

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE METODOLOGIAS PARA MEDIR A VIDA EM FADIGA MULTIAXIAL
NÃO PROPORCIONAL

por

Felipe André Giordani

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Fevereiro de 2015

COMPARAÇÃO DE METODOLOGIAS PARA MEDIR A VIDA EM FADIGA
MULTIAXIAL NÃO PROPORCIONAL

por

Felipe André Giordani
Engenheiro Mecânico

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Ignácio Iturrioz

Coorientador: Prof. Dr. Alberto Tamagna

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Junior..... FEAR / UPF

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Rogério José Marczak..... PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 26, Fevereiro de 2015

À Adriana Desconsi Giordani, minha esposa, com amor, admiração e gratidão por sua compreensão. Sempre esteve ao meu lado me ajudando e motivando para a realização desse trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador e coorientador, Ignácio Iturrioz e Alberto Tamagna, que me ajudaram com o apoio, orientação e encorajamento na realização do trabalho. Também ao conhecimento transmitido.

A empresa AGCO do Brasil, pela disponibilização dos recursos do experimento e pelas horas de trabalho disponibilizadas.

A minha esposa Adriana pelo carinho, compreensão e motivação que foram fundamentais no desenvolvimento do trabalho.

Aos meus pais Romildo e Ivanir Giordani pela motivação de enfrentar meus desafios ao longo da vida.

RESUMO

É conhecida ao longo da história da humanidade a grande quantidade de acidentes vinculados à ação de cargas cíclicas. Há mais de 100 anos, metodologias levam em conta o fenômeno de fadiga em projetos de novos componentes. As metodologias existentes para avaliar a vida em fadiga são empíricas e têm sido aplicadas com sucesso na determinação da vida do componente em fadiga quando o mesmo é submetido a carregamento uniaxial ou a carregamento multiaxial proporcional. Mas a evidencia experimental tem mostrado que quando a solicitação é multiaxial e não proporcional, as leis antes mencionadas deixam de ser adequadas. Dessa forma os critérios clássicos utilizados não preveem corretamente a vida do componente. Neste contexto o presente trabalho avalia algumas das metodologias de fadiga multiaxial não proporcionais disponíveis na bibliografia especializada. Os resultados obtidos com estes métodos são comparados entre si e com os resultados obtidos utilizando a metodologia de fadiga multiaxial proporcional. Para comparar as metodologias citadas é apresentado um exemplo de solicitação simples, e também a análise do componente de uma máquina agrícola solicitada por um histórico de tensões típicas, obtida a partir do teste da máquina em campo. Finalmente são apresentadas as conclusões sobre as metodologias utilizadas e sobre a importância de levar em conta a não proporcionalidade de um estado de tensões multiaxial oscilantes.

Palavras-chave: Fadiga Multiaxial, Dano, Carregamento não proporcional, Estrutura.

ABSTRACT

It is known throughout human history the large amount of accidents linked to action of cyclic loading. For over 100 years, methodologies take into account the fatigue phenomenon of new components projects. Existing methodologies for assessing the fatigue life are empirical and have been successfully applied in the determination of fatigue life of the component when it is subjected to uniaxial loading or proportional multiaxial loading. But the experimental evidence has shown that when the request is multiaxial and not proportional, the laws mentioned above are no longer adequate. Thus the classical criteria used not correctly predict component life. In this context, this paper analyzes some of the methodologies of multiaxial fatigue non proportionate available in the relevant literature. The results obtained with these methods are compared with the results so obtained and using the proportional multiaxial fatigue methodology. To compare the methods mentioned is an example of simple request, and also the analysis component of an agricultural machine requested by a history of typical strains, obtained from the machine field testing on a test track. Finally conclusions on the methodologies used and the importance of taking into account the non-proportionality of a state of oscillating multiaxial stresses are presented.

Keywords: Multiaxial Fatigue; Damage; Non proportional loading, Structure

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	Fadiga.....	5
2.2	Carregamento proporcional e não proporcional.....	7
2.3	Modelo da tensão efetiva ou modelo de Von Mises	10
2.4	Modelo de Sines	10
2.5	Modelo de Findley para fadiga multiaxial.....	12
2.6	Modelo de McDiarmid para fadiga multiaxial	13
2.7	Modelo de Brown e Miller	13
2.8	Modelo de Fatemi e Socie	15
2.9	Modelo de Smith, Watson e Topper	17
2.10	Medições das deformações	18
2.11	Estudos recentes	20
3.	APLICAÇÃO 1: ESTUDO PARAMÉTRICO DA INFLUÊNCIA DO NÍVEL DE TRIAXIALIDADE E DA RELAÇÃO ENTRE TENSÃO NORMAL E TENSÃO DE CISALHAMENTO NA VIDA EM FADIGA.	27
3.1	Influência do grau de proporcionalidade nas tensões na determinação da vida em fadiga	27
3.2	Influência da relação entre a tensão de cisalhamento e normal na determinação da vida em fadiga.....	31
3.3	Estudo de um problema apresentado por Marquis e Socie	35
4.	APLICAÇÃO 2: DETERMINAÇÃO DA FADIGA DO COMPONENTE DE UM PULVERIZADOR AGRÍCOLA.	38
5.	CONCLUSÃO.....	69
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	71
	APÊNDICE A – RESULTADO DO RAINFLOW DAS MANOBRAS.....	74
	APÊNDICE B – INSTRUMENTAÇÃO	78
	APÊNDICE C – ESTIMATIVA DA CURVA DE FADIGA DOS MATERIAIS EM ANÁLISE.....	81

APÊNDICE D – BANCADA DE TESTE SUGERIDA PARA O COMPONENTE	86
APÊNDICE E – RESULTADO DAS DEFORMAÇÕES E TENSÕES PARA OS MÉTODOS DO PLANO CRÍTICO	90
APÊNDICE F – RESULTADO DO EXPERIMENTO PARA VÁRIOS NÍVEIS DE PROPORCIONALIDADES	92
APÊNDICE G – METODOLOGIA PARA ESTIMAR A CURVA S-N EM AÇOS	98
TABELA G.1 - FATORES PARA DIFERENTES MATERIAIS	98
G.1 Definição da curva S-N para a solda.....	107
APÊNDICE I – TENSÕES OCTAÉDRICAS.....	109
APÊNDICE J – ERRO ENVOLVIDO NAS MEDIÇÕES DE CAMPO.....	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Atributos mais importantes para o agricultor referente a máquinas agrícolas.....	2
Figura 2.1	Tensões atuante num determinado corpo.....	7
Figura 2.2	Carregamento proporcional.....	8
Figura 2.3	Carregamento não proporcional.....	8
Figura 2.4	Representação das tensões normais e de cisalhamento num corpo qualquer.....	9
Figura 2.5	Valores de F para os exemplos da figura 2.2 e 2.3.....	10
Figura 2.6	Representação da fenda tipo A e B.....	14
Figura 2.7	Base do modelo de Fatemi e Socie.....	16
Figura 2.8	Representação das direções das tensões e deformações.....	17
Figura 2.9	Representação dos modos I, II e III para abertura de trinca.....	17
Figura 2.10	Exemplo para ponte de Wheatstone.....	18
Figura 2.11	Arranjo físico para a ponte de Wheatstone aplicado à tração/compressão.....	19
Figura 2.12	Ponte de Wheatstone para torção.....	20
Figura 2.13	Coefficiente não proporcional para o material.....	22
Figura 2.14	Carregamentos aplicados por Erickson et al., 2006.....	23
Figura 2.15	Resultados experimentais com variação da tensão média.....	24
Figura 2.16	Carregamento não proporcional experimentado por Erickson et al. 2006.....	25
Figura 3.1	Relação entre tensão de cisalhamento e tensão normal para diferentes proporcionalidades.....	28
Figura 3.2	Características do aço C25E utilizado neste estudo.....	28
Figura 3.3	Ciclos estimados para cada nível de proporcionalidade.....	29
Figura 3.4	Resultados das tensões de Von Mises para cada caso calculado.....	30
Figura 3.5	Relação entre tensão de cisalhamento e normal.....	32
Figura 3.6	Resultado gráfico da estimativa de fadiga.....	33
Figura 3.7	Estimativa do modelo de Von Mises com o eixo dos ciclos em escala logarítmade base 10.....	34
Figura 3.8	Estimativa do modelo de Findley com o eixo dos ciclos em escala	

	logarítimade base 10.....	34
Figura 3.9	Estimativa do modelo de McDiarmid com o eixo dos ciclos em escala logarítimade base 10.....	35
Figura 3.10	Variação da tensão de Von Mises, da tensão normal e a de cisalhamento ao longo do tempo.....	36
Figura 4.1	Processo utilizado neste capítulo.....	39
Figura 4.2	a) Foto do terreno onde é cultivado a cana.....	40
Figura 4.3	Foto de um pulverizador cruzando uma curva de nível.....	40
Figura 4.4	Imagem do pulverizador e do componente (Azul) que será estudado.....	41
Figura 4.5	Indicação da solda no componente.....	41
Figura 4.6	a) foto da falha ocorrida no tubo redondo. b) Outra falha ocorrida, com a trinca no tubo retangular. c) Aproximação da falha demonstrada na foto “a”. d) Aproximação da falha demonstrada na foto “b”.....	42
Figura 4.7	Possíveis movimentos na barra.....	43
Figura 4.8	Gráfico das curvas S-N definidas.....	45
Figura 4.9	(a) Demonstração do deslocamento controlado na simulação com diferentes tamanhos de elementos e a dimensão “d=38 mm”. (b) Geometrias sólidas envolvidas na análise de FEA.....	47
Figura 4.10	Gráfico da convergência do modelo de FEA.....	48
Figura 4.11	a) Imagem da estrutura suportada pelo componente em estudo; b) Modelo com elementos de 15mm; c) Pontos de engaste e carregamentos do modelo de FEA.....	49
Figura 4.12	Distribuição das tensões máximas principais devidas ao carregamento F1 indicado na Figura 4.9c para carregamento vertical.....	50
Figura 4.13	Distribuição das tensões no sentido “x” devido ao carregamento F1 indicado na Figura 4.9c para carregamento vertical.....	50
Figura 4.14	Distribuição das tensões máximas principais devidas a aplicação das cargas F2 indicadas na Figura 4.11c.....	51
Figura 4.15	Distribuição das tensões no sentido “x” devida a aplicação das cargas F2 indicadas na Figura 4.11c.....	51
Figura 4.16	Localização dos extensômetros utilizados nos ensaios.....	52
Figura 4.17	(a) Gage roseta T, usado no ponto 1 e 2, (b) Gage para torção, usado no	

	ponto 3. (na secção 2.16 se explica como e possível calcular as deformações normais a partir destes strain gages)	53
Figura 4.18	a) Parte do sinal “a” sem filtrar, b) Parte do sinal “b” sem aplicar o filtro, c) Parte do Sinal “a” com filtro passa baixa de 20Hz aplicado, d) Parte do Sinal “a” com filtro passa baixa de 20 Hz aplicado.....	55
Figura 4.19	Sinal “a” filtrado no domínio da frequência.....	55
Figura 4.20	Sinal “b” filtrado no domínio da frequência.....	55
Figura 4.21	Sinal “a” e “b”, no domínio do tempo e filtrados, onde se evidencia que os sinais não estão em fase.....	56
Figura 4.22	Gráfico apresentado pelo rainflow da manobra de frenagem.....	57
Figura 4.23	Gráfico das tensões que atuam no ponto 1 e 2 na parte inferior, e no ponto 3 na parte superior.....	60
Figura 4.24	Modelo de simulação montado.....	61
Figura 4.25	Tensões de Findley para cada ângulo.....	64
Figura 4.26	Estimativa de ciclos considerando variação de “k”	65
Figura 4.27	Ciclos estimados para cada direção.....	65
Figura 4.28	Previsão de fadiga para o método de Brown e Miller em cada direção...	66
Figura 4.29	Número de ciclos estimados pelo modelo Fatemi e Socie para cada direção.....	67
Figura 4.30	Número de ciclos estimados pelo modelo Smith, Watson e Topper para cada direção.....	67
Figura 4.31	Ciclos estimados para cada modelo.....	68
Figura B.1	Instrumentação do ponto 1.....	78
Figura B.2	Instrumentação do ponto 2.....	79
Figura B.3	Instrumentação do ponto 3.....	80
Figura D.1	a) Projeto da bancada; b) Início da construção da bancada.....	86
Figura D.2	Desenho da estrutura de fixação.....	97
Figura D.3	Componentes utilizados na máquina agrícola.....	87
Figura D.4	Resultado do primeiro modo de vibração da bancada.....	88
Figura D.5	Diagrama hidráulico.....	89
Figura E.1	Deformações de cisalhamento.....	90
Figura E.2	Variação das deformações normais.....	90

Figura E.3	Tensões normais máximas.....	90
Figura E.4	Tensões de cisalhamento máximas.....	91
Figura G.1	Influência da tensão média no ciclo de histerese.....	102
Figura G.2	Na esquerda está a influência da tensão média na curva de fadiga conforme o aumento da tensão média. Na direita está a variação do limite de fadiga durante o aumento da tensão média.....	102
Figura G.3	Diagrama de Gerber e Goodman.....	103
Figura G.4	Diagrama de Goodman modificado.....	104
Figura G.5	Diagrama Haigh.....	105
Figura I.1	Demonstração das tensões octaédricas para um determinado plano.....	109
Figura J.1	Foto da realização da calibração.....	111
Figura J.2	a) Deformações (eixo das coordenadas) encontradas na gage do ponto 3 para cada carga aplicada (eixo das absissas). b) Deformações (eixo das coordenadas) encontradas na gage do ponto 1 para cada carga aplicada (eixo das absissas). c) Deformações (eixo das coordenadas) encontradas na gage do ponto 2 para cada carga aplicada (eixo das absissas).....	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Valores para o parâmetro S.....	15
Tabela 2.2	Parâmetros para tensões axiais e de cisalhamento.....	16
Tabela 2.3	Circuitos que podem ser usados para tensão/compressão em vigas..	19
Tabela 2.4	Liga de Alumínio 2017A-T4.....	26
Tabela 2.5	Aço S355J0.....	26
Tabela 2.6	Aço 30NCD16.....	26
Tabela 3.1	Comparação dos resultados para diferentes fatores de proporcionalidade.....	29
Tabela 3.2	Resultado da previsão de fadiga.....	32
Tabela 3.3	Tensões dados no problema.....	35
Tabela 3.2	Tensões dados no problema.....	36
Tabela 3.3	Parâmetros do Material.....	36
Tabela 3.4	Resultados para os diversos métodos.....	37
Tabela 4.1	Tempo de utilização em cada manobra.....	44
Tabela 4.2	Curva S-N adotada no estudo.....	45
Tabela 4.3	Tempo de utilização em cada manobra.....	47
Tabela 4.4	Dano para cada manobra do sinal “a”, na coluna chamada tempo se indicam os tempos que se consideraram para montar um histórico de cargas típico.....	58
Tabela 4.5	Dano para cada manobra do sinal “b”. Na coluna chamada tempo se indicam os tempos que se consideraram para montar um histórico de cargas típico.....	58
Tabela 4.6	Resultados das tensões do modelo de elementos finitos.....	61
Tabela 4.7	Resultados das deformações do modelo de elementos finitos.....	62
Tabela 4.8	Tensões encontradas na análise de elementos finitos.....	63
Tabela 4.9	Estimativa de fadiga para cada método.....	68
Tabela A.1	Resultados do rainflow para cada manobra.....	74
Tabela F.1	Estimativa de Von Mises - 0°.....	92
Tabela F.2	Cálculo de tensão e vida de Findley – 0°.....	92
Tabela F.3	Círculo de Mohr.....	93

Tabela F.4	Estimativa de Von Mises - 30°.....	94
Tabela F.5	Cálculo de tensão e vida de Findley – 30°.....	94
Tabela F.6	Círculo de Mohr – 30°.....	94
Tabela F.7	Estimativa de Von Mises - 60°.....	95
Tabela F.8	Cálculo de tensão e vida de Findley – 60°.....	95
Tabela F.9	Círculo de Mohr – 60°.....	95
Tabela F.10	Estimativa de Von Mises - 90°.....	96
Tabela F.11	Cálculo de tensão e vida de Findley – 90°.....	96
Tabela F.12	Circulo de Mohr – 90°.....	97
Tabela G.1	Fatores para diferentes materiais.....	98
Tabela G.2	Valores para a_G e b_G	99
Tabela G.3	Constantes $a_{R,\sigma}$ e $R_{m,N,\min}$ para diferentes materiais.....	100
Tabela G.4	Fator K_f para diferentes materiais.....	100
Tabela G.5	Fator de tratamento superficial (K_V).....	101
Tabela G.6	Determinação do fator de correção da tensão média para F1.....	105
Tabela G.7	Determinação do fator de correção da tensão média para F2.....	106
Tabela G.8	Determinação do fator de correção da tensão média para F3.....	106
Tabela G.9	Determinação do fator de correção da tensão média para F4.....	106
Tabela G.10	Valores de a_M e b_M	107
Tabela G.11	Parâmetros para as curvas definidas.....	107
Tabela J.1	Deformações para os carregamentos aplicados.....	111
Tabela J.2	Resultados do caso de torção aplicando 40 kgf na ponta da barra....	113
Tabela J.3	Resultados do caso de tração aplicando 80 kgf em cada ponta da barra.....	113

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

FEA	Análise de Elementos Finitos
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

a_1, a_2, a_n	Fonte de erro, 1, 2 e n.
$a_{R,\sigma}$	Constante para determinar o fator de rugosidade.
A	Coefficiente de Morrow para limite de fadiga na zona elástica do material.
a_G, b_G	Constantes para determinar a taxa de variação das tensões.
a_M, b_M	Constantes para os materiais na correção da tensão média.
b	Expoente de fadiga para tensão normal.
b_y	Expoente de resistência a fadiga para tensão cisalhamento.
B	Coefficiente de Morrow para limite de fadiga na zona plástica do material.
c	Expoente dúctil de fadiga tensão normal.
c_y	Expoente de ductilidade à fadiga para tensão cisalhamento.
C	Constante de não proporcionalidade.
D	Dano.
DP	Parâmetro do dano.
E	Módulo de elasticidade, Pa.
f_{NP}	Fator de não proporcionalidade.
f_G	Fator do efeito de tamanho.
f	Tensão de Findley, Pa.
$f_{w,\sigma}$	Fator para o limite de fadiga para tensão normal.
$f_{w,\tau}$	Fator para o limite de fadiga para tensão de cisalhamento.
G	Módulo de elasticidade para a tensão de cisalhamento, Pa.
G_σ, G_τ	Gradiente de tensão, Pa.
g, h	Coefficientes de fadiga obtidos experimentalmente.
k	Fator exponencial da curva de fadiga.
k_f	Constante de Findley.
k_τ	Coefficiente exponencial da curva de fadiga da tensão de cisalhamento.
$K_{AK,\sigma}, K_{AK,\tau}$	Fator de correção da tensão média.

$K_{E,\sigma}, K_{E,\tau}$	Fator de correção da tensão residual.
K_S	Fator de pintura.
$K_{NL,E}$	Constante para o ferro fundido.
K_f	Fator de concentração de tensão para diferentes materiais.
$K_{R,\sigma}, K_{R,\tau}$	Fator de rugosidade para a tensão normal e de cisalhamento.
K_V	Fator de tratamento da superfície.
$K_{wk,\sigma}, K_{wk,\tau}$	Fator de correção relacionado a forma do componente para a tensão normal e tensão de cisalhamento.
L	Comprimento do <i>strain gage</i> , m.
ΔL	Variação do comprimento do <i>strain gage</i> , m.
M_σ	Sensibilidade à tensão normal média, Pa.
M_τ	Sensibilidade da tensão de cisalhamento média, Pa.
n	Número de ciclos que se deseja determinar o comprimento da trinca.
n_i	Número de ciclos ocorrido para uma determinada tensão.
n_σ, n_τ	Taxa de variação da tensão normal e de cisalhamento.
N_{fe}	Número de ciclos limite do material.
N_f	Número de ciclos necessários para que ocorra a falha.
N_1, N_2	Número de ciclos para a tensão 1 e 2 respectivamente.
P_w	Razão entre a tensão normal e a tensão de cisalhamento.
$R_{m,N,\min}$	Constante da tabela G.3 para determinar o fator de rugosidade.
R_z	Média da rugosidade da superfície do componente, em μm .
R_σ, R_τ	Taxa de tensão normal e cisalhamento, respectivamente.
s	Desvio padrão das medições.
st	Fator <i>Student</i> .
S_1, S_2	Tensão cíclica, Pa
S	Parâmetro de efeito da deformação normal.
ΔS	Distância entre os dois pontos que estão considerados para determinar as taxas de variação da tensão, m.

$S_{AK,zd}, T_{AK,s}$	Límite de fadiga da tensão normal e de cisalhamento, corrigido, correspondente a uma junta metálica soldada, Pa.
$t_{A,B}$	Límite de fadiga para a tensão de cisalhamento, Pa.
T	Tempo para um ciclo, s.
u_s	Índice de erro sistemático.
u_z	Índice de erro aleatório.
ν	Coefficiente de Von Mises.
\bar{x}	Média das medições.
x_n	Valor encontrado na medição, utilizado para calcular a média das medições.
$\sigma_{eq,a,NP}$	Tensão equivalente, Pa.
$\sigma_{eq,a,P}$	Amplitude efetiva da tensão equivalente, Pa.
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Tensão normal para cada direção (x, y e z), Pa.
$\sigma_{eq,m}$	Tensão média equivalente, Pa.
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$	Tensão de cisalhamento para cada plano, Pa.
$\sigma_{x,m}, \sigma_{y,m}$	Tensão média nas respectivas direções, Pa.
σ_θ	Tensão normal na direção θ , Pa.
$\bar{\sigma}$	Tensão de Von Mises, Pa.
σ_m	Tensão média, Pa.
σ_{max}	Tensão máxima, Pa.
σ_{min}	Tensão mínima, Pa.
σ_a	Tensão alternada, Pa.
σ_n	Tensão normal, Pa.
σ_{uts}	Tensão de ruptura, Pa.
$\sigma_{n,max}$	Tensão normal máxima, Pa.
σ_{1a}, σ_{2a}	Tensão normal para o ponto 1 e para o ponto 2, Pa.
σ'_f	Tensão normal limite de fadiga, Pa.
σ_{WK}	Límite de fadiga para ciclos completamente reversíveis, Pa.

σ_{AK}	Tensão limite de fadiga corrigido para a tensão média, Pa.
$\sigma_{W,W}, \tau_{W,W}$	Tensão limite normal e de cisalhamento para fadiga de solda em aços com ciclos completamente reversíveis, Pa.
$\Delta \tau$	Variação da tensão de cisalhamento, Pa.
τ_f^*	Limite de fadiga corrigido para a tensão de torção, Pa.
τ_f'	Limite de fadiga para a tensão de torção, Pa.
τ_{eff}	Tensão de cisalhamento média, Pa.
τ_{max}	Tensão de cisalhamento máxima, Pa.
τ_{min}	Tensão de cisalhamento mínima, Pa.
$\Delta \tau_{Ref}$	Variação da tensão de cisalhamento, Pa.
τ_θ	Tensão de cisalhamento orientada ao ângulo θ , Pa.
τ_{1a}, τ_{2a}	Tensão de cisalhamento para o ponto 1 e para o ponto 2, Pa.
ε	Deformação.
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$	Deformações dos <i>gages</i> 1, 2, 3 e 4, respectivamente.
ε_f'	Deformação normal limite de fadiga.
$\Delta \varepsilon_n$	Variação da deformação normal.
$\Delta \gamma_{max}$	Variação máxima da deformação de cisalhamento.
$\Delta \gamma$	Variação da deformação de cisalhamento.
γ_f'	Coefficiente de ductilidade a fadiga para a tensão de cisalhamento.
η, ϑ, a, b	Constantes de fadiga do material, obtidos experimentalmente.
ψ	Coefficiente não proporcional para materiais submetidos a encruamento.
ξ	Ângulo entre as tensões σ_1 e $\sigma_1(t)$, °.
λ	Razão entre tensão de cisalhamento e tensão normal.
ϕ	Ângulo de defasagem entre as tensões, °.
θ	Ângulo de orientação das tensões, °.
β	Ângulo de defasagem das tensões, °.

1. INTRODUÇÃO

Desde o início dos tempos, o homem é motivado ao aperfeiçoamento constante. No desenvolvimento tecnológico, os equipamentos e sistemas construídos têm sofrido exigências maiores. O início do século XX foi caracterizado por uma série de acidentes catastróficos que chamam a atenção para os cuidados que deveriam ser tomados frente a situações particulares de cargas e comportamentos do material não previsto inicialmente. Boa parte dessas falhas foram ocasionadas por cargas oscilantes, as quais provocaram a nucleação e propagação de trincas.

Na história existe vários casos de falha provocado por fadiga, como exemplo se pode citar a falha que ocorreu em 1998 perto de Eschede na Alemanha, conforme Esslinger *et al.*, 2004. A falha acarretou em um dos piores desastres ferroviários que já aconteceu. O acidente envolveu 100 vítimas fatais e feriu outras 88. O motivo do acidente foi devido a fratura de uma de suas rodas a partir de uma descontinuidade planar desenvolvida pela fadiga em uma das rodas.

Na área de equipamentos agrícolas a durabilidade é sem dúvida um dos cenários mais críticos, sendo que um dificultador considerável na sua avaliação esta relacionada com a caracterização do histórico de solicitações atuantes que não são determinísticas nem fáceis de inferir. Sousa e Nunes, 2014, mostraram em sua pesquisa que a característica mais importante para o agricultor nas máquinas agrícolas é a durabilidade do produto como se ilustra na Figura 1.1, sendo que a durabilidade esta diretamente relacionado a um comportamento adequado frente à fadiga dos componentes.

DURÁVEIS E CONFIÁVEIS	
Atributos mais importantes, de acordo com pesquisa realizada em Marau (RS)	
Tratores	Colheitadeiras
1 - Durabilidade	1 - Durabilidade
2 - Qualidade	2 - Desempenho
3 - Vida útil	3 - Vida útil
4 - Pós-venda	4 - Baixo custo operacional
5 - Inovação	5 - Facilidade na aquisição de peças
6 - Facilidade de manutenção	6 - Qualidade
7 - Atendimento (fábrica)	7 - Preço do produto
8 - Desempenho	8 - Prazo de pagamento
9 - Preço do produto	9 - Confiabilidade da revenda
10 - Disponibilidade de mão de obra	10 - Baixo consumo de combustível
11 - Confiabilidade do produto	11 - Atendimento
12 - Serviços agregados	12 - Facilidade de manutenção
13 - Peso do trator	13 - Disponibilidade de mão de obra
14 - Participação em feiras	14 - Facilidade operacional
15 - Tradição da marca	15 - Alta performance e valor de revenda
16 - Estética e <i>design</i>	16 - Pós-venda
17 - Exclusividade do produto	17 - Robustez
18 - Acessórios que fazem diferença	18 - Serviços agregados
	19 - Taxas de financiamento
	20 - Tradição da marca
	21 - Peso da colheitadeira
	22 - Estética e <i>design</i>
	23 - Exclusividade do produto
	24 - Acessórios que fazem diferença



Figura 1.1 - Atributos mais importantes para o agricultor referente a máquinas agrícolas

Fonte: Revista Máquinas e Inovações, edição Maio/Junho 2014

A durabilidade mede a resistência do equipamento, não pode ser confundido com a vida útil e a confiabilidade do produto. A vida útil do produto é o período de tempo em que o produto cumpre sua função técnica ao qual foi concebido, realizando um trabalho rentável. ENGENHARIA COMPARTILHADA. **Estimativa da vida útil de um equipamento.** Disponível em: <<http://www.engenhariacompartilhada.com.br/secoes.aspx?capitulo=158>>. Acesso em 19 abril 2015. E a confiabilidade do produto é a probabilidade do produto em desempenhar sua função para o qual foi adquirido. PUCRS. **Estatística Avançada.** Disponível em:< <http://www.pucrs.br/famat/viali/graduacao/producao/multivariada/material/laminaspi/Confiabilidade.pdf>>. Acesso em 19 abril 2015.

Assim pode-se dizer que a durabilidade de um trator é afetada quando, por exemplo, o suporte do espelho ou o farol sofrem a quebra, porém o trator continua a desempenhar sua

função primária de disponibilizar força para o trabalho. Dessa forma a vida útil do produto e a confiabilidade não são afetadas.

As solicitações atuantes sobre um veículo automotriz podem vir da ação do solo sobre as rodas do veículo, nas diversas condições de trabalho conforme Socie e Marquis, 2000, estas duas fontes de solicitação vão ter frequências de oscilação e fases diferentes o que caracteriza a presença da fadiga não proporcional.

Socie e Marquis, 2000, apresentam três potenciais problemas relacionados com a fadiga multiaxial não proporcionais:

- O primeiro está relacionado a alguns materiais apresentarem encruamento adicional durante o carregamento, no caso de ciclagem onde as tensões atingem a deformação plástica do material.

- Em segundo a contagem dos ciclos de histereses, uma vez que não há técnica que apresente a mesma eficácia que o *rainflow*, para a contagem de ciclos envolvendo e combinando tensões normais e de cisalhamento.

- Em terceiro lugar, se destaca a interpretação dos modelos de dano, pois alguns parâmetros foram propostos para carregamentos não proporcionais simples, não obtendo bons resultados para carregamentos não proporcionais mais complexos.

1.1 Objetivos

No contexto apresentado é possível definir o **objetivo geral** do presente trabalho:

Explorar as características da fadiga multiaxial não proporcional e as metodologias de análise disponíveis na bibliografia.

Como **objetivos específicos** se propõem:

- Comparar os métodos numéricos de fadiga multiaxial proporcionais e não proporcionais verificando sua coerência, numa aplicação teórica simples, e num componente de equipamento agrícola, durante a vida útil do mesmo.

- Avaliar a influência da variação da tensão de cisalhamento para a estimativa de fadiga em uma aplicação teórica simples.

- Realizar a instrumentação do componente de um equipamento agrícola (pulverizador) e processar os dados obtidos no ensaio.

- Caracterizar o histórico de solicitações as quais estão submetidas um equipamento agrícola compondo os resultados de ensaios realizados em campo.

1.2 Estrutura do trabalho

Esta dissertação está organizada da seguinte forma, após a presente introdução, a seguir no capítulo 2 se apresentam os principais tópicos relacionados com fadiga multiaxial, conceito de carregamento proporcional e não proporcional, o método de contagem de ciclos, *rainflow*, e a regra de Miner para computar a evolução do dano sofrido pela estrutura. Também no mesmo capítulo são apresentados alguns conceitos de medições com *strain gages*. Ainda são comentados trabalhos técnicos recentes sobre as teorias de fadiga multiaxial.

No terceiro e quarto capítulo são apresentadas as aplicações desenvolvidas, primeramente um estudo paramétrico que permite explorar a correlação entre o nível de não proporcionalidade do estado tensional e a relação entre tensão normal e de cisalhamento aplicada.

Posteriormente se apresenta a análise de um equipamento agrícola. Utilizando diversas metodologias.

Finalmente no quinto capítulo são apresentadas as conclusões obtidas neste trabalho e também as recomendações para trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo é apresentada a fundamentação teórica necessária para entender os desenvolvimentos realizados nos próximos capítulos. O capítulo apresentará as conceitos de fadiga, classificação dos carregamentos (proporcionais e não proporcionais) e a definições de modelos desenvolvidos para fadiga multiaxial. E ainda são apresentados alguns conceitos de instrumentação que serão aplicados na descrição das medições realizadas no capítulo 5.

2.1 Fadiga

É muito comum componentes mecânicos serem submetidos a carregamentos cíclicos, que por sua vez causam danos microscópicos na estrutura. Segundo Dowling, 1999, esses danos podem se acumular com ciclos contínuos até provocarem trincas no material levando a falha do componente. A esse processo de dano acumulado por meio de carregamentos cíclicos se dá o nome de fadiga.

Segundo Dowling, 1999, um dos primeiros estudos sobre fadiga foi realizado por W. A. J. Albert que realizou testes de componentes sobre carregamentos cíclicos em torno do ano de 1828. O termo “Fadiga” foi usado pela primeira vez em 1839 em um livro de mecânica escrito por J. V. Poncelet na França.

Dowling, 1999, também afirma que em 1850 o alemão August Wöhler iniciou seus estudos sobre fadiga em eixos ferroviários. Ele trabalhou com diferentes desenhos de eixos e diferentes materiais para desenvolver a melhor solução que evitasse as falhas por fadiga. Também demonstrou que a fadiga não é afetada somente por cargas cíclicas, mas também pela tensão média. Em estudos mais detalhados, Wöhler demonstrou a validade dos métodos de Gerber e Goodman para a previsão de fadiga.

Há duas abordagens mais comuns para a fadiga. Segundo Dowling, 1999, a mais tradicional apresentada em 1955, é baseada na tensão média. Nessa abordagem é estimada a resistência do material para fadiga de um determinado carregamento cíclico através da tensão média, e são feitos ajustes na estimativa de resistência em locais especiais como furos, raios, etc. Essa abordagem é utilizada em carregamentos com alto número de ciclos e baixa variação da tensão, por isso diz-se que ela serve para prever a nucleação do defeito.

A segunda abordagem é a baseada na relação empírica que existe entre o número de ciclos e os incrementos de deformação plástica. Essa abordagem é aplicada quando tem-se

grandes variações de tensão e poucos ciclos. A proposta de lei mais importante utilizando este enfoque é devida a Coffin Masson 1954 apud Suresh (1998).

Nas duas metodologias apresentadas, a ação das cargas cíclicas produz alteração da microestrutura até que se forma um defeito o qual propaga no sólido como indica a mecânica da fratura, nesse caso se diz que uma trinca é nucleada. Para os dois métodos anteriores chegar a esta situação equivale a chegar ao colapso do componente estudado.

A última afirmação nem sempre é verdadeira e às vezes as características geométricas ou defeitos de fabricação criam situações em que a peça é construída com defeitos. Foi Paris, 1963, que propôs uma metodologia alternativa para avaliar fadiga que previa o crescimento subcrítico de defeitos nucleados, até que eles se tornavam críticos ou a secção do componente não conseguia resistir à sollicitação produzindo a ruptura do mesmo.

Nesta terceira metodologia, de forma genérica, tem-se a equação 2.1, onde $\frac{da}{dN}$ é a velocidade de propagação subcrítica do defeito, $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$, e H é a história das cargas aplicadas, sendo K o fator de intensidade de tensões, parâmetro que mede o nível de criticidade de um defeito:

$$\frac{da}{dN} = f\left(\Delta K, \frac{K_{\min}}{K_{\max}}, H\right) \quad (2.1)$$

O modelo proposto por Paris é uma simplificação da expressão mostrada na equação 2.1, aplicável se consideramos um histórico homogêneo de tensões cíclicas, e desta forma H e K_{\min} / K_{\max} não participam da equação 2.2, proposta por Paris:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m \quad (2.2)$$

Sendo C e m parâmetros que dependem do material e do estado de carregamento. Informações referente a forma de proceder nesse método, pode-se procurar em livros clássicos da mecânica da fratura com exemplo pode-se citar Anderson, 2005.

Em inúmeras aplicações, componentes mecânicos podem estar expostos a diferentes carregamentos cíclicos ao mesmo tempo, como tração, flexão e torção em direções diferentes. Nessa situação diz-se que o material sofrerá fadiga multiaxial. Para esses casos o estado de tensão em um pequeno volume de material é descrito por Socie e Marquis, 2000, utilizando seis componentes de tensão atuando em três planos ortogonais. Os componentes de tensão são

três componentes de tensão normal ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) e três componentes da tensão de cisalhamento ou cisalhamento ($\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$).

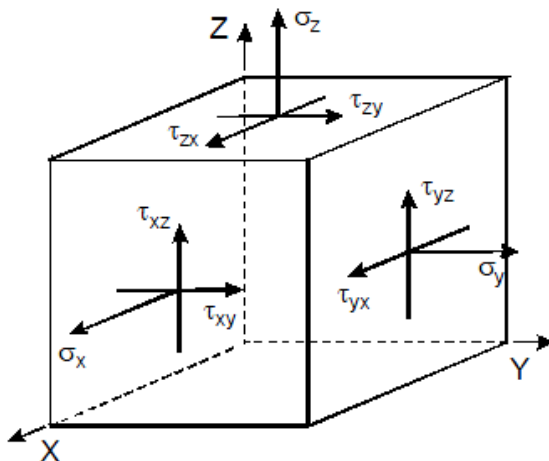


Figura 2.1 - Tensões atuante num determinado corpo

Fonte: Socie e Marquis, 2000

Os valores das tensões no plano XY, para diferente rotação sobre sistema de coordenadas, são calculados conforme o Apêndice I.

2.2 Carregamento proporcional e não proporcional

Segundo Socie e Marquis, 2000, carregamento proporcional é quando um carregamento é definido em algum estado de tensão variável no tempo, de modo que a orientação das direções das tensões principais e de cisalhamento permanecem fixas ao longo do tempo. Como se ilustra na figura 2.2 o carregamento proporcional pode ser observado pelas retas do círculo de Mohr que identificam o ângulo sobre o qual atuam as tensões principais, estas retas se mantêm com a mesma orientação em qualquer instante do histórico das tensões.

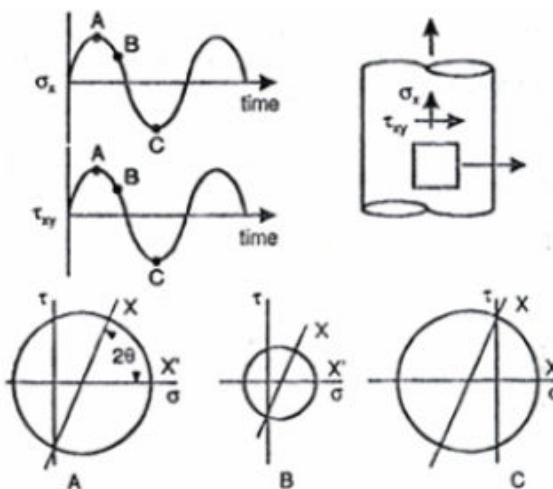


Figura 2.2 - Carregamento proporcional

Fonte: Socie e Marquis, 2000

Socie e Marquis, 2000, definem carregamentos não proporcionais como carregamentos em que a relação entre as tensões normais e as tensões de cisalhamento varia com o tempo. No exemplo da Figura 2.3, pode-se perceber, nos círculos de Mohr, que a inclinação do plano no qual atuam as tensões mudam durante o histórico das tensões aplicadas.

