

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

GUSTAVO STALLIVIERI CARRA

**INFLUÊNCIA DOS CRITÉRIOS DE TENSÃO MÉDIA E DA CURVA S-N NA
ESTIMATIVA DE VIDA EM ANÁLISE DE FADIGA**

CAXIAS DO SUL

2014

GUSTAVO STALLIVIERI CARRA

**INFLUÊNCIA DOS CRITÉRIOS DE TENSÃO MÉDIA E DA CURVA S-N NA
ESTIMATIVA DE VIDA EM ANÁLISE DE FADIGA**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor: Prof. Alexandre Viecelli, Dr. Eng.

Orientador: Sr. Eslovam Renato Possamai, Eng. Mec.

Caxias do Sul

2014

GUSTAVO STALLIVIERI CARRA

INFLUÊNCIA DOS CRITÉRIOS DE TENSÃO MÉDIA E DA CURVA S-N NA
ESTIMATIVA DE VIDA EM ANÁLISE DE FADIGA

Trabalho de conclusão de curso apresentado
como parte dos requisitos para obtenção do
Título de Engenheiro Mecânico na Universidade
de Caxias do sul

Aprovado (a) em 28/11/2014


Banca Examinadora



Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Dr. Leandro Luis Corso
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul - UCS

RESUMO

Motivado pela grande incerteza que existe no mundo da fadiga na estimativa de vida de um componente com a utilização de critérios de correção da tensão média convencionais, este trabalho visa avaliar a influência destes critérios de tensão média e da curva S-N na estimativa de vida de um aço mola. Para a realização do trabalho, foram utilizadas duas curvas S-N, uma de bibliografia e outra experimental. Ambas foram corrigidas com alguns critérios de tensão média e avaliadas juntamente com alguns pontos coletados em ensaio de bancada realizado com razão de carregamento igual a -1. Com isso foi possível avaliar a influência dos critérios de tensão média na correção de curvas S-N e a própria influência da curva S-N na estimativa de vida de um aço mola. Foi possível verificar que o critério de tensão média de Walker é o que melhor se adapta pois pode ser ajustado pelo fator γ .

Palavras chaves: critérios de tensão média, curva S-N, fadiga, durabilidade.

ABSTRACT

Driven for the doubts of the fatigue world on the component life prediction based on the conventional methods, this project seeks to evaluate the life prediction for a spring steel using the mean stress and S-N curve criteria. For this study, two S-N curves were used to realize the studies, one from the literature and other obtained on an experimental method. Both curves were corrected by the mean stress criteria and evaluated together with some points collected on the bench test which was performed with loading rate equal to -1. With these studies it was possible to assess the influence of the mean stress criteria in correcting S-N curves and the actual influence of the S-N curve in the estimated life for a spring steel. Also it was possible to verify that the Walker's mean stress criteria is the best fitted approach because it can be adjusted by the factor γ .

Key words: mean stress criteria, S-N curve, review of results, fatigue, durability.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Feixe de mola trapezoidal	8
Figura 2 – Tensões Alternadas	12
Figura 3 – Efeitos das tensões médias de tração e compressão.....	13
Quadro 4 – Critérios de tensão média	13
Figura 5 – Curva S-N	15
Figura 6 – Blocos de tensão com amplitude constante e curva S-N.....	17
Figura 7 – Processo de SP, impacto de uma esfera na superfície do material.....	18
Figura 8 – Fluxograma de desenvolvimento	20
Figura 9 – Geometria da lâmina de aço mola utilizada nos ensaios de bancada.....	22
Figura 10 – Posição do sensor de <i>strain gauge</i>	24
Figura 11 – Dispositivo de ensaio.	25
Figura 12 – Microestrutura com ataque de Nital 2% e aumento de 1000x.	31
Figura 13 – Pontos de medição da microdureza em mm.....	32
Figura 144 – Resultado da microdureza da amostra 2 com carga de 0,1 kg	32
Figura 155 – Fratura de uma amostra com 596 MPa de tensão.	33
Figura 16 – Pontos obtidos do ensaio da lâmina de aço SAE 5160, <i>shot-peening</i> com tensão residual - 480 MPa, para $R = -1$	35
Figura 17 – Curva aço SAE 5160, <i>shot-peening</i> com tensão residual - 595 MPa, de $R = 0$ corrigida para $R = -1$, junto com a curva ensaiada com $R = -1$	35
Figura 18 – Curva aço SAE 5160, <i>shot-peening</i> com tensão residual - 500 MPa, de $R = 0,1$ corrigida para $R = -1$, junto com a curva ensaiada com $R = -1$	36

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação do SP conforme Almen.	19
Tabela 2 – Dados obtidos da curva S-N de bibliografia do aço SAE 5160, $R = 0$	26
Tabela 3 – Dados obtidos da correção da curva S-N de bibliografia do aço SAE 5160, de $R = 0$ para $R = -1$	26
Tabela 4 – Dados obtidos da curva S-N experimental do aço SAE 5160, $R = 0,1$	27
Tabela 5 – Dados obtidos da correção da curva experimental do aço SAE 5160, de $R = 0,1$ para $R = -1$	28
Tabela 6 – Força e tensão máxima calculada para a lâmina de aço mola.	29
Tabela 7 – Força aplicada e tensões resultantes na lâmina de aço mola.	30
Tabela 8 – Dados obtidos da curva experimental do aço SAE 5160, para $R = -1$	34

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ENIM	Engenharia de Implementos
ENCO	Engenharia de Caminhões e Ônibus
ENCL	Engenharia do Cliente
OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
SWT	<i>Smith-Watson-Topper</i>
SP	<i>Shot Peening</i>
HV	<i>Hardness Vickers</i>
UCS	Universidade de Caxias o Sul

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	7
1.1	LOCAL DE ESTÁGIO.....	8
1.2	JUSTIFICATIVA	9
1.3	OBJETIVOS	10
1.3.1	Objetivo Geral.....	10
1.3.2	Objetivos Específicos	10
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1	FADIGA	11
2.1.1	Tensões Alternadas	11
2.1.2	Tensão Média	12
2.1.3	Método da Vida sob Tensão.....	14
2.2	MÉTODO DE CONTAGEM DE DANOS	16
2.2.1	Palmgren-Miner	16
2.3	EFEITO DO ENCRUAMENTO SUPERFICIAL À RESISTÊNCIA A FADIGA... 17	
2.3.1	Arco de Almen.....	19
3	DESENVOLVIMENTO.....	20
3.1	ESPECIFICAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DA LÂMINA DE AÇO MOLA	21
3.2	DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DA LÂMINA DE AÇO MOLA	21
3.3	NÚMERO DE AMOSTRAS E TENSÃO RESULTANTE NA LÂMINA	22
3.4	CALCULAR FORÇAS APLICADAS SOBRE A LÂMINA DE AÇO MOLA.....	22
3.5	INSTRUMENTAÇÃO DA LÂMINA DE AÇO MOLA	23
3.6	EXECUÇÃO DO ENSAIO	24
3.7	ANÁLISE METALOGRÁFICA	25
3.8	AVALIAÇÃO DA ESTIMATIVA DE VIDA COM DIVERSOS CRITÉRIOS DE TENSÃO MÉDIA E CURVAS S-N DISPONÍVEIS.....	26
4	RESULTADOS	29
4.1	FORÇA APLICADA NA LÂMINA DE MOLA	29
4.2	PLANO DE INSTRUMENTAÇÃO.....	29
4.3	ANÁLISE METALOGRÁFICA	30

4.3.1	Microestrutura	30
4.3.2	Microdureza	31
4.3.3	Fratura do material	33
4.4	PONTOS PARA AVALIAÇÃO DA CURVA S-N	34
4.5	AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS DAS AMOSTRAS ENSAIADOS	35
5	CONCLUSÕES	37
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	39

1 INTRODUÇÃO

Cada vez mais fabricantes de implementos rodoviários buscam utilizar as mesmas ferramentas de análise, já consagradas pelas montadoras de automóveis, as quais estão na vanguarda da indústria da mobilidade. Entre as diferentes metodologias utilizadas, uma das mais importantes, é a determinação da vida mínima dos componentes em suas devidas aplicações, de forma a garantir a durabilidade do mesmo e minimizar falhas associadas a defeitos de projetos.

O cálculo de vida mínima utiliza estudos relacionados à fadiga, que em uma linguagem comum, nada mais é que o tempo e número de ciclos que um determinado componente suporta, sujeito a séries repetitivas de tensão e deformação em regime elástico. Este tipo de falha ocorre principalmente devido à propagação de defeitos oriundos de ciclos alternados de tensões e deformações. Segundo Rosa (1994), a fadiga é responsável por grande parte das falhas de componentes em serviços.

A vida em fadiga do componente pode ser calculada com o conhecimento prévio dos esforços ao qual este é submetido em testes de campo e testes de bancadas acelerados, aonde pode ser feita a coleta de sinais para uma possível validação do componente. Porém, antes de estimar a durabilidade de um sistema, é preciso estimar a durabilidade de cada componente que o compõe.

Este trabalho pretende analisar quanto os critérios de tensão média e curva S-N influenciam na estimativa de vida em fadiga de uma lâmina de aço mola utilizada em feixes de mola trapezoidal, para isto, serão feitos testes de bancadas com tensões cíclicas em diversas lâminas para a avaliação destes métodos de tensão média e das curvas S-N teórica e real.

Um feixe de mola trapezoidal é formado basicamente por lâminas sobrepostas em formato de trapézio. Neste tipo de feixe de mola as forças estão distribuídas entre as diversas lâminas que possuem uma única geometria em todo o seu comprimento. Porém, as lâminas que o compõem podem ser de espessuras diferentes, sendo que as lâminas de menor espessura chamadas mestres, estão localizadas na parte superior do feixe.

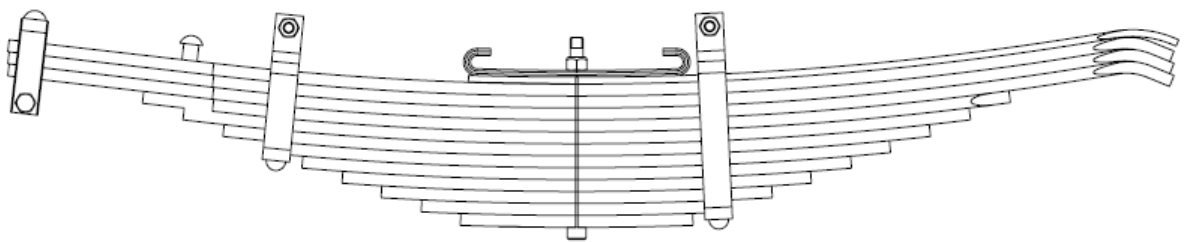
Geralmente, para aplicações em veículos comerciais são utilizadas de duas a três lâminas mestres, isto porque os maiores valores de tensão devem estar presentes nas lâminas auxiliares, que possuem maior espessura. Neste tipo de feixe, a rigidez da mola é definida pela deflexão das lâminas em regime elástico. O amortecimento da suspensão é feito por histerese pelo próprio feixe de mola que possui um elevado atrito interno entre as lâminas,

com isso a utilização de amortecedores é quase sempre desnecessária. Exemplo deste feixe de mola pode ser visto na Figura 1.

