

DANIEL MARETTI DE CARVALHO

**ANÁLISE DE FADIGA DE MOLAS PLANAS PARA
SUSPENSÕES DE VEÍCULOS COMERCIAIS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre em
Engenharia.

CONSULTA
FD-4004
Ed.rev.

São Paulo
2005

OK

DANIEL MARETTI DE CARVALHO

**ANÁLISE DE FADIGA DE MOLAS PLANAS PARA
SUSPENSÕES DE VEÍCULOS COMERCIAIS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Edison Gonçalves

São Paulo
2005

À memória de meu pai,

José de Carvalho

Agradecimentos

Ao amigo e orientador, Professor Dr. Edison Gonçalves, pelas diretrizes seguras e objetivas, pela compreensão e incentivo ao longo do desenvolvimento do trabalho e pela oportunidade proporcionada.

Aos Professores Drs. Carlos Alberto Nunes Dias e João Paulo Pereira Marcicano, cujas críticas, comentários e sugestões enriqueceram o conteúdo desta dissertação.

Aos demais professores da Escola Politécnica da USP, pelos ensinamentos proporcionados.

À minha querida Nuria, minha irmã Andréia e minha mãe, pelo grande incentivo, amor e compreensão.

Aos amigos Waldemir Inácio dos Santos e Marcelo Ururahy, pelos valiosos ensinamentos e pela ajuda na realização dos experimentos, Willian Magnani, pela ajuda com o modelo, Marco Antônio Fogaça, Luís Carlos Ferraro e Júlio Antônio Barreiro, pelo apoio e incentivo.

À Spectra Tecnologia, pelo empréstimo do software utilizado nas análises.

À DaimlerChrysler, pelo tempo disponibilizado e pelas preciosas informações para a execução deste trabalho.

Sumário

Lista de Figuras.....	iii
Lista de Tabelas	vii
Lista de Abreviaturas e Siglas.....	ix
Lista de Símbolos.....	x
Resumo	xv
“Abstract”	xvi
Capítulo I - INTRODUÇÃO	1
1.1 – Considerações Iniciais	1
1.2 – Breve Histórico dos Testes de Durabilidade.....	3
1.3 – Inter-Relação das Análises Numérico-Computacionais e Experimentais	7
1.4 – Objetivo e Relevância do Estudo.....	10
1.5 – Escopo do Trabalho	11
Capítulo II - CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA.....	13
2.1 – Considerações Iniciais	13
2.2 – Tipos de Projetos de Suspensões com Molas Planas.....	14
2.3 – Considerações sobre o Projeto de Molas Planas.....	20
2.4 – Efeitos de Montagem	27
2.5 – A Suspensão em Estudo.....	35
Capítulo III - CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL.....	38
3.1 – Considerações Iniciais sobre a Seleção do Material.....	38
3.2 – Tratamentos e Propriedades Mecânicas do Aço SAE 6150.....	41
3.3 – Resistência à Tração	49
3.4 – Resistência à Fadiga.....	53
Capítulo IV - MODELO PROPOSTO PARA ANÁLISE DE FADIGA	59
4.1 – Considerações Iniciais	59
4.2 – Condições de Carregamento	60

4.3 – Modelo em Elementos Finitos da Mola.....	62
4.4 – Considerações sobre a Previsão de Vida à Fadiga.....	67
4.5 – O Método SN.....	68
4.6 – Curvas SN Estimadas.....	72
4.7 – Fatores Modificadores do Limite de Fadiga.....	76
4.8 – Efeito do Tratamento Superficial.....	83
4.9 – Efeito da Tensão Média.....	85
4.10 – Dano Acumulado.....	91
4.11 - Contagem de Ciclos.....	96
Capítulo V - ENSAIOS EXPERIMENTAIS DA SUSPENSÃO.....	102
5.1 – Considerações Iniciais.....	102
5.2 – Conceitos Essenciais à Análise de Tensões.....	104
5.3 – Instrumentação do Veículo.....	105
5.4 – Levantamento Experimental das Tensões na Mola.....	111
5.5 – Curva SN Experimental.....	122
Capítulo VI - ANÁLISE DA VIDA À FADIGA.....	129
6.1 – Organização das Análises.....	129
6.2 – Comparação das Curvas SN.....	131
6.3 – Proposta para o Histórico de Carregamento.....	138
6.4 – Previsão de Vida e Comparação dos Resultados.....	141
Capítulo VII - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	156
Capítulo VIII - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	160

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Projeto de Trecho para Teste de Durabilidade	3
Figura 1.2 – Inter-Relação Numérico Experimental.....	9
Figura 2.1 – Suspensão Veicular com Molas Planas	15
Figura 2.2 – Tipos de Projetos de Molas Planas.....	16
Figura 2.3 – Exemplos de Suspensões com Molas Planas.....	19
Figura 2.4 - Diagramas Carga – Deflexão Teóricos	24
Figura 2.5 – Representação de Molas com Múltiplas Lâminas	24
Figura 2.6 – Formulações para Projeto de Molas Planas.....	26
Figura 2.7 – Efeito do Jumelo na Rigidez de uma Mola	30
Figura 2.8 – Efeito S (“Windup”) na (a) Mola Dianteira durante Frenagem e (b) na Mola Traseira durante Aceleração.....	31
Figura 2.9 – Formas de Ancoragem dos Momentos de Frenagem e Aceleração	32
Figura 2.10 – Efeito de Torção em Molas Planas.....	34
Figura 2.11 – Efeito do Atrito entre Lâminas	35
Figura 2.12 – Características Geométricas da Suspensão em Estudo.....	36
Figura 3.1 – Etapas da Fabricação das Molas Planas	43
Figura 3.2 – (a) Fabricação dos Olhais e (b) Flexão da Mola antes da Têmpera em Óleo.....	44
Figura 3.3 – Figura Esquemática do Processo de Jateamento por Granalha	47
Figura 3.4 – Exemplo de Distribuição das Tensões Residuais em uma Camada Superficial de um Espécime Jateado.....	48
Figura 3.5 – Curvas Tensão-Deformação Verdadeira e de Engenharia.....	50
Figura 3.6 – Falhas por Fadiga em Molas Planas	57

Figura 4.1 – Suspensão Dianteira do Veículo.....	64
Figura 4.2 – Modelo da Mola em Elementos Finitos.....	64
Figura 4.3 – Representação da Barra Tensora da Suspensão.....	65
Figura 4.4 – Representação do Olhal Dianteiro da Mola.....	65
Figura 4.5 – Representação do Olhal Traseiro com Jumelo	65
Figura 4.6 – Deflexão da Mola (a) Negativa e (b) Positiva.....	67
Figura 4.7 – Nomenclatura para Carregamentos Cíclicos de Amplitude Constante.....	70
Figura 4.8 – Curvas S-N (Tensão-Vida).....	72
Figura 4.9 – Limites de Fadiga para alguns Aços Temperados e Revenidos	73
Figura 4.10 – Estimativas de Curvas SN para o Aço SAE 6150	76
Figura 4.11 – Fator de Acabamento Superficial $C_{acab.superf}$ para Aços.....	80
Figura 4.12 – Curvas SN Corrigidas pelos Coeficientes Modificadores	81
Figura 4.13 – Distribuição das Tensões na Seção Transversal de uma Mola Plana.....	84
Figura 4.14 – Curvas e Diagramas com os Efeitos da Tensão Média: (a)Curvas SN para Diferentes Valores de Tensão Média, (b) Diagrama de Smith e (c) Diagrama Padrão.....	86
Figura 4.15 – Diagramas de Vida Constante	88
Figura 4.16 – Efeito da Tensão Média na Resistência à Fadiga (10^7 ciclos) para Aços	90
Figura 4.17 – Influência das Tensões Médias Compressivas e Trativas em Espécimes Polidos.....	91
Figura 4.18 – Regra Linear de Dano de Palmgren-Miner	93

Figura 4.19 – Dano Físico versus Fração de Vida: (a) Único e (b) Variável com o nível de tensão	95
Figura 4.20 – Contagem de Ciclos “Rainflow”	100
Figura 4.21– Exemplo de uma Matriz “Rainflow”	101
Figura 5.1 – Localização dos Extensômetros na Mola	108
Figura 5.2 – Ligação dos Extensômetros em Circuito de Ponte Completa	109
Figura 5.3 – Representação da Suspensão Dianteira do Veículo.....	109
Figura 5.4 – Transdutores de Força e Curso Montados no Veículo	110
Figura 5.5 – Representação da Suspensão Dianteira sob Carregamento de Torção	112
Figura 5.6 – Deformações sob Carregamento de Torção em Função do Posicionamento das Rampas: (a) Dianteira Direita e Traseira Esquerda; (b) Dianteira Esquerda e Traseira Direita	113
Figura 5.7 – Cinemática: Deformações sob Carregamento Vertical (a) com a Barra Tensora e (b) sem a Barra Tensora	114
Figura 5.8 – Cinemática: Comportamento da Mola e Barra Tensora com (a) Deflexão Negativa e (b) Deflexão Positiva.....	115
Figura 5.9 – Sinais Temporais Medidos em Pista de Durabilidade.....	119
Figura 5.10 - Execução de Curvas (a) à Direita e (b) à Esquerda.....	120
Figura 5.11 – Exemplos de Passagem por Lombadas.....	121
Figura 5.12 – Bancada para o Levantamento da Curva SN da Mola.....	123
Figura 5.13 – Curva SN da Mola para $R = -0,09$ e $R = -1$	126
Figura 5.14 – Curva Deflexão Vertical – Tensão na Mola.....	127
Figura 6.1 – Organização da Análise de Fadiga da Mola.....	130
Figura 6.2 –Curva SN da Mola e Curvas SN Estimadas	131

Figura 6.3 – Curva SN da Mola e Novas Curvas SN Estimadas	132
Figura 6.4 – Curvas SN de Espécimes Retirados de Molas do Aço SAE 5160 com Diferentes Níveis de Jateamento por Granalha.....	133
Figura 6.5 – Medição de Tensão Residual por Difração de Raios-X	134
Figura 6.6 – Comparação entre as Curvas SN Estimadas Finais e a Curva SN da Mola.....	137
Figura 6.7 – Sinais Temporais para Ponto Crítico das Análises Numérico- Computacionais e Experimentais: (a) Sinal Completo, (b) 1° Zomm e (c) 2° Zoom	139
Figura 6.8 – Resposta em Frequência das Tensões na Mola	140
Figura 6.9 – Matriz “Rainflow” para o Ponto Crítico: (a) Método Experimental e (b) Método Numérico-Computacional	142
Figura 6.10 – Instrumentação do Veículo para a 2ª Medição: (a) Transdutor de Curso e (b) Região de Instalação dos Extensômetros na Mola do Lado Direito	151
Figura 6.11 – Sinais Temporais da 2ª Medição em Pista para Testes de Durabilidade.....	152
Figura 6.12 – Sinais Temporais das Análises Numérico-Computacionais e Experimentais: Mola do Lado Direito (a) Sinal Completo, (b) 1° Zomm e (c) 2° Zoom ; Mola do Lado Esquerdo (d) Sinal Completo, (e) 1° Zomm e (f) 2° Zoom	153

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Energia Armazenada em Molas de Aço com $\sigma_e=1100\text{MPa}$	20
Tabela 2.2 – Deflexões Estáticas e Cursos Livres para vários Veículos	22
Tabela 3.1 – Composição Química do Aço SAE 6150 (percentual em massa).....	41
Tabela 3.2 – Propriedades Mecânicas do Aço SAE 6150 em função de t_{rev}	45
Tabela 4.1 – Tensões [MPa] em função da Deflexão da Mola [mm]	66
Tabela 4.2 – Exemplos de Métodos para Contagem de Ciclos.....	99
Tabela 5.1 – Descrição dos Pontos de Deformação na Mola	108
Tabela 5.2 - Carregamento Estático.....	111
Tabela 5.3 - Carregamento de Torção.....	116
Tabela 5.4 – Cinemática com Barra Tensora.....	116
Tabela 5.5 – Cinemática sem Barra Tensora	116
Tabela 5.6 – Informações sobre a Medição na Pista de Provas I.....	118
Tabela 5.7 – Dados Experimentais dos Ensaios das Molas.....	124
Tabela 5.8 – Dados para a Curva SN com $R = -0,09$	125
Tabela 5.9 – Dados para a Curva SN com $R = -1$	125
Tabela 5.10 – Tensão em Função da Deflexão da Mola.....	127
Tabela 6.1 – Valores Máximos e Mínimos dos Sinais Temporais	141
Tabela 6.2 – Rainflow do Sinal Experimental.....	143
Tabela 6.3 – Rainflow do Sinal MEF	144
Tabela 6.4 - Dano Calculado para o Método Experimental.....	145
Tabela 6.5 - Dano Calculado para o Método Proposto.....	146
Tabela 6.6 - Dano Calculado para o Método Experimental considerando Montagem.....	147

Tabela 6.7 - Dano Calculado para o Método Proposto considerando Montagem ...	148
Tabela 6.8 – Previsão de Vida (km) da Mola	150
Tabela 6.9 – Informações sobre a 2ª Medição em Pista de Durabilidade.....	150
Tabela 6.10 – Previsão de Vida (km) a partir da Curva SN da Mola	154
Tabela 6.11 – Previsão de Vida (km) da Mola a partir da 2ª Medição	155

Lista de Abreviaturas e Siglas

AEA	Associação Brasileira de Engenharia Automotiva
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
BHN	Brinell Hardness Number
CAE	Computer Aided Engineering
DIN	Deutsches Institut für Normung
HRC	Hardness Rockwell C
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MEF	Método dos Elementos Finitos
SAE	Society of Automotive Engineers
SEM	Society of Experimental Mechanics

Lista de Símbolos

Capítulo II

a	comprimento dianteiro da mola semi-elíptica ; distância entre eixos
A_h	força de aceleração nas rodas traseiras
b	comprimento traseiro da mola semi-elíptica ; aceleração do veículo
B_v	força de frenagem nas rodas dianteiras
B_h	força de frenagem nas rodas traseiras
E	módulo de elasticidade (módulo de Young)
f	deflexão vertical da mola
F_a	força vertical no olhal dianteiro da mola
F_{Ah}	cota de força vertical na mola resultante da força de aceleração
F_b	força vertical no olhal traseiro da mola
F_{Bv}	cota de força vertical na mola resultante da força de frenagem
F_{din}	força vertical dinâmica na mola
F_h	força vertical estática na mola traseira
F_v	força vertical estática na mola dianteira
g	aceleração da gravidade
G_1	peso dos eixos
G_2	peso da massa suspensa do veículo
G_h	reação nas rodas traseiras
G_v	reação nas rodas dianteiras
h_a	distância entre centro do olhal dianteiro da mola e o solo
h_s	altura do centro de gravidade
i	distância entre centro de gravidade e eixo dianteiro
k	distância entre centro de gravidade e eixo traseiro
K	rigidez da mola (variação de carga / variação de deflexão)
l	comprimento das lâminas
l_a	distância entre o assento e o olhal dianteiro da mola
l_b	distância entre o assento e o olhal traseiro da mola
L	comprimento da mola semi-elíptica
M_t	momento torsor

N	número de lâminas
P	força na mola
P_o	força na mola com deflexão nula
R	raio de curvatura da mola carregada
R_o	raio de curvatura da mola descarregada
S	tensão calculada
SF	fator de rigidez
t	espessura da lâmina
w	largura das lâminas
Y	razão dos comprimentos da mola semi-elíptica
ΔG_h	variação da reação no eixo traseiro
ΔG_v	variação da reação no eixo dianteiro
ΣI	momento de inércia total
ΣI_x	soma dos momentos de inércia das lâminas compreendendo a seção para a qual a tensão é calculada
μ	coeficiente de atrito
σ	tensão estática
σ_t	tensão total
τ	tensão de cisalhamento

Capítulo III

A	área da seção transversal do corpo de prova
A_o	área da seção transversal inicial do corpo de prova
A_f	área da seção transversal final do corpo de prova
E	módulo de elasticidade (módulo de Young)
EL	alongamento
k	coeficiente de resistência
l	comprimento da lâmina da mola ; comprimento do corpo de prova submetido à ação de uma carga P ;
l_o	comprimento inicial do corpo de prova, ou comprimento de controle
n	coeficiente de encruamento
P	carga aplicada

t	espessura da lâmina
δ	deflexão da mola
Δl	variação medida no comprimento
ε	deformação de engenharia
ε_e	deformação elástica de tração
ε_f	deformação verdadeira na fratura
ε_p	deformação plástica de tração
ε_t	deformação total
ε_v	deformação verdadeira
φ	estricção
σ	tensão de engenharia
σ_e	limite de escoamento (“ <i>yield strength</i> ”)
σ_f	tensão verdadeira na fratura, ou limite de resistência real do material
σ_u	limite de resistência à tração do material (“ <i>ultimate tensile strength</i> ”)
σ_v	tensão verdadeira

Capítulo IV

A	relação de amplitude
b	expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquin
C_{acab_sup}	coeficiente modificador devido ao acabamento superficial
C_{carreg}	coeficiente modificador devido ao tipo de carregamento
$C_{tamanho}$	coeficiente modificador devido ao tamanho do componente
d	diâmetro do componente
D	parâmetro de dano
l	largura da lâmina da mola
N	número de ciclos
N_f	número de ciclos até a falha
R	razão de tensões
t	espessura da lâmina da mola
U	fração de vida
$\Delta\sigma$	flutuação de tensão

σ_a	tensão alternada
σ_{cr}	resistência à fadiga para carregamento completamente reverso
σ_f	tensão verdadeira na fratura ou limite de resistência real do material
σ'_f	coeficiente de resistência à fadiga
σ_{fad}	limite de fadiga
σ_{fad_comp}	limite de fadiga do componente mecânico
σ_m	tensão média
σ_{max}	tensão máxima
σ_{min}	tensão mínima
σ_u	limite de resistência à tração do material (“ <i>ultimate tensile strength</i> ”)
σ_{1000}	limite de fadiga correspondente a uma vida de 1000 ciclos

Capítulo V

A	área da seção do componente instrumentado
E	módulo de elasticidade (módulo de Young)
F	força na barra tensora
k	gage factor do extensômetro
N_f	número de ciclos até a falha
R	resistência elétrica do extensômetro; razão de tensões
SG	extensômetro elétrico (“ <i>strain gage</i> ”)
V_o	tensão elétrica resultante do desbalanceamento da ponte
V_s	tensão elétrica de alimentação do circuito
ΔR	variação de resistência elétrica
ε	deformação do extensômetro
ε_i	deformação total
ε_l	deformação longitudinal
ε_t	deformação transversal
ν	coeficiente de Poisson
σ_a	tensão alternada
σ_m	tensão média
σ_{max}	tensão máxima

σ_{min} tensão mínima

Capítulo VI

d	espaçamento da rede de planos cristalinos
D	detector de raios-x
E	módulo de elasticidade (módulo de Young)
n	número de ciclos ; ordem da difração
n_i	número de ciclos de um determinado nível de tensão alternada identificado pelo “rainflow”
N	direção normal à superfície do espécime
N_f	número de ciclos até a falha
N_{fi}	número de ciclos até a falha para nível de tensão alternada identificado pelo “rainflow”
S	fonte de raios-x
$\alpha_{1,2}$	ângulos do vetor de deformação
$\varepsilon_{\phi\psi}$	deformação na direção definida pelos ângulos ϕ e ψ
ν	coeficiente de Poisson
θ	ângulo de difração
σ_a	tensão alternada
σ_{ai}	tensão alternada identificada pela contagem de ciclos “rainflow”
σ_{cr}	resistência à fadiga para carregamento completamente reverso
σ_{cri}	resistência à fadiga para carregamento completamente reverso a partir de um determinado nível de tensão alternada identificado pelo “rainflow”
σ_m	tensão média
σ_{mi}	tensão média de um determinado nível de tensão alternada identificado pelo “rainflow”
σ_u	limite de resistência à tração do material (“ <i>ultimate tensile strength</i> ”)
$\sigma_{1,2}$	tensões principais
ψ	ângulo de orientação do espécime

Resumo

Mais da metade das falhas observadas em molas durante ensaios ou em serviço ocorre por fadiga. Algumas vezes a trinca por fadiga se inicia em defeitos ou microtrincas pré-existentes, regiões com corrosão ou danificadas mecanicamente, porém na maioria dos casos nenhum destes problemas é identificado como o causador da falha. O objetivo deste trabalho é propor um método para análise de vida à fadiga de molas planas que possa ser usado, por exemplo, nas fases iniciais de um projeto, quando os conceitos, por estarem ainda incompletos, não justificam os elevados custos envolvidos nos ensaios de durabilidade reais. A dissertação reúne elementos considerados essenciais para a resolução do problema, dentre eles o estudo das características gerais das molas planas, o levantamento das propriedades mecânicas do material envolvido no estudo e o emprego do método de elementos finitos para a determinação das regiões críticas da mola e seus níveis de tensão. O texto ainda apresenta e discute o método SN, incluindo estimativas de curvas de Wöhler, coeficientes modificadores do limite de fadiga, efeitos da tensão média, regra linear de Palmgren-Miner para estudo do acúmulo de dano e contagem de ciclos “rainflow” para análise de carregamentos aleatórios. O trabalho expõe também ensaios experimentais da suspensão dianteira de um veículo comercial, a partir dos quais é proposta uma metodologia para definição do carregamento a ser aplicado no modelo da mola plana em estudo. A análise comparativa entre as curvas SN estimadas e a curva SN da mola evidencia o efeito benéfico da tensão residual proveniente do jateamento por granalha, cuja magnitude foi levantada por difração de raios-x. As previsões de vida da mola calculadas pelos métodos proposto e experimental são comparadas, indicando a aplicabilidade do procedimento.

“Abstract”

Over half of all metallic springs that fail in testing or service do so by a fatigue mechanism. Sometimes the fatigue crack is initiated by preexisting defects or cracks, corrosion, wear, or mechanical damage, but in the majority of cases there is no significant “fault” identified that has initiated failure. The aim of this work is to propose a method for leaf springs fatigue life analysis which can be used, for example, on the initial phases of a project, when the concepts are still incomplete and do not justify the high costs involved in actual durability tests. The dissertation combines several elements, of which understanding is necessary for the problem solution, among them the study of the leaf spring general characteristics, a survey of the mechanical properties of the material used on the leaf spring manufacture and the preparation of a finite element model for the determination of critical section and their stress levels. The text presents and discuss the SN method, including Wöhler curves estimate, endurance-limit modifying factors, mean stress effects, Palmgren-Miner linear rule by for cumulative fatigue damage analysis and rainflow cycling counting for random histories analysis. This work also presents experimental tests of the commercial vehicle front suspension, from which the main leaf spring loads are evaluated and a procedure is proposed in order to define the load to be applied to the model. The comparative analysis among the estimated SN curves and the component SN curve evidences the beneficial effect of the residual stress originating from the shot peening, of which magnitude was measured by x-ray diffraction. The leaf spring life prediction, calculated from the proposed and experimental methods are compared indicating the procedure applicability.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 – Considerações Iniciais

A principal finalidade do processo de desenvolvimento de um veículo é transferir as necessidades e vontades do consumidor para um produto praticável e certificado, com configuração, capacidade e custo apropriados.

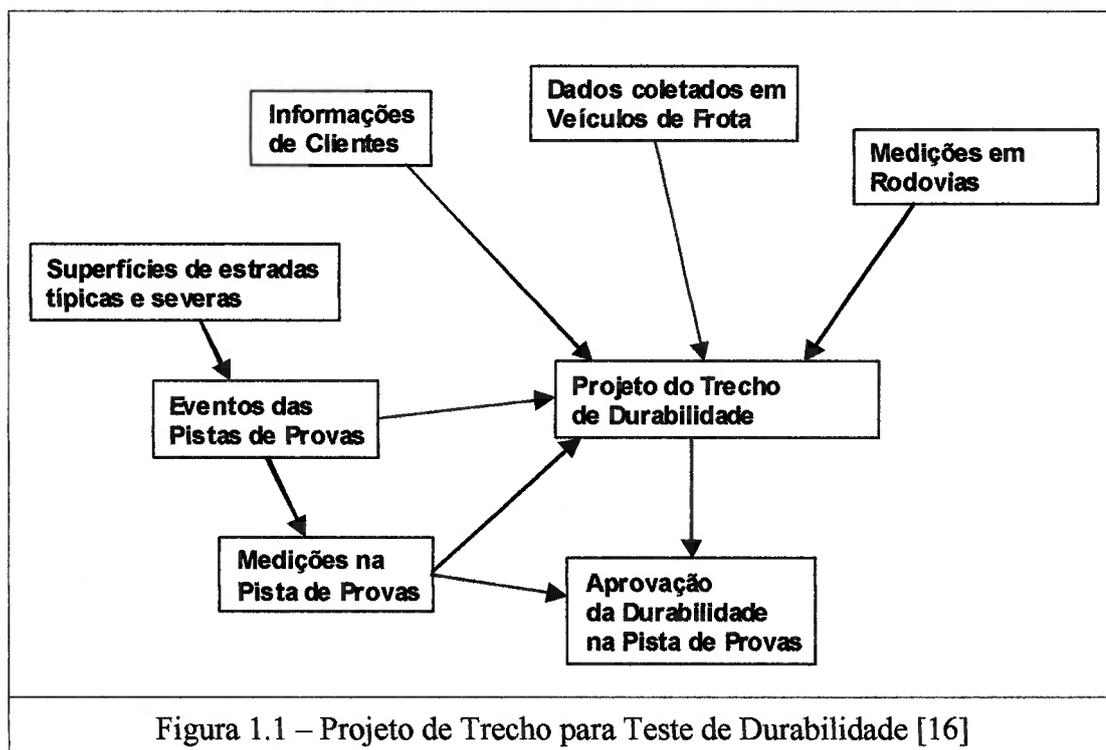
Como parte do processo de desenvolvimento, a avaliação da durabilidade estrutural de componentes e estruturas torna-se cada vez mais importante nas mais variadas áreas técnicas, considerando a crescente tendência de construções mais leves e a grande pressão por eliminação de custos, redução de tempo de desenvolvimento, segurança e confiabilidade do produto.

Por outro lado, o desenvolvimento de novos veículos, componentes e sistemas tem se tornado um processo extremamente complexo. Os testes de durabilidade, sejam conduzidos em estradas ou em laboratórios, são elementos chave neste processo. Tem sido mostrado que uma boa avaliação de durabilidade emprega técnicas de engenharia das mais variadas áreas, incluindo análise experimental e numérico-computacional de tensões, instrumentação veicular, processamento de sinais, teorias de acúmulo de danos, técnicas de previsão de vida à fadiga, sistemas de controle e processamento digital de dados. Certamente, não se pode esperar de um engenheiro um conhecimento profundo em todas estas áreas, mas um bom entendimento é cada vez mais necessário.

Na fase inicial da indústria automobilística, testes de durabilidade e de confiabilidade não eram realizados, fazendo com que os clientes fossem freqüentemente os primeiros a conhecer os problemas do produto e, em muitos casos, fizessem parte essencial do processo de desenvolvimento. Após alguns anos, tornou-se prática usual por parte dos fabricantes de veículos, o desenvolvimento de seus produtos e a certificação da durabilidade por meio de ensaios físicos com uma série de protótipos. Tais testes foram projetados para simular aplicações típicas ou, mais comumente, aplicações severas, com o objetivo de assegurar que o veículo não apresente problemas significativos de durabilidade.

Um importante elemento deste teste de aprovação, especialmente para carroceria, chassis, suspensão e componentes do trem de força, é a pista de provas, projetada para simular os carregamentos dinâmicos a que o veículo será submetido em uso. Suas várias superfícies de rodagem proporcionam as características necessárias à simulação dos possíveis carregamentos que ocorrerão nas vias públicas.

A Figura 1.1, reproduzida de [16], apresenta um resumo geral esquemático das diversas fontes de informação necessárias ao projeto de uma pista de provas. Análises estatísticas dos dados coletados em pistas de terra, juntamente com dados de rodovias e informações fornecidas por clientes, permitem que seja feita uma correlação entre a pista de provas disponível e as aplicações de clientes típicas ou mesmo severas. Este procedimento permite que uma pista de durabilidade seja projetada, consistindo de várias repetições de sub-trechos, visando simular uma determinada quilometragem de utilização por um cliente. Sobreviver a esta pista sem apresentar problemas de falhas por fadiga tornou-se o objetivo chave para os sistemas do veículo aos quais se aplicam.



Cada fabricante de veículos projeta seu próprio procedimento para aprovação da durabilidade, o que significa que não existe um padrão. É válido lembrar que a maioria dos fabricantes avalia a durabilidade dos produtos concorrentes e normalmente descobrem que estes veículos têm desempenho inferior nas suas pistas de testes. Conclui-se daí que muitos fabricantes têm projetado seus veículos mais para sobreviver às suas próprias pistas de testes do que propriamente às aplicações de cliente e que, portanto, existem diferenças significantes entre os testes de durabilidade de diferentes fabricantes.

1.2 – Breve Histórico dos Testes de Durabilidade

Testes de desempenho, confiabilidade e durabilidade de veículos comerciais de passageiros e de carga eram inicialmente conduzidos, na sua maioria, em vias públicas e nas rodovias. Com o passar dos anos, cada fabricante desenvolveu rotas

em trechos urbanos e rurais que submetiam os veículos a eventos que induziam carregamentos e tensões dinâmicas encontradas no uso normal. Estas rotas eram selecionadas de modo que a frequência por unidade de distância de tais eventos era maior do que a normal, encurtando assim o tempo e a distância necessária para o teste. Desta forma, estes testes já eram, de fato, o que denominamos hoje como testes acelerados de durabilidade. Entretanto, a agressividade dos testes era normalmente exagerada com velocidades de rodagem superiores às normais, em pavimentos extremamente irregulares e esburacados, o que resultava mais em um teste de tortura do que propriamente um teste acelerado de durabilidade. De qualquer forma, devido aos muitos anos de experiência relacionando a utilização normal de clientes com as condições de teste, os fabricantes puderam assegurar que, se um veículo pudesse suportar uma determinada distância em um pista de testes, a sua durabilidade seria adequada nas mãos dos clientes [32].

Foi durante a década de 20, entretanto, que os fabricantes reconheceram o valor de um teste cuidadosamente controlado em laboratório e numa pista de provas. Um dos primeiros campos de provas de veículos nos Estados Unidos começou em uma área de testes para armamentos e munições usada na Primeira Guerra Mundial. Com o fim da guerra, o exército prosseguiu com o desenvolvimento de tanques e outros sistemas bélicos, mas descobriram que também era um excelente recurso para testes de dirigibilidade e de durabilidade de veículos de transporte militar. Neste período, alguns fabricantes inauguraram campos de provas, enquanto a maioria ainda disponibilizava protótipos com clientes selecionados, com o objetivo de conhecer as falhas do projeto [32].

Na década de 50, programas de testes cuidadosamente preparados começaram a ser empregados por fabricantes de automóveis, utilizando instrumentos e técnicas sofisticadas. Estes programas envolviam a rodagem de veículos em pistas acidentadas por uma determinada distância e velocidade. Trabalhos de inspeção para detecção de falhas eram feitos em intervalos regulares durante o teste e, ao seu término, os veículos eram desmontados e cuidadosamente analisados. Os resultados destes testes eram avaliados pelos engenheiros responsáveis por cada componente para que melhorias no projeto fossem implementadas. Neste mesmo período, fabricantes de veículos comerciais começaram a aplicar as tecnologias de teste de durabilidade nos seus produtos [32].

Com a adaptação das pistas de testes de automóveis de passeio para veículos comerciais e o refinamento da tecnologia de teste, duas novas tecnologias de teste surgiram na década de 60, o que facilitou enormemente o desenvolvimento veicular. A primeira foi a aplicação de várias teorias de acúmulo de dano por fadiga e a segunda, a introdução dos atuadores hidráulicos servo-controlados nos laboratórios de desenvolvimento. A utilização da teoria de dano acumulado por fadiga trouxe um embasamento teórico ao teste de durabilidade, enquanto o desenvolvimento dos atuadores permitiu a aplicação, em laboratório, de cargas e deformações de forma repetitiva em níveis e frequências encontradas em serviço [32].

Em 1962, um grupo de engenheiros envolvidos em análises de tensão em componentes e testes de durabilidade, grande parte da indústria automobilística de base, organizou-se com a ajuda da “Society of Automotive Engineers” (SAE). O objetivo era trocar informações sobre métodos de ensaios e estimativa de vida, além de desenvolver cooperação entre as indústrias na compreensão de problemas

complexos relacionados à fadiga. Os primeiros trabalhos foram focados nos efeitos de sobrecargas ocasionais na vida de um componente. Nesta mesma época, novos métodos de análise de vida à fadiga tornaram-se disponíveis, juntamente com complexos equipamentos de ensaio, fazendo com que históricos reais de carregamento em serviço pudessem ser aplicados aos espécimes em laboratório. Um estudo comparativo entre os resultados de testes com componentes sob carregamentos reais e a estimativa de vida à fadiga baseada em danos acumulados, coordenado pela Divisão de Danos Acumulados por Fadiga da SAE em 1970, mostrou boa correlação e foi relatado na seguinte publicação: *Fatigue under Complex Loading: Analysis and Experiments* (SAE Publication AE-6, 1977) [32].

Com relação aos atuadores hidráulicos servo-controlados, embora fossem utilizados inicialmente no estudo de características de dirigibilidade e de dinâmica estrutural de automóveis, eles foram rapidamente empregados em testes de fadiga. Conforme enfatizada por Sidelko [41], a obtenção de dados precisos e representativos sobre o carregamento de veículos é de suma importância. A partir de testes de veículos em estradas sob condições que representavam a utilização real, ele catalogou ocorrências em vários pontos do veículo, correlacionou-as com a distância percorrida e desenvolveu um programa de carregamento que simulava 500.000 milhas de operação. Ele também descreveu como aquelas entradas de carga foram utilizadas na análise de vida à fadiga do quadro. Depois de finalizado o projeto do protótipo, foram realizados ensaios de fadiga em três espécimes do componente em tamanho real. Testes em veículos protótipos foram então conduzidos para substancializar a integridade dos métodos de ensaio e aumentar a confiança no projeto final do quadro. Todo este esforço foi muito importante porque possibilitou o

primeiro relato sobre a integração da análise de tensões, da estimativa de histórico de carregamentos, da análise de vida à fadiga, dos ensaios de fadiga programada e dos testes de protótipos em tamanho real no desenvolvimento de um novo modelo de caminhão.

Nos dias de hoje, a utilização dos testes de durabilidade como ferramenta de desenvolvimento está sendo amplamente substituída pelos métodos numéricos computacionais e experimentais. Entretanto, as pistas de testes permanecem muito importantes neste processo, permitindo a aprovação física final e fornecendo informações valiosas para as previsões analíticas e para os testes de simulação em laboratório.

1.3 – Inter-Relação das Análises Numérico-Computacionais e Experimentais

Embora a utilização de técnicas experimentais e numérico-computacionais no desenvolvimento de produtos seja incontestável e já reconhecida há algum tempo, observa-se que, nos últimos anos, esta afirmativa tem se mostrado cada vez mais evidente. Para tal, contribuem diversos fatos, sendo que a busca por produtos diferenciados em mercados extremamente concorridos e a enorme pressão para a diminuição do tempo gasto entre a fase de conceito e mercado são fatores preponderantes.

No caso específico da indústria automotiva, a contínua integração da economia está provocando profundas alterações no cenário mundial, pois se tornaram imperativos o oferecimento de produtos de alta qualidade a custos reduzidos e o atendimento a rígidas normas como, por exemplo, ambientais e de conforto.

Conseqüentemente, estão ocorrendo cada vez mais inovações nos critérios de projeto, nos materiais utilizados e nos processos de fabricação.

Uma das grandes contribuições das técnicas experimentais para o desenvolvimento de veículos e de componentes automotivos é a capacidade de determinação das condições reais de uso dos produtos, o que permite a utilização de dados realistas na fase de projeto, como também o estabelecimento de critérios de testes consistentes na fase de homologação de protótipos.

As técnicas numérico-computacionais, como por exemplo, o método de elementos finitos, apresentam-se como um caminho para a diminuição do tempo necessário para o desenvolvimento de um produto, eliminando ou reduzindo a necessidade de testes com versões ainda não definitivas.

Com esta contínua pressão para a diminuição do tempo de desenvolvimento, engenheiros projetistas e de desenvolvimento estão continuamente desenvolvendo novos procedimentos com o objetivo de utilizar dados experimentais nos modelos numérico-computacionais, ou seja, as informações vêm sendo cada vez mais utilizadas de forma conjunta no esforço de um desenvolvimento mais integrado.

A tendência de integração cada vez maior entre as técnicas numérico-computacionais e as experimentais busca, como objetivo final, um conhecimento mais profundo e detalhado do comportamento do produto, otimizando o seu projeto e aumentando a confiabilidade em operação. Esta integração promove, por exemplo, a realimentação do modelo numérico-computacional com resultados experimentais, permitindo assim o seu avanço bem como a simulação do experimento. Pode ainda melhorar o conhecimento do modelo experimental indicando o que deve ser esperado como resultado do ensaio, além de identificar o melhor procedimento experimental

para atingir os objetivos propostos.

A figura 1.2 apresenta de forma esquemática, as várias atividades envolvidas na avaliação e estudo de um problema de falha por fadiga e as etapas onde a integração das técnicas faz-se conveniente e, em muitos casos, necessária.

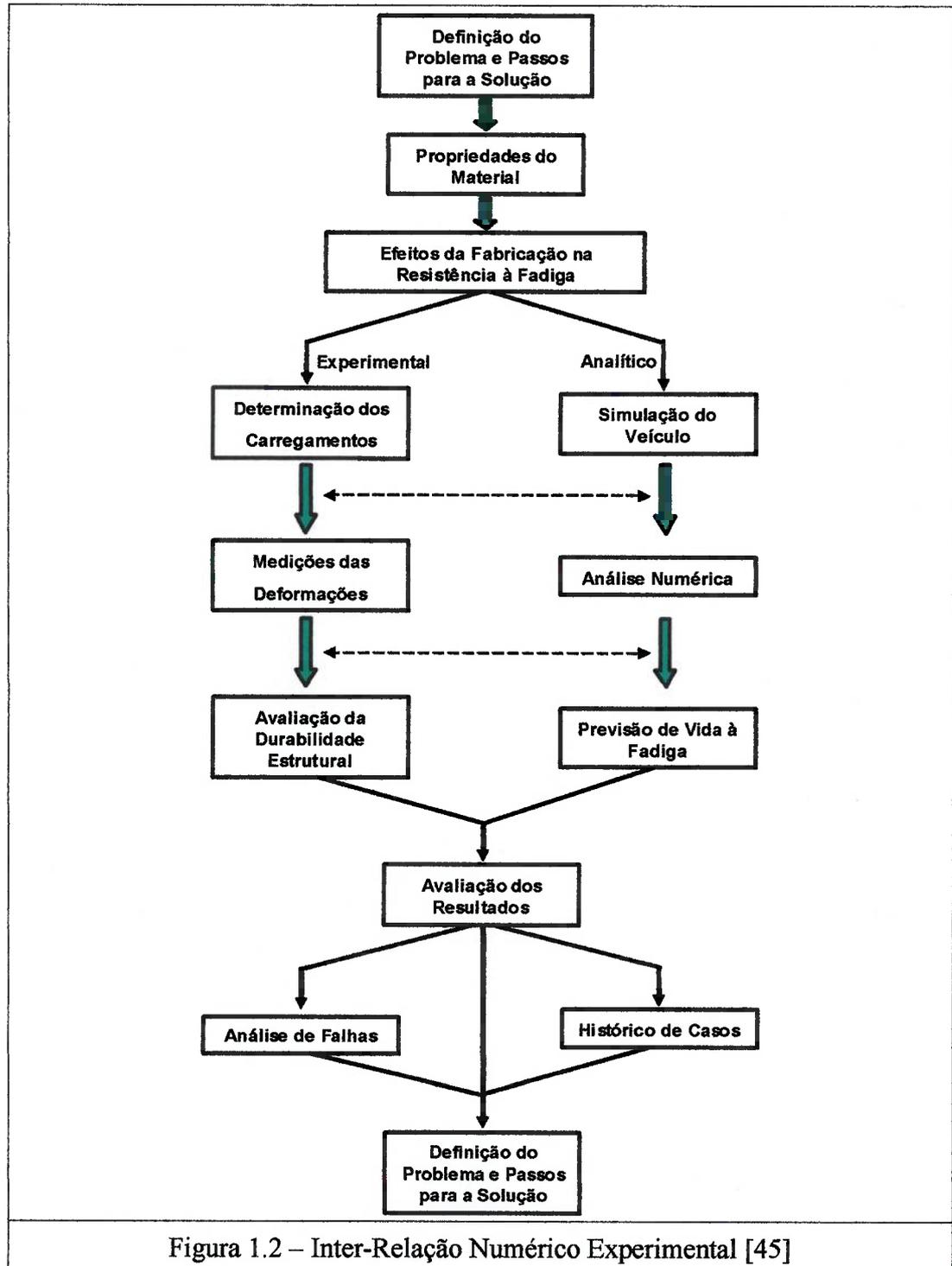


Figura 1.2 – Inter-Relação Numérico Experimental [45]

1.4 – Objetivo e Relevância do Estudo

A análise da vida à fadiga de molas planas dianteiras para a suspensão primária de veículos comerciais é utilizada como objeto deste estudo, levando-se em conta que são componentes de muita responsabilidade, sujeitos a carregamentos de natureza complexa e que variam aleatoriamente numa faixa de magnitude bastante ampla. A vida destes componentes é de particular importância, visto que a quebra de uma mola de um eixo dianteiro pode causar uma situação grave de perda da dirigibilidade do veículo.

O objetivo principal deste trabalho é propor uma metodologia para análise de vida à fadiga de molas planas, baseada na integração entre os métodos numérico-computacionais e experimentais. Neste sentido, o texto apresenta e analisa ferramentas empregadas no projeto e desenvolvimento de componentes veiculares quanto ao comportamento à fadiga, visando à elaboração de um procedimento que possa ser aplicado nas fases iniciais do projeto de uma mola plana, quando os conceitos, por estarem ainda incompletos, não justificam os elevados custos envolvidos nos ensaios de durabilidade reais.

Este tipo de estudo torna-se ainda mais relevante quando dados, como os apresentados pela Confederação Nacional dos Transportes, são considerados. Esta pesquisa mostra que a infra-estrutura rodoviária brasileira encontra-se em condições amplamente desfavoráveis, com 58,5% da malha (27.885 km) apresentando pavimento em estado deficiente, ruim ou péssimo e trechos com afundamentos, ondulações ou buracos acumulando 8.077 km, distância equivalente a uma viagem de ida e volta entre Porto Alegre e Natal (RN). Estas são informações bastante

contemporâneas e enaltecem a importância da discussão sobre as metodologias de projeto.

1.5 – Escopo do Trabalho

Após a introdução ao estudo, feita neste Capítulo, o Capítulo 2 apresenta as principais formas de construção de molas planas, os tipos de molas planas utilizados em veículos comerciais, além de suas nomenclaturas e especificações. São também apresentados alguns parâmetros de projeto e os efeitos relacionados à montagem no comportamento das molas planas. Finalmente são apresentadas e descritas as características da suspensão em estudo.

O Capítulo 3 identifica as principais características necessárias aos materiais utilizados na fabricação de molas planas, a composição química do material utilizado na fabricação da mola em questão bem como suas propriedades mecânicas. Discute-se também o papel dos processos empregados na fabricação destes componentes nas suas propriedades mecânicas. Os dois últimos itens deste capítulo abordam as propriedades obtidas em um ensaio de tração e introduzem aspectos relacionados ao comportamento à fadiga de metais.

A metodologia proposta para análise da vida à fadiga da mola é apresentada no Capítulo 4, englobando o modelo em elementos finitos, suas condições de contorno e o carregamento imposto, com os quais são definidas as regiões críticas com seus níveis de tensão. São exibidos e discutidos conceitos básicos sobre a fadiga dos metais, além de analisados os parâmetros mais importantes para a previsão de vida do componente em estudo.

O Capítulo 5 aborda alguns aspectos relacionados à análise experimental de tensões e à metodologia experimental realizada com o objetivo de levantar informações sobre as condições reais de uso, possibilitando a avaliação da metodologia proposta no Capítulo 4. São descritas, portanto, a fase de planejamento, a instrumentação, as medições em laboratório e em campo, as análises dos dados e os principais resultados.

No Capítulo 6 são avaliados, discutidos e comparados os resultados obtidos nas duas abordagens. Estas análises são enriquecidas com informações de testes de durabilidade.

O Capítulo 7 expõe as principais conclusões obtidas com a execução deste trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

O trabalho é então concluído com a apresentação das referências bibliográficas no Capítulo 8.

CAPÍTULO II

CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA

2.1 – Considerações Iniciais

A suspensão dos veículos deve cumprir as seguintes funções básicas [29]:

1. Permitir o movimento relativo entre a carroceria (“massa suspensa”) e os eixos (“massas não-suspensas”) de modo a propiciar conforto para os ocupantes e melhorar a capacidade dos pneus de se manterem em contato com o solo.
2. Vincular o movimento das rodas ao do veículo e deste em relação ao solo, de modo a ter posições e trajetórias dinamicamente convenientes.
3. Transmitir ao veículo os esforços (forças e momentos) gerados no solo pelo próprio peso, pela tração, frenagem e pelas manobras.

O desempenho simultâneo e otimizado destas funções requer cuidados especiais no projeto da suspensão, por serem muitas vezes conflitantes os parâmetros ótimos para o atendimento de cada função. Por outro lado, o conforto dos passageiros de veículos é um assunto complexo que envolve, além das características dos veículos, fatores psicofisiológicos dos usuários. A suspensão, por permitir o movimento vertical “elástico” da carroceria sobre os eixos, possui papel fundamental na atenuação das oscilações a que ficam submetidos os passageiros e a carga. A faixa de frequência das oscilações que se caracterizam por influir sobre o conforto dos passageiros, situa-se entre 0 e 25 Hz. Acima deste campo de frequências as oscilações já entram no campo de ruídos audíveis e das chamadas vibrações.

2.2 – Tipos de Projetos de Suspensões com Molas Planas

As molas planas são formas especiais de execução das molas de flexão, nas quais as seções retangulares transversais são carregadas pela introdução de forças externas e momentos fletores. Estas molas normalmente consistem em uma simples lâmina ou em várias lâminas, as quais são montadas diretamente umas sobre as outras ou separadas por elementos distanciadores.

Tais molas são caracterizadas pelo fato de que podem cumprir funções adicionais às de suspensão, ou seja, ao lado de sua função básica servem também como um guia para os eixos. A extraordinária robustez e a confiabilidade das molas planas aliadas aos custos relativamente baixos são razões adicionais para a sua ampla utilização.

As molas planas em geral são montadas em pares longitudinais, conforme a figura 2.1 [26]. O centro da mola é apoiado no eixo e fixado por grampos. Nas suas extremidades estão os olhais, nos quais são montadas as buchas que fazem a ligação com a estrutura do veículo.

O olhal dianteiro da mola relativo ao sentido de marcha do veículo é, na maior parte dos projetos, um mancal com liberdade de rotação na direção transversal ao movimento, enquanto que a mudança de comprimento devido ao movimento vertical da mola é compensada pelo elemento denominado jumelo, montado entre o olhal traseiro e a estrutura do veículo. Este efeito também pode ser compensado por meio de um mancal de deslizamento, porém quando a mola não possui os olhais, a orientação do eixo deve ser auxiliada por barras tensoras.