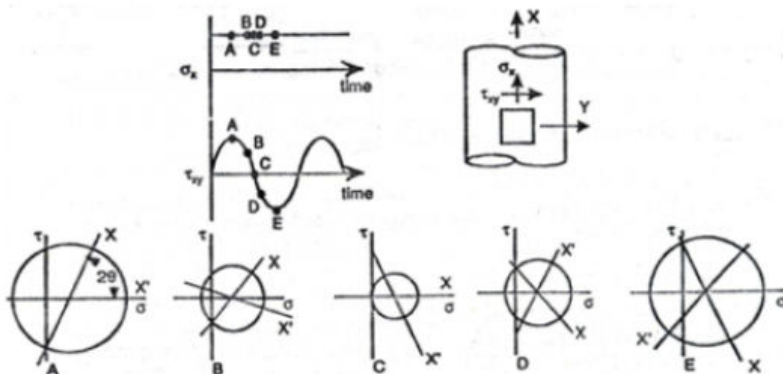


Figura 2.3 - Carregamento não proporcional

Fonte: Socie e Marquis, 2000

Sabe-se que as tensões normais e as de cisalhamento podem sofrer inúmeras formas de ciclos, causando diferentes níveis de proporcionalidade. Para isso, Kanazawa, 1979, apresentou um fator para quantificar a não proporcionalidade das tensões de cisalhamento e as normais, dado pela equação 2.3.

$$F^2 = \frac{\lambda^2 + (1+\nu)^2 - \sqrt{((1+\nu)^2) + (2\lambda(1+\nu)\cos(\beta))^2}}{\lambda^2 + (1+\nu)^2 + \sqrt{((1+\nu)^2) + (2\lambda(1+\nu)\cos(\beta))^2}} \quad (2.3)$$

Onde ν é coeficiente de Poisson e λ é a relação entre a tensão de cisalhamento (τ) e a tensão normal (σ) apresentadas na Figura 2.4 e determinado pela equação 2.4

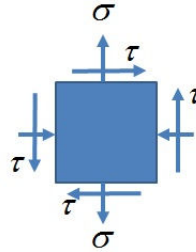


Figura 2.4 - Representação das tensões normais e de cisalhamento num corpo qualquer.

$$\lambda = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_n} \quad (2.4)$$

O simbolo β , na equação 2.3, representa o ângulo da defasagem entre a tensão normal e a tensão de cisalhamento. E esse pode ser obtido pela diferença entre os ângulos ϕ e α (ver equação 2.5) que são os ângulos da tensão de cisalhamento e da tensão normal para o mesmo instante.

$$\beta = \phi - \alpha \quad (2.5)$$

No caso do histórico de tensões aplicadas serem não proporcional, é possível aplicar os métodos de Findley, McDiarmid e os modelos de planos críticos como o Brown e Miller, Fatemi e Socie e o modelo de Smith, Watson e Topper, para avaliar a vida em fadiga do componente, segundo Socie e Marquis, 2000, estes métodos serão explicados na secção seguinte.

Na Figura 2.5 se apresenta o valor de F calculado para o caso de fadiga proporcional apresentada na Figura 2.2 e não proporcional apresentada na Figura 2.3, considerando coeficiente de Poisson de 0,3.

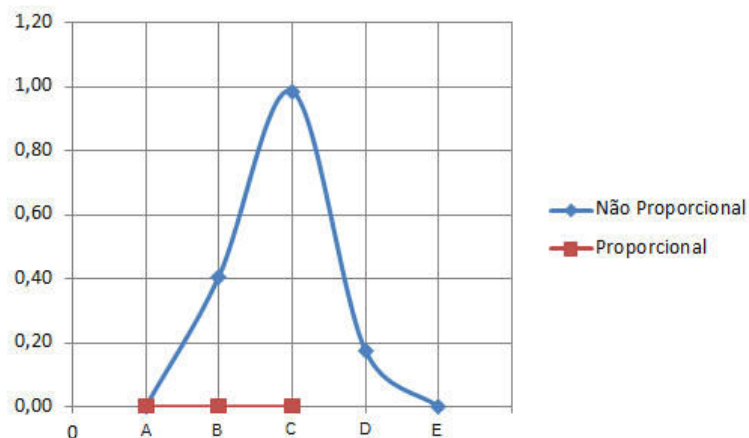


Figura 2.5 - Valores de F para os exemplos da figura 2.2 e 2.3

Nas secções seguintes se apresenta uma breve descrição das metodologias utilizadas tanto no caso de fadiga proporcional quanto no caso de não proporcional.

2.3 Modelo da tensão efetiva ou modelo de Von Mises

Para Socie e Marquis, 2000, o método das tensões efetivas é empregado como uma forma de comparar as tensões multiaxiais com uma tensão equivalente. O método das tensões efetivas mais utilizado é o das tensões de cisalhamento octaédricas, algumas vezes conhecido como modelo de Von Mises ou critério da distorção de energia.

A tensão equivalente de Von Mises pode ser definida conforme a equação 2.6. Essa equação pode ser alimentada pelas flutuações das tensões normais em cada direção (x, y e z) e as tensões de cisalhamento em cada plano (xy, xz, yz).

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (2.6)$$

Com a tensão encontrada na equação 2.5 e o limite de fadiga da curva S-N, utiliza-se a diretamente na curva S-N do material, determinanda assim quantos ciclos são estimados para o método.

2.4 Modelo de Sines

Gough, 1950, testou vários materiais com diferentes taxas de tensão provenientes de tração e flexão e estabeleceu limites de fadiga para a combinação desses carregamentos. Esse

limite estabelece a relação entre a tensão de flexão e o limite de fadiga a flexão. Também relaciona a taxa da tensão de cisalhamento com o limite de fadiga para torção.

Para essas relações Gough, 1950, propôs duas formulações, uma quadrada elíptica, aplicada para materiais dúcteis e outra arco elíptica, para ferros fundidos quebradiços ou eixos entalhados.

Considerando os experimentos de Gough, Sines, 1959, se propôs utilizar o critério de dano de fadiga com a teoria das tensões de cisalhamento octaédrica. Para analisar o efeito da tensão média, Sines realizou vários experimentos, e concluiu que a tensão de cisalhamento média não causava efeito no limite de fadiga à flexão até que ponto de escoamento do cisalhamento seja excedido pelo menos em 50%.

Sines também percebeu que as tensões médias normais afetam de forma linear o limite de fadiga dos materiais. Assim, Sines propôs a equação 2.7, em que a tensão de cisalhamento octaédrica admissível é influenciada pela soma das tensões médias normais.

$$S = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2} + S_n (\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}) \quad (2.7)$$

Onde:

- σ_x , σ_y e σ_z - São as tensões ortogonais;
- S - É a resistência à fadiga para carregamentos uniaxiais alternados;
- S_n - É a constante de influência da tensão média normal sob a resistência à fadiga do material.
- σ_{xm} , σ_{ym} e σ_{zm} - São as tensões médias ortogonais

Mais tarde Sines também percebeu a influência das tensões de cisalhamento para a estimativa de fadiga, apresentando a equação 2.8 para substituir a equação 2.7.

$$S = \frac{1}{6} \sqrt{(\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_y)^2 + (\Delta\sigma_y - \Delta\sigma_z)^2 + (\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_z)^2 + 6(\Delta\tau_{xy}^2 + \Delta\tau_{yz}^2 + \Delta\tau_{xz}^2)} + S_n (\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}) \quad (2.8)$$

Onde:

- $\Delta\tau_{xy}$, $\Delta\tau_{yz}$ e $\Delta\tau_{xz}$ - São as amplitudes das tensões de cisalhamento para cada plano.

Esse modelo apresentado por Sines é válido somente no caso de carregamentos proporcionais. Os métodos a seguir apresentados podem ser aplicados tanto no caso de ter tensões multiaxiais proporcionais como no caso de não proporcionais.

2.5 Modelo de Findley para fadiga multiaxial

Findley, 1959, propôs que a tensão normal (σ_n), em um plano de cisalhamento tem influência linear com a tensão de cisalhamento alternada ($\Delta \tau$), sendo essa relação descrita pela equação 2.9:

$$\left(\frac{\Delta \tau}{2} + k_f \sigma_n \right)_{\max} = f[Pa] \quad (2.9)$$

Findley, 1959, estudou a forma parabólica de Sines, porém concluiu que uma relação linear era suficiente para descrever os dados experimentais. A combinação entre a tensão de cisalhamento e a tensão normal é responsável pelo dano de fadiga. Isso é observado nos carregamentos de torção, onde σ_θ e τ_θ são as tensões normais e de cisalhamento no plano orientado a um ângulo θ , dados pelas equações 2.10 e 2.11.

$$\sigma_\theta = \tau_{xy} \text{sen}(2\theta) \quad (2.10)$$

$$\tau_\theta = \tau_{xy} \cos(2\theta) \quad (2.11)$$

Para o caso de pura torção ou pura flexão com pura carga axial, Findley apresentou as respectivas equações, onde k_f é obtido experimentalmente.

$$\sqrt{1 + k_f^2} \frac{\Delta \tau}{2} = f \quad (2.12)$$

$$\sqrt{(\sigma_a^2 + k_f^2 (\sigma_{\max})^2) + k_f^2 \sigma_{\max}^2} = 2f \quad (2.13)$$

Sendo que o valor de k_f varia de 0,2 a 0,3 para materiais dúcteis. E σ_a é a tensão alternada. O critério de Findley é comumente usado nos casos de vida longa de fadiga através da equação 2.14, onde N_f é o número de ciclos estimados pelo método e “ b ” é o coeficiente exponencial da curva de fadiga para a tensão de cisalhamento. E τ_f^* é o limite de fadiga para o cisalhamento, já corrigido pelo fator de correção, dado pela equação 2.15. O fator de correção

$\sqrt{1+k_f^2}$ tipicamente para aços tem o valor de 1.04, onde τ_f' representa o limite de fadiga para tensão de cisalhamento do material:

$$\frac{\Delta\tau}{2} + k_f^2 \sigma_n = \tau_f^* (N_f)^b \quad (2.14)$$

$$\tau_f^* = \sqrt{1+k_f^2} \tau_f' \quad (2.15)$$

2.6 Modelo de McDiarmid para fadiga multiaxial

McDiarmid, 1994, propôs um critério baseado na amplitude de cisalhamento no plano de máxima variação da tensão de cisalhamento e tensão normal.

$$\frac{\Delta\tau}{2t_{A,B}} + \frac{\sigma_n}{2\sigma_{uts}} = 1 \quad (2.16)$$

Onde $t_{A,B}$ é o limite de fadiga para o cisalhamento para o caso das trincas A ou B, representados na Figura 2.6, e σ_{uts} é o limite de ruptura do material. Na vida finita, essa equação pode ser combinada com a equação de Basquin, formando a equação 2.17.

$$\frac{\Delta\tau}{2} + \left(\frac{t_{A,B}}{2\sigma_{uts}} \right) \sigma_n = \tau_f' (2N_f)^b \quad (2.17)$$

Socie e Marquis, 2000, trazem a abordagem do plano crítico, realizada por meio de observação experimental da nucleação e crescimento da trinca durante carregamentos dos componentes.

2.7 Modelo de Brown e Miller

O método de Brown e Miller, 1973, foi baseado na avaliação da fadiga multiaxial de baixo ciclo, com ênfase na formação e propagação de trincas. O método foi conduzido por testes combinando a tração e torção com uma gama de extensão de cisalhamento constante. O método gerou dois parâmetros de extensão para descrever o processo de fadiga, a deformação de cisalhamento e a deformação normal. Assim ambas as deformações, devem ser consideradas no plano da máxima deformação de cisalhamento.

As deformações de cisalhamento serão responsáveis pela nucleação da trinca e a deformação normal auxiliará na propagação. Com isso, Brown e Miller sugeriram considerar dois tipos de fenda para verificar o limite de fadiga, o tipo A e o tipo B, representadas na Figura 2.6.

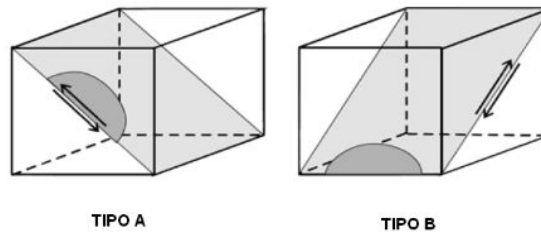


Figura 2.6 - Representação da fenda tipo A e B

Fonte: adaptado de Louro, 2010

Na fenda A, a tensão de cisalhamento atua na superfície livre paralelamente ao comprimento da fenda. Já na fenda do tipo B, a tensão de cisalhamento causa a propagação de fendas no sentido da profundidade.

Brown e Miller propuseram critérios separados para cada tipo de fenda.

$$\text{Fenda A} \rightarrow \left(\frac{\Delta\gamma}{g} \right)^j + \left(\frac{\varepsilon_n}{h} \right)^h = 1 \quad (2.18)$$

$$\text{Fenda B} \rightarrow \frac{\Delta\gamma}{2} = \text{const.} \quad (2.19)$$

Os valores de g e h são obtidos experimentalmente. O valor para j assume o valor 1 em materiais frágeis e o valor 2 em materiais dúcteis.

Algumas melhorias nas equações foram incluídas, inclusive a união para os dois tipos de trincas e a inclusão da tensão média, conforme a abordagem de Morrow, chegou-se a equação 2.20:

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\varepsilon_n = A \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{n,mean}}{E} (2N_f)^b + B\varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.20)$$

Tal que A e B são dados pela equação 2.21 e 2.22:

$$A = 1.3 + 0.7S \quad (2.21)$$

$$B = 1.5 + 0.5S \quad (2.22)$$

Onde ε'_f é o coeficiente dúctil de fadiga, σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga, E o módulo de elasticidade, b o expoente de fadiga e c o expoente dúctil de fadiga.

A tabela abaixo mostra alguns valores para S , sendo esse o parâmetro dependente do material que representa a influência da deformação normal na propagação da trinca.

Tabela 2.1 – Valores para o parâmetro S

Coeficiente das deformações normais (S)		
Material	Temperatura (°C)	S
Aço En15R (0,4% C)	20	1,38
Aço com 1% CrMoV	20	1,68
Aço inoxidável 304	20	1,57
Aço inoxidável 316	550	2,4
Aço inoxidável 304	550	1

Fonte: Adaptada Socie e Marquis, 2000

Os valores da Tabela 2.1 foram obtidos para 1.000 ciclos, os valores para S no limite de fadiga são da ordem de 0,3 para materiais dúcteis e metais forjados, conforme Socie e Marquis, 2000.

2.8 Modelo de Fatemi e Socie

Baseados no trabalho de Brown e Miller, Fatemi e Socie, 1988, trocaram o termo deformação normal por tensão normal. Durante as cargas de cisalhamento, as irregularidades do formato das trincas resultam em forças de fricção que reduzem as tensões na ponta da trinca, retardando o crescimento dessa e aumentando a vida de fadiga do componente. As tensões e deformações normais provocam a separação da superfície da trinca, reduzindo por isso as forças de fricção, ver Figura 2.7.

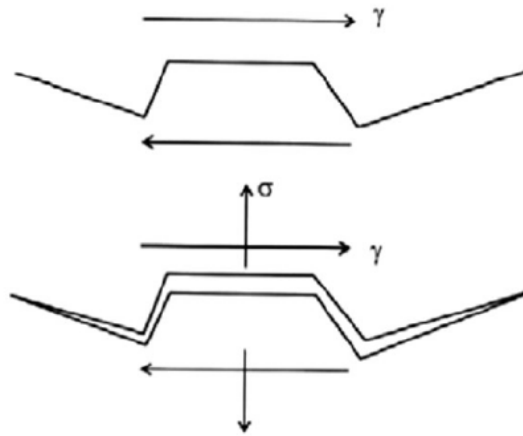


Figura 2.7 - Base do modelo de Fatemi e Socie

Fonte: Socie e Marquis, 2000

O modelo de Fatemi e Socie, 1988, para o dano pode ser interpretado como uma deformação cíclica de cisalhamento modificada pela tensão normal com o objetivo de incluir os efeitos do fecho da trinca, representado pela equação 2.23.

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_n}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^{b\gamma} + \gamma'_f (2N_f)^{c\gamma} \quad (2.23)$$

Onde k é uma constante característica do material, $\sigma_y = \sigma'_f$ e τ'_f é o coeficiente de resistência do material a fadiga de cisalhamento.

Tabela 2.2 – Parâmetros para tensões axiais e de cisalhamento

	Axial	Cisalhamento
Coefficiente de resistência a fadiga	σ'_f	$\tau'_f \approx \frac{\sigma'_f}{\sqrt{3}}$
Expoente de resistência a fadiga	b	$b_\gamma \approx b$
Coefficiente de ductilidade a fadiga	ϵ'_f	$\gamma'_f \approx \sqrt{3}\epsilon'_f$
Expoente de ductilidade a fadiga	c	$c_\gamma \approx c$
Módulos de elasticidade	E	G

Fonte: Adaptada Socie e Marquis, 2000

2.9 Modelo de Smith, Watson e Topper

O modelo proposto para materiais que falham predominantemente devido à propagação de fendas nos planos, onde a deformação e tensão são máximas, como em ferro fundidos ou aço inoxidável 304. Nesses materiais a nucleação de trincas ocorre devido ao cisalhamento, mas a vida de fadiga passa rapidamente a ser controlada pelo crescimento da trinca em planos perpendiculares a atuação das deformações e trações máximas, conforme a Figura 2.8.

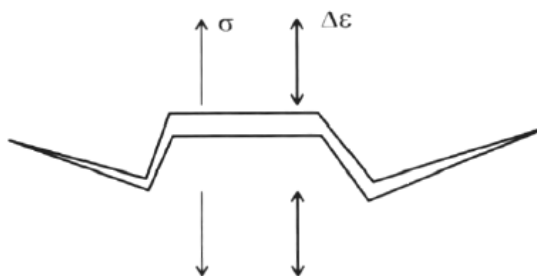


Figura 2.8 - Representação das direções das tensões e deformações

Fonte: Socie e Marquis, 2000

Por meio disso, Smith *et al*, 1970, apresentaram uma relação adequada que inclui a amplitude de deformação cíclica e a tensão máxima, dada pela equação 2.24. O parâmetro de Smith *et al*, 1970, foi desenvolvido inicialmente para correção das tensões médias em situações de carregamento uniaxial. Porém, este pode ser utilizado também em análises de componentes submetidos a carregamentos proporcionais e não proporcionais, cujos materiais constituintes falham predominantemente devido à fissuração em Modo I, representado na Figura 2.9.

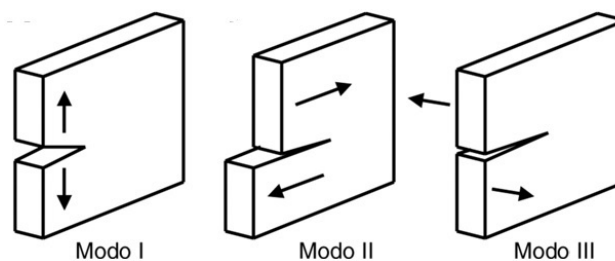


Figura 2.9 – Representação dos modos I, II e III para abertura de trinca

A tensão incluída neste modelo permite descrever os efeitos da tensão média durante carregamentos multiaxiais e do endurecimento provocado pela não proporcionalidade.

$$\sigma_{n,\max} \frac{\Delta \varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (2.24)$$

2.10 Medições das deformações

Quando se deseja medir as deformações em componentes mecânicos durante um teste de campo ou de bancada, é comum a utilização de sensores de deformação chamados *Strain gage*. Segundo Hoffmann, 1989, o princípio de funcionamento dos sensores tem por base uma resistência elétrica de cobre que é colado ao material que se deseja monitorar. À medida que o material se deforma, o fio do sensor se deforma juntamente, aumentando a resistência elétrica do fio. Essa resistência é monitorada em um intervalo de tempo pré-definido pelo usuário. A variação da resistência elétrica é diretamente relacionada com a variação do comprimento, assim é possível encontrar a deformação do fio que é igual à deformação do material naquele ponto monitorado, como mostra a equação 2.25.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (2.25)$$

Segundo Hoffmann, 1989, os sensores de deformação podem ser arranjados em forma de pontes elétricas, como a ponte de Wheatstone. Essas pontes servem para coletar deformações específicas provenientes de diferentes tipos de carregamentos, como flexão, tração ou torção. Esta também pode ser arranjada de forma a eliminar erros causados por efeitos da variação da temperatura na estrutura.

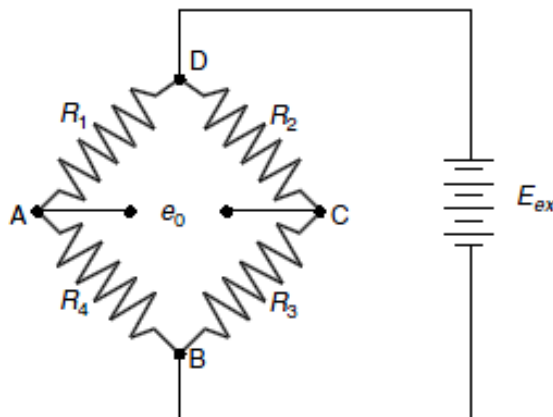


Figura 2.10 - Exemplo para ponte de Wheatstone

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4 \quad (2.26)$$

Para determinar a deformação resultante pode-se usar a equação 2.26, onde ε é a deformação resultante, e ε_1 , ε_2 , ε_3 e ε_4 correspondem às deformações para cada *gage* que compõem a ligação de Wheatstone.

Quando se deseja medir tração e compressão em vigas, é possível organizar a ponte de Wheatstone conforme a Figura 2.11 nas configurações da Tabela 2.3. Esse arranjo permite eliminar os efeitos de flexão e torção que possam atuar na viga, medindo apenas as trações e compressões.

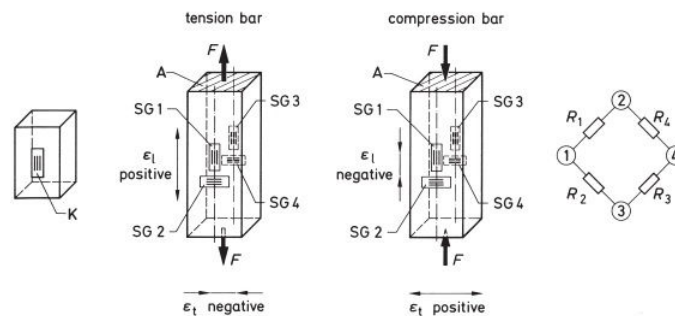


Figura 2.11 - Arranjo físico para a ponte de Wheatstone aplicado à tração/compressão

Fonte: Hoffmann, 1989

Tabela 2.3 – Circuitos que podem ser usados para tensão/compressão em vigas

Tipo de Ponte	R1	R2	R3	R4	Resultado
Ponte completa	SG1	SG2	SG3	SG4	$\varepsilon = 2(\varepsilon_1 + \varepsilon_q) = 2(1 + \nu)\varepsilon_1$

Fonte: Adaptado de Hoffmann, 1989

Para o arranjo de tração/compressão a tensão é dada pela equação 2.27:

$$\sigma_n = \frac{\varepsilon_i \cdot E}{2(1 + \nu)} \quad (2.27)$$

Para o caso de torção, pode-se utilizar a ponte completa representada na Figura 2.12.

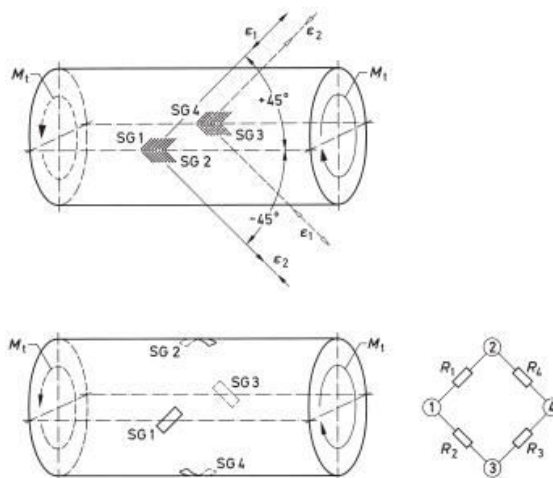


Figura 2.12 - Ponte de Wheatstone para torção

Fonte: Hoffmann, 1989

Na torção as tensões normais devido ao torque são dadas pela equação 2.28.

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{4} \cdot \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (1-\nu) \cdot \varepsilon_i \quad (2.28)$$

2.11 Estudos recentes

Nessa secção serão apresentados trabalhos relacionados com a fadiga multiaxial. Primeiramente é descrito uma adequação do método de Wöhler proposta por Susmel e Askes, 2012 para levar em conta a fadiga multiaxial. A seguir é apresentado um modelo proposto por Lee et al., 2007 para correção da tensão de fadiga devido ao encruamento do material. A correção é proposta para atender uma limitação do modelo de Findley para casos onde os carregamentos não são senoidais. Posteriormente é apresentada a justificativa de Wiebesiek et al., 2011, para a limitação do modelo de Von Mises em carregamentos não proporcionais.

Por último se apresenta comparação entre resultados experimentais e comentários sobre a comparação dos mesmos com modelos teóricos.

Susmel e Askes, 2012, apresentam em seus artigos uma proposta para correção da curva de Wöhler aplicada para juntas soldadas. O método é baseado na determinação da exponencial “ k_τ ” e do limite de fadiga ($\Delta\tau_{Ref}$) por meio da relação (p_w) entre a variação da tensão normal ($\Delta\sigma_n$) e a variação da tensão de cisalhamento ($\Delta\tau$).

$$p_w = \frac{\Delta\sigma_n}{\Delta\tau} \quad (2.29)$$

Susmel e Askes, 2012, usam a equação 2.28 combinada com os valores de η e \mathcal{G} , “a” e “b”, que são constantes de fadiga dos materiais, obtidos experimentalmente, através da equação 2.30 e 2.31:

$$k_{\tau} = \eta \cdot p_w + \mathcal{G} \quad (2.30)$$

$$\Delta \tau_{Ref}(p_w) = a \cdot p_w + b \quad (2.31)$$

O limite de fadiga determinado é para o mesmo número de ciclos orientado por Hanel e Haibach, 2003, metodologia descrita no apêndice G da presente dissertação. Dessa forma Susmel e Askes, 2012, também apresentam a equação 2.32, para determinação dos demais pontos na curva, através do número de ciclos limite do material (N_{fe}).

$$N_{fe} = N_A \cdot \left[\frac{\Delta \tau_{Ref}(p_w)}{\Delta \tau} \right]^{-k_i / p_w} \quad (2.32)$$

Susmel e Askes, 2012, ainda descrevem que o método apresenta grande sensibilidade aos graus de multiaxialidade e aos carregamentos não proporcionais, não apresentando bons resultados para esses tipos de carregamentos.

Lee et al., 2007, mostra uma limitação do modelo de Findley. Essa limitação do modelo abrange em não considerar o efeito do encruamento do material durante um carregamento histórico, ficando limitado a carregamentos senoidais. A fim de corrigir essa limitação os autores propõem o modelo da amplitude de tensão equivalente ($\sigma_{eq,a,NP}$) representado pela equação 2.33, onde $\sigma_{eq,a,P}$ é a amplitude de tensão equivalente sem a correção. Onde ψ é o coeficiente não proporcional para o material e f_{NP} é o fator de não proporcionalidade para o histórico do carregamento.

$$\sigma_{eq,a,NP} = \sigma_{eq,a,P} (1 + \psi f_{NP}) \quad (2.33)$$

A amplitude efetiva da tensão equivalente proporcional é encontrada pela equação 2.34, onde σ'_f é o limite de fadiga para um carregamento proporcional.

$$\sigma_{eq,a,P} = \max \left\{ \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3f_G^2 \tau_{xy}^2} \times \left(\frac{\sigma'_f}{\sigma'_f - \sigma_{eq,m}} \right) \right\} \quad (2.34)$$

Onde a tensão média equivalente é dada pela equação 2.35.

$$\sigma_{eq,m} = \sigma_{x,m} + \sigma_{y,m} \quad (2.35)$$

O fator de não proporcionalidade f_{NP} varia de zero a um, onde zero corresponde a um carregamento em fase e 1 corresponde a um carregamento defasado à 90°. Esse fator, segundo Lee et al, 2007, representa o efeito do endurecimento não proporcional durante um carregamento histórico cujo valor é encontrado pela equação 2.36 apresentada pelo autor. Onde C é a constante de não proporcionalidade, T é o tempo para um ciclo, ξ é ângulo entre as tensões atuantes.

$$f_{NP} = \frac{C}{T\sigma_0} \int_0^T (|\text{sen}\xi(t)|\sigma_1(t))dt \quad (2.36)$$

O coeficiente não proporcional para o material (ψ), é definido pela taxa entre $\sigma_{eq,a,NP}$ e $\sigma_{eq,a,P}$ conforme mostrado na Figura 2.13.

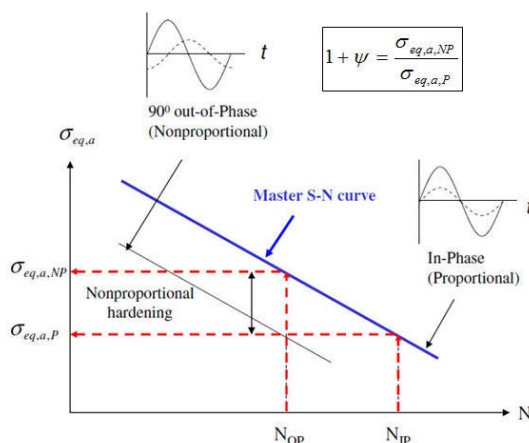


Figura 2.13 - Coeficiente não proporcional para o material

Lee et al., 2005, ainda mencionam ser três os fatores essenciais na severidade do endurecimento pela não proporcionalidade, a sensibilidade do material para o carregamento não proporcional, a tensão média e a fadiga do material para as tensões de cisalhamento em relação as tensões normais.

Wiebesiek et al., 2011, apresentam estudos utilizando duas ligas de alumínio e uma de aço onde em carregamentos não proporcionais a abordagem de Von Mises superestima a vida dos componentes mecânicos. Os autores justificam essa ocorrência devido às tensões equivalentes não proporcionais de Von Mises serem menores que a tensões equivalentes proporcionais.

Kueppers e Sonsino, 2005, realizaram experimentos combinando flexão e torção em fase (0°) e fora de fase (90°) e afirmaram não encontrar diferença significativa na fadiga para o aço AlSi1MgMn (EM AW 6082), e sim encontraram diferença no caso da junta soldada.

As hipóteses de Von Mises, Tresca e Galilei, Kueppers e Sonsino, 2005, não puderam descrever os mesmos comportamentos, pois nesses métodos houve aumento da estimativa de vida para carregamentos fora de fase.

Baseado nos experimentos realizados, Kueppers e Sonsino, 2005, criaram novas hipóteses para prever a vida dos materiais submetidos a carregamentos multiaxiais em fase e fora de fase. Assim os autores dividiram os materiais em 3 classes de acordo com o dano apresentado:

- Materiais dúcteis: nesses materiais o dano é causado principalmente pelas tensões de cisalhamento. Dessa forma as cargas defasadas à 90° causam redução da vida do material.
- Materiais de baixa ductilidade: nesse o dano é causado principalmente pelas tensões normais. Então os carregamentos fora de fase aumentam a vida do material.
- Materiais semi-dúcteis: o dano é causado pela combinação das tensões normais com as de cisalhamento, dessa forma o comportamento da fadiga é neutra. Exemplos de materiais como esses são os aços fundidos e as juntas soldadas de alumínio.

Erickson et al. 2006, realizaram experimentos com três tipos de carregamentos, caracterizando as tensões normais e de cisalhamento conforme Figura 2.14.

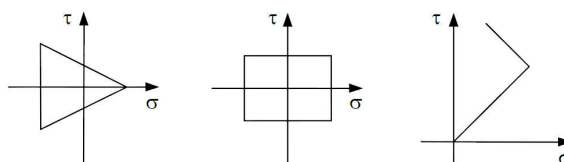


Figura 2.14 - Carregamentos aplicados por Erickson et al., 2006

A Figura 2.15 demonstra a diferença encontrada por Erickson et al. 2006, em seus experimentos para a variação de tensão média na tensão de cisalhamento. Como isso o autor sugere a utilização da equação 2.37 para encontrar a tensão efetiva de cisalhamento que corresponde à correção da tensão média de cisalhamento.

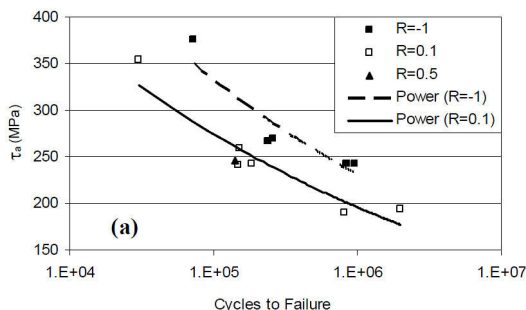


Figura 2.15 - Resultados experimentais com variação da tensão média

Fonte: Erickson et al. 2006

Na figura 2.12, R representa a razão entre a tensão mínima e a tensão máxima. Sendo que o valor de -1 para R representa um carregamento completamente reversível e para $R=0,1$ e $R=0,5$ o carregamento é flutuante, não possuindo tensões de compressão.

$$\tau_{eff} = |\tau_{max}| \left(1 - \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} \right)^w \quad (2.37)$$

Erickson et al. 2006, também mostra que a torção acompanhada pela tração constante reduz a vida do material e a torção acompanhada de compressão constante melhora a vida do material. Para corrigir esse parâmetro de dano (DP) para esse tipo de carga biaxial, os autores propõem a equação 2.38, onde é multiplicado a equação 2.37 por um fator de ajuste devida a essa tração ou compressão constante. O autor ainda faz uma referência aos pontos de mínima tensão normal (no caso de compressão) e máxima tensão normal (tração) em que resultam em um benefício e prejuízo da vida do componente. Para isso a equação 2.38 também é adicionado um fator de correção que leva em conta esse benefício ou prejuízo.

$$DP = |\tau_{max}| \left(1 - \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} \right)^{w_1} \left(1 + \frac{k_0 \sigma_1 + k_0 \sigma_2}{\sigma_y} \right) + k \sigma_{max}^+ \left(1 - \frac{\sigma_{min}^+}{\sigma_{max}^+} \right)^{w_2} \quad (2.38)$$

A Figura 2.16 representa um carregamento não proporcional contendo torção e tração do material. Para esse caso de não proporcionalidade, onde há dois momentos em que a vida é prejudicada, Erickson et al. 2006, apresenta a equação 2.39 para definição do parâmetro de dano. O somatório das tensões normais (mínimas e máximas) é multiplicado pelo k representando os dois ciclos de histerese da tensão normal.

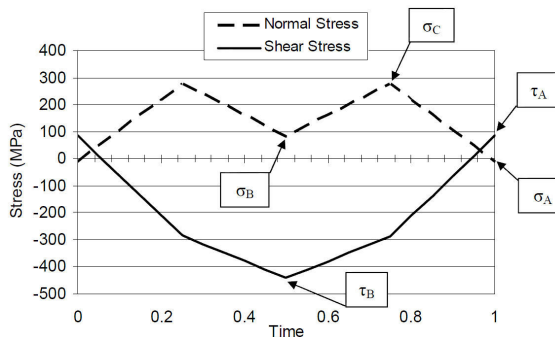


Figura 2.16 - Carregamento não proporcional experimentado por Erickson et al. 2006.

Fonte: Erickson et al. 2006

$$DP = |\tau_{\max}| \left(1 - \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \right)^{w_1} \left(1 + \frac{k_0 \sigma_1 + k_0 \sigma_2}{\sigma_y} \right) + k \sum \sigma_{\max}^+ \left(1 - \frac{\sigma_{\min}^+}{\sigma_{\max}^+} \right)^{w_2} \quad (2.39)$$

Kluger e Lagoda, 2014, realizaram experimentos com liga de alumínio (PA6-PN) e as ligas de aços S355J0 e 30NCD16 e compararam com modelos baseados nas tensões e na energia que predizem a fadiga dos materiais.

Os modelos estudados pelos autores foram Findley, 1950, e McDiarmid, 1990, que são modelos baseados nas tensões normais e de cisalhamento. Também utilizaram os modelos baseados na energia, o modelo de Smith-Watson-Topper, apresentado por Socie e Marquis, 2000.

Os experimentos foram baseados na aplicação de flexão e torção na zona elástica do material. Também foram divididos em dois grupos os experimentos, um com tensão média igual a zero e outra diferente de zero.

Para a liga de alumínio, os experimentos mostraram uma boa correlação com o modelo de Findley para o caso de tensão média igual a zero e quando diferente de zero. E a pior correlação com experimentos foi encontrada pelo modelo de Smith-Watson-Topper.

Para o aço S355J0 o modelo de McDiarmid apresentou a melhor correlação, para o caso de tensão média igual a zero. Para o caso da tensão média diferente de zero, o modelo de Findley apresentou a melhor correlação.

Para o caso do aço 30NCD16, a melhor correlação foi apresentada pelo modelo Findley no caso de tensão igual a zero. E para o caso da tensão diferente de zero o modelo de McDiarmid apresentou a melhor correlação.

Na Tabela 2.4 encontram-se valores da relação entre resultados calculados por resultados experimentais apresentados por Kluger e Lagoda, 2014, para cada modelo estudado. Dessa forma se algum experimento fosse igual ao calculado por um modelo, o valor seria 1, e na medida que a diferença entre o experimental e o modelo cresce, cresce também o valor apresentado na Tabela 2.4. Para as Tabelas 2.4, 2.5 e 2.6, FI representa o método de Findley, MD o método de McDiarmid e SWT o método de Smith-Watson-Topper.

Tabela 2.4 - Liga de Alumínio 2017A-T4

	FI	MD	SWT
Flexão e torção (tensão média igual a zero)	3.4	3.8	111
Flexão e torção (tensão média diferente de zero)	7.9	19.3	93

Fonte: Adaptada de Kluger e Lagoda, 2014.

Tabela 2.5 - Aço S355J0

	FI	MD	SWT
Flexão e torção (tensão média igual a zero)	13.2	6.5	40.4
Flexão e torção (tensão média diferente de zero)	7.2	93	18.8

Fonte: Adaptada de Kluger e Lagoda, 2014.