Com os resultados obtidos nos ensaios de durabilidade do corpo de prova, será possível avaliar qual método teórico é o mais aproximado da realidade e aonde se encontram, caso existam, os possíveis erros para que a estimativa de vida teórica seja diferente dos valores obtidos em teste de bancada.

Segundo STEPHENS et al. (2001), fadiga de materiais é um assunto de abordagem ampla, que tem ainda muito a ser compreendido. O que se sabe atualmente foi desenvolvido gradativamente até tornar-se uma teoria de menor complexidade, a qual pode ser amplamente utilizada. Esta base de menor complexidade continua praticamente a mesma, entretanto, a análise e processamento computacional possibilitaram a expansão e emprego da metodologia nos mais variados problemas envolvendo fadiga.

Figura 1 – Feixe de mola trapezoidal



Fonte: Autor

1.1 LOCAL DE ESTÁGIO

A Suspensys Sistemas Automotivos LTDA. foi criada em 1997 com o objetivo de fornecer eixos, suspensões e componentes para veículos comerciais e implementos rodoviários. Hoje a empresa está dividida em matriz e filial, sendo a matriz no bairro Interlagos em Caxias do Sul, RS e a filial em Resende, RJ, no parque de fornecedores da MAN. Atualmente, a empresa conta com cerca de 1.800 funcionários e pertence ao grupo de empresas da Randon. No presente momento a engenharia do produto da empresa está dividida em três setores, são eles: ENIN – engenharia de implementos com foco no desenvolvimento de suspensões, eixos e componentes para a linha de implementos rodoviários; ENCO – engenharia de caminhões e ônibus, focada no desenvolvimento de suspensão, eixos e componentes para a linha de veículos comerciais, as chamadas fabricantes de equipamento

original (OEMs); ENCL – Engenharia de Clientes, com foco no atendimento aos clientes internos e externos da empresa, atuando em melhorias propostas ou necessidades identificadas ao longo da operação, melhorias de processo e desenvolvimento de componentes para o mercado de reposição.

O estágio será na engenharia de implementos em parceria com o Campo de Provas da Randon, onde serão realizados os testes de bancada em flexão em um corpo de prova de um aço mola até a falha por fadiga com atuadores hidráulicos. A área do laboratório possibilita ainda a reprodução de testes de validação de engenharia acelerado em diferentes bancadas, construídas sobre uma base sísmica. Ele ainda possui diversas pistas de testes, são elas: alta e baixa velocidade, medição de ruído, medição do coeficiente de atrito, pista circular, rampas, além das pistas especiais: *cobblestones* (pedras de rio), *Belgian blocks* (paralelepípedos), *body twist*, *chuck holes* e *pot holes* (buracos), *washboard* (costeletas), *off-road* e *slalom test*.

1.2 JUSTIFICATIVA

Segundo Schuh, Corso e Hoss (2014), utilizando critérios de tensão média comumente conhecidos, curva S-N de atlas bibliográfico e contagem de danos por métodos lineares, são encontrados erros na previsão da vida em fadiga de componente de até 300%.

O conhecimento da durabilidade dos componentes empregados em projetos de sistemas mecânicos é de grande importância para posterior aprovação do sistema. Com isso, faz-se necessário estudar qual critério de tensão média melhor se adapta para a lâmina de aço mola a ser utilizado na fabricação do feixe de mola.

Após esta definição, será possível estudar qual é influência dos diversos critérios de contagem de ciclos na estimativa de vida para o feixe de mola que está sujeito a carregamentos aleatórios.

Este estudo deve ser feito também para verificar a influência da curva S-N do material e da curva S-N do componente nos resultados estimados de vida em fadiga. Isto permitirá que erros relacionados a critérios de tensão média e utilização de curvas S-N equivocadas sejam evitados quando se pretende estimar a durabilidade de um feixe de mola que está sujeito a cargas de fadiga.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é avaliar qual a influência dos critérios de tensão média e da curva S-N na estimativa de vida em fadiga de um aço mola com *shot-peening*.

1.3.2 Objetivos Específicos

Para alcançar o objetivo geral deste trabalho, alguns objetivos específicos devem ser alcançados, são eles:

- Especificar o procedimento de ensaio de fadiga sob flexão em uma lâmina de aço mola utilizada em um feixe de mola trapezoidal.
- Especificar geometricamente o corpo de prova para o ensaio de fadiga sob flexão.
- Executar o ensaio de fadiga sob flexão nos corpos de provas.
- Estimar analiticamente a durabilidade das lâminas de aço mola, com base em curvas já existentes na literatura e experimental.
- Comparar os critérios de tensão média com as curvas S-N disponíveis para a estimativa de vida do aço mola com *shot-peening*.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FADIGA

Falhas por fadiga devem-se à formação e propagação de trinca. Uma trinca terá início, tipicamente, em uma descontinuidade no material em que a tensão cíclica é máxima. A falha por fadiga deve-se ao fato do componente estar submetido a estas cargas, repetitiva ou variável (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Os três principais métodos de avaliação de vida sob fadiga são: o método da vida sob tensão, o método da vida sob deformação e o método da mecânica de fratura linear elástica. Todos eles tentam prever a vida em número de ciclos até a ocorrência de falha, N , para um nível de carregamento especificado. A durabilidade do componente de $1 < N < 10^3$ ciclos é geralmente classificado como de baixo ciclo, enquanto para $N \geq 10^3$ é considerado de alto ciclo. A vida infinita do componente situa-se em algum ponto entre 10^6 e 10^7 ciclos (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

2.1.1 Tensões Alternadas

Segundo Norton (2013), qualquer carga que varia no tempo pode provocar falhas relacionadas à fadiga. O comportamento destas cargas varia de acordo com a sua aplicação. Componentes utilizados em veículos de serviços de todos os tipos tendem a ter cargas variáveis, tanto em sua amplitude quanto frequência no decorrer do tempo. Assim, considera-se que para estas aplicações têm-se sinais de carregamentos aleatórios. Porém, ao se referir aos testes de bancadas normalmente utilizam-se carregamentos com amplitudes e frequências constantes. Um exemplo de carregamento pode ser visto na Figura 2.

A aplicação da lâmina em testes de bancadas com amplitude e carregamento constantes é importante para a comparação com o cálculo de vida, de maneira teórica, onde é necessário o conhecimento de tensões máximas, mínimas, médias e amplitudes que podem ser calculados através das equações (1) a (4).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_{mín} = \sigma_m - \sigma_a \quad (3)$$

$$R = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}} \quad (4)$$

Onde:

σ_m = tensão média (MPa)

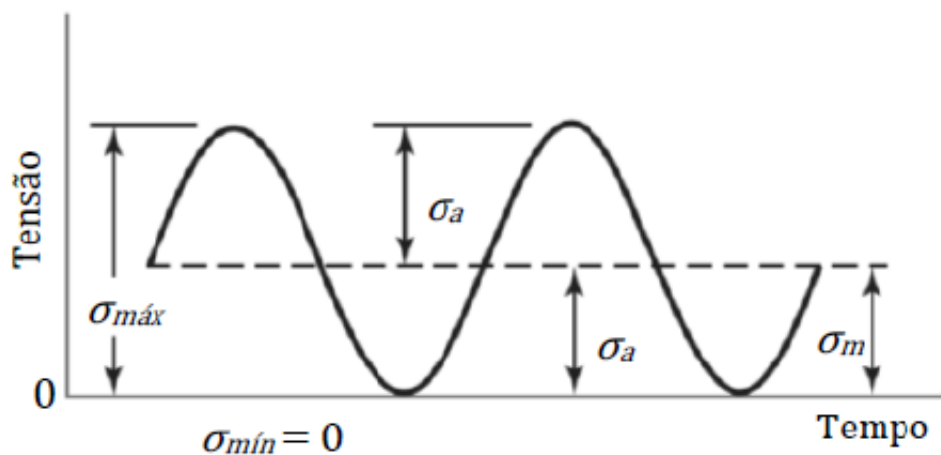
$\sigma_{máx}$ = tensão máxima (MPa)

σ_a = amplitude de tensão (MPa)

$\sigma_{mín}$ = tensão mínima (MPa)

R = razão de tensão

Figura 2 – Tensões Alternadas



Fonte: SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, (2005)

O fator R caracteriza o grau de simetria do carregamento e, de acordo com Niesłony e Böhm (2013), os valores típicos de R utilizados para o levantamento de curvas de propriedades mecânicas referentes à fadiga são de $R = 0$ e $R = -0,5$.

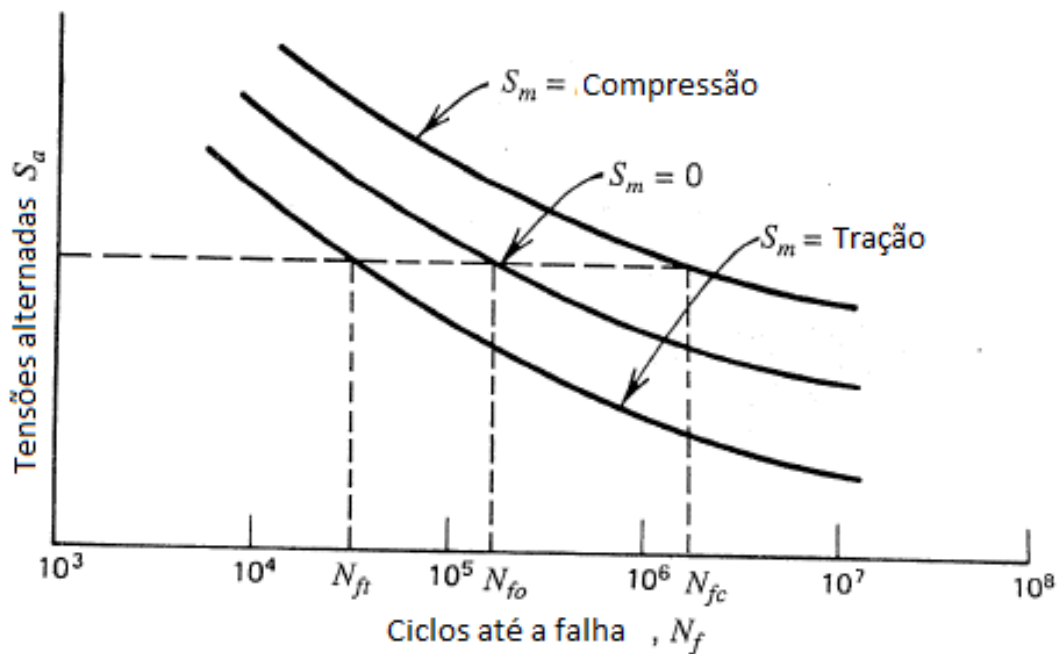
De acordo com Sander, Müller e Lebahn (2012), a inclinação da curva S-N diminui com o aumento do fator R , além disso, o número de ciclos até a falha é maior conforme maior é o R .

