

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

**GUILHERME MOTTER**

**AVALIAÇÃO DO EFEITO DO DANO POR FADIGA EM UMA POLTRONA DE  
ÔNIBUS URBANO: CORRELAÇÃO DE DADOS DE CAMPO E DE  
LABORATÓRIO**

**CAXIAS DO SUL**

**2015**

**GUILHERME MOTTER**

**AVALIAÇÃO DO EFEITO DO DANO POR FADIGA EM UMA POLTRONA DE  
ÔNIBUS URBANO: CORRELAÇÃO DE DADOS DE CAMPO E DE  
LABORATÓRIO**

Trabalho de conclusão de curso  
apresentado à Universidade de Caxias do  
Sul para a obtenção do título de  
Engenheiro Mecânico.

Supervisor: Joel V. Ciapparini, Ms. Eng.

**CAXIAS DO SUL**

**2015**

GUILHERME MOTTER

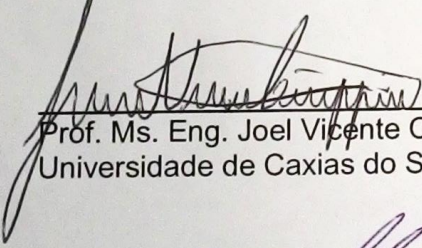
**AVALIAÇÃO DO EFEITO DO DANO POR FADIGA EM UMA POLTRONA DE  
ÔNIBUS URBANO: CORRELAÇÃO DE DADOS DE CAMPO E DE  
LABORATÓRIO**

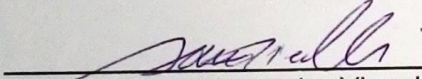
Trabalho de conclusão de curso  
apresentado à Universidade de Caxias do  
Sul para a obtenção do título de  
Engenheiro Mecânico.

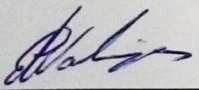
Supervisor: Joel V. Ciapparini, Ms. Eng.

TRABALHO APROVADO EM: 09 julho 2015

**BANCA EXAMINADORA:**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Ms. Eng. Joel Vicente Ciapparini  
Universidade de Caxias do Sul

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Eng. Alexandre Vicelli  
Universidade de Caxias do Sul

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Eng. Eduardo Nabinger  
Universidade de Caxias do Sul

## RESUMO

Uma das maiores dificuldades de aplicação da análise de fadiga em veículos e em seus componentes está em desenvolver uma correlação entre os danos causados por fadiga em ensaios de laboratório e testes de estrada. Esta correlação pode contribuir significativamente para a redução do tempo e do custo no desenvolvimento de um novo produto. O objetivo deste trabalho é apresentar uma correlação entre os danos causados em uma poltrona de um ônibus urbano no ensaio de durabilidade em campo com um ensaio controlado de fadiga em laboratório. A prova de durabilidade acelerada alterna tipos de pista, asfalto, terra e paralelepípedo, assim como a condição de carregamento sobre a poltrona. Na prova de laboratório, um carregamento cíclico com frequência e amplitude controladas é aplicado sobre o conjunto da estrutura da poltrona e de seus componentes. Partindo de uma análise utilizando o método de elementos finitos são definidas as regiões mais críticas para ocorrência de uma falha na estrutura da poltrona. Nessas regiões são colados extensômetros e os dados reais de carregamentos são coletados em ambos os ensaios. Com os dados experimentais, utilizando o método *rainflow* e a teoria do acúmulo do dano, é realizado o cálculo do dano causado por fadiga para cada ponto instrumentado. A partir dos resultados, é relacionado o número de ciclos do ensaio de laboratório que causam um dano de fadiga equivalente ao dano causado no teste de campo, em função da distância percorrida pelo veículo.

**Palavras-chaves:** vida sob fadiga, *rainflow*, extensometria, teste de durabilidade acelerada, poltrona de ônibus.

## ABSTRACT

One of the largest difficulties in applying the fatigue analysis in vehicles and their components is to develop a correlation between the damage caused by fatigue in laboratory tests and road tests. This correlation can contribute significantly to reduce time and cost in the development of a new product. The objective of this study is to present a correlation between the damage caused in a seat of a city bus in accelerated durability test in the field with a controlled fatigue-testing lab. The proof of accelerated durability alternating types of runway, asphalt, gravel and parallelepiped, as well as the loading condition on the seat. In laboratory test, a cyclic loading with controlled amplitude and frequency is applied to the structure of the seat and its components. Based on an analysis using the finite element method are defined the most critical regions for the occurrence of a fault in the structure of the seat. In these regions are glued the strain gages and real data loads are collected in both tests. With the experimental data, using the rainflow method and the theory of the accumulation of damage, the calculation of the damage caused by fatigue in each instrumented point is done. From the results, is related the number of test cycles laboratory that cause damage equivalent to the damage done in the field test, according to the distance traveled by the vehicle.

**Keywords:** fatigue life, rainflow, experimental stress analysis, accelerated durability test, seat bus.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Poltrona de um ônibus .....	13
Figura 2 – Extensômetro elétrico uniaxial .....	16
Figura 3 – Extensômetro do tipo roseta .....	16
Figura 4 – Ligação de um extensômetro em $\frac{1}{4}$ de ponte .....	18
Figura 5 – Orientação das deformações de uma roseta retangular .....	19
Figura 6 – Carregamento cíclico alternado de amplitude constante.....	21
Figura 7 – Carregamento aleatório.....	23
Figura 8 – Esquema da máquina de viga rotativa .....	23
Figura 9 – Curva S-N gerada a partir de ensaios de fadiga .....	24
Figura 10 – Relações entre tensão média e tensão alternada .....	25
Figura 11 – Efeito da regra de Palmgren-Miner na curva S-N.....	27
Figura 12 – Exemplo do método de contagem de ciclos rainflow.....	29
Figura 13 – Classificação de juntas soldadas conforme IIW 1823-07 .....	32
Figura 14 – Gama de curvas de fadiga conforme IIW 1823-07 .....	32
Figura 15 – Método de trabalho utilizado .....	35
Figura 16 – Poltrona em estudo .....	36
Figura 17 – Análise da poltrona através do MEF .....	37
Figura 18 – Pontos determinados através do MEF .....	38
Figura 19 – Falhas verificadas em laboratório.....	38
Figura 20 – Extensômetros colados na poltrona .....	40
Figura 21 – Equipamentos para aquisição de dados .....	41
Figura 22 – Medição das tensões em teste de campo .....	41
Figura 23 – Modelo de ônibus utilizado para as avaliações .....	42
Figura 24 – Medição das tensões em teste de laboratório.....	44
Figura 25 – Sequência para cálculo de dano por fadiga .....	45
Figura 26 – Gráfico das curvas S-N para cada região avaliada .....	48
Figura 27 – Histórico de carregamento medidos no teste de laboratório .....	50
Figura 28 – Histórico de carregamento em teste de campo para o ponto 1 .....	53
Figura 29 – Histórico de carregamento em teste de campo para o ponto 2 .....	54
Figura 30 – Histórico de carregamento em teste de campo para o ponto 3 .....	55
Figura 31 – Gráficos da direção da tensão principal .....	61

Figura 32 – Falha verificada no ponto 1 do teste de laboratório .....	62
---	----

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades mecânicas dos materiais da poltrona .....	36
Tabela 2 – Características dos extensômetros triaxiais .....	39
Tabela 3 – Trechos medidos em teste de campo.....	43
Tabela 4 – Curva S-N para cada região avaliada.....	47
Tabela 5 – Concentrador de tensão $K_f$ .....	48
Tabela 6 – Tensões estáticas médias utilizadas como referência.....	49
Tabela 7 – Cálculos parciais da tensão de fadiga para o ponto 3 .....	51
Tabela 8 – Cálculos parciais de dano para o ponto 3 .....	52
Tabela 9 – Somatório de dano do teste de laboratório.....	52
Tabela 10 – Somatório de dano do teste de campo para o ponto 1 .....	56
Tabela 11 – Somatório de dano do teste de campo para o ponto 2.....	56
Tabela 12 – Somatório de dano do teste de campo para o ponto 3.....	57
Tabela 13 – Severidade entre o teste de campo e de laboratório .....	57
Tabela 14 – Amplitude das tensões em campo e laboratório.....	59
Tabela 15 – Redução das tensões médias após a montagem da poltrona .....	60
Tabela 16 – Direção das tensões principais.....	62
Tabela 17 – Resultado teórico <i>versus</i> experimental para o teste de laboratório .....	63

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta R$	Varição da resistência no extensômetro
$K$	Fator de sensibilidade do extensômetro
$\sigma$	Tensão normal
$E$	Módulo de elasticidade
$\varepsilon$	Deformação normal
$\gamma$	Deformação angular
$G$	Módulo de cisalhamento
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\tau$	Tensão cisalhante
$\sigma_1$	Tensão principal 1
$\sigma_2$	Tensão principal 2
$\theta$	Ângulo
$\tau_{max}$	Tensão máxima cisalhante
$\sigma_r$	Diferença entre a tensão máxima e mínima
$\sigma_{max}$	Tensão máxima
$\sigma_{min}$	Tensão mínima
$\sigma_m$	Tensão média
$\sigma_a$	Tensão alternada
$R$	Razão de tensão
$A$	Razão de amplitude
$S_{ut}$	Limite de resistência a tração
$\sigma_f$	Tensão de fadiga
$K_f$	Fator de concentração de tensão para fadiga
$S_y$	Limite de escoamento do material
$D$	Dano acumulado
$N$	Número de ciclos
$n$	Número de ciclos que uma amplitude ocorre em um intervalo de tempo
$\sigma'$	Tensão de Von Mises



<i>C</i>	Constante da curva S-N
<i>m</i>	Inclinação da curva S-N
<i>s</i>	Severidade

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>10</b>
1.1	AMBIENTE DE TRABALHO .....	11
1.2	OBJETIVO DO TRABALHO .....	11
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral .....</b>	<b>11</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos .....</b>	<b>11</b>
1.3	JUSTIFICATIVA.....	12
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>13</b>
2.1	POLTRONA DE ÔNIBUS .....	13
<b>2.1.1</b>	<b>Normas regulamentadoras .....</b>	<b>14</b>
2.2	TÉCNICA EXPERIMENTAL DE ANÁLISE DE TENSÕES .....	14
<b>2.2.1</b>	<b>Extensometria .....</b>	<b>15</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Aplicação dos extensômetros .....</b>	<b>17</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Instrumentação e aquisição de sinais para extensometria.....</b>	<b>17</b>
<b>2.2.4</b>	<b>Análise experimental de tensões .....</b>	<b>18</b>
2.3	FADIGA .....	20
<b>2.3.1</b>	<b>Carregamentos cíclicos .....</b>	<b>21</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Curvas S-N de Wolher .....</b>	<b>23</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Critérios de falha por fadiga .....</b>	<b>24</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Fator de concentração de tensão.....</b>	<b>26</b>
<b>2.3.5</b>	<b>Acúmulo de danos.....</b>	<b>27</b>
<b>2.3.6</b>	<b>Método para contagem de ciclos <i>rainflow</i>.....</b>	<b>28</b>
<b>2.3.7</b>	<b>Fadiga multiaxial.....</b>	<b>30</b>
2.4	FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS.....	31
2.5	ENSAIOS ACELERADOS DE FADIGA .....	33
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>35</b>
3.1	MATERIAIS E PROPRIEDADE DA POLTRONA .....	35
3.2	DETERMINAÇÃO DOS PONTOS CRÍTICOS DA POLTRONA .....	36
3.3	INSTRUMENTAÇÃO DA POLTRONA.....	39
3.4	MEDIÇÃO DAS TENSÕES EM TESTE DE CAMPO.....	41

3.5	MEDIÇÃO DAS TENSÕES EM TESTE DE LABORATÓRIO .....	43
3.6	CÁLCULO DE DANO POR FADIGA .....	44
3.7	CORRELAÇÃO DOS RESULTADOS.....	46
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>47</b>
4.1	DEFINIÇÃO DAS CURVAS DE FADIGA.....	47
4.2	FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO .....	48
4.3	CARREGAMENTOS ESTÁTICOS .....	49
4.4	CARREGAMENTOS DINÂMICOS .....	49
4.4.1	Teste de laboratório.....	49
4.4.2	Teste de campo.....	53
4.5	CORRELAÇÃO DOS RESULTADOS.....	57
<b>5</b>	<b>DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....</b>	<b>59</b>
5.1	TENSÕES EM CAMPO E LABORATÓRIO .....	59
5.1.1	Amplitude das tensões.....	59
5.1.2	Tensões médias e fatores de concentração de tensão .....	59
5.1.3	Direção das tensões principais .....	60
5.2	FALHAS VERIFICADAS NO TESTE LABORATÓRIO .....	62
5.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	63
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>65</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>66</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios da indústria automotiva é lançar novos produtos no mercado com qualidade, baixo custo e no menor tempo de desenvolvimento possível. Essa redução no tempo de desenvolvimento, sem deixar de atender os requisitos de homologação e durabilidade do produto, implicam na utilização de métodos mais criteriosos para avaliação de cada componente do produto final. Neste ponto, a simulação da vida dos componentes mecânicos, principalmente aqueles submetidos à fadiga, tem um papel fundamental.

Falhas por fadiga podem ocorrer em um nível de tensão consideravelmente inferior ao limite de resistência à tração ou ao limite de escoamento para uma carga estática. Um dos critérios para estimar a vida de fadiga é baseado na curva de fadiga do material, que relaciona a tensão cíclica com o número de ciclos até a falha. O cálculo de dano baseia-se no somatório de ciclos atuantes a uma determinada tensão. Em situações que o componente está sujeito a solicitações aleatórias e variáveis no tempo, como por exemplo a que está sujeita a maioria dos componentes da carroceria de um ônibus, o simples cálculo de número de ciclos em determinado nível de tensão, não é mais um procedimento simples, e depende do histórico de carregamento presente na estrutura. Conhecer as solicitações atuantes em cada componente é essencial para uma análise confiável de fadiga.

Em muitos casos de engenharia o uso do Método de Elementos Finitos é o recurso inicial para avaliar a resistência mecânica de um produto antes da construção de um protótipo. Porém, para validar o projeto é necessário submeter o produto a ensaios práticos, de modo a verificar o real comportamento para cada situação de uso. Provas de durabilidade em campo normalmente são demoradas e tem um alto custo envolvido. Portanto, para acelerar as avaliações, torna-se indispensável para a indústria automotiva realizar ensaios experimentais em laboratório para simular a vida sob fadiga dos componentes.

A grande dificuldade para as avaliações de fadiga em laboratório está em desenvolver uma correlação de danos com a condição real do componente em testes de campo. Conhecendo-se esta relação, pode-se otimizar os ensaios em laboratório com aumento do nível de confiabilidade, contribuindo diretamente na redução do tempo de desenvolvimento do produto.

## 1.1 AMBIENTE DE TRABALHO

A Marcopolo S.A. é uma multinacional brasileira sediada em Caxias do Sul. Foi criada em 1949, inicialmente com a razão social de Nicola & Cia Ltda., sendo hoje uma das principais fabricantes de carrocerias de ônibus no mundo. Possui em sua linha de produtos, modelos de carrocerias rodoviárias, urbanas e micros.

De acordo o balanço social, referente ao ano de 2013, a empresa conta com um total de 21.002 colaboradores e teve no período uma receita líquida anual de R\$ 3,659 trilhões. Com uma produção no ano de 2013 equivalente a 20.643 unidades, tem a liderança do mercado brasileiro, com um *marketshare* de 39,8%.

O estudo foi realizado no setor de Engenharia Experimental, responsável pela execução dos diversos ensaios necessários para desenvolver e homologar novos produtos. Entre as atividades desenvolvidas, destacam-se: ensaios de segurança veicular, avaliações de níveis de ruído, avaliações térmicas, extensometria e acelerometria.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Desenvolver uma correlação entre os danos causados por fadiga em ensaio de laboratório e os testes de campo, para uma poltrona de ônibus urbano, de modo a obter a equivalência entre o número de ciclos do ensaio de laboratório com a distância percorrida pelo ônibus na condição real de uso.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- a) mapeamento dos pontos críticos das tensões atuantes sobre a poltrona através da simulação por elementos finitos;
- b) instrumentação dos pontos críticos da estrutura da poltrona através da técnica experimental de extensometria;
- c) coleta dos sinais de tensões com a poltrona montada no veículo, submetido a teste de campo com variação de carga e tipo pavimento da pista;

- d) coleta dos sinais de tensões com a poltrona montada no dispositivo para testes de fadiga em laboratório;
- e) cálculo de dano por fadiga causado nos ensaios;
- f) correlação dos resultados.

### 1.3 JUSTIFICATIVA

As análises de fadiga são de fundamental importância para o desenvolvimento de um projeto, de modo a determinar a durabilidade do produto sob todas as circunstâncias de uso. Em muitos casos, como este em específico, somente a análise teórica não é suficiente para garantir os requisitos do projeto, visto que, muitos fatores críticos estão envolvidos com o processo de manufatura do produto, como por exemplo a qualidade de solda, a variação das propriedades dos materiais e o próprio processo de montagem de cada componente.

Com os dados experimentais coletados no dispositivo de teste de fadiga de poltronas no laboratório, será possível determinar a severidade desta prova para a condição real. Este conhecimento possibilitará otimizações do ensaio, reduzindo assim o tempo e o custo para as avaliações de fadiga em poltronas. Além disto, o método utilizado poderá servir, de maneira geral, para avaliações de diversos componentes estruturais da carroceria de um ônibus.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Conforme mencionado no capítulo 1, este trabalho tem o objetivo de desenvolver uma correlação de danos por fadiga em dois tipos de avaliações. Portanto, nas páginas a seguir, será apresentada a revisão bibliográfica dos conceitos teóricos mais relevantes que serão empregados neste trabalho.