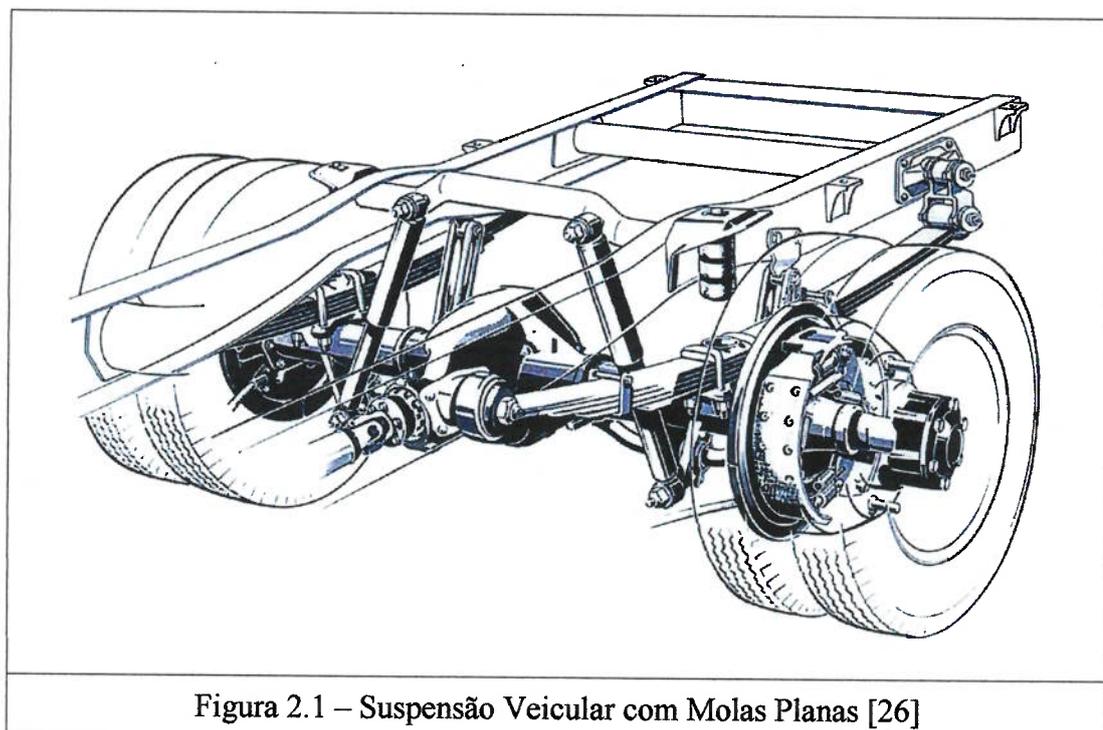
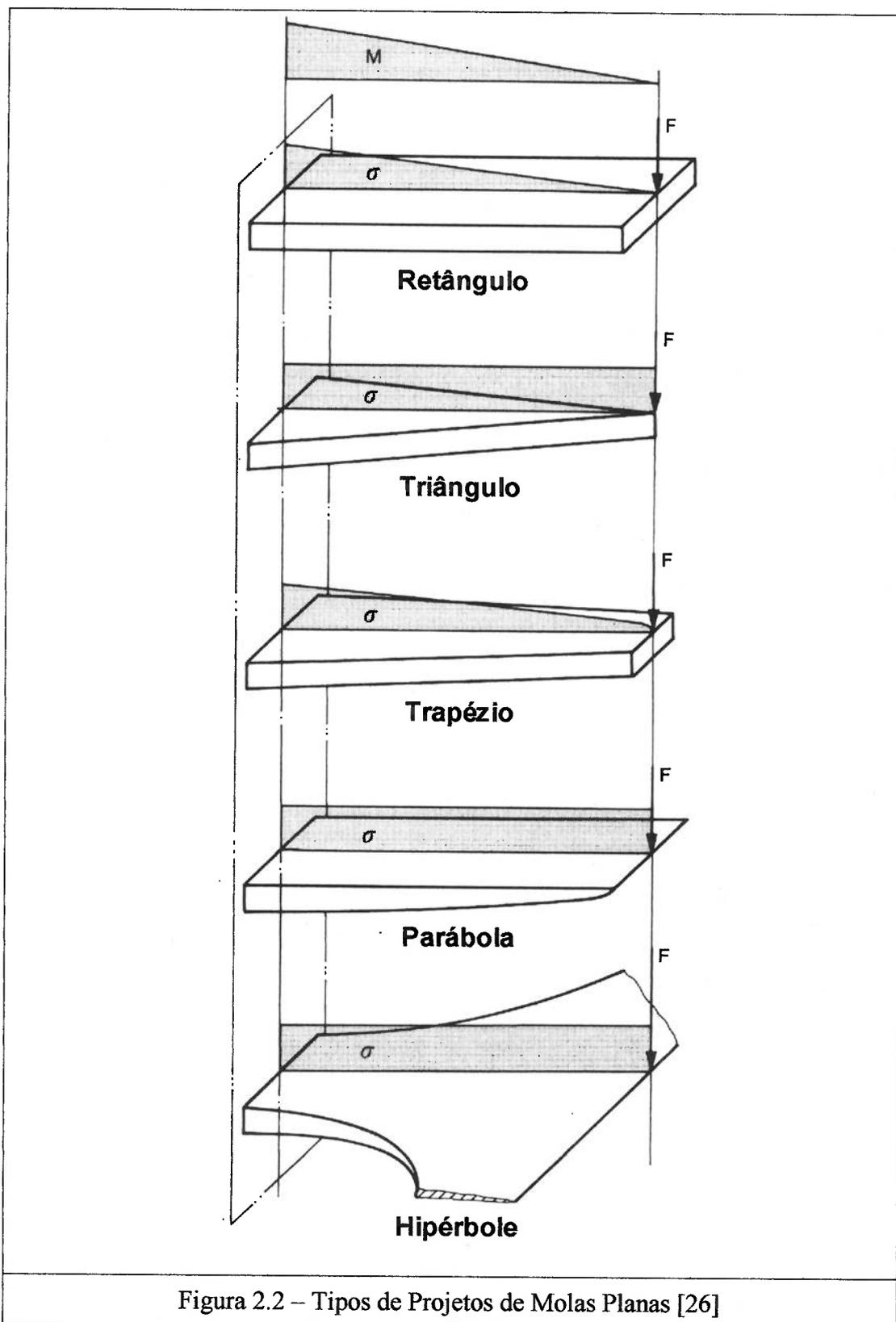


Figura 2.1 – Suspensão Veicular com Molas Planas [26]

As diferentes possibilidades de projetos de molas planas são derivadas dos seguintes fundamentos de engenharia, ilustrados pela figura 2.2 [26]:

1. Retângulo: a forma mais simples de mola plana é a barra de flexão com seção retangular constante. Porém, o aumento linear das tensões de flexão a partir da extremidade livre resulta em um componente demasiadamente pesado.
2. Triângulo: apresenta espessura constante e aumento linear da largura a partir da extremidade livre até o engaste. Apesar do comportamento ideal das tensões de flexão ao longo do seu comprimento, a pequena dimensão da extremidade livre para aplicação da força e a excessiva largura no engaste impossibilitam a sua utilização.



3. Trapézio: como a triangular, apresenta espessura constante e aumento linear da largura a partir da extremidade livre até o engaste. É a forma mais utilizada e por isso denominada convencional.
4. Parábola: apresenta largura constante e aumento parabólico da espessura da extremidade livre até o engaste. Assim como na triangular, as tensões de flexão são constantes ao longo do comprimento. Como não seria possível aplicar força na extremidade livre devido à espessura extremamente pequena, nas construções reais esta dimensão torna-se constante a partir de um determinado comprimento. É mais eficiente que a triangular, já que pode acomodar maior volume de material dentro de uma determinada largura e comprimento de mola.
5. Hipérbole: Se a espessura decresce até zero a partir do engaste até a extremidade livre e a área da seção transversal é mantida constante, então a largura varia hiperbolicamente. Assim como na construção triangular e na parabólica, as tensões de flexão são constantes ao longo do comprimento. A fim de se evitar uma espessura infinitamente pequena juntamente com uma largura infinitamente grande, o perfil hiperbólico da largura é implementado a partir de determinado comprimento da viga, fazendo com que a parte anterior tenha largura e espessura constantes.

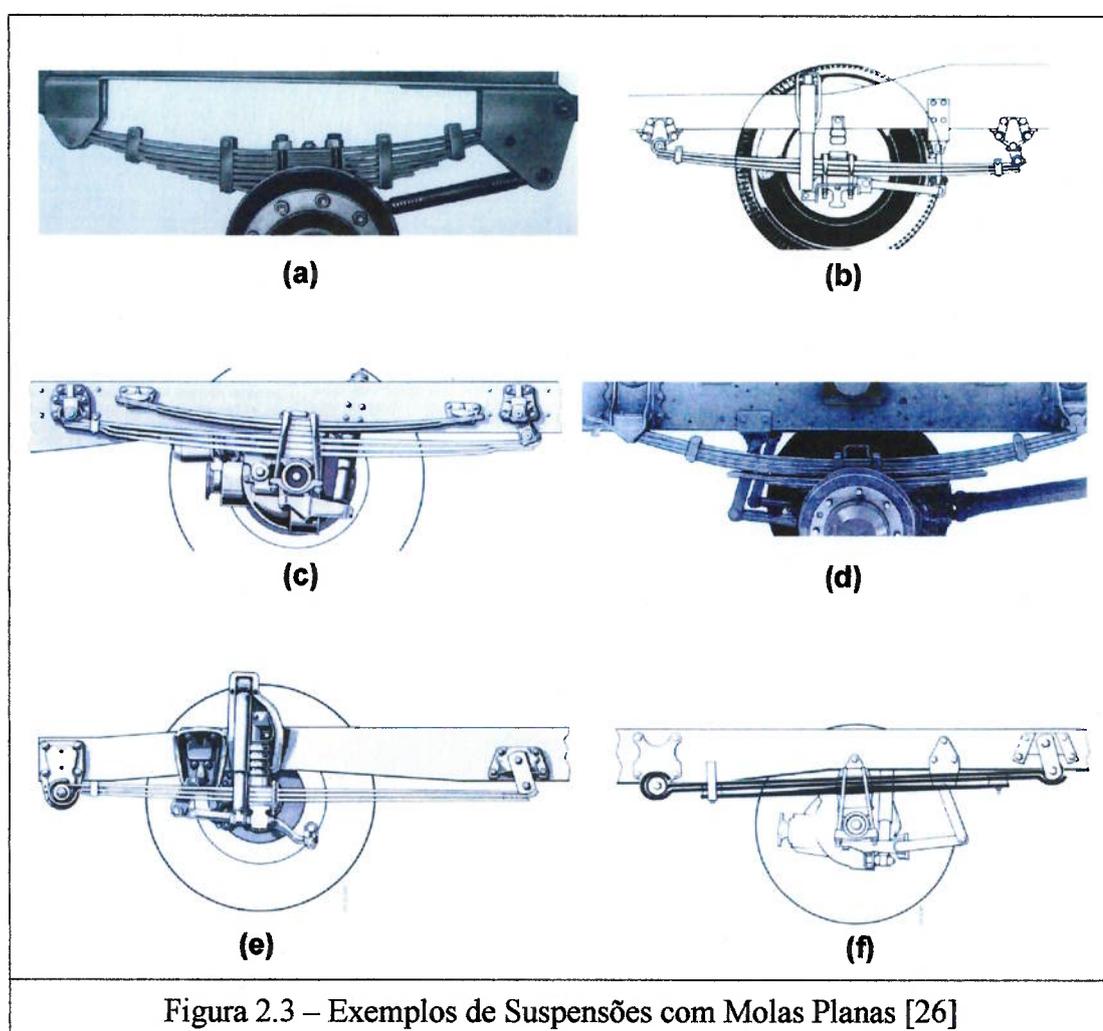
Estas formas, acima descritas, apresentam uma grande inviabilidade que é a excessiva largura necessária da lâmina para a utilização na maioria das aplicações reais. O caso particular dos veículos automotores requer o uso de molas relativamente longas com uma largura mínima. Por esta razão, as molas planas consistem, com poucas exceções, em várias lâminas de largura constante combinadas

em um pacote. A seguir serão descritas algumas das principais molas planas utilizadas na suspensão de veículos automotores:

1. Molas Trapezoidais: como a complexidade da sua fabricação é pequena, são relativamente baratas. Possuem a vantagem adicional de ter uma manutenção simples. Devido ao contato entre as lâminas, estas molas são submetidas a elevadas forças internas de atrito e excessiva corrosão, o que promove uma curva de rigidez dependente do tempo com histerese variável. Com o objetivo de diminuir estes problemas, as molas são construídas de acordo com a Figura 2.3(a), onde as lâminas são separadas umas das outras ao longo dos seus comprimentos, apresentando contato apenas nas extremidades.
2. Molas Parabólicas: são utilizadas normalmente em veículos leves, apresentando uma ou mais lâminas, como o exemplo da Figura 2.3(b). Basicamente todas as lâminas parabólicas de uma mola com curva de rigidez linear são equivalentes com relação à transferência de força vertical, de modo que a disposição das várias lâminas representa nada mais do que a divisão homogênea da força total e, com isso, uma conexão paralela. Apesar da elevada espessura central, as molas parabólicas são mais leves do que as molas trapezoidais. Esta grande altura central, o uso de espaçadores e o perfil parabólico conduzem a uma considerável distância entre as lâminas, afastando a possibilidade do contato entre elas. Este fato, aliado ao uso de amortecedores adequados, promove o conforto e a segurança do veículo. Todas estas características permitem ainda um

considerável aumento das tensões admissíveis de projeto, em comparação com as molas trapezoidais, com ganho na vida do componente.

3. Molas com Curva de Rigidez Progressiva: na busca de conforto e segurança em aplicações especiais, foram desenvolvidas configurações de suspensões onde são montadas molas planas com rigidez progressiva. Observa-se nas Figuras 2.3(c), 2.3(d) e 2.3(f), molas auxiliares (ou de apoio) montadas em paralelo com a mola principal.



4. Condições especiais de construção, orientação complementar do eixo, função de estabilização e outras necessidades específicas conduzem aos

projetos de molas especiais, que utilizam tanto componentes com comportamento linear como progressivo. Exemplos deste conceito são a mola plana assimétrica, mostrada na Figura 2.3(e), a mola com lâminas de espessuras variadas e a mola transversal, sendo esta última usada normalmente em automóveis de passeio com o intuito de substituir a barra estabilizadora.

2.3 – Considerações sobre o Projeto de Molas Planas

As molas planas são amplamente utilizadas no sistema de suspensão de veículos, servindo para absorver e armazenar energia e então liberá-la. Durante o ciclo de carregamento e descarregamento, as tensões geradas nas molas não devem exceder um determinado valor a fim de evitar falhas prematuras. Portanto, esta condição limita a quantidade de energia que pode ser armazenada pela mola.

A Tabela 2.1 apresenta a energia armazenada na parte ativa de molas fabricadas em material com um limite de escoamento σ_e igual a 1100MPa. Se as partes inativas da mola, como ancoragem do eixo, olhais da mola, etc, forem consideradas, a energia por kg da massa total da mola será menor do que a apresentada.

Tabela 2.1 – Energia Armazenada em Molas de Aço com $\sigma_e=1100\text{MPa}$ [46]

Tipo	Características da Mola	Energia (J/kg)
Retangular	Lâmina Simples ou várias lâminas com mesmo comprimento	43
Trapezoidal	Várias Lâminas escalonadas	94
Triangular	Lâmina Simples	122
Parabólica	Lâmina Simples	121
Estreitada	Lâmina Simples	108

Para efeito de comparação, a energia armazenada na parte ativa de uma mola helicoidal fabricada com barra de seção circular é de 510 J/kg a 1100 MPa e para uma barra de torção de seção circular é de 390 J/kg a 965 MPa. Estes dados mostram que as molas planas são mais pesadas que outros tipos de molas, porém podem ser usadas como elemento de ligação ou como componentes estruturais. Portanto, para que sejam economicamente viáveis, as molas planas devem ser projetadas de modo que esta vantagem seja amplamente utilizada.

Além disso, observa-se que as molas planas formadas por lâminas com comprimento total e espessura constante são muito mais pesadas e menos eficientes que as molas planas formadas por lâminas apropriadamente escalonadas ou por lâminas simples. A máxima espessura de lâmina permitida para uma dada deflexão é proporcional ao quadrado do comprimento da mola. Ao escolher um comprimento muito curto, o projetista muitas vezes torna a sua fabricação impraticável, embora os requisitos relacionados à carga, deflexão e níveis de tensão possam ser satisfatórios.

As características das molas planas são afetadas principalmente pela rigidez e pela deflexão estática. A rigidez, definida como a mudança de carga por unidade de deflexão, normalmente não é constante para todas as posições da mola e é diferente do valor obtido para a mola já montada. A deflexão estática, definida como a razão entre o carregamento estático e a rigidez na carga estática, determina a rigidez da suspensão e a frequência de rodagem de um veículo. Normalmente a deflexão estática difere da deflexão real da mola entre a carga nula e a carga estática devido às influências de cambagem e ao efeito do jumelo.

Uma rodagem confortável geralmente está relacionada a uma grande deflexão estática da suspensão, porém existem outras considerações e limites, entre as quais as

seguintes [46]:

1. Uma mola mais flexível terá uma deflexão total maior e será mais pesada.
2. Em grande parte das aplicações, as molas mais flexíveis causarão ocorrências mais freqüentes de batentes ou necessitarão de um maior curso livre (o curso da mola a partir da posição estática até o batente metálico), desconsiderando o celasto (batente de borracha).
3. A alteração da altura do veículo devido à variação de carga é maior com uma mola mais flexível.

A deflexão estática a ser utilizada depende especialmente do curso livre disponível, além de depender do tamanho do veículo devido às implicações na estabilidade em frenagem, aceleração e esterçamento. A Tabela 2.2 apresenta valores aproximados de deflexões estáticas típicas e cursos livres para vários tipos de veículo. Estes dados são considerados apenas como indicativos para projetos de suspensões.

Tabela 2.2 – Deflexões Estáticas e Cursos Livres para vários Veículos [46]

	Deflexão Estática, mm	Curso Livre, mm
Automóveis	100 - 300	75 - 125
Ônibus	100 - 200	50 - 125
Caminhões Rodoviários	75 - 200	75 - 125
Caminhões Fora de Estrada	25 - 175	50 - 125

A massa de uma mola sujeita a uma dada tensão máxima é determinada pela energia a ser armazenada. Esta energia é representada pela área sob o diagrama Carga-Deflexão, que também indica a massa necessária para a mola. As

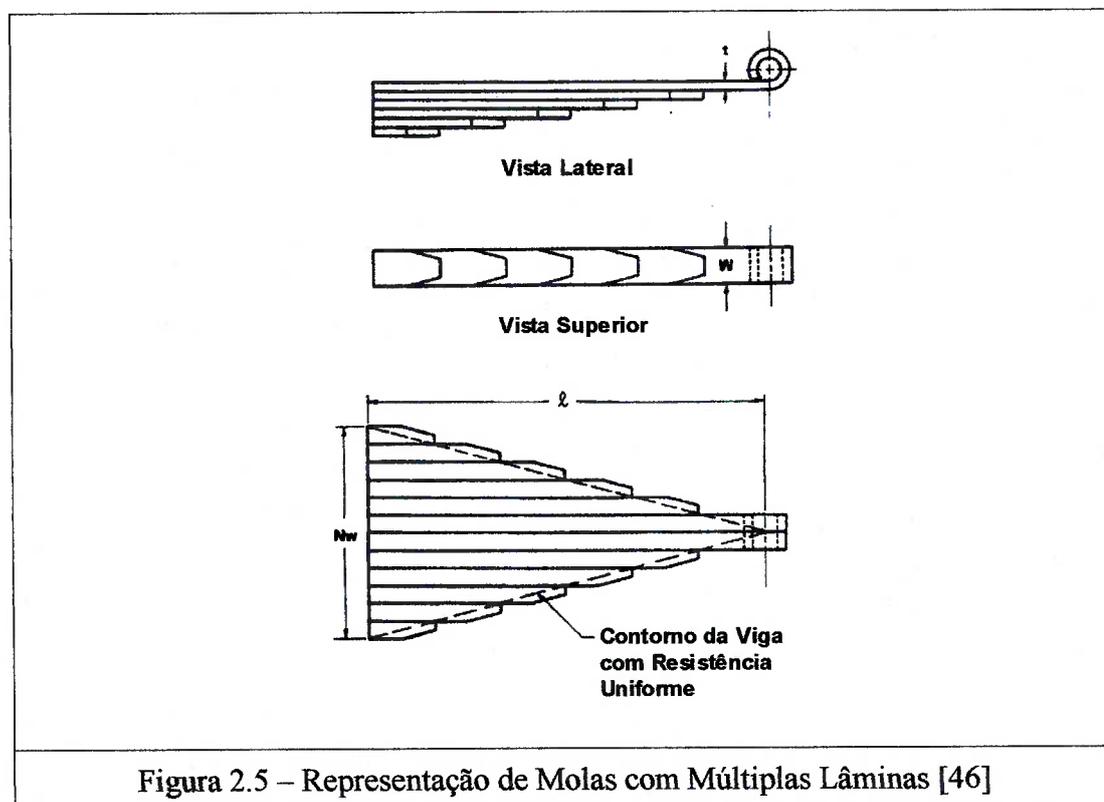
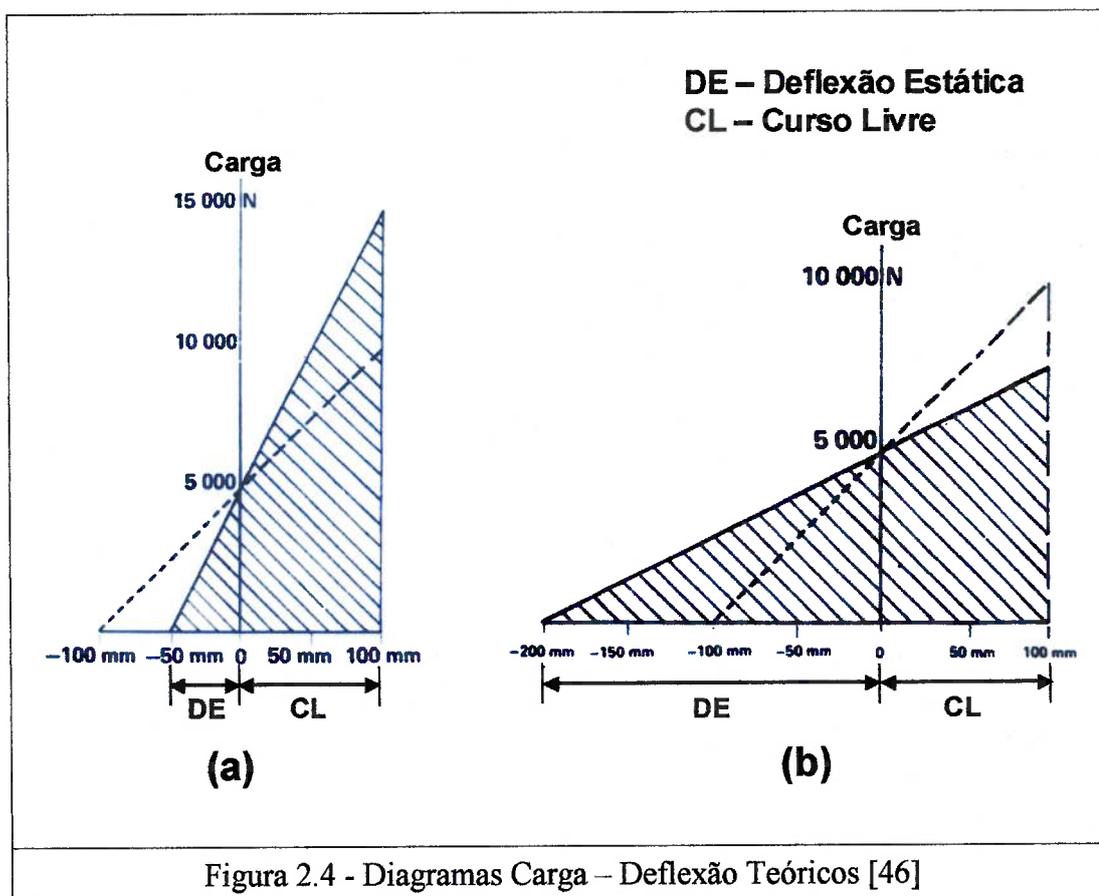
considerações a seguir indicam quais efeitos, as alterações na rigidez e no curso livre, causarão à massa necessária para a mola, e portanto no diagrama Carga-Deflexão.

A respeito de alterações na rigidez, a Figura 2.4(a) apresenta um diagrama Carga-Deflexão teórico de uma mola com alta rigidez e a Figura 2.4(b), uma mola muito flexível, ambas projetadas para a mesma carga e o mesmo curso livre. A energia armazenada em cada uma, quando totalmente defletida, é a mesma (1125 J) e as duas molas terão a mesma massa se fabricadas com o mesmo material.

No caso de uma mola rígida, a energia e a massa decrescerão com a diminuição da rigidez, enquanto que para uma mola flexível estes valores decrescerão com o seu enrijecimento. O ponto de divisão entre estes dois casos é definido pelo ponto onde “deflexão estática = curso livre” e as linhas pontilhadas indicam a “energia mínima” ou “mínima massa” nos dois diagramas.

As Figuras 2.4(a) e 2.4(b) apontam para o fato de que mudanças no curso livre afetarão a energia armazenada pela mola. Conseqüentemente, a massa requerida para uma mola rígida será muito maior do que para uma mola muito flexível.

Para estimativas do comprimento necessário, espessura, largura e número de lâminas, pode-se aproximar uma mola plana de uma viga com resistência uniforme, composta por lâminas de mesma espessura, onde a tensão não varia ao longo do seu comprimento, conforme Figura 2.5. Nesta ilustração, as seis lâminas de um cantilever são repartidas e colocadas lado a lado, possibilitando a comparação com a viga triangular de resistência uniforme, representada pelas linhas pontilhadas.



As fórmulas apresentadas na Figura 2.6 são válidas para molas planas que podem ser aproximadas por vigas de resistência uniforme (exceto a última coluna) e são deduzidas a partir dos seguintes fundamentos:

1. A tensão é proporcional à espessura da lâmina multiplicada pela mudança na curvatura.
2. A mudança de curvatura é proporcional a variação do momento fletor dividido pelo momento de inércia.
3. A tensão é proporcional à espessura da lâmina multiplicada pelo momento fletor dividido pelo momento de inércia.

Conforme esta formulação, a tensão pode ser calculada a partir da deformação, da deflexão ou do carregamento, dependendo da informação disponível. É possível observar com a formulação “tensão a partir da deformação” que para a mesma mudança na curvatura ($1/R - 1/R_0$), a tensão irá variar diretamente com a espessura da lâmina. Da mesma forma, com a formulação “tensão a partir da deflexão”, observa-se que a tensão varia diretamente com a espessura da lâmina e inversamente com o quadrado do comprimento efetivo da mola.

A formulação “tensão a partir do carregamento” apresenta o cálculo de tensão em vigas obtido a partir da teoria de resistência de materiais onde, para uma dada carga, a tensão irá variar diretamente com o comprimento efetivo e inversamente com o quadrado da espessura da lâmina.

Do cálculo de tensão a partir da deflexão, temos que para uma dada tensão e deflexão, a espessura da lâmina varia com o quadrado do comprimento efetivo da mola, e considerando que lâminas pouco espessas não fornecerão resistência suficiente para os olhais da mola, torna-se desejável a utilização de molas longas.

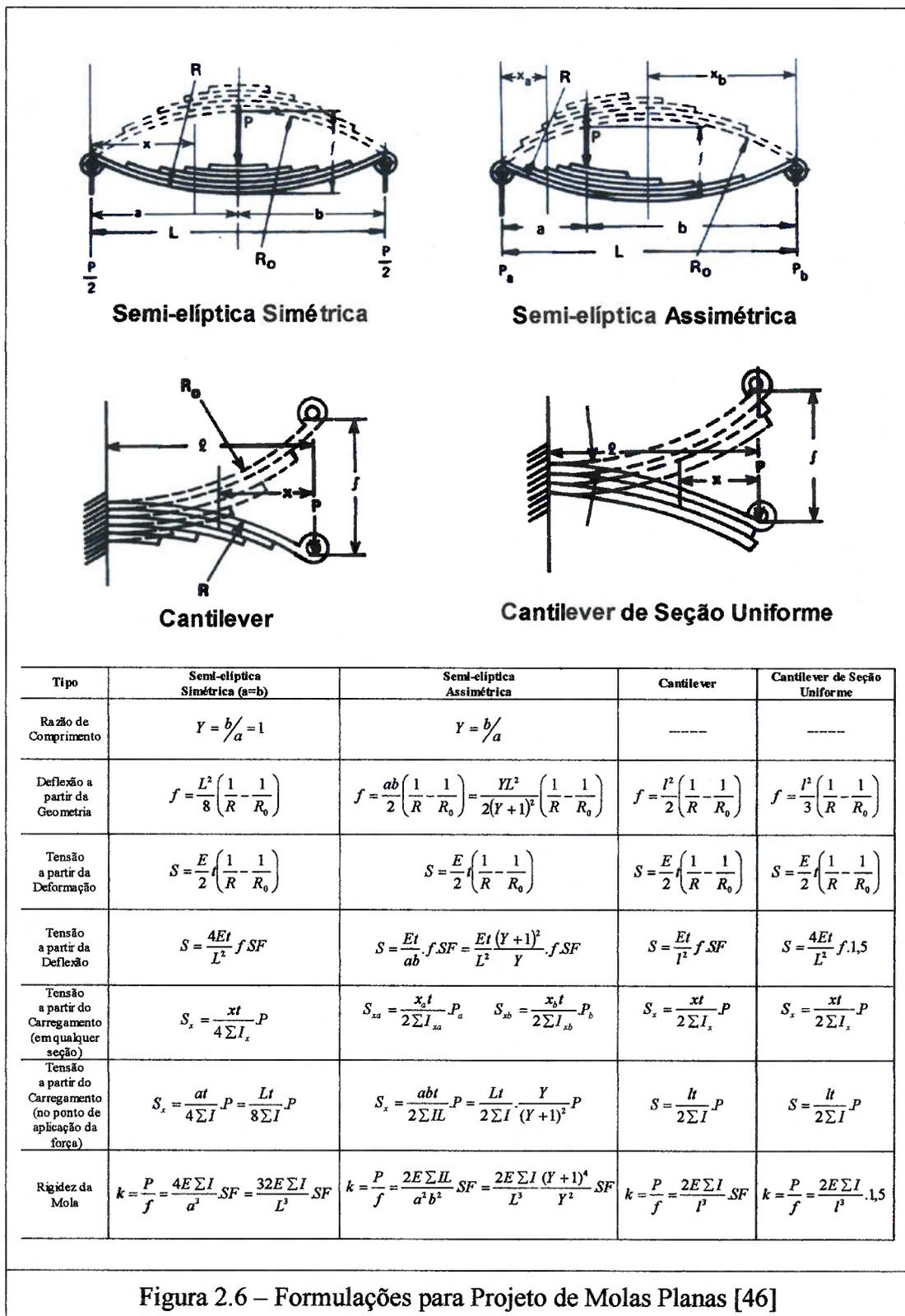


Figura 2.6 – Formulações para Projeto de Molas Planas [46]

Uma outra consideração importante que aponta para o uso de molas longas é o fato de que a resistência ao efeito S (“windup”) também varia com o quadrado do

comprimento. Quando os tipos de seções das lâminas, suas extremidades e os olhais tiverem sido escolhidos e as dimensões aproximadas da mola tiverem sido determinadas, outras especificações são geralmente desenvolvidas em cooperação com o fabricante da mola. Estas especificações incluem a espessura, o comprimento, o raio livre, o jateamento de cada lâmina e a quantidade de deformação plástica por arqueamento a ser introduzida no componente. Os fabricantes de molas utilizam vários métodos para alcançar as especificações necessárias e os resultados podem ser diferentes porque envolvem decisões para a obtenção de necessidades contraditórias.

A influência do comprimento e do tipo de extremidade das lâminas são levados em consideração pelo fator de rigidez SF . Seu valor é igual a 1 quando o comprimento e a espessura das lâminas forem selecionados de forma a produzir uma viga com resistência uniforme (Figura 2.5), e a curvatura resultante de uma flexão for um arco circular de raio R . Quanto mais o projeto se desvia deste comportamento, maior será o valor de SF , sendo que o valor máximo igual a 1,5, deverá ser utilizado para molas múltiplas com lâminas de comprimento total ou para molas com uma única lâmina de espessura e largura constante.

2.4 – Efeitos de Montagem

A rigidez de uma mola é definida como a inclinação da curva carga-deflexão. Uma mola plana testada em roletes apresenta uma rigidez que varia discretamente, já que a corda (distância) entre as extremidades da mola muda em comprimento. Entretanto, devido à maneira como a mola é montada, a rigidez no veículo pode ser diferente da obtida em máquinas de carregamento.

Esta montagem deve envolver os elementos de contato e as buchas nos olhais, com uma extremidade da mola fixa e a outra extremidade com jumelo ou buchas nos olhais com ambas as extremidades com jumelo. Se elementos de contato são utilizados, o comprimento ativo da mola deve diminuir com a deflexão e, por esta razão, a rigidez deve ser aumentada. Quando um olhal é fixo e o outro com jumelo, os dois seguintes efeitos serão observados:

1. A deflexão da mola muda o comprimento da corda e o jumelo irá oscilar e variar o seu ângulo. Ao girar, o jumelo pode levantar ou abaixar o olhal da mola e com isso, o ponto de aplicação da carga.
2. Quando o jumelo não é perpendicular à linha imaginária que une os dois olhais, uma componente longitudinal aparecerá comprimindo ou tracionando a mola entre os olhais. A compressão irá diminuir a rigidez da mola, enquanto a tração irá aumentá-la.

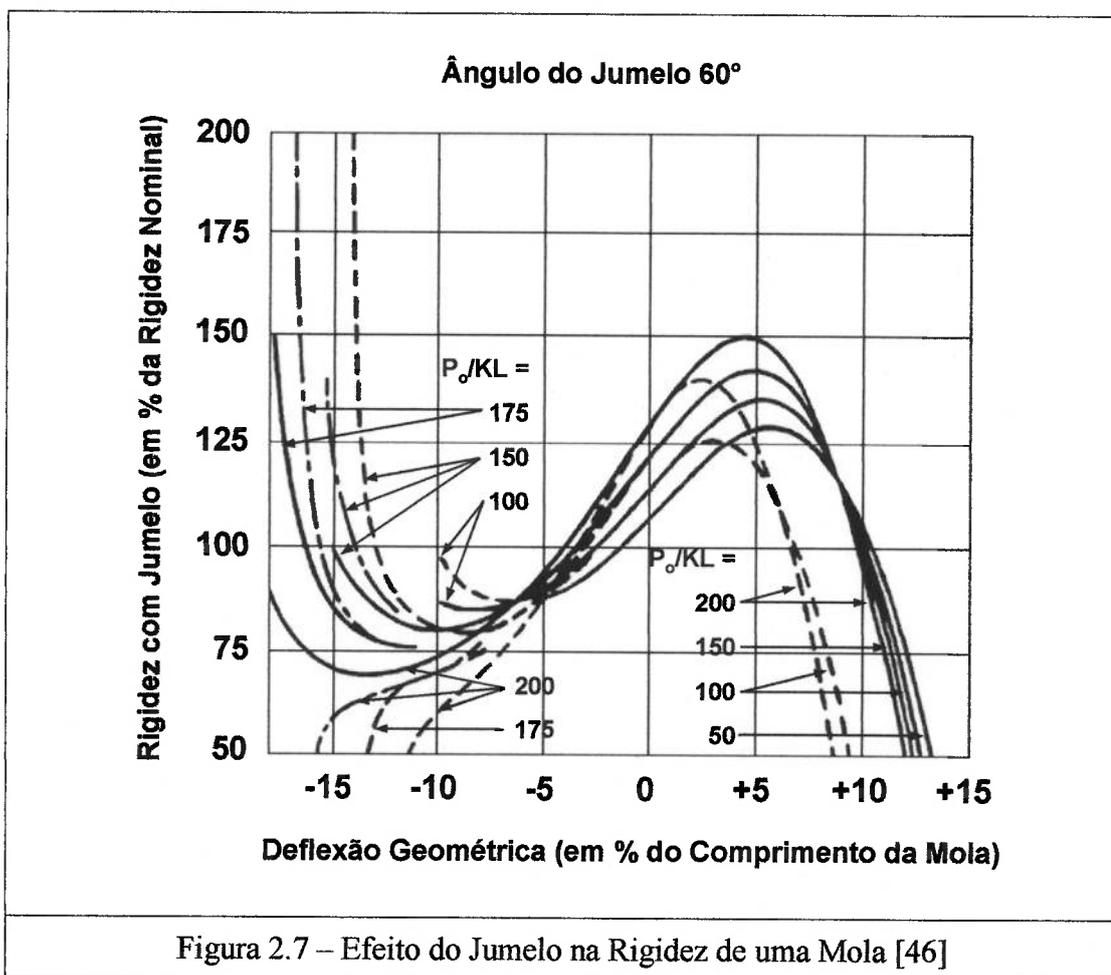
No primeiro efeito descrito anteriormente, o aumento ou diminuição do olhal da mola muda de direção quando o jumelo passa pela posição perpendicular e também quando a mola passa pela posição onde a distância entre os olhais é máxima. No segundo efeito apresentado, a compressão ou tração da mola muda quando o jumelo passa pela posição perpendicular. A quantidade deste efeito depende mais da carga suportada pela mola do que da sua rigidez. A rigidez de uma mola com jumelo pode facilmente ser 50% maior ou menor do que a rigidez nominal. Com o objetivo de simplificar os cálculos, cartas como a apresentada na Figura 2.7 podem ser usadas para mola com um olhal fixo e outro com jumelo. Este tipo de gráfico informa a rigidez da mola montada em relação à rigidez nominal, que é um valor calculado ou obtido em máquinas de carregamento ou de roletas.

A rigidez da mola montada com jumelo depende do valor da rigidez nominal, da posição e do comprimento do jumelo, da cambagem da mola e da carga suportada por ela. Para o propósito destas cartas, é conveniente expressar a cambagem da mola por um termo que é característico da união dos olhais (lâminas) e que inclui os efeitos da posição dos olhais e do jumelo. A deflexão geométrica, que é usada com este objetivo, é medida ao longo da linha de aplicação do carregamento e definida como sendo a linha pela qual o ponto de aplicação de carga é deslocado a partir da posição plana da mola (máxima distância entre os olhais). Este valor é zero quando a mola está plana, positiva para cargas crescentes (aumento da cambagem negativa da mola), e negativa para cargas decrescentes (aumento da cambagem positiva da mola) e inclui o efeito do deslocamento do jumelo. Na Figura 2.7 apresentada, a deflexão geométrica é dada como uma porcentagem do comprimento da mola esticada L , de forma que este tipo de curva pode ser usada para todos os tamanhos de mola.

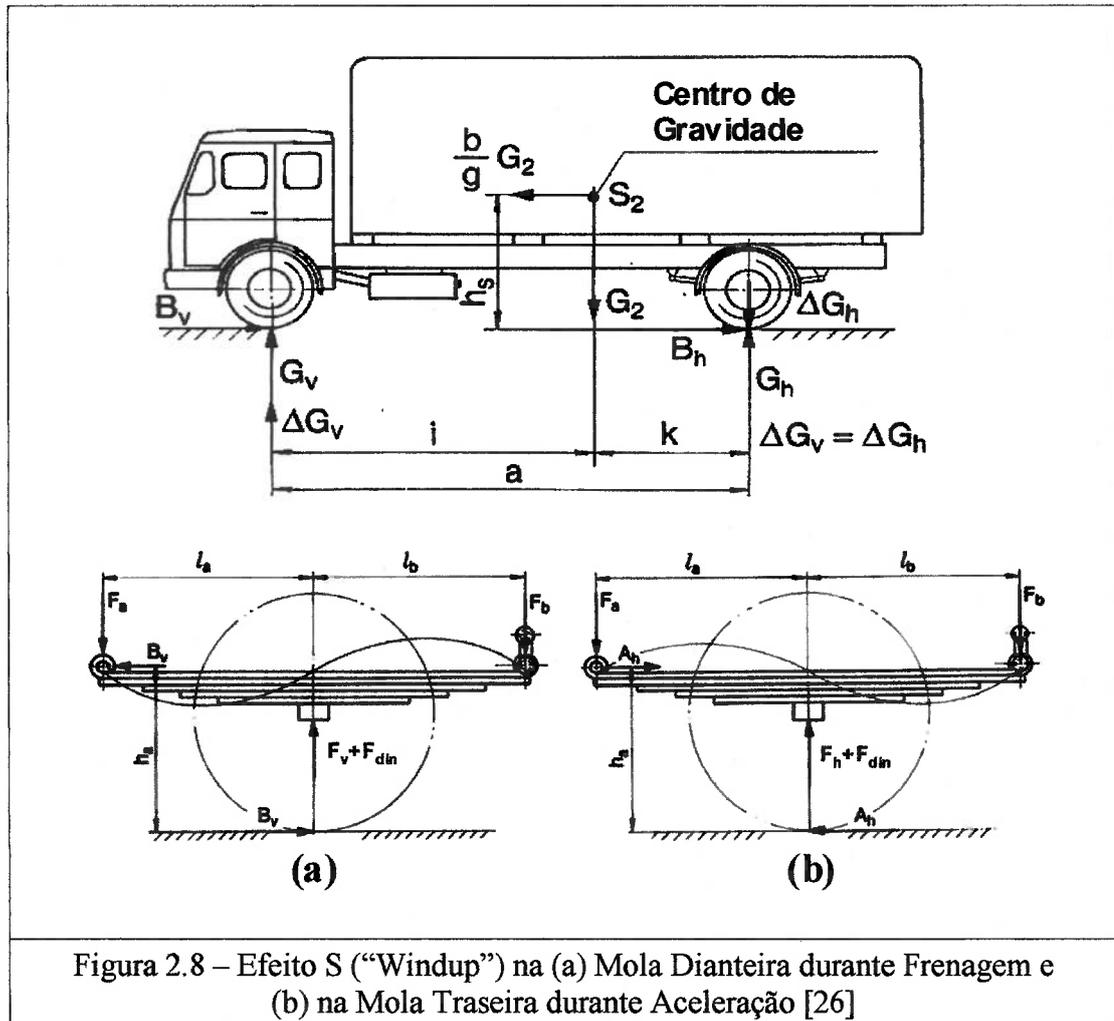
Para expressar o efeito do carregamento na rigidez, é conveniente definir a carga por cambagem livre geométrica da mola. Quando a mola está plana, a deflexão geométrica é zero e a posição do carregamento não depende da posição do jumelo. Este carregamento é denominado como P_o e a cambagem livre geométrica é definida como a razão entre a carga P_o e a rigidez nominal da mola, ou seja, P_o/k . Na Figura 2.7, a cambagem livre geométrica é expressa como uma fração do comprimento da mola e, com isso, a carta pode ser utilizada para todos os tamanhos de molas.

Em muitas aplicações, molas planas são carregadas não somente por forças verticais, mas também por forças horizontais e momentos nos planos vertical longitudinal e vertical transversal. Momentos no plano vertical longitudinal são produzidos normalmente por forças longitudinais aplicadas acima ou abaixo do

assento da mola em eventos como frenagem e aceleração do veículo.



As Figuras 2.8(a) e 2.8(b) mostram esquematicamente as forças envolvidas na frenagem e na aceleração de um veículo, respectivamente. Observa-se que durante uma frenagem o braço traseiro da mola dianteira é colocado em uma situação desfavorável e um determinado carregamento deve ser adicionado ao carregamento vertical estático e dinâmico, porém para o braço dianteiro este carregamento não é crítico. Para o caso da aceleração, a situação se inverte e a região desfavorecida é o braço dianteiro da mola traseira.



As tensões totais resultantes do carregamento estático, dinâmico e frenagem podem ser calculadas com a seguinte equação [26]:

$$\sigma_T = \sigma \left(1 + \frac{F_{din} + F_{B_v}}{F_v} \right) \quad (2.1)$$

onde

$$F_v = \frac{G_2}{2a} k, \quad (2.2)$$

$$F_{din} = \frac{bG_2 h_s}{2ga}, \quad (2.3)$$

$$F_{B_v} = \frac{B_v h_a}{l_a} \quad (2.4)$$

$$B_v = \mu(F_v + F_{din}). \quad (2.5)$$

No caso de aceleração do veículo, as tensões totais podem ser obtidas com a seguinte equação [26]:

$$\sigma_T = \sigma \left(1 + \frac{F_{din} + F_{Ah}}{F_v} \right) \quad (2.6)$$

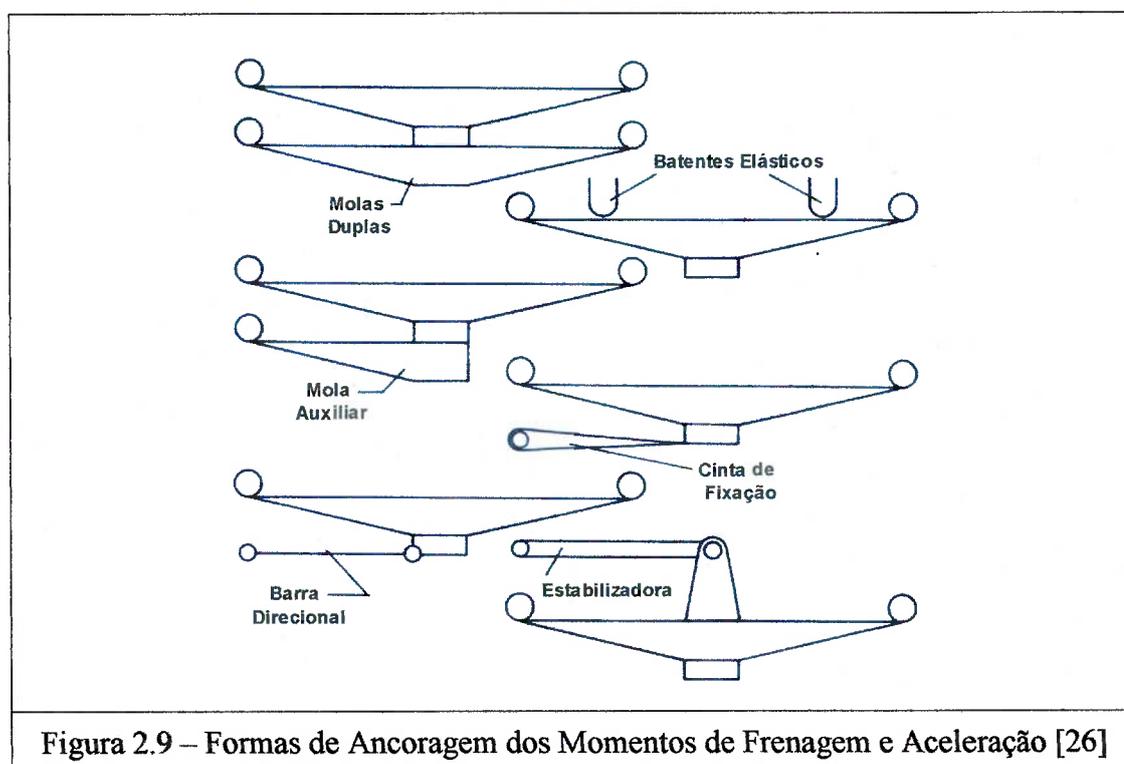
onde

$$F_h = \frac{G_2 i}{2a} \quad (2.7)$$

$$F_{din} = \frac{bG_2 h_s}{2ga} \quad (2.8)$$

$$F_{Ah} = \frac{A_h h_a}{l_b} \quad (2.9)$$

$$A_h = \frac{b}{g} \left(\frac{G_1 + G_2}{2} \right) \quad (2.10)$$



Um aumento do comprimento da mola diminui os efeitos desfavoráveis causados por frenagens e acelerações. Esta medida vale igualmente para molas trapezoidais e parabólicas, desde que o ângulo de torção não seja muito grande, o que provocaria uma separação das lâminas da mola. Porém se este ângulo tende a um alto valor, principalmente em molas com baixa rigidez, outros recursos são utilizados com o objetivo de sustentar os momentos introduzidos pelas frenagens e acelerações, conforme apresentado na Figura 2.9.

As molas planas também podem estar sujeitas à torção, por exemplo, quando o veículo passa sobre um obstáculo com uma das rodas. A Figura 2.10 apresenta esta e outras situações onde isto pode ocorrer. Torcendo a lâmina da mola (seção transversal da lâmina retangular com largura w e espessura t) α graus em uma distância l (por exemplo, entre olhal e assento) produzirão uma tensão de cisalhamento τ ,

$$\tau \approx 1400t \alpha / l \text{ (MPa)} \quad (2.11)$$

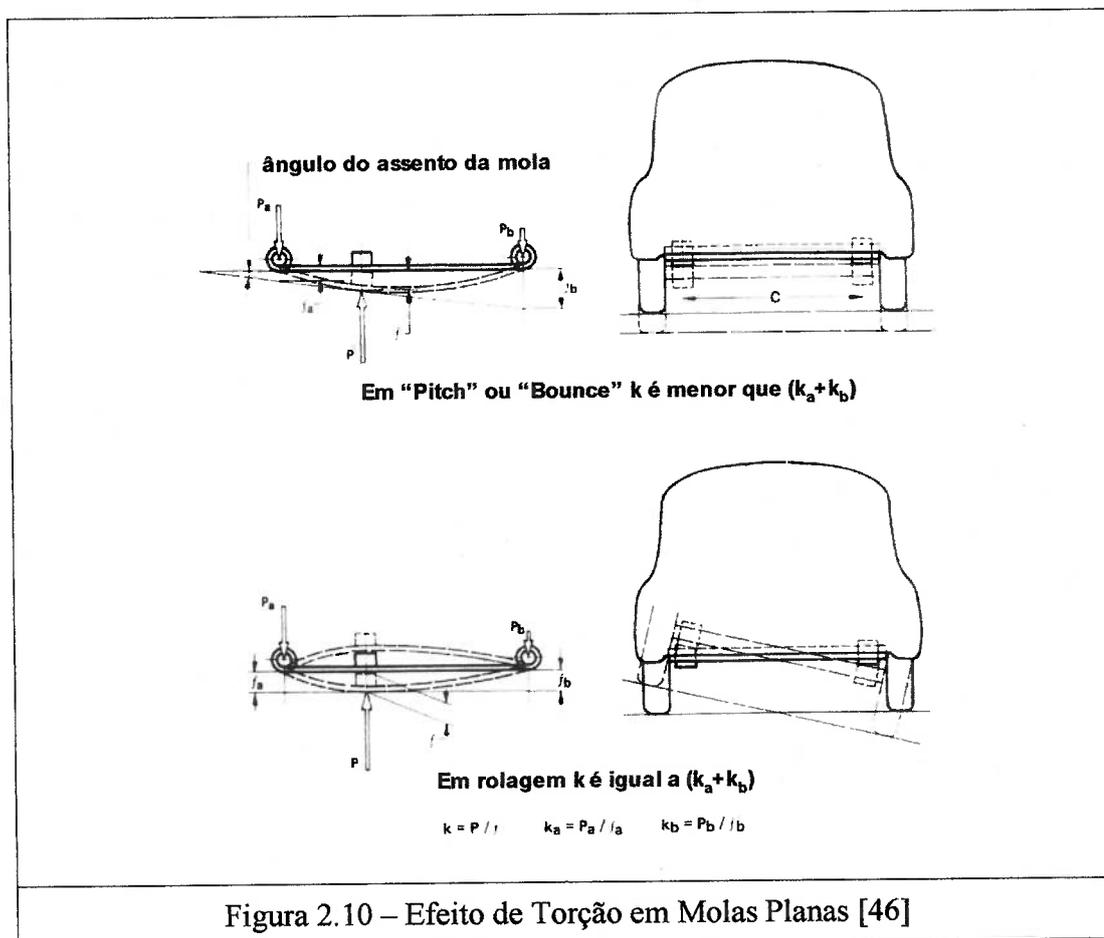
e um momento torsor,

$$M_t \approx 420wt^3 \alpha / l \text{ (N.mm)} \quad (2.12)$$

Para manter as tensões provenientes do carregamento de torção baixas, é necessário distribuir o ângulo total de torção ao longo do comprimento da mola, o que significa que as abraçadeiras não devem restringir demasiadamente as lâminas. A flexibilidade dos grampos e dos jumelos reduzirão a torção da mola, enquanto que a resistência da mola contra a torção aumenta a rigidez torsional do veículo na aplicação normal.