2.1.2 Tensão Média

Conforme a seção anterior, a tensão média é um fator a ser considerado na estimativa de vida em fadiga. De acordo com Sander, Müller e Lebahn (2012), a influência da tensão média para alto ciclo de vida é muito importante, porém raramente são investigadas. A tensão média tem forte influência na vida em fadiga de componentes e seu efeito deve ser considerado em projetos contra a fadiga (HERINGER, 2014; STEPHENS et al., 2001).

Tensões médias de tração são prejudiciais à durabilidade do componente (acelera a propagação da trinca), já as de compressão são benéficas para a vida do componente, pois retardam o crescimento das trincas, como pode ser visto na Figura 3.

Figura 3 – Efeitos das tensões médias de tração e compressão.



Fonte: STEPHENS et al., (2001)

Abaixo no Quadro 4 são apresentados alguns modelos empíricos utilizados para determinar a vida em fadiga utilizando a tensão média.

Quadro 4 – Critérios de tensão média

Critério de tensão média	Equação	
Goodman, (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)	$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$	(5)
Gerber, (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)	$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$	(6)

Soderberg, (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)	$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	(7)
SWT - <i>Smith-Watson-Topper</i> , (DOWLING, 1999)	$S_e = \sqrt{(S_m + S_a) \cdot S_a}$	(8)
Walker, (DOWLING, 1999)	$S_e = S_{max}^{1-\gamma} \cdot S_a^\gamma$	(9)
Morrow, (DOWLING, 1999)	$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_f} = 1$	(10)
ASME Elíptico, (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)	$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$	(11)

Fonte: Autor (2014)

Onde:

S_a = amplitude de tensão (MPa)

S_e = limite de resistência à fadiga corrigido, para $R = -1$ (MPa)

S_m = tensão média (MPa)

S_{ut} = limite de resistência à tração (MPa)

S_y = limite de escoamento (MPa)

S_f = limite de resistência à fadiga (MPa)

S_{max} = tensão máxima (MPa)

γ = parâmetro do material

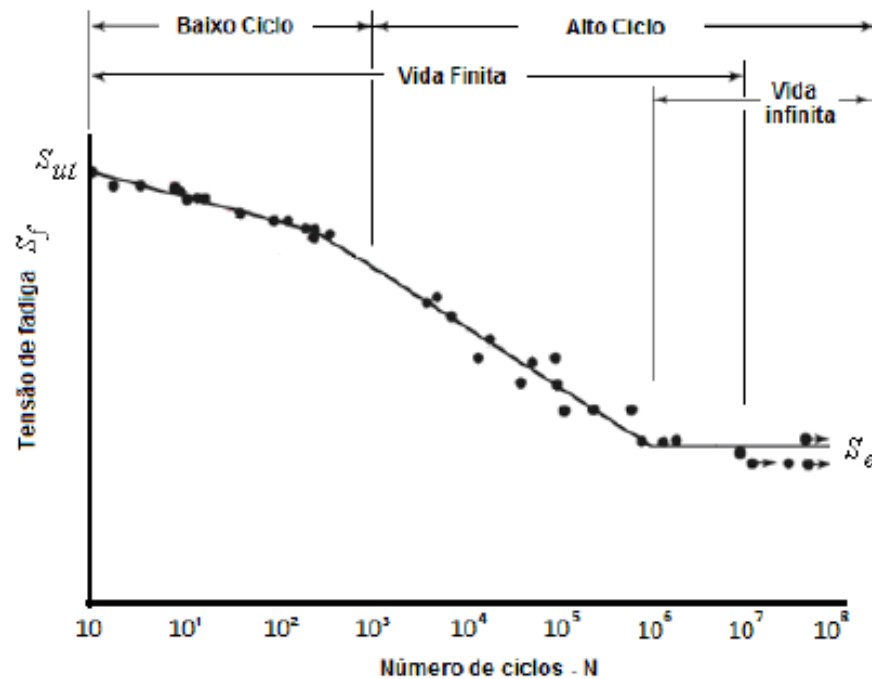
2.1.3 Método da Vida sob Tensão

De acordo com Norton (2013), o método de vida sob tensão é o mais frequentemente utilizado quando se deseja que o componente opere por mais de 10^3 ciclos de tensão, mesmo sendo o mais empírico e menos preciso dos três métodos (método da vida sob deformação e o método da mecânica de fratura linear elástica). Este método apresenta os melhores resultados quando as amplitudes de carregamento são constantes e um dos seus objetivos é determinar os valores de resistência à fadiga do componente ou material.

Para determinar os valores de resistência à fadiga, corpos de provas ou amostras do próprio componente são submetidos a ensaios de bancadas, com carregamentos de amplitude constante pré-determinadas até a falha. Para a obtenção dos valores, este ensaio é repetido diversas vezes com carregamentos de amplitude menor que o limite de escoamento em diversas amplitudes. A partir destes resultados, é possível traçar a curva S-N do material ou

do componente. Na Figura 5 é possível observar um exemplo de curva S-N de um aço UNS G41300 (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005; NORTON 2013). A forma matemática de construção do gráfico na região de alto ciclo antes de se atingir o limite de resistência à fadiga pode ser representada pela equação (12).

Figura 5 – Curva S-N



Fonte: SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS. (2005)

$$S_f = a \cdot N^b, \text{ sendo:} \quad (12)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (13)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (14)$$

$$k = -\frac{1}{b} \quad (15)$$

Onde:

a = Coeficiente que representa o valor de S_f

N = Número de ciclos até a falha do material

b = Inclinação da curva S-N representada em log x log

f = Fração de S_{ut} adotado normalmente como 0,9

S_f = Resistência à fadiga do material (MPa)

k = Inclinação inversa da curva S-N

S_e = Limite de resistência à fadiga (MPa)

S_{ut} = Limite de resistência à tração (MPa)

2.2 MÉTODO DE CONTAGEM DE DANOS

Segundo Fatemi e Yang (1998), o dano acumulado por fadiga ainda é um assunto a ser resolvido, onde o método de maior utilização, Palmgren-Miner foi desenvolvido entre os anos de 1924 e 1945. A contagem do dano na aplicação de um componente sob tensões cíclicas é de extrema importância para a estimativa de vida do mesmo.

De um modo geral existem seis categorias diferentes para a contagem do dano cumulativos para componentes sob fadiga, são eles:

- Contagem e soma de danos lineares;
- Curva de soma de danos não linear e abordagem por duas curvas lineares;
- Alterações da curva de vida para abordar as iterações de carga;
- Abordagens baseadas no conceito de crescimento de trinca;
- Modelos baseados na mecânica do dano contínuo;
- Métodos baseados em energia.

2.2.1 Palmgren-Miner

Segundo Fatemi e Yang (1998), o método linear de contagem e soma de danos de Miner ainda é o mais utilizado. Ele consiste simplesmente na relação de ciclos aplicados com a quantidade de ciclos que este material é capaz de absorver a certa faixa de tensão até a falha, dado retirado da curva S-N. A falha é alcançada quando o somatório de dano acumulado atinge o valor de 1. O dano a qual o componente foi submetido pode ser definido pela equação (16), enquanto o somatório do dano acumulado é definido pela equação (17).

$$D = \frac{n}{N_f} \tag{16}$$

$$\sum \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1 \quad (17)$$

Onde:

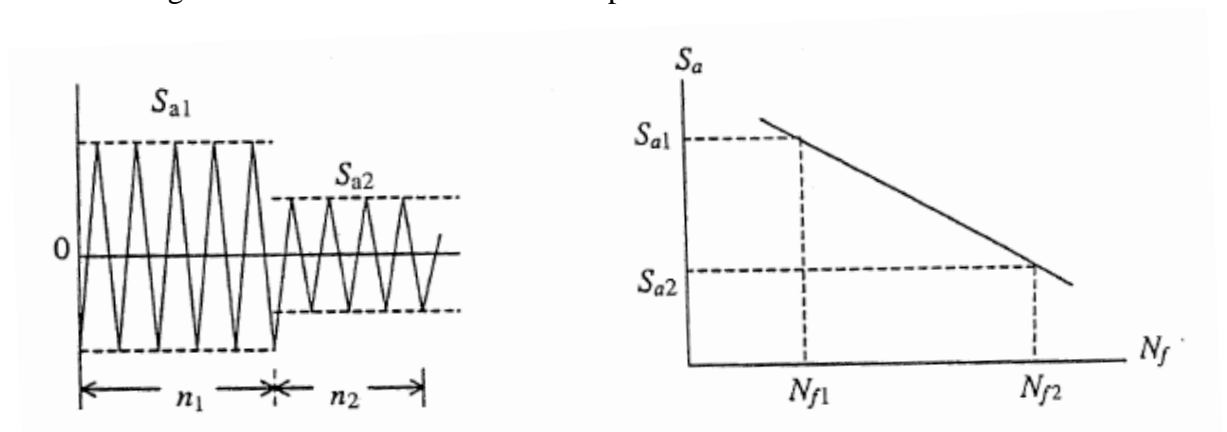
D = Dano acumulado

n = Número de repetições de um ciclo de carregamento

N_f = Número de repetições deste ciclo de tensão que levará o material a falha.

Na Figura 6 é possível observar a relação entre dois blocos de carregamento e a perspectiva de vida na curva S-N. Onde, S_{a1} representa a amplitude de tensão que o componente está sujeito no primeiro bloco de carregamento e assim é possível determinar o número de ciclos que este deve suportar até a falha, N_{f1} . O mesmo se repete para o segundo bloco de carregamento e assim é possível determinar o somatório de dano a qual o componente foi submetido.

Figura 6 – Blocos de tensão com amplitude constante e curva S-N



Fonte: STEPHENS et.al.; (2001)

2.3 EFEITO DO ENCRUAMENTO SUPERFICIAL À RESISTÊNCIA A FADIGA

Vários são os trabalhos que comprovam que o encruamento superficial aumenta a vida em fadiga do componente que passou por este processo.

Segundo Silva (2008), a camada superficial de uma peça metálica manufaturada terá em geral uma tensão residual positiva ou de tração deixada pelos processos de fabricação: laminação, solda, tratamento térmico entre outros. Geralmente as trincas provocadas em

componentes sujeitos a carregamentos cíclicos se formam em áreas com estas tensões residuais positivas.

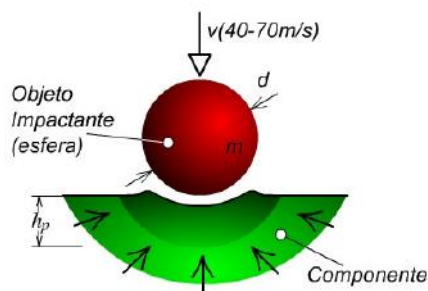
De acordo Gonzales (2009), as tensões residuais negativas ou de compressão produzem um incremento significativo na vida à fadiga do componente tratado. Elas mantêm os limites entre grãos juntos, evitando assim a iniciação da trinca por fadiga e diminuindo consideravelmente a velocidade do crescimento da trinca caso venha a ocorrer.