### 2.1 POLTRONAS DE ÔNIBUS

A norma CONTRAN 445/13, que estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipo ônibus e micro-ônibus, define poltrona como uma estrutura suscetível de ser ancorada a estrutura do veículo, com seus acabamentos e acessórios, destinada a ser usada em um veículo e acolher um ou mais ocupantes adultos sentados. A Figura 1 mostra a poltrona de um ônibus.

Figura 1 – Poltrona de um ônibus.



Fonte: Marcopolo (2015).

A poltrona é composta basicamente por uma *estrutura resistente* – parte com formas, dimensões e materiais que suportam a carga; *assento* – parte colocada quase na horizontal e destinada a sustentar um passageiro sentado; e *encosto* – parte quase vertical destinada a sustentar as costas, os ombros e eventualmente a cabeça do passageiro. A poltrona pode ou não ter um *dispositivo de regulagem* –

mecanismo que permite regular o banco ou suas partes em uma posição adequada ao passageiro sentado; e pode ou não ser equipada com *cintos de segurança*. A parte do chassi ou carroceira do veículo à qual pode ser fixada uma poltrona, é denominada *ancoragem*.

### 2.1.1 Normas regulamentadoras

Além de atender critérios de dimensionamento, quando uma poltrona de ônibus é fabricada, a mesma deve ser submetida a vários testes, seguindo as normas regulamentadoras para homologação, onde estas devem ser atendidas antes de liberadas para o mercado. A norma CONTRAN 445/13 define os testes de homologação para o mercado nacional, sendo eles:

a) Ensaios Estáticos:

- Ancoragem da poltrona no veículo, conforme descrito no Apêndice 2 do Anexo IV;
- Resistência do encosto da poltrona, conforme descrito no Apêndice 5 do Anexo IV;
- Ancoragem dos cintos de segurança da poltrona, conforme norma ABNT NBR 6091:2009, citada no Anexo V da CONTRAN 445/13.

b) Ensaios dinâmicos:

- Ensaio dinâmico de trenó, conforme descrito no Apêndice 1 do Anexo IV.

Não necessariamente é preciso realizar todos estes ensaios para homologar uma poltrona. Existem critérios que definem quais os ensaios que devem ser realizados para cada tipo de aplicação de poltrona, referente a seus detalhes construtivos e posicionamento no veículo. No entanto, não existem normas referentes a integridade estrutural no que diz respeito a fadiga.

## 2.2 TÉCNICA EXPERIMENTAL DE ANÁLISE DE TENSÕES

A forma usual de avaliar partes estruturais de máquinas, veículos, aviões, etc. é baseado nos cálculos de resistência dos materiais. Este método é satisfatório

principalmente quando se conhece os carregamentos que estão sendo submetidos ao componente. Os problemas surgem quando estas cargas são desconhecidas ou são estimadas grosseiramente. Nestes casos, os riscos de sobrecarga são diminuídos utilizando altos coeficientes de segurança no dimensionamento do componente, muitas vezes exagerados. Os projetos demandam componentes cada vez mais enxutos, com peso, custo e material reduzidos. Para satisfazer estes requisitos e fornecer uma vida útil adequada, as tensões reais certamente devem ser conhecidas (HOFFMANN, 1989).

A análise experimental de tensões baseia-se na medição das deformações reais atuantes em um determinado ponto de um componente ou estrutura. A técnica mais difundida atualmente para estas medições é a extensometria.

### 2.2.1 Extensometria

O método de extensometria, no qual utilizam-se extensômetros de resistência elétrica é o que possui a utilização mais ampla em relação a sua aplicabilidade, devido a precisão, facilidade de manipulação, eficiência e menor custo. (WEBER, 2009).

O fator vital para o funcionamento de um extensômetro elétrico ou “*strain gage*” é a variação linear da sua resistência elétrica com a deformação de seus fios. Este princípio foi descoberto em 1856 por Lord Kelvin e é mostrado na Equação 1:

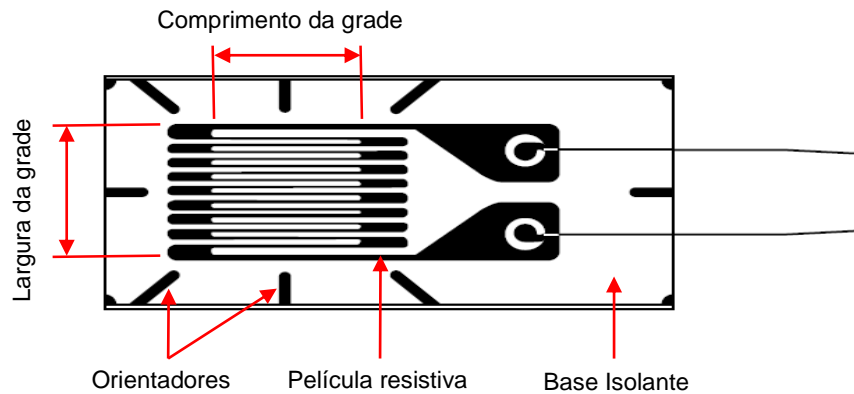
$$\frac{\Delta R}{R} = K\varepsilon \quad (1)$$

O valor de  $K$  é denominado como fator de sensibilidade do extensômetro ou “*gage fator*” (DALLY, 1991). A maioria dos extensômetros produzidos hoje são fabricados com uma liga de cobre-níquel conhecida com Constantan (45% Ni e 55% Cu) com  $K = 2,1$ .

Os extensômetros mais comuns utilizados, Figura 2, são constituídos de uma rede formada por uma lâmina muito fina de metal. Esses têm como características o baixo custo, sensibilidade transversal praticamente nula, pequenas espessuras e geometrias diversas, atendendo praticamente a todos os tipos de aplicações (HOFFMANN, 1989).



Figura 2 – Extensômetro elétrico uniaxial.

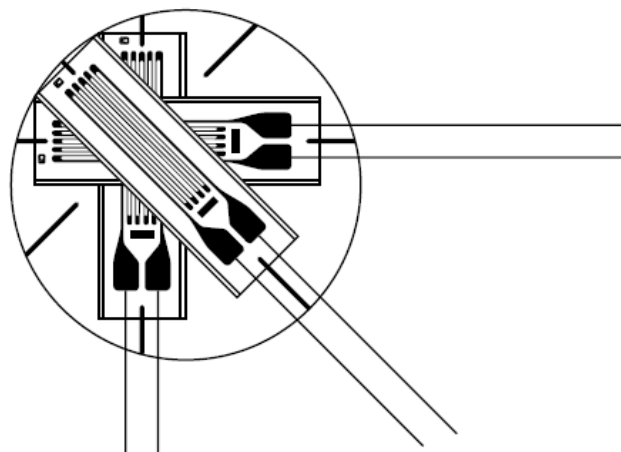


Fonte: Adaptado de Kyowa (2003).

Um extensômetro é formado por diversas linhas de grade ligadas em série. Estes podem ser uniaxiais ou multiaxiais, porém a sensibilidade de cada unidade é sempre na direção de suas grades (PAULINO, 2011).

Os extensômetros do tipo roseta são utilizados para determinar o estado de deformação no ponto. Ele é formado por três extensômetros, normalmente defasados  $45^\circ$  (roseta retangular) ou  $60^\circ$  (roseta delta) entre eles. A Figura 3 mostra essa configuração.

Figura 3 – Extensômetro do tipo roseta.



Fonte: Kyowa (2003).

### 2.2.2 Aplicação dos extensômetros

Quando um material qualquer é submetido a solicitações mecânicas, este expande-se ou contrai-se. Se um extensômetro elétrico com as características apropriadas for colado à superfície do objeto, este irá alongar-se ou comprimir-se de acordo com as solicitações em que a superfície está submetida (WEBER, 2009).

A escolha do extensômetro deve ser feita em função das condições de ensaio, tais como: material a ser avaliado, comprimento do elemento sensor, arranjo dos elementos, coeficiente de compensação de temperatura, resistência elétrica, máxima deformação que se deseja medir e facilidade de instalação (HOFFMANN, 1989).

O adesivo utilizado para colagem deverá ser capaz de transmitir fielmente ao extensômetro as deformações do componente. O processo de preparo da superfície de colagem compreende as seguintes etapas (HOFFMANN, 1989; WEBER, 2009):

- a) Desengraxamento da superfície, através de acetona ou produtos próprios para extensometria;
- b) Abrasão da superfície, removendo substâncias aderentes como tintas e coberturas galvanizadas, além de fornecer uma rugosidade adequada para o processo;
- c) Traçado das linhas de referências para orientação dos “*strain gages*”;
- d) Condicionamento químico, onde é retirado qualquer vestígio de óxido e sujeiras;
- e) Colagem do extensômetro, seguindo o procedimento específico para tipo de adesivo aplicado.

Após a colagem dos extensômetros, os terminais e cabos elétricos são soldados, e finalizando o processo, uma proteção contra umidade, temperaturas externas e pressões mecânicas é aplicada sobre o “*strain gage*”. (WEBER, 2009).

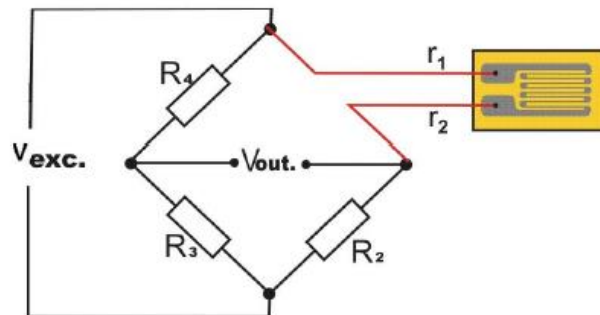
### 2.2.3 Instrumentação e aquisição de sinais para extensometria

Os extensômetros, mesmo submetidos a altas deformações, apresentam valores muito pequenos de variação de resistência elétrica. Desta forma, não é usual que os instrumentos de leitura dos “*strain gages*” façam esta leitura diretamente.

Para esse efeito é lançado mão dos inúmeros recursos da Ponte de Wheatstone (PAULINO, 2011).

O circuito Ponte de Wheatstone é o mais eficaz para medidas de deformação em ensaios estáticos e dinâmicos. Além disto, este possibilita recursos como: balanço inicial e zeragem; compensação de efeitos térmicos; calibração simplificada por shunt e usos com diversas configurações de ligação de extensômetros. A Figura 4, mostra o esquema de ligação para um extensômetro simples (PAULINO, 2011).

Figura 4 – Ligação de um extensômetro em  $\frac{1}{4}$  de ponte.



Fonte: Paulino (2011).

Para possibilitar a medição dos extensômetros são utilizados condicionadores de sinais. Estes fornecem a tensão de excitação para a ponte de Wheatstone e ampliam o sinal recebido por ela quando os extensômetros deformam, adequando o sinal às características de entrada do equipamento de medição. Utilizando-se um microcomputador juntamente com estes aparelhos é realizada a aquisição dos dados, permitindo a coleta e visualização da medição em tempo real com o ensaio.

#### 2.2.4 Análise experimental de tensões

Um extensômetro fornece a deformação da peça no ponto em que está colado, na direção em que foi fixado. Em um extensômetro simples uniaxial para se obter o valor de tensão  $\sigma$  naquela direção, utiliza-se relação tensão-deformação através da Lei de Hooke, expressa pela Equação 2 (HIBBELER, 2004).

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2)$$

Para se conhecer o estado de tensão em um ponto qualquer, é necessário determinar as tensões principais, bem como sua orientação segundo os eixos pré-determinados. Para determinação do estado plano de tensão (medida pelas deformações) em um ponto, precisa-se medir três grandezas, as deformações  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  e  $\gamma_{xy}$ . Essa medição pode ser feita indiretamente, definindo-se três condições conhecidas em relação aos eixos “x” e “y” (DALLY, 1991).

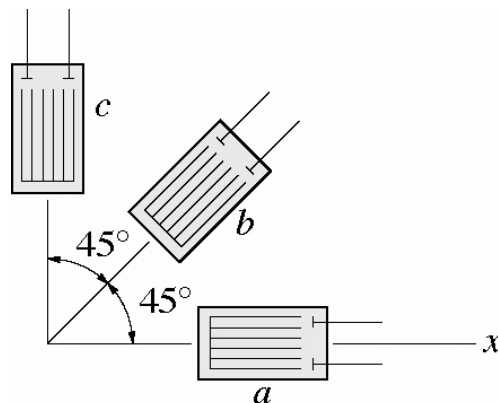
No caso de uma roseta retangular, com extensômetros orientados a  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $90^\circ$ , as deformações lidas  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  e  $\varepsilon_c$ , conforme Figura 5, devem ser transformadas em deformações orientadas x, y e cisalhante. As Equações 3, 4 e 5 mostram este procedimento (HIBBELER, 2004).

$$\varepsilon_x = \varepsilon_a \quad (3)$$

$$\varepsilon_y = \varepsilon_c \quad (4)$$

$$\gamma_{xy} = 2\varepsilon_b - (\varepsilon_a + \varepsilon_c) \quad (5)$$

Figura 5 – Orientação das deformações de uma roseta retangular.



Fonte: Hibbeler (2004).

Para transformar as deformações em tensões no plano xy, primeiramente deve-se conhecer o módulo de elasticidade do material  $E$  e o coeficiente de Poisson  $\nu$ . Com isto pode-se calcular o módulo cisalhante  $G$ , determinado pela Equação 6 (HIBBELER, 2004).

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (6)$$

As tensões normais  $\sigma_x$  e  $\sigma_y$  e a tensão cisalhante  $\tau_{xy}$ , são determinadas pelas Equações 7, 8 e 9 (Lei de Hooke generalizada).

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} [\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y] \quad (7)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} [\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x] \quad (8)$$

$$\tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} \quad (9)$$

Finalmente, os valores das tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$  e máxima cisalhante  $\tau_{max}$ , bem como as suas orientações podem ser definidas . As Equações 10, 11 e 12 mostram como são obtidas as tensões principais e seu ângulo de incidência (HIBBELER, 2004).

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (10)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (11)$$

$$tg2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (12)$$

### 2.3 FADIGA

Fadiga é uma forma de falha que ocorre em estruturas que estão submetidas a tensões dinâmicas e oscilantes. A falha normalmente acontece pela iniciação e propagação de uma trinca em algum ponto com maior concentração de tensões, onde essa avança em incrementos a cada ciclo até que se torne instável, ocasionando repentinamente a fratura final, uma vez que a trinca tenha atingido seu tamanho crítico. Em geral, as falhas por fadiga podem ocorrer em um nível de tensão consideravelmente inferior aos níveis de falhas estáticas (DOWNLING, 2007; SHIGLEY, 2005).

O estudo deste fenômeno é de importância crucial no desenvolvimento de máquinas e estruturas, visto que a grande maioria das quebras observadas em serviço envolvem o mecanismo de fadiga (BRANCO, 1999).

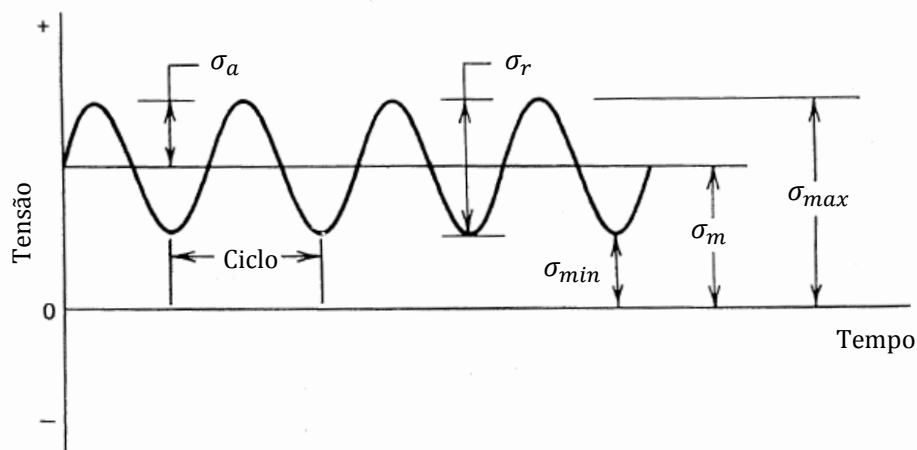
Uma trinca por fadiga é causada pela aplicação de tensões alternadas que controlam a iniciação da trinca, e podem ocorrer mesmo que a estrutura esteja sem defeitos. Segundo Branco (1999), o mecanismo de fadiga compreende as seguintes fase sucessivas: nucleação ou iniciação da trinca, propagação da trinca e ruptura final. A propagação de uma trinca é lenta e localizada, que em geral não causam mudanças no comportamento global da estrutura. Já a falha final é uma trinca muito rápida e instável, podendo causar uma fratura catastrófica sem qualquer aviso prévio.

### 2.3.1 Carregamentos cíclicos

Qualquer carregamento que varie no tempo pode causar falhas por fadiga. Os carregamentos podem ser divididos em amplitude constante e amplitude variável.

Os carregamentos do tipo amplitude constante são aqueles em que a diferença entre o valor máximo e o mínimo é sempre o mesmo ao longo do tempo (DOWNLING, 2007). A Figura 6 mostra um espectro de tensão cíclica: carregamento senoidal de tensão versus tempo, com tensão média diferente de zero e amplitude e frequência constantes.

Figura 6 – Carregamento cíclico alternado de amplitude constante.



Fonte: Adaptado de Stephens et al. (2001).

Através da Figura 6, pode-se definir vários termos e símbolos. Estas definições estão expressas nas Equações 13, 14, 15, 16, 17, 18 e 19 (SHIGLEY, 2005).

