



**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA**

Dissertação de Mestrado

**“Análise Comparativa do Comportamento de Fadiga do
Gancho Reboque Posterior de um Veículo Automotor. “**

César Petracconi

Dissertação apresentada ao Departamento de
Engenharia Mecânica da PUC Minas como parte
dos requisitos para a obtenção do título de Mestre
em Ciências em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Ernani Sales Palma, Dr. –Ing.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. –Ing. Ernani Sales Palma - Orientador

Prof. Dr. Eng. José Rubens Gonçalves Carneiro – PUC Minas

Dr. Eng. Márcio Eduardo Silveira -AETHRA Sistemas Automotivos S.A

Belo Horizonte, 18 de Dezembro de 2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

P493a Petracconi, César
 Análise comparativa do comportamento de fadiga do gancho
 reboque posterior de um veículo automotor / César Petracconi. Belo
 Horizonte, 2009.
 91f. : il.

 Orientador: Ernani Sales Palma,
 Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em
 Engenharia Mecânica.

 1. Juntas soldadas - Fadiga. 2. Automóveis - Reboque. I.
 Palma, Ernani Sales. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas
 Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III.
 Título.

CDU: 620.172.24



PUC Minas

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA**

**“Análise Comparativa do Comportamento de Fadiga do
Gancho Reboque Posterior de um Veículo Automotor “**

Dissertação de Mestrado submetida à banca examinadora designada pelo Colegiado do Mestrado em Engenharia Mecânica, da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 18 de Dezembro de 2008

Prof. Dr. –Ing. Ernani Sales Palma

Prof. Dr. Eng. José Rubens Gonçalves Carneiro

Dr. Eng. Márcio Eduardo Silveira

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família pelo apoio e compreensão nas dificuldades apresentadas na elaboração desta tese de mestrado: a meu pai Luiz Antônio (in memoriam), à minha mãe Suzana, a meus irmãos Alexandre e Ana Maria, e a meu sobrinho João Luiz.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser concluído sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Agradeço a todos que de forma direta ou indireta colaboraram para a conclusão desta tese de mestrado. Em especial, ao Departamento de Engenharia de Experimentação Veicular da Fiat Automóveis S/A, na pessoa do Engenheiro Samuel Ferreira, e à PUC- MG na pessoa do Dr. Eng. Prof. Ernani Palma, os quais foram os elementos fundamentais para a realização e conclusão deste projeto científico.

Também a todos os professores que compartilharam seu conhecimento e indicaram os caminhos a serem seguidos.

SUMÁRIO

RESUMO	08
ABSTRACT	09
LISTA DE FIGURAS	10
LISTA DE TABELAS	12
LISTA DE SÍMBOLOS	13
1. INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivos Específicos	17
1.2 Justificativa	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Estado da Arte	18
2.2 Introdução à Fadiga	20
2.3 Curvas de Fadiga	21
2.4 Acúmulo de Danos	31
2.5 Contagem de Ciclos	33
2.6 Critério de von Mises	35
2.7 Ensaios de Durabilidade na Indústria Automobilística	36
2.7.1 <i>Premissas para Ensaios de Fadiga atuais</i>	39
2.8 Sistemas Estruturais de Automóveis de Passeio	41
2.8.1 <i>Visão Geral de Elementos de Carroceria</i>	41
2.8.2 <i>Características Técnicas Determinantes de Projeto</i>	43
2.8.2.1 Principais diferenças Construtivas	43
2.8.2.2 Características Técnicas Relevantes	47
3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	48

3.1 Materiais	48
3.1.1 Visão Geral do Sistema Mecânico	49
3.2 Metodologias Experimentais	50
3.2.1 Instrumentação Necessária para a Prova de Fadiga	50
3.2.2 Esquema de Soldagem dos Componentes	53
3.2.3 Prova Estática	55
3.2.4 Prova Dinâmica	57
3.2.5 Utilização do Software	59
4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SUA DISCUSSÃO	60
4.1 Tensões atuantes	60
4.2 Ensaios experimentais de fadiga	63
4.2.1 Resultados dos Ensaios Estáticos	63
4.2.2 Resultados dos Ensaios Dinâmicos	65
4.2.3 Resultados dos ensaios: cordão de solda em todo perímetro.	68
4.3 Análises comparativas	75
4.4 Discussões comparativas dos resultados	87
5. CONCLUSÃO	88
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89

RESUMO

O principal objetivo deste trabalho é analisar o comportamento mecânico relativo à fadiga de componentes de carroceria de um automóvel. Este estudo foi baseado nas necessidades de atendimento de desempenho mecânico previstos em normas (“Capitulatos” Fiat), as quais traduzem as reais condições de uso. Além disto, as informações obtidas serão utilizadas para futuros redimensionamentos de forma a atender às exigências técnicas e de viabilidade econômica (custo) e tempo de desenvolvimento. Especificamente neste trabalho será apresentada uma correlação entre os danos causados por fadiga no gancho reboque, obtidos experimentalmente através de simulação em software comercial, desenvolvido especificamente para mapeamento dos pontos críticos, e ensaios laboratoriais estático-dinâmicos. Essa correlação é obtida através de teorias de acúmulo de danos por fadiga e de técnicas experimentais e analíticas de análise de tensões.

ABSTRACT

The main objective of this work is to analyze the automobile body parts behavior regarding the fatigue according to the standards of performance (“Capitulatos”), which represent the real use conditions in order to accomplish the needs of costs and timing.

It also contains a relation between REAR TOW HOOK PIN fatigue damage provided numerically by a simulation through using software, which was developed specifically to inform the local stresses and critical points and its relation with static and dynamic tests.

This correlation is obtained through the damage cumulative fatigue theory as so as the experimental and analytic techniques of stress analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Espectro senoidal de tensão versus tempo (ciclos de tensões completamente reversos)	20
Figura 2.2: Curva S-N com limite de fadiga definido	21
Figura 2.3: Curva S-N sem limite de fadiga definido	21
Figura 2.4: Efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga	25
Figura 2.5: Diagramas de Goodman, Gerber e Soderberg	25
Figura 2.6: Diagrama de Goodman Modificado	27
Figura 2.7: “Loop” de Histerese	28
Figura 2.8: Curva vida-deformação	28
Figura 2.9: Teoria linear de acúmulo de danos	30
Figura 2.10: Exemplo do método de contagem ciclos	33
Figura 2.11: Resposta tensão-deformação de um material a um dado Histórico de deformação	34
Figura 2.12: Extrapolação de um histograma acumulativo para componente de carroceria submetido a carga de campo (PG)	38
Figura 2.13: Visão geral de uma carroceria monobloco	41
Figura 2.14: Visão de aplicação (potencial) de TWB	42
Figura 2.15: Decomposição dos Elementos do Autotelaio (Chassis) do veículo	45
Figura 2.16: Decomposição dos Elementos da estrutura frontal do veículo	46
Figura 2.17: Decomposição dos Elementos do assoalho do veículo	46
Figura 3.1: Fluxograma de trabalho	48
Figura 3.2 Descrição dos componentes do painel posterior	49
Figura 3.3: Gancho Reboque	50
Figura 3.4: Travessa “Crash Box” e detalhe de solda	50
Figura 3.5: Fluxograma detalhado de aquisição de dados.	51
Figura 3.6: Circuito de “quarto de ponte” de voltagem constante	52
Figura 3.7: croqui da roseta 0° / 45° /90°	53
Figura 3.8: Croqui dos terminais LS5	53
Figura 3.9: Solda entre a haste e base de fixação da travessa.	54
Figura 3.10: Solda entre a crashbox e base de fixação da travessa.	54
Figura 3.11: Vista superior em corte com detalhes do conjunto.	55
Figura 3.12: Esquema de aplicação de carga na prova de rigidez estática	56
Figura 3.13: Aplicação de carga (Tração e Compressão) na prova de rigidez estática	56
Figura 3.14: Aplicação de carga na prova de rigidez estática	57

Figura 3.15: Posicionamento das rosetas em ambos os lados da crashbox	57
Figura 3.16: Esquema de aplicação de carga e ângulo para o gancho ativo	58
Figura 3.17: Esquema de aplicação de carga e ângulo para o gancho ativo	59
Figura 4.1: Detalhe das tensões críticas na simulação no eixo “x”	60
Figura 4.2: Distribuição de tensões na simulação no eixo “x”	61
Figura 4.3: Distribuição de tensões na simulação no eixo “y”	61
Figura 4.4: Distribuição de tensões na simulação no eixo “z”	62
Figura 4.5: Quebra da solda entre a Travessa Crashbox e base de fixação do lado direito.	65
Figura 4.6 Quebra da solda entre bucha e a base de fixação do lado externo.	65
Figura 4.7: Quebra da solda entre bucha e a base de fixação do lado interno.	66
Figura 4.8: Região de fixação da bucha na crashbox anterior.	67
Figura 4.9: Região de fixação da bucha na crashbox posterior.	67
Figura 4.10: Proposta de alteração dos cordões de solda da “crashbox” posterior	68
Figura 4.11: Esquema de fixação da roseta.	69
Figura 4.12: Rigidez estática da fixação do gancho ativo	70
Figura 4.13: Comparativo entre a rigidez estática do gancho traino	71
Figura 4.14: Tensão versus carga aplicada para a prova estática	72
Figura 4.15: Esquema de aplicação de carga para a prova dinâmica	72
Figura 4.16: Trecho do sinal utilizado para a prova de fadiga	74
Figura 4.17: Gráfico Amplitude X Frequência (0 a 50 Hz)	75
Figura 4.18: Gráfico Amplitude X Frequência (0 a 10 Hz)	76
Figura 4.19: Curva padrão de Amplitude de Tensão X No de ciclos do material	78
Figuras. 4.20: Relação Danos x No de Ciclos x Tensão Alternada	82
Figura 4.21: Sinais de medição ao longo do tempo	83
Figura 4.22: Gráfico Tensão média x No de ciclos	83
Figura 4.23: Número de ciclos em função da Amplitude e da Tensão média	84
Figura 4.24: Gráfico de Amplitude x No de Ciclos	85
Figura 4.25: Dano sofrido pelo componente em função das tensões médias – Maior vida encontrada	86
Figura 4.26: Dano sofrido pelo componente em função das tensões médias – Menor vida encontrada	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Composição do assoalho do modelo Fiat 500	44
Tabela 2.2: Limite de Escoamento do suporte reboque por modelo	47
Tabela. 3.1: Composição química do aço FEP 04	49
Tabela 3.2: Características Mecânicas do aço FEP 04	49
Tabela 3.3 Dimensões da roseta utilizada	52
Tabela 4.1: Cálculo de significatividade para o Gancho Reboque Ativo	63
Tabela 4.2: Resultado das provas estáticas para Gancho Ativo	64
Tabela 4.3: Rigidez estática da fixação do gancho Reboque Ativo	70
Tabela. 4.4: Histograma do Dano	77
Tabela 4.5: “Máscara” do Rainflow	79
Tabela 4.6: “Sumário” do Rainflow	80
Tabela 4.7 “Ciclos” do Rainflow	81
Tabela 4.8: Comparação entre resultados experimentais e simulações	87

LISTA DE SÍMBOLOS

μ	=	coeficiente de atrito	Adimensional
$\mu\epsilon$	=	micro deformação	[mm/mm]
ν	=	coeficiente de Poisson	Adimensional
ϵ	=	deformação	[mm/mm]
η	=	parâmetro de escala ou vida característica de Weibull	Adimensional
η_p	=	número de peças danificadas	Adimensional
β	=	parâmetro de falha ou coef. de inclin. Reta de Weibull	Adimensional
δ	=	parâmetro de localização da vida mínima de Weibull	Adimensional
δ_a	=	parâmetro de localização da vida mínima de Weibull	Adimensional
ρ	=	resistividade do material	[Ωm]
σ	=	tensão	[MPa]
$\Delta\epsilon$	=	intervalo das deformações	[m/m]
$\Delta\sigma$	=	intervalo das tensões	[MPa]
$\Delta\epsilon/2$	=	amplitude da deformação total	[mm/mm]
$\Delta\epsilon_e$	=	intervalo das deformações elásticas	[mm/mm]
$\Delta\epsilon_p$	=	intervalo das deformações plásticas	[mm/mm]
$\epsilon'f$	=	coeficiente de fadiga dúctil	Adimensional
$\sigma'f$	=	coeficiente de resistência à fadiga	[MPa]
$\sigma_{0,2}$	=	tensão normal com 2% de deformação	[MPa]
σ_a Sines	=	amplitude da tensão alternada pelo método de Sines	[MPa]
σ_a Von Mises	=	amplitude da tensão alternada pelo método de von Mises	[MPa]
ϵ_a	=	amplitude da deformação alternada	[mm/mm]
σ_a	=	amplitude da tensão alternada	[MPa]
ϵ_A	=	deformação na direção A do extensômetro	[mm/mm]
ϵ_B	=	deformação na direção B do extensômetro	[mm/mm]
ϵ_C	=	deformação na direção C do extensômetro	[mm/mm]
ΔV	=	variação de potencial elétrico	[V]
ϵ_i	=	deformação indicada pelo instrumento de medição	[mm/mm]
σ_m Sines	=	tensão média pelo método de Sines	[MPa]
σ_m Von Mises	=	tensão média pelo método de von Mises	[MPa]
σ_m	=	tensão média	[MPa]
ϵ_{\max}	=	deformação máxima	[mm/mm]
γ_{\max}	=	distorção máxima	[rad/rad]
σ_{\max}	=	tensão máxima	[MPa]
ϵ_{\min}	=	deformação mínima	[mm/mm]
σ_{\min}	=	tensão mínima	[MPa]
σ_N	=	amplitude de tensão alternada - tensão média zero	[MPa]
$\phi_{\text{principal}}$	=	ângulo da tensão principal	[rad]
σ_R	=	tensão ruptura	[MPa]
ϵ_x	=	deformação normal na direção x	[mm/mm]

σ_x	=	tensão normal na direção x	[MPa]
σ_{xa}	=	amplitude da tensão alternada na direção x	[MPa]
σ_{xm}	=	tensão média na direção x	[MPa]
γ_{xy}	=	distorção xy	[rad/rad]
τ_{xy}	=	tensão cisalhante xy	[MPa]
τ_{xya}	=	amplitude da tensão alternada cisalhante xy	[MPa]
τ_{xym}	=	tensão média cisalhante xy	[MPa]
τ_{xza}	=	amplitude da tensão alternada cisalhante xz	[MPa]
τ_{xzm}	=	tensão média cisalhante xz	[MPa]
ε_y	=	deformação normal na direção y	[mm/mm]
σ_y	=	tensão de escoamento do material	[MPa]
σ_y	=	tensão normal na direção y	[MPa]
σ_{ya}	=	amplitude da tensão alternada na direção y	[MPa]
σ_{ym}	=	tensão média na direção y	[MPa]
τ_{yza}	=	amplitude da tensão alternada cisalhante yz	[MPa]
τ_{yzm}	=	tensão média cisalhante yz	[MPa]
σ_{za}	=	amplitude da tensão alternada na direção z	[MPa]
σ_{zm}	=	tensão média na direção z	[MPa]
$2Nf$	=	números de meios ciclos até a falha	Adimensional
A	=	fator de amplitude	Adimensional
a	=	constante da curva S-N	[MPa]
b	=	expoente de resistência à fadiga	Adimensional
b_{sn}	=	constante da curva S-N	Adimensional
c	=	expoente de fadiga dúctil	Adimensional
C	=	fator de correção da resistência à fadiga	Adimensional
C_{carga}	=	fator de correção da resist. à fadiga - carregamento	Adimensional
C_{conf}	=	fator de correção da resist. à fadiga - nível confiabilidade	Adimensional
c_{SR}	=	nível de confiança de Success Run	Adimensional
C_{sup}	=	fator de correção da resist. à fadiga - tipo de acabamento superficial	Adimensional
C_{tam}	=	fator de correção da resist. à fadiga – tamanho	Adimensional
C_{temp}	=	fator de correção da resist. à fadiga - efeito da temperatura	Adimensional
C_{trat}	=	fator de correção da resist. à fadiga - tratamento Superficial	Adimensional
d	=	diâmetro	[m]
D	=	fração de dano	Adimensional
d_{equiv}	=	diâmetro equivalente	[mm]
D_p	=	dano parcial	Adimensional
E	=	modulo de elasticidade longitudinal	[MPa]
E_o	=	limite de fadiga inicial	[MPa]
f	=	fator de correção quanto ao tipo de fabricação	Adimensional
g	=	aceleração da gravidade	[m/s ²]
K	=	Notch factor (fator de entalhe)	Adimensional
k	=	número de peças danificadas	Adimensional
L	=	fator de prolongamento de Success Run	Adimensional
m_i	=	função Marco-Starkey do nível de tensão aplicado	Adimensional
N	=	número de ciclos	Adimensional
P	=	probabilidade de falha	[%]
R	=	resistência elétrica	[Ω]

R_2 e R_3	=	resistências de mesmo valor da ponte de wheatstone	[Ω]
R_c	=	confiabilidade	Adimensional
R_f	=	fator de fadiga	Adimensional
S	=	amplitude da tensão aplicada	[MPa]
S_e	=	limite de resistência à fadiga do material corrigido	[MPa]
S_e'	=	limite de resistecia à fadiga do material	[MPa]
S_f	=	resistência à fadiga do material corrigido	[MPa]
S_f'	=	resistência à fadiga do material	[MPa]
S_m	=	resistência à fadiga para 1000 ciclos	[MPa]
S_n	=	amplitude da tensão alternada para N ciclos de falha	[MPa]
S_t	=	área da seção transversal do fio	[m ²]
T	=	temperatura	[K]
t	=	tempo	[s]
E_{ex}	=	tensão de excitação da ponte de Wheatstone	[V]
E_E	=	tensão de saída da ponte de Wheatstone (sinal de medida)	[V]

1 INTRODUÇÃO

Fadiga é um processo de degradação que ocorre em componentes submetidos a carregamentos cíclicos que pode culminar em trincas, ou até mesmo, na completa fratura da peça.

A teoria da fadiga é de extrema importância para se estimar a vida de elementos estruturais sujeitos a eventos repetidos, sendo usada para garantia de utilização segura dos componentes.

O estudo de fadiga foi desenvolvido inicialmente por volta de 1860, quando o engenheiro alemão Wohler descreveu quantitativamente como dimensionar uma estrutura para resistir a esforços repetidos usando a combinação de tensão e número de ciclos. Depois, surgiram numerosas contribuições com as propostas de Gerber, em 1874 e de Goodman em 1899, que elaboraram a metodologia para a determinação de vida de peças solicitadas por cargas flutuantes com tensões alternadas e médias superpostas.

Outras descobertas importantes no desenvolvimento do estudo de fadiga, como a do efeito de tensão média em 1930, que inclui o efeito benéfico da tensão média de compressão para a resistência à fadiga do material. Posteriormente em 1945, Miner desenvolveu a regra do Dano Acumulado, que prevê a contribuição de diferentes níveis de tensão na avaliação do dano por fadiga. O conceito de Fadiga de Baixo-ciclo foi defendido por Coffin (1954) e Manson (1954), em que a análise é desenvolvida pela combinação da deformação (strain) e número de ciclos.

Em diversas situações de projeto, é necessário verificar se a estrutura estará exposta a severas e repetitivas excitações. Se a frequência natural da estrutura coincide com as frequências destas excitações externas, severas vibrações podem ocorrer na estrutura e também o fenômeno de ressonância que gera danos irreversíveis à estrutura podendo causar a falha prematura (fadiga). Para evitar este fenômeno, usualmente altera-se a frequência natural da estrutura aumentando ou adicionando membros.

1.1 Objetivos

Este trabalho insere-se dentro de um amplo projeto de análise de danos de fadiga em componentes automotivos, submetidos a esforços no ambiente do usuário final. Especificamente este trabalho tem como objetivo a realização de análise Experimental, Matemática e Computacional de Fadiga do Gancho Reboque Posterior de um veículo de passageiro submetido a esforços repetitivos uniaxiais e multiaxiais.

Será realizada análise experimental considerando duas diferentes condições distintas: Ensaaios experimentais e simulações numéricas. Assim, serão realizadas provas de rigidez estática e de fadiga nas fixações do gancho. Em seguida, será realizada uma simulação utilizando-se o Software comercial RPC da empresa MTS.

Assim, o principal objetivo do trabalho é comprovar a fidelidade de uso deste software RPC na avaliação de vida e dano por fadiga em componentes de carroceria, como base para estudos posteriores de redimensionamento de estruturas.

1.2 Justificativa

Atualmente as necessidades de se abranger novos mercados faz com que se tenha adequação dos projetos para atender às exigências das mais variadas, desde nuances específicas de costumes locais até as exigências legislativas.

No caso específico desta dissertação de mestrado, encontra-se a aplicação para um determinado mercado do Gancho Reboque a ser fixado também na parte posterior do veículo, além do já usual para o mercado nacional, o qual exige que se tenha o mesmo apenas na parte anterior, obviamente estando ambos solidários à carroceria.

Em virtude de características específicas de fixação, o gancho na posição posterior apresentou problemas de fadiga os quais levarão ao redimensionamento das soldas, materiais e parâmetros de geometria envolvidos em sua construção.

Tal exigência é mister no que tange à liberação (“Delibera” em Italiano) do chassi para a produção e exportação do veículo para a Turquia. Assim é de grande relevância que se obtenha êxito nesta redefinição de projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado da Arte

Vários autores propuseram critérios de limite de fadiga em décadas de pesquisas. Apesar do grande número de propostas, não há ainda uma abordagem universalmente aceita para Fadiga Multiaxial. Os vários modelos já apresentados podem ser classificados em:

- Critérios empíricos;
- Critérios baseados nos invariantes do tensor de tensão;
- Critérios de energia;
- Critérios associados a planos críticos;
- Critérios baseados em tensões médias no interior de volumes elementares;
- Critérios baseados em nível mesoscópico.

Os primeiros critérios de fadiga multiaxial foram de natureza essencialmente empírica e amparada pelos extensos trabalhos experimentais por Gough et al. (1951) e por Nishihara e Kawamoto (1945). Sines (1955) identificou que a presença de tensões médias cisalhantes não produz efeito na vida à fadiga.

Em contrapartida, identificou-se o efeito da amplitude limite das tensões cíclicas e a partir daí propôs-se um critério baseado em tensões equivalentes. Crossland (1956) desenvolveu um modelo similar ao de Sines, mas que considera como variáveis fundamentais no processo de nucleação de trincas o valor máximo da pressão hidrostática e não o valor médio como considera Sines (1955). Mais recentemente, Deperrois (1991) apresentou critérios baseados nos invariantes do tensor tensão.

Muitos modelos consideram a energia dissipada por um material quando submetido a carregamentos cíclicos como parâmetro para a quantificação do dano devido à fadiga. Propostas feitas por Harold (1996), Garud (1979) e Ellyin et al. (1991) se enquadram nesta abordagem. Ellyin e Kujawski (1993) sugeriram desta forma, que o trabalho realizado por ciclo e a pressão hidrostática eram as variáveis adequadas para se quantificar este dano.

As abordagens de plano crítico, por sua vez, consideram que as trincas de fadiga têm origem em certos planos formados nos materiais onde as combinações de tensões ou deformações cisalhantes e normais são particularmente severas. Portanto, estes critérios são capazes de prever não apenas a resistência à fadiga do material e o local de iniciação da trinca, mas também a sua orientação. Modelos de plano crítico foram propostos por Brown e Miller (1973), Matake (1977), McDiarmid (1994), Carpentieri e Spagnoli (2001), Susmel e Lazzarin (2002) entre outros.

Há também os critérios baseados em tensões médias no interior de volumes elementares, cujos componentes básicos são quantidades médias, associadas a tensões normais e cisalhantes atuantes sobre planos específicos e calculados no interior destes elementares.

A descrição do fenômeno de fadiga em nível mesoscópico (nível intermediário entre as descrições microscópicas e macroscópicas) considera que as tensões ou deformações em nível do grão são as variáveis controladoras do processo de fadiga. Presume-se que a falha devido a um carregamento cíclico é precedida por uma deformação plástica localizada que ocorre em grãos cujos planos de escorregamento sejam favoravelmente orientados com a máxima tensão cisalhante. A acumulação de deformações plásticas conduz a um esgotamento da ductilidade do grão e a conseqüente nucleação de trincas, com eventual ruptura. Se após esta deformação permanente localizada o material acomodar elasticamente a falha não ocorrerá. Note que a falha neste contexto não é caracterizada pela ruptura completa do componente, mas sim pela presença de trincas. Os modelos mesoscópicos de Dan Van (1973, 1989) e de Papadopoulos (1994, 1997) têm recebido atenção especial de pesquisadores devido aos excelentes resultados apresentados.

Desta forma, como a plasticidade possui um papel importante no processo de iniciação de trincas, tensões cisalhantes devem ser consideradas como parâmetros dominantes no processo de fadiga.

Já a influência das tensões normais agindo nos planos materiais é contabilizada por muitos autores através de uma média: Crossland (1956), Dan Van (1989) e Mamiya e Araújo (2002) sugeriram o uso da pressão hidrostática e da amplitude de tensão equivalente no caso do método do Invariante do Tensor. Tal método é uma combinação do método do plano crítico, pois, procura determinar dentro de um plano desviatório os valores máximos de seus parâmetros, e do método da tensão equivalente, pois, faz uso de uma tensão cisalhante equivalente às tensões multiaxiais aplicadas.

Sendo assim, muitos critérios de fadiga multiaxial podem ser descritos por:

$$f(\tau) + g(\sigma) \leq \lambda \quad (2.1)$$

Onde:

$f(\tau)$ = função da tensão de cisalhamento

$g(\sigma)$ = função da tensão normal

λ = parâmetro de material

2.2 Introdução à Fadiga

Como já definido, o processo de degradação e falha devido a carregamentos oscilatórios é chamado de Fadiga.

O uso deste termo surgiu ao se observar que as tensões cíclicas causavam uma mudança gradual e não repentina na capacidade do material de resistir às tensões. A falha mecânica por fadiga tem sido objeto de pesquisa há mais de 150 anos, tendo os primeiros estudos sido realizados pelo engenheiro alemão W.A.J. Albert. Entretanto, os aspectos básicos deste fenômeno foram inicialmente descritos nos trabalhos de Ewing e Rosenhein (1900) e de Ewing e Humfrey (1903). A falha normalmente acontece pela iniciação e propagação de uma trinca até que essa se torne instável e propague-se repentinamente por falha. As cargas e deformações que tipicamente causam falha por fadiga estão muito abaixo dos níveis de falha estática.

Hoje a falha por fadiga é uma grande preocupação nos projetos de engenharia no mundo todo. De acordo com Dowling (1993), o custo anual que a fadiga de materiais impõe sobre a economia dos EUA é de cerca de 3% no seu PIB em todos os tipos de máquinas de transporte.

Classicamente, o problema da fadiga tem sido estudado segundo três abordagens principais: Tradicional, cuja forma foi desenvolvida até 1955, utilizando as tensões Nominais (Médias) na região do componente em análise. A tensão nominal que resiste aos carregamentos cíclicos é determinada considerando-se as tensões médias e fazendo-se ajustes para os efeitos concentradores de tensão como furos, ranhuras, chanfros e rasgos de chaveta. Esta é a chamada abordagem baseada em tensões que contempla tensões ou deformações que atuam no regime elástico do material. São normalmente baixas cargas e altos números de ciclos, 50.000 ciclos, sendo o fenômeno usualmente chamado de fadiga de Alto Ciclo ou Fadiga Controlada por Tensão.

Outra abordagem, baseada em deformações, envolve análise detalhada de deformações plásticas ocorridas nos concentradores de tensão durante o carregamento cíclico no qual as mesmas atingem valores significativos dentro de cada ciclo. São normalmente altas cargas e baixo número de ciclos, valor inferior a 10.000 ciclos, sendo o fenômeno chamado de Fadiga de Baixo Ciclo ou Fadiga Controlada por Deformação.

Finalmente, a terceira abordagem é a baseada na teoria de mecânica da fratura, que trata especificamente do crescimento de trincas.

Tensões Normais de tração contribuem de forma positiva para a degradação por fadiga por agirem no processo de abertura de micro-trincas; quase a totalidade dos modelos de fadiga multiaxial considera a tensão hidrostática como medida das tensões Normais atuantes na sollicitação à Fadiga. Entende-se que esta é basicamente uma média das Tensões Normais e deve-se considerar a máxima tensão principal como a que fornece uma melhor previsão de resistência à Fadiga (Collins, 1993).

2.3 Curvas de Fadiga

O espectro de Tensão Cíclica mais simples a que um componente pode estar sujeito é um carregamento Senoidal de Tensão versus Tempo, com tensão média zero, amplitude e freqüências constantes.

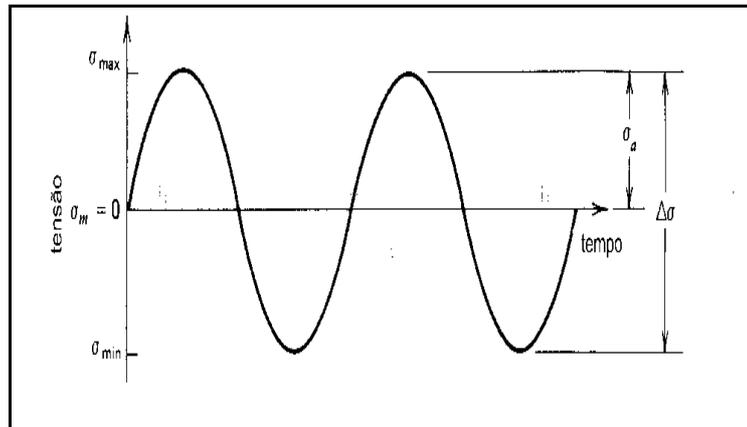


Figura 2.1 - Espectro senoidal de tensão versus tempo (ciclos de tensões completamente reverso)

Através da Fig 2.1 podem-se definir vários termos e símbolos:

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

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \text{tensão máxima do ciclo}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \text{tensão mínima do ciclo}$$

$$\sigma_a = \text{amplitude da tensão alternada} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\Delta\sigma = \text{Intervalo das tensões} = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}$$

$$A = \text{fator de amplitude} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$$

$$R_f = \text{fator de fadiga} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{m\acute{i}n}}$$

No caso de componentes de suspensão veicular (molas, braços oscilantes, amortecedores, barras estabilizadores, etc.) os carregamentos apresentam Tensões totalmente variáveis em amplitude, média e freqüência ao longo do tempo em virtude dos sinais serem completamente aleatórios.

