

04

CONSULTA
FD-3674

São Paulo
2004

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia.

**MÉTODOS DE TENSÕES MULTIAIXAIS NA ANÁLISE DE
FADIGA DE ALTO CICLO: APLICAÇÃO PARA COMPONENTES
AUTOMOTIVOS.**

ACCACIO MORAES NETO

ACCACIO MORAES NETO

MÉTODOS DE TENSÕES MULTIAIXIAIS NA ANÁLISE DE

FADIGA DE ALTO CICLO: APLICAÇÃO PARA COMPONENTES

AUTOMOTIVOS.

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia.

Area de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Gilberto F. M. de Souza

São Paulo

2004

Antonia Busatto Moraes.

A memória de minha mãe,

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Gilberto F. M. Souza, pela amizade, pela orientação clara e objetiva, pela compreensão e incentivo ao longo do desenvolvimento do trabalho, e pela oportunidade proporcionada.

Aos professores da Escola Politécnica da USP, pelos ensinamentos proporcionados. À minha esposa Elenice e a meu filho Rodrigo, pelo amor e compreensão, e pelas noites, fins-de-semana, férias, feriados ...

Aos colegas Fernando Prevedello, pela ajuda em diversas fases do trabalho, Udo Wildmann, pela ajuda com os modelos, Rubens Marras, pelas conversas temáticas, Flávio Santana, Alex Petruk, Eduardo Porto, Gustavo Conrado, Claudiomar Cunha, Anderson Fernandes, Arnaldo Camarão, pela contribuição com incentivo, apoio, opiniões, experiências.

Aos amigos Fernando e Henrique Barcellos, pelo auxílio sempre presente. Aos demais colegas e amigos, pelo apoio e pelos esclarecedores debates.

A T-Systems, pelos recursos de hardware e software colocados à disposição.

Sumário

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	xii
Lista de Abreviações	xiii
Lista de Símbolos	xiv
Resumo	xxiv
“Abstract”	xxv
Capítulo 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Considerações Iniciais	1
1.2 - Breve Histórico	4
1.3 - Considerações do Projeto de Fadiga	9
1.4 - Objetivo do Estudo	12
1.5 - Apresentação do Trabalho	13
Capítulo 2 - FADIGA UNIAIXIAL	15
2.1 - Considerações Iniciais	15
2.2 - Mecanismo de Nucleação e Propagação da Trinca	22
2.3 - Estimativas da vida de fadiga	24
2.3.1 - Método S-N	26
2.3.2 - Fadiga com históricos de carregamento reais	32

63	Critério de Deperrois	3.4.3 -
62	Critério de Crossland	3.4.2 -
59	Critério de Sines	3.4.1 -
59	Critérios com Base em Invariantes de Tensões	3.4 -
58	Critério de Gough	3.3.1 -
58	Critério Empírico	3.3 -
56	Teoria da tensão octaédrica cisalhante, ou Teoria de von Mises	3.2.3 -
55	Teoria da tensão de cisalhamento máxima (ou da condição de escoamento de Tresca)	3.2.2 -
55	Teoria da máxima tensão normal	3.2.1 -
54	Critérios baseados em Modelos de Escoamento Elástico	3.2 -
51	Considerações Iniciais	3.1 -
51	Capítulo 3 - FADIGA MULTIAIXIAL	
47	Método e-N	2.3.4 -
45	Fatores modificadores	2.3.3.3 -
43	Efeitos ambientais	2.3.3.2 -
42	Efeitos de tratamentos superficiais	2.3.3.1 -
42	Fatores que modificam o limite de fadiga	2.3.3 -
40	Contagem de ciclos	2.3.2.3 -
37	Acumulação de dano	2.3.2.2 -
33	Efeito da tensão média	2.3.2.1 -

114	Fluxograma do Programa Computacional	5.4 -
108	Algoritmo Geral	5.3 -
101	Equacionamento do Critério	5.2 -
100	Considerações Iniciais	5.1 -
100	Capítulo 5 - IMPLEMENTAÇÃO DO CRITÉRIO DE DANG VAN	
95	tensão de banda larga	
	Falha por fadiga devido a processo aleatório estacionário de	4.3 -
81	tensão de banda estreita	
	Falha por fadiga devido a processo aleatório estacionário de	4.2 -
80	Introdução	4.1 -
80	Capítulo 4 - FADIGA PELO MÉTODO ESPECTRAL	
73	Comparação dos modelos	3.7 -
71	Critério de Morel	3.6.3 -
70	Critério de Papadopoulos	3.6.2 -
68	Critério de Dang Van	3.6.1 -
68	Critérios de Escala Mesoscópica	3.6 -
68	Critério de Mataka	3.5.3 -
66	Critério de McDiarmid	3.5.2 -
66	Critério de Findley	3.5.1 -
66	Critérios Baseados em Plano Crítico	3.5 -
64	Critério de Gonçalves, Araújo e Mamiya	3.4.4 -

116	5.5 -	Teste do Programa Computacional
122	5.6 -	Calibração do critério com dados experimentais
131	Capítulo 6 - ESTUDO DE CASO	
131	6.1 -	Considerações Iniciais
131	6.2 -	Modelo em Elementos Finitos do Veículo
133	6.3 -	Análise por Elementos Finitos
135	6.4 -	Pista digitalizada
137	6.5 -	Escolha da Região do Modelo
139	6.6 -	Propriedades do material
141	6.7 -	Resultados
142	6.7.1 -	Aplicação do critério de Dang Van
157	6.7.2 -	Aplicação do método espectral
166	6.7.3 -	Comparação dos resultados - critério de Dang Van e método espectral
169	Capítulo 7 - CONCLUSÃO	
169	7.1 -	Conclusões
171	7.2 -	Recomendações para trabalhos futuros
173	Capítulo 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	

Lista de Figuras

49	Figura 2.14 – Curva total de amplitude de deformação versus vida
46	Figura 2.13 – Fator de acabamento superficial $C_{acab.supert}$ para o aço
38	Figura 2.12 – Regra de dano de Palmgren-Miner
35	Figura 2.11 – Comparação das equações de tensão média
34	Figura 2.10 – Curva S-N para diversos valores de tensão média (σ_{01} a σ_{04})
34	Figura 2.9 – Diagrama de Haigh
31	Figura 2.8 – Curva S-N generalizada para aços
27	Figura 2.7 – Diagrama S-N (tensão-vida)
25	Figura 2.6 – Nomenclatura para carregamento cíclico de amplitude constante
23	Figura 2.5 – Modelo de Wood para o mecanismo de formação das extrusões e intrusões, resultando em rugosidade superficial
22	Figura 2.4 – (a) Endurecimento por deformação plástica em cristais de cobre submetidos a tração e em fadiga; (b) Esquema da curva de saturação
20	Figura 2.3 – Comparação de gráficos tensão-deformação cíclica e monotônica
19	Figura 2.2 – Ciclos de histérese tensão-deformação de regime constante
16	Figura 2.1 – Curvas tensão-deformação verdadeira e de engenharia
2	Figura 1.1 – Fraturas de fadiga esquemáticas para carregamentos axiais e de flexão: (a) Espécimes cilíndricos; (b) Espécimes de chapa ou placa; (c) Esquema dos carregamentos

59	Figura 3.1 – Exemplos da elipse de Gough para três materiais
60	Figura 3.2 - (a) Critério de Sines para o caso de tensão normal e torção alternadas; (b) Áreas de tensão alternada em que não ocorre falha, para estado biaxial
72	Figura 3.3 – Percorso da tensão de cisalhamento macroscópica $\bar{\mathbb{C}}$ no plano Δ do material e correspondente tensão de cisalhamento $\bar{\mathbb{I}}$ atuando na direção ativada de deslizamento
82	Figura 4.1 – Representação esquemática de um processo aleatório $X(\theta)$: cada $X^{(i)}(\theta)$ é uma amostra do universo
85	Figura 4.2 – Função de auto-correlação – formas possíveis.
87	Figura 4.3 – Funções densidade espectral média quadrática unilateral e bilateral de um processo aleatório.
90	Figura 4.4 – Processos aleatórios: (a) de banda-estreita, e (b) de banda larga
91	Figura 4.5 – Distribuição dos valores de pico em um processo de banda estreita
96	Figura 4.6 – Caráter conservativo da formulação de processos de banda estreita
98	Figura 4.7 – Parâmetros do cálculo dos momentos estatísticos da <i>PSD</i>
102	Figura 5.1 – Escalas macroscópica e microscópica
104	Figura 5.2- Domínio de fadiga e duas trajetórias de carregamento Γ_1 e Γ_2
107	Figura 5.3 – Ilustração do esquema para calcular a tensão estabilizada residual e a tensão de cisalhamento local
111	Figura 5.4 – Procedimento iterativo de definição do estado $(k+1)$ a partir do estado k

- 112 – Teste paramétrico do coeficiente λ : tempo de processamento para convergência alcançada quando o erro relativo é menor que 10^{-13}
- 115 – Fluxograma para cálculo do critério de Dang Van
- 116 – Percorso de carregamento de tensão uniaxial alternada
- 117 – Percorso de carregamento de tensão uniaxial pulsante
- 119 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide de amplitude 325,0 com média 325,0 N/mm², $\sigma_y =$ zero, e $\tau_{xy} =$ zero
- 120 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide de amplitude 325,0 com média 325,0 N/mm², $\sigma_y =$ zero, e $\tau_{xy} =$ senóide igual à da σ_x mas com fase 90°
- 121 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide de amplitude 325,0 com média 325,0 N/mm², $\sigma_y =$ zero, e $\tau_{xy} =$ senóide de amplitude e média metade de σ_x e fase 90°
- 123 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide de amplitude de 489,0 N/mm² e média zero), $\sigma_y =$ zero, e $\tau_{xy} =$ zero
- 124 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide com flutuação de amplitude e média 150,0 N/mm² e fase 45°
- 123 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide com flutuação de amplitude e média 150,0 N/mm² e fase 45°
- 124 – Critério de Dang Van para $\sigma_x =$ senóide com flutuação de amplitude e média 280 N/mm², $\sigma_y =$ zero, e $\tau_{xy} =$ zero

125	Figura 5.16 – Critério de Dang Van para $\sigma_x = \text{senóide}$ alternada de amplitude de 342 N/mm^2 (ou flutuação de 684 N/mm^2 , com média zero), $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
127	Figura 5.17 – Critério de Dang Van para aço SAE 1020: $\sigma_x = \text{senóide}$ de amplitude de 157 N/mm^2 e média zero, $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
127	Figura 5.18 – Critério de Dang Van para aço SAE 1020 com carregamento reduzido pelo fator 0,64: $\sigma_x = \text{amplitude de } 100,5 \text{ N/mm}^2$ e média zero; $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
128	Figura 5.19 – Critério de Dang Van para o aço SAE 1045: $\sigma_x = \text{senóide}$ alternada de amplitude de $309,0 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
129	Figura 5.20 – Critério de Dang Van para aço SAE 1045 com carregamento reduzido pelo fator 0,66: $\sigma_x = \text{amplitude de } 204,0 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
129	Figura 5.21 – Critério de Dang Van para aço SAE 4340 com carregamento = limite de fadiga: $\sigma_x = \text{amplitude de } 549 \text{ N/mm}^2$ e média zero, $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
130	Figura 5.22 – Critério de Dang Van para aço SAE 4340 com carregamento reduzido pelo fator 0,67: $\sigma_x = \text{amplitude de } 368,0 \text{ N/mm}^2$ e média zero, $\sigma_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$
133	Figura 6.1 (a) – Modelo EF do caminho
133	Figura 6.1 (b) – Ilustração de caminho conforme modelo em Elementos Finitos
136	Figura 6.2 – Densidade espectral dos perfis direito e esquerdo da pista
138	Figura 6.3 – Travessa frontal com tensões “rms”: mapa e valores máximos
138	Figura 6.4 – Região da travessa frontal esquerda com valores “rms” de tensões (N/mm^2)

139	Figura 6.5 – Números de identificação dos elementos escolhidos na região crítica da travessa (os circundados são os mais críticos, conforme item 6.7.1)
140	Figura 6.6 – Percorso de carregamento de tensão uniaxial alternada
141	Figura 6.7 – Percorso de carregamento de tensão uniaxial pulsante
144	Figura 6.8 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8296
144	Figura 6.9 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8297
145	Figura 6.10 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8298
145	Figura 6.11 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8299
146	Figura 6.12 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8300
146	Figura 6.13 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8301
147	Figura 6.14 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8412
147	Figura 6.15 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8413
148	Figura 6.16 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8414
148	Figura 6.17 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8418

149	Figura 6.18 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8419
149	Figura 6.19 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8420
152	Figura 6.20 – Histograma do pseudo-limite de fadiga b do elemento 8296 fibra inferior
153	Figura 6.21 – Histograma do pseudo-limite de fadiga b do elemento 8298 fibra inferior
153	Figura 6.22 – Histograma do pseudo-limite de fadiga b do elemento 8412 fibra inferior
154	Figura 6.23 – Histograma do pseudo-limite de fadiga b do elemento 8413 fibra inferior
156	Figura 6.24 Transformação da Curva S-N (a) para o domínio $\tau - p_n$ (b)
158	Figura 6.25 – PSD das tensões σ_x na fibra inferior (elementos 8296; 8298; 8412; 8413)
158	Figura 6.26 – PSD das tensões σ_y na fibra inferior (elementos 8296; 8298; 8412; 8413)
159	Figura 6.27 – PSD das tensões τ_{xy} na fibra inferior (elementos 8296; 8298; 8412; 8413)
159	Figura 6.28 – PSD das tensões σ_{zq} na fibra inferior (elementos 8296; 8298; 8412; 8413)
161	Figura 6.29 – PDF da flutuação das tensões σ_x na fibra inferior dos elementos 8296; 8298; 8412; 8413
161	Figura 6.30 – PDF da flutuação das tensões σ_y na fibra inferior dos elementos 8296; 8298; 8412; 8413

162	Figura 6.31 – PDF da flutuação das tensões σ_{xy} na fibra inferior dos elementos 8296; 8298; 8412; 8413
162	Figura 6.32 – PDF da flutuação das tensões σ_{eq} na fibra inferior dos elementos 8296; 8298; 8412; 8413
164	Figura 6.33 – PDF da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8296 e distribuição do limite de fadiga
164	Figura 6.34 – PDF da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8298 e distribuição do limite de fadiga
165	Figura 6.35 – PDF da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8412 e distribuição do limite de fadiga
165	Figura 6.36 – PDF da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8413 e distribuição do limite de fadiga
168	Figura 6.37 - Ângulo da direção da tensão principal para o elemento 8296

Lista de Tabelas

126	Tabela 5.1 – Materiais e propriedades de fadiga para o critério de Dang Van
154	Tabela 6.1 – Probabilidade de falha por fadiga pelo critério de Dang Van
166	Tabela 6.2 – Probabilidade da tensão, do critério de Dang Van e do método espectral, ser maior que o limite de fadiga do material

Lista de Abreviações

ASTM	American Society for Testing and Materials
BHN	Brinell Hardness Number (Número de Dureza Brinell)
ISO	International Standardization Organization
LEFM	Linear Elastic Fracture Mechanics (Mecânica da Fratura Linear Elástica)
MEF	Método dos Elementos Finitos
PDF, pdf	Probability Density Function (Função Densidade de Probabilidade)
PSD	Power Spectral Density (Densidade Espectral de Potência)
RMS, rms	Root Mean Squared (Raiz Média Quadrática)
SAE	Society of Automotive Engineers
SAE spec.	SAE specification

Lista de Símbolos

CAPÍTULO 2

A	relação de amplitude ; área da seção transversal do corpo de prova
A_0	área da seção transversal inicial do corpo de prova
A_f	área da seção transversal final do corpo de prova
B	expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquin
C	coeficiente modificador
c	expoente de ductilidade em fadiga
D	parâmetro de dano
e	deformação de engenharia
E	módulo de elasticidade (módulo de Young)
K	coeficiente de resistência
K'	coeficiente de resistência para o caso cíclico
l	comprimento do corpo de prova, submetido à ação de uma carga P
l_0	comprimento inicial do corpo de prova, ou comprimento de controle
N	número de ciclos
N_f	número de ciclos até a falha
n	coeficiente de encruamento ; número de ciclos
n'	coeficiente de encruamento cíclico

P	carga aplicada
R	relação de carregamento ou razão de tensões
$\Delta \epsilon$	flutuação da deformação
$\frac{\Delta \epsilon_p}{2}$	amplitude de deformação plástica verdadeira, de regime constante
Δl	variação medida no comprimento l_0 (igual a $l-l_0$)
$\Delta \sigma$	flutuação de tensão
ϵ	deformação verdadeira
ϵ_e	deformação elástica de tração
ϵ'_f	coeficiente de ductilidade em fadiga
ϵ_R	deformação verdadeira na tração
ϵ_p	deformação plástica de tração
γ_{pl}	deformação plástica de cisalhamento
σ	tensão de engenharia
σ_a	tensão alternada ou amplitude de tensão
σ_f	limite de fadiga do corpo de prova utilizado para o ensaio de fadiga
σ'_f	coeficiente de resistência à fadiga
σ'_S	resistência à fadiga com carregamento totalmente reverso
σ_m	tensão média
σ_{max}	tensão máxima

$I_{1,m}$	primeiro invariante do tensor de tensão médio
D_s	máxima corda do percurso de carregamento no espaço desviador
$D_{1...s}$	cordas do percurso de carregamento no espaço desviador
$D_{1,2,3}$	tensões desviadoras das tensões principais
c_i	amplitudes dos componentes das tensões desviadoras
C_A	amplitude da tensão de cisalhamento macroscópica no plano de T_Σ
CAPÍTULO 3	
T_s^*	tensão de cisalhamento na saturação
$\sigma_{y,0.2}$	limite de escoamento correspondente a 0,2% de deformação
σ_y	tensão de escoamento ("yield strength")
σ_v	tensão verdadeira
σ_u	limite de resistência à tração do material ("ultimate tensile strength")
σ_s	amplitude de tensão verdadeira de regime constante
σ_f	limite de resistência à fadiga do componente
σ_R	tensão verdadeira na fratura, ou limite de resistência verdadeiro do material
σ_{1000}	limite de fadiga correspondente a uma vida de 1000 ciclos
σ_{min}	tensão mínima

$I_{1,max}$	primeiro invariante do tensor de tensão máximo
$J_{2,alt}$	segundo invariante da parte desviadora do tensor de tensão
\bar{m}	direção de deslizamento no plano \bar{m}
\bar{n}	normal ao plano
N_i	base ortonormal arbitrária
p_h	tensão hidrostática
p_h	tensor de tensão hidrostática
$p_{h,max}$	tensão hidrostática máxima
S	tensor de tensões desviadoras
S_i	componentes das tensões desviadoras
\bar{T}	tensão de cisalhamento macroscópica
$t_{A,B}$	a resistência à fadiga quanto ao cisalhamento: t_A para trincas do caso A, ou t_B para trincas do caso B
T_{Σ}	máximo valor médio quadrático da amplitude da tensão de cisalhamento macroscópica
α	parâmetro característico de cada material
β	parâmetro característico de cada material
κ	parâmetro característico de cada material
λ	parâmetro característico de cada material
$\Delta\sigma$	flutuação de tensão
$\Delta\sigma_{eq}$	flutuação de tensão equivalente