Tabela 2.6 - Aço 30NCD16

	FI	MD
Flexão e torção (tensão média igual a zero)	1.6	2.3
Flexão e torção (tensão média diferente de zero)	9.1	6.6

Fonte: Adaptada de Kluger e Lagoda, 2014

3. APLICAÇÃO 1: ESTUDO PARAMÉTRICO DA INFLUÊNCIA DO NÍVEL DE TRIAXIALIDADE E DA RELAÇÃO ENTRE TENSÃO NORMAL E TENSÃO DE CISALHAMENTO NA VIDA EM FADIGA.

Neste capítulo se apresenta um estudo paramétrico que explora a influência do grau de proporcionalidade e da relação entre a tensão de cisalhamento e normal nas tensões multiaxiais para a determinação da vida em fadiga. Para fazer as comparações é utilizado o modelo de Von Mises aplicável quando temos fadiga multiaxial proporcional e os modelos de Findley e McDiarmid quando temos fadiga multiaxial não proporcional. No contexto do presente capítulo chama-se de método de Wöhler, o método para calcular a vida em fadiga quando consideramos só a tensão normal principal máxima que solicita o componente.

3.1 Influência do grau de proporcionalidade nas tensões na determinação da vida em fadiga

O estudo da fadiga multiaxial começa com a avaliação das metodologias de Von Mises e Findley para tensões com diferentes fatores de proporcionalidades. Para Socie e Marquis, 2000, a metodologia de Von Mises só pode ser utilizada para tensões proporcionais, caso contrário à diferença entre a vida do componente e o resultado matemático calculado será grande. Segundo Socie e Marquis, 2000, isso pode ser facilmente verificado com um carregamento senoidal dado a tensão normal pela equação 3.1 e a tensão de cisalhamento pela equação 3.2. Essas equações senoidais foram selecionadas porque quando defasadas em 90°, a tensão de Von Mises será constante ao longo do tempo.

$$\sigma_x = \sigma \cdot \text{sen}(\omega t + \beta) \quad (3.1)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma}{\sqrt{3}} \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (3.2)$$

Para verificar a afirmação descrita anteriormente, considera-se as tensões proporcionais (com defasagem na senoidal de 0° graus) e três carregamentos não proporcionais (com defasagem de 30°, 60° e 90°), conforme as representações da Figura 3.1.

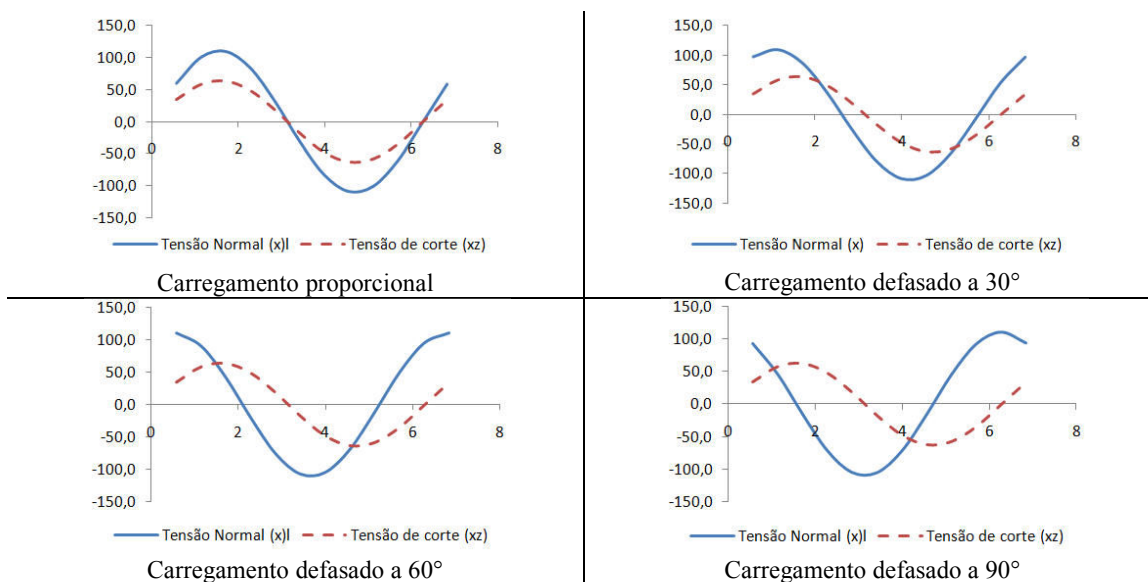


Figura 3.1 Relação entre tensão de cisalhamento e tensão normal para diferentes proporcionalidades.

Considera-se a tensão principal $\sigma_n = 110 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $\omega = 1$ e t variando em 12 intervalos de 0,57s, e considerando o aço C25E, cujas curvas de fadiga estão representadas da Figura 3.2. A tensão equivalente de Von Mises permite encontrar os ciclos estimados para o limite de fadiga.

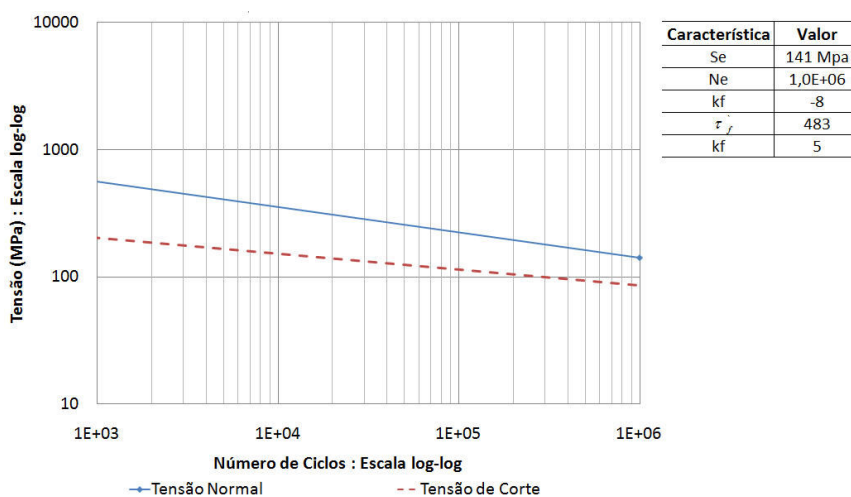


Figura 3.2 - Características do aço C25E utilizado neste estudo.

As tensões normais na direção “x” e as tensões de cisalhamento no plano “xz”, permitem encontrar as tensões em cada ângulo por meio das equações I1 e I2. Para o estudo,

foram considerados ângulos com intervalo de 10° em 10° e sendo apresentados os resultados das tensões nas tabelas do apêndice F.

A estimativa de ciclos pelos métodos de Findley e McDiarmid, são dados pelas equações 2.14 e 2.17. Os resultados podem ser encontrados no apêndice F.

Para a defasagem entre os carregamentos em estudo é possível calcular o índice de proporcionalidade por meio da equação 2.3. Com a estimativa de ciclos para os métodos, Wöhler, Von Mises, Findley e McDiarmid, é montada a Tabela 3.1 e a Figura 3.3, tornando mais fácil a comparação.

Tabela 3.1 - Comparação dos resultados para diferentes fatores de proporcionalidade

Defasagem (graus)	0	30	60	90
Fator de não proporcionalidade	0	0,27	0,57	1
Whöler (ciclos)	3.650.401	3.675.733	3.736.448	3.814.548
McDiarmid (ciclos)	436.530	424.584	416.457	415.463
Findley (ciclos)	321.845	382.790	487.899	668.164
Von Mises (ciclos)	686.703	3.632.788	98.713.771	5,57E+16
Razão entre Von Mises e McDiarmid	1,6	8,6	237	1,34E+11
Razão entre Von Mises e Findley	2	9	202	8,34E+10

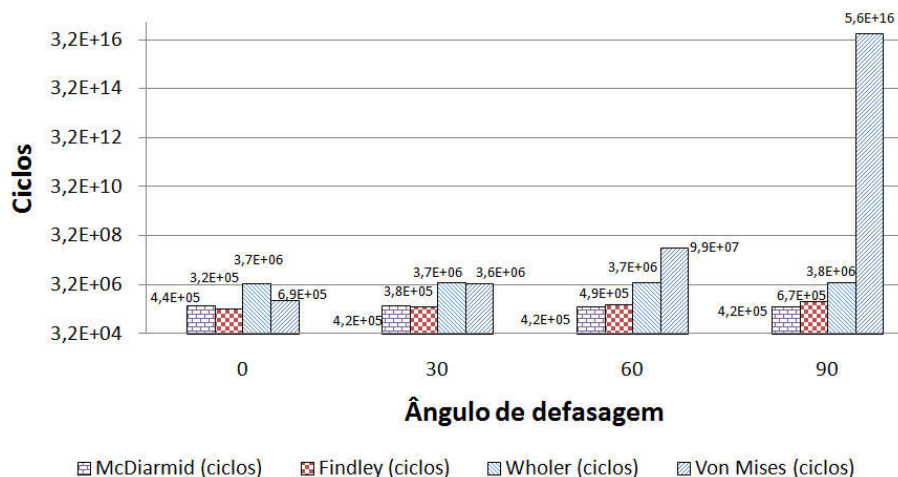


Figura 3.3 Ciclos estimados para cada nível de proporcionalidade.

Na Figura 3.3 é possível observar que o aumento do ângulo de defasagem entre as tensões de cisalhamento e normal, a diferença entre a vida de fadiga obtida pelo método de Von Mises (que não leva em conta a não proporcionalidade das tensões) e os métodos de Findley e McDiarmid (que levam em conta este fator) aumenta consideravelmente. Nota-se

que neste caso (ver equação 3.1 e 3.2), quando as tensões de cisalhamento e normais estão defasadas 90° a vida em fadiga prevista pelo método de Von Mises é a vida infinita. Segundo Socie e Marquis, 2000, essa diferença entre os métodos se dá porque o método de Von Mises não consegue representar o comportamento de fadiga quando as tensões multiaxiais atuantes são não proporcionais.

Também na Figura 3.3 e Tabela 3.1, é computada a vida de fadiga considerando só as tensões normais (chama-se no contexto deste capítulo, como método Wöhler).

Para demonstrar o porquê a estimativa de Von Mises cresce quando a não proporcionalidade aumenta foi gerado a Figura 3.4, onde está representada a variação da tensão normal (σ_x) e de cisalhamento (τ_{xy}) inicialmente proposto no problema e também a tensão de Von Mises calculada para cada instante.

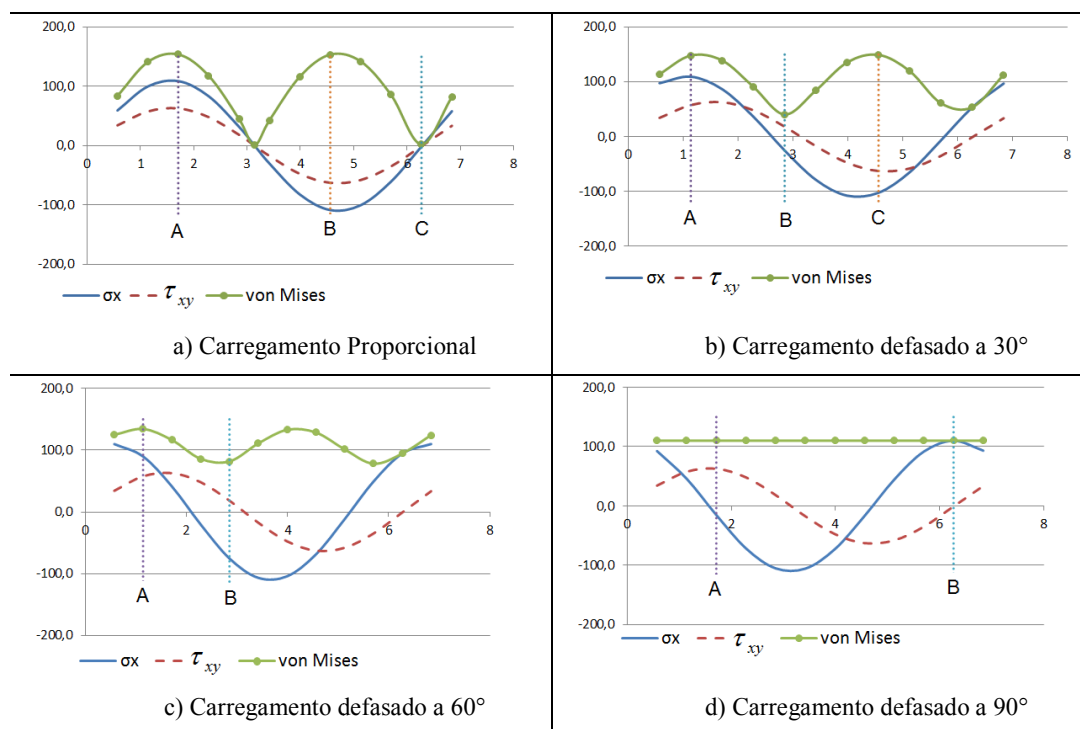


Figura 3.4 Resultados das tensões de Von Mises para cada caso calculado

No carregamento proporcional (Figura 3.4 a), para o instante A, a tensão de cisalhamento e normal são máximas, logo a tensão de Von Mises também é máxima. Para o instante B, a tensão de cisalhamento e normal são mínimas, porém na equação de Von Mises são considerados os quadrados das tensões, assim a tensão de Von Mises para esse instante B também é máxima. A tensão mínima de Von Mises, em um carregamento proporcional, ocorrerá quando as tensões de cisalhamento e normal são zero (Instante C da Figura 3.4a).

Já na Figura 3.4 b, no instante A (instante em que a tensão normal é máxima) não ocorre a tensão máxima de Von Mises, pois nesse mesmo instante a tensão de cisalhamento não é máxima. A tensão de Von Mises máxima ocorre no instante em que ambas as tensões (normal e de cisalhamento) estiverem mais próximas possíveis do seu valor máximo. A tensão mínima de Von Mises ocorrerá no instante em que ambas as tensões (normal e de cisalhamento) estiverem mais próximas a zero.

Isso faz com que a variação da tensão de Von Mises máxima seja menor comparado a um carregamento proporcional. A mesma análise aplica-se para o carregamento onde a defasagem da tensão de cisalhamento e normal é 60° (Figura 3.4 c).

Para o carregamento defasado a 90° (Figura 3.4 d), o instante onde da tensão normal alternada é máxima, a tensão de cisalhamento atinge o valor de zero. E quando a tensão de cisalhamento atinge seu valor máximo a tensão normal atinge o valor de zero. Isso faz com que, no caso estudado, tensão de Von Mises permaneça constante ao longo do tempo, ou seja, a variação da tensão de Von Mises é próxima de zero, superestimando a vida em fadiga.

Isso demonstra que o aumento da defasagem entre os carregamentos, reduz a variação das tensões de Von Mises ao longo do tempo. Por esse motivo a tensão de Von Mises é desaconselhável para a estimativa de fadiga não proporcional.

3.2 Influência da relação entre a tensão de cisalhamento e normal na determinação da vida em fadiga

Nesta secção se realiza um estudo sobre a influência da relação entre a tensão de cisalhamento e tensão normal mantendo as tensões multiaxiais proporcionais. A avaliação foi feita comparando os resultados obtidos com o modelo de Von Mises e Findley. Para realizar o estudo, são utilizadas as Equações 3.1 e a Equação 3.3, onde j_n assume os valores aleatórios 0.5, 1, 2.5 e 3.5. Dessa forma, considerando as tensões normais e de cisalhamento em fase (tensões multiaxiais proporcionais), as senoidais de ambas as tensões assumem as formas representadas na Figura 3.5.

$$\tau_{xy} = j_n \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{3}} \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (3.3)$$

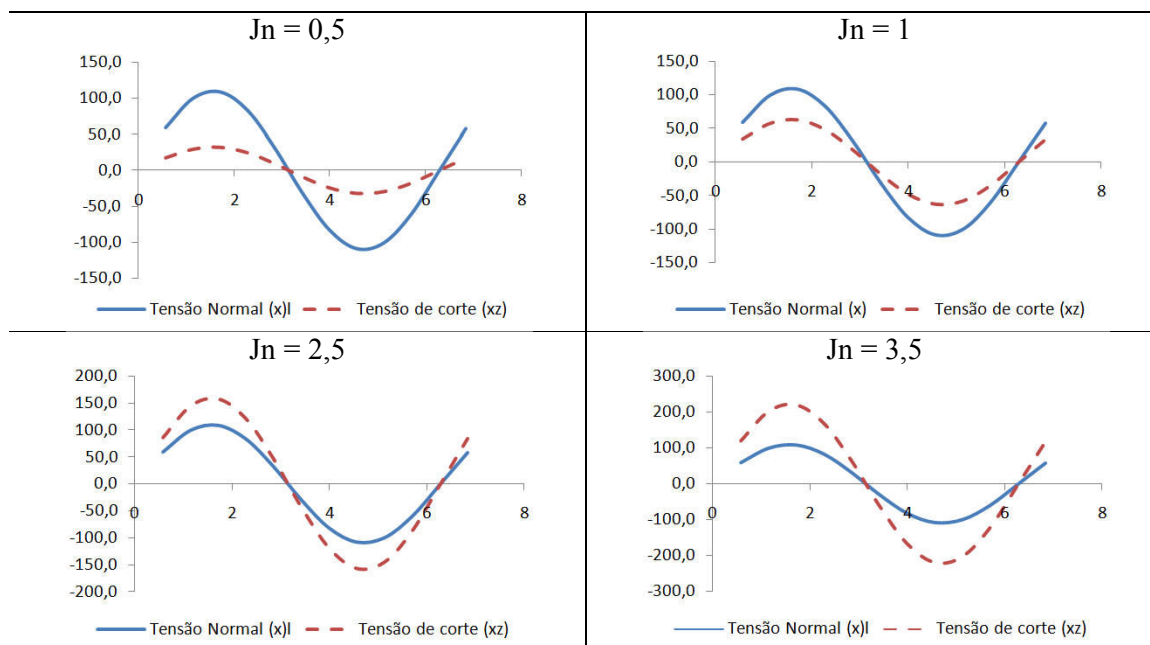


Figura 3.5 - Relação entre tensão de cisalhamento e normal

Assumindo os mesmos parâmetros da secção anterior ($\sigma_n = 110 \cdot 10^6 Pa$, $\omega = 1$ e t variando em 12 intervalos de 0,57s), os parâmetros do material apresentados na Figura 3.2, e considerando o mesmo método do apêndice F, chega-se aos resultados da tabela abaixo.

Tabela 3.2 - Resultado da previsão de fadiga

J_n	0,5	1	2,5	3,5
McDiarmid (ciclos)	1.866.844	436.530	6.846	851
Findley (ciclos)	2.153.235	321.845	2.224	213
Von Mises (ciclos)	2.223.663	686.703	27.447	6.079
Razão entre Von Mises e Findley	1,03	2,13	12,34	29

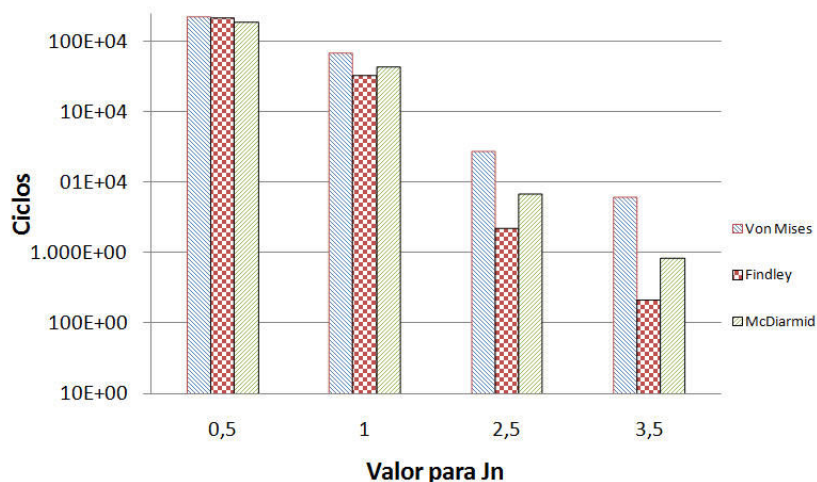


Figura 3.6 - Resultado gráfico da estimativa de fadiga

A figura 3.5 mostra que o comportamento das previsões de fadiga decai, para todos os métodos, durante o crescimento proporcional das tensões de cisalhamento. Mas é nos métodos de Findley e McDiarmid que se encontram a maior sensibilidade à tensão de cisalhamento.

Na Figura 3.6, 3.7 e 3.8, são representados os mapeamentos do número de ciclos limite pela variação do ângulo de defasagem e a variação da tensão de cisalhamento pelo coeficiente J_n para o modelo de Von Mises e Findley respectivamente, obtidos nessa aplicação. Nessas imagens o eixo vertical (ciclos) está em escala logarítmica.

Da análise das Figuras 3.6, 3.7 e 3.8, é possível verificar que a forma que influi a defasagem das tensões na estimativa de ciclos é totalmente diferente se utilizamos o método de Von Mises ou os métodos de Findley e McDiarmid. Cabe salientar que a interação entre os dois efeitos (relação tensão normal e tensão de cisalhamento, e a fase entre elas) estará sensivelmente influenciada pelo histórico de carga que seja analisada. Pode-se perceber que as superfícies apresentadas pelo método de Findley e McDiarmid são similares entre si, mostrando que as duas metodologias capturam o efeito da não proporcionalidade, e sua interação com a relação de magnitudes entre tensão normal e de cisalhamento.

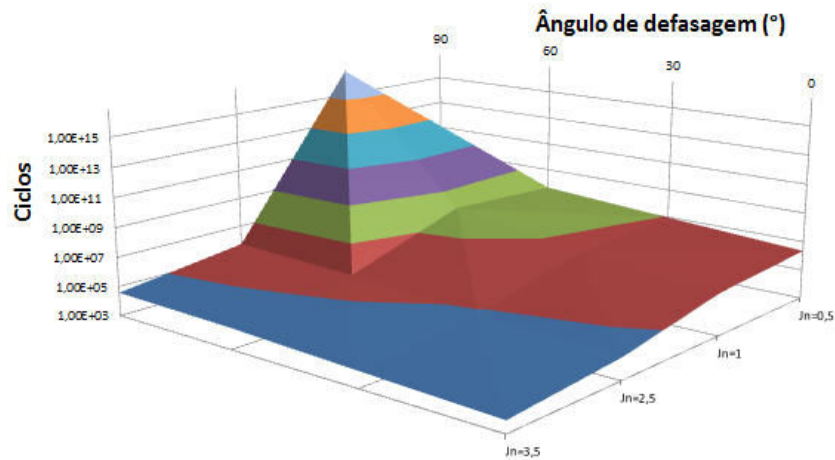


Figura 3.7 - Estimativa do modelo de Von Mises com o eixo dos ciclos em escala logarítmica de base 10.

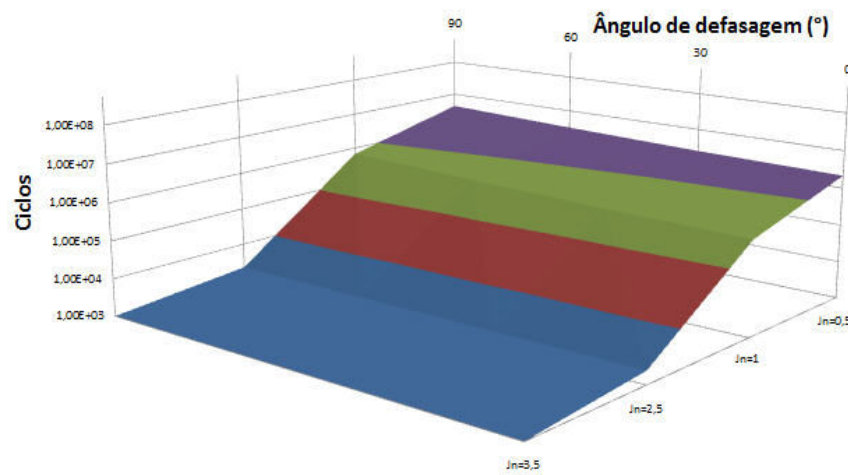


Figura 3.8 - Estimativa do modelo de Findley com o eixo dos ciclos em escala logarítmica de base 10.

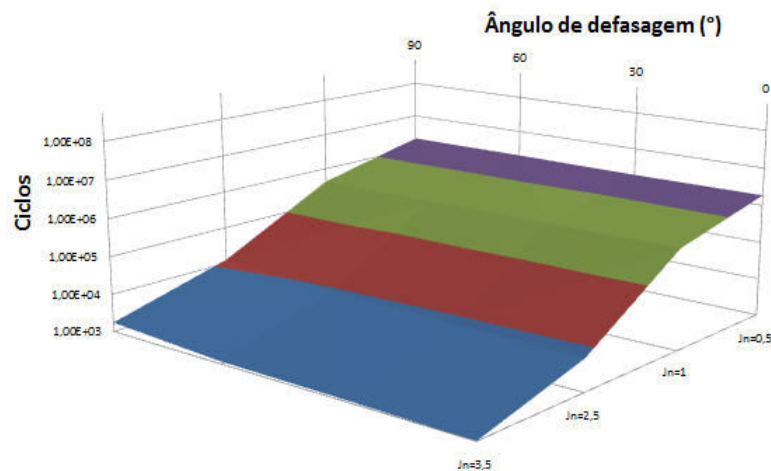


Figura 3.9 - Estimativa do modelo de McDiarmid com o eixo dos ciclos em escala logarítmica de base 10.

3.3 Estudo de um problema apresentado por Marquis e Socie

Socie e Marquis, 2000, em seu livro, apresentam um exemplo onde são calculados as estimativas de fadiga para um caso de tensões não proporcionais para os modelos de Brown e Miller, Fatemi e Socie e o modelo de Smith, Watson e Topper. As tensões apresentadas inicialmente são as tensões da Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Tensões dados no problema

Tempo (s)	σ_n	ε_x	ε_y	τ_{xy}	γ_{xy}
1	-411	0	-0,0004	20	0
2	-281	0,00062	-0,00058	41	0,00031
3	-152	0,00123	-0,00076	66	0,00062
4	-23	0,00185	-0,00094	91	0,00092
5	106	0,00246	-0,00113	116	0,00123
6	222	0,00308	-0,00133	132	0,00154
7	304	0,00369	-0,00156	131	0,00185
8	376	0,00431	-0,0018	132	0,00215
9	437	0,00492	-0,00205	132	0,00246
10	486	0,00554	-0,00231	131	0,00277
11	521	0,006	-0,0025	130	0,003
12	521	0,006	-0,0025	41	0,00189
13	514	0,006	-0,00251	-47	0,00078
14	473	0,006	-0,00255	-117	-0,00033
15	430	0,006	-0,00259	-172	0,00144
16	389	0,006	-0,00263	-215	-0,00255
17	374	0,006	-0,00264	-229	-0,003
18	245	0,00538	-0,00246	-204	-0,00269
19	116	0,00477	-0,00227	-179	-0,00238
20	-14	0,00415	-0,00209	-154	-0,00208
21	-123	0,00354	-0,00189	-123	-0,00177
22	-199	0,00292	-0,00165	-87	-0,00146
23	-263	0,00231	-0,0014	-56	-0,00115
24	-314	0,00169	-0,00115	-31	-0,00085
25	-357	0,00108	-0,00088	-9	-0,00054
26	-395	0,00046	-0,00061	9	-0,00023
27	-411	0	-0,0004	20	0

Fonte: Adaptada de Marquis e Socie, 2000.

Com a tensão normal e a tensão de cisalhamento, é possível calcular a tensão de Von Mises para cada etapa.

Tabela 3.4 – Tensões dados no problema

Tempo (s)	Tensão de Von Mises	Tempo (s)	Tensão de Von Mises	Tempo (s)	Tensão de Von Mises
1	412,5	10	536,4	19	331,0
2	289,8	11	567,6	20	267,1
3	190,2	12	525,8	21	246,0
4	159,3	13	520,4	22	249,6
5	227,2	14	514,6	23	280,3
6	318,7	15	523,1	24	318,6
7	379,3	16	538,5	25	357,3
8	440,1	17	545,2	26	395,3
9	493,2	18	430,0	27	412,5

Na Figura abaixo, é demonstrado a variação da tensão normal, a de cisalhamento e a de Von Mises ao longo do tempo.

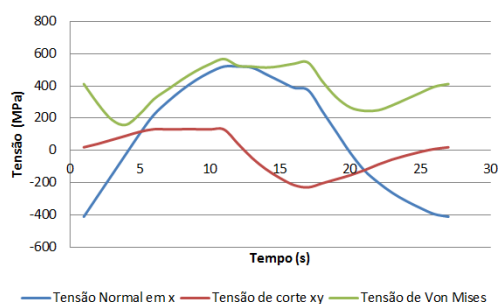


Figura 3.10 – Variação da tensão de Von Mises, da tensão normal e a de cisalhamento ao longo do tempo.

A tensão mínima de Von Mises é de 159,3 MPa e a Máxima é de 567,6 MPa, ocasionando uma variação de 408,3 MPa. Se dividida essa variação por dois, encontra-se a tensão alternada de 204 MPa. Com a tensão alternada de Von Mises calculada, a equação 2.6 e o material da Tabela 3.5, encontra-se a estimativa de Von Mises.

Tabela 3.5 – Parâmetros do Material

Constante	Valor	Constante	Valor
σ'_f	1923 MPa	τ'_f	703 MPa
b	-0,097	b_0	-0,087
ε'_f	0,375	γ'_f	0,775
c	-0,6	c_0	-0,61
E	210 GPa	G	80,8 GPa
K'	1.550		
n'	0,16		

Fonte: Adaptada de Marquis e Socie, 2000.

Acoplando os resultados apresentados no livro com o resultado estimado pelo método de Von Mises, é apresentada a Tabela 3.6, onde pode-se perceber que o método de Von Mises superestima a fadiga no carregamento não proporcional, em comparação aos demais métodos.

Tabela 3.6 – Resultados para os diversos métodos

Método	Estimativa de fadiga (ciclos)
Brown e Miller	3.980
Fatemi e Socie	10.350
Smith, Watson e Topper	9.930
Von Mises	1,1E10

4. APLICAÇÃO 2: DETERMINAÇÃO DA FADIGA DO COMPONENTE DE UM PULVERIZADOR AGRÍCOLA.

Nesse capítulo será realizado um estudo com o objetivo de comparar a performance dos métodos de fadiga multiaxial aplicados sobre um componente de máquina agrícola.

Para a realização do estudo foi considerado a sequência de trabalhos esquematizado na Figura 4.1 que se descrevem a seguir:

Etapa 1: Se descreve o equipamento agrícola e a definição da falha que ocorre em um dos componentes, que chamamos aqui de componente “H”.

Etapa 2: Se descreve o histórico de cargas a que o equipamento esta submetido, para chegar a este histórico é realizada uma análise dos tipos de manobras que a máquina executa e qual e a rotina de trabalho da mesma a partir de informações medidas em campo.

Etapa 3: Definição da curva do material, utilizando a metodologia apresentada em detalhe no Apêndice C. Esta curva S-N será utilizada nos estudos descritos nas etapas subseqüentes.

Etapa 4: Descrição do teste realizado sobre o pulverizador (submetendo o equipamento aos o efeitos das manobras descritas na Etapa 2. O componente H foi instrumentado com extensômetros antes dos testes. A determinação da posição dos sensores é definida utilizando um modelo de elementos finitos do componente. Os sensores são localizados em pontos da estrutura que apresente sensibilidade frente as condições de contorno as quais o componente estará sujeito.

Etapa 5: Se realiza nesta etapa o tratamento dos dados coletados nos pontos definidos na etapa 4. Os valores de deformações coletados nos sensores são transformados em tensões normais, e posteriormente é realizada a contagem de ciclos utilizando o método de Rainflow, para as diversas manobras as quais o equipamento foi submetido nos testes.

Etapa 6: Nesta etapa se determina o dano utilizando a regra de Miner para as tensões definidas nos pontos 1, 2 e 3 (onde foram colados os extensômetros), posteriormente se determina um carregamento que produza um dano equivalente, e por último se determinam as tensões atuantes no ponto 4 (considerado crítico).

Etapa 7: São aplicados os modelos para estimar a fadiga multiaxial.

Etapa 8: Se realiza a análise dos resultados.

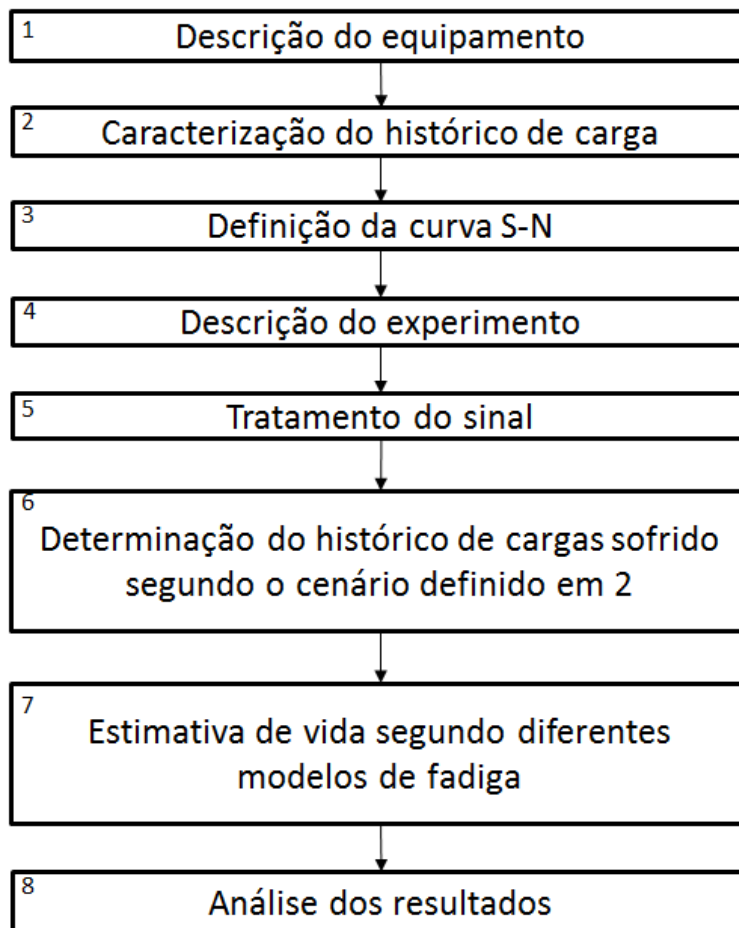


Figura 4.1 - Processo utilizado neste capítulo

4.1 Etapa 1: Descrição do equipamento

Na agricultura brasileira, é comum a aplicação de herbicidas e fungicidas para controlar a manifestação das ervas daninhas e insetos que podem prejudicar a plantação. A aplicação recebe o nome de pulverização, processo pelo qual as gotas de defensivos agrícolas são fracionadas e distribuídas de forma uniforme para atingir as folhas das plantas. Esse processo é realizado pela máquina chamada de pulverizador.

O pulverizador agrícola mais comum utilizado é o pulverizador de barras, que é composto por uma estrutura normalmente metálica suportando os bicos de pulverização, neste trabalho, a essa estrutura é atribuído o nome de barra. O pulverizador pode ser de arraste (puxado por trator) ou automotriz.



Figura 4.2 – a) Foto do terreno onde é cultivado a cana



Figura 4.3 – Foto de um pulverizador cruzando uma curva de nível

Uma vista geral do pulverizador utilizado no cultivo da cana de açúcar é apresentada na Figura 4.4. Este equipamento apresenta um componente identificado na figura em cor azul, chamado aqui de componente “H” devido a sua forma, que serve como guia no movimento de levantar e abaixar a barra de pulverização. Esse componente será estudado neste capítulo, porque é submetido a tensões multiaxiais e teve uma falha registrada com 2.000 horas de pulverização na região da plantação de cana-de-açúcar, conforme a Figura 4.4.

Na Figura 4.5 é representado a da solda e na Figura 4.6 é apresentado fotos das falhas ocorridas.