Variação de tensão:

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (13)$$

Tensão média:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (14)$$

Amplitude da tensão:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad (15)$$

Tensão máxima:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (16)$$

Tensão mínima:

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (17)$$

Razão de tensão:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (18)$$

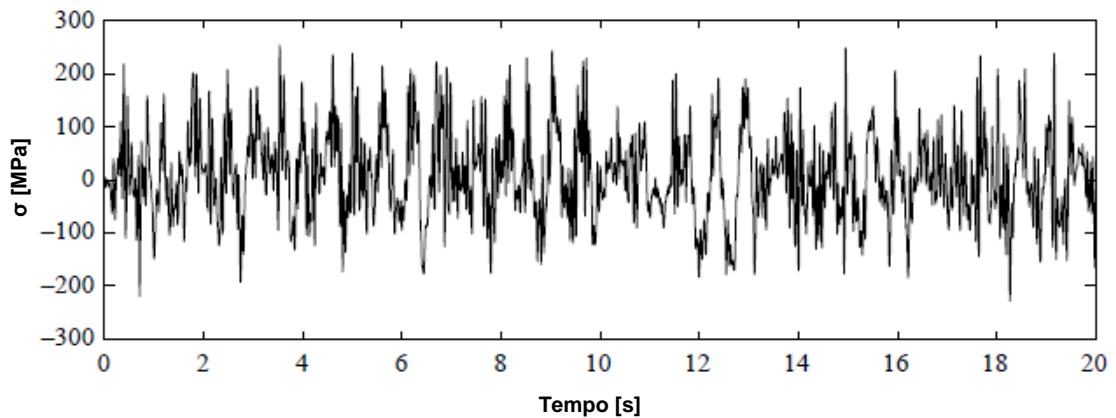
Razão de amplitude:

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (19)$$

Os carregamentos do tipo amplitude variável são aqueles que possuem níveis de amplitude totalmente variáveis ao longo do tempo. Os modelos mais complexos são aqueles que o sinal é completamente aleatório, isto é, os carregamentos apresentam tensões variáveis em amplitude, média e frequência em função do tempo, como mostra Figura 7 (NORTON, 2004).

Na maioria dos casos de fadiga, como o da estrutura de uma poltrona, objeto em estudo, as cargas estão longe de serem uniformes. A análise de fadiga para carregamentos variáveis é complexa, e uma das melhores maneiras para este tipo de estudo é simplificar a condição real, passando a representar por várias combinações de carregamentos constantes (CIAPPARINI, 2012).

Figura 7 – Carregamento aleatório.



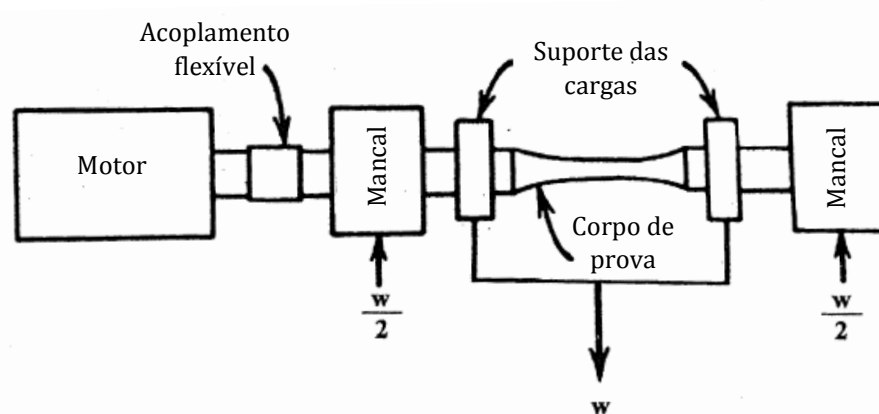
Fonte: Adaptado de Palin-Luc et al (2006).

A contribuição dos carregamentos para ocorrer a falha do material pode ser calculada pelas teorias do dano acumulativo. Se o carregamento é variável e irregular, pode-se utilizar o método *rainflow* para a contagem do número de ciclos.

### 2.3.2 Curvas S-N de Wöhler

August Wöhler (1819-1914) é considerado o “pai” dos primeiros estudos sistemáticos sobre fadiga. Para realizar seus experimentos, ele utilizou máquinas capazes de aplicar cargas alternantes com amplitudes constantes sobre os corpos de prova. A Figura 8 mostra o esquema de uma máquina de viga rotativa, que produz um momento de flexão uniforme por toda duração do teste (STEPHENS et al., 2001).

Figura 8 – Esquema da máquina de viga rotativa.

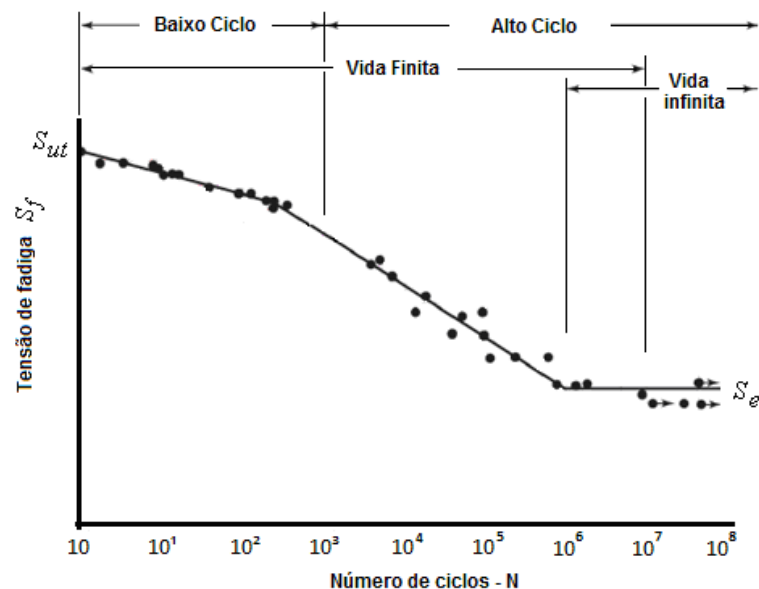


Fonte: Adaptado de Stephens et al. (2001).



A partir dos resultados dos ensaios, Wöhler desenvolveu as curvas experimentais de fadiga, conhecidas como curvas S-N, onde é relacionado o número de ciclos até a falha do material com a amplitude do carregamento aplicado sobre ele. Wöhler observou que os pontos gerados em um gráfico log-log, geravam um trecho definido por uma reta inclinada e um ponto de inflexão a partir o qual o gráfico era representado por uma reta horizontal, sendo este ponto em torno de  $10^6$  ciclos. (NORTON, 2004). Assim, foi definido uma amplitude a qual nenhuma falha por fadiga iria aparecer, conhecida com limite de resistência a fadiga do material  $S_e$ . A Figura 9 mostra a curva S-N para um aço comum (NORTON, 2004; SHIGLEY, 2005).

Figura 9 – Curva S-N gerada a partir de ensaios de fadiga.



Fonte: Shigley (2005).

As curvas S-N são a base da metodologia utilizada na fadiga controlada por tensão ou fadiga de alto ciclo. Este fenômeno é associado com baixos níveis de deformação no processo de fadiga e alto número de ciclos (maior que  $10^3$  ciclos) para produzir uma falha no material (COLLINS, 1993).

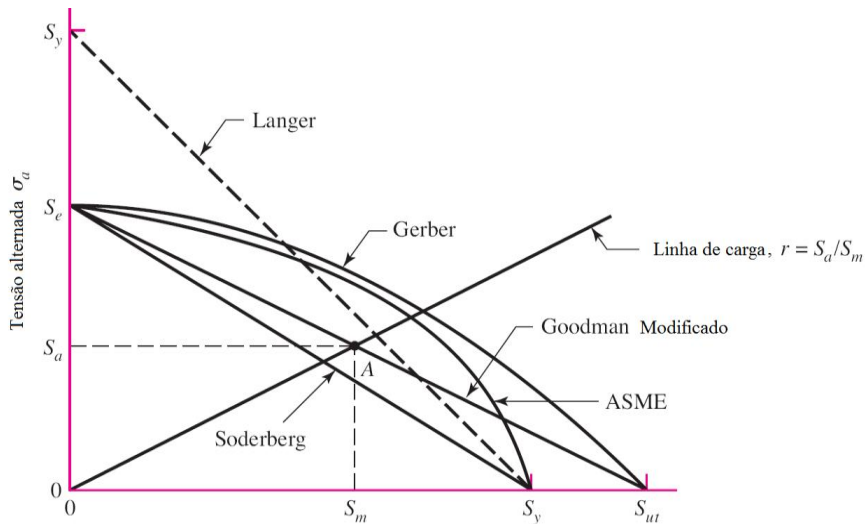
### 2.3.3 Critérios de falha por fadiga

A maioria das curvas de vida em fadiga são obtidas através de ensaios de flexão rotativa, onde a tensão média normalmente é igual a zero, ou seja, nos

ensaios com cargas completamente reversas. Entretanto, carregamentos com tensões médias iguais a zero não representam muitas aplicações práticas, mas influenciam o comportamento dos materiais de engenharia (SURESH, 1998).

Vários modelos foram propostos para determinar a influência da tensão média sobre a resistência à fadiga dos materiais. Dentre os modelos propostos, o mais utilizado é o gráfico de  $\sigma_m$  versus  $\sigma_a$ , conforme mostra a Figura 10. Os critérios de falha representados nesta figura são o de Goodman modificado, Gerber, Soderberg, ASME e Langer (SHIGLEY, 2005).

Figura 10 – Relações entre tensão média e tensão alternada.



Fonte: Shigley et al. (2005).

Dentre os diagramas de vida constante, o mais utilizado para os metais dúcteis é o diagrama de Goodman modificado, sendo este representado por uma linha reta entre o limite de resistência a tração e o limite de fadiga. A equação 20 mostra esta teoria:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (20)$$

onde,

$S_{ut}$ : limite de resistência a tração;

$\sigma_f$ : tensão de fadiga.

Outro critério que tem sido bastante empregado atualmente é o SWT, proposto por Smith, Watson e Tooper (SMITH et al., 1970). Em geral este modelo fornece ótimos resultados para a maioria dos aços estruturais, podendo ser expresso conforme a Equação 21:

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a} \quad (21)$$

sendo  $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$ , Esta equação também envolve as mesmas variáveis dos outros critérios com a vantagem de não incluir as constantes do material.

### 2.3.4 Fator de concentração de tensão

Segundo Shigley (2005), o fator de concentração de tensão de fadiga  $K_f$ , referente a presença de um entalhe ou uma descontinuidade, deve ser aplicado em ambas as componentes do carregamento, ou seja,  $K_f \sigma_{a0}$  e  $K_f \sigma_{m0}$ , desde que o material permaneça sem deformação plástica. Quando a tensão média é elevada o suficiente para provocar o escoamento localizado no entalhe, algumas considerações devem ser feitas.

O método de Dowling para os metais dúcteis, quantifica o fator de concentração de tensão  $K_{fm}$  da componente de tensão média conforme o conjunto de Equações 22:

$$\begin{aligned} K_{fm} &= K_f & \text{se} & \quad K_f |\sigma_{max,0}| < S_y \\ K_{fm} &= \frac{S_y - K_f \sigma_{a0}}{|\sigma_{m0}|} & \text{se} & \quad K_f |\sigma_{max,0}| > S_y \\ K_{fm} &= 0 & \text{se} & \quad K_f |\sigma_{max,0} - \sigma_{min,0}| > 2S_y \end{aligned} \quad (22)$$

sendo  $S_y$  o limite de escoamento do material. Ainda de forma conservadora pode-se estabelecer que  $\sigma_a = K_f \sigma_{a0}$  e  $\sigma_m = \sigma_{m0}$ .

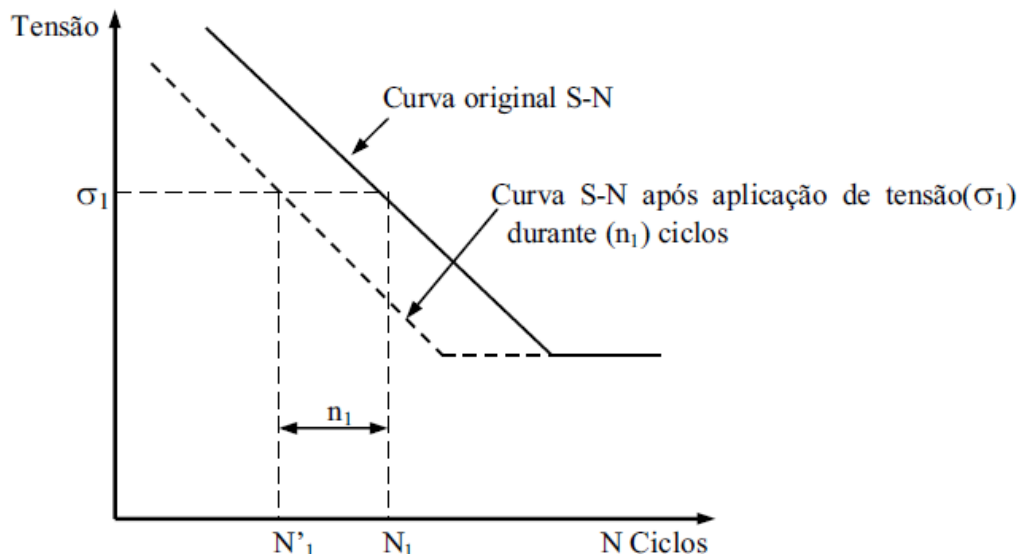
### 2.3.5 Acúmulo de danos

Períodos de descanso com remoção da tensão ou deformação de fadiga não conduzem a nenhum efeito de recuperação causado pelo carregamento cíclico anterior. Portanto, o dano por fadiga é acumulativo e irrecuperável (COLLINS, 1993).

Segundo Collins (1993), a primeira teoria de dano cumulativo foi proposta por Palmgren 1924, sendo posteriormente desenvolvida por Miner em 1945. Essa teoria, que ainda é amplamente utilizada, é conhecida como regra de Palmgren-Miner ou regra do dano linear.

A regra de Palmgren-Miner pode ser interpretada graficamente de acordo com a Figura 11. Por definição da curva S-N, durante a aplicação de uma tensão constante  $\sigma_1$  a falha irá ocorrer em  $N_1$  ciclos. Se durante a fadiga for aplicado um número de ciclos  $n_1$  a um nível de tensão  $\sigma_1$ , a curva S-N do material irá se deslocar para um novo valor de vida  $N'_1$ , produzindo neste momento um dano no material igual a  $D_1$ . Este dano  $D_1$  é conhecido como fração de dano. Neste momento,  $N'_1$  será  $(N_1 - n_1)$ , sendo  $N_1$  o valor da vida original a um determinado nível de tensão  $\sigma_1$ . A curva S-N se mantém a mesma, porém deslocada para a esquerda (BANNANTINE et al., 1990).

Figura 11 – Efeito da regra de Palmgren-Miner na curva S-N.



Fonte: Bannantine et al. (1990).

Segundo Shigley (2005), a regra de Miner é escrita através da Equação 23:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (23)$$

onde  $n_i$  é o número de ciclos do nível de tensão  $\sigma_i$  e  $N_i$  é o número de ciclos até a ocorrência da falha nesse mesmo nível de tensão. Quando  $D$  atingir o valor de 1, a falha irá ocorrer.

O principal defeito da regra de Miner é que ela não leva em conta a ordem das tensões aplicadas, ignorando, portanto, quaisquer tensões menores que o limite de fadiga. Contudo, conforme mostrado na Figura 11, uma tensão inferior poderia causar dano se aplicada depois que o limite de resistência tivesse sido danificado pela aplicação de um nível de tensão maior (SHIGLEY, 2005).

### 2.3.6 Método para contagem de ciclos *Rainflow*

Para estimar a vida sob fadiga em componentes utilizando a medição de carregamentos com amplitudes variáveis ao longo do tempo, é necessário dividir o sinal em níveis de tensão e contar o número de ciclos que eles se repetem. Essa técnica é conhecida com *rainflow*.

Segundo Stephens et al. (2001), *rainflow* é o mais popular e provavelmente o melhor método para contagem de ciclos. Ele foi proposto inicialmente por Matsuish e Endo (1968). Com o histórico de carregamento em função do tempo, plotado de forma que o eixo do tempo esteja na vertical, estes autores criaram linhas escorregando horizontalmente através dos ciclos, como se fosse a chuva caindo sobre o telhado de uma *Pagoda* (típica construção japonesa).

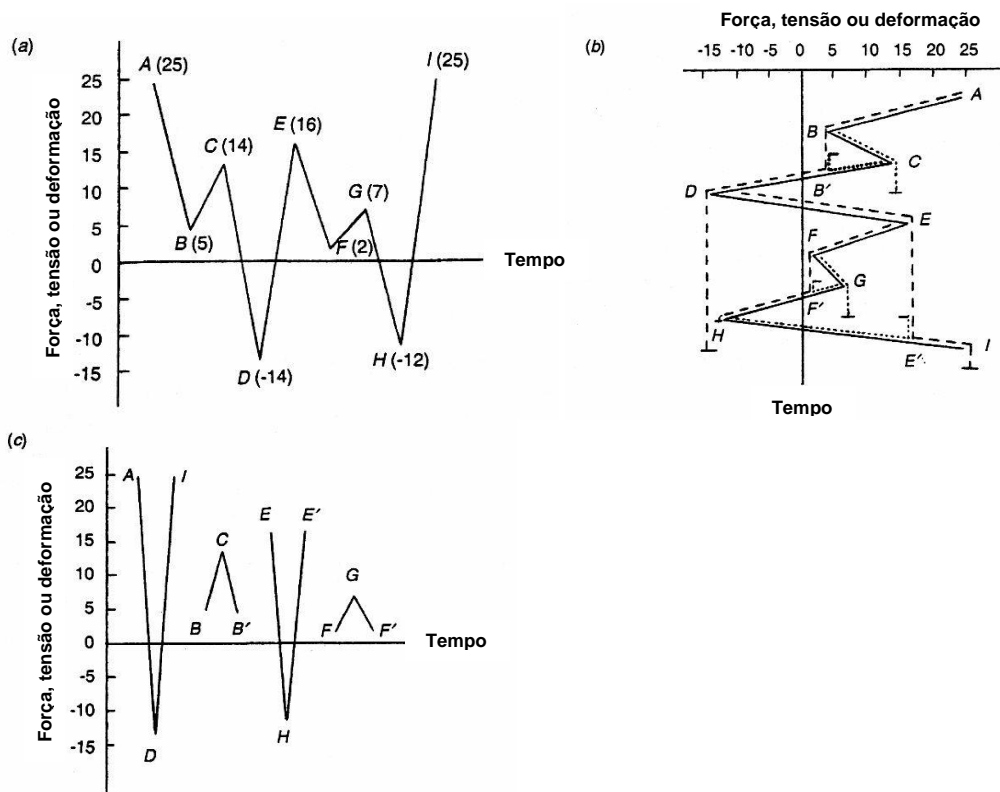
O método consiste no seguinte algoritmo (STEPHENS et al., 2001):

1. Reordenar o histórico de carregamento de modo que inicie com o maior pico ou menor vale;
2. Iniciando-se no maior pico, “descer” até o próximo reverso da curva. Continuar até que a magnitude do próximo pico for igual ou superior aquele pico iniciado ou um outro ciclo *rainflow* encontrado;
3. Repetir o mesmo procedimento ao próximo reverso até o final do processo;

4. Repetir o processo de contagem a todas amplitudes de tensão que não foram ainda contabilizadas.

A Figura 12 (a) mostra um exemplo de bloco de carregamento em função do tempo. Na Figura 12 (b), o eixo do tempo está na posição vertical, sendo essa representação útil para entendimento do método. A Figura 12 (c) mostra o resultado da contagem de ciclos.