Curvas experimentais de Fadiga conhecidas como curvas S-N foram desenvolvidas por Wöhler em termos de número de ciclos de tensões completamente reversas para vários níveis de Tensões até a falha (Fig 2.2). Wöhler observou que estes pontos, num gráfico LOG-LOG, geravam um trecho definido por uma reta inclinada a um ponto de inflexão a partir do qual o gráfico era representado por uma reta horizontal, sendo este ponto em torno de 10^6 a 10^7 ciclos. Foi definida assim uma amplitude de tensão alternada abaixo da qual nenhuma falha por fadiga poderia parecer conhecida como limite de Resistência à Fadiga do Material (S_e).

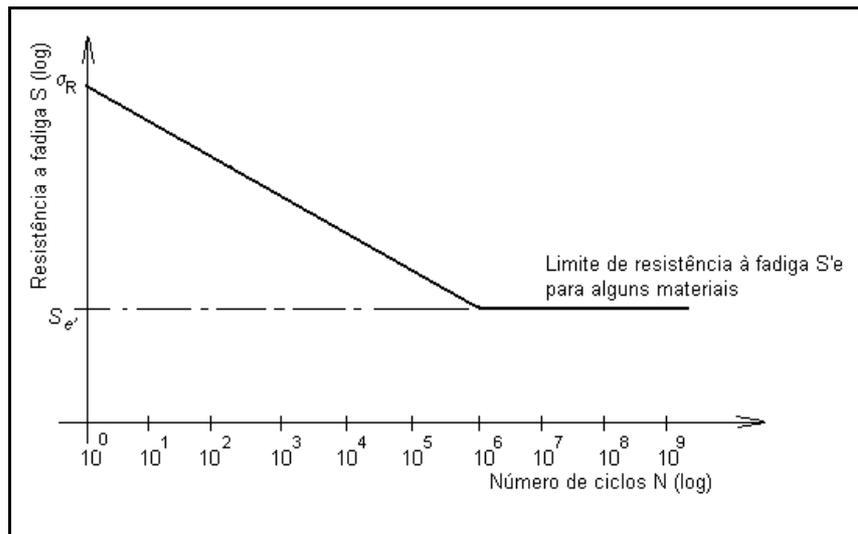


Figura 2.2- Curva S-N com limite de fadiga definido

Para alguns materiais este limite não é bem definido (Fig 2.3). À medida que a amplitude da Tensão Alternada diminui, o número de ciclos vai aumentando indefinidamente. Neste caso a Tensão Alternada limite é conhecida como Resistência à Fadiga do material (S_f), como se verifica em algumas ligas não ferrosas (Alumínio) onde a reta inclinada do gráfico é truncada em torno de 10^8 ciclos.

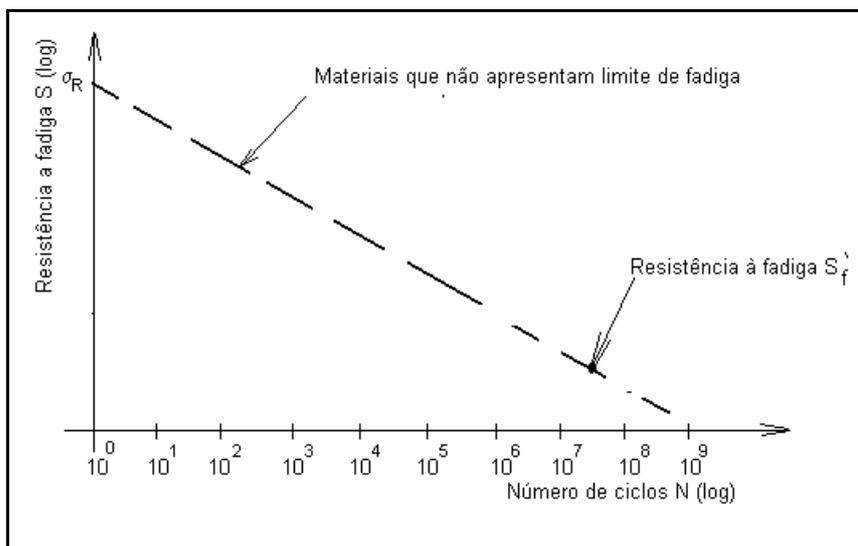


Figura 2.3- Curva S-N sem limite de fadiga definido

Para um dado material não existe somente uma curva S-N, mas uma família de curvas S-N com uma probabilidade "P" de falha como parâmetro. Isso se deve ao fato de existir uma

dispersão do número de ciclos de vida para um mesmo nível de tensão do mesmo material, nas mesmas condições de testes. Desta forma, através de técnicas estatísticas pode-se obter famílias de curvas S-N com probabilidade de falha ou confiabilidade R_c ($R=1-P$), constantes. Estas curvas são chamadas S-N-P.

Uma das técnicas mais utilizadas para análise estatística na determinação das famílias de curvas S-N de confiabilidade constante é a Distribuição de Weibull. Essa foi proposta originalmente por W. Weibull (1954) em estudos relacionados ao tempo de falha por fadiga em metais. A função Confiabilidade $R_c(t)$ é definida como complemento da unidade da Função probabilidade acumulativa de falha, $F(t)$, que representa a distribuição de dano acumulativo.

$$F(t) = 1 - R(t) \quad (2.2)$$

Onde a variável “ F ” caracteriza a vida (tempo, ciclos, etc).

A expressão analítica de 03 parâmetros da função de probabilidade acumulativa de dano $F(t)$ é representada pela equação abaixo:

$$F(t) = 1 - e^{-\left[\frac{t - \delta}{\eta - \delta}\right]^\beta} \quad (2.3)$$

Com $t \geq 0$

Onde, $\beta > 0$, $\eta > 0$, $\delta > 0$

β = Parâmetro de forma ou coeficiente de inclinação da reta.

η = Parâmetro de escala ou vida característica ($F(t = \eta) = 1 - e^{-1} = 63,2\%$ para toda distribuição de Weibull);

δ = Parâmetro de localização da vida mínima.

O significado destes parâmetros é importante porque o seu valor define a distribuição da função probabilidade cumulativa do dano $F(t)$. Se o valor da vida mínima é zero tem-se uma distribuição de Weibull de 02 parâmetros:

$$F(t) = 1 - e^{-\left\{\frac{t}{\eta}\right\}^\beta} \text{ com } t \geq 0 \quad (2.4)$$

Assim, como uma translação de coordenadas ou uma transformação linear, uma distribuição de 03 parâmetros pode ser reduzida a uma de 02 parâmetros. Para se fazer uma translação linear, o valor da vida mínima δ é inicialmente assumido igual a zero. Se os dados traçados em um gráfico de Weibull (escala logarítmica em ambas direções) a probabilidade de falha

versus o número de ciclos de vida não se apresentarem em forma de uma reta, significa que a vida mínima é maior que zero, e ajustamentos devem ser feitos para linearização da curva obtida. Neste caso deve ser adotado um novo valor para a vida mínima, sendo esse (δa) extraído do valor de tendência da curva assíntota obtida. Posteriormente, deve-se traçar uma nova curva Weibull, número de ciclos menos o valor da vida mínima ($N - \delta a$) versus a mesma probabilidade utilizada para os dados iniciais. Assim, o processo deve ser repetido por tentativa e erro até se obter uma melhor estimativa da vida mínima δ , quando a curva de Weibull se apresente de uma forma linear. Para obter o valor de uma vida qualquer para uma determinada probabilidade de falha, basta ler a vida diretamente no gráfico linearizado e somar esse valor com o valor da vida mínima obtida.

Para se fazer uma análise de Weibull, é necessário que pelo menos 05 peças cheguem à falha (ruptura). Quando não for possível levar peças em quantidade significativa à ruptura (mínimo 05), um dos métodos utilizados para determinar a probabilidade de falha em função de um nível de confiança é o “Sucess Run” (Testes conduzidos com sucesso). Este método tem a limitação de não determinar a forma da distribuição. Nele utilizam-se no máximo zero, uma, duas ou até três peças com falhas. De acordo com a duração das provas, verificam-se dois tipos de Sucess Run, sendo que o primeiro é o “*não estendido*” o qual se trata de um método paramétrico que requer um número relativamente grande de amostras e cuja duração da prova é pré-determinada.

Já quando se fala do modo “estendido” sabe-se que o mesmo requer menos amostras assim como que o fator de prolongamento pode ser variado. Ressalta-se, ainda, que tem de ser conhecido o fator de forma de Weibull (Fatemi, 1998).

A equação geral do método é a seguinte:

$$C_{sr} = 1 - \sum i = (\eta_{p_i}) (1 - R)^i R^{\eta-1} \quad (2.5)$$

C_{sr} = nível de confiança;

k = número de peças danificadas;

R = confiabilidade;

$\eta^* = \sum \eta L^\beta$

η_p = número de peças testadas

$L = \frac{\text{Vida da prova}}{\text{Vida de referência}}$

A melhor forma de determinar a resistência à fadiga ou o limite de resistência à fadiga de um material é através de ensaios experimentais no componente real ou através de montagem de protótipos, seguida de análise estatística.

Se estes ensaios não forem possíveis, o limite de resistência à fadiga pode ser obtido baseando-se em valores teóricos de literaturas ou estimado através do limite de resistência à tração σ_r , conforme indicado para o aço nas Equações (2.6) e (2.7):

$$S_e' = 0,5 \sigma_r \text{ para } \sigma_r < 1400 \text{ MPa} \quad (2.6)$$

$$\text{ou } Se' = 700 \text{ MPa para } \sigma_r < 1400 \text{ MPa} \quad (2.7)$$

A resistência à Fadiga (Se') ou limite de resistência à fadiga (Sf') teórica deve ser modificado em relação às diferenças físicas entre o corpo de provas testado e o componente real que está sendo desenvolvido, conforme indicado na Equação (2.8):

$$Se = Se' \cdot C_{carga} \cdot C_{tam} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot C_{trat} \quad (2.8)$$

Nesta equação os efeitos de Carregamento (C_{carga}) deverão ser aplicados, pois, há diferentes valores de resistência à fadiga para diferentes tipos de solicitações. Da mesma forma, o coeficiente de tamanho (C_{tam}) também, ou seja, quanto maior for a dimensão de um componente, maior será a probabilidade de se encontrar uma falha cristalina. Os de superfície (C_{sup}) denotam que quase a totalidade das falhas por fadiga tem seu início pela superfície do componente, sendo que as superfícies irregulares e ásperas geralmente têm resistência à fadiga inferior quando comparadas a superfícies lisas. Já o de temperatura (C_{temp}) apregoa que, de um modo geral, a resistência à fadiga diminui com o aumento da temperatura (T), principalmente em níveis superiores a 350°C . Tem-se, ainda, o efeito de confiabilidade (c_{conf}), no qual Haugen e Wirsching relataram que desvios padrão do limite de fadiga dos aços raramente excedem os 8% dos seus valores médios. Por fim, porém não menos importante, há o efeito de tratamento (C_{trat}) que estatiza que a resistência à fadiga diminui se a tensão residual na superfície é de tração. Tensões residuais de compressão provocam um aumento da resistência à fadiga.

Como a região de interesse para a fadiga de alto ciclo encontra-se em torno de 103 a 106 ciclos ou mais, dependendo do material, deve-se calcular a resistência à fadiga 103 ciclos, para estimar uma curva S-N empírica.

Na Figura 2.4, observa-se o efeito da tensão média na máxima tensão alternada que a peça suporta.

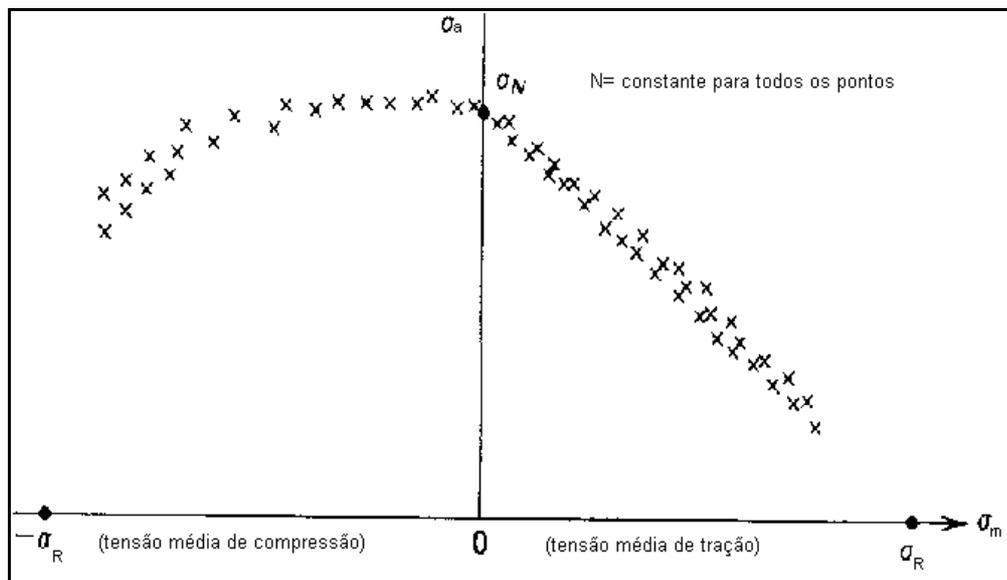


Figura 2.4- Efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga .

Para este efeito de tensão média sobre a resistência à fadiga, utilizam-se algumas relações para determinação de uma amplitude de tensão equivalente a uma dada tensão média. As relações mais conhecidas (Goodman, Gerber e Soderberg) são mostradas na Fig 2.5:

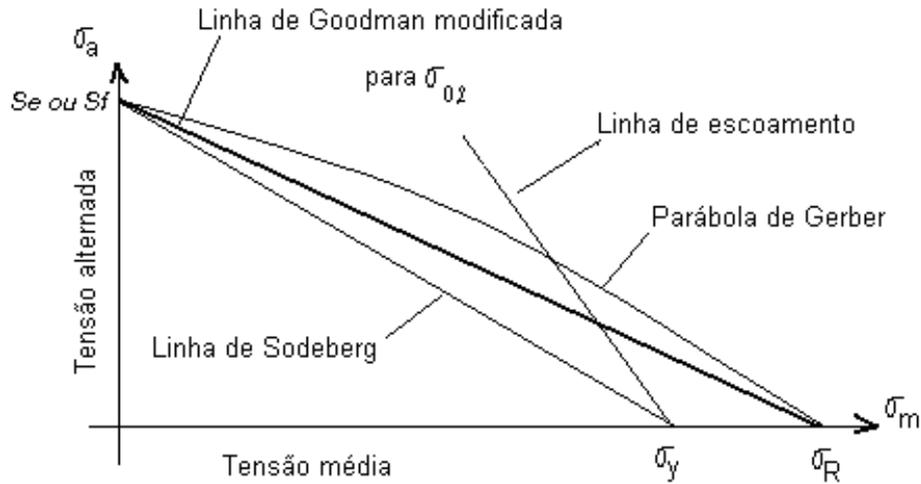


Figura 2.5- Diagramas de Goodman, Gerber e Soderberg

Para a relação linear de **Goodman**, tem-se:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = 1 \quad (2.9)$$

Para a relação parabólica de **Gerber**, tem-se:

$$\frac{(\sigma_a)^2}{(\sigma_N)^2} + \frac{(\sigma_m)^2}{(\sigma_R)^2} = 1 \quad (2.10)$$

Para a relação de relação de **Soderberg**, tem-se:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{0.2}} = 1 \quad (2.11)$$

Onde:

σ_R = limite de resistência à tração;

σ_N = amplitude da tensão alternada para tensão média zero em N ciclos.

O diagrama de Goodman é o mais conservador e é comumente usado como critério de falha em projetos de fadiga de alto ciclo, enquanto que a relação de Gerber é a melhor forma de representar a falha por fadiga em um componente submetido a diferentes níveis de tensões médias.

O diagrama de Goodman modificado para uma dada vida de “N” ciclos de um material qualquer é mostrado na Fig 2.6. As amplitudes das tensões alternadas, máxima e mínima, são indicadas no eixo vertical e a tensão média no eixo horizontal.

O diagrama é construído da seguinte forma: Utilizando dados da figura 2.6, é construída uma linha tracejada que liga o ponto σ_N do eixo vertical até σ_R no eixo horizontal. Na região de tensão média de compressão é construída uma linha tracejada horizontal partindo de σ_N do eixo vertical.

Posteriormente, uma linha representando a tensão média é construída (σ_m). Se os eixos horizontais e verticais tiverem a mesma escala, esta será a 45° em relação ao eixo horizontal. A representação da tensão $\sigma_{máx}$ é obtida somando-se a linha σ_a com a linha σ_m e a $\sigma_{mín}$. A representação da tensão σ_a é obtida subtraindo-se a linha σ_m da linha. Na região de tensão média de compressão temos duas linhas paralelas à 45°: uma passando através de σ_N e outra passando por $-\sigma_N$.

Depois, o diagrama é truncado na tensão de escoamento (σ_y), tanto em tração como em compressão. As linhas C-D e G-H são geradas pelo truncamento da tensão de escoamento e pelo fato das tensões cíclicas serem simétricas em torno da linha de tensão média. Por definição de tensão média, $\sigma_{mín}$ e $\sigma_{máx}$ devem estar sempre à mesma distância de σ_m , sendo uma à distância abaixo e outra acima de σ_m , respectivamente.

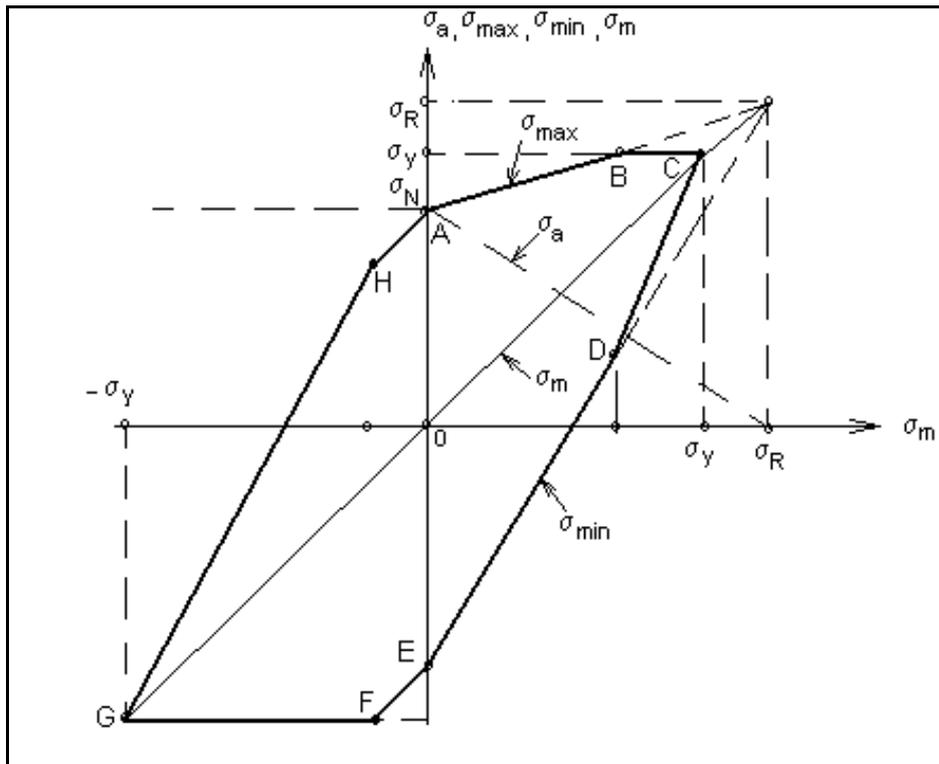


Figura 2.6- Diagrama de Goodman Modificado

Curva tensão-deformação são amplamente usadas para se obter limites de tensões em estruturas ou componentes sob carregamentos estáticos. De maneira similar, curvas tensão-deformação cíclicas são usualmente empregadas na determinação de vida em estruturas e componentes sujeitos a carregamentos cíclicos.

A resposta de materiais sujeitos a um carregamento cíclico inelástico é em forma de um “loop” de histerese, como mostrado na fig 2.7. A largura total do loop é a variação total da deformação ($\Delta\epsilon$). A sua altura total é a variação da tensão ($\Delta\sigma$).

$$\text{Amplitude da deformação} \quad \epsilon_a = \frac{\Delta\epsilon}{2} \quad (2.12)$$

$$\text{Amplitude da tensão} \quad \sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (2.13)$$

A deformação total é a soma da extensão da deformação elástica com a extensão da deformação plástica, isto é:

$$\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_p \quad (2.14)$$

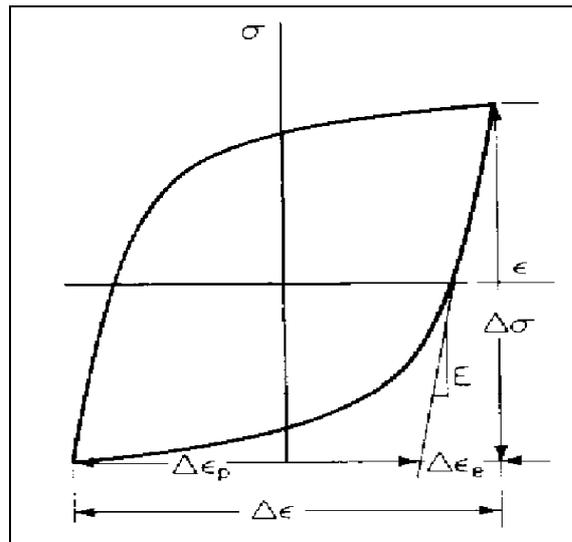


Figura 2.7- "Loop" de Histerese

Se um material for deformado ciclicamente entre dois limites através de um processo de deformação controlada, os seguintes comportamentos podem ocorrer, dependendo da natureza do material, de suas condições iniciais e da amplitude de deformação: endurecer ciclicamente, amaciar ciclicamente, permanecer estável, amolecer ou endurecer.

Geralmente o comportamento transiente (amolecimento ou endurecimento devido à deformação) ocorre apenas durante cerca de 20 a 40% da vida de fadiga do material. Após esta fase, o material alcança uma condição ciclicamente estável. Conseqüentemente as propriedades de fadiga são normalmente especificadas à meia vida, quando a resposta do material é estabilizada.

Morrow observou que a amplitude total de deformação que é a soma da componente elástica e plástica é a melhor forma de relacionar deformação com o número de ciclos de vida de um material. A Fig 2.8 mostra a forma da curva de deformação total em função do número de ciclos até a falha.

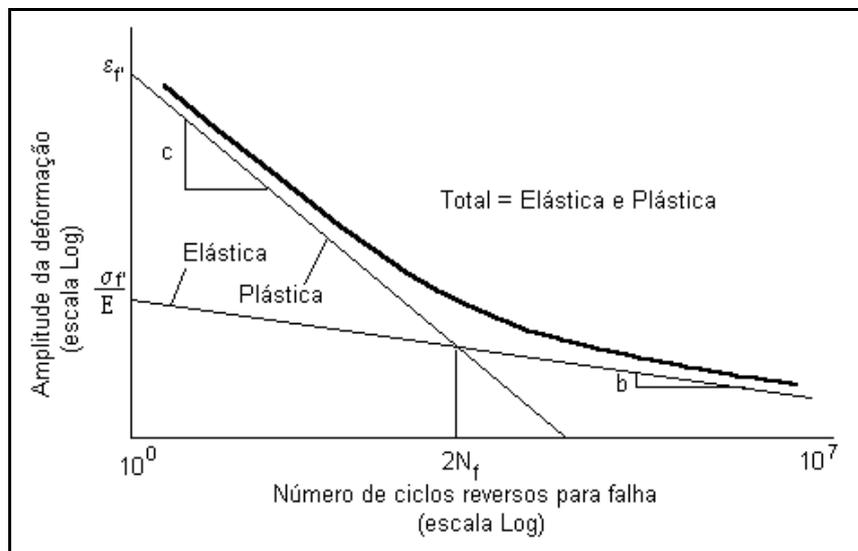


Figura 2.8- Curva vida-deformação

Matematicamente esta curva pode ser descrita pela soma das relações de Basquim (vida x deformação elástica) e Coffin-Manson (vida x deformação plástica), como indicado na Eq. 2.15:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.15)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \textit{elástica} + \textit{plástica} \quad (2.16)$$

Onde:

E = módulo de elasticidade longitudinal;

σ'_f = coeficiente de resistência à fadiga;

b = expoente de resistência à fadiga;

ε'_f = coeficiente de fadiga dúctil;

c = expoente de fadiga dúctil;

$2N_f$ = números meio ciclos até a falha;

$\Delta \varepsilon / 2$ = amplitude da deformação total;

Posteriormente, Morrow propôs uma modificação na curva de vida para que a tensão média fosse levada em consideração. Esta modificação foi realizada na parte elástica da curva de vida, utilizando o valor da tensão média (σ_m). Assim a equação amplitude de deformação total torna-se:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.17)$$

Já Smith, Watson e Topper propuseram um procedimento que leva em conta a tensão média, através da utilização da tensão máxima presente em um determinado ciclo, ou seja:

$$\frac{\sigma_{m\acute{a}x} \Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{c+b} \quad (2.18)$$

Para aplicação desta equação, o termo $\sigma_{m\acute{a}x}$ é calculado como descrito na equação 2.19:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta \sigma}{2} + \sigma_m \quad (2.19)$$

2.4 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.

Normalmente, os componentes submetidos a carregamentos cíclicos estão sujeitos a várias amplitudes de tensão alternada e diferentes valores de tensão média, assumindo um sinal aleatório ao longo de sua operação. Assim, as Curvas S-N tornam-se inaplicáveis, pois estas são desenvolvidas e apresentadas para amplitudes de tensão completamente reversas. Portanto, para estimar a vida de um componente, devem ser aplicadas teorias de acúmulo de danos por fadiga. Estas podem ser agrupadas em duas categorias básicas: teorias lineares de acúmulo de danos e teorias não lineares de acúmulo de danos.

A teoria linear de acúmulo de danos, proposta por Palmgren em 1924 e desenvolvida por Miner em 1945, é ainda a mais utilizada em projetos com carregamentos aleatórios. Esta teoria pode ser descrita usando-se a curva S-N, como mostrado na Fig 2.9.

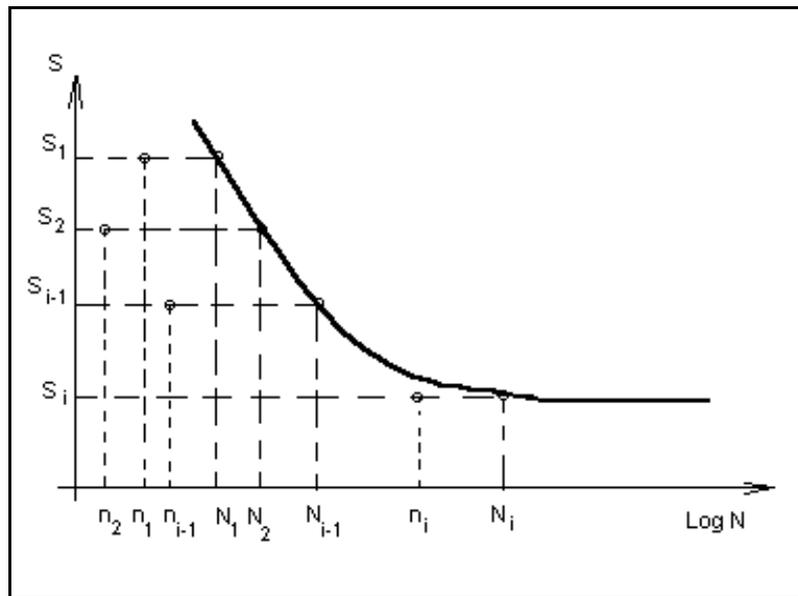


Figura 2.9- Teoria linear de acúmulo de danos

Por definição, a curva S-N operando com uma tensão S_1 , produzirá dano completo, ou falha, em N_1 ciclos. Porém, se esta operar em uma amplitude de tensão S_1 por um número (n_1) de ciclos menor que N_1 , produzirá uma fração de dano D_1 . Assim, a operação em um carregamento com vários níveis diferentes de tensões resultará em uma fração de dano D_i para cada diferente nível de tensão S_i do sinal. Segundo Miner, a falha neste caso ocorrerá quando:

$$D_1 + D_2 + \dots + D_{i-1} + D_i \geq 1 \quad (2.20)$$

Onde:

$$D_i = n_i/N_i$$

A regra de Miner pode também ser utilizada em conjunto com o procedimento da vida controlada pela deformação, obtida através das equações de “Vida X Deformações Elasto-plásticas”.

A principal deficiência da regra linear de acúmulo de danos por fadiga é não reconhecer a ordem dos níveis de tensão aplicada. Dados experimentais indicam que a ordem em que os vários níveis de tensões são aplicados tem influência significativa em função dos níveis de tensões precedentes.

As teorias não lineares de acúmulo de danos foram desenvolvidas com objetivo de corrigir a deficiência associada às teorias lineares de acúmulo de danos.

A primeira teoria não linear foi proposta por Macro-Starkey, baseada em curvas de danos para cada nível de tensão completamente reversa, ou seja:

$$D_i = (n_i/N_i)^{m_i} \quad (2.21)$$

Onde m_i é uma função do nível de tensão aplicado

Segundo Marco-Starkey, a falha ocorrerá quando o dano “D” atingir o valor unitário, isto é, $D=1$, para qualquer seqüência de tensão completamente reversa .

