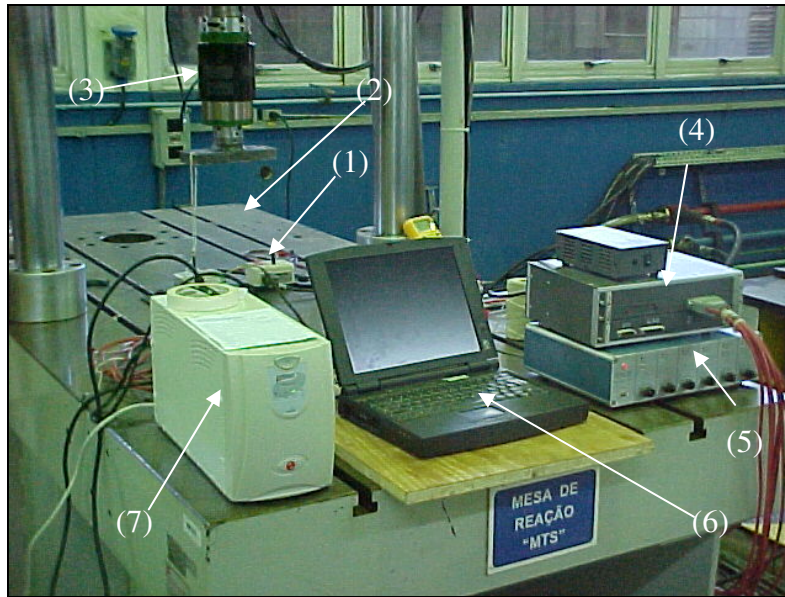


Figura 3.13: Verificação do sistema de aquisição de dados antes da instalação no veículo.

Na figura 3.13 tem-se todo o sistema, os dois transdutores potenciométricos (1) instalados no centro da base da máquina de ensaio (2), sob a célula de carga (3) do atuador hidráulico. O hardware do sistema de aquisição de dados (4) sobre o condicionador de sinais dos transdutores potenciométricos (5) e o “note-book”(6) com o programa de controle do sistema de aquisição. Para alimentação do sistema foi utilizado um “no break” (7).

Após a verificação prévia de todo o sistema, o mesmo foi instalado na cabine do veículo, como mostrado na figura 3.14. Pode-se notar, principalmente, o “hardware” do sistema de aquisição de dados (1), o notebook com o programa de controle do sistema de aquisição (2) e o condicionador de sinais dos transdutores potenciométricos (3).

Os dois transdutores foram instalados no eixo dianteiro do veículo, o mais próximo possível do centro de cada feixe de molas. O objetivo foi ler o deslocamento de cada feixe dianteiro, lado esquerdo e direito. O corpo de cada transdutor (1) ficou apoiado no eixo (2) e a extremidade do cabo de aço (3) que sofre o deslocamento ficou fixo em uma haste (4) solidária a longarina do veículo, conforme mostrado na figura 3.15 (a) e (b).

Com o veículo vazio e nivelado, os transdutores foram ajustados para um deslocamento inicial de aproximadamente 100 mm. Assim, ter-se-ia uma faixa de leitura de deslocamentos para ambos os transdutores de 100 a 0 mm.



Figura 3.14: Sistema de aquisição de dados instalado no veículo.

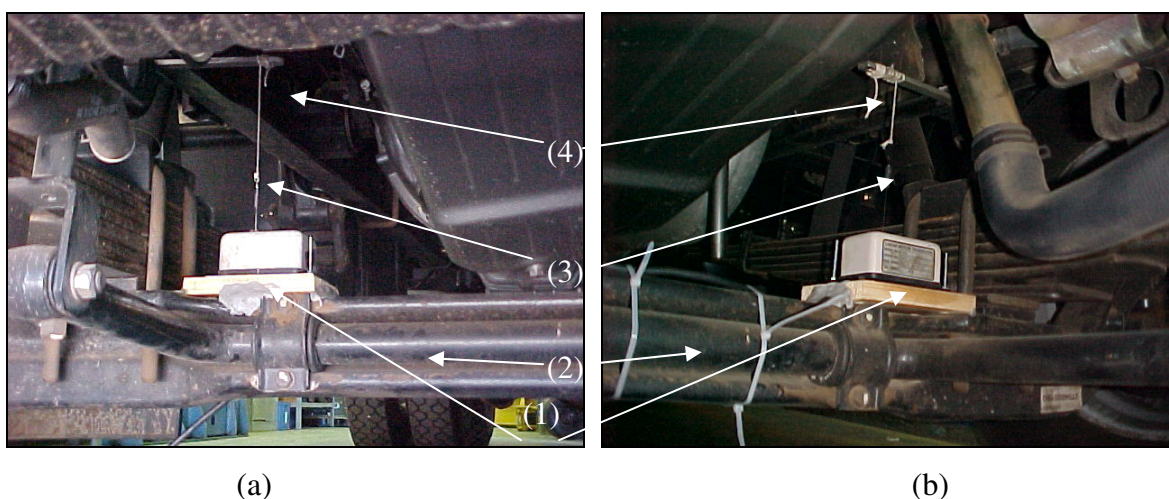


Figura 3.15: Transdutores instalados no lado esquerdo e direito do veículo.

Na figura 3.16 tem-se os transdutores ajustados para a posição inicial antes do carregamento. Podem-se notar também os cabos de ligação dos transdutores e o suporte dianteiro de fixação dos feixes de molas (3).

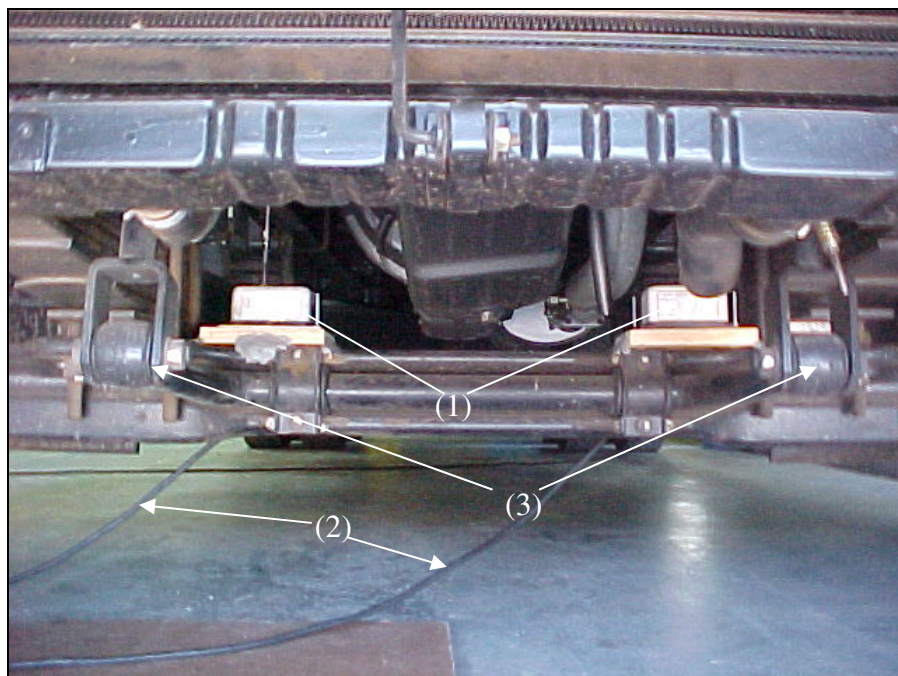
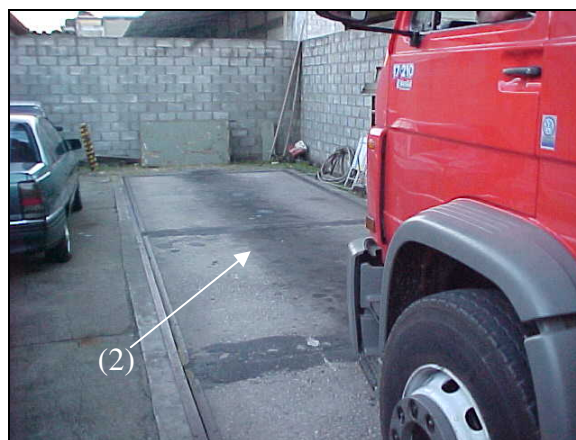


Figura 3.16: Detalhe do eixo dianteiro com os transdutores instalados.

O carregamento do veículo foi feito com blocos de concreto e monitorado do início ao fim com o sistema de aquisição de dados. O veículo foi pesado, peso total e por eixos, antes e após o carregamento. Com isso pode-se estimar a rigidez estática de toda a suspensão dianteira e de cada feixe de molas isoladamente. Nas figuras 3.17 (a) e (b) tem-se a balança rodoviária utilizada para pesar o veículo, onde (1) é o indicador e (2) a plataforma de pesagem.



(a)



(b)

Figura 3.17: Balança rodoviária utilizada para pesagem do veículo.

Foram feitas três corridas com o veículo carregado. A primeira, logo após o carregamento com destino ao posto de pesagem próximo ao laboratório, na qual foram encontradas condições de tráfego normal das ruas e várias condições de piso, trecho de terra com buracos, trecho de paralelepípedo e trechos com asfalto com lombadas. As outras duas corridas foram feitas em um pequeno trecho de asfalto retilíneo e plano, onde foram observados todos os eventos da corrida, ou seja, aceleração, trecho com velocidade constante e a frenagem até a parada total do veículo. Dentro das possibilidades de uso do veículo, procurou-se escolher trechos onde fossem encontrados os mais diferentes tipos de piso, a fim de ter uma amostra significativa do universo de ruas e estradas onde os veículos de carga trafegam.

Os resultados e as discussões relativas aos ensaios apresentados e a hipótese feita são apresentados no capítulo 4.

Capítulo 4

Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados e discussões sobre todos os experimentos realizados, conforme discutido no capítulo 3, em função dos objetivos do trabalho.

4.1 Estudo da Resposta do Feixe de Molas (PASSO 2)

Na Tabela 4.1 são mostrados os resultados do ensaio de levantamento da curva de resposta do feixe de molas estudado (carga x deslocamento). Nessa tabela, pode ser visto que a variação da carga causa uma variação proporcional no deslocamento, como esperado.

Na figura 4.1 é tem-se a curva de resposta apresentada pelo feixe de molas (linha vermelha). Foi determinada uma reta média pelo método dos mínimos quadrados, permitindo a obtenção de um coeficiente de correlação, R^2 de 0,8979 (linha preta). Pôde-se perceber o comportamento não linear da curva de resposta do feixe de molas, mostrando uma histerese bastante acentuada. Esta histerese deve-se principalmente ao atrito entre as lâminas do feixe.

Tabela 4.1: Resultados do ensaio de carga x deslocamento do feixe de molas.

Leitura	Carga		Descarga	
	Carga aplicada (N)	Deslocamento (mm)	Carga aplicada (N)	Deslocamento (mm)
1	0	0,00	60.000	126,37
2	3.000	2,25	57.000	126,35
3	6.000	9,75	54.000	126,09
4	9.000	17,63	51.000	125,77
5	12.000	24,06	48.000	125,32
6	15.000	31,21	45.000	124,28
7	18.000	39,96	42.000	120,72
8	21.000	45,77	39.000	114,86
9	24.000	52,75	36.000	108,39
10	27.000	59,53	33.000	101,7
11	30.000	66,51	30.000	95,25
12	33.000	76,02	27.000	88,04
13	36.000	78,77	24.000	79,95
14	39.000	85,77	21.000	72,16
15	42.000	90,67	18.000	64,17
16	45.000	95,87	15.000	55,36
17	48.000	101,99	12.000	45,98
18	51.000	106,24	9.000	36,05
19	54.000	112,64	6.000	25,05
20	57.000	116,43	3.000	12,41
21	60.000	126,37	0	1,35

4.1.1 Cálculo da Histerese do Feixe de Molas:

O valor de pico da diferença de deslocamento no aumento progressivo da carga em relação à diminuição, deu-se em 42.000 N. Com esta carga, no aumento, o deslocamento foi de 90,67 mm e na diminuição foi de 120,73 mm. Portanto o valor de pico do deslocamento nesta carga é de:

$$Valor_pico = 120,73 - 90,67 = 30,06\text{ mm}$$

O fundo de escala para o deslocamento foi de 126,37 mm com a carga máxima de 60.000 N, portanto:

$$\%histerese = \frac{30,06}{126,37} \times 100 = 23,79 \%$$

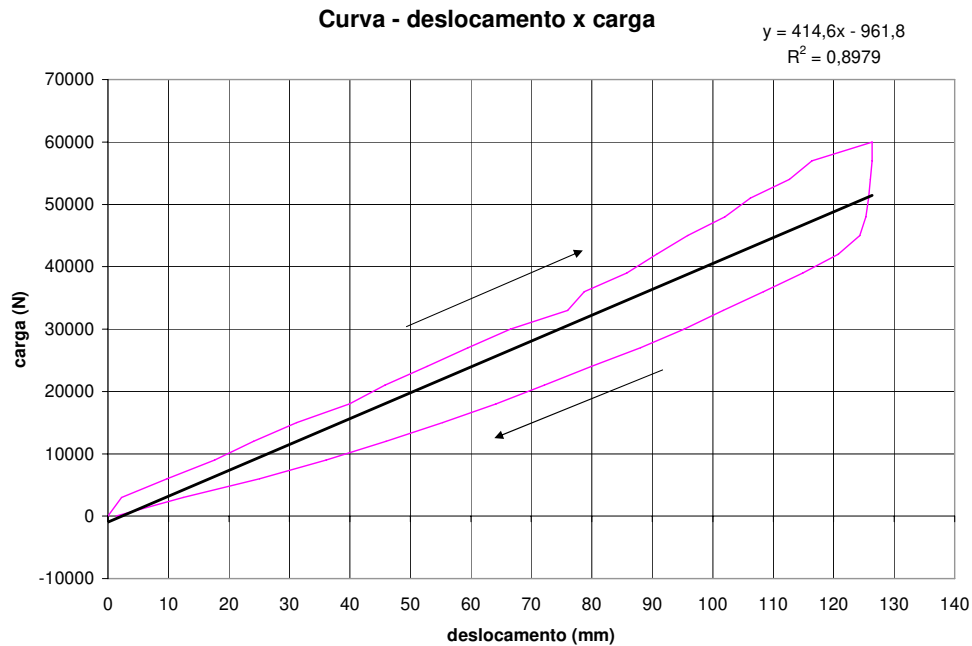


Figura 4.1: Curva apresentada pelo feixe de molas.

A histerese acentuada foi um ponto importante a ser estudado. Como é inerente aos feixes de molas, foi estudada uma maneira de minimizar este efeito (item 4.3) para viabilizar as medições.

4.2 Calibração dos Transdutores Potenciométricos (Passo 3)

Seguindo o procedimento para a calibração dos dois transdutores utilizados, descrito no capítulo 3, os transdutores potenciométricos foram calibrados. Nas tabelas 4.2 e 4.3 tem-se os resultados encontrados. Os transdutores foram identificados como esquerdo e direito, relação direta com os lados que estariam instalados no experimento de implementação do sistema no eixo dianteiro do veículo. A orientação de esquerdo e direito é em relação à posição do motorista.

Nas tabelas 4.2 e 4.3 a primeira coluna (Desl. LVDT - referência), são os valores de deslocamentos de referência do transdutor tipo LVDT da máquina de aplicação de força. A segunda coluna (Desl. Potenciométrico - Tensão de saída) é a saída em volts do condicionador do transdutor potenciométrico que está sendo calibrado. Esta saída é proporcional ao deslocamento aplicado ao transdutor. Foram feitas três medidas para cada ponto de referência e calculada a média. A terceira coluna (Desl. Reta) são os valores calculados da média de cada ponto na equação da reta apresentada nas figuras 4.2 e 4.3, transdutores esquerdo e direito respectivamente. A quarta coluna (ERRO) é a diferença entre os valores calculados pela equação da reta e os valores de referência.

Tabela 4.2: Resultados da calibração do transdutor potenciométrico esquerdo.

Desl. LVDT – referência (mm)	Desl. Potenciométrico – Tensão de saída (V)				Desl. Reta (mm)	ERRO (mm)
	1ª medição	2ª medição	3ª medição	Média		
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,13	0,13
12,50	0,98	0,99	0,97	0,98	12,38	-0,12
22,50	1,79	1,78	1,77	1,78	22,38	-0,12
32,50	2,58	2,58	2,57	2,58	32,34	-0,16
42,50	3,37	3,38	3,37	3,37	42,30	-0,20
52,50	4,18	4,19	4,18	4,18	52,42	-0,08
62,50	5,01	5,00	5,01	5,01	62,72	0,22
72,50	5,82	5,80	5,82	5,81	72,80	0,30
82,50	6,58	6,59	6,59	6,59	82,47	-0,03
92,50	7,42	7,41	7,39	7,41	92,72	0,22
102,50	8,19	8,20	8,18	8,19	102,51	0,01
112,50	8,97	8,99	8,97	8,98	112,34	-0,16
102,50	8,18	8,19	8,17	8,18	102,38	-0,12
92,50	7,41	7,41	7,39	7,40	92,67	0,17
82,50	6,59	6,58	6,57	6,58	82,38	-0,12
72,50	5,78	5,79	5,77	5,78	72,38	-0,12
62,50	4,98	4,99	4,98	4,98	62,42	-0,08
52,50	4,19	4,21	4,18	4,19	52,55	0,05
42,50	3,38	3,40	3,37	3,38	42,42	-0,08
32,50	2,59	2,61	2,58	2,59	32,55	0,05
22,50	1,79	1,81	1,78	1,79	22,55	0,05
12,50	0,99	1,00	0,98	0,99	12,51	0,01
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,13	0,13

Tabela 4.3: Resultados da calibração do transdutor potenciométrico direito.

Desl. LVDT – referência (mm)	Desl. Potenciométrico – Tensão de saída (V)				Desl. Reta (mm)	ERRO (mm)
	1ª medição	2ª medição	3ª medição	Média		
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,13	0,13
12,50	0,97	0,98	0,96	0,97	12,26	-0,24
22,50	1,77	1,76	1,75	1,76	22,13	-0,37
32,50	2,56	2,57	2,56	2,56	32,17	-0,33
42,50	3,36	3,37	3,39	3,37	42,30	-0,20
52,50	4,17	4,16	4,18	4,17	52,26	-0,24
62,50	4,99	4,98	4,96	4,98	62,34	-0,16
72,50	5,81	5,77	5,82	5,80	72,63	0,13
82,50	6,56	6,57	6,59	6,57	82,30	-0,20
92,50	7,39	7,38	7,37	7,38	92,38	-0,12
102,50	8,17	8,18	8,19	8,18	102,38	-0,12
112,50	8,96	8,95	8,94	8,95	112,01	-0,49
102,50	8,17	8,18	8,16	8,17	102,26	-0,24
92,50	7,39	7,38	7,37	7,38	92,38	-0,12
82,50	6,57	6,56	6,58	6,57	82,26	-0,24
72,50	5,77	5,76	5,75	5,76	72,13	-0,37
62,50	4,96	4,98	4,99	4,98	62,34	-0,16
52,50	4,17	4,19	4,19	4,18	52,42	-0,08
42,50	3,35	3,37	3,35	3,36	42,09	-0,41
32,50	2,58	2,57	2,59	2,58	32,38	-0,12
22,50	1,76	1,77	1,79	1,77	22,30	-0,20
12,50	0,98	0,97	1,00	0,98	12,42	-0,08
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,13	0,13

Nas figuras 4.2 e 4.3, são mostradas as curvas de resposta da calibração dos transdutores esquerdo e direito, respectivamente. A equação da reta mostrada no canto superior foi calculada pelo método dos mínimos quadrados e R^2 é o coeficiente de correlação. O seu valor é 1 para ambos os transdutores, o que evidencia a linearidade dos mesmos.

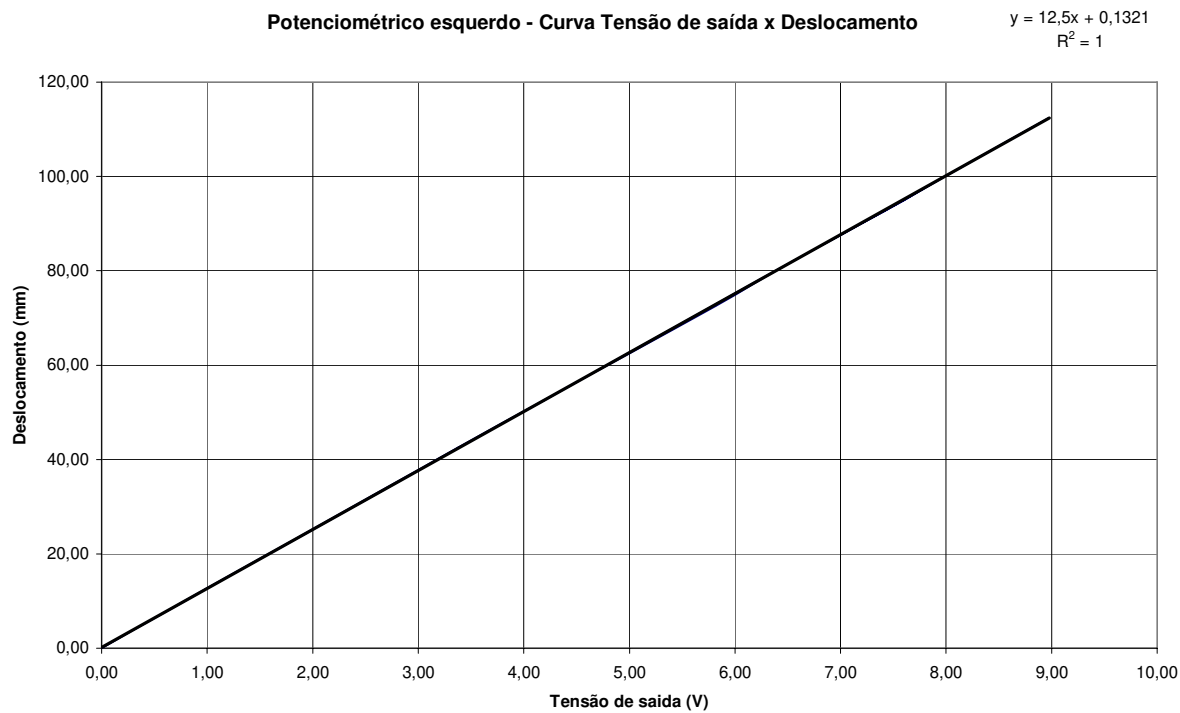


Figura 4.2: Curva de resposta da calibração do transdutor esquerdo.