A obtenção de tensões residuais negativas pode ser feitas através do processo de encruamento que é aplicado na superfície de um material ou componente que se deseja melhorar a resistência à fadiga e resistência à corrosão, quando aplicadas cargas de tração. Este encruamento em lâminas de aço mola geralmente é feito bombardeando partículas sólidas esféricas ou arames cortados esferoidizados com diâmetros de 0,1mm a 0,5 mm com alta velocidade (até 100 m/s) nesta superfície. Isto faz com que a superfície fique com tensões residuais de compressão e endurecimento da camada superficial. (SILVA, 2009)

Este processo de encruamento em lâminas de aço mola é conhecido como *shot peening* (SP), aparentemente com conceito simples, que apenas recentemente se tornou totalmente técnico devido a sua complexibilidade, já que as propriedades mecânicas finais do metal tratado são afetadas diretamente pelo tipo e tamanho da granalha, ângulo de impacto, intensidade, velocidade, diâmetros dos bocais, tempo de exposição, o tipo de material e a cobertura da superfície. (SILVA, 2009)

Como pode ser visto na Figura 7, o SP deforma plasticamente a superfície do material, o que cria uma camada de tensão residual de compressão, onde tem-se que d é o diâmetro da esfera, v é a velocidade da esfera, m é a massa da esfera e h_p é a profundidade da região encruada.

Figura 7 – Processo de SP, impacto de uma esfera na superfície do material.



Fonte: SILVA (2008)

2.3.1 Arco de Almen

É o teste mais comum para verificar a intensidade de tensões residuais do processo de SP. Basicamente consiste em uma comparação entre chapas com tamanho, propriedades mecânicas, dureza conhecida e perfeitamente plana com chapas deformadas pelo processo de SP, gerando tensões residuais. O ensaio parte do princípio que existem deformações iguais nestas chapas de pequena espessura e padronizadas. (SCURACCHIO, 2012)

John O. Almen idealizador do teste padronizou três plaquetas, denominadas como tipo “N”, “C” e “A”. As plaquetas do tipo “N” são usadas para verificar máquinas com intensidade baixa, em geral utiliza esferas de vidro. As do tipo “C” para aferição de máquinas com intensidade média, em geral é a mais utilizada. Por último as do tipo “A” verificam máquinas com intensidade alta, geralmente utilizam granalhas de arame cortado ou de aço fundido. A Tabela 1 apresenta a classificação de cada plaqueta e sua respectiva espessura. (MELLO et al., 2013; SCURACCHIO, 2012)

Tabela 1 – Classificação do SP conforme Almen.

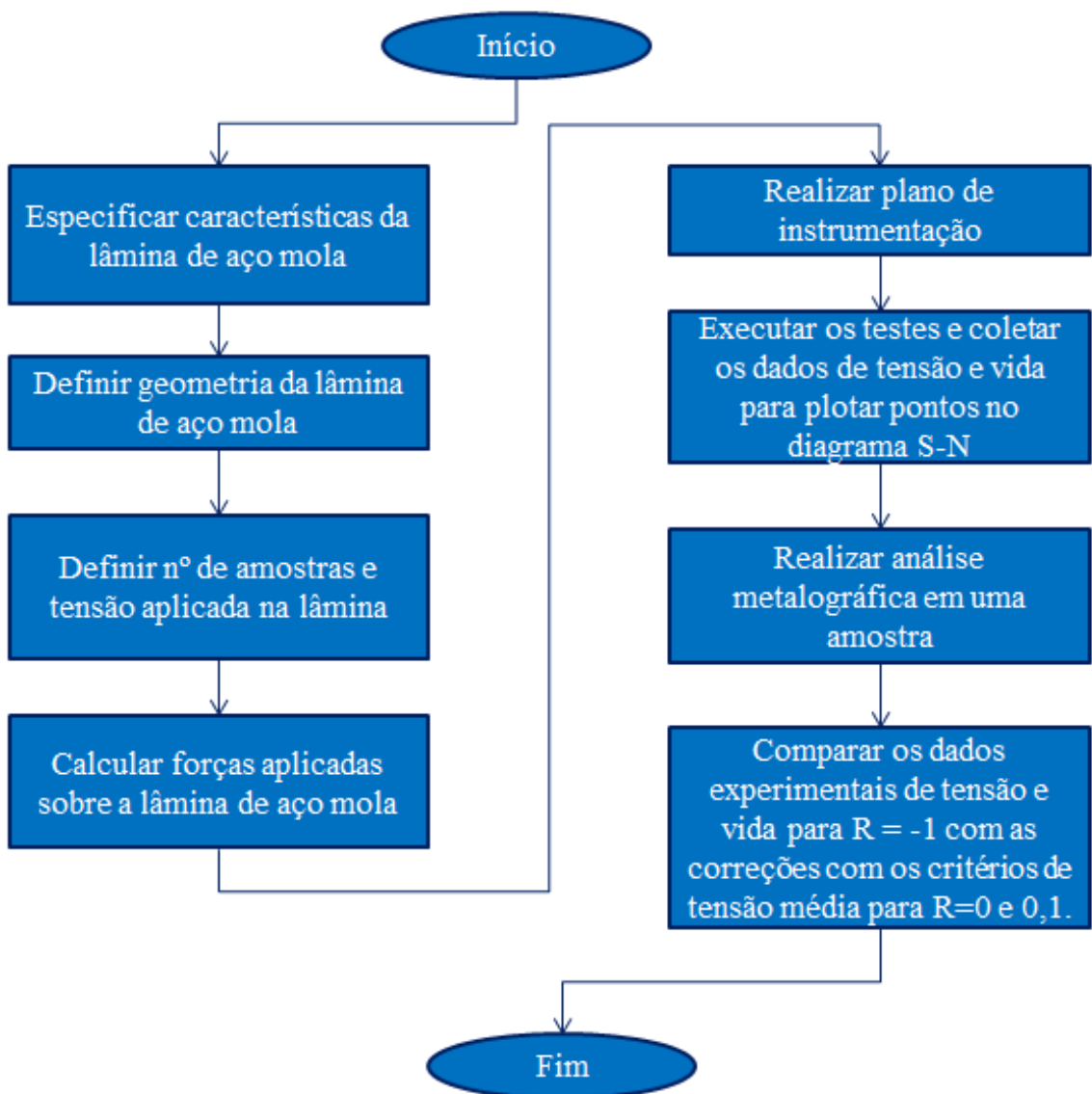
Classificação	Espessura da Chapa
Tipo “N”	(0,81mm ± 0,025)
Tipo “C”	(1,30mm ± 0,025)
Tipo “A”	(2,30mm ± 0,025)

Fonte: MELLO et al., (2013)

3 DESENVOLVIMENTO

Para verificar a influência dos critérios de tensão média e da curva S-N na estimativa de vida em análise de fadiga de um aço mola, se faz necessário a realização de ensaios de bancada com razões de carregamentos diferentes, sendo que um destes carregamentos a influência da tensão média seja nula. Para que os objetivos fossem atingidos, os passos descritos na Figura 8 foram seguidos, os quais são explicados na sequência.

Figura 8 – Fluxograma de desenvolvimento



3.1 ESPECIFICAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DA LÂMINA DE AÇO MOLA

As propriedades mecânicas das lâminas de aço mola, utilizadas nos testes de bancada para levantamento da curva S-N, seguiram a norma NBR 11865, fabricadas conforme os mesmos padrões das lâminas utilizadas em um feixe de mola trapezoidal aplicada em semirreboques.

O processo de manufatura conta com o tratamento térmico e *shot peening* (SP) na face de tração da lâmina. O material utilizado para a fabricação das lâminas é um aço classificado como SAE 5160 que tem as seguintes propriedades mecânicas:

- Tensão de escoamento: 1215 MPa
- Limite de resistência à tração: 1350 MPa
- Dureza de 437 a 484 HV
- Módulo de elasticidade: 210 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0,3

As lâminas sofreram o processo de tratamento térmico para atingirem as propriedades mecânicas desejadas. As amostras também passaram pelo processo de têmpera e revenimento, seguindo as especificações técnicas do fornecedor de mola.

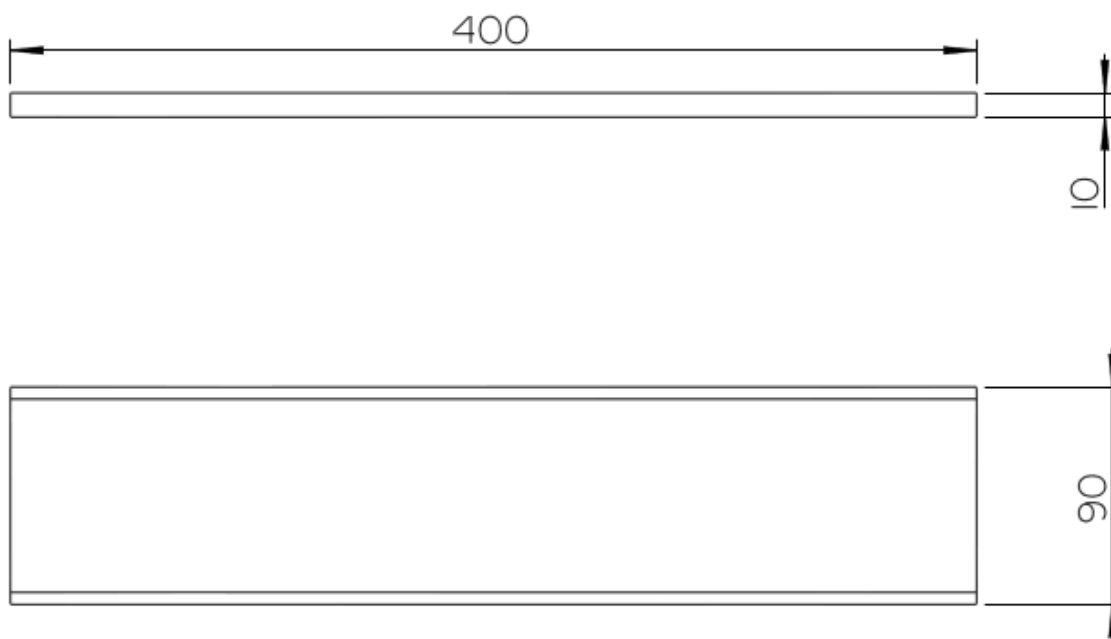
Em seguida, as lâminas sofreram o processo de SP, que foi aplicado em ambas as faces da mola, pois o ensaio considera tensão média igual à zero. Para aplicação em veículos e semirreboques, as lâminas sofrem o SP apenas na face de tração. A granalha utilizada neste processo é do tipo arame cortado com diâmetro entre 0,2 mm e 3 mm e com dureza 350 à 850 HV. A superfície da lâmina atingida pelo SP é de aproximadamente 97%. O resultado do arco de Almen para o processo de jateamento é especificado entre 0,533 mm e 0,762 mm.