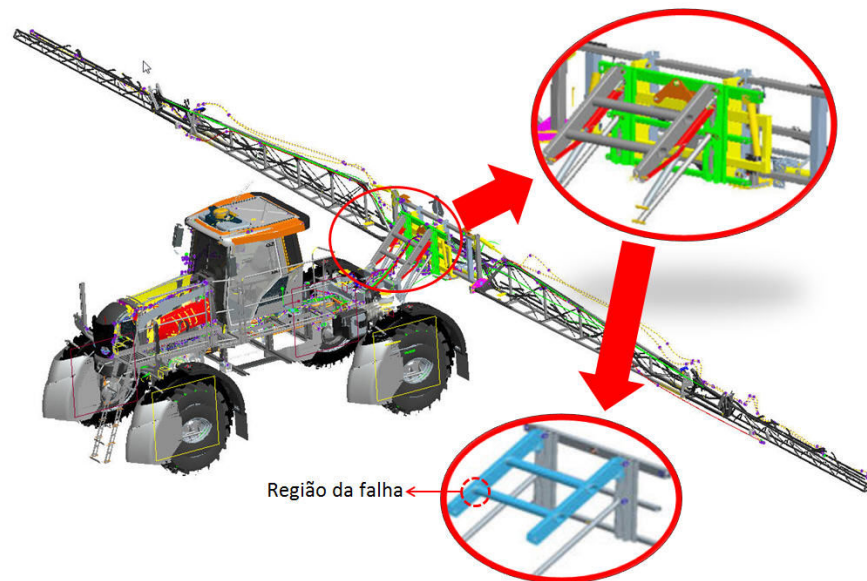


Figura 4.4 - Imagem do pulverizador e do componente (Azul) que será estudado

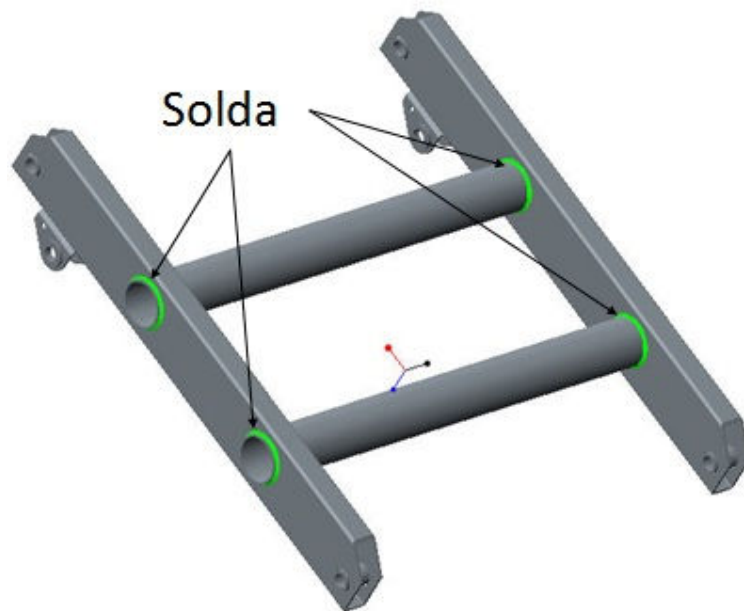


Figura 4.5 – Indicação da solda no componente

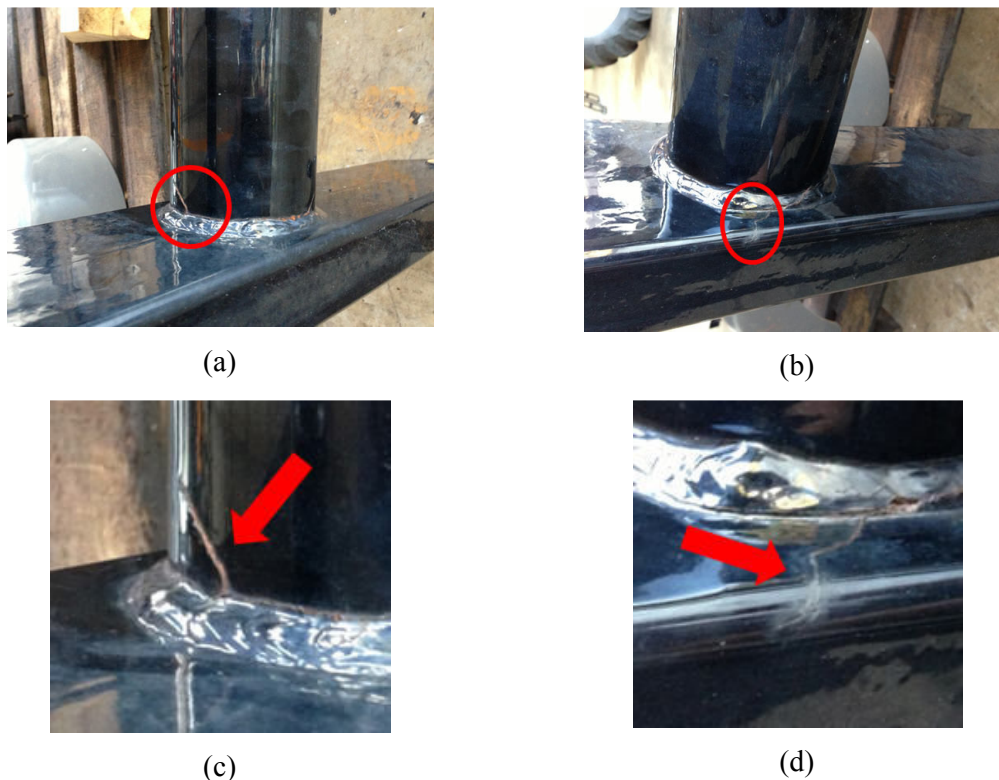


Figura 4.6 - a) foto da falha ocorrida no tubo redondo. b) Outra falha ocorrida, com a trinca no tubo retangular. c) Aproximação da falha demonstrada na foto “a”. d) Aproximação da falha demonstrada na foto “b”.

Para o estudo realizado é adotado a barra que possui 28 metros medidos da ponta externa esquerda até a ponta externa direita em posição aberta.

Conforme Pontelli, 2007, a barra de pulverização pode apresentar movimentos determinados pelo movimento de excitação dos pontos de suporte, da massa e do movimento de inércia da barra, da rigidez das molas e a energia de dissipação do sistema suspenso ligado entre pontos do suporte.

Para Nation, 1976, a posição da barra é determinada por 6 coordenadas independentes. Dessas, três são controladas pelo deslocamento longitudinal (x), vertical (y) e lateral (z). Os outros três referem-se a movimentos de rotação, o primeiro é o movimento de rotação sobre o eixo “x”, chamado de movimento de rolagem, o segundo é conhecido como movimento de arfagem por sua rotação entorno do eixo “z” e por último o movimento de guinada, apresentando rotação entorno de “y”.

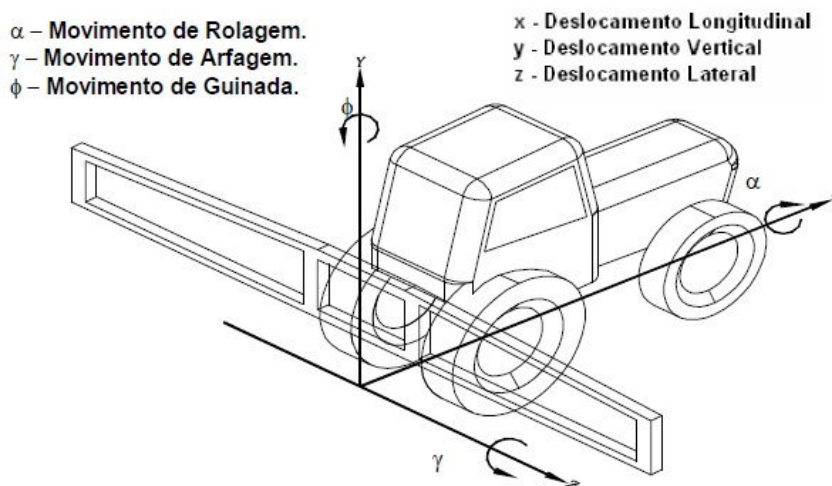


Figura 4.7 - Possíveis movimentos na barra

Fonte: Adaptada de Pontelli,2007

4.2 Etapa 2: Caracterização do histórico de cargas

Para entender melhor os esforços em que o componente sofre no campo, acompanhou-se a aplicação de herbicidas em uma lavoura da cidade de Jaboticabal-SP e observou-se a realização das manobras descritas a seguir.

Para deslocamento da máquina a partir da sede da fazenda até a lavoura, a máquina rodou trinta minutos em estrada de chão batido. No início do dia o pulverizador agrícola realiza o trajeto com o tanque cheio, ao finalizar a aplicação, a máquina retorna a fazenda para reabastecimento do herbicida, esse ciclo ocorre em torno de duas vezes ao dia.

Ao chegar na lavoura, para facilitar a aplicação do produto, primeiramente o operador do pulverizador abre somente uma lateral da barra da máquina e realiza a aplicação no contorno da plantação. Nessa manobra, é claramente identificado que o componente H em análise é submetido principalmente à torção.

Após a pulverização no contorno da área plantada, a aplicação começa em sentido de plantio da área cultivada. Para essa manobra os pneus permanecem entre as linhas de plantio. Durante a observação realizada, a máquina permaneceu nessa manobra por 4,5 horas.

Quando a máquina chega ao final da linha de plantio, a máquina realiza a curva em forma de “U” para realizar a pulverização de retorno na área não pulverizada. Nesse momento a máquina é submetida ao cruzamento das linhas de plantio. A manobra (curva em U) é rápida, porém, somando todo o tempo sobre essa manobra, no final do dia totalizou aproximadamente 1 hora.

Em terrenos mais acidentados, é comum encontrar curvas de nível no meio da plantação, essas servem para evitar a erosão do solo com a chuva. Durante a pulverização a máquina precisou cruzar essas curvas de nível e somando o tempo aproximado de todas as vezes que isso ocorreu, totalizou aproximadamente 1 hora sobre essa manobra.

Existem casos em que durante a pulverização o operador da máquina é surpreendido com algum obstáculo indesejável, como algum tronco de árvore pelo caminho, ou algum buraco no solo feito por animais, etc. Nesse instante é realizada uma frenagem brusca. Consideramos que essa manobra aconteça cinco vezes ao dia. A manobra de frenagem estudada durou 1.800 segundos, totalizando 0,5 horas ao dia em frenagens.

Abaixo é encontrada a tabela que relaciona o número de horas de cada manobra nas 2.000 horas, alinhadas nas proporções descritas acima.

Tabela 4.1 - Tempo de utilização em cada manobra

Manobra	Tanque	Tempo (h) em um dia de trabalho	Tempo de cada manobra para 2000 horas
Deslocamento em estrada	Cheio	0,5	10
	Vazio	0,5	10
Contorno	Cheio	1	20
	Vazio	1	20
Alinhando a cultura	Cheio	2,25	45
	Vazio	2,25	45
Curvas U	Cheio	0,5	10
	Vazio	0,5	10
Curva de Nível	Cheio	0,5	10
	Vazio	0,5	10
Frenagem	Cheio	0,25	5
	Vazio	0,25	5

4.3 Etapa 3: Determinação das curvas S-N

Para a construção da curva de análise S-N foi utilizada a metodologia proposta por Hanel e Haibach, 2003, um resumo desta metodologia foi apresentado no Apêndice C. Essa metodologia leva em consideração o fator de rugosidade, tratamento da superfície, fator de pintura, correção da tensão média. Também apresenta a metodologia para especificação da curva de fadiga para a solda.

O aço utilizado na construção do componente em análise é o C25E. Conforme Hanel e Haibach, 2003, a tensão de ruptura é de 470×10^6 Pa e o escoamento de 260×10^6 Pa para este material.

Consolidando os parâmetros definidos pelo apêndice C foi montado a Tabela 4.2 que mostra a curva de fadiga para a tensão normal e de cisalhamento para o aço e para a solda.

Tabela 4.2 - Curva S-N adotada no estudo

Ponto	Tensão (MPa)	Nº ciclos	Coefficiente k
Aço (tensão normal)	141	10^6	5
Aço (tensão de cisalhamento)	86	10^6	8
Solda (tensão normal)	29	$5 \cdot 10^6$	3
Solda (tensão de cisalhamento)	18	10^8	5

Fonte: O autor

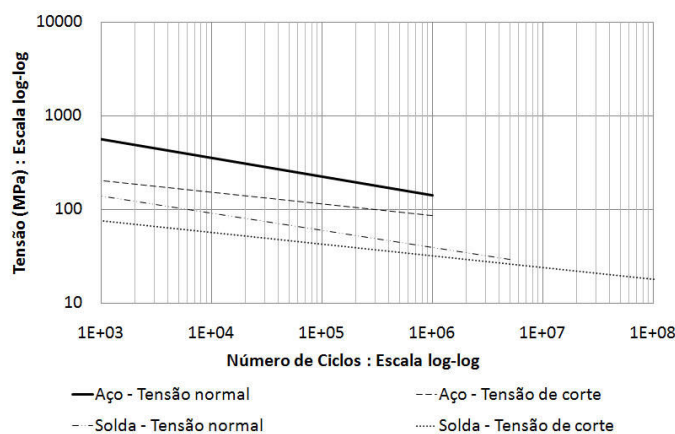


Figura 4.8 - Gráfico das curvas S-N definidas

4.4 Etapa 4: Descrição do experimento

Nessa secção, após a observação das manobras em campo, será apresentado um experimento realizado para determinar a posição onde serão colados os *stain gages* e coletar as deformações do componente “H” nas manobras relatadas anteriormente. Esse experimento é subdividido nas etapas de criação de um modelo de FEA para cada força atuante, definição

dos *gages* que serão utilizados pelo processo de aquisição, a colagem e verificação do erro e por fim a aquisição em campo.

Montagem de um modelo de elementos finitos

Conforme visto anteriormente, a falha esta presente na região de solda, que por sua vez é local impróprio para a colagem de *gages* devido a suas imperfeições geométricas. Para isso é importante definir locais planos onde as tensões possam ser representativas para cada carregamento envolvido na estrutura.

Para melhor determinar os locais de colagem dos *gages*, construiu-se um modelo de elementos finitos, realizando uma análise elástica linear, com carregamentos em direções e sentidos deduzidos analiticamente através as observações de campo, e com a intensidade de 1.000 N definida arbitrariamente para F1 e F2 (aplicado 1.000N em cada lado) e foi fixado nos pontos de engaste da Figura 4.11c, deixando livre apenas a grau de liberdade de rotação no sentido axial das buchas.

As condições de contorno impostas ao componente permitiram aproximar-se das condições existentes no componente em campo sofrendo as sollicitações descritas na seção 4.2.

Para criação desse modelo foi exportado a geometria do programa Pro-Engineer Wildfire 5.0 para o programa de elementos finitos Ansys 14.5. O modelo é composto pelo componente H e a estrutura que liga o H com a barra, conforme representado na Figura 4.9a.

Para a construção do modelo de FEA, obteve-se por trabalhar com sólidos devido à impossibilidade de transformar as buchas da Figura 4.9b em casca e devido a haste maciça do cilindro hidráulico. No modelo foi utilizado os elementos prismáticos e tetraédricos (SOLID185), com três graus de liberdade em cada nó de translação nodal nas direções x, y e z, conforme representado na Figura 4.11b.

Para a definição do tamanho do elemento foi calculado o deslocamento máximo da estrutura para os tamanhos de elementos de 50, 40, 30, 20, 15, 10, 8 e 5 mm de lateral.

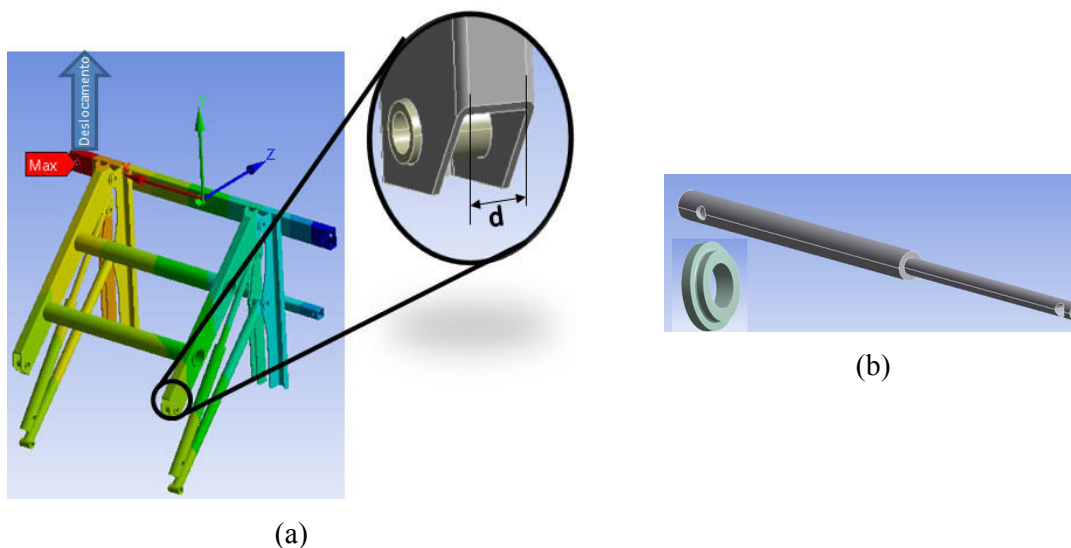


Figura 4.9 – (a) Demonstração do deslocamento controlado na simulação com diferentes tamanhos de elementos e a dimensão “ $d=38\text{ mm}$ ”. (b) Geometrias sólidas envolvidas na análise de FEA

A Tabela 4.3 contém o tamanho do elemento (TE) e o deslocamento máximo encontrado na estrutura (R), para o sentido representado na Figura 4.9a retirado das simulações realizadas com cada tamanho de elemento descritos no parágrafo anterior. Foi selecionada, como referência, a face plana de uma das laterais do tubo retangular que possui largura de 38 mm, representada pela letra “ d ” na Figura 4.9a. Para selecionar o melhor tamanho de elemento a utilizar na malha, foi dividida a dimensão “ d ” por cada tamanho de elemento da linha correspondente (d/TE). Também foi dividido o resultado do deslocamento de cada linha pelo resultado de deslocamento do último tamanho de elemento testado (R_n/R_5). Os valores encontrados nas divisões são representados na Figura 4.10. Ainda na Tabela 4.3 a última coluna apresenta a diferença entre o resultado da linha para R_n/R_5 em relação a uma linha anterior, essa coluna permite ver que a partir do tamanho 10mm do elemento, essa diferença torna-se milesimal. Por esse motivo foi selecionado o tamanho de 10 mm para os elementos utilizados, obtendo assim 273.705 nós e 100.253 elementos na malha selecionada. Outros métodos para realizar a convergência podem ser visto em Bathe, 1996.

Tabela 4.3 Tempo de utilização em cada manobra

	TE	R	d/TE	R_n/R_5
Malha 1	50	4,4770	0,760	0,918585
Malha 2	40	4,5312	0,950	0,929706
Malha 3	30	4,7000	1,267	0,96434

Malha 4	20	4,7981	1,900	0,984468
Malha 5	15	4,7923	2,533	0,983278
Malha 6	12	4,8367	3,167	0,992388
Malha 7	10	4,8561	3,800	0,996368
Malha 8	8	4,8662	4,750	0,998441
Malha 9	5	4,8738	7,600	1

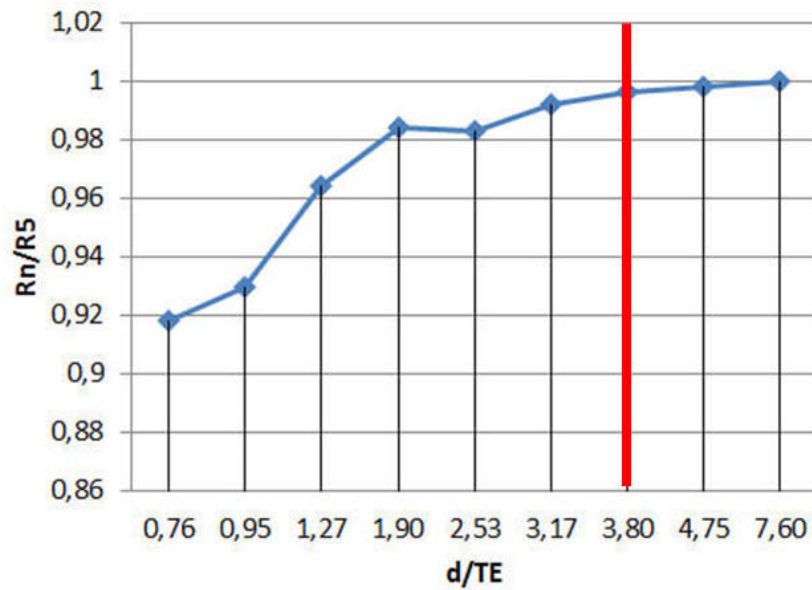
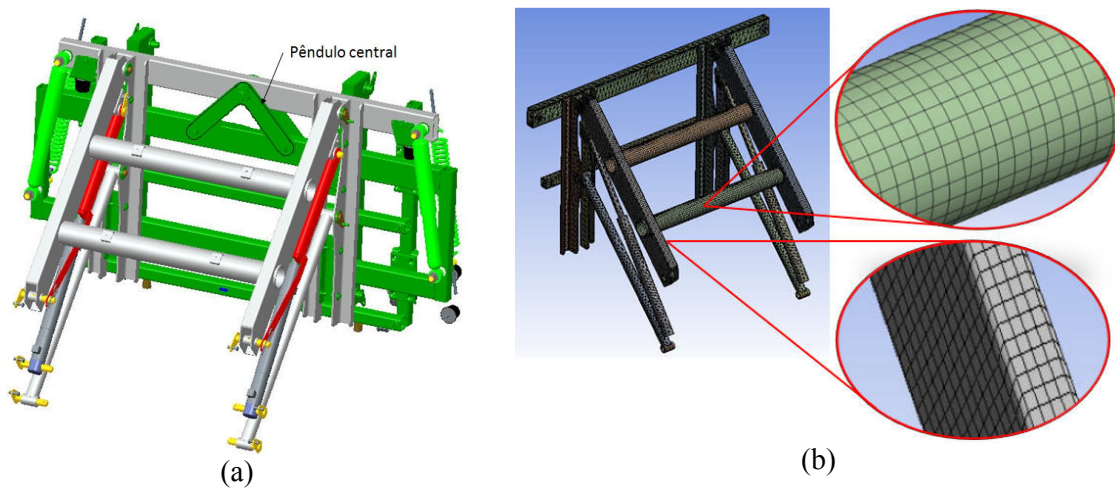
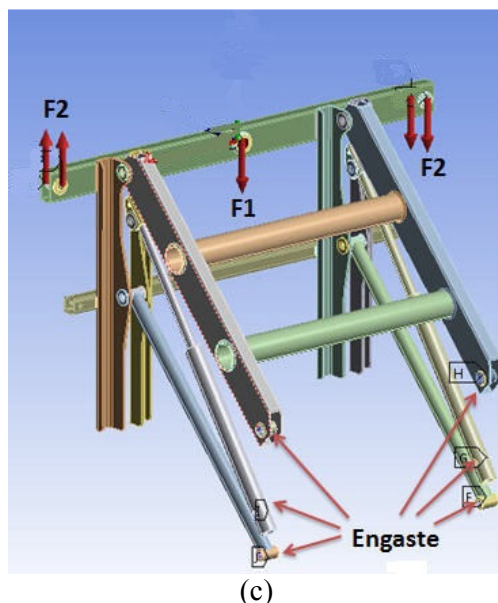


Figura 4.10 – Gráfico da convergência do modelo de FEA

Uma análise mais detalhada do processo de convergência da malha pode ser realizada utilizando as técnicas e normas apresentadas em bibliografias especializadas, como Hughes T. J. R., 1987.





(c)
 Figura 4.11 – a) Imagem da estrutura suportada pelo componente em estudo; b) Modelo com elementos de 15mm; c) Pontos de engaste e carregamentos do modelo de FEA.

Na Figura 4.11 a, pode-se ver que o componente H suporta a barra por meio da estrutura em verde. Esta estrutura em verde transfere todo o esforço vertical por meio do pêndulo central, assim essa força é representada pela força F1 da Figura 4.11c. E o movimento da rolagem representado na Figura 4.7, é amortecido pelas laterais do componente em verde da Figura 4.11a, produzindo a força F2 da Figura 4.11 c.

Aplicando um carregamento arbitrário (1.000 N) na posição indicada como (força F1). Na Figura 4.12 se apresenta o mapa das tensões máximas principais e através dela é possível verificar que os tubos retangulares sofrem uma tração combinado com flexão. Essa conclusão é definida observando que na parte inferior do tubo apresenta tração (tensão variando de 0,5 à 5 MPa) e na parte superior as tensões predominantes são também de tração, porém em menor intensidade (variam de 0 à 0,5 MPa), chegando a comprimir em algumas pequenas regiões.

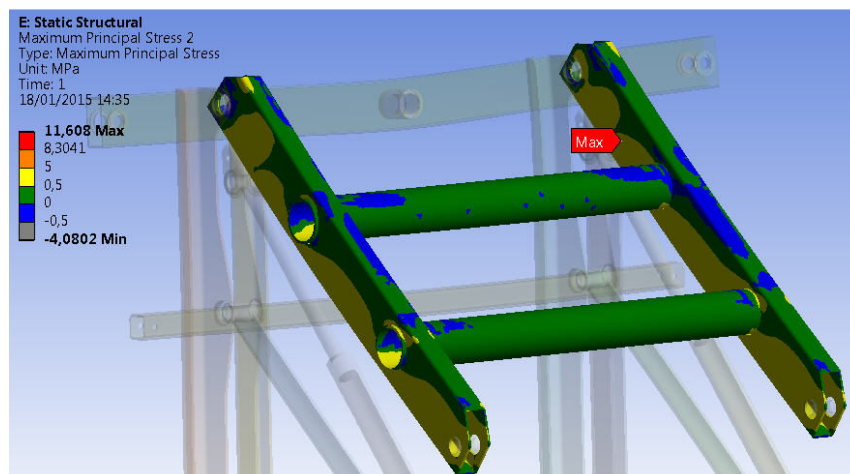


Figura 4.12 – Distribuição das tensões máximas principais devidas ao carregamento F1 indicado na Figura 4.9c para carregamento vertical.

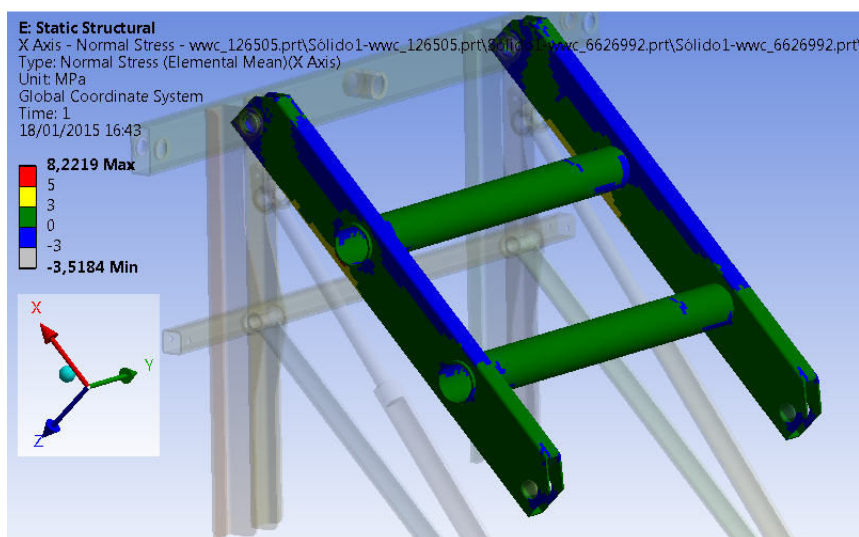


Figura 4.13 - Distribuição das tensões no sentido “x” devido ao carregamento F1 indicado na Figura 4.9c para carregamento vertical

Aplicando uma força arbitrária de 1.000 N na força F2 (para cada lado) indicada na Figura 4.11c, percebeu-se que a estrutura “H” sofre uma distorção, apresentando tensões máximas principais no tubo redondo central inferior, caracterizando uma torção nesse tubo, conforme indicada na Figura 4.13. Na Figura 4.14, são representados as tensões no sentido “x” do sistema de coordenadas demonstrado. Para os elementos localizados nas faces maiores dos tubos retangulares, à uma distância de 75 mm medidos a partir do furo e 50 mm medidos a partir da face menor (conforme Figura 4.15), as tensões para um tubo, no sentido “x”, são de

intensidades similares ao tudo do lado inverso, porém com sinais contrários (caracterizando tração em um dos lados e compressão no outro).

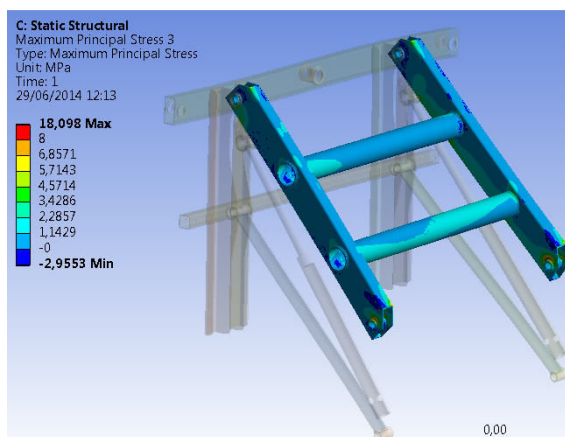


Figura 4.14 - Distribuição das tensões máximas principais devidas a aplicação das cargas F2 indicadas na Figura 4.11c.

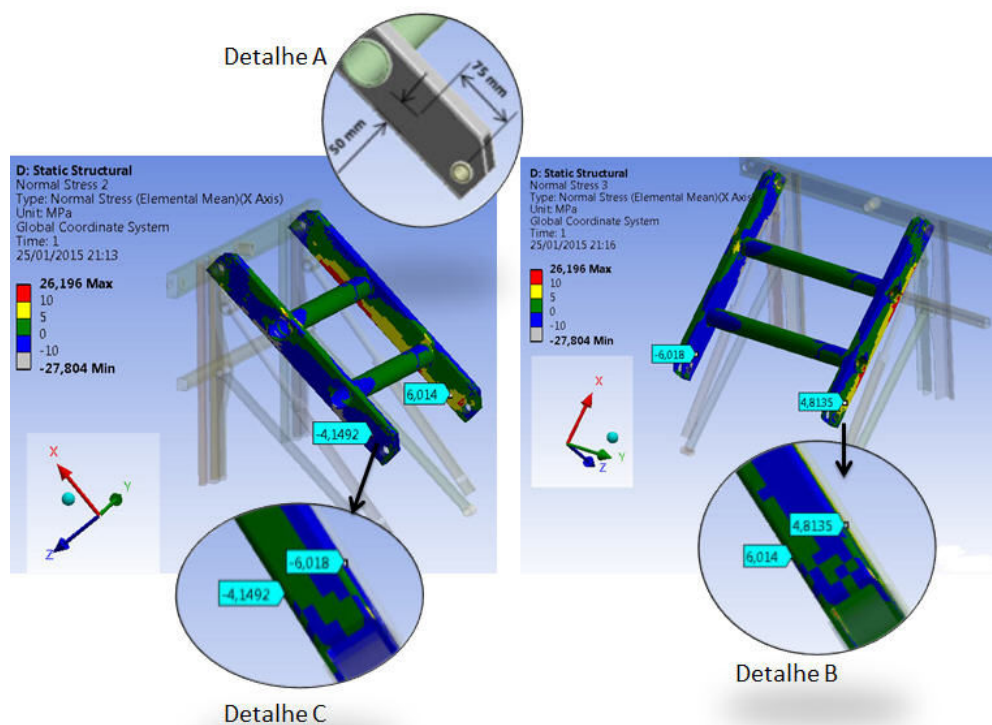


Figura 4.15 - Distribuição das tensões no sentido “x” devida a aplicação das cargas F2 indicadas na Figura 4.11c.

Definição da posição dos gages

Baseados nas análises representadas na Figura 4.12 e 4.14, pode-se definir os *gages* e pontes de Wheatstone que serão utilizadas. Utilizando a análise da Figura 4.13, é observada a existência de trações na extremidade inferior do tubo retangular. Por isso decide-se colocar um *gage* para medir as deformações no ponto 1 da Figura 4.16 e no sentido axial do tubo retangular. A posição do *gage* representa a mesma posição do elemento em que foi medido a tensão na Figura 4.15.

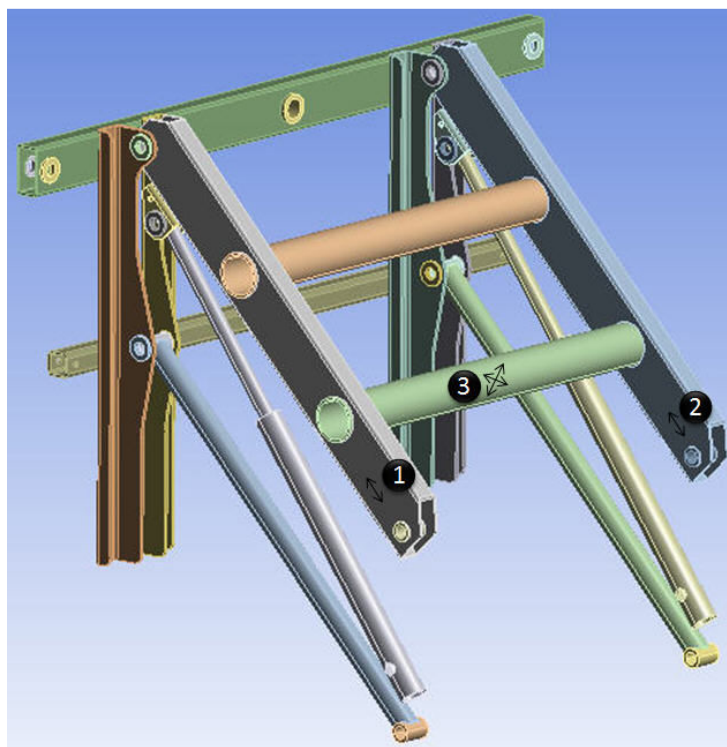


Figura 4.16 – Localização dos extensômetros utilizados nos ensaios

Observando a análise das tensões no sentido “x” apresentadas pela Figura 4.13, percebeu-se a força F2 também provoca tensões no sentido “x” nessa região, porém para o carregamento F2 as tensões nos tubos retangulares são contrárias conforme apresentadas anteriormente. Por isso, decidiu-se colocar outro *gage* no ponto 2 da Figura 4.16, com a localização e sentido apresentada na Figura 4.15, para que se possa isolar as tensões no ponto 1 devido ao carregamento F1. Para isolá-la torna-se necessário aplicar a equação abaixo com os valores medidos no ponto 1 e 2.

$$\sigma_t = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (4.1)$$

O *strain gage* usado para esse caso foi o CEA-06-125UT-350, do fabricante Vishay, esse *strain gage* é do tipo “T Roseta”, que apresenta duas resistências posicionadas

perpendicularmente uma em relação à outra, conforme demonstrado na Figura 4.17 a. Esse *strain gage* é formado pela resistência de 350 ohms com tolerância de $\pm 0,4\%$ e fator *gage* de 2.125.

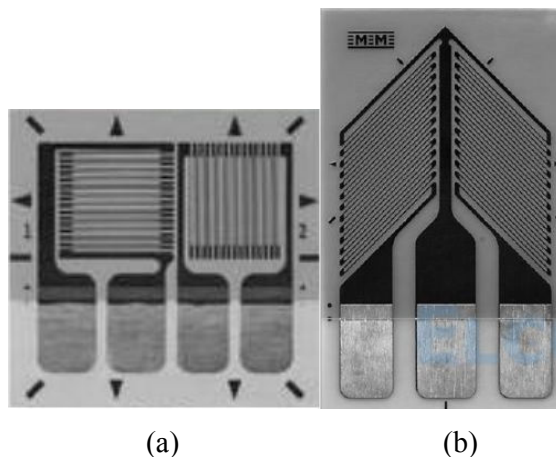


Figura 4.17 – (a) *Gage* roseta T, usado no ponto 1 e 2, (b) *Gage* para torção, usado no ponto 3. (na secção 2.16 se explica como e possível calcular as deformações normais a partir destes *strain gages*).

A Figura 4.14, mostra que as tensões principais, para a força F2, espalham-se pelo tubo redondo em forma de espiral. Com isso pode-se perceber que o tubo está torcendo. A Figura 4.12, mostra que a força F1 não causa tensões no tubo redondo, então se decidiu colocar o *gage* no ponto 3 da Figura 4.16 para controlar aplicação do carregamento F2.

Para monitorar essa carga F2 do componente “H”, instalaram-se dois *strain gages* do tipo CEA-06-187UV-350 representados na Figura 4.17b. Os *gages* foram posicionados em lados opostos um do outro (a 180° na face cilíndrica do tubo), cada *gage* mede as deformações conforme a seta representada no ponto 3 da Figura 4.16, isso permite medir as torções para ambos sentidos no *gage*. A ligação entre os *gages* caracterizou uma ponte completa de Wheatstone apresentada na figura 2.12. A resistência formada pelo *gage* também é de 350 ohms com tolerância de $\pm 0,4\%$ e fator *gage* de 2.075.

Colagem dos *gages*

Essa secção do trabalho foi reservada para descrição de algumas informações importantes para a obtenção dos dados de deformações no campo.

Para realizar a instrumentação foi providenciado um pulverizador com o componente em estudo montado. Nele foram colados os *gages* nas ligações e posições definidas anteriormente. No apêndice B é possível ver as fotos dos *gages* colados junto com as informações características de cada um.

Para realizar a coleta das deformações, foi selecionado o equipamento Scadas Mobile SCR09 juntamente com o software LMS Test.expressVers.6ASL1 ambos do fabricante LMS. SIEMENS, **LMS Testing Solutions**, disponível em < http://www.plm.automation.siemens.com/pt_br/products/lms/testing > Acesso em 19 abril 2015. Os dados foram adquiridos na frequência de 1.024 Hz. O equipamento tem como funcionamento básico a leitura da variação da resistência medida pela ponte de Wheatstone, essa variação multiplicada pelo fator *gage* dará o valor da deformação (*microstrain*).

Antes de ir a campo realizar as coletas das deformações, realizou-se o processo descrito no apêndice L para verificar se o erro envolvido nas deformações e constatou-se que o erro para todas pontes foi inferior a 6%.

Em seguida o pulverizador foi enviado para a região de cultivo da cana-de-açúcar, onde foram realizadas as coletas das manobras descritas na secção 4.2.

4.5 Etapa 5: Tratamento dos Sinais coletados

Nesta secção se descreve o tratamento dos dados coletados. Posteriormente utilizando as expressões 2.27 e 2.28 é possível achar as tensões normais principais nos pontos. Desta forma no ponto 3 vamos ter o sinal A que representa a tensão normal máxima no ponto 3, e no ponto 1, 2, aplicando a equação 4.1, o sinal B que representa também a tensão normal principal no ponto de referência. Conforme Ponteli, 2007, as solicitações típicas neste tipo de equipamento, trabalhando em campo, provocam solicitações de baixa frequência recomendando por isso aplicar um filtro passa baixa com frequência de cisalhamento em 20 Hz.

Na Figura 4.18 se apresenta um trecho típico do sinal “a” e “b” com e sem filtro. Na Figura 4.19 e 5.20 se apresentam a transformada de Fourier da frequência do sinal “a” e “b” com filtro, verificando que a energia do sinal esta concentrada neste caso bem abaixo de 20Hz.

Finalmente na Figura 4.21 se apresentam um trecho do sinal “a” e do sinal “b” no domínio do tempo superpostos, onde é possível verificar por inspeção que os sinais não estão em fase.