Figura 12 – Exemplo do método de contagem de ciclos rainflow.



Fonte: Adaptado de Stephens et al (2001).

O resultado dessa contagem é então utilizado no cálculo de dano e estimativa de vida para o tempo do registro de tensão utilizado.

Na prática, a regra de acúmulo de dano, a curva S-N representando o desempenho do material a partir de testes de amplitude constantes, e, os ciclos de carga definidos utilizando o algoritmo de rainflow, são muitas vezes utilizadas para a previsão de fadiga de componentes sujeitos a cargas de amplitude variável (XIONG; SHENOI, 2007).

### 2.3.7 Fadiga Multiaxial

A fadiga multiaxial é definida como aquela em que mais de um sistema de carregamentos é produzido durante um ciclo, em pontos específicos de um componente, decorrentes por causa da natureza do carregamento, por exemplo um carregamento combinado. Estes carregamentos não são necessariamente proporcionais ou aplicados ao mesmo tempo.

Em diversos casos na engenharia são comuns as tensões multiaxiais proporcionais, considerando carregamentos reversos, que atuam na mesma frequência e em fase, ou a 180° fora de fase. Em materiais dúcteis assume-se que a vida de fadiga é controlada pela amplitude cíclica da tensão de Von Mises, conforme Equação 24 (DOWLING, 2007).

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (24)$$

onde,  $\sigma'$  é a tensão equivalente média, enquanto  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ , são amplitudes das tensões principais.

Fadiga é geralmente um fenômeno superficial, de modo que a sua componente de tensão normal à superfície livre é zero. Desta forma a consideração de todas as tensões envolvidas dentro do plano de tensões biaxiais se torna suficiente para avaliação do dano na maioria dos casos.

Para um estado biaxial de tensões, utilizando as componentes do tensor tridimensional de tensão, a equação de Von Mises pode ser escrita conforme a Equação 25 (SHIGLEY, 2005).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (25)$$

Embora as situações práticas geralmente envolvam estados multiaxiais de tensão, as curvas S-N, mesmo desenvolvidas numa base uniaxial de tensões, podem ser utilizadas tendo-se em mente a hipótese de Von Mises (DOWLING, 2007).

## 2.4 FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS

Estruturas e componentes são frequentemente soldados entre si de alguma forma, normalmente para facilitar a fabricação e reduzir o custo do produto final. As soldagens apresentam dificuldades por causa das macros e micros descontinuidades, tensões residuais e possíveis desalinhamentos causados durante o processo, os quais podem variar significativamente entre duas peças nominalmente iguais. Na grande maioria dos casos, as uniões soldadas são os primeiros locais que ocorrerem falhas por fadiga em estruturas metálicas (STEPHENS et al., 2001).

A soldagem em si é um processo complexo que pode resultar em uma ampla gama de valores para resistência a fadiga. Estes valores estão normalmente associados a qualidade de execução da solda e ao tipo de junta (STEPHENS et al., 2001).

Ainda segundo Stephens et al. (2001), a maioria dos aços usados em juntas soldadas possuem o limite de escoamento abaixo de 700 MPa. Mesmo para aços com o limite um pouco acima deste valor, muitas informações indicam que a resistência de juntas soldadas para fadiga de alto ciclo independem do limite de resistência do material. A severidade geométrica do entalhe da solda, tensões residuais, descontinuidades e a perda do tratamento térmico pelo aquecimento do processo de soldagem são as causas para este comportamento.



### 2.4.1 IIW 1823-07

O documento IIW 1823-07: “*Recommendations for fatigue design of welded joints and components*”, do IIW – “*International Institute of Welding*”, tem por objetivo fornecer uma base para projeto e análise de componentes soldados submetidos a carregamentos flutuantes, de modo a evitar falhas por fadiga. Esta recomendação apresenta um conjunto de curvas S-N para diferentes tipos de juntas soldadas, podendo ser aplicado para aços com limite de escoamento de até 960 MPa, somente para fadiga de alto ciclo.

A Figura 13, exemplifica a classificação de alguns tipos de junta soldadas, conforme descrito no documento.



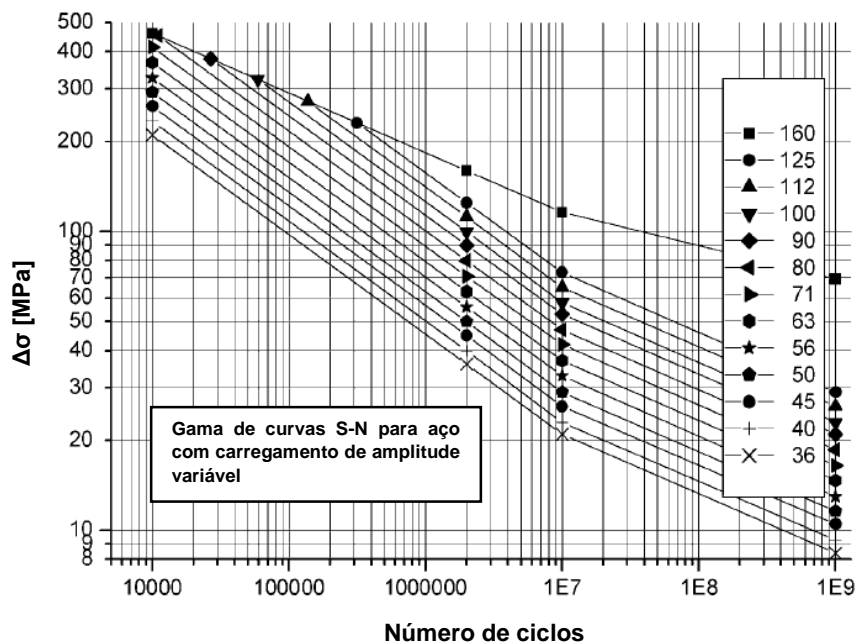
Figura 13 – Classificação de juntas soldadas conforme IIW 1823-07.

No.	Detalhe estrutural	Descrição St. = aço; Al. = alumínio	FAT St.	FAT Al.	Requerimentos e observações
200	<b>Soldas de topo, carga transversal</b>				
211		Solda de topo transversal (solda em X ou V) nivelada com a superfície do material, 100% NDT.	112	45	Todas soldas nivelas à superfície, com esmerilhamento paralelo a direção da tensão. Soldados em ambos os lados da placa. Desalinhamento < 5% da espessura da placa.
212		Solda de topo transversal realizada na posição plana, NDT. Reforço < 0,1 x espessura	90	36	Soldados em ambos os lados da placa. Desalinhamento < 5% da espessura da placa.

Fonte: Adaptado de IIW 1823-07 (2008).

Cada classificação apresenta um valor de FAT (classe de fadiga), que corresponde a tensão de fadiga em MPa equivalente a uma vida de 2 milhões de ciclos. Para a maioria das curvas S-N baseadas na tensão normal, assume-se que sua inclinação é igual a 3 (exceto FAT 160, inclinação igual a 5), até o valor de  $N = 10^7$ . A partir deste ponto, para fadiga de amplitude variável, uma inclinação da curva igual a 5 é considerada. A Figura 14 mostra a gama de curvas de fadiga para aços submetidos a cargas de amplitude variável.

Figura 14 – Gama de curvas de fadiga conforme IIW 1823-07.



Fonte: Adaptado de IIW 1823-07 (2008).

As curvas S-N do gráfico são representadas conforme a Equação 26, que relaciona o número de ciclos com a tensão de fadiga correspondente.

$$N = \frac{C}{\sigma_f^m} \quad (26)$$

onde  $C$  é a constante da curva S-N e  $m$  é o valor de inclinação.

## 2.5 ENSAIOS ACELERADOS DE FADIGA

Segundo Shigley (2005), há muitos fatores a considerar em uma análise de fadiga, muito mais do que em uma análise estática. Cada fator tem sido tratado de uma forma determinística, e, mesmo que não seja óbvio, esses fatores estão sujeitos à variabilidade e controlam a confiabilidade geral dos resultados. Quando a confiabilidade é importante, então testes de fadiga devem certamente ser realizados.

Os testes de fadiga em laboratório têm o objetivo de reproduzir os danos e os modos de falha encontrados em campo, de modo a acelerar a obtenção dos resultados. Esses tipos de testes são aplicados em todas as fases de um projeto, além da homologação final de um produto. Devido ao grau de aceleração do teste, decisões podem ser tomadas ainda no começo do projeto, podendo mudar bruscamente a direção em que este se desenvolve. Métodos estatísticos são amplamente utilizados durante a execução destes testes.

Os ensaios de fadiga para cargas de amplitude variável são realizados através das bases teóricas para relacionar o dano causado. Muitas vezes esses testes são longos, e os engenheiros precisam de métodos para reduzir sua duração. As técnicas mais utilizadas são baseadas no método de ciclos rainflow, filtragem de pequenos ciclos e reconstrução. O resultado é a remoção de certas regiões que durante a vida não causam danos, restando apenas os ciclos significativos (PALIN-LUC et al., 2006).

Para se obter uma correlação de severidade entre diferentes tipos de ensaios, Gueller (2009) propõe a relação mostrada na Equação 27:

$$S = \frac{e_2 \cdot \sum P_2}{e_1 \cdot \sum P_1} \quad (27)$$

Em que:

$s$ : severidade

$\sum P_1$ : somatório dos danos de fadiga para o ensaio 1;

$\sum P_2$ : somatório dos danos de fadiga para o ensaio 2;

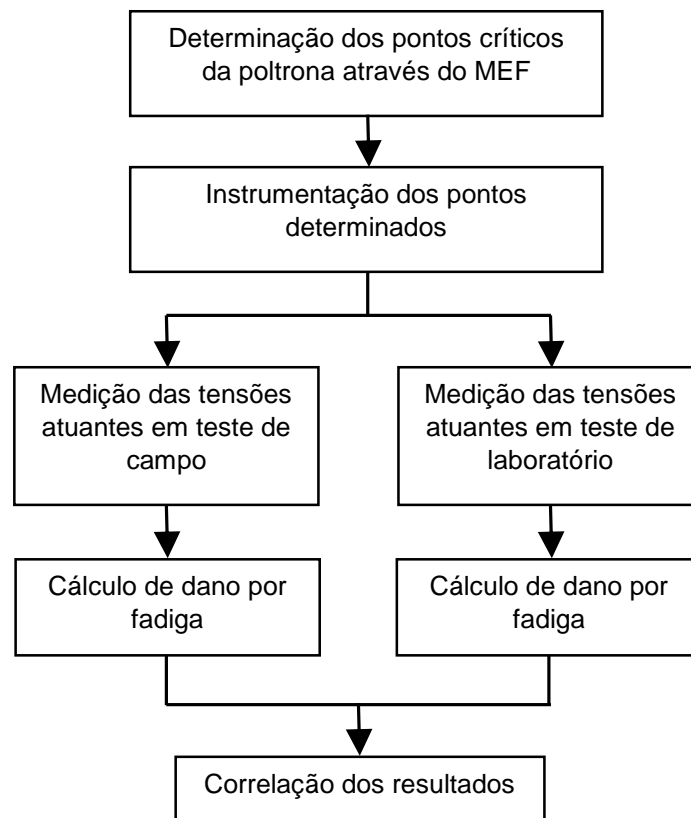
$e_1$ : número de repetições para o ensaio 1;

$e_2$ : número de repetições para o ensaio 2.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

O método apresentado abaixo mostra a sequência de atividades realizadas neste trabalho, onde cada etapa é um objetivo específico que foi atingido, para ao final do trabalho, ter-se uma correlação entre o dano de fadiga na poltrona para o teste de campo e o teste experimental. A Figura 15 mostra a sequência da metodologia.

Figura 15 – Método de trabalho utilizado.



Fonte: Autor (2015).

#### 3.1 MATERIAIS E PROPRIEDADES DA POLTRONA

A análise de fadiga foi realizada na estrutura de uma poltrona de ônibus urbano, conforme o modelo da Figura 16.

Figura 16 – Poltrona em estudo.



Fonte: Marcopolo (2015).

Os aços, do qual é constituída a estrutura da poltrona, possuem as seguintes propriedades mecânicas, conforme mostrado na Tabela 1:

Tabela 1 – Propriedades mecânicas dos materiais da poltrona.

Material	Norma	Limite de escoamento ( $S_y$ )	Limite de resistência à tração ( $S_{ut}$ )
1008	SAE	170 MPa	300 MPa
LN 28	NBR 6655	280 MPa	380 MPa
HC 380 LA	EN 10268	380 MPa	460 MPa

Fonte: Marcopolo (2015).

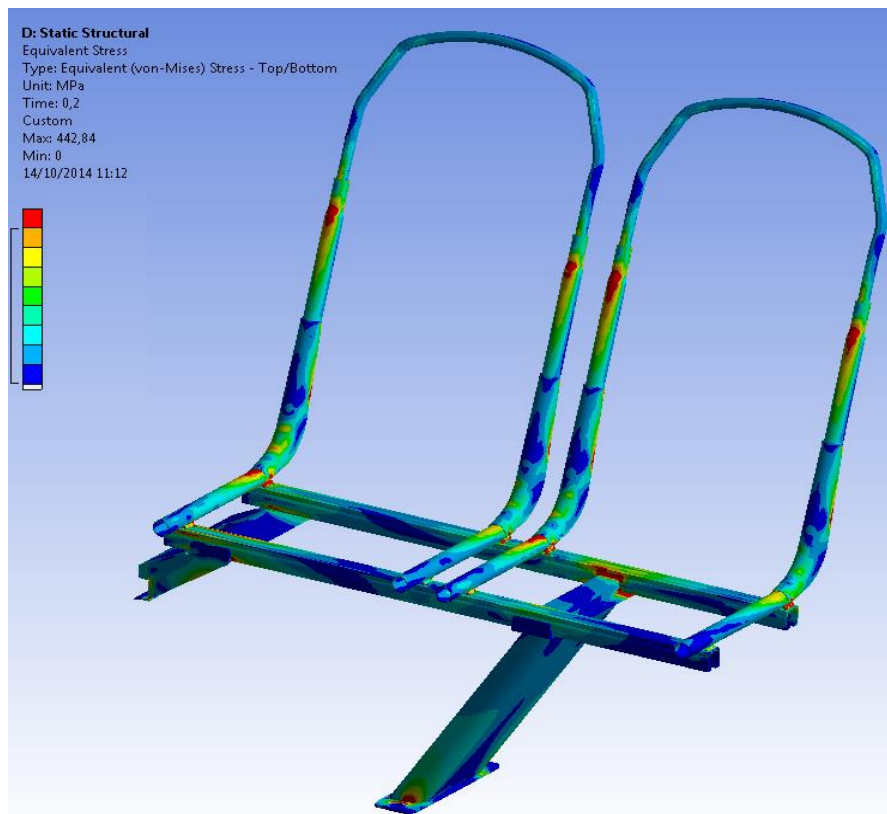
### 3.2 DETERMINAÇÃO DOS PONTOS CRÍTICOS DA POLTRONA

A empresa fabricante do objeto de estudo, em um trabalho realizado anteriormente, utilizou acelerômetros fixados em uma poltrona (modelo semelhante a avaliada) para coletar dados durante um teste realizado em campo. Esta medição foi utilizada como sinal de entrada para realizar a simulação pelo método de elementos finitos. Os resultados obtidos dessa análise mostraram as regiões da poltrona que estão submetidas aos níveis mais altos de tensão, de modo a

determinar os locais críticos que podem vir a sofrer falhas por fadiga. Logo, estas regiões foram definidas como pontos para colagem dos extensômetros.

A simulação pelo MEF foi realizada pela equipe responsável da empresa, utilizando o software ANSYS. A Figura 17, mostra o resultado da análise com a indicação dos níveis de tensão em um diagrama de cores.

Figura 17 – Análise da poltrona através do MEF.