$\Delta\sigma_1$	flutuação de tensão principal máxima
$\Delta\sigma_1$	flutuação de tensão principal média
$\Delta\sigma_3$	flutuação de tensão principal mínima
$\Delta\tau$	flutuação de tensão de cisalhamento
$\Delta\tau_{eq}$	flutuação de tensão de cisalhamento equivalente
$\Delta\tau_{oct}$	flutuação de tensão octaédrica de cisalhamento
$\Delta\tau_{max}$	máxima flutuação de tensão de cisalhamento
ρ^*	tensor de tensões residuais estabilizado
σ	tensor de tensões
σ_{eq}	tensão equivalente
σ_{fs}	resistência à fadiga em flexão
$\sigma_n^{(t)}$	tensão hidrostática microscópica instantânea
σ_n	tensão normal
$\langle \sigma_n \rangle$	valor médio da tensão normal
$\langle \sigma_n \rangle^t$	máximo valor médio instantâneo da tensão normal
$\sigma_{n,max}$	máxima tensão normal
$\sigma_{p,max}$	tensão principal máxima
σ_1	tensão principal máxima
σ_2, σ_3	tensões principais média e mínima

Σ	tensor de tensões macroscópico
$\tau^{(i)}$	tensão de cisalhamento microscópica instantânea
τ_a	amplitude da tensão de cisalhamento
τ_{max}^{alt}	máxima amplitude de tensão de cisalhamento alternada
τ_{eq}	tensão de cisalhamento equivalente
τ_{fs}	resistência à fadiga em torção
τ_{oct}	tensão de cisalhamento octaédrica
CAPÍTULO 4	
c	constante que depende do material
$E[D^{(x)}]$	dano total esperado
$E[X]$	valor esperado da variável aleatória X
f	frequência em Hertz
m_k	momento central de ordem k
$n^{(\tilde{x})}$	número esperado de ciclos com amplitude de tensão \tilde{x}
N	número de ciclos até a falha
$N^{(\tilde{x})}$	número de ciclos até a falha com amplitude de tensão \tilde{x}

$P^X(x)$	função densidade de probabilidade da variável X
$P^{(\lambda, D)}$	função densidade de probabilidade de flutuações de tensão de Dirlik
$R(\tau)$	função de auto-correlação
$S^{(\omega)}$	função densidade espectral
$S^+(\omega)$	função densidade espectral unilateral
T	período
\bar{T}	período médio
T^{d0}	período médio de cruzamento de zero
T^{pc}	período médio pico-a-pico
T_{falha}	tempo até a falha
\tilde{x}	amplitude de tensão
X	variável aleatória
$X^{(i)}$	amostras ou observações
\tilde{X}	variável de um processo aleatório
\tilde{X}^d	valor especificado para a variável aleatória \tilde{X}
$\langle X \rangle$	valor médio da variável aleatória X
β	expoente da curva de fadiga
ε	amplitude ou largura de banda
μ	média do processo aleatório

ω	frequência
ω_0	frequência do processo aleatório
ω_x	frequência com a qual a variável X excede a magnitude especificada \tilde{x}
σ^2	variância do processo aleatório
$\sigma_D^2(\tau)$	variância do dano total
σ_X	desvio-padrão de $X^{(t)}$
τ	intervalo de tempo especificado

CAPÍTULO 5

A_{ijkl}	tensor elástico de localização
b	“pseudo-limite de fadiga”
C	confiabilidade
E_{ij}	deformações macroscópicas
J_2	segundo invariante do tensor de tensões desviadoras
$MT(t)$	vetor instantâneo de tensão de cisalhamento sobre a curva T
F_{ij}, P_{ij}	deformação plástica macroscópica e microscópica
p_h	componente hidrostática do tensor microscópico de tensões
P_H	componente hidrostática do tensor macroscópico de tensões
R_k	limite elástico corrente no instante t_k

s ...	componente desviadora do tensor mesoscópico de tensões
S ...	componente desviadora do tensor macroscópico de tensões
t ...	instante de tempo
T ...	intervalo de duração
$T(t)$...	vetor de tensão de cisalhamento
α ...	parâmetro característico de cada material
β ...	parâmetro característico de cada material
ϵ_{ij} ...	deformações microscópicas
λ ...	fator numérico do algoritmo de Dang Van
T ...	trajetória do percurso de carregamento
p^* ...	tensor de tensões residuais estabilizado
p_{ij} ...	campo de tensão residual local
p^* ...	campo de tensão residual estabilizado
$dev p$...	tensor de tensão desviadora de p
$dev p^*$...	parte desviadora do tensor de tensões residuais estabilizado
σ_{eq} ...	tensão equivalente de von Mises
σ_f ...	limite de fadiga
σ_{f0} ...	tensão de resistência à fadiga com $R = 0$
$\sigma_{flutuação}$...	flutuação da tensão
σ_{ij} ...	tensões microscópicas

$\sigma_1, \sigma_2, \dots$	tensões principais microscópicas
σ_x	tensão normal em X
Σ_{ij}	tensões macroscópicas
τ	vetor de cisalhamento local
τ_{oct}	tensão de cisalhamento octaédrica
τ	tensão de cisalhamento
τ_{xy}	tensão de cisalhamento
CAPÍTULO 6		
T	período
ξ	coeficiente de amortecimento
σ_f	limite de fadiga
σ_{RMS}	valor <i>RMS</i> de tensão
σ_{eq}	tensão equivalente de von Mises
ν	coeficiente de Poisson

Resumo

A falha por fadiga é considerado o processo de falha observado com maior frequência em componentes mecânicos ou estruturais submetidos a carregamentos de natureza dinâmica.

Esta dissertação apresenta vários algoritmos propostos para a análise de fadiga de alto ciclo de componentes mecânicos, incluindo aqueles que consideram a direção das tensões principais como invariantes no tempo, como o Critério de Sines, muito utilizado na previsão da vida em fadiga de componentes mecânicos. Para situações onde o campo de tensões é multiaxial e a direção e magnitude das tensões principais variam com o tempo, modelos de análise de fadiga mais sofisticados devem ser utilizados para previsão da possibilidade de haver propagação de trinca associada ao fenômeno de fadiga. Diversos métodos têm sido propostos para estudar o processo de fadiga associado a estados complexos de tensões dinâmicas. Dentre estes, o método proposto por Dang Van, baseado na modelagem do processo de nucleação da trinca, tem sido bastante estudado, tendo em vista as previsões acuradas obtidas para a resistência à fadiga de componentes mecânicos. Este critério é detalhadamente analisado neste estudo.

Como exemplo de aplicação do critério de Dang Van na modelagem do processo de fadiga de componentes submetidos a um estado multiaxial de tensões dinâmicas, executa-se a análise de fadiga de uma estrutura mecânica, mais especificamente de um chassis de caminhão. Considerando que o processo de propagação de uma trinca é cumulativo, desde que haja a nucleação da mesma, este critério verifica o histórico temporal de tensões de forma a identificar se em algum instante do ciclo de carregamento a tensão equivalente, dependente da magnitude e da direção das tensões principais, ultrapassa o valor do limite de fadiga do material. Caso seja identificada pelo menos uma ocorrência deste fato, afirma-se que o componente terá vida finita. O histórico temporal de tensões dinâmicas é obtido com o emprego de uma análise por elementos finitos, a qual simula o movimento do veículo em uma pista de teste. Baseando-se nos resultados desta análise, escolhe-se a região crítica da estrutura para análise de fadiga. O algoritmo para análise de fadiga foi implementado em um programa, baseado na plataforma MATLAB.

O histórico temporal de tensões também é utilizado para calcular a densidade espectral de potência (PSD) da flutuação de tensão. Esta PSD é empregada para representar as propriedades estatísticas deste histórico temporal. A flutuação de tensão é modelada de forma probabilística, com o emprego da distribuição de Dirlik, cujos parâmetros são calculados a partir da PSD. Uma vez definida esta função de probabilidade, calcula-se a probabilidade da magnitude da flutuação de tensão ultrapassar a magnitude do limite de fadiga do material, representando a possibilidade de haver nucleação de trinca associada ao processo de fadiga.

Os resultados obtidos pelos métodos de análise acima citados são comparados, indicando que o método de Dang Van é mais conservativo que o baseado na análise espectral, fornecendo maior possibilidade de haver nucleação da trinca. Este resultado está associado com a modelagem da variação da direção das tensões principais ao longo do histórico temporal de tensões.

Abstract

The fatigue failure of mechanical parts is considered the most common failure mechanism presented by mechanical components or structures submitted to dynamic loading conditions.

This study presents many approaches that have been proposed for high cycle fatigue analysis of mechanical parts, including those considering the directions of the principal stresses invariant with time, such as the classical Sines Criterion, widely used for fatigue life prediction of mechanical parts. In cases where the stress field is multiaxial and the principal stresses magnitudes and directions vary with time, multiaxial fatigue damage models must be used to predict the initiation of cracks. Many different methodologies have been proposed to model the fatigue phenomenon under complex stress states. Among those methodologies the Dang Van proposal has gained increasing interest due to the good predictions of fatigue strength, based on physical interpretation of the fatigue crack nucleation. Due to that interest this criterion is detailed analyzed in this study.

As an example of multiaxial fatigue analysis, the Dang Van criterion is used to analyze the fatigue crack nucleation of a mechanical structure, specifically a truck chassis. Considering that the fatigue crack propagation is a cumulative phenomenon that will be observed if the crack nucleation process is developed, this criterion analyzes the stress time history in order to check if in any instant an equivalent range, dependent on the principal stresses magnitudes and directions, is greater than the material fatigue limit. If any equivalent stress range magnitude exceeds the fatigue limit, the model predicts the crack nucleation, and the mechanical part will have a finite life. The dynamic stress time history is defined through the use of a finite element model, simulating the movement of the truck on a test track. Based on the stress analysis results the critical detail as for fatigue analysis is chosen. An algorithm for fatigue analysis is developed and implemented in MATLAB environment. That algorithm is used to evaluate the possibility of crack nucleation in the structural detail.

The stress history is also used to calculate the power spectral density (PSD) of the stress fluctuation. That PSD is used to represent the statistical properties of the dynamic stress acting on the structure. The stress range variation is modeled by Dirlik probability function, which parameters are calculated based on the stress PSD. Once the stress range probability function is known, the traditional method of fatigue analysis based on random vibration analysis is applied, defining the possibility of crack nucleation in the structural detail.

The results obtained with the application of both methodologies are compared, showing that the Dang Van criterion seems to be more conservative than the method based on spectral analysis, furnishing higher possibility of crack nucleation. This result is related to the more precise consideration of the principal stress direction variation through the loading cycles in the Dang Van criterion.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

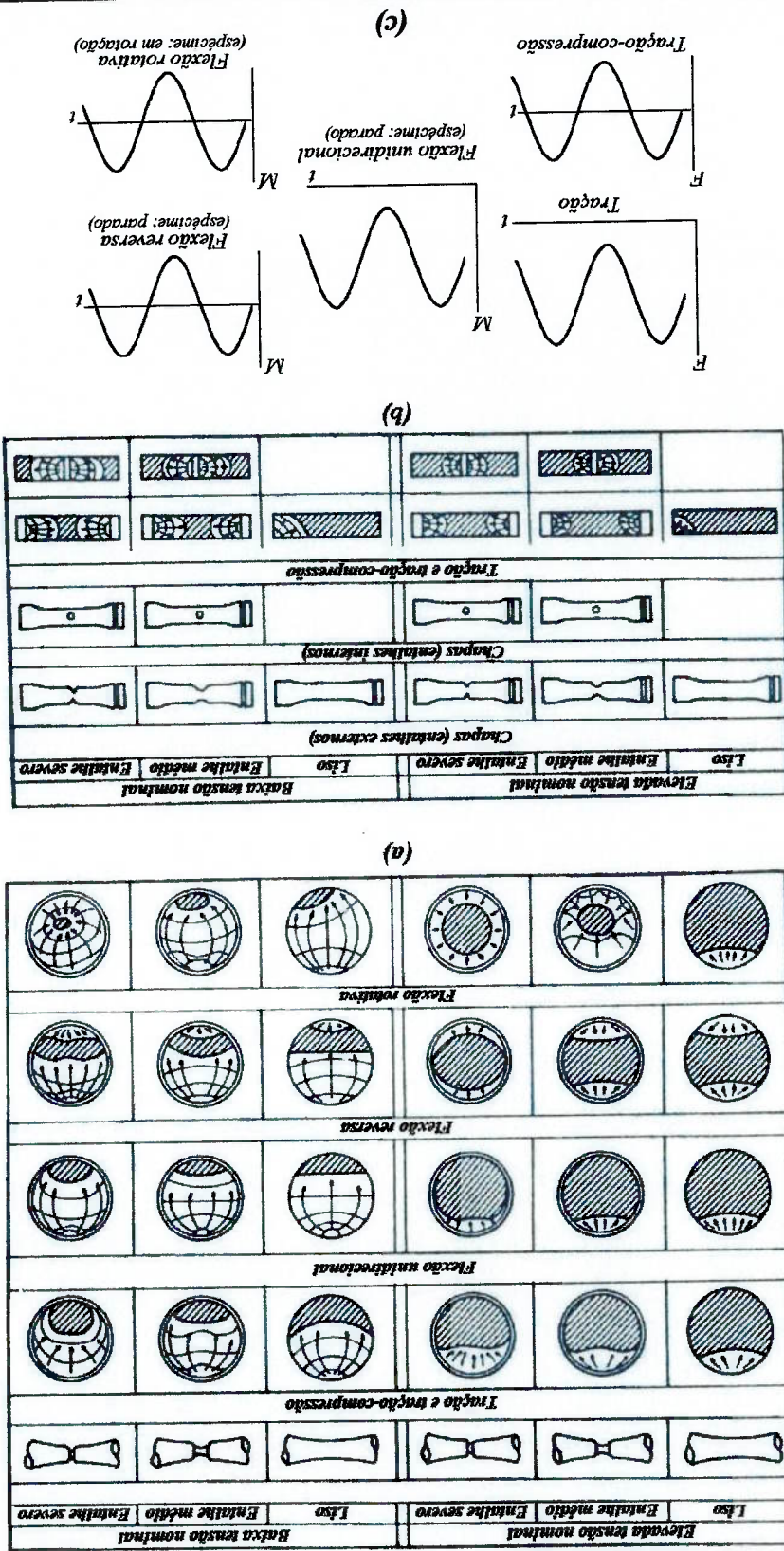
Fadiga de metais é um processo complexo que ocorre em estruturas ou componentes mecânicos submetidos a carregamento de magnitude variável, iniciando-se em nível microscópico com a nucleação de uma trinca, que posteriormente se propaga até atingir um tamanho crítico e culminar com a falha prematura ou o dano da estrutura ou componente, podendo envolver a completa ruptura da mesma.

Os métodos de abordagem do projeto por fadiga apresentam complexidade grandemente variável. Observa-se que apesar do custo alto de uma análise mais completa, esta pode ser a alternativa menos onerosa a longo prazo, pois se sabe que entre 50 e 90 % de todas as falhas mecânicas são falhas por fadiga, sendo a maioria delas imprevisíveis, causando muitos acidentes com vítimas e prejuízos econômicos e ambientais (FUCHS (1980)).

Uma das mais importantes observações físicas é a de que o processo de fadiga apresenta duas fases distintas, a de iniciação e a de propagação, a primeira englobando o princípio da nucleação e crescimento de uma pequena trinca, normalmente de dimensões microscópicas, e a segunda constituída pela parcela da vida total dispendida durante o crescimento da trinca até a falha.

A Figura 1.1, reproduzida de FUCHS e STEPHENS (1980), apresenta um resumo geral esquemático dos diversos tipos de superfícies microscópicas de fatura por fadiga devido a carregamentos axial e de flexão (unidirecional, reversa e rotativa), com as trincas de fadiga iniciando-se na superfície ou em um entalhe e propagando-se

Figura 1.1 - Fraturas de fadiga esquemáticas para carregamentos axiais e de flexão: (a) Esquemas de fadiga esquemáticas para carregamentos axiais e de flexão; (b) Esquemas de fadiga esquemáticas para carregamentos axiais e de flexão; (c) Esquema dos carregamentos



no plano de tensão máxima de tração. No caso da flexão reversa, as trincas geralmente se iniciam em lados opostos, uma vez que ambos os lados estão submetidos a tensões repetitivas de tração.

Trincas por fadiga iniciam-se e crescem como resultado de deformação plástica cíclica. Não há falha por fadiga sem plasticidade local, porque a ruptura por sollicitação cíclica está relacionada com o fato de que, ao invés de se ter um comportamento elástico ideal e reversível do material, tem-se deformação plástica não uniforme – e isso não ocorre em material homogêneo, livre de imperfeições e defeitos. Assim, é necessário levar em conta a plasticidade na determinação da vida em fadiga a partir da análise linear elástica por elementos finitos, utilizando métodos de correção associados com a presença de plasticidade local como, por exemplo, a regra de Neuber.

Os métodos básicos de análise de fadiga têm enfoque na tensão, na deformação, e na mecânica da fratura.

O enfoque na tensão é usado principalmente em aplicações de vida longa, e não distingue as fases de iniciação e propagação da trinca, tratando da vida total do componente mecânico ou estrutura como o tempo necessário para haver ruptura por fadiga do elemento em análise.

O enfoque na deformação aborda a iniciação da trinca, e é usado quando a deformação tem uma componente plástica, o que geralmente está associado a fadiga de baixo ciclo ou de vida baixa, caracterizada por um número de ciclos de carregamento, até a ruptura por fadiga, inferior a 10^3 .

O método da mecânica da fratura é baseado nos princípios da Mecânica da Fratura Linear Elástica, adaptados para carregamento cíclico, e é usado para prever o tempo de propagação de uma trinca inicial, ou defeito, até esta atingir um tamanho

crítico, que cause a ruptura por fatura frágil do componente estudado. Também é usado em combinação com o método da deformação, para prever a vida total.

Frequentemente os termos fadiga, fatura e durabilidade são erroneamente usados de maneira intercambiável. Fadiga é a falha que ocorre sob carregamento repetitivo ou variável o qual nunca atinge magnitude suficiente para causar a quebra em uma única aplicação; é a iniciação e crescimento de uma trinca, ou o crescimento de um defeito pré-existente, até alcançar uma dimensão crítica, como a separação em duas ou mais partes do componente ou estrutura. Fatura é o crescimento e a propagação de uma trinca, uma vez que esta se tenha iniciado; também denota ruptura súbita de um componente ou estrutura em duas ou mais partes. Durabilidade é agregação de todos os aspectos que afetam a vida de um produto e usualmente envolve muito mais do que apenas fadiga e fatura, mas também condições de carregamento, aspectos ambientais, caracterizações de materiais, simulações de testes, entre outros.

1.2 - BREVE HISTÓRICO

A primeira investigação sistemática da fadiga foi efetuada no período de 1850 a 1875 por August Wohler, com experimentos, em laboratório de testes, com corpos de prova sob ação de tensões com variação cíclica da sua magnitude, que levaram à introdução do conceito de limite de fadiga para projeto ("endurance limit") e de diagrama S-N. As curvas S-N, geralmente apresentadas na forma de gráficos bi-logarítmicos, relacionam a magnitude da tensão alternada com o número de ciclos de variação de tensão até falha, e representam a média de uma análise estatística sobre os dados de inúmeros testes realizados em corpos de prova submetidos a tensão ou deformação repetitiva, demonstrando que a flutuação das tensões é decisiva na falha

por fadiga, sendo que o aumento da amplitude de tensão cíclica ocasiona o decréscimo da vida (FUCHS (1980)).

Por volta de 1885, Bauschinger desenvolveu a relação entre pequenas deformações inelásticas e a tensão admissível em fadiga, procurando um limite elástico natural, medido em testes cíclicos, abaixo do qual a fadiga não ocorreria. Este fenômeno é conhecido como a diferença entre o limite de escoamento monotônico e cíclico do material (BANNANTINE (1990)).