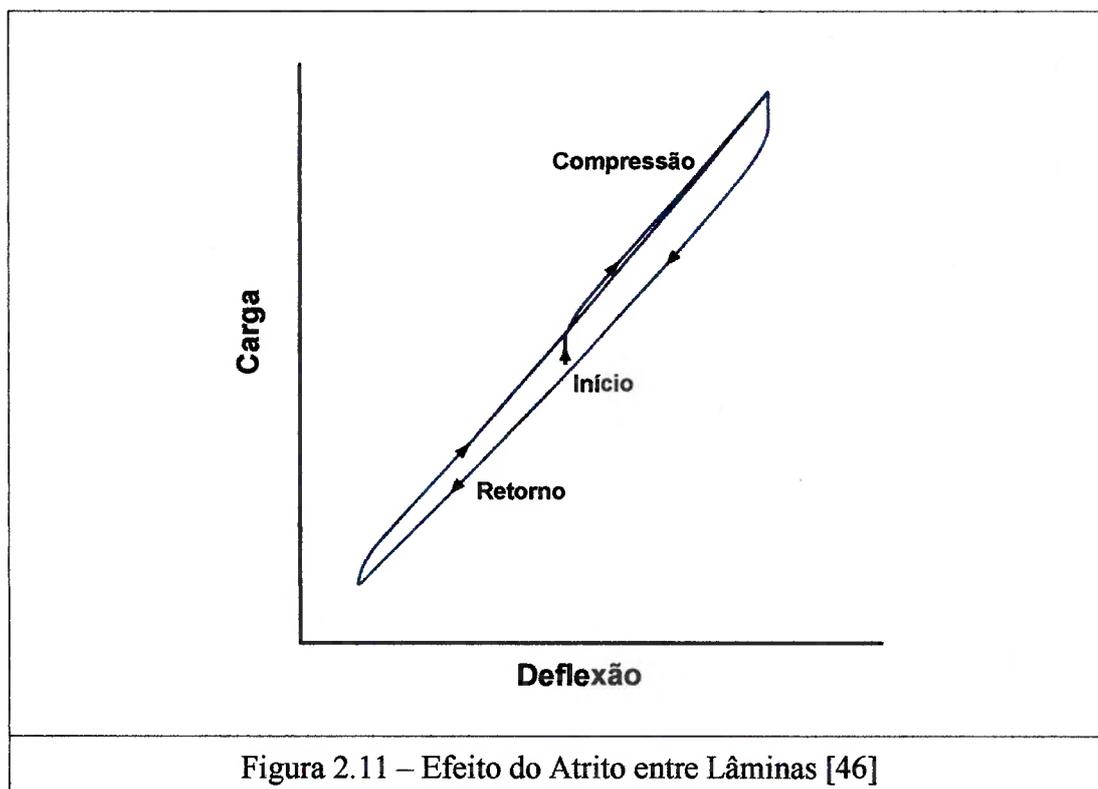
Outro efeito observado em molas planas é o atrito entre as lâminas, que pode ser definido pela força que se opõe ao movimento relativo entre as lâminas

adjacentes. Esta força fornece amortecimento ao sistema e é contrária à deflexão inicial da mola, fazendo a suspensão menos receptiva aos esforços dinâmicos. Em muitos veículos de carga utilizando molas planas com múltiplas lâminas, o amortecimento da suspensão é promovido apenas pelo atrito entre as lâminas, não necessitando o uso de amortecedores. Entretanto, as suspensões com molas de lâmina simples devem utilizá-los a fim de diminuir os efeitos das vibrações. A magnitude do atrito depende da condição superficial das lâminas (coeficiente de atrito), da carga suportada por estas superfícies e da velocidade de escorregamento entre elas.



A Figura 2.11 apresenta um diagrama carga-deflexão levantado com uma baixa velocidade de deflexão. O gráfico mostra que, para uma dada deflexão, a carga

pode estar localizada entre um limite superior e inferior, dependendo da direção de movimento e da distância do último ciclo de movimento, fenômeno denominado de histerese. Testes conduzidos em altas velocidades de carregamento e descarregamento irão mostrar as mesmas características básicas, porém a largura e o formato do diagrama serão diferentes. Uma mola com elevada força de atrito entre as lâminas, quando utilizada em pequenas amplitudes, apresentará uma rigidez dinâmica também elevada. Em grandes amplitudes, a rigidez será aproximadamente o valor determinado pelo ensaio realizado em baixa velocidade.



2.5 – A Suspensão em Estudo

A mola em estudo, também denominada como mola guia, é utilizada para a orientação de eixos em veículos com suspensão pneumática e está apresentada na Figura 2.12. São molas normalmente compostas por uma ou duas lâminas, que

buscam transferir as forças horizontais para as direções longitudinal e transversal. Como sua interação com o fole da suspensão pneumática pode causar transferência de carga, seu carregamento máximo permitido precisa ser diminuído em alguns casos. Considerando ainda que a sua função de carregamento é secundária em relação à função de orientação do eixo, o comportamento das lâminas da mola, em particular no braço dianteiro, normalmente desvia-se fortemente do esperado para os perfis parabólicos.

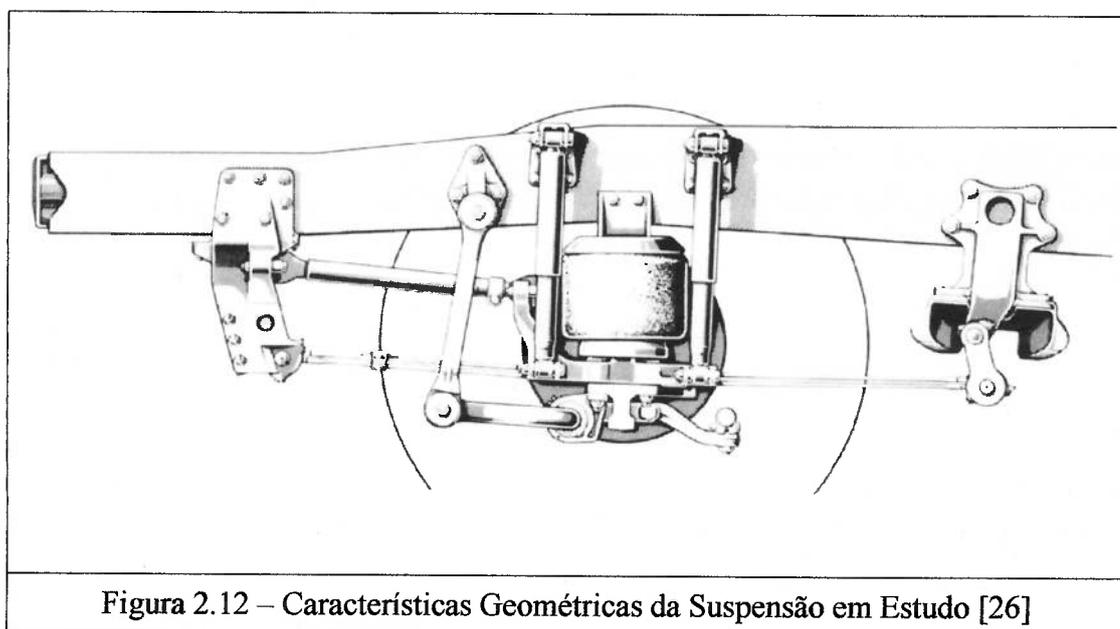


Figura 2.12 – Características Geométricas da Suspensão em Estudo [26]

Os seguintes comportamentos podem ser esperados ainda para o componente em estudo:

1. baixos níveis de tensão nas lâminas provenientes de frenagem do veículo, devido à barra tensora que restringe a torção da mola no sentido transversal, como observado na Figura 2.9;
2. pouco ou nenhum efeito do atrito entre lâminas, já que elas estão separadas por uma determinada distância em todo o intervalo de deflexão;

3. efeitos da rotação do jumelo localizado entre o olhal traseiro da mola e o quadro do veículo sobre a sua rigidez vertical.

Os efeitos de um carregamento torsional sobre a mola, tema brevemente abordado no item anterior, serão avaliados no capítulo 5 por meio de análises experimentais de tensão.

CAPÍTULO III

CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL

3.1 – Considerações Iniciais sobre a Seleção do Material

As propriedades mecânicas são características do material que determinam o seu comportamento quando submetido a esforços mecânicos. Em função da finalidade para a qual se destina um componente que esteja sendo projetado, torna-se necessário o conhecimento de determinadas propriedades mecânicas dos materiais disponíveis, para que seja possível selecionar aquele que apresentará o melhor desempenho diante das necessidades impostas pela utilização do componente.

Deste modo, as propriedades que serão abordadas a seguir são aquelas cujo conhecimento faz-se necessário para a caracterização da resistência mecânica dos materiais empregados na fabricação de molas planas utilizadas em veículos comerciais.

As molas planas são, em sua grande maioria, utilizadas em veículos como elementos de suspensão, com a finalidade de suportar cargas e também ancorar os eixos durante o torque de aceleração e frenagem e outras flutuações de carga repentinas [50]. Estas molas são vigas elásticas solicitadas por tensões de flexão e as características da suspensão do veículo em que estão montadas dependem da sua rigidez e da sua deflexão estática, conforme discutido no capítulo anterior. A exigência básica para o projeto de um material para molas é que a razão entre a tensão de escoamento σ_e e o módulo de elasticidade E deve ser grande o suficiente para evitar uma deformação permanente [31],

$$\frac{\sigma_e}{E} > \frac{6\delta t}{l^2} \quad (3.1)$$

onde δ é a deflexão sob carga, t é a espessura da lâmina e l é o comprimento da lâmina. Deste modo, o material para fabricação de uma mola deve ter uma elevada relação σ_e/E .

Para isso, o material deve apresentar elevada resistência, característica que no caso dos aços mola, é obtida pelo processo de têmpera seguido de revenimento. A microestrutura, a dureza e a resistência após o tratamento térmico dependem sobretudo da taxa de resfriamento utilizada no processo de têmpera. Se esta taxa exceder um valor crítico, somente martensita resultará, ao passo que o componente não endurecerá completamente se a taxa for menor que a taxa crítica.

A característica que determina a capacidade do material em tornar-se duro ou de formar martensita é conhecida como temperabilidade. Com isso, a composição do material bem como a espessura da mola deverão ser escolhidas apropriadamente para assegurar uma estrutura totalmente martensítica em toda a seção transversal. Além disso, os processos de têmpera e revenimento destes componentes são muito importantes, devido ao fato de tensões residuais poderem desenvolver-se na superfície do material durante a laminação e o próprio tratamento térmico.

Falhas de molas planas geralmente acontecem pelo mecanismo de fadiga [6, 9]. Trincas de fadiga podem iniciar-se a partir da superfície ou na subsuperfície, dependendo das condições de fabricação do material. Além disso, é importante que o material esteja livre de inclusões e que os níveis de S (enxofre) e P (fósforo) sejam baixos. As operações de tratamento térmico devem ser controladas cuidadosamente para evitar a formação de trincas por têmpera ou distorção, o que introduz tensões residuais de tração na superfície.

O processo de jateamento por granalha é uma prática comum de tratamento de superfície de molas planas e evita a formação de tensões superficiais de tração promovendo, desta forma, o aumento da resistência à fadiga. Em muitos casos, uma operação de jateamento por granalha realizada de forma inadequada é responsável pela iniciação de trincas na superfície, o que leva a uma falha prematura [50].

A presença de austenita retida na microestrutura do material é também indesejável. Uma combinação de defeitos de superfície, fragilização por hidrogênio, revenimento inadequado, descarbonetação superficial e flexão muito severa durante montagem são freqüentemente relatadas como causas de falhas [31]. Embora o jateamento por granalha seja benéfico pela introdução de tensões residuais de compressão, ele não é capaz de compensar a excessiva espessura de camadas descarbonetadas ou defeitos, quando presentes. Portanto, a superfície da mola deve ser cuidadosamente inspecionada antes da operação de jateamento por granalha.

Cabe ressaltar que aços com a mesma dureza na condição temperado martensítico têm aproximadamente a mesma resistência ao escoamento e à tração. A ductilidade, medida pelo alongamento EL e pela estrição ϕ , é inversalmente proporcional à dureza. Baseado na experiência, as propriedades mecânicas ótimas para molas planas são obtidas dentro de um limite de dureza entre 388 e 461 HBN. As propriedades mecânicas típicas de aços utilizados na fabricação de molas planas são as seguintes [5]:

Limite de Resistência à Tração σ_u :	1310 - 1690 N/mm ²
Limite de Escoamento σ_e :	1170 - 1550 N/mm ²
Alongamento EL mínimo:	7%
Estricção ϕ mínima:	25%

Dureza Brinell *HBN*:

338 – 461

As molas planas aplicadas nas suspensões de veículos têm sido fabricadas com aços liga de granulação fina tais como SAE 9260, SAE 4068, SAE 4161, SAE 6150, SAE 8660, SAE 5160 e SAE 51B60 [5]. O aço utilizado na fabricação da mola em estudo é o SAE 6150, conforme nomenclatura proposta pela entidade normalizadora “Society of Automotive Engineers” por meio da norma SAE J404 [44]. Este material possui a composição química apresentada na tabela 3.1 [18,44].

Tabela 3.1 – Composição Química do Aço SAE 6150 (percentual em massa)

C	Si	Mn	P	S	Cr	V
0.48 - 0.53	0.15 - 0.35	0.70 - 0.90	Máx. 0.035	Máx. 0.040	0.80 - 1.10	Mín. 0.15

3.2 – Tratamentos e Propriedades Mecânicas do Aço SAE 6150

Como fazem parte do conjunto da suspensão do veículo, as molas estão sujeitas a uma grande faixa de solicitações estáticas e dinâmicas. As solicitações dinâmicas são originadas pelo tráfego sobre a via e, por dependerem desta, possuem natureza aleatória. Deste modo, as condições da via, a velocidade do veículo e o peso transportado são algumas das variáveis que influenciam a intensidade destas solicitações.

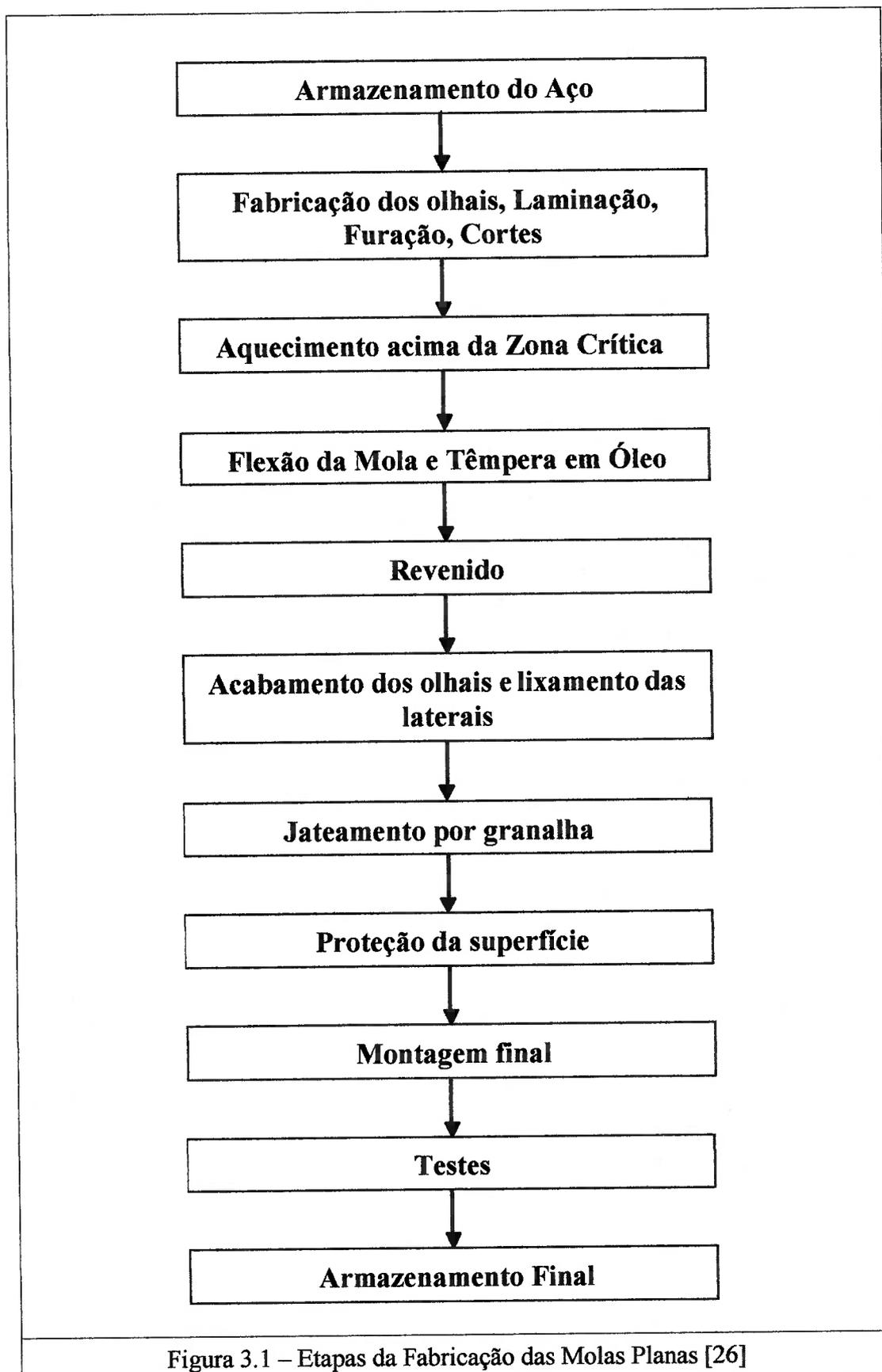
As molas são componentes do veículo cuja falha pode ser catastrófica e considerando a natureza aleatória dos carregamentos aos quais estão submetidos, os materiais utilizados na sua fabricação devem apresentar características mecânicas que favoreçam uma longa vida útil proporcionando alto grau de segurança para o veículo e os passageiros. Portanto, estes materiais, em conjunto com uma geometria e

um conceito que favoreçam uma boa distribuição de carregamento, devem apresentar as seguintes características:

- a) **Boa resistência mecânica:** A mola está sujeita a deformações médias muito elevadas devido ao carregamento estático. Portanto, o material empregado na fabricação de molas deve apresentar um elevado limite de escoamento, visando a redução da probabilidade de ocorrência de deformações permanentes, e um alto limite de resistência à tração, reduzindo a probabilidade de uma ruptura.
- b) **Boa resistência à fadiga:** A fadiga é o mecanismo de falha que compreende a formação de uma trinca e sua propagação até um tamanho crítico que causa a fratura do componente, quando este é submetido a um estado de tensão de magnitude variável ao longo da vida operacional, devido à natureza do seu funcionamento. Neste caso, a elevada resistência à fadiga do material utilizado na fabricação do componente proporciona uma vida útil maior.

Como está sendo visto, para o caso das molas, estas características são obtidas como o emprego de materiais que têm estas propriedades mecânicas melhoradas através dos processos de fabricação e tratamentos térmicos utilizados na produção das mesmas. A Figura 3.1, reproduzida de [26], apresenta as etapas de fabricação das molas planas e as Figuras 3.2(a) e 3.2(b) ilustram duas destas etapas.

A primeira destas operações, denominada laminação, é um processo de trabalho a quente realizado acima da zona crítica. A estas temperaturas, o aço é mais mole do que à temperatura ambiente, exigindo por isso, menos esforço para ser deformado.



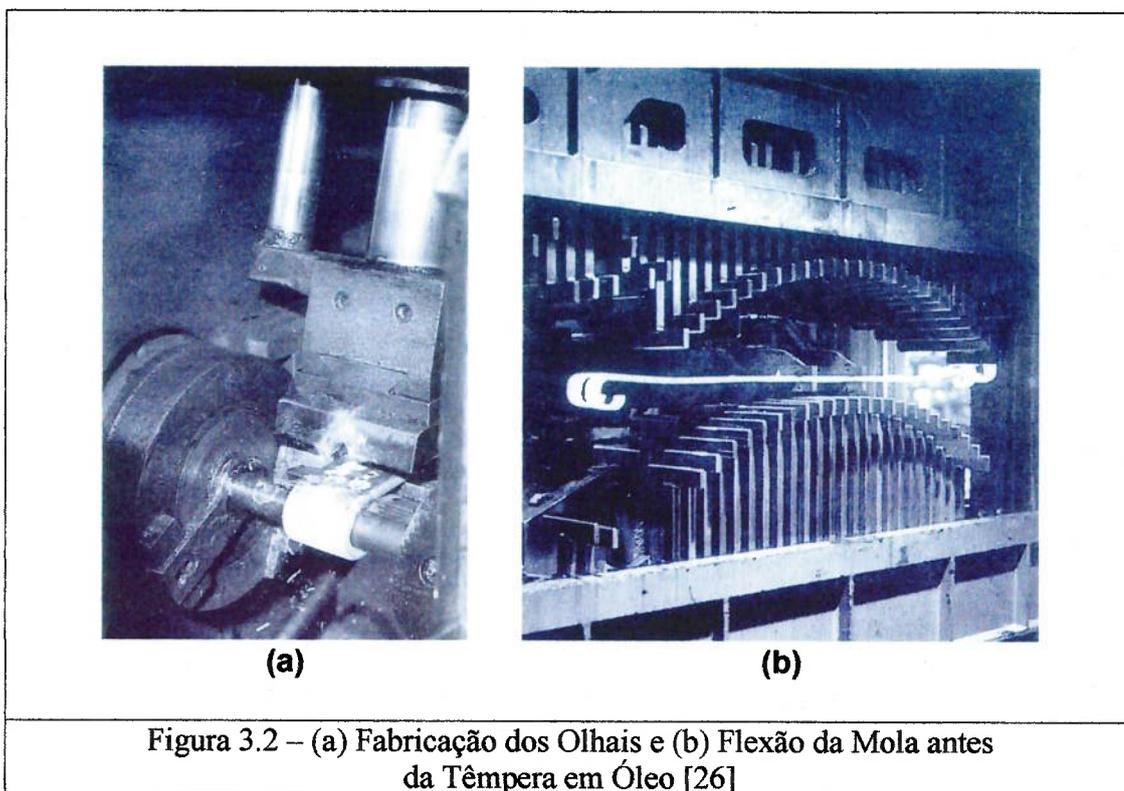


Figura 3.2 – (a) Fabricação dos Olhais e (b) Flexão da Mola antes da Têmpera em Óleo [26]

O processo de têmpera consiste no aquecimento do material acima da temperatura de austenitização (entre 815°C e 870°C) e resfriamento rápido em meio conveniente de acordo com as propriedades desejadas. Para a fabricação das molas planas, os aços são temperados com o objetivo de se obter quantidades controladas de martensita na sua microestrutura [14].

Conforme descrito no item anterior, a seleção do meio de resfriamento, que pode ser o ar, a água ou o óleo, depende da temperabilidade do material, da espessura da seção, da geometria envolvida e da taxa de resfriamento necessária à obtenção da microestrutura desejada. O meio utilizado para o resfriamento das lâminas da mola em estudo é o óleo mantido à temperatura de 60°C.

A têmpera modifica profundamente as propriedades dos aços e algumas delas tomam valores muito altos: dureza, a resistência à tração, etc., mas outras, como a resistência ao choque, o alongamento EL e a estrição ϕ , caem a valores muito

baixos. Além disso, o material fica com tensões internas apreciáveis. O revenido é o tratamento que vem corrigir estes inconvenientes, restituindo ao aço grande parte das propriedades perdidas, sem afetar muito aquelas visadas pela têmpera [14].

Este processo, que acontece após a têmpera, consiste no aquecimento a uma temperatura inferior ao valor crítico e resfriamento lento, a fim de aumentar a ductilidade e resistência do material, além do crescimento de grão da sua microestrutura. Este procedimento confere ao material, propriedades mecânicas convenientes, alívio das tensões provocadas pela têmpera e estabilidade dimensional. As variáveis que influem neste processo são a temperatura de aquecimento, o tempo mantido nesta temperatura, a taxa de resfriamento e a composição química do aço. A Tabela 3.2 apresenta algumas propriedades mecânicas do aço SAE 6150 em função da temperatura do processo de revenimento t_{rev} .

Tabela 3.2 – Propriedades Mecânicas do Aço SAE 6150 em função de t_{rev} [5]

t_{rev} (°C)	σ_u (MPa)	σ_e (MPa)	dureza (HBN)	EL (%)	ϕ (%)
205	1931	1689	538	8	38
315	1724	1572	483	8	39
425	1434	1331	420	10	43
540	1158	1069	345	13	50
650	945	841	282	17	58

Depois de temperadas e revenidas, as molas sofrem um processo de jateamento por granalha, denominado também como “shot peening”. A Figura 3.3 apresenta esquematicamente o equipamento utilizado no jateamento das molas, procedimento que é utilizado para melhorar a resistência à fadiga de componentes metálicos. Este método consiste no jateamento de partículas esferoidais com energia cinética suficiente para causar deformações plásticas na camada subsuperficial do material e, conseqüentemente, provocar um campo de tensões residuais de

compressão próximo à superfície, como exibido pela Figura 3.4. É eficiente na prevenção da iniciação ou limitação da propagação de trincas por fadiga [3, 8, 24].

Com o objetivo de desvendar o mecanismo de criação da tensão residual de compressão resultante do jateamento de granalha, Kobayashi [34] realizou testes estáticos de compressão e testes de impacto dinâmico utilizando uma única esfera de aço contra uma chapa plana. Alguns resultados interessantes foram encontrados na distribuição de tensão residual na superfície:

1. O perfil da indentação e a distribuição de tensão residual ocasionada pela compressão estática são fortemente diferentes das características resultantes do impacto dinâmico. Uma tensão residual de tração é criada no centro da indentação pelo impacto dinâmico enquanto na compressão estática este valor é aproximadamente nulo.
2. Como os impactos dinâmicos foram realizados repetidamente ao redor da primeira indentação e a densidade destas indentações aumentou, uma tensão residual de compressão foi criada na primeira área de indentação.
3. Sabe-se que o jateamento por granalha cria uma distribuição de tensão residual de compressão praticamente uniforme depois da colisão de muitas pequenas esferas de metal contra a superfície. Baseado nos resultados experimentais deste trabalho, a tensão compressiva resultante é considerada como sendo resultado da superposição da tensão residual produzida pelas colisões vizinhas.

Apesar deste processo estar amplamente difundido e das várias pesquisas sobre o assunto, este tratamento ainda é considerado mais uma arte do que uma ciência. Isto é devido ao fato de o aumento de resistência à fadiga promovida pelo

jateamento por granalha ainda não estar claramente relacionado aos parâmetros do tratamento (tipo de partícula, dimensões, velocidade, ângulo de impacto, etc). De fato, a intensidade do processo é avaliada pelo método Almen (altura do arco causado pelo impacto dos projéteis), medida que não fornece informações úteis sobre o perfil da tensão residual no material e que conseqüentemente, traz apenas informações qualitativas sobre o aumento da resistência à fadiga [24].

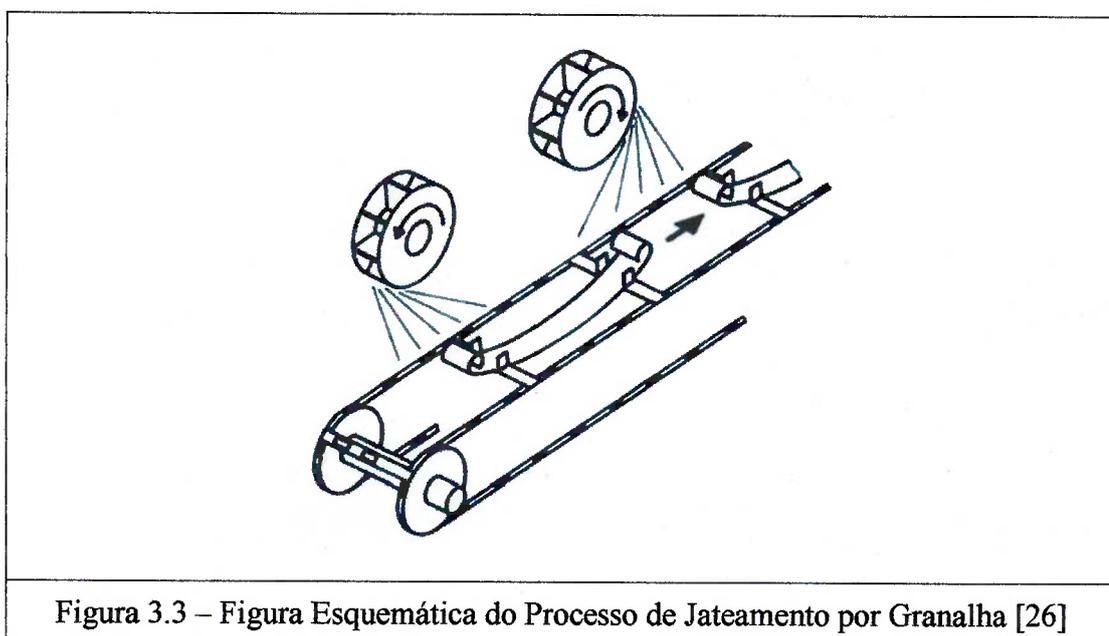
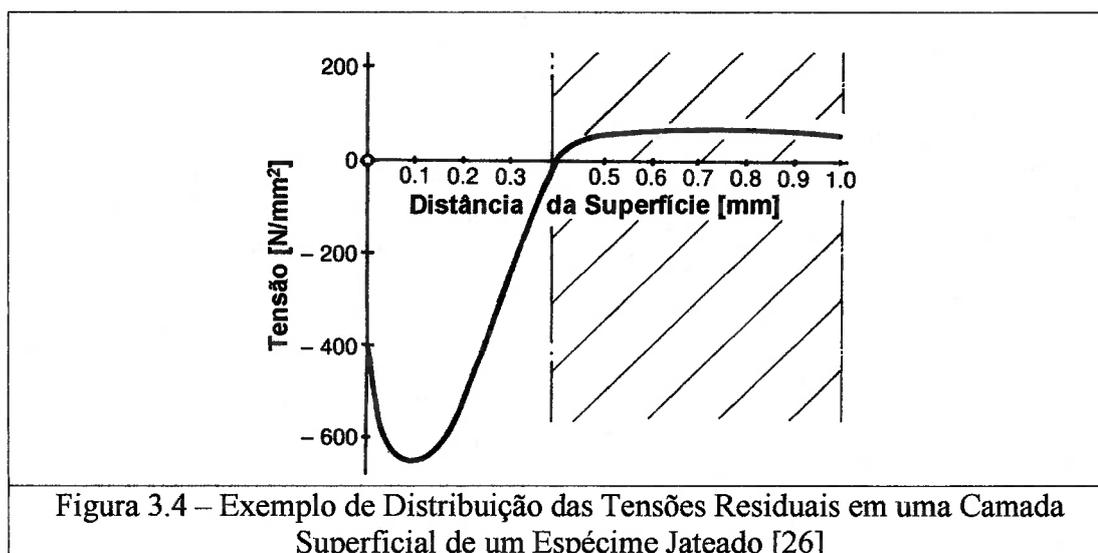


Figura 3.3 – Figura Esquemática do Processo de Jateamento por Granalha [26]

Entretanto, pesquisas recentes evidenciam que a melhora no comportamento à fadiga proporcionada pelo jateamento por granalha ou outro tratamento que introduz deformações plásticas é devida principalmente à capacidade das tensões residuais em limitar a propagação de microtrincas e não de prevenir a iniciação de trincas por fadiga. Além disso, uma certa importância é atribuída ao encruamento da camada do material deformada plasticamente, apesar deste efeito ainda não ter sido bem quantificado [24].



Do que foi discutido até aqui, conclui-se que aços com a mesma composição química podem comportar-se de forma diferente devido às variações das características mecânicas e metalúrgicas e que as propriedades do material são desenvolvidas através de trabalho à quente e/ou de tratamentos térmicos. São apresentadas abaixo as principais propriedades mecânicas para o aço SAE 6150 após os tratamentos térmicos de têmpera e revenimento utilizados na fabricação do componente em estudo,

Limite de Resistência à Tração σ_u :	1500 N/mm ²
Limite de Escoamento σ_e :	1400 N/mm ²
Módulo de Elasticidade E :	210 x 10 ³ N/mm ²
Alongamento EL :	10%
Estricção ϕ :	40%
Dureza Brinell HBN :	440

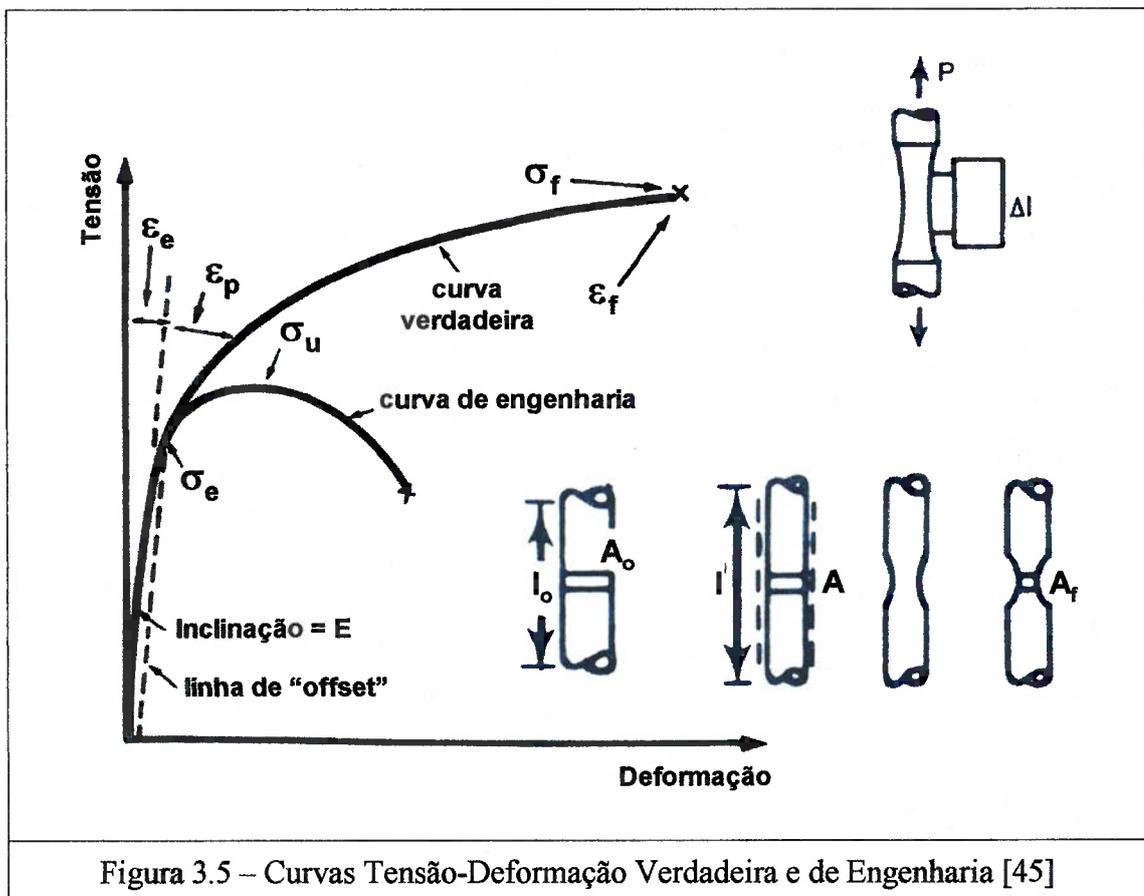
Considerando a resistência à tração e a resistência à fadiga as propriedades mais relevantes para este estudo, elas serão enfocadas com mais detalhes no dois

itens subsequentes.

3.3 – Resistência à Tração

O aço SAE 6150 sendo um material dúctil apresenta basicamente duas fases de deformação, as quais são elástica e plástica [31]. Este comportamento é bem visível ao observar-se o resultado de um ensaio de tração realizado em um corpo de provas. No gráfico apresentado na Figura 3.5, o eixo das ordenadas representa a tensão atuante sobre o corpo de provas, enquanto o eixo das abscissas representa o alongamento ou a deformação.

P	carga aplicada;
A_0	área da seção transversal inicial do corpo de prova;
A	área da seção transversal do corpo de prova, quando submetido à ação de uma carga P ;
A_f	área da seção transversal final do corpo de prova, obtida no instante da ruptura do mesmo;
l_0	comprimento inicial do corpo de prova, ou comprimento de controle;
l	comprimento do corpo de prova, quando submetido à ação de uma carga P ;
ΔL	variação medida no comprimento: $\Delta L = l - l_0$;
E	módulo de elasticidade (módulo de Young);
EL	alongamento: $EL = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100$;
ϕ	estricção: $\phi = \frac{A_0 - A}{A_0} \cdot 100$;



σ tensão de engenharia: $\sigma = \frac{P}{A_0}$;

σ_v tensão verdadeira: $\sigma_v = \frac{P}{A} = \sigma(1 + \varepsilon)$

ε deformação de engenharia: $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$

ε_v deformação verdadeira: $\varepsilon_v = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) = \ln\left(\frac{A_0}{A}\right) = \ln(1 + \varepsilon)$

ε_f deformação verdadeira na fratura;

ε_e deformação elástica de tração: $\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E}$

ε_p deformação plástica de tração;

- σ_u limite de resistência à tração do material (“*ultimate tensile strength*”);
- σ_e limite de escoamento (“*yield strength*”);
- σ_f tensão verdadeira na fratura, ou limite de resistência real do material;

Observando-se a Figura 3.5 pode-se identificar duas regiões distintas:

Região a) Define o comportamento elástico do material, onde a tensão exercida não causa deformações permanentes na estrutura cristalina dos átomos e a retirada do esforço faz com que o corpo de provas volte a sua dimensão original, sem nenhuma modificação perceptível. Esta região é limitada pelo limite de escoamento σ_e , a qual determina uma deformação permanente $\varepsilon = 0,002$ quando se retira o carregamento do corpo de provas.

Região b) Nela é apresentada a deformação plástica ou permanente do material. Ao ser elevada a tensão atuante sobre o corpo de provas para um valor σ , superior a σ_e e inferior a σ_u induz-se a ocorrência de uma deformação permanente na estrutura cristalina do material, de tal forma que ao ser retirada a carga atuante sobre o corpo de provas, verifica-se a ocorrência de uma deformação permanente maior que 0,2%.

Os valores que são quantificados e definidos como propriedades dos materiais são σ_e (limite de escoamento) e σ_u (limite de resistência à tração). O valor da tensão σ_e é portanto, o limite para o qual o material do componente analisado resiste a esforços externos com comportamento elástico. O valor de σ_u é útil para saber até que ponto o material da estrutura ou componente mecânico em questão pode resistir sem se romper, quando este é submetido a condições extremas de carregamento.

Na realização do ensaio de tração para determinação da curva de tensões – deformações, como apresentado na Figura 3.5, o corpo de provas é submetido a uma deformação progressiva, ao passo que o nível de tensão é obtido dividindo-se a força de tração atuante sobre o corpo de provas pela área inicial de sua seção transversal. Porém, quando atinge um nível de deformação, em regime plástico, que seja consideravelmente superior ao limite elástico, a tensão de engenharia calculada pode ser significativamente diferente da tensão que realmente ocorre sobre o corpo de provas, uma vez que no regime de deformação plástica o mesmo pode estar sujeito a uma considerável variação da área de sua seção transversal.

Similarmente, o cálculo de deformações ao longo do ensaio de tração considerando-se sempre o comprimento inicial do corpo de provas conduz a níveis de deformações significativamente diferentes dos valores reais, sobretudo após a ocorrência de grandes níveis de deformação plástica. Para uma análise plástica, muitos modelos são disponíveis para a representação da curva tensão verdadeira-deformação plástica verdadeira do material [17]. No caso de muitos materiais metálicos, tal curva fica caracterizada por um comportamento chamado de encruamento potencial, expresso pela seguinte equação [30]:

$$\sigma_v = k(\varepsilon_p)^n \quad (3.2)$$

onde

k coeficiente de resistência;

n coeficiente de encruamento, o qual apresenta usualmente valores $0 \leq n \leq 0,6$ para o caso monotônico.

Dessa forma, a deformação total pode ser expressa como:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma_v}{k}\right)^{1/n} \quad (3.3)$$

Segundo da Rosa [17], a equação (3.2) nem sempre fornece resultados coerentes com os experimentos, sendo que para estas situações outros modelos são sugeridos pela literatura. Duas equações que também podem representar os resultados dos ensaios de forma condizente são apresentadas abaixo:

$$\sigma = k(\varepsilon_o + \varepsilon_p)^n \quad (3.4)$$

onde

ε_o deformação sofrida pelo material antes do ensaio, em um processo de trabalho a frio (trefilação, laminação, etc).

e,

$$\sigma = \sigma_e + k\varepsilon_p^n \quad (3.5)$$

3.4 – Resistência à Fadiga

Segundo Hertzberg [25], a fadiga de metais é um processo complexo que ocorre em estruturas ou componentes mecânicos submetidos a carregamento de magnitude variável. A fratura por fadiga resulta do desenvolvimento progressivo de uma trinca sob a influência de aplicações repetidas de tensões, que são consideravelmente inferiores à tensão capaz de provocar fratura sob carga monotonicamente crescente ou mesmo com valores nominais inferiores ao limite de escoamento do material.

Neste último caso a fratura normalmente ocorre após um grande número de ciclos de tensão, tipicamente superior a 10^3 ciclos, e é conhecida como fadiga de alto ciclo. Para tensões acima do limite de escoamento generalizado, a fratura ocorre em

menos de 10^3 ciclos, sendo conhecida como fadiga de baixo ciclo. Considera-se o primeiro caso como fadiga controlada por tensão (“*stress controlled fatigue*”) e o segundo como fadiga controlada por deformação (“*strain controlled fatigue*”). Exemplos típicos do primeiro caso são componentes automobilísticos, como eixos, bielas, girabrequins, componentes aeronáuticos como a asa do avião em vôo, vasos de pressão que são pressurizados e despressurizados ciclicamente. Fadiga de componentes submetidos a ciclos de temperatura é um exemplo típico do segundo caso, conhecido como fadiga térmica.

Costuma-se dividir o processo de fadiga em 3 estágios [25]:

Estágio 1 – Corresponde à nucleação da trinca por deformação plástica localizada e o seu crescimento inicial, ao longo de planos de escorregamento, sob a influência de tensões de cisalhamento. Este estágio não é visível a olho nu na superfície da fratura, pois normalmente não se estende por mais de 2 a 5 graus. Pode corresponder de 0% a 90% do número total de ciclos que o componente suporta antes de fraturar. Entalhes e altas tensões localizadas reduzem a duração deste estágio.

Estágio 2 – Corresponde ao crescimento da trinca num plano perpendicular à direção da tensão principal de tração. A transição do estágio I para II se dá através da formação de numerosos degraus, também não visíveis a olho nu. A fratura no estágio II é a mais característica do processo de fadiga, é sempre visível a olho nu e pode corresponder à maioria da área da superfície da fratura, ainda que não corresponda necessariamente à maior parte do número de ciclos total suportado pela peça.

Estágio 3 – Corresponde à fratura brusca final que ocorre no último ciclo de tensões quando a trinca desenvolvida progressivamente atinge o tamanho crítico para propagação instável, desta forma a área da fratura depende das tensões aplicadas e da tenacidade do material. Em princípio é possível que o material se deforme antes da ruptura final, mas normalmente as fraturas de fadiga são macroscopicamente frágeis, isto é, não apresentam deformação macroscópica.

Da observação destes estágios é possível compreender que duas condições são necessárias para ocorrência da ruptura por fadiga:

1. Tensões de tração: são estas tensões que provocam o crescimento da trinca no estágio II. É importante notar, entretanto, que embora as tensões de compressão não provoquem fratura por fadiga, carregamento externo em compressão pode provocar.
2. Deformação plástica localizada: embora, como foi dito acima, fraturas por fadiga ocorram sob tensões nominais abaixo do limite de escoamento, é condição necessária que haja deformação plástica localizada, pois analogamente a qualquer tipo de fratura de metais, a trinca é nucleada e acompanhada na propagação por deformação plástica.

Sendo a fadiga um processo essencialmente localizado, é fácil de entender a importância da concentração de tensões devido a variações de dimensões e estado de superfície (entalhes mecânicos, como raios de concordância, rasgos de chaveta, riscos de usinagem) ou de tensões residuais de tratamento mecânico, térmico ou soldagem. Devido a isto, os resultados obtidos em corpos de provas têm

normalmente significado bastante restrito, sendo normalmente necessários ensaios do componente propriamente dito para se avaliar a resistência à fadiga.

Mais da metade das falhas observadas em molas ocorre por fadiga durante ensaios ou em serviço [50]. Algumas vezes a trinca por fadiga inicia-se em defeitos ou trincas pré-existentes, regiões com corrosão ou danificadas mecanicamente, porém na maioria dos casos nenhum destes problemas é identificado como o causador da falha. Uma vez iniciada a trinca em consequência de tensões aplicadas repetidamente, ela crescerá uma certa distância até que a seção efetiva da mola fique reduzida e não consiga suportar os carregamentos impostos, quando acontece a sua falha.

Mais do que 95% das falhas por fadiga em molas iniciam-se na superfície e por isso deseja-se uma boa qualidade da superfície a fim de evitar este problema. A importância da iniciação da trinca é compreendida quando as seguintes observações são consideradas [9]:

1. A maioria das molas falha em uma única posição, mesmo se um longo comprimento do material é exposto à tensão máxima no carregamento cíclico.
2. É muito incomum encontrar evidências de trinca por fadiga longe da fratura quando molas quebradas são examinadas metalograficamente.
3. Quando um grande número de molas é testado em mais de um nível de carregamento, a dispersão do número de ciclos até a falha é muito grande.

Geralmente o início de uma trinca é muito pequeno para ser vista durante um exame metalográfico, porém quando a sua propagação começa, o processo é relativamente rápido e normalmente se desenvolve antes que outras trincas em

processo de iniciação possam se propagar. A variabilidade e a importância da iniciação da primeira trinca resultam em dispersão, o que explica o fato de a fadiga de molas ser tratada estatisticamente. Além disso, as falhas são quase sempre repentinas e catastróficas, ou seja, não há nenhuma aviso da iminência de quebra. Vale ressaltar que não há ainda nenhum ensaio não destrutivo ou outro método disponível para a previsão de uma falha iminente [9].

Sabe-se que para um dado material de mola com determinada resistência mecânica e qualidade superficial, a tensão residual é a variável chave com relação à resistência à fadiga. Conforme já discutido, as tensões residuais tratativas são indesejadas e as compressivas são benéficas. Além disso, a resistência à fadiga é afetada pela rugosidade superficial e por isso o jateamento por granalha é amplamente utilizado e não o “shot blasting”.



Figura 3.6 – Falhas por Fadiga em Molas Planas

A tensão residual proveniente do jateamento por granalha e a rugosidade superficial do material são parâmetros inter-relacionados que estão vinculados, de alguma maneira, com a superfície resultante do processo de fabricação. Entretanto, os efeitos da tensão residual na resistência à fadiga mostram-se maiores que os da

rugosidade superficial, quando estes parâmetros são considerados independentemente. O efeito da rugosidade superficial é muito menor do que o considerado tradicionalmente pela engenharia, de acordo com um amplo estudo sobre vários processos de acabamento [28]. A Figura 3.6 mostra detalhes da face da fratura por fadiga de duas lâminas, iniciada na face tracionada da peça, a partir do local indicado pela seta.

CAPÍTULO IV

MODELO PROPOSTO PARA ANÁLISE DE FADIGA

4.1 – Considerações Iniciais

De acordo com Shigley [42], a condução de um programa de testes nos materiais a serem empregados no projeto e fabricação de um determinado componente é sempre uma boa prática na engenharia. De fato, para a prevenção de falhas por fadiga, isto é uma necessidade e não uma opção. Diante deste fato, seria desnecessária a realização deste tipo de estudo, exceto pelo desejo de se conhecer porque as falhas por fadiga acontecem e pela possibilidade de se propor métodos que possam ser usados, por exemplo, nas fases iniciais de um projeto de mola, quando os conceitos, por estarem ainda incompletos, não justificam os elevados custos envolvidos nos ensaios de durabilidade reais. Deste modo, o prosseguimento deste trabalho será baseado na avaliação dos parâmetros julgados importantes para o comportamento à fadiga da mola plana em estudo, possibilitando a sugestão de um modelo capaz de avaliar a integridade deste componente.

As discussões apresentadas no item anterior resumem a importância da integridade superficial, das tensões aplicadas, das tensões residuais e da iniciação da trinca para a vida à fadiga de molas planas. Entretanto, existem outros fatores práticos que também têm influência direta no desempenho destes componentes. Falhas por fadiga podem ocorrer depois de poucos ciclos quando a mola é submetida a níveis de tensão próximos ao limite elástico do material, mas normalmente são

necessários de 10000 a 50000 ciclos para isso acontecer. A probabilidade destas falhas está relacionada com os fatores listados abaixo [9]:

1. Propriedades Mecânicas do Material da Mola;
2. Máxima tensão aplicada, amplitude de tensão, tipo de carregamento (flexão, torção ou uma combinação) e número de ciclos em um determinado nível de tensão;
3. Tensões médias;
4. Processos utilizados na fabricação da mola, tensões residuais e rugosidade superficial;
5. Fatores ambientais, corrosão e temperatura;
6. Atrito entre lâminas.

Importante ressaltar que o estudo da taxa de crescimento de trincas em molas não faz sentido, desde que a chave para a prevenção de falhas por fadiga é o impedimento da iniciação destas trincas. Como as molas defletem elasticamente em consequência de impactos, falhas decorrentes deste tipo de carregamento acontecem raramente e também não serão abordadas.

Considerando as propriedades mecânicas do material da mola tema suficientemente discutido, serão agora abordados os outros fatores acima enumerados.

4.2 – Condições de Carregamento

Os carregamentos de uma mola podem ser estáticos ou dinâmicos e causar tensões e deflexões. Os carregamentos e as tensões podem ser estudados

analiticamente ou experimentalmente com a finalidade de fornecer dados para o projeto ou análise.

Em geral, a solução de problemas envolvendo qualquer combinação de uma das quatro variáveis acima deve iniciar com a determinação dos carregamentos externos aplicados ao componente ou à estrutura como um todo. As cargas externas na suspensão de um veículo são difíceis de serem determinadas, sendo necessária a utilização de métodos experimentais para a obtenção destes parâmetros. Em alguns casos, podem-se também utilizar informações de falhas em serviço junto com análises de resistência com o objetivo de inferir uma estimativa razoável dos níveis de carregamento durante o uso.

O problema de se determinar as cargas para as quais a estrutura deve ser projetada, pode ser a parte mais difícil das considerações relacionadas à tensão, deformação e resistência. Uma vez que os carregamentos externos para o equipamento completo ou estrutura são conhecidos ou assumidos, o problema passa a ser a determinação dos carregamentos que são aplicados a cada componente que compõe esta estrutura. Depois de estabelecidos estes parâmetros, é necessário determinar a localização e o carregamento nas seções críticas.

