

T0165198

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE TENSÕES EM FEIXES DE
MOLAS SEMI-ELÍPTICAS

DEDALUS - Acervo - EESC



31100017709

Luiz Daré Neto



Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Assoc. ODILSON COIMBRA FERNANDES

São Carlos - 1998

Class.	TESE/EESC
Cutt.	1793
Tombo	T0165198

31100017709

st 979508

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

D217a

Daré Neto, Luiz
Análise de tensão em feixes de molas semi-
elípticas / Luiz Daré Neto. -- São Carlos, 1998.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Odilson Coimbra
Fernandes.

1. Molas planas.
2. Análise de tensões.
3. Molas semi-elípticas.
4. Gradiente de tensões.
5. Ponto de pressão. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **LUIZ DARÉ NETO**

Tese defendida e aprovada em 13-05-1998
pela Comissão Julgadora:



Prof. Associado **ODILSON COIMBRA FERNANDES (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Titular **ROSALVO TIAGO RUFFINO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



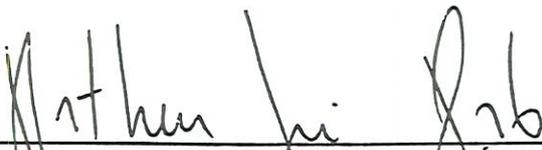
Prof. Titular **CARLITO CALIL JUNIOR**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



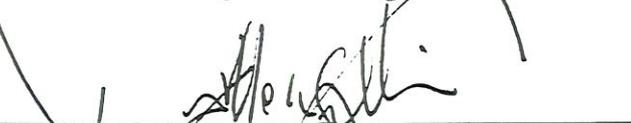
Prof. Doutor **ELIAS HAGE JUNIOR**
(Universidade Federal de São Carlos - UFSCar)



Prof. Adjunto **KLEBER PEREIRA LANÇAS**
(UNESP - Campus de Botucatu)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSE CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

Aos

Meus Pais

Luiz Daré Filho

Olga Neme Daré

Minha Esposa

Ana Lúcia de Oliveira Daré

Meus Filhos

Luiz Gustavo Oliveira Daré

Geisa Oliveira Daré

Giedre Oliveira Daré

AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Odilson Coimbra Fernandes, pelo estímulo, apoio e dedicação na orientação do trabalho.

À Empresa HOESCH Indústria de Molas Ltda., pela doação do material, em especial, ao Engenheiro José Roberto Curitiba Filho pelo apoio técnico necessário aos experimentos.

Ao Professor Dr. Carlito Calil Junior, ao Dr. Dener Gonçalves Prata e aos técnicos: José Francisco do Nascimento Filho e Cláudio Ortiz da Silva, do Laboratório de Estruturas de Madeira, pela colaboração na realização dos ensaios.

Ao Técnico de Laboratório, Engenheiro Carlos Alberto Neme Daré pela colaboração gráfica.

Ao Professor Dr. Carlos Eduardo Bianchi, do Departamento de Engenharia Mecânica, pelo apoio e estímulo.

À UNESP - Campus de Bauru, pelo afastamento parcial.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal - CAPES pela bolsa de deslocamento concedida.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xii
RESUMO.....	xiv
ABSTRACT.....	xv
1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Histórico.....	1
1.2 - Objetivo.....	1
2 - REVISÃO DA LITERATURA.....	3
2.1 - Procedimentos e Normas.....	3
2.2 - Grandes Deslocamentos.....	15
2.3 - Software para Análise do Comportamento de Feixes de Molas.....	22
2.4 - Técnica da Emissão Magnetoacústica em Molas Parabólicas.....	26
2.5 - Emprego do “Shot Peening” Para Aumento da Vida das Lâminas de Mola.....	29
2.6 - Influência do Deslocamento e Frequência sobre a Histerese e Constante Elástica do Feixe de Molas.....	35
2.7 - Feixe de Molas Planas Com Dois Estágios.....	36
2.8 - Atrito Entre as Lâminas de Mola.....	40
2.9 - Considerações Sobre a Revisão Bibliográfica.....	41
3 - MATERIAIS E MÉTODOS.....	43
3.1 - Materiais.....	43
3.1.1 - Feixe de Molas.....	43

3.1.2 - Elementos para a Medição das Tensões.....	49
3.2 - Método.....	50
3.2.1 - Elementos de apoio.....	50
3.2.2 - Método para a Medição da Tensão-Deformação.....	53
3.2.3 - Procedimento dos Ensaios.....	57
3.2.4 - Pontos Analisados.....	59
3.2.5 - Variações do Feixe de Molas Ensaiado.....	65
3.2.6 - Equacionamento Utilizado no Processo de Análise.....	68
4 - RESULTADOS E INTERPRETAÇÃO.....	71
4.1 - Resultados Experimentais Obtidos com o Feixe de Molas Completo..	71
4.2 - Resultados Experimentais Obtidos com o Feixe de Molas com Barras Espaçadoras entre as Lâminas.....	79
4.3 - Resultados Experimentais Obtidos com o Feixe de Molas Constituído Apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas.....	86
4.4 - Resultados Teóricos Obtidos com o Feixe de Molas com Barras Espaçadoras entre as Lâminas.....	89
4.5 - Resultados Teóricos Obtidos com o Feixe de Molas Completo.....	95
4.6 - Resultados Teóricos Obtidos com o Feixe Constituído apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas.....	100
5 - DISCUSSÃO.....	102
5.1 - Análise dos Resultados Obtidos para o Feixe de Molas com Barras Espaçadoras entre as Lâminas.....	102
5.2 - Análise dos Resultados Obtidos para o Feixe de Molas Completo....	107
5.3 - Análise dos Resultados Obtidos para o Feixe Constituído apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas.....	111
5.4 - Análise da Distribuição da Tensão nos Feixes de Molas Utilizando a Norma ABNT - NBR 8567 (1984).....	113
5.4.1 - Feixe de Molas Completo.....	114
5.4.2 - Feixe de Molas Constituído apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas	118

5.5 - Análise da Distribuição da Tensão no Feixe de Molas	
Utilizando a Norma SAE J788(1982) e Demais Trabalhos	120
5.6 - Análise da Distribuição da Tensão no Feixe de Molas	
Para Outros Valores do Deslocamento.....	121
6 - CONCLUSÕES.....	122
7 - SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS.....	126
8 - BIBLIOGRAFIA	127
8.1- Referências Bibliográficas.....	127
8.2 - Obras Consultadas.....	130

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Sistema de coordenadas para uma viga em balanço.....	16
FIGURA 2.2 - Modo de aplicação da carga; a - guiada, b - aplicada na mola (SCHÜLLER, 1991).....	17
FIGURA 2.3 - Variação do deslocamento da lâmina com a rigidez da fixação (SCHÜLLER, 1991).....	18
FIGURA 2.4 - Forma de fixação das lâminas (SCHÜLLER, 1991).....	18
FIGURA 2.5 - Influência do momento de inércia e da rigidez da fixação das molas, na constante elástica e no deslocamento (SCHÜLLER, 1991).....	19
FIGURA 2.6 - Fator de correção (K_3) em função do deslocamento calculado pelo comprimento total da lâmina (f_{el} / l) (SCHÜLLER, 1991)	20
FIGURA 2.7 - Fator de correção (K_4) em função do deslocamento calculado pelo comprimento total da lâmina (f_{el} / l) (SCHÜLLER, 1991).....	21
FIGURA 2.8 - Comparação entre os deslocamentos: produzido por carregamento guiado; carregamento sobre a lâmina de mola e calculada pela fórmula 2.44 (SCHÜLLER, 1991).....	21
FIGURA 2.9 - Exemplo de um perfil típico de equilíbrio de tensões (WACHTEL et al., 1987).....	24
FIGURA 2.10 - Efeito da reação nas tensões das lâminas de molas (WACHTEL et al., 1987).....	25
FIGURA 2.11 - Esquema do banco de ensaios (TOCHILIN et al., 1995).....	27

FIGURA 2.12 - Perfil plotado da MAE “versus” corrente “I”, obtida com um campo magnético modulado com frequência de 10 Hz e sem aplicação de carga (TOCHILIN et al., 1995).....	28
FIGURA 2.13 - Variação da emissão magnetoacústica [volts], em função da deformação, nas camadas internas da lâmina, devido à aplicação de carga externa; a - superfície convexa; b - superfície côncava (TOCHILIN et al., 1995).....	29
FIGURA 2.14 - Variação da tensão em função do deslocamento (MIKAILA, 1973).....	39
FIGURA 3.1 - Feixe de molas semi-elípticas dos veículos da marca Mercedes Benz	44
FIGURA 3.2 - Seção transversal das lâminas do feixe	48
FIGURA 3.3 - Banco de ensaios destinado à medição das deformações nos pontos pré-estabelecidos do feixe de molas (as extremidades da segunda lâmina não correspondem às condições ensaiadas).....	51
FIGURA 3.4 - Variação do comprimento do feixe com o aumento da carga	52
FIGURA 3.5 - Croqui dos carros de apoio e deslocamento do feixe de molas	53
FIGURA. 3.6 - Esquema da usinagem de lâmina para colagem de extensômetros. a - vista frontal; b - vista lateral	55
FIGURA 3.7 - Croqui de uma lâmina espaçadora de alumínio	56
FIGURA 3.8 - Pontos em estudos do feixe de molas	60
FIGURA 3.9 - Croqui das extremidades da terceira, quarta e quinta lâminas e a forma da variação da seção transversal	61
FIGURA 3.10 - Ensaio com barras espaçadoras para determinação precisa dos pontos de carregamento	66
FIGURA 3.11 - Representação de uma viga em balanço, submetida às cargas “Q” e “P”	68

FIGURA 3.12 - Seqüência de carregamento das lâminas de molas do feixe, a partir da força “ P_1 ”	70
FIGURA 4.1 - Distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina (pontos 1 a 10), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo	75
FIGURA 4.2 - Distribuição da tensão ao longo da segunda lâmina (pontos 11 a 15), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo	76
FIGURA 4.3 - Distribuição da tensão ao longo da terceira lâmina (pontos 16 a 18), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo	77
FIGURA 4.4 - Distribuição da tensão ao longo da quarta lâmina (pontos 19 a 21), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo	78
FIGURA 4.5 - Distribuição da tensão ao longo da quinta lâmina (pontos 22 a 24), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo	79
FIGURA 4.6 - Distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina (pontos 1 a 10), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	83
FIGURA 4.7 - Distribuição da tensão ao longo da segunda lâmina (pontos 11 a 15), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	83
FIGURA 4.8 - Distribuição da tensão ao longo da terceira lâmina (pontos 16 a 18), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	84
FIGURA 4.9 - Distribuição da tensão ao longo da quarta lâmina (pontos 19 a 21), para os valores dos deslocamentos	

pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	85
FIGURA 4.10 - Distribuição da tensão ao longo da quinta lâmina (pontos 22 a 24), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	85
FIGURA 4.11 - Distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina (pontos 1 a 10), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o feixe de molas com a primeira e segunda lâminas	88
FIGURA 4.12 - Distribuição da tensão ao longo da segunda lâmina (pontos 11 a 15), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o feixe de molas com a primeira e segunda lâminas	89
FIGURA 4.13 - Marca característica do ponto de pressão, localizado muito próximo da extremidade da lâmina número 2	96
FIGURA 4.14 - Marca característica dos pontos de pressão, nas extremidades das lâminas números 3, 4 e 5	97
FIGURA 5.1 - Variação do módulo do Erro ao longo do comprimento das lâminas, para o ensaio com barras espaçadoras	106
FIGURA 5.2 - Distribuição das tensões reais nas seções alinhadas em relação ao centro do feixe, para o ensaio com barras espaçadoras	107
FIGURA 5.3 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, para o ensaio realizado com o feixe completo	110
FIGURA 5.4 - Distribuição das tensões reais nas seções alinhadas em relação ao centro do feixe para o ensaio com o feixe completo	110
FIGURA 5.5 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, para o ensaio realizado com a primeira e segunda lâminas	113

FIGURA 5.6 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, pela comparação entre os valores obtidos no ensaio e os valores calculados, aplicando a Norma ABNT NBR 8567 (1984)	118
FIGURA 5.7 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, na comparação entre os valores obtidos nos ensaios e os valores calculados aplicando a Norma ABNT NBR 8567 (1984)	120
FIGURA 6.1 - Comparação entre as tensões reais e as tensões calculadas nos pontos números: 10, 15, 18, 21 e 24 (primeira à quinta lâminas), para o ensaio com o feixe completo	123

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Limites de tensões recomendados para projeto de molas planas	11
TABELA 3.1 - Valores das dimensões das seções da lâmina número 3	62
TABELA 3.2 - Valores das dimensões das seções transversais, módulo de resistência e momento de inércia da lâmina 4	63
TABELA 3.3 - Valores das dimensões das seções transversais, módulo de resistência e momento de inércia da lâmina 5	64
TABELA 4.1 - Valores das deformações [μSt], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe de molas completo	72
TABELA 4.2 - Valores das tensões [MPa], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe de molas completo	74
TABELA 4.3 - Valores das deformações [μSt], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	80
TABELA 4.4 - Valores das tensões [MPa], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas	82
TABELA 4.5 - Valores das deformações [μSt], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio do feixe com a primeira e segunda lâminas	86

TABELA 4.6 - Valores das tensões [MPa], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio do feixe com a primeira e segunda lâminas	87
TABELA 4.7 - Distância dos pontos de aplicação das cargas ao centro de cada lâmina, conforme figura 3.11, para o ensaio com barras espaçadoras	90
TABELA 4.8 - Valores teóricos das forças " P_n " e " Q_n ", e o deslocamento vertical no ponto de atuação da força Q_n , " z_{Qn} ", para o valor inicial de $P_1 = 11357,3$ N e deslocamento na extremidade da lâmina número 1, $z_{P1} = 110$ mm, para o ensaio com barras espaçadoras	91
TABELA 4.9 - Valores das forças " P_n " e " Q_n ", decorrentes do deslocamento de 110 mm, e valores das distâncias " d_{mP} " e " d_{mQ} ", utilizados para a determinação do momento fletor teórico atuante em cada ponto, para o ensaio com barras espaçadoras	94
TABELA 4.10 - Distâncias dos pontos de aplicação das cargas ao centro de cada lâmina, conforme figura 3.11, para o ensaio com o feixe completo	97
TABELA 4.11 - Valores teóricos das forças " P_n " e " Q_n ", e o deslocamento vertical no ponto de atuação da força Q_n , " z_{Qn} ", para o valor inicial de $P_1 = 11473,5$ N e deslocamento na extremidade da lâmina número 1, $z_{P1} = 110$ mm, para o ensaio com o feixe completo	98
TABELA 4.12 - Valores das forças " P_n " e " Q_n ", decorrentes do deslocamento de 110 mm, e valores das distâncias " d_{mP} " e " d_{mQ} ", utilizados para a determinação do momento fletor teórico atuante em cada ponto, para o ensaio com o feixe completo	99
TABELA 4.13 - Valores das forças " P_1 ", " P_2 " e " Q_1 ", devido ao deslocamento de 110 mm, e valores das distâncias " d_{mP} " e " d_{mQ} ", utilizados para a determinação do momento	

fletor teórico, atuante em cada ponto, para o ensaio realizado com a primeira e a segunda lâminas	101
TABELA 5.1 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro, para o ensaio com barras espaçadoras	104
TABELA 5.2 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro, para o ensaio com o feixe completo	108
TABELA 5.3 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro, para o ensaio realizado com o feixe constituído pelas primeira e segunda lâminas	112
TABELA 5.4 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro decorrente da aplicação da Norma ABNT - NBR 8567 (1984), no ensaio com o feixe completo	116
TABELA 5.5 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro decorrente da aplicação da Norma ABNT - NBR 8567 (1984), no ensaio com o feixe constituído pelas primeira e segunda lâminas	119

LISTA DE SÍMBOLOS

- a - Distância do centro da lâmina ao ponto de aplicação da carga Q [mm]
- b - Largura da lâmina de mola [mm]
- b* - Largura média de uma lâmina de mola, necessária para produzir o módulo de resistência à flexão da mesma [mm]
- c - Distância entre forças [mm]
- cr - Corda da lateral da seção transversal da lâmina de mola [mm]
- d_{mP} - Distância da força "P" ao ponto em análise [mm]
- d_{mQ} - Distância da força "Q" ao ponto em análise [mm]
- E - Módulo de elasticidade do material [MPa]; para o aço E = 204048 MPa
- f = f_{el} - Deslocamento ou flecha [mm]
- fl - Flecha do raio de arredondamento da lateral da seção transversal das lâminas de mola [mm]
- F - Força [N]
- h - Espessura da lâmina de mola [mm]
- h_n - Espessura da lâmina em estudo [mm]
- h₀ - Espessura central da lâmina [mm]
- I = I_z = I_{yy} - Momento de inércia à flexão [mm⁴]
- k - Constante de rigidez
- $k \approx 2 + \frac{\sum I_{\text{extremidade do feixe de molas (olhal)}}}{\sum I_{\text{centro do feixe de molas}}}$
- K - Constante elástica do feixe de molas [N/mm]
- K_B - Rigidez da fixação [N/mm²]
- l - Comprimento de meio feixe de molas [mm]

- l' - Distância da carga ao apoio, após o deslocamento [mm]
 $l_a = l_b$ - Comprimento de meio feixe de molas assimétrico [mm]
 l_n - Comprimento da meia lâmina em análise [mm]
 l_p - Distância da força P_1 ao ponto em estudo
 L - Comprimento do feixe de molas [mm]
 m - Número do ponto em análise
 n - número da lâmina em análise
 n' - Número de lâminas com comprimento total
 N - Número total de lâminas no feixe de molas
 N_e - Número de lâminas na seção transversal do feixe de molas
 r - Raio de arredondamento lateral, da seção transversal da lâmina de mola
 P - Força atuante no olhal do meio feixe de molas [N]
 P_n - Força atuante na extremidade da lâmina em análise [N]
 $P_a = P_b$ = Força atuante no olhal do meio feixe de molas assimétrico [N]
 Q_n - Força atuante no corpo da lâmina em análise [N]
 R - Força atuante no centro do feixe de molas [N]
 F - Fator de rigidez: $SF = 1 + \frac{n'}{2.N}$ (valor mais utilizado $SF = 1,08$)
 x - Eixo com direção horizontal, paralelo ao eixo longitudinal da viga
 y - Eixo perpendicular ao eixo x e ao eixo z
 Y - Relação (l_b / l_a)
 w_f - Módulo de resistência à flexão [mm³]
 z - Eixo com direção vertical, paralelo à direção de aplicação da carga
 z_p - Deslocamento vertical do ponto "P" [mm]
 z_Q - Deslocamento vertical do ponto "Q" [mm]
 δ - Meio comprimento da lâmina escalonada [mm]
 Δf - Deslocamento provocado pela deformação do mordente [mm]
 ε - Deformação [mm/mm]
 σ_t - Tensão de flexão teórica [MPa]
 σ_{tC} - Tensão teórica calculada pela análise individual das lâminas de molas [MPa]

σ_{tN} - Tensão teórica calculada pela indicação das Normas ABNT NB 8567 (1984) e SAE J788 (1982) [MPa]

σ_{ex} - Tensão de flexão real ou tensão medida pelo extensômetro [MPa]

σ_p - Tensão de projeto [MPa]

RESUMO

DARÉ NETO, L. (1998). Análise de Tensão em Feixes de Molas Semi-Elípticas. São Carlos . 1998. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Embora os feixes de molas semi-elípticas sejam elementos mecânicos usados desde o começo da história dos automóveis, ainda hoje estes elementos estão sofrendo modificações.

Neste trabalho foi utilizado um feixe de molas comercial composto por cinco lâminas, assumindo três formas diferentes de montagem. Para medir a distribuição da tensão ao longo do comprimento de todas as lâminas do feixe, foram empregados 24 (vinte e quatro) extensômetros. Os resultados obtidos foram utilizados para a comparação com valores calculados pela análise individual das lâminas e pelo método recomendado pelas normas ABNT NBR8567 (1984) e SAE J788 (1982). Pela comparação dos resultados, das diferentes formas de montagem do feixe, foi analisada a influência dos pontos de pressão na determinação do gradiente da tensão nas lâminas. Também, com esta comparação, foi analisada a necessidade da redução de seção nas extremidades das lâminas.

Os resultados mostraram discrepância entre os valores medidos e calculados; também mostraram a ausência de influência dos pontos de pressão e da redução da seção, na extremidade das lâminas, na distribuição da tensão sobre as mesmas.

Palavras-chaves: molas planas; análise de tensões; molas semi-elípticas; gradiente de tensões; ponto de pressão.

ABSTRACT

DARÉ NETO, L. *The Stress Analysis in Semi-Elliptical Leaf Springs*. São Carlos, 1998, Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Although the semi-elliptical leaf springs are mechanic elements that have been utilized since the beginning of the automobile history, they are still being modified.

In this study, it was utilized a commercial (standard) leaf springs composed by five leaves, assuming three different assembly features. To measure the distribution of the stress along the length of the all the leaves, it was employed 24 (twenty four) strain gages. The results obtained were used to comparison with calculated values by the individual analysis of the leaves and by the method recommended by the following rules: ABNT NBR8567 (1984) and SAE J788 (1982). The comparison among the results of the tests, form different features of the spring assemblage, it was analysed the influence of the points pressure in the determination of the stress gradient of the leaves. It was also analysed the need of reducing the cross-section on the tip of the leaves.

The results showed discrepancy between the measured values and calculated; they also show the absence of influence of points pressure and the reduce of the cross- section on the leaves tip, on the stress distribution in the leaf springs.

Keywords: leaf springs; stress analysis; semi-elliptical leaf spring; stress gradient; point pressure.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Histórico

Um dos elementos mecânicos, ainda usados nos veículos modernos, que vem desde o começo de sua história, é a suspensão com feixe de molas, utilizada desde as oficinas de ferreiros medievais.

A denominação de mola semi-elíptica surgiu devido ao uso, nas carruagens, de um par de feixes de molas, um feixe sobre o outro, unidos pelas extremidades, sendo o feixe inferior a imagem do superior; devido à curvatura das lâminas, necessária para proporcionar o vão livre para deflexão, a forma resultante é muito parecida com uma elipse, originando este nome (BASTOW; 1990).

Os feixes de molas planas são vistos como um componente seguro da suspensão, embora experiências com projetos atuais tenham mostrado que existe espaço para novos desenvolvimentos.

1.2 - Objetivo

Vários trabalhos, na indústria, já foram realizados medindo-se a tensão atuante na primeira lâmina do feixe de molas, mas, não se encontrou na literatura de domínio público, nenhum trabalho que procurasse determinar as tensões nas lâminas internas do mesmo.

O objetivo deste trabalho é estudar a real distribuição das tensões em todas as lâminas de um feixe de molas semi-elípticas, composto de

cinco lâminas; para tanto, serão realizados ensaios, em laboratório, utilizando 24 extensômetros elétricos de resistência, colados ao longo dos comprimentos das lâminas.

Os resultados dos ensaios serão utilizados para comparação com valores calculados pela análise individual das lâminas e pelo método recomendado por Normas específicas.

Será realizada uma análise do efeito dos pontos de pressão e uma avaliação da necessidade, ou não, da redução na área da seção transversal, que é praticada nas extremidades das lâminas.

A idéia que originou o objetivo deste trabalho, surgiu no decorrer dos cinco anos em que o autor prestou serviços na Empresa Volkswagen do Brasil (posteriormente, Autolatina)⁽¹⁾, como Engenheiro de Pesquisa e Desenvolvimento do Produto do Departamento Chassi, na área de Suspensão de Veículos Pesados.

(1) O autor não tem qualquer ligação com as Empresas que são citadas no texto.

2 - REVISÃO DA LITERATURA

O feixe de molas semi-elípticas foi utilizado nos primeiros veículos automotivos devido à sua simplicidade de fabricação.

Desde então, os feixes de molas semi-elípticas vêm sofrendo alterações, quer seja no material (ex.: fibra de vidro, fibra de carbono, kevlar, etc.), no processo de fabricação (ex.: intensidade de “shot peening”, forma da seção transversal, etc.) ou no projeto (ex.: lâmina simples parabólica, feixe de lâminas parabólicas, forma dos olhais, forma de alinhamento das lâminas, etc.).

2.1 - Procedimentos e Normas

Inicialmente, será feita uma exposição sucinta de algumas das mais conhecidas Normas, métodos de cálculo e dimensionamento de feixes de molas semi-elípticas.

**ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1984).
ABNT - NBR 8567 - Cálculo e Projeto de Feixe de Molas para
Veículos Rodoviários**

O objetivo desta Norma é fixar condições exigíveis para execução de cálculo e dimensionamento de feixes de molas, utilizados nas

suspensões de veículos rodoviários. Nela, são apresentadas definições compatíveis com as Normas Internacionais.

No item “Uniformidade de esforços no feixe”, é comentado que “um feixe de molas pode ser considerado como sendo um feixe de resistência uniforme, composto de lâminas de igual espessura, onde a tensão das fibras é igual em todo comprimento do feixe”.

Quanto ao atrito entre as lâminas, a Norma recomenda a utilização de lubrificantes, os quais atuarão diminuindo o desgaste.

Como condições especiais, são recomendados: como máxima tensão de projeto para o feixe de molas dianteiro, 490 MPa; para o feixe de molas traseiro 640 MPa e módulo de elasticidade 196.000 MPa.

Para a determinação da tensão no feixe de molas é utilizada a equação elementar da Resistência dos Materiais:

$$\sigma = \frac{3.R.l}{N.b.h^2} \quad (2.1)$$

Com esta equação, é analisado somente o centro do feixe e é assumido o mesmo valor da tensão para todas as lâminas.

Para o caso de feixes de molas simétricos, com lâminas de espessuras diferentes, a equação passa a ser:

$$\sigma = \frac{3.R.l.h_n}{b.\sum h^3} \quad (2.2)$$

Onde é válida a nomenclatura da equação anterior e “ h_n ” é a espessura da lâmina em estudo.

Se o feixe for assimétrico a Norma apresenta equações para a determinação da tensão nas seguintes condições:

- Lâminas com espessuras iguais

$$\sigma = \frac{6.R.l_a.l_b}{b.N.h^2.(l_a + l_b)} \quad (2.3)$$

- Lâminas com espessuras diferentes

$$\sigma = \frac{6.R.l_a.l_b.h_n}{b.\sum h^3.(l_a + l_b)} \quad (2.4)$$

SOCIETY AUTOMOTIVE ENGINEERING (1982). SAE J788 - Manual on Design and Application of Leaf Springs (Manual de Projeto e Aplicação de Molas Planas)

De início, cabe ressaltar que esta Norma consta em quase todas as referências bibliográficas dos trabalhos consultados; se num trabalho não é mencionada esta Norma, nenhuma outra o é.

As fórmulas contidas nesta Norma, também são aquelas da Resistência dos Materiais, determinando a tensão no ponto central do feixe de molas; a equação para feixes semi-elípticos simétricos, com espessuras de lâminas iguais, é:

$$\sigma = \frac{3.L.h_n.R}{2.b.N.h^3} \quad (2.5)$$

Para a análise da distribuição da tensão entre as lâminas, nos feixes de molas assimétricas, a equação acima é trabalhada apresentando a seguinte forma:

$$\sigma = \frac{6 \cdot l_a \cdot h_n \cdot P_a}{b \cdot \sum h^3} \quad (2.6)$$

Uma indicação feita pela Norma é utilizar, nas lâminas de comprimento total, uma espessura maior em relação às demais lâminas.

A Norma adota um procedimento para o dimensionamento de feixes de molas, dividido em passos; para isto é necessário ter parâmetros pré-estabelecidos, que são :

- constante elástica do feixe de molas
- carga de projeto
- deslocamento de projeto e deslocamento total (metal/metal)
- distância entre centros dos olhais
- comprimento dos meio feixes de mola
- largura das lâminas
- máxima tensão admissível
- distância entre os grampos utilizados para a fixação do feixe de molas

1º Passo - A determinação da espessura das lâminas, para feixes de molas semi-elípticas simétricas, utiliza a equação:

$$\sigma = \frac{4 \cdot E \cdot h \cdot f}{L^2} \cdot SF \quad (2.7)$$

Esta fórmula retrabalhada, resulta em:

$$h = \frac{\sigma \cdot L^2}{4 \cdot E \cdot f \cdot SF} \quad (2.8)$$

Para feixes de molas semi-elípticas assimétricas, é indicada a equação:

$$\sigma = \frac{E \cdot h}{L^2} \cdot \frac{(Y + 1)^2}{Y} \cdot f \cdot SF \quad (2.9)$$

Esta fórmula retrabalhada, resulta em:

$$h = \frac{\sigma \cdot L^2}{E \cdot f \cdot SF} \cdot \frac{Y}{(Y + 1)^2} \quad (2.10)$$

2º Passo - Determinação do número de lâminas, utilizando as fórmulas:

- Para feixes semi-elípticos simétricos, com espessuras de lâminas iguais:

$$K = \frac{R}{f} = \frac{8 \cdot E \cdot b \cdot N \cdot h^3}{3 \cdot L^3} \cdot SF \quad (2.11)$$

Esta fórmula retrabalhada, resulta em:

$$N = \frac{3 \cdot K \cdot L^3}{8 \cdot E \cdot b \cdot h^3 \cdot SF} \quad (2.12)$$

- Para feixes semi-elípticos assimétricos, com espessuras de lâminas iguais:

$$K = \frac{E}{6} \cdot \frac{b \cdot N \cdot h^3}{L^3} \cdot \frac{(Y + 1)^4}{Y^2} \cdot Sf \quad (2.13)$$

Esta fórmula retrabalhada, resulta em:

$$N = \frac{6 \cdot K \cdot L^3}{E \cdot b \cdot h^3 \cdot SF} \cdot \frac{Y^2}{(Y + 1)^4} \quad (2.14)$$

3º Passo - Padronização das espessuras das lâminas. Como as lâminas podem ter espessuras diferentes, o somatório do cubo das espessuras encontradas, por tentativas, deve estar próxima do valor teórico da espessura das lâminas, multiplicado pelo número teórico de lâminas. Esta indicação é válida para feixes simétricos e assimétricos.

4º Passo - Distribuição das tensões entre as lâminas.

- Para feixes semi-elípticos simétricos:

$$\sigma = \frac{6 \cdot l \cdot h_n}{b \cdot \sum h^3} \cdot P_a \quad (2.15)$$

- Para feixes semi-elípticos assimétricos

$$\sigma = \frac{6 \cdot l_a \cdot h_n}{b \cdot \sum h^3} \cdot P_a \quad \text{ou} \quad \sigma = \frac{6 \cdot l_b \cdot h_n}{b \cdot \sum h^3} \cdot P_b \quad (2.16)$$

5º Passo - Escalonamento das lâminas. É feito baseado na equação:

$$\delta = \text{Comprimento livre (l)} \times \frac{(\sigma \cdot h_n^2) \cdot \text{da. lâmina}}{\sum (\sigma \cdot h^2) \cdot \text{todas. lâminas}} \quad (2.17)$$

Onde "δ" é o meio comprimento da lâmina escalonada.

6º Passo - Confirmação da constante elástica do feixe de molas.

A tolerância comercial para esta constante, geralmente é $\pm 5\%$; se nos testes, esta constante ficar maior que o tolerado, pode-se diminuir a espessura de uma das lâminas; e, se esta constante ficar menor que o tolerado, pode-se aumentar a espessura de uma das lâminas.

AUTOMOTIVE handbook - Bosch (1993)

Este manual traz as fórmulas para determinação da tensão na seção mais carregada e para a constante elástica do feixe de molas: para uma viga retangular engastada, para mola de lâmina simples com perfil parabólico e feixe de molas semi-elípticas, são elas:

- Viga retangular engastada

$$\sigma = \frac{6 \cdot l \cdot P}{b \cdot h^2} \quad (2.18)$$

$$K = \frac{P}{f} = \frac{E \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot l^3} \quad (2.19)$$

- Mola de lâmina simples com perfil parabólico

$$\sigma = \frac{6 \cdot l \cdot P_a}{b \cdot h_0^2} \quad (2.20)$$

$$K = \frac{P_a}{f} = \frac{E \cdot b \cdot h_0^3}{4 \cdot l^3} \quad (2.21)$$

- Feixe de molas semi-elípticas

$$\sigma = \frac{3 \cdot l \cdot R}{b \cdot N \cdot h^2} \quad (2.22)$$

$$K = \frac{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3}{6 \cdot l^3} \quad (2.23)$$

As fórmulas mostram que somente é analisada a tensão no ponto mais carregado, isto é, ponto central das lâminas.

ULBRICHT et al (1973) - Berechnung und Gestaltung von Blattfedern (Cálculo e Concepção de Molas Planas - Indústrias de Molas HOESCH)

O manual esclarece que as fórmulas apresentadas servem para o cálculo da mola quando carregada com solicitação vertical. Forças direcionais e solicitações de torção não são levadas em consideração.

A tabela 2.1 mostra alguns valores práticos da tensão, os quais podem servir de base para o dimensionamento desejado em cada caso específico.