Em 1903 Ewing e Humphrey estabeleceram como causa da falha por fadiga o deslizamento cíclico, relacionando as linhas de deslizamento cristalino, afloradas no espécime submetido à variação repetitiva de tensão, às pequenas trincas que se unem formando uma trinca longa e contínua na superfície do material. Microscópios eletrônicos e outros recursos poderosos possibilitaram posterior comprovação adicional da causa básica da nucleação da trinca de fadiga como sendo resultado das tensões e deformações de cisalhamento alternadas (BANNANTINE (1990)).

A influência da tensão média foi investigada por Gerber, e Goodman propôs uma teoria simplificada para o efeito da tensão média.

Na década de 1920, Gough e associados contribuíram significativamente para o entendimento dos mecanismos de fadiga, e também demonstraram os efeitos da flexão e torção combinadas, no âmbito da fadiga multiaxial (FUCHS (1980)).

Jenkin em 1923 utilizou um modelo de elementos mola-corrediga paralelos para simular o comportamento de histérese tensão-deformação dos metais, estabelecendo a importância da deformação cíclica, e Griffith mostrou que o último ciclo da fadiga era nada mais do que trituração frágil causada pelo crescimento cíclico de uma trinca de fadiga até um tamanho instável. Somente 40 anos depois é que o problema de propagação da

trinca foi dimensionado através da lei de Paris quantificando as relações de propagação de trinca de fadiga (BANNANTINE (1990)).

Nas décadas de 1930 e 1940 a pesquisa em fadiga foi amplamente dedicada a testes de flexão rotativa para estabelecer experimentalmente os efeitos dos inúmeros fatores que influenciam a resistência à fadiga de alto ciclo (BANNANTINE (1990)).

Almen, em 1963, esclareceu a grande melhoria representada pelas benéficas tensões residuais de compressão, produzidas nas camadas superficiais de um componente mecânico ou estrutural através de "shot-peening" e também por laminação, conceito muito utilizado na construção de motores e veículos militares na II Guerra Mundial (FUCHS (1980)). As fraturas frágeis ocorridas em tanques-de-guerra e navios, neste período, levaram a estudos sobre defeitos pré-existentes na forma de trincas e sobre a influência de concentrações de tensão no processo de falha por fadiga.

Em 1945 Miner formulou o critério de dano cumulativo linear de fadiga, sugerido por Palmgren em 1924 (FUCHS (1980)). Conhecido como critério de Palmgren-Miner, esta regra permanece sendo uma ferramenta importante nas previsões de vida em fadiga de componentes submetidos a carregamentos de magnitude variável ao longo da vida operacional.

Em 1954 ocorreu a catástrofe com o primeiro avião a jato de passageiros, o *Comet*, cujo acidente foi causado pela falha por fadiga da cabine pressurizada, devido a pequenas trincas originadas em um canto de uma abertura na fuselagem. Estas trincas não ocorreram nos ensaios da cabine provavelmente devido a uma elevação artificial da vida em fadiga do componente, através da aplicação de pressões muito acima da de pressurização, durante os testes preliminares, que induziram tensões residuais suficientes para um falso aumento do limite de fadiga (FUCHS (1980)).

No início da década de 1960, a relação de Coffin-Manson, entre a amplitude de deformação plástica e a vida em fadiga, colocou em evidência a deformação como o parâmetro de controle do comportamento de fadiga de baixo ciclo. Pouco depois, componentes contendo trincas pré-existentes foram conduzidos para faturas frágeis, causando acidentes catastróficos de aviões F-111 (FUCHS (1980)).

Com a introdução de computadores digitais e de equipamentos de testes de materiais com controle de malha-fechada, contribuições significativas foram produzidas na década de 1960. Irwin e outros iniciaram a aplicação prática dos conceitos da mecânica da fratura às falhas de fadiga; Paris quantificou as relações da propagação da trinca de fadiga; foram efetuadas simulações de entalhes em espécimes lisos; foram desenvolvidos métodos de contagem de ciclos para carregamentos de amplitude variável (BANNANTINE (1990)).

Em 1967, ocorreu o colapso da “*Point Pleasant Bridge*”, em West Virginia, USA, repentinamente, causado pela fratura em clivagem provocada pelo crescimento de uma falha, inicialmente em fadiga, até o tamanho crítico, quando então ocorreu o colapso (FUCHS (1980)).

Na década de 1970 a análise de fadiga se estabeleceu como um instrumento de engenharia em muitas aplicações industriais.

Grças aos avanços em microscopia óptica e eletrônica, um progresso substancial na compreensão dos mecanismos de deformação cíclica e iniciação e crescimento de trinca em fadiga foi alcançado na segunda metade do século XX (SURESH (1991)).

Atualmente, uma das maiores dificuldades na pesquisa em fadiga consiste no desenvolvimento de modelos confiáveis para previsão de vida em condições complexas,

de componentes estruturais submetidos a espectros de carregamento de amplitude variável, ambientes corrosivos, temperaturas baixas ou elevadas, e estados de tensão multiaxiais. A aplicação dos conceitos de fadiga a situações práticas frequentemente envolve abordagens empíricas, embora muitos avanços tenham sido alcançados nestas áreas, como por exemplo, os trabalhos de: MOREL e BASTARD (2003), sobre vida em fadiga de alto ciclo com carregamentos multiaxiais não similares; HAN et al (2002), avaliando critérios de fadiga multiaxial para carregamentos irregulares; SCHÖN e BLOM (2002), sobre vida em fadiga de materiais compostos; BRIS et al (2003), sobre fadiga de corrosão de aço inoxidável em temperatura elevada; MANSSEON et al (2003), sobre fadiga em temperaturas elevadas; NAGESHA et al (2002), sobre a influência da temperatura no comportamento de fadiga de aço inoxidável especial; HAQUE e SUDHAKAR (2001), sobre previsão do comportamento de fadiga de corrosão através de redes neurais artificiais; CARPINTERI e SPAGNOLI (2001), propondo um critério de fadiga multiaxial de alto ciclo para metais duros; SUN et al (2001), a respeito do comportamento cíclico de titânio em temperatura criogênica.

Nos últimos anos, devido ao desempenho mecânico, térmico e ambiental dos materiais não-metálicos e compostos, que os metais convencionais não proporcionam (SURESH (1991)), tem aumentado a pesquisa relacionada ao comportamento em fadiga de cerâmicas avançadas, polímeros, e seus compostos, como por exemplo os trabalhos de: SCHLEINKOFFER et al (1998), sobre fadiga de metais duros e ligas cermets; SONSINO (2003), sobre o projeto em fadiga de componentes estruturais de material cerâmico; MIYASHITA et al (2002), sobre o processo de fadiga em materiais compostos em temperaturas ambiente e elevadas; QIAO et al (2002), sobre o comportamento de fadiga de materiais cerâmicos; PAPANIKOS et al (2003), sobre a

modelagem do processo de fadiga e da vida de materiais plásticos reforçados com fibra de carbono; DZENIS (2003), sobre fadiga de materiais compostos avançados; ROUDET et al (2002), sobre fadiga de materiais compostos epoxi-vidro; HIMMEL (2002), sobre previsão de vida em fadiga de materiais compostos laminados com matriz de polímeros; ANTTUNES et al (2002), sobre previsão de vida em fadiga de polímeros compostos; e JEN e LEE (1998), sobre a resistência e a vida em fadiga de termoplásticos compostos laminados.

Apesar das teorias e técnicas desenvolvidas, continuam a ocorrer falhas decorrentes de fadiga, a maioria delas evitáveis com o conhecimento disponível (como, por exemplo, a fatura por fadiga do braço do “*Concorde Flyer*” que matou duas pessoas em um parque de diversões na Escócia, descrito em POOK (1998)). O caminho para sanar este problema consiste na educação das pessoas responsáveis pelo projeto e construção de estruturas e componentes mecânicos (BANNANTINE (1990)).

1.3 - CONSIDERAÇÕES DO PROJETO DE FADIGA

Critérios de projeto para fadiga evoluíram do chamado projeto para vida infinita ao de tolerância ao dano, cada qual com sua aplicação.

O projeto para vida infinita utiliza o método de iniciação de trinca, e requer que as tensões de projeto estejam abaixo do limite de fadiga pertinente, com segurança. É comumente adotado, especialmente pela indústria de veículos terrestres.

O projeto para vida finita reconhece que podem ocorrer trincas de fadiga na estrutura e providência para que não levem à falha da estrutura antes que sejam detectadas e reparadas. Deve-se incluir uma margem de segurança, em termos de vida ou em termos de carga, para contabilizar a dispersão dos resultados dos experimentos

para caracterizar a resistência à fadiga, a variação do carregamento externo, e outras eventuais incertezas associadas às condições de operação, não contabilizadas no projeto. O projeto tolerante ao dano é um refinamento da filosofia "para vida finita", e assume que trinças vão existir, introduzidas pelo processo de fabricação ou nucleadas pelo mecanismo de fadiga, e analisa, aplicando a mecânica da fratura, se tais trinças chegarão a um tamanho suficiente para produzir falhas antes que sejam certamente detectadas por inspeção periódica, procurando por materiais com baixa taxa de crescimento de trinça e alta resistência à fratura.

Usualmente, a análise de fadiga em si se refere a uma das metodologias:

a) o método S-N, ou "stress-life", é baseado na tensão nominal, por isso é aplicado a problemas em que há pouca plasticidade, não fazendo distinção entre a iniciação e o crescimento da trinça;

b) o método e-N, ou "strain-life", que considera apenas o estudo do processo de iniciação de uma trinça;

c) a análise baseada nos conceitos da Mecânica da Fratura refere-se ao método de estudo do crescimento ou propagação de uma trinça, uma vez que se tenha observado a sua nucleação.

Estes três métodos estão relacionados, pois o número de ciclos até a falha é a soma do número de ciclos para iniciar uma trinça com o número de ciclos para propagação daquela trinça. No entanto, como cada método usa diferentes técnicas e apresenta diferentes graus de acuracidade, os resultados não atendem a esta soma.

A correção e acuracidade dos valores de entrada (propriedades cíclicas do material, informação da carga de serviço, informação de geometria) são determinantes

no erro da vida estimada em fadiga, com magnitude logarítmica pelo processo de execução da análise de fadiga, de modo que um erro de 10% na magnitude da carga pode resultar em um erro de 100% na vida estimada em fadiga. Assim, é fundamental a verificação da sensibilidade, do efeito que terão as variações destas entradas na previsão da vida, o que também pode ser concebido como uma “otimização” em partes.

O processo de avaliação da vida é centrado em duas relações:

- i) a relação do ambiente de carregamento com as tensões e deformações no componente ou modelo. Esta relação carga-tensão ou carga-deformação é determinada usando diversos modelos de cálculo, incluindo a aplicação da Teoria da Resistência dos Materiais e da Teoria da Elasticidade, ou mesmo do desenvolvimento de modelos para aplicação do Método de Elementos Finitos e realizando análises elásticas lineares, o que depende da caracterização das propriedades do material. Em alguns casos requer a compensação, para a plasticidade, das tensões obtidas com a análise de tensões no domínio elástico, através do procedimento chamado de “correção para o entalhe”;

- j) a relação das tensões e deformações com a vida do componente, efetuada através da modelagem do dano para cada método de análise da vida em fadiga.

Condições preponderantes para o desenvolvimento de testes são o carregamento e as condições ambientais similares aos encontrados em serviço. A determinação das cargas de serviço é uma tarefa importante. Carregamentos acima dos de serviço, nos testes acelerados, podem produzir resultados errôneos, pela alteração de tensões residuais, pela perda da influência da corrosão, entre outros. Os ciclos de cargas baixas

muitas vezes são suprimidos do espectro de testes, mas passam a ser importantes se grande parte da vida em fadiga compreender a propagação das trincas, e sua eliminação não pode ser efetuada.

1.4 - OBJETIVO DO ESTUDO

O objetivo principal deste trabalho é apresentar e analisar métodos de análise de fadiga baseados no estudo do estado multiaxial de tensões, os quais podem ser empregados no estudo do fenômeno de fadiga de componentes mecânicos ou estruturais.

Dentre estes métodos, apresenta-se aqueles baseados no cálculo de uma tensão equivalente, a qual tem magnitude variável ao longo do histórico temporal de tensões, refletindo a variação da magnitude e da direção das tensões principais. Tomando-se a variação desta tensão equivalente, estes critérios verificam a possibilidade de que, em algum instante de tempo, esta supere a magnitude do limite de fadiga do material, indicando que o componente terá vida finita. Dentre estes critérios ressaltam-se o de Dang Van, o qual vem sendo bastante estudado por pesquisadores atuando em linhas de pesquisa versando sobre análise de fadiga. Adicionalmente, apresenta-se os métodos baseados em análise espectral, os quais descrevem o histórico de tensões a partir de suas propriedades estatísticas, verificando a probabilidade da magnitude da flutuação de tensão ultrapassar o limite de fadiga.

Como objetivo secundário, visando a aplicação destes critérios em uma análise de fadiga de componente mecânico, executa-se a análise de fadiga da estrutura do chassis de um caminhão, com o emprego dos critérios de Dang Van e espectral, comparando-se os resultados por eles fornecidos. A análise tem por objetivo verificar a

possibilidade de haver nucleação de trinca no chassis, tendo em vista a ação das tensões dinâmicas, associadas ao carregamento gerado pelo contato pneu/via tratável, quando o veículo movimenta-se com uma velocidade específica.

1.5 - APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho é desenvolvido em sete capítulos, cujos conteúdos são descritos a seguir.

Neste capítulo 1 é feita uma introdução ao estudo de fadiga e ao escopo do trabalho.

No capítulo 2, são comentados os conceitos básicos da fadiga dos materiais metálicos, os mecanismos de desenvolvimento da falha de fadiga e os métodos de avaliação de fadiga uniaxial com base no estudo das tensões induzidas pela ação do carregamento externo, desenvolvidos a partir de ensaios de fadiga uniaxiais, que constitui a base do estudo de fadiga e dos resultados experimentais disponíveis. Para efeito de comparação é também comentado o método baseado nas deformações.

No capítulo 3 são comentados os principais critérios de análise de fadiga multiaxial com base nas tensões, incluindo os critérios elaborados com referência nos parâmetros dos ensaios uniaxiais e os critérios baseados em planos críticos.

O capítulo 4 descreve o método espectral, com a apresentação da formulação utilizada para o cálculo da distribuição de probabilidade das tensões.

No capítulo 5 é detalhado o critério de fadiga multiaxial escolhido para este trabalho, o critério de Dang Van, com a apresentação do algoritmo do método e dos testes do programa computacional desenvolvido para este estudo. Os outros critérios

verificados se revelaram inadequados ao presente estudo ou de difícil implementação, pela falta de clareza das respectivas formulações e algoritmos.

No capítulo 6 é desenvolvido o caso estudo, com a descrição do modelo utilizado para o veículo e a determinação da probabilidade de o componente não apresentar vida infinita, pela aplicação de duas abordagens de análise de fadiga multiaxial: o método espectral e o critério de Dang Van. Estes resultados também são comparados com a raiz média quadrática ("rms") das tensões equivalentes (tensões de von Mises), que é utilizado comumente na avaliação destes componentes.

O capítulo 7 expõe as conclusões finais do estudo e as recomendações para trabalhos futuros.

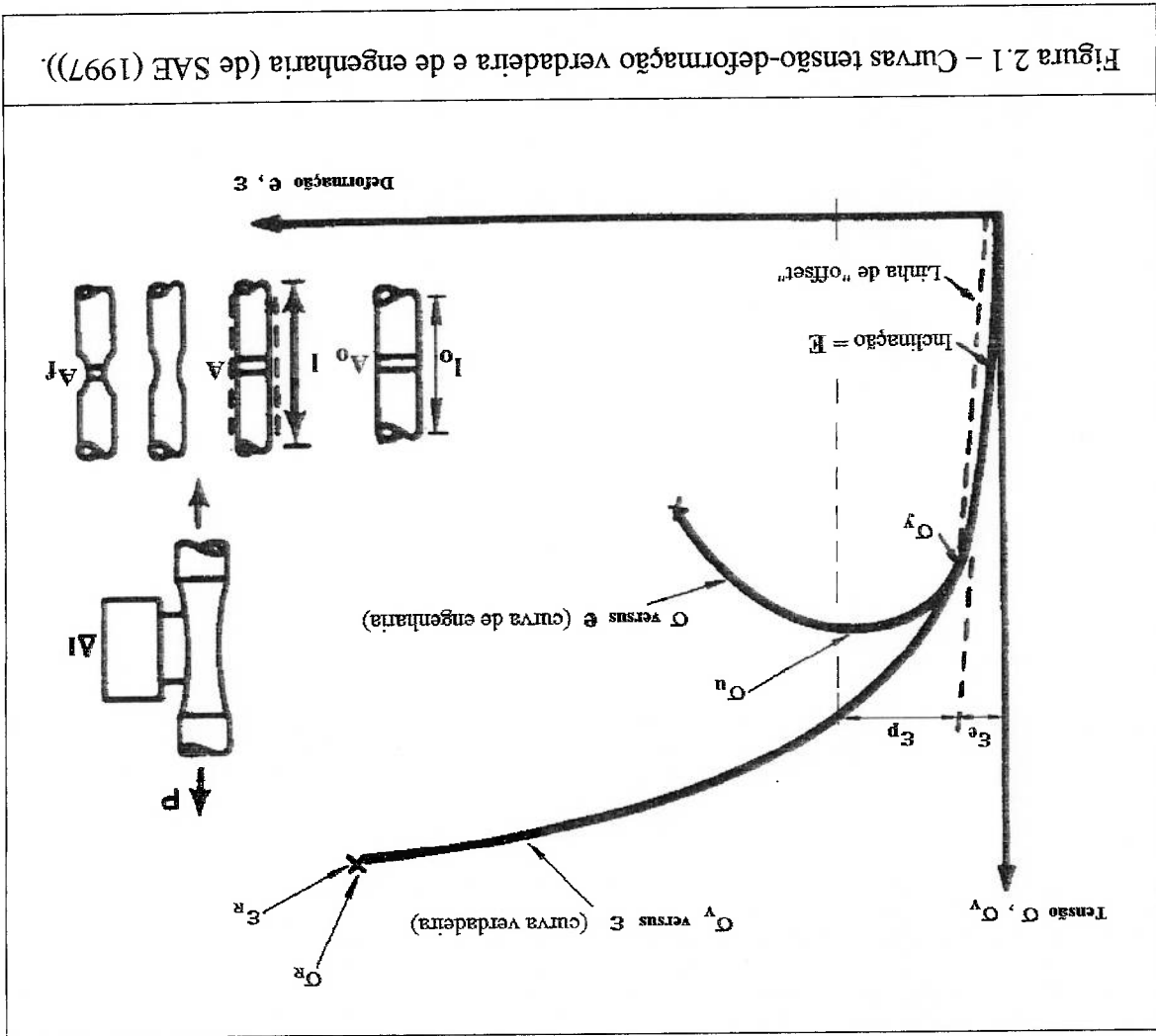
Capítulo 2 - FADIGA UNIAXIAL

2.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Fadiga é “o processo de alteração estrutural localizado, progressivo e permanente, ocorrendo no material submetido a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em algum ponto ou pontos e que pode culminar em trincas ou fatura completa após um número suficiente de flutuações”, segundo FUCHS (1980).