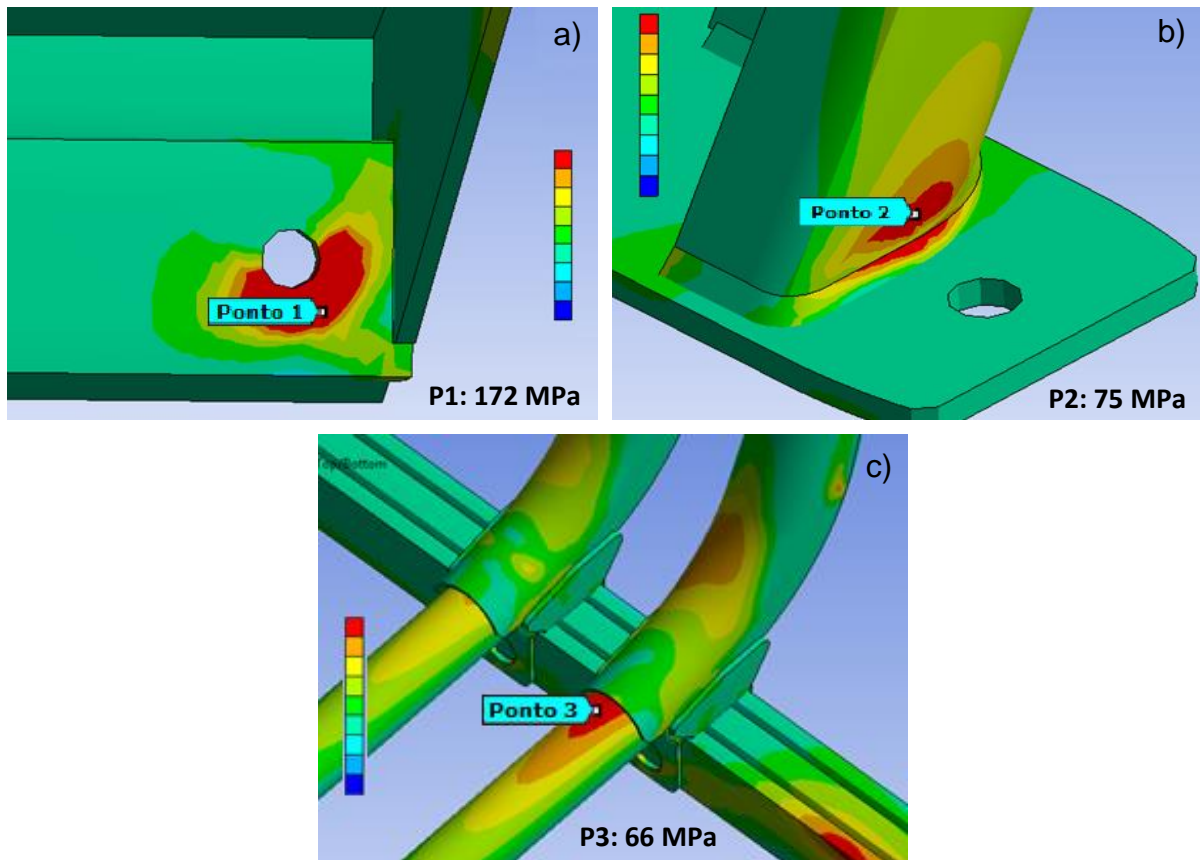


Fonte: Autor (2015).

A Figura 18, mostra os pontos definidos para a colagem dos extensômetros. A localização de cada ponto está descrita abaixo:

- a) Ponto 1 – Suporte lateral da poltrona;
- b) Ponto 2 – Pé da poltrona;
- c) Ponto 3 – Tubo do encosto.

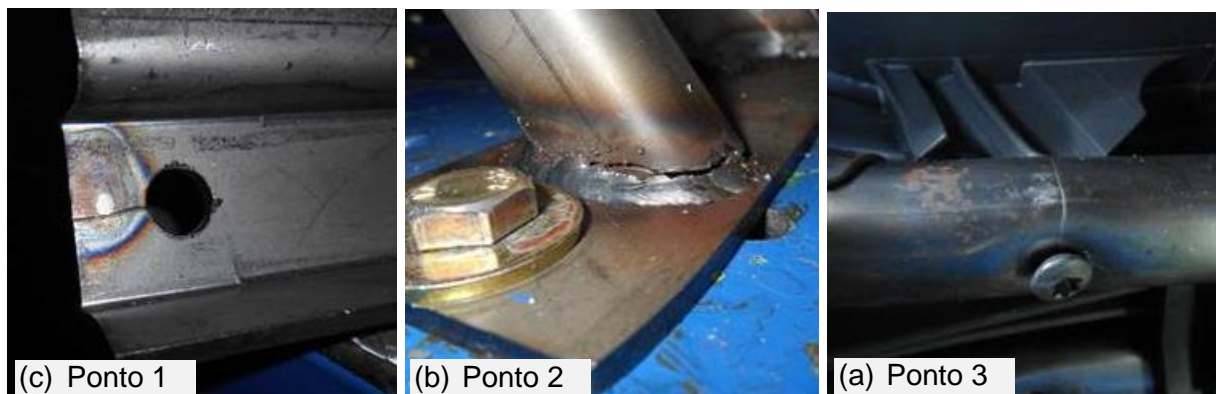
Figura 18 – Pontos determinados através do MEF.



Fonte: Autor (2015).

A simulação de elementos finitos apresentou os resultados esperados, visto que os pontos críticos mostrados pelo software ocorrem em locais onde já foram verificadas falhas em testes anteriores realizados em laboratório, conforme mostrado na Figura 19. Além disso, a ocorrência destas falhas motivou a escolha deste modelo de poltrona para o propósito de análise deste trabalho.

Figura 19 – Falhas verificadas em laboratório.



Fonte: Marcopolo (2015).

### 3.3 INSTRUMENTAÇÃO DA POLTRONA

Para medir as tensões atuantes e obter o histórico de carregamento nos pontos da estrutura determinados pelo MEF, foi utilizada a técnica experimental de extensometria.

Para isso foram utilizados extensômetros triaxiais da marca KYOWA. Os extensômetros escolhidos possuem características para aplicação em aços, sendo adequados para o material dos pontos determinados. Estes foram colados na estrutura de acordo com as técnicas apresentadas no item 2.2.2 e as recomendações do fabricante.

A Tabela 2 mostra os modelos e as características dos extensômetros utilizados.

Tabela 2 – Características dos extensômetros triaxiais.

<b>EXTENSÔMETRO TRIAXIAL – ROSETA 45°</b>	
<b>Modelo</b>	KFG-3-120-D17-11N30C2
<b>Fator de sensibilidade do extensômetro</b>	2,08 ± 1,0 %
<b>Comprimento do extensômetro</b>	3 mm
<b>Resistência do extensômetro (24°C, 50 RH)</b>	120,0 ± 0,8 Ω
<b>Expansão térmica adotada</b>	11,7 PPM / °C
<b>Coefficiente de temperatura do fator de sensibilidade</b>	+ 0,008 % / °C

Fonte: Kyowa (2015).

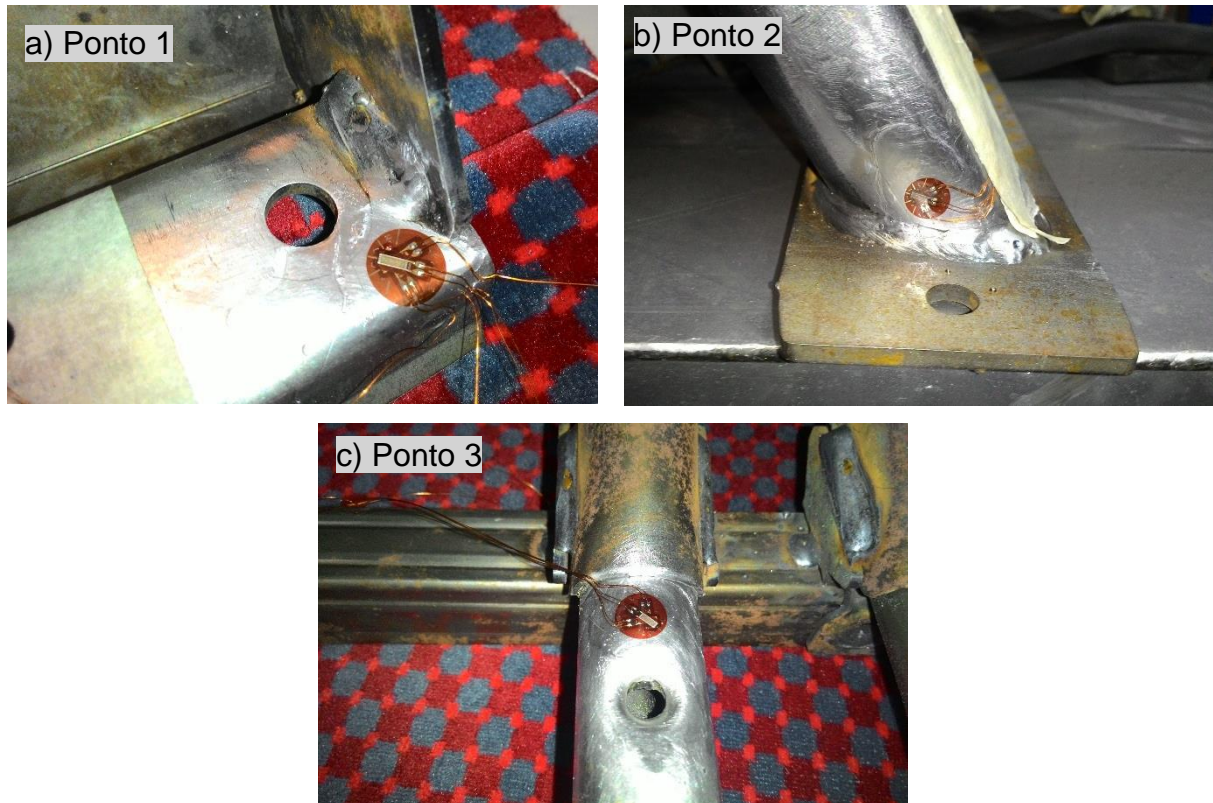
Além disso, para compensar o efeito da temperatura durante a coleta de dados, utilizou-se um extensômetro uniaxial como dummy. Este foi colado em uma placa separada, sendo que, durante as medições, o único carregamento que afetava a placa era a deformação pela temperatura. A placa com o dummy foi posicionada o mais próximo possível dos pontos instrumentados da poltrona.

Todos os extensômetros foram ligados em ¼ de ponte de Wheatstone.

Na Figura 20 são mostrados os “*strain gages*” colados na poltrona, em cada ponto definido anteriormente:



Figura 20 – Extensômetros colados na poltrona.



Fonte: Autor (2015).

O equipamento utilizado para leitura das deformações foi um aparelho LYNX ADS2000, com as seguintes características:

- Gabinete único com 32 canais;
- Conversor A/D de 16 bits de resolução;
- Fonte DC para alimentar sensores;
- Ganho selecionável nas faixas de entrada por chave e posteriormente amplificado em até 50 vezes;
- Ajuste do zero e balanço de pontes via software;
- Coleta de até 80.000 amostras por segundo.

Foram utilizadas as seguintes taxas de aquisição de dados:

- Teste de campo: 200 Hz;
- Teste de laboratório: 20 Hz.

A Figura 21 mostra o equipamento, juntamente com o notebook para interpretação e armazenamento dos dados.

Figura 21 – Equipamentos para aquisição dos dados.

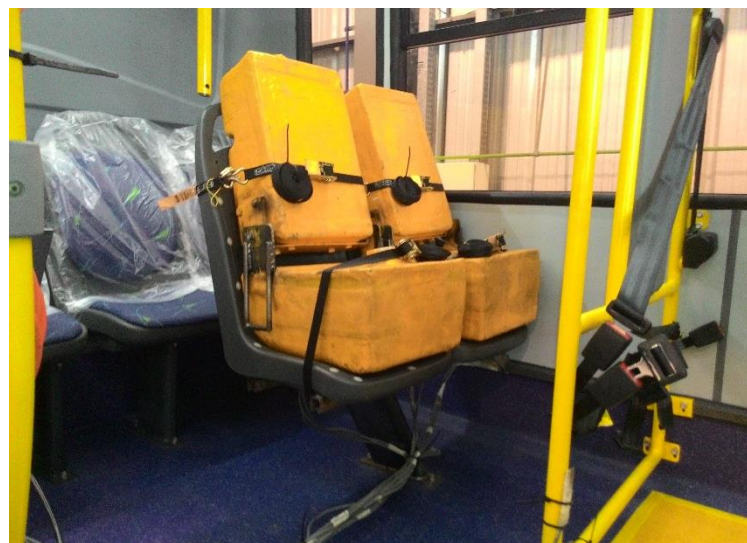


Fonte: Autor (2015).

### 3.4 MEDIÇÃO DAS TENSÕES EM TESTE CAMPO

A poltrona instrumentada foi montada em um ônibus urbano, sobre o balanço traseiro (região da carroceria após o eixo traseiro do veículo). Este local foi escolhido por apresentar um número maior de ocorrências de falhas em poltronas nos históricos de testes de durabilidade. A Figura 22, mostra poltrona montada no ônibus durante a coleta de dados em campo.

Figura 22 – Medição das tensões em teste de campo.



Fonte: Autor (2015).

A Figura 23, mostra o modelo de ônibus utilizado para as avaliações.

Figura 23 – Modelo de ônibus utilizado para as avaliações.



Fonte: Marcopolo (2015).

Para coletar os dados de tensões na poltrona, o veículo percorreu o trajeto utilizado nos ensaios de durabilidade acelerada realizados pela Engenharia Experimental. A proporção entre os tipos de pavimento apresenta 60% de estrada de terra, 25% de paralelepípedos e 15% de asfalto.

Além disso, o veículo percorre o trajeto determinado submetido a diferentes variações de carga, visando simular as condições reais de uso. Para a coleta de dados na poltrona foram adotadas as mesmas proporções de carga da durabilidade acelerada, distribuídas ao longo das avaliações da seguinte forma: 20% sem carga, 30% com meia carga e 50% com a carga total.

A carga adotada para uma poltrona dupla corresponde a uma massa de 71 kg sobre cada assento da poltrona. Meia carga corresponde a apenas uma das massas sobre a poltrona. Estas cargas, que simulam o peso dos passageiros, têm como característica a similaridade com o centro de gravidade de uma pessoa sentada.

Adotando as proporções de variação de carga e tipo de pavimento, foram selecionadas situações durante o percurso de coleta de dados que representassem condições severas que veículo encontrará em serviço. A Tabela 3 apresenta a distância percorrida para cada situação mantendo as proporções estipuladas, em um trajeto total de dez quilômetros.

Tabela 3 – Trechos medidos em teste de campo.

Trecho	Terreno	Percentual Terreno	Condição de carga	Percentual Carga	Distância
1	Asfalto	15%	Sem Carga	20%	300 metros
2	Paralelepípedo	25%			500 metros
3	Terra	60%			1200 metros
4	Asfalto	15%	Meia Carga	30%	450 metros
5	Paralelepípedo	25%			750 metros
6	Terra	60%			1800 metros
7	Asfalto	15%	Carga Total	50%	750 metros
8	Paralelepípedo	25%			1250 metros
9	Terra	60%			3000 metros

Fonte: Autor (2015).

As velocidades adotadas para as medições foram de 80 km/h para o trajeto de asfalto e 40 km/h para os trajetos de paralelepípedo e estrada de terra.

### 3.5 MEDIÇÃO DAS TENSÕES EM TESTE DE LABORATÓRIO

A empresa possui no setor de Engenharia Experimental, um dispositivo desenvolvido para ensaios de durabilidade acelerada de poltronas em laboratório. Este é utilizado no desenvolvimento de novos projetos, sendo a aprovação da poltrona neste ensaio um requisito obrigatório antes de ser lançada no mercado.

O dispositivo de teste impõe carregamentos cíclicos sobre a estrutura da poltrona, transmitido através da oscilação da base na qual a poltrona está fixada. A frequência do dispositivo é controlada e a amplitude dos esforços varia de acordo com a massa e a rigidez do conjunto. Durante todo período de teste, são fixadas sobre cada assento da poltrona massas de 71 kg, que mantem similaridade com o centro de gravidade de uma pessoa sentada.

Para medir as deformações através da técnica extensometria, foi montada sobre o dispositivo de ensaio a mesma poltrona utilizada na medição no teste de campo. Foram coletados os dados de carregamento deste ensaio por um período equivalente a 100 ciclos. A Figura 24, mostra a poltrona montada na bancada de teste durante a coleta de dados.

Figura 24 – Medição das tensões em teste de laboratório.



Fonte: Autor (2015).

### 3.6 CÁLCULO DE DANO POR FADIGA

Para calcular o dano de fadiga para os históricos de carregamento do teste de campo e de laboratório, primeiramente foram determinadas as curvas de fadiga para cada ponto avaliado, através das recomendações da IIW 1823-07.