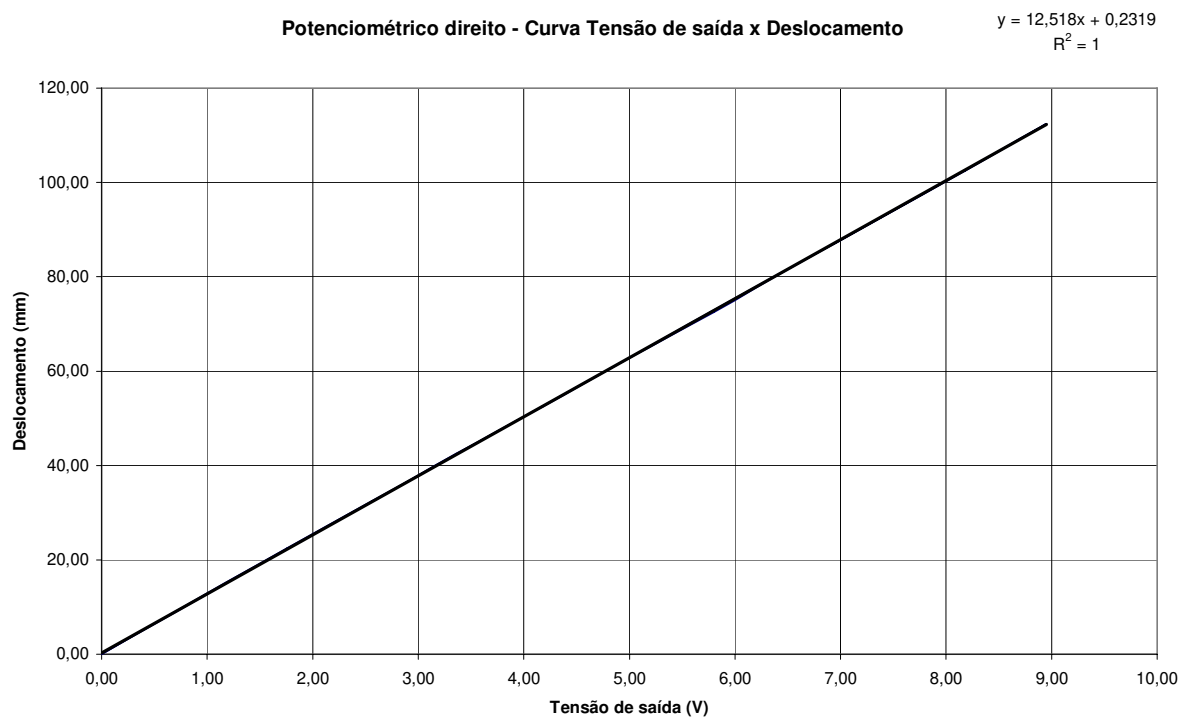


Figura 4.3: Curva de resposta da calibração do transdutor direito.

Com o resultado da curva de calibração, é possível calcular o valor da incerteza do processo de calibração, conforme descrito no capítulo 2, item 2.5.9.

4.2.1 Cálculo da Incerteza Para o Transdutor Esquerdo:

O desvio padrão do ERR0 é: $S_{erro} = \pm 0,140 \text{ mm}$, que é considerado a incerteza padrão do tipo A (I_A).

Com um fator de abrangência $k_p = 2$, para intervalo de confiança de 95%, a incerteza padrão expandida é: $I_A = k_p \times S_{erro} = 2 \times 0,140 = \pm 0,280 \text{ mm}$.

Para um fundo de escala (FE) de 125 mm (tabela 3.1), calcula-se a incerteza de referência (LVDT) como sendo 0,15% do FE.

0,15% do Fundo Escala $\Rightarrow I_B = 0,0015 \times 125 = 0,187 \text{ mm}$, que é considerada a incerteza padrão do tipo B (I_B).

Assim a incerteza total na calibração associada a um intervalo de confiança de 95% é:

$$I_{total} = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} = \sqrt{0,280^2 + 0,187^2} = \pm 0,337 \text{ mm}$$

4.2.2 Cálculo da Incerteza Para o Transdutor Direito:

O desvio padrão do ERR0 é: $S_{erro} = \pm 0,164 \text{ mm}$ (I_A).

Com um fator de abrangência $k_p = 2$, para um intervalo de confiança de 95%, a incerteza padrão expandida é: $I_A = k_p \times S_{erro} = 2 \times 0,164 = \pm 0,328 \text{ mm}$.

A incerteza da referência, conforme já visto, é: $I_B = 0,015 \times 125 = 0,187 \text{ mm}$

A incerteza total na calibração associada a um intervalo de confiança de 95% é:

$$I_{total} = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} = \sqrt{0,328^2 + 0,187^2} = \pm 0,377 \text{ mm}$$

4.3 Validação do transdutor potenciométrico (Passo 4)

Inicialmente, aplicou-se a carga sobre o feixe de molas e comparadas às leituras dos dois transdutores: o interno da máquina de ensaio (LVDT) e o potenciométrico. Estes transdutores foram instalados no dispositivo entre a longarina do veículo e o centro do feixe de molas. Para essa experiência utilizou-se o transdutor esquerdo. A tabela 4.4 mostra os resultados e o erro (diferença) encontrados em cada nível de carga.

Tabela 4.4: Comparação entre os transdutores LVDT e potenciométrico.

Carga aplicada (N)	Deslocamento LVDT (mm)	Deslocamento Potenciométrico (mm)	Erro (mm)	Erro (%)
0000	00,0	00,0	0,0	0,00
13.800	48,1	46,9	- 1,2	-2,49
18.800	72,4	70,9	- 1,5	-2,07
23.800	96,3	94,4	-1,9	-1,97
28.800	119,8	116,8	- 3,0	-2,50
23.800	114,4	112,2	- 2,2	-1,92
18.800	92,5	90,3	- 2,2	-2,37
13.800	66,0	64,8	- 1,2	-1,81
0000	00,0	00,0	0,0	0,00

Durante a aplicação da carga observou-se um pequeno deslocamento do feixe de molas no sentido longitudinal. Este efeito foi sentido apenas pelo transdutor potenciométrico, que estava instalado entre o feixe e a longarina.

A haste do atuador é rígida no sentido longitudinal e não há movimento; a extremidade da célula de carga estava apoiada sobre o centro do feixe, e ocorreu um pequeno escorregamento entre ambos.

Isso explica o erro entre as duas leituras dos transdutores, que ficou em torno de - 2,16% na média. Na figura 4.4 tem-se o feixe de molas (1) com carga máxima. Percebe-se a inclinação do cabo de aço (2) do transdutor, compensando o deslocamento longitudinal do feixe.

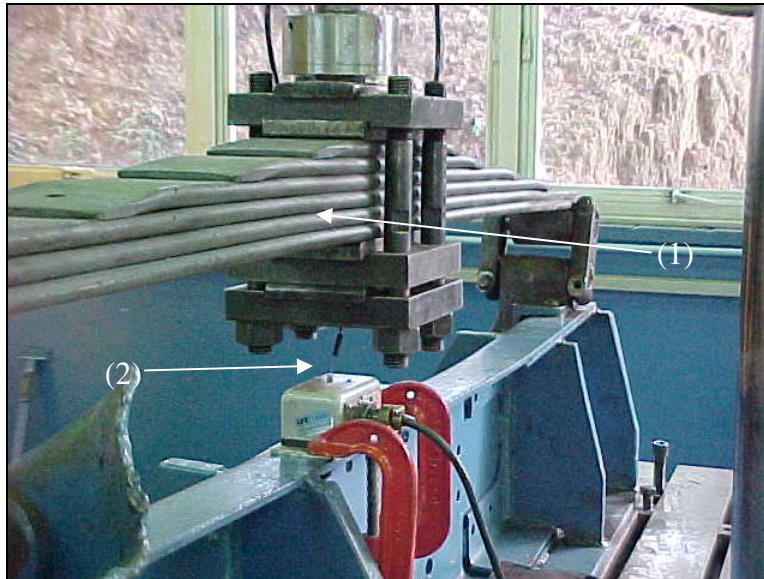


Figura 4.4: Detalhe do deslocamento longitudinal do feixe de molas com a carga máxima.

Levantou-se a curva de comparação. A equação desta curva é mostrada no canto superior do gráfico da figura 4.5. Mesmo sem o controle de algumas variáveis envolvidas no experimento, já comentado, o deslocamento do feixe no sentido longitudinal e possíveis desalinhamentos na instalação do transdutor potenciométrico e mesmo na montagem de todo o conjunto, o coeficiente de correlação da reta média ficou igual a 1, mostrando que o sistema de medida com o transdutor potenciométrico foi proporcional ao deslocamento medido pelo LVDT. Existe um pequeno erro de zero (-0,0197mm) e o fator de proporcionalidade é 1,0226.

Foram levantadas também as curvas de carga aplicada no feixe versus os deslocamentos medidos pelos transdutores potenciométrico e LVDT, mostradas nas figuras 4.6 e 4.7.

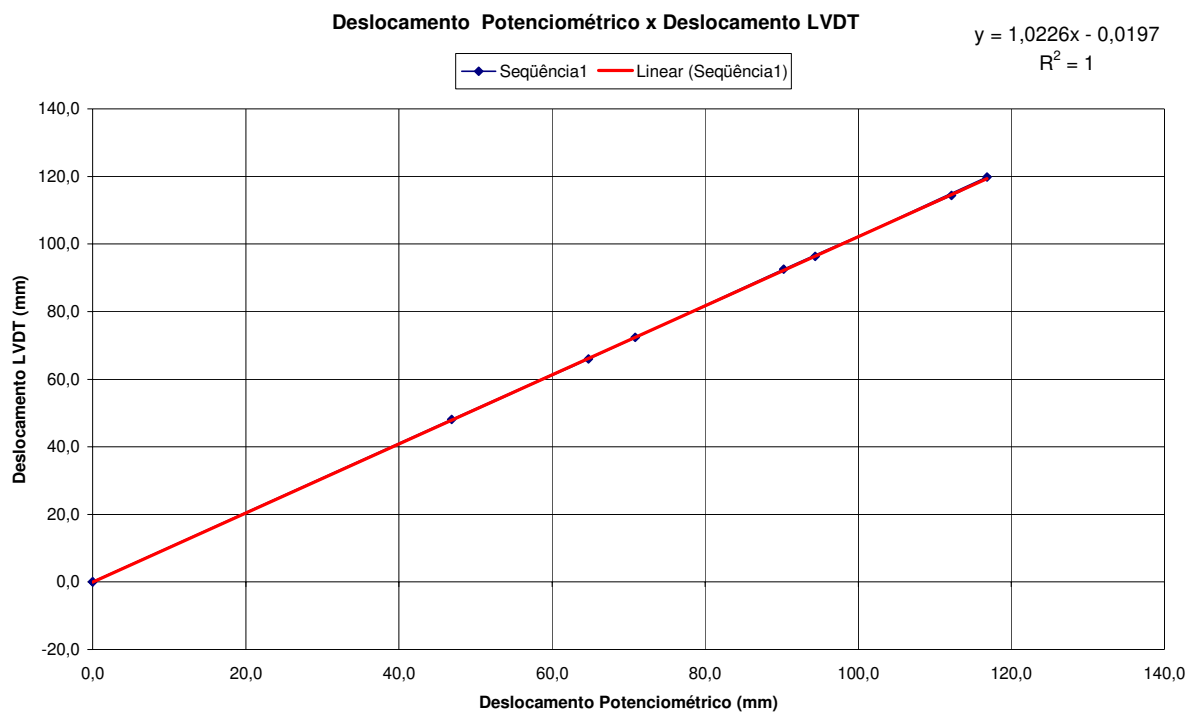


Figura 4.5: Curva de resposta entre os deslocamentos dos dois transdutores.

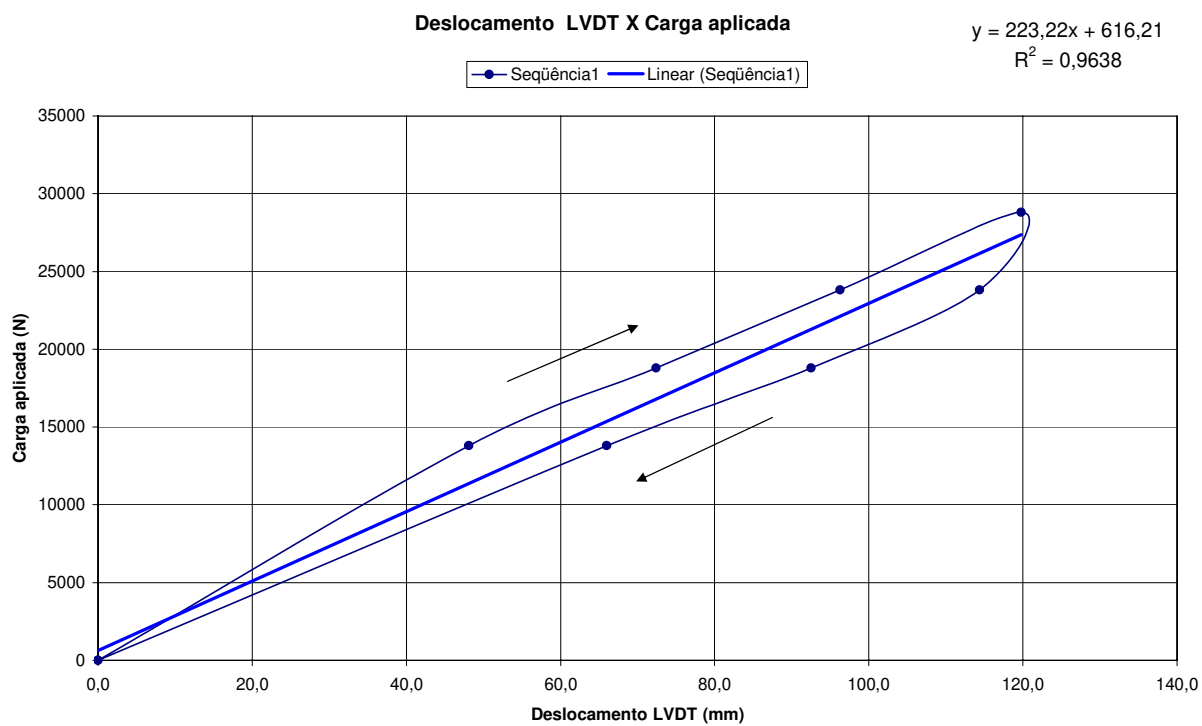


Figura 4.6: Curva de resposta - LVDT x carga aplicada.

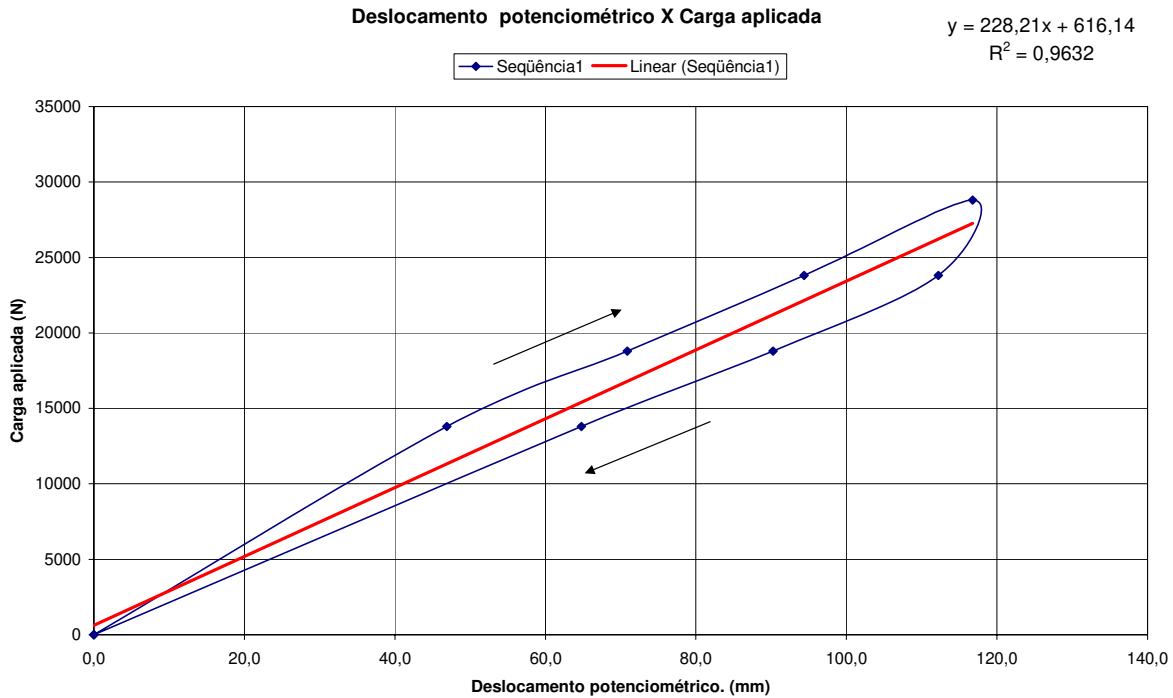


Figura 4.7: Curva de resposta - Potenciométrico x carga aplicada.

A alta histerese apresentada pelo feixe de molas comprova a característica já observada anteriormente.

Em seguida, o ensaio foi repetido com a mesma seqüência de aplicação de carga, apenas com a leitura do transdutor potenciométrico. Após a leitura do deslocamento, quando da aplicação de carga, para cada ponto, foi aplicada uma oscilação senoidal na carga com amplitude de ± 2.500 N a 0,5 Hz. Após a parada da oscilação foi lido o valor de deslocamento novamente e obtiveram-se os valores de deslocamentos mostrados na tabela 4.5.

Na figura 4.8 tem-se a curva de resposta para os deslocamentos antes da aplicação da oscilação e a reta ajustada aos pontos. Nota-se o mesmo comportamento mostrado na figura 4.7, como era de se esperar.

Na figura 4.9 apresenta-se os valores após a oscilação e a reta ajustada a esses pontos. Percebe-se claramente um comportamento linear, que pode ser observado também pelo ajuste da reta.

Tabela 4.5: Deslocamentos do potenciômetro com carga aplicada antes e após oscilação.

Carga aplicada (N)	Deslocamento Potenciômetro (mm)	
	Antes da oscilação	Após a oscilação
0000	00,0	00,0
13.800	45,4	55,6
18.800	68,3	77,5
23.800	92,3	104,6
28.800	115,8	127,5
23.800	118,3	107,6
18.800	86,7	80,6
13.800	65,8	57,1
0000	00,0	0,0

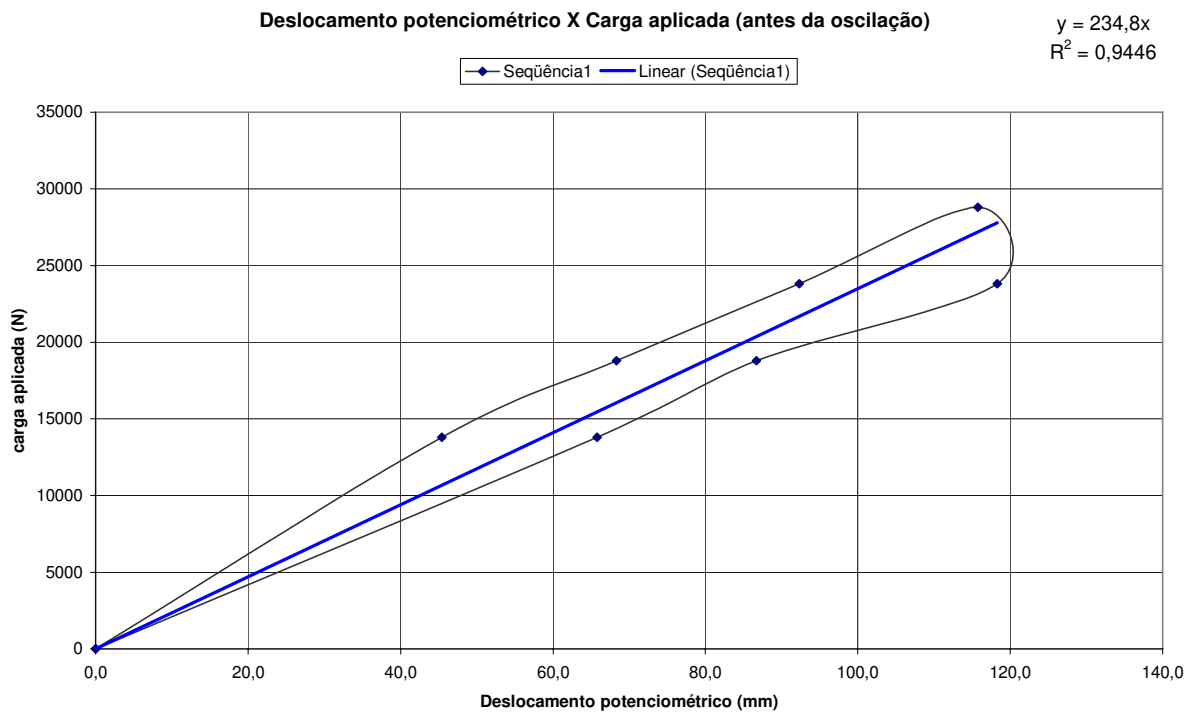


Figura 4.8: Curva de resposta - Potenciômetro x carga aplicada antes da oscilação.