3.2 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DA LÂMINA DE AÇO MOLA

A geometria da lâmina de aço mola foi definida com base no equipamento e dispositivo disponível para realização do teste, bem como a deflexão máxima que a lâmina sofreu. Foi levado em conta o valor do limite de escoamento do material para que não houvesse deformações plásticas na lâmina de aço mola. A mesma permaneceu com sua geometria plana, isto é, não sofreu o processo de arqueamento e suas dimensões eram de 400 mm de

comprimento, 90 mm de largura e 10 mm de espessura. A Figura 9 apresenta um esboço do corpo de prova da lâmina.

Figura 9 – Geometria da lâmina de aço mola utilizada nos ensaios de bancada.



Fonte: Autor (2014)

3.3 NÚMERO DE AMOSTRAS E TENSÃO RESULTANTE NA LÂMINA

Para a plotagem dos pontos no diagrama S-N foram utilizadas dez amostras, garantindo-se que as tensões nas lâminas estavam abaixo da tensão de escoamento.

3.4 CALCULAR FORÇAS APLICADAS SOBRE A LÂMINA DE AÇO MOLA

Com a definição das tensões máximas que a lâmina deveria suportar, foi calculada a força necessária que deveria ser aplicada na lâmina. O carregamento foi aplicado no centro da lâmina que estava apoiada em roletes a uma distância de 300 mm entre si. Para o cálculo de força foi necessário fazer um arranjo das equações (18) à (21), chegando à equação (22), conforme mostrado a seguir.

$$\sigma = \frac{M_{max}}{I} \cdot c \quad (18)$$

$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{4} \quad (19)$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (20)$$

$$c = \frac{h}{2} \quad (21)$$

Substituindo as equações (19) à (21) em (18), tem-se:

$$F = \frac{2}{3} \cdot \sigma \cdot \frac{bh^2}{L} \quad (22)$$

Onde:

σ = tensão (MPa)

M_{max} = momento máximo (N.mm)

F = força (N)

I = momento de inercia (mm⁴)

c = distância entre linha neutra e ponto de tensão máxima (mm)

L = comprimento entre apoios (mm)

b = largura (mm)

h = espessura (mm)

3.5 INSTRUMENTAÇÃO DA LÂMINA DE AÇO MOLA

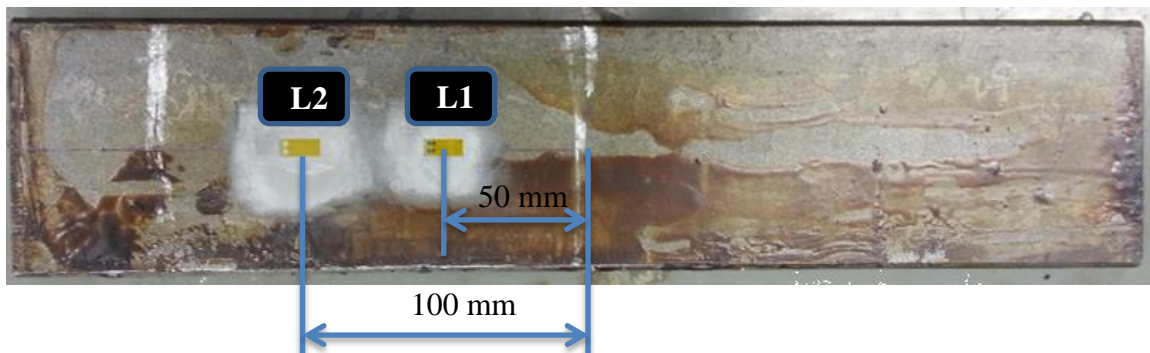
A instrumentação da lâmina foi feita posicionando dois extensômetros na lâmina. O primeiro extensômetro posicionado a 50 mm do centro da lâmina e o segundo a 100 mm. Estas posições foram definidas em função do ensaio realizado não permitir a colocação de um extensômetro no centro da lâmina, pois a mesma sofria cargas de tração e compressão pelos dois roletes. O extensômetro foi utilizado para verificação dos valores das tensões resultantes aplicada na lâmina. A instrumentação foi realizada em apenas uma lâmina no

ensaio. Os parâmetros dos extensômetros utilizados para a medição da tensão aplicada na lâmina de aço mola estão descritos abaixo.

- Extensômetro: HBM 1LY41-6/120
- Fator do strain gage: 2,04
- Equipamento utilizado: MGC Plus HBM
- Padrão de ligação extensômetro na mola: $\frac{1}{4}$ de ponte de Wheatstone

A Figura 10 mostra a posição do *strain gauge*.

Figura 10 – Posição do sensor de *strain gauge*



Fonte: Autor (2014)

3.6 EXECUÇÃO DO ENSAIO

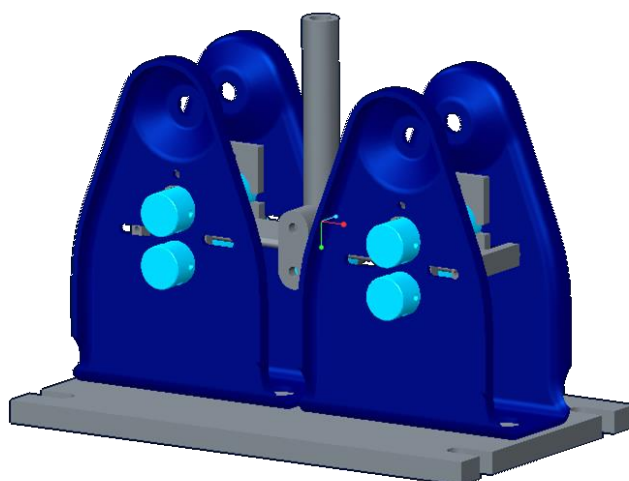
O ensaio em bancada foi realizado com servoatuadores da marca MTS com capacidade de dez toneladas e erro de aproximadamente 0,87% na aplicação de força e 0,052 mm no deslocamento. A lâmina foi posicionada em um dispositivo construído para que não houvesse a possibilidade de iniciar fora posição ou se deslocar durante o teste. Nos roletes de apoio da mola, existiam folgas permitindo que a lâmina trabalhasse livremente, caracterizando uma viga biapoiada nos dois sentidos de aplicação de força. Contudo, no braço de aplicação de força existia uma regulagem para eliminar a folga entre os roletes e a lâmina. O ensaio foi realizado seguindo os seguintes passos:

1. Realizou-se a montagem da lâmina de aço mola no dispositivo de testes, mantendo a mesma distância de apoio ao centro de carga, procedimento realizado para todas as amostras.

2. Baseando-se nas tensões desejadas para a lâmina, foi aplicado um carregamento cíclico com razão de $R = -1$ até a falha da lâmina ou dois milhões de ciclos. Este procedimento foi realizado para todas as amostras e com todos os carregamentos.

A Figura 11 mostra um esboço do dispositivo de teste.

Figura 11 – Dispositivo de ensaio.



Fonte: Autor (2014)

A coleta de dados referente ao número de ciclos e tensão aplicada na mola foi feita para as dez amostras. Com os dados retirados foi possível verificar pontos nas curvas S-N corrigidas com os critérios de tensão média apresentados na seção 2.1.2. A ciclagem das amostras que chegaram a dois milhões de ciclos sem falha foram encerradas considerando vida infinita da mesma.

3.7 ANÁLISE METALOGRÁFICA

A análise metalográfica foi feita de uma amostra com o intuito de verificar a microestrutura e microdureza do material. Esta última foi realizada em dois locais diferentes da mesma amostra, verificou-se também o tamanho médio dos grãos e realizou-se uma análise visual de fratura para verificar a existência de indícios de fratura por fadiga. A microestrutura esperada para amostra era martensita revenida, enquanto a dureza deveria ficar entre 437 a 484 HV.

3.8 AVALIAÇÃO DA ESTIMATIVA DE VIDA COM DIVERSOS CRITÉRIOS DE TENSÃO MÉDIA E CURVAS S-N DISPONÍVEIS.

A avaliação dos resultados obtidos nos ensaios de bancada foi feita comparando as estimativas de vida teórica, utilizando todos os critérios de tensão média apresentados na revisão bibliográfica, seção 2.1.2, e curvas S-N disponíveis. Uma das curvas disponíveis para comparação dos resultados dos ensaios é a curva de bibliografia, obtida com ciclagem de flexão unidirecional caracterizada por um valor de $R = 0$, ou seja, $\sigma_{min} = 0$, e tensão máxima igual à duas vezes a amplitude de tensão.

Para a curva de bibliografia se tem os seguintes dados apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados obtidos da curva S-N de bibliografia do aço SAE 5160, $R = 0$.

Curva aço SAE 5160, <i>shot-peening</i> com tensão residual -595 MPa, $R = 0$	
b	-0,1908
k	5,24
S_e para 10^6 ciclos [MPa]	887
S_{ut} [MPa]	1570

Fonte: Adaptado de BOYER (1986)

A teoria de fadiga foi desenvolvida para curvas de caracterização de $R = -1$, com isso foi necessário fazer a correção da curva de $R = 0$ para $R = -1$. Para isso, foram utilizados todos os critérios de tensão média apresentados na revisão bibliográfica, equação (5) a (11) obtendo assim os valores apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados obtidos da correção da curva S-N de bibliografia do aço SAE 5160, de $R = 0$ para $R = -1$.

Critério de tensão média	Curva aço SAE 5160, <i>shot-peening</i> com tensão residual -595 MPa, $R = 0$ corrigida para $R = -1$	
Goodman	b	-0,10265
	k	9,74
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	525

Gerber	<i>b</i>	-0,19083
	<i>k</i>	5,24
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	656
Soderberg	<i>b</i>	-0,09049
	<i>k</i>	11,05
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	469
SWT - Smith-Watson-Topper	<i>b</i>	-0,19080
	<i>k</i>	5,24
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	595
Walker $\gamma = 0,25$	<i>b</i>	-0,19080
	<i>k</i>	5,24
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	527
Morrow	<i>b</i>	-0,19293
	<i>k</i>	5,18
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	399
ASME Elíptico	<i>b</i>	-0,19310
	<i>k</i>	5,18
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	562

Fonte: Autor (2014)

A outra curva S-N disponível para avaliação, trata-se de uma curva experimental, obtida também com flexão unidirecional caracterizada por um valor de $R = 0,1$, ou seja, tensão mínima é dez vezes menor que a tensão máxima e a amplitude de tensão representa 45% da tensão máxima. Os dados iniciais da curva S-N experimental para $R = 0,1$, estão apresentados na Tabela 4. Está também foi corrigida com as equações (5) a (11) obtendo assim os valores apresentados na Tabela 5.

Tabela 4 – Dados obtidos da curva S-N experimental do aço SAE 5160, $R = 0,1$.

Curva aço SAE 5160, shot-peening com tensão residual -595 MPa, $R = 0$	
<i>b</i>	-0,1740
<i>k</i>	5,75

S_e para 10^6 ciclos [MPa]	729
S_{ut} [MPa]	1350

Fonte: Adaptado de BOYER (1986)

Tabela 5 – Dados obtidos da correção da curva experimental do aço SAE 5160, de $R = 0,1$ para $R = -1$.