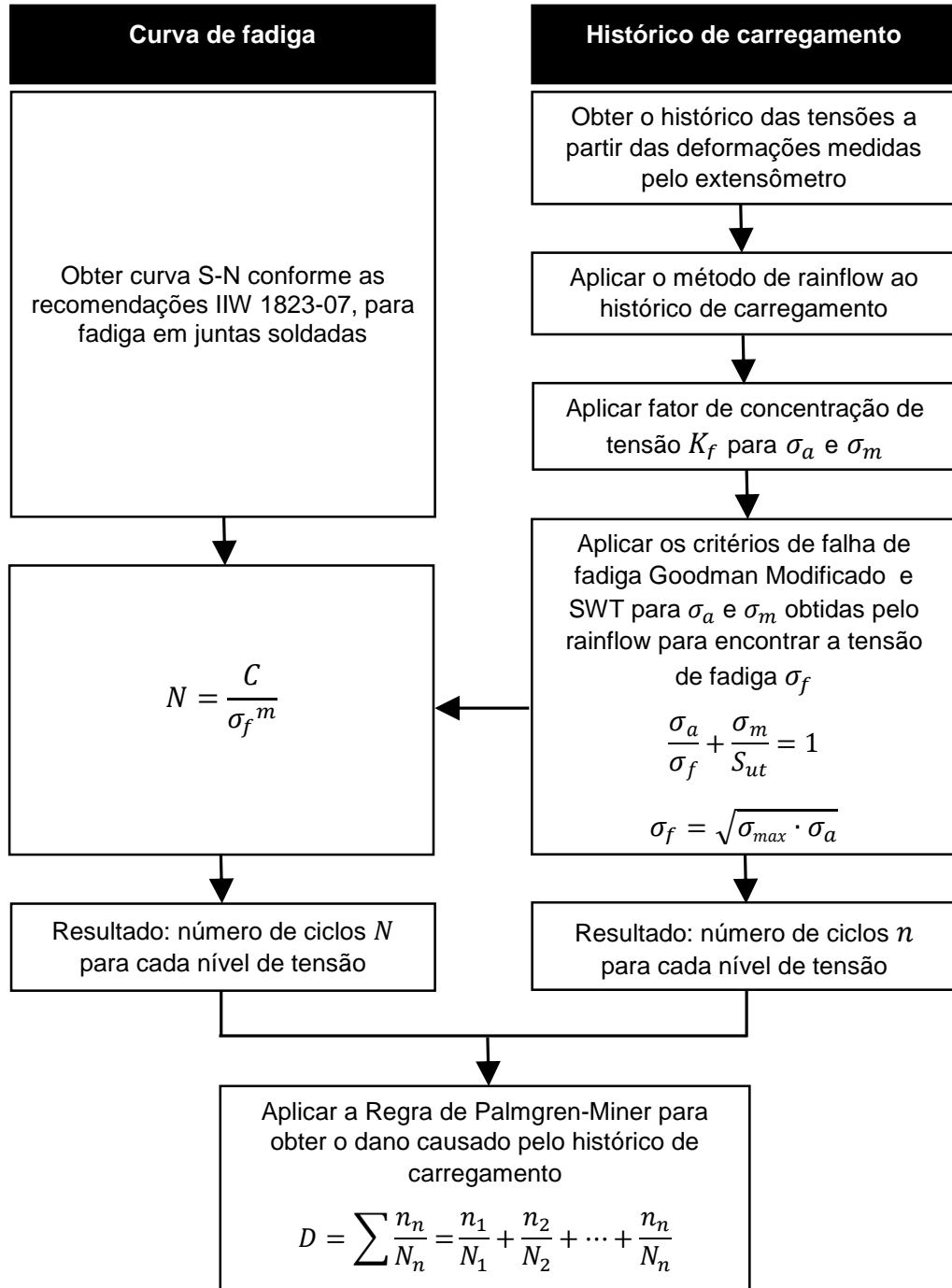
A coleta de dados da extensometria resultou em valores de deformação ao longo do tempo. Os dados foram tabulados em uma planilha do *software* EXCEL e, utilizando as teorias apresentadas no capítulo 2 obteve-se, para cada instante, valores de tensões de Von Mises.

Com o histórico de tensões pelo tempo foi aplicado o método de contagem de ciclos *Rainflow*, utilizando o *software* J-RAIN. O resultado, apresentou valores de tensão máxima e mínima para cada ciclo do histórico. Então, calculou-se a tensão média e alternada e, neste momento, aplicou-se o fator de concentração de tensão de acordo com as referências apresentadas anteriormente. A seguir, utilizou-se dois critérios para calcular a tensão de fadiga correspondente, Goodman modificado e SWT, de modo a poder compará-los ao fim das avaliações.

A partir destes dados e da curva de fadiga, aplicou-se a teoria do acúmulo de dano (Equação 23). Considerando cada ensaio como um bloco de carregamento, se determinou o dano causado por cada bloco, associando-os a distância percorrida, para o ensaio de campo, e o número de ciclos do teste, para o ensaio em laboratório.

Em resumo, para cada região medida pelos extensômetros, foi aplicada a sequência de cálculos mostradas no esquema da Figura 25.

Figura 25 – Sequência para cálculo de dano por fadiga.



Fonte: Autor (2015).

### 3.7 CORRELAÇÕES DOS RESULTADOS

Para atingir o objetivo geral é relacionado o número de ciclos do ensaio de laboratório que causam um dano de fadiga equivalente ao dano causado no teste de campo, em função da distância percorrida pelo veículo para qual foi projetada a vida útil da poltrona. Para isso, foi utilizado o conceito de severidade entre os procedimentos, conforme mostrado na Equação 27.

## 4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos durante as medições em campo e em laboratório, a definição das curvas de fadiga utilizadas para cada ponto em análise, e, os cálculos realizados conforme as teorias descritas anteriormente

### 4.1 DEFINIÇÃO DAS CURVAS DE FADIGA

As curvas de fadiga foram obtidas utilizando o documento IIW 1823-07. Para cada região em análise, comparou-se o tipo de junta soldada da poltrona com a classificação equivalente recomendada, conforme os detalhes estruturais apresentados. Cada tipo de junta apresenta uma classe FAT e uma curva S-N correspondente.

Os valores das constantes para a equação das curvas de fadiga escolhidas estão mostrados na Tabela 4. A Figura 26 mostra o gráfico para cada classe.

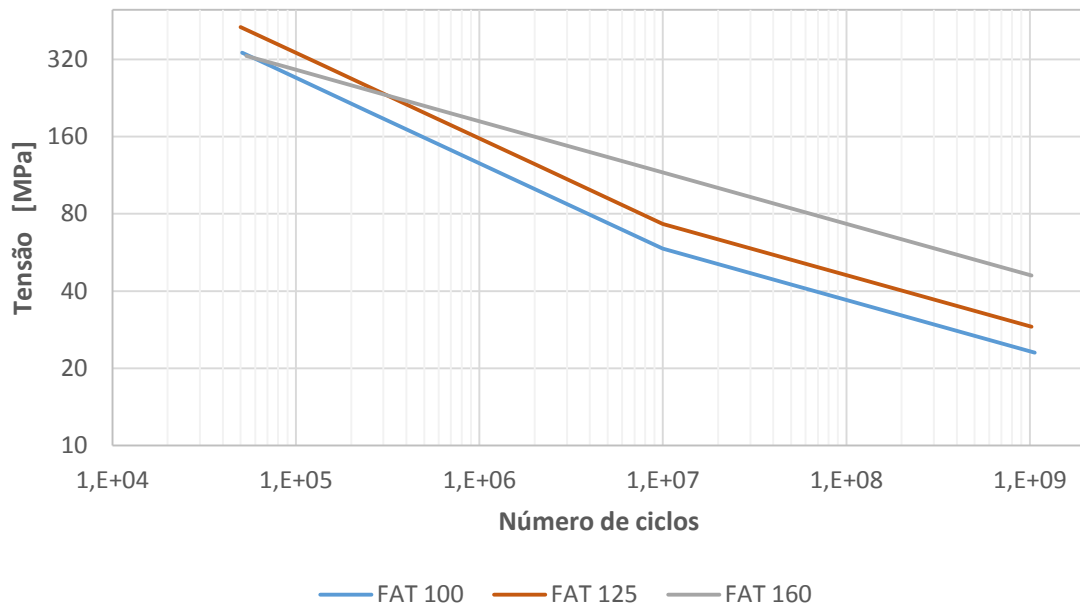
Tabela 4 – Curvas S-N para cada região avaliada.

Ponto	Tensão de fadiga		Valores curva de fadiga - $N = \frac{C}{\sigma_f^m}$			
	Classe FAT	Ponto de inflexão	$\sigma_f$ até $10^7$ ciclos		$\sigma_f$ a partir de $10^7$ ciclos	
	$\sigma_f$ para $2 \cdot 10^6$ ciclos	$\sigma_f$ para $1 \cdot 10^7$ ciclos	$C$	$m$	$C$	$m$
1	160 MPa	116 MPa	$2,097 \cdot 10^{17}$	5	$2,100 \cdot 10^{17}$	5
2	100 MPa	58,5 MPa	$2,000 \cdot 10^{12}$	3	$6,851 \cdot 10^{15}$	5
3	125 MPa	73,1 MPa	$3,906 \cdot 10^{12}$	3	$2,091 \cdot 10^{16}$	5

Fonte: IIW 1823-07 (2008).



Figura 26 – Gráfico das curvas S-N para cada região avaliada.



Fonte: IIW 1823-07 (2008).

## 4.2 FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO

Devido ao fato de não ser fisicamente possível colar o extensômetro no local com o maior nível de tensão para cada região em análise, os valores coletados deverão ser corrigidos, de modo a se obter valores mais aproximados da tensão nos locais das descontinuidades, ou seja, nas soldas e furos.

Os valores do concentrador de tensão foram obtidos por meio da simulação computacional pelo método de elementos finitos. A partir da diferença entre os níveis de tensão no ponto instrumentado para o ponto com a maior amplitude, obteve-se o fator para cada ponto, conforme mostrado na Tabela 5. Neste caso considerou-se  $K_t = K_f$ .

Tabela 5 – Concentrador de tensão  $K_f$ 

Ponto	$K_f$
1	3
2	1,4
3	2,8

Fonte: Autor (2015).

### 4.3 CARREGAMENTOS ESTÁTICOS

Para considerar os efeitos dos carregamentos estáticos sobre os pontos avaliados, os extensômetros foram calibrados/zerados com a poltrona desmontada, sem a influência do torque de aperto dos parafusos e de cargas externas. Assim, ao montar o conjunto, foi possível medir as deformações resultantes destes esforços.

Como não há maneira de garantir que, durante as medições, as cargas estáticas do teste de campo e do teste de laboratório sejam as mesmas, considerou-se um valor médio resultante de ambos os ensaios como carga estática de referência. Deste modo, a análise de severidade entre os procedimentos não terá influência de variações de montagem e desalinhamentos. A Tabela 6, mostra as tensões médias estáticas utilizadas como referência.

Tabela 6 – Tensões estáticas médias utilizadas como referência.

Ponto	Tensão média estática $\sigma_{m0}$
1	180 MPa
2	125 MPa
3	40 MPa

Fonte: Autor (2015).

### 4.4 CARREGAMENTOS DINÂMICOS

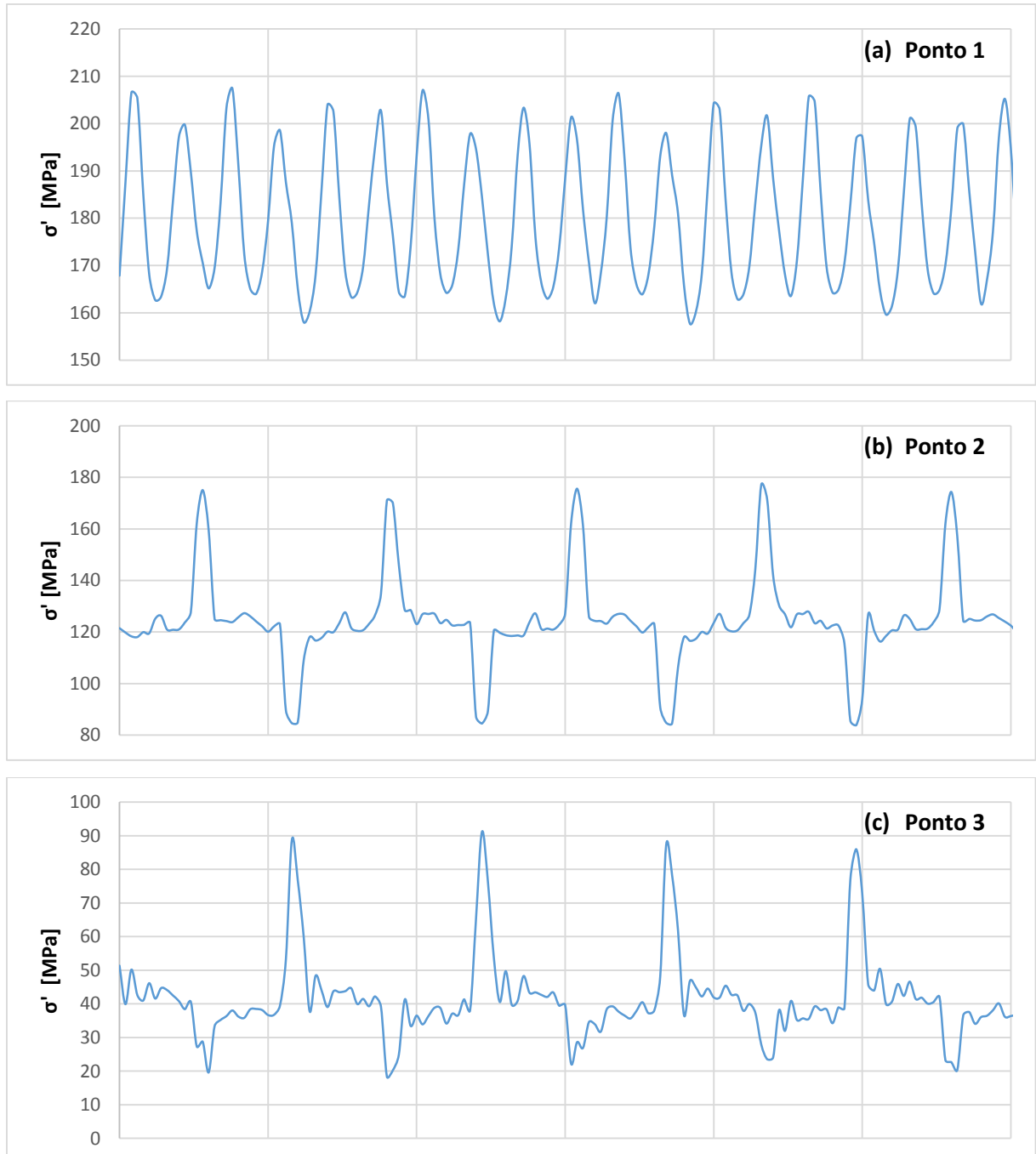
Para facilitar o entendimento do método utilizado até se obter o valor final do dano acumulado, serão apresentados primeiramente os resultados das medições em laboratório.

#### 4.4.1 Teste de laboratório

A coleta de dados com a poltrona montada no dispositivo de testes de laboratório foi realizada por um período total equivalente a 100 ciclos do ensaio. Os

gráficos de tensão equivalente de Von Mises pelo tempo da Figura 27 mostram um pequeno trecho do sinal obtido para cada ponto instrumentado.

Figura 27 – Histórico de carregamento medidos no teste de laboratório.



Fonte: Autor (2015).

Com o histórico de tensões pelo tempo, foi aplicado o método de contagem de ciclos *Rainflow*. O resultado apresentou os valores da tensão máxima e da

tensão mínima a cada ciclo contado pelo *software* J-RAIN. Os dados foram transferidos para uma planilha do *software* EXCEL, e a partir disto, foram calculadas as tensões média e alternada, aplicado o fator de concentração tensão  $K_f$  e calculada a tensão de fadiga correspondente a cada ciclo, utilizando os critérios SWT e Goodman modificado. A Tabela 7 mostra os cálculos parciais da tensão de fadiga [MPa] para o ponto 3, exemplificando o procedimento adotado para todas avaliações.

Tabela 7 – Cálculos parciais da tensão de fadiga para o ponto 3.

Resultado Rainflow		Tensões nominais		Aplicação fator $K_f$		Cálculo $\sigma_f$	
$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\sigma_m$	$\sigma_a$	$K_{fm} \cdot \sigma_m$	$K_f \cdot \sigma_a$	SWT	Goodman
47	40	44	4	123	11	36	16
42	40	41	1	115	3	18	5
87	22	55	33	79	91	124	124
38	34	36	2	101	6	24	8
40	36	38	2	106	6	25	9
44	42	43	1	120	3	19	5
43	41	42	1	118	3	18	5
46	40	43	3	120	8	33	14
48	39	55	5	122	13	41	21
89	20	55	35	73	97	128	128
38	36	37	1	104	3	17	4
39	30	35	5	97	13	37	19
37	36	37	1	102	1	12	2
39	35	37	2	104	6	25	9
39	38	39	1	108	1	12	2
40	36	38	2	106	6	25	9

Fonte: Autor (2015).

Utilizando a regra do dano linear e a respectiva curva de fadiga para cada região em análise, calculou-se o dano causado por cada ciclo, para ambos os critérios de falha estabelecidos. Vale lembrar que, devido ao fato da curva de fadiga possuir duas inclinações diferentes (uma equação para cada região), foi necessário tratar cada valor de tensão de fadiga de forma individual. Isto foi feito utilizando uma função condicional. A Tabela 8 mostra o cálculo parcial de dano para o ponto 3.

Tabela 8 – Cálculos parciais de dano para o ponto 3.

$\sigma_f$		Número de ciclos	Cálculo de dano SWT			Cálculo de dano Goodman		
			Fatores da curva S-N		Dano SWT	Fatores da curva S-N		Dano Goodman
SWT	Goodman	$n$	$C$	$m$		$C$	$m$	
36	16	1	2,091E+16	5	2,86E-09	2,091E+16	5	5,85E-11
18	5	1	2,091E+16	5	9,41E-11	2,091E+16	5	9,18E-14
124	124	1	3,906E+12	3	4,93E-07	3,906E+12	3	4,83E-07
24	8	1	2,091E+16	5	4,14E-10	2,091E+16	5	2,04E-12
25	9	1	2,091E+16	5	4,71E-10	2,091E+16	5	2,35E-12
19	5	1	2,091E+16	5	1,06E-10	2,091E+16	5	1,07E-13
18	5	1	2,091E+16	5	9,98E-11	2,091E+16	5	9,91E-14
33	14	1	2,091E+16	5	1,84E-09	2,091E+16	5	2,60E-11
41	21	1	2,091E+16	5	5,64E-09	2,091E+16	5	2,05E-10
128	128	1	3,906E+12	3	5,39E-07	3,906E+12	3	5,36E-07
17	4	1	2,091E+16	5	7,33E-11	2,091E+16	5	6,84E-14
37	19	1	2,091E+16	5	3,36E-09	2,091E+16	5	1,06E-10
12	2	1	2,091E+16	5	1,21E-11	2,091E+16	5	2,06E-15
25	9	1	2,091E+16	5	4,42E-10	2,091E+16	5	2,19E-12
12	2	1	2,091E+16	5	1,38E-11	2,091E+16	5	2,38E-15
25	9	1	2,091E+16	5	4,71E-10	2,091E+16	5	1,66E-12

Fonte: Autor (2015).

A Tabela 9 mostra o somatório dos danos para o histórico de carregamento equivalente a 100 ciclos do dispositivo de ensaio de laboratório, para cada ponto avaliado. Além disso é mostrado o número de ciclos de teste necessário para o dano atingir o valor de 1, ou seja, o número de ciclos até ocorrer a falha. Este valor foi obtido extrapolando o histórico de carregamento.