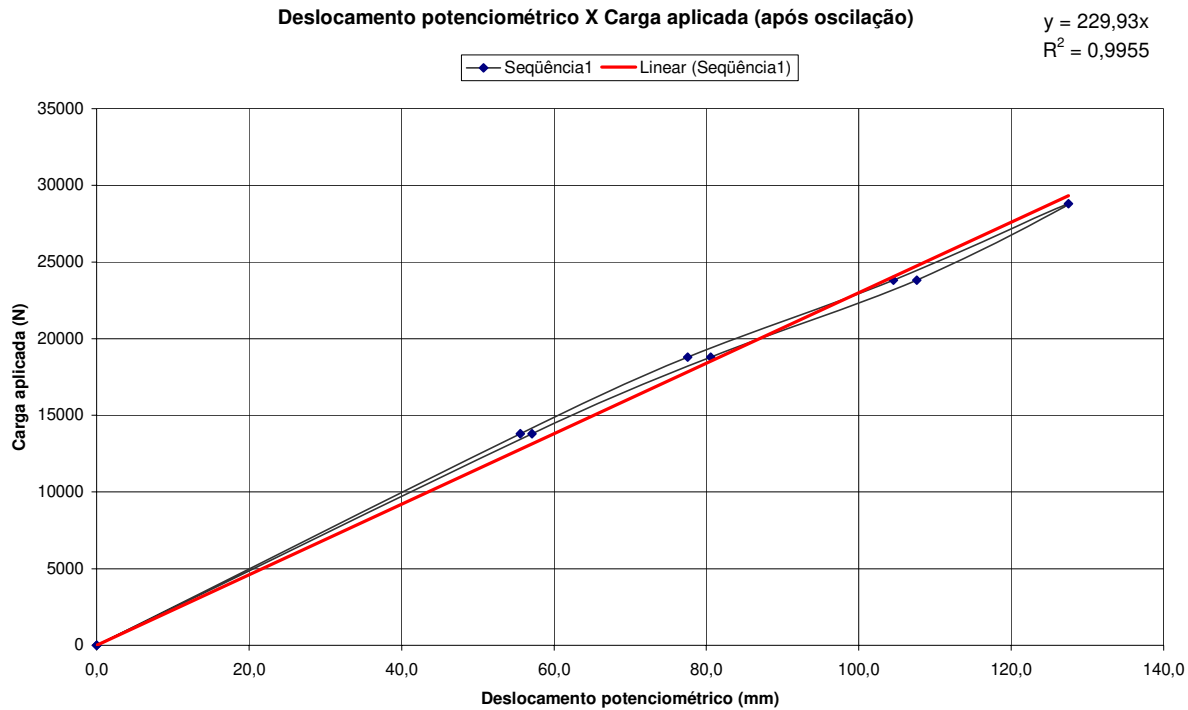


Figura 4.9: Curva de resposta - Potenciométrico x carga aplicada após a oscilação.

O coeficiente de correlação R^2 foi de 0,9446 para a curva antes da oscilação e de 0,9955 para a curva após a oscilação. Pode-se perceber que, após a oscilação, a curva de resposta do feixe de molas é praticamente linear e a histerese foi quase que completamente eliminada. Isso comprova a hipótese que foi colocada no procedimento de ensaio. Ou seja, devido ao atrito, quando o feixe de molas fosse excitado com uma oscilação de carga, o deslocamento tenderia a ficar num valor próximo à média das curvas de aumento e diminuição da carga.

Outro ponto importante a destacar são os coeficientes angulares ($\text{tg } \alpha$) das curvas médias antes e depois da oscilação. Seus valores são 234,8 e 229,93 respectivamente. Praticamente, geraram a mesma reta, como mostrado abaixo.

O ângulo α formado entre as retas e o eixo é praticamente igual.

$$\text{tg } \alpha = 234,8 \Rightarrow \alpha = 87,56^\circ \quad (\text{para a curva antes da oscilação})$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 229,93 \Rightarrow \alpha = 87,50^{\circ} \text{ (para a curva após a oscilação)}$$

Conclui-se que, para gerar a curva média de resposta de um feixe de molas não é necessário aplicar cargas seguidas de uma oscilação. Basta aplicar um ciclo de subida e descida da carga e traçar a curva média deste ciclo. Quando o feixe de molas trabalha com uma carga média e uma oscilação de carga sobre este valor médio, caso real de um veículo em movimento, a histerese da curva carga x deslocamento do feixe é praticamente nula.

4.4 Monitoramento do Deslocamento no Eixo Dianteiro do Veículo (Passo 5)

O estudo com o veículo instrumentado foi realizado, basicamente, em três etapas. A primeira foi o carregamento do veículo. A segunda, já com o veículo carregado, foi trafegar em vários tipos de piso diferentes em condições de tráfego normais. A terceira foi a realização de duas corridas controladas, onde se procurou manter a velocidade constante por um pequeno período de tempo.

4.4.1 Carregamento do Veículo

Com o veículo vazio, realizou-se a pesagem de cada eixo e a total, numa balança rodoviária. Os valores das reações encontradas foram:

- Reação total do veículo: 81.100 N;
- Reação no eixo dianteiro: 33.000 N;
- Reação nos eixos traseiros (auxiliar + motriz): 48.100 N;
- Peso do eixo dianteiro montado (rodas, pneus, feixes): 6.000 N (dado do fabricante do veículo).

Com o veículo vazio, foram instalados os dois transdutores no eixo dianteiro. Os valores ajustados de deslocamentos iniciais para os transdutores foram de 100,2 mm para o lado esquerdo e 99,6 mm para o lado direito. Desta maneira tem-se praticamente 100 mm de curso para a monitoração do carregamento. A posição de leitura “zero” de deslocamento é com o cabo de aço

do transdutor totalmente recolhido. A leitura máxima, 125 mm, é com o cabo totalmente estendido. O carregamento foi feito com 13 blocos de concreto, sendo 4 blocos de 2.500 kg, 4 de 500 kg e 5 de 300 kg. Todo o carregamento foi monitorado com o sistema de aquisição de dados.

Na figura 4.10 tem-se todo o carregamento, que durou aproximadamente uma hora e dois minutos. Nela pode ser visto que os blocos de concreto foram colocados um a um na carroçaria do veículo de forma a distribuir uniformemente a carga. Várias ocorrências foram observadas durante o carregamento, numeradas de 1 a 7 na própria figura. A ocorrência 1 indica o início do carregamento com os transdutores ajustados com o veículo vazio, 100,2 mm para o transdutor do lado esquerdo e 99,6 mm para o transdutor do lado direito. A ocorrência 2 indica o instante em que foi colocado um bloco de 500 kg atrás do eixo traseiro do veículo, o que fez com que a suspensão dianteira subisse. Entre as ocorrências 3 e a 4 foram colocados os blocos de 250 kg, no instante da ocorrência 3, o transdutor do lado direito indicou um deslocamento de aproximadamente 111 mm e o transdutor do lado esquerdo 109 mm. A ocorrência 4 indica o instante em que foi colocado um dos blocos de 2.500 kg, o que fez com que a suspensão dianteira abaixasse. A ocorrência 5 indica o instante em que foi colocado outro bloco de 2500 kg, fazendo com que a suspensão dianteira subisse, já que o bloco foi colocado na parte de trás da carroçaria. A partir da ocorrência 6, da mesma forma que os anteriores, todos os blocos de concreto foram colocados na carroçaria. Em todo o carregamento, o fato dos blocos terem sido colocados um a um em pontos diversos da carroçaria e alguns serem reposicionados, explica porque em alguns instantes ocorreram variações bruscas e diferenças de deslocamentos entre as leituras dos transdutores esquerdo e direito. No final do carregamento, ocorrência 7, as leituras e deslocamentos dos transdutores foram praticamente iguais. Isto significa que houve uma distribuição uniforme de toda a carga na carroçaria do veículo. Os valores finais de deslocamentos foram 11,7 mm para o lado esquerdo e 11,6 mm para o lado direito.

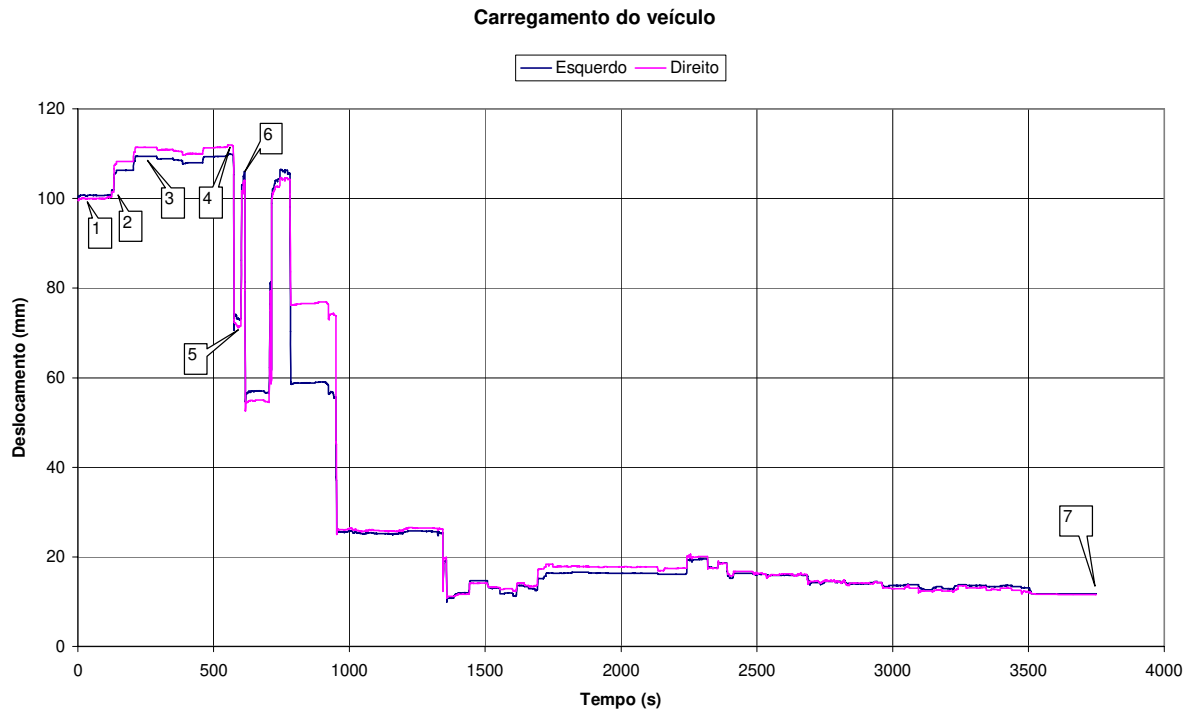


Figura 4.10: Carregamento do veículo.

Após o carregamento, fez-se novamente a pesagem do veículo. As reações encontradas totais e por eixos após o carregamento foram:

- Reação total: 219.600 N;
- Reação eixo dianteiro: 64.000 N;
- Reação eixos traseiros (auxiliar + motriz): 155.600 N.

A carga total carregada foi de 13.850 N, distribuída uniformemente na carroçaria, considerando também o peso do motorista e de um passageiro.

A diferença entre as reações no eixo dianteiro com o veículo vazio (64.000 N) e carregado (33.000 N) resulta na carga sobre a suspensão dianteira igual a 31.000 N.

Os deslocamentos totais no carregamento, inicial menos final, em cada lado da suspensão para esta carga foram:

- Lado esquerdo: $100,2 - 11,7 = 88,5 \text{ mm}$
- Lado direito: $99,6 - 11,6 = 88,0 \text{ mm}$

Como os deslocamentos finais, após o carregamento, foram praticamente iguais nos dois lados da suspensão dianteira, pode-se assumir que a carga na suspensão está dividida por igual nos dois feixes de molas, o que resulta em 15.500 N em cada lado. Esta estimativa é necessária pelo fato de não ser possível pesar cada roda independentemente. A balança rodoviária permite pesar apenas o veículo inteiro e por eixos. Esse também foi um dos motivos pelo qual a carga foi distribuída simetricamente na carroceria.

Com esses valores de deslocamentos e cargas, pôde-se estimar a rigidez dos feixes de molas durante a aplicação da carga. Ou seja, levando em consideração apenas a curva de subida da carga. Estes valores de rigidez não foram utilizados para estimar os valores das cargas dinâmicas. O objetivo foi obter uma estimativa da sensibilidade do sistema:

- Lado esquerdo: $15.500 \text{ N} / 88,5 \text{ mm} = 175 \text{ N/mm}$;
- Lado direito: $15.500 \text{ kg} / 88,0 \text{ mm} = 176 \text{ N/mm}$.

Após o carregamento, os transdutores foram novamente reajustados para uma leitura de 60 mm. Isto porque os mesmos estavam com uma leitura próxima de “zero” de deslocamento, o que corresponde ao fundo de escala. Dessa forma, garantiu-se que as escalas não fossem ultrapassadas devido às oscilações dinâmicas provocadas pelo veículo em movimento. Assim, para todas as corridas tem-se uma diferença ("offset") nos deslocamentos medidos. Para todas as corridas, as referências de velocidade foram tomadas do próprio velocímetro do veículo. Devido ao nível de referência de 60 mm para os transdutores, em todos os espectros de potência levantados, o valor inicial, em zero Hz, apresenta um valor RMS em torno de 60 mm.

4.4.2 Primeiro Percurso – Extensão de 6 km

O primeiro trecho monitorado, com o veículo carregado, foi entre o laboratório e o local onde se encontra a balança. Nos cinco primeiros minutos de corrida trafegou-se em dois tipos de piso: terra com buracos grandes e paralelepípedo. Nos cinco minutos finais registram-se mais duas ocorrências: lombadas e veículo parado com motor ligado em marcha lenta. Estas quatro ocorrências foram analisadas separadamente.

Na figura 4.11 tem-se os primeiros cinco minutos do primeiro percurso. As ocorrências gerais foram identificadas na própria figura e numeradas de 1 a 6. As ocorrências específicas de cada tipo de piso serão relatadas e estudadas separadamente.

A ocorrência 1 indica o início do percurso, ainda com o veículo parado. Os valores de deslocamentos neste instante foram de 60 mm para ambos os lados, após o carregamento os transdutores foram reposicionados nesta posição. A ocorrência 2 indica o instante de início de movimento do veículo. Pode-se perceber que a suspensão dianteira subiu. Isto ocorreu devido à aceleração do veículo. A ocorrência 3 indica o início de frenagem do veículo. Pode-se perceber que a suspensão abaixou a partir deste instante. A ocorrência 4 indica o início de piso de terra com grandes buracos. Este trecho foi percorrido em baixíssima velocidade. A ocorrência 5 indica o instante do final do trecho com piso de terra com buracos e o início do trecho em piso de paralelepípedo. A ocorrência 6 indica o instante final deste trecho.

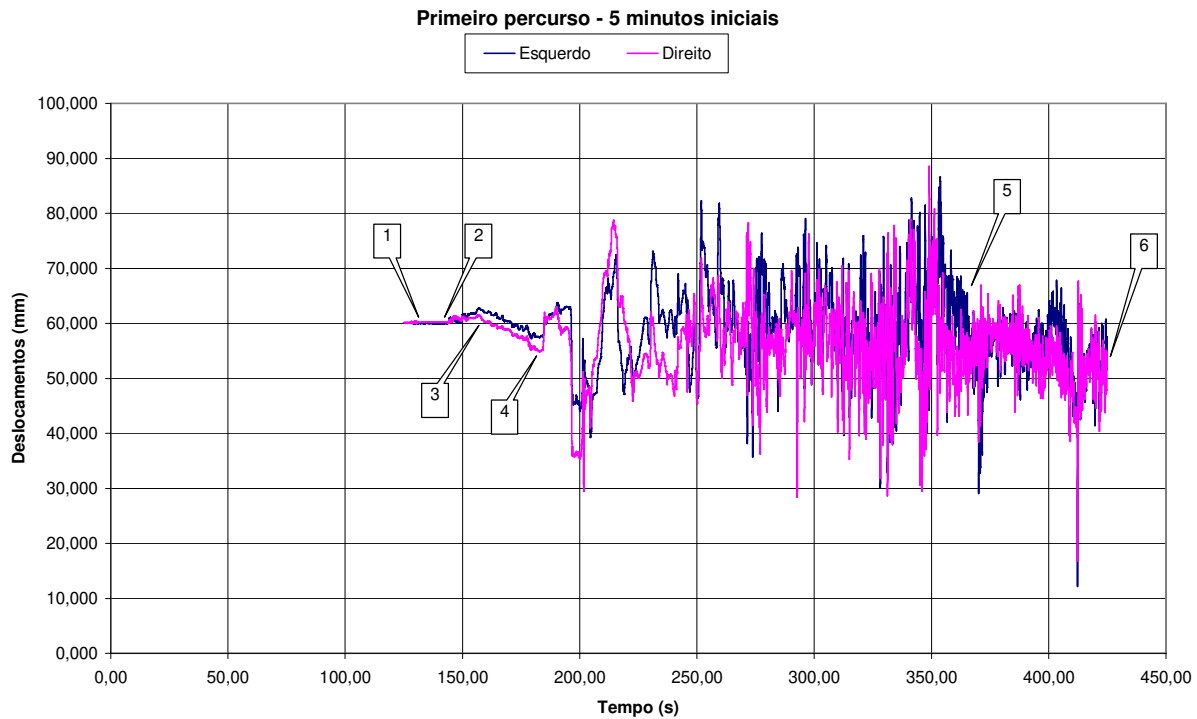


Figura 4.11: Primeiros cinco minutos do primeiro percurso.

Na figura 4.12 tem-se os cinco minutos finais do primeiro percurso. As ocorrências gerais foram identificadas na própria figura e numeradas de 1 a 8. As ocorrências específicas de cada tipo de piso serão relatadas e estudadas separadamente. A ocorrência 1 indica o início do trecho com o veículo já em movimento. Todo este trecho foi percorrido em vias públicas com tráfego normal. As ocorrências 2, 3 e 4 indicam os instantes em que o veículo passou sobre lombadas para redução de velocidade. A ocorrência 5 indica uma freada devido a um farol. A ocorrência 6 indica o instante em que o veículo estava parado no farol e com o motor em funcionamento. A ocorrência 7 indica uma freada mais brusca e o instante 8 a parada total do veículo. Um ponto importante a ser discutido neste trecho são as paradas do veículo.

A primeira parada após o início do primeiro percurso, para o qual os deslocamentos iniciais dos dois lados da suspensão estavam em 60 mm, ocorreu no farol. Os deslocamentos com o veículo parado foram de 52,7 mm para o lado esquerdo e 51,5 mm para o lado direito. Esta diferença com relação aos valores iniciais de 60 mm é explicada devido à frenagem ocorrida antes da parada.

Durante a frenagem ocorre uma força sobre a suspensão dianteira devido à inércia do veículo. É como se fosse aplicada uma força crescente sobre a suspensão até certo valor e parando neste valor instantaneamente. Neste caso, os feixes de molas não voltam para a posição inicial devido ao atrito entre as lâminas. Isso explica também, os deslocamentos finais de 51,4 mm no lado esquerdo e 53,5 mm no lado direito, ocorrência 8.