Em resumo, problemas de engenharia envolvendo considerações de tensões, deformações e resistência geralmente começam com a determinação de,

- (1) carregamentos externos aplicados à estrutura,
- (2) carregamentos externos aplicados aos componentes individuais,
- (3) seções críticas,
- (4) carregamentos nas seções críticas.

Somente depois de completados estes passos, pode-se calcular as tensões e deformações bem como avaliar a possibilidade de eventuais falhas por fadiga.

4.3 – Modelo em Elementos Finitos da Mola

O método dos Elementos Finitos é usado para resolver problemas físicos em engenharia, encontrando grande aplicação no ramo das análises de estruturas, transferência de calor e mecânica dos fluidos. A essência deste método consiste na representação discretizada do problema físico por um conjunto de equações algébricas que, ao serem solucionadas, concedem uma resposta cuja previsão dependerá do número de equações que formam o sistema a ser resolvido.

Desta forma, torna-se necessário o uso de recursos computacionais para a solução rápida e confiável de tais problemas complexos na engenharia. Assim, o tarefa do engenheiro é definir um modelo matemático que melhor represente o problema físico que se deseja resolver. Através do computador, este modelo matemático será resolvido por meio de procedimentos numéricos empregados no Método dos Elementos Finitos e, após a análise da resposta, são tomadas as decisões quanto às modificações possíveis no modelo matemático para se obter um resultado com melhor qualidade.

É importante lembrar que o Método dos Elementos Finitos fornece uma resposta que tanto mais se aproxima da resposta obtida no sistema físico tanto maior seja o grau de refinamento do modelo matemático. A obtenção de uma resposta exata, contudo, não é factível porque mesmo com a utilização do mais refinado modelo matemático, não é possível fornecer a este modelo todas as informações da natureza presentes no modelo físico. Portanto, quando da execução da modelagem do

problema físico, procura-se preservar no modelo apenas as características mais importantes do sistema físico, que exerçam maior influência sobre os resultados a serem analisados, garantindo assim a representação das características básicas do sistema no modelo de elementos finitos.

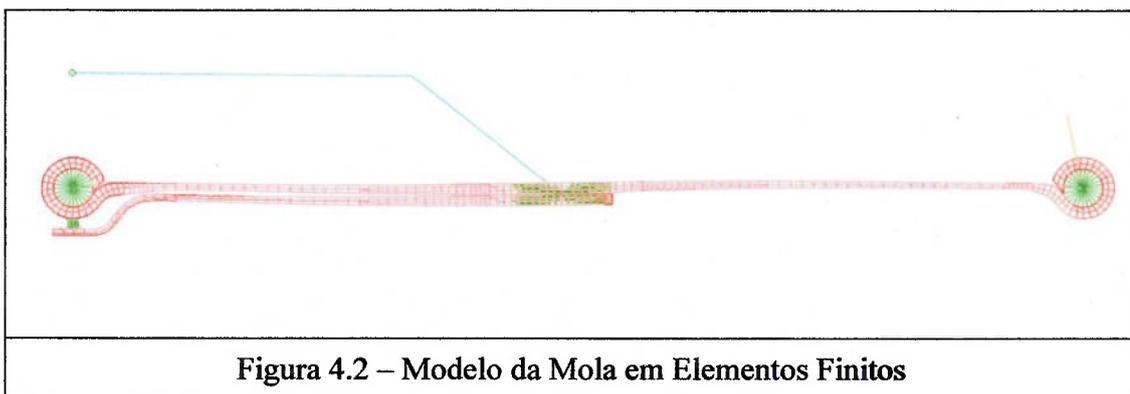
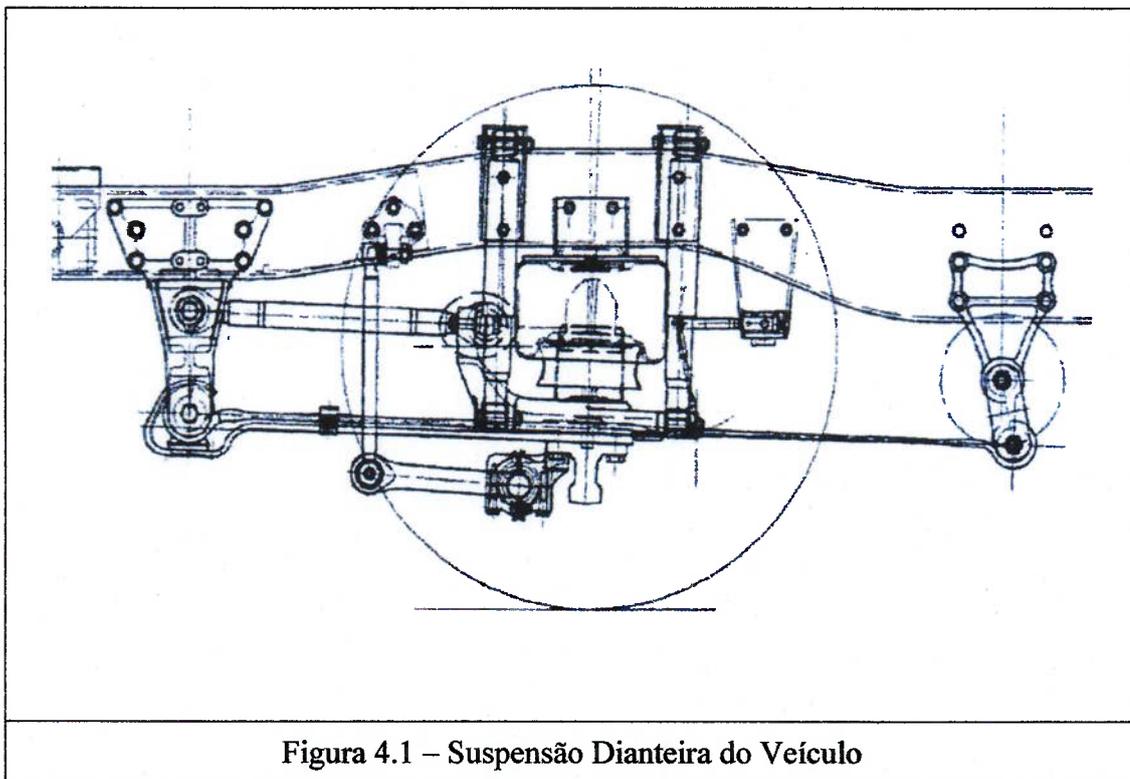
Para execução e análise dos cálculos apresentados foram utilizadas as seguintes ferramentas computacionais:

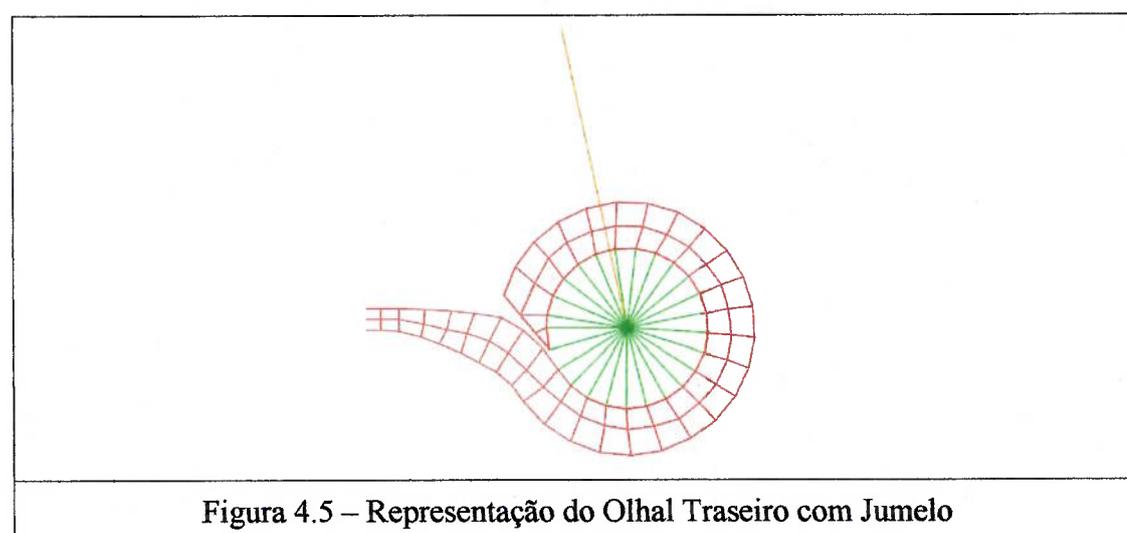
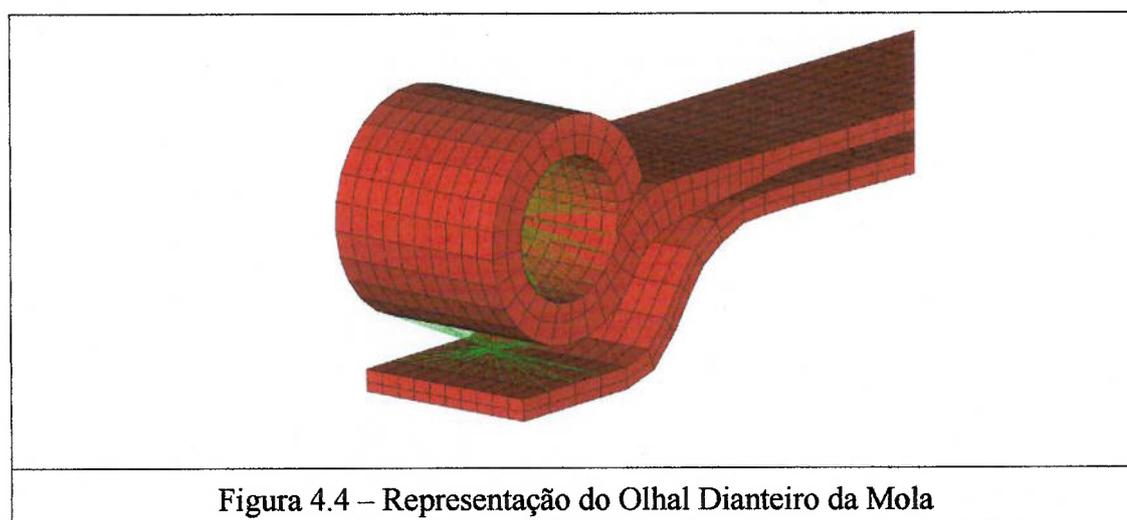
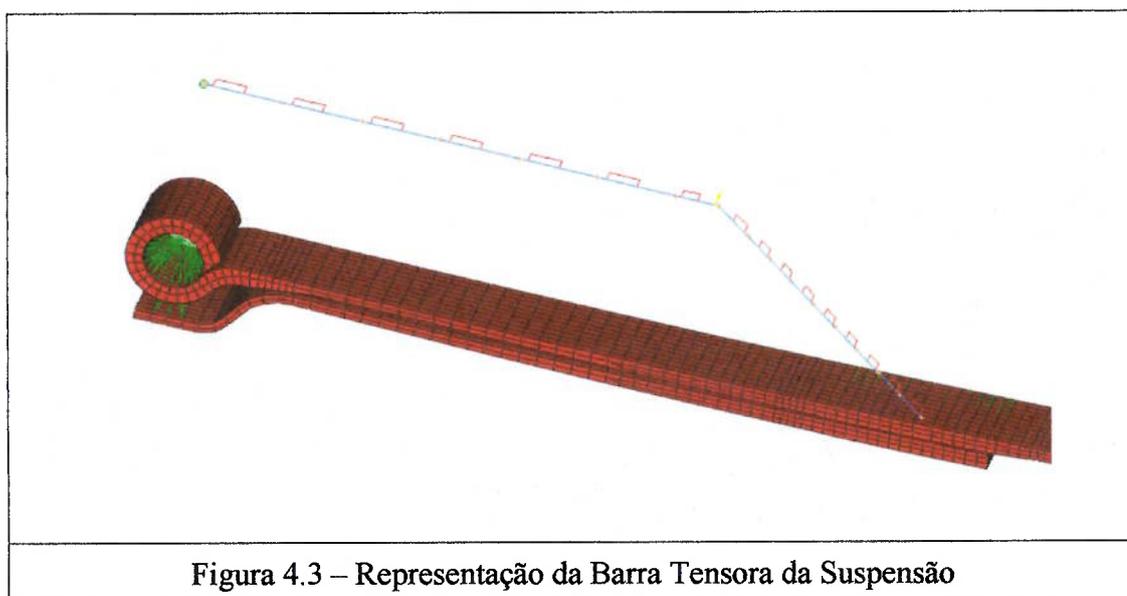
1. Software CATIA versão 4.2.4;
2. Pré-processador MEDINA versão 7.1.4, para geração dos modelos de elementos finitos;
3. Software PERMAS versão 9.00.103, para execução dos cálculos;
4. Pós-processador MEDINA versão 7.1.4, para análise dos resultados dos cálculos.

Na modelagem da mola em análise são utilizadas as seguintes representações:

- a) a mola é representada por elementos sólidos hexaédricos, como mostrado na Figura 4.2, aos quais são associadas as propriedades do material das lâminas e a sua geometria;
- b) a barra tensora e o jumelo são representados por elementos de barra, aos quais são associadas as respectivas propriedades de inércia da seção e do material. As Figuras 4.3 e 4.5 exibem, respectivamente, estes componentes;
- c) as buchas dos olhais, mostradas nas Figuras 4.4 e 4.5, são representadas por elementos de mola, ou “*spring*”, com as constantes de rigidez definidas através das respectivas curvas elásticas;
- d) o elemento de borracha localizado entre a face inferior do olhal dianteiro e a face superior da segunda lâmina, apresentado na Figura 4.4, é também

representado por um elemento de mola, cuja rigidez foi definida a partir da dureza do material utilizado na sua fabricação.



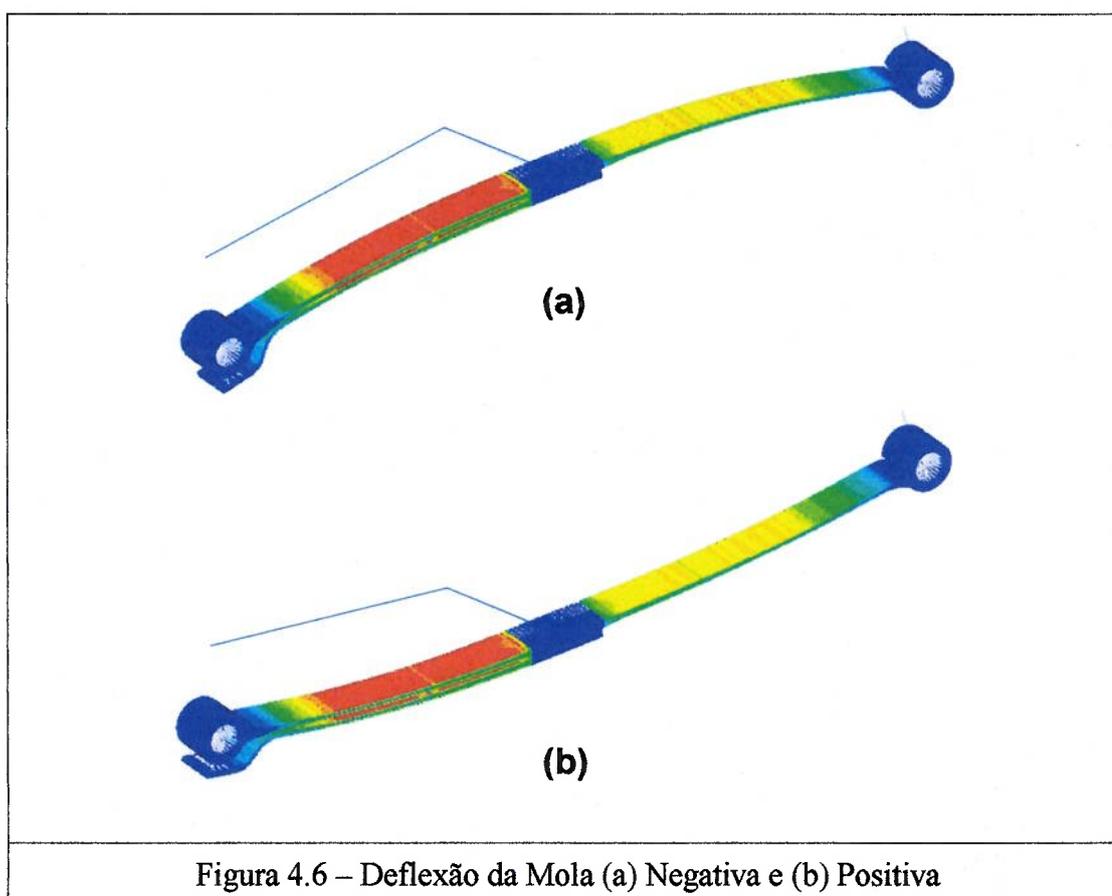


A análise das tensões atuantes na mola é o primeiro passo necessário para um julgamento do componente, pois permite uma avaliação da sua adequação à utilização pretendida. Esta análise serve ainda como uma função transferência entre a caracterização dos carregamentos e a previsão de vida à fadiga, informação que será amplamente utilizada no presente estudo.

Conforme discutido no item 4.2, é difícil a determinação de todos os carregamentos a que estão submetidas as molas. Deste modo, optou-se pela utilização somente da deflexão vertical, considerando-a como a maior responsável pela introdução de deformações nas lâminas do componente. A Tabela 4.1 mostra as tensões em algumas regiões da mola em função do deslocamento vertical da região de fixação ao eixo. Para o ponto crítico observa-se uma relação entre a tensão longitudinal e a deflexão vertical da mola igual a 6,03 MPa/mm. A Figura 4.6 apresenta a distribuição das tensões ao longo da mola, nas situações de deflexão positiva e negativa, onde as cores avermelhadas indicam as regiões com os maiores valores.

Tabela 4.1 – Tensões [MPa] em função da Deflexão da Mola [mm]

Localização	Tensões na Direção Longitudinal (MPa)	
	70mm de Deflexão Positiva	100mm de Deflexão Negativa
Braço Dianteiro / 98mm do Espigão Superfície de Tração	-364	520
Braço Dianteiro / 120mm do Espigão Superfície de Tração	-395	565
Braço Dianteiro / 370mm do Espigão Superfície de Tração	-396	566
Braço Traseiro / 98mm do Espigão Superfície de Tração	-202	289
Ponto Crítico	-422	603



4.4 – Considerações sobre a Previsão de Vida à Fadiga

Os projetos para fadiga podem ser divididos nos seguintes critérios [22]:

1. O *projeto para vida infinita* que utiliza o método de iniciação de trinca e requer que as tensões de projeto estejam abaixo de um determinado limite de fadiga.
2. O *projeto para vida finita* que reconhece que podem ocorrer trincas de fadiga na estrutura e providencia para que não levem à falha da estrutura antes que sejam detectadas e reparadas.
3. O *projeto tolerante ao dano* que é um refinamento da filosofia “para vida finita”, assume que trincas vão existir, introduzidas pelo processo de fabricação ou nucleadas pelo mecanismo de fadiga e analisa, aplicando a

mecânica da fratura, se tais trincas chegarão a um tamanho suficiente para produzir falhas antes que sejam certamente detectadas por inspeção periódica.

Usualmente, a análise da vida à fadiga refere-se a uma das seguintes metodologias [11]:

- a) o *método S-N*, que é baseado na tensão nominal e portanto, aplicado a problemas em que há pouca plasticidade, não fazendo distinção entre a iniciação e o crescimento da trinca;
- b) o *método ϵ -N* que considera apenas o estudo do processo de iniciação de uma trinca;
- c) a análise baseada nos conceitos da *mecânica da fratura* que estuda o crescimento e/ou a propagação de uma trinca, uma vez que sua iniciação tenha sido nucleada.

Apesar da grande evolução nas metodologias para análise de vida à fadiga, a indústria automobilística ainda utiliza o método SN na maioria dos seus projetos devido principalmente, à facilidade do seu uso, aos bons resultados em projetos que envolvem vidas longas e à grande disponibilidade das informações necessárias para a sua execução.

4.5 – O Método SN

Para a estimativa da vida total de fadiga são utilizadas metodologias cujas formulações são caracterizadas experimentalmente com base em ensaios de amplitude constante, que englobam estágios de nucleação e crescimento de trinca,

definindo a vida à fadiga de um componente como o número total de ciclos necessários para induzir a ruptura total.

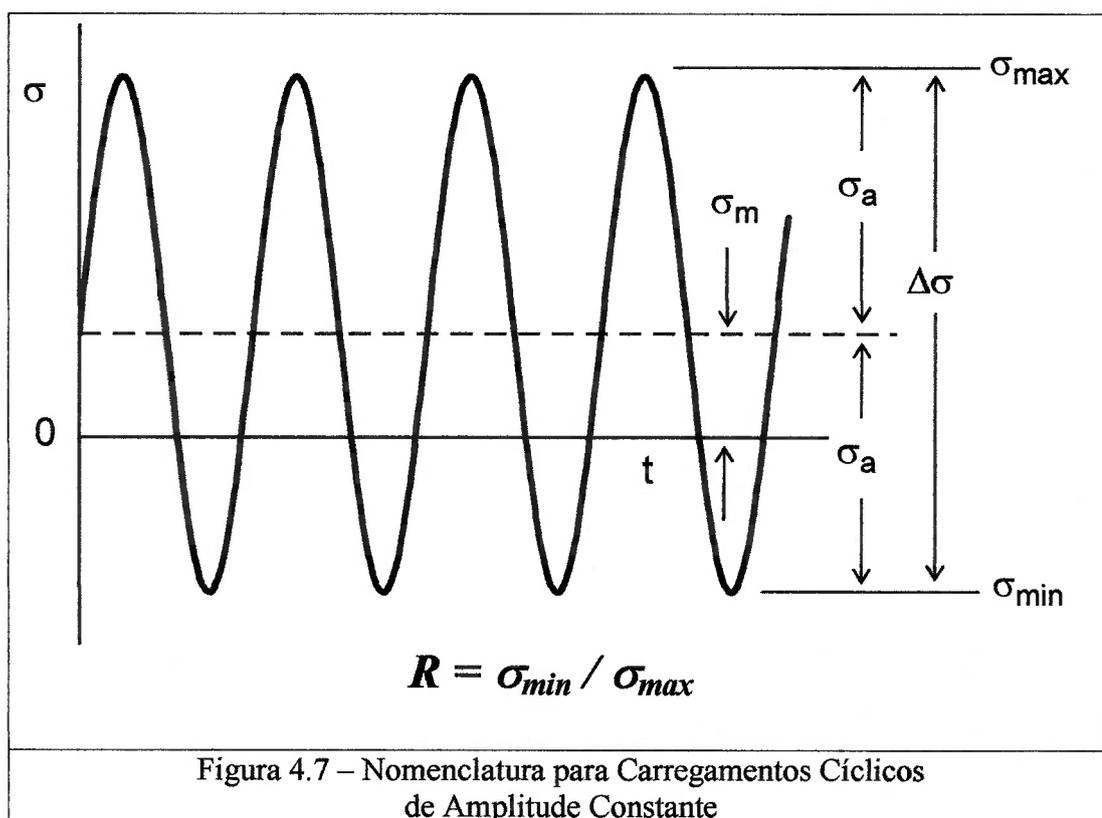
Sabe-se que os carregamentos a que os componentes e estruturas são submetidos são muito diversos, desde simples e repetitivos até completamente aleatórios. Porém, para definição da nomenclatura de projeto de máquinas utiliza-se o ciclo de carregamento de onda senoidal com tensão média diferente de zero e amplitude constante, como mostrado na Figura 4.7.

Com base nesta figura, são usadas as definições e relações:

$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$	tensão alternada ou amplitude de tensão;
$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$	tensão média;
$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$	tensão máxima;
$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$	tensão mínima;
$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min}$	flutuação de tensão;
$R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$	razão de tensões;
$A = \sigma_a/\sigma_m$	relação de amplitude.

Valores R e A para as situações comuns de carregamento são:

- Carregamento totalmente reverso: $R = -1$ e $A = \infty$
- Carregamento alternado positivo: $R = 0$ e $A = 1$
- Carregamento alternado negativo: $R = \infty$ e $A = -1$
- Carga estática: $R = 1$ e $A = 0$.



A base do método SN é o gráfico bi-logarítmico da tensão alternada σ_a versus o número de ciclos até falha N_f , denominado de curva SN ou curva de Wöhler. Nesta abordagem, espécimes lisos e polidos são testados à fadiga com carregamento uniaxial totalmente reverso, em flexão plana, flexão rotativa, tração-compressão uniaxial ou carregamento cíclico tração-tração. A partir deste experimento, a amplitude de tensão alternada σ_a é traçada contra o número de ciclos de carregamento até a falha por fadiga N_f , definida pela fratura do componente, conforme indicado nas Figuras 4.8(a) e 4.8(b).

Sob carregamento de amplitude constante, os aços de médio carbono e outros materiais que endurecem ciclicamente apresentam uma estabilização da resistência à fadiga após um determinado número de ciclos, conforme observado nas Figuras 4.8(a) e 4.8(b). Abaixo deste nível, conhecido como limite de fadiga, o espécime

pode sofrer carregamento cíclico indefinidamente sem apresentar falha. No entanto, muitos aços de alta resistência, ligas de alumínio e outros materiais que não endurecem com ciclagem de deformação, geralmente não apresentam um limite de fadiga e σ_a continua a decrescer com o aumento do número de ciclos, conforme a linha tracejada na Figura 4.8(a). Para estes casos, um limite de resistência à fadiga é definido como a amplitude de tensão que o espécime suporta até, no mínimo, 10^6 ciclos de carregamento.

O ponto em que a curva SN intercepta a ordenada é σ_u (tensão limite de resistência à tração do material), para $1/4$ do primeiro ciclo de carregamento (primeiro período da senóide), conforme Figura 4.8b.

A curva SN, em escala bi-logarítmica, apresenta uma relação linear, cuja expressão resultante da amplitude de tensão verdadeira $\sigma_a = \Delta\sigma/2$ em função do número de ciclos de fadiga N_f ou reversões de carga até a falha $2N_f$, em teste de fadiga de amplitude constante, é a relação de Basquin [9,11,22]:

$$\Delta\sigma/2 = \sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (4.1)$$

onde σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga, que é igual, em boa aproximação, ao limite de resistência verdadeiro σ_f obtido em ensaio de tração, e b é o expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquin, que para a maioria dos metais, está entre -0,05 e -0,12 [9].

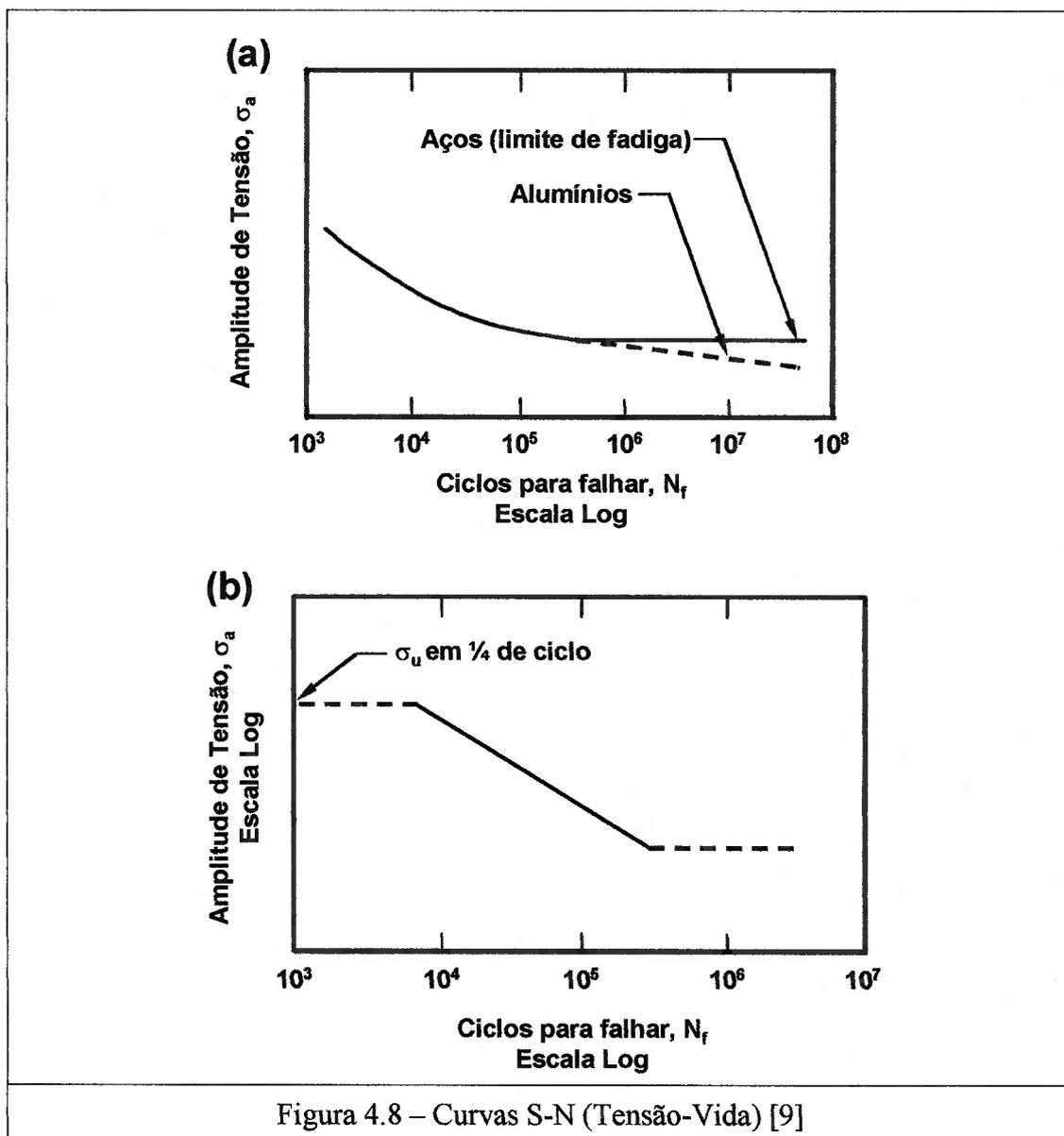


Figura 4.8 – Curvas S-N (Tensão-Vida) [9]

4.6 – Curvas SN Estimadas

Nos anos seguintes aos primeiros testes de fadiga realizados por Wöhler, muitas tentativas foram feitas no sentido de relacionar propriedades de fadiga com propriedades estáticas dos materiais. As vantagens destas correlações são óbvias, já que os ensaios de fadiga são muito mais caros e demorados do que os testes estáticos.

Algumas referências, tais como Juvinal [27], Bannantine [11], Fuchs [22] e Shigley [42], indicam procedimentos para a estimativa de curvas SN. Primeiramente,

uma vida N é especificada, a partir da qual a curva SN é assumida como sendo horizontal. Como isso, um limite à fadiga ou limite de tensão abaixo do qual não é esperada nenhuma falha, é assumido como existente. A Figura 4.9 mostra limites de fadiga em função da dureza para vários aços temperados e revenidos [25].

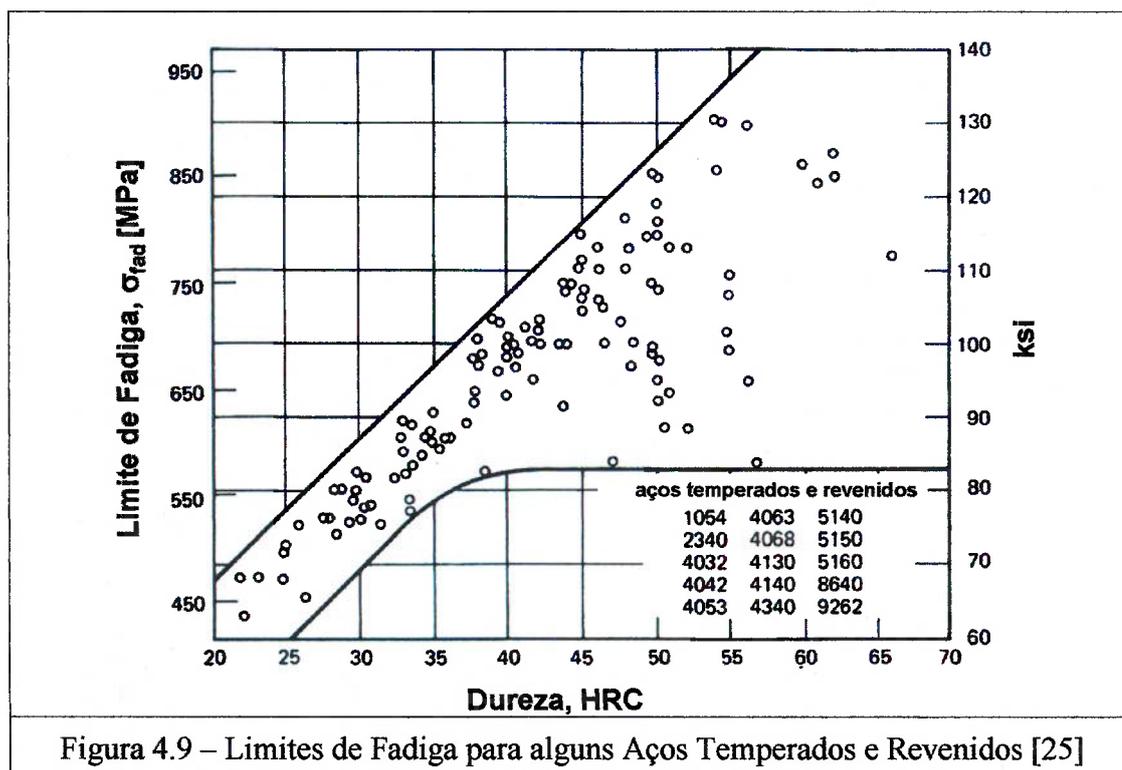


Figura 4.9 – Limites de Fadiga para alguns Aços Temperados e Revenidos [25]

Entretanto, conforme já descrito no item anterior, aços de alta resistência como o SAE 6150, que não endurecem com ciclagem de deformação, geralmente não apresentam um limite de fadiga e σ_a continua a decrescer com o aumento do número de ciclos. Deste modo, o limite de resistência à fadiga σ_{fad} definido para este estudo será a amplitude de tensão que o espécime suporta em 10^6 ciclos de carregamento.

Bannantine [11] e Fuchs [22] propõem relações gerais empíricas entre as propriedades de fadiga do aço e suas propriedades obtidas em ensaios de tração,

desprezando qualquer efeito da sua composição química. A maioria dos aços com limite de resistência abaixo de 1400 N/mm^2 tem uma razão de fadiga, relação entre o limite de fadiga σ_{fad} e o limite de resistência σ_u , igual a 0,5 em média, podendo variar entre 0,35 e 0,6, ou seja, estima-se que:

$$\sigma_{fad} = 0,5\sigma_u \quad (4.2)$$

Porém para aços como o SAE 6150 utilizado na mola em estudo, com limite de resistência superior a 1400 N/mm^2 , recomenda-se a adoção de um limite de fadiga σ_{fad} de aproximadamente 700 N/mm^2 . Isto se deve ao fato de que estes aços apresentam inclusões não-metálicas, os carbeto, formadas durante o processo de têmpera e revenimento da martensita, que reduzem efetivamente o limite de fadiga por servirem como locais de iniciação de trincas [11].

Bannantine [11] também propõe a utilização da relação aproximada entre a dureza e o limite de resistência dos aços [$\sigma_u \text{ (ksi)} \approx 0,5 \text{ BHN}$], a partir da qual são construídas as seguintes relações:

$$\sigma_{fad} \text{ (ksi)} \cong 0,25 \times \text{BHN} \quad \text{para } \text{BHN} \leq 400 \quad (4.3)$$

$$\sigma_{fad} \text{ (ksi)} = 100 \text{ ksi} \quad \text{para } \text{BHN} > 400 \quad (4.4)$$

A curva SN pode então ser estimada pela linha que une o limite de fadiga σ_{fad} à tensão alternada $\sigma_{1000} = 0,9 \times \sigma_u$, correspondente a uma vida de 1000 ciclos [11], conforme indicado na Figura 4.8(b). Para aços, a estimativa da curva SN pode ser representada pela equação:

$$\sigma_a = 10^C N_f^B \quad (\text{para } 10^3 < N_f < 10^6) \quad (4.5)$$

onde os expoentes são determinados pelos dois pontos definidos na curva S-N generalizada para aços:

$$B = -\frac{1}{3} \log_{10} \left(\frac{\sigma_{1000}}{\sigma_{fad}} \right) \quad (4.6)$$

$$C = \log_{10} \frac{(\sigma_{1000})^2}{\sigma_{fad}} \quad (4.7)$$

A equação que fornece a vida em termos da tensão alternada é

$$N_f = 10^{-C/B} \sigma_a^{1/B} \quad (\text{para } 10^3 < N_f < 10^6) \quad (4.8)$$

Usando as estimativas: $\sigma_{1000} = 0,9 \times \sigma_u$ e $\sigma_{fad} = 0,5 \times \sigma_u$ [11], a curva S-N é definida por

$$\sigma_a = 1,62 \sigma_u N_f^{-0,085} \quad (4.9)$$

Enquanto Juvinal [27] propõe as mesmas relações apresentadas anteriormente, Shigley [42] apresenta-as com uma estimativa aplicável somente aos exercícios escolares, situação na qual todos os alunos devem chegar à mesma resposta. Propõe, no entanto, uma aproximação mais conservadora para projetos reais, desenvolvida a partir das seguintes relações:

$$\frac{\sigma_{fad}}{\sigma_u} = 0,4 \quad \text{se } \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

$$\sigma_{fad} = 550 \text{ MPa} \quad \text{se } \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \quad (4.11)$$

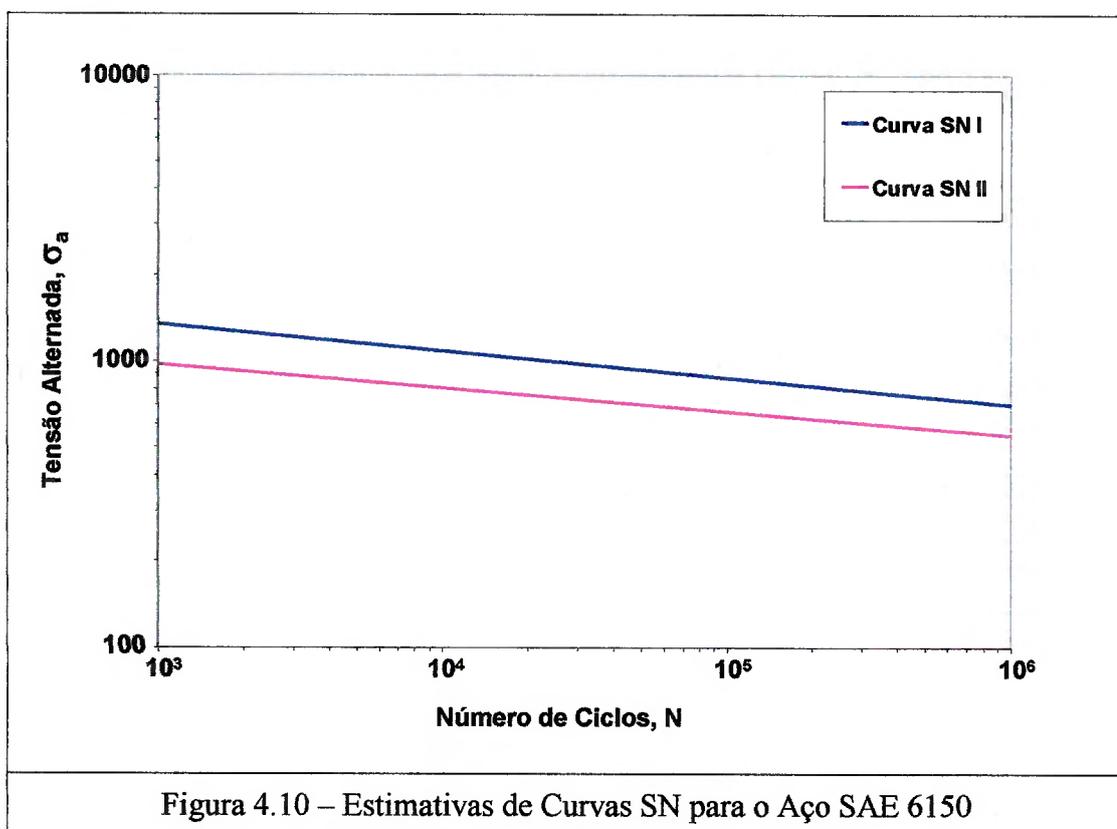
A partir destas considerações foram estimadas duas curvas SN com a finalidade de representar o comportamento à fadiga de um corpo de prova do aço SAE 6150, utilizado na fabricação da mola. O conjunto das propostas de Juvinal [27], Bannantine [11] e Fuchs [22] resultou na curva I apresentada na Figura 4.10, cuja equação é

$$\sigma_a = 2603 (N_f)^{-0,0951} \quad (4.12)$$

e a proposta mais conservadora de Shigley [42], também mostrada na Figura 4.10, originou a curva II onde:

$$\sigma_a = 1728(N_f)^{-0,0829} \quad (4.13)$$

Importante ressaltar que o método SN é baseado no princípio da similitude, segundo o qual uma estrutura ou componente apresentará aproximadamente a mesma vida que um corpo de prova do mesmo material se as tensões experimentadas por ambos forem idênticas [11].



4.7 – Fatores Modificadores do Limite de Fadiga

O comportamento estimado no item anterior é válido apenas para corpos de prova com dimensões e condições superficiais padronizadas. No entanto, o limite de fadiga da mola em estudo será consideravelmente menor que o limite de fadiga do espécime do ensaio de fadiga. Esta diferença será obtida de acordo com o procedimento proposto por Shigley [42], Juvinall [27] e Bannantine [11], que sugere

a utilização de fatores de correção para a inclusão dos vários efeitos, método que será comentado a seguir e então aplicado ao presente estudo.

Ao limite de fadiga σ_{fad} estimado no item anterior serão aplicados coeficientes modificadores, que quantificam diferenças em termos de tipo de carregamento, tamanho e acabamento superficial, cujas influências devem ser consideradas para as condições do projeto:

$$\sigma_{fad_comp} = \sigma_{fad} C_{carreg} C_{tamanho} C_{acab_sup} \quad (4.14)$$

onde:

σ_{fad_comp}	limite de fadiga do componente mecânico ou estrutural;
σ_{fad}	limite de fadiga do corpo de prova;
C_{carreg}	fator de tipo de carregamento;
$C_{tamanho}$	fator de tamanho;
C_{acab_sup}	fator de acabamento superficial.

1. Fator de carregamento: considerando o efeito da mudança do carregamento de flexão rotativa (corpo de prova) para flexão simples (mola plana), verifica-se, para o primeiro caso, uma situação em que toda a superfície do espécime está submetida à tensão máxima, enquanto que para o segundo, apenas algumas porções estão sujeitas a tais tensões. Embora sejam esperadas tensões um pouco maiores para provocar a falha com flexão simples, devido a maior a probabilidade de zonas mais “fracas” estarem fora da região mais solicitada, a diferença é menor que 5% para materiais comerciais, valor consideravelmente menor que a influência de outros fatores. Desta forma, segundo Juvinall [27], deve-se assumir para a flexão simples a mesma resistência à fadiga da flexão rotativa, ou seja, $C_{carreg} = 1$.

2. Fator de tamanho: Como a resistência à fadiga tende a decrescer com o aumento do tamanho do espécime ensaiado, foi introduzido um fator definido como a razão entre o limite de fadiga de uma amostra com determinado tamanho e o limite de fadiga do corpo de prova padrão. O fato é normalmente associado ao gradiente de tensão, porém se isto fosse correto, componentes solicitados axialmente não apresentariam este efeito, já que não possuem os tais gradientes. Como os resultados experimentais indicam o efeito de tamanho também para este tipo de carregamento, a sua explicação é baseada em fatores metalúrgicos [27]. Em geral, uma microestrutura uniforme não pode ser obtida ao longo de seções muito grandes de espécimes tratados termicamente. Além disso, acabamentos superficiais piores e tensões residuais prejudiciais podem contribuir para a diminuição da resistência à fadiga de componentes maiores. Bannantine [11] apresenta a seguinte relação para consideração do efeito do tamanho:

$$\begin{cases} C_{\text{tamanho}} = 1 & \text{para } d \leq 8\text{mm} \\ C_{\text{tamanho}} = 1,189d^{-0.097} & \text{para } 8\text{mm} \leq d \leq 250 \text{ mm} \end{cases} \quad (4.15)$$

onde d é o diâmetro do componente. Shigley [42], a partir de teoria relacionada ao volume crítico, apresenta a equação,

$$d = 0,808(bh)^{1/2} \quad (4.16)$$

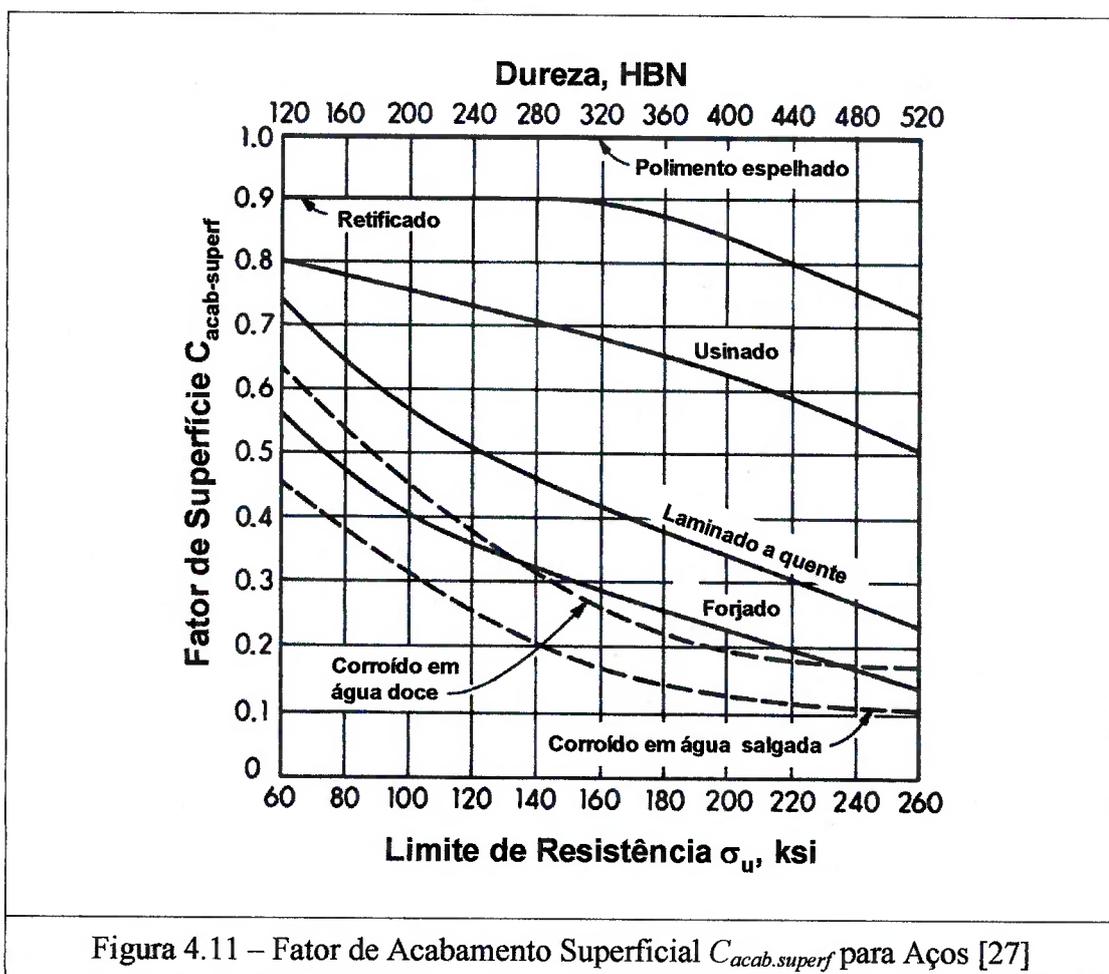
para correção do efeito de tamanho em componentes com seções transversais retangulares. Sendo as dimensões b e h da mola em estudo, 90 e 13 respectivamente, temos o diâmetro equivalente $d = 27,6$ mm. A partir da equação (4.15), temos $C_{\text{tamanho}} = 0,8618$.

3. Fator de Acabamento Superficial: De acordo com Juvinall [27], o acabamento superficial pode afetar a resistência à fadiga de três maneiras: (1) introduzindo concentração de tensões resultantes da rugosidade superficial, (2) alterando as propriedades físicas da camada superficial do material e (3) introduzindo tensões residuais. A presente discussão diz respeito, principalmente, à rugosidade e ao efeito da concentração de tensão resultante dos acabamentos superficiais usuais, os quais envolvem inevitavelmente os outros dois fatores em alguma extensão. No entanto, a consideração do efeito do jateamento por granalha, que objetiva a criação de tensões residuais superficiais compressivas, será realizada mais adiante. Se os metais fossem perfeitamente homogêneos, elásticos e isotrópicos, a redução da resistência à fadiga seria resultado da introdução de qualquer irregularidade superficial, de forma que a magnitude deste efeito poderia ser prevista com a análise da concentração geométrica de tensão associada ao perfil da superfície. Com um metal real, entretanto, a introdução de rugosidade superficial simplesmente adiciona elevadores de tensão àqueles já presentes na microestrutura. O efeito destes elevadores de tensão internos é refletido pelo ensaio de fadiga com o espécime polido, porém a quantidade adicional causada pela rugosidade superficial dependerá da homogeneidade da microestrutura. O fator de acabamento superficial é definido como a razão entre com o limite de fadiga com o acabamento superficial em questão e o valor obtido com espécimes polidos. A influência do acabamento superficial será considerada com o uso do valor levantado a partir do gráfico apresentado na Figura 4.11 [27]. Para as superfícies laminadas à quente, que é o caso em estudo, assume-se a presença de uma certa decarbonetação superficial, inclusões, defeitos e suaves

irregularidades superficiais. Sendo o limite de resistência à tração σ_u do material de fabricação da mola igual a 1600 MPa (232 ksi), temos que $C_{acab.superf} \approx 0,28$.