Tabela 9 – Somatório de dano do teste de laboratório.

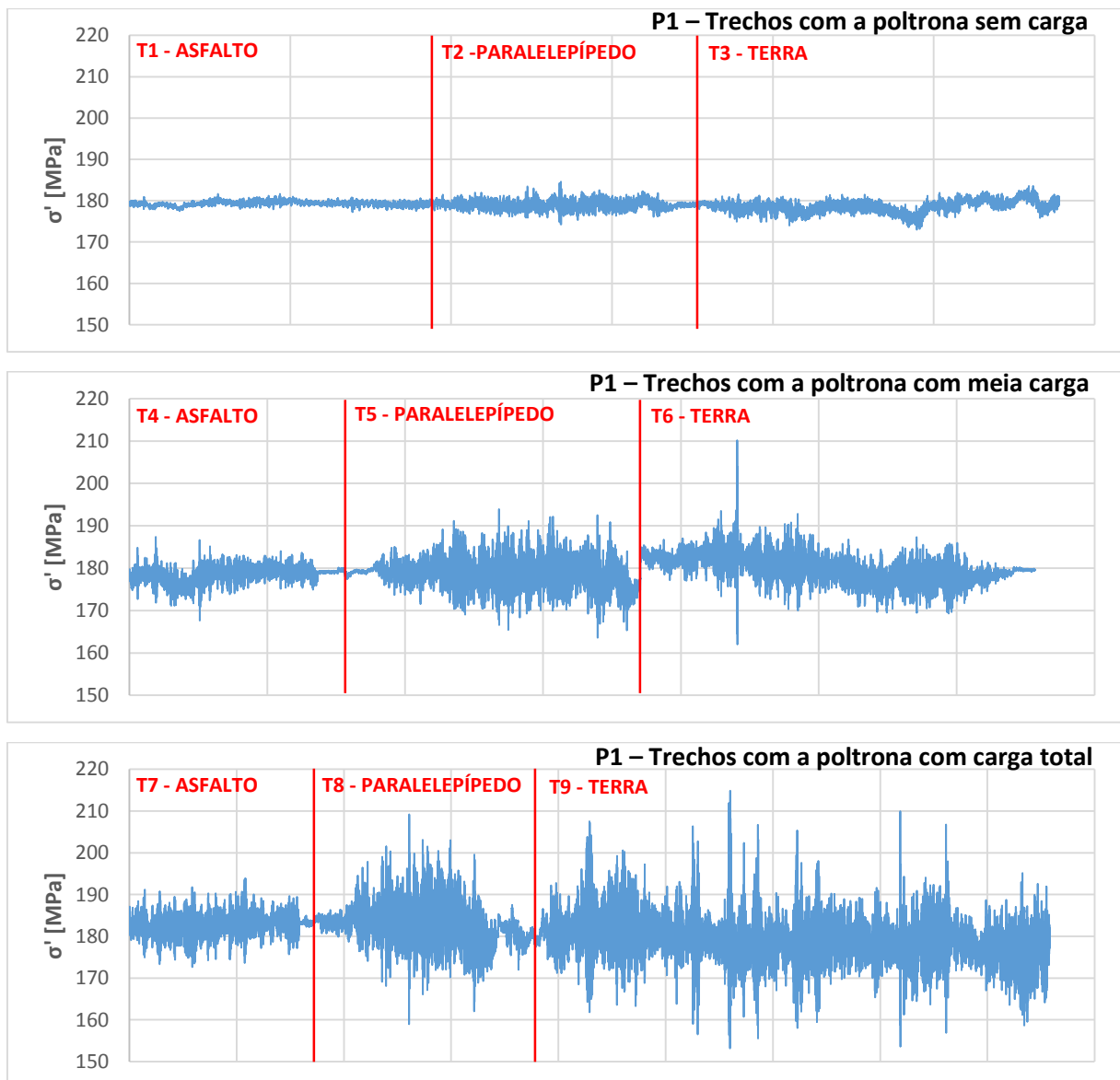
Ponto	Somatório de danos - 100 ciclos		Número de ciclos até a falha $D = 1$	
	SWT	Goodman	SWT	Goodman
1	7,03E-05	1,15E-04	1.420.000	867.000
2	5,54E-05	4,64E-05	1.810.000	2.150.000
3	5,00E-05	4,81E-05	2.000.000	2.080.000

Fonte: Autor (2015).

#### 4.4.2 Teste de campo

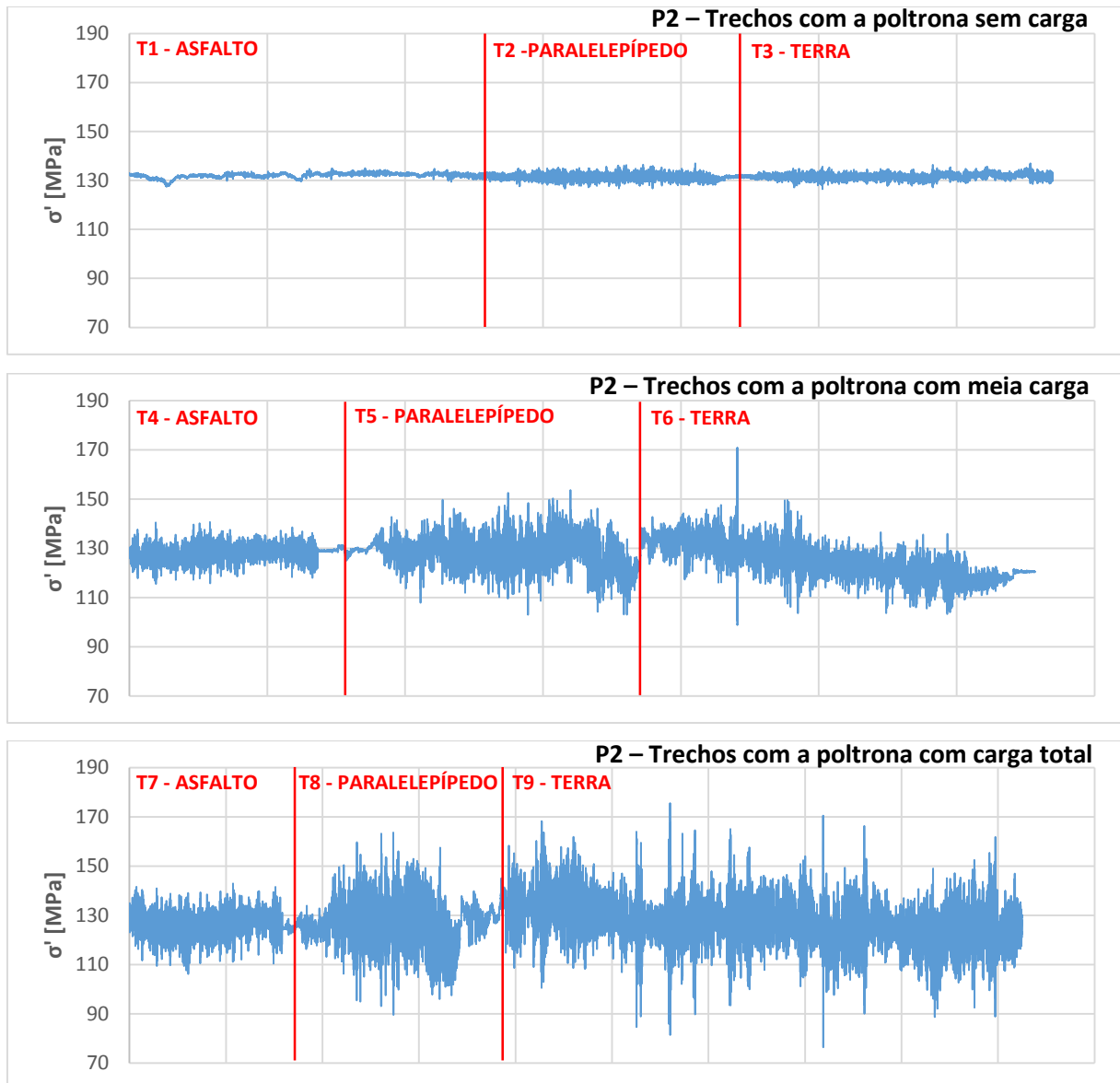
A coleta de dados em campo foi realizada com a poltrona montada no veículo, sendo que, para efeito de cálculo, considerou-se uma distância percorrida total de dez quilômetros, com variação do tipo de terreno e carga sobre a poltrona. Os gráficos de tensão equivalente de Von Mises pelo tempo das Figura 28, 29 e 30 mostram o histórico de carregamento para cada ponto instrumentado, para cada trecho definido de acordo com a Tabela 3, mostrada anteriormente.

Figura 28 – Histórico de carregamento em teste de campo para o ponto 1.



Fonte: Autor (2015).

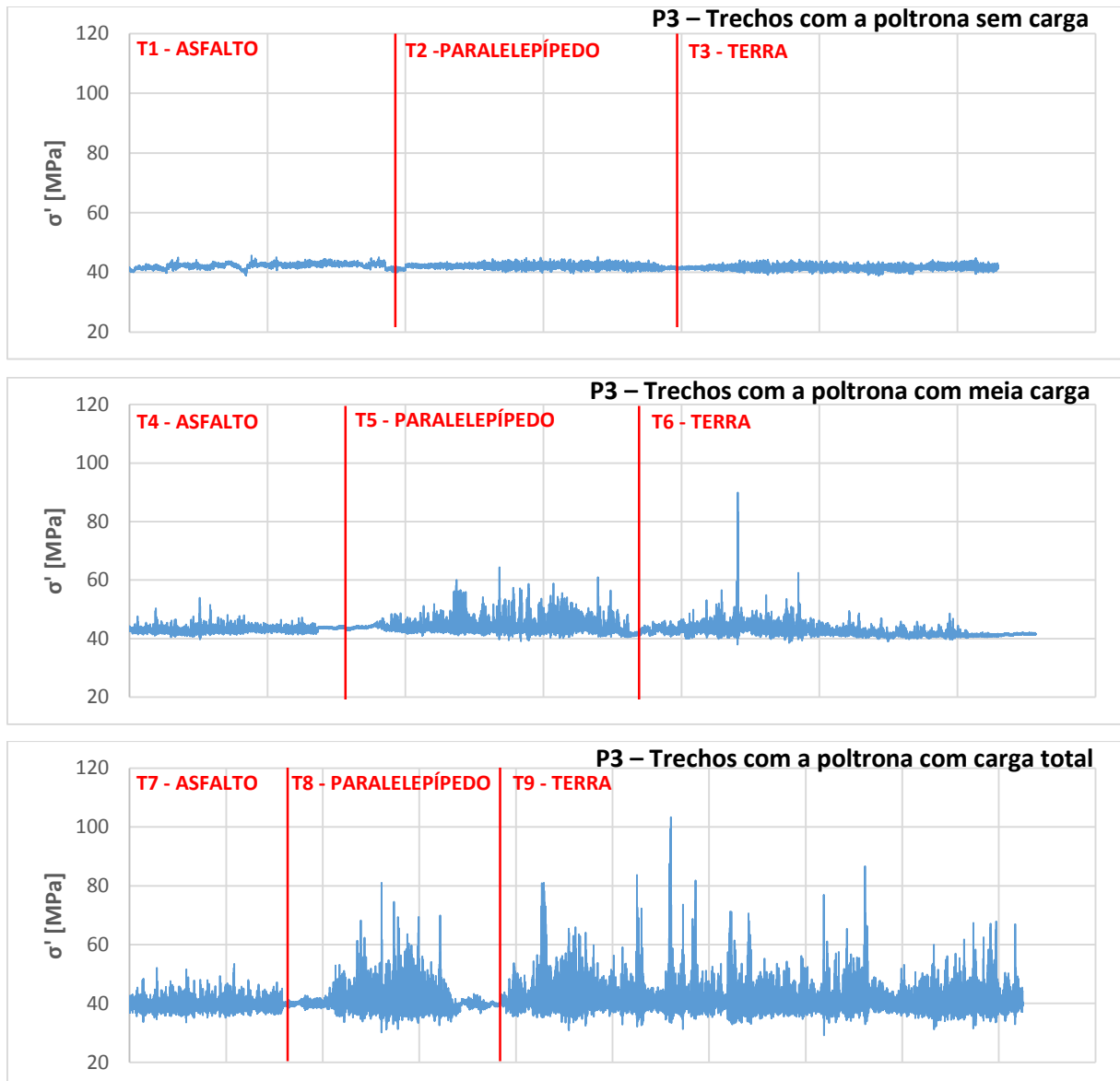
Figura 29 – Histórico de carregamento em teste de campo para o ponto 2.



Fonte: Autor (2015).

Para melhor visualização dos gráficos, estes foram separados em função da carga sobre a poltrona e divididos através de uma linha vermelha para identificar cada tipo de pavimento. Os gráficos estão mostrados em função do tempo, e não representam as proporções de distância adotadas no trabalho.

Figura 30 – Histórico de carregamento em teste de campo para o ponto 3.



Fonte: Autor (2015).

Da mesma forma utilizada para os resultados do teste de laboratório, foi aplicado o método de contagem de ciclos *Rainflow* para os históricos obtidos em campo. Utilizando os fatores de concentração de tensão foram calculadas as respectivas tensões de fadiga. Após, com a regra do dano linear e a respectiva curva de fadiga para cada região em análise, calculou-se o dano causado por cada ciclo, para ambos os critérios de falha estabelecidos.

As Tabelas 10, 11 e 12 mostram o somatório dos danos para cada histórico de carregamento em função da distância percorrida pelo veículo, para cada ponto avaliado. Além disso é mostrada a quilometragem necessária para o dano atingir o



valor de 1, ou seja, o número de ciclos até ocorrer a falha. Este valor foi obtido extrapolando o histórico de carregamento. Considerou-se como vida infinita quilometragens maiores que 1.000.000 km.

Tabela 10 – Somatório de dano do teste de campo para o ponto 1.

Trecho	Condição Pavimento / Carga	Distância [m]	Somatório de danos		Quilometragem até a falha $D = 1$	
			SWT	Goodman	SWT	Goodman
1	Asfalto / Sem carga	300	2,17E-08	2,47E-10	Vida Infinita	Vida infinita
2	Paralel. / Sem carga	500	1,58E-07	1,00E-08	Vida Infinita	Vida infinita
3	Terra / Sem carga	1.200	2,17E-07	9,44E-09	Vida Infinita	Vida infinita
4	Asfalto / Meia carga	450	2,08E-07	4,25E-08	Vida Infinita	Vida infinita
5	Paralel. / Meia carga	750	5,04E-06	2,63E-06	149.000	285.000
6	Terra / Meia carga	1.800	7,04E-06	4,03E-06	256.000	446.000
7	Asfalto / Carga total	750	1,02E-06	3,43E-07	735.000	Vida infinita
8	Paralel. / Carga total	1.250	1,64E-05	1,46E-05	76.000	86.000
9	Terra / Carga total	3.000	4,11E-05	4,28E-05	73.000	70.000
<b>Total</b>	-----	<b>10.000 m</b>	<b>7,12E-05</b>	<b>6,44E-05</b>	<b>140.400 km</b>	<b>155.300 km</b>

Fonte: Autor (2015).

Tabela 11 – Somatório de dano do teste de campo para o ponto 2.

Trecho	Condição Pavimento / Carga	Distância [m]	Somatório de danos		Quilometragem até a falha $D = 1$	
			SWT	Goodman	SWT	Goodman
1	Asfalto / Sem carga	300	3,58E-08	7,30E-11	Vida Infinita	Vida infinita
2	Paralel. / Sem carga	500	6,24E-07	2,31E-09	801.000	Vida infinita
3	Terra / Sem carga	1.200	6,45E-07	1,99E-09	Vida Infinita	Vida infinita
4	Asfalto / Meia carga	450	1,12E-06	4,69E-08	403.000	Vida infinita
5	Paralel. / Meia carga	750	2,19E-05	2,88E-06	34.000	260.000
6	Terra / Meia carga	1.800	3,10E-05	4,36E-06	58.000	412.000
7	Asfalto / Carga total	750	5,86E-06	4,88E-07	128.000	Vida infinita
8	Paralel. / Carga total	1.250	6,43E-05	1,73E-05	19.000	72.000
9	Terra / Carga total	3.000	1,22E-04	3,35E-05	25.000	90.000
<b>Total</b>	-----	<b>10.000 m</b>	<b>2,83E-04</b>	<b>7,38E-05</b>	<b>40.500 km</b>	<b>170.700 km</b>

Fonte: Autor (2015).

Tabela 12 – Somatório de dano do teste de campo para o ponto 3.

Trecho	Condição Pavimento / Carga	Distância [m]	Somatório de danos		Quilometragem até a falha $D = 1$	
			SWT	Goodman	SWT	Goodman
1	Asfalto / Sem carga	300	5,62E-08	1,73E-09	Vida Infinita	Vida infinita
2	Paralel. / Sem carga	500	1,52E-07	3,93E-10	Vida Infinita	Vida infinita
3	Terra / Sem carga	1.200	2,68E-07	7,55E-10	Vida Infinita	Vida infinita
4	Asfalto / Meia carga	450	8,04E-08	2,61E-09	Vida Infinita	Vida infinita
5	Paralel. / Meia carga	750	3,55E-06	4,24E-07	211.000	Vida infinita
6	Terra / Meia carga	1.800	4,18E-06	1,69E-06	431.000	Vida infinita
7	Asfalto / Carga total	750	7,50E-07	4,03E-08	999.000	Vida infinita
8	Paralel. / Carga total	1.250	1,90E-05	6,65E-06	66.000	188.000
9	Terra / Carga total	3.000	4,43E-05	1,88E-05	68.000	160.000
<b>Total</b>	-----	<b>10.000 m</b>	<b>7,24E-05</b>	<b>2,76E-05</b>	<b>138.100 km</b>	<b>363.700 km</b>

Fonte: Autor (2015).