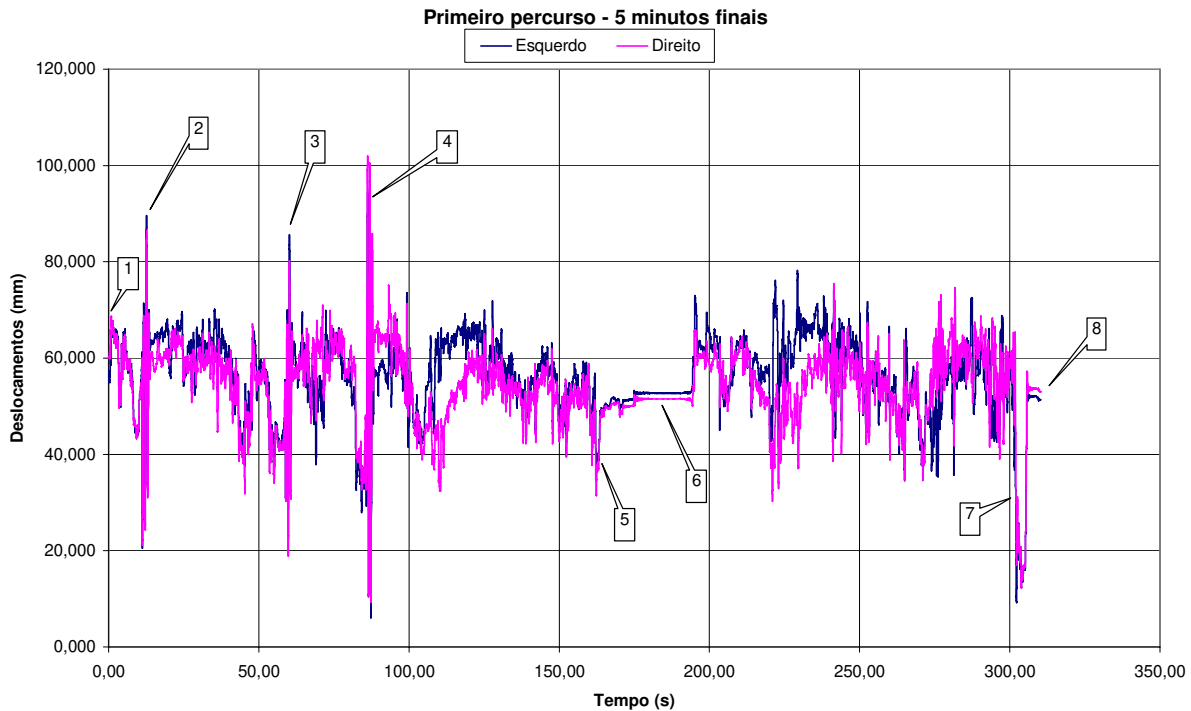


Figura 4.12: Cinco minutos finais do primeiro percurso.

a) Estudo com o Veículo Parado com o Motor Ligado

O objetivo de analisar os deslocamentos da suspensão com o veículo parado e com o motor em funcionamento, foi verificar se os níveis de deslocamentos e frequências envolvidas poderiam causar um “ruído” nos deslocamentos medidos nas corridas.

Na figura 4.13 tem-se apenas o pequeno trecho onde o veículo ficou parado no farol. Trecho retirado dos cinco minutos finais do primeiro percurso. Pode-se verificar a diferença de deslocamento entre os dois lados da suspensão dianteira, de aproximadamente 1,2 mm. Este valor

é perfeitamente aceitável, e pode ser explicado por dois fatores: diferenças de atrito entre os feixes e o provável não nivelamento do veículo quando da parada devido ao piso.

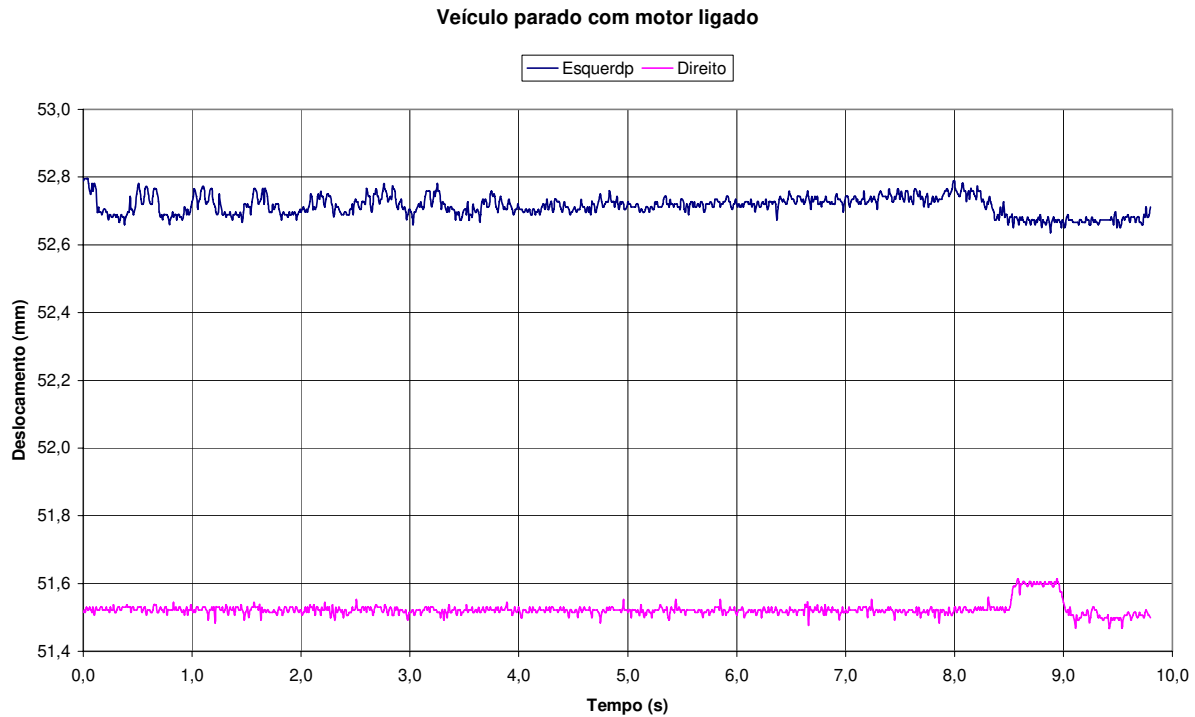


Figura 4.13: Registro dos deslocamentos com o veículo parado e motor funcionando.

Na tabela 4.6 tem-se uma estatística dos deslocamentos no trecho estudado, segundo a figura 4.13. São mostrados, para ambos os lados, os valores de máximos e mínimos, amplitude máxima (valor máximo menos o valor mínimo), o valor médio e o valor RMS.

Tabela 4.6: Estatísticas do registro com o veículo parado.

	Deslocamento Esquerdo (mm)	Deslocamento Direito (mm)
Máximo	52,8	51,6
Mínimo	52,6	51,4
Máx – Mín	0,16	0,14
Média	52,7	51,5
RMS	52,6	51,4

Baseando-se nos valores estatísticos do trecho analisado (tabela 4.6) conclui-se que as amplitudes dos deslocamentos no eixo dianteiro foram muito baixas (amplitude máxima de

0,16 mm no lado esquerdo e 0,14 mm no lado direito). A grandeza destes deslocamentos é muito menor do que os deslocamentos ocorridos quando do veículo em movimento. Portanto, estes podem ser desprezados na análise das corridas com o veículo em movimento. Como já dito, os valores médios, 52,7 mm no lado esquerdo e 51,5 mm no lado direito, diferem dos valores iniciais de 60 mm do início do primeiro percurso devido ao atrito das laminas dos feixes de molas.

Na figura 4.14 tem-se o espectro de potência calculado para o trecho segundo a figura 4.13. Pode-se observar que a vibração na suspensão dianteira avaliada com o veículo parado foi causada apenas pela vibração do motor do veículo em marcha lenta. As vibrações ocorreram em frequências abaixo de 20 Hz, sendo que o maior valor de RMS ocorreu em 1,95 Hz no lado esquerdo. Pode-se observar também que, embora a energia dos sinais, para os dois lados, fosse bem baixa, o lado esquerdo da suspensão teve uma vibração de maior intensidade.



Figura 4.14: Espectro de potência dos deslocamentos com o veículo parado.

b) Estudo do Trecho em Terra com Buracos

O primeiro trecho a ser estudado, a partir dos primeiros cinco minutos do primeiro percurso, é o trecho com piso de terra com buracos. Na saída do laboratório, devido às chuvas fortes ocorridas dias antes da corrida, havia grandes buracos no trecho de terra que antecede um trecho de paralelepípedos dentro do IPT.

Na figura 4.15 tem-se apenas o trecho percorrido com piso de terra com buracos. As principais ocorrências foram identificadas na própria figura e numeradas de 1 a 4. A ocorrência 1 indica o início do trecho com o veículo já em movimento logo após uma pequena freada. A ocorrência 2 indica o instante em que começa um pequeno trecho de grandes buracos, percorrido em baixa velocidade, praticamente com o veículo quase parado. A ocorrência 3 indica o final do pequeno trecho com grandes buracos e o início de um trecho com buracos menores, porém em maior quantidade. A ocorrência 4 indica o final deste trecho.

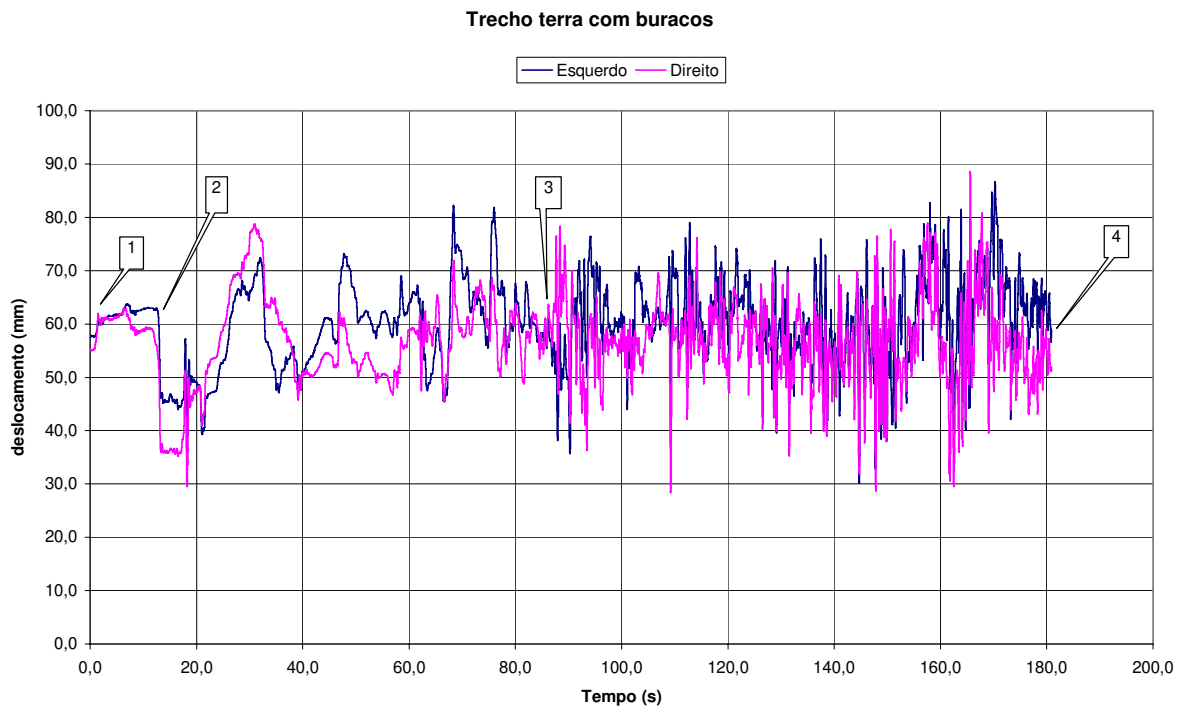


Figura 4.15: Registro dos deslocamentos com o veículo em trecho em terra com buracos.

Na tabela 4.7 tem-se os valores estatísticos do trecho estudado segundo a figura 4.15. São mostrados, para ambos os lados, os valores de máximos e mínimos, amplitude máxima (valor máximo menos o valor mínimo), o valor médio e o valor RMS.

Tabela 4.7: Estatísticas do trecho em terra com buracos.

	Deslocamento esquerdo (mm)	Deslocamento direito (mm)
Máximo	86,6	88,6
Mínimo	30,1	28,4
Máx - Mín	56,5	60,2
Média	60,0	56,6
RMS	60,5	57,1

Neste trecho, o veículo estava em baixa velocidade, menos de 1 km/h. As amplitudes dos deslocamentos neste trecho foram bastante elevadas. A amplitude máxima foi de 56,5 mm no lado esquerdo e 60,2 mm no lado direito. Os valores médios ficaram em 60,0 mm do lado esquerdo e 56,5 mm no lado direito. Os valores importantes, para serem discutidos posteriormente, para estimativa das cargas dinâmicas são os valores mínimos de deslocamentos (30,1 mm do lado esquerdo e 28,4 mm do lado direito).

Na figura 4.16 tem-se o espectro de potência calculado para o trecho segundo a figura 4.15. Pode-se observar que as oscilações ocorreram em frequências abaixo de 3 Hz. Praticamente ocorreram oscilações em todas as frequências abaixo de 3 Hz em níveis de energia muito próximos, ocorrendo um pequeno pico em 0,6 Hz e 1,17 Hz para ambos os lados.

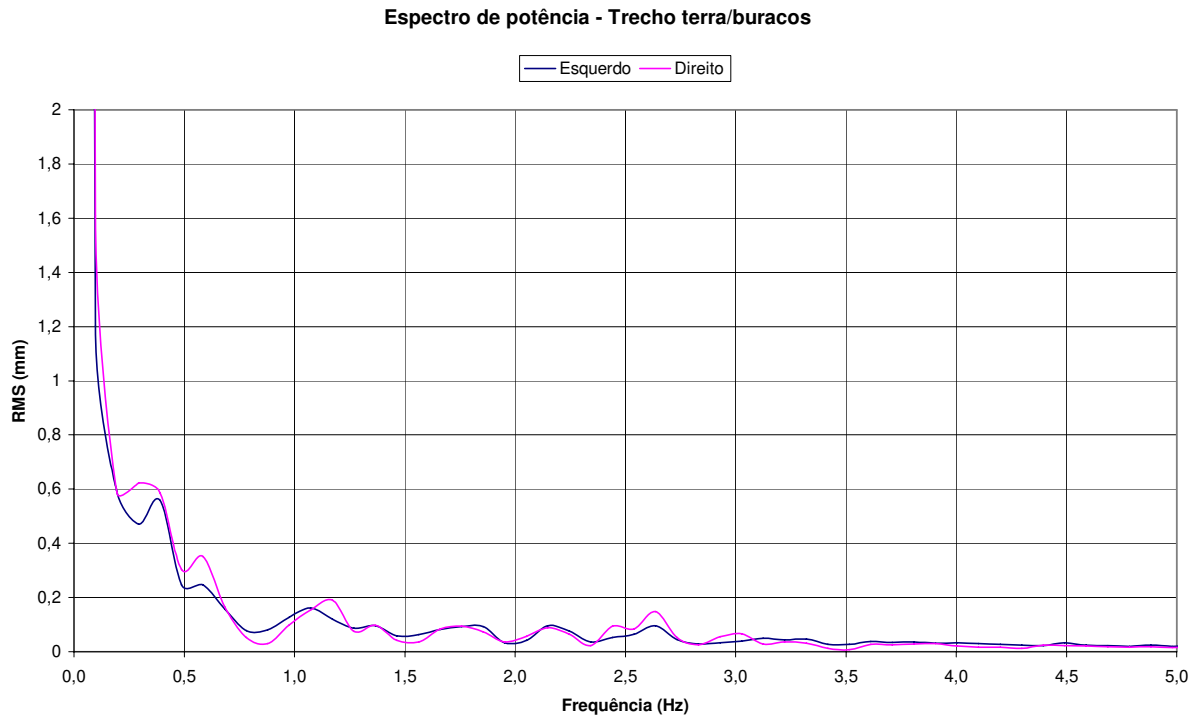


Figura 4.16: Espectro de potência do trecho em terra com buracos.

c) Estudo do Trecho em Paralelepípedo

O segundo trecho a ser estudado, a partir dos primeiros cinco minutos do primeiro percurso, é o trecho com piso em paralelepípedo. Foi um trecho de aproximadamente 600 metros levemente em declive, percorrido com uma velocidade média de 4 km/h. Neste trecho, havia também uma lombada bem acentuada para redução de velocidade.

Na figura 4.17 tem-se apenas o trecho percorrido com piso em paralelepípedo. As principais ocorrências foram identificadas na própria figura e numeradas de 1 a 3. A ocorrência 1 indica o início do trecho com o veículo já em movimento. A ocorrência 2 indica o instante em que o veículo passa sobre uma lombada em uma velocidade não muito baixa. A ocorrência 3 indica o final do trecho.

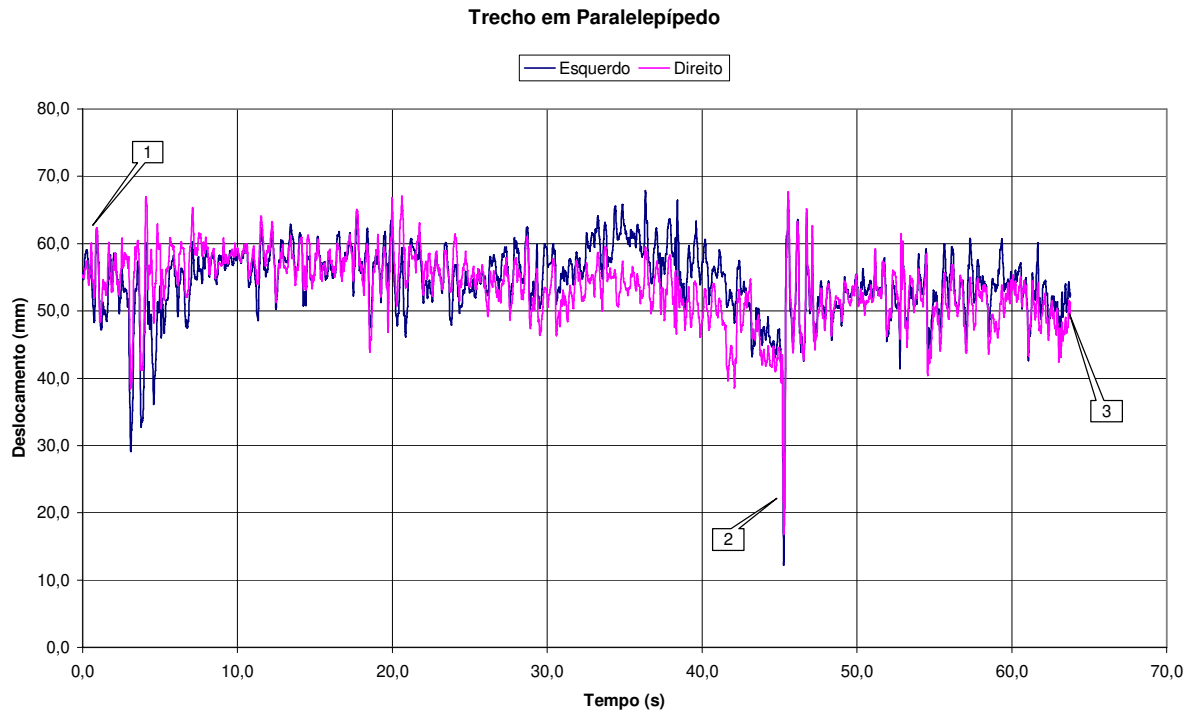


Figura 4.17: Registro dos deslocamentos com o veículo em trecho em paralelepípedo.

A tabela 4.8 mostra os valores estatísticos do trecho estudado segundo a figura 4.17.

Tabela 4.8: Estatísticas do trecho em paralelepípedo.

	Deslocamento Esquerdo (mm)	Deslocamento Direito (mm)
Máximo	67,8	67,7
Mínimo	12,2	16,8
Máx - Mín	55,6	50,9
Média	54,5	53,5
RMS	54,7	53,7

Neste trecho, as amplitudes de deslocamentos também foram elevadas, principalmente devido à lombada. A amplitude máxima foi de 55,6 mm no lado esquerdo e 50,9 mm no lado direito. Os valores médios ficaram em 54,5 mm no lado esquerdo e 53,5 mm no lado direito, um pouco abaixo dos valores iniciais de 60 mm e abaixo também dos valores médios das outras corridas. Este fato é explicado pelo trecho em declive, onde a suspensão dianteira fica mais sobrecarregada. Os valores importantes para determinar os valores máximos de cargas dinâmicas são os valores mínimos atingidos (12,2 mm no lado esquerdo e 16,8 mm no lado direito).

Na figura 4.18 tem-se o espectro de potência calculado para o trecho segundo a figura 4.17. Pode-se observar que as oscilações ocorreram em frequências abaixo de 10 Hz, sendo que os níveis maiores de energia ocorreram abaixo de 3 Hz. As frequências entre 3 e 10 Hz ocorreram, provavelmente, devido à excitação sofrida pela suspensão do veículo, dado o tipo de piso. A maior amplitude RMS ocorreu na frequência de 1,27 Hz.



Figura 4.18: Espectro de potência do trecho em paralelepípedo.

d) Estudo das Lombadas

O próximo trecho a ser estudado, a partir dos cinco minutos finais do primeiro percurso, é o trecho onde o veículo passou sobre lombadas para redução de velocidade. No total, foram três lombadas. Serão estudadas apenas as passagens pelas duas mais críticas, ocorrências 3 e 4 da figura 4.12, denominadas de lombadas 2 e 1 respectivamente.