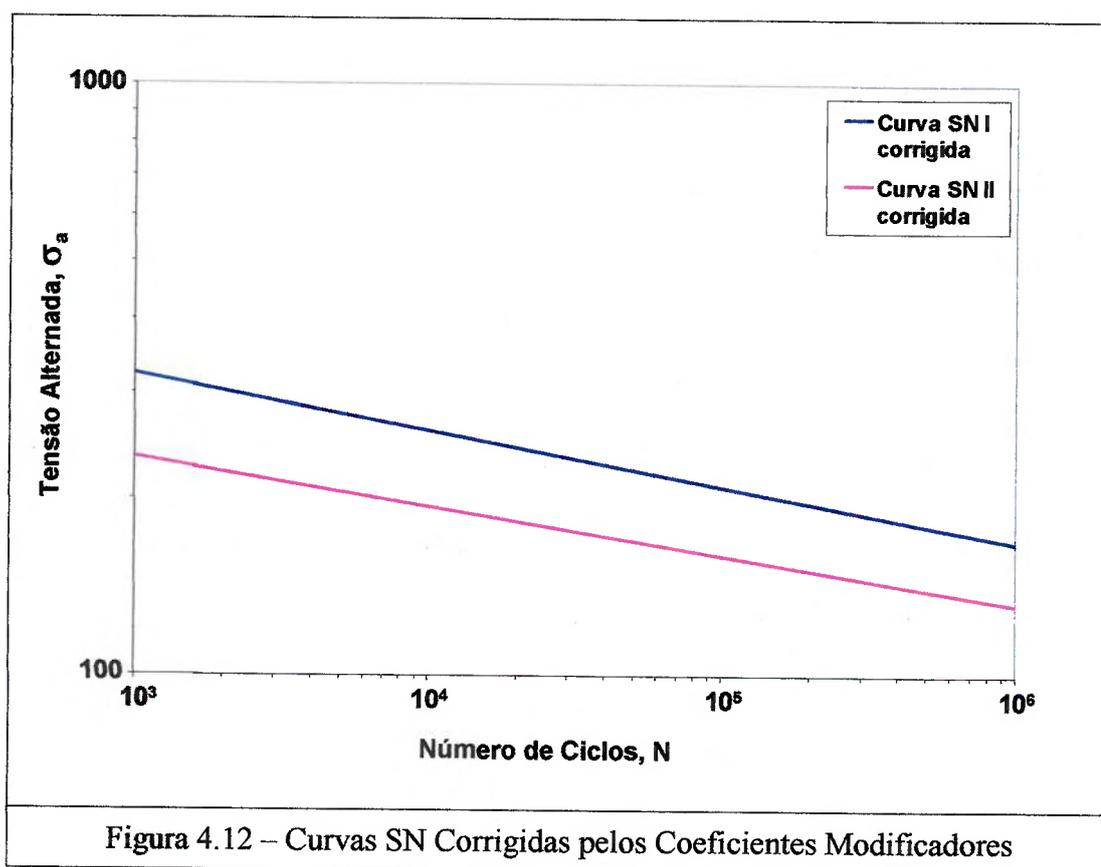
Considerando portanto, $C_{carreg} = 1$, $C_{tamannho} = 0,8618$ e $C_{acab.superf} \approx 0,28$, temos

$$\sigma_{fad_comp} = 0,24 \times \sigma_{fad} \quad (4.17)$$



A influência dos fatores acima mencionados está relacionada aos efeitos que cada um deles produz nos mecanismos de fadiga, ou seja, nas condições de geração de trincas. Estes fatores modificadores foram especificados para o limite de fadiga σ_{fad} , sendo que a correção para o restante da curva SN não é claramente definida. A consideração de que o efeito destes fatores é menor para vidas curtas resulta em uma

curva SN em coordenadas log-log representada pela reta que une a tensão correspondente a um ciclo, sem aplicação de correção, ao limite de fadiga com aplicação da correção integral. No entanto, uma estimativa conservativa será usada inicialmente neste estudo, segundo a proposta de Bannantine [11], a qual indica a utilização dos coeficientes modificadores em toda a curva SN. A Figura 4.12 apresenta as curvas estimadas no item anterior corrigidas pela equação (4.17). É importante ressaltar que estes fatores modificadores são modelos empíricos que abrangem somente a região limitada em que foram gerados, e não devem ser extrapolados para representar os processos físicos envolvidos.



Outros fatores que poderiam justificar o uso de adicional prudência na avaliação da tensão limite de fadiga corrigida para a mola em estudo são as considerações estatísticas, defeitos internos, condições de serviço à temperatura

baixa ou elevada, corrosão, atrito entre lâminas e anisotropia.

De acordo com Fuchs [22], os efeitos ambientais na fadiga dos metais podem ser mais severos que uma elevada concentração de tensões. Nesta situação, uma previsão quantitativa de vida é freqüentemente impossível devido à interação dos diversos fatores que influenciam no comportamento à fadiga e à escassez de dados significativos. Em ambiente corrosivo, por exemplo, a freqüência de aplicação da carga tem influência significativa na fadiga.

Fenômeno normalmente observado em mola trapezoidais, o atrito entre lâminas pode também ser uma causa de falhas. A fadiga por fricção (“fretting fatigue”), que trata desta questão, envolve o comportamento de duas superfícies em contato submetidas a pequeno movimento relativo repetitivo, produzindo um fenômeno de desgaste superficial e falhas por fadiga [22].

A resistência à fadiga dos metais a baixas temperaturas é usualmente maior que à temperatura ambiente, para componentes sem entalhe considerando amplitude constante, tanto para vidas longas como para vidas curtas. A resistência à fadiga a altas temperaturas normalmente diminui com o aumento da temperatura. Nesta situação, os metais geralmente não apresentam um limite de fadiga, que decresce continuamente com os ciclos para falha. Além disso, a previsão de vida se torna extremamente complicada, as taxas de propagação de trincas são aceleradas, ocorre ativação térmica de mecanismos de fadiga e a oxidação é agravada. Em geral são menores a sensibilidade ao entalhe, devido à fluência plástica local, e o efeito de tensões residuais, resultado da relaxação de tensão [22,36].

Entretanto, devido à extrema dificuldade da avaliação destes efeitos, eles foram desconsiderados no presente estudo. Apesar desta enorme complexidade, a

influência destes parâmetros precisa ser considerada no desenvolvimento de uma estrutura ou componente. Este estudo é geralmente realizado por meio de ensaios de durabilidade, inspeções, análise dos históricos de aplicação do componente e experiência [22].

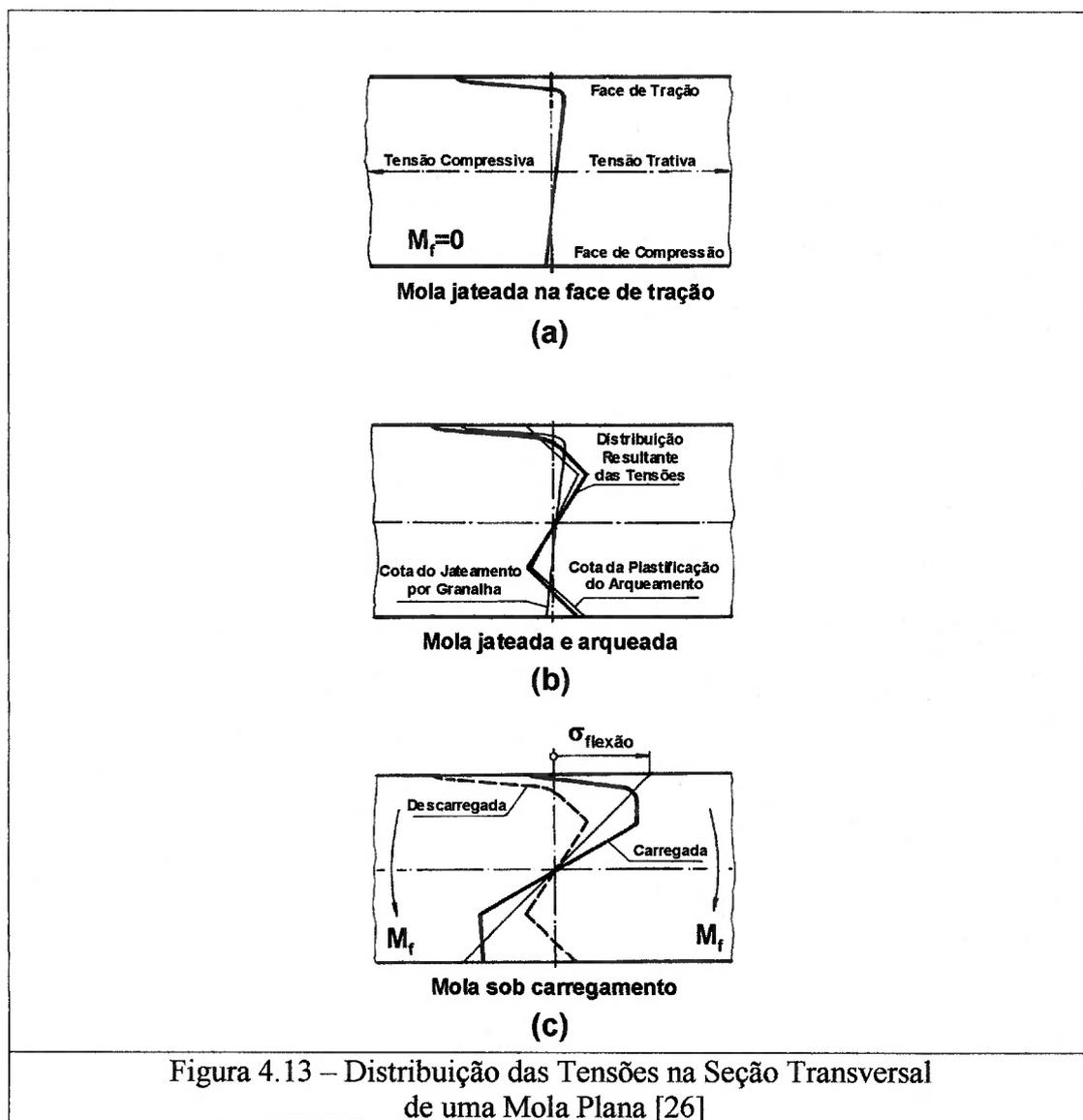
4.8 – Efeito do Tratamento Superficial

A consideração do tratamento superficial e das tensões residuais é de vital importância para o projeto à fadiga de uma mola que, como descrito no capítulo 3, é submetida ao processo de jateamento por granalha. Em primeiro lugar, as trincas por fadiga tendem a originar-se nas regiões com as tensões mais elevadas, as quais estão comumente localizadas na superfície. Desta forma, melhorias consideráveis na resistência do componente podem ser alcançadas com tratamentos que fortaleçam somente a superfície do material. Em segundo lugar, tem sido observado que tensões médias trativas promovem e tensões médias compressivas retardam a falha por fadiga. Sendo que a variação total das tensões sofrida pelo material é a soma das tensões residuais mais as tensões do carregamento, conclui-se que as tensões residuais compressivas na superfície aumentam a capacidade de solicitação à fadiga de um determinado componente.

A Figura 4.13(a) mostra uma distribuição característica das tensões na seção transversal de uma mola plana, obtida com o processo de jateamento por granalha. Se consideradas, além disso, as tensões residuais desenvolvidas durante o processo de arqueamento da mola, então a distribuição pode ser representada de acordo com o esquema exibido na Figura 4.13(b). Em um caso ideal, mesmo com a introdução do carregamento máximo, apenas tensões compressivas estariam presentes na superfície

da mola, conforme Figura 4.13(c).

A proposta de Juvinall [27], na falta de dados específicos, é considerar o efeito geral do jateamento por granalha com o uso do fator de acabamento superficial igual a 1, desconsiderando o acabamento superficial anterior ao tratamento superficial. Entretanto no presente estudo, os efeitos benéficos deste processo serão abordados no capítulo 6, quando serão feitas análises envolvendo a metodologia proposta neste capítulo e a metodologia experimental apresentada no próximo capítulo, além da comparação dos resultados.



4.9 – Efeito da Tensão Média

Como a curva SN foi baseada no carregamento cíclico senoidal de amplitude constante, a sua aplicação ao caso em estudo não é direta, pois os históricos dos carregamentos encontrados na realidade apresentam grande variação nos parâmetros de amplitude, média e período dos ciclos que o compõem.

Conforme já descrito, as curvas SN são normalmente plotadas como amplitude de tensão σ_a versus número de ciclos até a falha N_f . Para uma determinada amplitude de tensão, o nível de tensão média σ_m tem influência na vida, sendo que em geral, as tensões médias de tração são prejudiciais e as tensões médias de compressão são benéficas.

Os efeitos da tensão média sobre a resistência à fadiga podem ser representados por vários tipos de diagramas e curvas, como por exemplo, a Figura 4.14(a), que mostra diversas curvas SN para diferentes valores de tensão média. Uma das formas mais antigas de representação é o chamado diagrama de Smith, apresentado na Figura 4.14(b), que usa a tensão média no eixo das abscissas e as tensões máximas e mínimas no eixo das ordenadas. O diagrama padrão, derivado do diagrama de Smith, permite uma interpretação e utilização mais eficiente, pois permite que qualquer tipo de tensão que define o carregamento cíclico sirva como parâmetro, seja ela máxima, mínima, alternante ou média. Como exibidos na Figura 4.14(c), os eixos inclinados a 45° fornecem as coordenadas de tensões médias e alternantes e os eixos horizontal e vertical, fornecem as coordenadas de tensões mínimas e máximas, respectivamente.

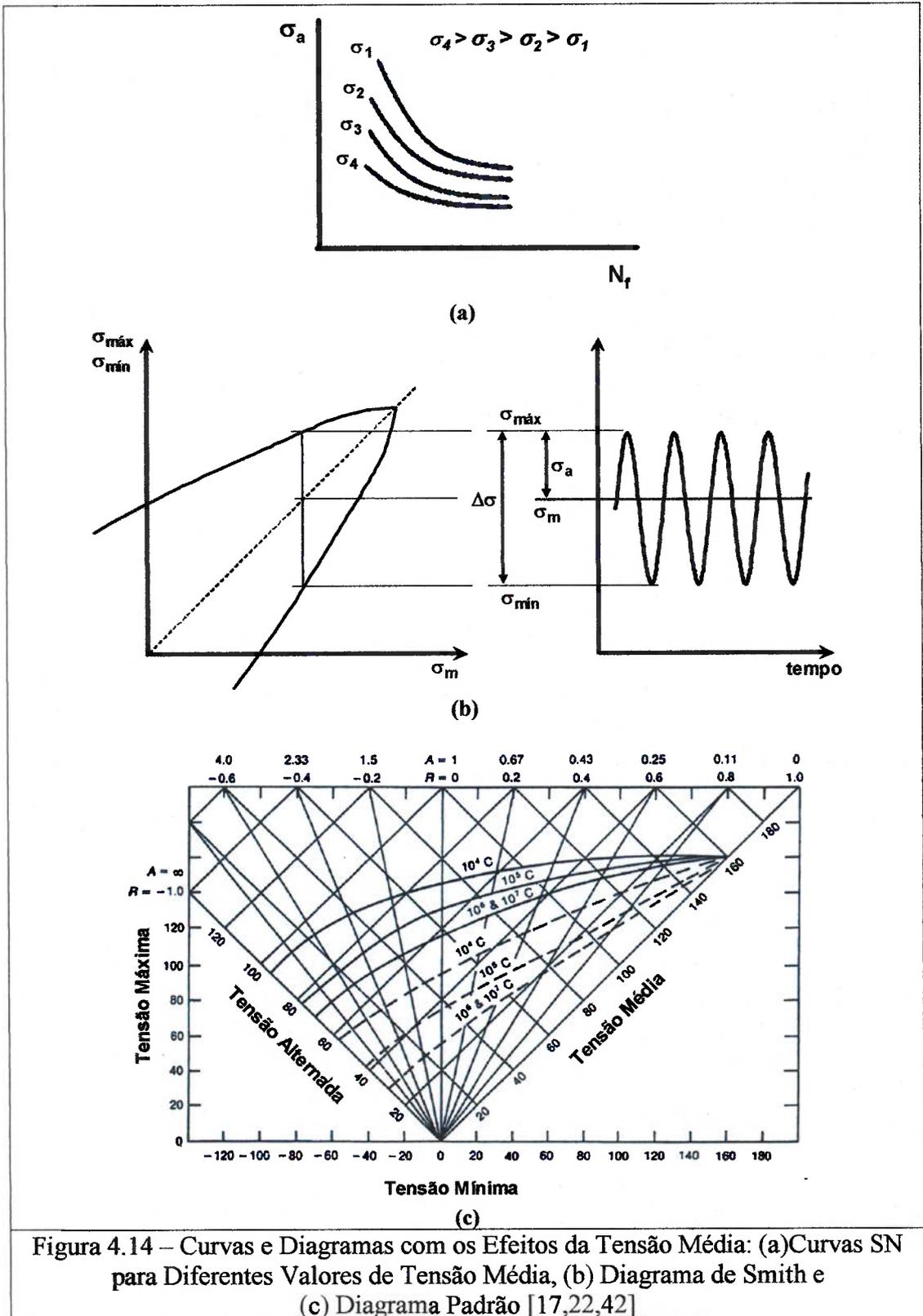


Figura 4.14 – Curvas e Diagramas com os Efeitos da Tensão Média: (a) Curvas SN para Diferentes Valores de Tensão Média, (b) Diagrama de Smith e (c) Diagrama Padrão [17,22,42]

Porém, como são necessários muitos ensaios de fadiga, com alto custo, para geração destas curvas e diagramas, foram desenvolvidas diversas relações empíricas para gerar a linha que define a região de vida infinita para projeto, indicando a diminuição da tensão alternada de fadiga com o aumento do valor de tensão média. Dentre eles, podem ser citados os critérios de Goodman, Soderberg, Haigh, Gerber, Morrow, Peterson e Dolan, sendo estes dois últimos aplicáveis a casos específicos como aços de alta resistência e materiais frágeis. Estudos mais recentes, como o apresentado por Kwofie [35], prosseguem na proposição de novas relações, indicando o espaço ainda existente na abordagem deste tema.

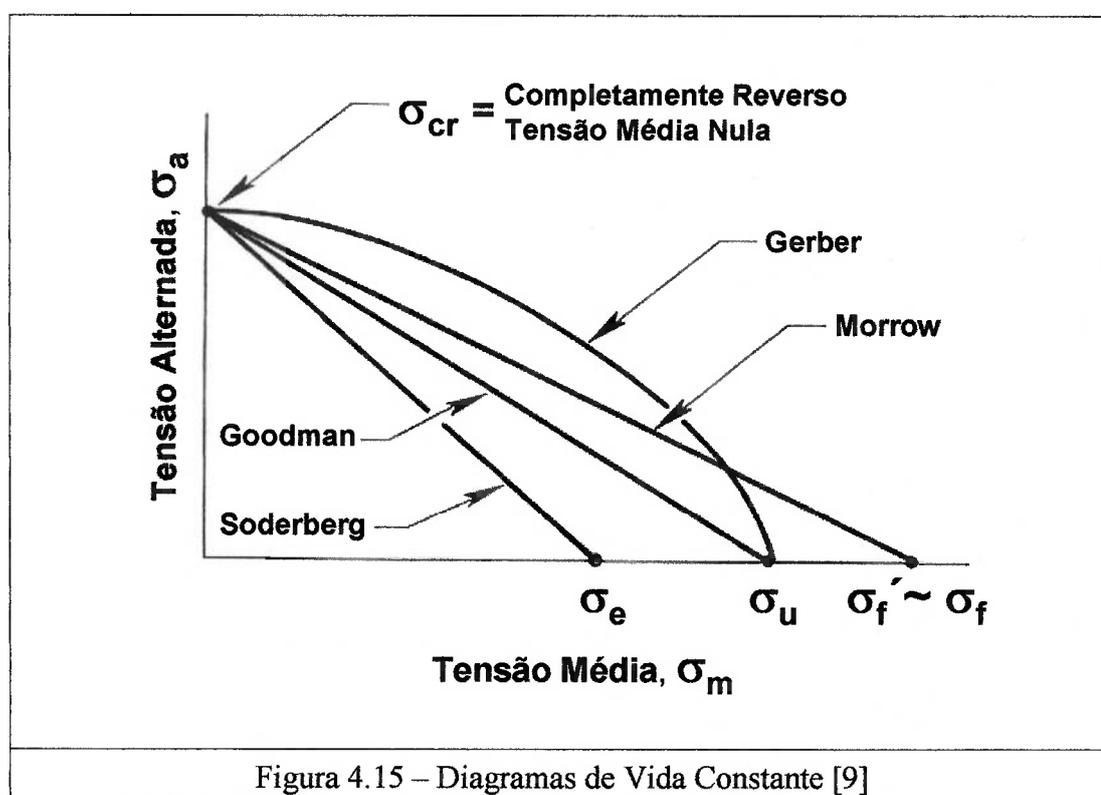
Os critérios mais utilizados são apresentados na Figura 4.15, nos quais são empregadas várias curvas para conexão do limite de fadiga no eixo de tensões alternadas ao limite de escoamento σ_e (critério de Soderberg), ou ao limite de resistência σ_u (critérios de Goodman e de Gerber) ou à tensão real de fratura σ'_f (critério de Morrow).

De acordo com Sendeckyj [40], Gerber foi o pioneiro a utilizar os resultados experimentais obtidos por Wöhler na elaboração de especificações para tensões admissíveis na construção de pontes de linhas ferroviárias, as quais foram adotadas pelo Governo Bávaro em 1872 e publicadas em 1874. Em 1899, Goodman propôs que os máximos carregamentos em estruturas podiam ser determinados a partir da teoria dinâmica, onde:

$$\sigma_{min} + 2(\sigma_{max} - \sigma_{min}) = \sigma_u. \quad (4.18)$$

Goodman justificou o uso desta teoria pelo fato de que era fácil para lembrar, simples para usar e fornecia resultados tão bons ou melhores que os obtidos com outras formulações de projeto disponíveis. Em 1917, Haigh mostrou que os dados de vida

constante podiam ser representados pela equação (4.20) que tem sido erroneamente denominada como critério de Goodman. Em 1930, Soderberg sugeriu modificar a equação de Goodman, conectando o limite à fadiga para o carregamento totalmente reverso ao limite de escoamento, por meio de uma reta. Em 1960, Morrow sugeriu modificar a relação de Goodman empregando a tensão real de fratura σ'_f como a interseção com o eixo das abscissas. A seguir são descritas as relações que representam estas propostas:



$$\text{Soderberg (1930): } \sigma_a = \sigma_{cr} [1 - \sigma_m / \sigma_e] \quad (4.19)$$

$$\text{Goodman (1899): } \sigma_a = \sigma_{cr} [1 - \sigma_m / \sigma_u] \quad (4.20)$$

$$\text{Gerber (1874): } \sigma_a = \sigma_{cr} [1 - (\sigma_m / \sigma_u)^2] \quad (4.21)$$

$$\text{Morrow (1960): } \sigma_a = \sigma_{cr} [1 - \sigma_m / \sigma'_f] \quad (4.22)$$

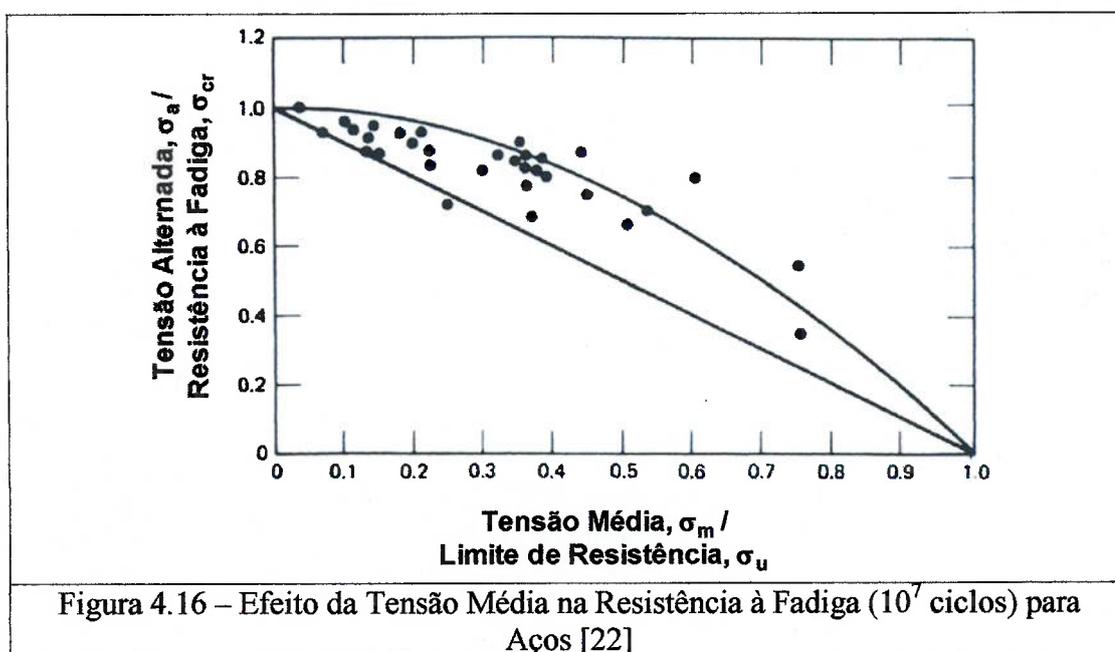
em que:

- σ_{cr} resistência à fadiga com carregamento completamente reverso:
($\sigma_m = 0$ e $R = -1$) para a vida finita considerada, e
- σ_a amplitude de tensão que denota a resistência à fadiga para uma tensão média diferente de zero.

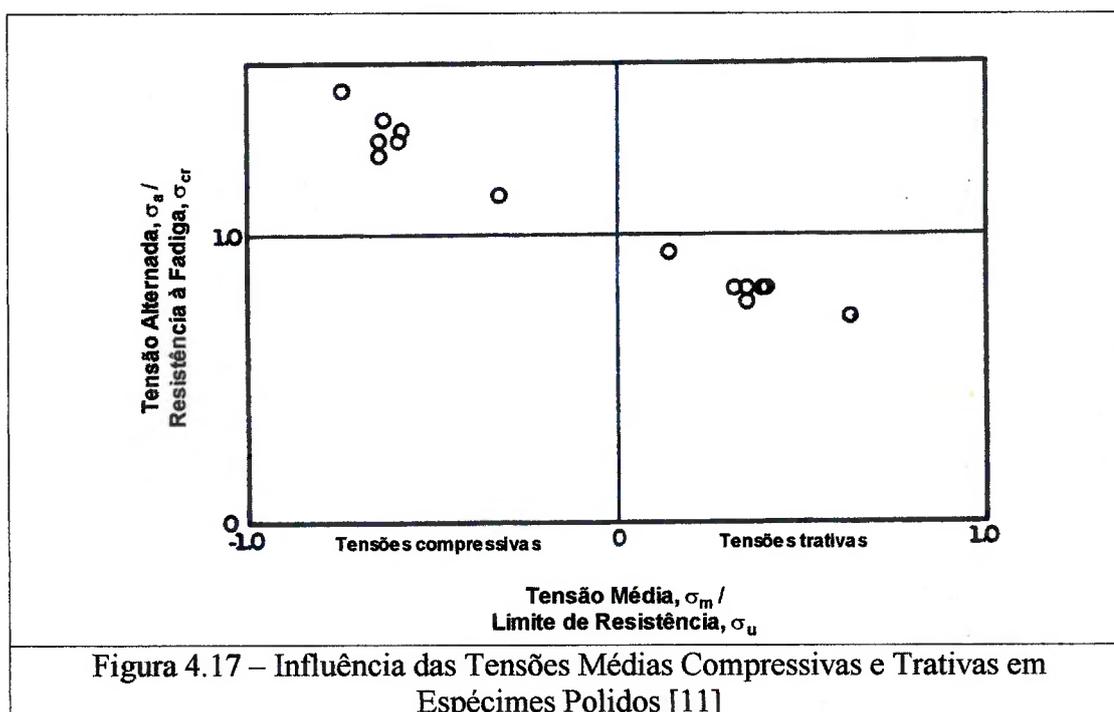
Como uma orientação geral, as seguintes observações podem ser feitas sobre os modelos acima utilizados para descrever os efeitos da tensão média na vida de fadiga:

- (i) O método de Soderberg, além de proporcionar uma estimativa extremamente conservativa da vida à fadiga, reduz ou até elimina a possibilidade de formação de tensões residuais benéficas nos pontos críticos e, portanto, é raramente usada [48];
- (ii) Dados reais de ensaios estão geralmente entre as curvas de Goodman e Gerber, sendo que o critério de Goodman é mais simples e aproxima razoavelmente bem a base da banda dispersão, como mostrado na Figura 4.16 [11];
- (iii) A partir da Figura 4.16 também observa-se que pequenos níveis de tensão média de tração têm pouco efeito sobre a resistência à fadiga;
- (iv) Para metais frágeis, onde a tensão limite de resistência σ_u aproxima-se da tensão verdadeira na fratura σ_f , os métodos de Goodman e Morrow são essencialmente iguais. Para metais dúcteis ($\sigma'_f > \sigma_u$), o método de Goodman é conservativo e o de Morrow resulta em menor sensibilidade à tensão média [11];

- (v) As relações de Goodman e de Gerber são geralmente boas para ligas dúcteis [22];
- (vi) Para a maioria das situações de projeto, em que $R < 1$ (pequena tensão média em relação à tensão alternada), há pouca diferença entre as teorias [11];
- (vii) na faixa em que as teorias apresentam uma diferença considerável, para valores de R próximos de 1, há poucos dados experimentais e a tensão de escoamento pode estabelecer os limites de projeto [11].



Como pode ser observado na Figura 4.15, os modelos lineares de Soderberg, Goodman e Morrow prevêem que tensões médias compressivas são benéficas e permitem tensões alternadas bastante elevadas. Segundo Bannantine [11], os efeitos benéficos das tensões médias compressivas são confirmados por resultados experimentais com espécimes polidos, como mostrado na Figura 4.17, podendo resultar num aumento de até 50% na resistência à fadiga alternada, segundo Fuchs [22].



Apesar destes fatos, estes critérios são normalmente aplicados para tensões médias de tração. Uma das razões é a dificuldade em relacionar o mesmo comportamento para componentes com entalhe, onde existe a necessidade de previsão das tensões residuais geradas próximas a sua raiz. Neste caso, uma estimativa conservadora é considerar que as tensões médias compressivas não têm nenhum efeito.

4.10 – Dano Acumulado

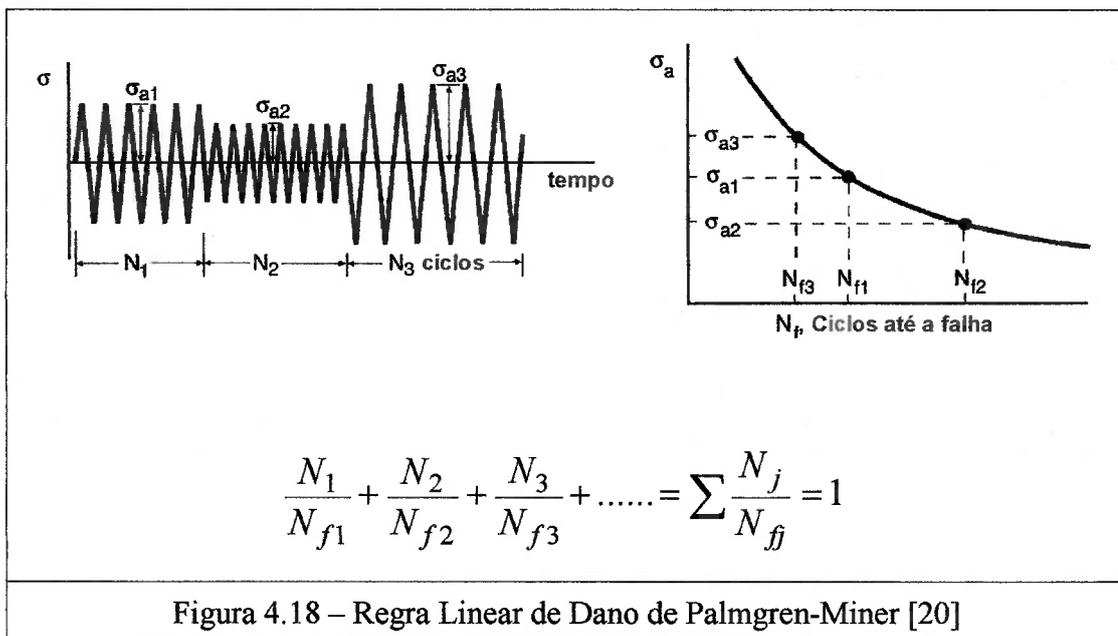
Até este ponto, a discussão sobre o comportamento à fadiga baseou-se em carregamentos de amplitude constante. Entretanto, os históricos de carregamento de uma mola têm geralmente amplitudes variadas e são relativamente complicados. Para tratar deste problema foram desenvolvidos vários métodos os quais utilizam informações geradas nos testes com amplitudes de carregamento constantes.

Segundo Fatemi [21], a história do modelamento do dano por fadiga iniciou-se por volta de 1920 com a introdução do conceito de soma linear do dano por Palmgren. Nesta mesma época foram introduzidos conceitos como, por exemplo, a mudança do limite de fadiga como uma medida de dano e a separação do processo de dano em dois estágios (iniciação da trinca e sua propagação). Estes conceitos iniciais foram todos fenomenológicos e Miner foi o primeiro a representar a teoria de Palmgren por meio de uma formulação matemática. Esta teoria, também denominada como Regra Linear de Acúmulo de Dano, é representada da seguinte forma:

$$\sum_{j=1}^m \frac{N_j}{N_{fj}} = 1 \quad (4.23)$$

Esta regra linear assume que o número de ciclos de tensão imposto a um componente, expresso como uma porcentagem do número total de ciclos de tensão de mesma amplitude necessário para causar a falha, fornece a fração da vida à fadiga consumida. Se N_j é o número de ciclos correspondente ao j -ésimo bloco de amplitude de tensão constante σ_{aj} na sequência de m blocos, e se N_{fj} é o número de ciclos para a falha com σ_{aj} , então a regra de dano de Palmgren-Miner estabelece a ocorrência de falha, conforme ilustrado na Figura 4.18, quando o acúmulo das razões de ciclos atinge 1,0 ou 100%.

O dano acumulado refere-se ao efeito na fadiga dos eventos de carregamento ao longo do espectro. O dano causado por um ciclo é definido como: $D_{1j} = 1 / N_{fj}$. O dano produzido por N_i ciclos é chamado “razão de ciclos”: $N_j D_{1j} = N_j / N_{fj}$. Quando esta regra linear é usada, assume-se que a vida à fadiga não é afetada pela ordem na qual os blocos de tensão de diferentes amplitudes são impostos.



De acordo com Bannantine [11], uma grande quantidade de dados já foi gerada na tentativa de verificar esta regra linear de dano. Em grande parte destes trabalhos foi utilizado o denominado histórico de dois níveis, que envolve testes com um nível inicial de tensão σ_1 e um determinado número de ciclos seguido de um segundo nível σ_2 até a falha, como ilustrado pela Figura 4.19(b). Para que a regra de Palmgren-Miner seja válida, o dano físico D no material, que pode ser o comprimento de trinca ou outro parâmetro relevante, deve ser exclusivamente relacionado com a fração de vida $U=N/N_f$. A relação entre D e U não deve ser necessariamente linear, contanto que exista somente uma curva de crescimento monotônica para todos os níveis de tensão, fato ilustrado pela Figura 4.19(a). Entretanto, se a curva U-D varia com o nível de tensão, conforme a Figura 4.19(b), a influência da seqüência pode ocorrer de forma que a soma das razões dos ciclos seja diferente da unidade.

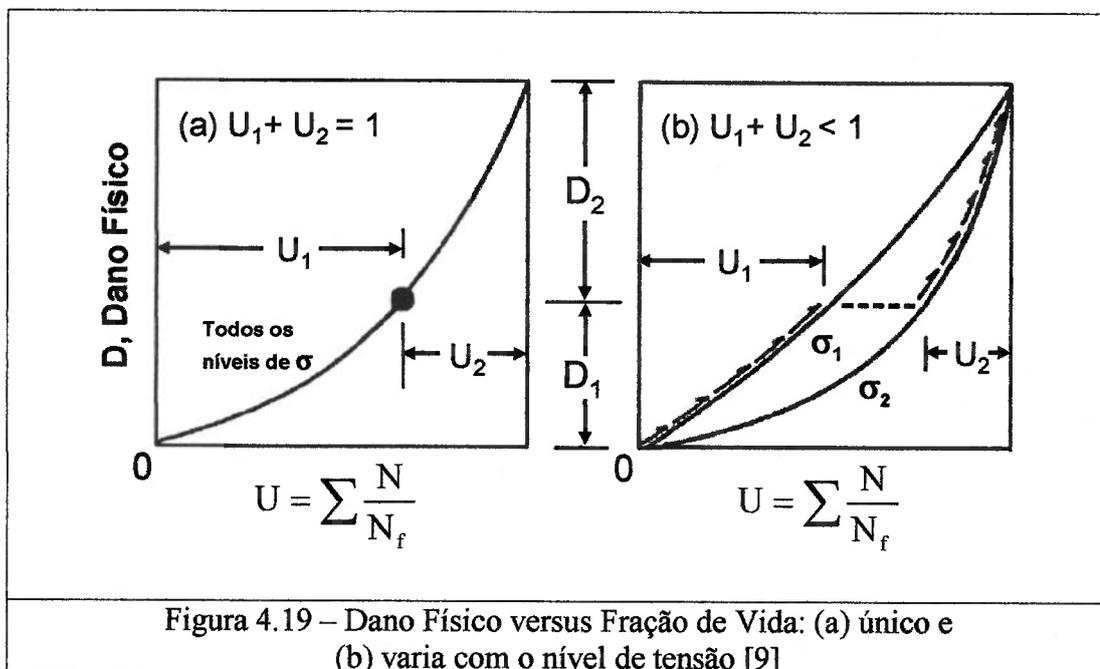
Consideremos por exemplo, a aplicação de alguns poucos ciclos de carregamento severo, causadores de deformação plástica, no início de um ensaio de

fadiga. Tais ciclos podem avançar consideravelmente o processo de dano, de forma que ciclos subseqüentes com baixas amplitudes contribuam também com a sua propagação, o que normalmente levaria um tempo muito maior para acontecer. Poucos ciclos com amplitudes elevadas diminuem a curva SN na região de vida longa.

Na Figura 4.19(b), observa-se que o dano no início da ciclagem acontece mais rapidamente com níveis elevados de tensão σ_1 do que com níveis mais baixos σ_2 . Iniciando-se em σ_1 e alterando-se para σ_2 , temos uma seqüência de tensões denominada alta-baixa, o que causa $\Sigma U < 1$. De forma contrária, iniciando-se em σ_2 e alterando-se para σ_1 , temos uma seqüência denominada baixa-alta que resulta em $\Sigma U > 1$. As sobrecargas periódicas têm um efeito similar a uma seqüência alta-baixa, o que causa a eliminação do patamar referente ao limite de fadiga, para aços que o possuem. Deste modo, fica entendido que uma soma das razões dos ciclos menor que 1 resulta em uma estimativa de vida pouco conservadora. Alguns autores inclusive recomendam o ajuste das curvas SN de componentes, baseado nos resultados obtidos em testes com sobrecarga [9].

Os resultados dos testes originais de Miner mostraram que a razão de ciclos correspondente à falha varia de 0,61 a 1,45, enquanto outros pesquisadores apresentaram variações entre 0,18 e 23. No entanto, na grande maioria dos casos, o valor médio aproxima-se do valor unitário proposto por Miner. A principal ressalva sobre os testes de dois níveis de tensão é que eles não podem ser relacionados com a maioria dos históricos reais de carregamento, que são formados por uma distribuição randômica de carregamentos com amplitudes variadas. Ensaio utilizando históricos

randômicos com muitos níveis de tensão mostram uma boa correlação com a regra de Miner [11].



Muitas teorias não lineares foram propostas na tentativa de superar os problemas da regra de Palmgren-Miner e várias delas são descritas por Fatemi [21]. Além dos problemas práticos envolvidos na utilização destes métodos, como o excessivo número de testes para determinação de parâmetros e a elaboração de algoritmos computacionais para consideração dos efeitos de seqüência, as teorias não lineares resultam em previsões melhores apenas para os históricos de dois níveis, porém não asseguram a mesma vantagem para os históricos reais de carregamento.

Segundo Bannantine [11], para a maioria das situações onde o histórico de carregamentos é aleatório, a regra de Palmgren-Miner é adequada para a previsão de vida à fadiga. Portanto, a despeito das objeções antes descritas, ela será usada no presente estudo porque nenhum outro método proposto alcança melhor concordância com dados experimentais.

4.11 – Contagem de Ciclos

Os históricos reais de carregamento de um componente veicular, por abrangerem grande número de eventos, devem passar por algum processo de compactação para que possam ser extraídas as informações importantes para a previsão de vida à fadiga. A maioria destas técnicas envolve métodos de contagem de ciclos que transformam o histórico randômico em blocos equivalentes de ciclos de amplitude constante, possibilitando a comparação com as informações da curva SN e conseqüentemente, a aplicação da regra de Palmgren-Miner.

Embora diferentes procedimentos, como os exibidos na Tabela 4.2, tenham sido desenvolvidos para a identificação de ciclos, parece ter sido alcançado o consenso de que o método “rainflow” é o mais completo [9]. Na literatura, diferentes termos têm sido empregados para designar métodos de contagem de ciclos similares ao método “rainflow”, incluindo a contagem “range-pair”, “range-pair-range”, “racetrack”, “loop” de histerese, o método Hayes e o método rainflow original. Porém, se o histórico de carregamento começa e termina com o seu pico máximo ou com o seu mínimo vale, todas estas contagens chegam a resultados idênticos. Entretanto, se um valor intermediário de tensão é usado como o ponto inicial, os resultados serão similares, mas não idênticos. Estes métodos similares ao rainflow são utilizados no levantamento dos ciclos e seus respectivos valores médios e por isso, são denominados métodos de dois parâmetros [9].

Na contagem de ciclos “rainflow”, a amplitude do sinal é dividida em classes com intervalos iguais e a experiência mostra que uma boa representação pode ser alcançada com um número de aproximadamente 60 classes. A razão para a denominação “rainflow” é a semelhança do seu funcionamento com o escoamento

da água de chuva sobre o telhado, conforme explicação apresentada adiante [10]. Em primeiro lugar são apresentadas as regras que devem ser observadas:

1. O fluxo de água sempre se inicia no lado interno de um ciclo a partir de um pico máximo ou um vale mínimo;
2. A água procedente dos telhados mais altos interrompe os fluxos inferiores;
3. Um fluxo é bloqueado quando cai sobre outro fluxo
4. Os ciclos são formados a partir de dois meio ciclos de mesma amplitude e mesmo pico máximo ou vale mínimo;
5. Os meio ciclos são contados quando um fluxo de água vindo de um pico máximo (ou vale mínimo) é bloqueado por outro fluxo vindo do lado oposto a partir de um mínimo (pico máximo) de valor igual ou maior.

O sinal aleatório apresentado na Figura 4.20 exemplifica a aplicação do método. O primeiro passo é a divisão da amplitude total, sendo que no exemplo ilustrado são 17 classes (1ª classe: 70 a 60, 2ª classe: 60 a 50, ..., 17ª classe: -80 a -90). Para que o fluxo de água sobre um telhado seja mais bem representado, este sinal será girado em 90°. Desta forma, o fluxo de água que se inicia no pico mais elevado só será interrompido no vale mais profundo, enquanto o segundo fluxo que se inicia no segundo maior pico será interrompido de acordo com as regras especificadas acima.

Primeiramente serão considerados somente os fluxos de água a partir dos picos, representados em vermelho na ilustração. O fluxo que se inicia no ponto 1 é interrompido no ponto 17, cujo valor é o mínimo absoluto. O próximo fluxo inicia-se no ponto 9 e é interrompido no ponto 10, porque outro fluxo de água vem do telhado

superior, o mesmo acontecendo entre os pontos 15 e 16. O fluxo que se inicia em 6 é bloqueado em 7, porque cai sobre outro fluxo. O fluxo vindo do ponto 18 é interrompido no ponto 19, que é o último vale do sinal. Pelas mesmas razões já citadas, o fluxo vindo do ponto 3 é interrompido no ponto 4 e o fluxo vindo do ponto 12 pára no ponto 13.

Depois serão considerados fluxos de água a partir dos vales, representados em azul na ilustração. O fluxo que se inicia no ponto 17 é interrompido no ponto 21 (último valor máximo). Da mesma forma, de 11 até 15 (queda sobre outro fluxo), de 5 até 9 (queda sobre outro fluxo), de 13 até 14 (fluxo vindo de cima), de 19 até 20 (fluxo vindo de cima), de 2 até 3 (queda sobre outro fluxo) e de 7 até 8 (fluxo vindo de cima). Finalmente pode-se unir os meio ciclos, transformando-os nos ciclos abaixo:

1º ciclo: de 1 passando por 17 terminando em 21

2º ciclo: de 11 passando por 15 terminando em 16

3º ciclo: de 5 passando por 9 terminando em 10

4º ciclo: de 6 passando por 7 terminando em 8

5º ciclo: de 18 passando por 19 terminando em 20

6º ciclo: de 2 passando por 13 terminando em 14

Tabela 4.2 – Exemplos de Métodos para Contagem de Ciclos [13]

Nome	Exemplo	Descrição
“Peak”		Todos os picos acima da média e todos os vales abaixo da média são contados
“Mean Crossing Peak”		Somente o maior pico entre os sucessivos cruzamentos são contados
“Level Crossing”		Todo o contorno positivo dos cruzamentos acima da média e todos os contornos negativos dos cruzamentos abaixo da média são contados
“Fatigue-meter”		Similar ao “Level Crossing” exceto pelo fato de que somente uma contagem é feita entre os cruzamentos sucessivos de um nível inferior associado a cada nível de contagem
“Range”		Cada intervalo (diferença entre valores de picos sucessivos) é contado como 1/2 ciclo com amplitude igual à metade do valor deste intervalo
“Range-mean”		Os intervalos são contados como no método acima, entretanto o valor médio é também considerado

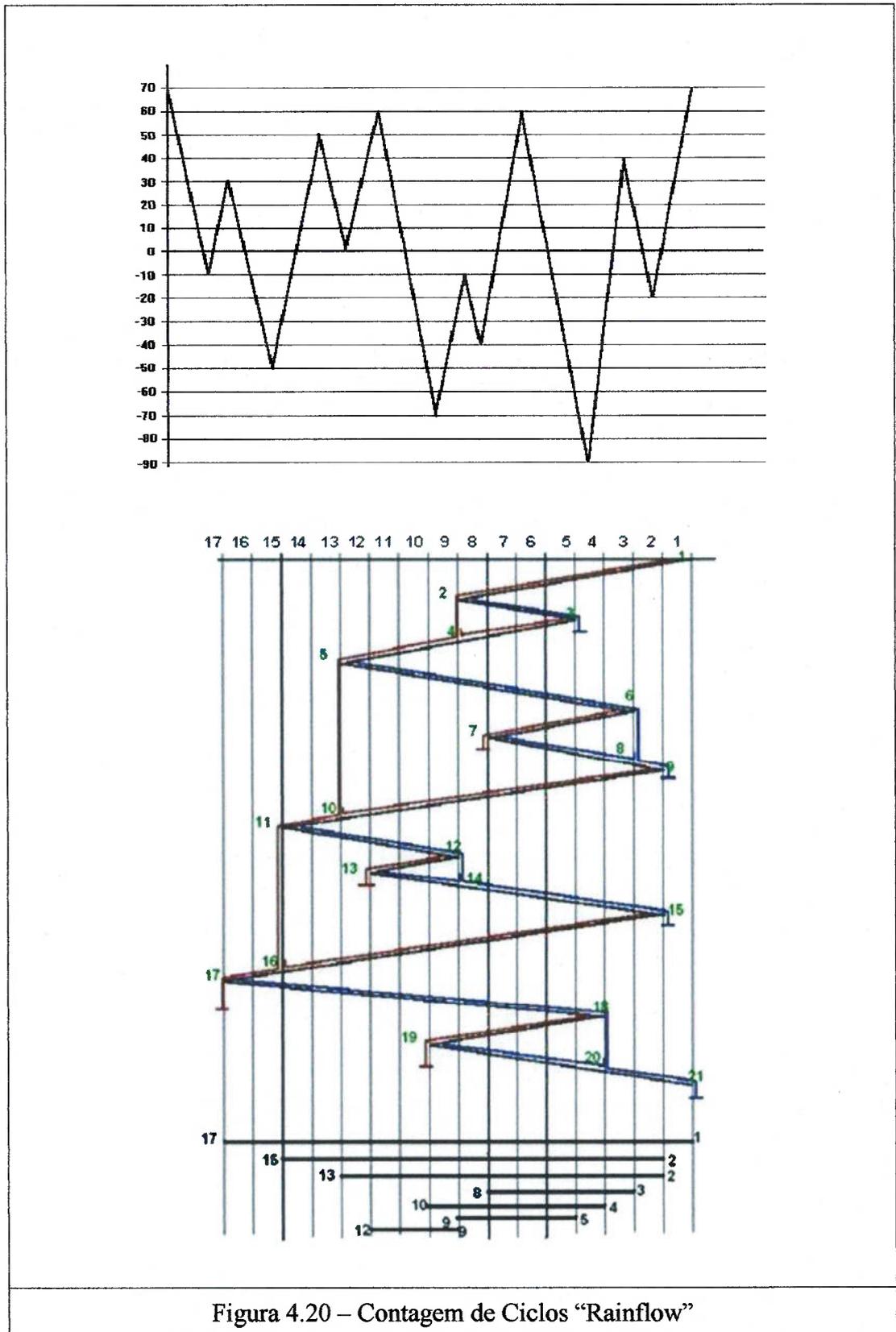
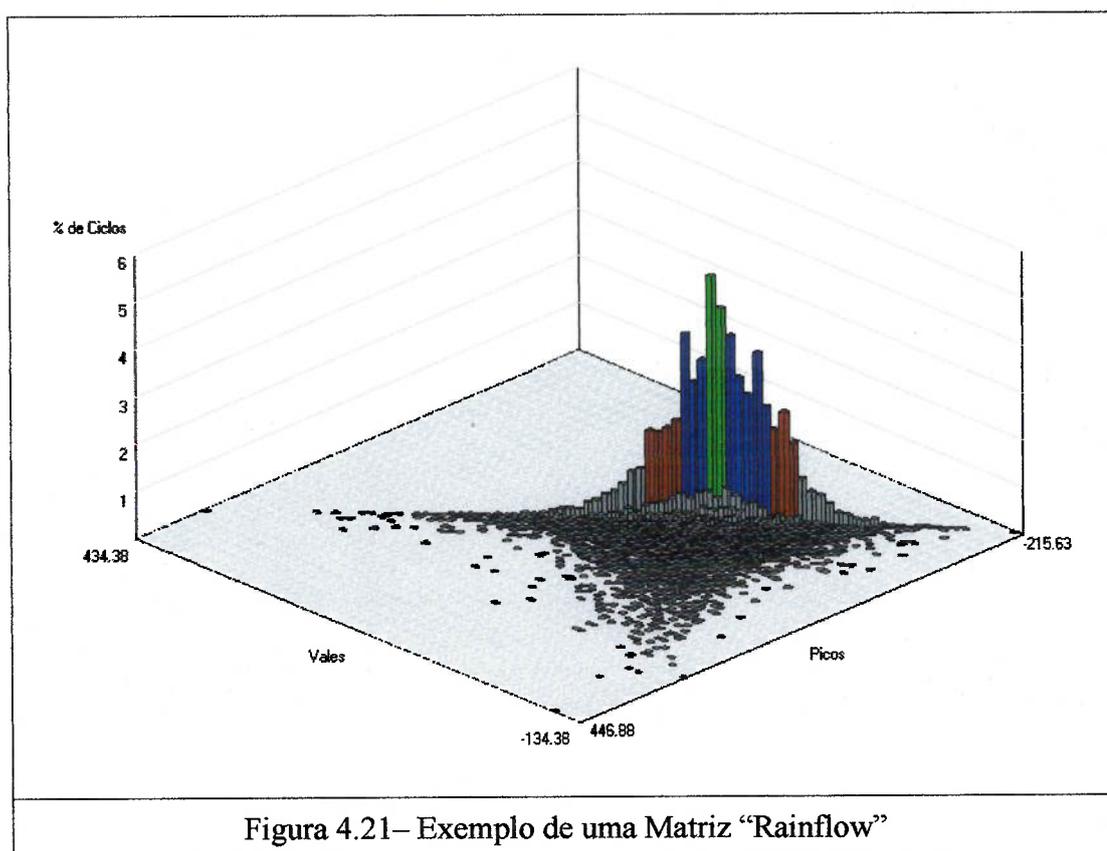


Figura 4.20 – Contagem de Ciclos “Rainflow”

Estes ciclos são contados e organizados na matriz de “rainflow”, cujos parâmetros podem ser os picos e vales ou as amplitudes dos ciclos e seus valores médios. A matriz também pode ser representada graficamente, como exibido pela Figura 4.21.