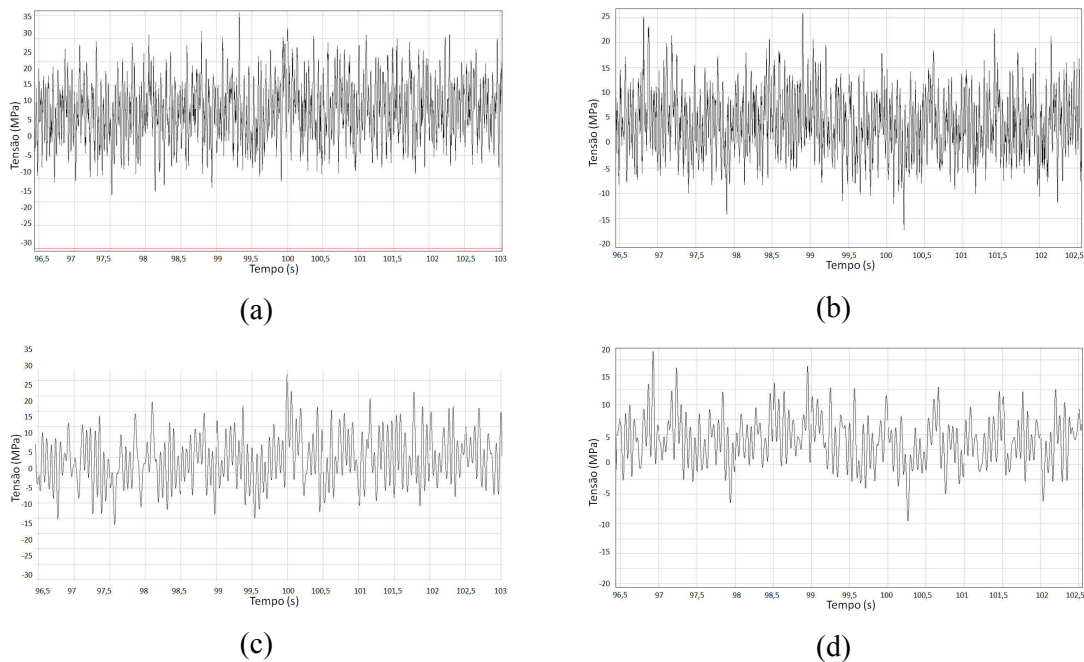


Figura 4.18 – a) Parte do sinal “a” sem filtrar, b) Parte do sinal “b” sem aplicar o filtro, c) Parte do Sinal “a” com filtro passa baixa de 20Hz aplicado, d) Parte do Sinal “a” com filtro passa baixa de 20 Hz aplicado

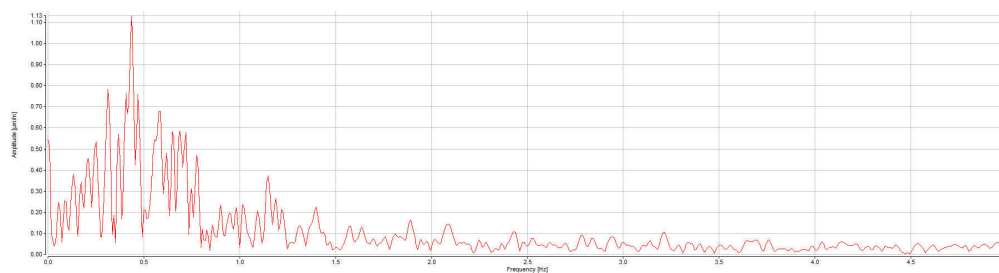


Figura 4.19 – Sinal “a” filtrado no domínio da frequência

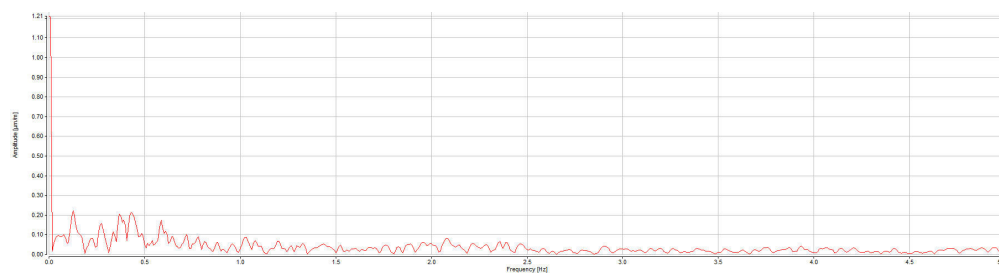


Figura 4.20 – Sinal “b” filtrado no domínio da frequência

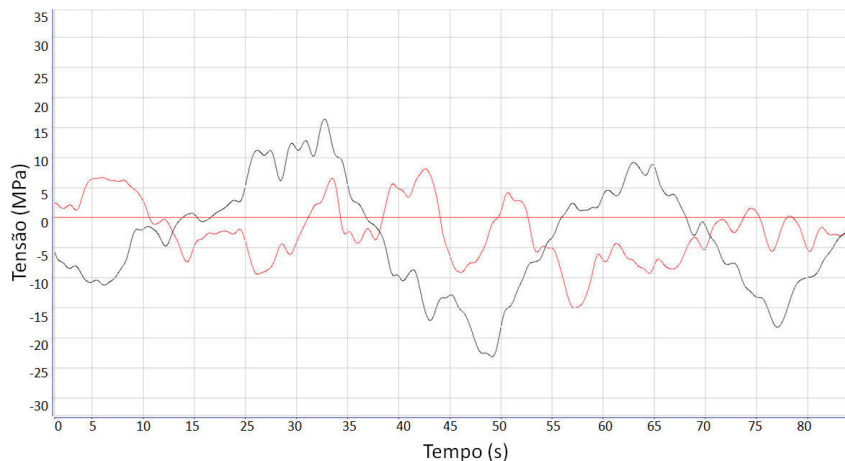


Figura 4.21 – Sinal “a” e “b”, no domínio do tempo e filtrados, onde se evidencia que os sinais não estão em fase.

Na sequência se realizou a contagem de ciclos pelo método de rainflow. Para a contagem de ciclos é utilizado o programa comercial Tecware do fabricante Simens-LMS, SIEMENS, **LMS Tecware**, disponível em < http://www.plm.automation.siemens.com/pt_br/products/lms/testing/tecware > Acesso em 19 abril 2015. O software apresenta os resultados através de um gráfico como o apresentado na Figura 4.22. Nesse é possível verificar o valor em que se inicia o ciclo de tensão (pelo eixo das coordenadas) e onde o ciclo de tensão começa a retornar ao seu ponto inicial (pelo eixo das abscissas), bem como a quantidade de vezes que cada ciclo se repetiu por meio das cores apresentadas na legenda. Os asteriscos existentes no meio do gráfico são os meios ciclos que restaram no final da contagem. Na Figura 4.22 se apresenta o resultado para a manobra de frenagem. Os resultados das contagem de ciclos para as outras manobras são apresentadas no Anexo A.

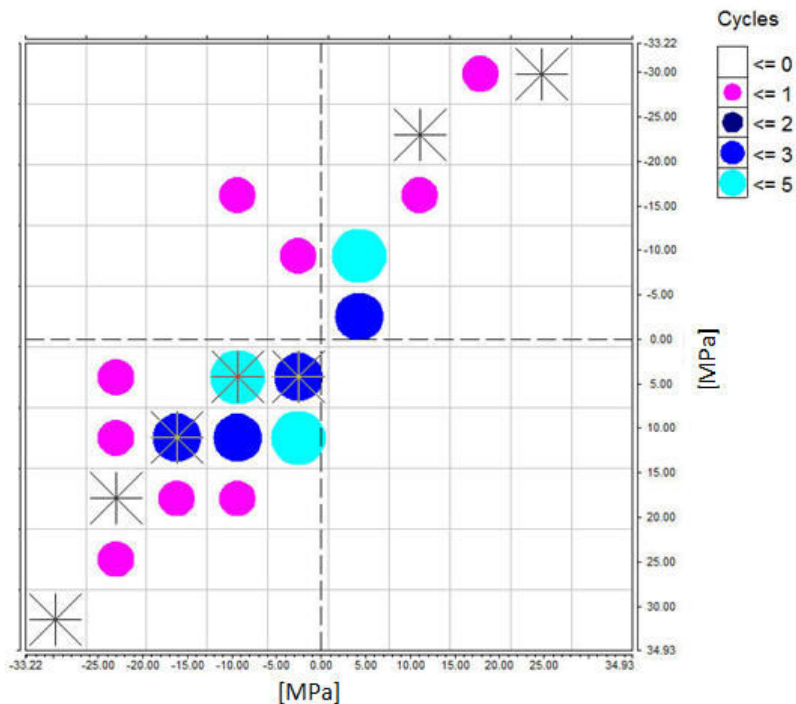


Figura 4.22 - Gráfico apresentado pelo *rainflow* da manobra de frenagem

4.6 Etapa 6: Determinação do histórico de cargas sofrido segundo o cenário definido na Etapa 2

Essa secção será subdividida em três partes (a), (b) e (c). Na Etapa 6.a será determinado o dano nos pontos de medição utilizando os sinais “a” e “b”, e utilizando a regra de Miner será estabelecido o nível de dano para a combinação de manobras realizadas e extrapolando este histórico de cargas para 2.000 horas (quantidade de horas na qual o componente rompe).

Na etapa 6.b será definido um histórico de carga equivalente com flutuação constante que repetida 1×10^6 ciclos (a quantidade de ciclos foi definido em forma arbitrária) que causa o mesmo dano que o definido na etapa 6.a. Finalmente na etapa 6.c, o carregamento equivalente determinado na etapa 6.b será aplicado num modelo de elementos finitos para determinar as tensões atuantes nas regiões críticas dos componentes. Ao propor a carga equivalente com entradas nas forças F1 e F2 indicados na Figura 4.11c, estas entradas serão consideradas fora de fase para poder na etapa 7 testar as metodologias que levam em conta a não proporcionalidade das tensões atuantes.

Etapa 6.a: Determinação do nível de dano nos pontos de medição

Após a determinação do *rainflow*, o software Tecware também calcula o dano utilizando a regra de Miner e a curva S-N calculada na etapa 3, para o “sinal a” e o “sinal b”. O Software utilizado permite levar em conta a influência da tensão média do sinal utilizando o método de Goodman.

Com o cálculo do dano para todas as manobras realizadas se fez a extrapolação do dano para o pulverizador trabalhando 2.000 horas (vida que apresenta o componente real).

Tabela 4.4 - Dano para cada manobra do sinal “a”, na coluna chamada tempo se indicam os tempos que se consideraram para montar um histórico de cargas típico.

Sinal "a"					
Manobra	Tanque	Tempo (s)	Dano na manobra	Tempo (h) nas 2.000 horas	Dano nas 2.000 horas
Deslocamento em estrada	Cheio	242	3,15213E-10	100	4,6890E-07
	vazio	280	1,30895E-10	100	1,6829E-07
Alinhado com a cultura	Cheio	227	3,15213E-09	45	2,2496E-06
	vazio	165	3,15213E-09	45	3,0948E-06
Frenagem	Cheio	60	2,81444E-08	50	8,4431E-05
	vazio	63	5,37324E-10	50	1,5352E-06
Meia barra	Cheio	171	2,94897E-07	200	1,2417E-03
	vazio	213	3,73149E-07	200	1,2613E-03
Curva U	Cheio	213	2,98085E-09	100	5,0381E-06
	vazio	169	1,0704E-06	100	2,2801E-03
Terraço	Cheio	137	7,3066E-08	100	1,9200E-04
	vazio	207	2,12973E-08	100	3,7039E-05
DANO TOTAL					5,1092E-03

Tabela 4.5 - Dano para cada manobra do sinal “b”. Na coluna chamada tempo se indicam os tempos que se consideraram para montar um histórico de cargas típico.

Sinal "b"					
Manobra	Tanque	Tempo (s)	Dano na manobra	Tempo (h) nas 2.000 horas	Dano nas 2.000 horas
Deslocamento em estrada	Cheio	242	2,52E-11	100	3,74858E-08
	vazio	280	5,52E-12	100	7,10027E-09
Alinhado com a cultura	Cheio	227	1,87E-12	45	1,33202E-08
	vazio	165	4,35E-13	45	4,26617E-09
Frenagem	Cheio	60	7,93E-13	50	2,37878E-09
	vazio	63	2,95E-13	50	8,42296E-10
Meia barra	Cheio	171	1,11E-10	200	4,67634E-07
	vazio	213	1,56E-10	200	5,27265E-07
Curva U	Cheio	213	5,62E-12	100	9,50181E-09
	vazio	169	5,99E-11	100	1,2754E-07
Terraço	Cheio	137	5,52E-12	100	1,45115E-08
	vazio	207	1,35E-12	100	2,33933E-09
DANO TOTAL					1,2142E-06

Etapa 6.b: Definição de um histórico de carga mais simples que produza o mesmo dano nos pontos de medição.

Para definir as cargas equivalentes que geram o mesmo dano, é necessário gerar a tensão equivalente que repetida uma quantidade arbitrária de ciclos apresente o mesmo dano. Foi considerado 1×10^5 para a carga F1, da Figura 4.11c, que gera as tensões nos pontos 1 e 2, e 5×10^4 ciclos para a carga F2, da Figura 4.11c, que geram as tensões no ponto 3. A premissa é que este carregamento (F1 e F2) produziria nos pontos 1, 2 e ponto 3 o mesmo dano que o

histórico de cargas definido na etapa 2 em 2.000 horas. Este dano foi calculado e apresentado nas tabelas 4.4 e 4.5.

Utilizando então as expressões da curva de Wöhler determinadas na etapa 3 temos:

$$S_1 = 141 \left(\frac{10^6}{\frac{10^6}{D}} \right)^{\frac{1}{5}} = 18 MPa, \quad S_1 = 18 \left(\frac{10^6}{5 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1}{5}} = 33 \times 10^6 Pa \quad (4.2)$$

Para tensões no ponto 3

$$S_1 = 141 \left(\frac{10^6}{\frac{10^6}{D}} \right)^{\frac{1}{5}} = 47 MPa, \quad S_1 = 47 \left(\frac{10^6}{10 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1}{5}} = 74,5 \times 10^6 Pa \quad (4.3)$$

Observar que 141 Mpa é a tensão característica da curva de Wöhler do material utilizado para as tensões normais determinada na etapa 3, notar também que D é o valor de dano total calculado aplicando a regra de Miner para o histórico de cargas determinado na etapa 2 aplicado durante 2.000 horas e apresentado nas Tabelas 4.4 e 4.5, e “n” seria o número de ciclos correspondente a 1×10^6 ciclos para o qual o valor de tensão da curva de Wöhler é conhecido.

Os valores de 1×10^5 e 5×10^4 de ciclos para os carregamentos existentes foram estabelecidos pensando em ter condições de realizar a aplicação deste carregamento em bancada de testes.

A figura abaixo representa o ciclo das tensões que serão considerados, notar que as tensões serão consideradas fora de fase para assim na próxima etapa comparar as metodologias de avaliação da vida em fadiga multiaxial não proporcional.

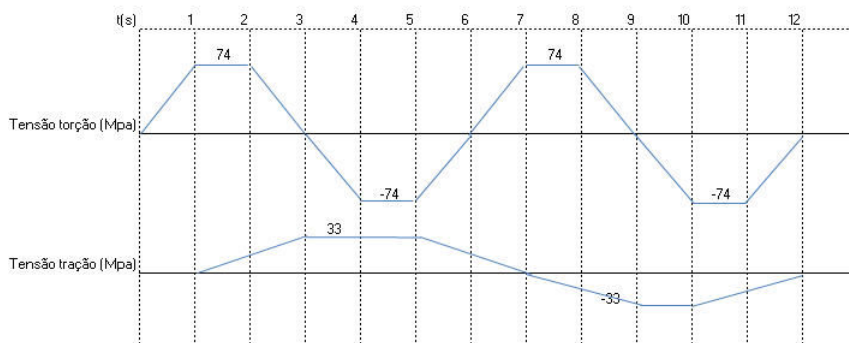


Figura 4.23 - Gráfico das tensões que atuam no ponto 1 e 2 na parte inferior, e no ponto 3 na parte superior.

O carregamento para gerar essas tensões, se determina utilizando o método dos elementos finitos já apresentado. Para descobrir a intensidade da força F1, anulou-se o carregamento F2 do modelo de elementos finitos e na sequência realizou-se o aumento da intensidade até encontrar as tensões de 33 MPa no ponto 1 e 2. Para descobrir o valor da força F2, anulou-se o carregamento F1 e aumentou a força F2 até encontrar a tensão de 74 MPa no ponto 3. Dessa forma, o valor que teria que ter no carregamento F1 e F2 para gerar nos pontos de medição as tensões normais principais apresentadas na Figura 4.21 são 20.400 N e 16.415 N.

Etapa 6.c: Aplicação destas cargas num modelo feito com o Método dos Elementos Finitos para determinar o dano nos pontos mais críticos

Utilizando o modelo de elementos finitos do componente H sobre o qual se aplicaram os carregamentos F1 e F2, como estas forças estão fora de fase, diversos carregamentos estáticos são aplicados obtendo um histórico de tensões no ponto 4 (ponto de onde se tem as maiores tensões e onde se apresentou a falha do componente). Na Figura 4.24 se apresenta o modelo do componente H, a posição das cargas F1 e F2 aplicadas e a posição do ponto 4 onde foram medidas as tensões pelo modelo de elementos finitos. Também nesta figura se apresentam a flutuação das forças F1 e F2 no tempo.

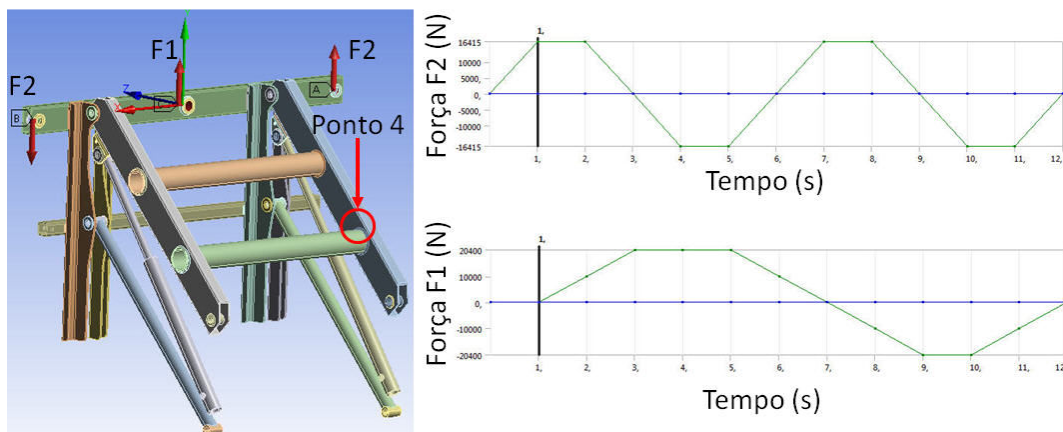


Figura 4.24 - Modelo de simulação montado

Como a frequência do carregamento oscilante foi muito baixa se considera que o mesmo não vai excitar frequências naturais de vibração da estrutura, e que os efeitos de inércia devido ao carregamento ser dinâmico são desprezíveis.

Na Tabela 4.6 se apresentam as tensões e deformações calculadas utilizando um modelo de elementos finitos submetido ao carregamento indicado na Figura 4.24, medindo o tensor de tensões no ponto 4 considerado crítico, onde foi verificada a falha ocorrida em campo.

Tabela 4.6 - Resultados das tensões do modelo de elementos finitos

Tensão (x10 ⁶ Pa)/Step	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{xz}	τ_{yz}
1	105	9	32	-6,5	-88	3
2	103	8	31	-7	-88	3
3	-3	0	0	0	0	0
4	-109	-8	-36	6	88	-3
5	-107	-9	-35	6	88	-3
6	0	0	0	0	0	0
7	108	9	32	-7	-88	3
8	109	8	33	-7	-87	3
9	3	0	0	0	0	0
10	-102	-9	-33	6	89	-3
11	-104	-8	-34	6	89	-3
12	0	0	0	0	0	0

Tabela 4.7 - Resultados das deformações do modelo de elementos finitos

Deformações	ϵ_x	ϵ_y	ϵ_z	γ_{xy}	γ_{xz}	γ_{yz}
1	4,65E-04	-1,60E-04	-1,20E-05	-8,80E-05	3,70E-05	-1,10E-03
2	4,57E-04	-1,50E-04	-1,10E-05	-8,70E-05	3,70E-05	-1,10E-03
3	-1,48E-05	6,80E-06	1,40E-07	-1,10E-08	-7,20E-07	-5,70E-06
4	-4,79E-04	1,70E-04	-1,40E-06	7,60E-05	-3,60E-05	1,10E-03
5	-4,72E-04	1,70E-04	-1,10E-06	7,60E-05	-3,60E-05	1,10E-03
6	1,19E-07	-1,80E-07	3,80E-07	-5,10E-09	9,80E-08	-1,50E-06
7	4,80E-04	-1,70E-04	-1,20E-05	-8,70E-05	3,80E-05	-1,10E-03
8	4,90E-04	-1,70E-04	-1,20E-05	-8,70E-07	3,80E-05	-1,10E-03
9	1,40E-05	-6,80E-06	4,50E-07	3,50E-07	9,00E-07	8,00E-06
10	-4,50E-04	1,60E-04	3,30E-08	7,60E-05	-3,50E-05	1,10E-03
11	-4,60E-04	1,60E-04	-2,00E-07	7,60E-05	-3,50E-05	1,10E-03
12	7,90E-09	-2,70E-07	7,10E-07	6,50E-08	1,90E-07	-1,80E-06

Fonte: O Autor

Para confirmar que as tensões no ponto 4 são não proporcionais.

4.7 Etapa 7: Estimativa de vida segundo diferentes modelos de fadiga

Nesta etapa serão aplicados os métodos de fadiga multiaxial vista no referencial teórico utilizando os valores das tensões e deformações apresentados na Tabela 4.6 e 5.7.

Conforme visto na secção 4.6, o modelo de elementos finitos definido anteriormente e com as tensões de 33 MPa no ponto 1 e 74,5 MPa no ponto 3, a região onde é detectado a falha apresenta uma tensão normal de $109,87 \times 10^6$ Pa e tensão de cisalhamento de 89×10^6 Pa.

Triaxialidade das tensões

Dowling, 1999, representa a trinca em duas dimensões, a dimensão do comprimento da trinca e a dimensão de abertura. Por essa razão, os métodos de fadiga multiaxial, conforme Socie e Marquis, 2000, analisam as estimativa de fadiga em cada plano (xy, xz, yz).

Para avaliarmos a fadiga multiaxial, é necessário definir em qual o plano as tensões normais e de cisalhamento são maiores. Observando a Tabela 4.6 é possível concluir que as maiores tensões estão no plano xz, dessa forma todas as estimativas de fadiga a partir dessa secção serão calculados sobre esse plano.

Método da curva S-N ou método de Wöhler

Para encontrar a estimativa de vida da estrutura estudada pelo método S-N, utiliza-se a curva para fadiga da solda para as tensões normais, visto na Tabela 4.2, em combinação com a equação básica de fadiga. Dessa forma tem-se:

$$N_2 = 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{29MPa}{109MPa} \right)^3 = 94.163,9 \text{ ciclos} \quad (4.4)$$

Pelo método de Von Mises

No método de Von Mises representado pela equação 2.10, combinado com os valores mínimos e máximos da Tabela 4.5 é encontrado o resultado de tensão em cada etapa do cálculo. Esses resultados são mostrados na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Tensões encontradas na análise de elementos finitos

Etapa	Tensão de Von Mises ($10^6 Pa$)
1	176,4
2	175,9
3	3
4	177,4
5	176,9
6	0,2
7	177
8	177,3
9	3
10	176,2
11	176,4
12	0,3

Pode-se perceber que as tensões de Von Mises variam de $0,2 \cdot 10^6 Pa$ à $177,4 \cdot 10^6 Pa$, assim a tensão alternada, calculada pela equação 2.4 é $88,6 \cdot 10^6 Pa$

Com a tensão equivalente é possível calcular o número de ciclos para falhar pelo método de fadiga uniaxial.

$$N_2 = 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{29MPa}{88,6} \right)^3 = 175.430 \text{ ciclos} \quad (4.5)$$

Método de Findley

Para o método de Findley, são definidas as tensões normais e de cisalhamento para cada instante. Como se pode perceber as tensões de cisalhamento maiores ocorrem no plano x-z tendo assim maior possibilidade de aparecer uma descontinuidade.

Para obter a direção mais crítica para o método de Findley, utiliza-se o incremento de 10 graus e a equação I1 e I2. Em cada direção é calculada a tensão de Findley com a equação 2.14.

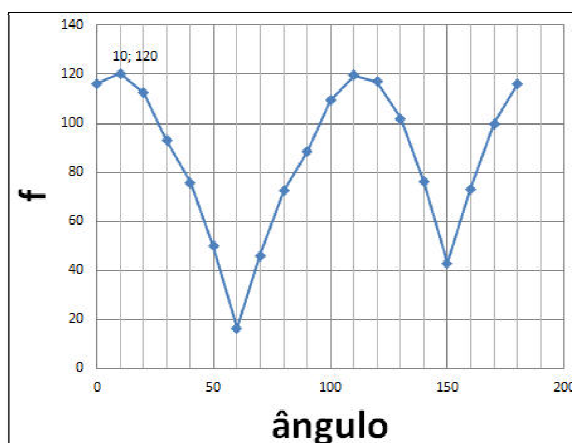


Figura 4.25 - Tensões de Findley para cada ângulo

Com os resultados apresentados na Figura 4.25. Pode-se perceber que na direção 10° ocorre a maior tensão de Findley (120 MPa). Para calcular o limite de fadiga para tensões de cisalhamento, é necessária a utilização da equação 2.15, considerando $k_f=0,3$ conforme mencionado por Socie e Marquis, 2000, e o limite de fadiga (τ'_f) para a tensão de cisalhamento da solda, conforme curva definida anteriormente, é igual a 717 MPa, sendo o ponto limite de fadiga para 10^0 ciclos.

$$\tau_f^* = \sqrt{1 + 0,3^2} \cdot 717 = 739 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.6)$$

Utilizando a equação 2.14 pode-se encontrar a estimativa de ciclos que a peça resistirá, segundo Findley.

$$N_f = \left(\frac{120}{739} \right)^{-1/5} = 8.755 \text{ ciclos} \quad (4.7)$$

Socie e Marquis, 2000, afirmam que o valor de “k” para aços pode variar de 0.2 à 0.3, dessa forma pode-se dizer que a estimativa de ciclos para durar, conforme o método de Findley está na faixa representada pela Figura 4.26.

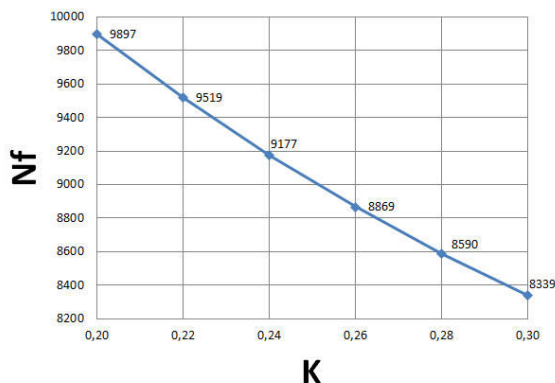


Figura 4.26 - Estimativa de ciclos considerando variação de “k”

McDiarmid

Com o cálculo das tensões de cisalhamento e normal para cada ângulo visto no método anterior pela equação I1 e I2, utilizando-se a equação 2.17 é possível encontrar a tensão de McDiarmid. Na Figura 4.27, são apresentadas as tensões de McDiarmid para cada ângulo.

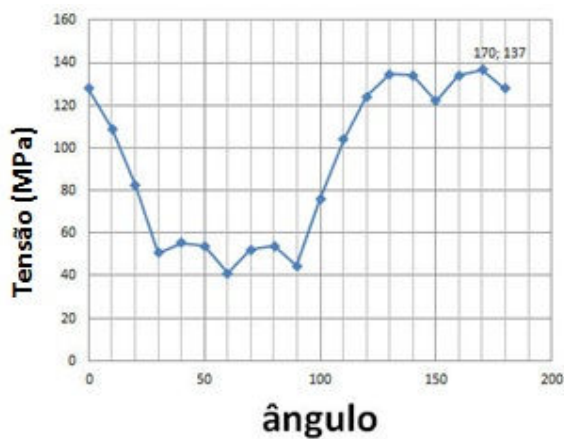


Figura 4.27 - Ciclos estimados para cada direção

Pode-se perceber que a maior tensão de McDiarmid ocorre no ângulo 170° sendo $137 \cdot 10^6 Pa$. Utilizando a equação 2.17 encontra-se 1.980 ciclos estimados para durar o componente, pelo método McDiarmid.

Cálculo das deformações

Os modelos de plano crítico apresentados por Socie e Marquis, 2000, são baseados em experimentos onde se observou a nucleação e propagação da trinca. Dessa forma o sucesso dos modelos está relacionado com a vida de fadiga e o plano da falha. Os modelos são o

modelo de Brown e Miller, o modelo de Fatemi e Socie e o modelo de Smith, Watson e Topper.

Antes de calcular cada modelo, calculam-se as variações das deformações de cisalhamento ($\Delta\gamma/2$), as variações das deformações normais ($\Delta\varepsilon/2$), as tensões normais máximas ($\sigma_{n,\max}$) e as tensões de cisalhamento máximas (τ_{\max}) para cada plano, baseados nas equações I5, I4, I1 e I2. No Apêndice E é possível encontrar esses resultados em cada ângulo e tempo.

Modelo de Brown e Miller

No modelo proposto por Brown e Miller, 1973, a estimativa de vida é calculada baseando-se nas deformações, conforme a equação 2.20 em que S é definido o valor de 0,3 para aços dúcteis conforme Socie e Marquis, 2000. A maior tensão ocorre a 0° , onde a estimativa de ciclos é de 7.528, conforme a Figura 4.28, que traz as estimativas de ciclos para cada ângulo.

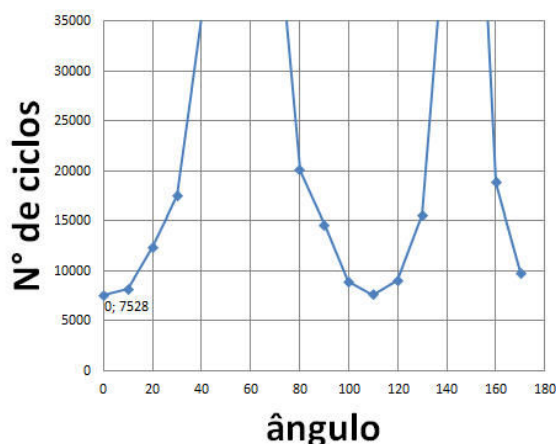


Figura 4.28 - Previsão de fadiga para o método de Brown e Miller em cada direção

Modelo Fatemi e Socie

O modelo proposto por Fatemi e Socie, 1988, onde a deformação normal é substituída pela tensão normal e a tensão normal limite é substituída pela tensão de cisalhamento limite para fadiga. Para esse modelo foi apresentado a equação 2.23, com a qual se chega aos resultados para cada ângulo, apresentados na Figura 4.29.

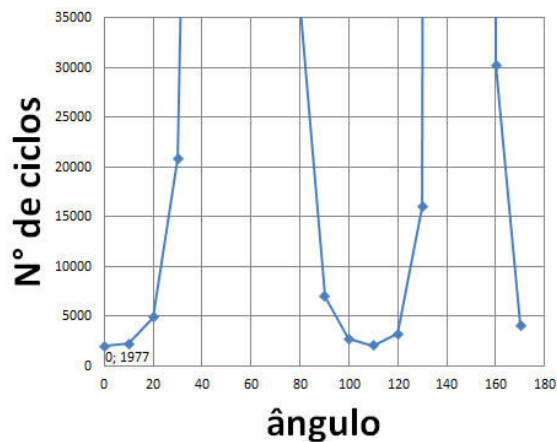


Figura 4.29 - Número de ciclos estimados pelo modelo Fatemi e Socie para cada direção

Pode-se perceber que a maior tensão ocorre a 0° , onde é encontrada uma estimativa de 1.977 ciclos.

Modelo de Smith, Watson e Topper

Por meio da equação 2.24 é calculada a estimativa de ciclos para cada direção e apresentado na Figura 5.30. É notável que a maior tensão ocorra a 150° , resultando em 11.834 ciclos estimados.

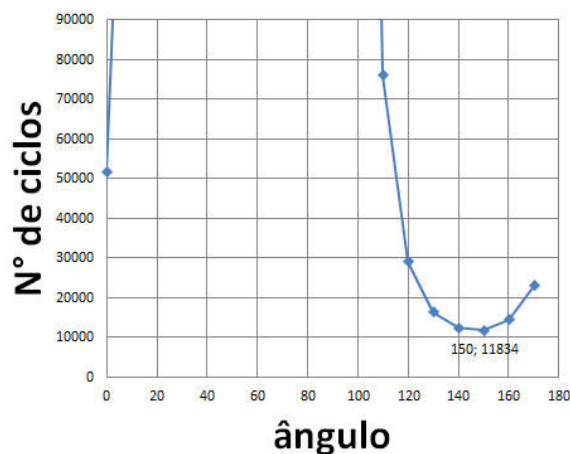


Figura 4.30 - Número de ciclos estimados pelo modelo Smith, Watson e Topper para cada direção.

4.8 Etapa 8: Análise dos resultados da aplicação 2

A defasagem entre os carregamentos da torção e da tração na estrutura permitiram obter um carregamento não proporcional, conforme o ciclo de Mohr apresentado no Apêndice J.

Para Socie e Marquis, 2000, os modelos de Findley, de McDiarmid, Brown e Miller, Fatime e Socie e o modelo de Smith, Watson e Topper podem ser utilizados para carregamentos não proporcionais. Na Figura 4.31 é possível comparar todos os modelos aplicados.

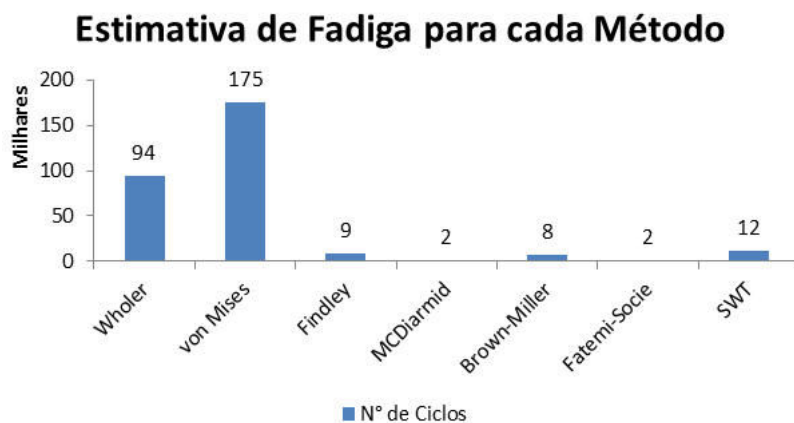


Figura 4.31 - Ciclos estimados para cada modelo

Tabela 4.9 - Estimativa de fadiga para cada método

Método	Ciclos
Fatemi-Socie	1.977
McDiarmid	1.980
Brown-Miller	7.528
Findley	8.755
Smith, Watson e Topper (SWT)	11.834
Wöhler	94.194
Von Mises	175.430

Na Figura 4.31 e na Tabela 4.9 é possível perceber que Von Mises e Wöhler apresentam uma vida em duas ordens superior que os outros métodos, isso se dá por se tratar de tensões não proporcionais. No capítulo anterior explicou-se o motivo da diferença entre os resultados do método de Von Mises.

5. CONCLUSÃO

O objetivo desse trabalho foi explorar as características da fadiga multiaxial não proporcional e as metodologias de análise disponível na bibliografia. Sendo assim, buscou-se aprofundar o conhecimento em fadiga multiaxial através de uma pesquisa de fundamentação teórica e das pesquisas mais recentes.

Exploraram-se as diferenças entre tensões proporcionais e não proporcionais aplicadas a um exemplo simples. Também foi avaliada a influência da variação das tensões de cisalhamento sobre a metodologia de Findley, McDiarmid e Von Mises. Permitindo obter as seguintes conclusões:

- É muito importante analisar cuidadosamente os carregamentos que determinados materiais podem estar submetidos. Sendo apresentado a limitação do modelo de Von Mises para tensões não proporcionais.
- No modelo de Von Mises, Findley e McDiarmid, a estimativa de fadiga em um carregamento multiaxial é muito sensível aos valores das tensões de cisalhamento. Essa afirmação verifica-se no decaimento exponencial da estimativa de fadiga apresentada, para um material, causada por um crescimento linear das tensões de cisalhamento.

A aplicação desses modelos, em um componente mecânico utilizado numa máquina agrícola, foi embasada por deformações coletadas em campo durante um dia de trabalho típico de utilização da máquina. Para concluir o trabalho foi apresentado o projeto de uma bancada para futura realização de experimentos práticos a fim de comprovar os resultados obtidos pela estimativa teórica dos modelos estudados. Deste trabalho pode-se obter as seguintes conclusões:

- Para o componente específico, pode-se utilizar o modelo de Findley, McDiarmid, Brown-Miller, Fatemi-Socie ou Smith, Watson e Topper. Pode-se perceber grande diferença entre os modelos não proporcionais com relação aos modelos proporcionais e o modelo uniaxial.
- Os métodos para avaliar a vida em fadiga não proporcional deram todos, uma estimativa de vida com valores da mesma ordem e para validar a sua performance na aplicação analisada seria necessário realizar o teste projetado e apresentado no fim do capítulo 5.

6.1 Considerações finais

Para o componente estudado, é sugerida a construção da bancada, e aplicar os mesmo carregamentos utilizados na análise de elementos finitos, e desta forma verificar a performance das metodologias teóricas testadas.

Os métodos aqui estudados são baseados na avaliação dos três planos ortogonais separadamente. Sugere-se trabalhar com métodos que envolvam os três eixos ortogonais ao mesmo tempo.

Outro estudo a considerar é a utilização do método de Wang e Brown para a contagem dos ciclos de histerese.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Anderson, T. L.; **Fracture Mechanics Fundamentals and Applications**; Taylor & Francis, 3rd ed. Texas, 2005.

Bathe, K. J.; **Finite Element Procedures**; Prentice Hall, New Jersey, 1996.

Brown, M.W. e Miller, K.J., **A Theory for Fatigue Under Multiaxial Stress-Strain Conditions**, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 187, pp. 217-229, 1973.

Coffin, L. F.; Manson, S. S.; **Explain Fatigue Crack-growth in Terms of Plastic S in the Tip of Tracks**; 1954

Doebelin, E. O. **Measurement Systems**. McGraw-Hill, New York, 1990.

Dowling, N. E. **Mechanical Behavior of Materials**. Prentice-Hall, USA, 1999.

Erickson, M.; Kallmeyer A.; Goodin E.; Torkelson E. e Kurath P.; **An Evaluation of Multiaxial fatigue Data From TI-6AL-4V Using a Critical Plane Methodology**, Depart of Mechanical Engineering, University of Illinois, USA, 2006.

Esslinge, V., Kieselbach, R., Koller, R. e Weisse, B; **The railway accident os Eschede – Technical background**; Engineering Failure Analysis 11: 515-535.