Cálculo aproximado de diversos tipos de molas planas

- Mola de uma só lâmina simétrica de espessura variável, parabolicamente
- Mola de uma só lâmina assimétrica de espessura variável, parabolicamente
- Feixe de molas parabólicas simétricas

- Feixe de molas planas simétricas
- Feixe de molas planas assimétricas

TABELA 2.1 - Limites de tensões recomendados para projetos de molas planas

	Molas para veículos de passageiros	Molas para caminhões dianteiras traseiras
Solicitação máxima (posição metal/metal) [MPa]	130	para molas planas 110 120 para molas parabólicas 120 130
Solicitação de Projeto [MPa]	75	para molas planas 60 65 para molas parabólicas 70 65
Solicitação para deslocamento de 10 mm [MPa]	3,5	para molas planas 5,0 6,0 para molas parabólicas 5,5 6,5

Enfocando somente os feixes de molas planas simétricas e assimétricas, temos:

- Para feixe de molas semi-elípticas simétricas

- Feixes com lâminas de espessuras iguais

$$f = \frac{6.R.l^3}{(2 + \frac{n'}{N}).E.N.b.h^3} \quad (2.24)$$

$$K = \frac{(2 + \frac{n'}{N}).E.N.b.h^3}{6.l^3} \quad (2.25)$$

$$\sigma = \frac{3.R.l}{b.N.h^2} \quad (2.26)$$

- Feixes com lâminas de espessuras diferentes

$$f = \frac{6 \cdot R \cdot l^3}{k \cdot E \cdot b \cdot \sum h^3} \quad (2.27)$$

$$K = \frac{k \cdot E \cdot b \cdot \sum h^3}{6 \cdot l^3} \quad (2.28)$$

$$\sigma = \frac{3 \cdot R \cdot l \cdot h_n}{b \cdot \sum h^3} \quad (2.29)$$

- Para feixe de molas semi-elípticas assimétricas

- Feixes com lâminas de espessuras iguais

$$f = \frac{12 \cdot l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot R}{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot (l_a + l_b) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3} \quad (2.30)$$

$$K = \frac{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot (l_a + l_b) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l_a^2 \cdot l_b^2} \quad (2.31)$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot l_a \cdot l_b \cdot R}{(l_a + l_b) \cdot N \cdot b \cdot h^2} \quad (2.32)$$

- Feixes com lâminas de espessuras diferentes

$$f = \frac{12 \cdot l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot R}{k \cdot (l_a + l_b) \cdot E \cdot b \cdot \sum h^3} \quad (2.33)$$

$$K = \frac{k \cdot (l_a + l_b) \cdot E \cdot b \cdot \sum h^3}{12 \cdot l_a^2 \cdot l_b^2} \quad (2.34)$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot l_a \cdot l_b \cdot R \cdot h_n}{(l_a + l_b) \cdot b \cdot \sum h^3} \quad (2.35)$$

VOLKSWAGEN (Procedimento) - Cálculo de Molas Planas

Recomenda que a tensão de projeto (desenho) seja igual a 590 MPa (60 kgf/mm²) e a tensão máxima (metal/metal) igual a 880 MPa (90 kgf/mm²).

Para entrar no procedimento de cálculo, devem-se ter definidos os seguintes elementos: tensão de projeto; carga atuante no centro e em cada olhal do feixe; largura e altura das lâminas; posição dos grampos de mola em relação ao centro do feixe; distância entre centros dos olhais e distância entre o centro do feixe e o centro de cada olhal.

Com este procedimento, é determinado o número de lâminas do feixe, o escalonamento das lâminas e a constante elástica do feixe de molas.

Para a determinação do número de lâminas (N), da constante elástica do feixe (K) e do deslocamento (f), são utilizadas as equações:

- Para feixes simétricos

$$\sigma = \frac{6 \cdot P \cdot l}{b \cdot N \cdot h^2} \quad (2.36)$$

Rearranjando esta equação, para a determinação do número de lâminas, tem-se:

$$N = \frac{6 \cdot P \cdot l}{\sigma \cdot b \cdot h^2} \quad (2.37)$$

$$K = \frac{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3}{6 \cdot l^3} \quad (2.38)$$

$$f = \frac{6 \cdot R \cdot l^3}{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3} \quad (2.39)$$

- Para feixes assimétricos

$$N = \frac{6 \cdot l_a \cdot l_b \cdot R}{(l_a + l_b) \cdot \sigma \cdot b \cdot h^2} \quad (2.40)$$

$$K = \frac{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot (l_a + l_b) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l_a^2 \cdot l_b^2} \quad (2.41)$$

$$f = \frac{12 \cdot l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot R}{\left(2 + \frac{n'}{N}\right) \cdot (l_a + l_b) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot h^3} \quad (2.42)$$

O escalonamento das lâminas do feixe é determinado para meio feixe; assim, se o feixe é simétrico, o valor encontrado deve ser dobrado e se o feixe é assimétrico, deve-se encontrar o comprimento para cada meio feixe e somar os comprimentos. A equação que determina este meio comprimento é:

$$I_n = I - \frac{b \cdot h^2 \cdot n \cdot \sigma_P}{6 \cdot P_a} \quad (2.43)$$

Na equação 2.43, o valor inicial de “n” é 2 e varia, até “N”.

2.2 - Grandes Deslocamentos

Quando é estudada uma mola com uma lâmina, encontra-se muita literatura, sendo o estudo satisfeito por equações elementares da Resistência dos Materiais; tanto a distribuição da tensão, o deslocamento ou flecha produzida por uma carga, como a constante elástica da mola, são determinadas com boa precisão.

As equações elementares da Resistência dos Materiais são válidas para pequenos deslocamentos (flechas). São considerados pequenos deslocamentos, aqueles que apresentam valores até 10% do comprimento da viga.

Para a condição de grandes deslocamentos o estudo torna-se mais complexo.

Conforme SCHÜLLER (1991), somente poucos problemas práticos podem ser resolvidos com boa precisão quando se utilizam molas planas; assim, estudou o comportamento da curva carga vs deslocamento (característica da mola ou constante elástica da mola) para grandes deslocamentos e a influência do mordente de fixação da lâmina. O trabalho trata da possibilidade da validade da aplicação da equação 2.44 sob certas condições, o tamanho do erro (desvio) do real deslocamento e a possibilidade de mais precisão na fórmula.

$$f_{el} = P \cdot l^3 / 3.E.I \quad (2.44)$$

Se o erro na equação do deslocamento não puder exceder a 20%, serão necessários procedimentos de projeto e fatores de correção para a equação 2.44. O trabalho foi executado com mola plana simples, com comprimento de 30 a 150 mm, largura menor ou igual a 15 mm, espessura menor ou igual a 1 mm, constante de mola menor ou igual a 1 N/mm, momento de inércia menor ou igual a 2 mm⁴ e máximo deslocamento igual à metade do comprimento da mola.

Para a condição de grandes deslocamentos, deve ser utilizada a equação 2.45:

$$\frac{z'(x)}{[1+(z')^2]^{3/2}} = \frac{M_f(x)}{E \cdot I_{yy}} \quad \text{ou} \quad \frac{\frac{d^2 z}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} = \frac{M_f(x)}{E I_{yy}} \quad (2.45)$$

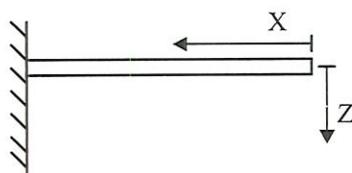


FIGURA 2.1 - Sistema de coordenadas para uma viga em balanço

onde: z = eixo com direção vertical, paralelo à direção de aplicação da carga

x = eixo com direção horizontal, paralelo ao eixo longitudinal da viga

y = eixo perpendicular ao eixo x e ao eixo z

Somente para o caso de carregamento da figura 2.2.a corresponde a condição da equação 2.44. No caso da figura 2.2.b, com o aumento do deslocamento o comprimento efetivo do braço decresce e, com isto, decresce o deslocamento em comparação com o caso 2.2.a.

O ponto da borda de aperto apresenta uma deformação. Isto já produz uma inclinação da mola, com aumento no deslocamento resultante, conforme figura 2.2.a.

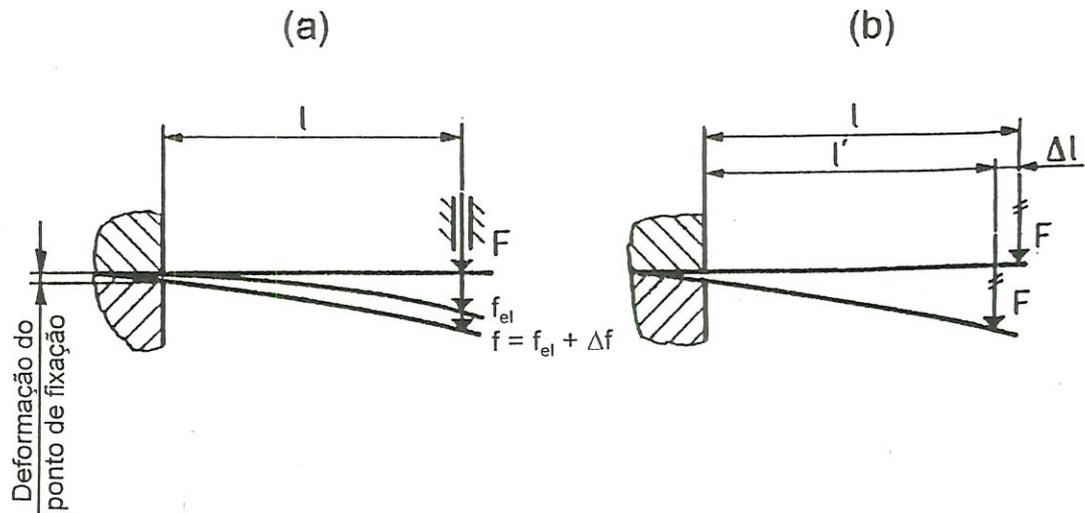


FIGURA 2.2 - Modo de aplicação da carga; a - guiada, b - aplicada na mola (SCHÜLLER, 1991).

A elasticidade do ponto de aperto e os efeitos resultantes podem ser analisados pela figura 2.3, onde a rigidez da fixação é denominada K_B . O maior valor de K_B apresenta a menor deformação de aperto; em adição a isto, são feitas as seguintes recomendações de projeto:

- um elevado valor de K_B é obtido pelo elevado módulo de elasticidade do material do mordente
- projetar o mordente de modo que a força de aperto seja distribuída uniformemente

A figura 2.4 ilustra formas de fixação de uma mola de lâmina, onde a versão 2.4.b é preferível às versões 2.4.a e 2.4.c. A versão 2.4.d ilustra a deformação do mordente.

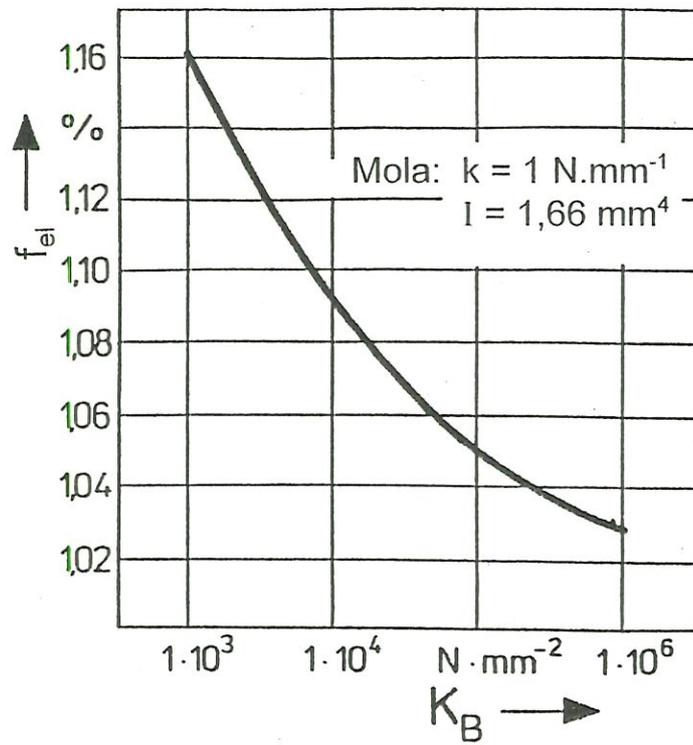


FIGURA 2.3 - Variação do deslocamento da lâmina com a rigidez da fixação (SCHÜLLER, 1991).

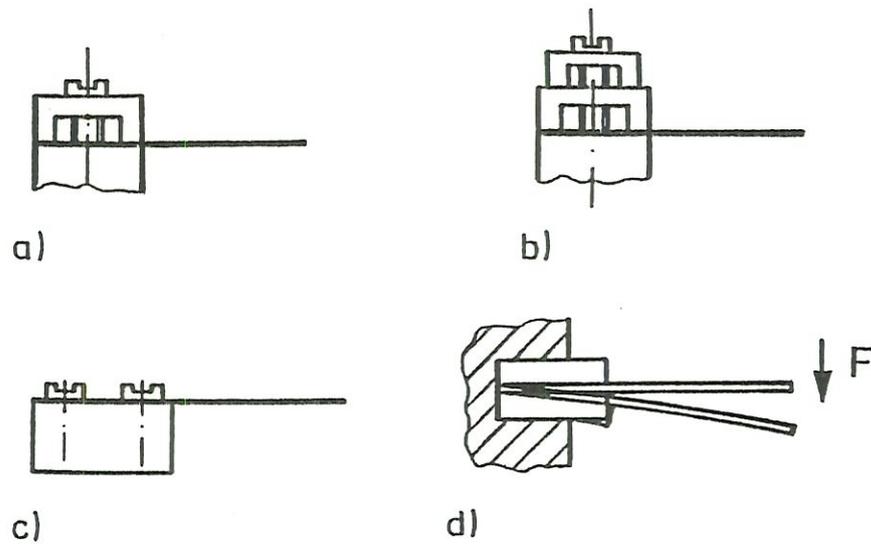


FIGURA 2.4 - Formas de fixação da lâmina (SCHÜLLER, 1991).

Foi construído, na figura 2.5, o gráfico: constante da mola X aumento do deslocamento, onde é mostrada a influência dos parâmetros: momento de inércia e rigidez da fixação da mola. O erro proveniente da equação matemática do deslocamento, equação 2.44, pode ser influenciado por estes parâmetros.

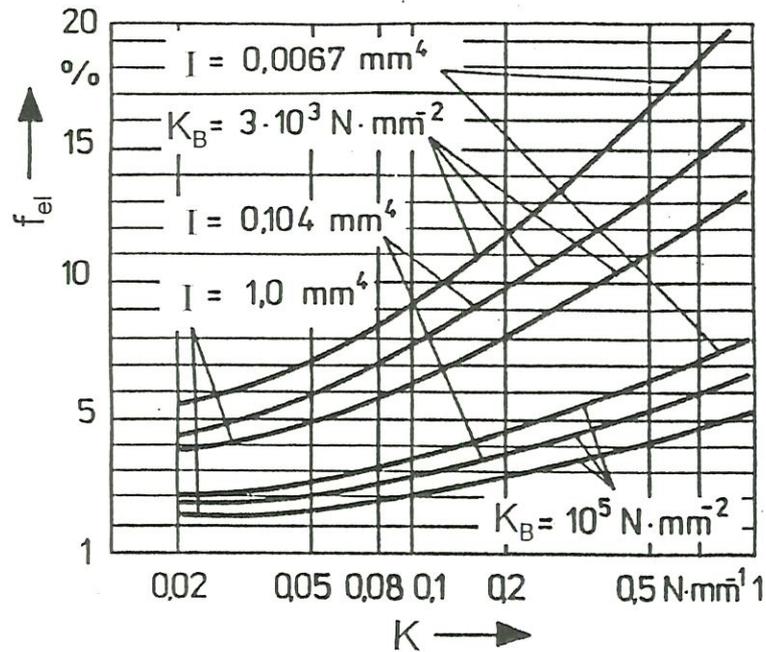


FIGURA 2.5 - Influência do momento de inércia e da rigidez da fixação das molas, na constante elástica e no deslocamento (SCHÜLLER, 1991).

Levando em consideração o aperto na fixação da lâmina, a equação 2.44 é válida para pequenos deslocamentos, apresentando boa precisão no cálculo.

Para grandes deslocamentos, o erro resultante da equação 2.44, pode ser visto no gráfico da figura 2.6, onde, na abscissa, está a relação entre o deslocamento calculado pelo comprimento total da lâmina (f_{el} / l) e, na ordenada, está o fator de correção K_3 ; a carga aplicada é guiada e o fator K_3 é um fator de correção da equação 2.44.

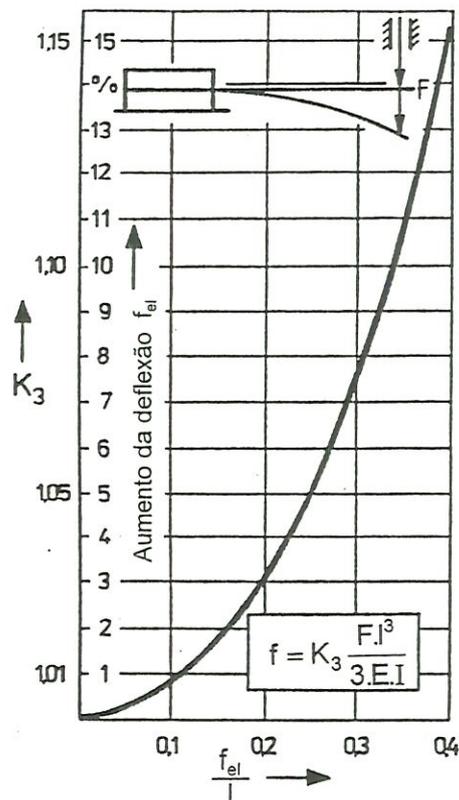


FIGURA 2.6 - Fator de correção (K_3) em função do deslocamento calculado pelo comprimento total da lâmina (f_{el}/l) (SCHÜLLER, 1991).

No caso de aplicação de carga na mola, isto é, carga não guiada, a redução do braço de momento fletor produz um enrijecimento da mola, e o valor do deslocamento calculado fica maior que o valor encontrado. Com o fator de correção K_4 , a equação 2.44 passa a apresentar boa precisão, conforme é ilustrado pelo gráfico da figura 2.7.

Como conclusão, foi feita uma comparação entre os casos de aplicação de carga guiada e não guiada, sendo possível fazer uma aproximação de uma mola com característica linear, obtendo um erro mínimo. A figura 2.8 mostra a relação.

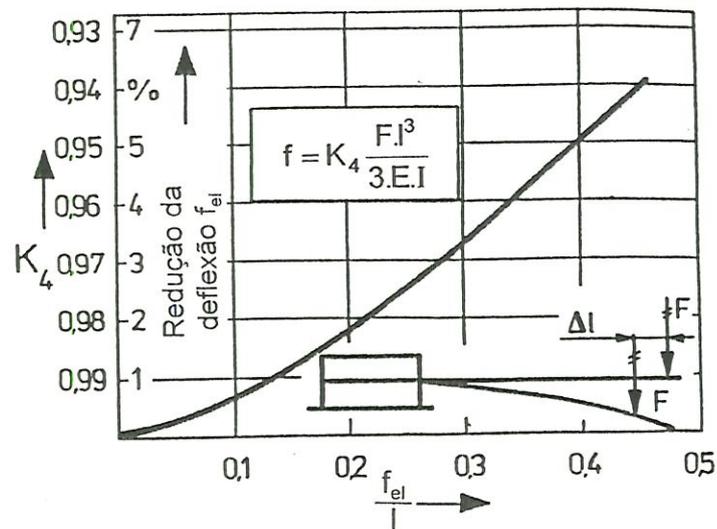


FIGURA 2.7 - Fator de correção (K_4) em função do deslocamento calculado pelo comprimento total da lâmina (f_{el}/l) (SCHÜLLER, 1991).

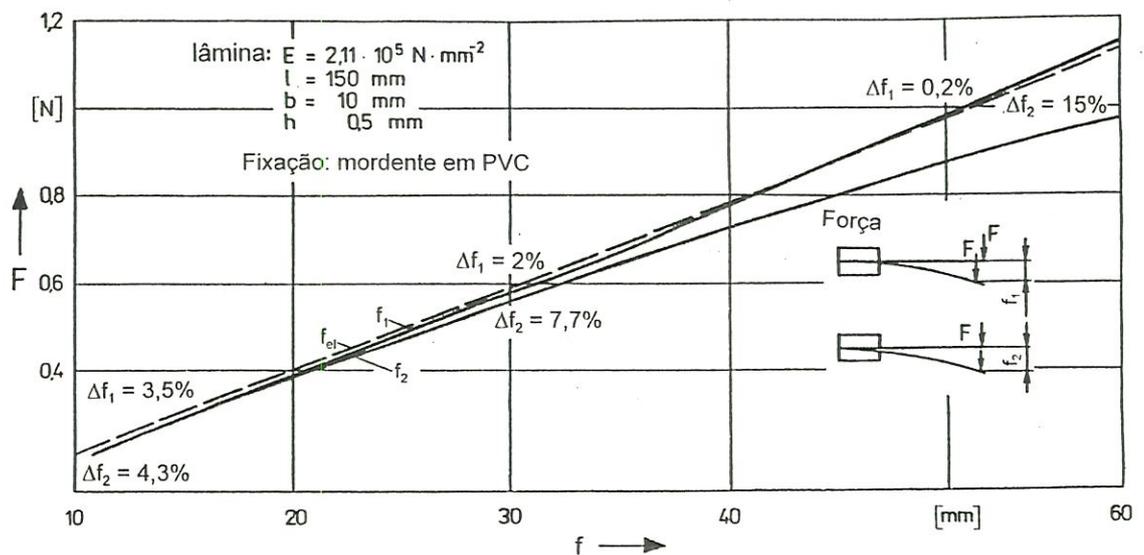


FIGURA 2.8 - Comparação entre os deslocamentos: produzido por carregamento guiado; carregamento sobre a lâmina de mola e calculado pela formula 2.44 (SCHÜLLER, 1991).

2.3 - Software para Análise do Comportamento de Feixes de Molas

WACHTEL et al. (1987), durante o desenvolvimento do projeto de um novo caminhão leve, que foi lançado no ano de 1988, pela General Motors, criaram um software destinado a melhor definir as variáveis no projeto de molas semi-elípticas.

O programa realiza a otimização e efetua um equilíbrio de tensões nas lâminas do feixe, conforme os parâmetros de entrada, além de gerar a geometria da suspensão e produzir informações para o processo de manufatura (possibilitando análises mais detalhadas do conjunto mola) e prever melhor o desempenho no veículo.

A seguir, serão comentados alguns itens apresentados no trabalho:

Tensão para projeto - O objetivo foi a redução do nível de tensão e o perfil da tensão específica para todas as lâminas do feixe de mola. Após a análise, pelo programa, foram obtidas as dimensões geométricas completas para todas as lâminas, incluindo suas curvas, tolerâncias dimensionais e deslocamento no veículo após instalação.

Projeto da Mola proposto - Introdução de espaçadores de aço galvanizado para melhorar a resistência à corrosão; estes espaçadores são usados em conjunto com nylon/teflon, em forma de insertos entre cada corpo de lâmina, Esta forma provoca um espaçamento de 2,5 mm entre as lâminas; produzindo uma maior resistência a ambientes agressivos (água e sal).

Programa de análise para projeto de mola semi-elíptica - O programa foi desenvolvido para projetar e analisar o desempenho, via computador. Assim, a geometria de suspensão encontrada apresentaria o melhor desempenho dentro do desenvolvimento do veículo.

Método de análise - O programa é dividido em dois módulos: análise e projeto.

No módulo de análise, são determinados os parâmetros de desempenho e, no módulo projeto, são alterados os parâmetros, de modo a encontrar uma solução ótima.

Informações preliminares - A geometria inicial para a busca da solução otimizada (comprimento entre olhais, curvatura e comprimento de cada lâmina), precisa ser determinada pelo projetista, usando alguma técnica ou projeto já conhecido.

Operação no módulo de análise - Na análise computacional, a formulação básica é para meia lâmina, com o ponto de carregamento na extremidade da mesma.

A suposição principal para a seqüência de soluções é que a carga é transferida somente em um ponto; esta seqüência de transferências sucessivas acaba no ponto de apoio (olhal da lâmina principal).

Na formulação matemática, cada lâmina é tratada como um elemento isolado.

Para a determinação dos valores de carregamento foi utilizada a técnica dos métodos numéricos de RUNGA-KUTTA.

Saída das informações - Além das informações sobre a geometria de suspensão, o programa fornece: um resumo da posição e tensão nos principais pontos da meia lâmina; carga de reação no apoio do feixe para cada deslocamento analisado e geometria das lâminas para cada meia lâmina.

Um exemplo de perfil de equilíbrio de tensões, é ilustrado pela figura 2.9.

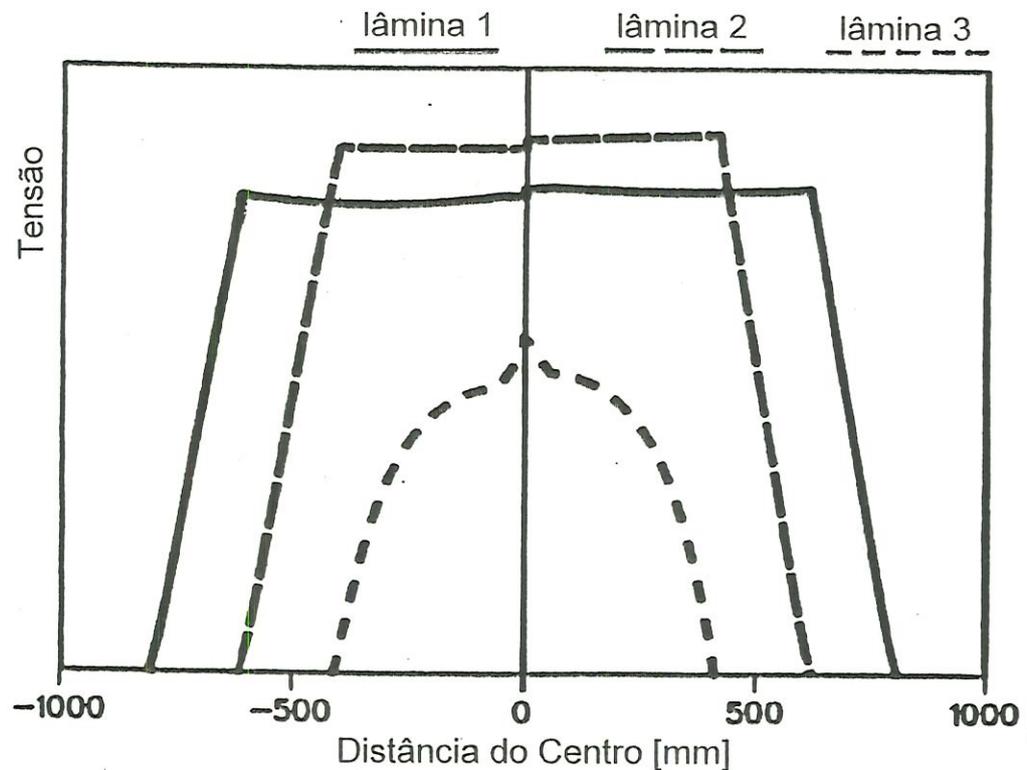


FIGURA 2.9 - Exemplo de um perfil típico de equilíbrio de tensões (WACHTEL et al. 1987).

Estratégia - Deve-se ter cuidado com certos valores de entrada, pois, dependendo de certos parâmetros, o programa pode não convergir.

O “modelo do ponto de contato” foi possível pelo espaçador anti-corrosão. O programa não considera o contato na área entre o centro e a extremidade da lâmina.

O nível de tensão máximo é especificado, já que os parâmetros: carga, largura das lâminas, constante elástica, número de lâminas e distância entre pontos de apoio, são fixos para cada bloco de valores; o equilíbrio das tensões resultará da “tensão máxima” mais baixa, da configuração.

O equilíbrio das tensões no “modelo de ponto de contato”, significa que a carga aplicada no ponto de contato (carregamento) da lâmina

inferior é igual à carga aplicada na lâmina superior. A figura 2.10 compara um típico equilíbrio de tensões em lâminas de molas, com maior ou menor intensidade da força de reação no contato entre as lâminas.

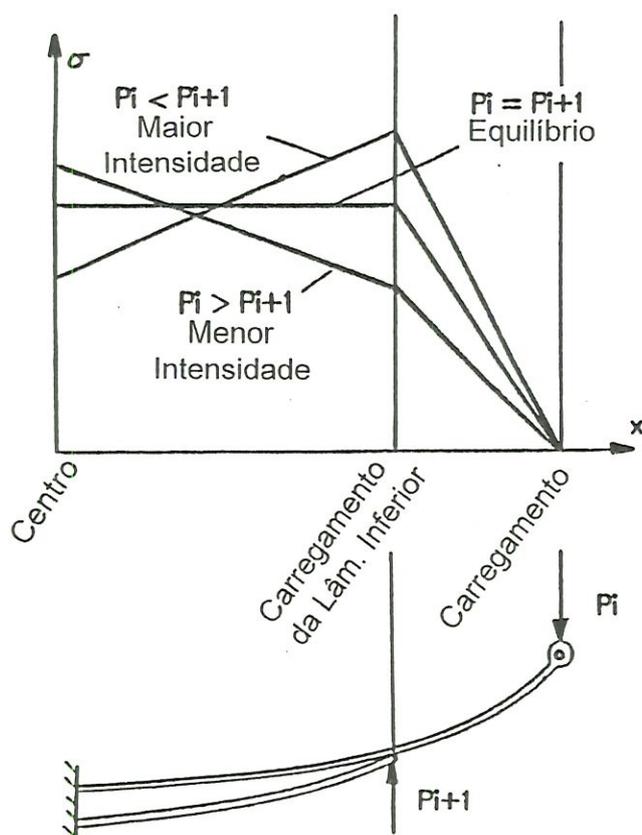


FIGURA 2.10 - Efeito da reação nas tensões das lâminas de molas (WACHTEL et al. 1987).

Resumo - O programa produz geometria de suspensão e curvas carga/deslocamento nas condições: sem grampos de molas e instalado no veículo. O resultado foi um feixe com quatro lâminas de molas.

Testes de fadiga realizados sem corrosão, em laboratório, mostraram que a primeira falha ocorre na lâmina inferior, o que é favorável. Após os testes de rodagem a vida do feixe de molas excedeu em 250% o previsto, e as fraturas resultantes da “corrosão” tiveram início no corpo da lâmina inferior.

LIU & CHADDA (1993) desenvolveram um algoritmo para otimização de mola plana em projeto, para caminhões leves e pesados, tendo como objetivo o mínimo peso da mola ou a constante da mola. É baseado na técnica de otimização não linear chamada "Lattice Search Method" (método de busca por grade), sendo possível projetar três tipos de molas: semi-elíptica simétrica, semi-elíptica assimétrica e feixe de molas planas engastado.

Um exemplo é mostrado para ilustrar a aplicação do software, sendo utilizada como referência a Norma SAE J788a - (1982).

O trabalho termina concluindo que a técnica é útil para projetar um feixe de molas otimizado com alto nível de eficiência e precisão, sendo uma contribuição ao processo de projetar feixes de molas planas com erros mínimos, mesmo para quem não tem experiência na área.

2.4 - Técnica da Emissão Magnetoacústica em Molas Parabólicas

TOCHILIN et al. (1995) analisaram o comportamento das tensões, nas camadas internas de uma lâmina de mola, utilizando a técnica da emissão magnetoacústica (MAE). Para tanto, foi utilizado um campo magnético de varredura com um medidor de frequência, nas condições: com e sem carga externa.

A emissão magnetoacústica (MAE) é conhecida por ser sensível ao estado de tensão de uma peça, sendo uma técnica não destrutiva, eficiente, para medir tensões em componentes industriais.

O sinal da MAE, em aço dúctil, apresenta um decréscimo constante com o aumento da tensão de tração mas, em aços ligados, mostra uma relação mais complicada.

O experimento consistiu em usar MAE para estudar tensões em uma lâmina de mola de automóvel, com uma forma complexa de tensões internas.

O comprimento da lâmina é de 1310 mm, largura de 80 mm e com espessura variando de 8 mm nas extremidades e 12 mm no centro; os processos empregados na produção desta mola foram: conformação à quente, austenitização, têmpera e “shot peening”.

A lâmina de mola foi montada em uma prensa, a qual aplicava carga em seu centro, e as extremidades eram apoiadas em folhas de politetrafluoretileno (PTFE), para melhorar o deslizamento sobre os apoios.

A figura 2.11 mostra o esquema do banco de ensaio, onde “M” é o eletromagneto; “T” é o transdutor, “R” é a carga aplicada pela prensa e G1 e G2 são os extensômetros.