Henry foi o primeiro a propor o conceito da existência de uma mudança da curva S-N devido ao acúmulo de danos por fadiga. O dano por fadiga é definido como razão da redução do limite de fadiga atual em relação ao limite de fadiga original do material, ou seja:

$$D = \frac{E_o - E}{E_o} \quad (2.22)$$

O limite de fadiga após o dano (E) é definido como:

$$E = \frac{S \left(1 - \frac{n}{N}\right)}{\left(\frac{S - E_o}{E_o}\right) + \left(1 - \frac{n}{N}\right)} \quad (2.23)$$

Onde:

D = fração de dano;

n = número de ciclos aplicados à amplitude de tensão S;

N = número de ciclos para falha;

Eo = limite de fadiga original;

S = amplitude da tensão aplicada.

2.5 Contagem de Ciclos

Para a contagem dos números de ciclos com as respectivas tensões alternadas e médias, o método mais utilizado é o “Rain Flow”, que literalmente se traduziria com fluxo de chuva, mas que comumente é conhecido como método de “contagem de ciclos”. Publicações recentes mostram um algoritmo de “rain flow” modificado que leva em consideração o efeito da seqüência do carregamento ao longo do tempo. Neste algoritmo cada meio ciclo crescente é registrado e tratado como um evento de dano. Se esse meio ciclo não fecha um loop de histerese ele é chamado de loop virtual de histerese, podendo esse ser fechado ou incrementado posteriormente dependendo do carregamento.

Apesar do efeito da seqüência do carregamento influenciar sobre a vida por fadiga, o método tradicional de “rain flow” apresenta bons resultados e continua sendo o método mais utilizado em casos de análise de fadiga. A metodologia deste ensaio está descrita em Collins (1993) e Lee (2005).

A contagem dos ciclos através do “rainflow” é iniciada provocando-se virtualmente “quedas/fluxos de chuva” sucessivamente dentro de cada pico (máximo) ou vale (mínimo), como pode ser visto na fig. 2.10:

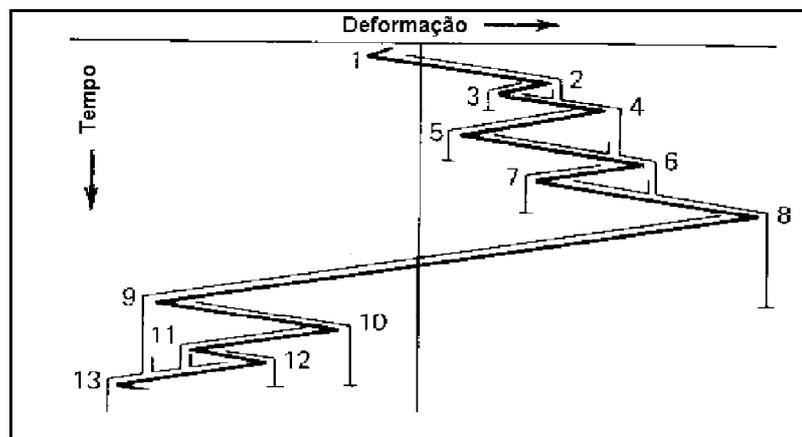


Figura 2.10- Exemplo do método de contagem ciclos

Ao fluxo de chuva (rain flow) é permitido escoar no telhado e cair para a próxima inclinação a menos que se inicie em um vale oposto mais negativo do que o inicial, situação em que se

interrompe. O escoamento começa no vale 01 e termina no vale oposto 09, pois, este é mais negativo que o vale 01 (inicial). Um meio ciclo é contado entre o vale 01 e o pico 08.

Similarmente, se o fluxo da chuva se iniciar em um pico, ele deverá ser terminado quando tiver um pico oposto mais positivo do que o pico inicial. O fluxo começa no pico 2 e termina no pico 4 oposto. Portanto, um meio ciclo é contado entre o pico 02 e o vale 03.

O fluxo da chuva deve também parar se ele encontrar chuva vindo de um “telhado” acima. O fluxo começado no pico 03 termina abaixo do pico 02; Terminado o procedimento acima, devem ser combinados os eventos para a formação dos ciclos completos.

O uso do método “rain-flow” para contagem de ciclos reconhecendo “loops” de histerese fechada é claramente visto sobre o estudo da resposta tensão-deformação do material em um dado histórico de deformação (fig. 2.11). O ponto A representa a maior magnitude de deformação do dado histórico.

Em um gráfico tensão x deformação, esse ponto estará situado na extremidade de “loop” da histerese. Além disso, todos os carregamentos a partir deste ponto seguirão a curva de histerese. Neste exemplo é mostrado um deslocamento de deformação do ponto A para o ponto B.

Depois de alcançado o ponto B, a deformação é decrescida para o ponto C, seguindo uma trajetória definida pelo formato de “loop” de histerese. Sobre um re carregamento depois de alcançado o ponto B, o material continua para o ponto D junto à trajetória de histerese começada pelo ponto A, como se o evento do ciclo C-D nunca tivesse ocorrido. Este comportamento do material de “relembrar” seu estado deformação precedente é conhecido como “memória do material”. No exemplo em voga a memória do material é também reconhecida como ocorrendo nos pontos E e G.

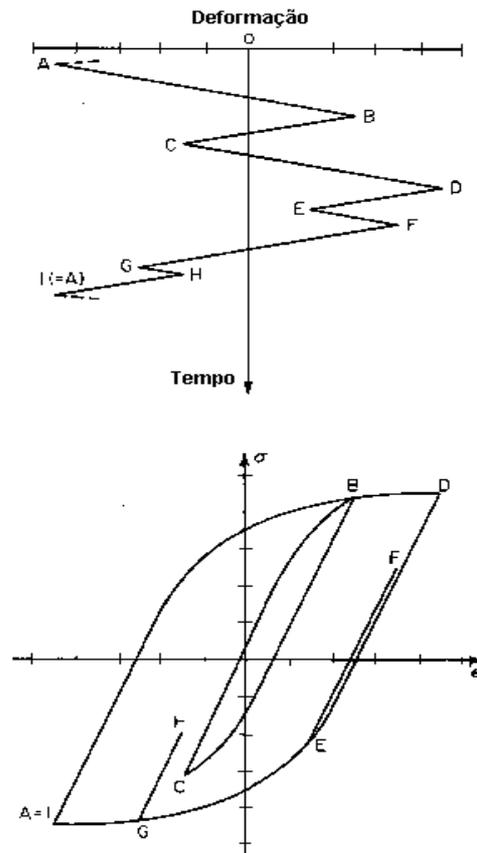


Figura 2.11- Resposta tensão-deformação de um material a um dado histórico de deformação

Neste exemplo, os eventos A-D, B-C, E-F e G-H, ocorrem como “loops” de histerese fechado, tendo cada um seu próprio campo de deformação e seu valor de tensão média. Estes “loops” de histerese correspondem aos ciclos obtidos através da contagem pelo método “rain-flow”.

Uma vez determinados os “loops” fechados de histerese a análise da vida por fadiga pode ser feita através da equação 2.17 vida deformação proposta por Morrow.

2.6 Critério de Von Mises

Amplamente utilizado na indústria da mobilidade, o critério de Von Mises tem se mostrado o de maior grau de aceitabilidade também na comunidade científica. É conhecido, também, por tensão de von Mises ou tensor tensão equivalente. Neste caso, entende-se que o material inicia o seu escoamento quando a tensão de von Mises atinge o valor crítico conhecido como limite de resistência ao escoamento. A tensão de von Mises é utilizada para antever as deformações plásticas dos materiais sob quaisquer condições de carregamento multiaxiais, condensados em uma tensão equivalente uniaxial. A tensão de von Mises satisfaz a propriedade que dois estados de tensão com distorção equivalente de energia têm a mesma tensão de von Mises.

Para materiais dúcteis, as tensões multiaxiais podem ser combinadas em uma amplitude de tensão equivalente uniaxial, com as tensões calculadas de suas respectivas cargas e seus fatores de redução de resistência.

No tocante novamente aos materiais dúcteis, em estado de tensão biaxial, têm-se as amplitudes de tensão local:

$$\sigma_{x,a} = S_{x,a} \times K_f, N_{axial / fletor} \quad (2.24)$$

$$\sigma_{y,a} = S_{y,a} \times K_f, N_{axial / fletor} \quad (2.25)$$

$$\tau_{x,a} = S_{xy,a} \times K_f, N_{torsão} \quad (2.26)$$

Quanto à tensão local média tem-se:

$$\sigma_{x,m} = S_{x,m} \times K_f, N_{axial / fletor} \quad (2.27)$$

$$\sigma_{y,m} = S_{y,m} \times K_f, N_{axial / fletor} \quad (2.28)$$

$$\tau_{x,m} = S_{xy,m} \times K_f, N_{torsão} \quad (2.29)$$

Portanto, a amplitude de tensão equivalente, de acordo com o critério de von Mises, pode ser verificada como a seguir:

$$\sigma_{eq,a} = \sqrt{\sigma_{x,a}^2 + \sigma_{y,a}^2 - \sigma_{x,a} \times \sigma_{y,a} + 3\tau_{xy,a}^2} \quad (2.30)$$

Ainda pode ser convertida em termos de tensão média equivalente, a saber:

$$\sigma_{eq,m} = \sqrt{\sigma_{x,m}^2 + \sigma_{y,m}^2 - \sigma_{x,m} \times \sigma_{y,m} + 3\tau_{xy,m}^2} \quad (2.31)$$

2.7 Ensaios de Durabilidade na Indústria Automotiva

A tecnologia da simulação veicular foi desenvolvida nos anos 70 e difundida ao longo dos anos 80 para uso em testes experimentais utilizando veículos completos ou componentes veiculares mais simples (Leese e Mullin, 1991).

Recentes avanços fizeram da simulação veicular aplicável em todos os níveis de componentes automotivos. A tecnologia da simulação teve sua base de expansão vinculada à indústria automobilística, sendo que, esta tecnologia aliada às bases teóricas relacionadas à

fadiga formou uma importante ferramenta para a validação dos ensaios acelerados (Bishop e Way, 2000; Ribeiro Neto et al., 2000).

Estas bases teóricas foram utilizadas como referência para se obter a correlação com os danos causados no componente durante a sua vida. O resultado deste trabalho foi a remoção de certas regiões que durante a vida do componente não causam dano, restando apenas aquelas de real significatividade. Com isto, obteve-se um tempo excepcionalmente menor no desenvolvimento de novos componentes com conseqüente redução de custos (Canfield e Villaire, 1992).

Testes acelerados como estes não são aplicados apenas para a homologação de um projeto, mas também durante o processo de desenvolvimento de um novo componente. Conforme o grau de aceleração de um teste, decisões podem ser tomadas baseadas na simples execução de um ou dois testes acelerados. Métodos estatísticos devem ser largamente empregados durante a execução destes testes.

O propósito para a realização dos testes de durabilidade tornou-se uma prioridade para as indústrias automotivas na venda de seus produtos aos seus clientes. O fabricante mostra com isto que seus produtos atenderão às expectativas prescritas, seja durante um período de tempo, ciclos ou quilometragem desejada (Grunger e Stephens, 1999).

Com a maior complexidade dos novos produtos, o aumento da concorrência e o elevado crescimento das expectativas dos clientes fizeram com que os fabricantes de automóveis colocassem os testes de durabilidade como parte do processo de seu desenvolvimento.

No início os fabricantes testavam seus produtos no próprio ambiente de utilização do cliente, ou seja, nas vias públicas. Contudo verificou-se que tais testes eram extremamente dispendiosos e eram realizados longe das fábricas.

Com o desenvolvimento da tecnologia foi possível trazer os testes de durabilidade para dentro do laboratório (Bonnen et al., 1999). As primeiras provas eram realizadas em apenas um eixo de solicitação de um determinado componente e com amplitude constante, o que geralmente não condiz com a real utilização do produto. Com a evolução nos métodos de análise digital e nos sistemas hidráulicos, a aquisição de sinais experimentais passou a ser possível em vários eixos do componente. Este sinal poderia ser reproduzido e retrabalhado durante os testes em laboratório, utilizando-se métodos de contagem de ciclos com amplitude variável como o “rainflow”. Este nível de desenvolvimento de testes sobre veículo conduziu a uma completa reprodução dos vários tipos utilizados em laboratório. As provas em estrada que duravam em média seis a nove meses (“Proving Ground”) passaram a durar de quinze a vinte dias “indoor”, isto considerando uma completa correlação entre os dados nas duas provas.

O conhecimento da ação das cargas é crucial para a geração de um “spectrum” de cargas simuladas. Normalmente, extensômetros (“strain gages”) são utilizados para correlacionar a relação entre deformações e cargas. A colocação dos mesmos é largamente preferida onde grande parte da massa se comporta elasticamente. Os dados tomados devem ser extrapolados nas matrizes de “rainflow”, que é chamado de processo de extrapolação de ciclo. A dispersão das cargas depende das condições de operação e do uso.

Após o procedimento de contagem de ciclos “rainflow”, a medição está apta a ser avaliada para o desenvolvimento dos critérios de “life test” do componente. Há dois métodos

amplamente aceitos: O primeiro é o de Amplitude constante e o segundo o de Ciclo de Carga Bloqueada passo a passo (“block load cycle”).

Apesar de ter suas vantagens de custo, rapidez e simplicidade, o teste de fadiga de amplitude constante não leva em consideração os efeitos de uma seqüência de carregamento na vida do componente. Ocasionalmente sobrecargas podem causar plasticidade na área de mais alta concentração de tensão, resultando numa redistribuição de tensão e o surgimento de tensões residuais que afetam o rendimento da peça.

O segundo critério, também chamado de teste de fadiga programada, se apresenta mais fiel em virtude de que remonta o “spectro” (dados) de carregamento das provas reais (PG), o qual é subdividido em uma série de pequenos testes de amplitude constante.

O propósito da extrapolação do “rainflow” Fig 2.12 é o de antever o histograma de um período longo tendo-se tido poucas medições de base. A matriz de contagem de ciclos é então reduzida para um histograma simples de freqüência que contém o número de ciclos de cada amplitude ou intervalo específico de cada carga. Isto pode ser obtido primeiramente convertendo-se o número de ciclos em cada offset de carga. Em segundo lugar, os ciclos cumulativos que se excederem são gerados em cada nível de amplitude de carga de maneira que todos os ciclos sejam acumulados. A amplitude de carga versus a curva cíclica determina os diagramas cumulativos, que são a maneira mais simples de se representar o espectro de cargas de campo (PG).

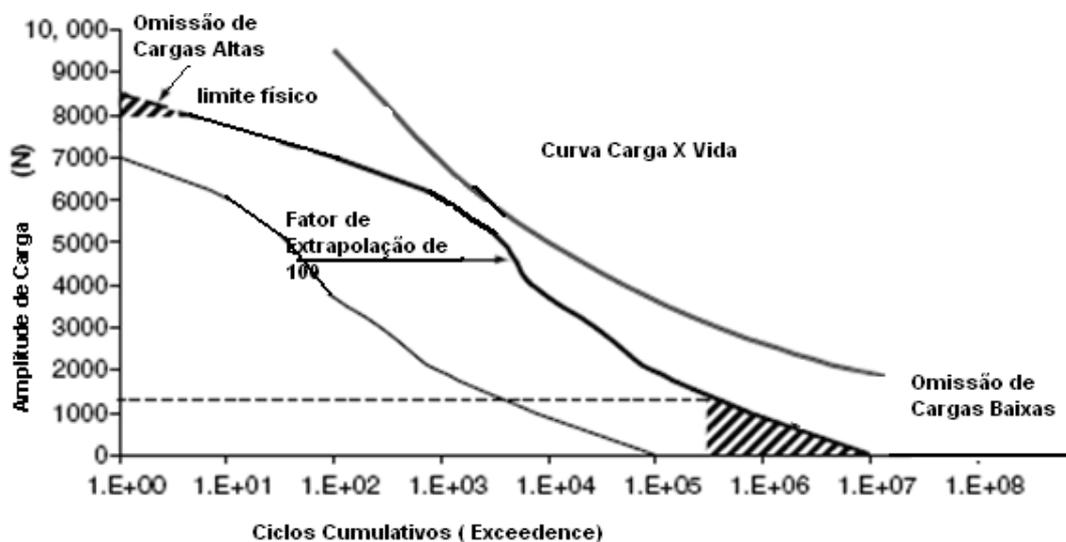


Figura 2.12: Extrapolação de um histograma acumulativo para componente de carroceria submetido a carga de campo (PG)

2.7.1 Premissas para os ensaios de fadiga atuais

Em termos de diretrizes para fadiga “a programa” têm-se dois pontos cruciais que são a amplitude e o valor médio de um ciclo de solicitações, assim como a determinação do número de ciclos que deve ser aplicado (Johannesson, Svensson; De Maré, 2005);

O escopo destes dois pontos é o de reproduzir determinadas condições de funcionamento de um sistema/componente à fadiga revelando dados mais realísticos do que os passíveis de serem obtidos em provas tradicionais de amplitude constante.

No caso em que a solicitação média é diferente de “0” tem-se a relação abaixo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.24)$$

Ensaio estático de ganchos-reboque:

Em termos de carga de prova estática à tração, considera-se como $C_{pst} = 50\%$ do peso do veículo Standart. A direção da mesma deve induzir à maior deformação e o seu objetivo é de que a carga de dobra do dispositivo de ancoragem seja maior que a C_{pst} .

Estabelecem-se alguns graus de relevância de verificação de resistência estrutural do dispositivo conjunto de reboque e da relativa fixação do chassi à Carroceria mediante a aplicação de carga nestas condições:

Relevância A

Deformação sob efeito de uma carga de Tração aplicada no plano XY de acordo com o eixo longitudinal do dispositivo e intensidade gradualmente crescente sendo o valor máximo cerca de 50% do peso do veículo na condição standart “C” (veículo a plena carga).

Relevância B

Deformação sob efeito de uma carga de Compressão aplicada no plano XY de acordo com o eixo longitudinal do dispositivo e intensidade gradualmente crescente sendo o valor máximo cerca de 50% do peso do veículo na condição standart “C” (veículo a plena carga).

Relevância C

Deformação sob efeito de uma carga de Tração aplicada no plano XY com inclinação de 30° em relação ao eixo longitudinal do dispositivo e intensidade gradualmente crescente sendo o valor máximo cerca de 50% do peso do veículo na condição standart “B” (veículo completo com todos reservatórios abastecidos mais o peso de um motorista de 70kg).

Ensaio de Fadiga de ganchos-reboque:

Em termos de Carga da Prova de Fadiga tem-se a variação de Cpt de 50 daN a Cpt Máx na qual a carga de 50 daN é, na verdade, um pré tensionamento imposto à correia/cabo durante a manobra de ancoragem e Cptmáx = 20 % do peso do veículo std “A”.A frequência de aplicação deve ser menor do que 5Hz.

$$\text{Carga mínima de prova: } C_{min} = 0,5 \frac{Q_m * Q_r}{Q_m + Q_r} \quad (2.25)$$

Qm= Peso do veículo a plena carga

Qr= Peso máximo rebocável autorizado pelo construtor

Frequência de carga < 35 Hz (para se evitar fenômeno de ressonância)

No que diz respeito à direção da Carga, a mesma deve ser aplicada no centro da esfera do gancho com vetor de ação inclinado de 20° ± 2° no que diz respeito ao eixo horizontal “X”.

O objetivo da prova é de que a amostra não apresente ruptura para uma prova de 100.000 ciclos.

2.8 Sistemas Estruturais de Automóveis de Passeio

2.8.1 Visão Geral Construtiva de Elementos de Carroceria

Largamente utilizado hoje como conceito construtivo, o MONOBLOCO, também conhecido como “Unibody”, consiste na integração do “corpo” da carroceria com o chassi, que não é mais uma estrutura a parte (“body on frame”). O primeiro automóvel a fazer uso foi o Lancia Lâmbda em 1923, porém, como produção massificada apenas na década de 30. Na Fig 2.13 pode-se ter uma visão geral de componentes e conjuntos formadores desta modalidade construtiva:

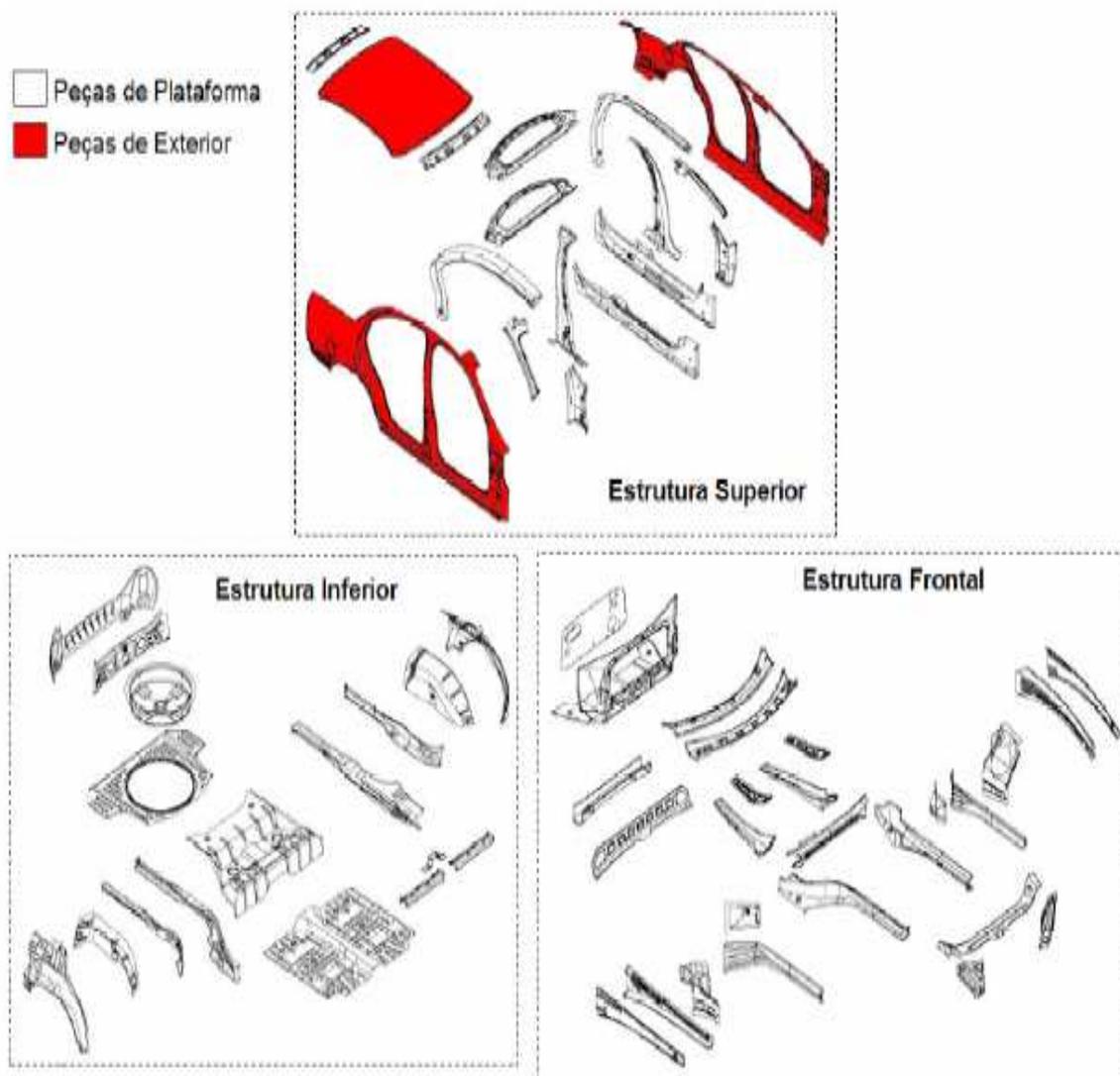


Figura 2.13: Visão geral de uma carroceria monobloco

Normalmente neste tipo de solução “Monobloco” é utilizado aço de Alta e Ultra Alta resistência, Tailored Blanks e chapas “sandwich”. Trata-se do conceito de ULSAB (Ultra Light Steel Auto Body), como se pode verificar na Fig 2.14:

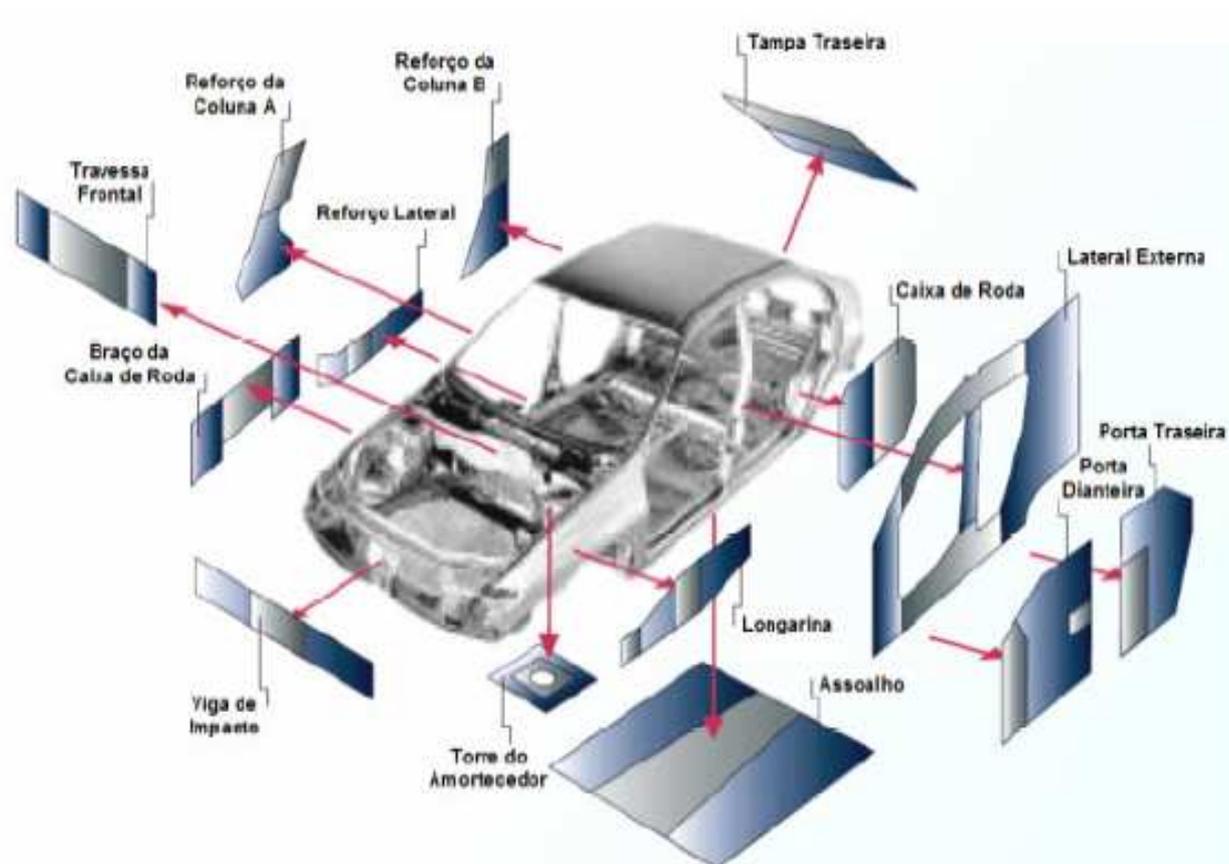


Figura 2.14: Visão de aplicação (potencial) de TWB

Apesar de ainda não serem largamente utilizados, os ULSAB perfazem um total de 90% da utilização na carroceria aliando assim resistência com economia de peso.

Perto de metade do peso se consiste de Blanks Taylorianos, dentro deste conceito ULSAB. Esta utilização proporciona uma economia de peso de cerca de 25%. Há ainda um aumento da rigidez torsional em torno de 80%, 52% na rigidez flexional e 58% de melhora no “first body mode” (frequência natural). Isto tudo sem prejudicar as necessidades de atendimento das normas de “crash tests”, em virtude da manutenção da rigidez estrutural.

2.8.2. Características Técnicas Determinantes de Projeto

2.8.2.1 Principais diferenciações construtivas de carroceria

A abordagem deste tópico se dá em nível macro tomando as principais nuances construtivas em termos de carroceria. O tipo de arquitetura da estrutura anterior pode ser subdividido com solução de longarina (“Puntone”) engastado na porção superior ou inferior. Respectivamente ao assoalho, tendo-se as possibilidades de estrutura sem sobreposição soldada (“scatolamento”) e com o mesmo até a travessa inferior dos bancos anteriores ou até o pavimento posterior. Já a longarina posterior pode ser ou não coligada com o caixa de roda posterior. Quanto à instalação do conjunto moto propulsor, tem-se as modalidades do mesmo transversalmente, e as variações de tração dianteira e traseira, bem como longitudinalmente e tração traseira.

Em base a tal classificação divide-se em três o tipo construtivo de estrutura interna:

1) Estrutura longitudinal baixa, moto-propulsor longitudinal e tração anterior, posterior ou 4WD.

Como pontos positivos têm-se um melhor comportamento na prova de impacto anterior, menores problemas de compatibilidade entre longarina, conjunto moto-propulsor e roda, além de túnel e eixo de transmissão melhorando o comportamento da estrutura como um todo. Negativamente o que ressalta é o espaço de deformação limitado para crash frontal, no caso de veículos equipados com motores de mais de quatro cilindros.

2) Estrutura longitudinal alta, moto-propulsor transversal e tração anterior ou 4WD:

Os aspectos positivos que esta estrutura oferece são o melhor comportamento na prova de crash anterior, menores problemas de compatibilidade entre longarina, conjunto moto-propulsor e roda, além de túnel e eixo de transmissão melhorando o comportamento da estrutura como um todo.

Negativamente tem-se o espaço de deformação limitado para crash frontal para veículos equipados com motores de mais de quatro cilindros.

3) Estrutura longitudinal baixa, motopropulsor transversal, tração dianteira ou 4WD.