Fatemi, A. e Socie, D.F., **A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading**, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 11, No. 3, pp. 149-166, 1988

Findley, W.N., A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals Under Combined Torsion and Axial Load or Bending, **Journal of Engineering for Industry**, pp. 301-306, Nov. 1959

Gought, H.J., Engineering Steels Under Combined Cyclic and Static Stresses, **Journal of Applied Mechanics**, Vol. 50, pp. 113-125, 1950

Hanel B.; Haibach E. **Analytical Strength Assessment**. VDMA Verlag GmbH, Frankfurt, 2003.

Hobbacher A., **Recommendation for Fatigue Design of Welded Joints and Components**. International Institute of Welding, France, 2008.

Hunghes T. J. R., **The Finite Element Method**, The prentice Hall International, pg. 803, 1987.

Kanazawa, K., Miller, K.J., Brown, M.W., “ Cyclic Deformation of Cr-Mo-V Steel Under Out-of-Phase Loads”, **Fatigue of engineering Materials and Structures**, Vol.2, pp.217-222, 1979.

Hoffmann, K. **An Introduction to Measurements using Strain Gages**, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Germany, 1989.

Kluger, K. e Lagoda, T.; New Energy Model for Fatigue Life Determination under Multiaxial Loading with Different mean Values. **International Journal of Fatigue**, v. 66, p. 229-245, 2014.

Kueppers M.; Sonsino C.M.; Assessment of the fatigue behavior of welded aluminium joints under multiaxial spectrum loading by a critical plane approach. **International Journal of Fatigue**, v. 28, p. 540-546, 2005.

Lee, Y.; Pan, J; Hathaway, R.; Barkey, M. **Fatigue Testing and Analysis**. Elsevier Butterworth-Heinemann, USA, 2005.

Lee Y.; Tjhung T.; Jordan A.; A life prediction model for welded joints under multiaxial variable amplitude loading histories. **International Journal of Fatigue**, v. 28, p. 540-546, 2005.

Louro, J.M.S.M. **Avaliação do dano acumulado gerado por sequências de carregamentos biaxiais na vida à fadiga no aço 42CrMo4**. Dissertação de Mestrado – Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2010.

Manson, S.S. and Halford, G.R. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for testing cumulative fatigue damage, **International Journal of Fracture**, Vol. 17, pp. 169-192, 1981.

Matsuishi, M. and Endo, T. **Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress**. Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan, 1968.

McDiarmid, D.L., **A Shear Stress Based Critical-Plane Criterion of Multiaxial Fatigue Failure for Design and Life Prediction**, **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, Vol. 17, No 12, pp 1475-1485, 1994.

Miner, M.A. **Cumulative Damage in Fatigue**. **Journal of Applied Mechanics**, Vo.67, pag. A159 – A164, 1945.

Moura, B. et. al. **Fadiga de Estruturas Soldadas**. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1999.

Nation, H.J.; Holden, M.R. **The dynamic behaviour of field sprayer booms: Accelerations experience by sprayer booms in work**. National Institute Agricultural Engineering, Silsoe, 1976.

Paris, P.; Erdogan, F.; A Critical analysis of crack propagation laws; **Jornal of Basic Engineering**; Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, pp. 528-534; December 1963.

Pontelli, C.O. **Comportamento dinâmico de suspensões passivas de barra para pulverizadores**. Dissertação de Mestrado – UNESP, Bauru, 2007.

Revista **Máquinas e Inovações**, artigo: Pesquisa de opinião, p.20, edição Maio/Junho 2014.

Sines, G., **Behavior of Metals Under Complex Static and Alternating Stresses**, McGraw-Hill, New York, 1959.

Smith K N, Watson P, Topper T H. A Stress-strain Function for the Fatigue of Metals. **Journal of Materials**, Vol. 5, No 4, 1970

Socie, D. F.; Marquis G. B. **Multiaxial Fatigue**. Society of Automotive engineers, USA, 2000.

Sousa C.; Nunes L. **O que faz diferença**; Máquinas e Inovações Agrícolas, São Paulo, p. 18; Maio/Junho 2014

Suresh S. **Fatigue of Materials**, Cambridge University Press, pg 679, 1998.

Susmel, L.; Askes H. Modified Wöhler Curve Method and Multiaxial Fatigue Assessment of thin Welded Joints. **International Journal of Fatigue**, v. 43, p. 30-42, 2012.

Wiebesiek J.; Störzel K.; Bruder T.; Kaufmann H. Multiaxial fatigue behavior of laserbeam-welded thin steel and aluminium sheets under proportional and non-proportional combined loading. **International Journal of Fatigue**, v. 33, p. 992-1005, 2011.

ANSYS® Academic Research, Release 14.5, Help System, Mechanical Structural Analysis Guide, ANSYS, Inc., 2014

SIEMENS, **LMS Tecware**, disponível em < http://www.plm.automation.siemens.com/pt_br/products/lms/testing/tecware > Acesso em 19 abril 2015.

SIEMENS, **LMS Testing Solutions**, disponível em < http://www.plm.automation.siemens.com/pt_br/products/lms/testing > Acesso em 19 abril 2015.

http://www.plm.automation.siemens.com/pt_br/products/lms/testing/scadas-xs/ -
Visitado em novembro de 2014

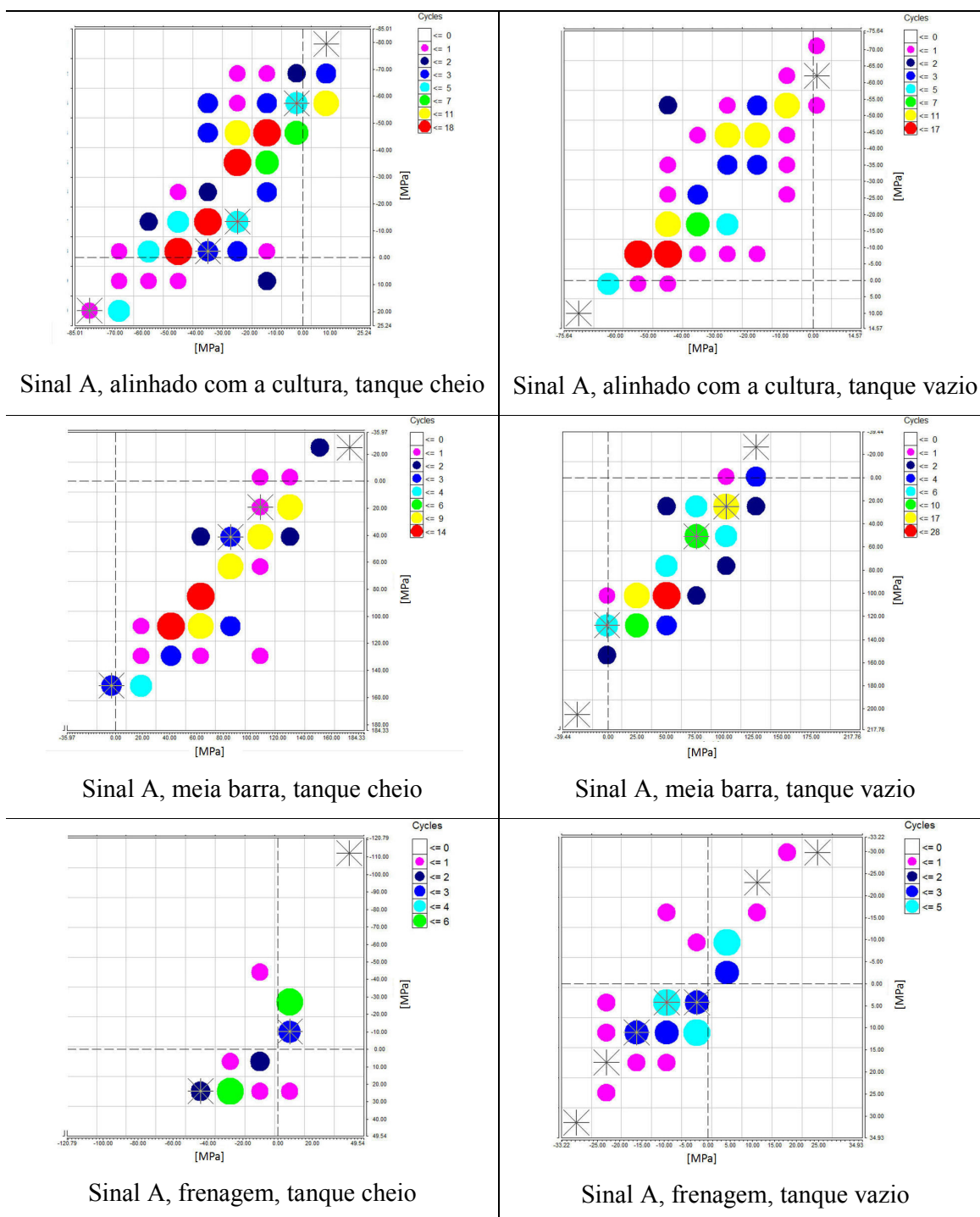
ENGENHARIA COMPARTILHADA. **Estimativa da vida útil de um equipamento**. Disponível em: <<http://www.engenhariacompartilhada.com.br/secoes.aspx?capitulo=158>>. Acesso em 19 abril 2015.

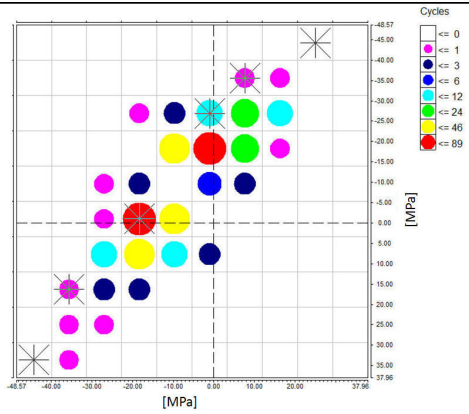
PUCRS. **Estatística Avançada**. Disponível em:<<http://www.pucrs.br/famat/viali/graduacao/producao/multivariada/material/laminaspi/Confiabilidade.pdf> >. Acesso em 19 abril 2015.

APÊNDICE A – Resultado do *rainflow* das manobras

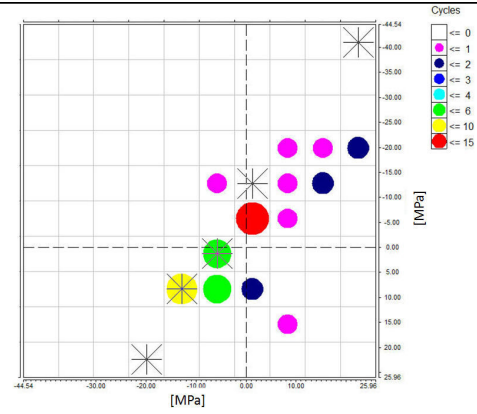
Nesse apêndice é apresentado o *rainflow* para cada manobra medida para o sinal “A” e sinal “B”.

Tabela A.1 - Resultados do *rainflow* para cada manobra.

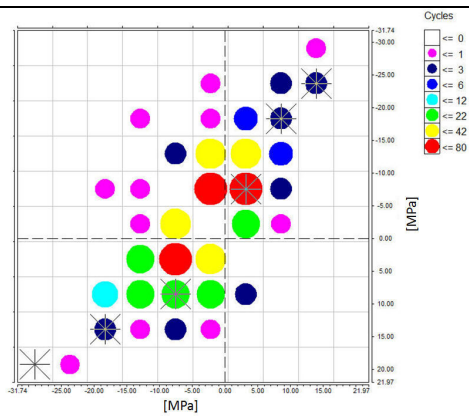




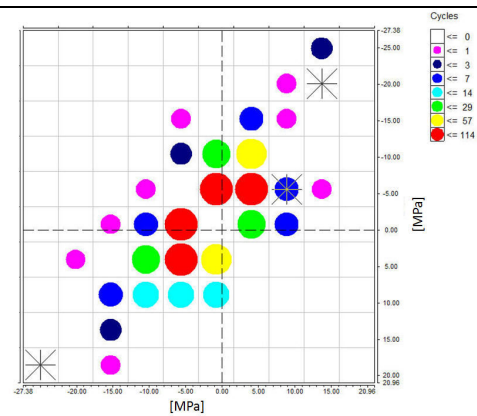
Sinal A, curva U, tanque cheio



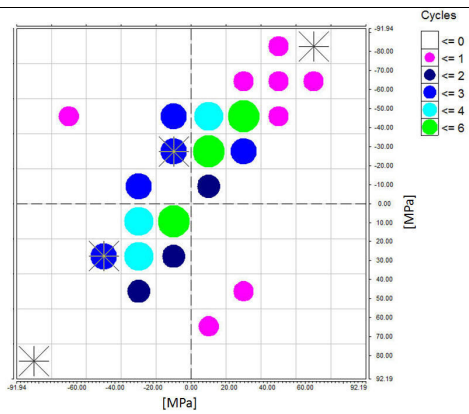
Sinal A, curva U, tanque vazio



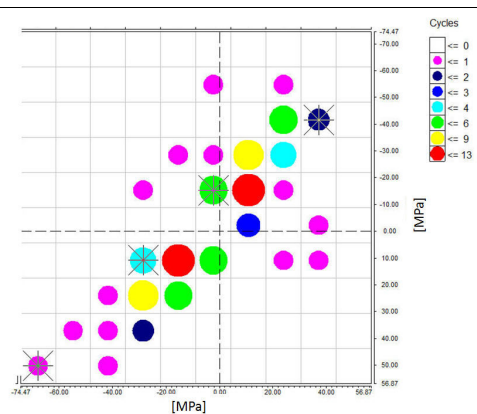
Sinal A, deslocamento em estrada, tanque cheio



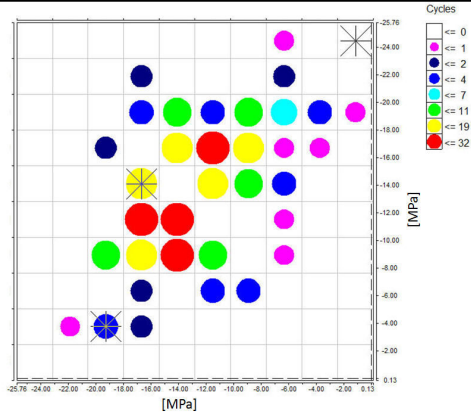
Sinal A, deslocamento em estrada, tanque vazio



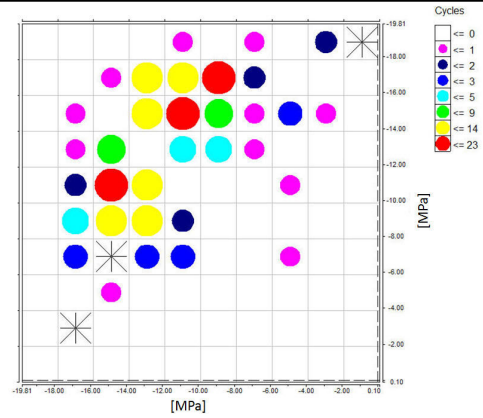
Sinal A, terraço, tanque cheio



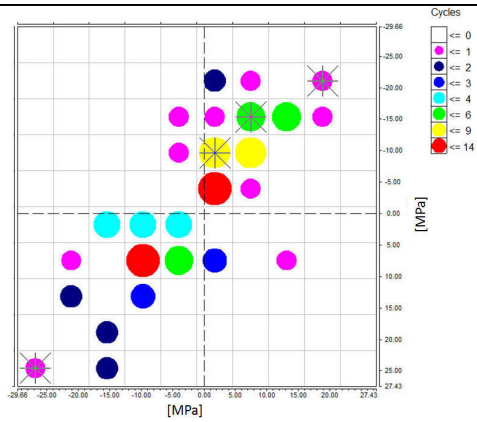
Sinal A, terraço, tanque vazio



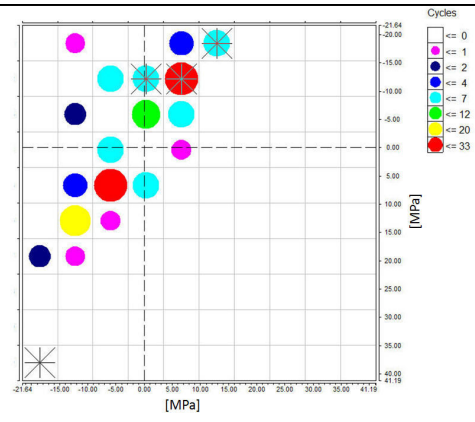
Sinal B, alinhado com a cultura, tanque cheio



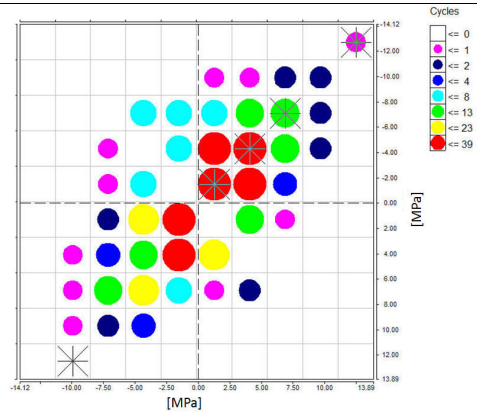
Sinal B, alinhado com a cultura, tanque vazio



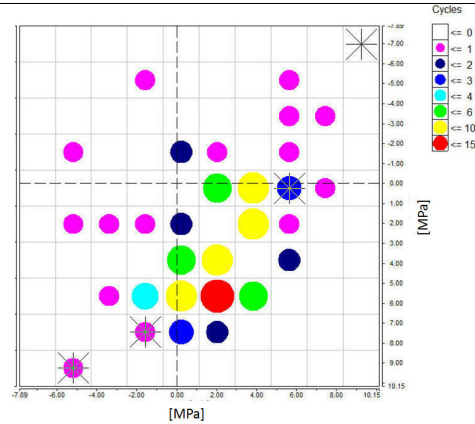
Sinal B, meia barra, tanque cheio



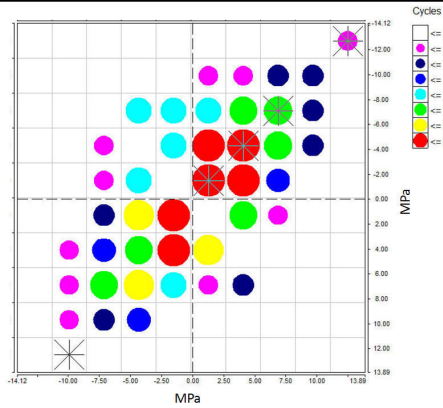
Sinal B, meia barra, tanque vazio



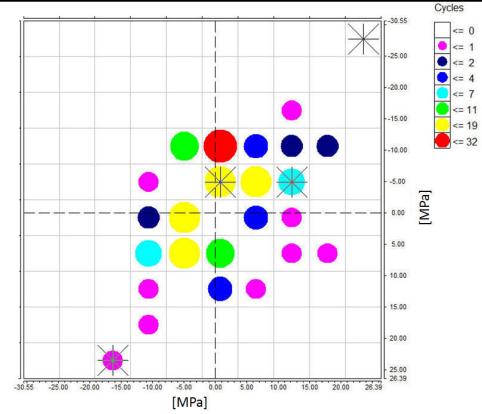
Sinal B, frenagem, tanque cheio



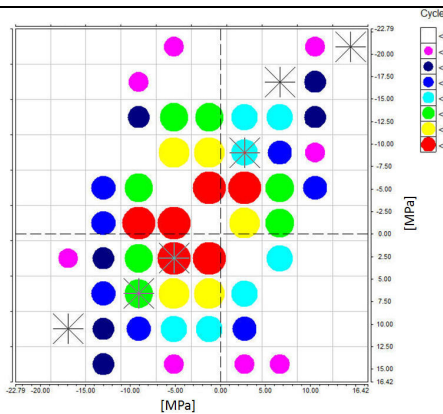
Sinal B, frenagem, tanque vazio



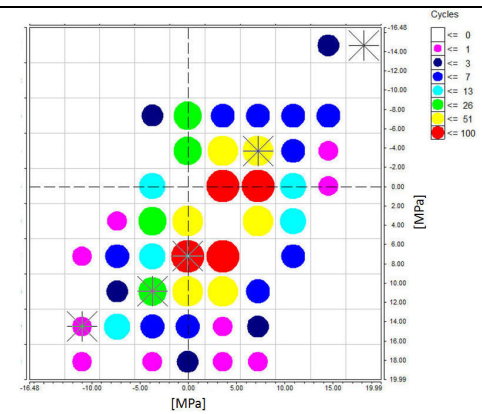
Sinal B, curva U, tanque cheio



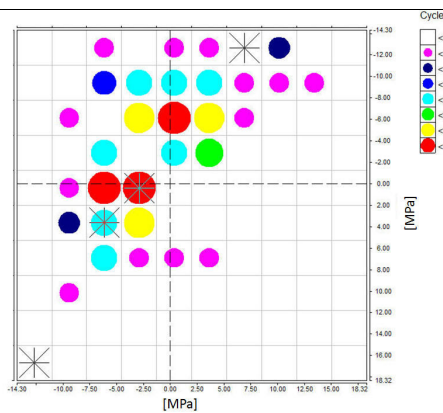
Sinal B, curva U, tanque vazio



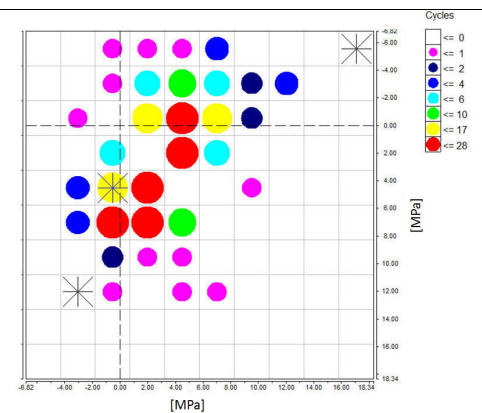
Sinal B, deslocamento em estrada, tanque cheio



Sinal B, deslocamento em estrada, tanque vazio



Sinal B, terraço, tanque cheio

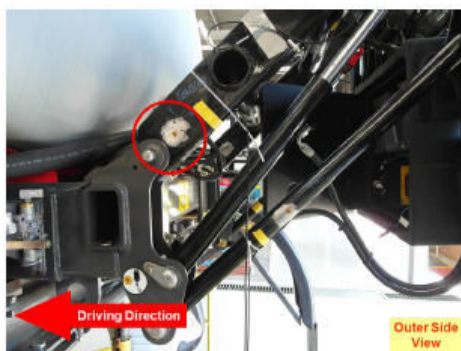


Sinal B, terraço, tanque vazio

APÊNDICE B – Instrumentação

Nesse apêndice são apresentadas fotos e informações referente à instrumentação realizada no componente em estudo para os pontos 1, 2 e 3 definidos na seção 5.3.

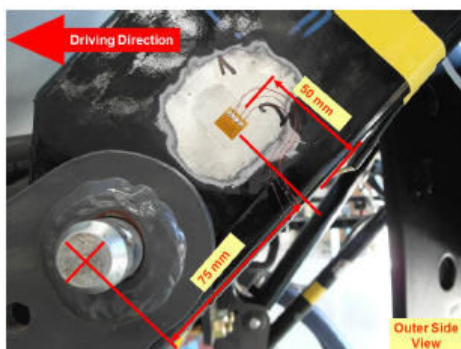
No.	Name	Unit	Description
34	318_BASq_SuppFrameFl_Ten_S	$\mu\text{m}/\text{m}$	Boom, Center square, Support frame, front, left, Force, strain



Picture 34.1



Picture 34.2



Picture 34.3



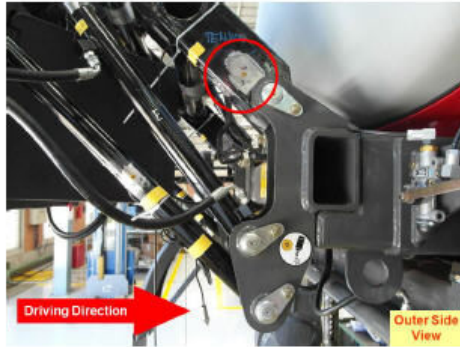
Picture 34.4

STRAIN GAGE INFORMATION

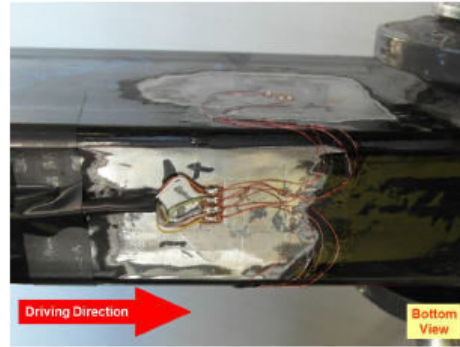
Component	Center Square	Active SG	4
Sign Convention	tension +	Calibration Value	-
SG-Type	CEA-06-125UT-350	Calibration Sheet	-
Gage Factor	2.125	Range	4000
Bridge Circuit	Full Bridge		

Figura B.1 - Instrumentação do ponto 1

No.	Name	Unit	Description
35	319_BASq_SuppFrameFr_Ten_S	$\mu\text{m}/\text{m}$	Boom, Center square, Support frame, front, right, Force, strain



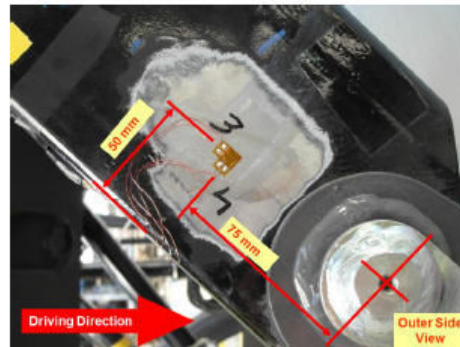
Picture 35.1



Picture 35.2



Picture 35.3



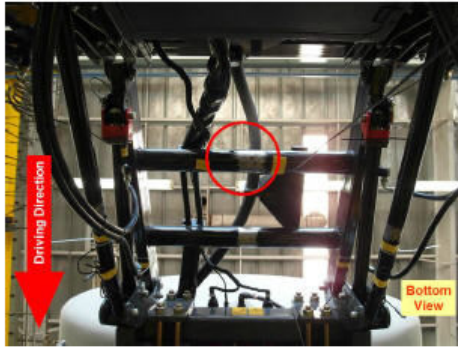
Picture 35.4

STRAIN GAGE INFORMATION

Component	Center Square	Active SG	4
Sign Convention	tension +	Calibration Value	-
SG-Type	CEA-06-125WT-350	Calibration Sheet	-
Gage Factor	2.14	Range	4000
Bridge Circuit	Full Bridge		

Figura B.2 - Instrumentação do ponto 2

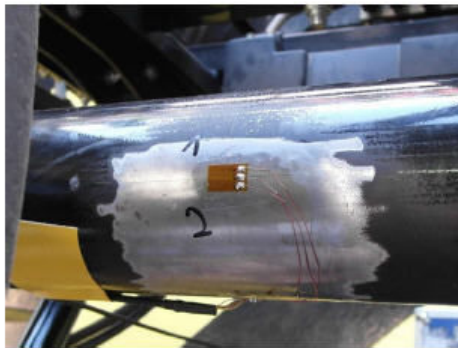
No.	Name	Unit	Description
36	321_BASq_SuppFrameRc_Tor_S μ m/m		Boom, Center square, Support frame, rear, center, Torsion, strain



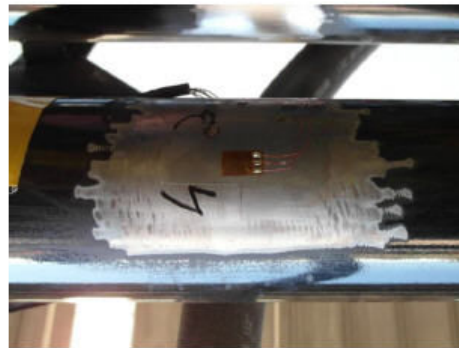
Picture 36.1



Picture 36.2



Picture 36.3



Picture 36.4

STRAIN GAGE INFORMATION

Component	Center Square	Active SG	4
Sign Convention	-	Calibration Value	-
SG-Type	CEA-06-187UV-350	Calibration Sheet	-
Gage Factor	2.075	Range	4000
Bridge Circuit	Full Bridge		

Figura B.3 - Instrumentação do ponto 3

APÊNDICE C – Estimativa da curva de fadiga dos materiais em análise

Hanel e Haibach, 2003, apresentam uma metodologia para determinar a curva S-N do material por meio de fatores relacionados ao material, ao projeto, a utilização e a tensão média atuante.

O primeiro fatores a calcular para determinar a curva S-N, são os fatores do material, que para aço ASTM A513, conforme Hanel e Haibach, 2003, é $f_{w,t}=0,45$ e $f_{w,c}=0,577$. Sendo $f_{w,t}$ o fator para determinar o limite de fadiga em aços submetidos a tensão-compressão e $f_{w,c}$ o fator para determinar o limite de fadiga em aços submetidos ao cisalhamento.

Para determinar o fator de projeto, inicia-se com a determinação do gradiente de tensão, dados pelas equações G.8 e G.9. Para determinar as amplitudes das tensões, aplica-se um carregamento unitário para a tração e um carregamento para a torção do componente.

O cálculo do gradiente de tensão fica.

$$G_G = \frac{1}{20} \cdot \left(1 - \frac{20}{30}\right) = 0,0166 \quad (C.1)$$

$$G_\tau = \frac{1}{20} \cdot \left(1 - \frac{30}{20}\right) = 0,0166 \quad (C.2)$$

Com base nos valores dos gradientes e a utilização da tabela G.2 para os valores de a_G e b_G pode-se determinar o valor das taxas Kt-Kf utilizando a equação G.5.

$$n_\sigma = 1 + 0,0166 \cdot 10^{-\left(0,5 - 0,5 + \frac{470}{2700}\right)} = 1,011 \quad (C.3)$$

$$n_\tau = 1 + 0,0166 \cdot 10^{-\left(0,5 - 0,5 + \frac{0,577 \times 470}{2700}\right)} = 1,0132 \quad (C.4)$$

O fator de rugosidade pode ser determinado pela equação G.10, onde $a_{R,\sigma}$ é uma constante apresentada na tabela G.3, R_z é a média da rugosidade da superfície do componente em μm conforme a DIN 4768 e $R_{m,N,\min}$ é uma constante também da tabela G.3.

$$K_{R,\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(200) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot 470}{400}\right) = 0,812 \quad (C.5)$$

$$K_{R,\sigma} = 1 - 0,577 \cdot 0,22 \cdot \log(200) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot 470}{400}\right) = 0,892 \quad (\text{C.6})$$

O valor do fator K_f conforme a tabela G.4 é 2. Conforme Hanel e Haibach, 2003, o fator de tratamento superficial (K_V) para aços sem tratamento é 1. Para o fator de pintura (K_S) utiliza-se 1, pois trata-se de uma superfície pintada. A constante $K_{NL,E}$ é utilizada para ferros fundidos, dessa forma para o caso do aço é vale 1.

Definidos os fatores, pode-se retornar ao cálculo do fator de projeto, pelas equações G.3 e G.4.

$$K_{wk,\sigma} = \frac{1}{1,011} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{0,812} - 1\right)\right) \cdot \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 1,103 \quad (\text{C.7})$$

$$K_{wk,\tau} = \frac{1}{1,013} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{0,892} - 1\right)\right) \cdot \frac{1}{1 \cdot 1} = 1,0469 \quad (\text{C.8})$$

Com o coeficiente de projeto e das propriedades do material, pode-se calcular o limite de fadiga para a tensão normal e a tensão de cisalhamento são encontradas pelas equações G.12 e G.13:

$$\sigma_{1,wk} = 470 \times 0,45 \times \frac{1}{1,0469} = 191,7 \text{MPa} \quad (\text{C.9})$$

$$\tau_{1,wk} = (470 \times 0,45) \times 0,577 \times \frac{1}{1,047} = 116,56 \text{MPa} \quad (\text{C.10})$$

Hanel e Haibach, 2003, ainda sugerem a utilização do coeficiente de segurança, para aços inspecionados em utilizações severas é recomendado de 1,35. Dessa forma os limites de fadiga são transformados:

$$\sigma_{1,wk} = \frac{191,7}{1,35} = 142 \text{MPa} \quad (\text{C.11})$$

$$\tau_{1,wk} = \frac{116,5}{1,35} = 86 \text{MPa} \quad (\text{C.12})$$

Antes de iniciar cada coleta de dados das manobras, a máquina esteve com as barras abertas, parada e suspensas pela estrutura. Por isso pode-se afirmar que a tensão inicial de torção é zero, não necessitando da utilização da correção da tensão média. Porém para o caso do limite de fadiga da tensão normal, torna-se necessário a correção da tensão média.

Para isso, Hanel e Haibach, 2003, sugerem a utilização de fator de correção ($K_{AK,\sigma}$) e o fator de tensão residual ($K_{K,\sigma}$) para realizar essa correção por meio da equação G.16.

Devido a tensão média do sinal estar relacionada ao peso dos componentes suspensos, pode-se identificar o tipo de sobrecarga como F1. Por meio das equações relacionadas a essa sobre carga, encontra-se o valor de M_σ da equação G.17 e S_m , relacionados na tabela G.6, com a utilização da tabela G.10 para os valores de a_M e b_M .

$$M_\sigma = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 470 + (-0,1) = 0,0645 \quad (C.13)$$

$$S_m = \frac{\sigma_m}{k_{e,\sigma} \cdot \sigma_{WK}} = \frac{8}{1 \cdot 142} = 0,056 \quad (C.14)$$

Pode-se perceber que com o valor de S_m atende a condição de utilização II, propostas pelo manual.

$$\frac{-1}{(1-M_\sigma)} < S_m < \frac{1}{(1+M_\sigma)} \quad (C.15)$$

$$-1,06 < 0,056 < 0,93$$

Com as classificações definidas, Hanel e Haibach, 2003, sugere a tabela G.6 para determinar $K_{AK,\sigma}$:

$$K_{AK,\sigma} = 1 - M_\sigma \cdot S_m = 1 - 0,0645 \cdot 0,056 = 0,996 \quad (C.16)$$

Para componentes não soldados, o fator residual de tensão é igual a 1. Dessa forma pode-se calcular a tensão limite de fadiga considerando a tensão média por meio da equação G.16:

$$\sigma_{1,AK} = 0,996 \cdot 1 \cdot 142 = 141,5MPa \quad (C.17)$$

Ainda é necessário determinar os parâmetros da curva de fadiga S-N para a solda onde ocorre a falha. Por definição Hanel e Haibach, 2003, já trazem os valores para limite de fadiga

para a tensão normal e de cisalhamento na solda independente do material utilizadas nos componentes a serem unidos pela solda.

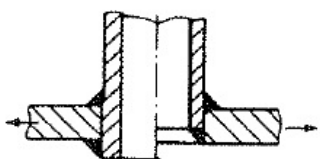
$$\sigma_{w,w} = 92MPa$$

$$\tau_{w,w} = 37MPa$$

A tensão média é dada pelo peso, igualmente a tensão definida para a curva normal, anteriormente calculada, então $K_{AK,\sigma} = 0,996$ e a ausência de entalhe na solda define o fator de entalhe igual a 1.

A classe de fadiga (FAT) é encontrada no item 832 apresentado por Hobbacher, 2008, sendo para o aço o valor de 71.

Tabela C.1 Curvas de fadiga estimadas para o material

No	Detalhe estrutural	Descrição	FAT - Aço	FAT -Alumínio
832		Braço tubular ou tube penetrando numa chapa, com filetes de solda	71	25

Fonte: Adaptada de Hanel e Haibach, 2003

Utilizando esses fatores de correção pode-se chegar, por meio das equações G.21 e G.22, ao seguinte limite de fadiga para a tensão normal e tensão de cisalhamento.

$$S_{AK,zd} = 0,996 \cdot 1 \cdot \frac{71}{225} \cdot 92 = 29 \cdot 10^6 Pa \quad (C.18)$$

$$T_{AK,s} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{71}{145} \cdot 37 = 18 \cdot 10^6 Pa \quad (C.19)$$

O coeficiente exponencial da curva de fadiga (S-N), considerados por Hanel e Haibach, 2003, para os cálculos realizados acima são:

Tabela C.2 Curvas de fadiga estimadas para o material

Material	Carregamento	K (constante)	Ciclos para o limite de fadiga
Aços e ferro fundido	Tensão Normal	5	10^6

Aços e ferro fundido	Tensão de cisalhamento	8	10^6
Solda	Tensão Normal	3	$5 \cdot 10^6$
Solda	Tensão de cisalhamento	5	10^8

Fonte: O Autor

APÊNDICE D – Bancada de teste sugerida para o componente

Um dos objetivos do trabalho é projetar uma bancada para que possam ser validados os resultados estimados de vida em fadiga da estrutura em um trabalho futuro. Na bancada devem ser aplicados às cargas cíclicas definidas na secção 5.6 do trabalho.

Para a aplicação das cargas de tração e torção na estrutura em análise, é utilizado um conjunto de dois cilindros hidráulicos para cada carregamento, conforme a ilustração abaixo.

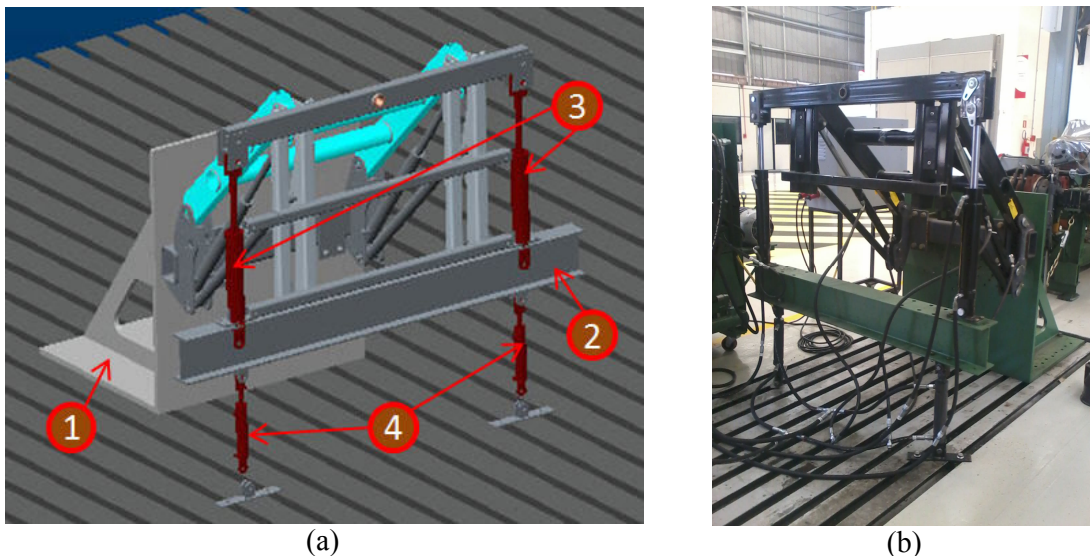


Figura D.1 – a) Projeto da bancada; b) Início da construção da bancada

A bancada é composta pela estrutura que fixa o conjunto no chão, indicada pelo número 1 da Figura 4.30. Maiores detalhes dimensionais dessa estrutura encontram-se na Figura D2.