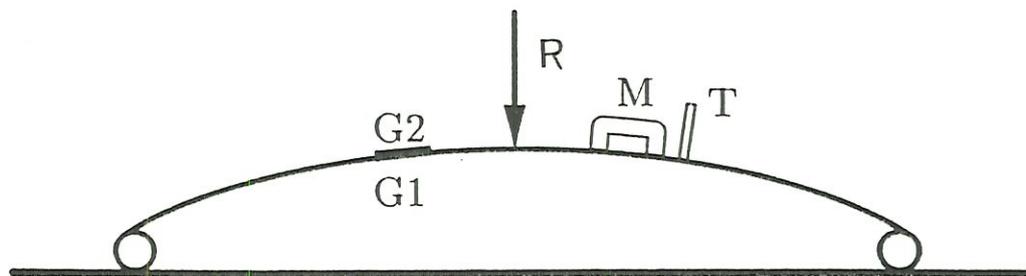


FIGURA 2.11 - Esquema do banco de ensaios (TOCHILIN et al. 1995).

Um campo magnético foi gerado pelo cabeçote magnético “M”, em forma de “C”, e os pulsos magnetoacústicos foram detectados por um transdutor piezelétrico “T”.

O campo magnético utilizava uma frequência de 0,1 Hz, mas pode ser alterado para frequências de 10 a 160 Hz para acentuar o sinal MAE e para controlar a espessura de penetração.

As tensões das superfícies da lâmina foram medidas independentemente, usando anisotropia magnética de tensão induzida (SMA), que é uma técnica relativa para medir a tensão na superfície de peças, desde que o sinal seja proporcional à diferença entre as tensões

principais e o plano da superfície da peça (o trabalho em questão, não comenta com mais detalhes).

A figura 2.12 mostra um típico perfil da MAE, para materiais ferromagnéticos. Os dois picos correspondem às regiões de magnetização e o vale central coincide com a região de desmagnetização da peça.

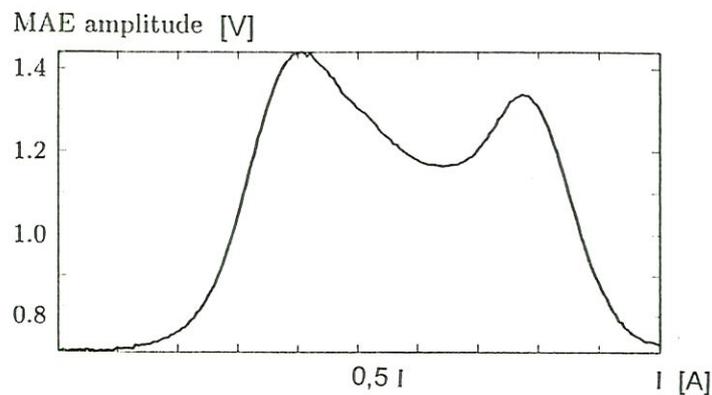


FIGURA 2.12 - Perfil plotado da MAE “versus” corrente “I”, obtida com um campo magnético modulado com frequência de 10 Hz e sem aplicação de carga (TOCHILIN et al. 1995).

As figura 2.13 (a) e (b), mostram a altura do pico inicial da MAE, em função da carga externa aplicada, com o campo magnético atuando, respectivamente, nos lados convexo e côncavo, da mola.

Diferentes curvas, em cada figura, correspondem a diferentes valores de penetração do campo magnético.

Os gráficos mostram a dependência do sinal da MAE com a carga externa. Trabalhos anteriores mostraram que, peças de diferentes espessuras apresentam diferentes relações com a carga externa.

O trabalho conclui que o sinal da MAE, para componentes industriais de materiais ferromagnéticos, mostra forte dependência das tensões. Para o aço analisado o sinal decresce com o aumento da tensão de tração e aumenta com o aumento da tensão de compressão.

Estas informações podem ser utilizadas para medir tensões em camadas internas de componentes mecânicos.

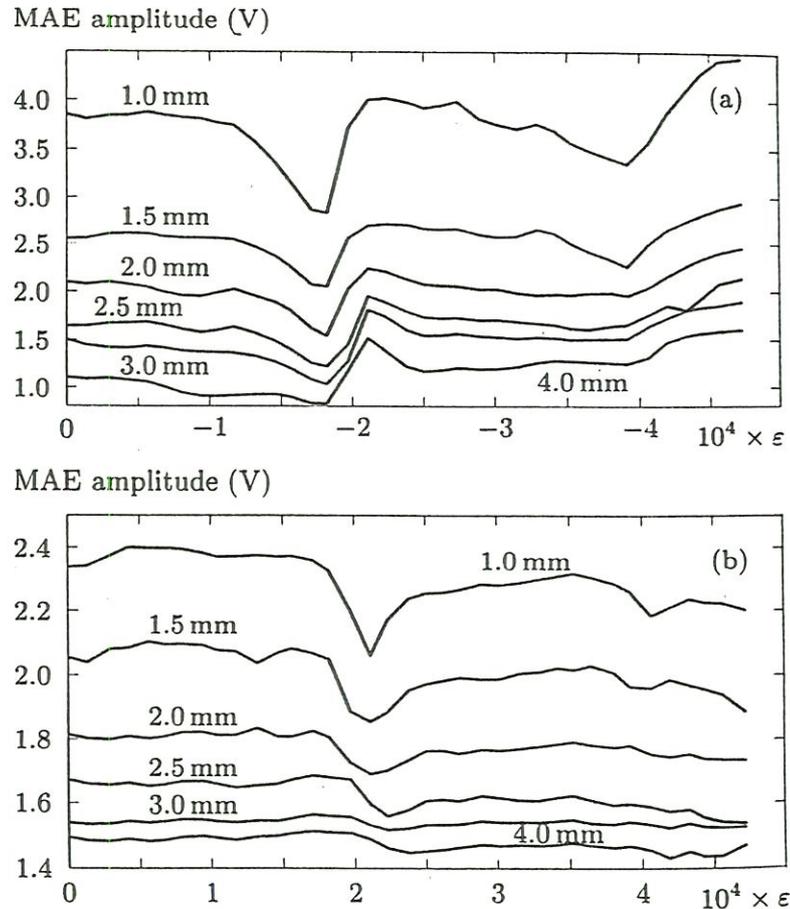


FIGURA 2.13 - Variação da emissão magnetoacústica [volts], em função da deformação, nas camadas internas da lâmina, devido à aplicação de carga externa; a - superfície convexa; b - superfície côncava (TOCHILIN et al. 1995).

2.5 - Emprego do "Shot Peening" Para Aumento da Vida das Lâminas de Mola

"Shot peening" é um tratamento de superfície conhecido universalmente cujo propósito está diretamente ligado com a tensão superficial, seja para uniformizar as tensões induzidas durante um processo mecânico anterior, seja para prover pré-tensão de compressão na superfície tratada.

Conforme NIKU-LARI (1986), as máquinas de “shot peening” são divididas em duas categorias: ar comprimido e roda centrífuga.

O processo com ar comprimido é, geralmente, utilizado em operações manuais; já o processo com roda centrífuga é utilizado em produção seriada.

Existem vários tipos de granalhas que são utilizadas no processo de “shot peening”, entre outras destacam-se:

- Aço fundido - este tipo é freqüentemente utilizado na operação de endurecimento da superfície tratada.

- Esferas de vidro - utilizadas em operações delicadas de endurecimento da superfície de peças aeronáuticas.

Arame cortado- usado em operações prévias, para superfícies arredondadas.

- Ferro fundido - pouco usado; devido à fragilidade apresenta a tendência de se quebrar.

- Esferas de materiais cerâmicos - constituem novo agente utilizado neste processo; sua utilização é similar às esferas de vidro, com a vantagem de apresentar uma maior durabilidade.

Vários parâmetros estão envolvidos no processo de “shot peening”; alguns deles são:

- velocidade das granalhas
- dimensão, forma, natureza e dureza das granalhas
- ângulo de projeção
- tempo de exposição
- cobertura.

A multiplicidade de parâmetros faz com que o controle preciso e a repetibilidade da operação de “shot peening” seja muito problemática. O

controle desta operação é, atualmente, alcançado pelo sistema de medição ALMEN que é baseado no valor da flecha produzida por uma placa padrão, submetida ao processo de “shot peening”; assim, esta placa é colocada ao lado da peça que irá passar pelo processo, e a flecha produzida pela tensão residual de compressão será o valor desta unidade, por exemplo:

- Intensidade Almen igual a 0,3 mm., ou
- 30A2, significa intensidade de 0,3 mm.

Se o valor da deformação for no padrão SAE J308a, o valor medido em milímetros deve ser multiplicado por 40; exemplificando:

- Intensidade Almen de 0,1 mm.= 10A2 → 4A
- Intensidade Almen de 0,2 mm.= 20A2 → 8A
- Intensidade Almen de 0,3 mm.= 30A2 → 12A

Para uma dada condição do “shot peening”, a flecha da placa padrão varia com o tempo de exposição ao processo.

A profundidade endurecida por deformação é o parâmetro mais importante para a resistência à fadiga do material que passou pelo processo de “shot peening”; ele depende do nível de máxima tensão residual.

A profundidade da camada deformada plasticamente é, particularmente, influenciada pelos seguintes parâmetros:

- Natureza do material trabalhado - quanto maior a dureza do material, menor a profundidade endurecida.
- Dureza do material das granalhas - quanto maior a dureza das granalhas, maior a profundidade endurecida.
- Tamanho das granalhas - quanto maior o tamanho, maior a profundidade da camada endurecida.

A intensidade do “shot peening”, conhecida como intensidade Almen, é um fator grandemente dependente da velocidade de projeção e do tamanho das granalhas, influenciando, diretamente, na profundidade da camada endurecida, isto é, quanto maior a velocidade de projeção, maior a profundidade endurecida.

A rugosidade superficial é um parâmetro que tem um efeito significativo na resistência à fadiga de uma peça.

A velocidade de projeção das granalhas ou intensidade Almen, determinam o tamanho da impressão causada pela granalha, na superfície do material, resultando no valor da rugosidade.

O tamanho das granalhas é um fator muito significativo no acabamento superficial; ele determina a energia de impacto, afetando a profundidade e o diâmetro da impressão superficial.

A tensão residual de compressão, introduzida pelo “shot peening”, é o parâmetro que contribui para a melhora do desempenho da lâmina de mola.

O efeito do tamanho da granalha na distribuição da tensão residual, não é diferente daquele produzido pela velocidade da granalha, pois, a profundidade da camada afetada é maior, quanto maior for o diâmetro da granalha; este parâmetro é de grande importância para a vida da peça, para se estabelecer a tensão residual de compressão, durante os trabalhos e testes de fadiga.

LUO et al. (1986), estudaram o efeito da intensidade do “shot peening” no comportamento da fadiga e da fadiga por fricção em liga de alumínio.

O “shot peening” produz imperfeições na superfície das peças e estas são mais severas com o aumento da intensidade do mesmo, com possibilidade do desempenho da resistência à fadiga ser reduzida.

Corpos de prova de alumínio ligado (Al-4Cu-1Mg) foram submetidos ao processo de tratamento superficial por “shot peening”, em três níveis da escala Almen, 12-16A, 16-20A e 8-10C.

As curvas S-N de fadiga e fadiga por fricção foram determinadas em ciclos alternados simétricos (fadiga rotativa).

Chegando à seguinte conclusão:

1 - Sob condições de fadiga de baixo ciclo, tanto para o ensaio de fadiga como para o ensaio de fadiga por fricção, com o aumento da intensidade do “shot peening”, ocorre uma melhora nas propriedades da resistência à fadiga.

2 - Para o ensaio de fadiga simples em alto ciclo, o nível mais baixo de intensidade de “shot peening” produziu uma melhora significativa na resistência à fadiga; o nível mais severo do “shot peening”, produziu grandes danos superficiais, com nucleação de trincas, reduzindo a vida.

3 - Para o ensaio de fadiga com fricção, em alto ciclo, os dois níveis menos severos de “shot peening” produziram uma melhora na vida, indicando que a fadiga com fricção admite melhor os pequenos danos na superfície, comparada com a fadiga simples.

Conforme KAISER (1987), o efeito favorável do “shot peening” na resistência à fadiga de componentes, dos mais diversos tipos, em particular molas, pode ser, adequadamente otimizado, se os fatores do tratamento superficial forem considerados.

A condição básica que governa a formação da tensão residual, em componentes mecânicos, é a deformação plástica em regiões muito pequenas do material; a energia necessária para este fim é produzida por granalhas, as quais são aceleradas para atingir a superfície da peça.

Para aumentar a tensão residual de compressão, na superfície da peça, é utilizada uma técnica chamada de “shot peening” com pré-tensão ou “stress shot peening” ou simplesmente “stress peening”.

A operação de “stress peening” é aplicada em alguns casos de molas parabólicas altamente solicitadas.

Esta operação consiste em deformar uma lâmina de mola, provocando uma tensão de tração pré-estabelecida e submeter a lâmina arqueada, na condição de trabalho, ao processo de “shot peening”; Após o tratamento a carga é retirada, voltando a lâmina à condição inicial, provocando um aumento da tensão residual, pela soma da tensão elástica,

da deformação provocada pela carga (deslocamento) e da tensão decorrente da deformação superficial provocada pelo “shot peening”.

Para exemplificar, uma lâmina de mola, cuja espessura varia parabolicamente, sofreu uma deformação que resultou na tensão de 1600 MPa, com posterior aplicação de “shot peening”. Após o processo, com a mola descarregada, foi encontrada tensão residual de compressão entre 700 a 800 MPa na superfície e aproximadamente 1200 a 1400 MPa a profundidade de 0,15 a 0,25 mm da superfície.

Foram analisados ensaios de fadiga com lâmina de molas planas, submetidas ao “shot peening” (“shot peening” com pré-tensão), onde foram obtidas curvas de WÖHLER para diferentes arqueamentos.

Um novo aparelho foi desenvolvido por COULON (1986) para a introdução de pré-tensão de compressão em peças metálicas

Trata-se de uma pistola de impacto, que tem o objetivo de acentuar as propriedades físicas e mecânicas do “peening”.

Estas duas técnicas (pistola de impacto e “shot peening”) não são competidoras, já que o uso de uma ou de outra depende da forma da peça que está sendo tratada.

O trabalho fornece resultados comparativos das medidas da pré-tensão por “shot peening” e pistola de impacto. Este relato faz parte da patente do novo aparelho de percussão.

Ao nível da superfície, as pré-tensões de compressão são aproximadamente iguais, mas com a pistola de impacto, a profundidade da camada deformada é muito maior.

IIDA & Tosha (1986), analisaram o comportamento da tensão residual induzida na superfície, por “shot peening”.

Como as características da tensão residual não são claramente confirmadas, é importante evidenciar o comportamento da tensão residual.

De forma a evidenciar as características da tensão residual superficial, o “shot peening” foi executado em várias condições e a tensão residual superficial foi medida com difração de raio X . Foram analisadas as influências da rugosidade superficial e do ângulo de arremesso, para a tensão residual superficial, e obtida a relação da energia cinética do impacto e a espessura crítica dos corpos de prova.

Como conclusão, os resultados obtidos foram os seguintes:

1 - A tensão residual na superfície deformada não é afetada pela densidade de indentações e ângulo de arremesso.

2 - Existe o efeito da grandeza da tensão residual para a espessura do corpo de prova; portanto, a espessura do corpo de prova tem um valor crítico para cada condição do “shot peening”.

3 - A espessura crítica é proporcional à raiz quadrada da energia cinética das esferas.

4 - A razão entre a espessura crítica e a profundidade da camada endurecida, produzida pelo “shot peening”, é constante e igual a 5.

2.6 - Influência do Deslocamento e Freqüência sobre a Histerese e Constante Elástica do Feixe de Molas

As propriedades da força “versus” deslocamento, dos feixes dos caminhões, foram estudadas por FANCHER et al. (1980), objetivando medir a influência do deslocamento e freqüência, entre 0 e 15Hz, sobre a histerese e sobre a constante do feixe de molas.

Os resultados dos testes apresentados indicaram que a perda de energia por ciclo de movimento do feixe de molas planas é independente da freqüência do ciclo.

As medições mostram a influência da amplitude do pulso, ou golpe. A análise é feita para cinco conjuntos de feixes de molas de diversos caminhões atualmente no mercado.

O procedimento dos ensaios, para um dado feixe de molas, consistiu dos seguintes passos básicos:

1 - Construção de dispositivos para movimentação de feixes de molas, simulando as condições de cada veículo.

2 - O feixe de molas é pulsado em várias frequências e amplitudes. As características da força “versus” deslocamento são registradas para cada frequência de pulso.

O efeito da massa do feixe de molas foi perturbador nos resultados, sendo esta perturbação, mais significativa para as maiores frequências dos ensaios (10 e 15 Hz).

Para corrigir o efeito da massa em aceleração, foi instalado um acelerômetro, o que permitiu a criação de um sinal análogo de força, o qual corresponde à massa da mola multiplicada pela sua aceleração.

Os resultados dos testes indicaram que:

1 - A frequência do pulso, na faixa entre 0 e 15 Hz, não apresentou influência na constante elástica dos feixes de mola.

2 - Os feixes de molas para caminhões são dispositivos não lineares para os quais:

a - a média da força em um ciclo de pulso, aumenta com o aumento da amplitude do pulso ou com o aumento da carga estática normal.

b - o efeito da constante elástica da mola decresce, se a amplitude do pulso é aumentada ou se a carga estática nominal é diminuída.

2.7 - Feixe de Molas Planas Com Dois Estágios

MIKAILA (1973), em seu trabalho, mostra o método utilizado para projetar um feixe de molas planas com dois estágios.

O objetivo do feixe de molas com duplo estágio, utilizado em sistemas de suspensão de caminhões leves, é proporcionar melhor dirigibilidade ou melhor conforto com o veículo vazio e aumentar a capacidade de carga, sem alterar o deslocamento final da mola, quando carregado.

O feixe de molas usado na linha de caminhões leves da Divisão Chevrolet Motor, consiste de um feixe de molas planas para o primeiro estágio e uma lâmina de mola, com largura constante e espessura variável parabolicamente, para o segundo estágio.

A análise do feixe de molas com dois estágios, é similar a todos os outros feixes de molas, e é baseado na suposição de que a mola é equivalente a duas barras elásticas em balanço, com cargas concentradas em suas extremidades livres.

O deslocamento final de cada barra é calculado separadamente e, então, o deslocamento central é determinado; o deslocamento central é o deslocamento da mola no seu centro (espigão do feixe).

Foi assumido que, para o projeto deste feixe, os seguintes dados são conhecidos:

- O comprimento total da mola
- Os comprimentos dos meio-feixes, dianteiro e traseiro
- A largura das lâminas
- O tipo de olhal de mola

No corpo do trabalho são determinados:

- Coeficiente de deslocamento
- Projeto do feixe de molas do primeiro estágio
- Número de lâminas e espessura das lâminas de mola do primeiro estágio
- Projeto da lâmina de mola do segundo estágio
- Combinação das constantes de mola do primeiro e segundo estágios
- Análise de tensões, conforme Norma SAE J788 (1970)

- Distribuição de tensões

No ítem Análise de tensões, para se determinar a máxima tensão no feixe de molas com dois estágios, é preciso conhecer a máxima carga nas extremidades de ambos os estágios; para esta determinação é suposto que a lâmina é assimétrica. Também, para simplificar os cálculos, é assumido que ambas as extremidades da lâmina de mola do segundo estágio, entram em contato, com o primeiro estágio, simultaneamente.

O projeto é iniciado pela determinação da máxima carga no olhal da mola do primeiro estágio.

Tendo a carga no olhal da mola e a carga na extremidade da lâmina do segundo estágio, o feixe de molas do primeiro estágio é tratado como uma barra em balanço, carregada e suportada pela carga, localizada na extremidade da lâmina do segundo estágio.

A tensão em qualquer distância “X” é determinada pela fórmula convencional.

$$\sigma = \frac{M_{f(x)}}{W_{f(x)}} \quad (2.46)$$

No ítem Distribuição de tensões, o ponto de máxima tensão no feixe de molas do primeiro estágio, para condição de máximo deslocamento no veículo (metal/metal), pode se localizar no centro do feixe ou na extremidade da lâmina do segundo estágio. Desta forma, é necessário fazer uma análise para se determinar as tensões atuantes; a figura 2.14 ilustra esta análise.

A linha cheia representa a tensão no centro do feixe (do primeiro estágio), a linha tracejada representa a tensão no primeiro estágio (na seção em contato com a extremidade da lâmina do segundo estágio) e a linha pontilhada representa a tensão no segundo estágio do feixe de molas.

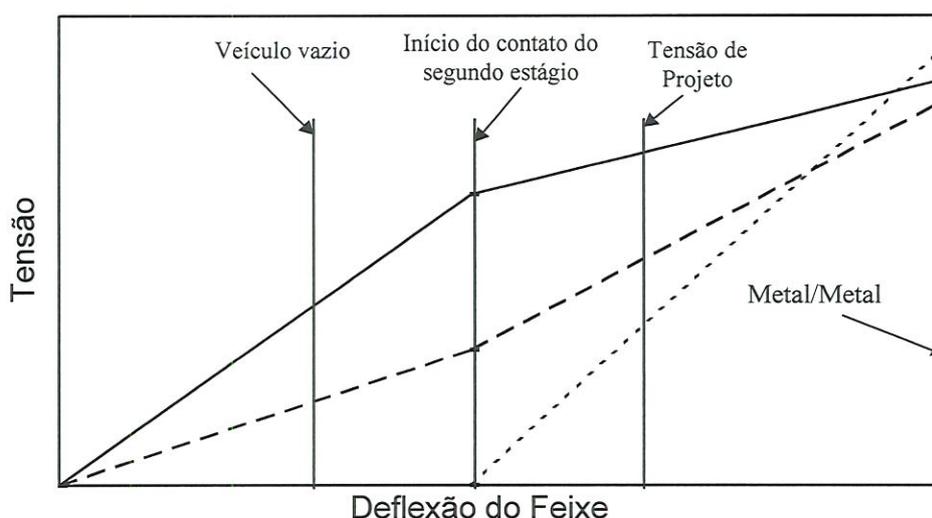


FIGURA 2.14 - Variação da tensão em função do deslocamento (MIKAILA 1973).

Antes do feixe de molas do primeiro estágio entrar em contato com a extremidade da lâmina do segundo estágio, a tensão no centro do feixe (a qual será chamada de seção 1) e a tensão na seção do feixe de molas do primeiro estágio, em contato com a extremidade da lâmina do segundo estágio (a qual será chamada de seção 2), aumentam linearmente com o deslocamento do feixe de molas.

As inclinações das linhas representando as tensões, são constantes do ponto zero até o ponto de contato com o segundo estágio. A inclinação da seção 1 é maior que a inclinação da seção 2, devido ao maior braço de momento fletor, gerando maior tensão de flexão.

Após o feixe de molas do primeiro estágio entrar em contato com a extremidade da lâmina do segundo estágio, a tensão da seção 1 aumenta linearmente, porém, com menor inclinação que antes do contato. A tensão na seção 2 aumenta linearmente, também, mas com maior inclinação que antes.

Para o deslocamento máximo (posição metal/metal), a tensão na seção 1, pode ser maior, igual ou menor que na seção 2.

As tensões nas seções 1 e 2 dependem do deslocamento total do feixe de molas e da carga no ponto de contato entre o primeiro e o segundo estágios; sendo que esta tensão varia linearmente.

As inclinações das linhas representando a tensão “versus” deslocamento, para um dado feixe de molas, são constantes.

A tensão na lâmina do segundo estágio cresce linearmente do ponto de contato com o feixe do primeiro estágio, até o deslocamento máximo (metal/metal).

Este método de projeto de feixe de molas com dois estágios, tem sido usado pelos autores no Centro de Engenharia da Chevrolet, desde 1968, tendo apresentado resultados valiosos.

2.8 - Atrito Entre as Lâminas de Mola

ZAHAVI (1993) estudou o problema de contato com atrito em projetos mecânicos, objetivando dar a devida consideração ao fenômeno do atrito. O problema em questão, tem sido estudado desde 1977. Contudo, parece que os métodos desenvolvidos até aqui são difíceis para aplicação no caso prático de projeto mecânico. Um algoritmo iterativo, baseado no método de elementos finitos, o qual é desenvolvido, tenta examinar a deformação de componentes e apresenta uma solução simples para o problema do contato estático. O artigo, após discutir o aspecto teórico do contato com atrito, ilustra aplicações do método numérico para dois casos de projeto.

Há dois modos de contato com atrito: o contato de comprimento, onde as peças são mantidas “coladas” (juntas), e o contato de desligamento, onde acontece um escorregamento entre as peças. Os modelos são ilustrados pelos exemplos dos seguintes componentes de máquinas:

- parafuso e porca

- Mola de lâmina

Foram consideradas duas lâminas juntas. Cada lâmina foi sujeita a diferentes gêneros de deformação: enquanto a face inferior da lâmina superior estava comprimida, a face superior da lâmina inferior estava tracionada e o ponto de contato desliza nas lâminas, causando um atrito de escorregamento.

Um esquema foi montado utilizando um feixe de molas com seis lâminas de 8 mm de espessura, 75 mm de largura, 750 mm de comprimento máximo e carga da simulação é 11.111 N. A análise foi feita através do método de elementos finitos e a força de atrito oposta ao escorregamento agia sobre as lâminas em uma direção durante o carregamento e em outra direção no descarregamento. Os cursos de carregamento e descarregamento foram diferentes, resultando em uma histerese.

Em resumo:

O trabalho enfoca o estudo do atrito utilizando o método dos elementos finitos. Para este estudo o autor utiliza dois componentes de máquina (escolhidos pelo autor) que foram:

1 - parafuso e porca

2 - molas de lâminas

Para o caso 1 foi estudada a distribuição de carga nos filetes do parafuso/porca e, para o caso 2, foi estudado o atrito entre as molas de lâminas, a qual, em condições de carregamento e descarregamento, provocou uma histerese.

O trabalho traz como referência a Norma SAE J788, de 1970.

2.9 - Considerações Sobre a Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica, embora tenha servido para que o autor se aprofundasse mais no assunto em tela, não trouxe contribuições

substanciais para o trabalho, tendo confirmado, entretanto, a inexistência de trabalhos semelhantes.

O trabalho mais próximo encontrado foi de WACHTEL et al. cuja finalidade, principal, foi desenvolver um software, utilizando a Norma SAE J788.

3 - MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 - Materiais

3.1.1 - Feixe de Molas

O elemento em estudo foi o feixe de molas semi-elípticas, também chamado feixe de molas planas.

Atualmente, este tipo de feixe de molas somente é utilizado em veículos de transporte de carga, tais como: automóveis utilitários, caminhões, ônibus e trens, em geral.

Para esta pesquisa, o feixe não precisa ter nenhuma característica especial, podendo ser um feixe qualquer, não importando o número de lâminas, seu escalonamento ou se é ou não simétrico.

A simetria, ou não, dos feixes de molas será definida posteriormente neste item.

Uma solução que poderia ser adotada, seria sobrepor barras de aço com formas geométricas bem definidas, o mais regular possível, isto é, barras com espessura constante em seu comprimento total, pequeno raio de arredondamento em todas as quinas e sem furos para fixação de braçadeiras; isto tornaria o equacionamento mais simples, mas, com pouca aplicação prática.

Visando uma aplicação direta, escolheu-se trabalhar com o feixe de molas da suspensão dianteira dos caminhões da marca Mercedes Benz, utilizado em vários modelos.

Este feixe é formado por cinco lâminas (figura 3.1), o qual, todavia, não corresponde ao feixe sobre o qual foram feitas experimentações, conforme explicado a seguir.



FIGURA 3.1 - Feixe de molas semi-elípticas dos veículos da marca Mercedes Benz

A lâmina do feixe que possui os olhais ou patins, é denominada lâmina mestre ou lâmina número 1; a lâmina número 2 é a que está em contato com a lâmina número 1, seguindo uma numeração crescente até a última lâmina. Esta numeração é válida tanto para o feixe principal de molas como para o feixe auxiliar de molas, estando de acordo com as Normas ABNT -NBR 8567 (1984) e SAE J788 (1982).

É usual nos feixes de molas, não ser feito o escalonamento na segunda lâmina, isto é, estender o seu comprimento até os pontos de apoio, sejam olhais ou patins; isto se justifica pelo aumento da segurança.

Para melhorar ainda mais a segurança, uma das extremidades da segunda lâmina possui forma envolvente sobre um dos olhais da primeira lâmina, pois, se houver quebra da primeira lâmina, com o veículo em movimento, este manterá dirigibilidade suficiente até poder parar com segurança.

Como um dos pontos menos conhecidos em feixes de molas é o efeito da variação da tensão devido ao escalonamento das lâminas no feixe,

decidiu-se escalonar a segunda lâmina, isto é, cortar uma parte de cada extremidade, tirando o efeito da segurança, mas, aumentando o número de escalonamentos, de três para quatro lâminas, além de estudar o efeito sobre a primeira lâmina, a qual não sofreu redução de espessura em sua extremidade.

Para determinar o comprimento a ser cortado da segunda lâmina, foi tomado meio comprimento da primeira lâmina, que é de 859 mm, e meio comprimento útil da terceira lâmina, que é de 615 mm; a diferença resulta em 244 mm, portanto, o comprimento de corte foi de 122,0 mm.

Após o corte, acabamento da superfície usinada e quebra das quinas vivas, o comprimento total cortado foi de 123,5 mm.

Quanto à distância entre olhais, na condição de mola livre, isto é, em pé sobre uma bancada (conforme mostrado na figura 3.1), a distância entre os centros dos olhais é de 1672 mm e a flecha livre é de 138 mm; na condição de mola plana, isto é, situação em que um carregamento deforma o feixe deixando planas as suas lâminas, a distância entre os centros dos olhais é de 1720 mm, com flecha igual a zero.

O que caracteriza um feixe é a posição do parafuso central (espigão) em relação ao centro dos olhais ou ponto de contato dos patins.

Os feixes de molas podem ser simétricos ou assimétricos.

Para os feixes simétricos, o parafuso central (espigão) é posicionado na metade da distância entre os dois olhais, produzindo uma simetria no escalonamento entre as duas metades do feixe de molas, enquanto que no feixe de molas assimétrico não existe igualdade de escalonamento entre as duas metades do feixe.

O parafuso central (espigão) tem a finalidade de manter as lâminas unidas formando um bloco único, facilitando o seu manuseio. Sua cabeça cilíndrica (ao invés de sextavada) é utilizada para o correto posicionamento do feixe de molas sobre os eixos (dianteiro e traseiro).

Cada um dos dois tipos de construção de feixe de molas apresenta a sua particularidade para utilização no projeto de veículos.

O feixe em estudo é um feixe simétrico, sendo que os meios comprimentos das lâminas dos feixe são:

- lâmina número 1 - 859,0 mm
- lâmina número 2 - 734,5 mm
- lâmina número 3 - 615,0 mm
- lâmina número 4 - 419,0 mm
- lâmina número 5 - 226,0 mm

Este feixe de molas íntegro, sem cortes na segunda lâmina, apresenta constante elástica média de 230,5 N/mm (23,5 kgf/mm).

Com o aumento da carga aplicada, a distância entre os olhais aumenta, aumentando o comprimento da viga em balanço e, conseqüentemente, diminuindo a constante elástica do feixe; assim, esta constante varia de 243,3 N/mm (24,8 kgf/mm) para o feixe com 10 mm de deslocamento, a 221,7 N/mm (22,6 kgf/mm) para o feixe na condição de mola plana. O feixe com a segunda lâmina cortada (condição de ensaio), apresenta a constante elástica igual a 222,8 N/mm (22,7 kgf/mm), para um deslocamento de 10 mm e 208,6 N/mm (21,3 kgf/mm) para um deslocamento de 110 mm.

A vantagem de se trabalhar com um feixe de molas utilizado em veículos de produção seriada são os inúmeros detalhes que só são conseguidos em Indústrias especializadas, tendo como resultado, um trabalho diretamente aplicado na indústria. A desvantagem é o aumento do grau de complexidade do modelo a ser estudado, pois as lâminas passam a apresentar variação de espessura: grande arredondamento nas laterais e nas extremidades frontais.

No feixe em estudo, as espessuras das lâminas são diferentes, tendo a primeira e a segunda lâminas espessura de 17 mm, e da terceira à quinta lâminas, espessura de 18 mm. Todas as lâminas do feixe possuem largura de 70 mm com raio de arredondamento lateral.

Para determinar o valor deste raio, utilizou-se da equação 3.1, fornecida por GIECK (1979).

$$r = \frac{fl}{2} + \frac{cr^2}{8 \cdot fl} \quad (3.1)$$

Para todas as lâminas, o valor médio da flecha (fl) é 6 mm, mas devido às diferentes espessuras, o valor da corda (cr) varia, apresentando o valor de 17 mm para a primeira e segunda lâminas e 18 mm para a terceira, quarta e quinta lâminas.

Como resultado da equação 3.1, para a primeira e segunda lâminas, obtém-se o valor de 9,0 mm, e 9,8 mm para a terceira, quarta e quinta lâminas.