Assim, a fadiga distingue-se do comportamento sob tensões ou deformações estáticas por se referir ao comportamento dos materiais sob a ação de tensões ou deformações repetitivas, com uma remota relação entre o comportamento em fadiga e as propriedades convencionais dos metais, especificadas a partir das curvas uniaxiais de tensão-deformação monotônica em tração ou compressão. Para levantamento destas curvas monotônicas, empregam-se procedimentos normatizados, tal como o indicado na norma ASTM-8M (SAE (1997)). Estes procedimentos incluem exigências sobre a geometria dos corpos de prova e sobre a forma de aplicação do carregamento, sendo que este último deve ser aplicado de forma contínua, com uma taxa de aplicação constante, até causar a ruptura do corpo de prova. Ao longo do ensaio são monitorados o valor do carregamento e o deslocamento ou alongamento do corpo de prova, obtendo-se os dados apresentados na Figura 2.1 (reproduzida de SAE (1997)), onde:

P	carga aplicada;
A_0	área da seção transversal inicial do corpo de prova;
A	área da seção transversal do corpo de prova, quando submetido à ação de uma carga P ;



A_f área da seção transversal final do corpo de prova, obtida no instante da

ruptura do mesmo;

l_0 comprimento inicial do corpo de prova, ou comprimento de controle;

l comprimento do corpo de prova, quando submetido à ação de uma

carga P ;

Δl variação medida no comprimento l_0 (igual a $l-l_0$);

E módulo de elasticidade (módulo de Young);

σ tensão de engenharia: $\sigma = \frac{F}{P}$; A_0

σ_v tensão verdadeira: $\sigma_v = \frac{F}{P} = \sigma (1 + e)$;

σ_R tensão verdadeira na fratura, ou limite de resistência verdadeiro do material;

e deformação de engenharia: $e = \frac{\Delta l}{l_0}$;

ϵ deformação verdadeira: $\epsilon = \int_{l_0}^l \frac{1}{l} dl = \ln \left(\frac{l}{l_0} \right) = \ln \left(\frac{A_0}{A} \right) = \ln(1 + e)$;

ϵ_R deformação verdadeira na fratura;

ϵ_e deformação elástica de tração: $\epsilon_e = \frac{F}{\sigma}$;

ϵ_p deformação plástica de tração;

σ_u limite de resistência à tração do material ("*ultimate tensile strength*");

σ_y tensão de escoamento ("*yield strength*").

Deve-se observar que este comportamento tensão-deformação monotônico para um corpo de prova que apresente algum tipo de entalhe (concentrador de tensão) pode ser diferente do obtido para o espécime sem o entalhe, sendo que a resistência com a presença do entalhe não é apresentada nas tabelas de propriedades dos materiais.

A deformação do corpo de prova, em qualquer instante de aplicação de carga, pode ser dividida em duas componentes: elástica e plástica. A deformação elástica é aquela que, quando da retirada da carga, é recuperada, ou seja, sua magnitude iguala-se

a zero. Já a deformação plástica é aquela que, mesmo com a retirada da carga, ainda permanece no corpo, causando a mudança do seu comprimento.

A curva representando o comportamento do material para tensão verdadeira-deformação plástica verdadeira da Figura 2.1 é usualmente expressa por

$$\sigma_v = K (\epsilon^d)^n \tag{2.1}$$

sendo

K coeficiente de resistência;

n coeficiente de encruamento, o qual apresenta usualmente valores $0 \leq n \leq 0,6$ para o caso monotônico.

Dessa forma, a deformação total pode ser expressa como:

$$\epsilon_t = \epsilon^e + \epsilon^d = \frac{E}{\sigma} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{1/n} \tag{2.2}$$

Quando, por outro lado, se aplica carregamento cíclico em vez de monotônico,

pode ocorrer a falha do material após uma certa quantidade de ciclos do carregamento,

desde que no primeiro ciclo de carga não haja falha, número este que depende da

amplitude da tensão cíclica aplicada. As propriedades que descrevem o comportamento

do material submetido a carregamento cíclico são chamadas propriedades de fadiga.

A resposta tensão-deformação do metal pode ser drasticamente alterada pelo

regime de deformações plásticas repetitivas, sendo sua descrição mais adequada em

termos de ciclos de histérese de tensão-deformação com deformação controlada, ou

seja, os valores da deformação nas extremidades do ciclo permanecem fixos. As

mudanças na resposta de tensão do metal ocorrem relativamente rápido, durante os

primeiros pontos percentuais da quantidade total de reversões do carregamento até a

falha, e em seguida o ciclo de histerese se estabiliza, ou seja, entra em regime constante, com valores constantes para a flutuação da tensão $\Delta\sigma$ e a flutuação da deformação $\Delta\varepsilon$ durante o prosseguimento dos ciclos de carregamento, conforme Figura 2.2.

Dependendo do estado inicial e das condições de teste do material, o metal pode apresentar:

- a) endurecimento cíclico, quando a envoltória da curva obtida com carregamento cíclico apresenta amplitude de tensão maior que a inicial, mantido constante o valor da máxima deformação cíclica (Figura 2.2 (a));

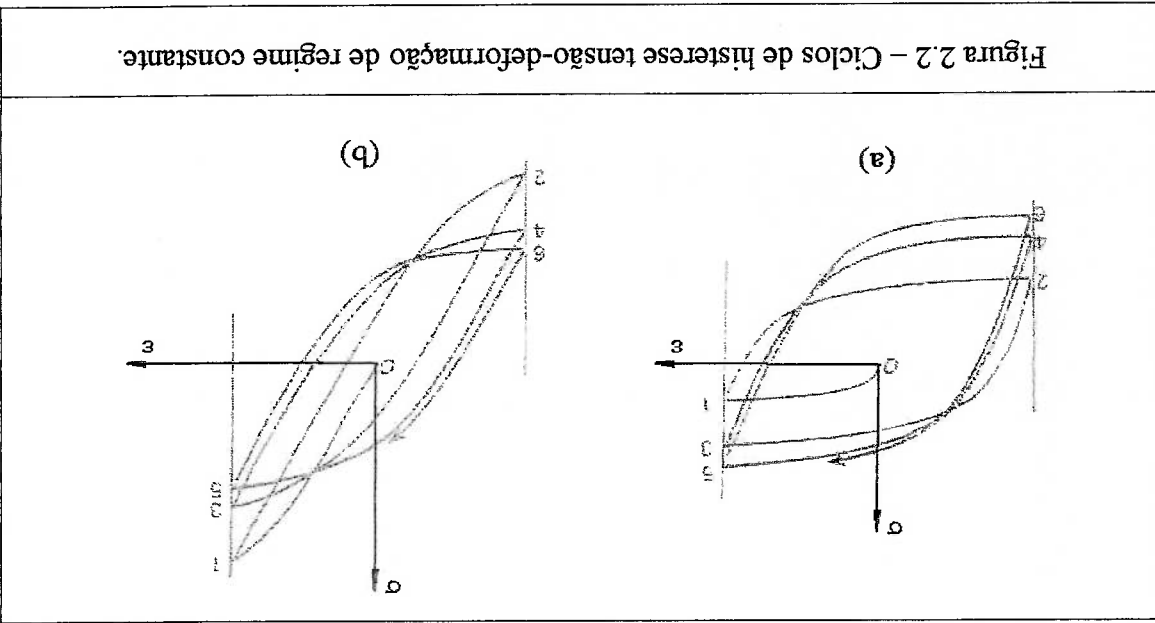


Figura 2.2 – Ciclos de histerese tensão-deformação de regime constante.

- b) amolecimento cíclico, quando a envoltória da curva obtida com carregamento cíclico apresenta amplitude de tensão menor que a inicial, mantido constante o valor da máxima deformação cíclica (Figura 2.2 (b));

- c) estabilidade cíclica, quando o ciclo de histerese não apresenta alteração, mantido constante o valor da máxima deformação cíclica;

(d) comportamento misto (amolecimento em baixas deformações e endurecimento para deformações maiores),

conforme esquematizado na Figura 2.3 (reproduzida de MITCHELL (2000)), onde as curvas cíclicas de tensão-deformação são comparadas diretamente com a curva monotônica, para avaliar quantitativamente as alterações no comportamento do material, induzidas ciclicamente.

A curva cíclica na Figura 2.3 representa os valores da amplitude de variação de tensão do ciclo de histerese estabilizado para cada valor de amplitude de variação de

deformação fixa.

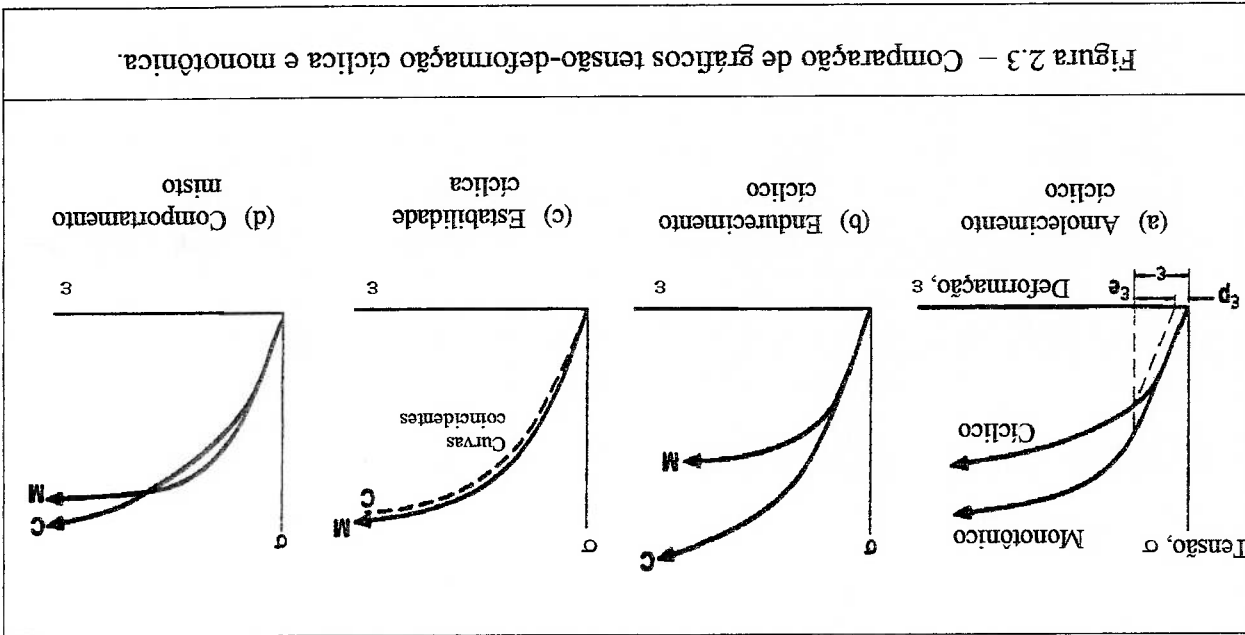


Figura 2.3 – Comparação de gráfcos tensão-deformação cíclica e monotônica.

Os metais apresentam portanto um comportamento de tensão-deformação metaestável, quando ensaiados ciclicamente, característica importante para locais de elevada deformação plástica, onde começa a maioria das falhas por fadiga.

Analogamente ao caso monotônico, a relação entre tensão e deformação plástica

verdadeiras pode ser representada por:

$$\sigma_s = K' \left(\frac{\Delta \epsilon_p}{2} \right)^n \quad (2.3)$$

onde

σ_s amplitude de tensão verdadeira de regime constante;

$\frac{\Delta \epsilon_p}{2}$ amplitude de deformação plástica verdadeira, de regime constante;

K' coeficiente de resistência para o caso cíclico;

n' coeficiente de encruamento cíclico. Para a maioria dos metais:

$$0,1 \leq n' \leq 0,2.$$

Segundo FUCHS (1980), conclui-se de dados experimentais que o material

endurece ciclicamente quando a razão $\sigma_n/\sigma_{y0,2}$, da tensão limite de resistência pelo

limite de escoamento (correspondente a 0,2% de deformação) for maior do que 1,4, e

amolece ciclicamente quando a razão $\sigma_n/\sigma_{y0,2}$ for menor do que 1,2. Para a faixa entre

1,2 e 1,4 é difícil se prever modificações cíclicas.

Outros fenômenos que se observam com o carregamento cíclico dos metais são o

efeito Bauschinger, caracterizado pela redução da tensão de escoamento causada pela

reversão do carregamento no regime plástico (segundo JUVINALL (1967)), e a fluência

cíclica ("ratcheting"), caracterizada pelo acúmulo de deformação plástica, em que a

deformação plástica axial sob tensão axial constante aumenta em decorrência da

aplicação cíclica de deformação plástica de cisalhamento de amplitude constante

(segundo SOCIE (2000)).

2.2 - MECANISMO DE NUCLEAÇÃO E PROPAGAÇÃO DA TRINCA

Os estágios primordiais da fadiga são fundamentalmente um fenômeno de superfície, onde se estabelecem as fontes de trinca de fadiga.

As deformações plásticas cumulativas em fadiga são significativamente maiores

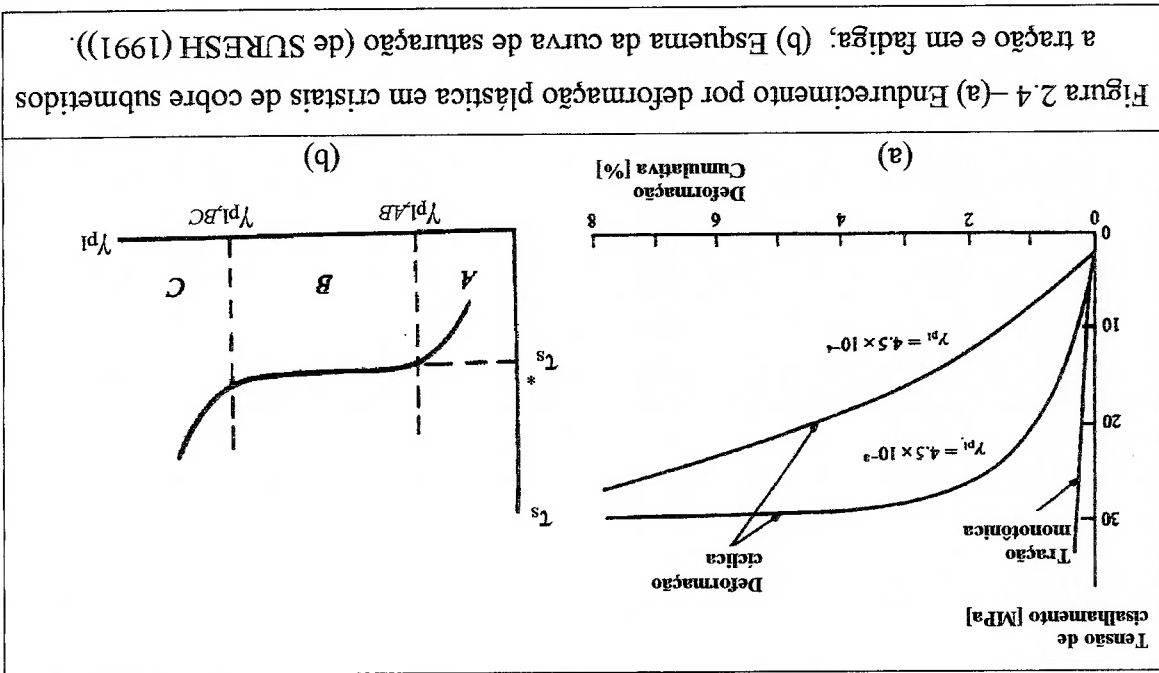
que as tipicamente encontradas em tração monotônica, conforme indicado na Figura 2.4(a), sendo sua característica marcante o estabelecimento de saturação cíclica (região

“B” na Figura 2.4(b)), em que o pico da tensão de cisalhamento independe da amplitude

de deformação plástica de cisalhamento), dando início a um processo de concentração

do deslizamento ao longo de certas bandas. Na Figura 2.4, γ_{pl} é a deformação plástica

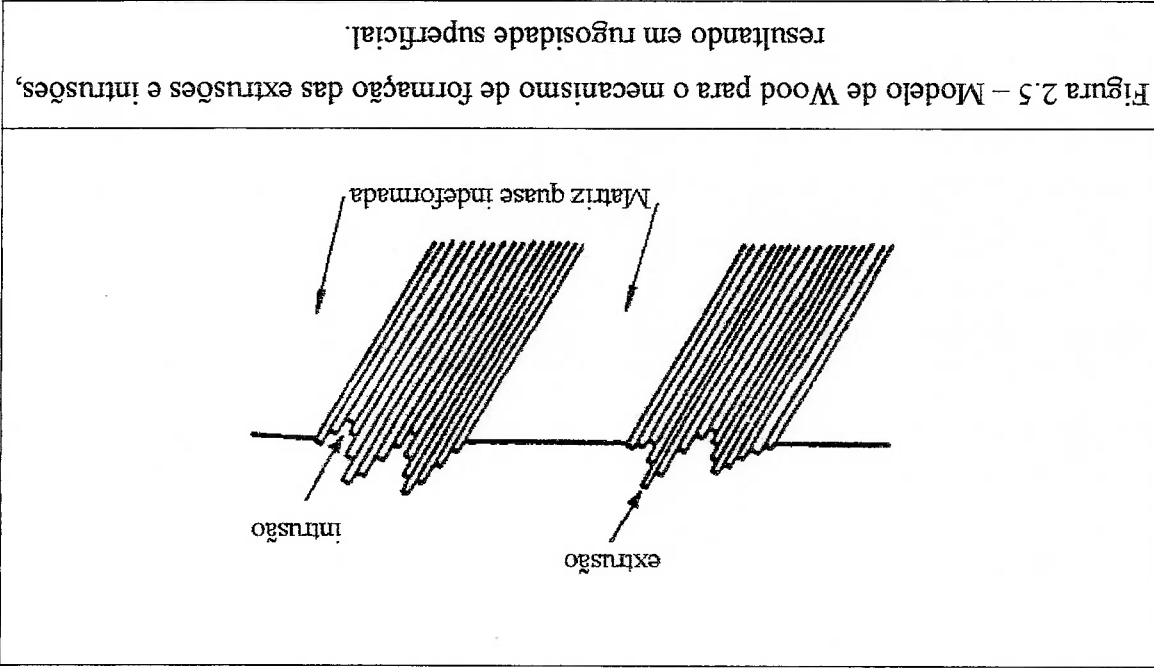
de cisalhamento e τ_s^* é a tensão de cisalhamento na saturação.



A evolução das bandas de deslizamento concentrada apresenta uma estrutura de lamelas, conforme modelo descrito por Wood (DIETER (1981)), que formam extrusões e intrusões nos locais em que aquelas bandas emergem na superfície do componente, aparecendo como picos e vales, respectivamente, e caracterizando uma rugosidade

superficial em cristais plasticamente deformados (Figura 2.5). As interfaces entre estas bandas de deslizamento intenso e a matriz do material são locais preferenciais para nucleação de trincas de fadiga, que se iniciam como uma pequena fissura ao longo das bandas, assim como as linhas de intrusões que constituem excelentes concentradores de tensão, proporcionando condições para desenvolvimento de trincas.

As trincas tendem a crescer na ordem de alguns grãos, segundo o plano de máxima variação da tensão de cisalhamento. Esta fase é comumente denominada de nucleação da trinca. Com a progressão do tensionamento cíclico, as trincas de fadiga tendem a se aglutinar e crescer ao longo de planos de máxima variação da tensão de tração, que é denominada de fase de propagação da trinca.



O deslizamento ocorre em metais dúcteis, em locais de elevada tensão e deformação. Nos metais frágeis e nos metais de alta resistência, as microtrincas são formadas diretamente em descontinuidades e crescem ao longo de planos de máxima tensão de tração.