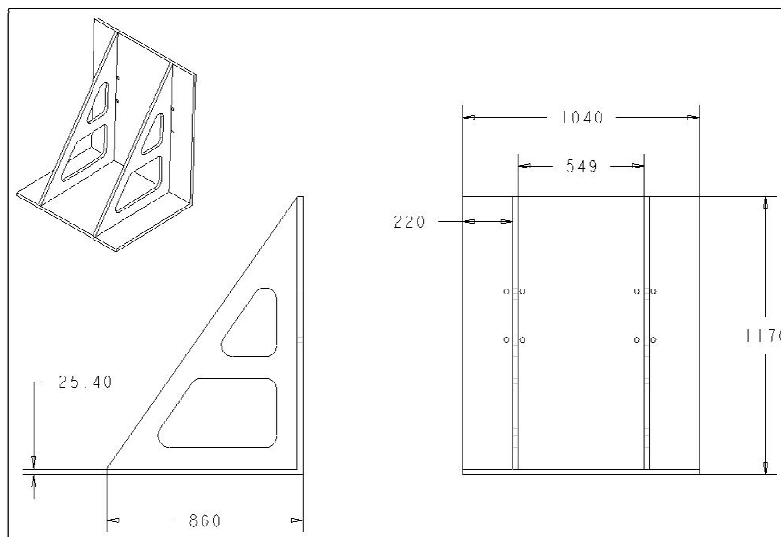


Figura D.2 - Desenho da estrutura de fixação

Os esforços são aplicados por meio dos cilindros hidráulicos, indicados pelo número 4 para a tração/compressão e os cilindros hidráulicos indicados pelo número 3 da Figura 4.30. Uma viga I com as dimensões 2000x200x100x10mm é responsável pela ligação dos cilindros hidráulicos.

Os componentes indicados na Figura 4.30, são os mesmos componentes utilizados na máquina agrícola e terão a função de fornecer a mesma fixação e a distribuição das tensões durante o teste.



Figura D. 3 - Componentes utilizados na máquina agrícola

Os cilindros superiores trabalharão de forma alternada, para gerar a força F2 pura na estrutura. Esses trabalharão a uma frequência de 0,16 Hz.

Os cilindros inferiores são responsáveis pela força F1 na estrutura. Devido à posição de utilização não influenciam no carregamento de torção e trabalharão na frequência de 0,08 Hz.

Para que os carregamentos não se alterem durante a ciclagem, torna-se necessário verificar se a frequência natural da bancada de teste não coincide com as frequências dos acionamentos dos cilindros. Para isso realizou-se o cálculo da frequência natural da bancada de teste com as mesmas restrições em que a bancada se encontrará quando utilizada.

Para o cálculo foi utilizado o software comercial Ansys 14.5, pelo qual se encontrou as seis primeiras frequências naturais da tabela abaixo. Pode-se perceber que o primeiro modo de vibração encontra-se na frequência de 11 Hz, dessa forma a bancada não entrará em ressonância devido às frequências de excitação dos cilindros ser muito menor.

Nos pontos de fixação dos cilindros são utilizados pinos para que o único grau de liberdade permitido seja a rotação em torno do eixo do pino.

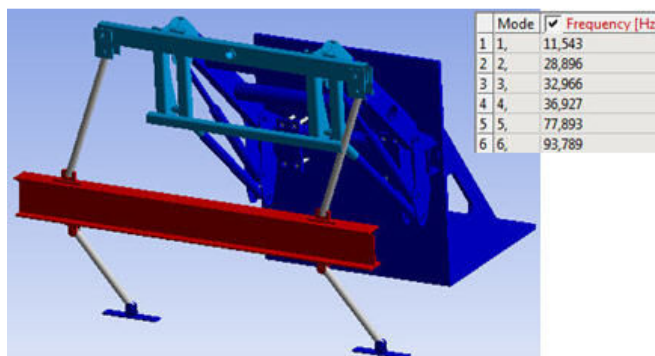


Figura D. 4 - Resultado do primeiro modo de vibração da bancada

Na Figura D.5 encontra-se o diagrama hidráulico para ajudar no entendimento do funcionamento da bancada.

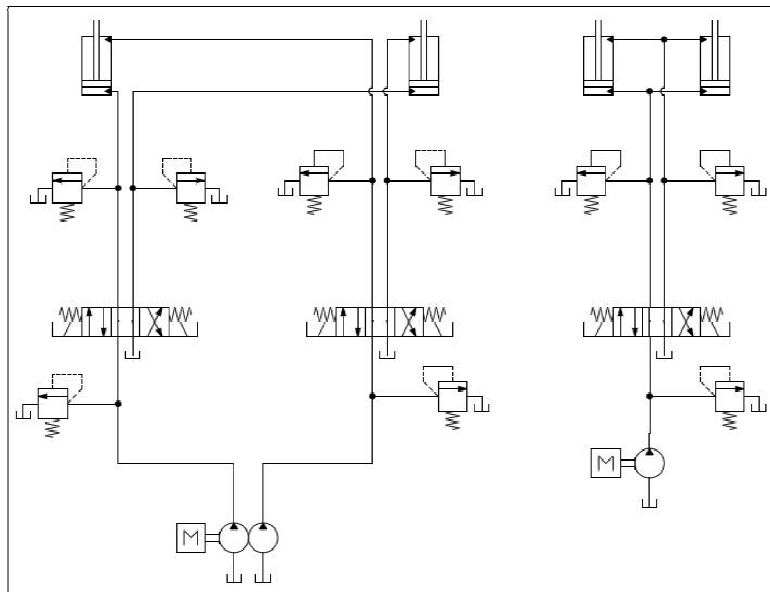


Figura D. 5 - Diagrama hidráulico

As aplicações das tensões no teste são controladas por meio da medição das deformações, utilizando os mesmos tipos de pontes com os *gages* utilizados durante a coleta de dados no campo. Para isso é necessário, com as tensões esperadas na superfície do componente, calcular o valor de deformação que o equipamento deverá apresentar para cada ponte utilizada.

Para as pontes utilizadas são realizados os cálculos de forma inversa.

- Valor esperado da deformação para a carga de tração;

$$33 = \frac{0,22 \cdot \varepsilon_i}{2 \cdot (1 - 0,3)} \quad (5.1)$$

$$\varepsilon_i = 390 \mu\text{strain} / m$$

- Valor esperado da deformação para a carga de torção;

$$74,5 = \frac{1}{4} \cdot \frac{0,22}{1 - 0,3^2} \cdot (1 - 0,3) \cdot \varepsilon_i \quad (5.2)$$

$$\varepsilon_i = 1.760 \mu\text{strain} / m$$

APÊNDICE E – Resultado das deformações e tensões para os métodos do plano crítico

Nesse apêndice é encontrado o resultado das deformações e tensões para cada direção (num intervalo de 10°) calculados na secção 5.6 pelas equações I.1, I.2, I.4 e I.5.

$\Delta \gamma / 2$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
1	-1,5E-04	-2,7E-04	-3,5E-04	-3,9E-04	-3,9E-04	-3,4E-04	-2,4E-04	-1,2E-04	1,7E-05	1,5E-04	2,7E-04	3,5E-04	3,9E-04	3,9E-04	3,4E-04	2,4E-04	1,2E-04	-1,7E-05
2	-1,7E-04	-3,1E-04	-4,2E-04	-4,8E-04	-4,8E-04	-4,2E-04	-3,1E-04	-1,6E-04	1,1E-06	1,7E-04	3,1E-04	4,2E-04	4,8E-04	4,8E-04	4,2E-04	3,1E-04	1,6E-04	-1,1E-06
3	-2,5E-05	-8,3E-05	-1,3E-04	-1,6E-04	-1,8E-04	-1,7E-04	-1,4E-04	-9,3E-05	-3,6E-05	2,5E-05	8,3E-05	1,3E-04	1,6E-04	1,8E-04	1,7E-04	1,4E-04	9,3E-05	3,6E-05
4	1,1E-04	1,4E-04	1,5E-04	1,5E-04	1,2E-04	8,4E-05	3,6E-05	-1,7E-05	-6,8E-05	-1,1E-04	-1,4E-04	-1,5E-04	-1,5E-04	-1,2E-04	-8,4E-05	-3,6E-05	-1,7E-05	6,8E-05
5	1,2E-04	1,8E-04	2,2E-04	2,3E-04	2,1E-04	1,7E-04	1,1E-04	3,0E-05	-4,9E-05	-1,2E-04	-1,8E-04	-2,2E-04	-2,3E-04	-2,1E-04	-1,7E-04	-1,1E-04	-3,0E-05	4,9E-05
6	-4,7E-08	-1,7E-07	-2,6E-07	-3,3E-07	-3,6E-07	-3,4E-07	-2,8E-07	-1,9E-07	-7,7E-08	4,7E-08	1,7E-07	2,6E-07	3,3E-07	3,6E-07	3,4E-07	2,8E-07	1,9E-07	7,7E-08
7	-1,2E-04	-1,8E-04	-2,2E-04	-2,3E-04	-2,1E-04	-1,7E-04	-1,1E-04	-3,0E-05	5,0E-05	1,2E-04	1,8E-04	2,2E-04	2,3E-04	2,1E-04	1,7E-04	1,1E-04	3,0E-05	-5,0E-05
8	-1,1E-04	-1,4E-04	-1,5E-04	-1,5E-04	-1,3E-04	-8,7E-05	-3,8E-05	1,6E-05	6,7E-05	1,1E-04	1,4E-04	1,5E-04	1,5E-04	1,3E-04	8,7E-05	3,8E-05	1,6E-05	-6,7E-05
9	2,4E-05	8,2E-05	1,3E-04	1,6E-04	1,8E-04	1,7E-04	1,4E-04	9,4E-05	3,7E-05	-2,4E-05	-8,2E-05	-1,3E-04	-1,6E-04	-1,8E-04	-1,7E-04	-1,4E-04	-9,4E-05	-3,7E-05
10	1,5E-04	3,0E-04	4,1E-04	4,7E-04	4,8E-04	4,2E-04	3,2E-04	1,8E-04	1,1E-05	-1,5E-04	-3,0E-04	-4,1E-04	-4,7E-04	-4,8E-04	-4,2E-04	-3,2E-04	-1,8E-04	-1,1E-05
11	1,4E-04	2,6E-04	3,5E-04	3,9E-04	3,9E-04	3,4E-04	2,5E-04	1,3E-04	-9,4E-06	-1,4E-04	-2,6E-04	-3,5E-04	-3,9E-04	-3,9E-04	-3,4E-04	-2,5E-04	-1,3E-04	9,4E-06
12	2,2E-07	-3,4E-09	-2,3E-07	-4,3E-07	-5,7E-07	-6,5E-07	-6,5E-07	-5,7E-07	-4,2E-07	-2,2E-07	3,4E-09	2,3E-07	4,3E-07	5,7E-07	6,5E-07	6,5E-07	5,7E-07	4,2E-07

Variação	3,2E-04	6,1E-04	8,3E-04	9,5E-04	9,5E-04	8,4E-04	6,3E-04	3,4E-04	1,4E-04	3,2E-04	6,1E-04	8,3E-04	9,5E-04	9,5E-04	8,4E-04	6,3E-04	3,4E-04	1,4E-04
----------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

Figura E.1 - Deformações de cisalhamento

$\Delta \epsilon$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
1	-6,19E-04	-5,45E-04	-4,35E-04	-3,03E-04	-1,65E-04	-3,76E-05	6,44E-05	1,28E-04	1,46E-04	1,17E-04	4,24E-05	-6,72E-05	-1,99E-04	-3,37E-04	-4,65E-04	-5,67E-04	-6,31E-04	-6,49E-04
2	-7,55E-04	-6,71E-04	-5,42E-04	-3,84E-04	-2,16E-04	-5,88E-05	6,95E-05	1,53E-04	1,82E-04	1,52E-04	6,81E-05	-6,07E-05	-2,19E-04	-3,86E-04	-5,44E-04	-6,72E-04	-7,56E-04	-7,84E-04
3	-2,76E-04	-2,56E-04	-2,18E-04	-1,66E-04	-1,07E-04	-4,59E-05	7,98E-06	4,87E-05	7,14E-05	7,33E-05	5,41E-05	1,63E-05	-3,58E-05	-9,57E-05	-1,56E-04	-2,10E-04	-2,51E-04	-2,74E-04
4	2,03E-04	1,59E-04	1,07E-04	5,46E-05	7,05E-06	-2,95E-05	-5,07E-05	-5,39E-05	-3,89E-05	-7,28E-06	3,70E-05	8,86E-05	1,41E-04	1,89E-04	2,25E-04	2,47E-04	2,50E-04	2,35E-04
5	3,42E-04	2,88E-04	2,18E-04	1,39E-04	6,16E-05	-5,45E-06	-5,39E-05	-7,79E-05	-7,46E-05	-4,44E-05	9,11E-06	7,94E-05	1,58E-04	2,36E-04	3,03E-04	3,51E-04	3,75E-04	3,72E-04
6	-5,44E-07	-5,07E-07	-4,31E-07	-3,26E-07	-2,04E-07	-8,09E-08	2,94E-08	1,13E-07	1,61E-07	1,66E-07	1,29E-07	5,31E-08	-5,19E-08	-1,73E-07	-2,97E-07	-4,07E-07	-4,91E-07	-5,39E-07
7	-3,44E-04	-2,90E-04	-2,19E-04	-1,40E-04	-6,15E-05	6,02E-06	5,47E-05	7,87E-05	7,52E-05	4,45E-05	-9,72E-06	-8,08E-05	-1,60E-04	-2,38E-04	-3,06E-04	-3,55E-04	-3,79E-04	-3,75E-04
8	-2,07E-04	-1,63E-04	-1,10E-04	-5,71E-05	-8,81E-06	2,85E-05	5,05E-05	5,43E-05	3,97E-05	8,23E-06	-3,62E-05	-8,82E-05	-1,42E-04	-1,90E-04	-2,27E-04	-2,49E-04	-2,53E-04	-2,38E-04
9	2,76E-04	2,57E-04	2,20E-04	1,68E-04	1,08E-04	4,74E-05	-6,82E-06	-4,80E-05	-7,12E-05	-7,35E-05	-5,48E-05	-1,72E-05	3,46E-05	9,45E-05	1,55E-04	2,09E-04	2,51E-04	2,74E-04
10	7,58E-04	6,78E-04	5,52E-04	3,96E-04	2,28E-04	6,95E-05	-6,14E-05	-1,49E-04	-1,82E-04	-1,56E-04	-7,61E-05	4,97E-05	2,06E-04	3,73E-04	5,32E-04	6,63E-04	7,50E-04	7,83E-04
11	6,19E-04	5,47E-04	4,40E-04	3,09E-04	1,72E-04	4,39E-05	-5,93E-05	-1,25E-04	-1,46E-04	-1,19E-04	-4,73E-05	6,01E-05	1,90E-04	3,28E-04	4,56E-04	5,59E-04	6,25E-04	6,46E-04
12	-8,53E-07	-8,92E-07	-8,51E-07	-7,35E-07	-5,58E-07	-3,42E-07	-1,12E-07	1,03E-07	2,78E-07	3,92E-07	4,30E-07	3,89E-07	2,74E-07	9,69E-08	-1,19E-07	-3,49E-07	-5,64E-07	-7,39E-07

Variação	1,51E-03	1,35E-03	1,09E-03	7,80E-04	4,45E-04	1,28E-04	1,31E-04	3,02E-04	3,63E-04	3,09E-04	1,44E-04	1,77E-04	4,24E-04	7,60E-04	1,08E-03	1,34E-03	1,51E-03	1,57E-03
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

Figura E.2- Variação das deformações normais

$\sigma_{n, max}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
1	-128	-117	-100	-80	-58	-39	-23	-13	-10	-15	-27	-43	-64	-85	-105	-120	-130	-133
2	-156	-143	-123	-99	-73	-49	-29	-16	-12	-16	-29	-49	-73	-99	-123	-143	-156	-160
3	-56	-53	-47	-39	-30	-21	-12	-6	-2	-2	-5	-11	-19	-28	-38	-46	-52	-56
4	44	37	29	21	14	8	5	4	7	11	18	26	34	42	47	51	51	49
5	72	64	53	41	29	19	11	7	8	13	21	32	44	56	66	73	77	77
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	-73	-64	-53	-41	-29	-19	-11	-7	-8	-13	-21	-32	-44	-56	-67	-74	-78	-77
8	-45	-38	-30	-22	-14	-8	-5	-4	-7	-12	-18	-26	-35	-42	-48	-51	-52	-49
9	56	53	47	39	30	21	12	6	3	2	5	11	19	28	37	46	52	56
10	156	144	125	101	75	50	30	17	12	16	28	47	71	97	122	142	155	160
11	128	117	100	80	59	40	24	14	10	15	26	42	62	83	103	119	129	132
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Max Tn	156	144	125	101	75	50	30	17	12	16	28	47	71	97	122	142	155	160
--------	-----	-----	-----	-----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

Figura E.3- Tensões normais máximas

τ_{\max}	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
1	-128	-117	-100	-80	-58	-39	-23	-13	-10	-15	-27	-43	-64	-85	-105	-120	-130	-133
2	-156	-143	-123	-99	-73	-49	-29	-16	-12	-16	-29	-49	-73	-99	-123	-143	-156	-160
3	-56	-53	-47	-39	-30	-21	-12	-6	-2	-2	-5	-11	-19	-28	-38	-46	-52	-56
4	44	37	29	21	14	8	5	4	7	11	18	26	34	42	47	51	51	49
5	72	64	53	41	29	19	11	7	8	13	21	32	44	56	66	73	77	77
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	-73	-64	-53	-41	-29	-19	-11	-7	-8	-13	-21	-32	-44	-56	-67	-74	-78	-77
8	-45	-38	-30	-22	-14	-8	-5	-4	-7	-12	-18	-26	-35	-42	-48	-51	-52	-49
9	56	53	47	39	30	21	12	6	3	2	5	11	19	28	37	46	52	56
10	156	144	125	101	75	50	30	17	12	16	28	47	71	97	122	142	155	160
11	128	117	100	80	59	40	24	14	10	15	26	42	62	83	103	119	129	132
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Varição	312	287	248	199	148	99	59	33	23	32	57	96	145	196	245	285	311	321

Figura E.4•- Tensões de cisalhamento máximas

APÊNDICE F – Resultado do experimento para vários níveis de proporcionalidades

Nesse apêndice é demonstrado os resultados em detalhes do experimento 1 nos ângulos de defasagem de 0°, 30°, 60° e 90°.

Carregamento proporcional (0°)

Na tabela abaixo é apresentado a tensão de Von Mises em cada tempo, também é calculado a variação da tensão durante o intervalo do tempo transcorrido. Ainda é apresentado a estimativa de fadiga para a variação da tensão de Von Mises.

Tabela F.1- Estimativa de Von Mises - 0°

Carregamento proporcional [0°]			
t	σ_x	σ_{xz}	von Mises
0,57	59,4	34,3	83,9
1,14	99,9	57,7	141,4
1,71	108,9	62,9	154,1
2,28	83,5	48,2	118,1
2,85	31,6	18,3	44,7
3,42	-30,2	-17,5	42,8
3,99	-82,5	-47,6	116,7
4,56	-108,7	-62,8	153,8
5,13	-100,5	-58,1	142,2
5,7	-60,6	-35,0	85,7
6,27	-1,5	-0,8	2,1
6,84	58,1	33,6	82,2
	Máxima		154,1
	Mínima		2,1
	Tensão		152,0
	Vida		686703,1

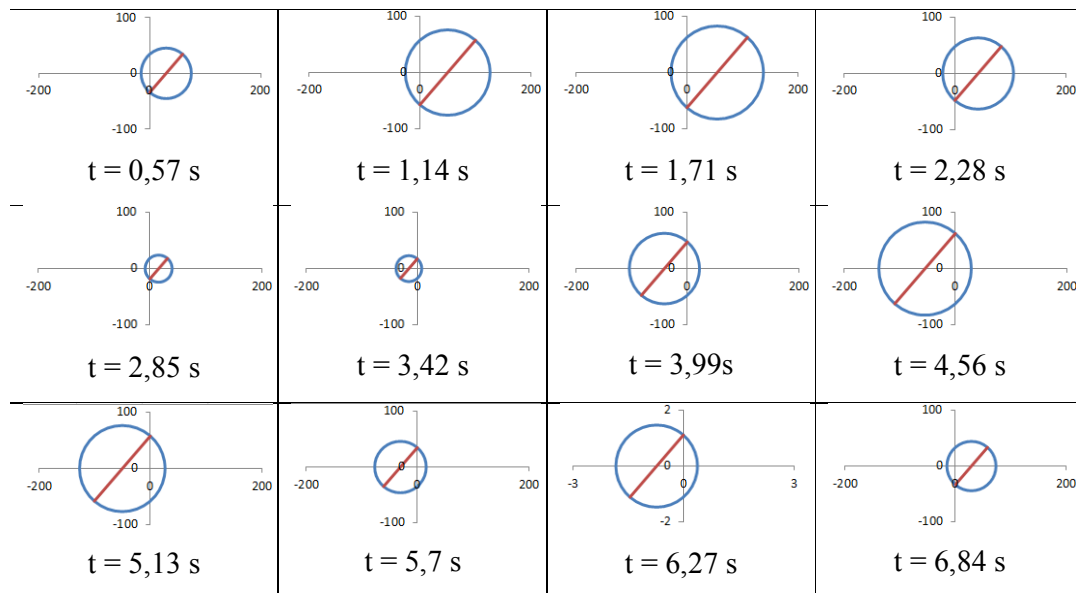
Na tabela F.2 é apresentado as tensões normais e de cisalhamento apresentado pela equação I.1 e I.2. Ainda na mesma tabela é apresentado o valor da tensão de Findley e a estimativa para cada direção. As células onde não são apresentados valores para a estimativa de fadiga, significa vida infinita. A direção em que ocorrerá a falha será na direção de menor número de ciclos estimado pela tabela abaixo.

Tabela F.2 - Cálculo de tensão e vida de Findley – 0°

σ_0	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
t1	59	69	74	74	69	58	45	29	14	0	-10	-15	-15	-9	1	15	30	46	59
t2	100	117	125	125	115	98	75	49	23	0	-17	-25	-25	-16	2	25	51	77	100
t3	109	127	137	136	126	107	82	53	25	0	-18	-28	-27	-17	2	27	56	84	109
t4	83	97	105	104	96	82	63	41	19	0	-14	-21	-21	-13	2	21	43	64	83
t5	32	37	40	40	37	31	24	15	7	0	-5	-8	-8	-5	1	8	16	24	32
t6	-30	-35	-38	-38	-35	-30	-23	-15	-7	0	5	8	8	5	-1	-8	-15	-23	-30
t7	-83	-96	-103	-103	-95	-81	-62	-40	-19	0	14	21	21	13	-2	-21	-42	-64	-83
t8	-109	-127	-136	-136	-126	-107	-82	-53	-25	0	18	28	27	17	-2	-27	-56	-84	-109
t9	-101	-117	-126	-126	-116	-99	-75	-49	-23	0	17	26	25	16	-2	-25	-51	-78	-101
t10	-61	-71	-76	-76	-70	-59	-45	-30	-14	0	10	15	15	9	-1	-15	-31	-47	-61
t11	-1	-2	-2	-2	-2	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1
t12	58	68	73	73	67	57	44	28	13	0	-10	-15	-15	-9	1	15	30	46	58
t13	0	19	29	30	48	59	69	78	89	99	109	120	130	140	150	160	170	180	190
t14	-34	-22	-7	9	23	35	43	45	42	34	22	7	-9	-23	-35	-43	-45	-42	-34
t15	-58	-37	-12	14	39	59	72	76	71	58	37	12	-14	-39	-59	-72	-76	-71	-58
t16	-63	-40	-13	16	43	65	79	83	78	63	40	13	-16	-43	-65	-79	-83	-78	-63
t17	-48	-31	-10	12	33	49	60	64	60	48	31	10	-12	-33	-49	-60	-64	-60	-48
t18	-18	-12	-4	5	12	19	23	24	23	18	12	4	-5	-12	-19	-23	-24	-23	-18
t19	17	11	4	-4	-12	-18	-22	-23	-22	-17	-11	-4	4	12	18	22	23	22	17
t20	48	31	10	-12	-32	-49	-60	-63	-59	-48	-31	-10	12	32	49	60	63	59	48
t21	63	40	13	-16	-43	-64	-78	-83	-78	-63	-40	-13	16	43	64	78	83	78	63
t22	58	37	12	-15	-39	-60	-73	-77	-72	-58	-37	-12	15	39	60	73	77	72	58
t23	35	23	7	-9	-24	-36	-44	-46	-43	-35	-23	-7	9	24	36	44	46	43	35
t24	1	1	0	0	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1	1	1	1
t25	-34	-22	-7	8	23	34	42	44	41	34	22	7	-8	-23	-34	-42	-44	-41	-34
Findley (Mpa)	90	72	47	50	74	91	99	96	84	63	45	20	23	47	65	85	97	99	90
Nf (findley)	683971	---	---	---	---	616913	321845	397047	---	---	---	---	---	---	---	---	376308	329143	683971

Na tabela abaixo são apresentados o círculo de Mohr para cada instante, pode-se perceber que a tensão máxima principal permanece na mesma direção em todos instantes, caracterizando o carregamento proporcional.

Tabela F.3 - Círculo de Mohr



Carregamento proporcional (30°)

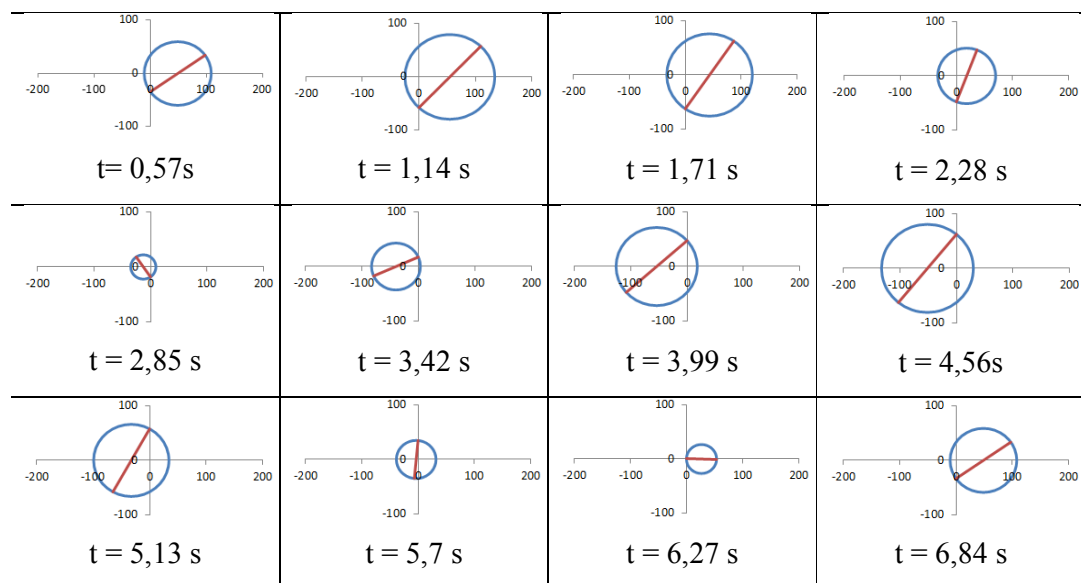
Tabela F.4 - Estimativa de Von Mises - 30°

Não proporcional (30°)			
t	α_x	α_z	von Mises
0,57	97,7	34,3	114,3
1,14	109,5	57,7	148,3
1,71	86,7	62,9	139,2
2,28	36,5	48,2	91,1
2,85	-25,3	18,3	40,5
3,42	-79,1	-17,5	84,6
3,99	-107,8	-47,6	135,8
4,56	-102,5	-62,8	149,4
5,13	-64,8	-58,1	119,6
5,7	-6,6	-35,0	60,9
6,27	53,7	-0,8	53,8
6,84	97,0	33,6	113,1
	Máxima		149,4
	Mínima		40,5
	Tensão		108,9
	Vida		3632787,6

Tabela F.5 - Cálculo de tensão e vida de Findley – 30°

$\sigma\theta$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
t1	98	106	108	103	91	74	54	33	15	0	-9	-11	-5	7	24	44	64	83	98
t2	110	126	134	132	121	102	77	50	23	0	-16	-24	-23	-12	7	32	60	86	110
t3	87	106	117	120	113	98	76	51	24	0	-19	-30	-33	-26	-11	11	36	63	87
t4	36	52	63	69	69	63	51	35	18	0	-15	-27	-33	-32	-26	-14	1	19	36
t5	-25	-18	-11	-3	3	8	9	9	5	0	-7	-15	-22	-28	-33	-35	-34	-31	-25
t6	-79	-83	-81	-74	-64	-50	-35	-20	-8	0	4	2	-5	-15	-29	-44	-59	-71	-79
t7	-108	-121	-126	-122	-110	-91	-68	-43	-20	0	13	18	14	2	-16	-40	-65	-88	-108
t8	-103	-121	-131	-131	-122	-104	-80	-52	-25	0	18	28	29	19	2	-23	-50	-78	-103
t9	-65	-83	-95	-99	-95	-84	-66	-45	-22	0	18	30	34	30	19	2	-20	-43	-65
t10	-7	-18	-28	-35	-38	-37	-32	-23	-12	0	12	22	29	32	31	25	17	6	-7
t11	54	52	47	40	31	21	13	6	1	0	2	7	14	23	32	41	48	52	54
t12	97	106	107	102	90	73	53	33	14	0	-9	-10	-5	7	24	44	64	83	97
$\tau\theta$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
t1	-34	-15	5	25	42	54	59	58	49	34	15	-5	-25	-42	-54	-59	-58	-49	-34
t2	-58	-35	-9	19	44	64	76	79	73	58	35	9	-19	-44	-64	-76	-79	-73	-58
t3	-63	-44	-20	6	32	54	69	78	74	63	44	20	-6	-32	-54	-69	-78	-74	-63
t4	-48	-39	-25	-8	10	26	40	49	52	48	39	25	8	-10	-26	-40	-49	-52	-48
t5	-18	-21	-22	-20	-16	-9	-2	6	13	18	21	22	20	16	9	2	-6	-13	-18
t6	17	3	-12	-26	-36	-42	-43	-39	-30	-17	-3	12	26	36	42	43	39	30	17
t7	48	26	2	-23	-45	-61	-71	-71	-63	-48	-26	-2	23	45	61	71	71	63	48
t8	63	41	15	-13	-40	-61	-76	-81	-77	-63	-41	-15	13	40	61	76	81	77	63
t9	58	43	24	1	-22	-42	-57	-65	-66	-58	-43	-24	-1	22	42	57	65	66	58
t10	35	32	25	15	3	-9	-20	-29	-34	-35	-32	-25	-15	-3	9	20	29	34	35
t11	1	10	18	24	27	26	23	17	8	-1	-10	-18	-24	-27	-26	-23	-17	-8	1
t12	-34	-15	5	25	42	54	59	57	48	34	15	-5	-25	-42	-54	-59	-57	-48	-34
Findley (Mpa)	90	75	58	58	75	88	95	93	81	63	48	32	34	52	71	87	96	97	90
Nf (findley)	675065	---	---	---	---	809914	432556	535644	---	---	---	---	---	---	---	906262	401057	382790	675065

Tabela F.6 - Círculo de Mohr – 30°



Carregamento proporcional (60°)

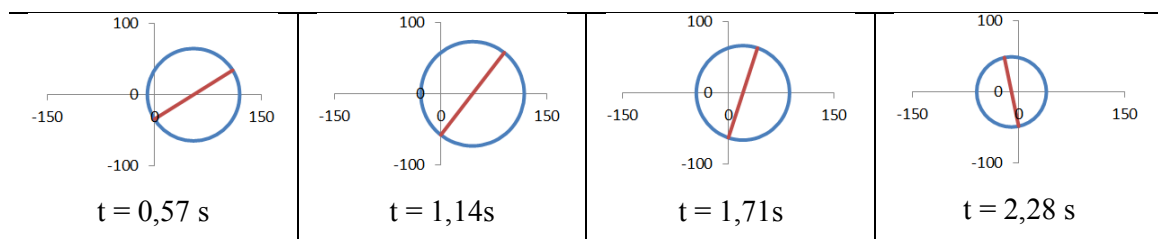
Tabela F.7 - Estimativa de Von Mises - 60°

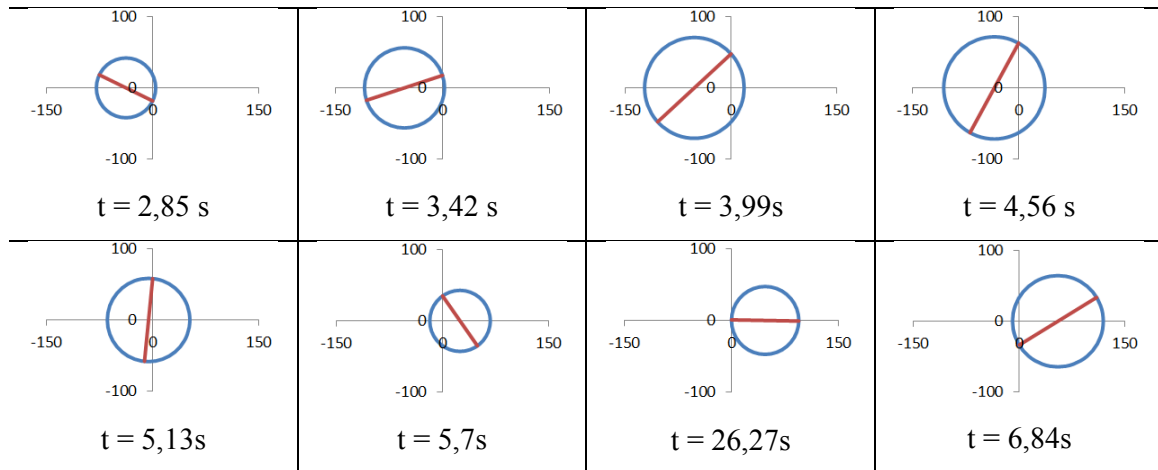
Não proporcional (60°)			
t	ox	oxz	von Mises
0,57	109,9	34,3	124,9
1,14	89,8	57,7	134,3
1,71	41,2	62,9	116,5
2,28	-20,3	48,2	85,9
2,85	-75,4	18,3	81,8
3,42	-106,7	-17,5	110,9
3,99	-104,2	-47,6	133,0
4,56	-68,8	-62,8	128,7
5,13	-11,6	-58,1	101,2
5,7	49,2	-35,0	78,1
6,27	94,5	-0,8	94,5
6,84	109,9	33,6	124,4
Máxima			134,3
Mínima			78,1
Tensão			56,3
Vida			98713771,032470

Tabela F.8 - Cálculo de tensão e vida de Findley – 60°

t0	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
t1	110	118	119	112	98	79	57	35	15	0	-8	-9	-2	12	31	53	75	95	110
t2	90	107	116	117	110	94	72	48	22	0	-17	-27	-28	-20	-4	17	42	67	90
t3	41	62	77	85	86	79	65	45	23	0	-20	-36	-44	-45	-38	-24	-4	18	41
t4	-20	-3	13	27	36	39	37	29	16	0	-17	-33	-47	-56	-59	-57	-49	-36	-20
t5	-75	-67	-55	-41	-26	-13	-3	3	4	0	-9	-21	-35	-49	-62	-72	-78	-79	-75
t6	-107	-109	-105	-95	-80	-61	-42	-24	-9	0	3	-1	-12	-27	-45	-65	-83	-98	-107
t7	-104	-117	-123	-119	-108	-90	-67	-43	-19	0	13	18	15	4	-14	-37	-61	-85	-104
t8	-69	-88	-101	-106	-102	-90	-72	-48	-24	0	19	32	37	33	21	3	-20	-45	-69
t9	-12	-31	-48	-59	-64	-62	-53	-39	-20	0	20	36	47	52	50	42	27	9	-12
t10	49	36	21	7	-6	-14	-18	-17	-10	0	13	28	43	55	63	67	66	60	49
t11	95	91	83	70	55	38	23	11	3	0	3	12	24	40	56	72	84	92	95
t12	110	118	119	112	98	78	57	34	15	0	-8	-9	-2	12	31	53	76	95	110
t13	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
t1	-34	-13	9	30	48	60	65	62	51	34	13	-9	-30	-48	-60	-65	-62	-51	-34
t2	-58	-39	-15	10	34	54	68	73	70	58	39	15	-10	-34	-54	-68	-73	-70	-58
t3	-63	-52	-35	-14	9	31	49	61	66	63	52	35	14	-9	-31	-49	-61	-66	-63
t4	-48	-49	-43	-33	-18	-2	15	30	42	48	49	43	33	18	2	-15	-30	-42	-48
t5	-18	-30	-38	-42	-40	-34	-24	-10	4	18	30	38	42	40	34	24	10	-4	-18
t6	17	-2	-21	-37	-50	-56	-55	-48	-35	-17	2	21	37	50	56	55	48	35	17
t7	48	27	3	-21	-43	-60	-69	-70	-63	-48	-27	-3	21	43	60	69	70	63	48
t8	63	47	26	2	-23	-45	-61	-70	-71	-63	-47	-26	-2	23	45	61	70	71	63
t9	58	53	41	24	4	-16	-34	-48	-57	-58	-53	-41	-24	-4	16	34	48	57	58
t10	35	41	43	39	30	18	4	-11	-24	-35	-41	-43	-39	-30	-18	-4	11	24	35
t11	1	17	31	41	47	46	41	30	15	-1	-17	-31	-41	-47	-46	-41	-30	-15	1
t12	-34	-13	10	31	48	60	64	61	50	34	13	-10	-31	-48	-60	-64	-61	-50	-34
Findley (Mpa)	90	82	73	71	76	83	86	84	76	63	57	52	53	63	76	86	93	94	90
Nf (findley)	668921	---	---	---	---	---	949891	---	---	---	---	---	---	---	---	967470	546390	487899	668921