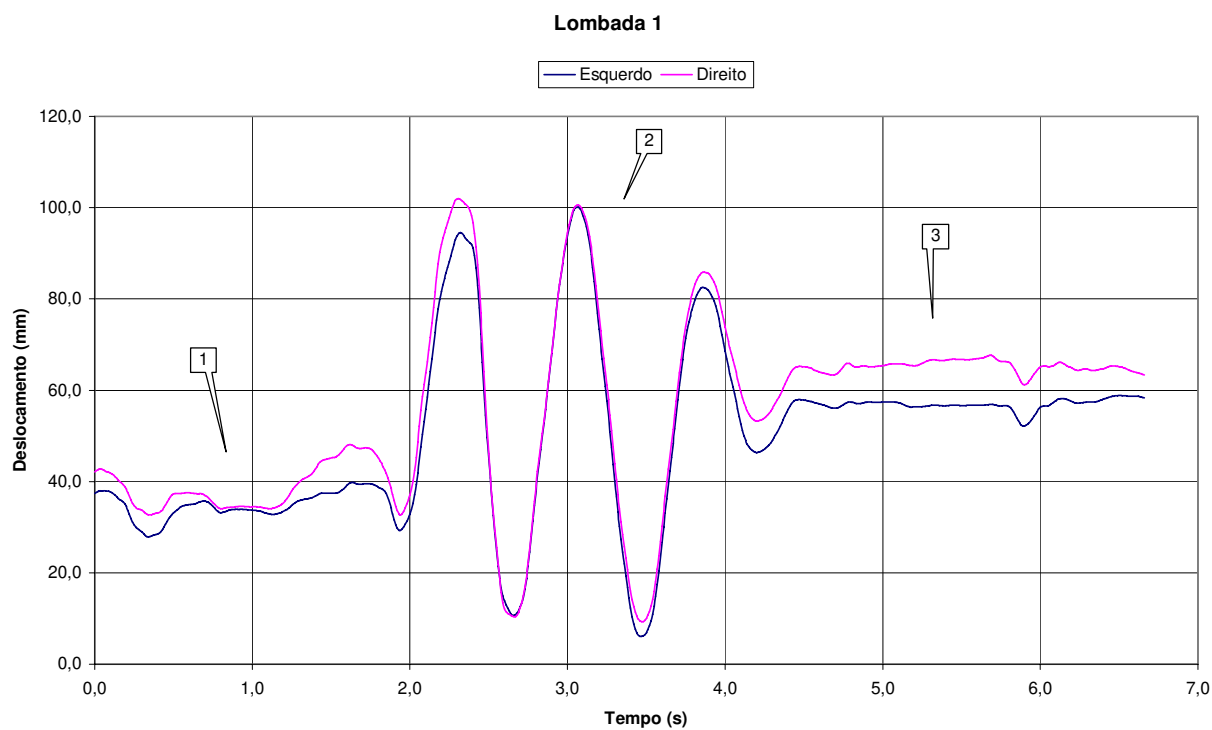


Figura 4.19: Registro da passagem sobre a lombada 1.

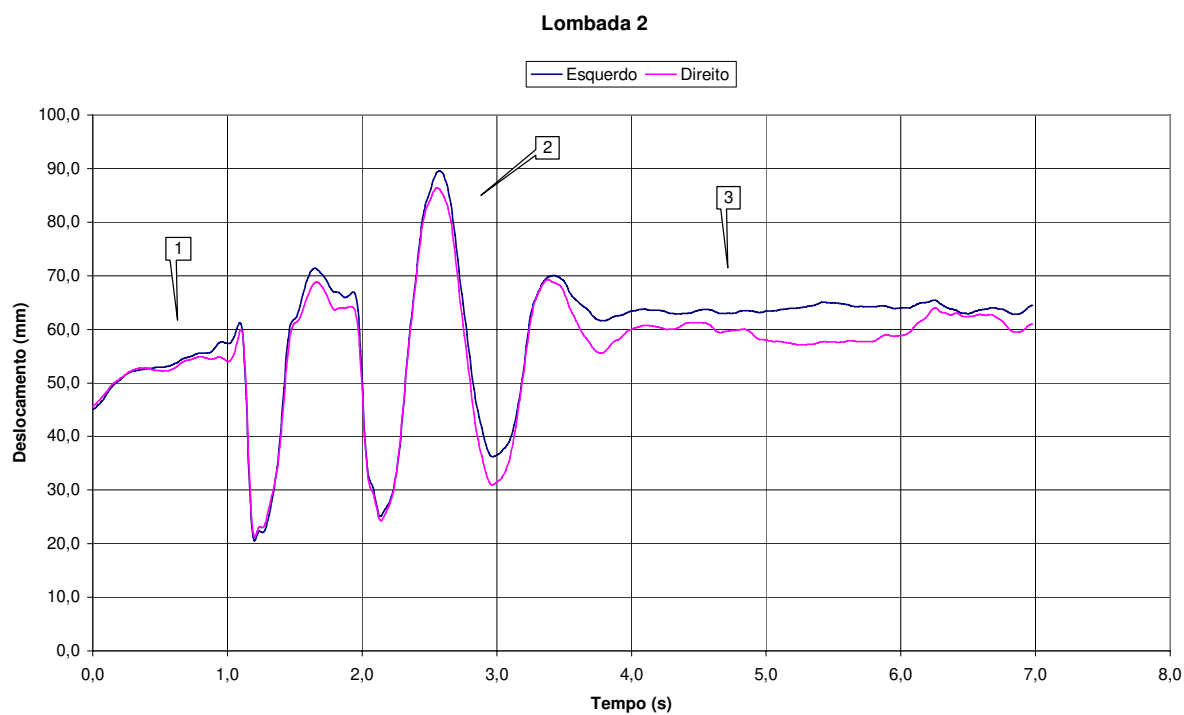


Figura 4.20: Registro da passagem sobre a lombada 2.

Nas figuras 4.19 e 4.20 tem-se apenas os trechos onde o veículo passou sobre a lombada 1 e lombada 2, respectivamente. As principais ocorrências foram identificadas nas próprias figuras e numeradas de 1 a 3. A ocorrência 1 indica o trecho de final da frenagem, instantes antes da lombada. Este fato explica os valores de deslocamentos de ambos os lados estarem oscilando em uma faixa bem abaixo dos 60 mm iniciais, próximos da faixa de 40 mm na lombada 1 e 50 mm na lombada 2. A ocorrência 2 indica o trecho sobre a lombada propriamente dito. A ocorrência 3 indica o trecho após a lombada. Pode-se perceber que os níveis de deslocamentos oscilam na faixa próxima dos 60 mm iniciais, para ambas as lombadas.

Nas tabelas 4.9 e 4.10 tem-se os valores estatísticos do trecho da lombada 1, figura 4.19, e da lombada 2, figura 4.20, respectivamente.

Tabela 4.9: Estatísticas do trecho sobre a lombada 1.

	Deslocamento Esquerdo (mm)	Deslocamento Direito (mm)
Máximo	100,1	101,9
Mínimo	6,1	9,3
Máx – Mín	94,1	92,6
Média	49,7	55,1
RMS	53,3	58,8

Tabela 4.10: Estatísticas do trecho sobre a lombada 2.

\	Deslocamento esquerdo (mm)	Deslocamento Direito (mm)
Máximo	89,6	86,4
Mínimo	20,5	21,2
Máx – Mín	69,0	65,2
Média	59,1	56,3
RMS	60,3	57,5

Os valores das amplitudes nas lombadas foram bastante elevados. Os maiores ocorreram na lombada 1, amplitude máxima de 94,1 mm no lado esquerdo e 92,6 mm no lado direito. Os valores mínimos também ocorreram na lombada 1, mínimo de 6,1 mm no lado esquerdo e 9,3 mm no lado direito. Estes valores serão utilizados para estimar as cargas dinâmicas máximas atingidas nas lombadas. Nas figuras 4.21 e 4.22 tem-se o espectro de potência calculado para os trechos da lombada 1 e lombada 2 respectivamente.

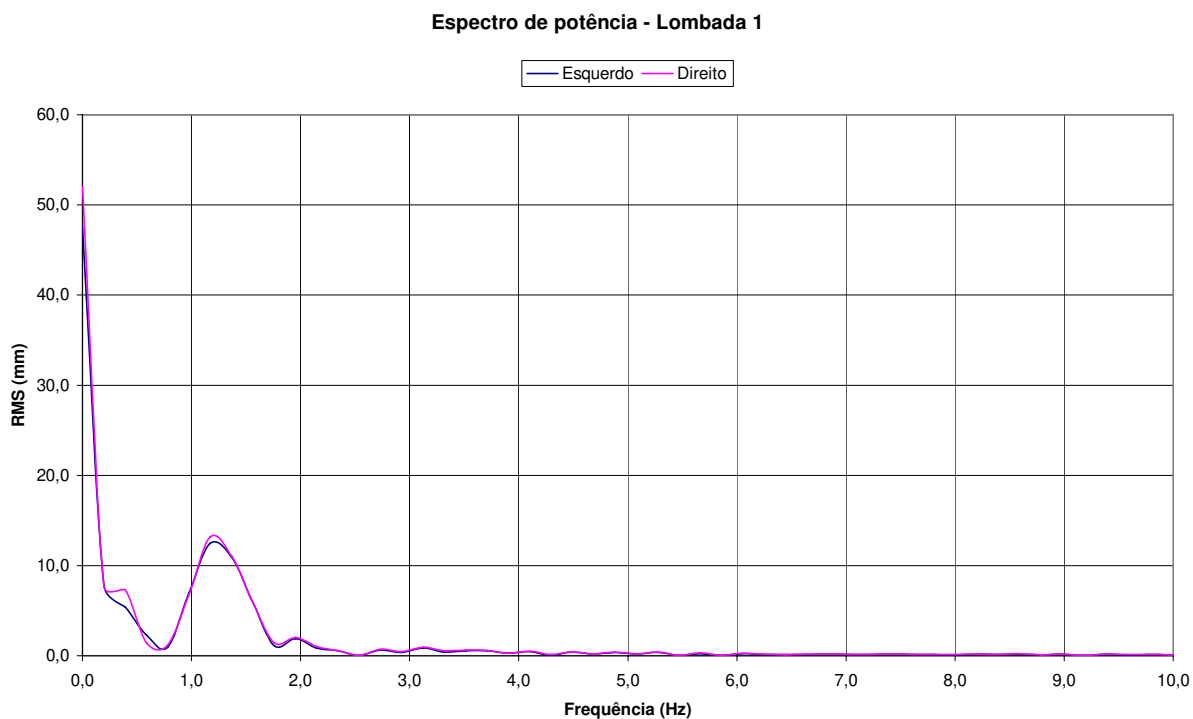


Figura 4.21: Espectro de potencia do trecho sobre a lombada 1.

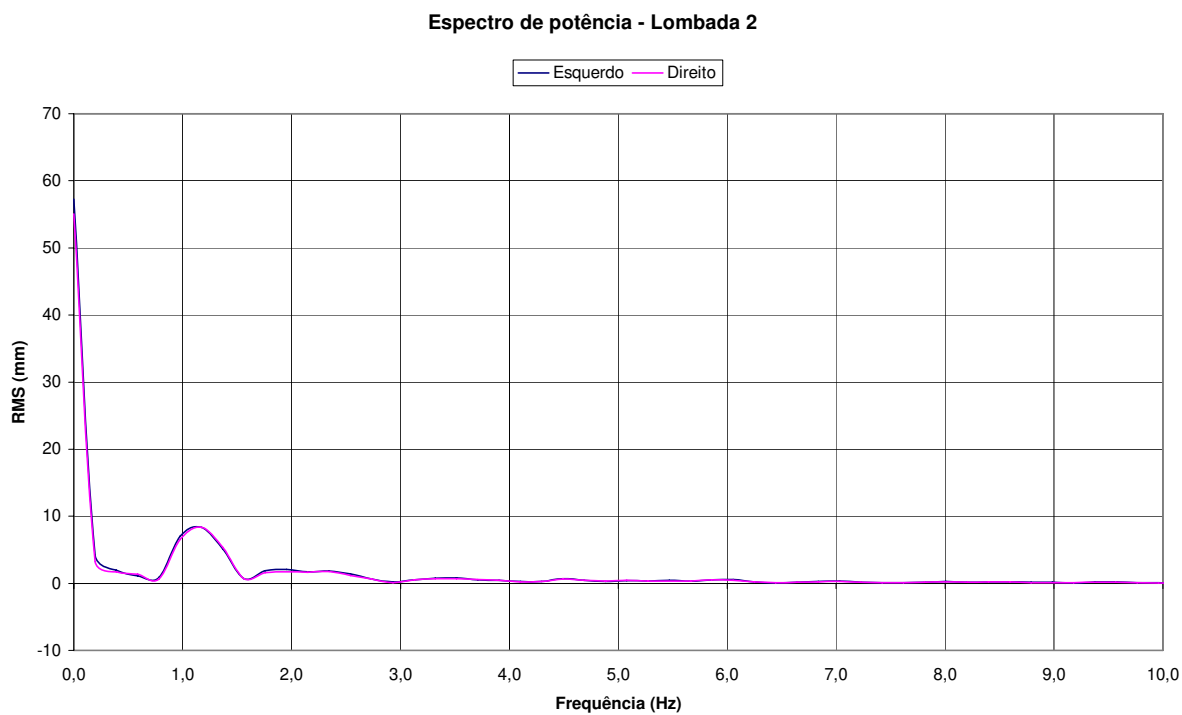


Figura 4.22: Espectro de potencia do trecho sobre a lombada 2.

O veículo possui vários graus de liberdade, sendo que todos estes movimentos influenciam os dois pontos de medidas de deslocamentos na suspensão dianteira. Como o interesse é determinar a carga dinâmica exercida pelo veículo no solo e em alguns componentes do próprio veículo, foram monitorados apenas os deslocamentos no sentido vertical.

O comportamento dos pontos medidos, quando o veículo passou pelas lombadas, é semelhante à resposta do sistema se este fosse excitado por um impulso, oscilando em certa frequência natural (equação 2.6) e com certa razão de amortecimento.

O amortecimento depende desta frequência, da massa e do fator de amortecimento, conforme equação 2.21. A frequência de oscilação encontrada foi a mesma nas duas lombadas, de 1,17 Hz, conforme o espectro de potencia ilustrado nas figuras 4.21 e 4.22. O espectro de potência também mostra que mesmo em níveis bem menores, também ocorreram oscilações em frequências entre 1,17 Hz e 3,0 Hz. Este fato é importante, pois como estudado nos experimentos anteriores, estas frequências tendem a diminuir bastante a histerese apresentada pelos feixes de molas.

4.4.3 Segundo Percurso – Extensão de 2 km

Após o primeiro percurso, foi realizado um segundo percurso. Foram realizadas duas corridas em um trecho retilíneo, plano e em piso de asfalto. O objetivo foi estudar o comportamento da suspensão em velocidade constante. Os registros dos dados começaram com o veículo parado, passando pela aceleração, velocidade constante de 50 Km/h, frenagem e a parada total do veículo. As corridas foram denominadas de corrida 1 e corrida 2.

Nas figuras 4.23 e 4.24 tem-se os trechos completos das corridas 1 e 2 respectivamente. As principais ocorrências foram identificadas nas próprias figuras e numeradas de 1 a 5. A ocorrência 1 indica o início da corrida, ainda com o veículo parado. Os valores iniciais de deslocamentos para a corrida 1 foram de 56,4 mm para o lado esquerdo e 53,6 mm para o lado direito. Para a corrida 2 foram de 57,7 mm para o lado esquerdo e 54,1 mm para lado direito. A ocorrência 2 indica o instante de início da aceleração do veículo. Pode-se perceber que a suspensão dianteira subiu neste instante. A ocorrência 3 indica o instante final em que a

velocidade atinge 50 km/h, ficando constante neste patamar até o instante indicado na ocorrência 4. A ocorrência 4 indica também o início da frenagem. Pode-se perceber que foi uma frenagem leve. A ocorrência 5 indica o instante em que o veículo está parado. Neste instante os valores dos deslocamentos para a corrida 1 foram de 53,4 mm para o lado esquerdo e 50,6 mm para o lado direito. Para a corrida 2 foram de 53,9 mm para o lado esquerdo e 52,1 mm para o lado direito.

Nas figuras 4.25 e 4.26 tem-se apenas parte dos trechos em velocidade constante das corridas 1 e 2, respectivamente.

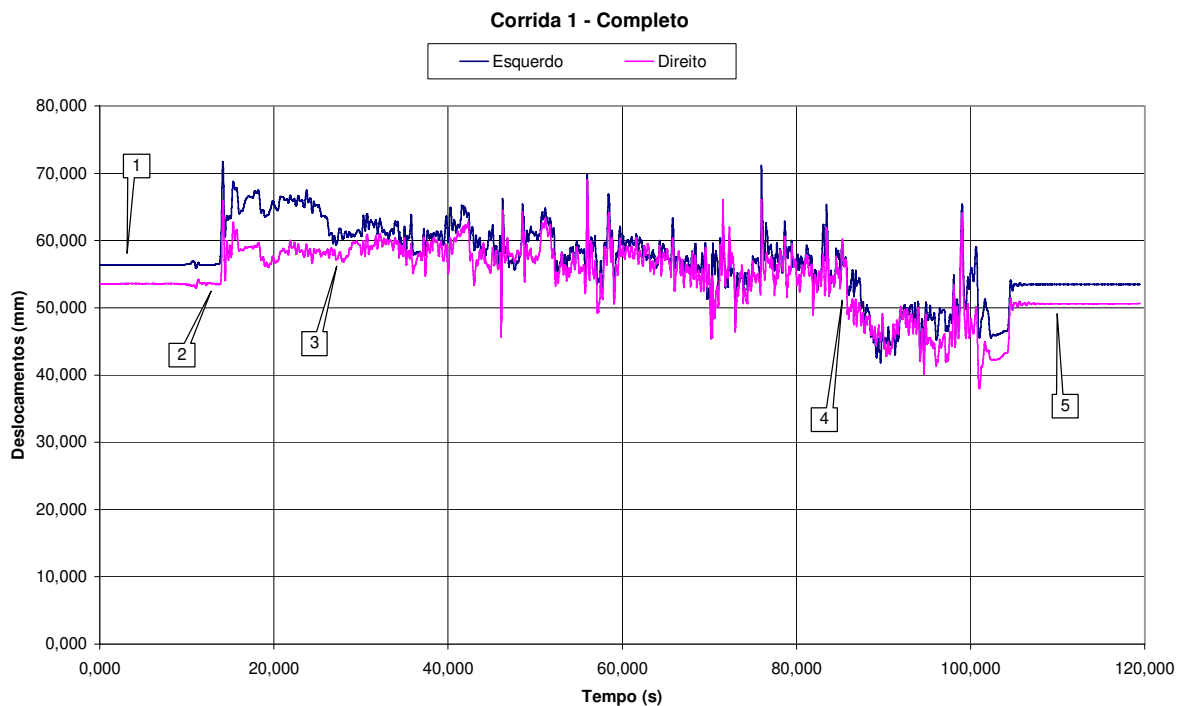


Figura 4.23: Registros da corrida 1 completa.

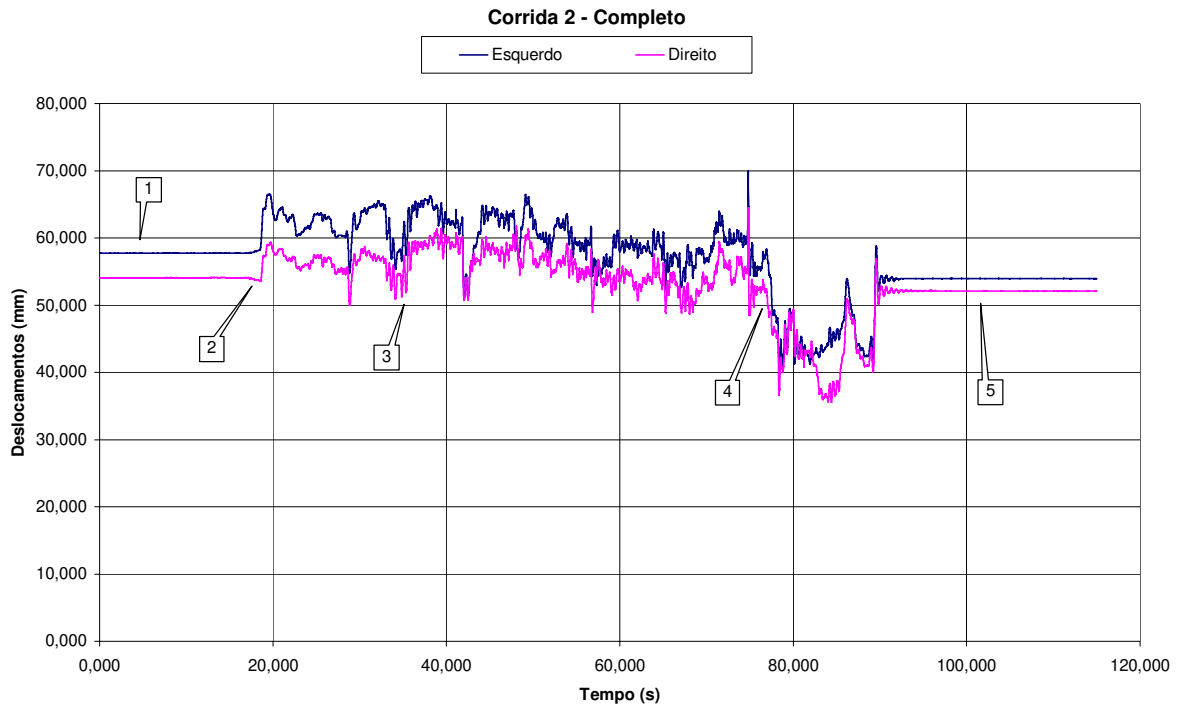


Figura4.24: Registros da corrida 2 completa.