O mecanismo de fadiga pode ser resumido nas fases: primeiro ocorre o deslizamento, seguido de pequenas trincas que progredem sob carregamento cíclico, tendendo a se aglutinar de modo que apenas umas poucas trincas maiores prosseguem até atingir um tamanho crítico, quando ocorre a fatura súbita. Quanto mais elevada a magnitude da tensão cíclica, tanto mais rápido ocorre este processo de nucleação e propagação.

2.3 - ESTIMATIVAS DA VIDA DE FADIGA

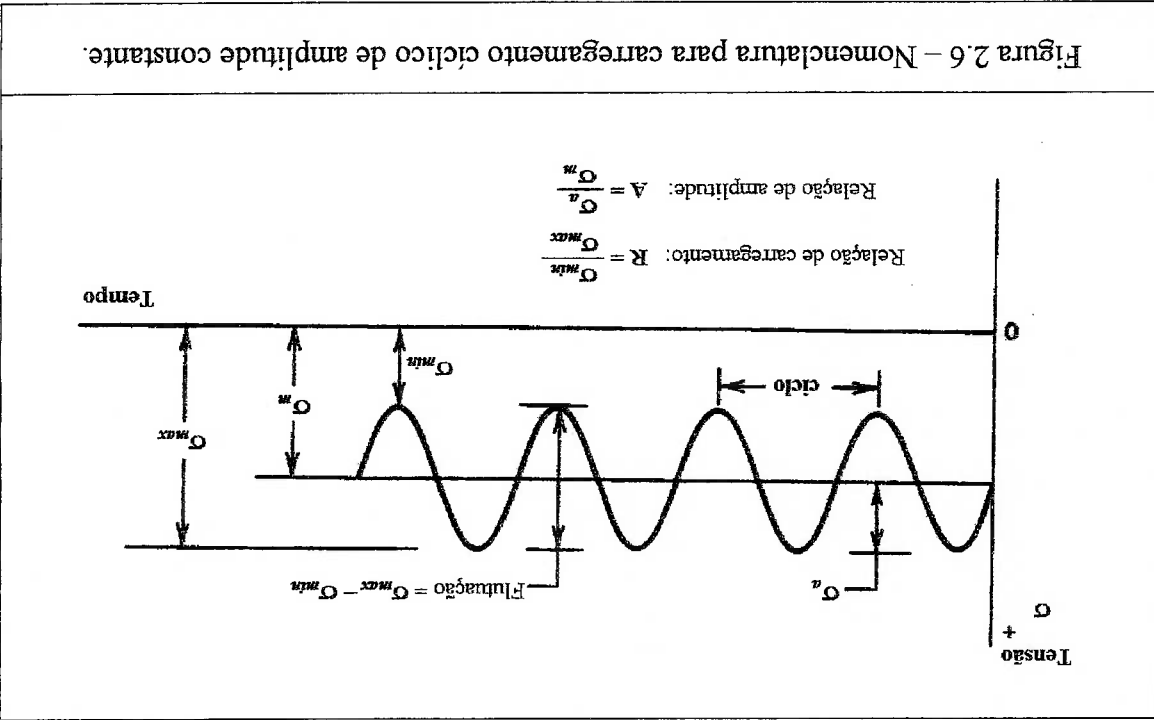
Ensaio de fadiga podem ser efetuados em regime de amplitude constante, seja de carregamento, de deslocamento ou de deformação, os quais permanecem constantes a despeito de mudanças nas propriedades do material ou de progressão de trincas, podendo ser efetuados em corpos de prova, em componentes, em subconjuntos, ou em estruturas inteiras. A decisão sobre qual tipo de corpo deve ser utilizado no ensaio depende do tipo de informação a ser obtida. Caso sejam ensaiadas estruturas ou componentes mecânicos, obtêm-se experimentalmente a vida de detalhes estruturais ou mecânicos considerados críticos, facilitando a estimativa da vida do componente em análise. Entretanto, mesmo que executado com protótipos, estes ensaios são caros, e justifica-se a sua execução em casos especiais, onde há a necessidade de se definir claramente o comportamento à fadiga, em função de dificuldades na modelagem do processo de fadiga, devido a especificidades de material e manufatura (incluindo a dificuldade de caracterização dos defeitos introduzidos pelos processos de fabricação) e da própria geometria do componente.

Para a estimativa da vida total de fadiga são utilizadas metodologias cuja formulação é caracterizada experimentalmente com base em ensaios de amplitude constante, que englobam estágios de nucleação e crescimento da trinca, definindo a vida

em fadiga de um componente como o número total de ciclos para induzir dano de fadiga e para iniciar uma falha dominante de fadiga que é propagada até a ruptura final do corpo testado.

A filosofia subjacente as abordagens baseadas em tensão cíclica ou deformação cíclica é essencialmente diferente da dos métodos tolerantes ao dano, em que a vida em fadiga é considerada como sendo apenas aquela durante a qual uma falha pré-existente é propagada até um certo tamanho crítico, que causa a ruptura final do componente.

Os carregamentos a que os componentes e estruturas são submetidos são muito diversos, desde simples e repetitivos até completamente aleatórios. Para definição da nomenclatura utilizada em projeto de máquinas utiliza-se o ciclo de carregamento de onda senoidal com tensão média diferente de zero e amplitude constante, como mostrado na Figura 2.6 (reproduzida de FUCHS (1980)). Para o caso de carregamento de amplitude variável, em que um ciclo não é claramente definido, utiliza-se o conceito



de reversões, observando-se que um ciclo (um período) no carregamento de amplitude constante contém duas reversões e no carregamento de amplitude variável pode conter muitas reversões.

Com base na Figura 2.6, são usadas as definições e relações:

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad \dots \quad \text{tensão alternada ou amplitude de tensão;}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 \quad \dots \quad \text{tensão média;}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad \dots \quad \text{tensão máxima;}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad \dots \quad \text{tensão mínima;}$$

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad \dots \quad \text{flutuação de tensão;}$$

$$R = \sigma_{min}/\sigma_{max} = \sigma_{min}/\sigma_{max} \quad \dots \quad \text{relação de carregamento ou razão de tensões;}$$

$$A = \sigma_a/\sigma_m \quad \dots \quad \text{relação de amplitude.}$$

Valores R e A para as situações comuns de carregamento são:

a) Carregamento totalmente reverso: $R = -1$ e $A = \infty$

b) Carregamento alternado positivo: $R = 0$ e $A = 1$

c) Carregamento alternado negativo: $R = \infty$ e $A = -1$

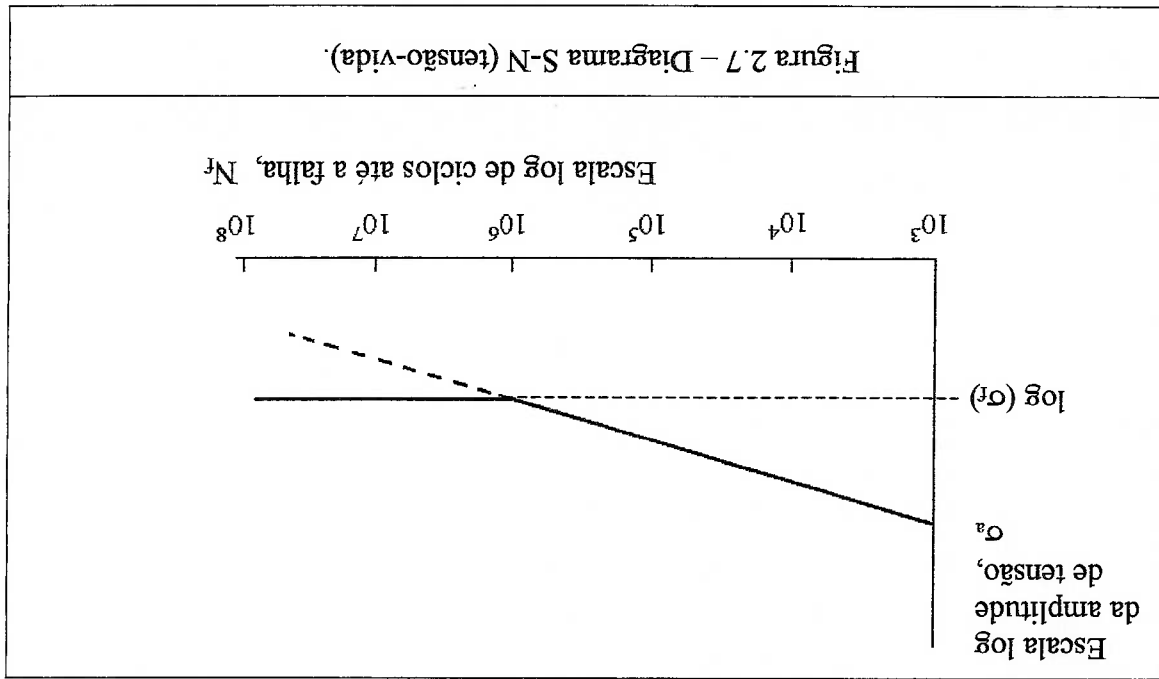
d) Carga estática: $R = 1$ e $A = 0$.

2.3.1 - MÉTODO S-N

Métodos para caracterização da vida de fadiga em termos de amplitudes de tensão nominal usando dados experimentais obtidos de testes de flexão rotativa de espécimes lisos surgiram do trabalho de Wöhler em 1860, citado por FUCHS (1980), quando da análise da falha por fadiga de eixos ferroviários.

A base deste método é a curva S-N, que é um gráfico bi-logarítmico da tensão alternada versus o número de ciclos até falha. Nesta abordagem, espécimes de teste lisos e polidos são testados à fadiga com carregamento uniaxial totalmente reverso, em flexão plana, flexão rotativa, tração-compressão uniaxial ou carregamento cíclico tração-tração. Deste experimento a amplitude de tensão alternada (σ_a) é traçada contra o número de ciclos de carregamento até a falha por fadiga (N_f), definida pela fratura do componente, conforme indicado na Figura 2.7.

A linha sólida na Figura 2.7 ilustra a curva S-N (tensão-vida) observada para aços de médio carbono e outros materiais que endurecem com deformação cíclica, os quais exibem uma estabilização da resistência à fadiga tipicamente após 10^6 ciclos de carregamento aproximadamente, sob condições de carregamento de amplitude constante. Abaixo deste nível, conhecido como limite de fadiga, o espécime pode sofrer carregamento cíclico indefinidamente sem apresentar falha. O ponto em que a curva S-N intercepta a ordenada é σ_r (tensão limite de resistência à tração do material), para um-quarto do primeiro ciclo de carregamento (primeiro período da senóide).



A curva S-N, em escala bi-logarítmica, apresenta uma relação linear, cuja expressão resultante da amplitude de tensão verdadeira $\sigma_a = \Delta\sigma/2$ em função do número de ciclos de fadiga ou reversões de carga até a falha $2N_f$, em teste de fadiga de amplitude constante, é a relação de Basquin (BANNANTINE (1990)):

$$\Delta\sigma/2 = \sigma_a = \sigma'_f(2N_f)^B \quad (2.4)$$

onde σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga (igual, em boa aproximação, para a maioria dos metais, ao limite de resistência verdadeiro σ_u , corrigido para a estrição, obtido em teste monotônico de tração), e B é conhecido como o expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquin, que, para a maioria dos metais, varia de -0,05 a -0,12.

A curva S-N refere-se estritamente à vida total em fadiga de um material isento de defeitos, que implica no número de ciclos para iniciar trincas de fadiga mais o número de ciclos para propagar a trinca dominante de fadiga até a falha final. A tração da vida em fadiga que é dispendida para formar uma trinca detectável pode variar de uns poucos percentuais da vida, para espécimes contendo severas concentrações de tensão ou defeitos superficiais, até 80% para espécimes de alta pureza, livres de defeitos e cuidadosamente preparados, dependendo ainda da tenacidade do material e do nível de tensão (quanto maior a tensão, menor o tamanho de trinca crítico, que pode variar de 10% a 70% do diâmetro do corpo de prova).

Uma das maiores desvantagens da abordagem S-N é que esta ignora o comportamento verdadeiro tensão-deformação e considera todas as deformações como elásticas (comportamento linear do material), o que pode representar um erro considerável na avaliação da vida, uma vez que a iniciação de trincas de fadiga é causada por deformação plástica. Para vidas longas a maioria dos metais apresenta

apenas uma pequena parcela de deformação cíclica que é plástica, e a abordagem S-N é válida. O método S-N não funciona bem em aplicações de baixo-ciclo, onde as deformações aplicadas têm um componente plástico significativo, sendo mais apropriada a abordagem com base nas deformações. A linha divisória entre fadiga de baixo ciclo e de alto ciclo está usualmente entre 10^1 e 10^5 ciclos, dependendo do material em consideração (BANNANTINE (1990)). Para aços e suas ligas, adota-se que há ocorrência de fadiga de alto ciclo, para vida superior a 10^3 ciclos de carregamento.

Muitos aços de alta resistência, ligas de alumínio e outros materiais que não endurecem com ciclagem de deformação, geralmente não apresentam um limite de fadiga e σ_a continua a decrescer com o aumento do número de ciclos, conforme a linha tracejada na Figura 2.7. Um limite de resistência à fadiga para estes casos é definido como a amplitude de tensão que o espécime suporta até no mínimo 10^7 ciclos de carregamento.

O limite de fadiga se deve a elementos intersticiais, tais como o carbono e o nitrogênio no aço, que bloqueiam os deslocamentos cristalinos, impedindo os mecanismos de deslizamento que levam à formação de microtrincas. Deve-se tomar cuidado ao usar o limite de fadiga porque ele pode desaparecer (BANNANTINE (1990)) devido a:

- a) sobrecargas periódicas, que desbloqueiam os deslocamentos cristalinos;
- b) ambientes corrosivos, devido à interação de fadiga e corrosão;
- c) altas temperaturas, que ativam os deslocamentos cristalinos.

Há certas relações gerais empíricas entre as propriedades de fadiga do aço e suas propriedades obtidas em ensaios de tração monotônica e de dureza. A maioria dos aços

com limite de ruptura abaixo de 200 ksi (1380 N/mm²) têm uma razão de fadiga (relação entre o limite de fadiga σ_f e a tensão de resistência σ_u) de 50% em média, podendo variar entre 35% e 60% (FUCHS (1980)), ou seja, estima-se que:

$$\sigma_f = 0,5 \sigma_u \quad (2.5)$$

Áços com limite de ruptura acima de 200 ksi têm limite de fadiga de aproximadamente 100 ksi, porque apresentam inclusões não-metálicas, os carbeto, formadas durante o processo de têmpera e revenimento da martensita, que reduzem efetivamente o limite de fadiga por servirem como locais de iniciação de trinças. Usando a relação aproximada entre a dureza e o limite de resistência dos aços [σ_u (ksi) $\approx 0,5$ BHN], decorre destas observações a relação aproximada entre o limite de fadiga dos aços e sua dureza:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_f \text{ (ksi)} \approx 0,25 \text{ BHN} \text{ , para } BHN \leq 400 \\ \sigma_f = 100 \text{ ksi} \text{ , para } BHN > 400 \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

Se não se dispuser de dados efetivos do comportamento à fadiga para o material, a curva S-N pode ser estimada pela linha unido o limite de fadiga σ_f à tensão alternada $\sigma_{1000} = 0,9 \cdot \sigma_u$, correspondente a uma vida de 1000 ciclos (BANNANTINE (1990)), conforme indicado na Figura 2.8.

A estimativa da curva S-N pode ser representada, para aços, pela equação:

$$\sigma_a = 10^C N^B \quad (\text{para } 10^3 < N < 10^6) \quad (2.7)$$

em que os expoentes são determinados pelos dois pontos definidos na curva S-N generalizada para aços:

$$B = (-1/3) \log_{10}(\sigma_{1000}/\sigma_f) \quad (2.8)$$

$$C = \log_{10}(\sigma_{1000}^2/\sigma_f) \quad (2.9)$$

A equação que fornece a vida em termos da tensão alternada é

$$N = 10^{C/B} \sigma_a^{-B} \quad (\text{para } 10^3 < N < 10^6) \quad (2.10)$$

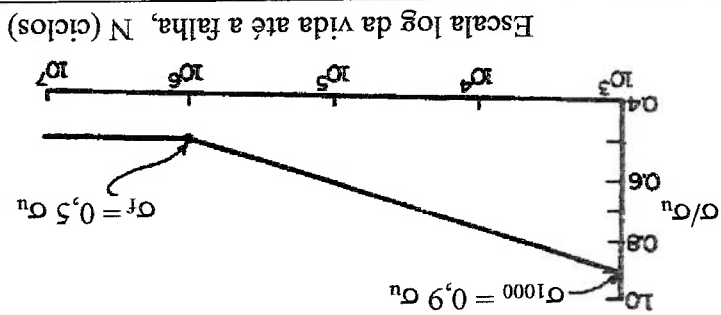
Usando as estimativas: $\sigma_{1000} = 0,9 \cdot \sigma_u$ e $\sigma_f = 0,5 \cdot \sigma_u$ (BANNANTINE (1990)), a

curva S-N é definida por

$$\sigma_a = 1,62 \sigma_u N^{-0,085}$$

$$(2.11)$$

Figura 2.8 - Curva S-N generalizada para aços.



Para outros materiais que não o aço, relações similares não são tão claramente definidas.

A natureza estatística da fadiga manifesta-se através de uma dispersão de valores de resistência à fadiga para cada vida (número de ciclos), determinando-se a curva S-N pelos pontos médios, que representam uma expectativa de falha de 50 por cento.

A curva S-N é baseada no princípio da similitude, segundo o qual uma estrutura qualquer apresentará aproximadamente a mesma vida que um espécime de teste no laboratório do mesmo material, se a mesma tensão for experimentada pela estrutura for reproduzida no ensaio no laboratório.

Os seguintes pontos relativos à curva S-N devem ser ressaltados:

- a) As estimativas de vida média previstas com o método S-N são baseadas em dados sujeitos a considerável dispersão e em relações empíricas; para se obter menor probabilidade de falha, deve-se diminuir a vida objetivada. A dispersão pode ser atribuída a técnicas de ensaio, preparação dos espécimes, variações no material, e variabilidade dos mecanismos de fadiga, envolvendo a iniciação de microtrincas e propagação de macrotrincas. A dispersão é menor para níveis mais elevados de tensão e maior para os níveis mais baixos de tensão. Dependendo do nível de certeza requerido, serão necessários um grande número de experimentos com corpos de prova;

- b) O conceito mais útil do método S-N é o limite de fadiga, o qual é usado no projeto para vida infinita;

- c) Em geral, o método S-N não deve ser usado para estimar vidas abaixo de 1000 ciclos (BANNANTINE (1990)), para o que é mais apropriada a abordagem baseada no estudo da deformação, apresentado sucintamente no item 2.3.4 deste Capítulo, a qual é principalmente dedicada ao regime de fadiga de baixo ciclo (mas pode ser estendida para a fadiga de alto ciclo). No entanto, a teoria com base na tensão trata apenas de fadiga de alto ciclo e não pode ser aplicada a outros casos (MOREL (2000)).

2.3.2- FADIGA COM HISTÓRICOS DE CARREGAMENTO REAIS

Como o limite de fadiga e a curva S-N são baseados no carregamento cíclico senoidal de amplitude constante com média igual a zero, a sua aplicação ao projeto de máquinas comumente não é direta, pois os históricos dos carregamentos encontrados na realidade muitas vezes apresentam grande variação nos parâmetros de amplitude, média e período dos “elementos de ciclos” que o compõem.

A seguir são apresentados os métodos de adequação dos carregamentos reais para utilização das propriedades de fadiga: o efeito da tensão média, a acumulação do dano, e a contagem de ciclos.