No processo de laminação, para produção das lâminas, procura-se trabalhar com dimensões padronizadas; assim, o raio de arredondamento das laterais, da terceira, quarta e quinta lâminas, deve ser 10 mm, sendo este o valor assumido.

Com esta informação é possível determinar o módulo de resistência à flexão que é feito por partes, sendo ilustrado pela figura 3.2.

Como resultado do módulo de resistência à flexão, encontra-se o valor de 3050 mm³ para as lâminas números 1 e 2, e 3400 mm³ para as lâminas números 3, 4 e 5.

Utilizando a equação elementar da Resistência dos Materiais, a qual relaciona o módulo de resistência com o momento de inércia da seção, encontra-se o valor de 25925 mm⁴ para o momento de inércia das lâminas números 1 e 2, e 30600 mm⁴ para as lâminas números 3, 4 e 5.

Deve ser ressaltado que estes valores não são válidos para as extremidades das lâminas números 3, 4 e 5; posteriormente serão determinados os valores do módulo de resistência e momento de inércia nas várias seções, ao longo do corpo destas lâminas.

A boa concordância entre o raio das laterais e as superfícies planas da lâmina de mola, melhora a eficiência, nesta região, do tratamento da superfície pelo processo “shot peening”, já que as trincas, por fadiga do

material, geralmente, têm início na linha de encontro de superfícies (bordas), conforme PASTOUKHOV & VOORWALD (1995) e PETERSON (1974).

A figura 3.2 ilustra a seção transversal das lâminas, sendo a área achuriada utilizada para auxiliar no processo de determinação do módulo de resistência à flexão (W_f).

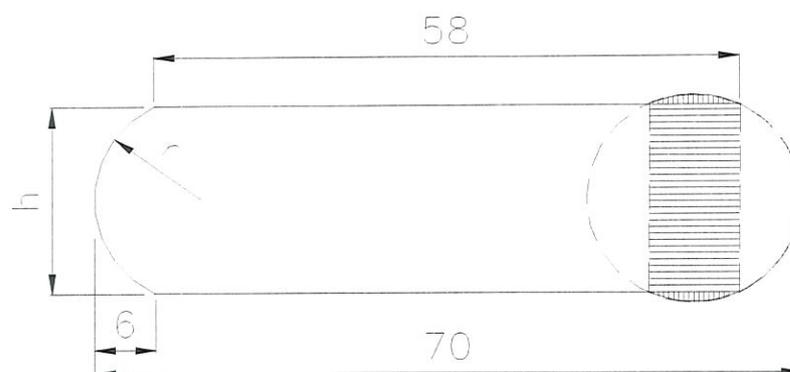


FIGURA 3.2 - Seção transversal das lâminas do feixe.

Conforme a ABNT - NBR 5588 (1982), o material empregado na produção das lâminas utilizadas em feixes de molas planas é o aço ABNT 5160, com dureza máxima de 320 HB para espessuras acima de 6 mm, e, conforme a Norma NBR 8567 (1984), as máximas tensões de projeto recomendáveis são: 490 MPa para feixe de molas de suspensão dianteira de veículos; 640 MPa para feixe de molas de suspensão traseira de veículos e módulo de elasticidade, aproximadamente, 196.000 MPa (19.980 kgf/mm²).

VLACK (1984) recomenda, para o módulo de elasticidade (E), o valor médio de 205.000 MPa, para os aços ABNT: 1020, 1040, 1080 e aço inox (18Cr-8Ni). Embora os valores recomendados pela literatura, neste trabalho, será utilizado o valor 204.048 MPa (20.800 kgf/mm²) para esta constante.

Deve ser lembrado que a tensão de projeto do feixe não precisa ser igual à tensão do feixe na condição de mola plana. Dependendo da filosofia do projetista e da Empresa, com a tensão de projeto o feixe pode

apresentar uma flecha positiva de 10 a 20 mm, não sendo difícil encontrar flechas negativas.

Toda lâmina, após ser furada e concluídas as duas extremidades, sofre um processo de têmpera em óleo e revenimento.

Como o trabalho a que estão submetidos os feixes de molas é condição dinâmica, qualquer microtrinca superficial, mesmo decorrente do processo de têmpera, reduziria, significativamente, sua vida; assim, com a finalidade de elevar a vida na condição dinâmica, é utilizado o processo de tratamento superficial conhecido como “shot peening”, tendo como finalidade provocar uma tensão de compressão na superfície da peça que irá trabalhar a tração, provocando, também, um fechamento (caldeamento) das microtrincas da superfície.

Uma outra técnica utilizada para aumentar a tensão admissível utilizada no projeto de feixes de molas é o processo conhecido como “stres shot peening” ou “stres peening”, que consiste em executar uma operação de “shot peening” com a lâmina de mola tensionada, como se estivesse trabalhando com a carga de projeto.

3.1.2 - Elementos para a Medição das Tensões

A forma mais usual e precisa para se medir a tensão atuante em elementos estruturais ou de máquinas é por meio de extensômetros de resistência elétrica e ponte amplificadora de sinal.

Neste trabalho, para a medição da tensão em pontos pré-estabelecidos da superfície das lâminas do feixe, foram utilizados extensômetros para medição da deformação em uma direção; para tanto, foram utilizados extensômetros marca KYOWA Eletronic Instruments CO. Ltd; tipo KFG-5-120-C1-11; comprimento 5 mm; resistência de $119,8 \pm 0,2\Omega$ (a 24°C, 50% RH), fator de medição $2,15 \pm 10\%$ e resistividade transversal igual 0,40% (a 24°C, 50% RH), os quais foram ligados à uma caixa

comutadora de canais, com capacidade para 24 canais, e a um medidor de micro-deformação (μSt), ambos marca KYOWA.

A caixa comutadora de canais foi necessária devido à quantidade de pontos a serem analisados pois, se fosse utilizada somente uma ponte de Wheatstone, tornar-se-ia necessário fazer um carregamento para cada ponto, o que ocasionaria um maior erro nos valores obtidos. Na caixa comutadora encontram-se as chaves de multicontatos

Os extensômetros foram ligados em meia ponte de Wheatstone, com compensador de temperatura.

A aplicação da força foi feita por uma prensa hidráulica e o valor da carga aplicada foi lido em um anel dinamométrico marca Engineering Laboratory Equipment Ltda. (E.L.E.), com capacidade de 10.000 kgf e com relógio comparador de 100 divisões (0,002 mm), sendo a constante deste anel dinamométrico igual a 0,1056 kN/div ou 10,771 kgf/div.

A figura 3.3 ilustra o banco de ensaios destinado à medição das deformações nos pontos pré-estabelecidos do feixe de molas.

3.2 - Método

O procedimento para aplicação das cargas e determinação da deformação do feixe foi baseado nas mesas de ensaio encontradas nas indústrias especializadas, isto é, prensa hidráulica e carrinhos para deslocamento.

3.2.1 - Elementos de Apoio

Os feixes de molas são ligados à estrutura do veículo por meio de olhais ou patins; no feixe em estudo ambas as extremidades possuem olhais.



FIGURA 3.3 - Banco de ensaios destinados à medição das deformações nos pontos pré-estabelecidos do feixe de molas (as extremidades da segunda lâmina não correspondem às condições ensaiadas).

Nos veículos onde são montados feixes de mola que possuem dois olhais, a fixação destes feixes não pode ser feita diretamente na estrutura do veículo, pois, devido ao arqueamento inicial existente em todo feixe de molas, ocorre um aumento da distância entre os olhais da mola com o aumento da carga aplicada; esta distância aumenta até o ponto em que as lâminas ficam planas. A figura 3.4 ilustra a variação da distância entre os olhais, com a variação da carga. Assim, é utilizado um elemento de articulação entre a estrutura do veículo e um dos olhais do feixe de mola, denominado “jumelo”.

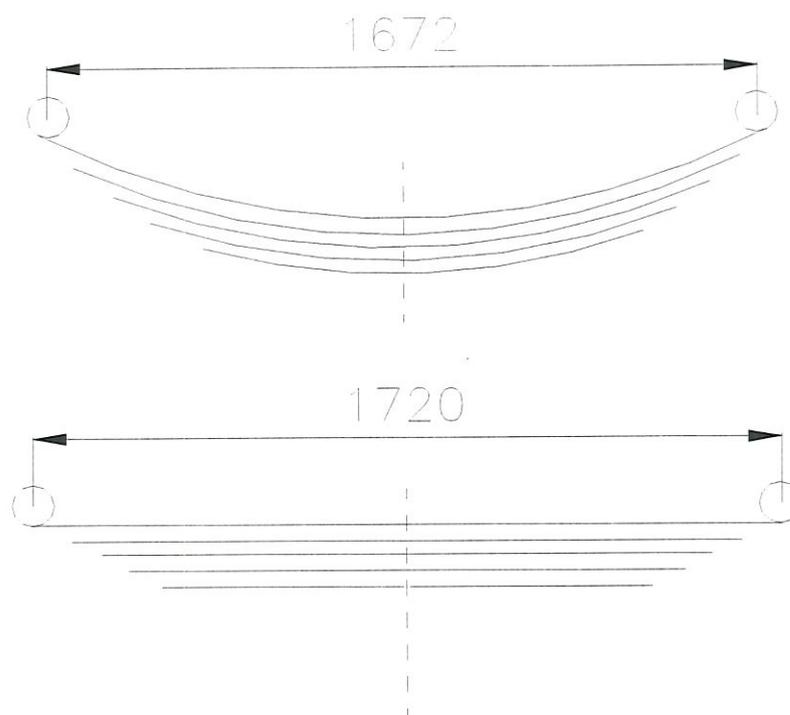


FIGURA 3.4 - Variação do comprimento do feixe com o aumento da carga

Para se ensaiar um feixe nas condições de montagem nos veículos, seria necessário fixar uma extremidade, olhal, na estrutura e a outra extremidade no jumelo, tendo como consequência um ponto de aplicação de carga que se deslocaria, horizontalmente, com o aumento do deslocamento do feixe, não sendo uma condição favorável quando se utiliza uma prensa universal de laboratório.

Nos ensaios deste trabalho optou-se pela utilização de elementos rolantes como apoio do feixe de molas, os quais são ligados aos olhais da mola.

Os elementos rolantes utilizados nos ensaios são carros, sendo cada carro formado por dois perfis em forma de “U”, unidos por dois parafusos alinhados longitudinalmente, três eixos e quatro rolamentos.

O perfil em “U” superior tem a finalidade de efetuar a ligação com o olhal da mola por meio de um eixo, formando um apoio móvel.

O perfil em “U” inferior transmite a carga recebida pelo perfil superior e a descarrega sobre os dois eixos, sendo que cada eixo possui dois rolamentos rígidos de esferas número 6203.

Na figura 3.5 é mostrado o esboço dos carros responsáveis pelo deslocamento das extremidades da primeira lâmina, com a variação do carregamento.

Estes elementos rolantes ou carros, construídos em aço baixo carbono, descarregavam a carga em uma viga com perfil “I” (também de aço baixo carbono) que estava totalmente apoiada sobre o solo nivelado, formando uma estrutura rígida o suficiente para que fosse desprezível qualquer deformação no sentido vertical.

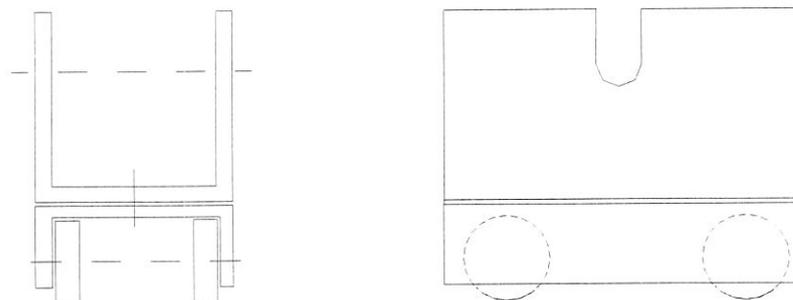


FIGURA 3.5 - Croqui dos carros de apoio e deslocamento do feixe de molas

3.2.2 - Método para a Medição da Tensão-Deformação

Considerando o objetivo do trabalho (estudar a tensão no feixe de molas semi-elípticas), foi necessário colar extensômetros em determinados pontos de todas as lâminas do feixe.

A primeira lâmina do feixe é o elemento estrutural de ligação da massa não suspensa (eixo e conjunto da roda) com a massa suspensa (chassi e todos elementos ligados a ele); assim, essa lâmina tem um grau

de responsabilidade maior que as demais, além de sofrer flexão transversal (quando o veículo está em curva) e torção (quando somente uma roda passa sobre um obstáculo).

Devido à maior responsabilidade da primeira lâmina, decidiu-se analisar um maior número de pontos ao longo da mesma.

Cada lâmina é uma viga em balanço, tendo uma superfície tracionada e outra comprimida, sendo indiferente, para medições com extensômetros, a face sobre a qual será efetuada a medição. Como a primeira lâmina apresenta a superfície que trabalha a tração, sem nenhum contato com outras lâminas, optou-se por colar todos os extensômetros no lado tracionado das lâminas.

No feixe de molas semi-elípticas existe a inconveniência de que as lâminas trabalham encostadas uma à outra, impossibilitando a colagem dos extensômetros, nas superfícies internas das lâminas do feixe, sem danificá-los.

Um procedimento para possibilitar esta colagem é produzir um rebaixo, através de usinagem, na lâmina que está em contato com a lâmina que será analisada, isto é, a lâmina que receberá os extensômetros permanecerá na sua forma original e a lâmina que está em contato sofrerá uma usinagem onde deve ser previsto espaço suficiente para o escorregamento que existe entre as lâminas, decorrente da variação do arqueamento do feixe e espaço para os fios elétricos.

Como a distribuição da tensão na superfície da lâmina é constante, a posição de medição não precisa ser o centro da face superior da lâmina; pode ser perto de uma das laterais, o que facilita a usinagem que será menor, retirando menos material da lâmina e interferindo menos nos resultados.

Desta forma, adotando a posição de colagem dos extensômetros como sendo 20 mm da face lateral da lâmina, posição esta utilizada para todas as colagens, a área superficial de usinagem deve ter, aproximadamente, 26x26 mm. A profundidade de usinagem necessária para

não esmagar os extensômetros é de, aproximadamente, 0,2 mm, mas, devido à passagem dos fios elétricos, esta profundidade deve ser de, aproximadamente, 2,0 mm.

Como a remoção de material da lâmina provoca um erro nos resultados, somente uma lâmina do feixe deve ser usinada; desta forma, são necessários, pelo menos, quatro feixes de molas, divididos da seguinte forma:

- no primeiro feixe é medida a tensão-deformação da primeira lâmina, não necessitando de usinagem.
- o segundo feixe mede a deformação-tensão da segunda lâmina, sendo necessário usinar a primeira lâmina.
- o terceiro feixe mede a deformação-tensão da terceira lâmina, sendo necessário usinar somente a segunda lâmina.
- o quarto feixe mede a deformação-tensão da quarta lâmina, sendo necessário usinar somente a terceira lâmina.
- para a medição da quinta lâmina é utilizado o primeiro feixe, que ainda não sofreu usinagem e é efetuada usinagem na quarta lâmina.

O detalhe da lâmina usinada e a lâmina analisada, podem ser vistos na figura 3.6.

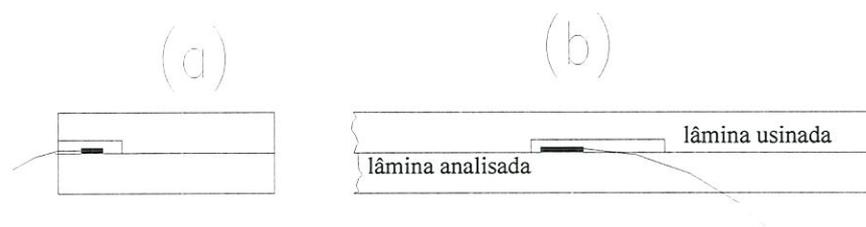


FIGURA. 3.6 - Esquema da usinagem de lâmina para colagem de extensômetros. a - vista frontal; b - vista lateral

O inconveniente deste procedimento para medição da deformação é o erro causado pela remoção de material através da

usinagem, sendo agravado com o aumento do número de pontos analisados em uma mesma lâmina.

O procedimento escolhido para a medição da deformação-tensão em pontos das lâminas internas do feixe, foi a utilização de uma lâmina espaçadora entre as lâminas de molas.

A largura desta lâmina espaçadora é, aproximadamente, a largura de contato entre as lâminas do feixe de molas, isto é, 58 mm.

A espessura deste espaçador, já comentada anteriormente, deve ser suficiente para passagem dos fios elétricos, tendo como valor 2,0 mm.

O comprimento de cada espaçador é, no mínimo, igual ao comprimento da lâmina que está sendo analisada.

Estes elementos espaçadores devem apresentar elevada resistência à deformação por compressão e baixa resistência à flexão. Estas características são requeridas para manter constante a forma do elemento espaçador sem alterar o ponto real de aplicação das forças e influir o mínimo possível nos resultados.

Três materiais são satisfatórios como elementos espaçadores: aço, alumínio e poliuretano rígido; como qualquer um deles pode ser utilizado, foi escolhido o alumínio, devido à sua menor interferência nos resultados e sua estabilidade dimensional sob carga.

A figura 3.7 ilustra uma parte de uma lâmina espaçadora.

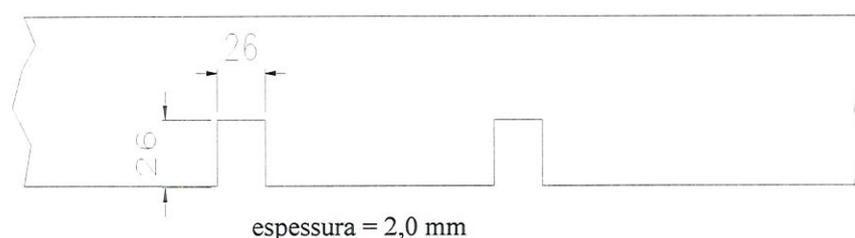


FIGURA 3.7 - Croqui de uma lâmina espaçadora de alumínio.

Com a introdução das lâminas espaçadoras, todos os pontos puderam ser analisados ao mesmo tempo, sobre um mesmo feixe de molas,

pois foi possível a leitura de todas as deformações simultaneamente, o que minimizou o erro de aplicação da carga causado pela histerese do feixe de molas.

3.2.3 - Procedimento dos Ensaios

Os ensaios foram realizados no Laboratório de Estruturas de Madeira da USP - São Carlos. A figura 3.3 ilustra a disposição do banco de ensaio destinado à medição das deformações nos pontos pré-estabelecidos do feixe de molas.

A posição de montagem do feixe de molas no banco de ensaio apresenta a carga aplicada pela prensa hidráulica atuando no centro do feixe. Devido à forma construtiva do feixe de molas ser simétrica, a carga aplicada em cada olhal é igual à metade da carga aplicada pela prensa hidráulica.

Os ensaios foram desenvolvidos provocando valores determinados de deslocamentos, sendo feitas as leituras das deformações e da carga que provocou cada deslocamento.

Conhecendo-se a deformação no ponto analisado, deve-se proceder a transformação desta deformação em tensão, desde que não se ultrapasse o limite elástico do material analisado ou do extensômetro. Esta transformação é simples, pois a carga atuante produz flexão simples; utilizando, então, a lei de HOOKE (matemático inglês ROBERT HOOKE, 1635-1703).

A carga aplicada foi crescente, até se atingir o valor do deslocamento pré-estabelecido; neste ponto, a carga se manteve constante, enquanto eram lidos os valores das deformações dos extensômetros. Novamente a carga foi aplicada de forma crescente até se atingir o próximo valor do deslocamento pré-estabelecido; a carga se manteve constante e

todos os valores das deformações dos extensômetros foram lidos; assim, o processo se repetiu para todos os deslocamentos pré-estabelecidos.

Para a determinação dos valores dos deslocamentos, foram procurados, inicialmente, os valores extremos do intervalo. Como o valor mínimo do deslocamento é zero, implicando em carga atuante nula, adotou-se o valor do deslocamento mínimo igual a 10 mm.

Para a determinação do deslocamento máximo de ensaio partiu-se do seguinte princípio: a carga estática máxima que pode atuar nos eixos dianteiros dos veículos pesados são cinco toneladas ($5.000 \text{ kg} = 5.000 \text{ kgf} = 49.050 \text{ N}$), regulamentada pela Legislação Brasileira.

Em cada feixe de molas atuam, aproximadamente, 24.525 N (2.500 kgf); dividindo-se a carga atuante no feixe, pela constante elástica do mesmo, na condição de mola plana, que é de $221,7 \text{ N/mm}$ ($22,6 \text{ kgf/mm}$), tem-se o valor do deslocamento igual a, aproximadamente, 110 mm; este valor foi considerado como sendo o deslocamento máximo.

Com os deslocamentos mínimo e máximo definidos, os valores dos deslocamentos a serem estudadas foram os seguintes: 10; 20; 30; 40; 60; 80; 100 e 110 mm.

A análise da distribuição da tensão no feixe de molas poderia ser feita somente com o deslocamento máximo, conseqüentemente, carga máxima; mas, levantando os dados com cada valor estipulado de deslocamento, tem-se uma melhor visão do comportamento da tensão em cada lâmina, com o aumento da carga.

Para a medição dos deslocamentos, nos ensaios, foram utilizados dois relógios comparadores, cada um tendo curso de 50 mm; assim, quando um relógio estava perto do seu fim de curso, o outro relógio era acionado, isto é, o primeiro relógio fazia a medição do deslocamento inicial (zero) até 40 mm; neste ponto o segundo relógio era acionado, fazendo a medição do deslocamento entre os valores de 40 e 80 mm do curso; neste ponto, o primeiro relógio efetuava a medição até o deslocamento de 110 mm.

3.2.4 - Pontos Analisados

A análise da variação das tensões no feixe de molas foi feita em 24 pontos, sendo distribuídos da seguinte forma: dez pontos na primeira lâmina, cinco pontos na segunda lâmina e na terceira, quarta e quinta lâminas, três pontos em cada uma.

A idéia foi verificar a variação da tensão nas lâminas do feixe em uma mesma seção vertical, e o efeito das forças nas extremidades das lâminas em contato.

Para a verificação da variação da tensão nas lâminas do feixe em uma mesma seção vertical, procurou-se fazer o alinhamento vertical dos pontos em análise, tomando como referência o centro do feixe.

Para a análise do efeito das forças nas extremidades das lâminas em contato, foram posicionados pontos próximos da extremidade de cada lâmina subsequente (inferior), mas, posicionados antes do início do contato. Estes pontos serão detalhados a seguir.

Além do alinhamento dos pontos em estudo, foram colados extensômetros próximos às extremidades da segunda, quarta e quinta lâminas, tendo a finalidade de possibilitar uma melhor precisão do tipo de carga e região de aplicação da carga.

A denominação numérica seqüencial dos extensômetros foi adotada a partir da extremidade das lâminas, iniciando na primeira lâmina.

Tendo como referência o centro de cada lâmina, os pontos onde foram colados os extensômetros (pontos de análise), são os seguintes:

- Primeira lâmina: o ponto número 1, ou ponto 1, está a 800,0 mm do centro da lâmina; na seqüência, tem-se o ponto 2 a 733,0 mm; ponto 3 a 677,0 mm; ponto 4 a 626,0 mm; ponto 5 a 599,0 mm; ponto 6 a 525,5 mm; ponto 7 a 432,5 mm; ponto 8 a 404,0 mm; ponto 9 a 212,5 mm e ponto 10 a 52,0 mm. Vale lembrar que as distâncias são tomadas até o centro de cada extensômetro.

- Segunda lâmina: da mesma forma que na primeira lâmina, o ponto 11 está a 679,0 mm do centro da lâmina; o ponto 12 a 626,5 mm; ponto 13 a 432,0 mm; ponto 14 a 238,0 mm e o ponto 15 a 53,0 mm.
- Terceira lâmina: o ponto 16 está a 432,0 mm do centro da lâmina; o ponto 17 a 238,0 mm e o ponto 18 a 53,0 mm.
- Quarta lâmina: o ponto 19 a 366,0 mm; o ponto 20 a 238,0 mm e o ponto 21 a 54,0 mm.
- Quinta lâmina: o ponto 22 a 177,0 mm; ponto 23 a 120,5 mm e o ponto 24 a 53,0 mm.

Como observação, deve ser comentado que na primeira lâmina existe um extensômetro colado a 238,0 mm do centro da lâmina, mas, devido à limitação em 24 canais, da caixa comutadora de canais, este ponto não foi analisado.

Para uma visualização mais geral, a figura 3.8 mostra um esboço dos pontos analisados em cada lâmina.

Nas primeira e segunda lâminas, a seção transversal é constante em todo comprimento analisado, apresentando módulo de resistência à flexão igual a 3.050 mm^3 e momento de inércia à flexão igual a 25.925 mm^4 .

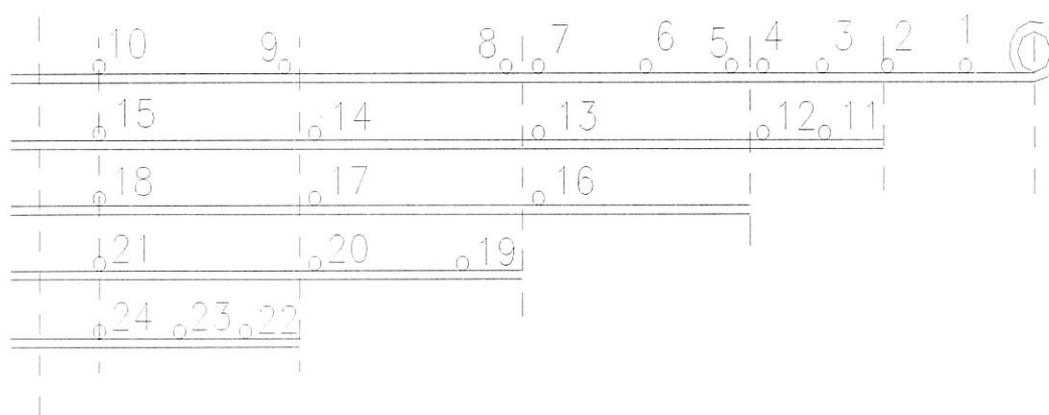


FIGURA 3.8 - Pontos em estudos do feixe de molas.

Na extremidade das: 3ª, 4ª e 5ª lâminas, as seções transversais são variáveis, sendo ilustradas pela figura 3.9.

As tabelas 3.1, 3.2 e 3.3 trazem valores das dimensões, módulo de resistência à flexão e momento de inércia à flexão para várias seções das lâminas números 3, 4 e 5.

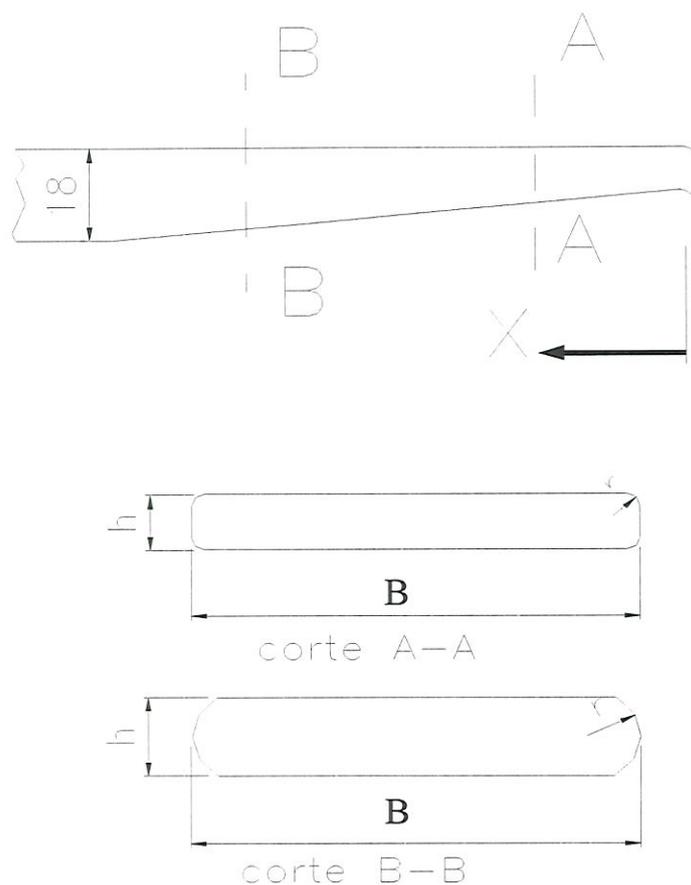


FIGURA 3.9 - Croqui das extremidades da terceira, quarta e quinta lâminas e a forma da variação da seção transversal.

Com a distância $X = 183$ mm (tabela 3.1) é mostrada a seção analisada pelo ponto 16; para $X = 377$ mm (tabela 3.1), a seção do ponto 17; com $X = 562$ mm (tabela 3.1), a seção do ponto 18 e para $X = 615$ mm (tabela 3.1), a seção no centro da lâmina, com o furo central do espigão.

TABELA 3.1 - Valores das dimensões das seções da lâmina número 3.

Distância X [mm]	Largura B [mm]	Espessura h [mm]	Raio r [mm]	Wf [mm ³]	I [mm ⁴]
0	60,9	10,3	1,0	1075	5536
20	63,3	11,3	1,0	1340	7810
40	66,1	12,1	1,0	1610	9740
60	70,0	13,1	2,0	2060	13700
80	71,0	14,1	7,1	2190	15549
100	70,9	15,0	7,9	2425	18188
120	70,2	15,9	8,4	2715	21720
140	70,0	17,0	8,8	3035	25798
160	70,0	17,8	9,4	3240	28513
180	70,0	18,0	10,0	3400	30600
183,0	70,0	18,0	10,0	3400	30600
377	70,0	18,0	10,0	3400	30600
562	70,0	18,0	10,0	3400	30600
615	70,0	18,0	10,0	2752	24770

Ressalte-se que a distância $X = 52$ mm (tabela 3.2), refere-se à seção em estudo do ponto 19; $X = 180$ mm (tabela 3.2), à seção do ponto 20 e $X = 364$ mm (tabela 3.2), à seção do ponto 21.

A distância $X = 47$ mm (tabela 3.3) refere-se à seção do ponto 22; $X = 104$ mm (tabela 3.3), à seção do ponto 23 e $X = 171,5$ mm (tabela 3.3), à seção do ponto 24.

TABELA 3.2 - Valores das dimensões das seções transversais, módulo de resistência e momento de inércia da lâmina 4.

Distância X [mm]	Largura B [mm]	Espessura h [mm]	Raio r [mm]	Wf [mm ³]	I [mm ⁴]
0	62,0	11,3	1,0	1310	7401
20	64,0	12,2	1,0	1577	9803
40	67,0	13,0	1,0	1888	12365
52	70,0	13,3	1,0	2044	13695
60	71,0	13,8	2,0	2150	14943
80	70,7	14,6	7,5	2336	17170
100	70,4	15,5	8,0	2608	20342
120	70,0	16,4	8,6	2902	24086
140	70,0	17,2	9,4	3206	28053
160	70,0	17,9	9,7	3310	29625
180	70,0	18,0	10,0	3400	30600
200	70,0	18,0	10,0	3400	30600
364	70,0	18,0	10,0	3400	30600
418	70,0	18,0	10,0	2752	24770

A distância $X = 47$ mm (tabela 3.3) refere-se à seção do ponto 22; $X = 104$ mm (tabela 3.3), à seção do ponto 23 e $X = 171,5$ mm (tabela 3.3), à seção do ponto 24.

A posição de cada ponto em análise foi determinada tendo como base: o efeito da carga externa, o efeito das forças nas extremidades das lâminas em contato e o alinhamento vertical.

Desta forma, o ponto 1 é utilizado para calibrar o banco de ensaios; os pontos 2, 3 e 4 analisam o comportamento da variação da tensão na primeira lâmina, devido ao efeito da ação da segunda lâmina, esta, sem redução da seção nas extremidades, e os pontos 11 e 12, na segunda lâmina, medem o comportamento da variação da tensão devido à ação da primeira lâmina.

TABELA 3.3 - Valores das dimensões das seções transversais, módulo de resistência e momento de inércia da lâmina 5.

Distância X [mm]	Largura B [mm]	Espessura h [mm]	Raio r [mm]	Wf [mm ³]	I [mm ⁴]
0	60,5	11,2	0,5	1260	7056
20	63,1	12,5	0,5	1640	10250
40	66,0	13,3	1,0	1940	12901
47	67,4	13,7	1,5	2155	14977
60	69,9	14,2	2,0	2340	16614
80	71,0	15,0	7,9	2438	18285
104	70,5	16,1	8,5	2805	22720
120	70,0	16,6	8,6	2902	24086
140	70,0	17,5	9,4	3206	28053
171,5	70,0	18,0	10,0	3400	30600
200	70,0	18,0	10,0	3400	30600
224,5	70,0	18,0	10,0	2752	24770

Os pontos 5, 6 e 7, na primeira lâmina, e 13 na segunda lâmina, analisam a influência da ação da terceira lâmina sobre aquelas e o ponto 16, efetua a análise inversa.