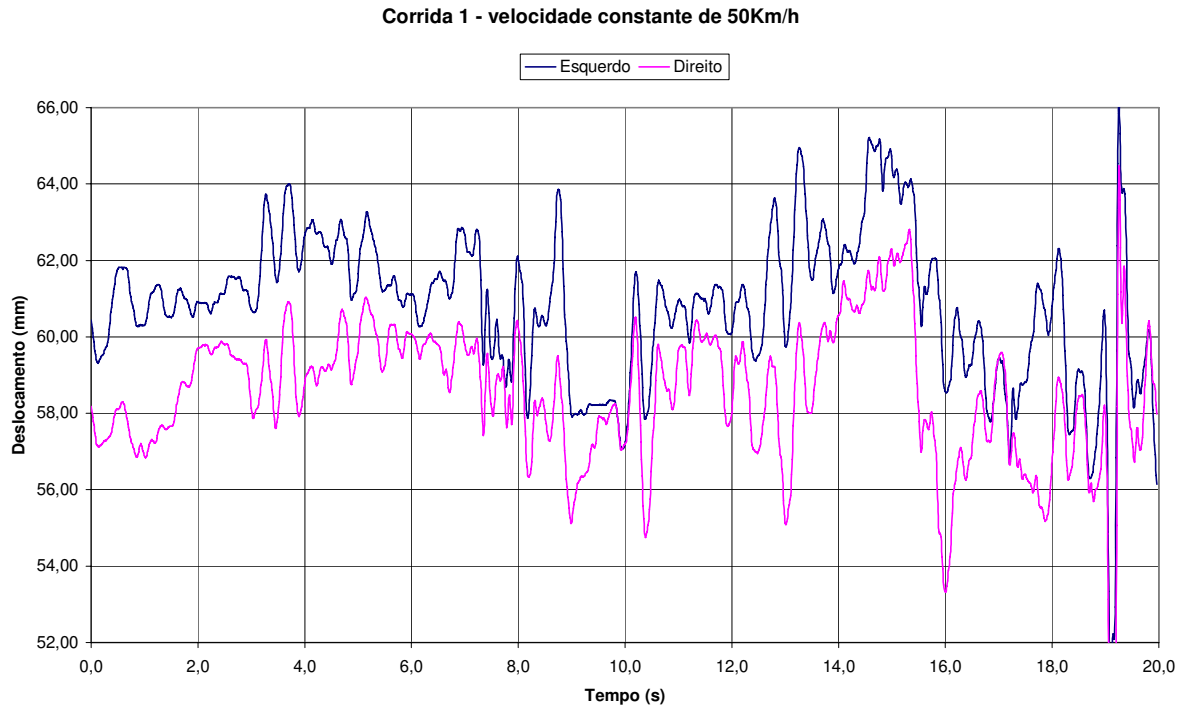


Figura 4.25: Registro do trecho em velocidade constante da corrida 1.

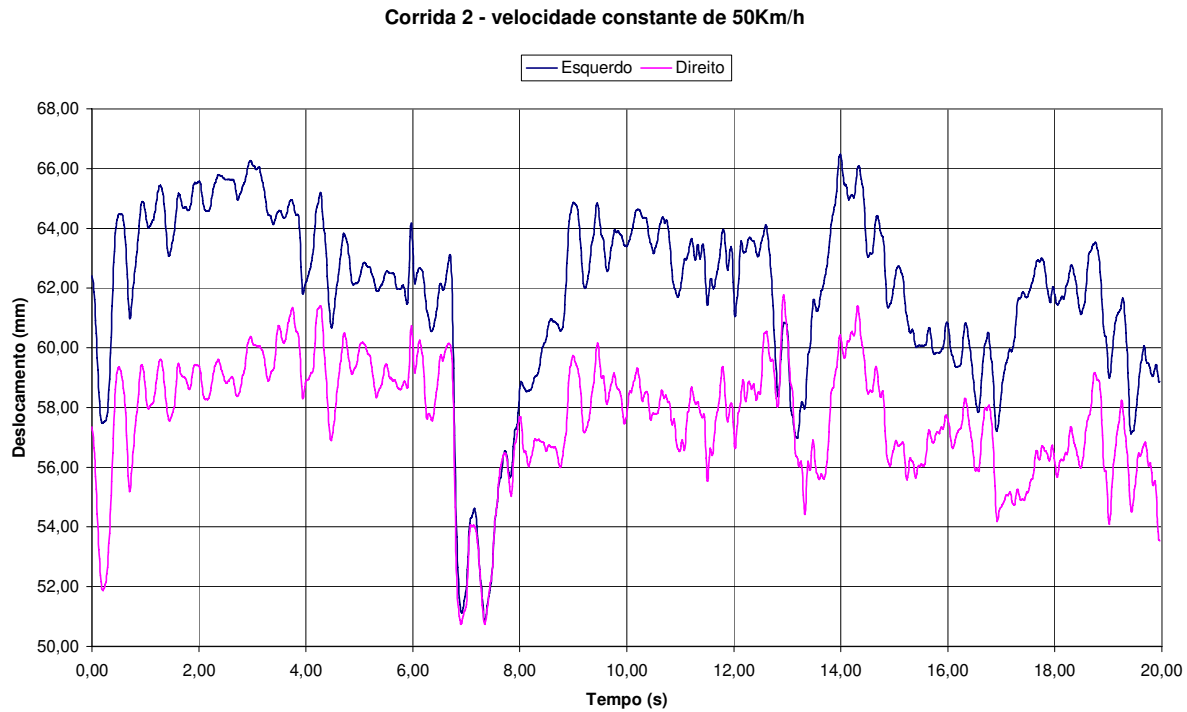


Figura 4.26: Registro do trecho em velocidade constante da corrida 2.

Nas tabelas 4.11 e 4.12 tem-se os valores estatísticos do trecho em velocidade constante da corrida 1, figura 4.25, e da corrida 2, figura 4.26, respectivamente.

Tabela 4.11: Estatísticas do trecho em velocidade constante da corrida 1.

	Deslocamento Esquerdo (mm)	Deslocamento Direito (mm)
Máximo	66,2	64,5
Mínimo	49,9	45,7
Máx - Mín	16,3	18,8
Média	60,8	58,5
RMS	60,8	58,5

Tabela 4.12: Estatísticas do trecho em velocidade constante da corrida 2.

	Deslocamento esquerdo (mm)	Deslocamento Direito (mm)
Máximo	66,5	61,8
Mínimo	50,8	50,7
Máx - Mín	15,7	11,0
Média	61,8	57,6
RMS	61,9	57,7

Depois da corrida 1, antes de iniciar a corrida 2, o veículo foi movimentado bem lentamente a fim de fazer o retorno pelo outro lado da pista. Nas duas corridas observou-se que as amplitudes máximas ficaram em níveis menores do que nos experimentos anteriores. Os valores ficaram muito próximos nas duas corridas, na corrida 1, 16,3 mm no lado esquerdo e 18,8 mm no lado direito e na corrida 2, 15,7 mm no lado esquerdo e 11,0 mm no lado direito. Assim como os valores das amplitudes, os valores de máximos e mínimos ficaram próximos.

Embora os deslocamentos tenham saído de valores diferentes no início das corridas, os valores que menos variaram de uma corrida em relação à outra foram os valores médios, na corrida 1 (60,8 mm no lado esquerdo e 58,5 mm no lado direito) e na corrida 2 (61,8 mm no lado esquerdo e 57,6 mm no lado direito).

Este fato comprova que, quando em oscilação, o valor médio dos deslocamentos das molas, devido a uma determinada carga, tende a permanecer constante.

Nas figuras 4.27 e 4.28 tem-se o espectro de potência calculado para os trechos de velocidade constante da corrida 1 e da corrida 2, respectivamente. Para uma melhor visualização a escala utilizada para o valor RMS foi reduzida em relação aos gráficos anteriores.

Em ambas as corridas, as oscilações ocorreram na mesma faixa de frequência das demais corridas, em toda a faixa abaixo de 3 Hz. Em todas as frequências nesta faixa, os valores de energia ficaram bem próximos nas duas corridas.



Figura 4.27: Espectro de potência do trecho em velocidade constante da corrida 1.

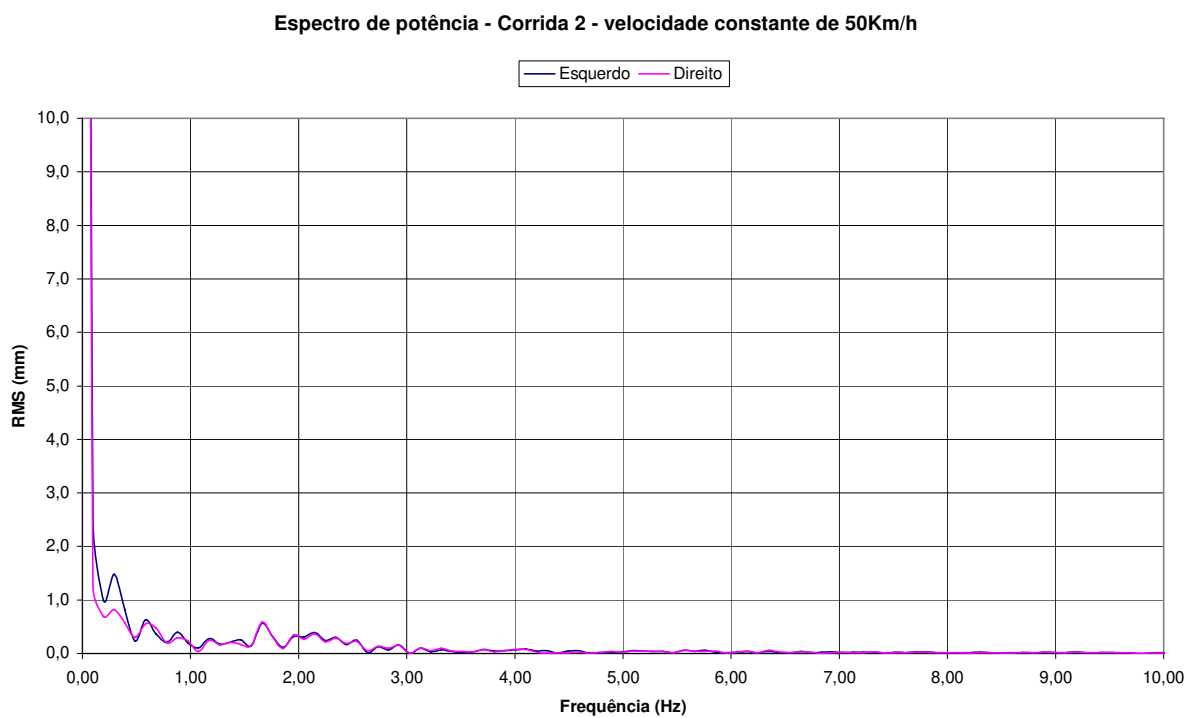


Figura 4.28: Espectro de potência do trecho em velocidade constante da corrida 2.

4.5 Cálculos Estimados das Forças Dinâmicas

Com os resultados dos experimentos das corridas há condições de estimar as forças dinâmicas. Serão estimadas as forças para os casos mais críticos, as lombadas 1 e 2.

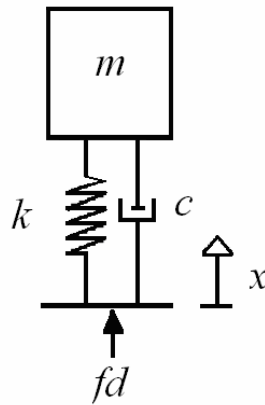


Figura 4.29: Sistema massa-mola-amortecedor considerando apenas um grau de liberdade.

Considerando o sistema massa-mola-amortecedor conforme figura 4.29, tem-se que a força dinâmica é representada pela equação 4.1.

$$c\dot{x}(t) + kx(t) = m\ddot{x}(t) = \text{força dinâmica } (fd(t)) \quad (4.1)$$

A reação no eixo dianteiro com o veículo vazio foi de 33.000 N. Descontando deste valor o valor do peso próprio do eixo montado, 6.000 N, tem-se o valor real da carga sobre o eixo dianteiro de 27.000 N.

Assumindo que o peso do veículo sobre o eixo dianteiro é distribuído de maneira uniforme, a carga de 27.000 N foi dividida igualmente em cada feixe de molas, ou seja, 13.500 N em cada um. Os transdutores foram instalados e ajustados para uma leitura inicial em torno de 100 mm. Com estes valores, tem-se o primeiro ponto da curva de aumento progressivo da carga nos feixes de molas.

- Feixe do lado esquerdo: (100,2 mm , 13.500 N)

- Feixe do lado direito: (99,6 mm , 13.500 N)

O outro ponto da curva de aumento de carga pode ser adotado com o veículo carregado. No eixo dianteiro a carga foi de 31.000 N. Como a carga foi distribuída de maneira uniforme na carroçaria, pode-se assumir que houve 15.500 N a mais em cada feixe de molas. Assim, com o valor desta carga somada com a carga do próprio veículo (13.500 N) sobre o feixe de molas e o valor do deslocamento máximo atingido no carregamento, tem-se o segundo ponto da curva de aumento de carga.

- Feixe do lado esquerdo: (11,7 mm , 29.000 N),

- Feixe do lado direito: (11,6 mm , 29.000 N)

Na figura 4.30 tem-se a curva estimada de resposta de aumento de carga do feixe de molas do lado esquerdo. Na figura 4.31 tem-se a mesma curva para o feixe de molas do lado direito.

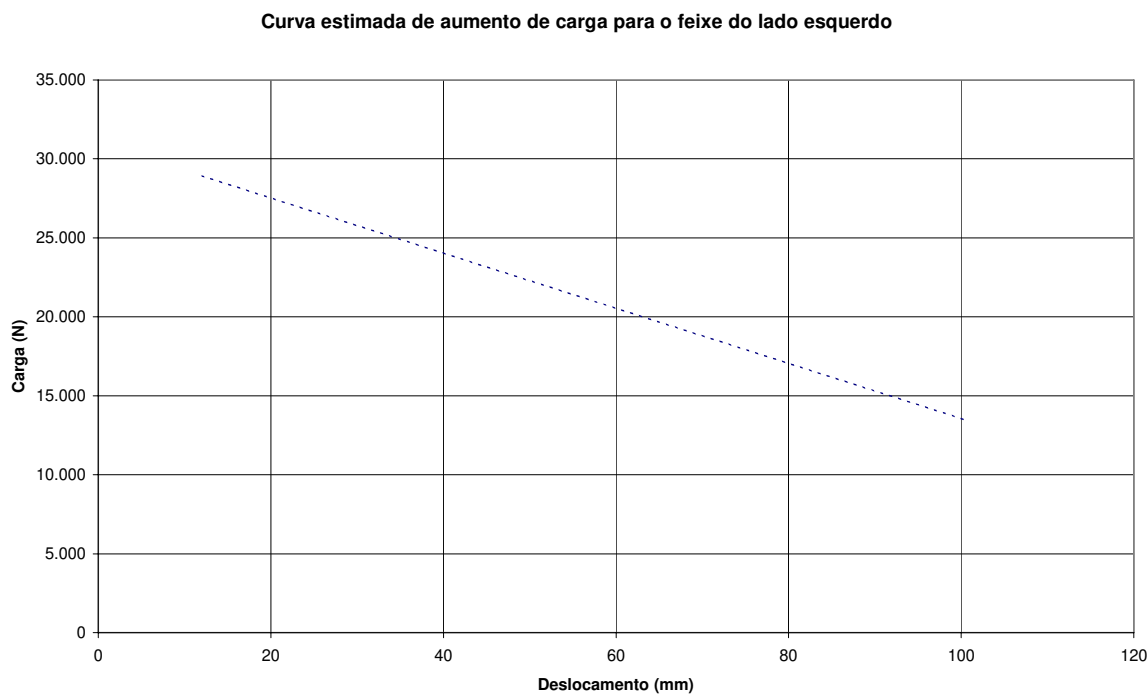


Figura 4.30: Curva estimada de aumento de carga do feixe de molas do lado esquerdo.

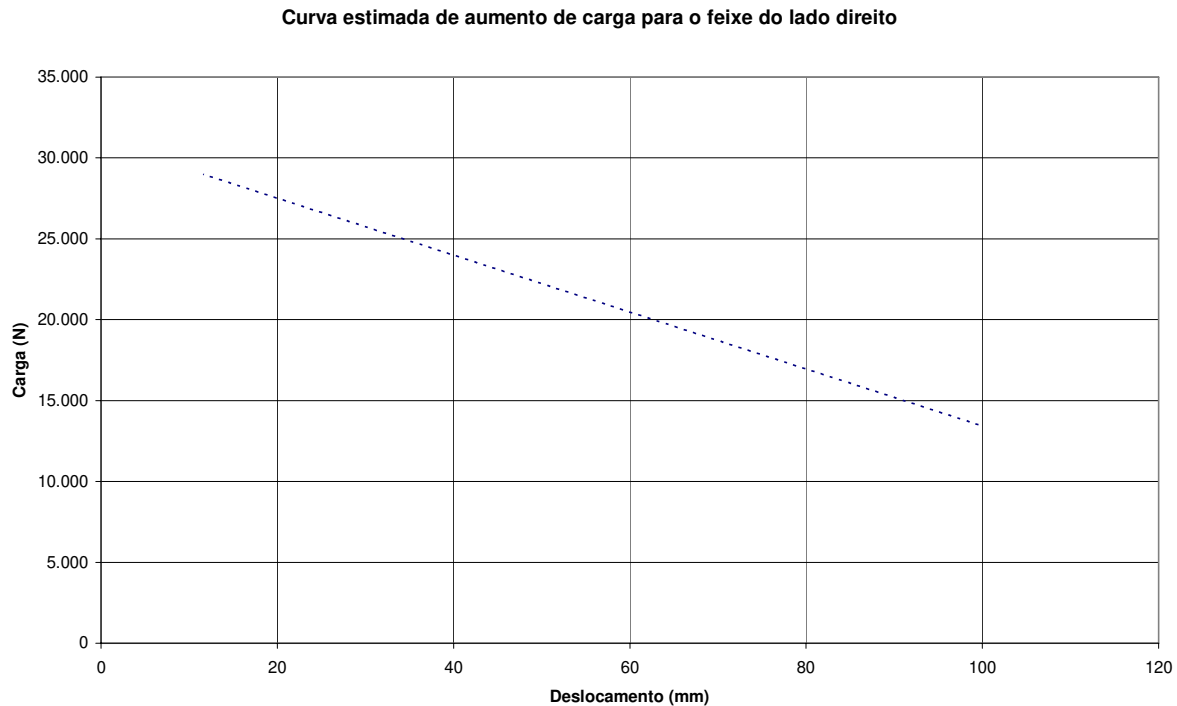


Figura 4.31: Curva estimada de aumento de carga do feixe de mola do lado direito.

Como visto anteriormente, como os transdutores estavam próximos do fundo de escala após o carregamento, foram reposicionados próximos ao meio da escala, em 60 mm. Portanto, teve-se um “offset” em todas as corridas realizadas. A seguir tem-se o cálculo deste “offset”.

“Offset” do lado esquerdo = 48,3 mm (60 mm reposicionado menos o valor final do carregamento de 11,7 mm).

“Offset” do lado direito = 48,4 mm (60 mm reposicionado menos o valor final do carregamento de 11,6 mm).

Portanto, os deslocamentos reais, em todas as corridas realizadas, são os deslocamentos registrados menos estes valores de “offset”.

Tomando como referência um trecho onde houve oscilação, para anular o efeito da histerese, no caso os valores médios da corrida 1 em velocidade constante, pode-se estimar a curva média de resposta dos feixes de molas. Esta curva é a média entre a curva de aumento e

diminuição da carga. Adotando-se para esta curva o mesmo ponto inicial da curva de aumento de carga para ambos os feixes de molas, tem-se: a) Os dois pontos para o feixe de molas do lado esquerdo são, (100,2 mm , 13.500 N) e (12,5 mm , 29.000 N). Onde 12,5 mm é o valor corrigido (valor médio da corrida 1 do lado esquerdo, 60,8 mm, menos o “offset”, 48,3 mm) e b) Os dois pontos para o feixe de molas do lado direito são, (99,6 mm , 13.500 N) e (10,1 mm , 29.000 N). Onde 10,1 mm é o valor corrigido (valor médio da corrida 1 do lado direito, 58,4 mm, menos o “offset”, 48,4 mm).

Nas figuras 4.32 e 4.33 têm-se as curvas médias de resposta dos feixes de molas esquerdo e direito, respectivamente.