Positivamente, uma longarina mais retilínea em relação à tipologia anterior promove uma maior capacidade de absorção de energia no caso de crash e melhor co-ligamento ao assoalho. Negativamente tem-se como maior problema à instalação do motor.

A tabela 2.1 traz a composição do Assoalho nos principais componentes do modelo 500 da Fiat na Itália:

Tabela 2.1: Composição do assoalho do modelo Fiat 500

Estrutura de Carroceria - Fiat 500 cc		
Conjunto Carroceria	Conjunto Estrutura Anterior	Travessa anterior de ligação da longarina
		Conjunto Longarina Lateral
		Conjunto Caixa de Roda Superior
		Conjunto Painel de Fogo Inferior
		Conjunto Painel de Fogo Superior
		Reforço da Travessa Anterior
	Conjunto Pavimento Central e Posterior	Pavimento Central Completo
		Pavimento Posterior Completo
		Longarina Lateral Completa
	Longarina Lateral Completa	
	Conjunto Revestimento Posterior	

As figuras 2.15, 2.16 e 2.17 a seguir denotam a padronização de decomposição dos conjuntos em subconjuntos:

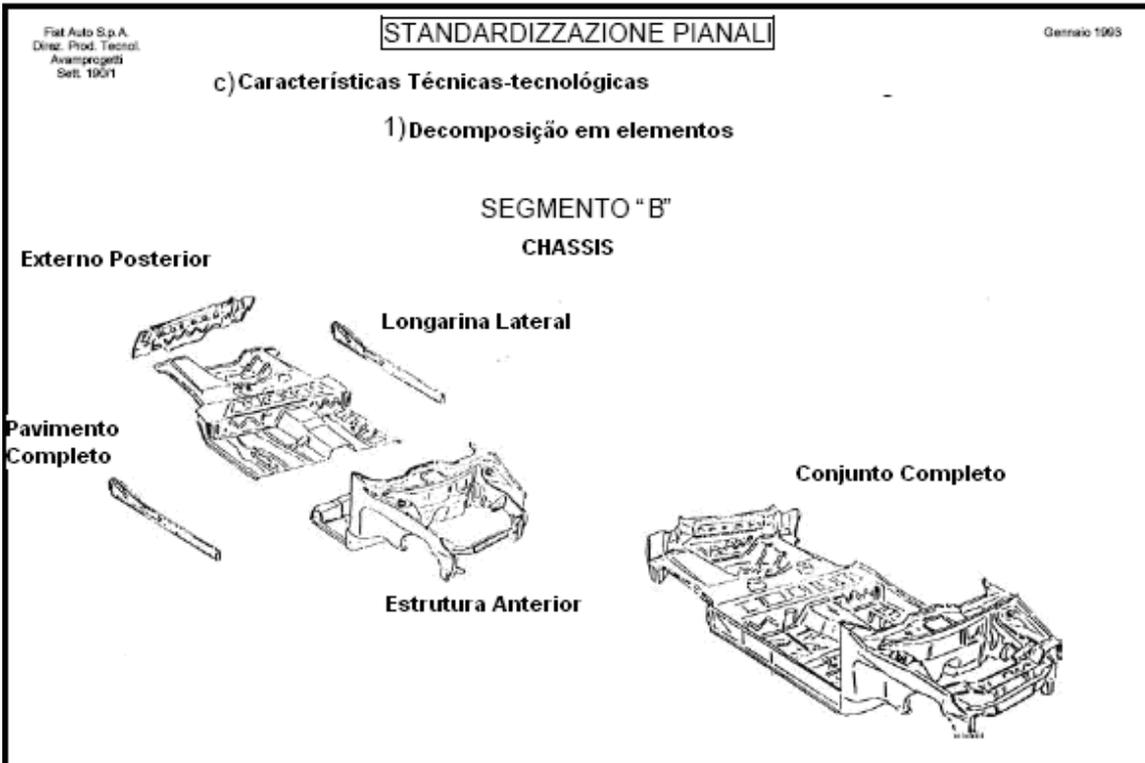


Fig 2.15: Decomposição dos Elementos do Autotelai (Chassis) do veículo

Na figura da página anterior tem-se uma visão clara e pertinente do conjunto (“Complessivo”) “Chassis” e seus subgrupos principais que advêm de outros processos de montagem ulteriores, a saber: estrutura anterior, externo posterior (onde é fixado o Gancho Reboque), pavimento (assoalho) completo e as longarinas laterais.

Seguindo a mesma lógica há o desmembramento dos componentes da Estrutura Frontal e do Assoalho completo nas Figs 2.16 e 2.17 respectivamente.

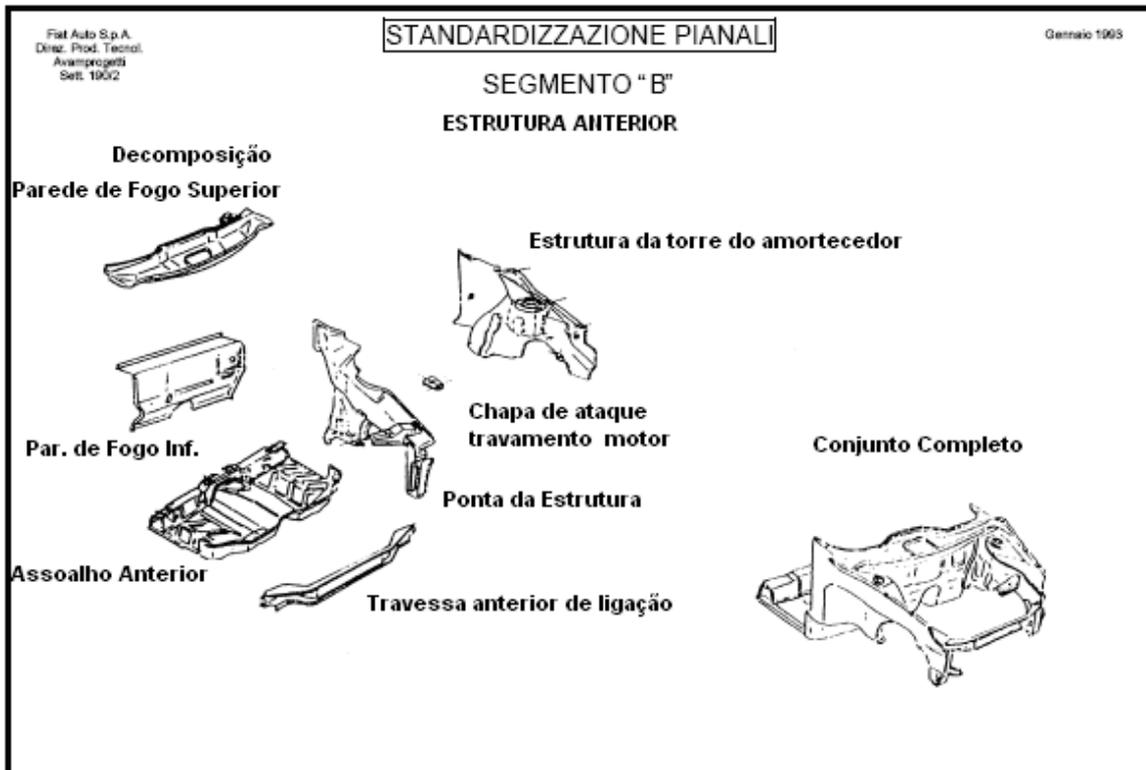


Fig 2.16: Decomposição dos Elementos da estrutura frontal do veículo

Na figura 2.16 partes estruturais da carroceria parte anterior compreendendo a Travessa Anterior de ligação de longarinas, Caixa de Rodas interna, Parede de Fogo Superior e Inferior e Assoalho da parede de fogo.

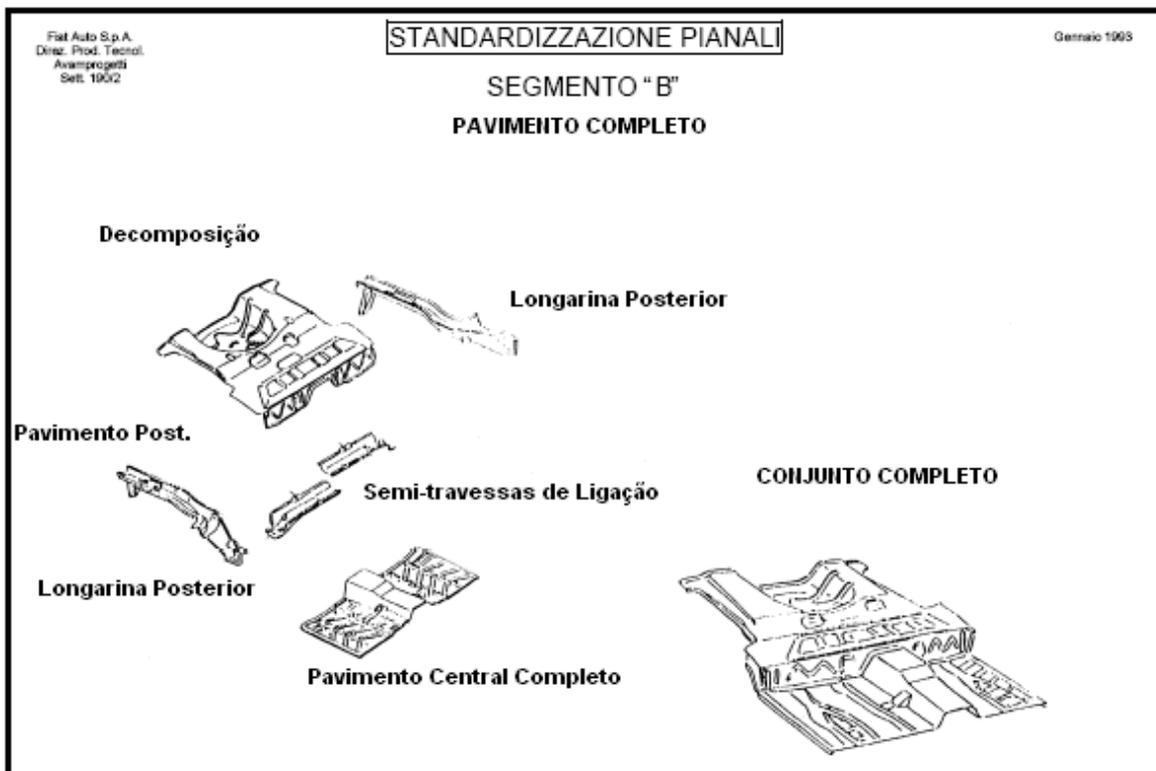


Fig 2.17: Decomposição dos Elementos do assoalho do veículo

Na figura 2.17 têm-se os componentes do conjunto assoalho, desmembrados em longarinas, semitravessas de ligação de longarinas e pavimento posterior e central em peça única.

2.8.2.2 Características Técnicas relevantes nos Chassis (Autotelaio)

Tais características são do tipo estrutural, tecnológico e de interface. Como aspecto estrutural há os fatores determinantes como dimensão (Entre eixos, comprimento e largura), peso, comportamento estrutural estático (deformação e Tensões), comportamento dinâmico (Frequência própria, rigidez dinâmica, vibração), comportamento aerodinâmico e em “crash test”. Tecnicamente os fatores de conexão do componente, material e montagem são de primordial relevância. A interface da carroceria com os principais sistemas do veículo (mecânicos, elétrico, hidráulico e dispositivos de segurança) perfazem o que se nomeia de integração do veículo, onde há a necessidade de compatibilidade.

A rigidez torsional é o principal parâmetro estático estrutural global que geralmente está ligado em consideração no projeto de uma Carroceria.

Essa é mensurada de acordo com a Norma 07.N9050 que prevê tais detalhes.

Na Tab. 2.2 tem-se o limite de escoamento do suporte reboque para cada veículo.

Tabela 2.2: Limite de Escoamento do suporte reboque por modelo

Limite de ruptura do Suporte Gancho Reboque		
Segmento	Modelo	Limite de Ruptura (daN)
A	Cinquecento	> 500
B	UNO/Punto	>640 / >710
C/D	Tipo/Tempra Tempra SW Lancia Delta (836)	>820/ >880 / >800
E	Lancia K	> 915
Objetivo definido em norma		Ruptura > C1/2 Deformação Permanente < 3mm
C1= Peso do automóvel a plena carga		

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

No fluxograma geral de trabalho da Fig. 3.1 tem-se claramente a rotina com a qual o experimento foi executado. Os ensaios dinâmicos têm como produto os sinais dos sensores (“gages”), que interdependem das propriedades dos materiais.

As tensões utilizadas na determinação da curva de fadiga foram calculadas através do método de von Mises. Por sua vez a contagem de ciclos é dada com as respectivas tensões alternadas e médias no “Rain Flow”.

A partir daí faz-se a análise do dano cumulativo e, por conseguinte, a determinação de vida como resultado procurado.

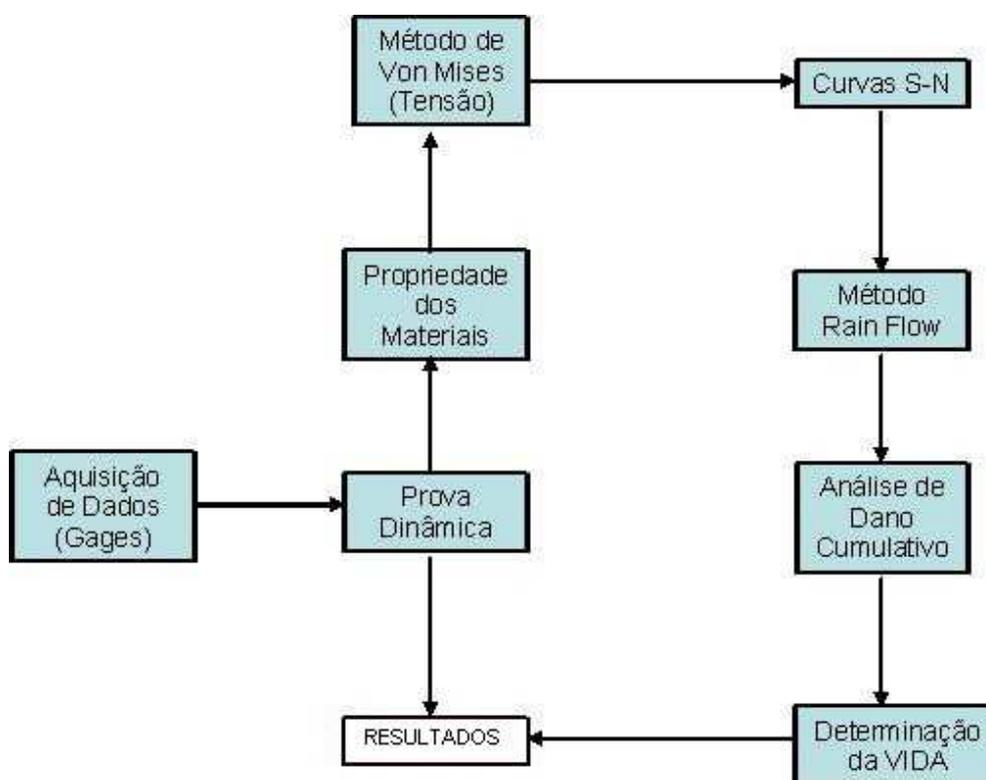


Figura 3.1 – Fluxograma de trabalho

3.1 Materiais

O material utilizado na fabricação do gancho reboque propriamente dito é o aço “FEP04”, nomenclatura FIAT que corresponde a um aço conforme a norma SAE 1005-1009. Também é chamado de “aço EEP” por ser utilizado em componentes mecânicos que, assim como a carroceria, requer uma estampagem profunda. Nestes materiais utiliza-se espessura de chapa que varia de 0,4 a 3 mm, dependendo da aplicação, com teor extra baixo de “C”, não ligado,

laminado a frio para conformação também a frio. Em algumas aplicações este material este material pode ser conformado a quente.

As tabelas 3.1 e 3.2 mostram a composição química e características mecânicas para o aço FEP04, respectivamente.

Tab. 3.1: Composição química do aço FEP 04

Elemento	C	Mn	Al	P	S	Si	N
Teor %	0,006	0,17	0,02	0,017	0,0077	0,017	0,052

Tab 3.2: Características Mecânicas do aço FEP 04

Limite de resist. à tração σ_f (MPa)	Limite de Escoamento: $\sigma_{0,2}$ (MPa)	$\sigma_{0,2} / \sigma_f$
270 a 350	140 a 210	0,62

3.1.1 Visão geral do sistema mecânico

Na figura 3.2 pode-se ter uma visão detalhada do conjunto montado no painel traseiro do veículo o qual é o alvo dos estudos. Na chapa que é a base de fixação à carroceria são soldados tanto a haste de fixação do gancho quanto as caixa de absorção de energia de impacto (Crashbox) inferiores e superiores, fazendo-se o fechamento com a travessa posterior.

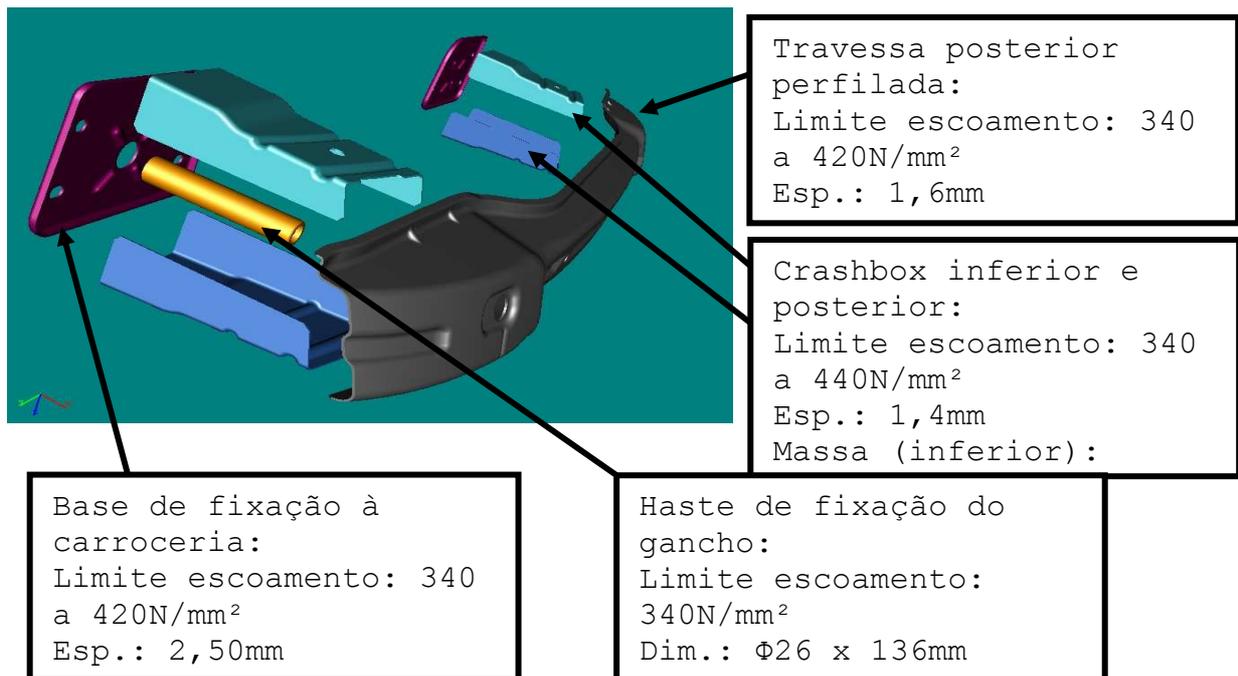


Figura 3.2 Descrição dos componentes do painel posterior

Na figura 3.3 tem-se o Gancho Reboque propriamente dito que é rosqueado na haste de fixação solidária à base.

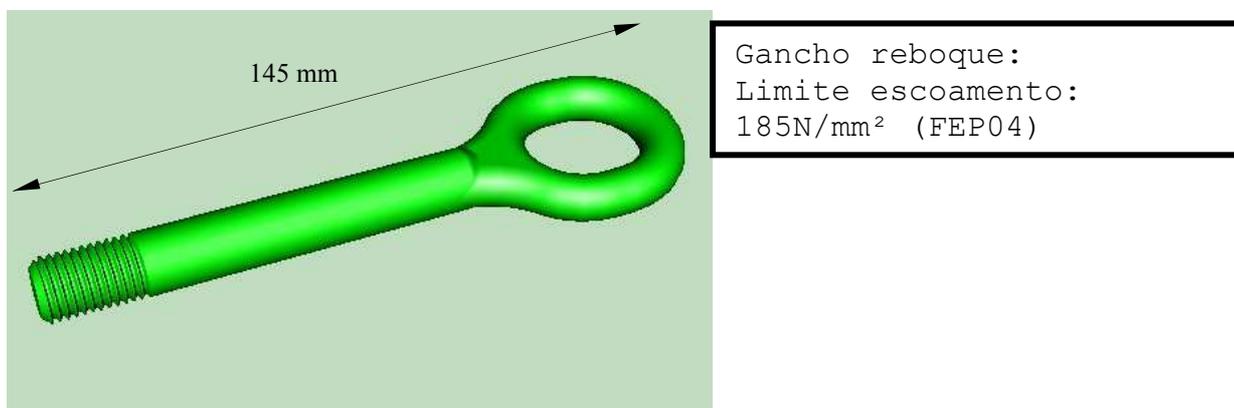


Figura 3.3: Gancho Reboque

Na figura 3.4 tem-se o conjunto travessa crash Box com o detalhamento de solda MIG. Esta travessa é fixada por 03 parafusos de cada lado na parte posterior da carroceria.

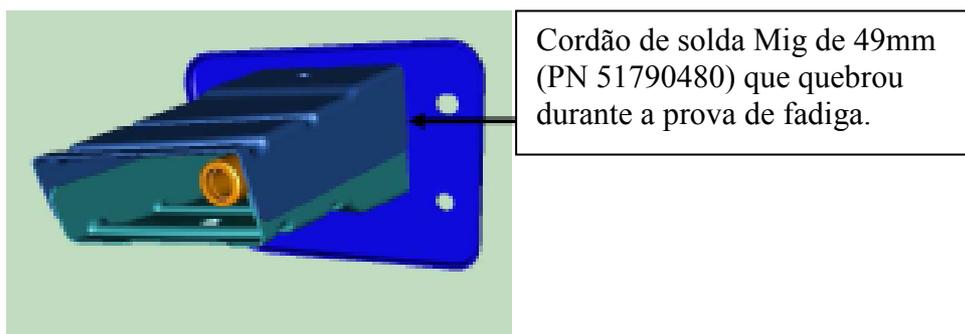


Figura 3.4: Travessa “Crash Box” e detalhe de solda

3.2 Metodologias Experimentais

Os ensaios realizados para a validação do gancho consistem em estáticos e dinâmicos. Os ensaios estáticos têm como alvo avaliar a deformação do conjunto nas condições limite de carga. Os ensaios dinâmicos têm o objetivo de avaliar a durabilidade do sistema, ou seja, averiguação de vida em fadiga.

3.2.1 Instrumentação para os Ensaios de Fadiga

Os Ensaios de Fadiga foram realizados utilizando-se um Banco de ensaios universal para posicionamento da carroceria do veículo apoiado na sua própria roda em posição plana. Dois

atuadores de Carga Hidráulicos completos foram acoplados nesta montagem. Entendem-se como componentes do mecanismo hidráulico de serviço, um transdutor de força ($f_s \geq \pm 20\text{mm}$), com a relativa unidade eletrônica de alimentação, um PC portátil com SW específico de aplicação para aquisição de sinais na saída do transdutor de carga e osciloscópio para controle das cargas ao longo do ensaio dinâmico.

A Fig. 3.5 detalha a aquisição do sinal analógico de baixo nível que é enviado a um amplificador com a finalidade de deixá-lo apto à conversão em sinal digital em decodificador adequado. A partir de então, os dados serão processados no software de análise de fadiga RPC Pro da MTS.

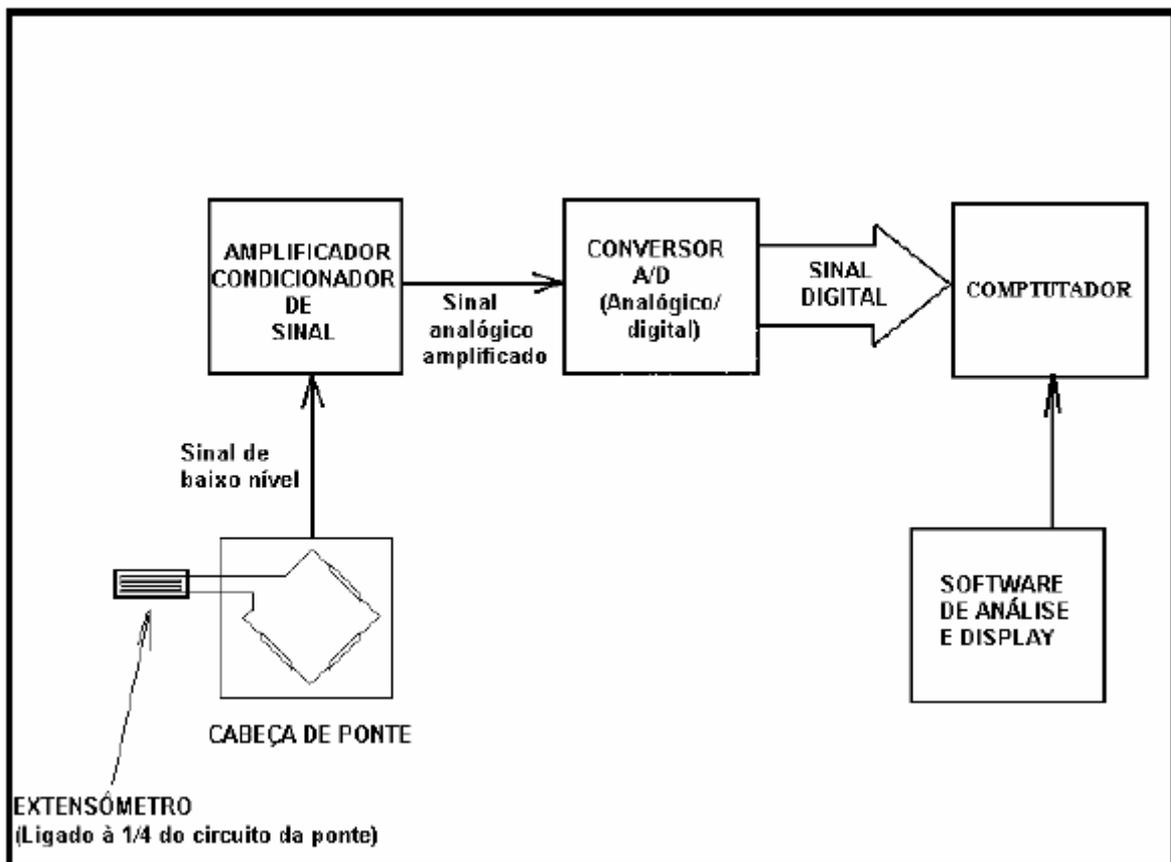


Figura 3. 5 – Fluxograma detalhado de aquisição de dados

Neste trabalho, o extensômetro foi ligado em um quarto de ponte, onde o sensor substitui uma das quatro resistências da ponte de “Wheatstone”. As três resistências restantes têm o mesmo valor nominal do sensor. Esta ligação está mostrada na Fig. 3.6

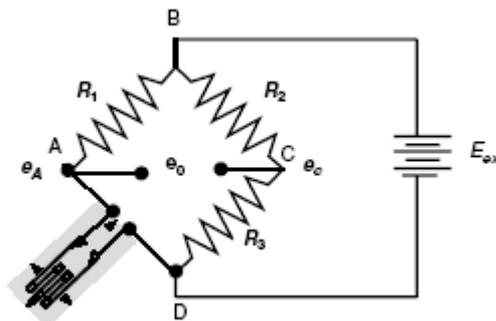


Figura 3.6–Circuito de “quarto de ponte” de voltagem constante

Tem-se a correlação das resistências da seguinte forma:

As resistências R_1 , R_2 , e R_3 são idênticas e têm valor de 120Ω . A Eq. 3.1 mostra o cálculo da deformação quando se utiliza uma ligação em um quarto de ponte.

$$\frac{\ell_{0cv}}{E_{ex}} = \left[\frac{(R4 + \Delta R)}{R1 + (R4 + \Delta R)} - \frac{R3}{R2 + R3} \right] = \left[\frac{(R4 + GF \times \varepsilon \times R)}{R1 + (R4 + GF \times \varepsilon \times R)} - \frac{R3}{R2 + R3} \right] =$$

$$= \left[\frac{GF \times \varepsilon}{4 + (2 \times GF \times \varepsilon)} \right] \approx \frac{GF \times \varepsilon}{4} \quad (3.1)$$

ΔR é a variação de resistência do extensômetro durante as medições.

A instrumentação com extensômetros foi feita utilizando-se duas rosetas ($0^\circ \times 45^\circ \times 90^\circ$), exemplificadas na Fig 3.7. Será colada uma roseta de cada lado da travessa “crash-box” (próxima ao cordão de solda entre a “crashbox” e a base de fixação) identificando, então, as tensões locais. O local exato para a fixação das rosetas se dá pelo conhecimento prévio de onde houve as rupturas. A partir destes valores de tensão locais, utilizou-se o critério de von Mises para cálculo das tensões equivalentes.

As especificações das rosetas utilizadas são: Marca: HBM Modelo: 6/120 RY11 Tipo: $0^\circ / 45^\circ / 90^\circ$ Resistência (Ω): $120 \pm 0,35\%$ e Gage factor: $1,97 \pm 1\%$. Na Tab. 3.3 estão mostradas as dimensões dos sensores das rosetas usadas.