Os pontos 8 e 9 na primeira lâmina, ponto 14 na segunda e ponto 17 na terceira lâmina, medem a deformação-tensão devido à influência da ação da quarta lâmina, sendo que os pontos 19 e 20, na quarta lâmina, são utilizados para melhor determinar a posição de aplicação da carga e seu valor, da terceira lâmina sobre a quarta.

Os pontos alinhados, números: 10, 15, 18, 21 e 24, respectivamente, da primeira à quinta lâminas, determinam as deformações-tensões próximas ao centro do feixe.

Os pontos 22, 23 e 24 formam o perfil da variação da deformação-tensão ao longo da quinta lâmina, devido à ação de todas as outras lâminas.

Os pontos: 11, 19 e 22, respectivamente, na segunda, quarta e quinta lâminas, foram utilizados para obter melhor precisão do ponto de aplicação da carga, de uma lâmina sobre a outra.

Para a análise da variação da tensão nas seções de mesma posição, em relação ao centro do feixe de molas, formaram-se os seguintes alinhamentos verticais: pontos 3 e 11; pontos 4 e 12; pontos 7, 13 e 16; pontos 9, 14, 17 e 20 e os pontos 10, 15, 18, 21, e 24; cada conjunto de pontos alinhados, relaciona diferentes números de lâminas, sendo que o conjunto mais interessante é o que analisa todas as lâminas.

3.2.5 - Variações do Feixe de Molas Ensaiado

O feixe de molas, sem os grampos de molas e placas de fixação, é a forma normalmente utilizada nos ensaios em laboratório.

O conjunto feixe de molas é formado por cinco lâminas e um parafuso central (espigão). Na condição de lâmina livre (desmontada), as lâminas possuem arqueamentos diferentes. Para se conseguir o feixe de molas é necessário um torque de aperto na porca do espigão, o qual gera uma força que mantém em contato o corpo de todas as lâminas e iguala os arqueamentos das mesmas, formando um bloco. Esta deformação inicial não influencia nos resultados, pois, após o torque (entre 50 e 60 N.m, aplicado na porca M12x1,5, que gera uma força de aperto de, aproximadamente, 30.000 N), a ponte amplificadora, através da caixa comutadora, é zerada. A figura 3.3 mostra o banco de ensaios.

Para um estudo mais abrangente, além do estudo do feixe completo, foram feitas variações na montagem e na quantidade de lâminas do feixe.

A primeira forma, é o feixe com todas as lâminas; ela representa o feixe de molas montado no veículo, e tem por finalidade, analisar o

comportamento da deformação-tensão, com as lâminas em contato total entre as suas superfícies: superior e inferior.

Nesta forma de feixe de molas, como já mencionado anteriormente, foram inseridas, entre as lâminas do feixe, lâminas de alumínio, retrabalhadas, para evitar o esmagamento dos extensômetros.

Este feixe de molas, nesta condição, neste trabalho, será denominado de “feixe completo”; esta denominação será apenas para diferenciá-lo das outras formas ensaiadas.

Outra forma ensaiada foi o feixe com todas as lâminas, mas com barras espaçadoras que tocam somente no centro e nas extremidades de cada lâmina, isto é, estes espaçadores são barras de aço com espessura de 3 mm, largura de 100 mm e 7 mm de comprimento.

A figura 3.10 ilustra as barras espaçadoras entre a primeira lâmina e a extremidade da segunda lâmina, e entre a segunda lâmina e a extremidade da terceira lâmina.



FIGURA 3.10 - Ensaio com barras espaçadoras para determinação precisa dos pontos de carregamento.

No centro do feixe, entre as lâminas, são introduzidas chapas com dimensões laterais de 70x70 mm e 3 mm de espessura, tendo um furo central para passagem do espigão.

Estas barras espaçadoras, posicionadas nas extremidades das lâminas, provocam pontos de carregamento/descarregamento bem definidos, já que as lâminas somente terão contato entre si no centro e nas extremidades.

Esta forma de ensaio ajuda na comparação com a forma de ensaio definida anteriormente, além de mostrar, com mais precisão, a real transferência de carga de uma lâmina para outra.

Neste ensaio, o efeito da variação de espessura das extremidades não influencia nos resultados, pois, mesmo com a maior flexibilidade das extremidades, os corpos das lâminas nunca irão se tocar; assim, a deformação-tensão só depende do momento fletor atuante e do módulo de resistência à flexão da seção analisada.

A forma mais simples de feixe de molas e que apresenta contato entre lâminas, é o feixe constituído apenas pelas primeira e segunda lâminas. A vantagem do ensaio com este tipo de montagem do feixe é a simplicidade de forma, tanto do número de lâminas quanto de suas extremidades, já que a segunda lâmina possui extremidades sem redução de seção, possibilitando o estudo da forma de transferência de carga de uma lâmina para outra.

Testes preliminares mostraram que os ensaios executados com grampo de molas, placas superior e inferior, não influenciaram nos resultados quando comparados com o ensaio sem grampos e placas superior e inferior.

A característica do ensaio com grampos de molas é o aumento da força de compressão das lâminas no centro do feixe, produzindo o efeito de um engastamento rígido e, conseqüentemente, diminuindo o comprimento efetivo do feixe e aumentando a constante elástica da mola; este efeito foi quase imperceptível nos ensaios realizados.

3.2.6 - Equacionamento Utilizado no Processo de Análise

As equações elementares da Resistência dos Materiais se aplicam, com grande precisão, para pequenas deformações; para grandes deformações deve-se utilizar a forma complexa, descrita pela equação 2.43.

O feixe de molas, quando descarregado, apresenta um grande arqueamento (flecha de 138 mm), que diminui com o aumento da força atuante no feixe; como a análise dos resultados é feita com um deslocamento de 110 mm, o estudo das deformações-tensões é realizado com um arqueamento total de 28 mm; pode-se, portanto, trabalhar com as equações elementares, pois o deslocamento é de 3,3% do comprimento de meio feixe.

O processo de análise das tensões será feito para cada lâmina individualmente, adotando-se a transferência das cargas de uma lâmina para outra, através de suas extremidades.

Como não existe uma denominação específica para a análise de cada lâmina individualmente, este método de cálculo será denominado de análise individual das lâminas de molas.

Para a condição de uma viga engastada, com uma carga atuando na sua extremidade em balanço e outra carga, com sentido oposto, atuando no corpo da viga, conforme figura 3.11, TIMOSHENKO & GERE (1972) e LANGENDONCK (1973) indicaram as equações 3.2 e 3.3 para os deslocamentos verticais (z_p , z_Q) nos pontos de atuação das cargas “Q” e “P”.

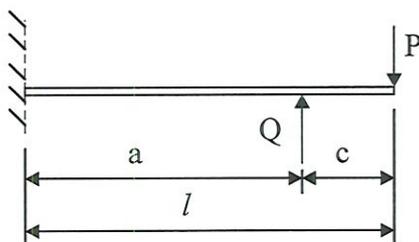


FIGURA 3.11 - Representação de uma viga em balanço, submetida às cargas “Q” e “P”.

$$z_Q = \frac{1}{3.E.I} \left[\frac{Pa^2}{2} \cdot (3.l - a) - Q \cdot a^2 \right] \quad (3.2)$$

$$z_P = \frac{P.l^3}{3.E.I} \cdot \frac{Q \cdot a^2}{6.E.I} \cdot (3.l - a) \quad (3.3)$$

Desenvolvendo a formula 3.3, obtém-se:

$$Q = \left(\frac{P.l^3}{3.E.I} - z_P \right) \cdot \left(\frac{6.E.I}{a^2(3.l - a)} \right) \quad (3.4)$$

A equação 3.2 apresenta uma diferença quando comparada com a fórmula desenvolvida a partir da equação diferencial da definição da elástica, sendo o resultado deste desenvolvimento mostrado pela equação 3.5, também apresentada por BRANCO (1985) e SCHIEL (1980).

$$z_Q = \frac{1}{E.I} \cdot \left[\frac{P}{6} \cdot (3 \cdot a \cdot l^2 - l^3) - \frac{Q \cdot a^3}{3} \right] \quad (3.5)$$

Conhecendo a carga atuante no olhal da primeira lâmina do feixe de molas e seu deslocamento, utilizando as equações 3.4 e 3.5, pode-se determinar todas as cargas pontuais atuantes em cada lâmina de mola.

A seqüência de carregamentos das lâminas de molas do feixe é ilustrada pela figura 3.12, onde a força "P₁" é a metade da força lida no dinamômetro do banco de ensaios.

A força "Q₁" é determinada pela equação 3.4, em função das distâncias de aplicação das forças, da intensidade da força "P" e do deslocamento vertical do ponto "P" (z_P).

A equação 3.5 determina o deslocamento vertical do ponto "Q₁".

A força "P₂", atuante na extremidade da segunda lâmina, é igual à força "Q₁", sendo o deslocamento vertical do ponto "Q₁", na lâmina número 1,

igual ao deslocamento vertical do ponto " P_2 " na lâmina número 2; seguindo assim, sucessivamente, até a lâmina número 5.

Para a determinação da distribuição da tensão teórica atuante em cada lâmina, é necessário determinar os valores das forças " P_n " e " Q_n ", onde o índice " n " varia de 1 a 5 e refere-se ao número da lâmina de mola em análise.

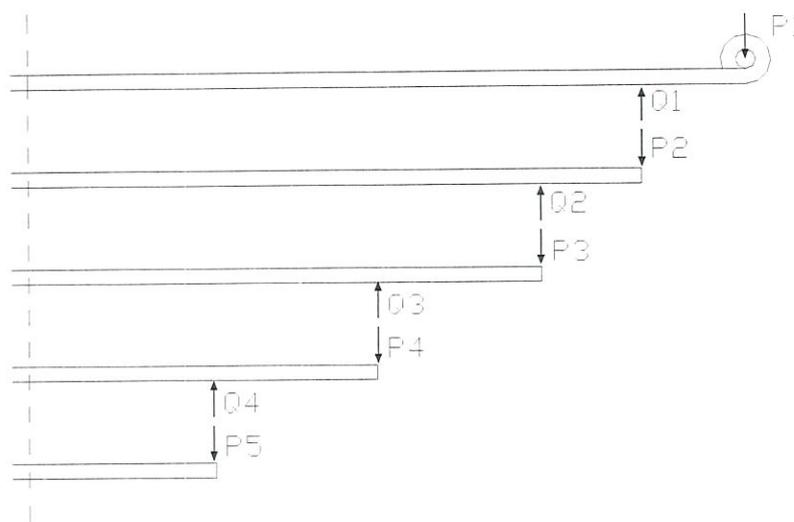


FIGURA 3.12 - Seqüência de carregamento das lâminas de molas do feixe, a partir da força " P_1 ".

4 - RESULTADOS E INTERPRETAÇÃO

A tensão atuante no material é, geralmente, o elemento mais importante da análise estrutural do projeto, merecendo cuidados especiais para sua determinação. O método de medição da deformação do material é o mais recomendado para cargas desconhecidas, sendo, comprovadamente, o mais preciso, pois é analisada a própria peça física, dentro do sistema a que pertence e nas condições de trabalho; embora não seja o método mais econômico. Neste processo de medição, os valores lidos no medidor de deformações estão em micro deformações, ou seja, 10^{-6} m/m ou 10^{-6} mm/mm, sendo a unidade denominada de “micro-strain”, com a nomenclatura [μ St].

Nos ensaios efetuados, foram medidas as deformações nos pontos pré-estabelecidos, para as seguintes montagens dos feixes: feixe de molas completo, feixe de molas com barras espaçadoras e feixe constituído apenas pelas primeira e segunda lâminas.

4.1 - Resultados Experimentais Obtidos com o Feixe de Molas Completo

Os resultados do ensaio com este feixe encontram-se na tabela 4.1, onde são mostrados os valores encontrados pela ponte amplificadora, em micro deformações [μ St], em cada ponto estudado e para cada valor do deslocamento pré-estabelecido.

TABELA 4.1 - Valores das deformações [μSt], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe de molas completo.

Ponto número	Deslocamento [mm]							
	10	20	30	40	60	80	100	110
1	90	180	275	365	560	775	990	1080
2	215	405	640	840	1260	1700	2090	2335
3	250	450	650	860	1310	1750	2190	2420
4	250	450	645	850	1310	1760	2220	2440
5	250	450	650	870	1320	1780	2235	2460
6	245	440	675	905	1360	1825	2290	2530
7	240	450	700	945	1410	1890	2360	2610
8	245	470	715	975	1440	1920	2380	2650
9	240	490	750	1010	1530	2005	2490	2770
10	240	510	750	1015	1540	2040	2550	2850
11	50	120	220	310	450	640	810	980
12	150	320	550	705	1070	1450	1790	1970
13	310	550	790	950	1390	1790	2210	2420
14	250	485	750	995	1520	2000	2490	2710
15	235	475	730	1010	1580	2070	2660	2890
16	240	460	700	950	1415	1935	2440	2710
17	240	470	760	1025	1560	2075	2605	2870
18	230	465	760	1030	1570	2110	2660	2930
19	50	100	170	240	410	710	1010	1310
20	235	475	735	1010	1550	2080	2620	2900
21	265	550	825	1105	1640	2180	2720	3010
22	35	135	240	340	595	830	1085	1290
23	135	310	500	690	1090	1470	1870	2180
24	220	470	740	1015	1570	2100	2640	3040

Para a análise dos resultados, é indiferente trabalhar-se com a deformação ou tensão, mas, como o usual na engenharia é o tratamento dos resultados utilizando a tensão, os valores mostrados na tabela 4.1 são convertidos em tensão, aplicando a equação (4.1); os resultados desta equação, em [MPa], são mostrados na tabela 4.2.

A tabela 4.2 mostra a variação da tensão, ao longo de cada lâmina, em função da variação do deslocamento o qual, por sua vez, é função da carga aplicada.

Para melhor visualização, são construídos gráficos que mostram as variações da tensão ao longo de cada lâmina.

O figura 4.1 mostra o comportamento da tensão ao longo da lâmina número 1, para os seguintes valores crescentes do deslocamento: 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100 e 110. O ponto sobre o eixo da abscissa, correspondendo à tensão igual a zero, indica o ponto de aplicação da força no olhal da lâmina; também, pode-se notar que, para a carga que produziu o deslocamento de 10 mm, a tensão cresce da extremidade da lâmina ao ponto número 3, apresentando, posteriormente, pequeno decréscimo até o ponto número 10; para os outros deslocamentos, o crescimento da tensão é, igualmente, acentuado do ponto de aplicação da força no olhal da lâmina, até o ponto número 2; entre este ponto e o ponto número 10, a tensão se mantém, praticamente, constante para os deslocamentos de 20, 30 e 40 mm; entre os mesmos pontos, para os deslocamentos de 60, 80, 100 e 110 mm, a tensão apresenta um crescimento mais significativo. Como pode ser notado, com o aumento do deslocamento do feixe ocorreu um aumento da razão de crescimento da tensão entre os pontos 3 e 10.

Deve ser lembrado que, com o aumento do deslocamento, o braço de momento aumenta, aumentando o efeito da força sobre a tensão.

TABELA 4.2 - Valores das tensões [MPa], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe de molas completo.

Ponto número	Deslocamento [mm]							
	10	20	30	40	60	80	100	110
1	18,4	36,7	56,1	74,5	114,3	158,1	202,0	220,4
2	43,9	82,6	130,6	171,4	257,1	346,9	426,5	476,5
3	51,0	91,8	132,6	175,5	267,3	357,1	446,9	493,8
4	51,0	91,8	131,6	173,4	267,3	359,1	453,0	497,9
5	51,0	91,8	132,6	177,5	269,3	363,2	456,0	502,0
6	50,0	89,8	137,7	184,7	277,5	372,4	467,3	516,2
7	49,0	91,8	142,8	192,8	287,7	385,7	481,6	532,6
8	50,0	95,9	145,9	198,9	293,8	391,8	485,6	540,7
9	49,0	100,0	153,0	206,1	312,2	409,1	508,1	565,2
10	49,0	104,1	153,0	207,1	314,2	416,3	520,3	581,5
11	10,2	24,5	44,9	63,3	91,8	130,6	165,3	200,0
12	30,6	65,3	112,2	143,9	218,3	295,9	365,2	402,0
13	63,3	112,2	161,2	193,8	283,6	365,2	450,9	493,8
14	51,0	99,0	153,0	203,0	310,2	408,1	508,1	553,0
15	48,0	96,9	149,0	206,1	322,4	422,4	542,8	589,7
16	49,0	93,9	142,8	193,8	288,7	394,8	497,9	553,0
17	49,0	95,9	155,1	209,1	318,3	423,4	531,5	585,6
18	46,9	94,9	155,1	210,2	320,4	430,5	542,8	597,9
19	10,2	20,4	34,7	49,0	83,7	144,9	206,1	267,3
20	48,0	96,9	150,0	206,1	316,3	424,4	534,6	591,7
21	54,1	112,2	168,3	225,5	334,6	444,8	555,0	614,2
22	7,1	27,5	49,0	69,4	121,4	169,4	221,4	263,2
23	27,5	63,3	102,0	140,8	222,4	300,0	381,6	444,8
24	44,9	95,9	151,0	207,1	320,4	428,5	538,7	620,3

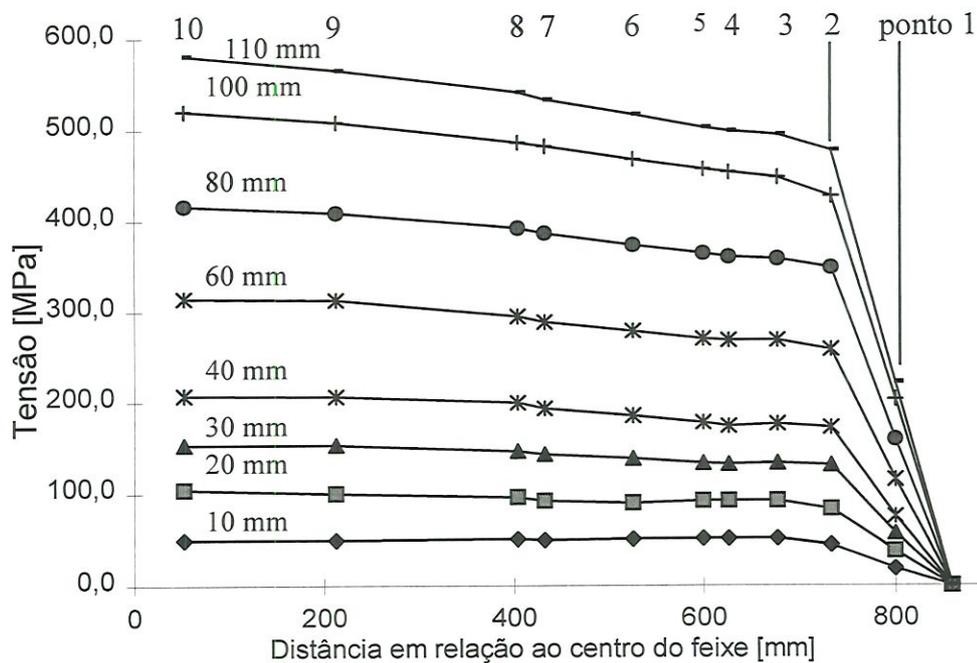


FIGURA 4.1 - Distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina (pontos 1 a 10), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo.

As tensões encontradas nos cinco pontos analisados da segunda lâmina, estão plotadas no gráfico da figura 4.2, no qual a tensão nula, foi atribuída à extremidade da lâmina. Nas curvas dos deslocamentos de 10, 20, e 30mm, a tensão cresce do ponto número 11 ao 13; em seguida decresce do ponto número 13 ao 15. A partir do deslocamento de 40 mm, a distribuição da tensão mostra um crescimento do ponto número 11 ao 15, ressaltando que, com o aumento do deslocamento, a razão de crescimento da curva entre os pontos números 13 e 15 também aumenta.

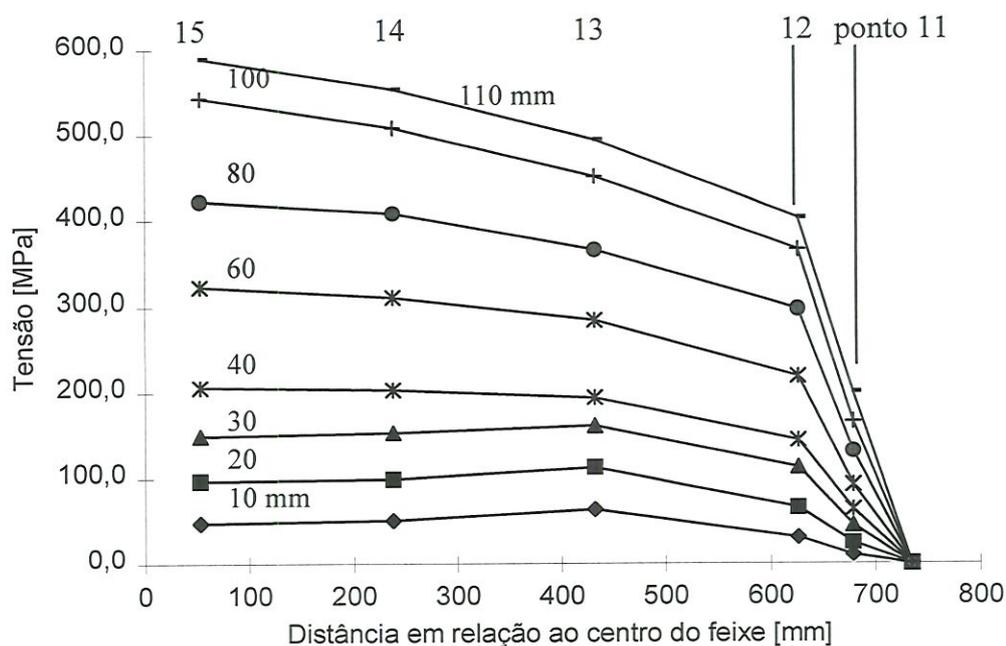


FIGURA 4.2 - Distribuição da tensão ao longo da segunda lâmina (pontos 11 a 15), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo.

A variação da tensão, nos pontos analisados da terceira lâmina, sob a influência de cada valor do deslocamento do feixe, está mostrada no gráfico da figura 4.3.

Nesta lâmina, os três pontos em estudo, estão localizados no corpo da lâmina, que apresenta seção transversal constante.

Para os deslocamentos de 10, 20, 30, e 40 mm, pode-se dizer que, praticamente, não existe variação da tensão nos três pontos analisados; para os demais deslocamentos, a tensão cresce continuamente, embora com uma pequena razão de crescimento.

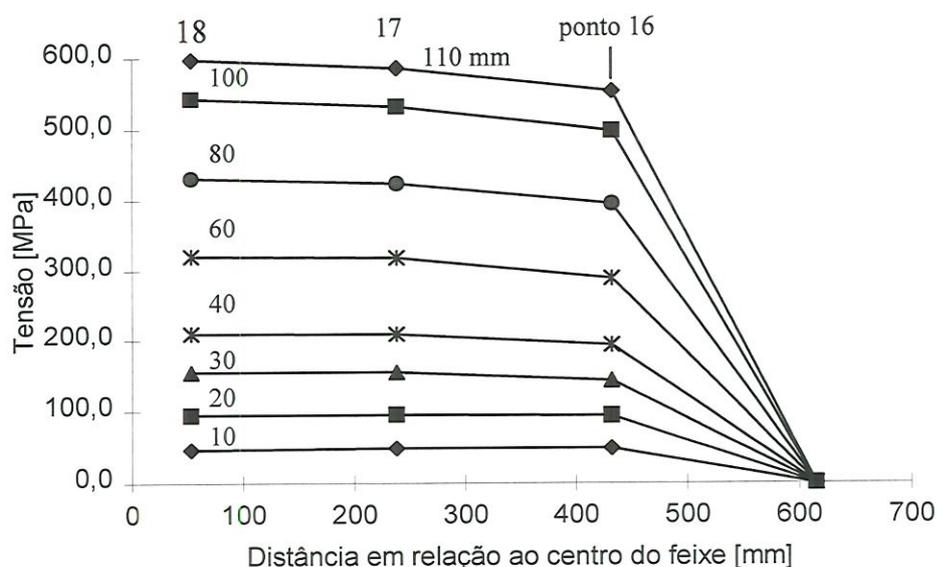


FIGURA 4.3 - Distribuição da tensão ao longo da terceira lâmina (pontos 16 a 18), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo.

Dos três pontos analisados na quarta lâmina, o ponto 19 está localizado próximo da extremidade, em uma seção transversal que possui um módulo de resistência à flexão menor que a seção transversal dos outros pontos desta lâmina; assim, a maior flexibilidade deste ponto, provocou uma maior deformação e, conseqüentemente, maior tensão, quebrando a linearidade entre a extremidade da lâmina e o ponto número 20. Para detalhar melhor o exposto, deve-se notar que o extensômetro número 11, colado na extremidade da segunda lâmina (que possui seção transversal constante), registrou um valor de deformação que está contido dentro da reta que vai da extremidade desta lâmina ao ponto número 12; isto também pode ser observado na distribuição de tensões da primeira lâmina, onde o valor do ponto número 1 pertence à reta que vai do centro do olhal da lâmina ao ponto número 2.

Para todos os valores do deslocamento da quarta lâmina a tensão é crescente, apresentando um aumento de 22,5 MPa entre os pontos

números 20 e 21. A figura 4.4 ilustra a distribuição da tensão ao longo da quarta lâmina.

O comprimento com variação de seção, na quinta lâmina, é maior que nas outras lâminas; neste comprimento estão localizados os pontos números 22 e 23; mesmo com a maior flexibilidade das seções transversais destes pontos, as descontinuidades das curvas não são pronunciadas. A figura 4.5 ilustra a distribuição da tensão ao longo desta lâmina, para cada valor do deslocamento.

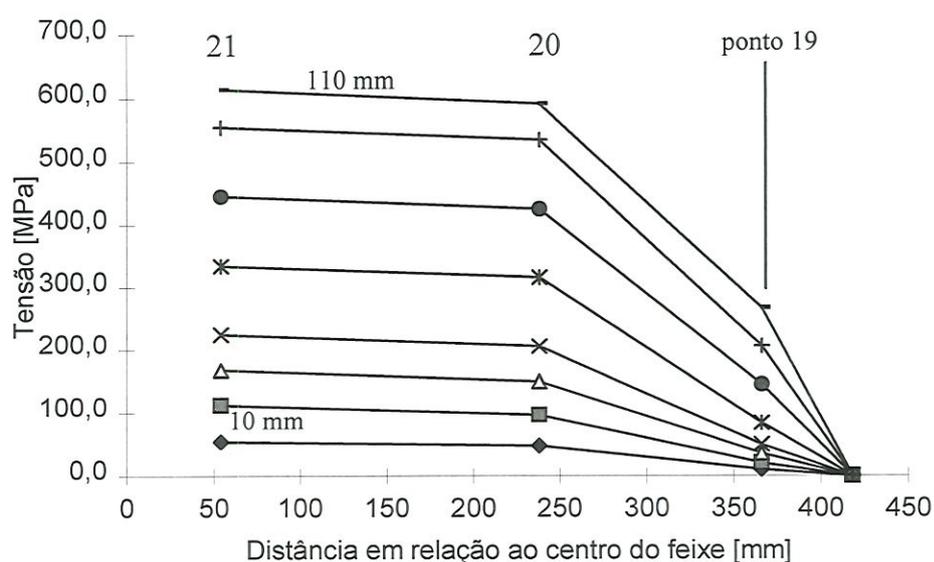


FIGURA 4.4 - Distribuição da tensão ao longo da quarta lâmina (pontos 19 a 21), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo.

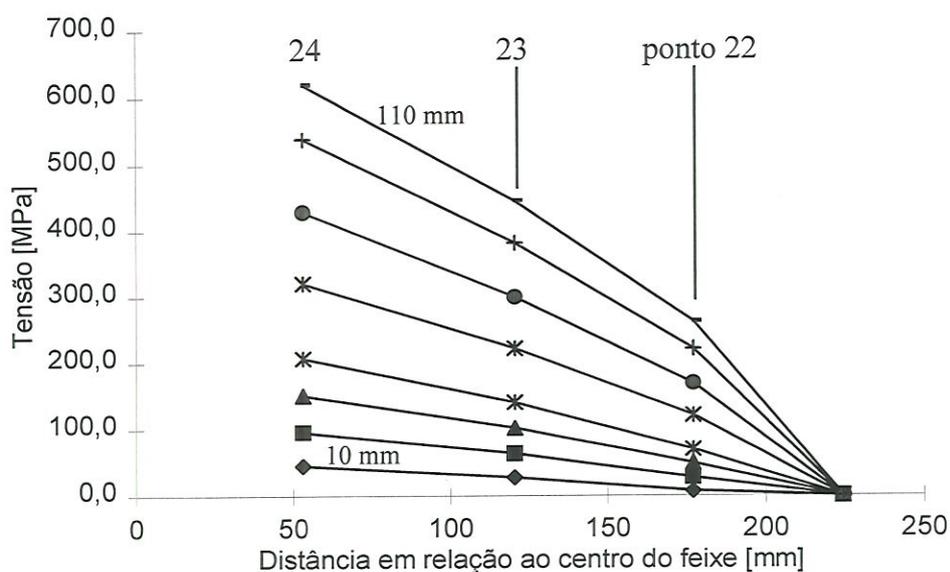


FIGURA 4.5 - Distribuição da tensão ao longo da quinta lâmina (pontos 22 a 24), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com o feixe completo.

4.2 - Resultados Experimentais Obtidos com o Feixe de Molas com Barras Espaçadoras entre as Lâminas

A característica deste ensaio é a imposição da localização dos pontos de carregamento e descarregamento, isto é, a imposição de que a transferência das forças, de uma lâmina para outra, se dá através das barras espaçadoras localizadas nas extremidades das lâminas.

Os resultados obtidos com este ensaio podem ser comparados com os resultados do ensaio anterior, objetivando determinar a influência do contato entre os corpos das lâminas.

O procedimento do ensaio foi realizado nos moldes do ensaio anterior, apresentando a particularidade de possuir as barras espaçadoras ao invés das lâminas espaçadoras.

Nesta montagem do feixe de molas, os valores das micro deformações [μSt] foram encontrados para cada ponto analisado e para cada deslocamento pré-estabelecido; são apresentados na tabela 4.3.

TABELA 4.3 - Valores das deformações [μSt], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

Ponto número	Deslocamento [mm]							
	10	20	30	40	60	80	100	110
1	95	175	265	360	560	760	985	1080
2	225	410	660	875	1290	1750	2160	2370
3	215	420	670	900	1320	1800	2220	2430
4	215	435	660	900	1350	1820	2240	2450
5	230	435	670	915	1360	1840	2260	2470
6	250	460	700	940	1390	1870	2310	2510
7	245	460	710	950	1410	1900	2370	2550
8	235	460	710	960	1430	1920	2390	2580
9	255	500	765	1020	1500	1990	2490	2690
10	260	520	780	1040	1550	2050	2580	2780
11	75	150	240	315	540	710	890	980
12	145	310	480	650	980	1350	1670	1910
13	210	420	665	870	1310	1770	2140	2390
14	240	470	740	980	1470	1970	2410	2670
15	335	600	870	1150	1660	2140	2630	2920
16	240	490	780	1020	1570	2090	2630	2800
17	260	530	810	1070	1640	2170	2780	2970
18	265	525	800	1060	1610	2130	2750	2940
19	110	250	370	490	740	930	1090	1350
20	280	545	810	1070	1630	2160	2670	2890
21	290	550	815	1090	1640	2180	2720	2950
22	85	200	325	440	670	910	1120	1240
23	170	355	565	750	1140	1540	1900	2150
24	240	520	795	1050	1650	2160	2690	3010

Para transformar estes deslocamentos em tensões, é utilizada a equação (4.1); Os resultados destas equações, em [MPa], são mostrados na tabela 4.4.

O comportamento dos resultados, encontrados neste ensaio, é similar aos encontrados nos ensaios anteriores. Para melhor visualização da distribuição da tensão ao longo do comprimento de cada lâmina do feixe, a tensão em cada ponto e para cada deslocamento, é posta em gráficos; assim, a distribuição da tensão, na primeira lâmina é mostrada na figura 4.6.

Os comentários feitos para a distribuição da tensão na primeira lâmina, para o ensaio com o feixe completo, figura 4.1, são válidos para esta distribuição, nesta lâmina, devido à semelhança das formas das curvas nos dois ensaios.

A distribuição da tensão na segunda lâmina, em cada ponto e para cada deslocamento do feixe de molas, está ilustrada na figura 4.7. Nesta lâmina, a variação da tensão, ao longo do seu comprimento, é sempre crescente, para todos os valores do deslocamento. A diferença desta distribuição, comparada com o ensaio anterior, está nos valores das tensões, entre os pontos 13 e 15, para os deslocamentos, de 10 a 40 mm, visto que, no ensaio anterior, neste intervalo, as tensões decresceram.