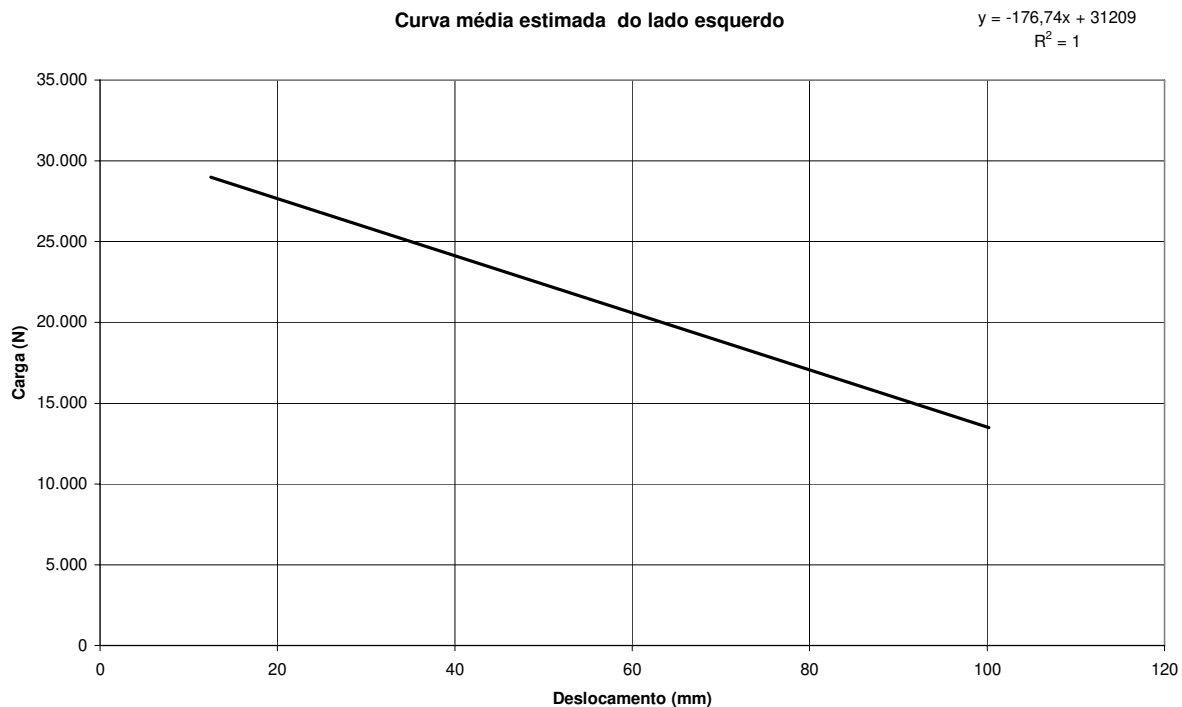


Figura 4.32: Curva média estimada do feixe de molas do lado esquerdo.

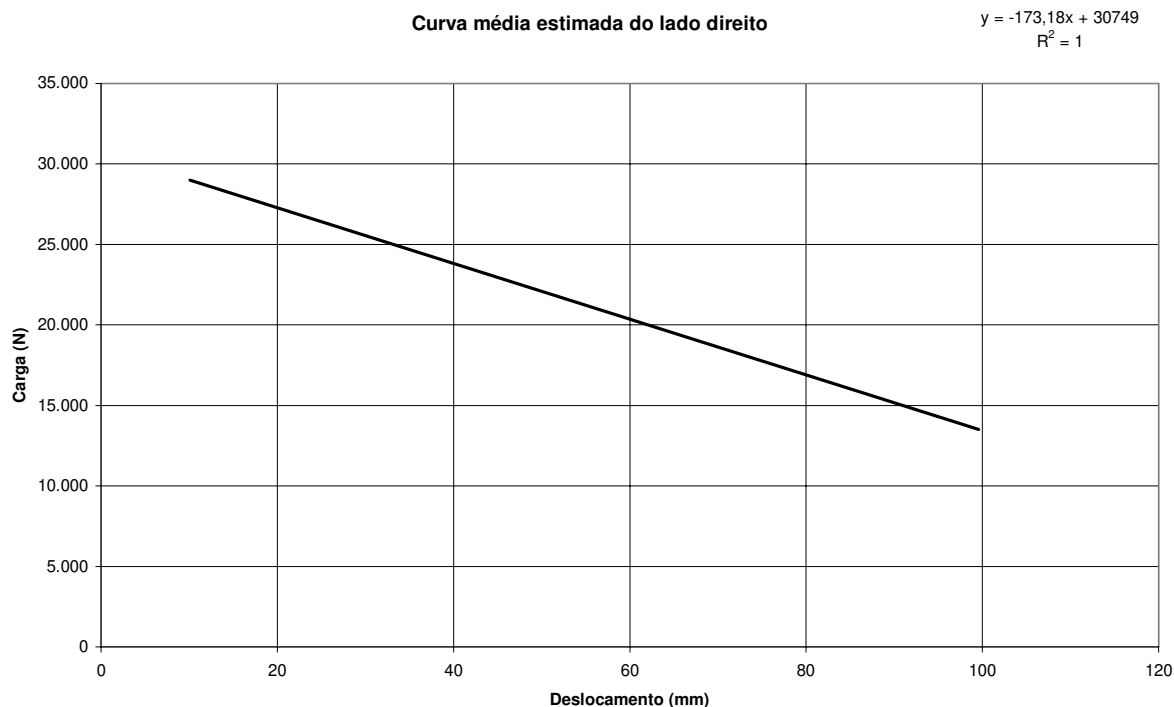


Figura 4.33: Curva média estimada do feixe de molas do lado direito.

Pode-se concluir que as curvas médias dos feixes não diferem muito das curvas de aumento de carga. Isso é explicado pelo fato de que no carregamento ocorreram oscilações de carga, pelos fatos de que cada bloco de concreto foi colocado um a um e que alguns foram reposicionados, isto é, içados e colocados novamente na carroçaria do veículo. Essas oscilações fizeram com que os feixes se acomodassem em uma posição média durante o carregamento.

Com as curvas médias de cada feixe de molas, têm-se condições de estimar as forças elásticas (kx), em cada lado da suspensão do eixo dianteiro.

Nas figuras 4.34 e 4.35 têm-se os gráficos da força elástica para as lombadas 1 e 2 respectivamente. Os valores de deslocamentos foram corrigidos com o valor do “offset” e inseridos nas equações das curvas médias de cada feixe de molas.

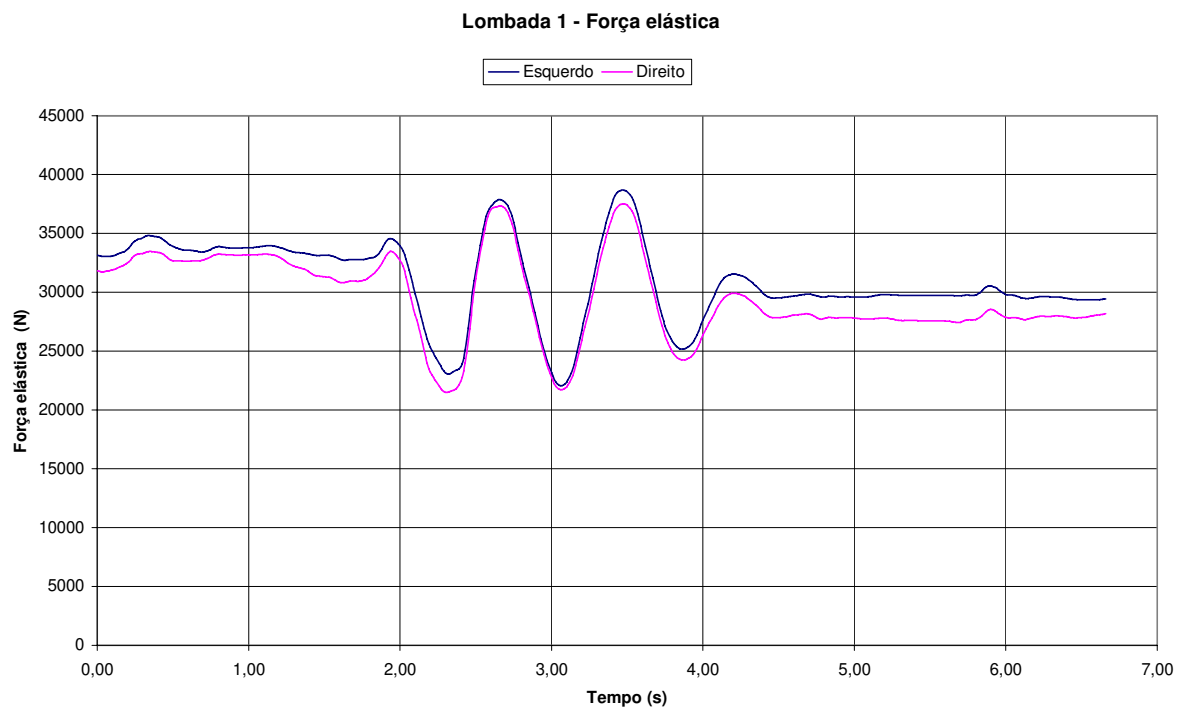


Figura 4.34: Gráfico da força elástica para a lombada 1.

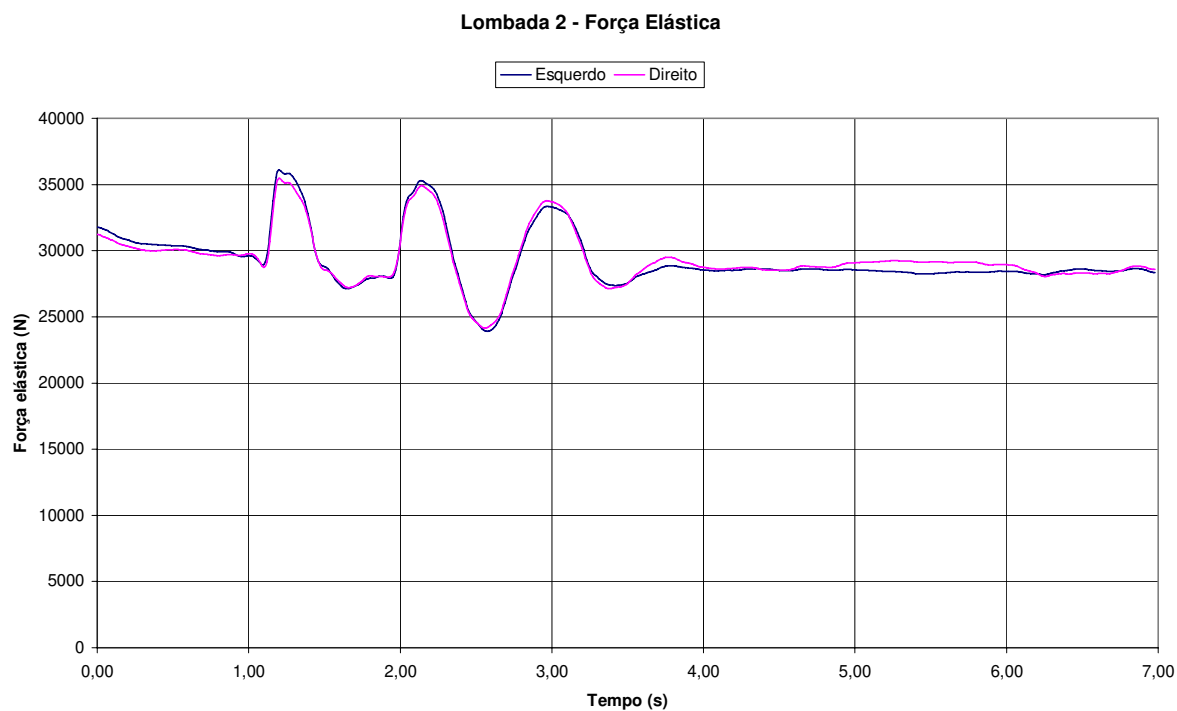


Figura 4.35: Gráfico da força elástica para a lombada 2.

Com o cálculo da velocidade, derivando-se os valores dos deslocamentos no tempo, têm-se condições de estimar as forças de amortecimento ($C\dot{x}$), em cada lado da suspensão do eixo dianteiro.

Nas figuras 4.36 e 4.37 têm-se os gráficos da força de amortecimento para as lombadas 1 e 2 respectivamente. Para este cálculo foi considerado apenas o efeito de amortecimento do amortecedor do veículo, o pequeno amortecimento dos feixes de molas foi desprezado. Outra aproximação importante é que o eixo e os pneus foram considerados rígidos. O valor do coeficiente de amortecimento considerado para os amortecedores dianteiros foi de 5000 Ns/m.

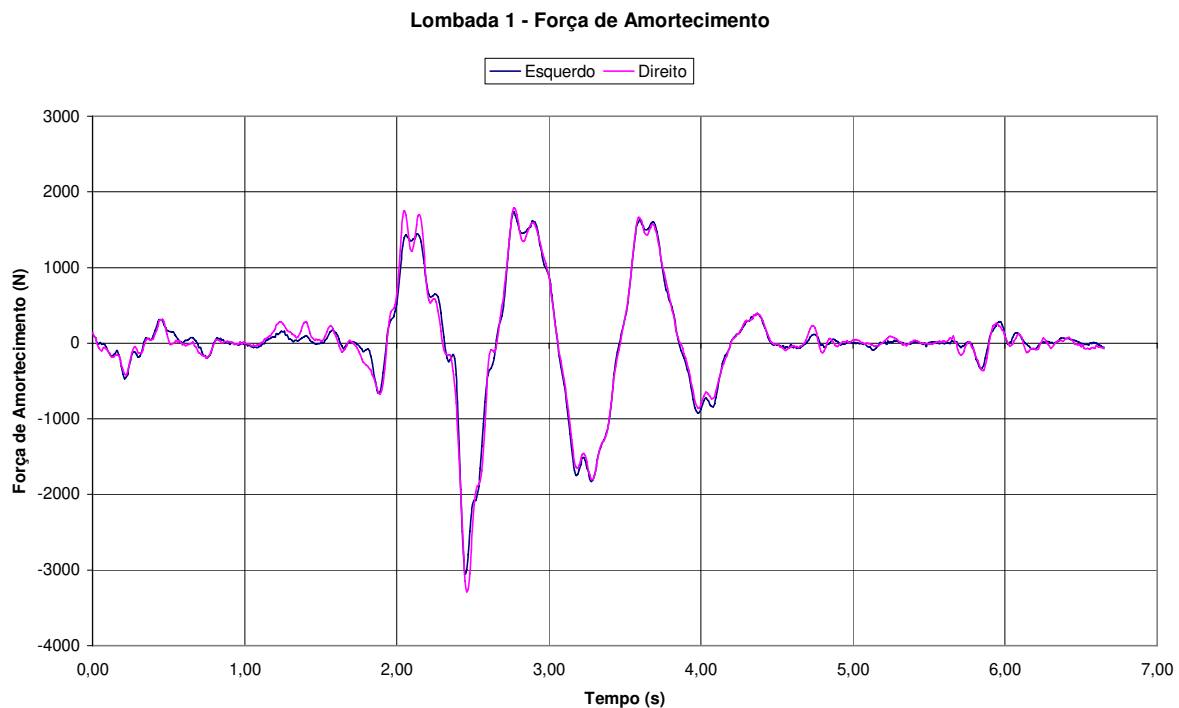


Figura 4.36: Gráfico da força de amortecimento para a lombada 1.

Nas figuras 4.38 e 4.39 têm-se os gráficos da força dinâmica para as lombadas 1 e 2 respectivamente.

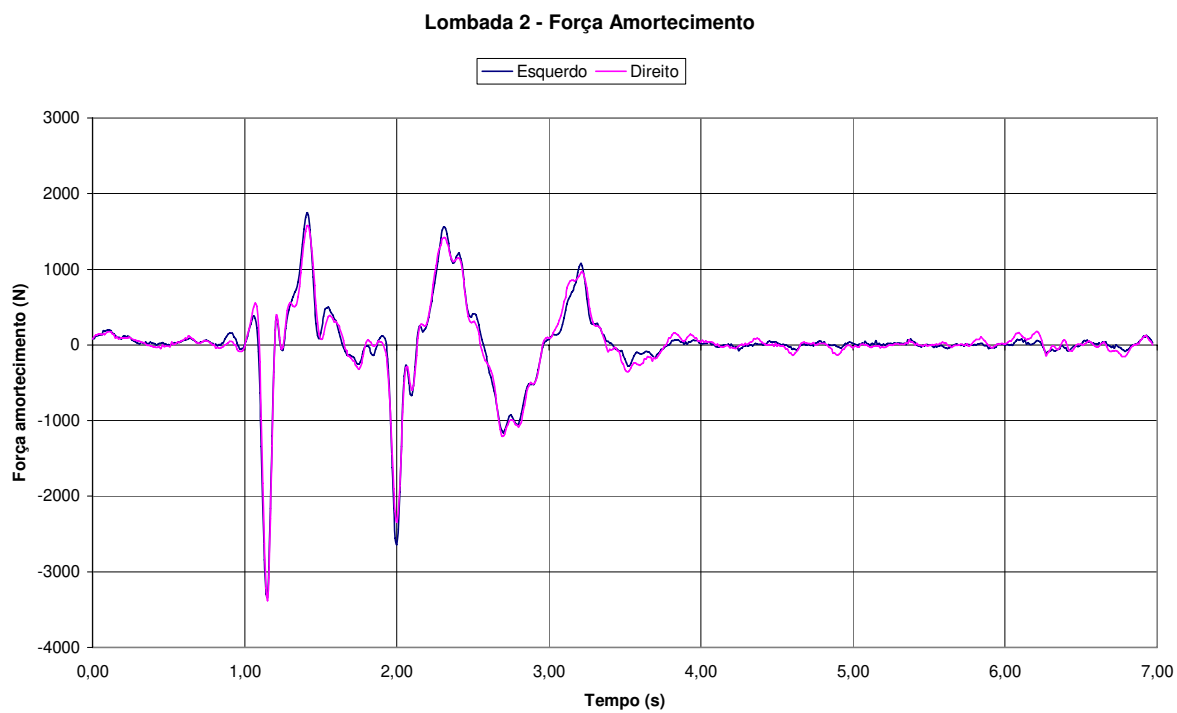


Figura 4.37: Gráfico da força de amortecimento para a lombada 2.

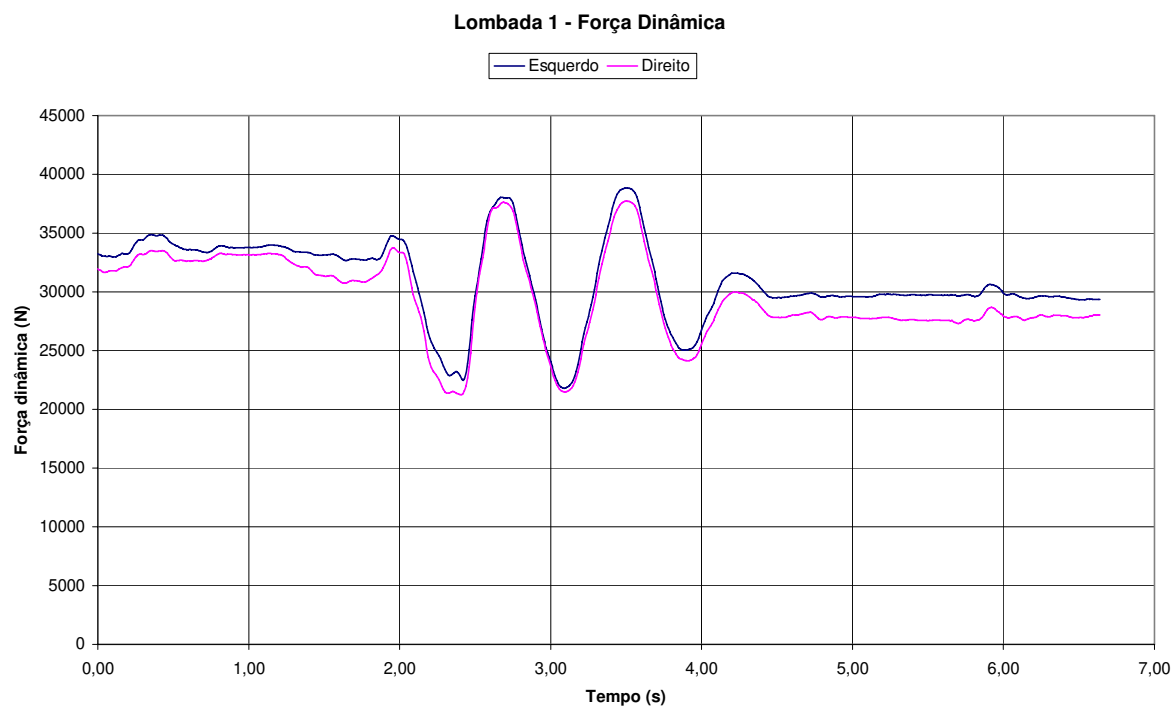


Figura 4.38: Gráfico da força dinâmica para a lombada 1.