Tabela 3.3 Dimensões da roseta utilizada:

	Dimensões (mm)		
	a	b	c
Roseta	\varnothing 6,0	1,1	14
Terminal	1,5	4,5	35

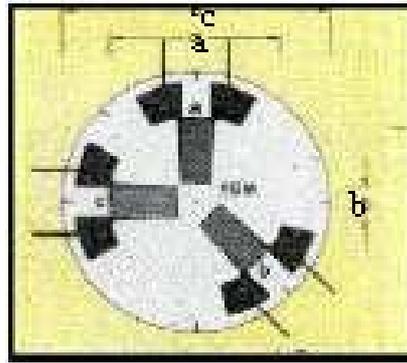


Figura 3.7 - croqui da roseta 0° / 45° / 90°

Na Fig. 3.8 mostra-se o croquis dos terminais dos extensômetros usados.

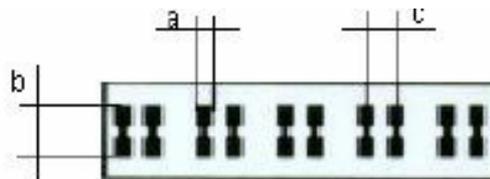


Figura 3.8- Croqui dos terminais LS5

3.2.2 Esquema de soldagem dos componentes

Na fig. 3.9 tem-se a vista em corte no plano XZ denotando os 04 cordões de solda MIG aplicados entre a haste e a base de fixação da travessa traseira. Os cordões superiores têm comprimento de 20 mm e os inferiores de 26 mm, mantendo altura “h” uniforme.

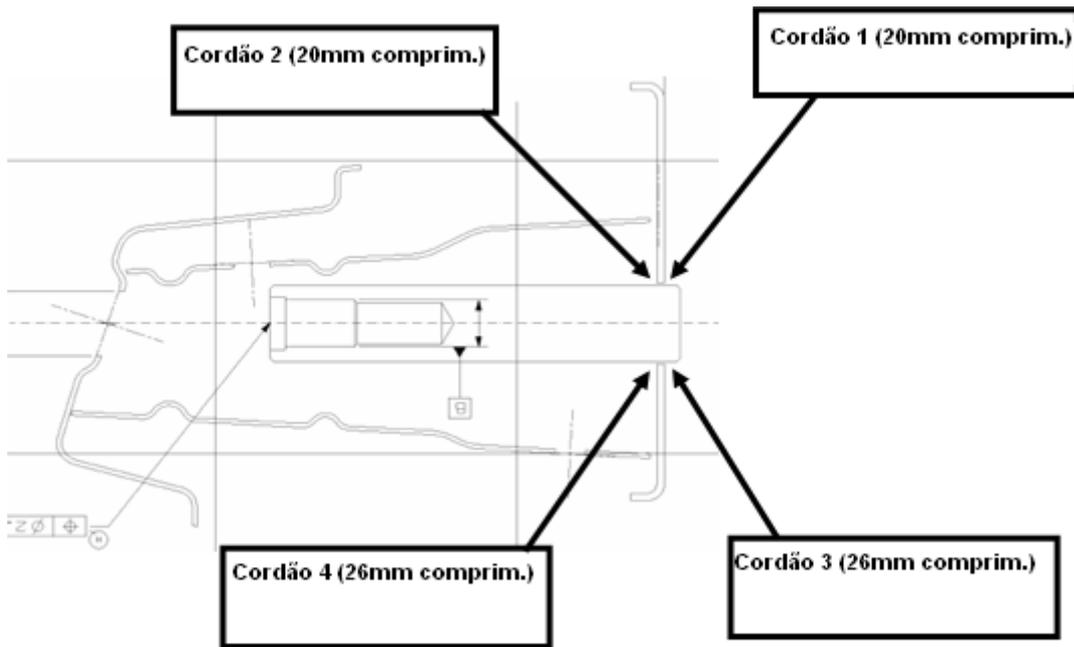


Figura 3.9: Solda entre a haste e base de fixação da travessa.

Na fig. 3.10 tem-se a vista em corte no plano YZ denotando os 02 cordões de solda MIG aplicados entre a Caixa absorvedora de energia e a base de fixação da travessa traseira. Os cordões laterais têm comprimento de 49mm, mantendo também altura “h” uniforme.

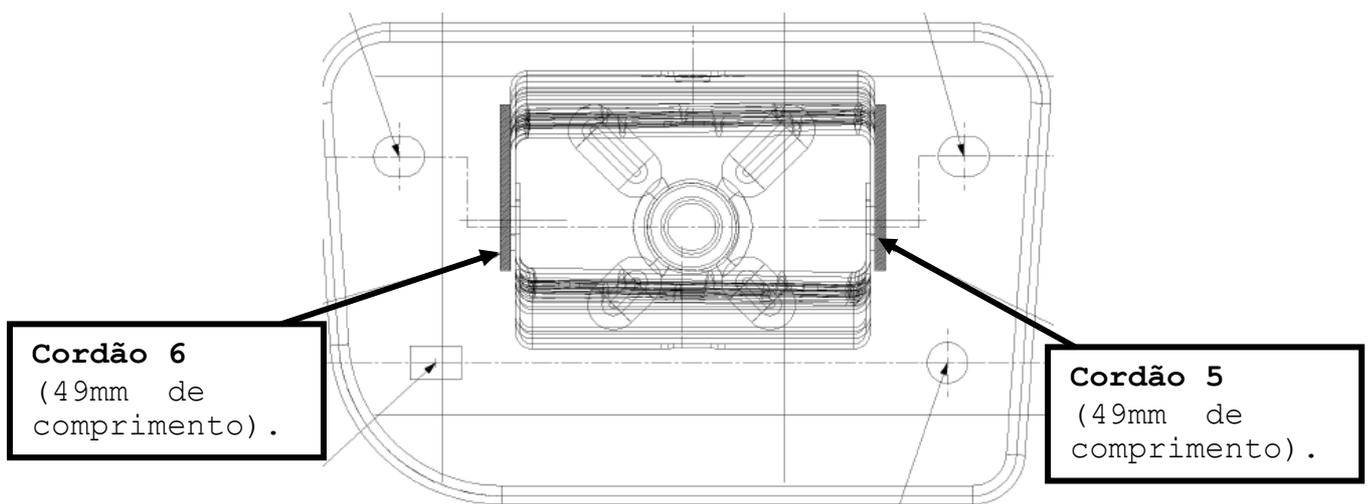


Figura 3.10: Solda entre a crashbox e base de fixação da travessa.

Na Fig. 3.11 tem-se a vista superior em corte do conjunto onde se apresenta em destaque a distância de 128 mm entre a base de fixação da bucha (tubo) e sua ponta, proporcionando desta forma uma rigidez de 75 daN/mm.

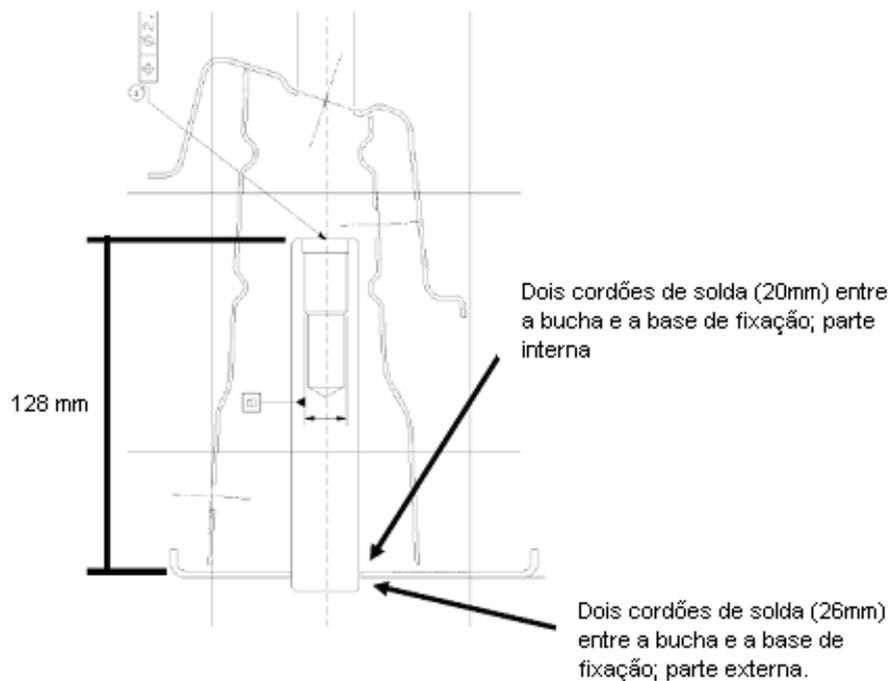


Figura 3.11: Vista superior em corte com detalhes do conjunto.

3.2.3 Ensaio Estático

Para o ensaio estático parte-se da premissa de que o veículo já está devidamente posicionado no plano em repouso na base do banco de provas universal de forma que não haja nenhuma contribuição negativa de mascaramento dos resultados. Partindo-se deste pressuposto, posiciona-se e conecta-se o dispositivo de reboque de modo que a aplicação do esforço dos atuadores hidráulicos satisfaça o que foi previsto no módulo normalizado de planos e ângulos (“Elaborazione dati”). Aplica-se ao dispositivo, no ponto de engate uma carga de assentamento a tração/compressão em intensidade crescente até 200 N (Fig. 3.12). Calibra-se a carga e os transdutores de pré-carga.

Aplica-se ao dispositivo uma carga de tração/compressão de intensidade igualmente crescente. Calibra-se a carga procedendo, então, o Diagrama FORÇA X DEFORMAÇÃO, compilando o módulo na tabela e verificando os resultados obtidos com os objetivos previstos.

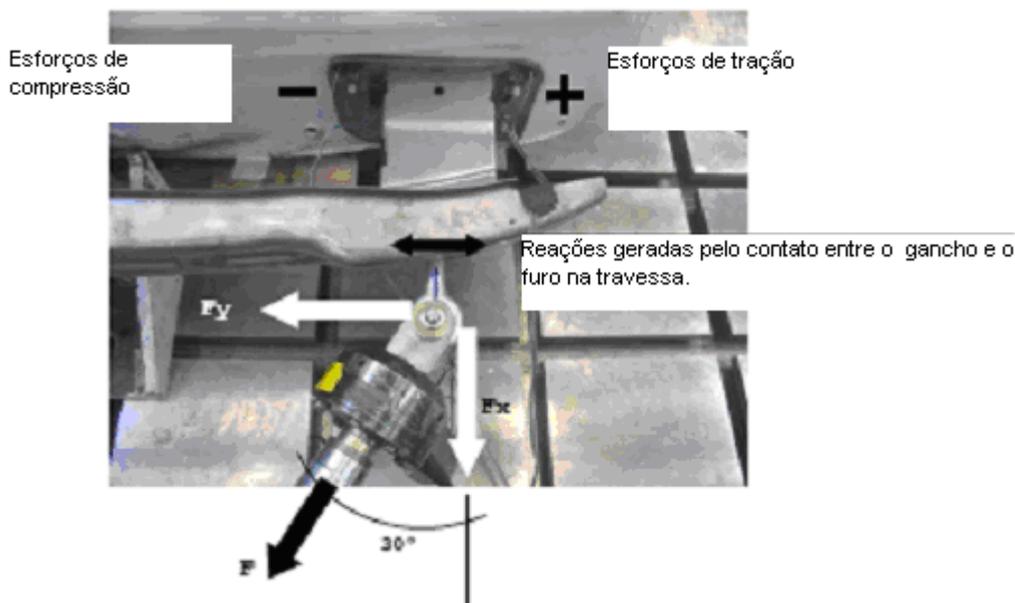


Figura 3.12: Esquema de aplicação de carga na prova de rigidez estática

Nas figuras 3.13 e 3.14 pode-se ver o esquema de medição da rigidez estática da fixação do Gancho Reboque posterior do veículo objeto deste ensaio, desmembrando as força de tração e de compressão. O objetivo é que a fixação suporte uma carga de tração (F) aplicada a 30° em relação ao eixo "X" de intensidade de 50% do peso do veículo no "STD B" acrescido dos 50Kg de carga do bagageiro. Entende-se por esta condição "Standart B" como o veículo completo, incluindo os reservatórios devidamente abastecidos, além de 60kg distribuídos no banco do motorista, acrescidos de 10kg depositados no pavimento próximo às pedaleiras, simulando a presença de um motorista. Neste ensaio a estrutura é submetida a esforços de Tração e Flexão. Além disto, em função do projeto da "crashbox", há um contato entre gancho e furo de passagem na travessa, o que induz a "crashbox" a esforços combinados de compressão (lado esquerdo) e tração (lado direito).

As componentes F_x e F_y , advindas da força F aplicada pelo dispositivo de ensaio, podem ser calculadas conforme as equações 3.2 e 3.3

$$F_x = F * \cos(30^\circ) \quad (3.2)$$

$$F_y = F * \sin(30^\circ) \quad (3.3)$$

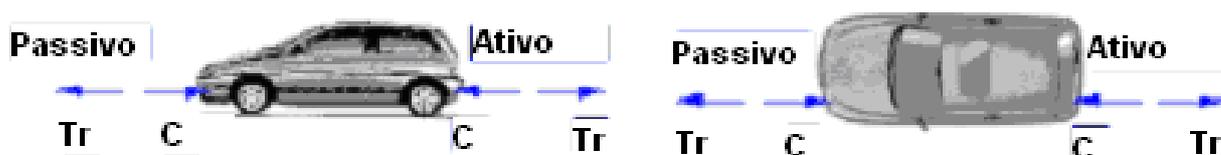


Figura 3.13: Aplicação de carga (Tração e Compressão) na prova de rigidez estática



Figura 3.14: Aplicação de carga na prova de rigidez estática

Foram utilizadas duas Rosetas em ambos os lados da “crashbox”, como pode ser visto na Figura 3.15. A roseta (lado direito) foi colocada próxima ao cordão de solda que une a travessa “crashbox” e sua chapa base, onde foi verificado quebra em torno do mesmo. Este cordão de solda se situa próximo a um dos furos de fixação da desta crashox à carroceria (ponto de reação dos esforços de tração e um concentrador de tensão).

Através da análise experimental de tensões, foi possível identificar o módulo e direção das tensões principais, bem como analisar as tensões atuantes utilizando o critério de von Mises.



Figura 3.15: Posicionamento das rosetas em ambos os lados da crashbox

3.2.4 Ensaio Dinâmico

Trata-se da verificação de resistência à fadiga do dispositivo reboque e de sua relativa fixação, mediante a reprodução da sollicitação aplicada através das cargas F1 e F2 segundo o programa de simulação. Para tal é requerida uma carroceria completa com suspensão e elementos afixados como pára-choque, “spoiler”, travessa etc.

Os ensaios de fadiga foram realizados após os ensaios estáticos. Parte-se do mesmo pressuposto base da prova estática, ou seja, posicionamento plano e em repouso do veículo na base do banco de provas universal.

Posiciona-se e conecta-se o dispositivo de reboque no atuador hidráulico de carga de forma que satisfaça às condições previstas em normas e nas diretrizes do caderno de encargos Fiat de Engenharia, o “Elaborazione dati”. Aplica-se no dispositivo de reboque uma carga de pré-tensionamento em tração de intensidade de 50 daN, solicitando ao CED (Centro de Elaboração/processamento de Dados) do Laboratório o sinal de recebimento. A partir daí aplica-se no dispositivo de Reboque, no ponto de acoplagem, as cargas de tração no programa de simulação previstas.

Solicita-se novamente ao CED do Laboratório o novo sinal de recebimento. Registra-se a escala de frequência dos contatos de modo que cada ponto da escala corresponda a 1 km de distância. (Freq: 0,0167 Hz).

Aplica-se, então, o programa para um total de 1000km. Proceda-se o controle do componente em prova a cada 100 km, contrapondo as necessidades de prática bem como os resultados teóricos.

Na prova dinâmica são aplicados de forma simultânea dois sinais de carga conforme os ângulos descritos na Figura 3.16. Os picos de carga são ajustados conforme o segmento do veículo, sendo neste caso 9500N e 5500N para as forças F1 e F2 respectivamente. Os sinais das cargas podem ser vistos nas Figuras 3.16 e 3.17, sendo que a fixação deve suportar 1.000 ciclos.

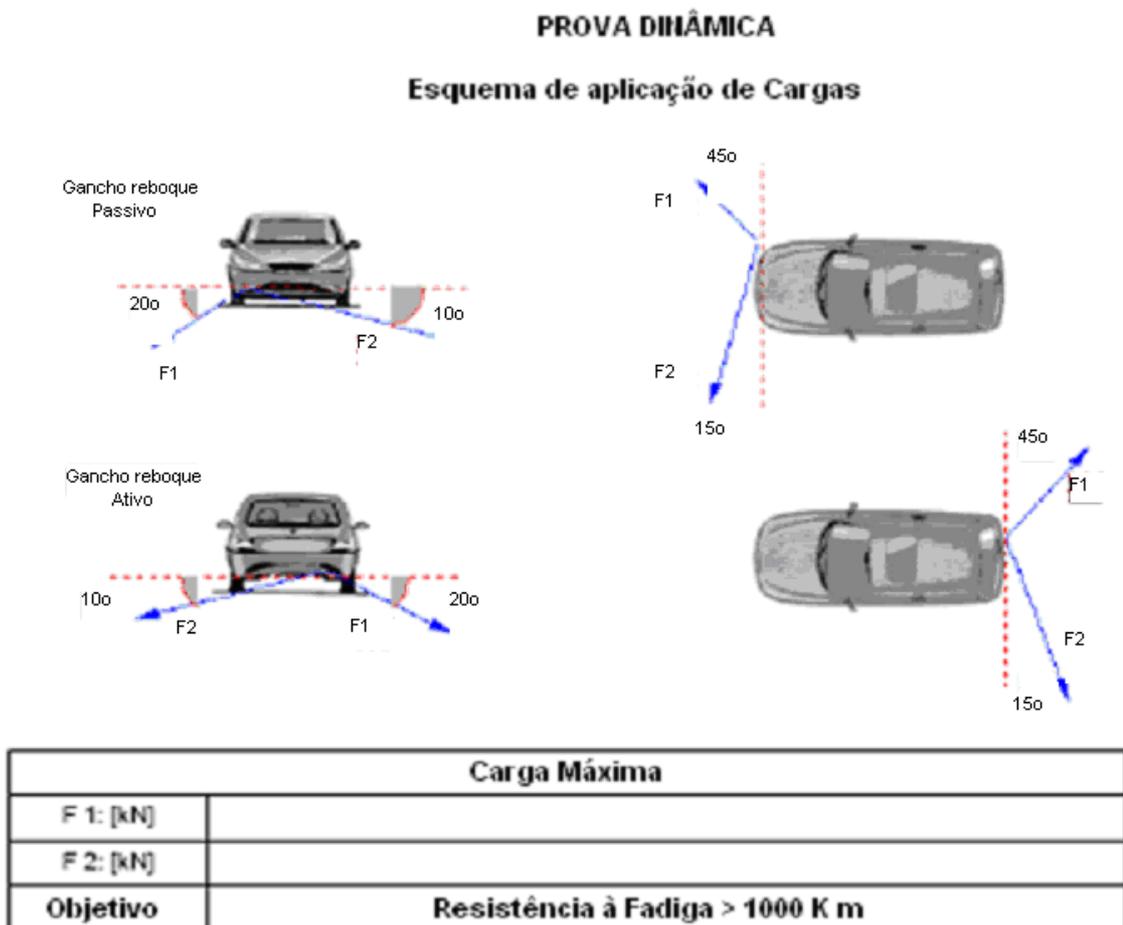


Figura 3.16: Esquema de aplicação de carga e ângulo para o gancho ativo



Figura 3.17: Esquema de aplicação de carga e ângulo para o gancho ativo

3.2.5 Utilização do “Software” comercial RPC (MTS) e correlação com a teoria

Tomou-se o método genérico de Cálculo de Vida por Tensão para análise e rotina de cálculo do software comercial da MTS, o RPCpro.

Estados complexos de tensão, no qual os três componentes de tensão não são proporcionais ou que têm sua direção modificada durante o ciclo de carga geralmente ocorrem nas descontinuidades geométricas como os entalhes ou as junções, sendo estas últimas o objeto de estudo deste caso de juntas soldadas. A fadiga sob estes termos é intitulada de “Fadiga multiaxial”.

Os primeiros estudos de teoria de fadiga multiaxial foram baseados nas extensões da teoria de escoamento até a teoria de fadiga sob tensões combinadas. Em 1955 estas teorias foram estendidas por Sines e sua teoria multiaxial a qual é muito similar à teoria da tensão no octaedro, conhecida como o critério de von Mises, que foi a base matemática utilizada no software RPCpro para os “loopings” de cálculo, obtendo então no canal 03 a tensão uniaxial equivalente.

Em suma, o sinal analógico adquirido pelas rosetas é decodificado em digital para a frequência (taxa de aquisição) original de 150 Hz. Contudo, em virtude das frequências-padrão do software, faz-se uma nova amostragem para a frequência de 204,08 Hz, a qual passa por um filtro de 50 Hz (passa-baixa). Entretanto, de forma que se consiga extrair a Tensão Média, estipulou-se a faixa de 10 Hz como sendo a de interesse, pelo acúmulo real de energia proporcionado.

4- RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES DOS RESULTADOS

4.1 Tensões Atuantes

Realizou-se a análise de Elementos Finitos (FEM) da fixação do gancho reboque ativo traseiro para que fossem avaliados os pontos críticos de tensão. Foram procedidas simulações nos eixos “x”, “y” e “z”, utilizando-se o método de von Mises aplicado ao software “Abaqus”. Verificaram-se os pontos críticos de tensão, pontos estes que foram tomados em consideração para a colagem da roseta, conforme já ilustrado no capítulo anterior. A mesma foi colada na travessa no lado externo, oposto simetricamente ao interno onde foram detectadas as tensões mais significativas, o que coincide com a proximidade da solda a qual, devido à sua geometria, cria alta concentração de tensão.

Esta mesma análise de elementos finitos (FEM) apresenta fiel semelhança com a quebra ocorrida na primeira amostra avaliada, ou seja, os pontos de alta tensão na análise coincidem com os de ruptura na prova experimental.

Nas figuras subseqüentes 4.2 4.3 e 4.4 têm-se a visão geral das tensões, devido ao carregamento e seu comportamento nos eixos “x”, “y” e “z” respectivamente.

Mais detalhadamente, pode-se comprovar na Fig. 4.1 e nas subseqüentes, que a região mais tencionada se dá na parte denotada pelo círculo pontilhado, neste caso para a simulação no eixo “x”.

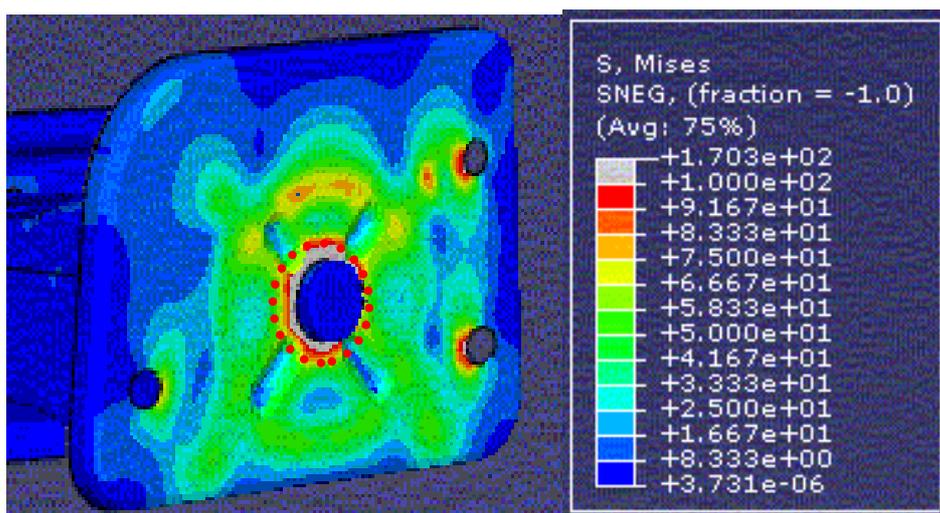


Figura 4.1: Detalhe das tensões críticas na simulação no eixo “x”

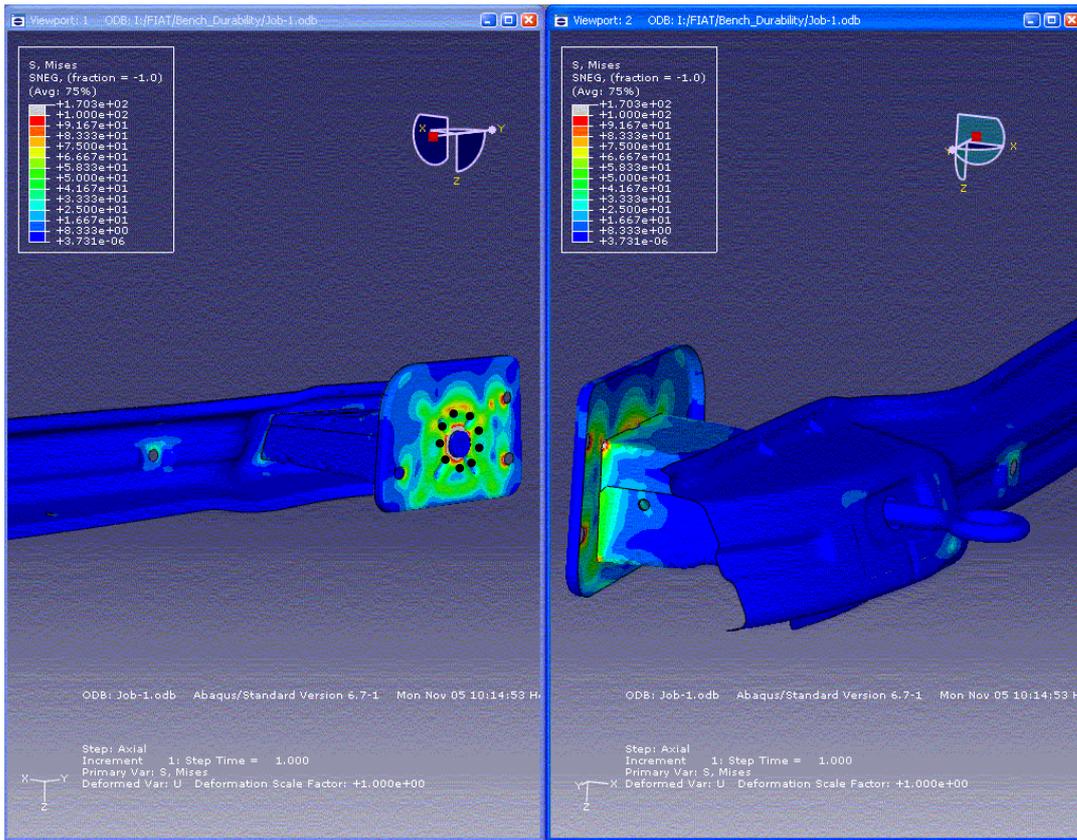


Figura 4.2: Distribuição de tensões na simulação no eixo “x”

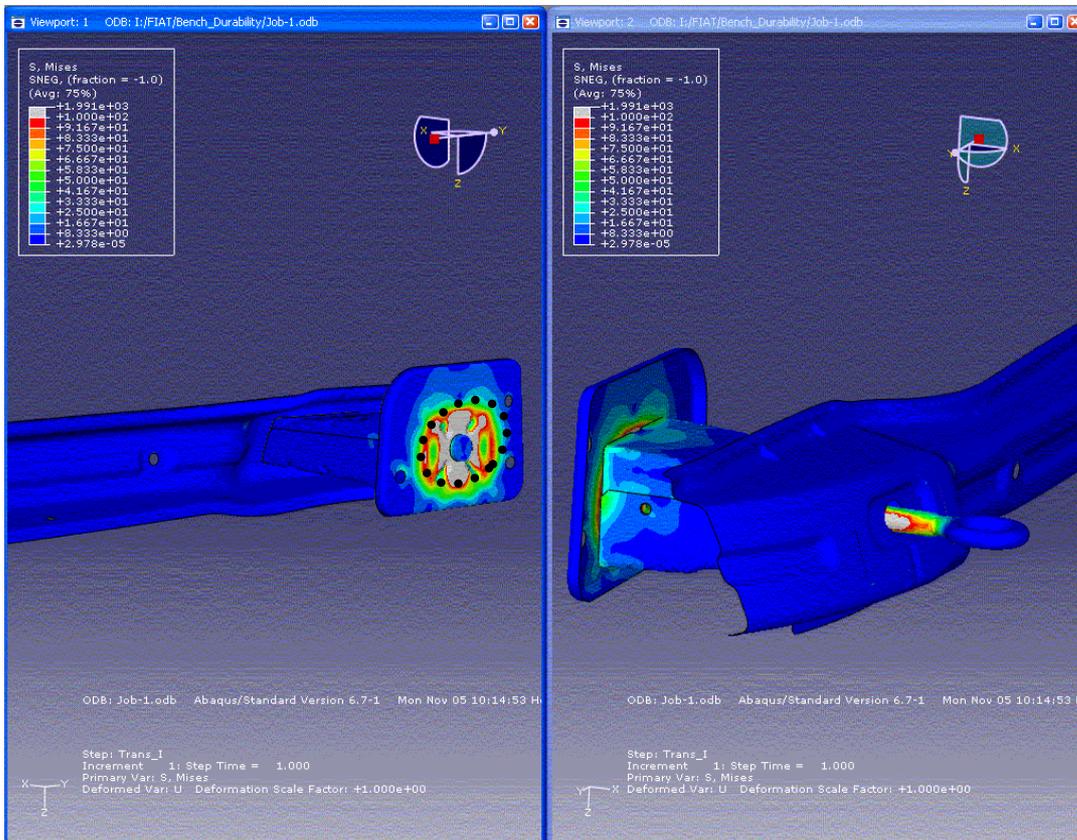


Figura 4.3: Distribuição de tensões na simulação no eixo “y”

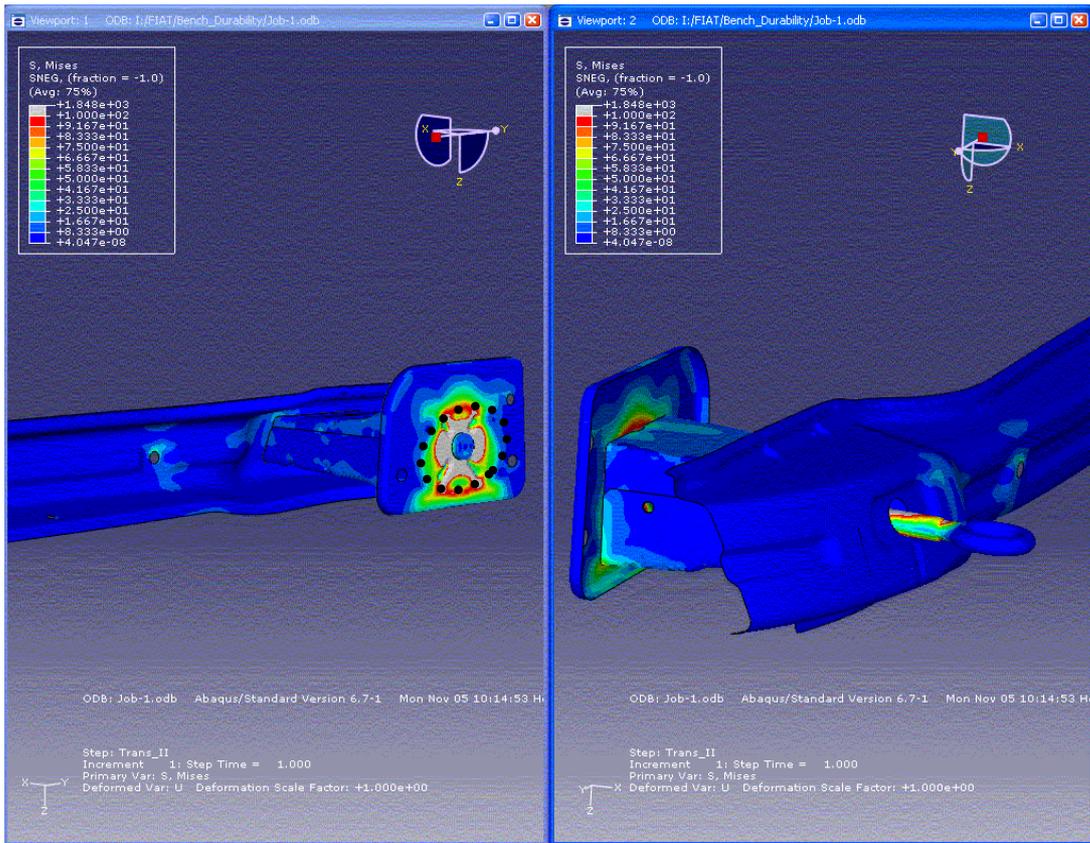


Figura 4.4: Distribuição de tensões na simulação no eixo “z”

4.2 Ensaio experimentais de Fadiga

Foram realizadas provas para avaliação estrutural dos dispositivos predispostos no gancho reboque ativo para a liberação do pavimento posterior do veículo em questão. A tabela de “significatividade” de um componente em prova é constituída de colunas que mencionam o elenco dos componentes que influenciam a prova, as características significativas que são relevantes, a classe (ativo/passivo), o mínimo nível tecnológico requerido e o peso percentual com o qual cada componente contribuirá na avaliação. A travessa teve o cálculo de sua significatividade explicitado na Tab. 4.1, o que, pelo valor apresentado, endossa a execução dos ensaios.