Outra particularidade é a linearidade da curva, entre a extremidade da lâmina e o ponto número 12; neste ensaio, esta linearidade se mantém desde o deslocamento de 10 mm até 110 mm.

TABELA 4.4 - Valores das tensões [MPa], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

Ponto número	Deslocamento [mm]							
	10	20	30	40	60	80	100	110
1	19,4	35,7	54,1	73,5	114,3	155,1	201,0	220,4
2	45,9	83,7	134,7	178,5	263,2	357,1	440,7	483,6
3	43,9	85,7	136,7	183,6	269,3	367,3	453,0	495,8
4	43,9	88,8	134,7	183,6	275,5	371,4	457,1	499,9
5	46,9	88,8	136,7	186,7	277,5	375,4	461,1	504,0
6	51,0	93,9	142,8	191,8	283,6	381,6	471,4	512,2
7	50,0	93,9	144,9	193,8	287,7	387,7	483,6	520,3
8	48,0	93,9	144,9	195,9	291,8	391,8	487,7	526,4
9	52,0	102,0	156,1	208,1	306,1	406,1	508,1	548,9
10	53,1	106,1	159,2	212,2	316,3	418,3	526,4	567,3
11	15,3	30,6	49,0	64,3	110,2	144,9	181,6	200,0
12	29,6	63,3	97,9	132,6	200,0	275,5	340,8	389,7
13	42,9	85,7	135,7	177,5	267,3	361,2	436,7	487,7
14	49,0	95,9	151,0	200,0	300,0	402,0	491,8	544,8
15	68,4	122,4	177,5	234,7	338,7	436,7	536,6	595,8
16	49,0	100,0	159,2	208,1	320,4	426,5	536,6	571,3
17	53,1	108,1	165,3	218,3	334,6	442,8	567,3	606,0
18	54,1	107,1	163,2	216,3	328,5	434,6	561,1	599,9
19	22,4	51,0	75,5	100,0	151,0	189,8	222,4	275,5
20	57,1	111,2	165,3	218,3	332,6	440,7	544,8	589,7
21	59,2	112,2	166,3	222,4	334,6	444,8	555,0	601,9
22	17,3	40,8	66,3	89,8	136,7	185,7	228,5	253,0
23	34,7	72,4	115,3	153,0	232,6	314,2	387,7	438,7
24	49,0	106,1	162,2	214,3	336,7	440,7	548,9	614,2

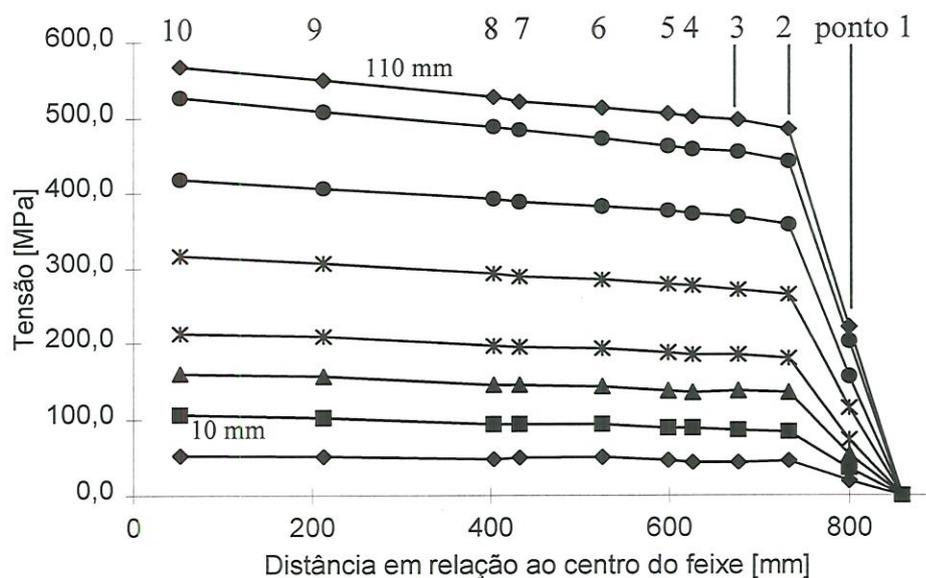


FIGURA 4.6 - Distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina (pontos 1 a 10), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

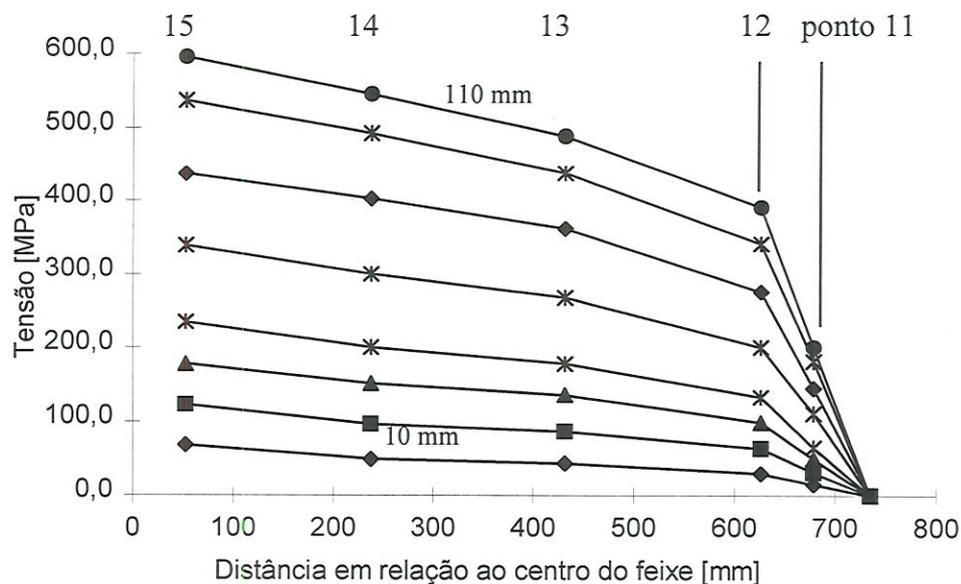


FIGURA 4.7 - Distribuição da tensão ao longo da segunda lâmina (pontos 11 a 15), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

A figura 4.8 ilustra a distribuição da tensão na terceira lâmina, para os pontos números 16, 17 e 18. Após o crescimento da tensão, da extremidade da lâmina até o ponto 16, a variação da tensão é pequena, entre 5,1 MPa (aproximadamente 10%) para o menor valor do deslocamento e 34,7 MPa (aproximadamente 2,1%) para o maior valor do deslocamento.

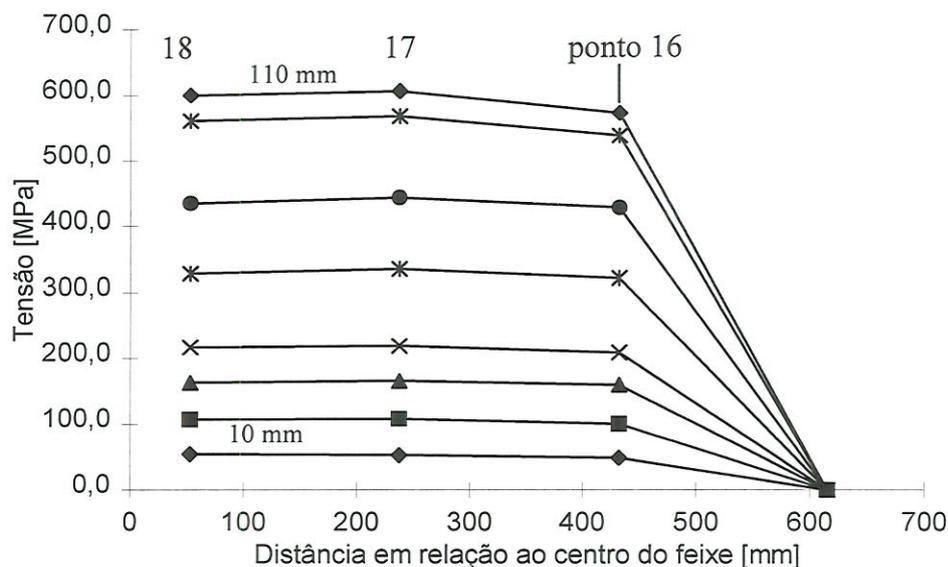


FIGURA 4.8 - Distribuição da tensão ao longo da terceira lâmina (pontos 16 a 18), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

A distribuição da tensão na quarta lâmina é similar, nestes dois ensaios, sendo que os comentários feitos anteriormente para esta lâmina aplicam-se, igualmente, para a nova situação. A figura 4.9 ilustra esta distribuição.

Finalizando este ensaio, a figura 4.10 mostra o comportamento da tensão na quinta lâmina, em cada ponto, para todos os valores do deslocamento ensaiado. Também nesta figura constata-se a similaridade de comportamento dos resultados entre os dois ensaios.

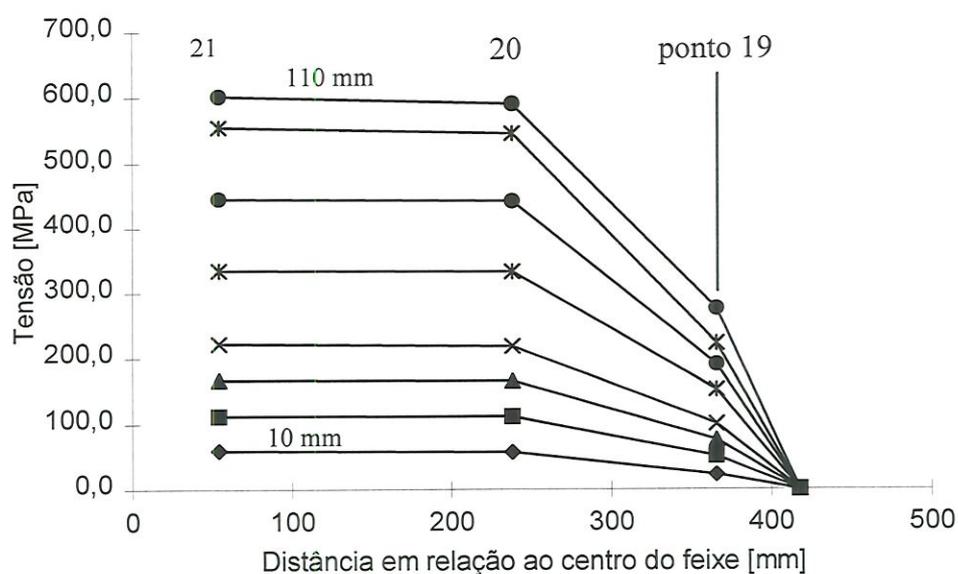


FIGURA 4.9 - Distribuição da tensão ao longo da quarta lâmina (pontos 19 a 21), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

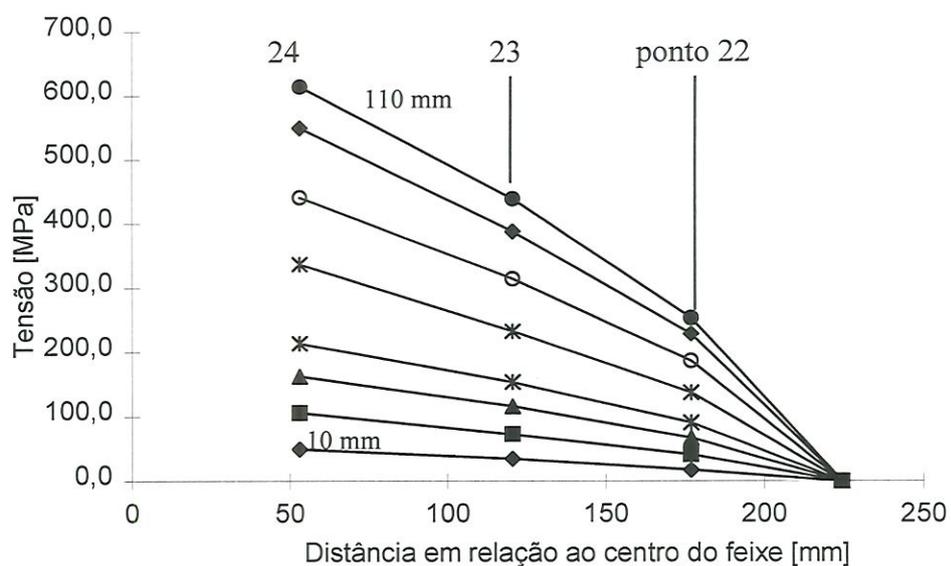


FIGURA 4.10 - Distribuição da tensão ao longo da quinta lâmina (pontos 22 a 24), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio com barras espaçadoras entre as lâminas.

4.3 - Resultados Experimentais Obtidos com o Feixe de Molas Constituído Apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas

A montagem do feixe de molas, utilizando a primeira e segunda lâminas, produziu os resultados das deformações que podem ser vistos na tabela 4.5, onde são mostrados os valores das micro deformações [μSt] em cada ponto e para todos os valores dos deslocamentos ensaiados.

TABELA 4.5 - Valores das deformações [μSt], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio do feixe com a primeira e segunda lâminas.

Ponto número	Deslocamento [mm]			
	20	40	80	110
1	80	165	350	510
2	230	410	840	1120
3	250	470	950	1320
4	245	520	1080	1470
5	260	550	1140	1560
6	310	630	1310	1820
7	390	780	1570	2150
8	410	820	1640	2250
9	550	1080	2160	2940
10	670	1300	2560	3490
11	25	90	230	280
12	115	220	460	610
13	310	650	1260	1720
14	530	1050	2080	2840
15	740	1430	2860	3920

Com o resultado da conversão dos valores das micro deformações da tabela 4.5 em tensões, através da utilização da equação

(4.1), foi construída a tabela 4.6, a qual mostra as tensões, em [MPa], para cada ponto e para todos os valores dos deslocamentos.

TABELA 4.6 - Valores das tensões [MPa], encontrados nos pontos estudados e para os deslocamentos pré-estabelecidos, para o ensaio do feixe com a primeira e segunda lâminas.

Ponto número	Deslocamento [mm]			
	20	40	80	110
1	16,3	33,7	71,4	104,1
2	46,9	83,7	171,4	228,5
3	51,0	95,9	193,8	269,3
4	50,0	106,1	220,4	300,0
5	53,1	112,2	232,6	318,3
6	63,3	128,6	267,3	371,4
7	79,6	159,2	320,4	438,7
8	83,7	167,3	334,6	459,1
9	112,2	220,4	440,7	599,9
10	136,7	265,3	522,4	712,1
11	5,1	18,4	46,9	57,1
12	23,5	44,9	93,9	124,5
13	63,3	132,6	257,1	351,0
14	108,1	214,3	424,4	579,5
15	151,0	291,8	583,6	799,9

O conjunto ensaiado possui duas lâminas com espessuras iguais e sem variação da seção transversal.

Devido à interrupção do escalonamento do feixe, pela retirada das lâminas números 3, 4 e 5, a tensão cresce, linearmente, após o início do contato da extremidade da segunda lâmina com o corpo da primeira.

Para o deslocamento de 20 mm, o crescimento da tensão é interrompido, somente, do ponto número 3 para o ponto número 4. A figura

4.11 representa a distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina, para os deslocamentos de 20, 40, 80 e 110mm.

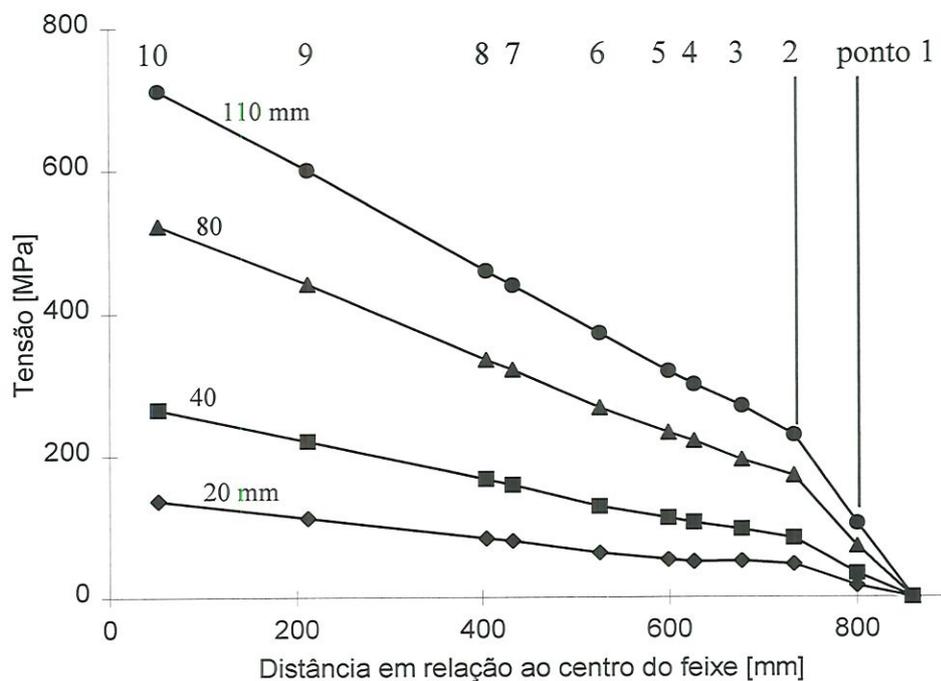


FIGURA 4.11 - Distribuição da tensão ao longo da primeira lâmina (pontos 1 a 10), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o feixe de molas com a primeira e segunda lâminas.

A linearidade da distribuição da tensão na segunda lâmina se deve aos fatos: ausência de lâmina de mola sob esta e a seção transversal ser constante em todos os pontos analisados; esta distribuição é mostrada na figura 4.12.

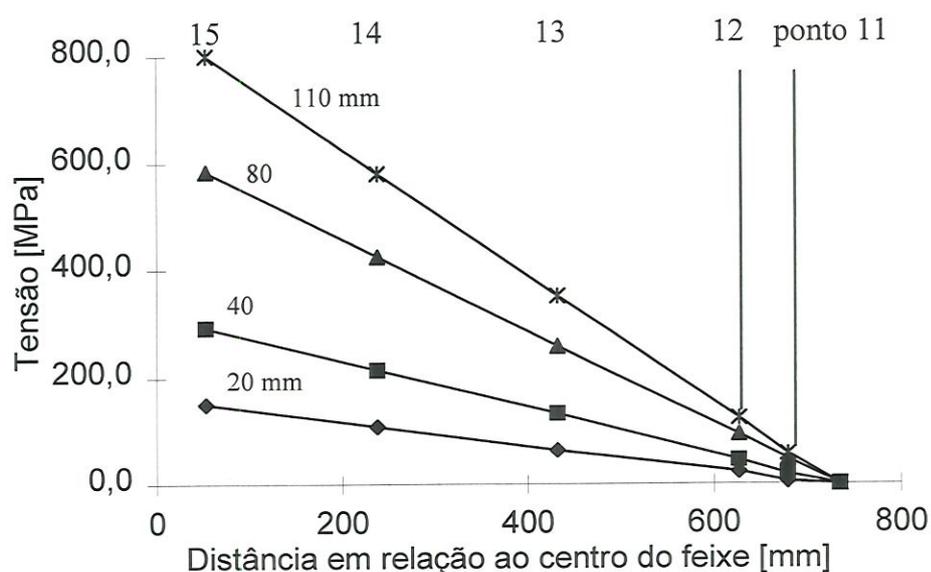


FIGURA 4.12 - Distribuição da tensão ao longo da segunda lâmina (pontos 11 a 15), para os valores dos deslocamentos pré-estabelecidos, para o feixe de molas com a primeira e segunda lâminas.

4.4 - Resultados Teóricos Obtidos com o Feixe de Molas com Barras Espaçadoras entre as Lâminas

A primeira análise da distribuição da tensão teórica, nas lâminas de mola, será feita para o ensaio do feixe de molas com as barras espaçadoras, com espessura de 3 mm, definindo, precisamente, os pontos de carregamento e descarregamento, em cada lâmina.

Utilizando a nomenclatura da figura 3.11, os valores medidos de “a”, “c” e “l”, para cada lâmina, podem ser vistos na tabela 4.7, onde as distâncias são tomadas a partir do centro do feixe, até a linha central da barra espaçadora.

TABELA 4.7 - Distância dos pontos de aplicação das cargas ao centro de cada lâmina, conforme figura 3.11, para o ensaio com barras espaçadoras.

Lâmina número	Dimensões [mm]		
	a	c	l
1	731,5	127,5	859
2	615	116,5	731,5
3	418	197	615
4	224,5	193,5	418
5	-	-	224,5

A tabela 4.8 mostra os valores teóricos de " P_n ", " Q_n " e " z_{Q_n} ", para cada lâmina, obtidos pelo desenvolvimento já descrito no capítulo 3; sendo conhecido o valor da carga no olhal da lâmina número 1 ($P_1 = 11357,3$ N), o valor do deslocamento vertical do ponto de aplicação da carga P_1 ($z_{P_1} = 110$ mm), e o valor do momento de inércia de cada lâmina de mola (I_n).

Como a tensão é diretamente proporcional ao momento fletor, para um módulo de resistência à flexão (W_f) constante, é indiferente trabalhar-se com a tensão ou com o momento fletor.

Com os valores das cargas " P_n " e " Q_n ", atuantes em cada lâmina, é determinado o momento fletor (M_f) em qualquer ponto das lâminas.

Os pontos analisados em cada lâmina de mola são os pontos onde estão colados os extensômetros elétricos; assim, para se calcular a tensão teórica em cada ponto, é necessário conhecer as distâncias do extensômetro em análise, até as forças " P_n " e " Q_n ".

As distâncias do centro das lâminas ao centro de cada extensômetro, já foram descritas anteriormente; assim, para encontrar a distância de cada extensômetro à força P_n , é necessário subtrair do comprimento total da lâmina (l_n) a distância do extensômetro ao centro da lâmina.

TABELA 4.8 - Valores teóricos das forças “ P_n ” e “ Q_n ”, e o deslocamento vertical no ponto de atuação da força Q_n , “ z_{Qn} ”, para o valor inicial de $P_1 = 11357,3$ N e deslocamento na extremidade da lâmina número 1, $z_{P1} = 110$ mm, para o ensaio com barras espaçadoras.

Lâmina número	Força e deslocamento
1	$P_1 = 11357,3$ [N]
	$Q_1 = 11044,0$ [N]
	$z_{Q1} = 80,22$ [mm]
2	$P_2 = 11044,0$ [N]
	$Q_2 = 10210,0$ [N]
	$z_{Q2} = 57,67$ [mm]
3	$P_3 = 10210,0$ [N]
	$Q_3 = 10385,2$ [N]
	$z_{Q3} = 25,38$ [mm]
4	$P_4 = 10385,2$ [N]
	$Q_4 = 10911,0$ [N]
	$z_{Q4} = 5,78$ [mm]
5	$P_5 = 10911,0$ [N]
	$z_{Q4}=z_{Q5} = 5,78$ [mm]

Para a determinação da distância do extensômetro à força Q_n , o processo é semelhante, devendo ser subtraído da distância “a” (distância do centro da lâmina à força “ Q_n ”), a distância do extensômetro ao centro da lâmina. Deve ser ressaltado que, se esta distância for negativa, indica que a força “ Q_n ” não produz influência na determinação da tensão no ponto, devendo ser atribuído o valor zero para esta distância.

Para exemplificar, será determinada a tensão teórica atuante nos pontos 1 e 3, produzida pelo deslocamento de 110 mm (escolhida como condição de projeto), iniciando-se a determinação da tensão teórica, pelo ponto número 1.

Como mencionado anteriormente, o ponto número 1 está localizado na lâmina número 1, sendo a distância deste ponto ao centro desta lâmina igual a 800 mm, e o meio comprimento da lâmina número 1 igual a 859 mm; a força “ P_1 ” atua no centro do olhal da primeira lâmina e na extremidade das demais lâminas, resultando na distância de 59 mm entre o centro do extensômetro número 1 à força “ P_1 ”.

Para determinar a distância entre a força “ Q_1 ” e o extensômetro número 1, subtrai-se da distância entre o centro da lâmina e a força “ Q_1 ” ($a=731,5$ mm), a distância entre o centro da lâmina e o extensômetro, que é de 800 mm; o resultado é um valor negativo e igual a -68,5 mm ($d_{1Q} = -68,5$ mm), mostrando que a força “ Q_1 ” não tem influência sobre o ponto onde está colado o extensômetro número 1.

No ponto onde está colado o extensômetro número 3, o processo é repetido, sendo a distância entre o centro da lâmina número 1 e o centro do extensômetro igual a 677 mm; o comprimento da meia lâmina número 1 é 859 mm; assim, a distância do ponto número 3 à força “ P_1 ” é igual a 182 mm ($d_{3P} = 182$ mm).

A distância entre o centro da lâmina e a força “ Q_1 ” é de 731,5 mm; subtraindo desta dimensão o valor de 677 mm, determina-se o valor da distância entre a força “ Q_1 ” e o ponto número 3, resultando em 54,5 mm ($d_{3Q}=54,5$ mm); como este valor é positivo, a força “ Q_1 ” exerce influência sobre o ponto número 3.

A determinação da tensão teórica, em cada ponto, é precedida pela determinação do momento fletor.

Para exemplificar, será dado prosseguimento com os pontos 1 e 3.

O momento fletor teórico no ponto número 1 é ilustrado pela equação 4.1.

$$M_{ft_1} = P_1 \cdot d_{1P} + Q_1 \cdot d_{1Q} \quad (4.1)$$

$$M_{ft_1} = 11357,3 \times 59 + 11044 \times 0 = 670081 \text{ N.mm}$$

No ponto número 3, o processo é repetido e ilustrado pela equação 4.2.

$$Mft_2 = P_1 \cdot d_{3P} + Q_1 \cdot d_{3Q} \quad (4.2)$$

$$Mft_1 = 11357,3 \times 182 + 11044 \times 54,5 = 1465131 \text{ N.mm}$$

Os valores das cargas (P_n e Q_n) e das distâncias (d_{mP} e d_{mQ}), para cada ponto em análise, estão mostrados na tabela 4.9, onde, na primeira coluna está o número do extensômetro ou o número do ponto em análise; nas segunda e quarta colunas, estão os valores das cargas " P_n " e " Q_n " atuantes em cada lâmina; nas terceira e quinta colunas, estão, respectivamente, a distância do ponto analisado até a força P_n (d_{mP}), e deste ponto à força Q_n ; na sexta coluna está o valor do momento fletor teórico para cada ponto.

A tensão teórica em cada ponto é determinada pela equação elementar da Resistência dos Materiais, dividindo-se o momento fletor pelo módulo de resistência à flexão da seção transversal do ponto estudado; assim, como os pontos 1 e 3 possuem módulo de resistência à flexão igual a 3050 mm^3 , as tensões nestes pontos serão :

$$\sigma_{t1} = \frac{Mft_1}{Wf_1} \quad (4.3)$$

$$\sigma_{t1} = \frac{670081}{3050} = 219,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t3} = \frac{Mft_3}{Wf_3} = 480,4 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

O processo é repetido para a determinação da tensão teórica em todos os pontos.

TABELA 4.9 - Valores das forças " P_n " e " Q_n ", decorrentes do deslocamento de 110 mm, e valores das distâncias " d_{mP} " e " d_{mQ} ", utilizados para a determinação do momento fletor teórico atuante em cada ponto, para o ensaio com barras espaçadoras.

Ponto número	Força (P_n) [N]	Distância (d_{mP}) [mm]	Força (Q_n) [N]	Distância (d_{mQ}) [mm]	Momento fletor teórico ($M_{ft,m}$) [N.mm]
1	11357,3	59	11044,0	0	670081
2	11357,3	126	11044,0	0	1431020
3	11357,3	182	11044,0	54,5	1465131
4	11357,3	233	11044,0	105,5	1481109
5	11357,3	260	11044,0	132,5	1489568
6	11357,3	333,5	11044,0	206	1512596
7	11357,3	426,5	11044,0	299	1541732
8	11357,3	455	11044,0	327,5	1550662
9	11357,3	646,5	11044,0	519	1610658
10	11357,3	807	11044,0	679,5	1660943
11	11044,0	52,5	10210,0	0	579810
12	11044,0	105	10210,0	0	1159620
13	11044,0	299,5	10210,0	183	1439248
14	11044,0	493,5	10210,0	377	1601044
15	11044,0	678	10210,0	561,5	1754917
16	10210,0	183	10385,2	0	1868430
17	10210,0	377	10385,2	180	1979834
18	10210,0	562	10385,2	365	1947422
19	10385,2	52	10911,0	0	540030
20	10385,2	180	10911,0	0	1869336
21	10385,2	364	10911,0	170,5	1919887
22	10911,0	47	0	0	512817
23	10911,0	104	0	0	1134744
24	10911,0	171,5	0	0	1871237

4.5 - Resultados Teóricos Obtidos com o Feixe de Molas Completo

A análise do ensaio, denominado feixe de molas completo, seguirá o mesmo procedimento de cálculo utilizado para o ensaio do feixe de molas com as barras espaçadoras.

Um elemento de grande importância nesta análise é o comprimento de cada meia lâmina " l_n ", utilizado para a determinação da tensão teórica. Para esta determinação, pode-se utilizar o comprimento total de cada meia lâmina de mola ou o comprimento do centro de cada lâmina até o ponto de pressão que é comentado e definido na Norma SAE - J788 (1982) e estudado por ZAHAVI (1992) e (1993), já citados anteriormente.

Os pontos de pressão são identificados pela região polida das superfícies das lâminas que sofrem movimento relativo, mas, neste ensaio, os pontos de pressão foram identificados pelas regiões marcadas pela deposição de alumínio, material este pertencente à lâmina espaçadora.

Devido ao processo de fabricação das lâminas de mola, os pontos de pressão não apresentam uma posição definida na extremidade das lâminas, podendo, na mesma lâmina de mola, apresentarem distâncias diferentes em relação às extremidades.

Devido à rigidez da forma e ausência de raio de arredondamento da extremidade da lâmina número 2, a marca característica do ponto de pressão, está localizada muito próxima do final desta lâmina, conforme pode ser visto na figura 4.13.

As lâminas números 3, 4 e 5, apresentam raio de arredondamento em suas extremidades, conforme figura 3.9, além de redução de espessura e largura.

Na figura 4.14, pode-se notar a variação de forma e de localização das impressões dos pontos de pressão nestas lâminas, sendo que, na lâmina número 3, a impressão apresenta forma alongada transversal, localizada próximo do início do raio de arredondamento ("locus" do raio); a marca na lâmina número 4 é menos alongada e mais distante da

extremidade; deve ser observado que a impressão alongada abaixo da marca do ponto de pressão, se deve a uma falha de montagem das lâminas espaçadoras de alumínio em testes preliminares; a marca na lâmina número 5 assume forma , aproximada, de um quadrado, com centro localizado entre os centros das marcas das lâminas números 3 e 4.

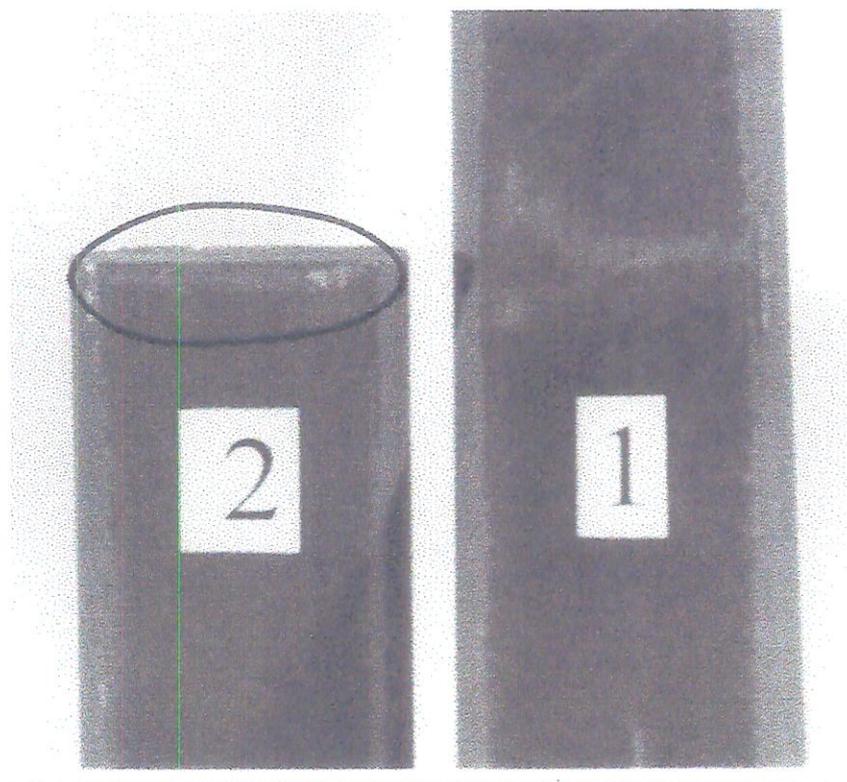


FIGURA 4.13 - Marca característica do ponto de pressão, localizado muito próximo da extremidade da lâmina número 2

Pelo exposto existe a impossibilidade prática de uma padronização do processo de cálculo: é praticamente impossível a determinação da dimensão do meio comprimento da lâmina, tomando como referência o centro do ponto de pressão. Desta forma, para o processo de cálculo utilizado no presente trabalho, foi adotado como dimensão do meio comprimento das lâminas, o meio comprimento de cada lâmina descontada a parte referente ao raio de arredondamento da extremidade, conforme mostrado na figura 3.9.