Critério de tensão média	Curva aço SAE 5160, <i>shot-peening</i> com tensão residual -500 MPa, $R = 0,1$ corrigida para $R = -1$	
Goodman	b	-0,09638
	k	10,38
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	439
Gerber	b	-0,09195
	k	10,88
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	549
Soderberg	b	-0,09185
	k	10,89
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	421
SWT - <i>Smith-Watson-Topper</i>	b	-0,17398
	k	5,75
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	489
Walker $\gamma = 0,25$	b	-0,17398
	k	5,75
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	401
Morrow	b	-0,18271
	k	5,47
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	328
ASME Elíptico	b	-0,18348
	k	5,45
	S_e para 10^6 ciclos [MPa]	462

Fonte: Autor (2014)

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados desenvolvidos nesse trabalho, os quais buscam verificar a influência da escolha do critério de tensão média e da curva S-N para o cálculo de vida de um aço SAE 5160 utilizado em molas.

4.1 FORÇA APLICADA NA LÂMINA DE MOLA

Conforme definido pela equação (22), a força aplicada sobre a lâmina é dependente da tensão máxima desejada na mola. Foram utilizados quatro níveis de tensão que estão apresentados na Tabela 6, juntamente com os respectivos valores de tensão máxima que a lâmina está suportando e estimativa de vida com as cargas aplicadas. Os valores de vida foram estimados utilizando a correção da curva S-N experimental com o critério de Walker e ajuste do parâmetro $\gamma = 0,25$.

Tabela 6 – Força e tensão máxima calculada para a lâmina de aço mola.

Força (N)	Tensão máxima (MPa)	Estimativas dos ciclos conforme critério de Walker
11970	598	100.000
11221	561	145.000
10610	531	200.000
8337	417	800.000

Fonte: Autor (2014)

4.2 PLANO DE INSTRUMENTAÇÃO

Os valores coletados dos *strain-gauge* resultantes das forças aplicadas e consequentes tensões na lâmina estão apresentados na Tabela 7. Estes mostram que os valores calculados são muito próximos ao que o ensaio na bancada reproduz, com isso é possível observar que o dispositivo de ensaio foi bem projetado, permitindo que a lâmina de aço mola trabalhasse biapoiada e que os cálculos analíticos são muito precisos. As pequenas diferenças apresentadas entre o cálculo teórico e os ensaios devem-se às variações de espessura da lâmina de aço mola, bem como a sua geometria não ser exatamente retangular. A Tabela 7

também indica a variação da medição de tensão, calculada entre os valores máximos e mínimos obtidos no ensaio.

Tabela 7 – Força aplicada e tensões resultantes na lâmina de aço mola.

Força (N)	Tensão L1 (MPa)	Tensão L2 (MPa)	Tensão máxima no centro da lâmina (MPa)	Varição de medição (MPa)
11970	413	202	618	±1
11221	375	184	561	±2,5
10610	361	178	541	±2
8337	282	139	422	±2,5

Fonte: Autor (2014)

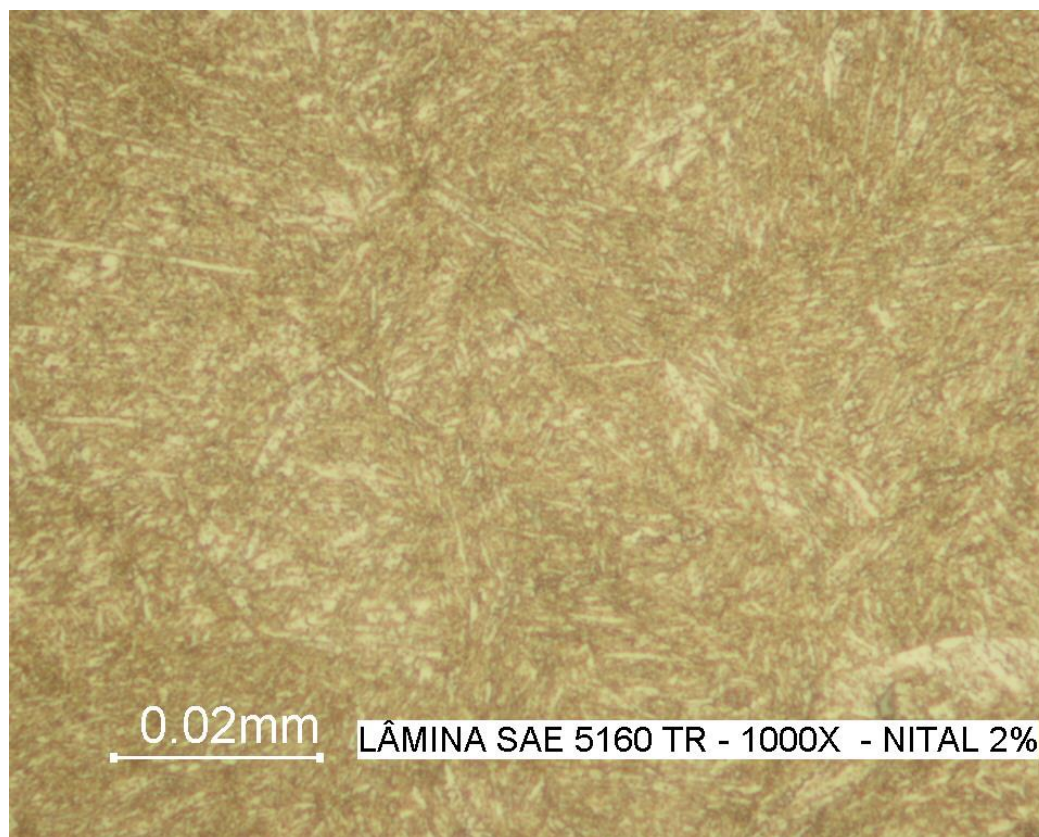
4.3 ANÁLISE METALOGRÁFICA

Conforme definido na metodologia, a análise metalográfica foi realizada para verificação da microestrutura da lâmina de aço mola, tamanho de grão, microdureza e análise visual da fratura. Os resultados encontrados estão detalhados nos itens a seguir.

4.3.1 Microestrutura

A microestrutura da lâmina de aço mola foi verificada utilizando um microscópio Nikon Epiphot 200. As amostras foram preparadas e embutidas pelo laboratório da UCS – Universidade de Caxias do Sul. Como já era esperado, o resultado encontrado na amostra apresenta microestrutura de martensita revenida, como pode ser visto na Figura 12. Observou-se também uma leve descarbonetação superficial, que pode ser decorrente do processo de têmpera da lâmina. Foi verificado o tamanho do grão das amostras, que ficou em média com 0,047 mm. Para visualizar a microestrutura e tamanho de grão, foram utilizados ataque de Nital 2% e TEEPOL, respectivamente, com aumento de 1000x.

Figura 12 – Microestrutura com ataque de Nital 2% e aumento de 1000x.



Fonte: Autor (2014)

4.3.2 Microdureza

A microdureza da lâmina de aço mola foi realizada utilizando um microdurômetro da marca Shimadzu. A carga utilizada para a inspeção da dureza foi de 0,1 kg em dois locais diferentes da mesma lâmina de aço mola, o primeiro mais na extremidade da lâmina e o segundo próximo ao centro da mesma. A microdureza foi medida seguindo o padrão apresentado na Figura 13, os primeiros pontos próximos à superfície estão espaçados por 0,015 mm e após um espaçamento de 0,025 mm. O ensaio foi realizado no Laboratório de Metalografia da UCS.

O resultado da avaliação dos pontos de microdureza está apresentado na Figura 14. Foram avaliados vinte e cinco pontos de dureza HV para cada amostra, a partir da superfície até o centro da mesma. Não havia diferença na escolha da superfície pela qual se mediria a microdureza, pois ambas as superfícies das lâminas passaram pelo processo de SP.

Figura 13 – Pontos de medição da microdureza em mm.

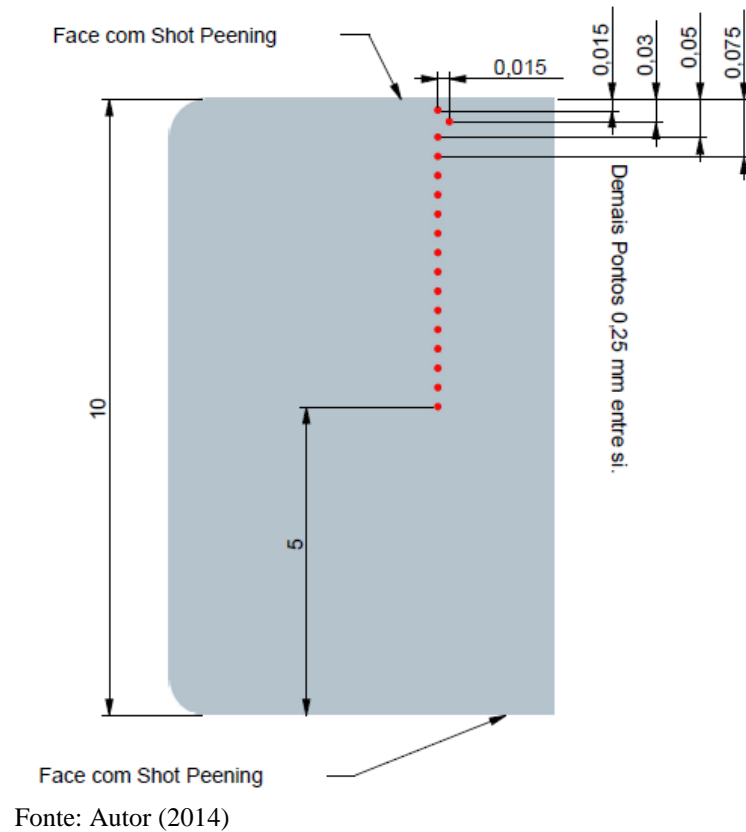
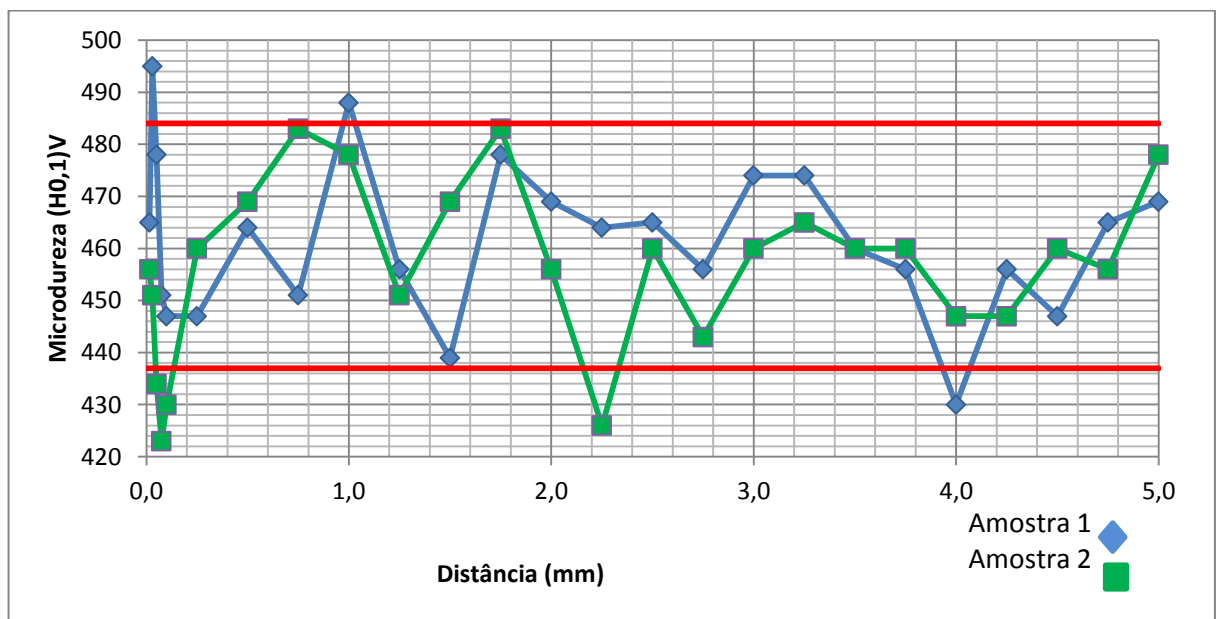