Tabela 4.1: Cálculo de significatividade para o Gancho Reboque Ativo

Tipo do Componente	Valor % da significatividade	Peso (B)	Componente que influencia a significatividade da prova	Característica significativa	Mínimo nível tecnológico
Ativo	100	0,4	Dispositivos: suporte, gancho, aba	Geometria, material, espessura, solução tecnológica e montabilidade	c
Ativo	100	0,4	Elemento estrutural para fixação: Longarina, pavimento etc.	Geometria, material, espessura, montabilidade	c
Ativo	100	0,4	Uniões roscadas, pontos de solda	Quantidade, distribuição e solução tecnológica.	c

Significatividade do objeto da prova (%) = $\Sigma (A \times B) = 92$

4.2.1 Resultados dos Ensaio Estáticos para cordão de solda padrão

Foi realizada medição da rigidez estática dos dispositivos predispostos à fixação do gancho reboque ativo do veículo em questão, sendo descritos na Tab. 4.2.

Na prova C, a deformação plástica devido à flexão foi significativa. Como a bucha está apoiada sobre uma única chapa e possui um comprimento livre elevado sua resistência à flexão é baixa, tendo gerado 10 mm de deformação máxima e cerca de 5 mm de deformação plástica na estrutura.

Tabela 4.2: Resultado das provas estáticas para Gancho Ativo

Avaliação Estática dos Dispositivos Predispostos ao Gancho Reboque Ativo						
Prova	Descrição	Carga Objetiva (daN)	Carga Aplicada (daN)	Deformação Máxima (mm)	Deformação Residual (mm)	Rigidez (daN/mm)
A	Tração no Plano XY com inclinação de 30° segundo eixo longitudinal	> 50% do peso Std C	875	4,6	0,6	190
B	Compressão no Plano XY segundo eixo longitudinal	> 50% do peso Std C	875	2,5	0,2	350
C	Tração no Plano XY com inclinação de 30° segundo eixo longitudinal no sentido interno do veículo	> 50% do peso Std B + peso da bagagem	735	9,8	4,8	75

Algumas considerações sobre o Projeto dos Dispositivos Predispostos ao Gancho Reboque Ativo:

- 1) A folga de 1mm no raio entre o furo da base e a bucha pode causar variações de concentricidade e perpendicularidade durante o processo de soldagem. Tais parâmetros possuem influência direta na montagem do gancho no veículo, podendo causar uma descentralização entre gancho e furo do pára-choque.
- 2) Baixa resistência à flexão devido à bucha ser soldada somente na base de fixação da travessa “crashbox”, gerando comprimento livre de 128 mm.
- 3) Sob esforços que geram flexão o gancho toca no furo da travessa (furo que permite a passagem do gancho até a bucha) deformando-o e interferindo com o pára-choque do veículo podendo causar a quebra do mesmo.

4.2.2 Resultados dos Ensaios Dinâmicos para Cordão de solda padrão

Realizou-se o ensaio de fadiga utilizando-se o mesmo sinal do usado para o gancho reboque passivo (sinal aleatório com os picos de carga ajustados para veículos do segmento D). Contudo após 42 ciclos houve a ruptura do cordão de solda MIG entre “crashbox” e a base de fixação (Fig 4.5) bem como os cordões de solda entre Bucha e a base de fixação do lado externo (Fig 4.6).

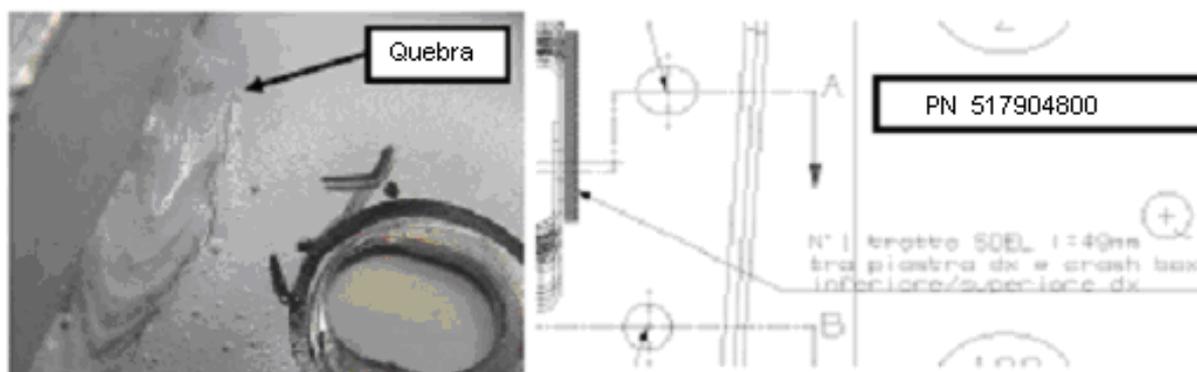


Figura 4.5: Quebra da solda entre a Travessa Crashbox e base de fixação do lado direito.



Figura 4.6 Quebra da solda entre bucha e a base de fixação do lado externo.

A quebra destes cordões de solda (Fig 4.5 e 4.6) ocorreu devido à baixa rigidez da fixação do gancho reboque. Conforme tabela 4.2, a fixação possui rigidez de 75 daN/mm devido a esforços que causam flexão (medição C) . Esta baixa rigidez é devido à bucha ser soldada somente na base com um comprimento livre de 128 mm e que, somado ao comprimento livre do gancho (cerca de 121 mm) gera um momento flexor elevado, o qual é suportado somente por sua base e seus cordões de solda (ver fig 4.6). Mesmo sendo aplicados de forma correta, os cordões de solda não possuem resistência suficiente para absorver os esforços. Na própria Fig 4.6 podem-se ver os dois cordões de solda situados entre a Bucha e a base de fixação da “crashbox” no lado interno. Estes cordões estão situados na mesma posição dos cordões do lado externo, porém com os comprimentos de 20 mm. Na amostra

avaliada foram feitos dois pontos de solda nesta região e não dois cordões de solda de 20mm de comprimento conforme mostrado na Fig. 4.7.

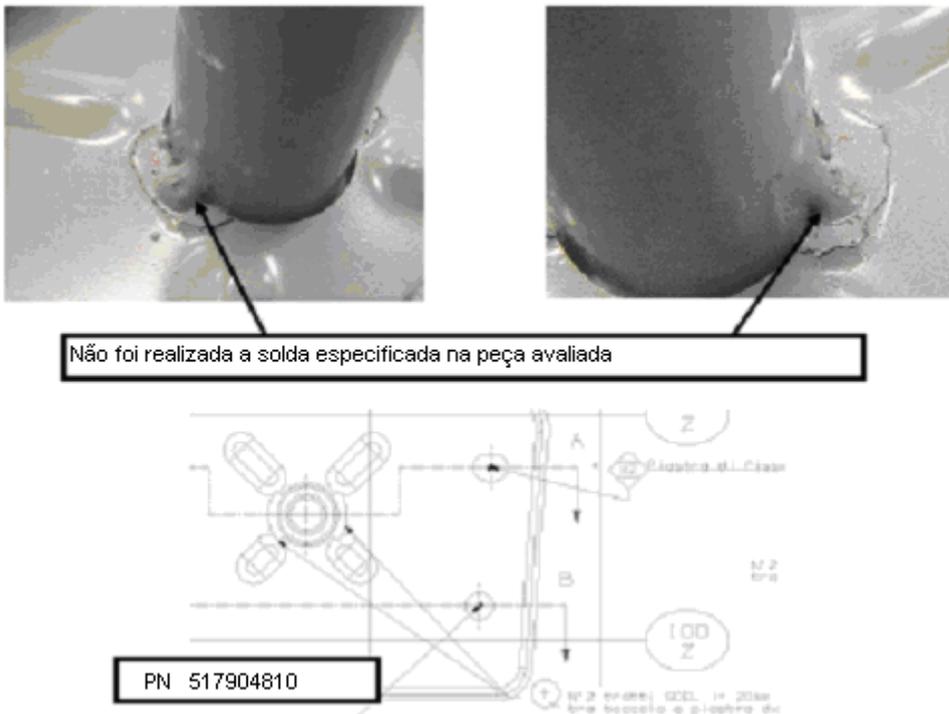


Figura 4.7: Quebra da solda entre bucha e a base de fixação do lado interno.

Nas figuras 4.8 e 4.9 pode-se observar o modo de fixação da bucha (“boccola”) à travessa anterior e posterior respectivamente. Na crashbox anterior (Fig. 4.8) a bucha é soldada em dois pontos na travessa (são duas chapas para absorver os esforços), sendo no lado externo um cordão de solda contínuo e no lado interno dois de 25 mm de comprimento. Além disso, o comprimento livre da bucha é de no máximo 35 mm. Esta configuração confere uma rigidez de 179 daN/mm à fixação na medição C sem apresentar deformação plástica na estrutura.

Na travessa posterior (Fig 4.9), a bucha é soldada somente em um ponto, sendo este na base de fixação e com um comprimento livre de 128 mm (o que gera um momento flexor elevado sobre a base de fixação). A rigidez desta configuração é baixa quando submetida a esforços de flexão (75 daN/mm – avaliação C na tabela 4.2). Nesta configuração todos os esforços aplicados ao gancho serão absorvidos por somente uma chapa, onde a bucha está soldada.

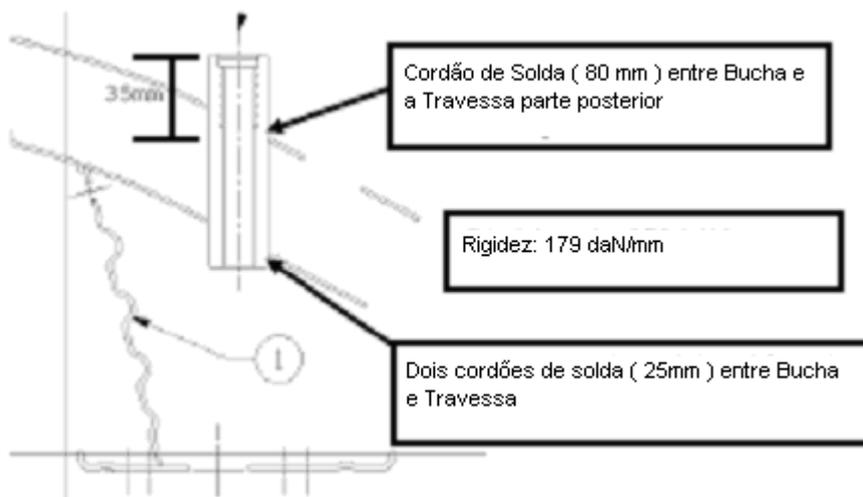


Figura 4.8: Região de fixação da bucha na crashbox anterior.



Figura 4.9: Região de fixação da bucha na crashbox posterior.

4.2.3 Resultados dos Ensaios para a solução alternativa de cordão de Solda em todo o perímetro da haste na base de fixação do gancho

Em função da reprovação pela quebra ocorrida no ensaio de fadiga das fixações do gancho reboque ativo, realizou-se uma segunda tentativa, a qual trata-se da substituição dos cordões de solda MIG padrão anteriores por cordões em todo o seu perímetro como descrito na Fig. 4.10.

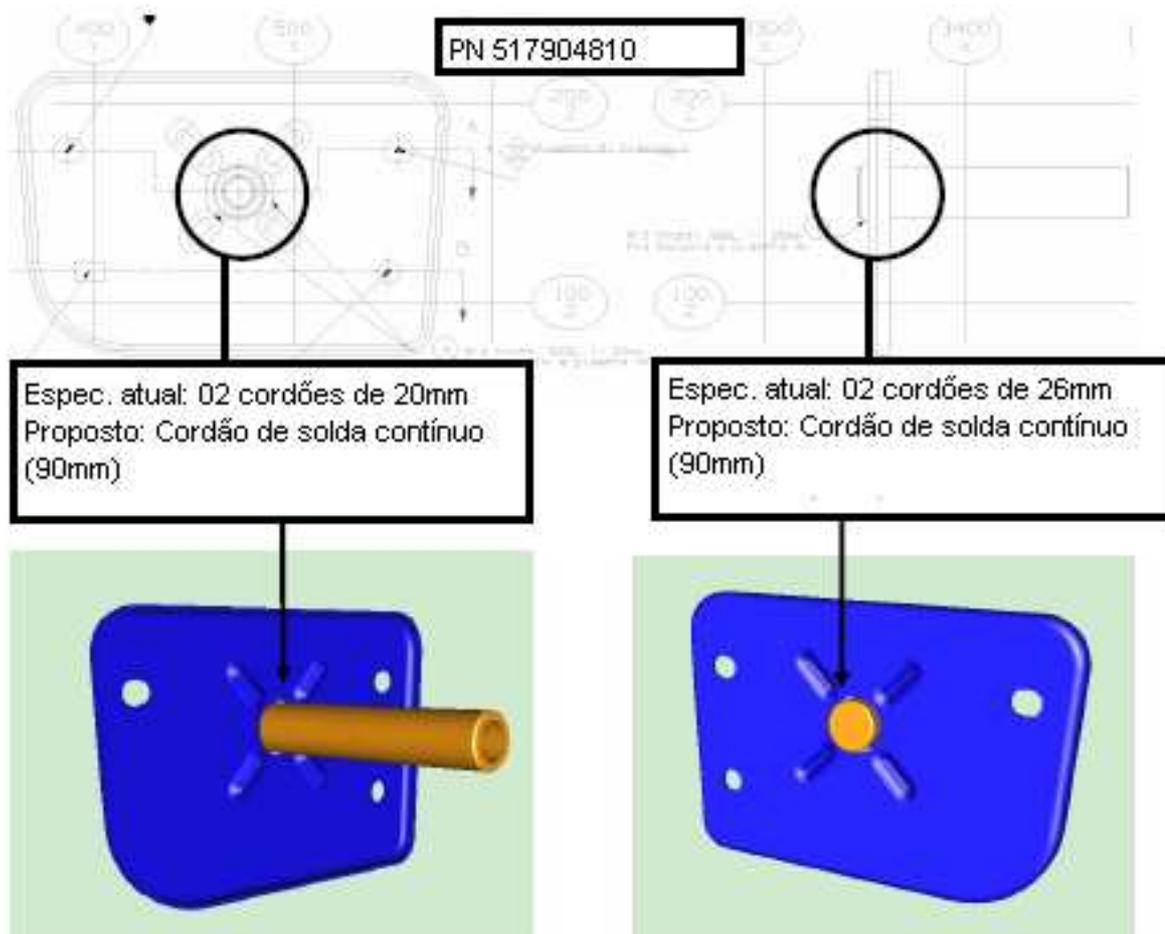


Figura 4.10: Proposta de alteração dos cordões de solda da “crashbox” posterior

O esquema de aplicação de carga é o análogo ao quanto descrito na seção 3.2.4 (Fig. 3.17). O objetivo é que a fixação suporte uma carga de tração aplicada a 30° em relação ao eixo “X” de intensidade de 50% do peso do veículo no padrão “B”, acrescido de 50Kg de carga do bagageiro. Neste ensaio a estrutura é submetida a esforços de tração e flexão, sendo que em função do projeto da “crashbox”, há um contato entre o gancho e o furo de passagem na travessa o que induz a “crashbox” a esforços combinados de compressão (lado esquerdo) e tração (lado direito).

Na Fig. 4.11 tem-se o esquema de aplicação em detalhes da roseta no lado direito colocada próxima ao cordão de solda que une a crashbox e sua chapa base, local este no qual se verificou a quebra em torno do mesmo na situação anterior, sendo que para amostras 01, 02 e 03 tiveram-se respectivamente os seguintes números de ciclos até a ruptura: 95; 96 e 98 ciclos. Este cordão de solda se situa próximo a um dos furos de fixação da “crashbox” à carroceria, que na verdade é um ponto de reação dos esforços de tração e, também, um concentrador de tensões.

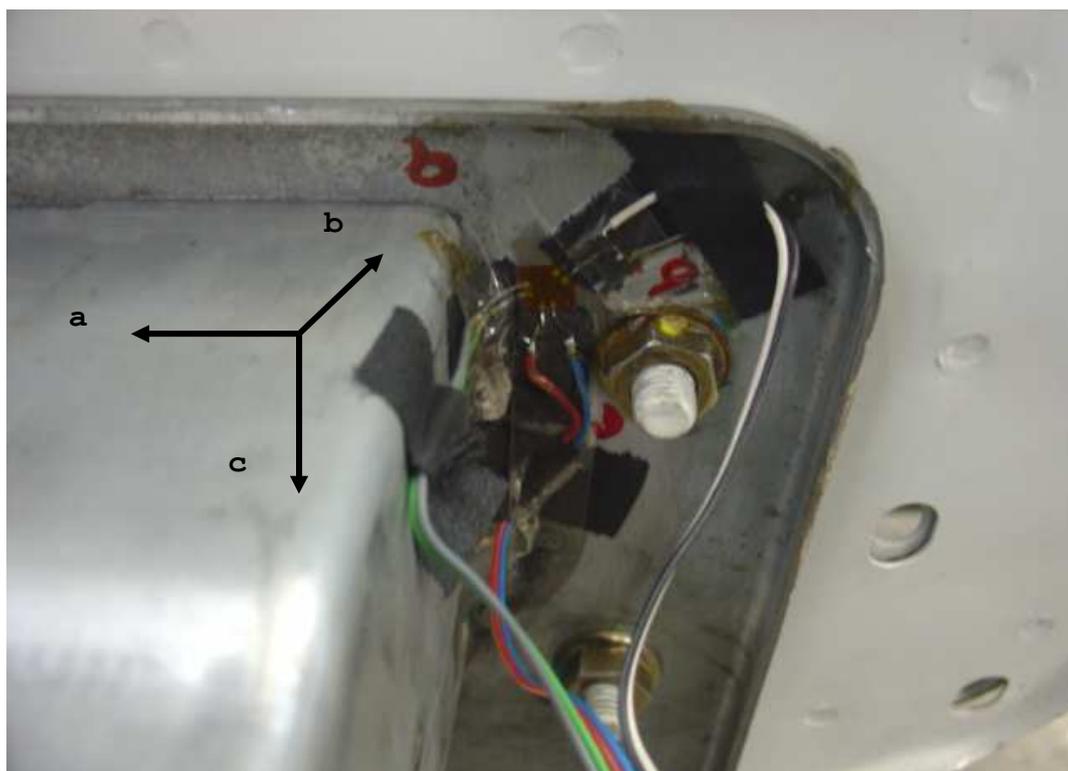


Figura 4.11: Esquema de fixação da roseta.

Na figura 4.12 se encontra o gráfico de Carga x Curso para a travessa posterior do veículo, obtido por medições realizadas. Podem-se identificar três pontos importantes no mesmo. O primeiro se caracteriza por uma alteração na rigidez do sistema. Neste instante o gancho entra em contato com o furo na travessa acarretando um aumento de rigidez. O segundo ponto, onde se atinge o objetivo de carga observa-se uma deformação máxima de 5,2mm e no terceiro ponto observa-se uma deformação permanente na estrutura de 1,1mm. Estes pontos estão identificados com os números 1, 2 e 3 na Fig. 4.12.

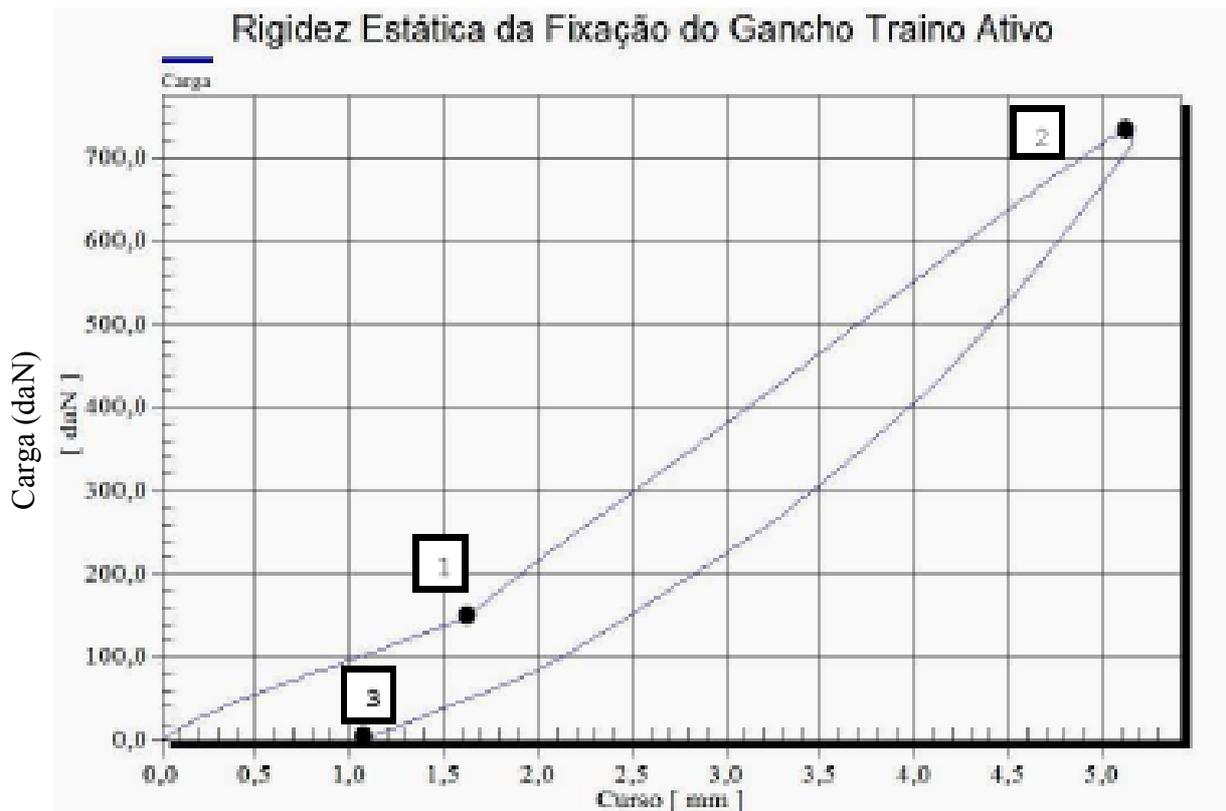


Figura 4.12: Rigidez estática da fixação do gancho ativo

Na tabela 4.3 pode-se verificar os resultados da medição da “nova” rigidez estática (conforme o mesmo método “C” usado anteriormente) da “crashbox” com os cordões de solda alterados e na Fig. 4.13 um gráfico de barras comparativo entre os valores obtidos anteriormente e o atual, modificado.

Tabela 4.3: Rigidez estática da fixação do gancho Reboque Ativo

Avaliação Estática dos Dispositivos Predispostos ao Gancho Reboque Ativo						
Prova	Descrição	Carga Objetiva (daN)	Carga Aplicada (daN)	Deformação Máxima (mm)	Deformação Residual (mm)	Rigidez (daN/mm)
C	Tração no Plano XY com inclinação de 30º segundo eixo longitudinal no sentido interno do veículo	>50% do peso Std B + peso da bagagem	735	5,2	1,1	141

Nota-se que houve um aumento de aproximadamente 90% na rigidez do conjunto em função do reforço aplicado nos cordões de solda entre a haste de fixação do gancho e a base da “crashbox”. Porém, para o segundo ponto onde ocorreu a quebra relatada na primeira análise não foi procedida nenhuma medida no intuito de se reforçar a estrutura ou, pelo menos, de diminuir o esforço sob o qual a mesma é submetida. Desta forma, o projeto ainda prevê que todo o carregamento se remeta à chapa base.

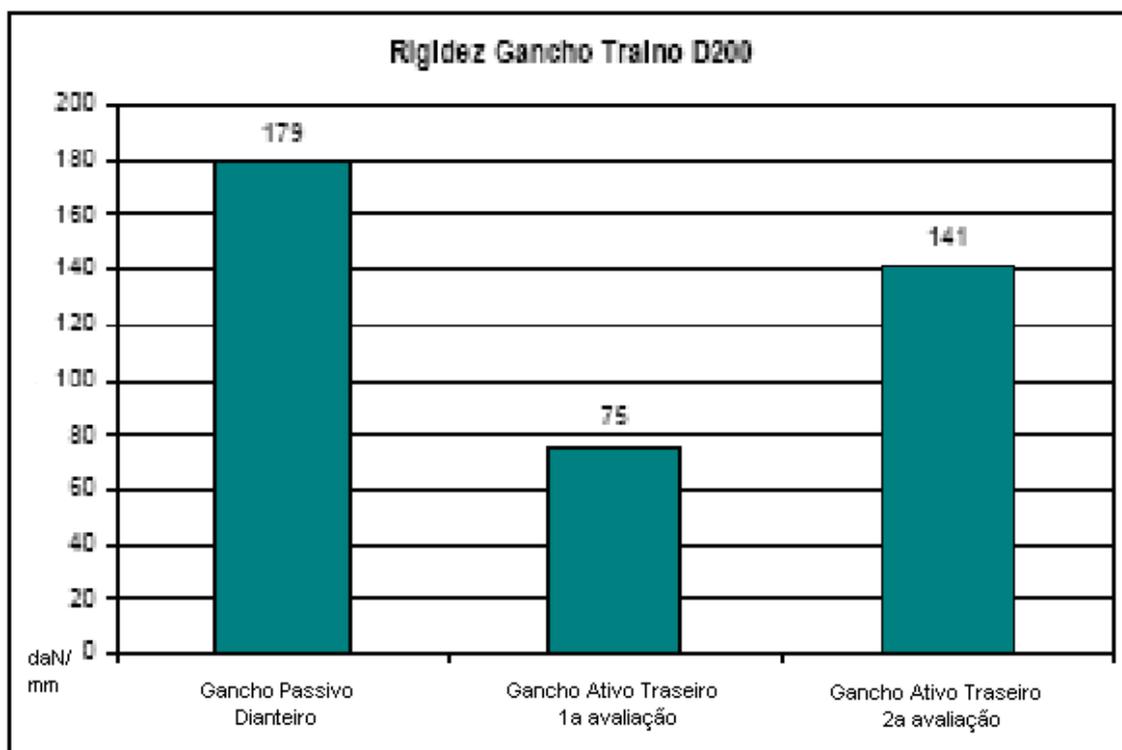


Figura 4.13: Comparativo entre a rigidez estática do gancho traino

Para que se traçasse um paralelo entre ensaio dinâmico e estático, visando um conhecimento prévio de uma possível falha, através da análise experimental de tensões e utilizando o critério de Von Mises, foi verificada uma tensão elevada próxima ao cordão de solda entre a base e a “crashbox” (como pode ser visto na Fig. 4.14). Este local é exatamente o mesmo onde ocorreu a quebra conforme o relatório de ensaios experimentais.. Foi verificada nesta região uma tensão de 510N/mm², que está acima da tensão limite de escoamento para este material.