2.3.2.1 - EFEITO DA TENSÃO MÉDIA

As descrições empíricas de vida em fadiga mencionadas acima são relativas a carregamentos totalmente reversos em que a tensão média (σ_m) do ciclo de fadiga é zero. Entretanto, este tipo de carregamento não é sempre representativo em muitas aplicações. O nível médio do ciclo de fadiga imposto tem influência substancial no comportamento à fadiga dos materiais, e em geral tensões médias tratativas são prejudiciais, e tensões médias compressivas podem ser benéficas, mas isso não é claramente indicado em resultados experimentais. Em algumas situações onde a tensão média é de compressão, opta-se, conservadoramente, por utilizar um limite de fadiga igual ao obtido em ensaios com tensão média nula.

Efeitos de tensão média de tração em fadiga podem ser representados em diagramas vida constante, como mostrado na Figura 2.9, em que são traçadas diferentes combinações da amplitude de tensão e da tensão média correspondentes a curvas de vida de fadiga constante, ou em diagramas de tensão média constante, conforme Figura 2.10, que mostra diversas curvas S-N para diferentes valores de tensão média.

Como são necessários muitos ensaios de fadiga para geração do diagrama de Haigh (Figura 2.9) ou de diversas curvas S-N (Figura 2.10), com custo alto, foram desenvolvidas diversas relações empíricas para gerar a linha que define a região de vida

infinita para projeto, indicando a diminuição da tensão alternada de fadiga com o aumento do valor de tensão média.

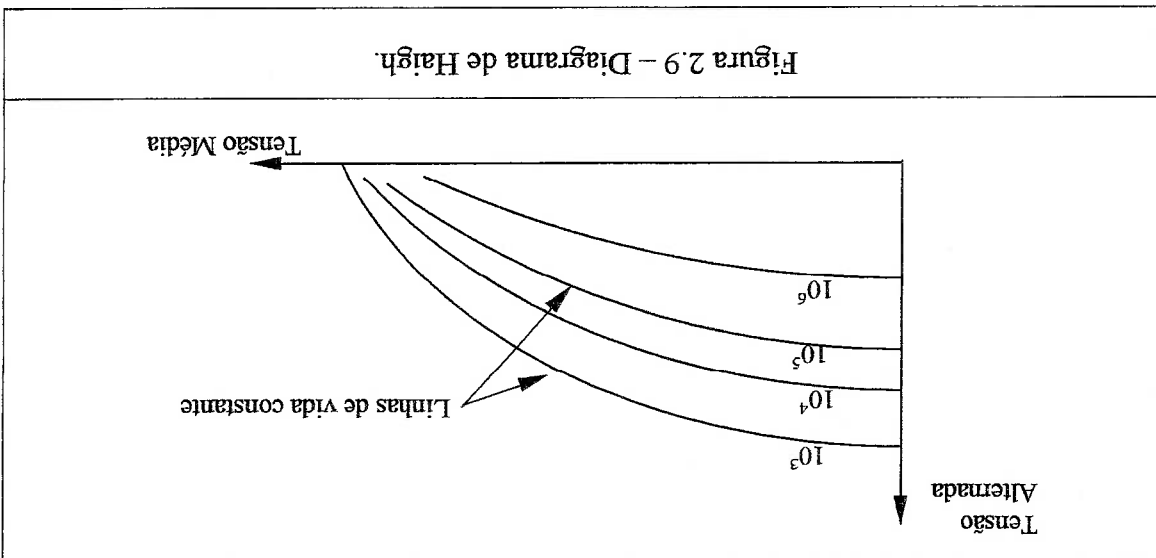


Figura 2.9 – Diagrama de Haigh.

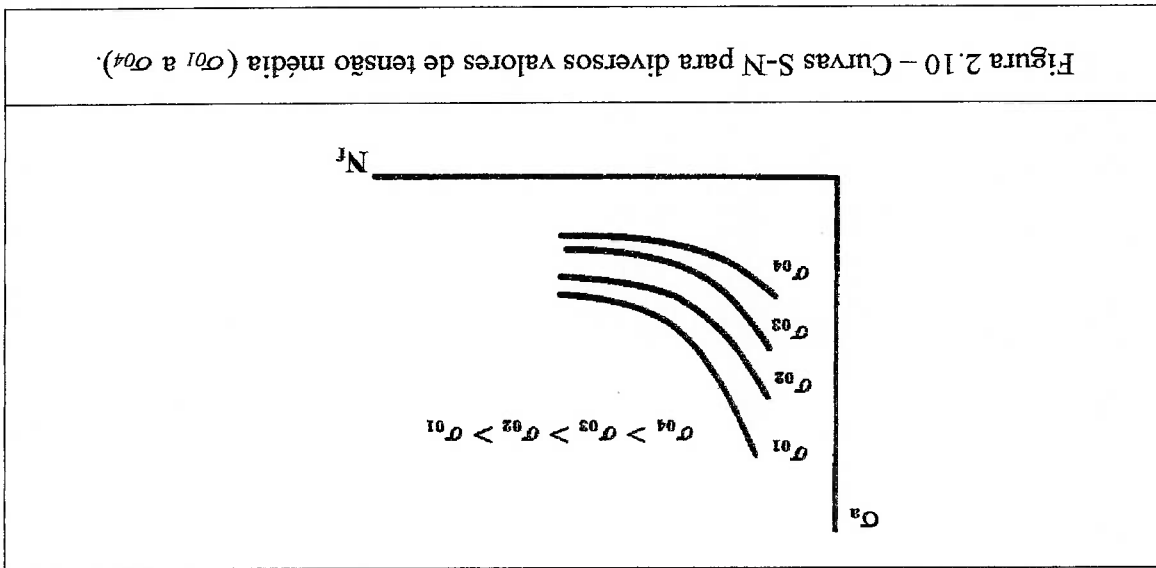


Figura 2.10 – Curvas S-N para diversos valores de tensão média (σ_{01} a σ_{04}).

Conforme mostrado na Figura 2.11, estes métodos usam várias curvas para conectar o limite de fadiga no eixo de tensões alternadas à tensão de escoamento σ_y (critério de Soderberg), ou à tensão de ruptura σ_r (critérios de Goodman e de Gerber) ou à tensão verdadeira de fratura σ_R (critério de Morrow), sendo estas curvas descritas pelas relações abaixo indicadas:

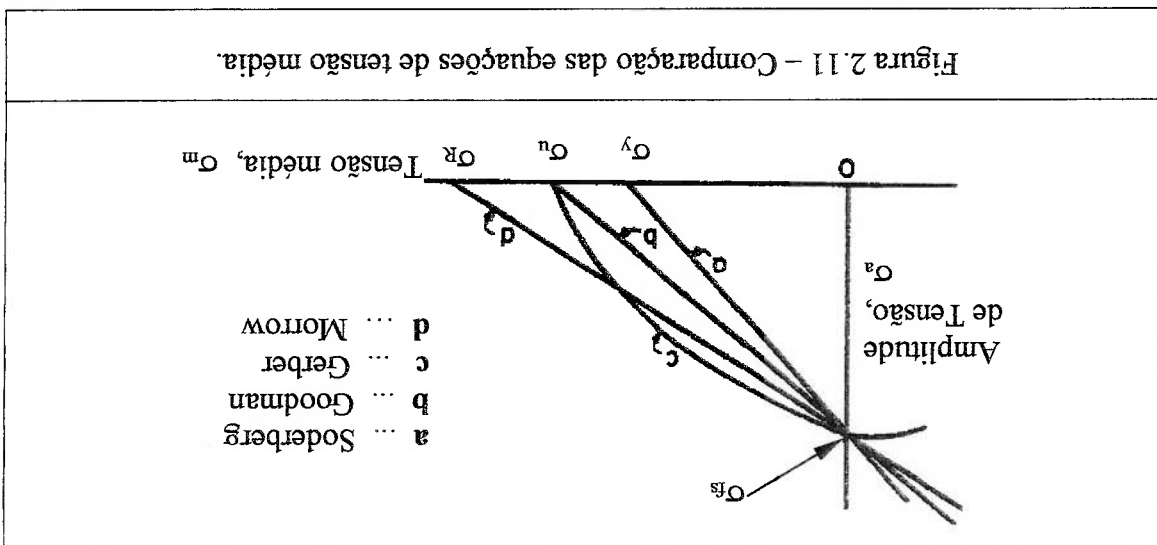


Figura 2.11 - Comparação das equações de tensão média.

em que:

σ_{fs} ... resistência à fadiga com carregamento totalmente reverso: ($\sigma_m = 0$ e $R = -1$) para a vida finita considerada, e

σ_a ... amplitude de tensão que denota a resistência à fadiga para uma tensão média diferente de zero.

Como uma orientação geral, as seguintes observações podem ser feitas sobre os modelos acima utilizados para descrever os efeitos da tensão média na vida de fadiga:

(1) a relação de Soderberg proporciona uma estimativa conservativa da vida de fadiga para a maioria das ligas de metais empregadas em componentes

mecânicos ou estruturais, e é raramente usado (SURESCH (1991));

- (ii) para metais frágeis, a relação de Goodman apresenta boa correlação com os dados experimentais, sendo essencialmente a mesma que a de Morrow, pois σ_u e σ_R são coincidentes. Para metais dúcteis ($\sigma_R > \sigma_u$), o critério de Goodman é conservativo, e o critério de Morrow resulta em menor sensibilidade à tensão média;

(iii) a relação de Gerber é geralmente boa para ligas dúcteis;

(iv) para a maioria das situações de projeto, em que $A > I$ (pequena tensão média em relação à tensão alternada), há pouca diferença entre as teorias;

(v) na faixa em que as teorias apresentam uma diferença considerável, para valores de R próximos de I , há poucos dados experimentais e o critério do escoamento pode estabelecer os limites de projeto nesta região.

Como pode ser observado na Figura 2.11, os três modelos lineares prevêem que tensões médias compressivas são benéficas e permitem tensões alternadas bastante elevadas, sendo o contorno de projeto definido pelos limites de escoamento ou de flambagem (BANNANTINE (1990)).

Segundo BANNANTINE (1990), o efeito benéfico das tensões médias compressivas é confirmado por resultados experimentais com espécimes polidos, podendo resultar num aumento de até 50% na resistência à fadiga alternada, segundo FUCHS (1980). Para componentes com entalhe, no entanto, é difícil de se considerar o efeito benéfico das tensões residuais na região da raiz do entalhe, devido à imprecisão da avaliação e aos elevados gradientes de tensão - neste caso, desprezar-se o efeito da tensão média compressiva é uma estimativa conservativa. No caso da torção, resultados experimentais indicam que a tensão média de cisalhamento não tem influência na vida,

para espécimes lisos e polidos, o que parece não se confirmar quando da presença de entalhe no componente (BANNANTINE (1990)).

Assim como as prejudiciais tensões médias de tração devem ser evitadas, tensões médias de compressão são desejáveis, o que se pode obter com tensões residuais no material, produzidas através de métodos mecânicos ou através de tratamentos térmicos. Estes também podem resultar no efeito contrário, como a tensão de tração na zona afetada termicamente na solda, que reduz a resistência à fadiga agravando os efeitos associados à presença de entalhes e de trincas.

2.3.2.2 - ACUMULAÇÃO DO DANO

Os princípios da caracterização da vida total em fadiga com base na tensão são relevantes apenas para carregamento uniaxial de fadiga de amplitude constante. Na realidade, entretanto, componentes mecânicos são invariavelmente submetidos a amplitudes variáveis de tensão cíclica, com variações na magnitude das tensões médias e nas frequências de carregamento.

Um critério simples para previsão da extensão do dano de fadiga induzido por um certo bloco de tensões cíclicas de amplitude constante, em uma sequência de carregamento consistindo de vários blocos de diferentes amplitudes de tensão, é proporcionado pela regra de dano acumulado de Palmgren-Miner, uma regra linear em que se assume que:

(1) o número de ciclos de tensão imposto em um componente, expresso como uma porcentagem do número total de ciclos de tensão de mesma amplitude necessário para causar a falha, fornece a tração da vida de fadiga consumida, e

(ii) a ordem na qual os blocos de tensão de diferentes amplitudes são

impostos não afeta a vida de fadiga.

Se n_i é o número de ciclos correspondente ao i -ésimo bloco de amplitude de tensão constante σ_i na sequência de m blocos, e se N_f é o número de ciclos para a falha com σ_i , então a regra de dano de Palmgren-Miner estabelece a ocorrência de falha, conforme ilustrado na Figura 2.12, quando o acúmulo das razões de ciclos atinge 1,0 ou 100%:

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_f} = 1$$

(2.16)

O dano acumulado refere-se ao efeito na fadiga dos eventos de carregamento ao longo do espectro. O dano causado por um ciclo é definido como: $D_{ii} = 1/N_f$. O dano produzido por n_i ciclos é chamado "razão de ciclos": $n_i D_{ii} = n_i/N_f$.

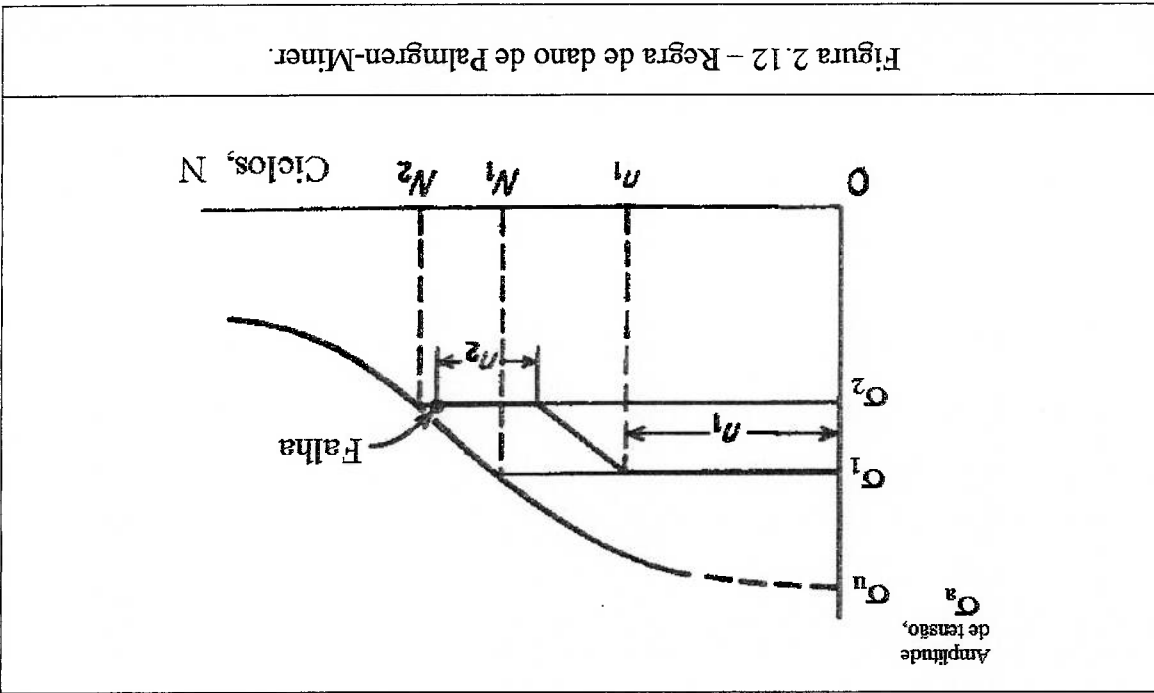


Figura 2.12 - Regra de dano de Palmgren-Miner.

Esta regra de dano linear pode levar a previsões errôneas de comportamento de fadiga de amplitude variável em muitas situações, porque o acúmulo de dano e a falha sob condições de carregamento de amplitude variável são determinados por vários mecanismos simultâneos. Por exemplo, a regra de dano de Palmgren-Miner prevê um maior grau de dano de fadiga devido a uma amplitude mais elevada de tensões cíclicas, entretanto foi estabelecido que sobrecargas de tração aplicadas em materiais metálicos com entalhe ou trinca reduzem a taxa de crescimento da trinca de fadiga, e a aplicação de sobrecargas compressivas geralmente têm a tendência oposta.

Mesmo para o caso de espécimes lisos, a regra de dano linear pode proporcionar resultados incorretos devido à sua omissão de efeitos de sequenciamento do carregamento (a sequência de carregamento pode levar a um aumento do dano devido à nucleação prévia de trincas, ou um aumento do limite de fadiga devido ao endurecimento por deformação cíclica).

Apesar da hipótese de dano linear estar sujeita a muitas objeções, ela é usada porque nenhum outro método proposto alcança melhor concordância com os dados experimentais. As objeções são:

1. Históricos de carregamento podem ser irregulares;
2. A sequência dos eventos pode ter uma influência fundamental na vida em fadiga;
3. A vida N não é claramente definida, podendo se referir à vida de um componente para um especificado modo de falha sob condições particulares de teste;
4. Não há nenhuma razão para se acreditar que o dano causado pelo i -ésimo ciclo é o mesmo que o causado pelo (N_i) -ésimo ciclo. Note-se que o mesmo

evento que produziu um crescimento de trinca de 0,01 mm num estágio inicial, pode produzir um crescimento de trinca de 1,0 mm num estágio final.

Outra abordagem, mais adequada, usa a lei de dano linear para o estágio inicial

do processo de fadiga e calcula a propagação da trinca para o estágio final, quando as trincas crescem por tensões de tração em modo de abertura, através da *Mecânica da Fratura Linear Elástica (LEFM, de "linear elastic fracture mechanics")*, o que se encontra fora do escopo do presente trabalho.

Efeitos de sequenciamento existem nos estágios de iniciação de trincas e nos

estágios de propagação de trincas, e podem ser muito importantes no histórico de carregamento. Eles dependem dos detalhes exatos da sequência, a direção da última

sobrecarga, e podem ser explicados pelos efeitos das tensões residuais. Muitos históricos de carregamento, entretanto, são tais que os efeitos de sequenciamento

cancelam-se mutuamente ou são totalmente imprevisíveis, tornando inúteis análises detalhadas. Se o carregamento é randômico Gaussiano com banda estreita de

frequência, não haverá sequência definível, mas se o histórico de carregamento apresenta picos unilaterais pouco frequentes, deve-se esperar efeitos de sequenciamento.

Os métodos mais sofisticados de cálculo requerem o conhecimento das curvas

tensão-deformação monotônica e cíclica, além das propriedades de fadiga.

2.3.2.3 - CONTAGEM DE CICLOS

Utiliza-se métodos de contagem de ciclos de históricos de carregamento

irregulares, porque para aplicação da regra de dano linear requer-se que sejam

conhecidas as condições de média e amplitude do evento para se comparar seu efeito

com curvas S-N obtidas com ciclos simples repetidos uniformemente. As faixas da

seqüência são convertidas para faixas nominais de tensão, o dano estimado para cada faixa de tensão é calculado da curva S-N e os danos são somados. O inverso da soma dos danos corresponde ao número estimado de repetições do histórico de carregamento dado até ocorrer a falha.

Todos os bons métodos de contagem devem contar um ciclo com a escala do maior pico para o menor vale, e procurar contar outros ciclos de maneira que maximize as escalas que são contadas. Esta regra se deve a hipótese de que o dano é uma função da magnitude do "loop" de histerese e de que em fadiga, flutuações intermediárias são menos importantes que as diferenças totais entre pontos altos e pontos baixos. Diferentes métodos de contagem, como o "range-pair method", "rainflow method", "race-track counting method", podem alterar as previsões resultantes de vida em fadiga em uma ordem de grandeza, para o mesmo material e carregamento (FUCHS (1980)).