FIGURA 4.14 - Marca característica dos pontos de pressão, nas extremidades das lâminas números 3, 4 e 5.

Os valores dos comprimentos das meias lâminas de mola " l_n ", as distâncias dos pontos de transferência de cargas ao centro das lâminas " a_n ", e a distância entre as forças " c_n ", são mostradas na tabela 4.10. A nomenclatura desta tabela é a mesma ilustrada na figura 3.11.

TABELA 4.10 - Distâncias dos pontos de aplicação das cargas ao centro de cada lâmina, conforme figura 3.11, para o ensaio com o feixe completo.

Lâmina número	Dimensões [mm]		
	a	c	l
1	734,5	124,5	859
2	615	119,5	734,5
3	419	196	615
4	226	193	419
5	-	-	226

Deve ser ressaltado que alguns valores dos comprimentos " l_n ", utilizados nestes dois ensaios, mostrados nas tabelas 4.7 e 4.10, são iguais

ou próximos; isto ocorre devido ao posicionamento dos centros das barras espaçadoras coincidirem, ou estarem próximos, da linha de interseção formada pela superfície superior da lâmina com o raio de arredondamento da extremidade da mesma.

Utilizando o processo, já descrito, para determinação dos valores teóricos das forças de carregamento e descarregamento e conhecendo os valores da força e deslocamento vertical do olhal da primeira lâmina ($P_1 = 11473,5 \text{ N}$ e $z_{P1} = 110 \text{ mm}$), obtém-se os valores teóricos das forças e deslocamentos atuantes em cada lâmina, apresentados na tabela 4.11.

TABELA 4.11 - Valores teóricos das forças " P_n " e " Q_n ", e o deslocamento vertical no ponto de atuação da força Q_n , " z_{Qn} ", para o valor inicial de $P_1 = 11473,5 \text{ N}$ e deslocamento na extremidade da lâmina número 1, $z_{P1} = 110 \text{ mm}$, para o ensaio com o feixe completo

Lâmina número	Força e deslocamento
1	$P_1 = 11473,5 \text{ [N]}$
	$Q_1 = 11120,0 \text{ [N]}$
	$z_{Q1} = 80,97 \text{ [mm]}$
2	$P_2 = 11120,0 \text{ [N]}$
	$Q_2 = 10390,6 \text{ [N]}$
	$z_{Q2} = 57,60 \text{ [mm]}$
3	$P_3 = 10390,6 \text{ [N]}$
	$Q_3 = 10689,0 \text{ [N]}$
	$z_{Q3} = 25,37 \text{ [mm]}$
4	$P_4 = 10689,0 \text{ [N]}$
	$Q_4 = 11814,1 \text{ [N]}$
	$z_{Q4} = 5,69 \text{ [mm]}$
5	$P_5 = 11814,1 \text{ [N]}$
	$z_{Q4} = z_{Q5} = 5,69 \text{ [mm]}$

Para a determinação do momento fletor teórico, para posterior determinação da tensão teórica atuante em cada ponto, o processo é o mesmo utilizado no ensaio com as barras espaçadoras posicionadas nas extremidades e no centro das lâminas, sendo o resultado mostrado na tabela 4.12.

TABELA 4.12 - Valores das forças " P_n " e " Q_n ", decorrentes do deslocamento de 110 mm, e valores das distâncias " d_{mP} " e " d_{mQ} ", utilizados para a determinação do momento fletor teórico atuante em cada ponto, para o ensaio com o feixe completo

Ponto número	Força (P_n) [N]	Distância (d_{mP}) [mm]	Força (Q_n) [N]	Distância (d_{mQ}) [mm]	Momento fletor teórico (Mft_m) [N.mm]
1	11473,5	59	11120,0	0	676937
2	11473,5	126	11120,0	0	1445661
3	11473,5	182	11120,0	54,5	1482137
4	11473,5	233	11120,0	105,5	1500166
5	11473,5	260	11120,0	132,5	1509710
6	11473,5	333,5	11120,0	206	1535692
7	11473,5	426,5	11120,0	299	1568568
8	11473,5	455	11120,0	327,5	1578643
9	11473,5	646,5	11120,0	519	1646338
10	11473,5	807	11120,0	679,5	1703075
11	11120,0	52,5	10390,6	0	583800
12	11120,0	105	10390,6	0	1167600
13	11120,0	299,5	10390,6	183	1428960
14	11120,0	493,5	10390,6	377	1570464
15	11120,0	678	10390,6	561,5	1705038
16	10390,6	183	10689,0	0	1901480
17	10390,6	377	10689,0	180	1993236
18	10390,6	562	10689,0	365	1938032
19	10689,0	52	11814,1	0	555828

Ponto número	Força (P_n) [N]	Distância (d_{mP}) [mm]	Força (Q_n) [N]	Distância (d_{mQ}) [mm]	Momento fletor teórico (Mft_m) [N.mm]
20	10689,0	180	11814,1	0	1924020
21	10689,0	364	11814,1	170,5	1876492
22	11814,1	47	0	0	555263
23	11814,1	104	0	0	1228666
24	11814,1	171,5	0	0	2026118

Com o resultado do momento fletor teórico, determina-se a tensão teórica dividindo-se o momento fletor pelo módulo de resistência à flexão de cada seção.

4.6 - Resultados Teóricos Obtidos com o Feixe Constituído apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas

Em outro ensaio realizado, foram utilizadas somente a primeira e a segunda lâminas; procedimento este já comentado no capítulo 3.

Para a determinação das forças teóricas utilizadas neste ensaio, foram adotadas as dimensões de meio comprimento das lâminas números 1 e 2, descritas na tabela 4.10.

Com um deslocamento de 110 mm, o valor encontrado da força “ P_1 ” foi de 5427,8 N, e, seguindo o procedimento de cálculo já descrito, resultou no valor de “ Q_1 ” igual a 3409,8 N, apresentando deslocamento no ponto de aplicação dessa força $z_{Q_1} = 84,51$ mm. O valor da força de P_2 é igual ao valor de “ Q_1 ”.

O momento fletor teórico, em cada ponto analisado, é determinado utilizando as forças encontradas e as distâncias destas forças aos referidos pontos. Com o processo de cálculo já descrito é construída a tabela 4.13.

TABELA 4.13 - Valores das forças “ P_1 ”, “ P_2 ” e “ Q_1 ”, devido ao deslocamento de 110 mm, e valores das distâncias “ d_{mP} ” e “ d_{mQ} ”, utilizados para a determinação do momento fletor teórico, atuante em cada ponto, para o ensaio realizado com a primeira e a segunda lâminas

Ponto número	Força (P_n) [N]	Distância (d_{mP}) [mm]	Força (Q_n) [N]	Distância (d_{mQ}) [mm]	Momento fletor teórico ($M_{ft,m}$) [N.mm]
1	5427,8	59	3409,8	0	320240
2	5427,8	126	3409,8	0	683903
3	5427,8	182	3409,8	54,5	802026
4	5427,8	233	3409,8	105,5	904944
5	5427,8	260	3409,8	132,5	959430
6	5427,8	333,5	3409,8	206	1107753
7	5427,8	426,5	3409,8	299	1295427
8	5427,8	455	3409,8	327,5	1352940
9	5427,8	646,5	3409,8	519	1739387
10	5427,8	807	3409,8	679,5	2063276
11	3409,8	52,5	0	0	179015
12	3409,8	105	0	0	358029
13	3409,8	299,5	0	183	1021235
14	3409,8	493,5	0	377	1682736
15	3409,8	678	0	561,5	2311844

5 - DISCUSSÃO

Para análise dos resultados, será assumido que, os valores das tensões medidas pelos extensômetros em cada ponto das lâminas do feixe, serão os valores reais, sendo os mesmos usados para a determinação da diferença ou erro, na comparação com os valores obtidos através dos processos teóricos utilizados. A análise dos resultados será feita para os ensaios: feixe de molas com as barras espaçadoras entre as lâminas, feixe de molas denominado completo, feixe de molas constituído apenas pelas primeira e segunda lâminas; será feita, também, uma comparação com os valores obtidos por meio de Normas e Métodos conhecidos.

5.1 - Análise dos Resultados Obtidos para o Feixe de Molas com Barras Espaçadoras entre as Lâminas

Conhecendo-se o valor da tensão real, medida no ponto, e a tensão teórica, calculada no mesmo ponto, pode-se determinar a diferença entre elas; será chamado de “Erro” esta diferença em porcentagem.

Para o ponto número 1, este “Erro” é:

$$\text{Erro}_1 = \left(\frac{\sigma_{t1} - \sigma_{ext1}}{\sigma_{ext1}} \right) \cdot 100 \quad (5.1)$$

$$\text{Erro}_1 = \left(\frac{219,7 - 220,4}{220,4} \right) \cdot 100 = -0,31\%$$

O valor negativo do Erro indica que a tensão real é maior que a tensão calculada.

A tabela 5.1 mostra os valores que possibilitam determinar o Erro em cada ponto. A primeira coluna indica os números dos pontos analisados; a segunda coluna mostra os valores dos módulos de resistência à flexão, para a seção correspondente a cada ponto; a terceira coluna mostra os momentos fletores teóricos; na quarta coluna estão os valores das tensões teóricas obtidos pela aplicação das formulas 4.4 ou 4.5, para todos os pontos; a quinta coluna resume os valores das tensões reais medidas pelos extensômetros e na sexta coluna estão os valores dos Erros, resultantes da aplicação da fórmula 5.1.

Pela tabela 5.1 observa-se que a tensão real é maior que a tensão teórica calculada, em todos os pontos analisados.

Esta observação poderia sugerir que a força medida pelo dinamômetro do banco de ensaios estaria apresentando um pequeno erro de calibração, mas, como o extensômetro número 1 possui o objetivo de calibrar o banco de ensaios, e o mesmo apresentou um Erro de 0,31%, pode-se afirmar que o dinamômetro apresenta precisão suficiente para o desenvolvimento deste trabalho.

A partir do ponto de aplicação da carga P_1 , em direção ao centro do feixe, a lâmina número 1 apresenta o valor do Erro crescente, atingindo o valor máximo de 4,0%, correspondente a 51,2 MPa, na seção estudada mais próxima do centro da lâmina (ponto nº 10).

TABELA 5.1 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro, para o ensaio com barras espaçadoras.

Extensômetro número	Módulo de resistência (Wf) [mm ³]	Momento fletor teórico (Mft)[N.mm]	Tensão teórica (σ_{tc})[MPa]	Tensão real (σ_{ext})[MPa]	Erro [%]
1	3050	670081	219,7	220,4	-0,31
2	3050	1431020	469,2	483,6	-2,98
3	3050	1465131	480,4	495,8	-3,12
4	3050	1481109	485,6	499,9	-2,86
5	3050	1489568	488,4	504,0	-3,10
6	3050	1512596	495,9	512,2	-3,17
7	3050	1541732	505,5	520,3	-2,85
8	3050	1550662	508,4	526,4	-3,42
9	3050	1610658	528,1	548,9	-3,79
10	3050	1660943	544,6	567,3	-4,00
11	3050	579810	190,1	200,0	-4,93
12	3050	1159620	380,2	389,7	-2,44
13	3050	1439248	471,9	487,7	-3,24
14	3050	1601044	524,9	544,8	-3,65
15	3050	1754917	575,4	595,8	-3,43
16	3400	1868430	549,5	571,3	-3,81
17	3400	1979834	582,3	606,0	-3,91
18	3400	1947422	572,8	599,9	-4,52
19	2044	540030	264,2	275,5	-4,09
20	3400	1869336	549,8	589,7	-6,77
21	3400	1919887	564,7	601,9	-6,19
22	2155	512817	238,0	253,0	-5,95
23	2805	1134744	404,5	438,7	-7,79
24	3400	1871237	550,4	614,2	-10,39

Na lâmina número 2, verifica-se que a variação do valor do Erro foi aproximadamente constante, apresentando um pico no ponto número 11, ponto este, mais próximo da extremidade da lâmina e menos solicitado; assim, uma variação pequena na leitura da micro deformação pontual, provocaria uma maior variação no valor do Erro. Para quantificar em valores, a micro deformação média neste ponto foi de 980 μSt e uma variação de mais ou menos 10 μSt resultaria na variação média de 0,97%, o que é muito significativo em relação ao valor encontrado de 4,93%. Outro elemento significativo é a distância entre o extensômetro e o ponto de aplicação da força; para quantificar este efeito, é utilizada uma variação de mais ou menos 1,0 mm, tendo como resultado, uma variação de 1,81%, o que, também, é muito representativo.

Nas lâminas números 3 e 4, os valores dos Erros foram crescentes, embora com uma razão de crescimento pequena.

Os maiores valores dos Erros foram notados na lâmina número 5, ocorrendo um crescimento destes valores, crescimento este maior que nas lâminas anteriores.

Para melhorar a visualização da variação do valor do Erro, foi construído o gráfico da figura 5.1 onde é mostrada esta variação, para todas as lâminas, tendo na abscissa o comprimento das lâminas (tomando como referência os seus centros) e na ordenada o valor do Erro em módulo.

Um ponto que deve ser ressaltado é a distribuição da tensão em seções de mesma posição em relação ao centro de cada lâmina.

A figura 5.2 ilustra os valores das tensões reais, em cada ponto analisado. Por esta figura nota-se que, nas seções mais próximas do centro do feixe, representadas pelos pontos 10, 15, 18, 21 e 24, as tensões reais são sempre crescentes a partir da lâmina número 1 para a lâmina número 5.

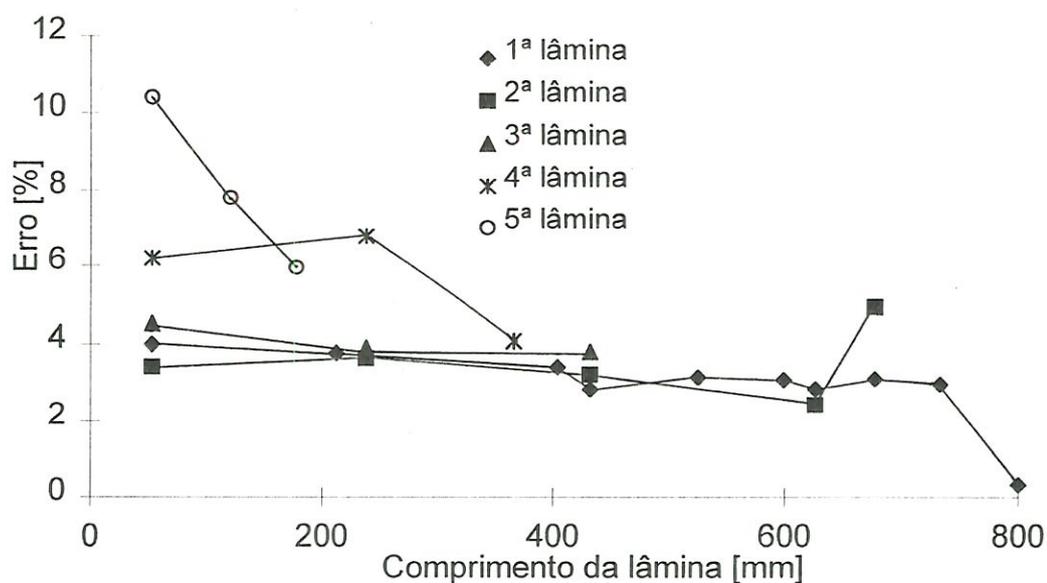


FIGURA 5.1 - Variação do módulo do Erro ao longo do comprimento das lâminas, para o ensaio com barras espaçadoras.

Uma análise das seções representadas pelos pontos 9, 14, 17 e 20, mostra uma pequena redução da tensão real, caminhando da primeira lâmina para a segunda, atingindo o maior valor na terceira lâmina (ponto 17), com posterior decréscimo na quarta lâmina (ponto 20).

A mesma tendência ocorre nas seções alinhadas, representadas pelos pontos 7, 13 e 16, onde a tensão real é reduzida do ponto 7 para o ponto 13, com posterior aumento para o ponto 16.

Nas duas seções alinhadas, pontos 4 e 12, e pontos 3 e 11, o efeito da redução da tensão real já era esperado, devido à proximidade do ponto de aplicação da força com os pontos 11 e 12.

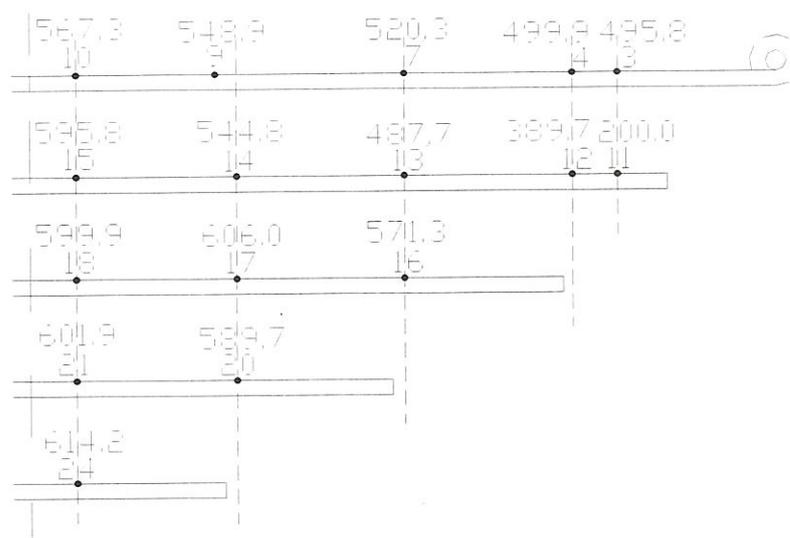


FIGURA 5.2 - Distribuição das tensões reais nas seções alinhadas em relação ao centro do feixe, para o ensaio com barras espaçadoras.

5.2 - Análise dos Resultados Obtidos para o Feixe de Molas Completo

A diferença entre a tensão real e a tensão teórica é melhor visualizada pelo Erro, e os resultados já calculados para todos os pontos podem ser vistos na tabela 5.2.

Os elementos de cada coluna, da tabela 5.2, já foram descritos anteriormente, sendo esta tabela similar à tabela 5.1.

Por esta tabela, nota-se que os valores das tensões reais são, geralmente, maiores que os valores das tensões teóricas; as poucas exceções onde isto não ocorre são nos pontos mais próximos das extremidades das lâminas, possivelmente devido ao fato de que uma pequena variação das distâncias de carregamento e descarregamento, e, um pequeno erro de leitura, podem provocar variações significativas do valor do Erro.

TABELA 5.2 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro, para o ensaio com o feixe completo.

Extensômetro número	Módulo de resistência (Wf) [mm ³]	Momento fletor teórico (Mft)[N.mm]	Tensão teórica (σ_{tC})[MPa]	Tensão real (σ_{ext})[MPa]	Erro [%]
1	3050	676937	221,9	220,4	0,71
2	3050	1445661	474,0	476,5	-0,52
3	3050	1482137	485,9	493,8	-1,59
4	3050	1500166	491,9	497,9	-1,21
5	3050	1509710	495,0	502,0	-1,39
6	3050	1535692	503,5	516,2	-2,47
7	3050	1568568	514,3	532,6	-3,43
8	3050	1578643	517,6	540,7	-4,28
9	3050	1646338	539,8	565,2	-4,50
10	3050	1703075	558,4	581,5	-3,98
11	3050	583800	191,4	200,0	-4,28
12	3050	1167600	382,8	402,0	-4,77
13	3050	1428960	468,5	493,8	-5,12
14	3050	1570464	514,9	553,0	-6,88
15	3050	1705038	559,0	589,7	-5,20
16	3400	1901480	559,3	553,0	1,14
17	3400	1993236	586,2	585,6	0,11
18	3400	1938032	570,0	597,9	-4,66
19	2044	555828	271,9	267,3	1,73
20	3400	1924020	565,9	591,7	-4,37
21	3400	1876492	551,9	614,2	-10,14
22	2155	555263	257,7	263,2	-2,11
23	2805	1228666	438,0	444,8	-1,53
24	3400	2026118	595,9	620,3	-3,93

A primeira lâmina mostra uma tendência crescente do Erro, do ponto número 2 ao ponto 9, com pequeno decréscimo do ponto número 9 ao ponto 10.

Na segunda lâmina, o crescimento é menos acentuado, mas os valores do Erro são maiores; da mesma forma que na lâmina número 1, o valor do Erro foi reduzido no ponto mais próximo do centro da lâmina de mola.

Dois, dos três pontos analisados na terceira lâmina, apresentaram o valor da tensão teórica maior que a tensão real, sendo que o valor do Erro no ponto em que isto não ocorreu (ponto mais próximo do centro da lâmina) apresenta um valor próximo dos valores obtidos nas mesmas seções das lâminas números 1 e 2, pontos 10 e 15, respectivamente.

A maior razão de crescimento do Erro é notada na quarta lâmina, onde, no ponto mais próximo da extremidade, a tensão teórica é maior que a tensão real (valor do Erro positivo), e o maior valor do Erro foi notado no ponto mais próximo ao centro da lâmina (ponto 21).

No ponto número 24, da quinta lâmina, o valor do Erro é próximo dos valores encontrados nos pontos 10, 15 e 18, respectivamente, nas lâminas 1, 2 e 3.

A variação do Erro, em cada lâmina, é ilustrada pela figura 5.3, onde, na abscissa, estão representados os comprimentos das lâminas e na ordenada os valores dos Erros.

A figura 5.3 apresenta uma diferença em relação à figura 5.1, pelo valor do Erro não estar em módulo. Na Figura 5.1, isto se justifica pelo fato de todos os valores dos Erros, decorrentes daquele ensaio, serem negativos; já no ensaio representado pela figura 5.3, alguns valores dos Erros são positivos e outros são negativos.

Neste ensaio, a variação das tensões reais, nas seções alinhadas das lâminas, isto é, com a mesma posição em relação ao centro do feixe de molas, é semelhante à variação das tensões reais encontradas no ensaio com as barras espaçadoras.

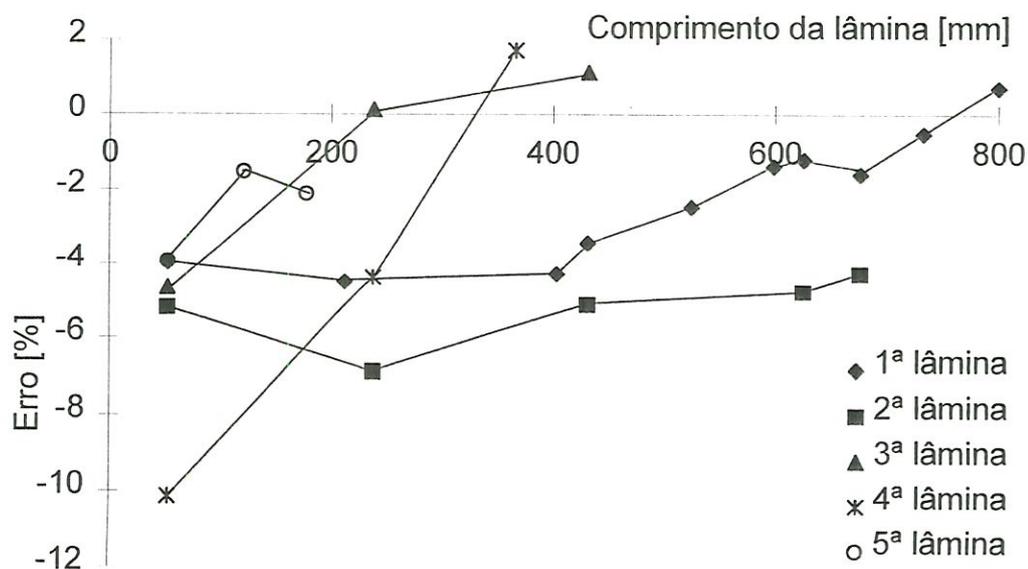


FIGURA 5.3 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, para o ensaio realizado com o feixe completo.

A figura 5.4 ilustra quantitativamente, ponto a ponto, esta distribuição.

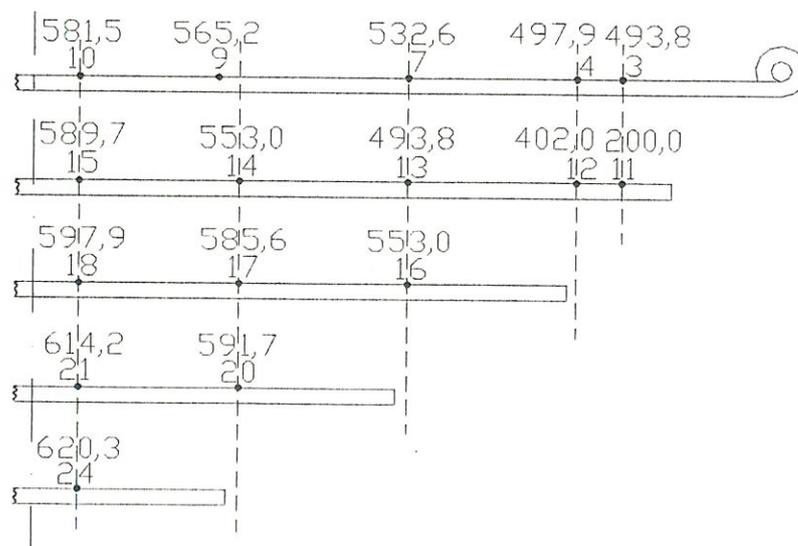


FIGURA 5.4 - Distribuição das tensões reais nas seções alinhadas em relação ao centro do feixe para o ensaio com o feixe completo.

Pela semelhança entre as formas dos feixes utilizados nos ensaios: feixe com barras espaçadoras entre as lâminas de mola e feixe de molas completo, é possível fazer uma comparação entre os valores dos Erros encontrados nestes dois ensaios.

Uma forma de comparação é efetuar o somatório, em módulo, dos valores dos Erros nos dois ensaios, obtendo-se um valor da ordem de 100% para o ensaio utilizando as barras espaçadoras e um valor da ordem de 80% para o ensaio denominado feixe completo, apontando um Erro médio de 4,2% e 3,3%, respectivamente.

Os maiores valores do Erro, em cada um dos dois ensaios, são próximos (10,14 % e 10,39 %), apresentando a particularidade do pico máximo estar na quarta lâmina em um ensaio e na quinta lâmina em outro.

Na seção analisada mais carregada, as somatórias, em módulo, dos valores dos Erros, são praticamente iguais, apresentando uma diferença da ordem de 0,6%.

Pelos valores numéricos dos Erros apresentados pelos dois ensaios, nota-se que os pontos de pressão não são significativos para a determinação da distribuição da tensão nas seções ao longo do comprimento de cada lâmina do feixe de molas.

5.3 - Análise dos Resultados Obtidos para o Feixe Constituído apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas

A tabela 5.3, apresentada abaixo, foi construída pelo mesmo processo utilizado para a construção da tabela 5.1. Nesta tabela, pode-se verificar que a tensão real é maior que a tensão teórica, tendo como exceção os pontos números 1 e 11; estas exceções podem ser devido a um possível arredondamento de leitura, pois, uma diferença de 10 μ St reverteria o sinal do Erro.

TABELA 5.3 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro, para o ensaio realizado com o feixe constituído pelas primeira e segunda lâminas.

Extensômetro número	Módulo de resistência (Wf) [mm ³]	Momento fletor teórico (Mft)[N.mm]	Tensão teórica (σ_{tc})[MPa]	Tensão real (σ_{ext})[MPa]	Erro [%]
1	3050	320240	105,0	104,1	0,90
2	3050	683903	224,2	228,5	-1,88
3	3050	802026	263,0	269,3	-2,37
4	3050	904944	296,7	300,0	-1,08
5	3050	959430	314,6	318,3	-1,18
6	3050	1107753	363,2	371,4	-2,20
7	3050	1295427	424,7	438,7	-3,19
8	3050	1352940	443,6	459,1	-3,38
9	3050	1739387	570,3	599,9	-4,94
10	3050	2063276	676,5	712,1	-5,01
11	3050	179015	58,7	57,1	2,73
12	3050	358029	117,4	124,5	-5,69
13	3050	1021235	334,8	351,0	-4,60
14	3050	1682736	551,7	579,5	-4,79
15	3050	2311844	758,0	799,9	-5,24

Na primeira lâmina, as tensões real e teórica se mantêm muito próximas da extremidade até à metade do comprimento analisado (ponto número 6). Do ponto 6 ao ponto 7, a diferença entre estas tensões sofre um aumento súbito, com crescimento lento do ponto número 7 ao ponto número 10. A visualização do exposto é facilitada pela coluna “Erro”.

Na segunda lâmina, nos pontos números 11 e 12, devido ao aumento da influência dos pequenos erros de leitura e da influência da distância real do ponto de aplicação da força, o Erro apresenta uma grande

variação; já entre os pontos 13 a 15, o Erro apresenta um pequeno crescimento.

Observa-se, também, que nos pontos mais próximos do centro do feixe, conseqüentemente pontos que apresentaram as maiores tensões, foram os pontos que apresentaram os maiores Erros.

Graficamente, a variação do Erro, ao longo das lâminas, pode ser visto na figura 5.5, onde é plotado o Erro em função do comprimento das lâminas.

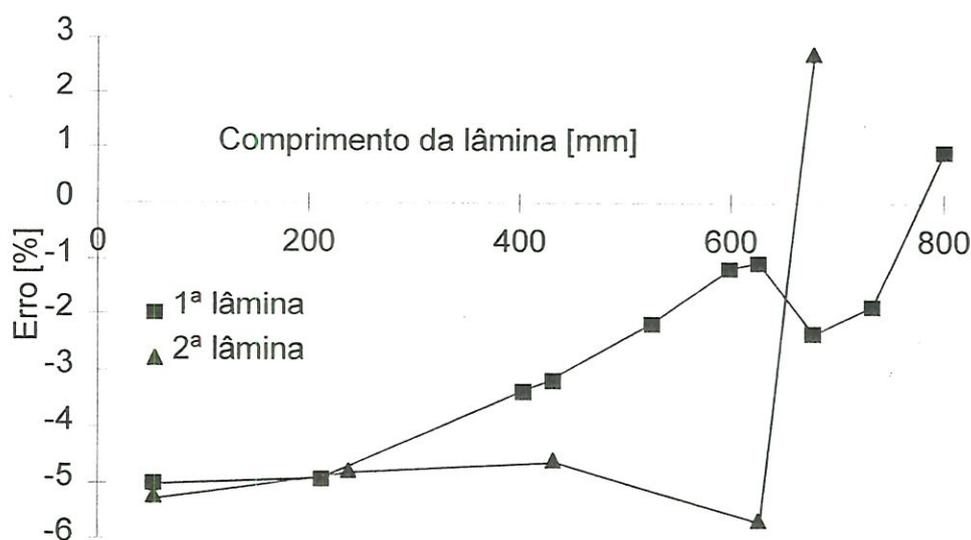


FIGURA 5.5 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, para o ensaio realizado com a primeira e segunda lâminas.

5.4 - Análise da Distribuição da Tensão nos Feixes de Molas Utilizando a Norma ABNT - NBR 8567 (1984)

Dentre as variações do feixe de molas ensaiado, inicialmente serão analisados os resultados obtidos com o feixe completo.

5.4.1 - Feixe de Molas Completo

Como se trata de um feixe de molas simétrico, com espessuras de lâminas diferentes, recomenda-se a utilização da equação 2.2 a qual, não pode ser aplicada diretamente, pois as seções das lâminas não são retangulares, sendo formadas por composições de formas, conforme já mostrado na figura 3.2. A situação pode ser contornada de duas formas:

a) A primeira é manter a espessura da lâmina e determinar uma largura média suficiente para proporcionar o módulo de resistência à flexão da seção analisada; isto é feito aplicando a equação 5.2

$$W_f = \frac{b_n^* \cdot h^2}{6} \quad (5.2)$$

Como resultado obtém-se:

$$b_1^* \text{ e } b_2^* = 63,32 \text{ mm}$$

$$b_3^*, b_4^* \text{ e } b_5^* = 62,96 \text{ mm}$$

Estes valores da largura média, são aplicados na equação 2.2, que, retrabalhada, é representada pela equação 5.3.

$$\sigma = \frac{3 \cdot R \cdot I_p \cdot h_n}{b_1^* \cdot \sum_{i=1}^2 h_i^3 + b_3^* \cdot \sum_{i=3}^{Ne} h_i^3} \quad (5.3)$$

Substituindo "R" por $2 \cdot P_1$, tem-se

$$\sigma = \frac{6 \cdot P_1 \cdot I_p \cdot h_n}{b_1^* \cdot \sum_{i=1}^2 h_i^3 + b_3^* \cdot \sum_{i=3}^{Ne} h_i^3} \quad (5.4)$$

b) A segunda forma de adequar os parâmetros da seção transversal, utilizada na equação 2.2, com a forma da seção real das lâminas de molas, é voltar na equação primária que gerou a equação 2.2. Após o desenvolvimento, a equação resultante é ilustrada pela equação 5.5.

$$\sigma = \frac{P_1 \cdot l_p \cdot h_n}{\sum w_f \cdot \left(\frac{\sum h}{N} \right)} \quad (5.5)$$

A diferença entre os resultados encontrados, após a utilização das equações 5.4 e 5.5, é de, aproximadamente, 0,14%; este valor foi encontrado utilizando os valores numéricos referentes ao feixe de molas completo.