Para o aço FEE 340 F, material da chapa base da “crashbox”, o limite de escoamento pode variar entre 340 e 420 MPa. Assim, considerando a pior condição e um limite de resistência à fadiga de aproximadamente igual a 50% do limite de escoamento (condição para assegurar a vida em fadiga para estruturas soldadas), a tensão repetitiva máxima admissível teria de ser de 170 MPa. No entanto, neste cálculo, para se aproximar da realidade, o valor do limite de resistência à fadiga teria de ser obtido experimentalmente, através de ensaios padronizados.

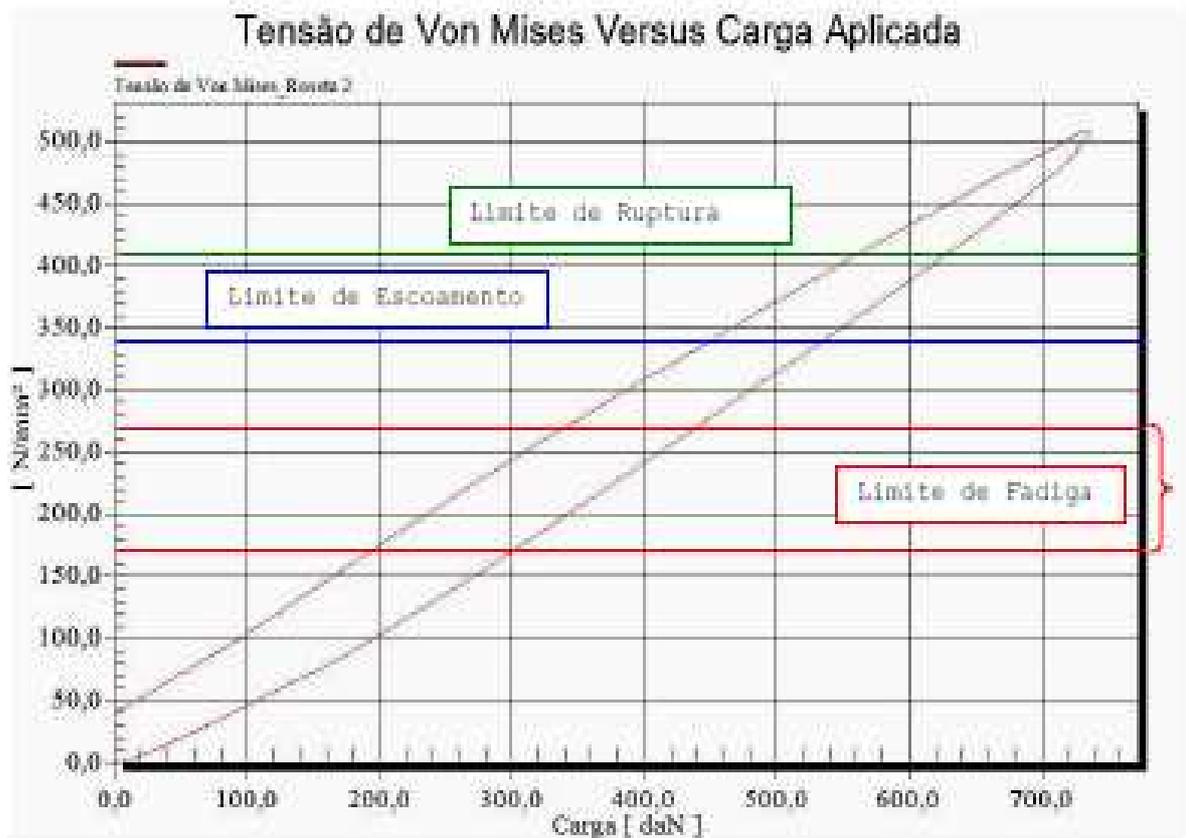


Figura 4.14: Tensão versus carga aplicada para a prova estática

Para a prova de fadiga foram utilizados dois sinais aleatórios de carga com os picos ajustados para 950 daN e 550 daN para as cargas F1 e F2, respectivamente, como pode ser visto na figura 4.15.



Figura 4.15: Esquema de aplicação de carga para a prova dinâmica

De acordo com os ângulos da figura 4.15, as projeções nos eixos “x” e “y” para as cargas F1 e F2 podem ser descritas nas equações de 4.1 a 4.6:

$$F_x = F \times \cos(30^\circ) \quad (4.1)$$

$$F_y = F \times \sin(30^\circ) \quad (4.2)$$

$$F_{1x} = F_1 \times \cos(20^\circ) \times \sin(45^\circ) \quad (4.3)$$

$$F_{1y} = F_1 \times \cos(20^\circ) \times \cos(45^\circ) \quad (4.4)$$

$$F_{2x} = F_2 \times \cos(10^\circ) \times \sin(15^\circ) \quad (4.5)$$

$$F_{2y} = F_2 \times \cos(10^\circ) \times \cos(15^\circ) \quad (4.6)$$

Ao analisar-se um trecho do sinal utilizado para a prova de fadiga (Fig.4.16), há um ponto onde a resultante das forças F1 e F2 no eixo y é de 245 daN (carga utilizando as eqs 4.4 e 4.6). Esta força em comparação ao ensaio estático gera uma carga resultante equivalente de 508 daN (carga obtida utilizando-se a eq.4.2) e conseqüentemente uma tensão de Von Mises de 330Mpa, que está muito próxima da tensão limite de escoamento do material e 94% acima do limite de fadiga admissível, aproximadamente.

Como este ciclo se repete e há no sinal outros pontos que geram tensões nesta faixa, não é necessário se realizar a prova dinâmica para entender que a estrutura irá falhar por fadiga.

Para assegurar uma tensão máxima de 238MPa na prova de fadiga (70% do limite de escoamento do material) seria necessário obter uma tensão máxima de 368MPa na prova de rigidez estática. Isto representa um aumento de aproximadamente 28% na rigidez da estrutura o que resultaria em uma rigidez estática de 180daN/mm.

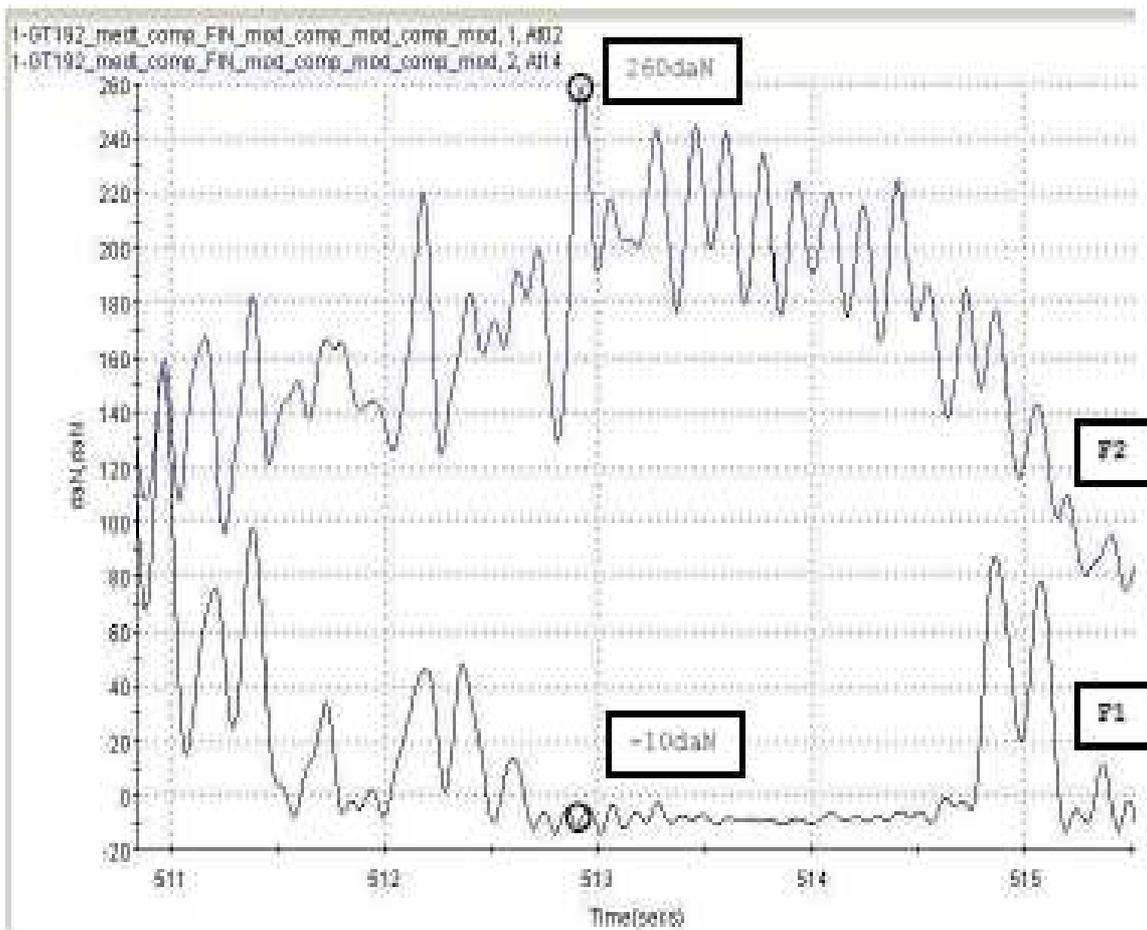


Fig 4.16: Trecho do sinal utilizado para a prova de fadiga.

4.3 Análise comparativa utilizando-se o Software para o Cordão de Solda em todo o perímetro da haste na base de fixação do gancho

Como mencionado anteriormente, tomou-se o método de Vida calculada por Tensão para análise e rotina de cálculo do software comercial da MTS, o RPCpro. Em suma, o sinal analógico adquirido pelas rosetas é decodificado em digital para a frequência (taxa de aquisição de sinal) original de 150 Hz. Contudo, em virtude das frequências-padrão do software, faz-se uma nova amostragem para a frequência de 204,8 Hz, a qual passa por um filtro de 50 Hz (passa-baixa). Entretanto, de forma que se consiga extrair a Tensão Média, estipulou-se a faixa de 10 Hz como sendo a de interesse, pela representatividade em termos de energia. Tais considerações estão explicitadas nas figuras e gráficos na seqüência.

Na Fig. 4.17 tem-se o gráfico ASD (“Auto Spectrum Density”), o qual representa o nível de energia do sinal em função da frequência (amplitude de tensão) do sinal completo que compreende a faixa de 0Hz a 50Hz. A fig. 4.17 é representada na Fig. 4.18, considerando-se apenas esta faixa de frequência de maior energia de 0 a 10Hz.

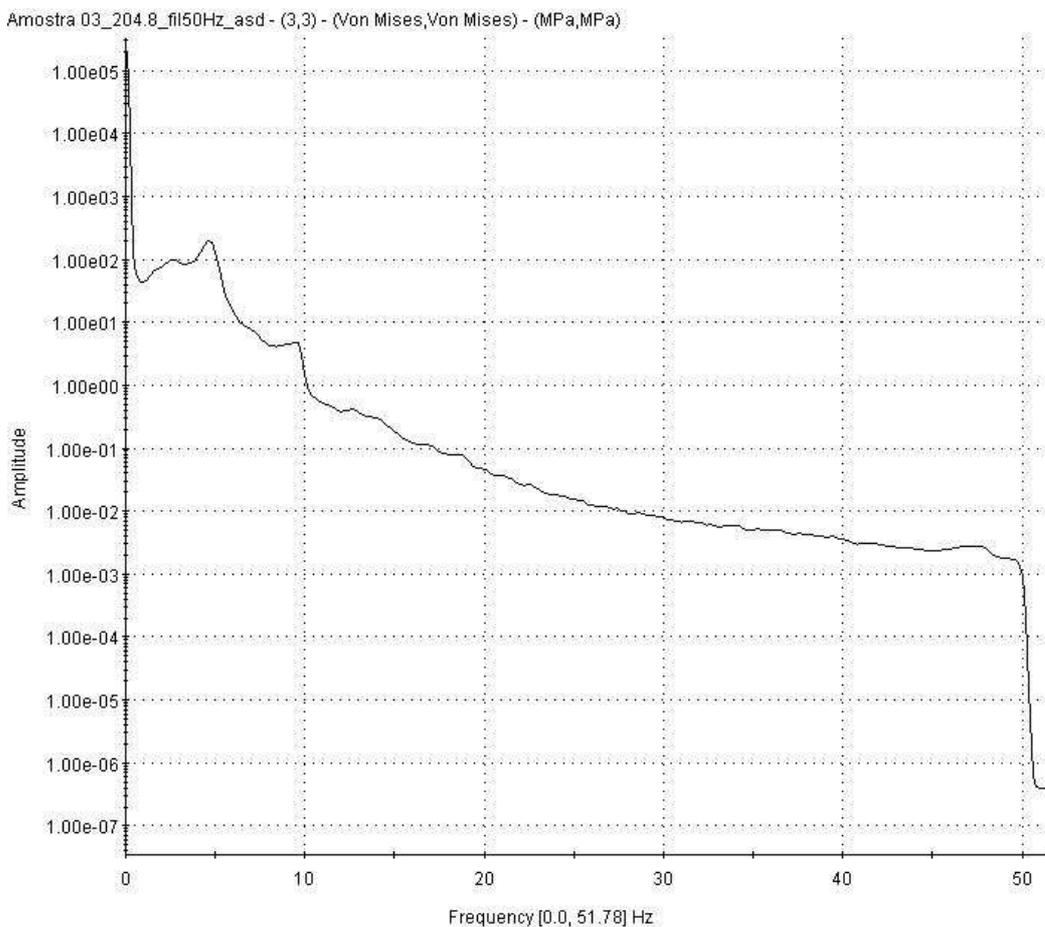


Fig 4.17: Gráfico Amplitude X Frequência (0 a 50 Hz)

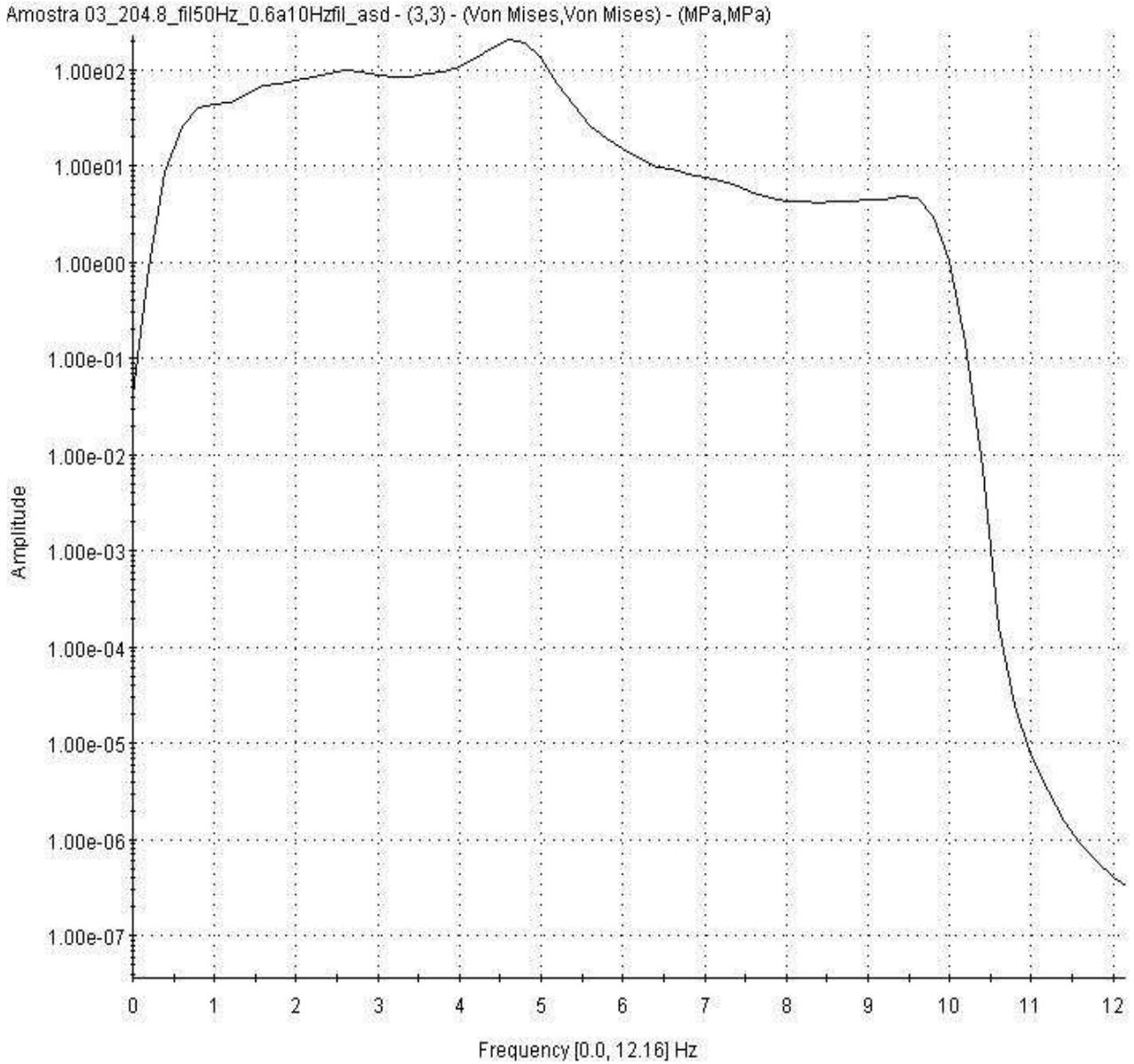


Fig 4.18: Gráfico Amplitude X Frequência (0 a 10 Hz)

Na Tabela 4.4 de histograma de dano, tomou-se a amostragem do canal 03, o qual contém as tensões equivalentes (tensões de von Mises) para a frequência padrão de 204,8 Hz, sendo esta filtrada, utilizando-se este recurso do próprio software, até a faixa representativa de 10Hz, como já sumarizado anteriormente. Esta tabela, assim como as figuras a serem apresentadas, foram impressas diretamente do software RPC PRO da MTS e por isto estão em inglês.

Conforme as normas Fiat, o material padrão adotado foi o aço FEE 420, o qual apresenta na Fig. 4.19 sua curva padrão de Amplitude de Tensão x No de ciclos (reversões), ou seja, a curva S-N do material.

Tab. 4.4: Histograma do Dano

Damage Histogram	Summary Report		Mon, Aug 25 2008 10:14:07												
File Output=	Worst Case & Best Case														
InFile =	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil_rmf[Analyze:Workspace1:DataSet1]														
W.C.OutFi=	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil_rmf_worst_dmh														
B.C.OutFil=	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil_rmf_best_dmh														
Histogram Structural Type	=	Range-Mean													
Damage Clipped to 1 per Half-Cycle		=	Yes												
Analysis Method	=	Generic Stress Life / Load Life													
Chan	Channel	Range	Mean	Scale	Notch	Material	(BC)Fatigue	(WC)Fatigue	(Avg)Fatigue	(BC)Fatigue	(WC)Fatigue	(Avg)Fatigue	Max Cycle	Yield	
In	Name	BinSize	BinSize	Factor	Factor	Name	Damage	Damage	Damage	Life	Life	Life	Range	Crit.	
1	Von Mises	8,821859	8,821859	1	1,65	Fee 420 [480]	9,9081E-003	1,2022E-002	1,0965E-002	1,0093E+002	8,3184E+001	9,1201E+001	8,8792014E+002	N/A	

Através dos métodos de rainflow e da equação de Miner, conjugados com esta curva S-N do aço utilizado, fez-se o cálculo de dano. Nota-se que tanto para o cálculo de dano quanto para o de vida têm-se como variável impactante o fator de entalhe utilizado no programa.

Tal fator de entalhe foi estipulado, em seu valor empírico tabelado para este tipo de carregamento “in-plane” (mesmo plano do modelo de contorno) de juntas “T” em $k= 1,65$, baseado na teoria de resistência à fadiga para juntas soldadas (Radaj Dieter, 1990). Os resultados médios de dano e vida são os tomados em termos comparativos com os resultados práticos.

Materiali_Fiat.lib

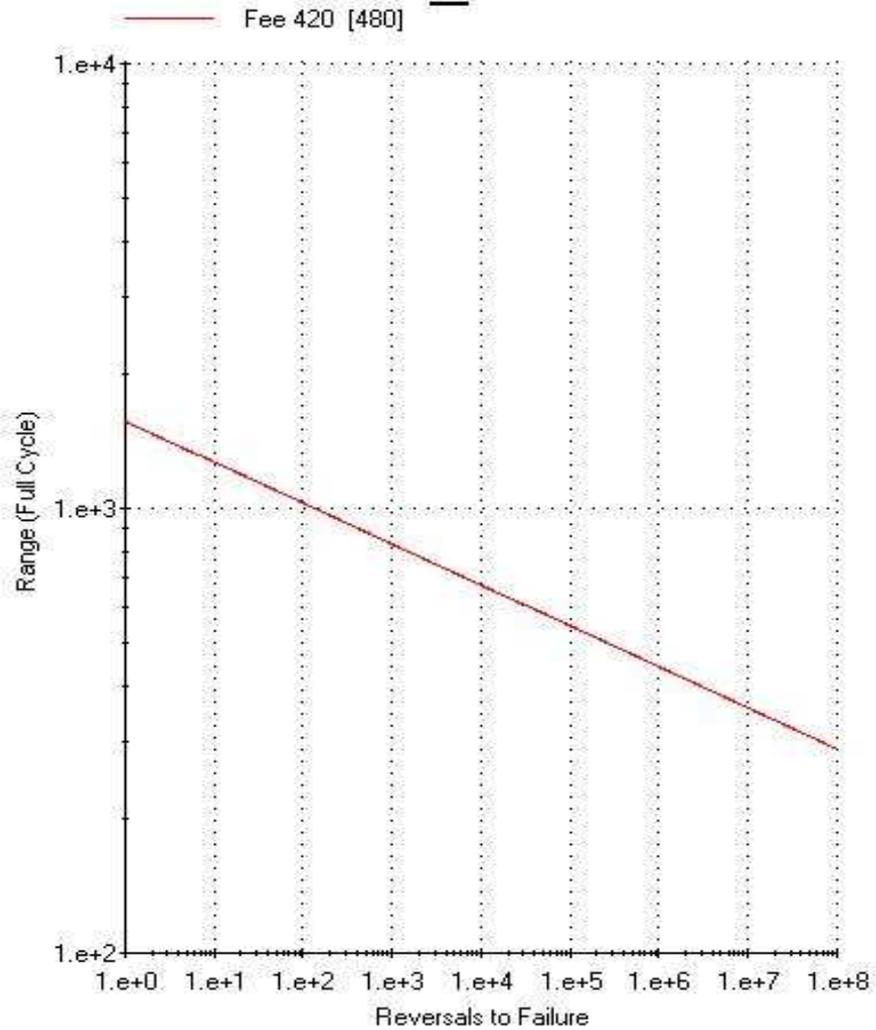
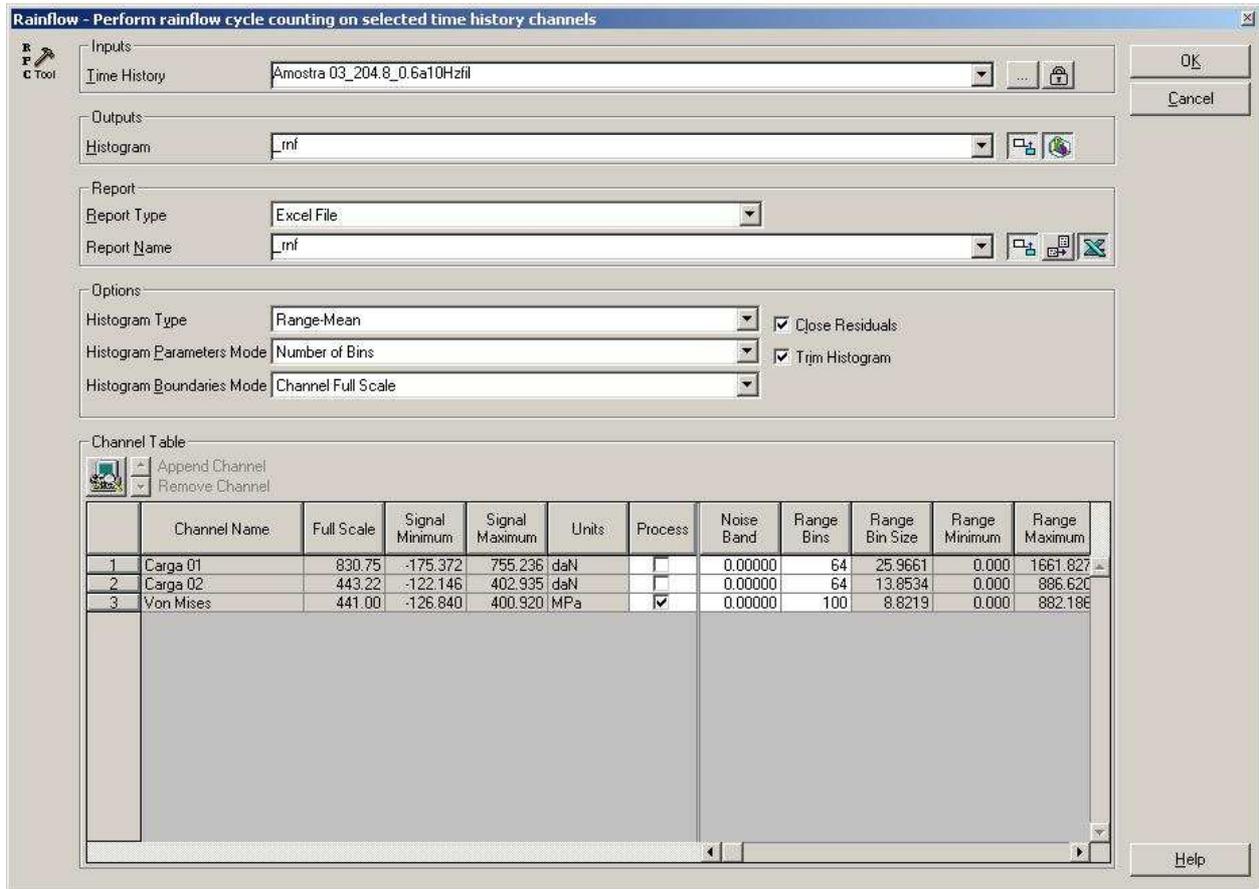


Fig 4.19: Curva padrão de Amplitude de Tensão X N° de ciclos do material

Como parametrização, no que tange o método “Rainflow” apresenta-se a máscara da Tab. 4.5, produzida pelo programa RPC PRO da MTS.

Tab. 4.5: “Máscara” do Rainflow



Para que se tenha esta parametrização fez-se a escolha do Método “Range mean”, no qual utiliza-se tanto a tensão máxima quanto a tensão média, de acordo com a equação de Goodman (Eq. 2.9, pág. 20). Sinais de amplitude constante são corrigidos na análise de fadiga por tensão para a tensão média. Importante ressaltar que o “canal” determinado único foi o 03, que na verdade é o canal no qual é explorada a tensão equivalente (von Mises). Na Tab. 4.6 são mostrados os passos utilizados pelo programa RPC PRO no cálculo do Rainflow. Nota-se que foram considerados 29016 ciclos e $1,23 \times 10^6$ pontos.