Figura 144 – Resultado da microdureza da amostra 2 com carga de 0,1 kg



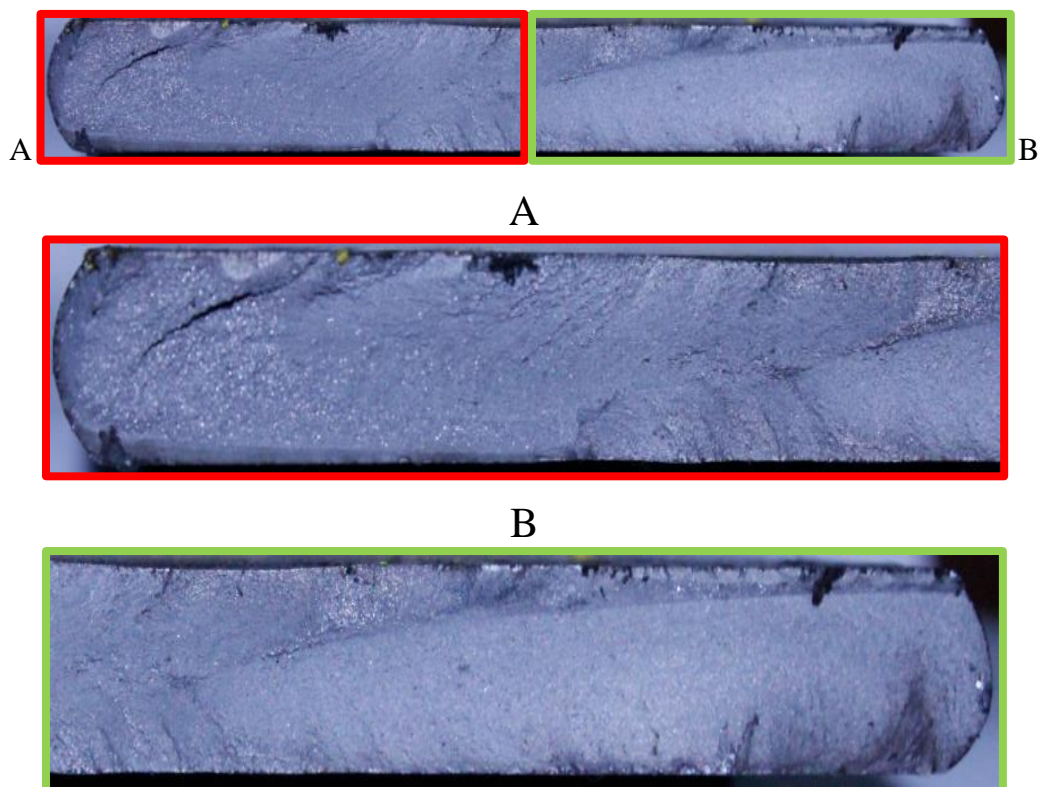
Fonte: Autor (2014)

É possível observar que a dureza na lâmina de aço mola não segue uma tendência, havendo variações de dureza de até 69 HV, inclusive com microdureza de pontos afastados da superfície da lâmina com valores muito próximos ao encontrado na superfície. Esperavam-se valores de microdureza mais elevados na superfície e após isso os valores de dureza deveriam baixar e se manter e apenas próximo à outra extremidade da lâmina subir novamente.

4.3.3 Fratura do material

A Figura 15 mostra a fratura de uma amostra com carregamento que resultou em 618 MPa de tensão máxima. A amostra com tensão máxima resultante de 541 MPa apresentou fratura similar a apresentada. Já a amostra com tensão máxima de 1200 MPa apresenta uma fratura frágil, sem alongamento do material e indícios de falhas por fadiga. Não é possível observar onde houve o início da trinca, apenas suposições de que a fratura se iniciou no lado direito e houve um possível arrancamento de material do lado esquerdo quando a trinca iniciada no lado direito se propagou e se iniciou outro ciclo.

Figura 155 – Fratura de uma amostra com 596 MPa de tensão.



Fonte: Autor (2014)

4.4 PONTOS PARA AVALIAÇÃO DA CURVA S-N

Os valores de vida e tensão máxima para cada uma das amostras ensaiadas estão apresentados na Tabela 8. Foram ensaiadas quatro amostras com carregamentos de 618 MPa, duas com 422 MPa, duas com 541 MPa, uma com 561 MPa e uma com 1200 MPa, totalizando 10 amostras. A amostra 7 teve seu ensaio suspenso, devido a falta de tempo e disponibilidade do equipamento para realização do ensaio.

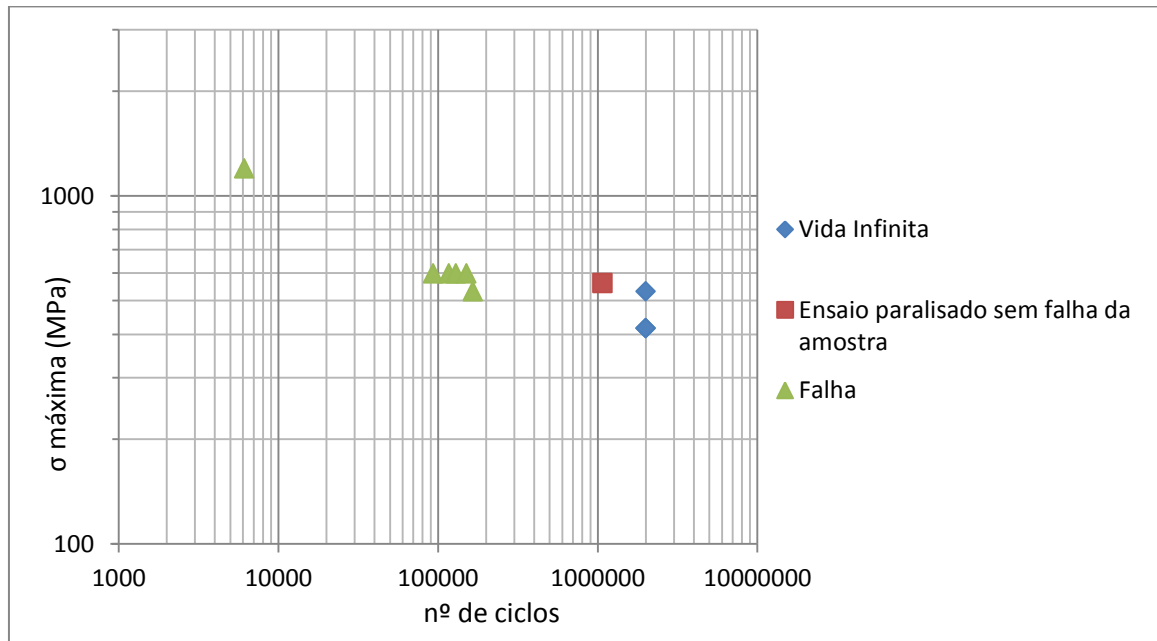
Tabela 8 – Dados obtidos da curva experimental do aço SAE 5160, para $R = -1$.

Amostra	Tensão (MPa)	Ciclos	Resultado
1	618	93.273	Falhou
2	618	116.723	Falhou
3	618	129.247	Falhou
4	422	2.000.000	Não falhou
5	422	2.000.000	Não falhou
6	541	2.000.000	Não falhou
7	561	1.072.121	Ensaio suspenso
8	618	150.877	Falhou
9	541	165.565	Falhou
10	1200	6.117	Falhou

Fonte: Autor (2014)

A Figura 17 apresenta um gráfico em escala Log-Log e os pontos de tensão e vida coletados no ensaio de fadiga por flexão realizada no Campo de Provas da Randon. O número de ciclos adotados para cada amostra mostrou-se extremamente aleatório para alta ciclagem. Não foi possível traçar a curva S-N com o número de amostras ensaiadas, um número muito maior se faz necessário para o mesmo, principalmente com amostras onde ocorra a falha próximo a um milhão de ciclos.

Figura 16 – Pontos obtidos do ensaio da lâmina de aço SAE 5160, *shot-peening* com tensão residual - 480 MPa, para $R = -1$

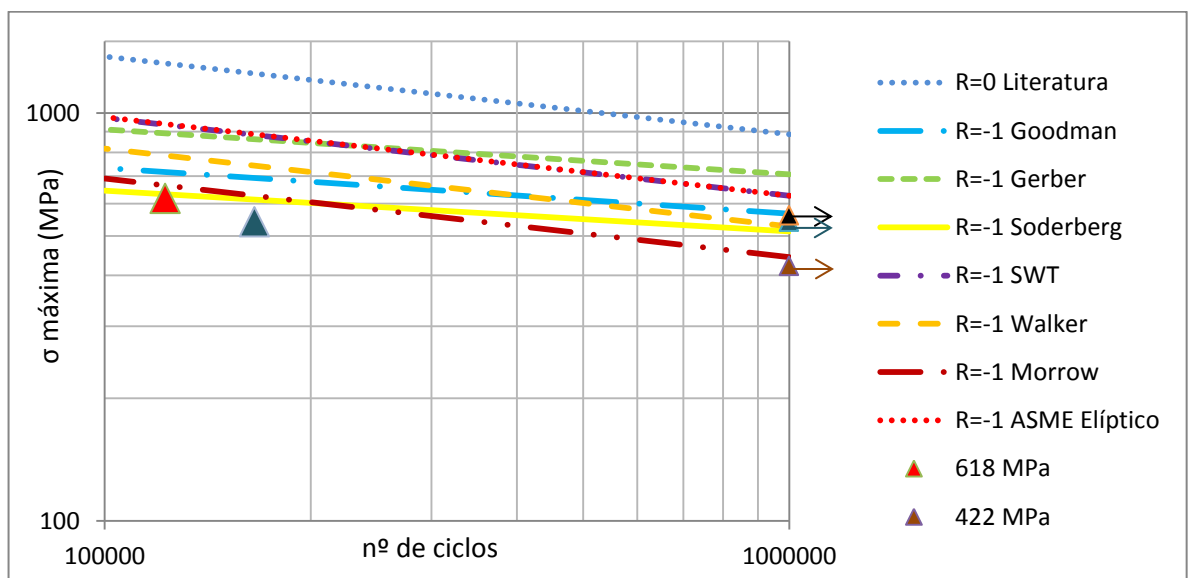


Fonte: Autor (2014)

4.5 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS DAS AMOSTRAS ENSAIADOS

A Figura 18 representa o gráfico dos dados obtidos da correção da curva S-N de bibliografia do aço SAE 5160, de $R = 0$ para $R = -1$, juntamente com os pontos obtidos no ensaio realizado com $R = -1$, no Campo de Provas da Randon onde a tensão média é nula.