Tanto a equação 5.4 como a equação 5.5 podem ser utilizadas; neste trabalho optou-se por trabalhar com a equação 5.4.

Para a determinação da tensão teórica, calculada em cada ponto por esta Norma, o comprimento “ l_p ” é tomado como sendo a distância entre o ponto de aplicação da força até o ponto em análise; o valor da força “ P_1 ” é a metade do valor lido no dinamômetro do banco de ensaio, para o deslocamento de 110 mm, apresentando o valor de 11473,5 N.

A análise de cada ponto está mostrada na tabela 5.4, sendo que na primeira coluna estão os valores dos pontos analisados; na segunda coluna estão as distâncias “ l_p ”, do ponto estudado até a força P_1 ; a terceira coluna mostra os valores da largura média, da lâmina de mola, necessária para produzir o módulo de resistência à flexão da mesma; na quarta coluna estão os valores das espessuras das lâminas; a tensão calculada, resultado da equação 5.4, aplicada em cada ponto, está mostrada na quinta coluna; para comparação, a sexta coluna traz os valores das tensões reais, medidas pelos extensômetros, e a diferença em porcentagem entre estas tensões, é quantificada pelo Erro, mostrado na sétima coluna; este Erro é determinado utilizando a equação 5.1.

TABELA 5.4 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro decorrente da aplicação da Norma ABNT - NBR 8567 (1984), no ensaio com o feixe completo.

Ponto número	Distância (l_p) [mm]	Largura da lâmina (b^*) [mm]	Espessura da lâmina (h_n) [mm]	Tensão teórica (σ_{tN}) [MPa]	Tensão real (σ_{ext}) [MPa]	Erro [%]
1	59	63,32	17	222,0	220,4	0,72
2	126	63,32	17	474,0	476,5	-0,51
3	182	63,32	17	342,3	493,8	-30,67
4	233	63,32	17	438,3	497,9	-11,97
5	260	63,32	17	429,7	502,0	-14,39
6	333,5	63,32	17	474,7	516,2	-8,04
7	426,5	63,32	17	504,5	532,6	-5,27
8	455	63,32	17	485,3	540,7	-10,25
9	646,5	63,32	17	516,8	565,2	-8,57
10	807	63,32	17	547,9	581,5	-5,78
11	180	63,32	17	338,6	200,0	69,31
12	232,5	63,32	17	437,3	402,0	8,79
13	427	63,32	17	505,1	493,8	2,29
14	621	63,32	17	535,7	553,0	-3,12
15	806	63,32	17	547,2	589,7	-7,20
16	427	62,96	18	534,8	553,0	-3,29
17	621	62,96	18	567,3	585,6	-3,14
18	806	62,96	18	579,4	597,9	-3,09
19	493	69,33	13,3	357,8	267,3	33,86
20	621	62,96	18	567,3	591,7	-4,14
21	805	62,96	18	578,7	614,2	-5,78
22	682	67,9	13,7	420,1	263,2	59,59
23	738,5	64,93	16,1	503,0	444,8	13,07
24	806	62,96	18	579,4	620,3	-6,59

Analisando os valores dos Erros, nota-se que, nos pontos 1 e 2, devido à simplicidade do sistema, os Erros são os menores; nos pontos mais próximos das alterações de seções, pontos números: 3, 5, 8, 9, 11, 19, 22 e 23, os valores dos Erros são os maiores; deve ser observado que, nos pontos 5, 8 e 9, mesmo não estando próximos da extremidade da primeira lâmina, sofrem influência da entrada de mais uma lâmina, no caso, a terceira a quarta e a quinta lâminas, respectivamente. Os três maiores valores do Erro foram encontrados nos pontos mais próximos das extremidades das lâminas a que pertencem, e são eles, os pontos números: 11, 19 e 22.

Os pontos mais distantes das alterações de seção (pontos: 7, 13, 14, 16, 17 e 20), apresentam valores dos Erros que estão dentro da faixa de +2,3 a -5,3%.

No alinhamento de pontos mais próximos ao centro do feixe de molas, são encontrados valores do Erro que estão dentro da faixa de - 3,1% a -7,2%, partindo do valor -5.8% (na primeira lâmina), crescendo até 7,2% (na segunda lâmina), atingindo o mínimo valor da faixa, na terceira lâmina e decrescendo, novamente, até a quinta lâmina.

A variação do Erro, em função do comprimento de cada lâmina, é representada pela figura 5.6.

O método utilizado nesta Norma é simples e rápido; todavia deve ser notado que apresentou uma tensão teórica pouco menor que a tensão real, nos pontos de maior solicitação, fato este, contra a segurança.

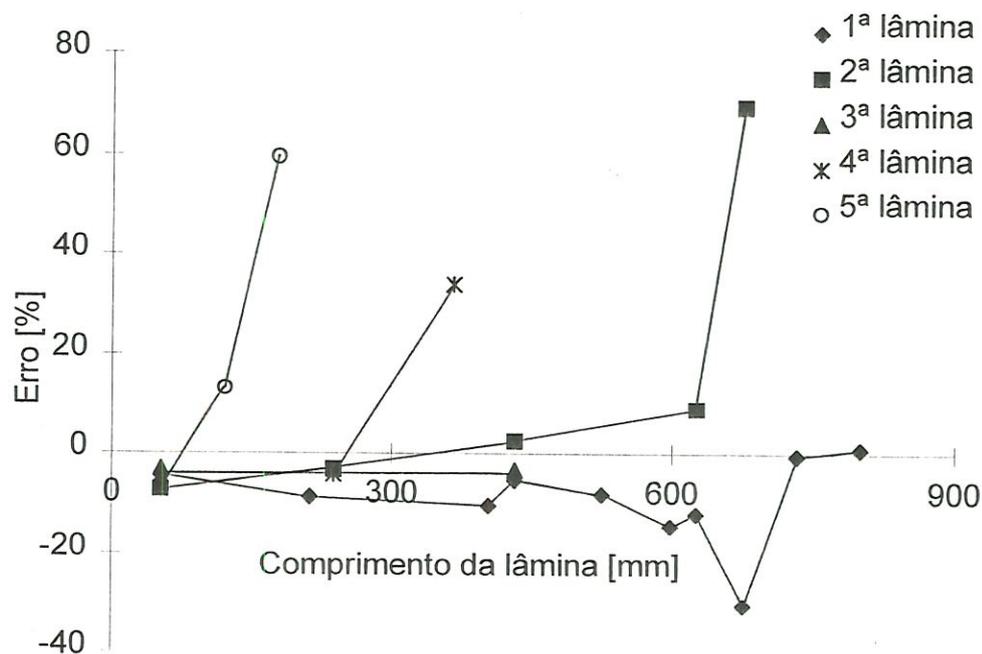


FIGURA 5.6 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, pela comparação entre os valores obtidos no ensaio e os valores calculados, aplicando a Norma ABNT NBR 8567 (1984).

5.4.2 - Feixe de Molas Constituído apenas pelas Primeira e Segunda Lâminas

O desenvolvimento anterior será aplicado a esta análise. A tabela 5.5 é construída utilizando todas as dimensões já encontradas para as duas lâminas deste feixe e com o valor da força aplicada $P = 5427,8 \text{ N}$ (para deslocamento de 110mm),.

Devido à simplicidade da composição do feixe ensaiado, fica bem caracterizada a variação das diferenças, entre os valores medidos e calculados, ao longo do comprimento de cada lâmina.

Igualmente, as outras análises mostraram que os valores dos Erros nos pontos números 1 e 2, são pequenos; já nos pontos números 3 e 11, pontos mais próximos da única variação de espessura do feixe, são

encontrados os maiores valores dos Erros, ressaltando que, no ponto número 3, a tensão calculada é 40% menor que a tensão medida e no ponto número 11, a tensão calculada é 180% maior que a medida.

TABELA 5.5 - Valores das tensões reais e teóricas, produzidos pelo deslocamento de 110 mm, utilizados para determinação do Erro decorrente da aplicação da Norma ABNT - NBR 8567 (1984), no ensaio com o feixe constituído pelas primeira e segunda lâminas.

Ponto número	Distância (l_p) [mm]	Largura da lâmina (b^*) [mm]	Espessura da lâmina (h_n) [mm]	Tensão teórica (σ_{tN}) [MPa]	Tensão real (σ_{ext}) [MPa]	Erro [%]
1	59	63,32	17	105,0	104,1	0,90
2	126	63,32	17	224,2	228,5	-1,88
3	182	63,32	17	161,9	269,3	-39,87
4	233	63,32	17	207,3	300,0	-30,88
5	260	63,32	17	231,4	318,3	-27,32
6	333,5	63,32	17	296,8	371,4	-20,09
7	426,5	63,32	17	379,5	442,8	-14,29
8	455	63,32	17	404,9	463,2	-12,59
9	646,5	63,32	17	575,3	599,9	-4,11
10	807	63,32	17	718,1	712,1	0,84
11	180	63,32	17	160,2	57,1	180,34
12	232,5	63,32	17	206,9	124,5	66,21
13	427	63,32	17	380,0	351,0	8,26
14	621	63,32	17	552,6	579,5	-4,64
15	806	63,32	17	717,2	799,9	-10,33

Na primeira lâmina, caminhando em direção ao centro do feixe, o valor do Erro decresce em módulo até que, no ponto mais central é encontrado o seu valor mínimo, 0,8%; na segunda lâmina, os três primeiros

valores (pontos 11 a 13) são positivos, passando para negativo nos dois últimos (pontos 14 e 15), com o menor valor sendo verificado no ponto número 14.

Pela figura 5.7, pode-se visualizar a tendência das curvas do Erro, para cada lâmina, em função do comprimento de cada lâmina.

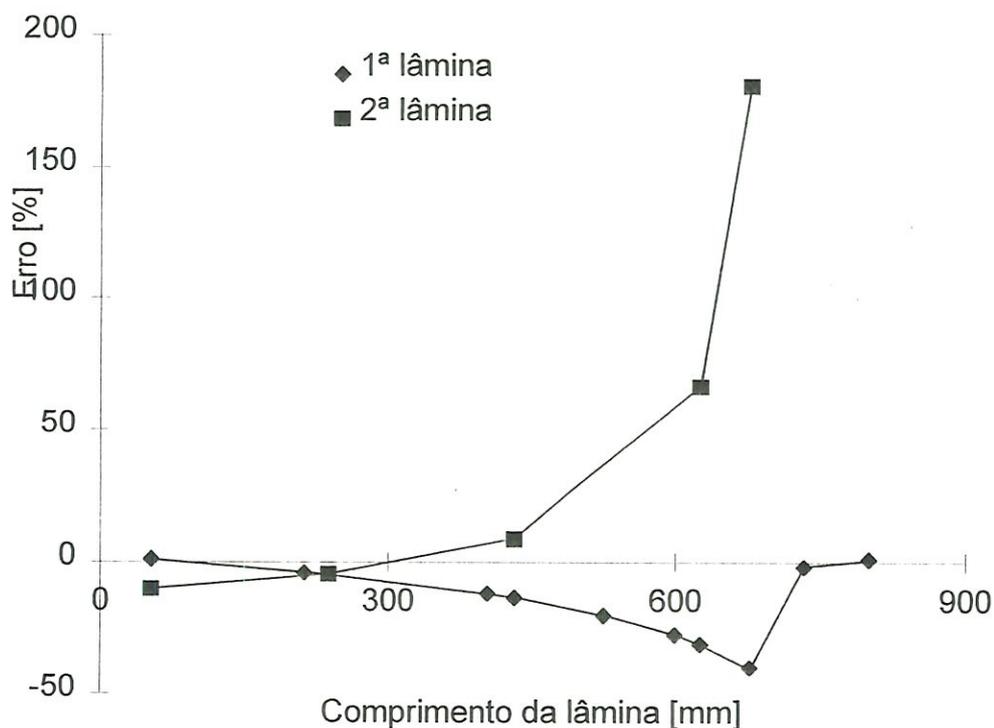


FIGURA 5.7 - Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das lâminas, na comparação entre os valores obtidos nos ensaios e os valores calculados aplicando a Norma ABNT NBR 8567 (1984).

5.5 - Análise da Distribuição da Tensão no Feixe de Molas Utilizando a Norma SAE J788(1982) e Demais Trabalhos

Para a distribuição da tensão entre as lâminas de espessuras diferentes, em feixes de molas simétricos, a Norma SAE J788 (1982), recomenda a utilização da equação 2.13, e o trabalho de ULBRICHT et al.

(1973), recomenda, para a mesma aplicação, a utilização da equação 2.27; ambas as equações são semelhantes à equação recomendada pela Norma ABNT NBR 8567 (1984).

Assim, os valores encontrados nas tabelas 5.4 e 5.5, são válidos para representar aquelas duas referências bibliográficas.

Existe farta referência bibliográfica indicando equações idênticas às 2.20 e 2.34, para a determinação da tensão máxima atuante em um feixe de molas semi-elípticas, mas são poucas as literaturas mais profundas sobre análise de tensões em feixes de molas semi-elípticas.

5.6 - Análise da Distribuição da Tensão no Feixe de Molas Para Outros Valores do Deslocamento

A análise da distribuição da tensão no feixe de molas, só foi executada para o deslocamento de 110 mm, pelos motivos já expostos; a análise para os outros valores pode ser feita seguindo os mesmos passos; não figurando neste trabalho para evitar a monotonia da repetição.

6 - CONCLUSÕES

a) Um dos objetivos, foi a determinação da distribuição da tensão ao longo de cada lâmina do feixe de molas, através da extensometria. Os resultados foram apresentados para três diferentes tipos de montagem do feixe de molas, que são: ensaio, denominado feixe completo, representando a condição de trabalho, ensaio com barras espaçadoras posicionadas nas extremidades e no centro das lâminas, objetivando a determinação precisa dos pontos de carregamento-descarregamento, e ensaio com feixe formado pela primeira e segunda lâminas, levado a efeito devido à sua simplicidade de composição.

Aqueles resultados, denominados de tensões reais (σ_{ext}), foram comparados com os valores das tensões calculadas a partir da análise individual das lâminas de molas (σ_{tC}) e com os valores das tensões calculadas segundo as recomendações das Normas ABNT NBR 8567 (1984) E SAE J788 (1982), e com as indicações de trabalhos específicos (σ_{tN}). A conclusão desta comparação foi uma discrepância entre os valores da tensão, em cada ponto.

Tomando como referência as tensões reais obtidas no ensaio com o feixe completo (σ_{ext}) e comparando-as com as tensões calculadas (σ_{tC} e σ_{tN}), e fazendo um alinhamento das tensões nas seções analisadas mais próximas do centro do feixe de molas (pontos 10, 15, 18, 21 e 24, pertencentes, respectivamente, às lâminas números, 1 a 5), pode-se notar a

discrepância dos valores encontrados, a qual é mostrada pelo gráfico da figura 6.1.

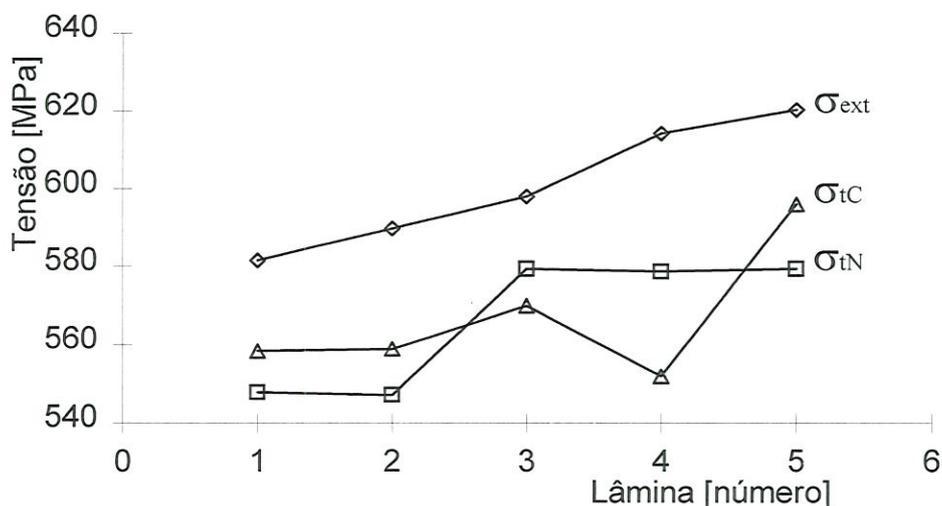


FIGURA 6.1 - Comparação entre as tensões reais e as tensões calculadas nos pontos números: 10, 15, 18, 21 e 24 (primeira à quinta lâminas), para o ensaio com o feixe completo.

Com as fórmulas indicadas pelas Normas, as tensões calculadas são iguais nas seções alinhadas das lâminas de mesma espessura; isto ocorre devido aos valores numéricos, empregados nas equações 5.4 ou 5.5, serem iguais; assim, as tensões nos pontos alinhados : 10 e 15 (lâminas 1 e 2), e 18, 21 e 24 (lâminas 3, 4 e 5), diferem somente pela variação da distância entre o ponto de aplicação da força e o ponto analisado (tabelas 5.2 e 5.4).

Como na região deste alinhamento das seções ocorre o maior nível de tensão registrada, com base no exposto recomenda-se que, após os cálculos das tensões, estas sejam aumentadas em 5% (cinco por cento) para todos os métodos de cálculo. Este percentual é baseado no fato de que, nos dois processos de cálculo das tensões, estas foram menores que as reais, com diferenças da ordem de 5,7%.

b) Para a determinação da distribuição da tensão no feixe de molas, o processo de análise individual das lâminas demonstrou ser mais eficiente que o indicado pelas Normas, considerando que, pelas Normas, o “Erro” variou entre 34 e 70% (Tabela 5.4), nas lâminas inferiores, após aumento do pacote de lâminas (pontos: 11, 19 e 22); nas lâminas superiores, que sofrem aumento da espessura do pacote, o “Erro” também é significativo, 30,7% no ponto número 3; 14,4% no ponto número 5; 10,3% no ponto número 8 e 8,6% no ponto número 9. Em contrapartida, pelo processo de análise individual das lâminas (Tabela 5.2), o “Erro” nas extremidades não chegou a 4,3% no ponto número 11, caindo para cerca de 2% nos pontos 19 e 22 e mantendo-se abaixo dos 4,5% nos pontos das lâminas superiores que sofreram aumento da espessura do pacote (pontos : 3, 5, 8 e 9). **A vantagem da utilização das Normas citadas, é a simplicidade e rapidez do processo, apresentando boa precisão** a qual, entretanto, é bastante influenciada pela distância do ponto analisado à seção com variação na espessura do pacote do feixe; quanto maior esta distância, melhor a precisão; **como desvantagem, não é recomendada a sua utilização na análise da distribuição da tensão ao longo de todo o feixe de molas**, podendo ser apenas aplicado no projeto de pré-desenvolvimento do produto.

c) **A redução de espessura nas extremidades das lâminas** (prática usual entre os Fabricantes) **não produziu nenhuma influência significativa sobre a distribuição da tensão no feixe de molas**; esta afirmação é baseada nos valores medidos pelo ensaio que utiliza barras espaçadoras entre as lâminas, comparados com os valores medidos no ensaio denominado feixe completo (Tabela 5.1 e 5.2). Como o efeito da redução da espessura é o aumento da flexibilidade, ao introduzirem-se as barras espaçadoras cria-se um espaço de 3 mm entre as lâminas o qual absorve esta maior flexibilidade, eliminando o efeito da redução da

espessura; **sendo semelhantes, os valores encontrados nos dois ensaios, pode-se sugerir, pensando somente em tensões, a construção de lâminas de molas sem redução de seção em suas extremidades.**

d) Pela comparação entre os valores numéricos das tensões reais apresentados pelos dois ensaios: feixe completo e barras espaçadoras entre as lâminas (Tabelas 5.1 e 5.2), **pode-se notar a pequena influência dos “pontos de pressão”**; esta influência é desprezível no projeto de feixes de molas semi-elípticas, devido à diversidade de condições de trabalho a que estão submetidas as suspensões dos veículos.

7 - SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

Como continuidade do estudo dos feixes de molas semi-elípticas, pode ser sugerido os seguintes trabalhos:

- Análise do comportamento da distribuição da tensão para deformações que provoquem flechas negativas, por exemplo, posição metal-metal.

- Estudar o comportamento da tensão em um feixe com maior número de lâminas.

- Analisar o comportamento da distribuição da tensão em lâminas de mola com variação parabólica de espessura, que trabalha como feixe auxiliar.

- Como o objetivo de estudar a influência dos pontos de pressão, fazer o ensaio dinâmico com feixes de molas que possuam as extremidades das lâminas sem redução de seção.

8 - BIBLIOGRAFIA

8.1 - Referências Bibliográficas

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1984), ABNT - NBR 8567 - Cálculo e Projetos de Feixes de Molas para Veículos Rodoviários.

AUTOMOTIVE HANDBOOK - Bosch (1993), Worldwide distribution, 3rd Edition

BASTOW, D. (1990). Car Suspension and Handling; 2nd ed, 2nd reprinted; Billing & Sons; London; Cap. 7, pp 201-230.

BRANCO, C.A.G.M. (1985). Mecânica dos Materiais; Lisboa, Fundação Calouste Gulberkian, pp 321-364.

COULON, P. A. (1986). Compressive Pre-Stressing Using New Percussion Aparatus. Advances in Susfaces Treatments vol. 5, Oxford, Pergamon Press, pp 113 - 119.

FANCHER, P. S., ERVIN, R. D.; MACADAM, C. C. and WINKLER, C. B. (1980). Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs. West Coast International Meeting Los Angeles, California, August 11-14; Society of Automotive Engineers number 800905, pp 1-14.

- IIDA, K.; TOSHA, K. (1986). Behavior of Surface Residual Stress Induced by Shot Peening; *Advances in Surface Treatments*, vol. 5, Pergamon Press, Oxford, pp 139 - 144.
- KAISER, B. (1987). The Effect of Shot Peening on the Fatigue Strength of Spring Elements; *Wire*, vol. 37, nº 3, pp 220 - 224.
- LANGENDONCK, T.(1973). Resistência dos Materiais - Flexão Simples em Barras Retas, Cap. VII; Ed. Edgard Blücher Ltda.. pp 96-283.
- LIU, X.; CHADDA, Y.S. (1993). Automated Optimal Design of a Leaf Spring; *International Truck and Bus Meeting and Exposition*, Detroit - Michigan, November 1-4.
- LUO, W.; NOBLE, B.; WATERHOUSE, R.B. (1986). The Effect of Shot Peening Intensity on the Fatigue and Fretting-Fatigue Behaviour of an Aluminium Alloy; *Advances in Surface Treatments*, vol. 5, Pergamon Press, Oxford, pp 145 - 153.
- MIKAILA, J. (1973). Two - Stage Multileaf Spring Design; *International Automotive Engineering Congress and Exposition - Society of Automotive Engineers numero 730272*; Warrendale - Pennsylvania, USA; pp 19 - 32.
- NIKU-LARI, A. (1986). Overview on the Shot Peening Process; *Advances in Surface Treatments*, vol. 5, Pergamon Press, Oxford, pp 155-170
- PASTOUKHOV, V.A.; VOORWALD, H.J.C. (1995). Introdução à Mecânica da Integridade Estrutural, Ed. UNESP, São Paulo, cap. 4, pp 109-145.

PETERSON, R.E. (1974). Stres Concentration Factor; John Wiley & Sons; New York.

SCHIEL, F. (1980). Introdução à resistência dos materiais, Fascículo I; São Carlos, EESC, pp 137.

SCHULLER, U. (1991). Special Problems with the Deflection Behaviour of Flat Springs in Precision Mechanics - Shape of the Spring Characteristic; Wire, vol. 41, n. 4, pp 362-364.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (1982), SAE J788 - Manual on Design and Application of Leaf Springs, Warrendale.

- (1967), SAE J308a - Manual on Shot Peening, Warrendale.

TIMOSHENKO, S.P.; GERE, J.M.(1972). Mechanics of Materials. New York, Van Nostrand Company; pp 515-516.

TOCHILIN, S.B.; JAKUBOVICS, J.P.;BRIGGS, G.A.D. (1995). Use of Magnetoacoustic Emission for Studying for Stress in Industrial Components; IEEE Transactions on Magnetics, vol. 31, n. 6, pt. 2, pp 4163-4165.

ULBRICHT, J.; VONDRACEK, H.; KINDERMANN, S. (1973). Warm Geformte Federn - Leitfaden für Konstruktion und Fertigung; Hohenlimburg, Hoesch Werke.

VAN VLACK, L.H. (1984). Princípios de Ciência e Tecnologia dos Materiais; 4ª edição, 8ª reimpressão, Ed. Campus; pp 530-531.

XIN LIU and CHADDA, Y. S. (1993). University of Detroit Mercy International Truck and Bus Meeting and Exposition, Detroit-Michigan, November 1-4,; SAE 933044

WACHTEL, D.W.; ADKINS, D.E.; MAY, J.M.; HOHNSTADT, W.E. (1987). Advances in the Design, Analysis, and Manufacturing of Steel Leaf Springs; Truck and Bus Meeting and Exposition; Dearborn - Michigan, November 16 - 19.

ZAHAVI, E.(1992). Analysis of a Contact Problem in Leaf Spring; Mechanics Research Communications, vol. 19, nº 1, pp 21-27.

- (1993). Contact Problems with Friction in Machine Design; Computers and Structures, vol. 48, nº 4, pp 591-594.

8.2 - Obras Consultadas

ALBUQUERQUE, O.A.L. (1980). Elementos de Máquinas; Ed. Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, pp413-438.

- (1963). Molas de Lâminas e Helicoidais; Universidade de Minas Gerais - Escola de Engenharia, Belo Horizonte, publicação n. 29.

BÄRNHEIM, B. (1987). New Material Concepts - Fibre Composites Superior to Metal; ASEA Journal, vol. 60, nº 5, pp 4-7.

BOCK, R.A.; JUSTUSSON, W.M. (1968). Lightweight Leaf Springs; SAE nº 680412, pp 1443-1452.

- BRINKSMEIER, E. (1996). A Model for the Development of Residual Stresses in Grinding , vol. 5, Pergamon Press, Oxford, pp 173-189.
- CEBON, D. (1986). Simulation of the Response of Leaf Springs to Broad Band Random Excitation; Vehicle System Dynamics, vol. 15, n° 6, pp 375-392.
- DANCKERT, D. et al. (1990). Advances in High-grade Strutral Steels for Engines, Power Train, Steering and Huds; Stahl und Eisen, n° 14, pp 54-56.
- DUDDING, A.T. (1992). Bogie Spring Fatigue Damage - A function of Static Displacement; International Truck and Bus Meeting and Exposition, Toledo - Ohio, November 16-19.
- EMA, S.; MARUI, E. (1994). A Fundamental Study on Impact Dampers; Int. J. Mach. Tool Manufact., vol. 34, n° 3, pp 407-421.
- GERBERT, G.; de MARÉ, J. (1987). Load Distribution of Parallel Springs wiht Random Length and Stiffness; Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, vol. 109, n° 4, pp 402-406.
- HÄUSERMANN, D.; HART, M. (1990). A Fast High-Accuracy Lattice-Parameter Comparator; Journal of Applied Crystallograpy, vol. 23, n° 1, pp 63-69.
- HENDRY, J.C.; PROBERT, C. (1986). Carbon Fibre Coil Springs; Materials & Design, vol. 7, n° 6, pp 330-337.
- HOGAN, B.J. (1987). Composite Springs Reduce Vehicle Weight, improve Handling; Design News, vol. 43, n° 2, pp 100-101.

- JONSSON, M. (1991). Simulation of Dynamical Behaviour of a Front Wheel Suspension; *Vehicle System Dynamics*, vol. 20, n° 5, pp 269-281.
- JUNG, W. (1992). New Spring-Testing Software from Wolpert; *Wire*, vol. 42, n°1, pp 178-181.
- KAISER, B. (1987). Fatigue Investigations on Strip Steel Springs Stressed in Bending - Discussing the results and fractographic investigations; *Wire*, vol. 37, n° 6, pp 536-541.
- KUCH, I.; DELONGE-IMMIK, G. (1991). Development of FRP Rear axle Components, *SAE Transactions*, vol. 100, sect. 5, n° 910888, pp 860-866.
- KYUSOJIN, A.; DAGAWA, D. (1988). Development of Linear and Rotary Moment Mechanism by Using Flexible Strips; *Bull. Japan Soc. of Prec. Engg.*, vol. 22, n° 4, pp 309-314.
- LONG, G. (1981). The Taper-Leaf Alternative in Vehicle Springing; *The Metallurgist and Materials Technologist*, vol. 13, n° 5, pp 240-241.
- MAXON, I.; JELSCH, L.J. (1968). Tapered Multileaf Springs Lighten a Tandem Suspension; *Automotive Engineering Congress, Detroit - Michigan.*, January 8 - 12.
- NAIR, V.N.; PREGIBON, D. (1988). Analyzing Dispersion Effects From Replicated Factorial Experiments, *Technometrics*, vol. 30, n° 3, pp 247-257.

NIKU-LARI, A.; LU, J.; FLAVENOT, J.F. (1996). Measurement of Residual Stress Distribution by the Incremental Hole-Drilling Method, vol. 5, Pergamon Press, Oxford, pp 217 - 228.

NOUR-OMID, B.; WRIGGERS, P. (1986). A Two-lever Iteration Method for Solution of Contact Problems; Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, n° 54, pp 131-144.

SCHULLER, U. (1991). Special Problems with the Deflection Behaviour of Flat Springs in Precision Mechanics - Zero Point Behaviour; Wire, vol. 41, n. 6, pp 504-506.

SINGH, S.P.; MARCONDES, J. (1992). Vibration Levels in Commercial Truck Shipments as a Function of Suspension and Payload; J. of Testing & Evaluation, vol. 20, n° 6, pp 466-469.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (1984), SAE J932 - Definitions for Macrostrain and Microstrain - Recommended Practice, Warrendale.

- (1984), SAE J1099 - Technical Report on Fatigue Properties - Information Report, Warrendale.

TAJIMA, S. (1993). Honing Weight Lifts Speeds and Comfort; Railway Gazette International, vol. 149, n° 8, pp 552-553.

SAVEL'EV, V.A. (1986). Modeling of Elastic and Damping Properties of Leaf Spring; Soviet Machine Science, n° 3, pp 53-58.

SMART, E.; COOK, W.T.; ELLIS, A. (1992). Steel Developments for Improved Fatigue Resistance in Suspension Springs; Ironmaking and Steelmaking, vol.19, n° 3, pp 285-289.

STUART, K. (1989). Smart Suspensions for the Ideal Ride; Design News, vol. 45, nº 19, pp 104-106.

THEREN, K.; LUNDIN, A. (1990). Advanced Composite Material for Road Vehicles; Materials & Design, vol. 11, nº 2, pp 71-75.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. Escola de Engenharia de São Carlos. Serviço de Biblioteca (1996). Diretrizes para elaboração de dissertações e teses na EESC-USP, 2ª edição.

YAMAZAKI, K.; MORI, M. (1989). Analysis of an Elastic Contact Problem by the Boundary Element Method - An Approach by Penalty Function Method; JSSN, Serie I, Vol. 32, nº 4.

YOSHIMURA, Y.; AMADA, K.; AKASAKA, T. (1990). Displacement Characteristics of One-piece Parallel Spring Movements for Balance (2nd report) - Two Leaf Springs with Dimensional Errors; Bull. Japan Soc. of Prec. Eng., Vol. 24, nº 2, pp 94-99.

- (1990). Displacement Characteristics of One-piece Parallel Spring Movements for Balance (1st report) - Two Symmetric Leaf Springs; Bull. Japan Soc. of Prec. Eng., Vol. 24, nº 1, pp 33-38.

WANG, C.Y.; WATSON, L.T. (1980). Theory of the Constant Force Spring; J. of Applied Mechanics Transactions of the ASME, vol. 47, nº4, pp 956-958.

WINKLER, C.B. (1974). Analysis and Computer Simulation of the Four Elliptical Leaf Spring Tandem Suspension; Automotive Engineering Congress, Detroit - Michigan, February 25 - March 1.

WOLBERG, J.R.; NICKERSON, E.H. (1980). Spread - A Family of Programs for Computer Aided Spring Design; ASME, vol. 1, pp 439-445.