Tab. 4.6: “Sumário” do Rainflow

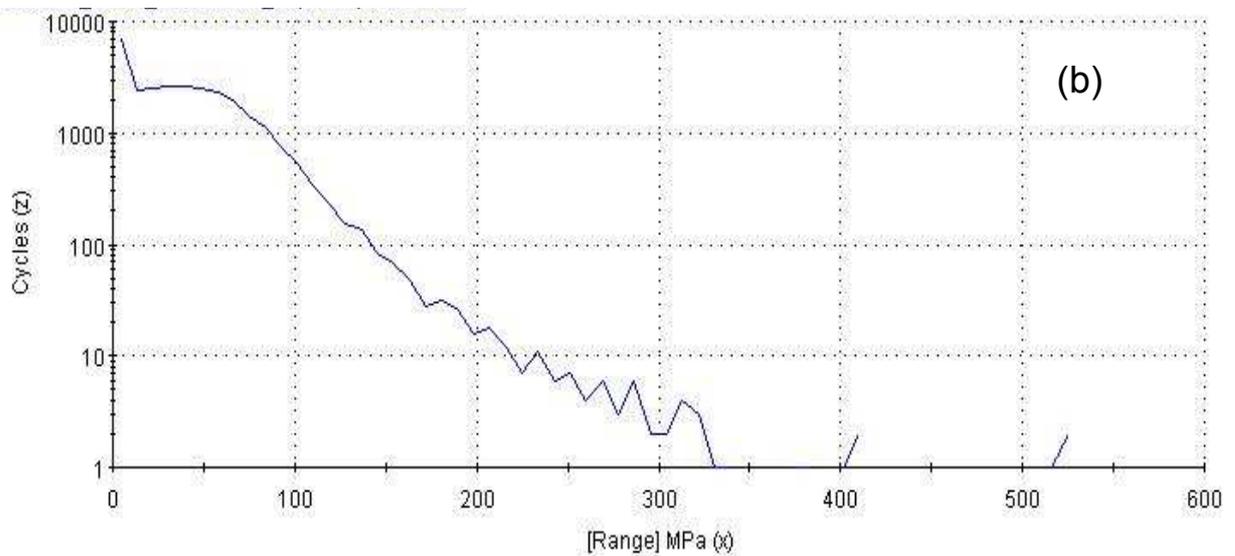
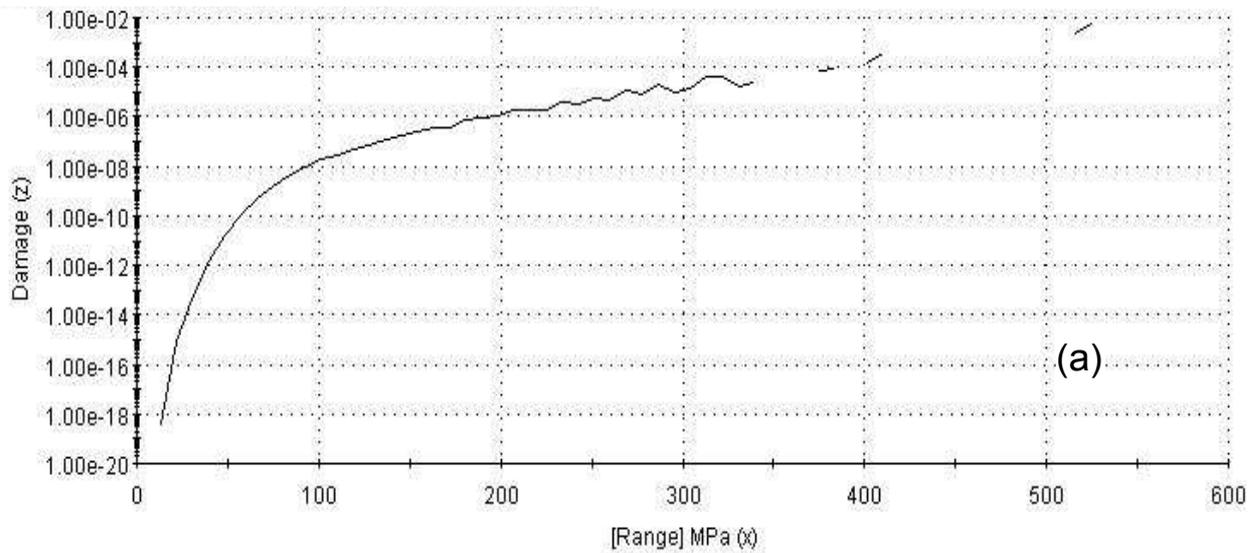
Rainflow	Summary Report	Mon, Aug 25 2008 09:43:14												
InFile	=	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil[Analyze:Workspace1:DataSet1]												
DelFile	=	(none)												
OutFile	=	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil_rmf												
Histogram Structural Type	=	Range-Mean												
Histogram Params Define Mode	=	Number of Bins												
Chan	Channel	[----- Final Histogram Range Params -----]				[----- Final Histogram Mean Params -----]				Over	Cycle	Noise	PV	TH
In	Name	Bins	Min	Max	Bin Size	Bins	Min	Max	Bin Size	Flow	Count	Band	Count	Points
3	Von Mises	60	0	529,3116	8,821859	28	-105,862	141,1497	8,821859	FALSO	29016	0	58033	1228800

Na Tab. 4.7 têm-se os dados do rainflow, onde são cruzados os ciclos de amplitude constante (colunas) com descrição de tensão média (linhas). Com os dados do rainflow e a curva do material calcula-se o dano, utilizando-se a equação de Palmgren-Miner.

Tab. 4.7 “Ciclos” do Rainflow

Histogram File	=	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil_mf[Analyze:Workspace1:DataSet1]												
Histogram Class	=	RAINFLOW CYCLES												
Parent File	=	Amostra 03_204.8_0.6a10Hzfil[Analyze:Workspace1:DataSet1]												
Channel No.	=	1												
Channel Name	=	Von Mises (MEANS) X Von Mises (RANGES)												
Total Cycles	=	29016												
	Type	Bins	Units	Bin Size	Lower	Upper								
Column	Range	60	MPa	8,821859	0	529,3116								
Row	Mean	28	MPa	8,821859	-105,862	141,1497								
		0	8,821859	17,64372	26,46558	35,28744	44,1093	52,93116	61,75301	70,57487	79,39674	88,2186	97,04045	105,8623
-105,862	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-97,0405	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-88,2186	2	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-79,3968	10	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-70,5749	17	3	2	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-61,753	31	10	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-52,9312	58	10	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-44,1093	120	14	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-35,2875	191	15	7	1	1	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-26,4656	350	40	16	5	3	2	2	1	0	0	0	1	0	1
-17,6437	653	191	109	92	62	45	25	20	15	4	6	2	2	
-8,82187	2866	962	1012	966	896	710	590	374	210	122	84	44	20	
-1,5E-05	2238	1014	1196	1360	1555	1616	1552	1328	973	718	414	277	149	
8,821844	263	118	125	127	123	140	176	208	237	225	207	194	132	
17,6437	66	32	30	17	14	11	17	10	16	31	27	23	25	
26,46556	19	5	4	3	1	1	0	2	2	1	2	7	5	
35,28742	14	1	0	3	3	0	1	0	0	0	1	0	1	
44,10928	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
52,93114	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
61,753	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
70,57486	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
79,39672	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
88,21858	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
97,04044	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
105,8623	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
114,6842	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
123,506	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
132,3279	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Na Fig. 4.20 apresentam-se os resultados do “rainflow” e dos cálculos de acúmulo de danos. Observa-se na Fig. 4.20a que o dano acumulado sofrido pelo componente cresce com o número de ciclos. Na Fig. 4.20b pode se observar que o número de ciclos a que o componente foi submetido decresce com o aumento da tensão alternada.



Figs. 4.20: Relação Danos x No de Ciclos x Tensão Alternada

A Fig. 4.21 retrata as duas curvas características ao longo do tempo. A curva de cor mais escura apresenta os sinais filtrados na frequência de “0” a 50Hz. Já na de cor mais clara o sinal já é o filtrado para a faixa de “0” a 10 Hz, sem o de baixa frequência, o que na prática nada mais é do que a eliminação de espúrios, em virtude de perdas por efeito de temperatura (“off set”).

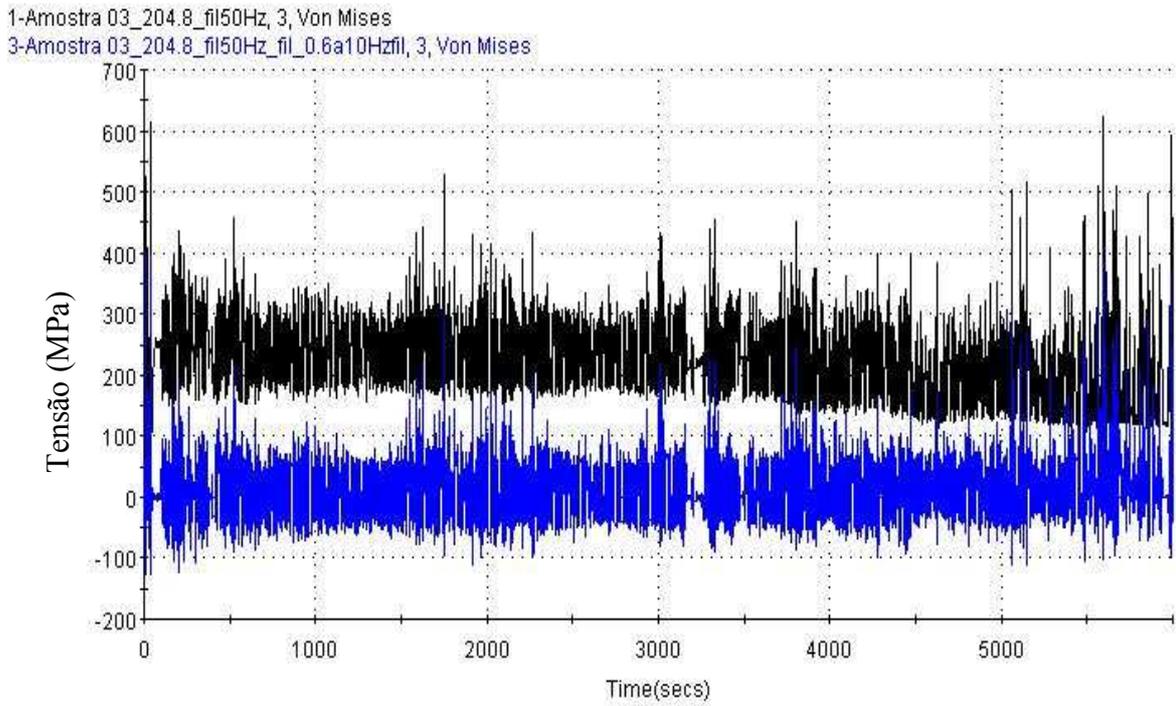


Fig. 4.21: Sinais de medição ao longo do tempo

A Fig. 4.22 apresenta o gráfico de Tensão média x N^o de ciclos. Observa-se, então, que a grande maioria dos ciclos tem tensão média igual a zero.

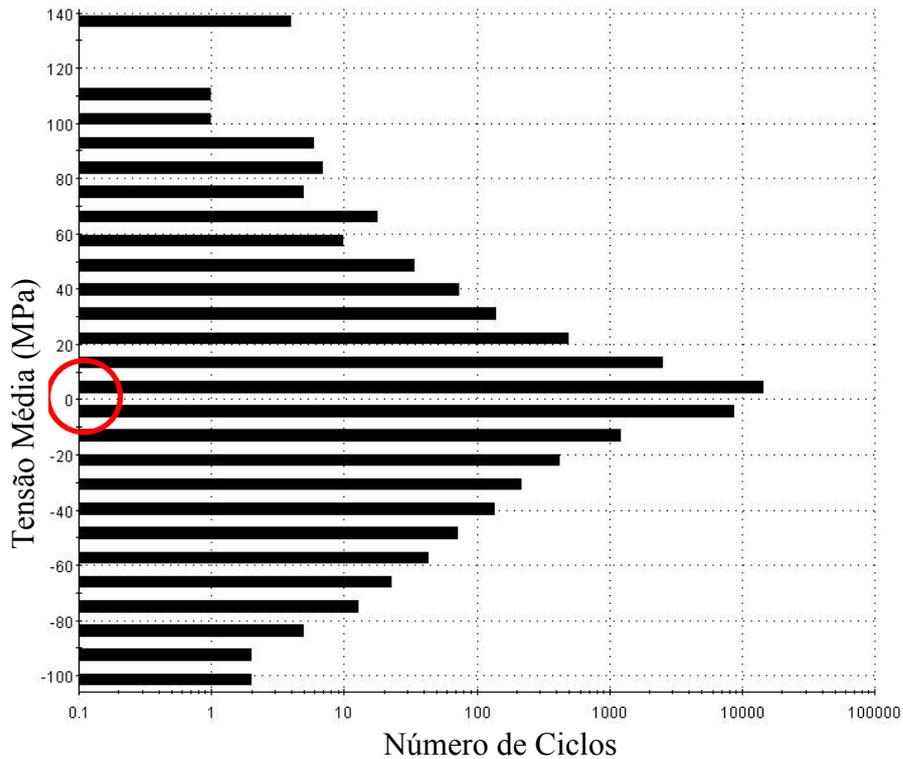


Fig 4.22: Gráfico Tensão média x N^o de ciclos

Na Fig. 4.23 tem-se o resultado da análise de durabilidade mostrando o número de ciclos em função das tensões médias e alternadas. Nota-se que a região demarcada pelo círculo é a região onde se tem grande parte dos esforços atuantes, ou seja, em baixos valores de Amplitude e de Tensão Média. Este fato também pode ser observado novamente na Fig 4.24. Observa-se nesta figura que o componente foi submetido a menos de 35 ciclos sob tensões superiores a 300 MPa .

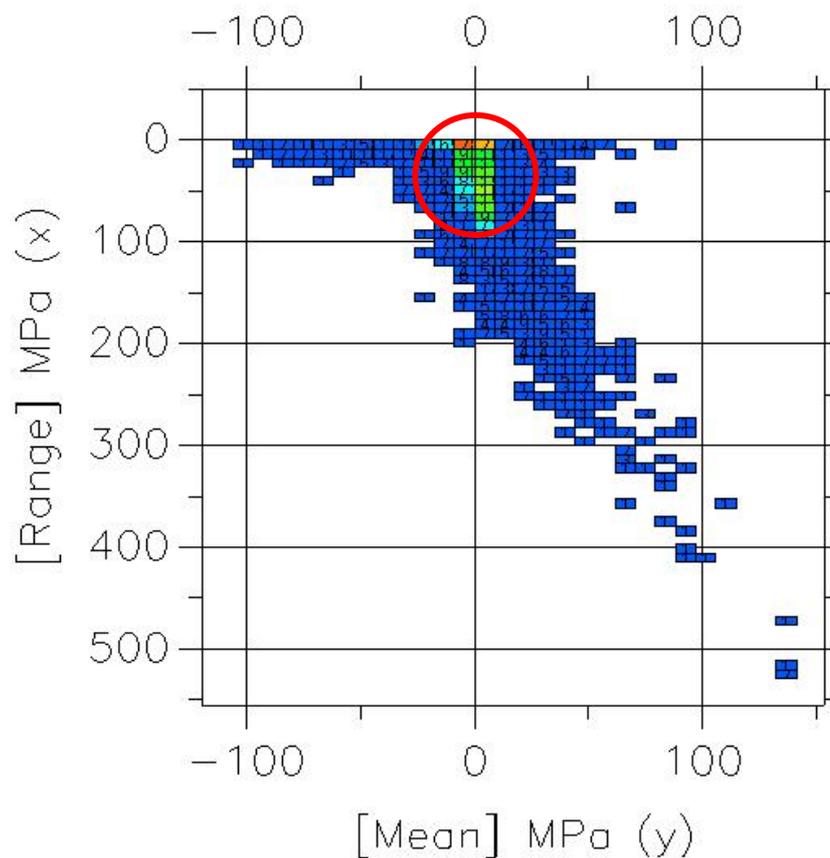


Fig 4.23: Número de ciclos em função da Amplitude e da Tensão média

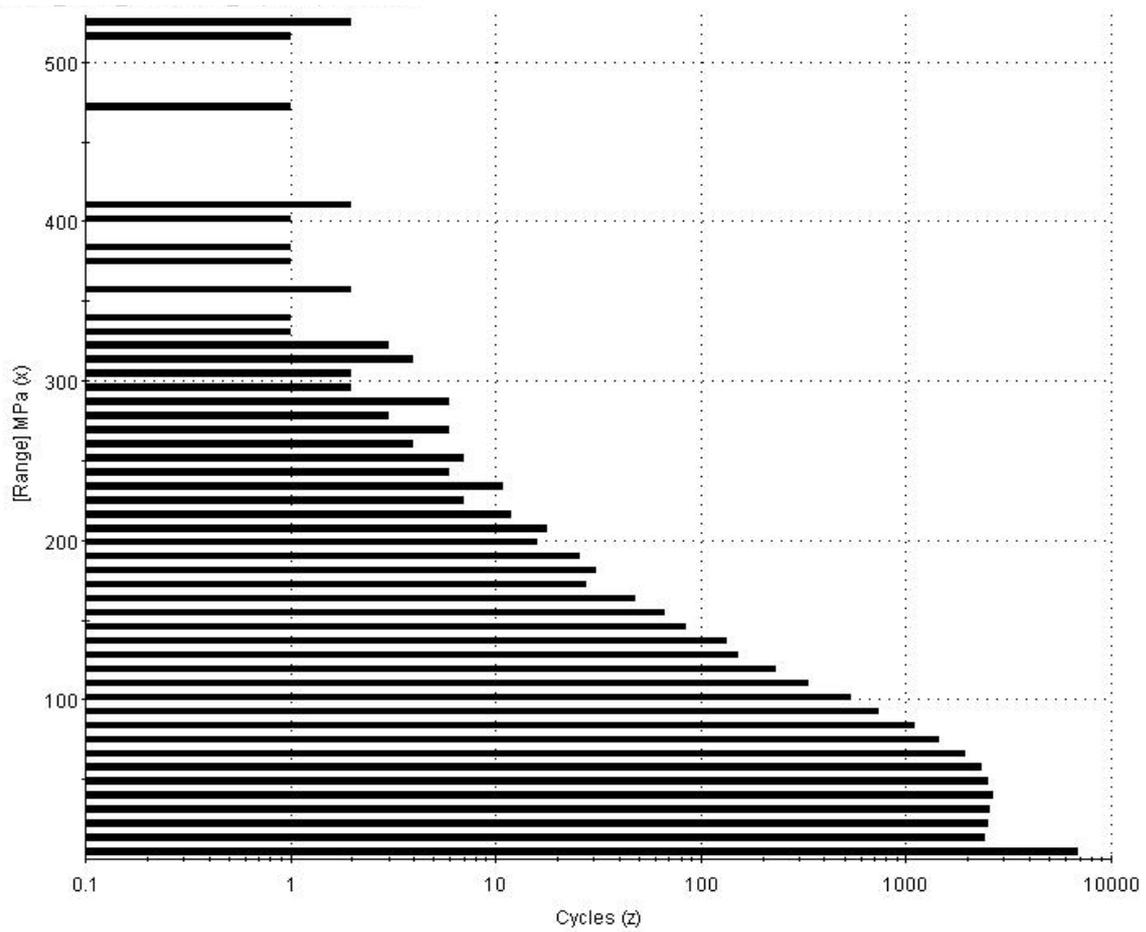


Fig 4.24: Gráfico de Amplitude x N° de Ciclos

A análise final dos danos sofridos pelo componente pode ser analisado através das figuras 4.25 e 4.26. Nestas figuras o dano está mostrado em função das tensões médias e alternadas. Na Fig. 4.25 estão mostrados os danos da melhor situação ocorrida na simulação, ou seja, os menores danos encontrados. Ao contrário, na Fig. 4.26 está mostrada a situação onde foram encontrados os maiores danos. Em ambos os casos pode se observar que grande maioria dos danos estão concentrados nos valores de tensões alternadas acima de 400 MPa e tensões médias superiores a 100 MPa.

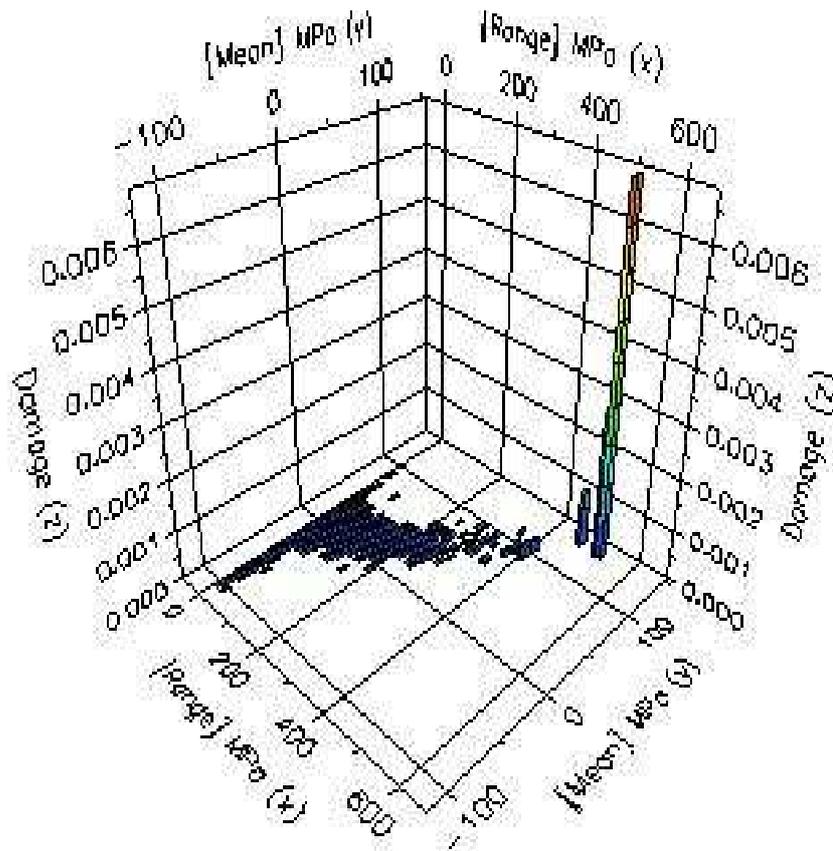


Fig 4.25: Dano sofridos pelo componente em função das tensões médias – Maior vida encontrada

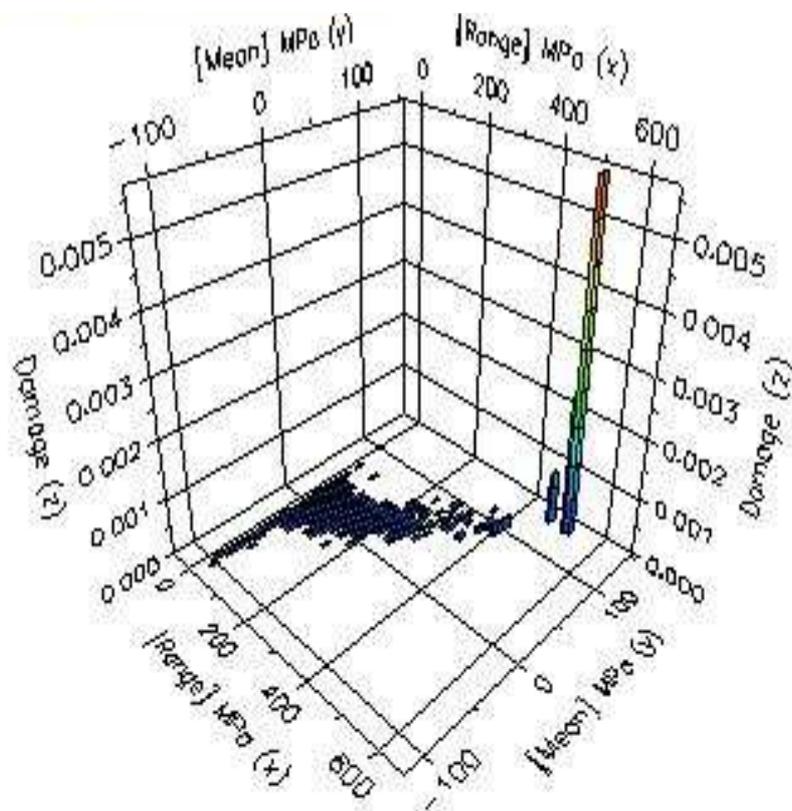


Fig 4.26: Dano sofridos pelo componente em função das tensões médias – Menor vida encontrada

4.4 Análises dos resultados

Comparativamente, os dados obtidos em ensaios laboratoriais foram tomados a partir do ensaio de três amostras de travessas com cordões soldados em todo o perímetro da bucha.

O intuito deste trabalho era tornar o sistema mais confiável, robusto e passível de aprovação nos quesitos pertinentes às normas internas de projeto e dimensionamento de estruturas solidárias de carroceria.

A análise de durabilidade através do acúmulo de danos obtidos na simulação está bastante coerente com os resultados encontrados na literatura (Leeseand Mullin 1991, Canfield and Villaire, 1992 e Lee, 2005). Como era de se esperar, a maior parcela do dano que o material sofre ocorre devido ao pequeno número de ciclos sob tensões elevadas. Mais de noventa por cento dos ciclos sob tensões baixas provoca um dano bastante pequeno, Estes resultados fornece uma base para aceleração dos ensaios experimentais futuros. Esta aceleração pode ser obtida através da eliminação das tensões abaixo de um certo valor, já que o dano imposto ao material é muito baixo.

Uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles obtidos através de simulações está mostrada na Tab. 4.8. Pode-se observar que os resultados obtidos através do uso do software RPC pro da MTS são bastante próximos daqueles observados experimentalmente.

O uso da simulação mostrou-se confiável e sua utilização poderá otimizar o projeto e aprovação de componentes em conformidade com as normas técnicas pertinentes.

Tab. 4.8: Comparação entre resultados experimentais e simulações

RESULTADOS EXPERIMENTAIS		SIMULAÇÃO (RPC)	
AMOSTRA	NÚMERO DE CICLOS (VIDA)	NÚMERO SIMULAÇÃO	NÚMERO DE CICLOS (VIDA)
1^{A.}	950	1^{A.}	1000
2^{A.}	960	2^{A.}	810
3^{A.}	980	-	
MÉDIA	963	MÉDIA	905

5 CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos pode ser observado que o uso do software RPC da MTS é bastante próximo daqueles observados experimentalmente. Os valores médios de 963 ciclos no caso de resultados experimentais e, de 905 no caso do simulado a software, traduzem uma fidelidade comparativa de grande relevância e confiabilidade para aplicação embasada. Além disto, a análise de durabilidade utilizando-se a contagem de ciclos pelo método do rainflow e acúmulo de danos pela equação de Palmgren-Miner está bastante coerente com os resultados encontrados na literatura, ou seja, a maior parcela do dano é causada por um pequeno número de ciclos sob elevados valores de tensões médias e alternadas.

Assim, a partir destes resultados, a previsão de vida de componentes submetidos à fadiga pode ser realizada através do uso software RPC pro da MTS, dispensando grande parte dos ensaios experimentais.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

BISHOP, N.W.M, WAY, L., 2000, “Vibration Fatigue Analysis in the Finite Element Environment”, 1o Seminário Internacional de Fadiga da SAE Brasil, São Paulo, nov.

BONNEN, J.F., CONLE, F A., CHU, C.C., 1999, Biaxial Torsion-Bending Fatigue of SAE axle Shaft – Recent Development in Fatigue Tecnology, Detroit, Russel A. Chemenkoff and John J. Bonnen, p. 31-50.

BORESI, A, SCHIMIDT, R, SIDEBOTTOM, O. M. Advanced Mechanics of Materials. 5.ed. New York: Jonh Willey& Sons, Inc. 1997. p3-84

BROWN M. W., MILLER K. J., 1973, “A teory for fatigue failure under multiaxial stress-strain condition”, Proc Inst Mech. Engrs, 187:745-755

CANFIELD, R., VILLAIRE, M., 1992, The development of Accelerated Component Durability Test Cycles Using Fatigue Sensitive Editing Techniques – Recent Development in Fatigue Technology , Russel A. Chenenkoff and John J. Bonnen, SAE Paper 920660.

CARPENTIERI A., SPAGNOLI A., 2001, “Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals”, Int. J. Fatigue, 23 135-145

COLLINS, J. A. 1993 Failure of Materials in Mechanical Design. 2.ed. New York: John Wily & Sons,. 643p.

CROSSLAND, B., 1956, “Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel”, Proc. Int. Conf. on Fatigue of metals, IMechE, London, pp138-149

DALT, A. Análise de Fadiga. São Paulo: Spectra Tecnologia, 1994 (Apostila)

DANG VAN, K., PAPADOPOULOS, I. V. , 1987, “Multiaxial fatigue failure criterion: a new approach” Fatigue 87, Ritchie, R. O. & Starke Jr., E. A., eds, EMAS Warkley, UK., pp 997-1008

DEPERROIS, A., 1991, “Sur le calcul des limites d’endurance des aciers”, These de Doctorat, Ecole Polytechnique, Paris.

DOWLING, N. E., 1993, "Mechanical behavior of materials", Prentice-hall, New Jersey, Chapter 9: Fatigue of materials: introduction and stress approach

ELLYIN, F., KUJAWSKI, D., 1993 "A multiaxial fatigue criterion including mean stress effect", Advances in multiaxial fatigue ASTM STP 1191, D.L. MCDOWELL and R. ELLIS, Eds, ASTM Philadelphia, pp 55-66

EWING, J. A., HUMFREY, J.C., 1903, " The fracture of metals under rapid alterations of stress " Philosophical Transactions of the Royal Society, A200:241-250, London

FATEMI, A. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of state of the art for homogeneous materials. International Journal Fatigue, Great Britain, Vol. 20, No 1, p.9-34, 1998.

GARUD, Y. S., 1979, "A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loading"Proceedings Symposium on Methods of predicting Material Life in Fatigue, ASME, New York, pp. 247-264

GOUGH, H. J., POLLARD, H.V. CLEUSHAW, W.J., 1951, "Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stress", Memo 2522, Aeronautical Research Council, HMSO, London.

GRUNGER J.E., STEPHENS R.I, 1999, Variable Editing and Acelerated Testing of SAE Steel – Recent Development in Fatigue Tecnology; Russel A. Chemenkoff and John J. Bonnen, p. 315-328.

HALFORD, G. R., 1996, "The energy required for fatigue", J MATER,1 (1), pp 3-18

JOHANNESON, P.; SVENSSON, T.; DE MARÉ, J.; 2005, Fatigue life prediction based on variable amplitude tests---methodology, International Journal Fatigue 27

LEE, Y. JWO, P. HATHAWAY, R. BARKEY, M.; 2005Fatigue Testing Analysis. 2.ed. New York: Elsevier, 417p.

LEESE, G., MULLIN, R, 1991, The Role of Fatigue Analysis in the Vehile test Simulation Laboratory – Recent Development in Fatigue Technology, Russel A. Chemenkoff and John J. Bonnen, SAE Paper 910166, p. 57-68.

MAMIYA, E. N., ARAÚJO, J. A., 2002, "Fatigue limit under multiaxial loadings: on the definition of the equivalent shear stress", Moch. Res. Communications, in press.

MATAKE T., 1977, An explanation on fatigue limit under combined stress" Bull. JSME, 20:257-263.

MINER, M. A., Cumulative damage in fatigue, Journal of Applied Mechanics, Vol. 67, 1945, pp. A 159-A164.

NISHIHARA, T., KAWAMOTO, M., 1945 , “The strength of metals under combined alternating and torsion with phase difference”, Memoirs of College of Engineering, Kyoto Imperial University, Vol. 11, pp 85-112.

NORTON, R. Machine Design. New Jersey: Prentice Hall, 1996. p.342-460

PALMGREN, A., Die Lebensdauer von Kugellagern, Zeitschrift des Vereinsdeutscher Ingenierure, Vol. 68, No. 14, 1924, pp.339-341.

RADAJ, D. Design and analysis of fatigue resistant welded structures. Woodhead Publishing, First published 1990, p. 208-262

SINES, G., OGHI, G., 1981, “Fatigue criteria under combined stress or strains” in: Transactions of the ASME, Vol. 103, pp 82-90.

SUSMEL, L., LAZZARIN, P., 2002, “A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment”, Fatigue and fracture Eng. Mat. Struct., Vol. 25, pp 63-78.