#### 4.5 CORRELAÇÃO DOS RESULTADOS

Para relacionar o número de ciclos do ensaio de laboratório que causam um dano de fadiga equivalente ao dano causado no teste de campo, foi utilizado o conceito de severidade entre os procedimentos, conforme mostrado na Equação 27. O resultado dessa correlação está mostrado na Tabela 13, que informa a quantidade de ciclos do teste de laboratório necessários para cada 10 km de teste de campo.

Tabela 13 – Severidade entre o teste de campo e laboratório.

Ponto	Somatório de danos em teste de campo 10 km percorridos		Somatório de danos em teste de laboratório 100 ciclos de ensaio		Severidade – Número de ciclos do teste de laboratório equivalente a 10 km em teste de campo		
	SWT	Goodman	SWT	Goodman	SWT	Goodman	Média
1	7,12E-05	6,44E-05	7,03E-05	1,15E-04	101	56	79 ciclos/10 km
2	2,47E-04	5,86E-05	5,54E-05	4,64E-05	446	126	286 ciclos/10 km
3	7,24E-05	2,76E-05	5,00E-05	4,81E-05	145	57	101 ciclos/10 km

Fonte: Autor (2015).

Em todos os pontos avaliados, o critério SWT obteve resultados mais conservadores que o critério de Goodman modificado, apresentando em geral, números inferiores de vida sob fadiga. Considerando a média dos valores de cada critério, para reproduzir em bancada a vida em fadiga que ocorre no teste de durabilidade acelerada em campo, são necessários pelo menos 286 ciclos de ensaio para cada dez quilômetros rodados com o veículo, para que todos as regiões avaliadas atinjam a equivalência de dano.

## 5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

No capítulo 4, foram apresentados os resultados obtidos de acordo com os objetivos pretendidos através deste trabalho. Neste capítulo, será apresentado uma análise mais detalhada de alguns itens específicos.

### 5.1 TENSÕES EM CAMPO E EM LABORATÓRIO

#### 5.1.1 Amplitude das tensões

As tensões máximas e mínimas medidas em campo e em laboratório se mostraram muito próximas entre si, caracterizando uma boa representatividade do teste de laboratório em relação as amplitudes verificadas em campo. A frequência com que estas amplitudes ocorrem é o principal fator que define a correlação de dano de fadiga. A Tabela 14 apresenta a comparação dos valores de tensões medidos e a variação entre eles.

Tabela 14 – Amplitude das tensões em campo e em laboratório.

Ponto	Teste de campo $\sigma'$ [MPa]		Teste de laboratório $\sigma'$ [MPa]		Percentual das tensões do teste de laboratório em relação ao teste de campo [%]	
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima
1	214	153	207	158	0,97	1,03
2	175	76	177	84	1,01	1,11
3	103	29	91	19	0,88	0,66

Fonte: Autor (2015).

#### 5.1.2 Tensões médias e fatores de concentração de tensão

Como descrito anteriormente, utilizou-se um valor médio para a tensão estática, referente aos esforços provenientes da montagem da poltrona, da carga referente a massa dos passageiros e da amarração das mesmas em sua estrutura.

No decorrer dos ensaios, verificou-se que a tensão média dos pontos 1 e 2 diminuiram ao longo do tempo. Isto ocorreu porque as avaliações foram realizadas imediatamente após a montagem da poltrona, e estes pontos estão localizados muito próximos aos parafusos de fixação do conjunto. Ao ser submetida aos primeiros carregamentos dinâmicos após a montagem, as uniões parafusadas foram “assentando”, e com isso a redução no valor de tensão. Para efeito de cálculo, foram utilizados os valores de tensão média medidos durante as avaliações. A Tabela 15 mostra a redução das tensões médias após a montagem,

Tabela 15 – Redução as tensões médias após a montagem da poltrona.

Ponto	Tensão média estática $\sigma_{m0}$ Inicial após a montagem	Tensão média estática $\sigma_{m0}$ Durante as medições	Redução
1	201 MPa	180 MPa	10,5 %
2	150 MPa	125 MPa	16,7 %
3	41 MPa	40 MPa	2,5 %

Fonte: Autor (2015).

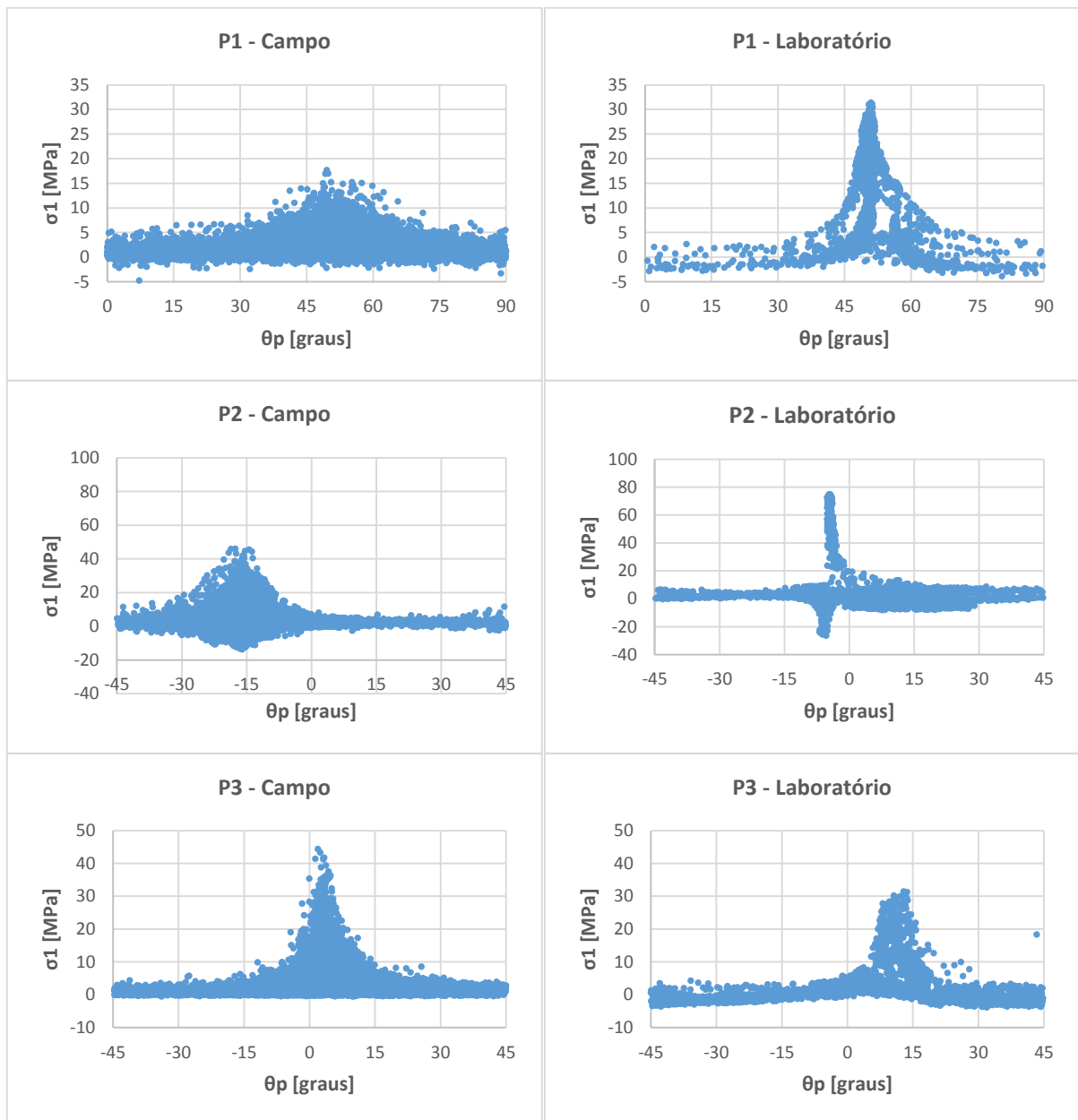
Os valores de tensão média apresentados acima se referem as medições no ponto de colagem dos extensômetros, sem considerar o fator multiplicador da concentração de tensão. Devido a elevada tensão média para os pontos 1 e 2, ao se aplicar o fator  $K_f$ , os valores ultrapassam o limite de escoamento do material, caracterizando uma deformação plástica localizada na descontinuidade geométrica. Para corrigir este efeito, foi utilizado o método de Dowling descrito na seção 2.3.4, conforme a Equação 22. Se as tensões médias fossem consideradas nulas, as componentes da tensão alternada não teriam amplitude suficiente para provocar o escoamento localizado.

### 5.1.3 Direção das tensões principais

Para verificar se o dispositivo para teste de fadiga em laboratório reproduz a direção das tensões principais ocorridas em campo, foi calculada a tensão principal máxima ( $\sigma_1$ ) e seu respectivo ângulo de orientação ( $\theta_p$ ) para cada instante de tempo, para ambos os ensaios. Para que a tensão estática não influenciasse no resultado,

esta foi descontada dos históricos de carregamento, resultando somente na parcela da tensão alternada. Plotando os gráficos de  $\sigma_1$  versus  $\theta_p$ , é possível verificar e comparar a direção das tensões principais, conforme mostrado na Figura 31.

Figura 31 – Gráficos da direção da tensão principal.



Fonte: Autor (2015).

De acordo com os gráficos acima é possível verificar que, a medida que aumenta a amplitude da tensão principal, sua direção tende a se estabilizar em um único valor. Este comportamento mostra que o carregamento multiaxial é

proporcional, ou seja, a direção da tensão principal não varia ao longo do tempo. A Tabela 16 mostra os ângulo da direção principal para o teste de campo e laboratório.

Tabela 16 – Direção das tensões principais.

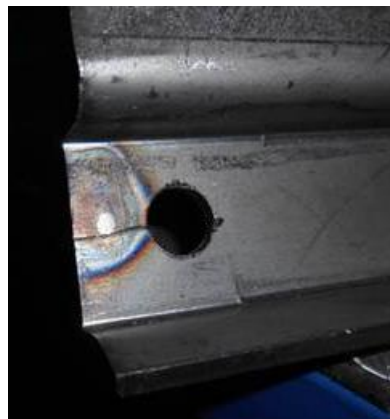
Ponto	Teste de campo $\theta_p$ [graus]	Teste de laboratório $\theta_p$ [graus]	Ângulo em relação ao
1	48° a 52°	50° a 51°	Extensômetro horizontal
2	-13° a -19°	-4° a -5°	Extensômetro longitudinal ao perfil do pé
3	1° a 5°	9° a 13°	Extensômetro longitudinal do tubo

Fonte: Autor (2015).

## 5.2 FALHAS VERIFICADAS NO TESTE DE LABORATÓRIO

Conforme comentado anteriormente, testes de fadiga em laboratório realizados em versões anteriores a esta poltrona, já foram verificadas falhas nos três locais avaliados neste trabalho. No último teste, com o modelo de poltrona utilizada neste trabalho, a primeira falha ocorreu no ponto 1, com um total de 1.100.000 ciclos (Figura 32). Para os pontos 2 e 3, a poltrona atingiu um total de 2.000.000 sem que ocorressem falhas. Estes números se aproximam dos valores obtidos através dos cálculos, conforme mostrado na Tabela 17, porém, novos ensaios com maior número de amostras devem ser realizados para validar estes resultados.

Figura 32 – Falha verificada no ponto 1 no teste de laboratório.



Fonte: Marcopolo (2015).

Tabela 17 – Resultado teórico *versus* experimental para o teste de laboratório.

Ponto	Número de ciclos até a falha		
	Resultado Teórico		Resultado experimental
	SWT	Goodman	
1	1.420.000	867.000	1.100.000
2	1.810.000	2.150.00	> 2.000.000
3	2.000.000	2.080.000	> 2.000.000

Fonte: Autor (2015).

### 5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados obtidos neste trabalho referem-se à correlação de dano por fadiga em uma poltrona de ônibus urbano, entre um ensaio de bancada em laboratório e um teste de durabilidade acelerada em campo, com o veículo completo. Visto isso, algumas considerações devem ser feitas:

- Nos testes de durabilidade acelerada, são utilizados pesos representando a massa dos passageiros, sendo que estes são amarrados a estrutura da poltrona. No uso real do veículo isso não ocorre. Esta condição de teste implica carregamentos mais severos a estrutura, portanto, a correlação obtida neste trabalho não representa o uso normal do veículo.
- A poltrona em análise foi montada sobre o balanço traseiro do ônibus, local considerado como o mais severo. As poltronas localizada em outras regiões do veículo irão apresentar correlações diferentes as obtidas neste trabalho.
- Para cálculo do dano foram utilizadas curvas de fadiga para uniões soldadas, porém estas não consideram as influências dos defeitos de solda nas análises, o que causaria uma redução na vida sob fadiga do componente.
- A regra do dano linear não considera a ordem em que ocorrem os carregamentos. Portanto, como as falhas por fadiga são dependentes do tempo existe uma maior chance de o componente falhar à medida que este avança na sua vida útil.
- O fator de concentração de tensão foi obtido pelo software de elementos finitos, através das diferenças de tensão, sendo que este corresponde ao valor  $K_t$ . De



forma conservadora, considerou-se  $K_f = K_t$ . O fator de sensibilidade para fadiga  $K_f$  geralmente é menor que  $K_t$ , o que pode causar divergências nos resultados. Deixa-se como sugestão para os próximos trabalhos considerar este fator utilizando as teorias adequadas.

- Para validar os resultados obtidos, ensaios experimentais devem ser realizados com uma quantidade significativa de amostras. Além disso, sugere-se monitorar o componente durante a vida em serviço, de modo a verificar se os testes reproduzem os locais onde ocorrem as falhas.

## 6 CONCLUSÃO

A partir dos objetivos iniciais pretendidos, a correlação de danos por fadiga entre o teste de durabilidade acelerada em campo e o teste de laboratório pôde ser determinada, utilizando as teorias mostradas neste trabalho. Cada objetivo específico foi realizado para atingir o objetivo geral.

No teste de fadiga em laboratório, a poltrona apresentou níveis de tensão equivalente muito próximos aos valores verificados em campo. Analisando as direções das tensões principais, foi possível verificar um carregamento de fadiga multiaxial do tipo proporcional para ambos os ensaios, onde as direções não variam ao longo do tempo. Além disso, o teste de laboratório reproduz de forma satisfatória as direções principais que ocorrem em campo.

A correlação de fadiga mostrou a quantidade de ciclos necessários para o teste de laboratório causar um dano equivalente ao verificado em campo, para cada região avaliada. A precisão desta correlação está diretamente associada a representatividade dos trechos escolhidos para medição. Com base na variação de carga e do trajeto especificado, foi possível determinar uma expectativa de vida para a poltrona e a respectiva quantidade de ciclos do teste de laboratório para reproduzir o dano de fadiga.

Os critérios SWT e Goodman apresentaram resultados distintos para a maioria das análises, com SWT geralmente indicando uma vida menor sob fadiga. Testes experimentais são necessários para verificar a convergência dos resultados como um todo, e determinar qual critério apresenta maior precisão. Para efeito teórico, a média entre eles foi considerada. Portanto, para reproduzir em bancada a vida em fadiga que ocorre no teste de durabilidade acelerada em campo, são necessários 286 ciclos de ensaio para cada dez quilômetros rodados com o veículo, para que todas as regiões avaliadas atinjam a equivalência de dano.

Em geral, a metodologia utilizada neste trabalho pode ser aplicada para determinar a correlação de fadiga entre dois procedimentos distintos, para diversos componentes e estruturas que fazem parte da carroceria de um ônibus, verificando a representatividade de ensaios para as condições reais em que são submetidos em serviço, de modo a acelerar resultados e prevenir possíveis falhas do produto no mercado.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BANNANTINE, J. A; COMER, J. J; HANDROCK, J. L. **Fundamentals of Metal Analysis**. New Jersey: Prentice-Hall, Inc. 1990. 273p.

BRANCO, C. Moura; FERNANDES, A. Augusto; CASTRO, Paulo M. S. Tavares de Castro. **Fadiga de estruturas soldadas**. 2. ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.

BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução nº 445**, de 25 Junho de 2013. Estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipos micro-ônibus e ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importado.

CIAPPARINI, Joel Vicente. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. Porto Alegre, 2012. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

COLLINS, J. A. **Failure of materials in mechanical design: analysis, prediction prevention**. The Ohio State University Columbus, OH, Second Edition 1993.

DALLY, JAMES, W. **Experimental Stress Analysis**. 3ed .New York: McGraw- Hill, Inc. 1991, p.129-340.

DOWLING, Norman E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for deformation, fracture and fatigue**. 3. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.

GUELLER, Gabriel. **Durabilidade em Estruturas Automotivas**; Platina, 2009.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

**IIW 1823-07 - Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components**. International Institute of Welding, doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris, France, October 2008.

HOFFMANN, Karl. **An Introduction to measurements using strain gages**. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989.

KYOWA. **What's a strain gage? Introduction to Strain Gages**. Tokyo: Kyowa Eletronic Instrument Co. LTD, 2003.

NORTON, Robert. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

PALIN-LUC T.; BANVILLET A.; VITTORI J.F. How reduce the duration of multiaxial fatigue tests under proportional service loadings. **International Journal of Fatigue**. n. 28, p. 554 563, 2006.

PAULINO, Hertezi L. **Aplicação de strain Gages rosetas na análise experimental de tensões**. São Paulo: Strain Gage, 2011.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STEPHENS, Ralph I.; FATEMI, Ali; STEPHENS, Robert R.; FUCHS, Henry O. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. New York: Wiley Interscience, 2001.

SURESH, S. **Fatigue of Materials**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.

XIONG J.J.; SHENOI R.A. A load history generation approach for full-scale accelerated fatigue tests. **Engineering Fracture Mechanics**. n. 75 p 3226-3243, 2008.

WEBER, Albano Luiz. **Metrologia e instrumentação – Extensometria**. Caxias do Sul: Universidade de Caxias do Sul, 2009.

SMITH, K.N.; WATSON, P.; TOPPER, T.H. **A Stress-strain Function for the Fatigue of Metals**, v.5, No. 4, 1970.