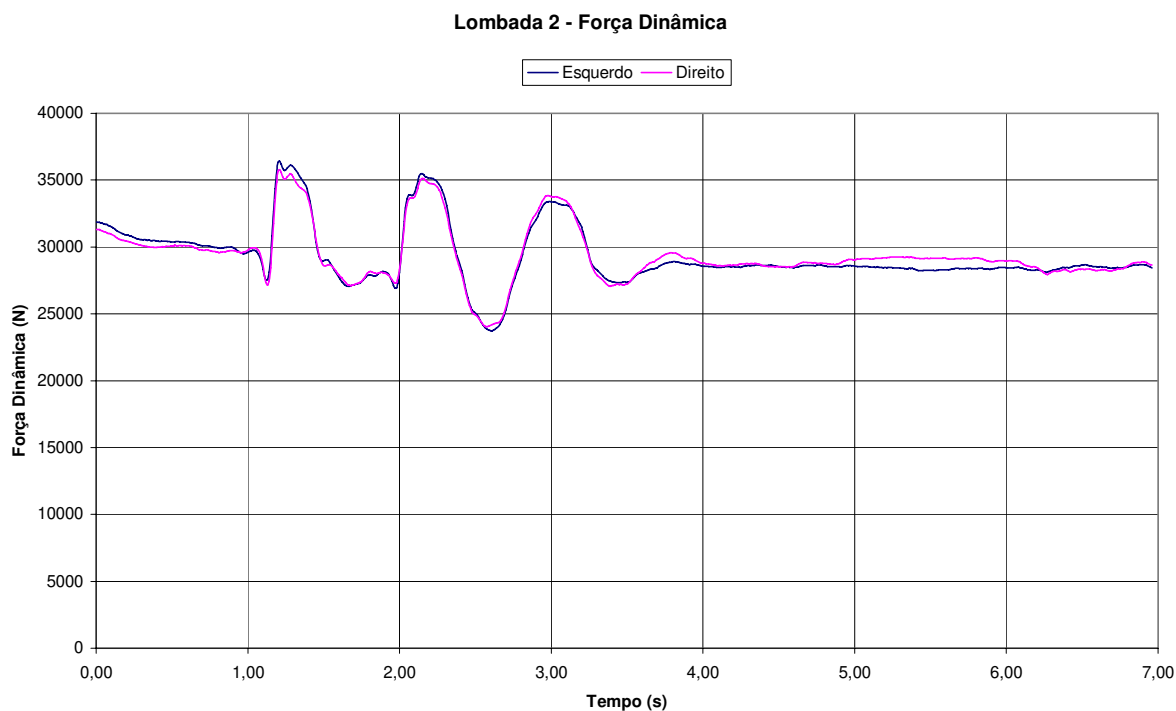


Figura 4.39: Gráfico da força dinâmica para a lombada 2.

Na tabela 4.13 têm-se os valores máximos das forças dinâmicas encontrados para os dois casos analisados, lombadas 1 e 2 para ambos os lados.

Tabela 4.13: Forças dinâmicas máximas encontradas para as lombadas 1 e 2.

Condição do trecho	Força Dinâmica (N)	
	Lado Esquerdo	Lado Direito
Lombada 1	38.842	37.727
Lombada 2	36.428	35.791

Na tabela 4.14 tem-se a comparação dos resultados das forças dinâmicas encontradas com o valor estático de carga sobre cada feixe de molas. A força dinâmica foi quantificada em porcentagem tendo como referência o valor estático da carga em cada lado.

Tabela 4.14: Cálculo das forças dinâmicas.

Condição do trecho	Carga estática em cada lado da suspensão dianteira (N)	Força dinâmica (N)		Carga dinâmica acima da estática (%)	
		Lado Esquerdo	Lado Direito	Lado Esquerdo	Lado Direito
Lombada 1	29.000	38.842	37.727	33,9	30,1
Lombada 2	29.000	36.428	35.791	25,6	23,4

De acordo com a tabela 4.14, o maior pico de força dinâmica se deu na lombada 1, com 33,9% acima da carga estática.

4.6 Discussões

O objetivo do trabalho foi avaliar a possibilidade de determinação dos esforços dinâmicos em veículos de carga, utilizando transdutores potenciométricos. Para atingir esse objetivo, foi desenvolvido um conjunto de atividades, na forma de um planejamento experimental.

Primeiramente, foi verificada a resposta do feixe de molas em termos de deslocamento para cada força aplicada. Conforme visto no item 4.1, a curva resultante mostrou uma resposta com histerese significativa, o que era esperado devido ao amortecimento causado pelo atrito entre as lâminas. Este fato consistia-se em um problema relevante, já que seria extremamente complicado avaliar a resposta em termos de força com tal amortecimento. A deformação prévia, a intensidade da variação, a velocidade da aplicação da carga e o estado das molas influenciariam na resposta em termos de força elástica. Para este primeiro passo, foi utilizado o transdutor LVDT, interno à máquina de ensaios, e previamente calibrado.

Como forma de verificar se a resposta do transdutor potenciométrico seria a mesma que a do LVDT, foi feita a calibração do primeiro com relação ao segundo. Isso permitiu verificar que o transdutor potenciométrico era capaz de medir da mesma forma que o LVDT, com resposta extremamente linear e pequena dispersão. As figuras do item 4.2 mostram que essas características se repetem em ambos os transdutores. Agregue-se a isto o fato de que este tipo de transdutor possui a vantagem de ser menos suscetível a efeitos ambientais adversos (umidade,

sujeira, etc.), além de não ser rígido, permitindo pequenos desalinhamentos não previstos entre os pontos de medição, sem risco de dano.

A terceira etapa foi estudar se os transdutores potenciométricos poderiam ser utilizados para a medição diretamente na mola do veículo. O item 4.3 mostra que as respostas, como esperado, são as mesmas que as obtidas com o LVDT. A histerese ainda persistia e impossibilitaria o uso da técnica caso o problema não fosse minimizado. Como o objetivo era medir os esforços dinâmicos, foi aplicada uma oscilação característica, visando liberar as lâminas para a sua posição de mínima energia potencial causada pelo atrito. O resultado foi adequado e a resposta apresentada na figura 4.9 mostra que, para o veículo em movimento, o efeito do atrito entre as lâminas é pequeno na determinação da força. Além disso, mostrou que a reta média obtida a partir dos valores levantados com histerese se aproxima muito da reta obtida após a aplicação da oscilação, fazendo com que a primeira possa ser utilizada em substituição a última, ou vice-versa. Obviamente, em acelerações e freadas o problema da histerese continuará ser sentido com alguma intensidade, mas esse estudo está além dos objetivos deste trabalho. Essa etapa demonstrou que o transdutor pode ser usado para o objetivo proposto.

Uma última etapa consistiu em instalar os transdutores no eixo dianteiro de um veículo de carga, verificar sua resposta com pesos calibrados e avaliar os esforços dinâmicos em trechos característicos. O item 4.4.1 mostra a estimativa da rigidez seguindo esse método. O item 4.4.2 e 4.4.3 mostram os resultados obtidos e a análise para dois trechos de percurso de rua. Em ambos os casos foram possíveis medir os deslocamentos. A análise das frequências onde ocorrem a parte mais significativa das vibrações indica valores da ordem dos utilizados para a remoção da histerese em laboratório ou um pouco superiores, o que permite avaliar que esta foi removida adequadamente. Os resultados permitiram calcular os esforços para os dois casos mais críticos, lombadas 1 e 2, e mostram valores até 33,9% maiores que os estáticos.

Segundo dados do GEIPOT (Fernandes et al., 1995) os caminhões brasileiros trafegam com sobrecarga de 10 a 30%. Considerando um eixo padrão de 82 kN, considerando a sobrecarga máxima de 30%, o valor do peso total seria de 106,6 kN. Acrescentando o valor obtido nesse trabalho para o caso crítico, 33,9%, esse valor aumentaria para 142,7 kN, ou seja,

aproximadamente 74% acima do permitido para o caminhão. Ressalte-se que a sobrecarga obtida nesse trabalho não é a máxima que pode ser encontrada em serviço. Na realidade, cargas bem maiores são possíveis, tornando o problema ainda mais significativo para vias e veículos.

O trabalho alcançou o objetivo pretendido, demonstrando que é possível avaliar os esforços dinâmicos em veículos, com medições diretamente na suspensão destes, utilizando transdutores potenciométricos.

Capítulo 5

Conclusões e Sugestões

A situação calamitosa da grande maioria das rodovias federais é uma das principais causas da dificuldade de exportação de produtos agrícolas e minerais no Brasil. A manutenção inadequada certamente é responsável por grande parte do problema. No entanto, a sobrecarga nos veículos é um fator adicional de grande relevância.

Estradas e veículos são feitos para durar um determinado período, quando utilizados com a frequência e capacidade de carga adequados. O aumento em qualquer um desses parâmetros significa uma redução da vida útil. O tempo de vida até o surgimento da falha em pavimentos asfálticos, ainda que pequena, é muito menor do que o tempo para seu crescimento. Assim, pequenas fissuras se transformam em grandes cavidades rapidamente. A idéia seria aumentar o tempo até que as fissuras surjam. No Brasil, com a sobrecarga encontrada, este tempo só tem diminuído, aumentando em muito os custos de manutenção.

Este trabalho mostrou que a magnitude das cargas pode ser significativa. O objetivo do trabalho foi avaliar a possibilidade de determinação dos esforços dinâmicos com medição direta no veículo. Foi utilizado um meio simples e de baixo custo para medir a intensidade desses esforços; além de resistente a intempéries, pode ser acoplado ao veículo ainda na fábrica, sem alterar suas características de projeto.

As principais conclusões desse trabalho são:

- a) É possível avaliar os esforços dinâmicos em veículos de transporte de cargas através de medições diretamente na suspensão dos veículos;
- b) Há uma histerese significativa na relação entre esforço e deslocamento em suspensões que utilizam feixe de molas, mas esta é eliminada aplicando oscilações da ordem das que normalmente são encontradas em veículos do tipo analisado;
- c) O sistema utilizado para a avaliação dos esforços pode ser empregado na identificação e quantificação de frenagens e acelerações no veículo;
- d) Mesmo pequenas irregularidades, como lombadas, em baixa velocidade, podem causar sobrecarga elevada, como 33,9 % para o caso do veículo estudado;
- e) O valor da sobrecarga pode subir a 74% da carga máxima permitida, em veículos com carga bem acima do valor permitido (30% acima).

As conclusões apresentadas mostram que este trabalho alcançou plenamente o objetivo proposto. Como sugestão para trabalhos futuros seguindo a mesma linha de pesquisa, propõe-se:

- a) O estudo da posição axial do feixe de molas, utilizando sensores potenciométricos, permitindo a caracterização da histerese e a avaliação do efeito de frenagens e acelerações;
- b) Avaliação dos esforços em rodovias, visando à caracterização do sistema em velocidades superiores a 50 km/h;
- c) Criação de um sistema transmissor e condicionador de sinais portátil, de quatro ou mais canais, que possa ser aplicado diretamente no veículo para a medição dos deslocamentos e esforços nas quatro ou mais rodas;

- d) Criação de um sistema de pesagem automática, monitorado por rádio-frequência, que permita aos órgãos fiscalizadores medir o peso sem parar o veículo ou sem a necessidade de redução de sua velocidade.

Capítulo 6

Referências Bibliográficas

ALBANO, J.F. Efeitos da variação da carga por eixo, pressão e tipo de pneu na resposta elástica de um pavimento. Porto Alegre, RS, Engenharia de produção, Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, 1998, 145p, Tese (Mestrado).

ALMEIDA, M. T., Vibrações Mecânicas para Engenheiros. Editora Edgar Blucher, São Paulo, SP, 1987, 400p.

ANDRONOV, A. A., VITT, A. A., KHAIKIN, S. E. Theory of oscillators. Dover Publications, 1987, pp. 67-81.

ARCHONDO-CALLAO, R., FAIZ, A. Free Flow Vehicle Operating Costs – Version 4.0. Washington, D.C.: The World Bank, Transports Division, 1995.

ASH, G. Les capteurs en instrumentation industrielle. Dunob, France, 1983, pp. 15-21.

BISHOP, R. Vibration, Cambridge University Press, 1979.

BOLTON, W. Instrumentation and measurement pocket book. Newnes, 1996.

BRANDÃO, F. T. V., NETO, M. S. Procedimento para especificação de componentes de suspensões passivas empregando modelos dinâmicos e simulação computacional. Departamento de Engenharia Mecânica – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2000.

CELESCO. Position Measurements. Celesco transducer products Inc, California, 2002, 167p.

CEPAL, Comissão Econômica para a América Latina e Caribe. Legislação modelo de conservação viária, Nações Unidas, Santiago, Chile, 1995.

CERATTI, J.P. Curso de Extensão: Mecânica dos Pavimentos Rodoviários Flexíveis. Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Civil, UFRGS, Porto Alegre, 1997.
CNT. 5ª Pesquisa rodoviária, Brasília, DF, 2000.

CORREIA, J. A. B., JUNIOR, E. F. N. Custo em Conservação de Rodovias. Florianópolis, SC, 2000.

DAER. Departamento Autônomo de Estradas de Rodagem. Comissão de Circulação Viária. Porto Alegre, Rio Grande do Sul, 1994.

DAER. Departamento Autônomo de Estradas de Rodagem. Normas de Fiscalização para Veículos de Carga nas Rodovias, 1992

DALLY, J. W., RILEY, W. F., MC CONNEL, K. G. Instrumentation for engineering measurements. Jhon Wiley & Sons, 1984, pp. 81-99.

DIMAROGONAS, A. Vibration for engineers. Prattice Hall, 1996, pp. 37-41.

DNER (1994) Avaliação estrutural dos pavimentos flexíveis: procedimento 011/79. Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Rio de Janeiro, 1994.

DNER. Gerência de conservação rodoviária. Rio de Janeiro, RJ, Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Diretoria de Desenvolvimento Tecnológico, 1996.

DNER. Método de Projeto de Pavimentos Flexíveis. Departamento Nacional de Estradas de Rodagem Instituto de Pesquisas Rodoviárias. Rio de Janeiro, 1979.

DNER. Método de Projeto de Pavimentos Flexíveis. Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Instituto de Pesquisas Rodoviárias, Rio de Janeiro, 1994.

DNER. Projeto de Restauração de Pavimentos Flexíveis. Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Diretoria de Desenvolvimento Tecnológico IPR/DNER 269/94, Brasília, DF, 1995.

DNER. Viabilidade econômica para restauração de rodovias. Rio de Janeiro, RJ: Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Diretoria de Desenvolvimento Tecnológico, 1996.

DOEBELIN, E. O. Measurements systems, applications and design, Mc Graw Hill, 1990, pp. 27-78.

FERNANDES JÚNIOR, J. L. Investigação dos efeitos das solicitações do tráfego sobre o desempenho de pavimentos. São Carlos, SP, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 1979, 145p. Tese (Doutorado).

FERNANDES JÚNIOR, J.L; SÓRIA, M.H. E WIDMER, J.A Efeitos das solicitações do tráfego sobre custos de construção, manutenção e utilização de rodovias. 29ª Reunião Anual de Pavimentação, ABPV, Cuiabá, p.267-284, 1995.

GODOY, V., MACHADO, V. V. Transporte rodoviário de cargas: Guia Prático da Lei da Balança, Porto Alegre, 1993, 120p.

GÖKTAN, A., MITSCHKE, M. Road Damage Caused by Heavy Duty Vehicles. Journal of Vehicle Design, v.16, p.54-70, 1995.

GONZÁLES, A. A. Estradas: um país para descobrir. Revista Veja, São Paulo, v. 35, n. 19, p. 32 –35, maio 2002.

HOFFMANN, K. An introduction to measurements using Strains Gages, HBM, 1989, pp. 59-61.

HOROWITZ, P., HILL, W. The art of eletronics. Cambridge University Press, 1980, pp. 122-123.

INMAN, D. J. Engineering vibration. Praticice Hall, 1984, pp. 70-126.

INMETRO. Instituto Nacional de Metrologia e Qualidade Industrial. Guia para expressão da incerteza de medição. Rio de janeiro, Serifa editoração e informática Ltda, 2ª edição, 1998, 121p.

IPR Influência da carga por eixo nas rodovias. Instituto de Pesquisas Rodoviárias. Simpósio Internacional de Avaliação de Pavimentos e Projeto de Reforço, ABPV, Rio de Janeiro, 1979.

JONES, B. E. Instrument science and technology. Adam Hilger, 1983 v.1 e 2, pp. 63-72.

JUVINALL, R. C., MARSHEK, K. M. Fundamentals of machine component design. John Wiley & Sons, 2.ed, 1991, Cap. 12, pp. 454-457.

KHAZAN, A.D. Transducers and their elements. Prentice Hall, 1994, 87p.

LANG, T. T. Eletronic of measurement system. John Wiley & Sons, 1987.

LAURA, P.A.A., Introduccion a la Teoría de Vibraciones de Sistemas Discretos y Contínuos. Editora universitária de Buenos Aires, Buenos Aires, AR, 1973.

LINK, W. Metrologia mecânica. São Paulo, Mitutoyo do Brasil, 1997, 174p.

MACHADO NETO, E. F. Influência dos veículos pesados na capacidade de rodovias de pistas simples. São Carlos, Universidade de São Paulo, 1995. 145p. Tese (Mestrado).

MACHADO NETO, E. F., SETTI, J. R., O problema da sobrecarga na operação de veículos pesados em rodovias no Brasil. Makron Books do Brasil, 1998, cap.5, p. 94-117.

MARTINS, E. R. C., MIRANDA, L. M. Controle de carga na rede pavimentada de Mato Grosso. 29ª Reunião Anual de Pavimentação, ABPv, Cuiabá, p.141-173, 1995.

MEDINA, J. Evolução da mecânica dos pavimentos no Brasil. 25ª Reunião Anual de Pavimentação, ABPv, São Paulo, 1991.

MEIROVITCH, L. Elements of vibration analysis. McGraw-Hill, 1986, pp. 101-107.

MIDDELHOEK, S., AUDET, S. A. Silicon sensor. Academic Press, 1989, pp. 93-95.

MOURA, E. D. A. Estudo de suspensões passiva, semi-ativa MR e ativa. Itajubá, Depto de Engenharia Mecânica, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2003, 162p. Tese (Mestrado).

NAPOLITANO, F. Desenvolvimento de uma célula de carga para aplicação em suspensão veicular. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000, 71p. Dissertação (Mestrado).

NAPOLITANO, F., Dispositivo Automático de Pesagem. São Paulo, SP, BR n. PI 920286-2. 20. Jan,1992.

NRC. NATIONAL RESEARCH COUNCIL. Truck Weight Limits: Issues and Options. Committee for the truck Weight Study. Transportation Research Board, (TRB. Special Report, 225). Washington, 1990.

OLIVEIRA JR, J. A., LIMA, L. C. Estudo de controle de pesagem de veículos de carga no estado do Ceará – Localização dos postos de pesagem fixos e móveis. VIII Congresso de Pesquisa e Ensino em Transportes, ANPET, Recife, v.2, p.351-362, 1994.

OLIVEIRA JR, J. A., LOUREIRO, C. F. G., LIMA, L. C. Sistema de pesagem de cargas rodoviárias do Departamento de Estradas de Rodagem e Transportes do Estado do Ceará (SPCR/DERT) – Um Enfoque Organizacional. IX Congresso de Pesquisa e Ensino em Transportes, ANPET, São Carlos, v.2, p.747-753, 1995.

PAGE, J., Dynamic behaviour of a single axle vehicle suspension system: a theoretical study. TRRL - Transport and Road Research Laboratory, report LR580, Berkshire, 1973.

PEREIRA, D. S. Estudo de gradientes térmicos e deformações em “*whitetopping*” ultradelgado. São Paulo, Universidade de São Paulo, 2001, 85 p. Tese (Mestrado).

PORTÃO, S. B. Coletânea de legislação de trânsito. Consultoria de trânsito, Tubarão, 2000.
Rao, S. S. Mechanical vibrations. Addison-Wesley, 1995.

SAMPAIO, R., CATALDO, E., RIQUELME, R. Introdução à dinâmica, estabilidade e controle através do MATLAB, 1998

SCHLIESSLER, A. S., PULL, A. Caminhos: Um Novo Caminho Para Gestão e Conservação de Redes Viárias. Tradução: IPC-BR, Campinas, SP: Comissão Econômica para América Latina e Caribe – CEPAL, Unidade de Transporte, 1994.

SCHLIESSLER, A., PULL, A. Caminhos: Um novo enfoque para a gestão e manutenção rodoviária. CEPAL/ Instituto Panamericano de Carreteras, Brasília, DF, 1994.

- SHEINGOLD, D. H. Analog-Digital conversion notes, Analog devices, 1987.
- STRANG, G. Linear Algebra and its applications. Harcourt Brace Joanovick, 1988.
- SYNDENHAM, P. H. Handbook of measurement science, John Wiley & Sons, v.1 e 2, 1983.
- THONSON, W.T., Teoria da Vibração. Editora Interciência, Rio de janeiro, RJ, 1978.
- VALASEK, M., KORTUM, W., SIKÁ, Z., MAGDOLEN, L., VACULIN, O. Development of semi-active road-friendly truck suspensions. Control Engineering Practice, v.6, Elsevier Science Ltd, 1998, pp. 735-744
- VAN PUTTEN, A. F. P. Eletronic measurements system. Prentice Hall, 1998.
- VIEIRA, H., FRAINER, V., SCHATTSCHEIDER, E. Sistema automatizado de pesagem - classificação e contagem de veículos rodoviários, 27^a Reunião Anual de Pavimentação, ABPV, Teresina, p.458-468, 1993.
- WALKER, J. Mobile Information System. Londres: Artec House, 1990. 384p.
- WATSON, J. P. Highway construction and maintenance: Editora Longman, London, 1989.
- WOLTER, C., SAMPAIO, R., CATALDO, R. Vibrações mecânicas – resumo da teoria. Agencia Espacial Brasileira, Rio de Janeiro, 1998, 194p.
- WOOLVET, G. A. transducer in digital system. Peter Peregrinus, 1997, pp. 25-30.