Enquanto este procedimento pode ser realizado manualmente para históricos de carregamento relativamente simples, para casos mais complexos é aconselhável o uso de computadores, para os quais foi desenvolvido um razoável número de algoritmos, sendo que muitos deles estão disponíveis em algumas referências [10,11,22,45].



CAPÍTULO V

ENSAIOS EXPERIMENTAIS DA SUSPENSÃO

5.1 – Considerações Iniciais

A possibilidade de compreensão e interpretação das respostas da estrutura dá grande importância aos ensaios estruturais, pois com eles os protótipos ou estruturas reais mostram sua capacidade de alcançar ou exceder as funções esperadas, além de permitir que modificações e melhorias no projeto possam ser implementadas baseando-se nas informações provenientes dos testes. Esta compreensão pode vir das seguintes formas:

1. Correlação com modelos analíticos do comportamento estrutural;
2. Comprovação ou evidência de que a estrutura pode ter uma determinada resistência, deflexão, vibração ou outros comportamentos;
3. Demonstração de que o componente cumpre as funções necessárias enquanto submetido a uma variedade de condições de carregamento;

Dois casos de investigações de falhas estruturais apresentados a seguir exemplificam e ressaltam a importância dos testes bem como dos critérios de avaliação. O primeiro exemplo são os problemas que ocorreram em alguns dos 3500 navios usados em transporte durante a II Guerra Mundial, construídos a partir de seções pré-montadas e depois soldadas. Havia uma grande demanda por estas embarcações devido às perdas ocorridas em combate e à necessidade de movimentar grandes volumes de carga e soldados por longas distâncias. Os navios eram construídos em tempo recorde com um estaleiro produzindo uma unidade por dia.

Considerando que o projeto era similar e que um número suficiente de falhas ocorreu, foi possível analisar as deficiências estruturais com uma base estatística. Muitas das falhas ocorreram em serviço e uma comissão foi formada para avaliar o projeto e os métodos usados na construção dos navios. Este grupo avaliou muitos aspectos, tais como materiais, projeto, fabricação, soldagem e inspeção. Esta investigação resultou no desenvolvimento de relações entre os tipos de placas de aço, processos de soldagem utilizados e as falhas ocorridas. As falhas que ocorreram nestas embarcações foram os primeiros exemplos de repetidas fraturas frágeis de materiais soldados [47].

O segundo exemplo é o colapso da ponte “Tacoma Narrows” que aconteceu depois de apenas quatro meses de serviço. Antes do colapso foram observadas elevadas amplitudes de vibração (lateral, vertical e torsional) causadas pela interação da estrutura da ponte com os carregamentos impostos pelos ventos. A ponte foi submetida a repetidos ciclos de vibração resultando em uma dramática falha da enorme estrutura por fadiga. Os carregamentos aerodinâmicos não foram considerados com sendo limitantes das condições de projeto. A partir deste fato, foi desenvolvida uma regra geral de comportamento que indicava que vibrações geradas por ventos, se permitidas ocorrerem durante um longo período de tempo, poderiam ocasionar falha por fadiga [47].

Neste capítulo, além de serem descritos os métodos experimentais utilizados na obtenção dos carregamentos a que são submetidas as molas em situações reais, também serão abordados os procedimentos utilizados no levantamento da curva SN do componente e os resultados obtidos. O objetivo das avaliações descritas a seguir é tornar possível a validação da metodologia apresentada no capítulo anterior.

5.2 – Conceitos Essenciais à Análise de Tensões

O tratamento matemático da tensão considera que o corpo seja contínuo, porém isto representa um problema quando se trata de metais cristalinos ou madeiras fibrosas, por exemplo. Felizmente, na maioria das situações abordadas pela engenharia, a limitação da continuidade não é importante porque as tensões calculadas representam valores médios envolvendo um grande número de cristais ou fibras e estes valores são comparados com valores similares médios de resistência que foram obtidos nos testes normalizados de levantamento de propriedades de materiais, descritos no capítulo 3. Uma exceção surge quando se considera a tensão na raiz de um entalhe extremamente delgado ou na frente de uma trinca, onde o raio envolvido pode ser comparado com o tamanho de grão. Uma consideração detalhada deste caso envolve regras complexas sobre forças intercristalinas, fato que ainda não está completamente compreendido.

O conceito de deformação é de fundamental importância para o engenheiro, com respeito às considerações das deflexões. Sabe-se que o comportamento de um componente pode mostrar-se insatisfatório em serviço devido às deformações excessivas, muito embora as tensões associadas estejam dentro de limites permitidos sob a ótica da fratura ou escoamento. Além disso, o conceito de deformação tem papel de suma importância nas técnicas experimentais utilizadas para sustentar considerações teóricas relacionadas a problemas de resistência. Tensão não é, em geral, uma grandeza diretamente mensurável, porém a deformação pode ser medida. Em grande parte dos casos, o que é chamado de análise experimental de tensões é na verdade uma análise experimental de deformações.

As relações entre tensão e deformação são de enorme importância para o

engenheiro envolvido com projeto e análise de tensões, quando surgem dois tipos de problemas:

- (1) Determinação do estado de tensão em um ponto a partir de estado de deformação conhecido, problema encontrado quando tensões precisam ser levantadas a partir de deformações determinadas experimentalmente.
- (2) Determinação do estado de deformação em um ponto a partir de um estado de tensão conhecido, problema comumente encontrado em projeto onde é assumido que um componente está submetido a certos carregamentos e as deformações precisam ser determinadas com o objetivo de avaliar as rigidezes.

Neste trabalho, representado pelo primeiro problema acima descrito, as análises envolvem a obtenção de dados experimentais de deformação que são transformados em tensão por meio da lei de Hooke ($\sigma = E\varepsilon$), considerando que todo o comportamento está compreendido na fase elástica do material. Desta forma, os itens subsequentes tratarão dos passos envolvidos na sua resolução.

5.3 – Instrumentação do Veículo

Com o objetivo de se levantar os níveis de tensão na mola bem como de se compreender os carregamentos impostos à suspensão do veículo foi realizada uma análise experimental de tensões, na qual foram utilizados 8 extensômetros elétricos uniaxiais, um transdutor de força e um transdutor de curso LVDT.

Extensômetros elétricos MICRO-MEASUREMENTS WK-06-250BP-120 foram instalados na mola conforme a figura 5.1, e as suas localizações, definidas com o auxílio do modelo em elementos finitos, estão apresentadas na tabela 5.1. A

principal razão da forma como foram dispostos estes sensores foi a possibilidade da constatação e avaliação de outros tipos de carregamento, além do vertical. Para o monitoramento dos esforços na barra tensora foi construído no próprio componente um transdutor de força, de acordo com a Figura 5.2, com 4 extensômetros elétricos montados em uma configuração de ponte completa de forma que pudessem medir os carregamentos de tração e compressão.

Também a partir da Figura 5.2, é descrito o princípio da ponte de Wheatstone, no qual se baseiam as medições das deformações e forças na análise experimental apresentadas neste trabalho. Se uma tensão elétrica V_s é aplicada entre os pontos 2 e 3 da ponte de Wheatstone e os resistores R_1 , R_2 , R_3 e R_4 têm suas resistências alteradas de um valor ΔR , então este circuito se tornará desbalanceado e uma tensão elétrica V_o estará presente entre os pontos 1 e 4. A relação entre estas tensões elétricas é apresentada na equação a seguir [15]:

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (5.1)$$

onde,

$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \varepsilon \quad (5.2)$$

A equação (5.1) pode então ser escrita da seguinte forma,

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (5.3)$$

No caso da instrumentação feita na mola, somente um dos extensômetros representados na equação (5.1) é ativo, fazendo com que as demais deformações sejam nulas. Por outro lado, os 4 extensômetros da barra tensora são ativos, de forma que um carregamento de tração resulte em uma deformação longitudinal ε_l positiva

na direção da força e uma deformação negativa na direção transversal, enquanto um carregamento de compressão provoque uma situação contrária. A seguinte equação se aplica à deformação longitudinal ε_l ,

$$\varepsilon_l = \frac{F}{A.E} \quad (5.4)$$

e para a deformação transversal ε_t ,

$$\varepsilon_t = -\nu\varepsilon_l \quad (5.5)$$

resultando em uma deformação total ε_i

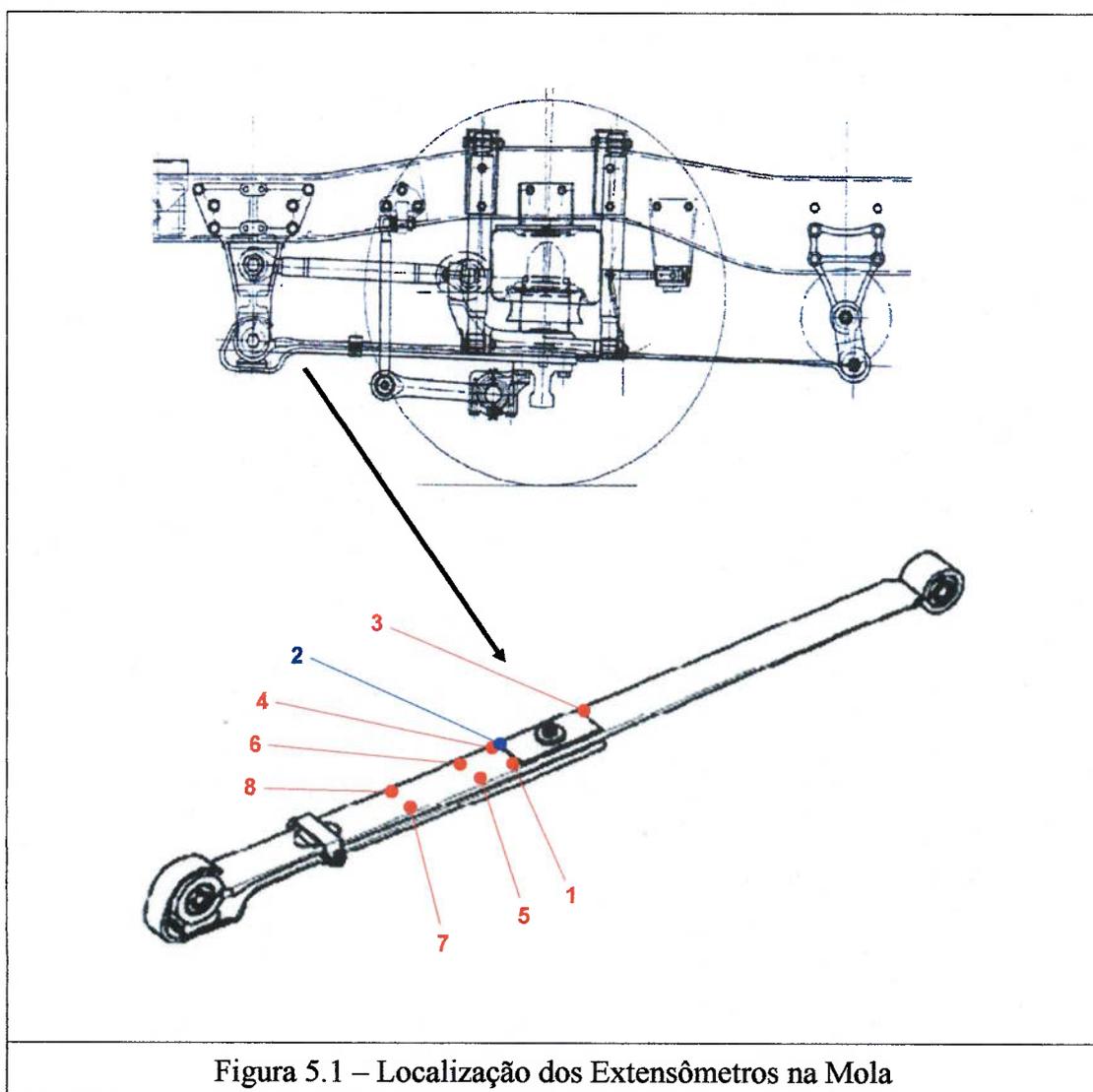
$$\varepsilon_i = 2(1 + \nu)\varepsilon_l \quad (5.6)$$

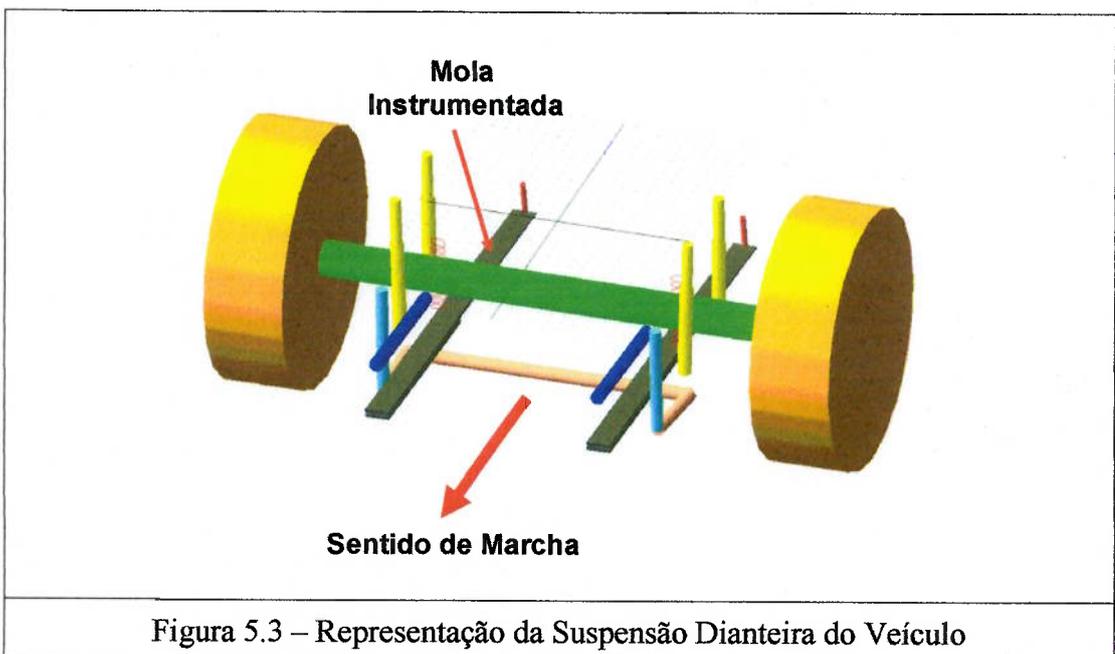
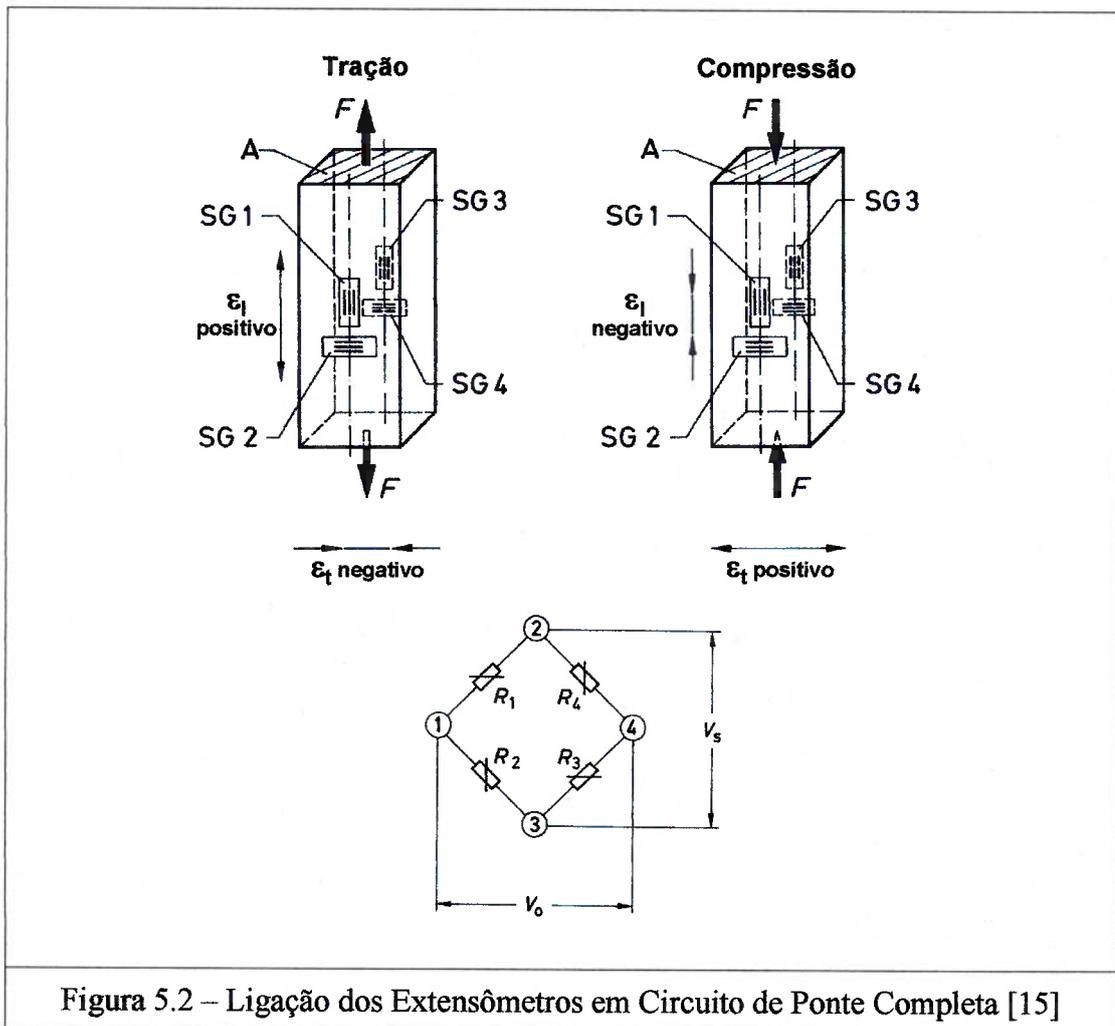
Depois de instrumentada, a barra tensora foi submetida a um processo de calibração envolvendo os carregamentos de interesse. O transdutor de curso, que foi fixado no amortecedor dianteiro, monitorou o deslocamento vertical relativo entre a região de fixação da mola ao eixo e o chassi do veículo. A Figura 5.4 mostra estes transdutores montados no veículo utilizado nas medições. A suspensão dianteira do veículo está representada na Figura 5.3 com as molas planas em marrom, as barras tensoras em azul e os amortecedores em amarelo.

Nas medições foram utilizados um condicionador analógico de sinais HOTTINGER BALDWINN MESSTECHNIK modelo MGC com capacidade para 16 canais e o software AQUISI (Spectra Tecnologia) para aquisição de dados e análise dos sinais. Utilizou-se ainda o software DIADEM (National Instruments) para a apresentação dos sinais temporais neste trabalho.

Tabela 5.1 – Descrição dos Pontos de Deformação na Mola

Extensômetro	Descrição do Ponto de Medição
1	Face Superior da Lâmina, dianteira, 98mm do espigão, lado interno
2	Face Inferior da Lâmina, dianteira, 98mm do espigão, lado externo
3	Face Superior da Lâmina, traseira, 98mm do espigão, lado externo
4	Face Superior da Lâmina, dianteira, 98mm do espigão, lado externo
5	Face Superior da Lâmina, dianteira, 120mm do espigão, lado interno
6	Face Superior da Lâmina, dianteira, 120mm do espigão, lado externo
7	Face Superior da Lâmina, dianteira, 370mm do espigão, lado interno
8	Face Superior da Lâmina, dianteira, 370mm do espigão, lado externo





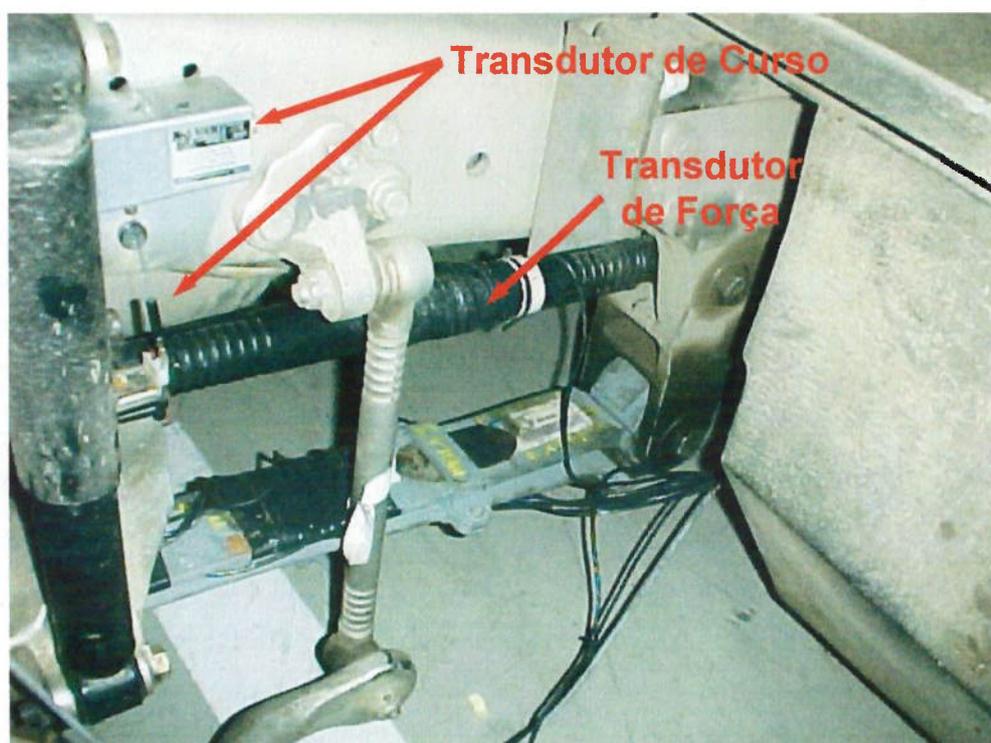


Figura 5.4 – Transdutores de Força e Curso Montados no Veículo

5.4 – Levantamento Experimental das Tensões na Mola

A instalação dos extensômetros foi feita na mola desmontada e conseqüentemente, sem carregamentos externos. Após esta preparação, a mola foi montada na suspensão do lado direito do veículo e submetida a uma carga vertical com valor igual à metade do peso da massa suspensa aplicada sobre o eixo dianteiro, ou seja, aproximadamente 3000kgf. As deformações provenientes desta montagem, denominadas de deformações estáticas, foram medidas e estão apresentadas na Tabela 5.2 já transformadas em valores de tensão. Da mesma forma, o carregamento solicitante foi denominado de carregamento estático.

Tabela 5.2 - Carregamento Estático

Tensões (N/mm ²)	1	496
	2	-412
	3	229
	4	370
	5	533
	6	456
	7	554
	8	506
Força na Barra (kgf)		445

As medições de torção, cinemática e em pista de provas, que serão tratadas a seguir, foram sempre relativas ao carregamento estático. No entanto, em um primeiro passo, as deformações impostas pelo carregamento estático não foram adicionadas às outras medições.

Para a imposição de um carregamento de torção foram utilizadas duas rampas de 300mm de altura, sendo que uma delas foi posicionada à frente da roda dianteira direita do veículo enquanto a outra foi colocada à frente da roda traseira

esquerda. Ao subir as rampas o veículo fica submetido a um elevado carregamento torsional, representado na Figura 5.5. Com o veículo sobre as rampas foram medidas as deformações, conforme gráfico apresentado na Figura 5.6(a). O posicionamento das rampas foi então invertido e novas medições foram realizadas, conforme sinais apresentados na Figura 5.6(b). Os valores de tensão obtidos nestas medições estão apresentados na Tabela 5.3.

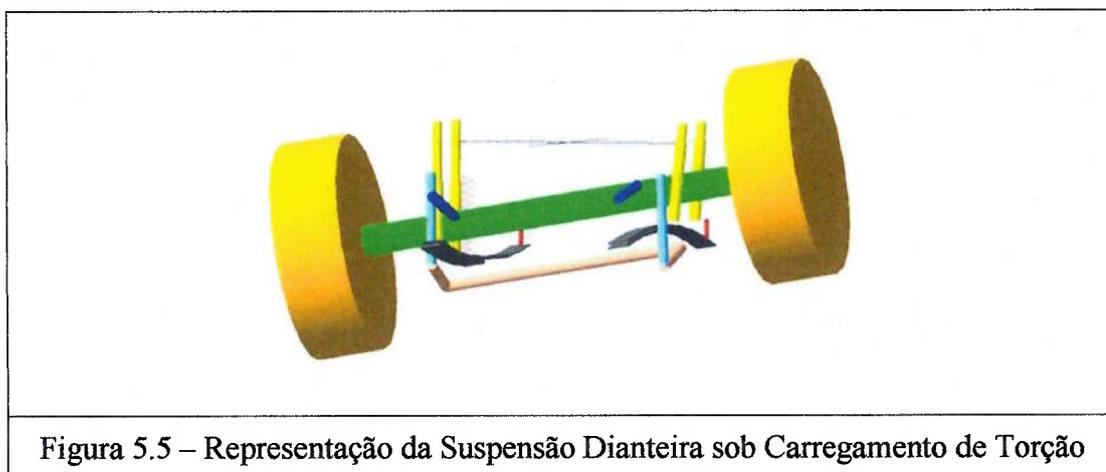


Figura 5.5 – Representação da Suspensão Dianteira sob Carregamento de Torção

A medição denominada como cinemática teve como objetivo avaliar o comportamento das deformações em função da movimentação vertical do eixo. O procedimento compreende a deflexão da mola desde o seu curso mínimo até o seu curso máximo. Diferente do ensaio de torção, na cinemática a mola é solicitada somente por carregamento vertical. Partindo da hipótese de que a barra tensora exerce grande influência no curso máximo da mola, as medições foram realizadas não somente com a barra tensora, mas também sem ela. Os sinais temporais adquiridos na medição com a barra tensora estão apresentados na Figura 5.7(a) e sem a barra tensora, na Figura 5.7(b). A partir dos valores apresentados nas Tabelas 5.4 e 5.5 é possível constatar a grande importância da barra tensora no comportamento de deflexão da mola.

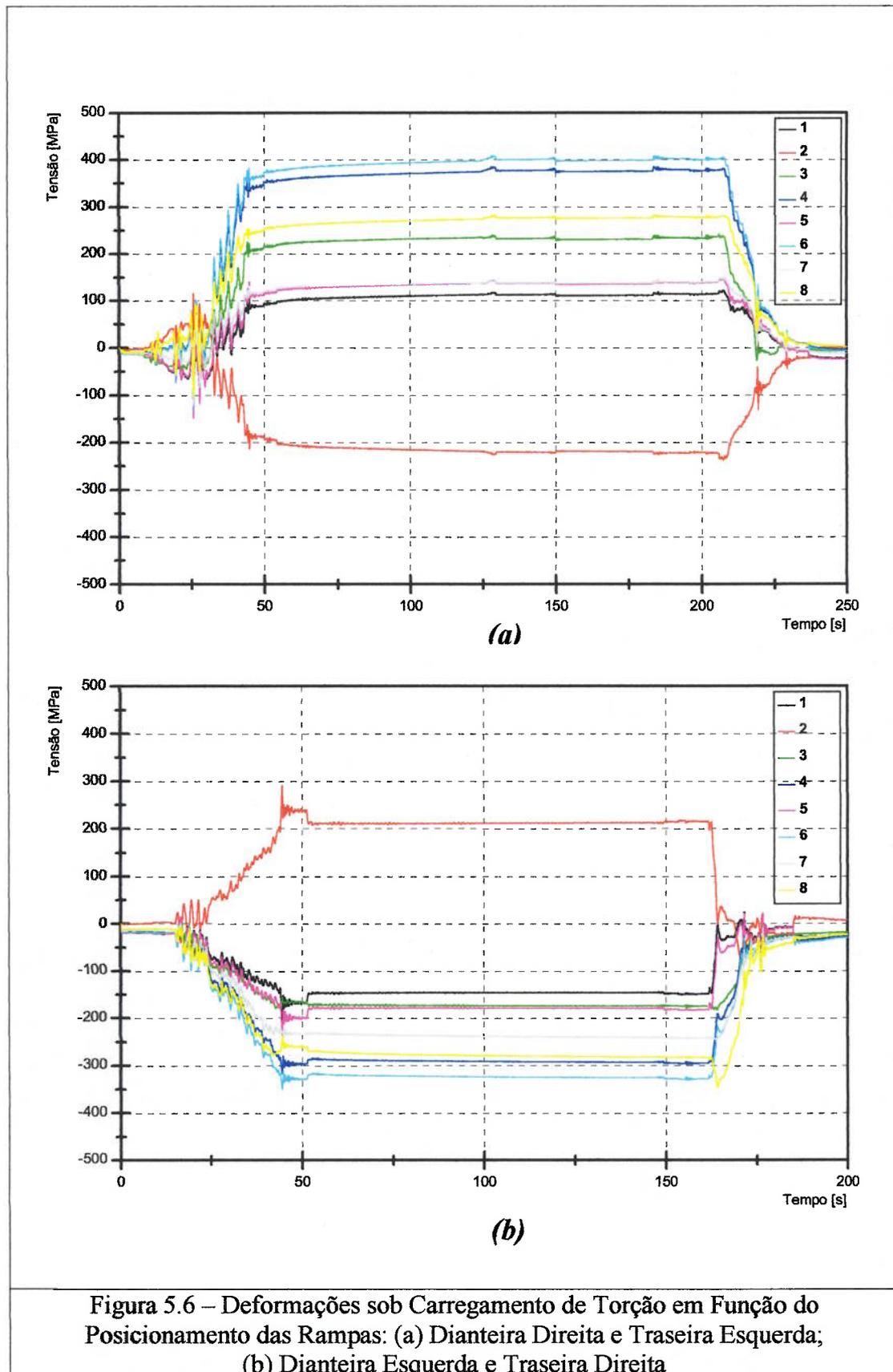


Figura 5.6 – Deformações sob Carregamento de Torção em Função do Posicionamento das Rampas: (a) Dianteira Direita e Traseira Esquerda; (b) Dianteira Esquerda e Traseira Direita

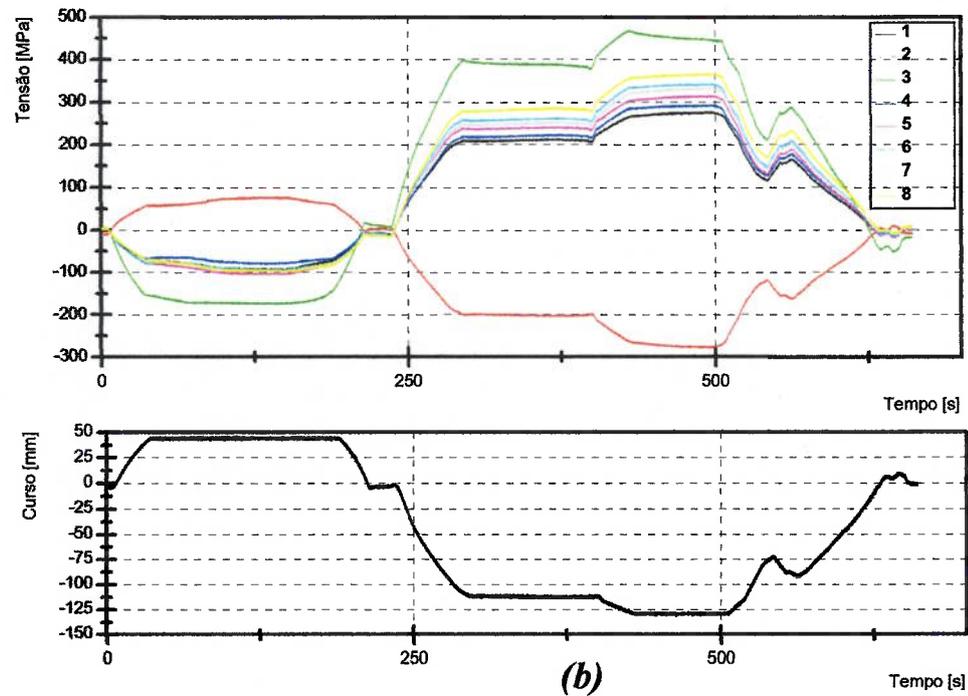
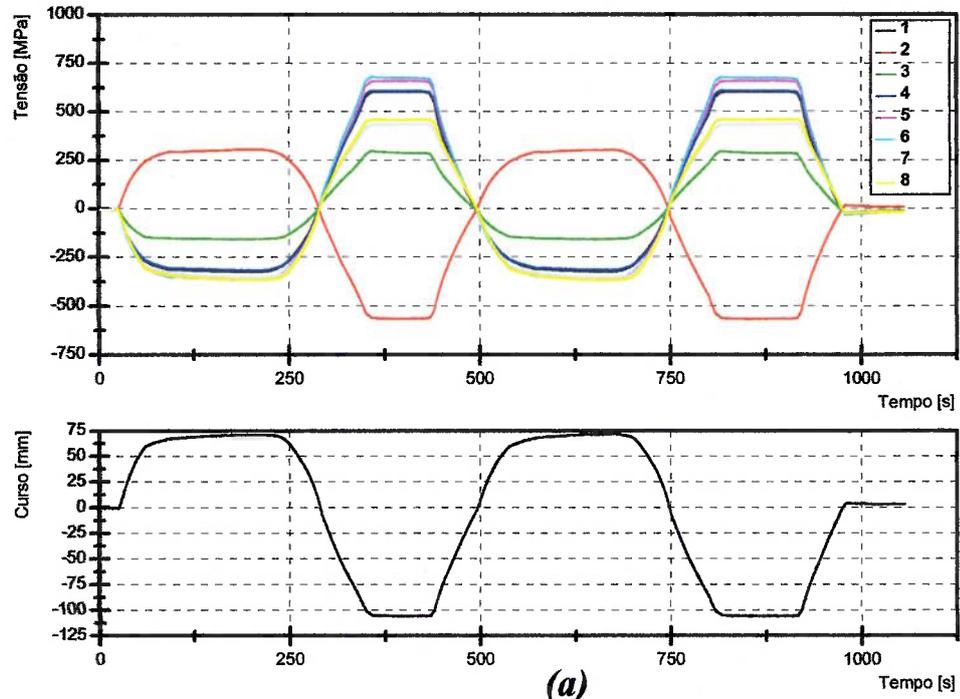


Figura 5.7 – Cinemática: Deformações sob Carregamento Vertical (a) com a Barra Tensora e (b) sem a Barra Tensora

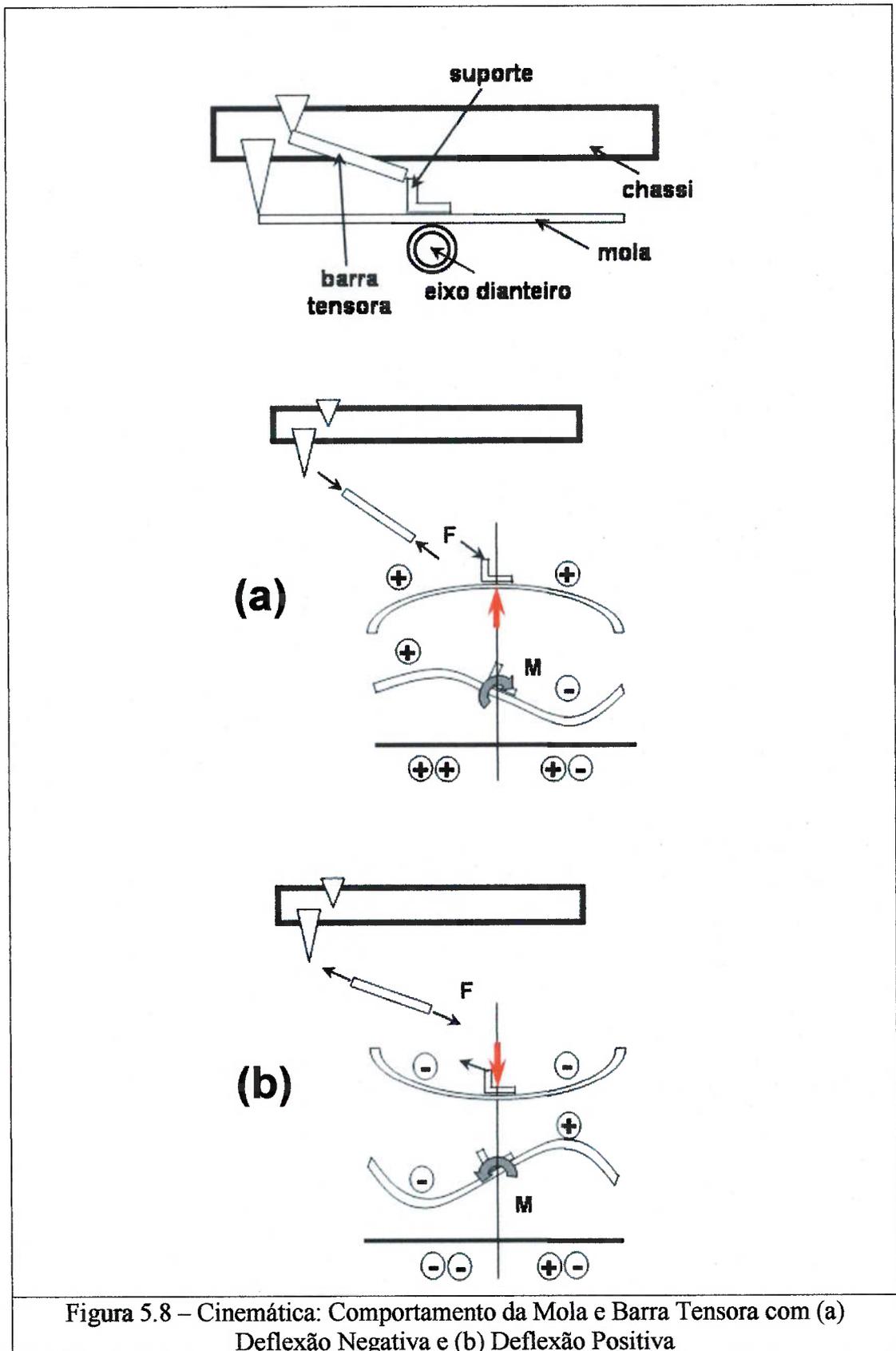


Figura 5.8 – Cinemática: Comportamento da Mola e Barra Tensora com (a) Deflexão Negativa e (b) Deflexão Positiva

Tabela 5.3 - Carregamento de Torção

		Posicionamento das Rampas	
		Dianteira Direita / Traseira Esquerda	Dianteira Esquerda / Traseira Direita
Tensões (N/mm ²)	1	131	-152
	2	-237	218
	3	239	-174
	4	367	-298
	5	158	-186
	6	393	-332
	7	152	-246
	8	267	-287

Tabela 5.4 – Cinemática com Barra Tensora

		Com Barra Tensora		
		Curso Mínimo	Curso Máximo	$\Delta\sigma$
Tensões (N/mm ²)	1	-330	605	935
	2	307	-571	878
	3	-162	298	460
	4	-321	609	930
	5	-370	659	1029
	6	-368	676	1044
	7	-361	437	798
	8	-374	462	836

Tabela 5.5 – Cinemática sem Barra Tensora

		Sem Barra Tensora		
		Curso Mínimo	Curso Máximo	$\Delta\sigma$
Tensões (N/mm ²)	1	-96	277	373
	2	79	-279	358
	3	-177	468	645
	4	-82	294	376
	5	-107	315	422
	6	-96	342	438
	7	-101	334	435
	8	-101	368	469

A partir dos resultados anteriormente apresentados podem ser feitas as seguintes observações:

1. O carregamento estático introduz maiores deformações no lado interno da mola, o que revela a existência de um carregamento adicional ao vertical. Isto vem, provavelmente, das deformações dos componentes nos quais a mola está fixada, ou seja, eixo e longarina;
2. Como observado na Figura 5.6 e na Tabela 5.3, o lado externo da mola é o mais sensível aos carregamentos de torção, qualquer que seja o posicionamento das rampas;
3. A seção localizada à 120mm do espigão, região dos extensômetros 5 e 6, é a mais solicitada durante a cinemática da suspensão com a barra tensora, como mostra a Figura 5.7(a) e a Tabela 5.4;
4. A Figura 5.7(b) possibilita a compreensão da importância da barra tensora na deflexão da mola. Seu papel é auxiliar a equalização das deflexões das duas metades da mola que, por contar com diferente número de lâminas, possuem rigidezes distintas;
5. O ensaio cinemático solicita as várias seções de maneira uniforme. Desta forma, os extensômetros internos e externos apresentam deformações similares, de acordo com a Tabela 5.4. Interessante observar o quanto esta situação difere das demais;
6. A deflexão negativa da suspensão, exibida na Figura 5.8(a), causa carregamento de compressão na barra tensora e conseqüentemente, a introdução de um momento que provoca um aumento das deformações na superfície de tração das lâminas dianteiras da mola. Por outro lado, a deflexão positiva ocasiona um efeito inverso, como mostrado na Figura 5.8(b).

O prosseguimento deste estudo se deu com medições que objetivaram a busca de informações que pudessem auxiliar na compreensão dos carregamentos reais a que são submetidas as molas durante a rodagem do veículo. Neste sentido, o veículo foi conduzido ao longo de uma pista de provas composta por várias superfícies de rodagem, cujas características propiciam as condições necessárias à simulação dos possíveis carregamentos que ocorrerão nas vias públicas. Esta pista de durabilidade é composta por trechos com pavimentação ruim, buracos, redutores de velocidade (lombadas), curvas acentuadas, aclives e declives. A frequência com que estes eventos ocorrem fazem com que testes de durabilidades nestas pistas possam ser realizados em um período de tempo relativamente curto. A Tabela 5.6 apresenta alguns dados sobre a medição realizada.

Tabela 5.6 – Informações sobre a Medição na Pista de Provas I

Distância Total [km]	D ₁
Tempo Total [s]	4424
Taxa de Amostragem [Hz]	256

Na Figura 5.9, os canais de Ponto 1 a Ponto 8 referem-se às deformações da mola descritas na Tabela 5.1 enquanto os dois últimos canais relatam, respectivamente, o esforço na barra tensora e a deflexão vertical da mola. A partir destes sinais medidos, foram identificados os eventos que mais impuseram deformações à mola. Algumas destas situações, apresentadas nas Figuras 5.10 e 5.11, foram identificadas no tempo por meio de um protocolo elaborado durante a medição. A partir da análise destes sinais temporais, pôde-se afirmar que o evento que mais solicitou a mola foi a passagem por lombadas, além da constatação de que as deformações medidas estão intrinsecamente relacionadas com o curso vertical medido.