Figura 17 – Curva aço SAE 5160, *shot-peening* com tensão residual - 595 MPa, de $R = 0$ corrigida para $R = -1$, junto com a curva ensaiada com $R = -1$

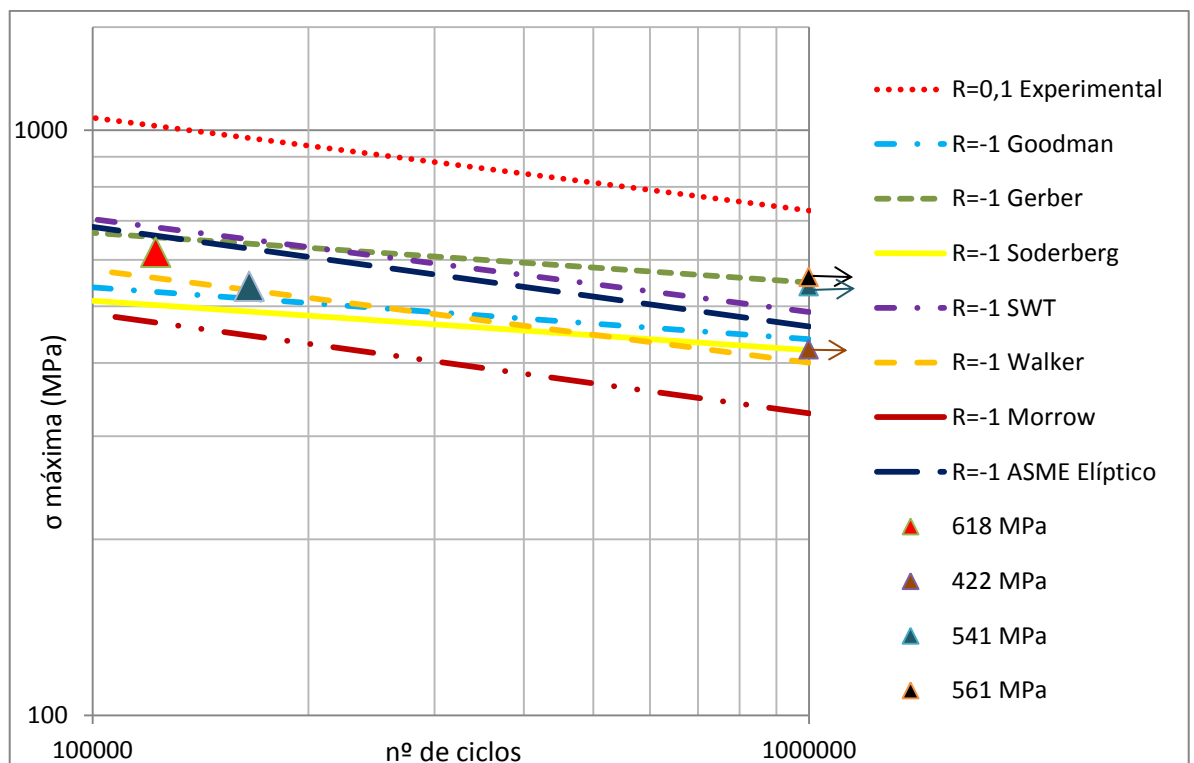


Fonte: Autor (2014)

É possível observar que a média dos pontos próximos a 100.000 ciclos e tensão de 618 MPa tendem a se aproximar das curvas de Soderberg e Morrow. Já os pontos para vida infinita estão bem dispersos, mostrando que a lâmina de aço mola tem tendência de ter um comportamento extremamente aleatório para altos ciclos de vida, é possível observar a grande diferença que existe na escolha do critério de tensão média para correção da curva, onde existem diferenças de até 450 MPa entre os critério de Morrow e Gerber.

Na Figura 19 é possível verificar o gráfico dos dados obtidos da correção da curva experimental do aço SAE 5160, de $R = 0,1$ para $R = -1$ plotados juntamente com os pontos obtidos no ensaio realizado com $R = -1$, onde a tensão média é nula.

Figura 18 – Curva aço SAE 5160, *shot-peening* com tensão residual - 500 MPa, de $R = 0,1$ corrigida para $R = -1$, junto com a curva ensaiada com $R = -1$



Fonte: Autor (2014)

5 CONCLUSÕES

Este trabalho teve com objetivo avaliar a influência do critério de tensão média e da curva S-N na estimativa de vida em fadiga de um aço mola com *shot – peening*. Este objetivo foi atingido observando que a diferença na correção das curvas S-N de bibliografia e experimental com o critério de tensão média de ASME Elíptico apresenta uma diferença de até 39% no valor da tensão para 100.000 ciclos. Para este valor de ciclos, a curva experimental apresenta um valor de tensão de 705 MPa, enquanto a de bibliografia estimaria um valor de 550.000 ciclos. Na avaliação do critério de tensão média se observou que para a curva de bibliografia com razão de carregamento de $R = 0$ possui diferenças de até 330 MPa entre os critérios de Soderberg e ASME Elíptico também para 100.000 ciclos.

As diferenças de tensão com a correção da curva S-N experimental com razão de carregamento de $R = 0,1$ para os critérios de tensão média apresentado na revisão bibliográfica, apresentaram diferenças de 230 MPa entre os critérios de SWT e Morrow para estimativa de 1.000.000 ciclos. Com um valor de tensão de 500 MPa a estimativa de vida para Morrow é de 100.000 ciclos enquanto para SWT este valor sobe para 850.000 ciclos. Com isso é possível concluir que a correta escolha do critério de tensão média e curva S-N, proporcionará efeito direto na estimativa de vida de um componente.

Assim, como o objetivo geral foi atingido, os objetivos específicos também foram alcançados. O procedimento de ensaio de fadiga sob flexão unidirecional foi definido para $R = -1$, este com o intuito de eliminar a influência da tensão média na vida do componente e posterior comparação com a curva experimental do mesmo material para $R = 0,1$. A curva de bibliografia apresenta um material com limite de escoamento maior, o que proporciona influência direta na curva S-N. Isso mostra que curvas S-N da bibliografia, para materiais de alta resistência mecânica com propriedades mecânicas semelhantes e não idênticas, não são recomendadas para o cálculo de estimativa de vida em fadiga de um componente.

Os ensaios com razão de carregamento $R = -1$ foram realizados para dez amostras da lâmina de aço mola, o que não permitiu a plotagem da curva S-N com esta razão de carregamento, sendo necessário um número maior de amostras para a confecção da curva. Outro ponto observado foi que as lâminas de aço mola tendem a ter um comportamento aleatório em vida sob tensões cíclicas, sendo que este fato pode ser observado com as amostras ensaiadas com tensão de 531 MPa, onde uma amostra foi ciclada até 2.000.000 de ciclos sem falha e outra quebrou com 165.565 ciclos. Provavelmente, variações das tensões residuais na superfície da amostra podem ocasionar esta variabilidade.

Para uma melhor avaliação dos resultados seria necessário fazer o levantamento de um número maior de amostras.

Com intuito de dar continuidade a aplicação da metodologia relatada ao longo deste trabalho, sugere-se aqui a execução de diferentes trabalhos futuros, os quais viriam somar conhecimentos à área de testes de durabilidade.

1. Avaliar os critérios de contagem de acúmulo de danos, utilizando diversos carregamentos;
2. Avaliar o efeito do atrito presente entre as lâminas de um feixe de mola utilizadas em semirreboques;

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASTM E739, **Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data**. United States, 2010.

BOYER, H. E. **Atlas of Fatigue Curves**. Materials Park: ASM International, 1986.

DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials**, 3 ed. Engineering Science and Mechanics Department, and Materials Science and Engineering Department Virginia Polytechnic Institute and State University Blacksburg, Virginia, 1999.

FATEMI A.; YANG L., **Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: A Survey of the State of the Art for Homogeneous Materials**, Int. J. Fatigue, Vol.20, No.1, 1998.

GONZALES, M. A. C. **Análise numérico-experimental das tensões residuais induzidas pro jateamento com granalha em molas automotivas**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2009.

HERINGER, A. M. **Aplicação da teoria de fadiga para a previsão de vida de componentes estruturais veiculares**. 8º Colloquium Internacional SAE Brasil de Suspensões e Implementos Rodoviários & Mostra de Engenharia, 2014.

MELLO. Antônio G. de; PISANO. Caio P. C.; BARRIOS. Daniel B.; REZENDE. Felipe A. D. **Influência do jateamento com granalhas no comportamento mecânico de uma junta sobreposta soldada pelo processo MIG-CMT em aço do tipo dual phase**. 7º Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação. Itatiaia. 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11865**, Barra chata de aço laminada a quente, para fabricação de molas e feixes de mola. Rio de Janeiro, 1991.

NIESLONY, Adam; BOHM, Michal. **Mean stress effect correction using constant stress ratio S-N curves**, Opole University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics and Machine Design, ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, Poland, 2012.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. Ed.. Porto Alegre: Bookman, 2013.

ROSA, E. da. **Mecânica da Fratura e Fadiga**. UFSC, Florianópolis, 1994.

SANDER, M.; MULLER, T.; LEBAHN, J.. **Influence of mean stress and variable amplitude loading on the fatigue behaviour of a high-strength steel in VHCF regime**. Institute of Structural Mechanics (StM), University of Rostock, Albert-Einstein-Str. Alemanha. 2012.

SCHUH, Fabio A.; CORSO, Leandro L.; HOSS, Leonardo. **Methodology for Fatigue Life Durability Prediction Applied to Comercial Vehicles**, 8º Colloquium Internacional SAE Brasil de Suspensões e Implementos Rodoviários & Mostra de Engenharia, 2014.

SCURACCHIO, Bruno G.; **Tensões residuais induzidas por shot-peening e durabilidade de molas em lâmina**. Universidade de São Paulo. São Paulo. 2012.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS R. G.; tradução João Batista de Aguiar, Manoel Batista de Aguiar. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Singapore: Ed.Bookman, 2005.

SILVA. Evandro C. da. **Análise numérica do processo de conformação de chapas de metálicas por jateamento de esferas**. Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 2008.

STEPHENS, Ralph I.; FATEMI, Ali; STEPHENS, Robert R.; FUCHS, Henry O.. **Metal Fatigue in Engineering**, 2. ed. United States of America: Wiley-Interscience, 2001.