Tabela F.9 - Círculo de Mohr – 60°





Carregamento proporcional (90°)

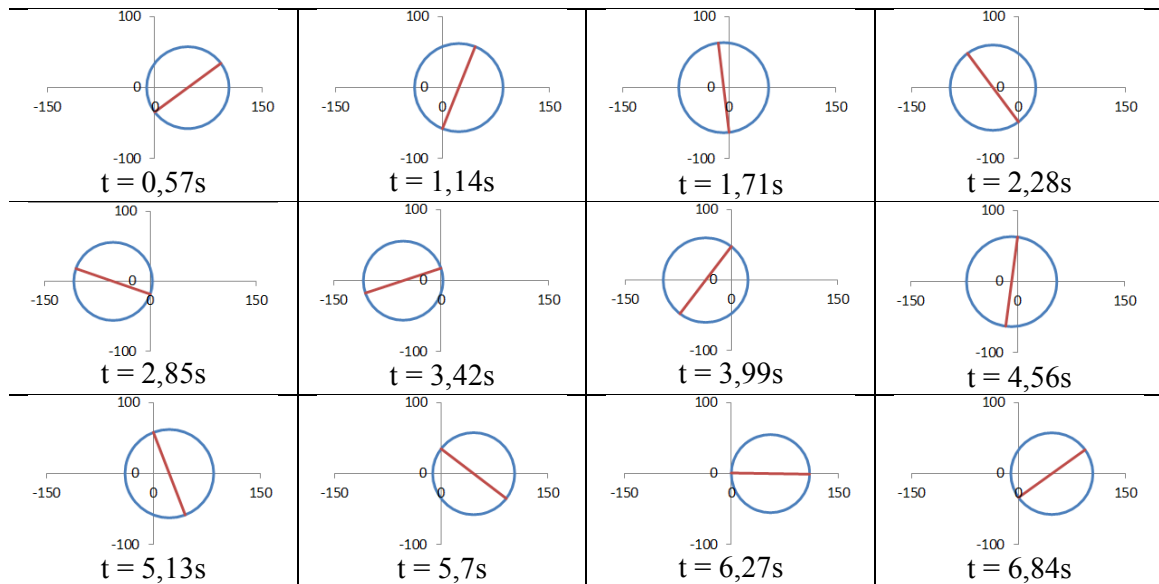
Tabela F.10 - Estimativa de Von Mises - 90°

Não proporcional (90°)			
t	σ_x	σ_{xz}	von Mises
0,57	92,6	34,3	110,0
1,14	45,9	57,7	110,0
1,71	-15,3	62,9	110,0
2,28	-71,6	48,2	110,0
2,85	-105,4	18,3	110,0
3,42	-105,8	-17,5	110,0
3,99	-72,7	-47,6	110,0
4,56	-16,7	-62,8	110,0
5,13	44,6	-58,1	110,0
5,7	91,8	-35,0	110,0
6,27	110,0	-0,8	110,0
6,84	93,4	33,6	110,0
	Máxima		110,0
	Minima		110,0
	Tensão		0,0
	Vida		55730836701000000,0

Tabela F.11 - Cálculo de tensão e vida de Findley – 90°

σ^0	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
t1	93	102	104	99	88	72	53	33	15	0	-9	-11	-7	5	21	40	60	78	93
t2	46	64	78	84	84	76	61	42	21	0	-18	-32	-38	-38	-30	-16	3	25	46
t3	-15	7	27	43	53	56	51	39	21	0	-22	-42	-58	-68	-71	-66	-54	-36	-15
t4	-72	-53	-32	-12	5	18	-24	23	14	0	-19	-39	-60	-77	-90	-95	-94	-86	-72
t5	-105	-96	-81	-63	-44	-26	-11	-1	3	0	-9	-24	-42	-62	-80	-95	-105	-108	-105
t6	-106	-109	-105	-94	-79	-61	-42	-24	-9	0	3	-1	-11	-27	-45	-64	-82	-97	-106
t7	-73	-87	-95	-96	-90	-77	-59	-39	-18	0	14	22	23	17	4	-13	-34	-54	-73
t8	-17	-38	-55	-67	-72	-69	-59	-42	-22	0	21	38	50	55	52	42	26	5	-17
t9	45	23	2	-17	-31	-39	-39	-32	-19	0	21	43	61	76	83	84	77	63	45
t10	92	77	59	39	19	3	-7	-12	-9	0	15	33	53	72	88	99	104	101	92
t11	110	106	97	82	64	45	27	12	3	0	4	13	28	46	65	83	98	107	110
t12	93	102	104	99	88	72	52	32	14	0	-9	-11	-7	5	21	40	60	78	93
t13	-34	-16	4	23	40	52	57	56	48	34	16	-4	-23	-40	-52	-56	-48	-34	-34
t14	-58	-46	-29	-9	13	33	49	59	62	58	46	29	9	-13	-33	-49	-59	-62	-58
t15	-63	-62	-53	-38	-18	3	25	43	56	63	62	53	38	18	-3	-25	-43	-56	-63
t16	-48	-58	-60	-55	-44	-27	-7	14	33	48	58	60	55	44	27	7	-14	-33	-48
t17	-18	-35	-48	-55	-55	-49	-36	-20	-1	18	35	48	55	55	49	36	20	1	-18
t18	17	-2	-21	-37	-49	-55	-55	-47	-34	-17	2	21	37	49	55	55	47	34	17
t19	48	32	13	-8	-28	-44	-55	-60	-57	-48	-32	-13	8	28	44	55	60	57	48
t20	63	56	43	24	3	-19	-39	-53	-62	-63	-56	-43	-24	-3	19	39	53	62	63
t21	58	62	59	48	32	12	-10	-30	-47	-58	-62	-59	-48	-32	-12	10	30	47	58
t22	35	49	56	57	51	39	22	3	-17	-35	-49	-56	-57	-51	-39	-22	-3	17	35
t23	1	20	36	48	54	54	47	35	18	-1	-20	-36	-48	-54	-54	-47	-35	-18	1
t24	-34	-16	4	24	40	52	57	56	48	34	16	-4	-24	-40	-52	-56	-48	-34	-34
Findley (Mpa)	90	89	85	81	77	74	72	70	67	63	67	70	72	74	77	81	85	89	90
Nf (Findley)	668164	784113	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	772882	668164

Tabela F.12 - Circulo de Mohr – 90°



APÊNDICE G – Metodologia para estimar a curva S-N em aços

Hanel e Haibach, 2003, apresentam uma metodologia para determinar a curva S-N para os aços e ferro fundidos por meio de fatores relacionados ao material, ao projeto, a utilização e a tensão média atuante. Para determinar o limite de fadiga inicial são apresentadas pelo autor as equações G.1 e G.2.

$$\sigma'_f = \sigma_{uts} \cdot f_{w,\sigma} \quad (G.1)$$

$$\tau'_f = \sigma'_f \cdot f_{w,\tau} \quad (G.2)$$

- τ'_f e σ'_f é o limite da fadiga para tensões de cisalhamento e tensões normais respectivamente, para 10^6 ciclos completamente reversíveis;
- σ_{uts} é a tensão de ruptura do material;
- $f_{w,\sigma}$ e $f_{w,\tau}$ é o fator para o limite de fadiga em situações de ciclos completamente reversíveis, normais e cortantes respectivamente;

Tabela G.1 - Fatores para diferentes materiais

Tipo de material	$f_{w,\sigma}$	$f_{w,\tau}$
Aço sementado	0,4	0,577
Aço inoxidável	0,4	0,577
Aço forjado	0,4	0,577
Outros aços	0,45	0,577
GS	0,34	0,577
GGG	0,34	0,65
GT	0,3	0,75
GG	0,3	0,85

Fonte: Adaptada de Hanel e Haibach, 2003

A temperatura em que se encontra o material também pode variar as condições da fadiga, mas os fatores relacionados nesse trabalho compreendem que a temperatura do aço encontra-se entre -40 °C e 100 °C.

Para determinar o fator de projeto, são utilizadas as equações G.3 para tensões normais e a equação G.4 para o cisalhamento, em que:

$$K_{wk,\sigma} = \frac{1}{n_\sigma} \cdot \left(1 + \frac{1}{Kf} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\sigma}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S \cdot K_{NL,E}} \quad (G.3)$$

$$K_{wk,\tau} = \frac{1}{n_\tau} \cdot \left(1 + \frac{1}{Kf} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{Kv \cdot Ks} \quad (G.4)$$

- n_σ e n_τ são as taxas da tensão Kt-Kf para a tensão normal e a tensão de cisalhamento respectivamente;
- Kf é a constante que para aços é 2;
- $K_{R,\tau}$ é o fator de rugosidade;
- Kv é o fator de tratamento da superfície;
- Ks é o fator de pintura;
- $K_{NL,E}$ é o fator utilizado no caso de ferro fundido.

As taxas Kt-Kf relacionam a influência da geometria no limite de fadiga para materiais não soldados. Esses são determinados pelas equações abaixo conforme suas respectivas condições:

Para $G_\sigma \leq 0,1mm^{-1}$

$$n_\sigma = 1 + G_\sigma \cdot 10^{\left(a_G - 0,5 + \frac{\sigma_{ult}}{b_G} \right)} \quad (G.5)$$

Para $0,1mm^{-1} < G_\sigma \leq 1mm^{-1}$

$$n_\sigma = 1 + \sqrt{G_\sigma} \cdot 10^{\left(a_G + \frac{\sigma_{ult}}{b_G} \right)} \quad (G.6)$$

Para $1mm^{-1} < G_\sigma \leq 100mm^{-1}$

$$n_\sigma = 1 + \sqrt[4]{G_\sigma} \cdot 10^{\left(a_G + \frac{\sigma_{ult}}{b_G} \right)} \quad (G.7)$$

Onde o valor para a_G e b_G é dado pela tabela G.2.

Tabela G.2 – Valores para a_G e b_G

Material	Aço inoxidável	Outros tipos de aços	GS	GGG	GT	GG
a_G	0,4	0,5	0,25	0,05	-0,05	-0,05
b_G	2400	2700	2000	3200	3200	3200

Para o caso das tensões de cisalhamento, basta substituir G_σ por G_τ e n_σ por n_τ . Os fatores G_G e G_τ são os gradientes de tensão dados pelas equações G.8 e G.9:

$$G_G = \frac{1}{\sigma_{1a}} \cdot \frac{\Delta\sigma_a}{\Delta S} = \frac{1}{\Delta S} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2a}}{\sigma_{1a}}\right) \quad (\text{G.8})$$

$$G_\tau = \frac{1}{\tau_{1a}} \cdot \frac{\Delta\tau_a}{\Delta S} = \frac{1}{\Delta S} \cdot \left(1 - \frac{\tau_{2a}}{\tau_{1a}}\right) \quad (\text{G.9})$$

Em que:

- σ_{1a} , τ_{1a} são amplitudes de tensões em um ponto de referencia;
- σ_{2a} , τ_{2a} são amplitudes de tensões em uma distância ΔS .

Os valores para as amplitudes de tensão normal e de cisalhamento nas equações acima podem ser tiradas do modelo de elementos finitos.

O fator de rugosidade pode ser determinado pela equação abaixo, onde $a_{R,\sigma}$ e $R_{m,N,\min}$ são constantes dadas na tabela G.3, R_z é a média da rugosidade da superfície do componente em μm conforme a DIN 4768.

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{R,\sigma} \cdot \log(Rz) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot \sigma_{uts}}{R_{m,N,\min}}\right) \quad (\text{G.10})$$

$$K_{R,\tau} = 1 - f_{w,\tau} \cdot a_{R,\sigma} \cdot \log(Rz) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot \sigma_{uts}}{R_{m,N,\min}}\right) \quad (\text{G.11})$$

Tabela G.3 - Constantes $a_{R,\sigma}$ e $R_{m,N,\min}$ para diferentes materiais

Material	Aço	GS	GGG	GT	GG
$a_{R,\sigma}$	0,22	0,2	0,16	0,12	0,06
$R_{m,N,\min}(MPa)$	400	400	400	350	100

Fonte: Adaptada de Hanel e Haibach, 2003

O fator Kf é dado conforme a tabela G.4.

Tabela G.4 Fator Kf para diferentes materiais

Material	Aço e alumínio forjado	GS	GGG	GT e alumínio fundido	GG
Kf	2	2	1,5	1,2	1

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

Conforme Hanel e Haibach, 2003, o fator de tratamento superficial (K_V) para aços sem tratamento é 1. Porém é apresentado, na tabela G.5, alguns valores mínimos e máximos para determinadas condições de tratamento no aço, aplicados em corpo de prova com 30 a 40 mm de diâmetro.

Tabela G.5 Fator de tratamento superficial (K_V)

Tratamento	Sem entalhe	Com entalhe
Nitritação, com profundidade de 0,1 a 0,4 mm e dureza superficial 700 até 1000 HV 10	1,1 – 1,15	1,30 – 2,0
Cementação, com profundidade de 0,2 a 0,8 mm e dureza superficial 670 até 750 HV 10	1,10 – 1,5	1,2 – 2,0
Laminação a frio	1,1 – 1,25	1,3 – 1,8
<i>Shot peening</i>	1,1 – 1,2	1,1 – 1,5
Tratamento por indução ou com aquecimento por chama com profundidade de 0,9 a 1,5 mm e dureza superficial 51 até 64 HRC	1,2 – 1,5	1,5 – 2,5

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

Para o fator de pintura K_S utiliza-se 1 para aços com superfície pintada.

A constante $K_{NL,E}$ é utilizada para deformações elásticas não lineares que ocorrem nos ferros fundidos (GG), quando submetidos a tensão/compressão ou flexão. Para todos os outros tipos de materiais a influência não é considerada, ou seja, igual a 1.

Definidos os fatores acima relacionados, pode-se retornar ao cálculo do fator de projeto dado pelas equações G.3 e G.4.

Hanel e Haibach, 2003, sugere as equações G.12 e G.13 para a aplicação do fator de projeto e das propriedades do material na determinação da tensão limite de fadiga.

$$\sigma_{1,wk} = \sigma_{uts} \times f_{w,\sigma} \times \frac{1}{K_{wk,\sigma 1}} \quad (G.12)$$

$$\tau_{1,wk} = (Rm, N \times f_{w,t}) \times f_{w,\sigma} \times \frac{1}{K_{wk,\sigma 1}} \quad (G.13)$$

Hanel e Haibach, 2003, ainda apresentam a utilização do coeficiente de segurança, que para aços inspecionados em utilizações severas é recomendado de 1,35.

Em muitas aplicações de fadiga, as cargas cíclicas podem não ser totalmente reversíveis, pois devido a certas condições existe uma tensão medida diferente de zero. Isso

afeta o limite de resistência à fadiga e normalmente as curvas apresentadas nas bibliografias aplicadas para ciclos completamente reversíveis ($\sigma_m = 0$). Nesses casos o ciclo de histerese também é deslocado, necessitando correção na curva de fadiga, ou seja, $\sigma_m \neq 0$.

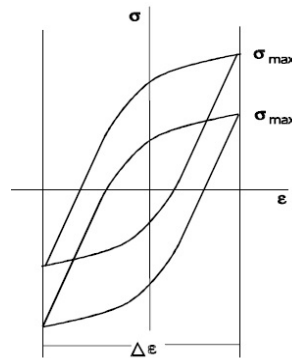


Figura G.1 - Influência da tensão média no ciclo de histerese

Esse efeito está presente principalmente na região de fadiga de alto ciclo, apresentando efeito significativo no comportamento à fadiga do material.

Vários são os modelos que procuram caracterizar o efeito da tensão média, Smith, 1970, sugeriu que a fadiga dos componentes mecânicos eram definidas não só pela amplitude de deformação, mas pelo produto da amplitude de deformação e a tensão média do ciclo.

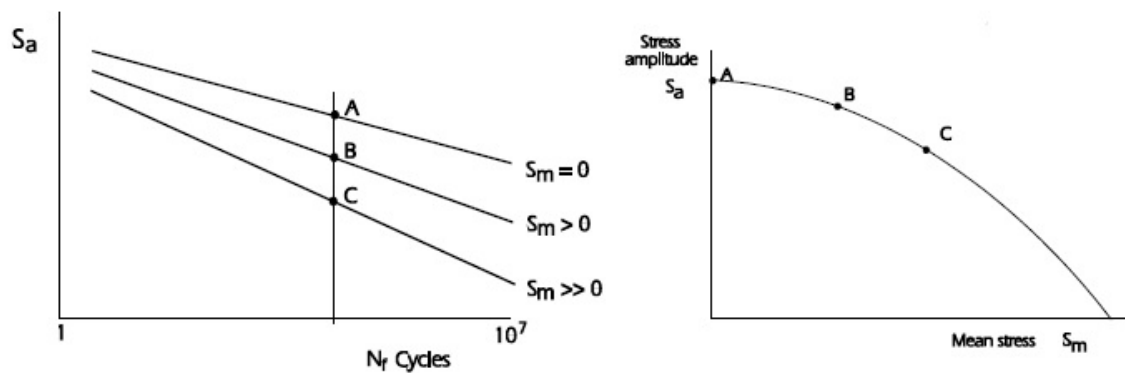


Figura G.2 - Na esquerda está a influência da tensão média na curva de fadiga conforme o aumento da tensão média. Na direita está a variação do limite de fadiga durante o aumento da tensão média.

Mais tarde novos conceitos sobre a influência da tensão média foram propostos, os mais conhecidos são de Goodman e Gerber. Goodman propôs uma relação linear para o efeito da tensão média e Gerber propôs uma relação quadrática.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{uts}} = 1 \rightarrow \text{Goodman} \quad (\text{G.14})$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}} \right)^2 = 1 \rightarrow \text{Gerber} \quad (\text{G.15})$$

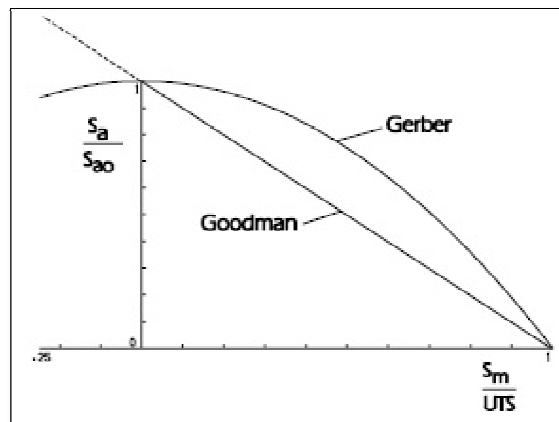


Figura G.3 - Diagrama de Gerber e Goodman

As tensões médias normais que provocam a abertura das micro trincas aceleram a propagação das trincas, enquanto a tensão média de fechamento da trinca (tensões de compressão) reduz a propagação das trincas. O efeito de cisalhamento provocado pela tensão média não influencia na propagação da trinca. Para as tensões médias compressivas, muitos estudos foram realizados propondo estender a linha de Goodman.

Para a vida infinita em tensões médias altas, Buch propôs modificação do diagrama de Goodman. Buch adicionou duas linhas ligando o eixo das amplitudes das tensões, correspondente ao a amplitude da tensão de escoamento com o valor da tensão média também correspondente ao escoamento do material. O diagrama de Buch, conhecido também com diagrama de Goodman modificado, é mais conservativo que o diagrama de Goodman para altas tensões médias e altas tensões compressivas.

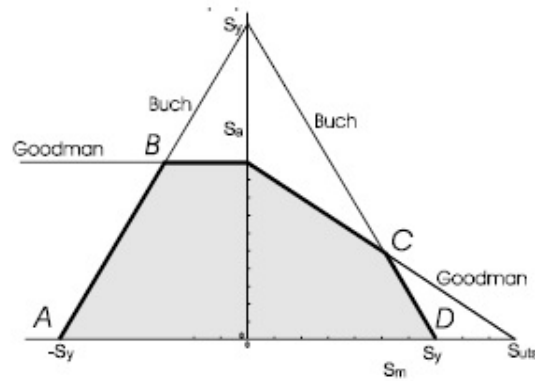


Figura G.4 - Diagrama de Goodman modificado

Outro modelo de correção da tensão média é apresentado por Hanel e Haibach, 2003, sugerem a utilização de um fator para corrigir o limite de fadiga conforme a tensão média de cada situação. Essa correção é feita por meio de um fator de correção da tensão média ($K_{AK,\sigma}$) e o fator de tensão residual ($K_{K,\sigma}$).

$$\sigma_{AK} = K_{AK,\sigma} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK} \quad (G.16)$$

Para a determinação do fator de tensão média, é necessário identificar o tipo de sobre carga e o campo da tensão média.

Há quatro tipos de sobre cargas identificadas por Hanel e Haibach, 2003, eles são:

- Tipo F1: Tensão média (σ_m) permanece a mesma.
- Tipo F2: A taxa de tensão (R_σ) permanece a mesma.
- Tipo F3: A tensão mínima (σ_{\min}) permanece a mesma.
- Tipo F4: A tensão máxima (σ_{\max}) permanece a mesma.

Os campos da tensão normal média são determinados conforme o tipo de carregamento.

- Campo I: $R_\sigma > 1$, o carregamento é composto por tensão de compressão flutuante, onde $R_\sigma = +$ ou $-$;
- Campo II: $-\infty \leq R_\sigma \leq 0$, onde $R_\sigma < -1$ é o campo de tensão de compressão alternada, $R_\sigma = -1$ representa um carregamento completamente reverso e $R_\sigma > -1$, representa o carregamento de tensão de tração alternada;

- Campo III: $0 < R_\sigma < 0,5$, representa o campo de tensão de tração flutuante e $R_\sigma = 0$ é o campo onde a tensão é zero;
- Campo IV: $R_\sigma > 0,5$ é o campo de alta flutuação de tensão de tração.

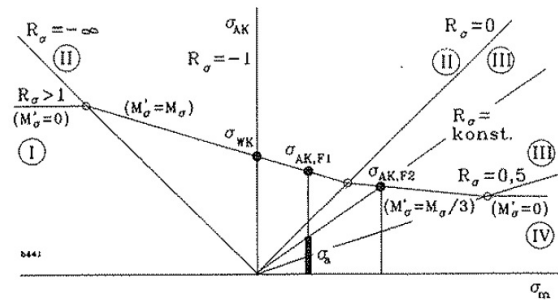


Figura G.5 - Diagrama Haigh

Esse método é representado pelo diagrama de Haigh, o qual mostra as amplitudes das tensões de fadiga em função da tensão média ou taxa de tensão (R).

Para as tensões de cisalhamento os campos da tensão média são estabelecidos pelos seguintes critérios:

- Campo I: Não existe
- Campo II: $-1 \leq R_\tau \leq 0$
- Campo III: $0 \leq R_\tau \leq 0,5$
- Campo IV: $R_\tau \geq 0,5$

O cálculo do fator de correção de tensão normal média é determinado pela relação do tipo de sobre carga e as condições de utilização, conforme as tabelas a seguir:

Tabela G.6 - Determinação do fator de correção da tensão média para F1

F1	Campo I	Campo II
Critério	$\sigma_{AK} = \frac{\sigma_m}{K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK}} < \frac{-1}{1 - M_\sigma}$	$\frac{-1}{1 - M_\sigma} \leq s_m \leq \frac{1}{1 - M_\sigma}$
Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{1}{1 - M_\sigma}$	$K_{AK,\sigma} = 1 - M_\sigma \cdot \sigma_{AK}$
F1	Campo III	Campo IV
Critério	$\frac{1}{1 - M_\sigma} \leq \sigma_{AK} \leq \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$	$\sigma_{AK} \geq \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$

Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{1 + \frac{M_\sigma}{3}}{1 + M_\sigma} - \frac{M_\sigma}{3} \cdot \sigma_{AK}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{3 + M_\sigma}{3 \cdot (1 + M_\sigma)^2} \cdot \sigma_{AK}$
---------	--	---

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

Tabela G.7 - Determinação do fator de correção da tensão média para F2

F2	Campo I	Campo II	Campo III	Campo IV
Critério	$R_\sigma > 1$	$-\infty \leq R_\sigma \leq 0$	$0 < R_\sigma < 0,5$	$R_\sigma \geq 0,5$
Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{1}{1 - M_\sigma}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_a}}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{1 + \frac{M_\sigma}{3}}{1 + \frac{M_\sigma}{3} \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_a}}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{3 + M_\sigma}{3 \cdot (1 + M_\sigma)^2}$

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

Tabela G.8 - Determinação do fator de correção da tensão média para F3

F3	Campo I	Campo II
Critério	$s_m = \frac{\sigma_m}{K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK}} < \frac{-2}{1 - M_\sigma}$	$\frac{-2}{1 - M_\sigma} \leq s_m \leq 0$
Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{1}{1 - M_\sigma}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{1 - M_\sigma \cdot s_{\min, zd}}{1 + M_\sigma}$
F3	Campo III	Campo IV
Critério	$0 \leq s_m \leq \frac{2}{3} \cdot \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$	$s_m \geq \frac{2}{3} \cdot \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$
Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{1 + \frac{M_\sigma}{3} - \frac{M_\sigma}{3} \cdot s_m}{1 + \frac{M_\sigma}{3}}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

Tabela G.9 - Determinação do fator de correção da tensão média para F4

F4	Campo I	Campo II
Critério	$s_m = \frac{\sigma_m}{K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK}} < 0$	$0 \leq s_m \leq \frac{2}{1 - M_\sigma}$
Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{1}{1 - M_\sigma}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{1 - M_\sigma \cdot s_{\max}}{1 - M_\sigma}$
F4	Campo III	Campo IV
Critério	$\frac{2}{1 - M_\sigma} \leq s_m \leq \frac{4}{3} \cdot \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$	$s_m \geq \frac{4}{3} \cdot \frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma)^2}$

Equação	$K_{AK,\sigma} = \frac{\frac{M}{1 + \frac{\sigma}{3}} - \frac{M}{1 + M} \cdot \frac{\sigma}{3} \cdot s_m}{\frac{M}{1 - \frac{\sigma}{3}}}$	$K_{AK,\sigma} = \frac{3 + M \frac{\sigma}{\sigma}}{3 \cdot \left(1 + M \frac{\sigma}{\sigma}\right)^2} \cdot s_m$
---------	--	--

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

A sensibilidade da tensão média (M_σ ou M_τ) é definida pelas equações G.17 e G.18:

$$M_\sigma = a_M \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_{uts} + b_M \quad (\text{G.17})$$

$$M_\tau = f_{w,\tau} \cdot M_\sigma \quad (\text{G.18})$$

Tabela G.10 - Valores de a_M e b_M .

Material	Aço	GS	GGG	GT	GG
a_M	0,35	0,35	0,35	0,35	0
b_M	-0,1	0,05	0,05	0,13	0,5

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

As curvas determinadas pela metodologia apresentada por Hanel e Haibach, 2003, são desenvolvidas para as constantes de inclinação da curva (k) e o número de ciclos limite apresentados na tabela abaixo:

Tabela G.11 - Parâmetros para as curvas definidas

Material	Carregamento	K (constante)	Ciclos para o limite de fadiga
Aços e ferro fundido	Tensão Normal	5	10^6
Aços e ferro fundido	Tensão de cisalhamento	8	10^6
Solda	Tensão Normal	3	$5 \cdot 10^6$
Solda	Tensão de cisalhamento	5	10^8

Fonte: Adaptada do Hanel e Haibach, 2003

G.1 Definição da curva S-N para a solda

Conforme Hanel e Haibach, 2003, independente do tipo de aço utilizado nas juntas soldas, o valor do limite de fadiga para a solda sobre tensão normal e tensão de cisalhamento completamente reversível será respectivamente:

$$\sigma_{w,w} = 92MPa \quad (G.19)$$

$$\tau_{w,w} = 37MPa \quad (G.20)$$

Sobre esse valor devem ser aplicados os fatores de correção relacionados na equação G.21 e G.22.

$$S_{AK,zd} = K_{AK,\sigma} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \frac{FAT}{225} \cdot \sigma_{w,w} \quad (G.21)$$

$$T_{AK,s} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \frac{FAT}{145} \cdot \tau_{w,w} \quad (G.22)$$

A classe de fadiga (FAT), é tabelado conforme as condições apresentadas por Hobbacher, 2008.

Os limites de fadiga para solda, da metodologia de Hanel e Haibach, 2003, são correspondentes à $5 \cdot 10^6$ ciclos.

APÊNDICE I – Tensões octaédricas

Para determinar o valor das tensões normais e de cisalhamento resultantes por meio das tensões decompostas nos três planos de cada direção, pode-se utilizar a equação I.1 e I.2.

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\theta) + \tau_{xy} \operatorname{sen}(2\theta)$$

$$\tau_{\theta} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen}(2\theta) - \tau_{xy} \cos(2\theta)$$

Para cálculos de fadiga, normalmente interessa as tensões atuando paralelamente e perpendicularmente a superfície livre do componente onde as trincas se propagam. Dessa forma, existem casos em que é necessário encontrar as tensões normais e de cisalhamento para uma superfície de um plano inclinado. Para essa situação, pode-se decompor as tensões em $\sigma_{x'}$, $\sigma_{y'}$, $\sigma_{z'}$, $\tau_{x'y'}$, $\tau_{x'z'}$, $\tau_{z'y'}$ por meio da equação I.3.

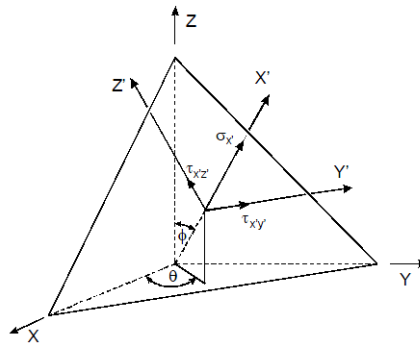


Figura I.1 - Demonstração das tensões octaédricas para um determinado plano

Fonte: Socie e Marquis, 2000

$$\begin{bmatrix} \sigma_{x'} \\ \sigma_{y'} \\ \sigma_{z'} \\ \tau_{x'y'} \\ \tau_{x'z'} \\ \tau_{y'z'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}^2 & a_{12}^2 & a_{13}^2 & 2a_{11}a_{13} & 2a_{11}a_{13} & 2a_{13}a_{12} \\ a_{21}^2 & a_{22}^2 & a_{23}^2 & 2a_{21}a_{22} & 2a_{21}a_{23} & 2a_{23}a_{22} \\ a_{31}^2 & a_{32}^2 & a_{33}^2 & 2a_{31}a_{32} & 2a_{31}a_{33} & 2a_{33}a_{32} \\ a_{11}a_{21} & a_{12}a_{22} & a_{13}a_{33} & (a_{11}a_{22} + a_{12}a_{21}) & (a_{13}a_{21} + a_{11}a_{23}) & (a_{12}a_{23} + a_{13}a_{22}) \\ a_{11}a_{31} & a_{12}a_{32} & a_{13}a_{33} & (a_{11}a_{32} + a_{12}a_{31}) & (a_{31}a_{31} + a_{11}a_{33}) & (a_{13}a_{32} + a_{12}a_{33}) \\ a_{21}a_{31} & a_{22}a_{32} & a_{23}a_{33} & (a_{21}a_{32} + a_{22}a_{31}) & (a_{23}a_{31} + a_{21}a_{33}) & (a_{22}a_{33} + a_{23}a_{32}) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos \theta \cdot \operatorname{sen} \phi & a_{21} &= -\operatorname{sen} \theta & a_{31} &= -\cos \theta \cdot \cos \phi \\ a_{12} &= \operatorname{sen} \theta \cdot \operatorname{sen} \phi & a_{22} &= \cos \theta & a_{32} &= -\operatorname{sen} \theta \cdot \cos \phi \\ a_{13} &= \cos \phi & a_{23} &= 0 & a_{33} &= \operatorname{sen} \phi \end{aligned}$$

O mesmo é válido para as deformações de cisalhamento (γ) e deformações normais ($\Delta \epsilon$), dado pelas equações I.4 e I.5.

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \cos(2\theta) + \frac{\gamma_{xy}}{2} \text{sen}(2\theta) \quad |$$

$$\gamma_{\theta} = \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \text{sen}(2\theta) - \frac{\gamma_{xy}}{2} \cos(2\theta) \quad |$$

APÊNDICE J – Erro envolvido nas medições de campo

O processo de colagem do *strain gage* pode influenciar na precisão de leitura, por isso antes da etapa de coleta dos dados no campo, realizou-se o processo de calibração dos sensores para obter o erro de linearidade do sinal e repetitividade no sinal coletado.

Primeiramente foi verificado o *strain gage* medindo a torção, para esse caso foram colocados pesos calibrados em uma das extremidades, conforme ilustrado na figura L.1.

Na segunda etapa foram aplicados os pesos calibrados em ambas extremidades da barra, provocando o efeito de tração no componente em análise. Para esse processo, verificou-se a linearidade e repetibilidade dos *strain gages* de tração, colados nos tubos retangulares laterais.



Figura J.1 - Foto da realização da calibração

Na tabela abaixo se encontra os valores em *microstrain* para cada carregamento realizado.

Tabela J.1 - Deformações para os carregamentos aplicados

Torção – <i>strain gage</i>		Tração – <i>strain gage</i>		
Carga (kgf)	Deformação (uStrain/m)- Ponto 3	Carga (kgf)	Deformação (uStrain/m) – Ponto 1	Deformação (uStrain) – Ponto 2
0	0,001	0	0,01	0,005
10	0,12	20	0,222	0,18
20	0,20	40	0,440	0,37
30	0,301	60	0,612	0,57
40	0,414	80	0,82	0,79

0	0,01	0	0,01	0,021
40	0,426	80	0,812	0,81
0	0,005	0	0,02	0,027
40	0,388	80	0,831	0,814
0	-0,05	0	0,035	0,030
40	0,432	80	0,826	0,82
0	0	0	0,023	0,033
40	0,425	80	0,829	0,832
0	0	0	0,018	0,031

Fonte: O autor

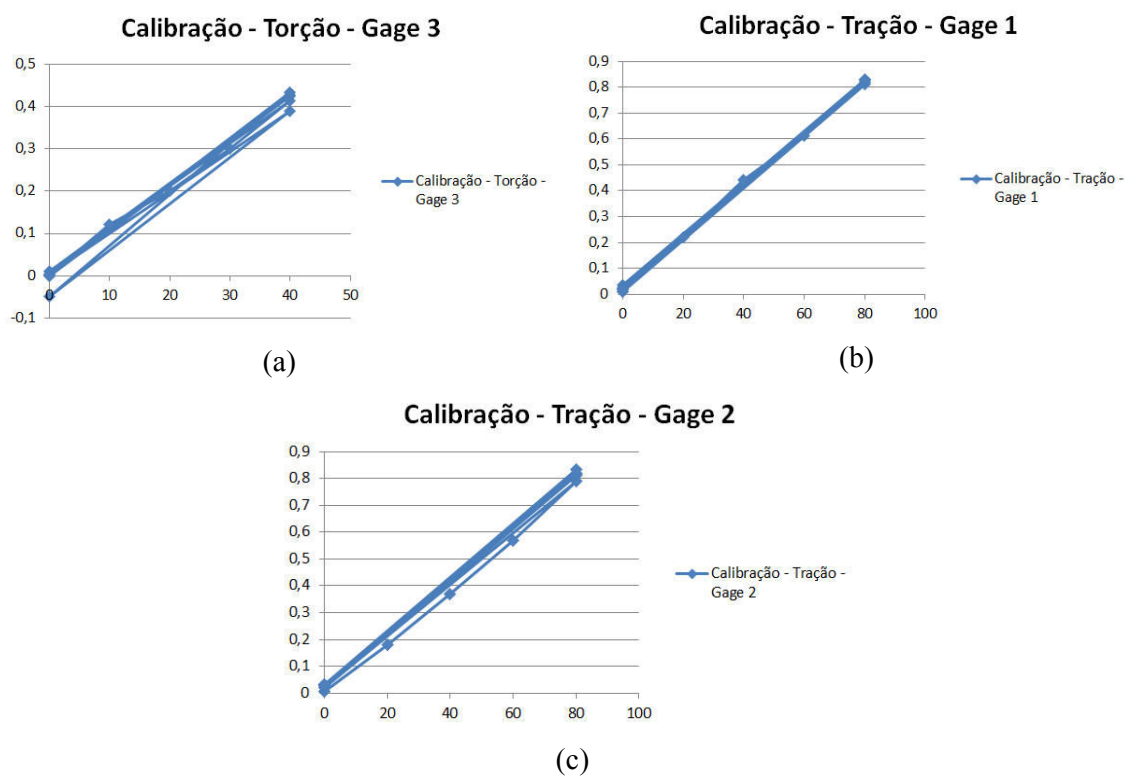


Figura J.2 – a) Deformações (eixo das coordenadas) encontradas na gage do ponto 3 para cada carga aplicada (eixo das abscissas). b) Deformações (eixo das coordenadas) encontradas na gage do ponto 1 para cada carga aplicada (eixo das abscissas). c) Deformações (eixo das coordenadas) encontradas na gage do ponto 2 para cada carga aplicada (eixo das abscissas).

Para calcular o desvio padrão e a incerteza da medição, utilizam-se as aplicações de 40 kgf para a torção e 80 kgf para a tração com as equações 2.34 e 2.39.

Tabela J.2 - Resultados do caso de torção aplicando 40 kgf na ponta da barra.

-	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	Medição 5
Leitura	0,414	0,426	0,388	0,432	0,425
Média	Desvio Padrão		Incerteza para t/raizn=95%		
0,417	0,0174		0,021		

Fonte: O autor

Tabela J.3 - Resultados do caso de tração aplicando 80 kgf em cada ponta da barra

Leitura	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	Medição 5
Ponto 1	0,82	0,812	0,831	0,826	0,829
Ponto 2	0,79	0,81	0,814	0,82	0,832
Leitura	Média	Desvio Padrão	Incerteza para t/raizn=95%		
Ponto 1	0,823	0,0077	0,0095		
Ponto 2	0,813	0,0154	0,0190		

Fonte: O autor

Com os resultados obtidos pode-se dizer que o *strain gage* do ponto 3 para aplicação de 40kgf terá uma média de 0,417 $\mu\text{Strain/m}$ com desvio padrão de 0,0174 e incerteza de medição de 0,021, correspondente a inceterza de 5%.

Já para os gages 1 e 2, a inceterza maior envolvida é de 0,019 que corresponde a 3%.