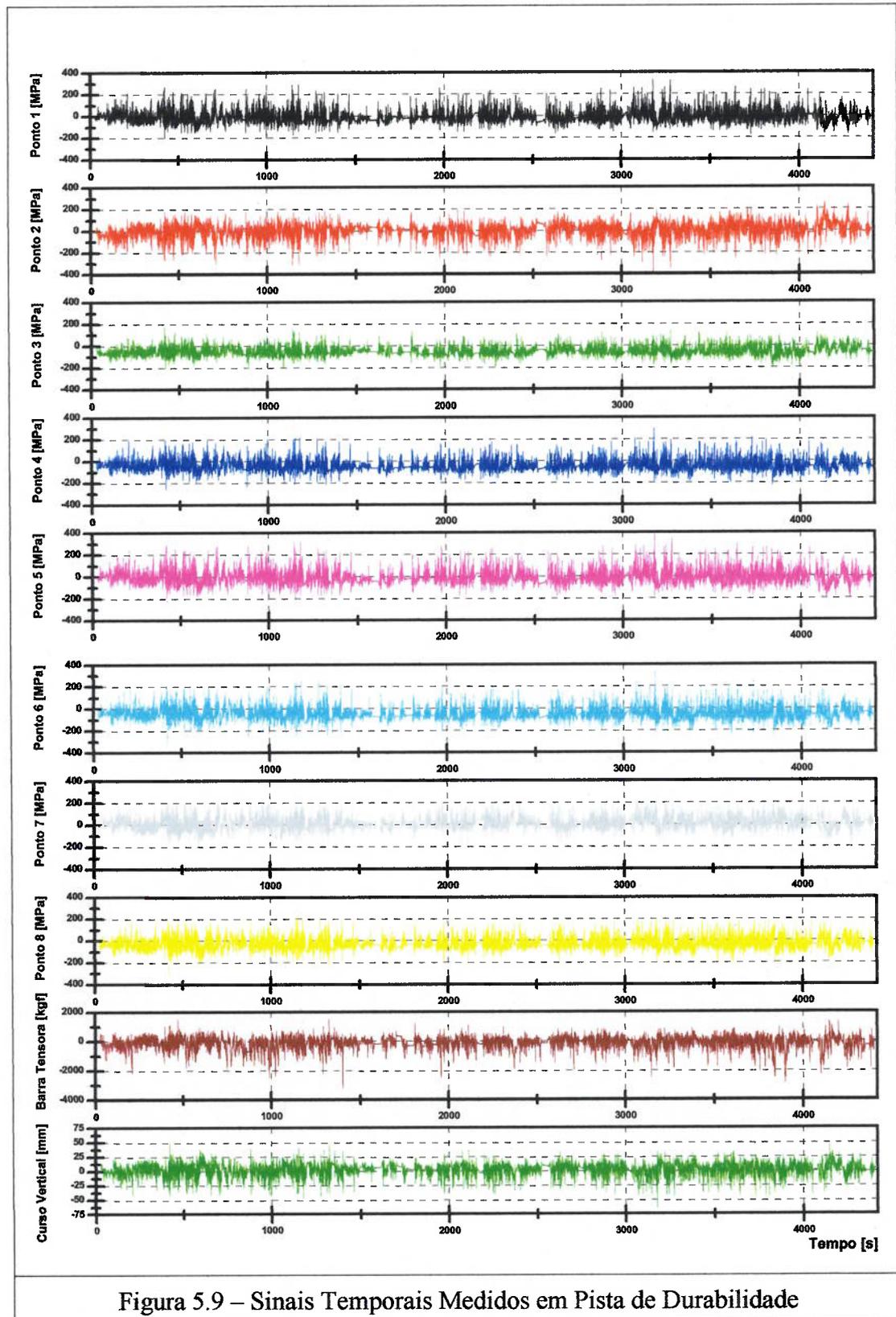


Figura 5.9 – Sinais Temporais Medidos em Pista de Durabilidade

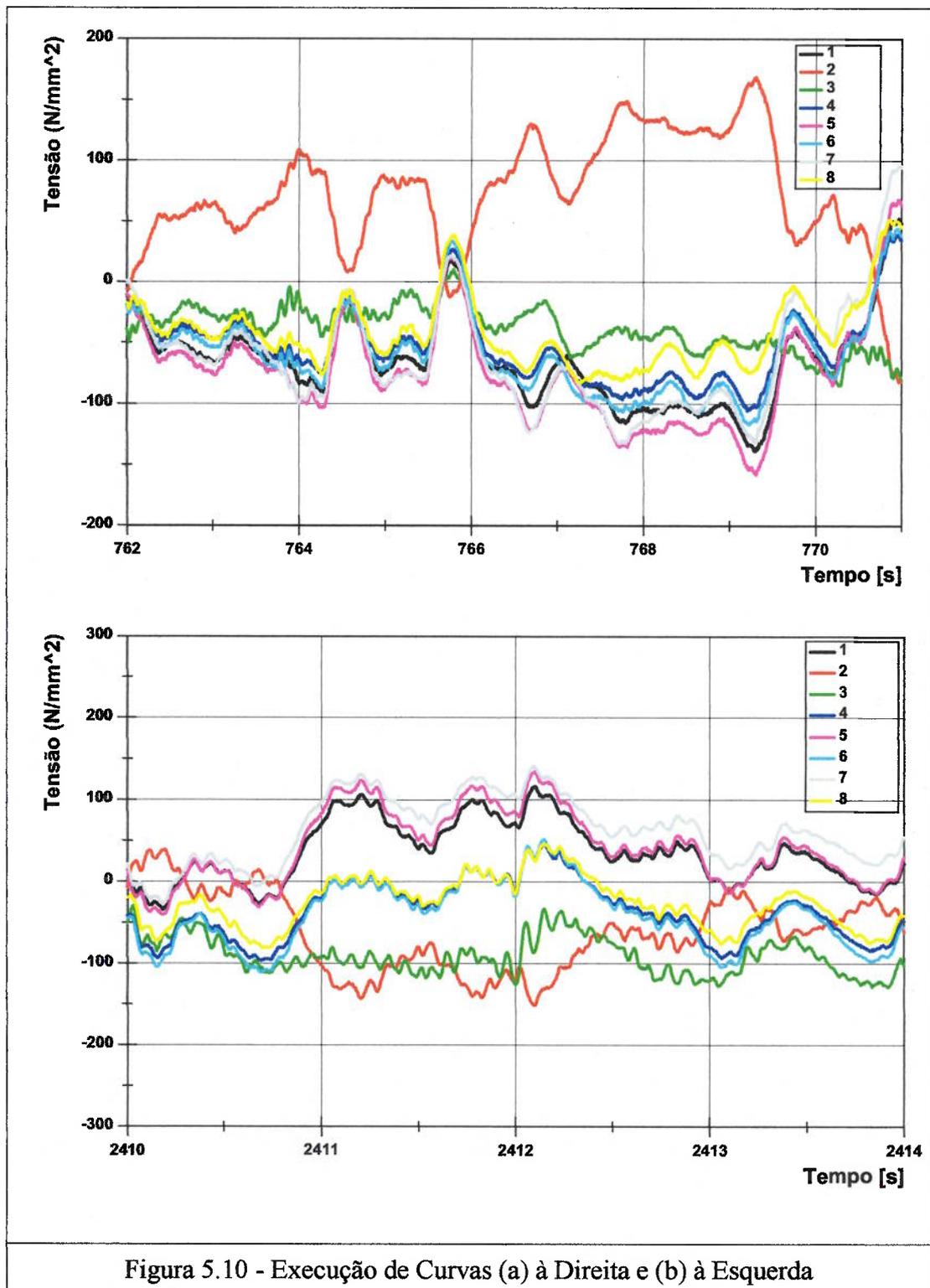
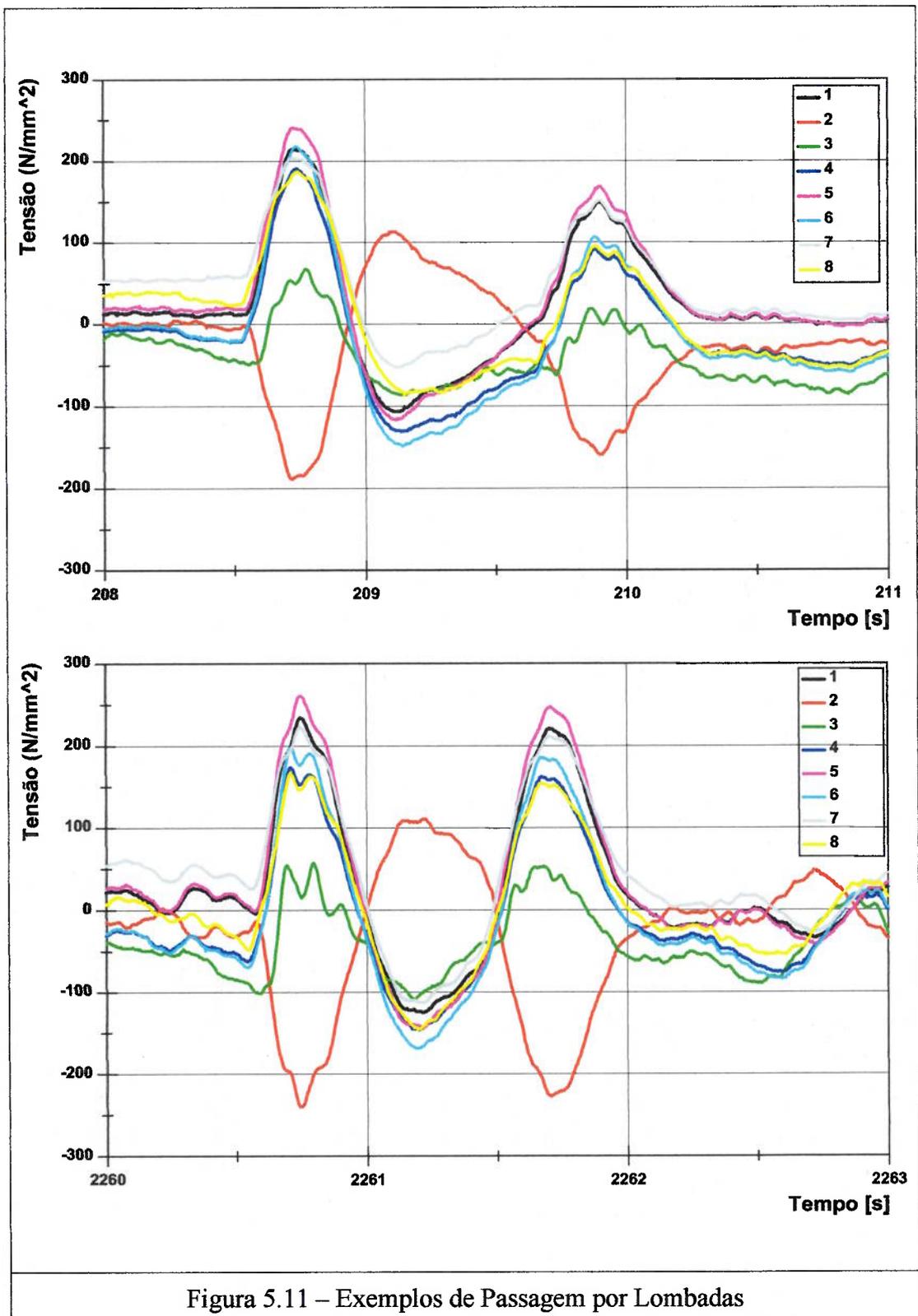


Figura 5.10 - Execução de Curvas (a) à Direita e (b) à Esquerda



5.5 – Curva SN Experimental

Os ensaios de fadiga podem ser efetuados em regime de amplitude constante, seja de carregamento, de deslocamento ou de deformação, os quais permanecem constantes a despeito de mudanças nas propriedades do material ou de progressão de trincas, podendo ser efetuados em corpos de prova, em componentes, em subconjuntos, ou em estruturas inteiras. A decisão sobre qual o tipo de corpo deve ser utilizado no ensaio depende do tipo de informação a ser obtida.

Caso sejam ensaiadas estruturas ou componentes mecânicos, obtém-se experimentalmente a vida de detalhes estruturais ou mecânicos considerados críticos, facilitando a estimativa da vida do componente em análise. Estes ensaios, apesar de caros, são realizados pelas indústrias automobilística e aeronáutica, sendo justificados pela possibilidade de uma definição clara do comportamento à fadiga. A previsão de vida de uma mola é uma destas situações que apresentam dificuldades para a modelagem do processo de fadiga, devido às particularidades do material, dos processos de fabricação (incluindo a dificuldade de caracterização dos defeitos introduzidos pelos processos de fabricação) e da própria geometria do componente.

Desta forma, uma curva SN do componente em estudo foi levantada em um banco de provas construído especialmente para este ensaio, conforme apresentado na Figura 5.12. Buscou-se representar com fidelidade as condições de contorno existentes no veículo e por isso foram consideradas além da mola, a barra tensora longitudinal, as buchas de borracha nos olhais, o jumelo do olhal traseiro e os suportes de fixação da barra tensora à mola e ao chassi do veículo. O banco consistiu em um atuador hidráulico SCHENCK (10000 kgf e 250mm de curso máximo), uma servo-válvula MOOG, uma célula de carga HBM (10000 kgf) entre o cilindro e a

mola, um transdutor de curso LVDT e a base para fixação da mola e dos outros componentes anteriormente descritos. O conjunto da suspensão foi montado na bancada em uma posição inversa à observada no veículo por razões de facilidade na construção dos pórticos que sustentaram o atuador hidráulico.

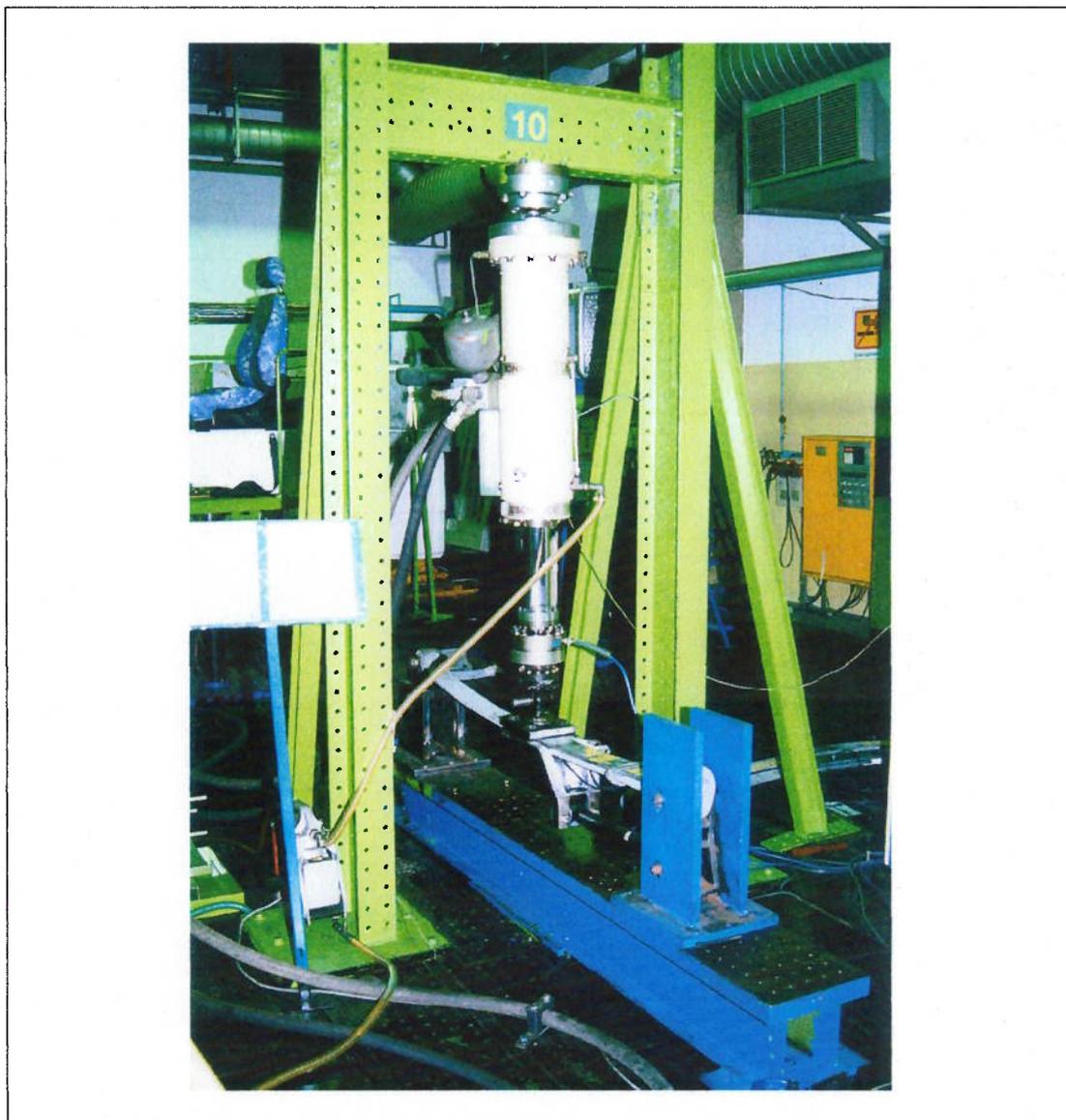


Figura 5.12 – Bancada para o Levantamento da Curva SN da Mola

O teste consistiu na aplicação de carregamento vertical na região de fixação da mola ao eixo e, para a determinação da curva SN, quatorze molas foram cicladas

até a falha em 3 diferentes níveis de tensão, conforme tabela 5.7. Foram monitorados os cursos verticais do atuador, a força aplicada e as deformações em dois pontos localizados na região dianteira da mola, à 120mm do espigão. Todos os ensaios foram realizados com $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -0.09$ e frequência de 1 Hz.

Tabela 5.7 – Dados Experimentais dos Ensaio das Molas

Amostra	Tensão Alternada σ_a [MPa]	Número de Ciclos até a Falha N_f
1	600	15570
2	600	22450
3	600	22510
4	600	22830
5	600	32860
6	600	33630
7	436	50090
8	436	65380
9	436	89700
10	436	125000
11	436	150000
12	327	150000
13	327	280000
14	327	370000

Observa-se na tabela anterior, uma elevada dispersão do número de ciclos até a falha N_f , principalmente para as menores flutuações de tensão $\Delta\sigma$. Este fato, já abordado no item 3.4, pode ser explicado pela variabilidade dos mecanismos de fadiga, envolvendo a iniciação de microtrincas e a propagação de macrotrincas. As diferenças entre as propriedades mecânicas e as características do jateamento por granalha das várias molas ensaiadas também podem justificar o que foi verificado.

De acordo com o modelo em elementos finitos da mola, descrito no capítulo anterior, a tensão no ponto crítico é 6,7% maior que a tensão do ponto monitorado, situado a 120mm do espigão. Por isso, para a construção da curva SN a ser utilizada

nas análises deste estudo, as tensões alternadas σ_a mostradas na Tabela 5.7 foram multiplicadas por 1,067. A Tabela 5.8 apresenta as tensões corrigidas na primeira coluna e as médias aritméticas do número de ciclos até a falha na segunda coluna.

Tabela 5.8 – Dados para a Curva SN com $R = -0,09$

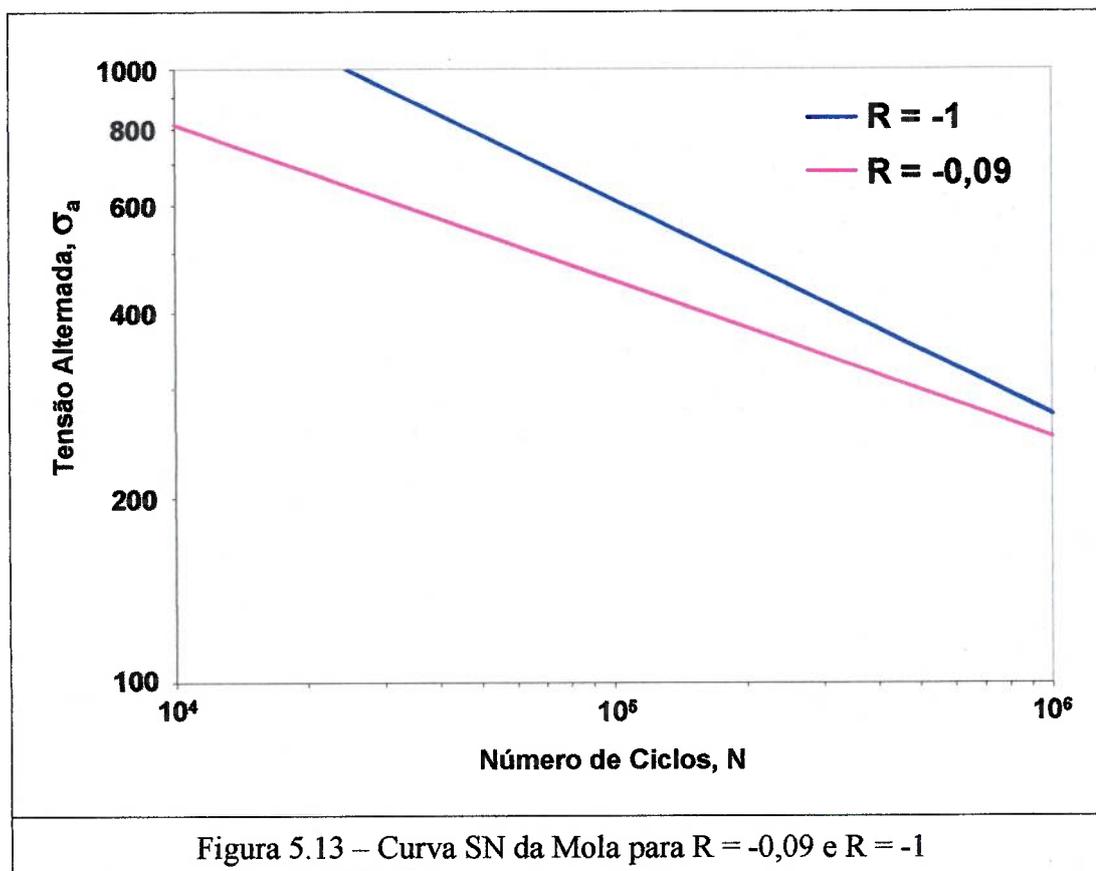
Tensão Alternada σ_a [MPa]	Número de Ciclos até a Falha N_f
640	25000
465	96000
349	267000

A partir do critério de Goodman, abordado no item 4.9, foi feita a correção do efeito da tensão média σ_m sobre a curva SN para $R = -0,09$, convertendo-a para $R = -1$, situação onde as tensões alternadas σ_a são totalmente reversas ($\sigma_m = 0$). Os pontos obtidos são apresentados na Tabela 5.9 e as curvas SN para as duas razões de tensão R são mostradas na Figura 5.13.

Tabela 5.9 – Dados para a Curva SN com $R = -1$

Tensão Alternada σ_a [MPa]	Número de Ciclos até a Falha N_f
993	25000
627	96000
433	267000

Uma curva SN, como a mostrada a seguir, é útil na previsão de vida da mola sob diferentes condições de uso, porém deve ser aplicada somente ao componente testado. A grande vantagem deste tipo de abordagem é a inclusão automática dos efeitos de detalhes tais como complexidades da geometria, acabamento superficial e tensões residuais provenientes do processo de fabricação, fatores que são difíceis de serem avaliados por outros procedimentos que não o ensaio da própria estrutura.



Curva SN da Mola para R = -0.09

$$\sigma_a = 8534(N_f)^{-0,2551} \quad (5.7)$$

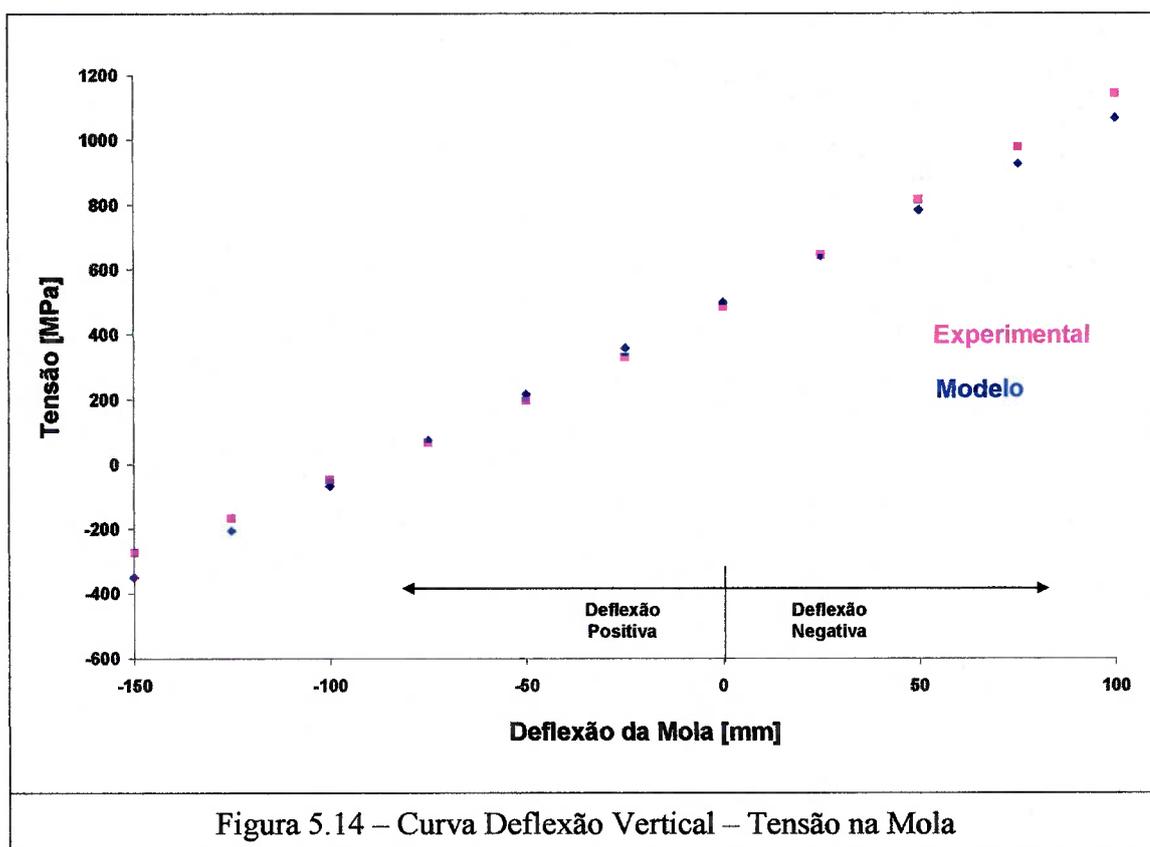
Curva SN da Mola para R = -1

$$\sigma_a = 34526(N_f)^{-0,3501} \quad (5.8)$$

Adicionalmente ao levantamento da curva SN acima apresentada, foram efetuadas medições de deformação em função da deflexão vertical da mola, possibilitando uma análise comparativa entre experimento e o modelo em elementos finitos proposto no Capítulo 4. A Tabela 5.9 exhibe as tensões obtidas nos dois casos na região onde foi instalado o extensômetro, ou seja, na face de tração da lâmina superior localizada na parte dianteira da mola à 120mm do espigão.

Tabela 5.10 – Tensão em Função da Deflexão da Mola

Deflexão correspondente no Veículo [mm]	Modelo [MPa]	Experimental [MPa]
-150	-349	-274
-125	-208	-168
-100	-66	-48
-75	76	66
-50	217	195
-25	359	330
0	500	483
25	642	644
50	783	815
75	925	975
100	1066	1142



Pode-se observar no gráfico apresentado na Figura 5.14 que existe uma diferença entre o modelo e o experimento, sensivelmente maior nas regiões de grande nível de deflexão vertical. A não linearidade do sistema mecânico analisado,

desconsiderada pelo modelo em elementos finitos, explica tais divergências. Entretanto, na faixa de deflexão compreendida entre -70 e +70mm (região de trabalho da suspensão), o comportamento das tensões na mola aproxima-se da linearidade, permitindo a utilização do modelo para as análises deste estudo.

CAPÍTULO VI

ANÁLISE DA VIDA À FADIGA

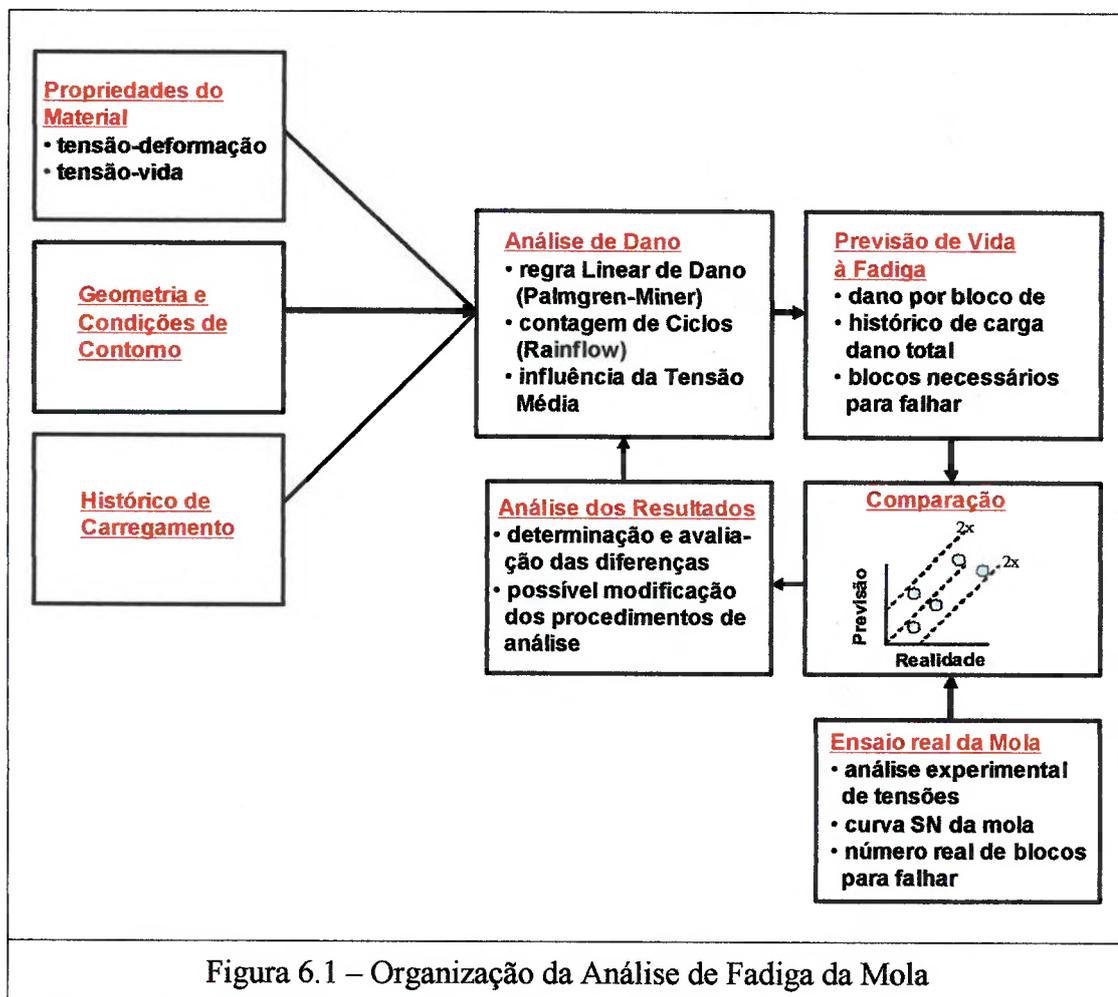
6.1 – Organização das Análises

A metodologia apresentada no capítulo 4 propôs a utilização de um modelo em elementos finitos bastante simplificado, que não considerou o chassi nem o eixo do veículo. A principal razão desta simplificação residiu no fato de que, durante a fase inicial do desenvolvimento de um produto, muitos sistemas ainda não têm seu conceito definido e, portanto, sua consideração provavelmente não reflete uma situação futura do projeto. Após a apresentação do modelo com as suas condições de contorno e o seu carregamento, foram introduzidos os conceitos básicos e discutidos os parâmetros relevantes para a previsão de vida à fadiga da mola plana modelada. Estas análises possibilitaram, entre outros resultados, a estimativa de uma curva SN que considerou os muito fatores influentes no comportamento à fadiga do componente.

O capítulo 5 apresentou e discutiu a abordagem experimental executada com o intuito de validar o método proposto de acordo com o parágrafo anterior. Conforme descrito, foram realizadas medições de alguns parâmetros que puderam ser convertidos em informações relacionadas aos carregamentos impostos em uma situação normal de uso.

O objetivo do presente capítulo é apresentar uma previsão de vida para a mola, avaliando o método proposto por meio de uma análise comparativa com a abordagem experimental. A Figura 6.1 apresenta esquematicamente a organização

proposta para esta análise, onde os resultados provenientes das discussões ocorridas até aqui são analisados conjuntamente, de modo a propiciar uma série de avaliações.



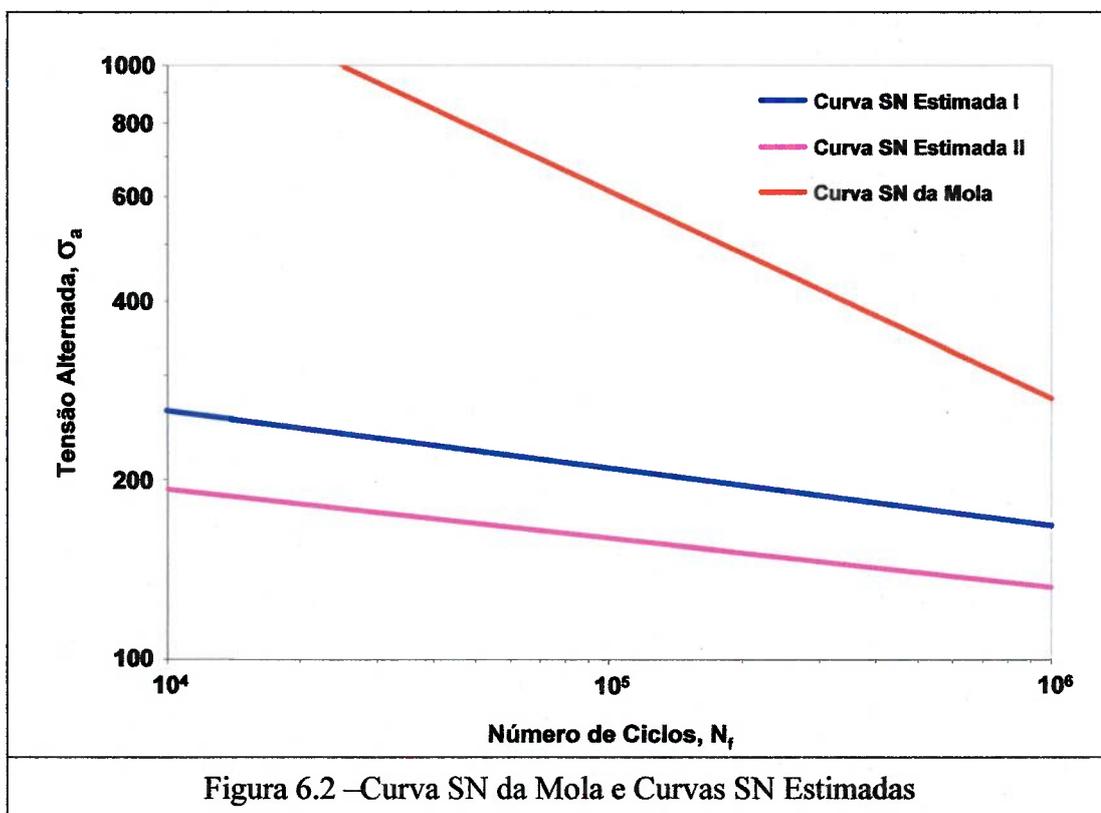
As diversas etapas das análises propostas estão apresentadas nos itens subsequentes e estão divididas da seguinte forma:

1. Comparação das curvas SN estimadas e a curva SN da mola;
2. Proposta para o histórico de carregamento;
3. Previsão de vida à fadiga;

As análises dos resultados obtidos nos itens acima serão feitas nas conclusões apresentadas no capítulo 7.

6.2 – Comparação das Curvas SN

Na Figura 6.2 estão plotadas, em um mesmo gráfico, as curvas SN estimadas de acordo com os temas discutidos no capítulo 4 e a curva SN da mola. Observa-se uma grande diferença entre elas e um extremado conservadorismo na estimativa das curvas SN I e II. A hipótese de que os fatores modificadores devem ser aplicados em todas as regiões da curva, segundo proposta de Bannantine [11], faz com que a resistência à fadiga seja consideravelmente menor que a obtida experimentalmente.

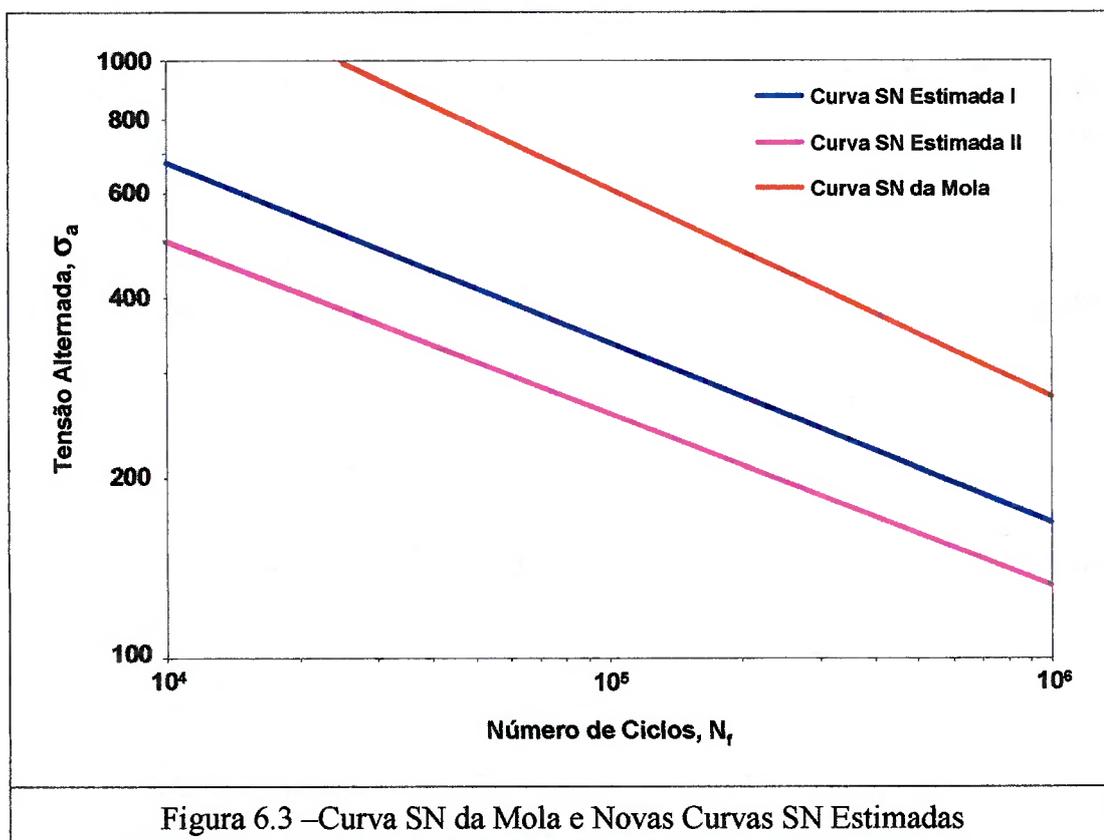


$$1. \text{ Curva Estimada I} \\ \sigma_a = 624,8(N_f)^{-0,0951} \quad (6.1)$$

$$2. \text{ Curva Estimada II} \\ \sigma_a = 414,8(N_f)^{-0,0829} \quad (6.2)$$

$$3. \text{ Curva SN da Mola} \\ \sigma_a = 34526(N_f)^{-0,3501} \quad (6.3)$$

Deste modo, está apresentada na Figura 6.3, uma nova comparação destas curvas considerando uma maior ação dos fatores modificadores nas tensões alternadas da região de ciclagem mais elevada, conforme proposta de Juvinall [27] e Shigley [42]. Observa-se então, uma maior proximidade entre as curvas estimadas e a curva da mola, porém ainda um excessivo conservadorismo.



1. Nova Curva Estimada I

$$\sigma_a = 10848(N_f)^{-0,3017} \quad (6.4)$$

2. Nova Curva Estimada II

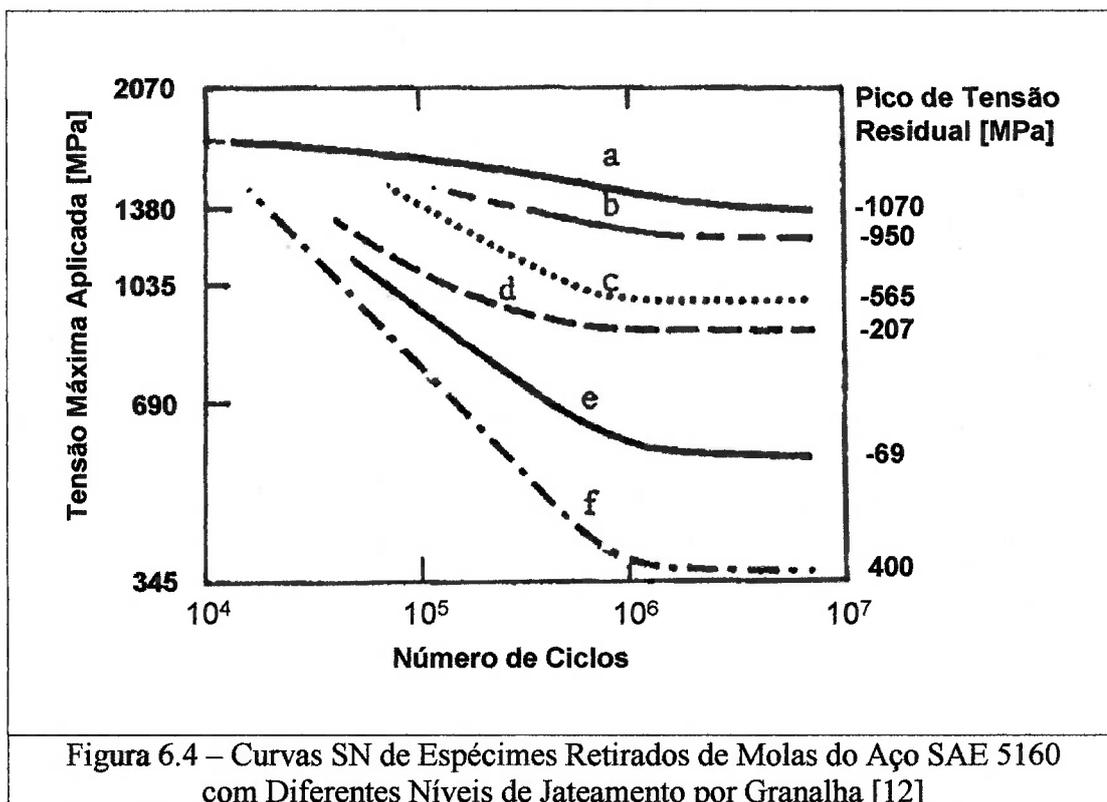
$$\sigma_a = 7202(N_f)^{-0,2895} \quad (6.5)$$

3. Curva SN da Mola

$$\sigma_a = 34526(N_f)^{-0,3501} \quad (6.6)$$

Conforme item 4.8, que trata da influência dos tratamentos superficiais na resistência à fadiga, temos que a introdução de tensões compressivas nas regiões

superficiais resulta em aumento da vida da mola. No entanto, a quantificação desta influência é tarefa difícil, visto que a qualidade do processo é controlada pelo método Almen que está associado somente ao arqueamento de um corpo de provas submetido ao impacto da granalha.



A Figura 6.4 apresenta curvas SN de espécimes ensaiados sob flexão unidirecional. Tais espécimes foram construídos a partir de molas planas fabricadas em aço SAE 5160 (455 HBN), os quais sofreram processo de jateamento com condições variadas, de modo a introduzir diferentes níveis de tensão residual compressiva. O método de obtenção da tensão residual de tração para os espécimes da curva f não é descrito pela referência. Em resumo, observa-se uma grande influência da tensão residual nas vidas obtidas nos testes.

Para a quantificação da tensão residual introduzida pelo jateamento na mola em estudo utilizou-se a difração de raios-x, procedimento que é normalmente utilizado em controle de qualidade, na determinação da tensão residual associada com falhas por fadiga ou corrosão e no levantamento de tensões microscópicas. Neste método, a deformação na rede cristalina do material é levantada e a tensão é calculada, assumindo-se uma distorção linear elástica. Embora o termo medição de tensão seja comumente usado, conforme já descrito, a tensão é uma propriedade extrínseca que não é diretamente medida. Todos os métodos para determinação de tensão necessitam da medição de alguma propriedade intrínseca, tal como deformação, força ou área e o cálculo da tensão associada. Para que a tensão seja determinada, a deformação deve ser medida em, no mínimo, duas orientações precisamente conhecidas relativas à superfície do espécime. Desta forma, este método é aplicável a materiais cristalinos, com granulação relativamente fina e que produzam difração em qualquer orientação da superfície do espécime [4].

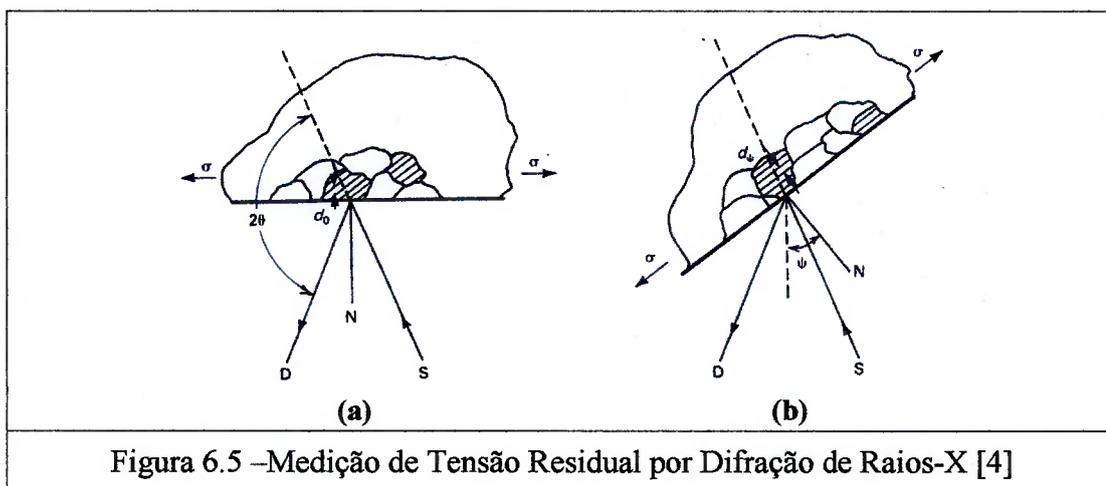


Figura 6.5 –Medição de Tensão Residual por Difração de Raios-X [4]

As tensões macroscópicas, objeto do presente estudo, estendem-se por distâncias que são grandes em relação ao tamanho do grão do material e são de grande interesse no projeto de componentes e na análise de falhas. As magnitudes

destas tensões variam com a direção em um ponto de um corpo. Desta forma, para um determinado local e direção, determina-se a tensão por meio da medição da deformação naquela direção e naquele ponto. Quando estas tensões são determinadas em, pelo menos, três direções conhecidas, e a condição de estado plano de tensões é assumida, tais valores podem ser combinados utilizando o círculo de Mohr. As tensões macroscópicas deformam uniformemente muitos cristais na superfície e esta distorção uniforme da rede cristalina altera a posição angular do pico de difração selecionado para a medição de tensão residual [4].

O princípio do método pode ser explicado com o auxílio da figura 6.5, que mostra para duas orientações do espécime, a difração de um raio monocromático de raios-x a partir da superfície do material tracionado, com um grande ângulo de difração (2θ). O ângulo ψ , entre a reta normal à superfície e o bissetor do raio incidente e do raio difratado, define a orientação da superfície do espécime. A difração ocorre em um ângulo 2θ , definido pela lei de Bragg [4,51],

$$n.\lambda = 2.d.\text{sen}\theta \quad (6.7)$$

onde n é um número inteiro que denota a ordem da difração, λ é o comprimento de onda dos raios-x, d é o espaçamento da rede dos planos cristalinos, e θ é o ângulo de difração. Qualquer mudança no espaçamento da rede d , resulta numa alteração correspondente no ângulo de difração 2θ . A Figura 6.5(a) mostra o espécime numa orientação onde $\psi=0$, em que a presença de uma tensão trativa resulta em uma contração pelo efeito de Poisson, reduzindo o espaçamento da rede e aumentando sensivelmente o ângulo de difração, 2θ . Se o espécime é então rotacionado com ângulo conhecido ψ , mostrado na Figura 6.5(b), a tensão trativa presente na superfície aumenta o espaçamento da rede cristalina e o ângulo 2θ decresce.

Medindo-se a mudança na posição angular do pico de difração em, no mínimo, duas orientações do espécime definidas pelo ângulo ψ , pode-se calcular a tensão superficial naquele plano de difração, que contém os raios-x incidentes e difratados. Para medir a tensão em diferentes direções no mesmo ponto, o espécime é rotacionado para que a direção de interesse coincida com o plano de difração [51].

Como somente as deformações elásticas alteram o espaçamento médio da rede cristalina, são estas as deformações que são medidas com este método. Embora as tensões residuais sejam resultado de deformação plástica, todas as tensões residuais macroscópicas restantes são necessariamente elásticas. A tensão residual determinada pela difração de raios-x é a média aritmética das tensões em um volume do material definido pela área irradiada, que pode variar da ordem de centímetros quadrados até milímetros quadrados, e pela profundidade de penetração dos raios-x.

A aplicação da difração de raios-x é limitada à superfície do espécime, para a qual é assumida a condição de estado plano de tensão. Desta forma, a distribuição de tensões é descrita pelas tensões principais σ_1 e σ_2 existentes no plano da superfície e a tensão σ_3 perpendicular ao plano é assumida como sendo nula. Na realidade, uma componente perpendicular de deformação existe como resultado do efeito de Poisson causado pelas tensões principais σ_1 e σ_2 . A deformação, $\varepsilon_{\phi\psi}$, na direção definida pelos ângulos ϕ e ψ é:

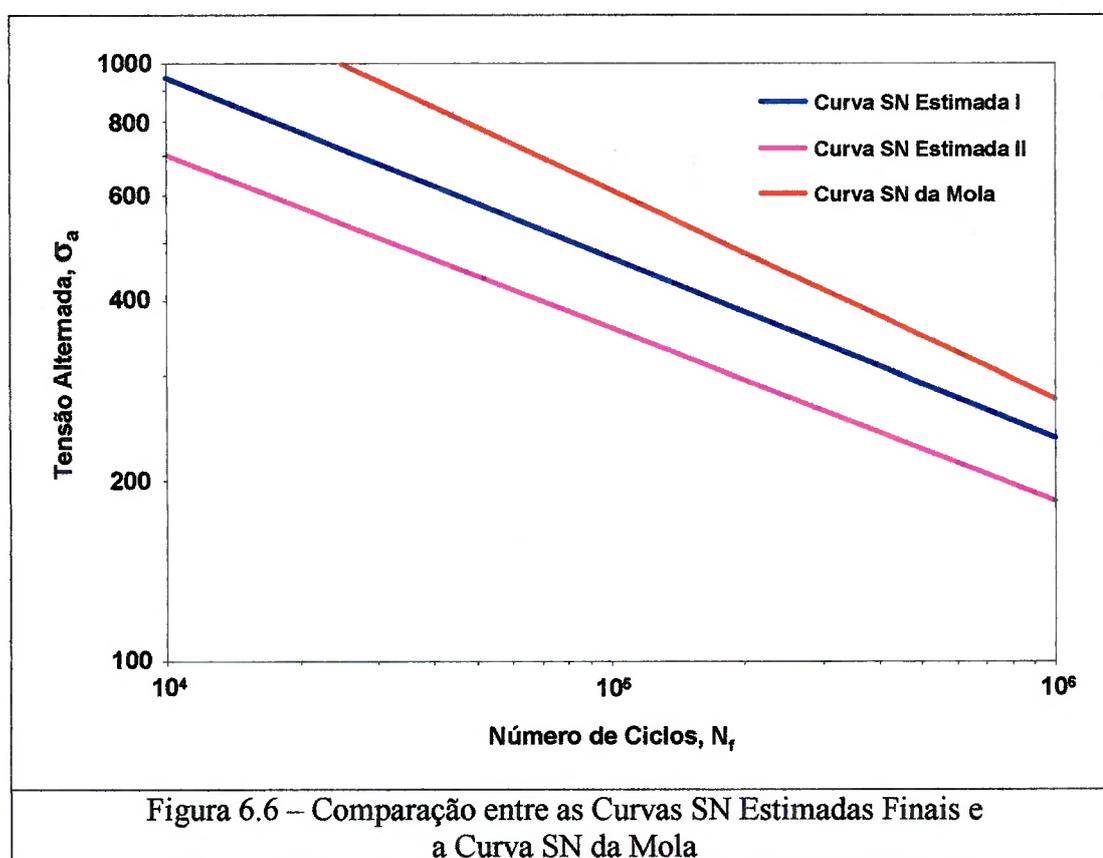
$$\varepsilon_{\phi\psi} = \left[\frac{1+\nu}{E} (\sigma_1 \alpha_1^2 + \sigma_2 \alpha_2^2) \right] - \left[\frac{\nu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2) \right] \quad (6.8)$$

onde E é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson e α_1 e α_2 são os ângulos do vetor de deformação:

$$\alpha_1 = \cos \phi . \text{sen} \psi \quad (6.9)$$

$$\alpha_2 = \text{sen} \phi . \text{sen} \psi \quad (6.10)$$

Algumas molas foram submetidas ao método antes descrito e o valor médio obtido para a tensão residual foi de -600MPa. Considerou-se então este valor como uma tensão média e o critério de Goodman para a consideração do seu efeito sobre as curvas SN estimadas.



1. Curva Estimada Final

$$\sigma_a = 15188(N_f)^{-0,3017} \quad (6.11)$$

2. Curva Estimada Final II

$$\sigma_a = 10071(N_f)^{-0,2893} \quad (6.12)$$

3. Curva SN da Mola

$$\sigma_a = 34526(N_f)^{-0,3501} \quad (6.13)$$

O resultado desta abordagem está apresentado na Figura 6.6, onde a curva estimada I aproxima-se da curva da mola, enquanto a curva estimada II ainda se mostra demasiadamente conservadora, fazendo com que esta última seja desconsiderada nas análises que serão apresentadas adiante.

6.3 – Proposta para o Histórico de Carregamento

O carregamento de uma suspensão é aleatório por estar relacionado às condições da via, à velocidade do veículo, à forma de condução, entre outros fatores. Um levantamento criterioso deste parâmetro somente é possível mediante métodos experimentais, onde sensores medem a magnitude de deformações, acelerações, deslocamentos e esforços relacionados com o comportamento do componente em estudo. O Capítulo 5 aborda as medições realizadas neste sentido, das quais se pode concluir que os deslocamentos verticais relativos entre eixo e chassi refletem, com considerável aproximação, o comportamento das deformações nas lâminas da mola. Ainda de acordo com os comentários deste capítulo, outros carregamentos solicitam o componente em estudo, porém são de difícil mensuração. Tais carregamentos, que são os de torção e as flexões transversais, são considerados como de 2ª ordem e, portanto, com menor participação na vida da mola.