Na maioria dos casos, mais de 90% do dano são produzidos pelas 10% maiores faixas de tensão, que podem ser identificadas e tabuladas através do computador.

A contagem de ciclos não é o único método para se avaliar o dano acumulado. Medições estatísticas dos eventos em um histórico de carregamento podem ser úteis, com a ressalva de que em uma abordagem estatística todos os detalhes, que podem representar importância total na análise de fadiga, são perdidos. Segundo FUCHS (1980), o dano produzido por cargas aleatórias é proporcional à raiz média de sexta potência das faixas de carregamento, sendo às vezes utilizada também a raiz média quadrática ("RMS"), para históricos de carregamento com média nula.

A simulação de históricos reais de carregamento podem ser feitas por:

1. Amplitude constante característica (considera a maior parte do dano produzida pelas grandes amplitudes, quando o uso prático é muito diverso);

2. Carregamento por blocos (simulado por uma série de blocos de cargas máxima e mínima constantes);

3. Históricos condensados (o carregamento é filtrado do histórico real pela seleção dos picos e vales mais significativos);

4. Históricos truncados (assemelha-se ao caso anterior, pois a omissão das flutuações menores que um valor estabelecido só deve ser feita após a contagem por "rainflow");

5. Históricos completos;

6. Parâmetros estatísticos tais como a distribuição de picos e vales, ou de amplitudes e médias, ou o valor "RMS", o valor máximo, e espectro de componentes harmônicos com ruído branco Gaussiano.

2.3.3- FATORES QUE MODIFICAM O LIMITE DE FADIGA

O limite de fadiga σ_f de um componente mecânico ou estrutural pode ser considerado menor do que o limite de fadiga σ_f de um corpo de prova do ensaio de fadiga, que tem dimensões e condições superficiais padronizadas. Pode-se explicar esta diferença empregando-se uma variedade de fatores de correção, cada um correspondendo a um efeito separado (SHIGLEY (1984)). A seguir são comentados alguns desses efeitos e apresentada a aplicação desta ideia.

2.3.3.1 - EFEITOS DE TRATAMENTOS SUPERFICIAIS

A superfície livre de um componente é um local comum para a nucleação de trincas de fadiga. Assim, a maneira com que a superfície é preparada durante a manufatura do componente tem influência decisiva na vida de fadiga. As operações de

usinagem, tais como retificação, polimento, fresamento, desenvolvem diferentes graus de rugosidade superficial. Há uma variedade de tratamentos superficiais, tais como cementação, nitretação, têmpera por chama e por indução, e "shot-peening", cujo propósito é conferir alta resistência mecânica, resistência ao desgaste e à corrosão localmente, na faixa superficial do material.

Os vales na superfície rugosa servem como concentradores de tensão que intensificam a nucleação de trincas de fadiga, e as tensões residuais que surgem da fabricação ou que são geradas no componente como consequência dos tratamentos superficiais, térmicos, químicos ou mecânicos, superpostas com as cargas aplicadas, têm um importante efeito na vida de fadiga, pois alteram o nível médio do ciclo de fadiga e a vida para nucleação de trincas.

Em geral, tensões residuais afetam o comportamento de fadiga dos materiais da mesma forma que as tensões mecânicas estáticas superpostas a uma amplitude cíclica de tensão. Portanto, as tensões residuais compressivas são favoráveis, e as trativas, prejudiciais, especialmente para materiais de alta resistência (FUCHS (1980)). O efeito benéfico das tensões residuais introduzidas por tratamentos superficiais tornam-se menos significativas para maiores tensões aplicadas (a menores vidas de fadiga) porque uma amplitude elevada da tensão pulsante facilmente "relaxa" as tensões residuais, particularmente em materiais mais moles (BANNANTINE (1990)).

2.3.3.2 - EFEITOS AMBIENTAIS

O comportamento do processo de fadiga associado a uma ação ambiental pode ser mais acentuado do que uma severa concentração de tensões, dificultando e muitas vezes impedindo a previsão da vida em fadiga, devido aos diversos fatores ambientais interagindo com os fatores que influenciam o mecanismo de fadiga.

A fadiga de *corrosão* se refere à interação conjunta do ambiente corrosivo e da repetição de tensões, em que cada um destes fatores aceleram a ação do outro: as tensões repetitivas aceleram a ação corrosiva e a ação corrosiva acelera os mecanismos de fadiga mecânica. Em ambiente corrosivo, a frequência de aplicação da carga tem influência significativa na fadiga.

A fadiga de *fricção* ("fretting fatigue") envolve o comportamento de duas superfícies em contato submetidas a pequeno movimento relativo repetitivo, produzindo um fenômeno de desgaste superficial, perda de ajuste e falhas por fadiga.

A resistência à fadiga dos metais *a baixas temperaturas* é usualmente maior, em relação à temperatura ambiente, para componentes sem entalhe, considerando amplitude constante (S-N), tanto para vidas longas como para vidas curtas. Da mesma forma, para componentes com entalhe, a resistência à fadiga para vidas longas é similar ou ligeiramente maior, e, para vidas curtas, pode ser um pouco maior ou um pouco menor.

A *altas temperaturas* a resistência à fadiga dos metais normalmente diminui com o aumento da temperatura; exceções são o aço de médio carbono e o ferro fundido, que apresentam "envelhecimento" por deformação cíclica. Os metais geralmente não apresentam um limite de fadiga, que decresce continuamente com os ciclos para falha. O comportamento de fadiga e a previsão de vida se tornam extremamente complicados, as taxas de propagação de trincas são aceleradas, ocorre ativação térmica de mecanismos de fadiga, a oxidação é agravada. Em geral são menores a sensibilidade ao entalhe, devido à fluência plástica local, e o efeito de tensões residuais, resultado da relaxação de tensão.

A degradação nas propriedades de fadiga dos metais causada pela *irradiação de neutrons* não é suficientemente conhecida (FUCHS (1980)), mas é provavelmente

menos acentuada que a fragilização e o aumento da resistência decorrentes da irradiação.

2.3.3.3 - FATORES MODIFICADORES

O limite de fadiga é consideração primordial no projeto de fadiga de vida longa, e pode variar enormemente, para um dado material, dependendo do acabamento superficial, do tipo de carregamento, da temperatura, do tamanho do componente, da presença de ambiente corrosivo, da presença das tensões residuais, e de entalhes que impliquem em concentrações de tensão.

Os limites de fadiga uniaxial são obtidos através de ensaios com espécimes de pequenas dimensões, lisos e polidos, baseados em 10^6 ciclos a $5 \cdot 10^8$ ciclos até a falha, em ambiente de laboratório. Ao limite de fadiga experimental são aplicados coeficientes modificadores, que quantificam diferenças em termos de tamanho, acabamento superficial, tipo de carregamento, sobrecargas, concentração de tensões, gradiente de tensões, tratamentos superficiais, temperatura, ambiente, corrosão, cuja influência deve ser considerada para as condições de projeto:

$$\sigma_f = \sigma_f C_{tamanho} C_{confiab} C_{acab.superf} C_{conc.tensões} C_{temp} C_{carreg} C_{diversos} \quad (2.17)$$

onde:

σ_f limite de fadiga do componente mecânico ou estrutural;

σ_f limite de fadiga do corpo de prova utilizado na execução do ensaio de

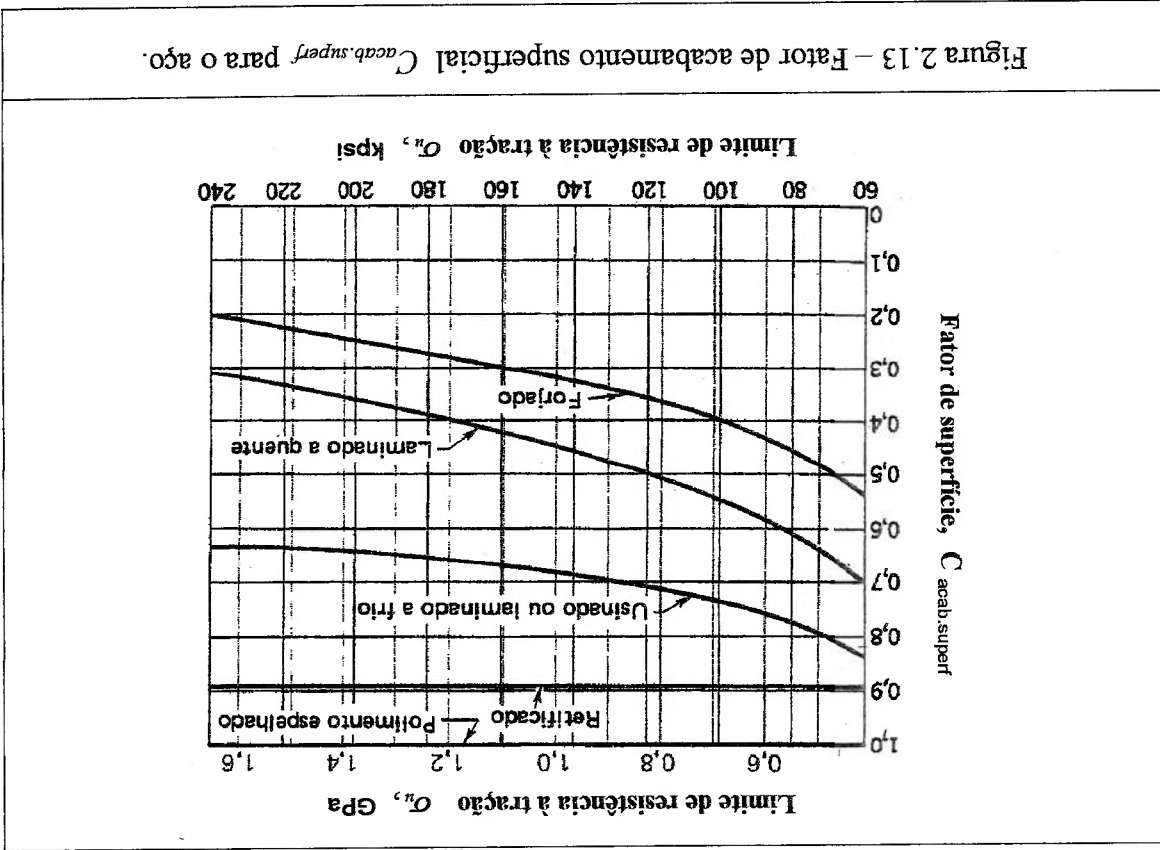
fadiga;

$C_{tamanho}$ fator de tamanho;

$C_{confiab}$ fator de confiabilidade;

- $C_{acab.superf}$ fator de acabamento superficial;
- $C_{conc-tensões}$ fator de concentração de tensões;
- C_{temp} fator de temperatura;
- C_{cargas} fator de tipo de carregamento;
- $C_{diversos}$ fator de efeitos diversos.

A influência do acabamento superficial, por exemplo, é comumente traduzida na forma de gráfico, como o apresentado na Figura 2.13 (SHIGLEFY (1984)), que fornece o valor do fator de acabamento superficial, citado na expressão (2.17), para aços.



A influência destes fatores está relacionada aos efeitos que cada um deles produz nos mecanismos de fadiga, ou seja, nas condições de geração de trincas. Estes fatores

modificadores são usualmente especificados para o limite de fadiga, e a correção para o restante da curva S-N não é claramente definido. A consideração de que o efeito destes fatores é menor para vidas curtas resulta em uma curva S-N em coordenadas log-log representada pela reta que une a tensão correspondente a um ciclo, sem aplicação de correção, ao limite de fadiga com aplicação da correção integral. Uma estimativa conservativa, segundo BANNANTINE (1990) é usar os coeficientes modificadores em toda a curva S-N.

É importante ressaltar que estes fatores modificadores são modelos empíricos que abrangem somente a região limitada em que foram gerados, e não devem ser extrapolados para representar os processos físicos envolvidos.

2.3.4 - MÉTODO e-N

Conforme visto no item 2.3.1 acima, para se estimar vidas abaixo de 1000 ciclos é mais apropriada a utilização da abordagem baseada no estudo da deformação, ou método e-N, cuja formulação é apresentada sucintamente a seguir para ilustrar as semelhanças deste método, de fadiga de baixo ciclo, com o método S-N, de fadiga de alto ciclo.

Enquanto que na análise baseada em tensão a informação experimental é relacionada ao modo de deformação irrestrita, em muitas aplicações práticas os componentes mecânicos geralmente são submetidos a um certo grau de restrição estrutural, particularmente em locais de concentração de tensões. Nestas situações, é mais apropriado considerar a vida de um componente em fadiga sob uma condição de deformação controlada, que representa a situação de carregamento vinculado.

Na abordagem deformação-vida, a formulação é análoga à do item 2.3.1, com as tensões substituídas pelas correspondentes deformações.

A participação das deformações plásticas na indução de dano permanente de fadiga levou à proposição, por Coffin e Manson, de uma caracterização de vida de fadiga com base na amplitude da deformação plástica, que consideramos para materiais metálicos, a relação linear entre o logaritmo da amplitude de deformação plástica $\Delta\epsilon_p/2$ e o logaritmo do número de reversões de carregamento até a falha $2N_f$, ou seja,

$$\Delta\epsilon_p/2 = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.18)$$

onde ϵ'_f é o coeficiente de ductilidade em fadiga (aproximadamente igual à ductilidade à fratura verdadeira em tração monotônica) e c é o expoente de ductilidade em fadiga (que varia de $-0,5$ a $-0,7$ para a maioria dos metais).

Como a amplitude de deformação total em um teste de amplitude constante de deformação $\Delta\epsilon/2$, pode ser escrita como uma soma da amplitude de deformação elástica, $\Delta\epsilon_e/2$, e da amplitude de deformação plástica, $\Delta\epsilon_p/2$,

$$\Delta\epsilon/2 = \Delta\epsilon_e/2 + \Delta\epsilon_p/2 \quad (2.19)$$

a relação de Coffin-Manson proporciona uma expressão conveniente para caracterização da vida total de fadiga, utilizando a relação de Basquin:

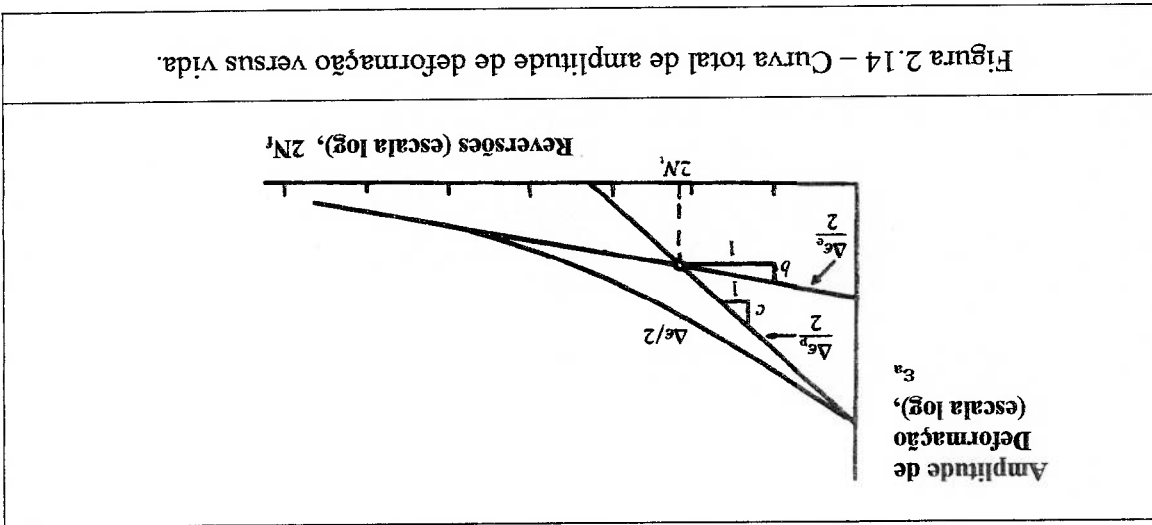
$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{E}{\sigma'_f} \left(\frac{E}{2N_f} \right)^B \quad (2.20)$$

onde E é o módulo de Young, e σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga. Utilizando a relação de Coffin e Manson:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \left(2 N_f \right)^B + \epsilon'_f \left(2 N_f \right)^c \quad (2.21)$$

O primeiro e o segundo termos do lado direito da equação acima são os componentes elástico e plástico, respectivamente, da amplitude total de deformação. Esta equação compõe a base para a abordagem de deformação-vida ($\epsilon-N$) para projeto de fadiga e tem encontrado ampla aplicação na indústria mecânica (SURESH (1991)).

As amplitudes de deformação elástica, plástica e total estão plotadas na Figura 2.14 em função do número de reversões de carregamento para a falha, $2N_f$, sendo definida a vida de transição como o número de reversões até a falha ($2N_t$) para o qual as amplitudes de deformação elástica e plástica são iguais.



Efeitos de tensão média também podem ser incorporados na caracterização da vida de fadiga baseada na deformação. Assumindo que uma tensão média de tração reduz a resistência à fadiga σ'_f tal que

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m) (2 N_f)^B \quad (2.22)$$

a relação deformação-vida ($\epsilon-N$) pode ser escrita como

Conforme observado anteriormente, fadiga com deformação controlada é comumente usada para projeto estrutural em componentes cujo maior interesse reside na iniciação cíclica de trincas em concentrações de tensão.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} \left(2 N_f \right)^B \left(2 N_f \right)^C + \epsilon'_f \left(2 N_f \right)^C \quad (2.23)$$

Capítulo 3 - FADIGA MULTIAXIAL

3.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O estudo da fadiga multiaxial começou a partir do conceito de limite de fadiga, estabelecido para tensão uniaxial, procurando traduzir a informação coletada na fadiga uniaxial de materiais para aplicações envolvendo estados complexos de tensões e deformações cíclicas. A generalização do conceito de limite de fadiga para condições de tensão multiaxial envolve a ideia de separação do espaço de tensões em duas partes, a segura e a insegura. A parte segura contém a origem e é limitada por uma superfície fechada, e portanto o critério de fadiga pode ser expresso como uma desigualdade. A satisfação desta desigualdade implica em que o estado de tensões induzido pelo carregamento cíclico não permanece dentro da parte segura do espaço de tensões.

Empregando este conceito, vários autores propuseram diversos critérios de fadiga, porém não existe uma formulação universalmente aceita (PAPADOPULOS et al (1997)). Para os critérios mais antigos isto é devido, ao menos parcialmente, ao fato de que os mesmos foram inicialmente concebidos para sistemas de tensões cíclicas em fase, isto é, para carregamento cíclico proporcional.

Nos modelos, o material é considerado isotrópico, embora as propriedades de fadiga de muitos produtos não sejam isotrópicas, como, por exemplo, a resistência à fadiga nas direções de laminação ou de extrusão podem ser substancialmente maiores que na direção transversal. Efeitos temporais, tais como fluência e viscoelasticidade, são desprezados.

Os primeiros modelos para o comportamento multiaxial de fadiga procuravam a identificação do limite de fadiga no caso de componentes submetidos a tensões de flexão e de torção compostos, identificando um sistema mínimo de tensões com as componentes alternada e média das tensões de flexão e de torção, isoladamente ou combinadas. Estas variáveis continuam compondo muitos dados experimentais que são extrapolados para estados de tensão mais complexos através de teorias de fadiga (SOCIE (2000)).

Em paralelo com as caracterizações da vida em carregamento uniaxial, baseadas em tensão e baseadas em deformação, as teorias multiaxiais também utilizam critérios baseados em tensão e baseados em deformação para a estimativa da vida de fadiga. Analogamente, não há uma teoria única em fadiga multiaxial capaz de correlacionar os dados para uma ampla variedade de materiais e de condições de carregamento (SOCIE (1987)).