Vale lembrar que estes componentes têm sido testados por meio de ensaios onde a durabilidade é aprovada ou não, de acordo com a ciclagem atingida para um determinado nível de deflexão. Tais procedimentos, como grande parte dos testes normalizados, são discutíveis pelo seu empirismo, além do fato de que são normalmente formulados a partir de padrões europeus ou americanos, cujas características gerais não se assemelham às condições nacionais.

A Figura 6.7 apresenta, em preto, a tensão no ponto crítico da mola, corrigida pela relação proposta com o modelo em elementos finitos, a partir da deformação medida no extensômetro 5. Esta tensão será usada como referência para os cálculos de vida, ou seja, a vida associada a ela será considerada como a prevista para a mola. O curso vertical relativo entre eixo e chassi, que também foi medido, foi usado para a elaboração de uma função de transferência a ser empregada como o carregamento do método proposto. Neste sentido, o sinal de deslocamento medido, multiplicado pela relação entre tensão longitudinal e deflexão vertical para o ponto crítico proveniente das análises numérico-computacionais, resultou no sinal temporal da tensão do método proposto (em vermelho) denominada, nas análises que seguem, como MEF. Observa-se nos “zooms” mostrados nas Figuras 6.7(a) e 6.7(b), uma grande semelhança entre os dois comportamentos comparados.

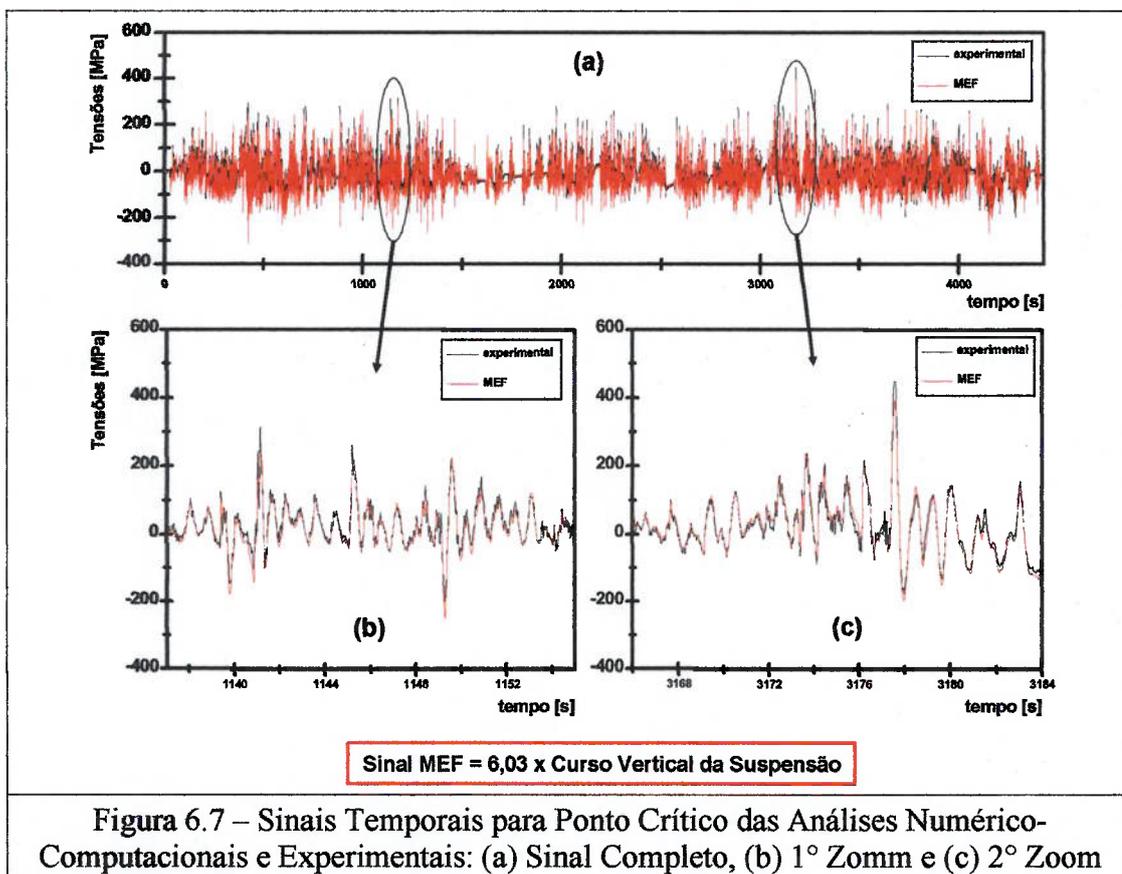
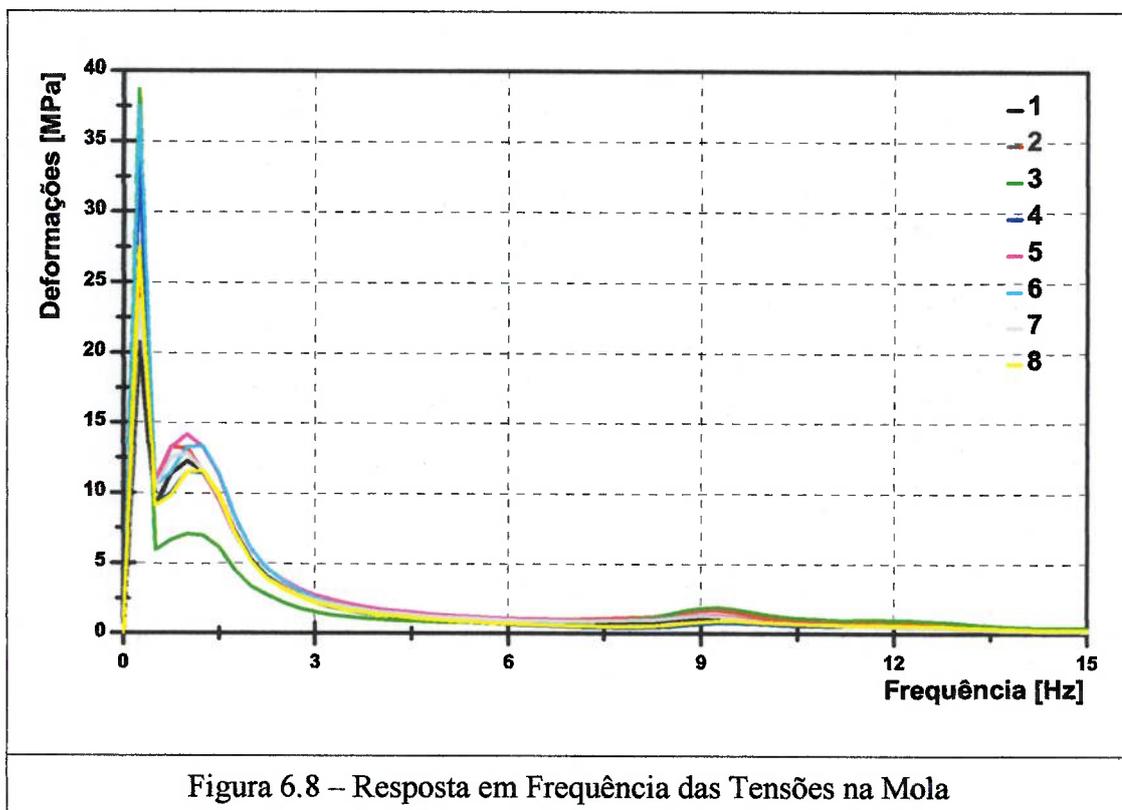


Figura 6.7 – Sinais Temporais para Ponto Crítico das Análises Numérico-Computacionais e Experimentais: (a) Sinal Completo, (b) 1º Zomm e (c) 2º Zoom

Para a utilização do método antes descrito, considera-se a hipótese de que as frequências naturais do sistema mecânico em análise são muito superiores às frequências constatadas nas medições. Caso esta condição não seja satisfeita, as tensões sofrerão amplificação dinâmica fazendo com que a relação entre a deflexão vertical da mola e a tensão no ponto crítico deixe de ser simples como a proposta.

A Figura 6.8 apresenta a resposta em frequência das tensões medidas na mola, onde são observadas duas faixas principais. A primeira delas, por volta de 1Hz, é associada à frequência natural da massa suspensa do veículo que engloba o chassi, a carroceria e o trem de força. A outra, em torno de 9Hz e com amplitudes bem mais baixas, é associada à frequência natural da massa não suspensa representada pelos eixos, rodas e pneus.



6.4 – Previsão de Vida e Comparação dos Resultados

De acordo com o descrito no item 4.11, os históricos reais de carregamento da mola são razoavelmente complicados. Desta forma, eles devem ser analisados de forma a possibilitar a extração das informações mais relevantes para a aplicação da regra de Palmgren-Miner e conseqüentemente, para a previsão de vida à fadiga do componente. Esta etapa será efetuada com a aplicação do método de contagem de ciclos “rainflow”, cujo funcionamento foi detalhado no item 4.11.

O passo inicial para a efetuação deste procedimento é dividir a amplitude total da tensão em um determinado número de bandas. Apesar de a experiência ter mostrado que uma divisão em 60 partes é normalmente suficiente, os sinais a serem avaliados foram divididos em 128 intervalos. A partir dos valores máximos e mínimos mostrados na Tabela 6.1, calcula-se o intervalo de banda da contagem. Deste modo, os ciclos com amplitudes menores do que o valor do intervalo, não serão considerados.

Tabela 6.1 – Valores Máximos e Mínimos dos Sinais Temporais

	Valor Mínimo	Valor Máximo
Experimental	-248	478
MEF	-310	392

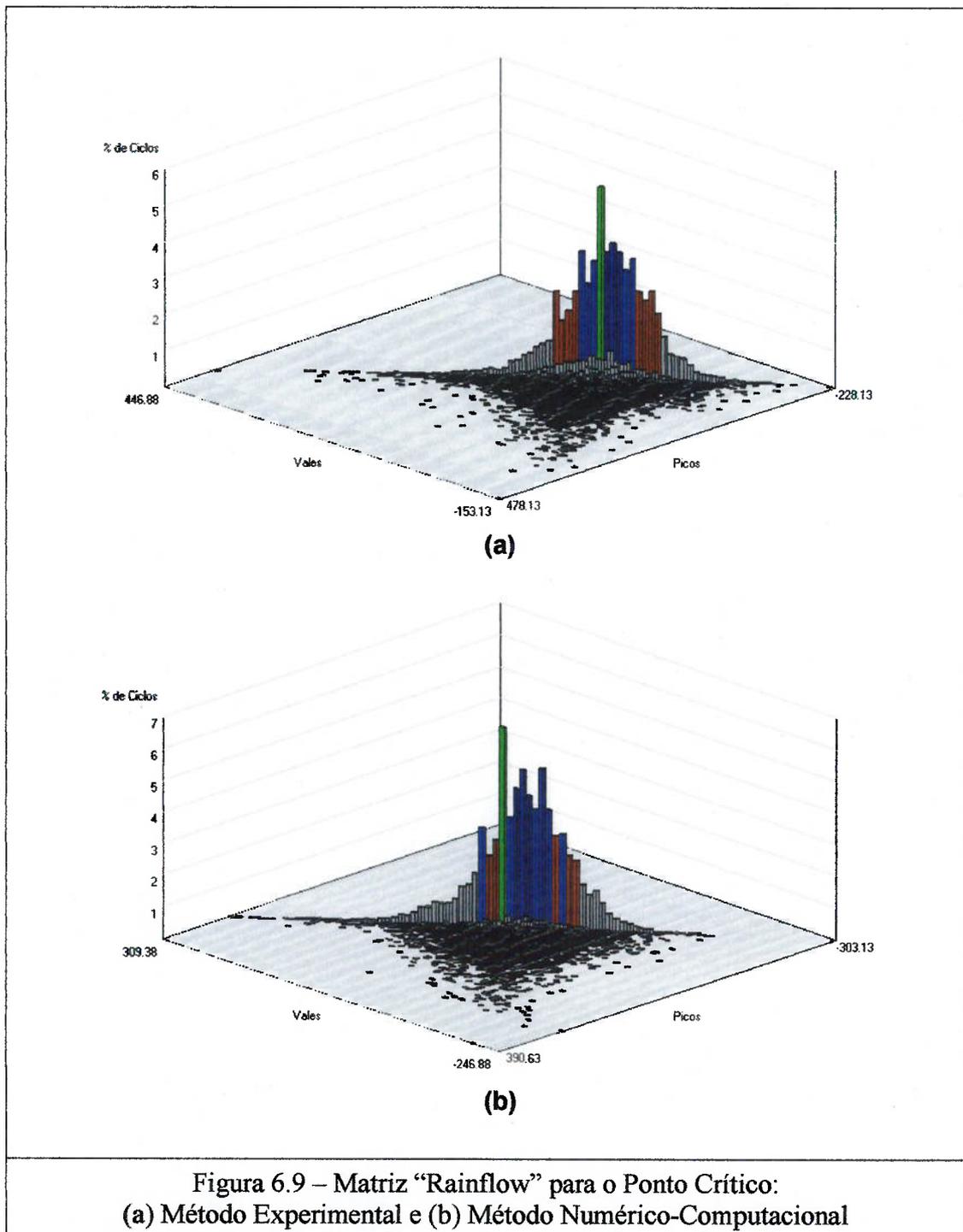
A partir destas informações, foram adotados limites inferiores e superiores para cada um dos dois sinais temporais, conforme informações mostradas a seguir:

Sinal Experimental: Limite Inferior = -300 / Limite Superior = 500

Sinal MEF: Limite Inferior = -400 / Limite Superior = 400

Intervalo de Banda: $(\text{Limite Superior} - \text{Limite Inferior}) / 128 = 6,250$

O procedimento de contagem dos ciclos de um pequeno sinal temporal, tema abordado no capítulo 4, mostra-se bastante simples e rápido. Entretanto, o histórico de tensões da mola é extremamente longo e requer recursos computacionais para a sua execução.



A Figura 6.9 exibe para os métodos experimental e numérico-computacional as respectivas matrizes “rainflow”, nas quais se podem observar três eixos de coordenadas representadas pelos picos, vales e porcentagem de ciclos. Desta mesma representação podem ser extraídas as tensões alternadas e os números de ciclos correspondentes. Por serem razoavelmente extensos, os resultados destas contagens são apresentados parcialmente nas Tabelas 6.2 e 6.3.

Tabela 6.2 – Rainflow do Sinal Experimental

Tensão Alternada σ_{ai}	Número de Ciclos n_i
362.5	1
281.25	1
275	1
262.5	2
246.875	1
.	.
.	.
137.5	12
134.375	15
131.25	20
128.125	16
125	15
.	.
.	.
15.625	849
12.5	1046
9.375	1662
6.25	3121
3.125	18238

Tabela 6.3 – Rainflow do Sinal MEF

Tensão Alternada σ_{ai}	Número de Ciclos n_i
328.125	1
284.375	1
275	1
256.25	1
243.75	1
.	.
.	.
137.5	14
134.375	12
131.25	16
128.125	17
125	12
.	.
.	.
15.625	490
12.5	582
9.375	860
6.25	1361
3.125	18335

A partir dos dados mostrados nas tabelas anteriores emprega-se a regra de Palmgren-Miner para avaliação do acúmulo de dano. Conforme descrição apresentada no item 4.10, esta regra assume que o número de ciclos de tensão impostos à mola analisada, expresso como uma porcentagem do número total de ciclos de tensão de mesma amplitude necessário para causar a falha, fornece a fração da vida à fadiga consumida por determinado nível de tensão alternada σ_a . A somatória destas frações resultará na parcela de vida consumida por um determinado histórico de carregamento.

Nas Tabelas 6.4 e 6.5 são exibidos, respectivamente, os resultados obtidos para a metodologia experimental e para a metodologia proposta, considerando somente a curva SN da mola (eq. 6.13). O objetivo desta análise inicial é avaliar a adoção da hipótese de que as deflexões verticais medidas podem representar o carregamento da mola para o método proposto.

Tabela 6.4 - Dano Calculado para o Método Experimental

σ_{ai}	n_i	$N_{fi} = \left(\frac{\sigma_{ai}}{34526} \right)^{-1/0.3501}$	$Dano(i) = \left(\frac{n_i}{N_i} \right) 100\%$
362.5	1	448961	2.22736E-04
281.25	1	926873	1.07890E-04
275	1	988320	1.01182E-04
262.5	2	1128768	1.77184E-04
246.875	1	1345031	7.43477E-05
.	.	.	.
137.5	12	7157105	1.67666E-04
134.375	15	7642855	1.96262E-04
131.25	20	8174193	2.44672E-04
128.125	16	8756642	1.82718E-04
125	15	9396550	1.59633E-04
.	.	.	.
15.625	849	3568523381	2.37914E-05
12.5	1046	6749866921	1.54966E-05
9.375	1662	15351862349	1.08260E-05
6.25	3121	48880455445	6.38497E-06
3.125	18238	353977189813	5.15231E-06

$$\sum_{i=1}^n Dano(i) = 0,0118135\%$$

$$\text{Número de blocos previsto até a falha} = \frac{1 \times 100\%}{\sum_{i=1}^n \text{Dano}(i)} = 8464,8$$

Tabela 6.5 - Dano Calculado para o Método Proposto

σ_{ai}	n_i	$N_{fi} = \left(\frac{\sigma_{ai}}{34526} \right)^{-1/0,3501}$	$\text{Dano}(i) = \left(\frac{n_i}{N_i} \right) 100\%$
328.125	1	596758	1.67572E-04
284.375	1	898076	1.11349E-04
275	1	988320	1.01182E-04
256.25	1	1209198	8.26994E-05
243.75	1	1394874	7.16911E-05
.	.	.	.
137.5	14	7157105	1.95610E-04
134.375	12	7642855	1.57009E-04
131.25	16	8174193	1.95738E-04
128.125	17	8756642	1.94138E-04
125	12	9396550	1.27706E-04
.	.	.	.
15.625	490	3568523381	1.37312E-05
12.5	582	6749866921	8.62239E-06
9.375	860	15351862349	5.60193E-06
6.25	1361	48880455445	2.78434E-06
3.125	18335	353977189813	5.17971E-06

$$\sum_{i=1}^n \text{Dano}(i) = 0,0097930\%$$

$$\text{Número de blocos previsto até a falha} = \frac{1 \times 100\%}{\sum_{i=1}^n \text{Dano}(i)} = 10211,3$$

De acordo com o item 5.4, cada bloco de medição abrange uma distância D_1 , fazendo com que as previsões de vida em km para o trecho avaliado sejam as seguintes:

1. Método Experimental = $8464,8 \times D_1$
2. Método Proposto = $10211,3 \times D_1$

Até este ponto, foram desconsideradas as tensões provenientes do carregamento estático, denominadas neste trabalho como tensões de montagem. Porém, elas devem ser adotadas como tensões médias, pois exercem enorme influência sobre a vida do componente. Para esta análise foi empregada uma tensão de tração de 500N/mm^2 , considerando as medições experimentais abordadas no item 5.4 em conjunto com os resultados do modelo de elementos finitos.

Para correção do efeito desta tensão média é empregado o critério de Goodman, segundo o qual uma tensão alternante com amplitude σ_{ai} e tensão média σ_{mi} provocará a falha do material com a mesma quantidade de ciclos que uma tensão completamente reversa σ_{cri} , quando obedecerem a relação apresentada no item 4.9. Desta forma, as novas previsões de vida são as mostradas nas tabelas 6.6 e 6.7:

Tabela 6.6 - Dano Calculado para o Método Experimental considerando Montagem

σ_{ai}	σ_{mi}	n_i	$\sigma_{cri} = \sigma_{ai} \frac{(\sigma_u)}{(\sigma_u - \sigma_{mi})}$	$N_{fi} = \left(\frac{\sigma_{cri}}{34526} \right)^{-1/0.3501}$	$Dano(i) = \left(\frac{n_i}{N_i} \right) 100\%$
362.5	500	1	543.75	141005	7.09195E-04
281.25	500	1	421.875	291102	3.43522E-04
275	500	1	412.5	310401	3.22164E-04
262.5	500	2	393.75	354512	5.64156E-04
246.875	500	1	370.313	422433	2.36724E-04

.
137.5	500	12	206.25	2247829	5.33848E-04
134.375	500	15	201.563	2400388	6.24899E-04
131.25	500	20	196.875	2567265	7.79039E-04
128.125	500	16	192.188	2750194	5.81777E-04
125	500	15	187.5	2951170	5.08273E-04
.
15.625	500	849	23.438	1120764511	7.57519E-05
12.5	500	1046	18.75	2119927626	4.93413E-05
9.375	500	1662	14.063	4821552407	3.44702E-05
6.25	500	3121	9.375	15351862349	2.03298E-05
3.125	500	18238	4.688	111173454571	1.64050E-05

$$\sum_{i=1}^n Dano(i) = 0,0376145 \%$$

$$\text{Número de blocos previsto até a falha} = \frac{1 \times 100\%}{\sum_{i=1}^n Dano(i)} = 2658,5$$

Tabela 6.7 - Dano Calculado para o Método Proposto considerando Montagem

σ_{ai}	σ_{mi}	n_i	$\sigma_{cri} = \sigma_{ai} \frac{(\sigma_u)}{(\sigma_u - \sigma_{mi})}$	$N_{fi} = \left(\frac{\sigma_{cri}}{34526} \right)^{-1/0,3501}$	$Dano(i) = \left(\frac{n_i}{N_i} \right) 100\%$
328.125	500	1	492.188	187423	5.33551E-04
284.375	500	1	426.563	282058	3.54537E-04
275	500	1	412.5	310401	3.22164E-04
256.25	500	1	384.375	379772	2.63316E-04
243.75	500	1	365.625	438087	2.28265E-04
.
137.5	500	14	206.25	2247829	6.22823E-04
134.375	500	12	201.563	2400388	4.99919E-04

131.25	500	16	196.875	2567265	6.23231E-04
128.125	500	17	192.188	2750194	6.18138E-04
125	500	12	187.5	2951170	4.06618E-04
.
15.625	500	490	23.438	1120764511	4.37202E-05
12.5	500	582	18.75	2119927626	2.74538E-05
9.375	500	860	14.063	4821552407	1.78366E-05
6.25	500	1361	9.375	15351862349	8.86537E-06
3.125	500	18335	4.688	111173454571	1.64922E-05

$$\sum_{i=1}^n Dano(i) = 0,0311810 \%$$

$$\text{Número de blocos previsto até a falha} = \frac{1 \times 100\%}{\sum_{i=1}^n Dano(i)} = 3207,1$$

Da mesma forma como calculado anteriormente, têm-se as seguintes previsões de vida em km:

1. Método Experimental = 2658,5 x D₁
2. Método Proposto = 3207,1 x D₁

Os resultados apresentados aprovam a hipótese adotada, considerando a relativa proximidade das vidas previstas a partir dos métodos experimental e proposto. Apesar da diferença de aproximadamente 20% entre as previsões de vida obtidas a partir das duas metodologias, fica destacada a grande participação dos carregamentos relacionados às deflexões verticais no acúmulo de dano da mola em estudo.

Finalmente, adota-se a curva estimada (eq. 6.11), apresentada na Figura 6.6, para a previsão de vida da mola a partir do método proposto. Os resultados destes

cálculos são comparados com o método experimental na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Previsão de Vida (km) da Mola

	sem tensões de montagem	com tensões de montagem
Método Experimental	8464.8 x D ₁	2658.5 x D ₁
Método Proposto	8783.5 x D ₁	2290.9 x D ₁

O emprego da curva SN estimada para o método proposto resulta em uma maior similaridade dos resultados alcançados, mostrando que o conservadorismo na determinação das propriedades à fadiga contrabalança os efeitos das simplificações adotadas na elaboração do modelo em elementos finitos e na definição do carregamento dinâmico.

Para uma análise mais ampla dos resultados obtidos com a metodologia proposta, foi realizada uma nova medição em pista de durabilidade, na qual foi utilizado um veículo com algumas características diferentes do empregado na primeira medição, porém com o mesmo conjunto de suspensão dianteira. A pista em questão, que compreende eventos variados, destaca-se pelos seus trechos de torção e vibração. A instrumentação consistiu em 4 extensômetros instalados nas molas dianteiras e 2 transdutores de curso montados paralelamente aos amortecedores da suspensão dianteira do veículo, conforme mostrado nas Figuras 6.10(a) e 6.10(b). A posição dos 4 extensômetros repete a localização dos pontos 5 e 6 da medição anterior (120mm à frente do espigão das molas), sendo 2 na mola direita e 2 na mola esquerda. A Tabela 6.9 apresenta alguns dados sobre a segunda medição realizada.

Tabela 6.9 – Informações sobre a 2ª Medição em Pista de Durabilidade

Distância Total [km]	D ₂
Tempo Total [s]	12144
Taxa de Amostragem [Hz]	256



Figura 6.10 – Instrumentação do Veículo para a 2ª Medição: (a) Transdutor de Curso e (b) Região de Instalação dos Extensômetros na Mola do Lado Direito

As Figuras 6.11 exibem os sinais temporais obtidos, onde os três primeiros sinais são relativos à mola do lado direito e os outros três, à mola do lado esquerdo. Repetindo o procedimento proposto no item 6.3, os sinais de deslocamento vertical medidos nas molas do lado direito e esquerdo, são multiplicados pela relação tensão/deflexão para o ponto crítico proveniente das análises numérico-computacionais, resultando no sinal temporal denominado neste estudo como MEF. Na Figura 6.12 as tensões resultantes deste processo, em azul, são comparadas com as tensões no ponto crítico, em preto e vermelho, calculadas a partir das deformações medidas pelos extensômetros instalados nas molas. Observa-se, como na medição anterior, uma grande semelhança dos comportamentos. Seguindo o método apresentado no início deste item, são calculadas as vidas para cada um dos pontos, sendo 4 para o método experimental e 2 para o método proposto.

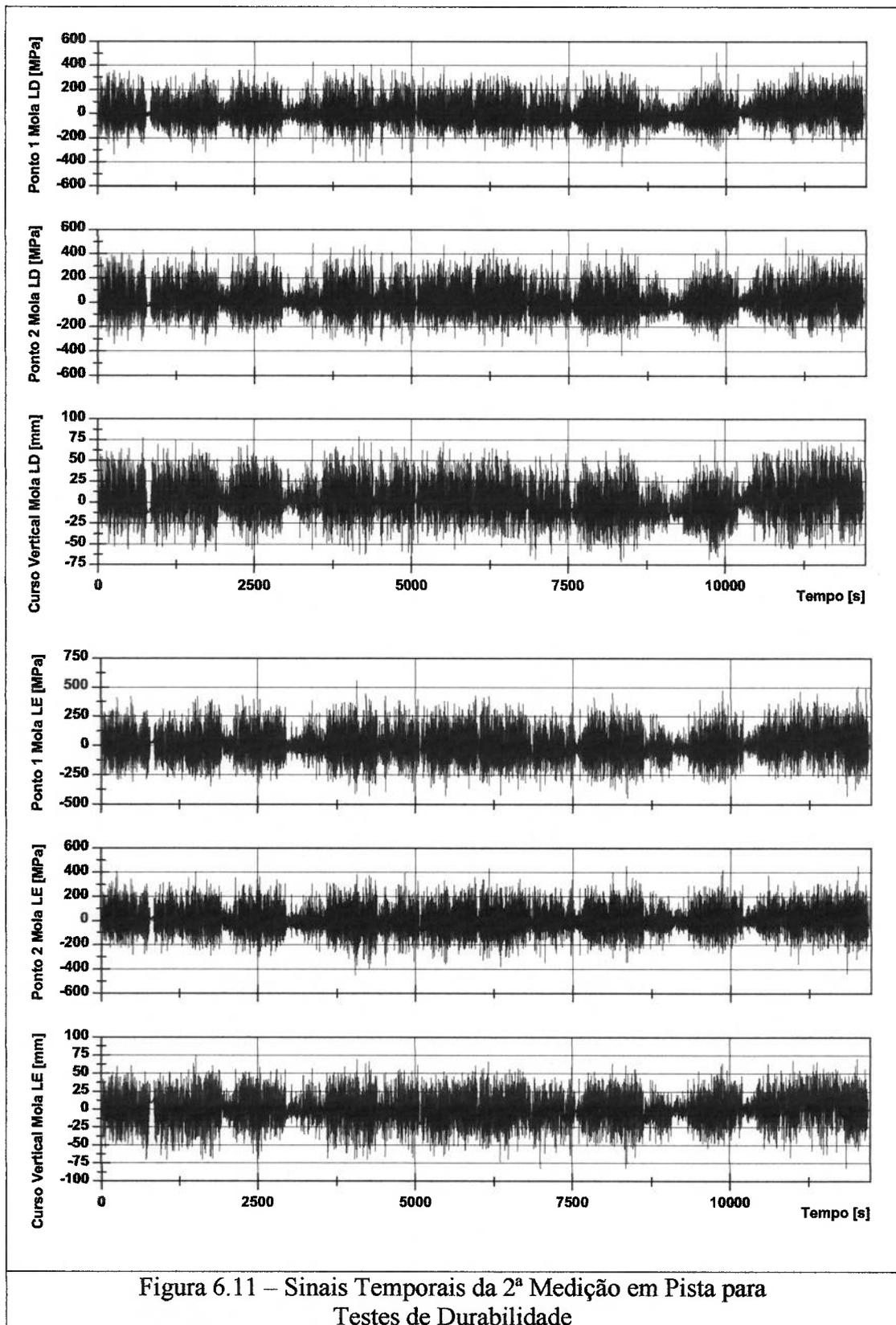
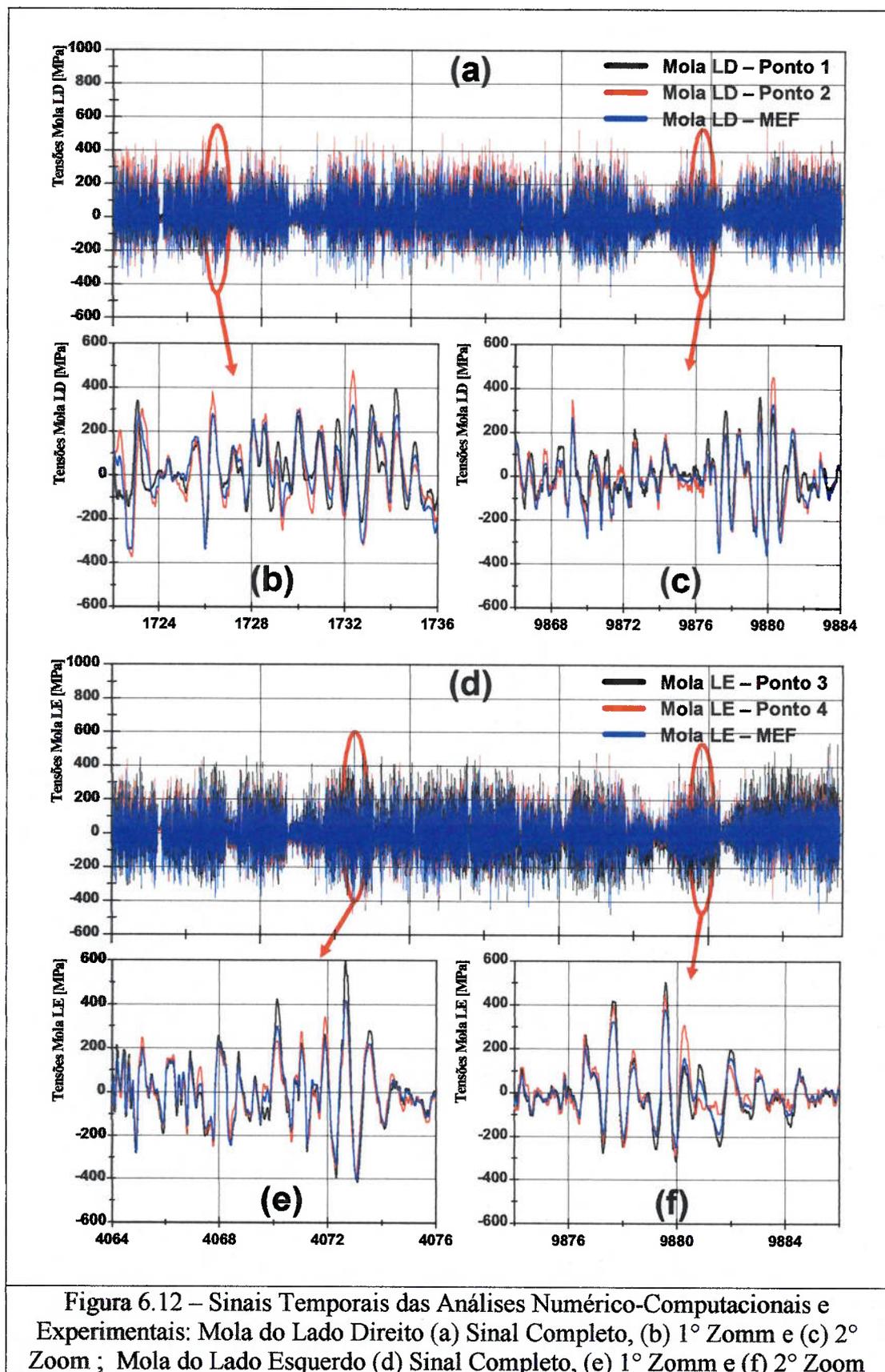


Figura 6.11 – Sinais Temporais da 2ª Medição em Pista para Testes de Durabilidade



A Tabela 6.10 apresenta os resultados obtidos quando a curva SN da mola é utilizada para os métodos experimental e proposto. O objetivo, como nas análises da primeira medição, é avaliar a hipótese de que as deflexões verticais medidas podem representar o carregamento da mola para o método proposto.

Tabela 6.10 – Previsão de Vida (km) a partir da Curva SN da Mola

		Previsão de Vida em km
Mola Lado Direito – Ponto 1	Método Experimental	264,1 x D ₂
Mola Lado Direito – Ponto 2		185,1 x D ₂
Mola Lado Direito – MEF	Método Proposto	290,8 x D ₂
Mola Lado Esquerdo – Ponto 3	Método Experimental	150,8 x D ₂
Mola Lado Esquerdo – Ponto 4		235,7 x D ₂
Mola Lado Esquerdo – MEF	Método Proposto	288,4 x D ₂

Confrontado com os resultados obtidos na primeira medição, observa-se na Tabela 6.10 uma maior diferença entre as previsões de vida pelos métodos experimental e proposto, provavelmente relacionada a uma maior ocorrência de solicitações transversais e torsionais na segunda pista avaliada. As características desta pista de provas evidenciam as limitações relacionadas às simplificações das condições de contorno adotadas na elaboração do modelo, às análises lineares empregadas e a consideração do carregamento vertical da mola como a única solicitação presente.

As previsões de vida apresentadas na Tabela 6.11 consideram a curva SN da mola para o método experimental e a curva SN estimada para o método proposto. Todos os resultados contemplam as tensões provenientes da montagem.

Tabela 6.11 – Previsão de Vida (km) da Mola a partir da 2ª Medição

		Previsão de Vida em km
Mola Lado Direito – Ponto 1	Método Experimental	264,1 x D ₂
Mola Lado Direito – Ponto 2		185,1 x D ₂
Mola Lado Direito – MEF	Método Proposto	177,6 x D ₂
Mola Lado Esquerdo – Ponto 3	Método Experimental	150,8 x D ₂
Mola Lado Esquerdo – Ponto 4		235,7 x D ₂
Mola Lado Esquerdo – MEF	Método Proposto	176,9 x D ₂

Similarmente ao que foi constatado nas análises da primeira medição, os resultados dos métodos experimental e proposto são bastante próximos, o que torna evidente a necessidade da utilização de curvas SN conservadoras em situações similares ao estudo realizado, ou seja, modelos e carregamentos simplificados.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Os resultados obtidos pelo método proposto apresentam grande similaridade com os obtidos pelo método experimental tradicional. Da mesma forma, a hipótese de que o carregamento vertical tem participação preponderante na vida da mola em estudo também se mostra válida. Pode-se explicar a maior semelhança entre a vida prevista pelo método experimental e pelo método proposto para o primeiro trecho de durabilidade medido pelo fato de que as solicitações nesta pista não são tão agressivas como no segundo trecho de durabilidade medido. A maior agressividade do segundo trecho pode ser traduzida em maiores deflexões e conseqüentemente, maiores limitações da função transferência empregada para a elaboração do carregamento do modelo. A partir da Figura 5.14 pode-se observar, em situações de grandes deslocamentos, uma sensível dispersão entre os resultados das análises lineares do modelo de elementos de finitos e o comportamento real das deformações na mola. Uma razão adicional são as frequências mais altas decorrentes dos inúmeros trechos de vibração, que não estão relacionadas às deflexões verticais da suspensão do veículo. Conclui-se, no entanto, que a participação de carregamentos como torção, flexão transversal e vibração, pode ser desprezada em avaliações feitas nas fases iniciais de um projeto.

Correlacionando as informações de falhas, durante o desenvolvimento do componente em estudo, com as previsões de vida apresentadas na Tabela 6.11, conclui-se que as metodologias experimental e proposta alcançam resultados bastante

confiáveis. Apesar de serem esperadas previsões de vida conservadoras quando são utilizadas curvas SN estimadas, os resultados obtidos com o método proposto nem sempre confirmam esta expectativa. Um dos fatores que pode ter contribuído para isso é a consideração de um valor muito alto para a tensão residual compressiva proveniente do jateamento por granalha, cujo efeito benéfico pode ter sido diminuído pela descarbonetação superficial constatada nas lâminas da mola.

O entendimento das características funcionais da mola permitiu uma análise crítica dos resultados obtidos a partir do modelo de elementos finitos. Um exemplo desta consideração é a constatação de uma distribuição de tensões ao longo das lâminas da mola muito diferente do comportamento esperado para as molas parabólicas. Este fato, conforme descrito no capítulo 5, é consequência de um carregamento adicional introduzido pela barra tensora durante a deflexão da mola, que é prejudicial à sua parte dianteira e benéfica à parte traseira.

A estimativa da curva SN deve ser feita com muito critério, pois são muitos os parâmetros que influem no seu comportamento. Apesar da contribuição de muitos destes fatores ser apresentada e quantificada em várias referências, os dados são empíricos e podem não refletir exatamente as características do componente em estudo. Informações detalhadas sobre os processos de fabricação e os tratamentos térmicos e superficiais foram essenciais para a compreensão das propriedades mecânicas do material utilizado na fabricação da mola em estudo. Tais propriedades serviram como alicerce para a construção das curvas SN, de acordo com os métodos propostos por Juvinal [27], Shigley [42], Bannantine [11] e Fuchs [22]. Junto à grande facilidade na elaboração destas curvas, deve-se ter em mente as suas, também grandes, limitações. O trabalho publicado por Shin; Lee; Ryu [43] exhibe diferentes

limites de fadiga para aços SAE 6150, cujas propriedades mecânicas, tais como limite de resistência, limite de escoamento e dureza, são muito similares. As diferenças foram associadas aos tratamentos térmicos empregados na fabricação dos aços, que resultavam em microestruturas variadas. Outro artigo que relaciona o comportamento à fadiga do aço SAE 6150 com a sua microestrutura é apresentado por Alp; Wazzan [1], no qual espécimes com diferentes propriedades mecânicas são ensaiados à fadiga. Observa-se neste trabalho, o cruzamento de duas curvas SN em um determinado nível de tensão. Conclui-se daí, que um aço SAE 6150 com elevada resistência à fadiga em uma dada região da curva, pode deixar de ter esta característica em ciclagens mais elevadas, inclusive não apresentando limite de fadiga.

A partir dos resultados mostrados no capítulo 6, ficou evidenciada a importância da consideração dos efeitos da tensão média na vida da mola. São observadas diferenças de 3 a 4 vezes entre a vida prevista sem e com a inclusão das tensões de montagem. Apesar das inúmeras objeções e vantagens associadas a um ou outro critério disponível para análise da influência das tensões, não se observam divergências consideráveis na previsão de vida quando se varia este parâmetro. Pode-se explicar este fato por meio da observação apresentada no capítulo 4, de que as teorias apresentam diferenças consideráveis apenas para valores de R próximos de 1, ou seja, nas situações onde as tensões médias aproximam-se do limite de resistência do material.

Apesar das objeções normalmente colocadas com relação à regra linear de acúmulo de dano formulada por Palmgren-Miner, os bons resultados obtidos com o seu uso confirmam a hipótese de que a seqüência dos carregamentos não é um fator

importante para o caso em estudo. O método “rainflow” empregado na contagem dos ciclos dos sinais temporais mostrou-se capaz de transformar os longos históricos de carregamento em um conjunto de dados relativamente pequeno, sem perda de informações relevantes.

Importante ressaltar também, o grande auxílio dado pelo uso de técnicas experimentais, que propiciaram, por meio de extensômetros e transdutores de curso, a determinação dos carregamentos ocorridos na mola durante a utilização do veículo. O levantamento da curva SN do componente, apesar de extremamente caro e demorado, fornece informações valiosas ao considerar automaticamente todos os efeitos modificadores da resistência à fadiga.

Para se obter menor probabilidade de falha, deve-se diminuir a vida objetivada, sabendo-se que as estimativas de durabilidade média previstas com o método SN são baseadas em dados sujeitos a considerável dispersão, como mostrado na Tabela 5.7, e nas relações empíricas descritas no Capítulo 4. Recomenda-se para um trabalho futuro uma abordagem estatística dos parâmetros analisados neste trabalho como, por exemplo, os dados para levantamento de curvas SN e os resultados das medições de deformação. Apesar de não ter sido o foco deste estudo, julga-se de extrema valia uma análise de confiabilidade das previsões de vida à fadiga.

Finalmente, deve-se conhecer as limitações que envolvem o emprego do método proposto para outros casos, considerando que neste trabalho o problema foi cercado por grande variedade de informações sobre o comportamento da mola. Desta forma, testes reais de componentes precisam ser realizados nas fases mais avançadas a fim de certificar todas as hipóteses adotadas ao longo do seu desenvolvimento.

CAPÍTULO VIII

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ALP, T. e WAZZAN, A. (2000) **“The Influence of Microstructure on the Tensile and Fatigue Behavior of SAE 6150 Steel.”** Journal of Materials Engineering and Performance Vol. 11, No. 4, pp. 351-359, ASM International, Metals Park, OH.

- [2] ALVES FILHO, A. (2000), **“Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE”** Editora Érica Ltda., São Paulo, SP.

- [3] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (1965) **“ASME Handbook – Metals Engineering Design.”** 2nd Edition, United Engineering Center, New York, NY.

- [4] AMERICAN SOCIETY FOR METALS (1986) **“Metals Handbook – Materials Characterization.”** Vol. 10, 9th edition, Metals Park, Ohio.

- [5] ASM INTERNATIONAL (1996) **“ASM Specialty Handbook - Carbon and Alloy Steels.”** Metals Park, Ohio.

- [6] ASM INTERNATIONAL (1992) **“Handbook of Case Histories in Failure Analysis.”** Vol. 1, Metals Park, Ohio.

- [7] ASM INTERNATIONAL (1996) **“ASM Handbook – Heat Treating.”** Vol. 4, Metals Park, Ohio.

- [8] ASM INTERNATIONAL (1996) **“ASM Handbook – Surface Engineering.”** Vol. 5, Metals Park, Ohio.

- [9] ASM INTERNATIONAL (1996) **“ASM Handbook - Fatigue and Fracture.”** Vol. 19, Metals Park, Ohio.
- [10] ASTM (1985) **“Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis”** ASTM Standard E 1049, ASTM.
- [11] BANNANTINE, J. A., COMER, J. J. e HANDROCK, J. L. (1990) **“Fundamentals of Metal Fatigue Analysis.”** Prentice Hall, New Jersey, U.S.A..
- [12] BOYER, H.E. (1996) **“Atlas of Fatigue Curves.”** ASM International, Metals Park, Ohio.
- [13] COLLINS, J.A. (1993) **“Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention”** John Wiley & Sons, New York, USA.
- [14] COLPAERT, H. (1974) **“Metalografia dos Produtos Siderúrgicos Comuns.”** Editora Edgard Blucher Ltda, Editora da Universidade de São Paulo
- [15] DALLY, J.W. (1978) **“Experimental Stress Analysis”** McGraw-Hill Kogakusha Book Ltd, Second Edition, Tokyo, Japan.
- [16] DAKIN, J., HEYES, P., FERMÉR, M. e MINEN, D. (2001) **“Analytical Methods for Durability in the Automotive Industry – The Engineering Process, Past, Present and Future.”** Fatigue 2001 – International Conference on Fatigue, SAE, São Paulo, Brasil.
- [17] DA ROSA, E. **“Análise de Resistência Mecânica.”** Universidade Federal de Santa Catarina, UFSC.

- [18] DIN EN 10083-1 (1996), **“Quenched and Tempered Steels – Technical Delivery Conditions for Special Steels.”**
- [19] DOWLING, N.E. (2004) **“Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue.”** Proceedings of 2nd International Conference on Fatigue, Society of Automotive Engineers Brasil, São Paulo, Brasil.
- [20] DOWLING, N.E. (1999) **“Mechanical Behavior of Materials.”** Prentice-Hall, Second Edition, New Jersey, USA.
- [21] FATEMI, A. e YANG, L. (1998) **“Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: A Survey of the State of the Art for Homogeneous Materials”** International Journal of Fatigue Vol. 20, No.1, pp. 9-34, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [22] FUCHS, H. O. e STEPHENS, R. I. (1980) **“Metal Fatigue in Engineering.”** John Wiley & Sons, New York, NY, USA.
- [23] GARCIA, A., SPIM, J.A. e SANTOS, C.A. (2000) **“Ensaio dos Materiais”** LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- [24] GUAGLIANO, M. e VERGANI, L. (2004) **“An Approach for Prediction of Fatigue Strength of Shot Peened Components.”** Engineering Fracture Mechanics Vol. 4, No. 3, pp. 161-170, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [25] HERTZBERG, R.W. (1996) **“Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials.”** John Wiley & Sons, New York.
- [26] HOESCH HANDBOOK (1987), **“Warm Geformte Federn.”** Druckerei & Verlag W. Stumpf KG, Bochum, Deutschland.

- [27] JUVINALL, R. C. (1967) **“Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength.”** McGraw-Hill Book Company, New York, NY, USA.
- [28] KOSTER, W. P. (1991) **“Effect of Residual Stress on Fatigue of Structural Alloys.”** Practical Applications of Residual Stress Technology, ASM International, Metals Park, Ohio.
- [29] MADUREIRA, O. M. (2000) **“Curso: Suspensão e Conforto”** Associação Brasileira de Engenharia Automotiva AEA, São Paulo, SP.
- [30] MEYERS, M.A., (1999) **“Mechanical Behavior of Materials.”** Prentice-Hall, New Jersey, USA.
- [31] MUKHOPADHYAY, S.K. DAS, B. RAVIKUMAR, V.R. RANGANATH e S. GHOSH CHOWDHURY (1997) **“Premature Failure of a Leaf Spring due to Improper Materials Processing.”** Engineering Failure Analysis, Vol. 4, No. 3, pp. 161-170, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [32] MURPHY, R.W. (1982), **“Endurance Testing of Heavy Duty Vehicles.”** Society of Automotive Engineers International, SAE Paper No. 820001.
- [33] NETO, A.M. (2004) **“Métodos de Tensões Multiaxiais na Análise de Fadiga de Alto Ciclo: Aplicação para Componentes Automotivos.”** Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil.
- [34] KOBAYASHI, M., MATSUI, T. e MURAKAMI, Y. (1998) **“Mechanism of Creation of Compressive Stress by Shot Peening.”**

International Journal of Fatigue Vol. 20, No.5, pp. 351-357, Elsevier Science Ltd., Great Britain.

- [35] KWOFIE, S. (2001) **“An Exponential Stress Function for Predicting Fatigue Strength and Life due to Mean Stresses.”** International Journal of Fatigue Vol.23, pp. 829-836, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [36] OFSTHUN, M. (2003) **“When Fatigue Quality Enhancers do not Enhance Fatigue Quality”** International Journal of Fatigue Vol. 25, pp. 1223-1228, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [37] PALMA, E.S. e SANTOS, E.S., **“Fatigue Damage Analysis in a Automobile Stabilizer Bar.”** Proceedings of Institute of Mechanical Engineers , vol.216, Part D: Journal of Automobile Engineering, pp.865-871.
- [38] SANTANA, F.A. (2000) **“Análise de Fadiga de Rodas para Veículos de Transporte de Carga.”** Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil.
- [39] SAVAIDIS, G., RIEBECK, L. e FEITZELMAYER, K. (1999) **“Fatigue Life Improvement of Parabolic Leaf Springs”** MP Materialprüfung, Carl Hanser Verlag, München.
- [40] SENDECKYJ, G.P. (2001) **“Constant Life Diagrams – a historical review.”** International Journal of Fatigue Vol. 23, pp. 347-353, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [41] SIDELKO, W.J. (1965), **“An Objective Approach to Highway Truck Frame Design.”** Society of Automotive Engineers, SAE Paper No.660162, The Twelfth L. Ray Buckendale Lecture.

- [42] SHIGLEY, J. E. **“Mechanical Engineering Design”**, First Metric Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, NY, USA.
- [43] SHIN, J., LEE, S. e RYU, J.H. (1999) **“Correlation of Microstructure and Fatigue Properties of Two High-Strength Spring Steels.”** International Journal of Fatigue Vol. 21, pp. 571-579, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- [44] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (1997) **“Chemicals of SAE alloy steels—SAE J404.”** SAE Handbook, Vol. 1, 1997, pp. 1.12–1.13, Warrendale, P.A., U.S.A..
- [45] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (1997) **“SAE Fatigue Design Handbook AE-22 Third Edition.”** SAE International, Warrendale, PA, U.S.A.
- [46] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (1996) **“Spring Design Handbook AE-21”** SAE International, Warrendale, PA, U.S.A..
- [47] SOCIETY OF EXPERIMENTAL MECHANICS (1993) **“Handbook of Structural Testing”** The Fairmont Press, Lilburn, GA.
- [48] SURESH, S. (1991) **“Fatigue of Materials.”** Cambridge University Press, Cambridge, Great Britain.
- [49] URURAHY, M.F.P. (1996), **“A Utilização de Técnicas Experimentais no Desenvolvimento de Estruturas e de Componentes Veiculares.”** Anais do Congresso de Tecnologia de Equipamentos COTEQ, Rio de Janeiro, Brasil.
- [50] WAHL, A.M. (1963) **“Mechanical Springs.”** McGraw-Hill, New York.

- [51] WEBSTER, G.A. e EZEILO, A.N. (2001) **“Residual Stress Distributions and their Influence on Fatigue Lifetimes.”** International Journal of Fatigue Vol. 23, pp. 375-383, Elsevier Science Ltd., Great Britain.