Os modelos com base nas deformações são apropriados para a análise de fadiga de baixo-ciclo, em situações envolvendo plasticidade cíclica substancial, e não serão mencionados, aqui, por estarem fora do escopo do presente trabalho, assim como os critérios baseados em energia.

Os critérios de fadiga multiaxial com base nas tensões são adequados para previsão de vida infinita ou de vida finita de alto ciclo, ou seja, são válidos para a fase de nucleação da trinca, que ocupa um tempo muito longo, sendo que a parcela da vida do componente relativa à propagação da trinca é desprezível em comparação com a parcela da vida relativa à nucleação da trinca. Assim, estes critérios se aplicam para a região do limite de fadiga, podendo ser usados com êxito no regime de vida finita tendo

deformações plásticas pequenas (SOCIE (2000)). Estimativas para as tensões de operação são proporcionadas, tipicamente, por análise de elementos finitos.

Os critérios apresentados aqui são classificados em cinco categorias: a) critérios de escoamento estático; b) critério empírico; c) critérios com base em invariantes de tensões; d) critérios baseados em plano crítico; e) critérios de escala mesoscópica.

Este conjunto de critérios está longe de ser uma listagem exaustiva dos critérios

baseados na tensão, e foram escolhidos para dar uma idéia dos principais tipos de formulação, dos diversos graus de dificuldade de aplicação, dos critérios mais largamente usados, do histórico de desenvolvimento da metodologia com base na tensão e das propostas mais recentes. Em publicações e literatura específicas podem ser encontrados muitos outros métodos não mencionados aqui, como por exemplo os critérios de: Bin Li-Santos-Freitas, Zouain-Cruz (GONÇALVES et al (2003)); Susmel-Lazzarin (SUSMEL e LAZZARIN (2002)); Robert, Dietmann, Martin, Kakuno-Kawada, Liu-Zenner (PAPADOPOULOS et al (1997)); Langer (FUCHS e STEPHENS (1980)); Stanfield (LEFEBVRE (1989)); Lee (WANG e YAO (2004)); Carpinteri-Spagnoli (CARPINTERI e SPAGNOLI (2001)).

Os modelos de fadiga multiaxial diferem na interpretação de como os termos de tensão normal e de cisalhamento são definidos. Os critérios de Findley, de McDiarmid e de Dang Van, por exemplo, usam a flutuação da tensão máxima de cisalhamento, enquanto que os critérios de Sines e de Crossland fazem uso da flutuação da tensão de cisalhamento octaédrica. Tensões médias foram incorporadas nos modelos usando a tensão hidrostática, como em Sines, Crossland e Dang Van, ou a tensão normal em um plano, como em Findley e McDiarmid.

Estes critérios são descritos ao longo do capítulo e, ao final deste, é feita uma análise comparativa dos mesmos, visando a seleção de um critério para a análise de fadiga de componentes que devem apresentar vida "infinita" e que são submetidos a tensões multiaxiais cíclicas.

3.2 - CRITÉRIOS BASEADOS EM MODELOS DE ESCOAMENTO ESTÁTICO

As primeiras abordagens para o comportamento à fadiga multiaxial se baseiam em modelos originalmente desenvolvidos para identificar o escoamento estático em estados de tensão complexos, ou seja, utilizam os mesmos parâmetros que relacionam os estados de tensão multiaxial ao valor da tensão de escoamento do ensaio de tração uniaxial. Como o dano de fadiga é controlado por deformação plástica, os parâmetros dos critérios de escoamento, que descrevem deformação plástica, deveriam ser bons candidatos para descrever o comportamento de fadiga. Estas abordagens resultam das tentativas primordiais de estabelecer uma correlação entre os dados de ensaios de fadiga multiaxial, e sua vantagem é que ensaios uniaxiais simples seriam suficientes para descrever o comportamento em fadiga sob quaisquer combinações de carregamento complexo.

Estes critérios, válidos apenas para carregamentos proporcionais, consistem na utilização do conceito de tensão equivalente para "traduzir" o estado multiaxial a uma situação de fadiga uniaxial experimental, adotando a mesma tensão equivalente dos modelos de escoamento estático devido à causa da fadiga ser a deformação plástica. Os 3 critérios mais comuns são descritos na sequência deste item.

3.2.1 - TEORIA DA MÁXIMA TENSÃO NORMAL

Mais adequada para aplicação a materiais frágeis, a teoria da máxima tensão normal aplicada ao carregamento cíclico relaciona o estado complexo de tensões ao ensaio de fadiga uniaxial utilizando a tensão principal como parâmetro de tensão equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 \tag{3.1}$$

sendo:

σ_{eq} magnitude da tensão equivalente.
 σ_1 máxima tensão principal.

Para o caso de carregamento cíclico proporcional com média diferente de zero, o efeito da tensão média pode ser incorporado através do diagrama de Goodman, utilizando a flutuação da tensão:

$$\Delta\sigma_{eq} = \Delta\sigma_1 \tag{3.2}$$

3.2.2- TEORIA DA TENSÃO DE CISALHAMENTO MÁXIMA (DA CONDIÇÃO DE ESCOAMENTO DE TRESCA)

Limita o valor da tensão máxima de cisalhamento, estabelecendo a relação entre o estado complexo de tensões e o ensaio de fadiga uniaxial através da tensão equivalente:

$$\tau_{eq} = \left| \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right| \tag{3.3}$$

$$\text{ou em termos da flutuação de tensão: } \Delta\tau_{eq} = \frac{\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3}{2} \tag{3.4}$$

3.2.3- TEORIA DA TENSÃO OCTAÉDRICA CISALHANTE, OU TEORIA DE VON MISES

Adequado para materiais dúcteis, este critério estabelece a relação entre o estado

complexo de tensões e o ensaio de fadiga uniaxial através da tensão tensão octaédrica de

cisalhamento, que é a tensão equivalente:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

ou em termos da flutuação de tensão:

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1)^2 \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

Quando aplicado como critério de escoamento, o critério de von Mises converte

o estado de tensões multiaxial a uma tensão uniaxial equivalente de "distância

constante" da superfície de escoamento. No espaço de tensões em que os eixos

coordenados representam as tensões principais, a superfície de escoamento é

representada por um cilindro circular, o qual é o lugar geométrico dos estados de tensão

de magnitude constante da tensão desviadora:

$$\frac{D_1^2 + D_2^2 + D_3^2}{2} = \text{constante} \quad (3.7)$$

onde
$$D_1 = \sigma_1 - \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.8)$$

$$D_2 = \sigma_2 - \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.9)$$

$$D_3 = \sigma_3 - \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.10)$$

O eixo desta "superfície de escoamento" cilíndrica tem a mesma inclinação com relação aos 3 eixos coordenados, correspondente à tensão hidrostática, ou seja, tensões hidrostáticas não levam ao escoamento do material. Para um material sem tensões residuais (encruamento), o eixo do cilindro passa pela origem das coordenadas.

Com relação a estes critérios, baseados em modelos de escoamento estático, observa-se que:

(a) o critério de von Mises parece ter obtido o maior grau de êxito (SURESH (1991));

(b) há evidências experimentais de que tensões hidrostáticas podem influenciar a vida em fadiga para certos materiais e condições de carregamento, que não podem ser considerados através do conceito de tensão de von Mises (SURESH (1991)). Na fadiga de alto ciclo, os efeitos de tensão média na vida de fadiga multiaxial são contabilizados com o recurso dos diagramas de tensão média, tal como o de Goodman;

(c) estes três critérios são válidos apenas quando o carregamento é proporcional ou em-fase, pois não consideram os efeitos significantes de carregamento não-proporcional na vida de fadiga, não podendo portanto ser considerados como de aplicação geral. Tem sido usados para alguns materiais e sob condições de carregamento específicas (SOCIE (2000)).

Apesar destas limitações, o conceito de tensão de von Mises encontrou utilização ampla na caracterização de fadiga multiaxial, principalmente devido à simplicidade de implementação. Várias abordagens empíricas foram propostas

constituídas de modificações dos conceitos acima, os quais são apresentados na sequência deste texto.

3.3 - CRITÉRIO EMPÍRICO

A denominação “empírico” é aqui adotada para discriminar o critério expresso por meio de uma curva escolhida por simples ajuste aos dados experimentais através de correlação gráfica.

3.3.1 - CRITÉRIO DE GOUGH

O critério de Gough estabelece um limite para a tensão de flexão σ combinada com a tensão de cisalhamento τ , indicando que, para materiais dúcteis, a falha ocorre com:

$$(3.11) \quad \left(\frac{\sigma}{\sigma_{fs}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{fs}} \right)^2 > 1$$

e, para ferros fundidos frágeis ou eixos com entalhe, a falha ocorre com:

$$(3.12) \quad \frac{\tau^2}{\tau_{fs}^2} + \frac{\sigma^2}{\sigma_{fs}^2} - 1 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{fs}} + \frac{\tau}{\tau_{fs}} \right)^2 > 1$$

onde σ_{fs} e τ_{fs} representam a resistência à fadiga em flexão (axial) e a resistência à fadiga em torção, respectivamente, para um dado número de ciclos até a falha, obtidos em ensaios com corpos de prova.

As expressões deste critério resultam de formulações empíricas para ajuste dos dados experimentais, e, conforme indicado no gráfico dos resultados para três materiais diferentes na Figura 3.1 (reproduzida de SOCFE (2000)), são representadas,

respectivamente, por um quadrante de elipse, que correlaciona os dados para materiais dúcteis (linha sólida da Figura 3.1), e um arco de elipse, que correlaciona os dados para ferros fundidos frágeis ou eixos com entalhe (linha tracejada da Figura 3.1).

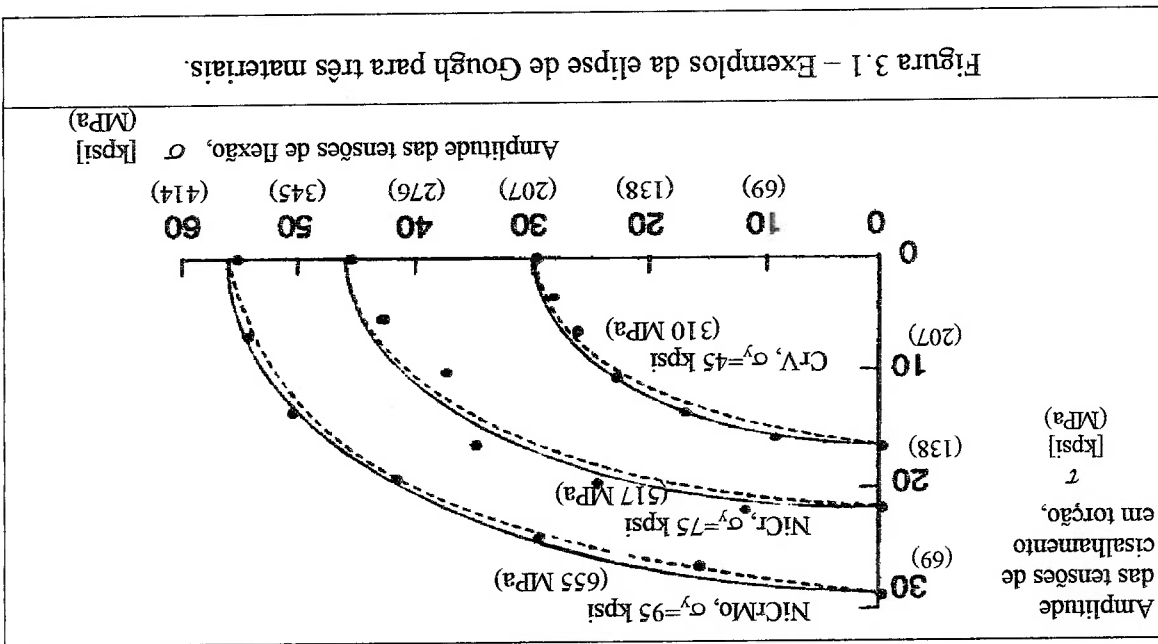


Figura 3.1 - Exemplos da elipse de Gough para três materiais.

O critério de Gough, um dos primeiros pesquisadores de limite de fadiga em carregamento composto, resultado de extenso conjunto de experimentos realizado para aplicação ao projeto de eixos submetidos ao carregamento misto de torção e flexão (SOCIE (2000)), é de interesse limitado por ser uma formulação empírica e portanto pode ser aplicada somente a sistemas de tensões idênticos aos que foram usados para estabelecimento do critério (PAPADOPULOS (1997)).

3.4 - CRITÉRIOS COM BASE EM INVARIANTES DE TENSÕES

3.4.1 - CRITÉRIO DE SINES

Sines usa a flutuação da tensão octaédrica de cisalhamento $\Delta\tau_{oct}$ como critério de dano de fadiga, com a tensão hidrostática p_n sobreposta como uma medida da

tenção média. Seu critério indica a ocorrência de falha quando se observar a expressão

(SOCIE (2000)):

$$\frac{\Delta \tau_{oct}}{2} + \alpha(3P_h) < \beta \tag{3.13}$$

onde são parâmetros do material o coeficiente α de influência da tensão média e o

coeficiente β relacionado ao limite de fadiga.

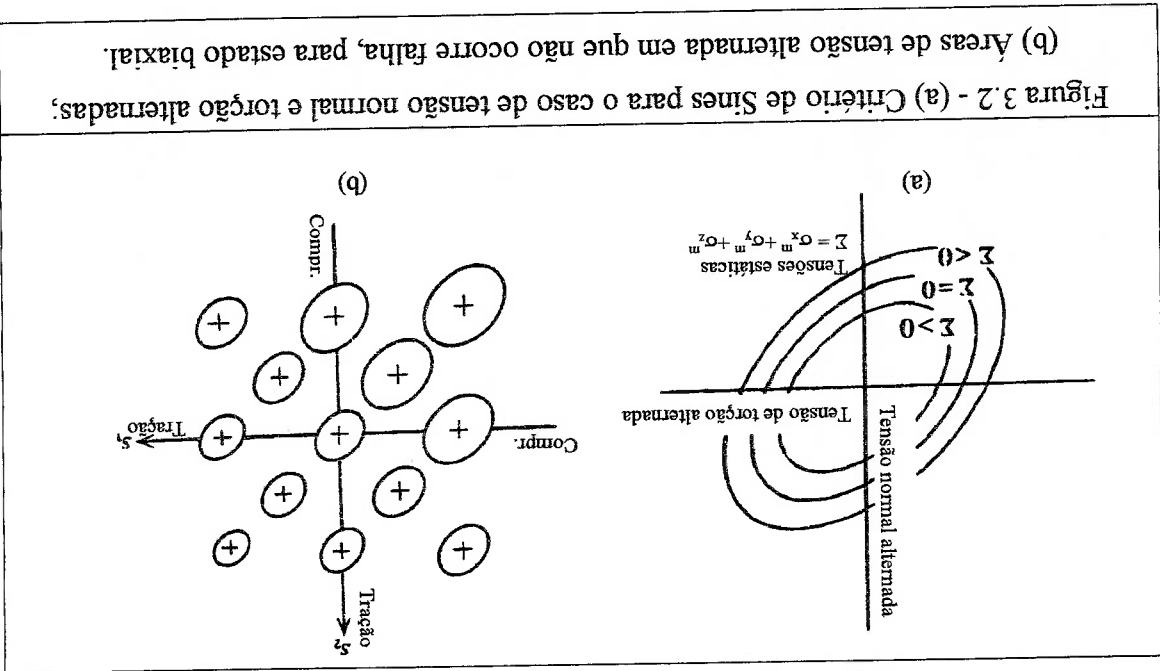


Figura 3.2 - (a) Critério de Sines para o caso de tensão normal e torção alternadas; (b) Areas de tensão alternada em que não ocorre falha, para estado biaxial.

No caso de combinação de tensões axial e de cisalhamento alternadas, o parâmetro de dano conduz a uma série de elipses concêntricas, conforme Figura 3.2(a), com o tamanho da elipse variando proporcionalmente com a soma das tensões estáticas. Regiões de tensão alternada "segura" são representadas por elipses em um plano de tensões para estado de tensão biaxial, conforme indicado na Figura 3.2(b). Estas elipses são linhas de tensão de cisalhamento octaédrica constante, sendo seus eixos os locais geométricos das tensões alternadas biaxiais em-fase. O tamanho da elipse diminui com o aumento da tensão hidrostática média, a qual determina o centro da elipse.

O significado físico da tensão de cisalhamento octaédrica, usada como critério de dano de fadiga, é que ela expressa os efeitos médios de deslizamento em diferentes planos e em diferentes direcções de todos os cristais no agregado, com o deslizamento em qualquer grão causado pela tensão cisalhante crítica calculada naquele grão, o que, como ressalta Sines, justifica igualmente a aplicação da máxima tensão cisalhante.

Para chegar na expressão do critério, Sines revisou os dados experimentais de testes de flexão e torção combinadas, verificando que não se observa influência da torção estática sobre os limites de fadiga, e que a tração e a compressão estáticas têm influência linear sobre os limites de fadiga, concluindo que a tensão hidrostática média durante um ciclo apresentava um efeito na vida de fadiga. O uso da tensão hidrostática resulta na compensação do efeito danoso de uma tensão média de tração em uma direcção por uma tensão média compressiva em outra direcção.

O critério de Sines é talvez o mais popular critério de fadiga de alto ciclo (FUCHS (1980)), e tem a vantagem de ser facilmente calculado para estados complexos de tensão. Sua aplicação é limitada aos casos de carregamento proporcional, ou seja, em que os eixos das componentes alternadas das tensões principais permanecem fixos no espaço de tensões e a soma das tensões normais médias é invariante.

Traduzido em termos dos invariantes do tensor de tensão, o critério de Sines indica a falha para:

$$(3.14) \quad \sqrt{J_{2,alt}} \geq \lambda - \kappa \frac{I_{1,m}}{3}$$

em que λ e κ são parâmetros do material (estas mesmas letras serão utilizadas em outros critérios, para indicar parâmetros característicos de cada material),

$$(3.15) \quad I_{1,m} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_m = 3p_h$$

é o primeiro invariante do tensor de tensão médio (ou tensão hidrostática média), definido pela média das tensões principais, e

$$J_{2,alt} = \frac{1}{6} \left[(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2 \right] \quad (3.16)$$

é o segundo invariante da parte desviadora do tensor de tensão, definido pelas componentes alternadas das tensões principais, correspondendo à seguinte relação:

$$J_{2,alt} = \frac{3}{2} \tau_{oc}^2 \quad (3.17)$$

Uma variação da expressão (3.14) é apresentado em SINES; OHGI (1981) como critério para fadiga de alto-ciclo sob tensões bi-axiais não-proporcionais, em que o termo $\sqrt{J_{2,alt}}$ é substituído pela máxima amplitude de tensão de cisalhamento alternada τ_{max}^{alt} , que é o parâmetro de dano de fadiga, com a identificação do plano de sua ocorrência:

$$\tau_{max}^{alt} \geq \lambda - \kappa \frac{I_{1,m}}{3} \quad (3.18)$$

A diferença deste critério, quando aplicado para tensões proporcionais, em relação ao critério anterior, é a mesma que entre os critérios de escoamento de Tresca e de von Mises.

3.4.2 - CRITÉRIO DE CROSSLAND

O critério formulado por Crossland difere do de Sines apenas no que concerne à influência da tensão hidrostática, que de acordo com Crossland deve aparecer na fórmula de fadiga pelo seu valor máximo, em vez do valor médio usado por Sines, com a seguinte expressão indicativa da falha:

$$\sqrt{I_{2,all}} \geq \lambda - \kappa \frac{I_{1,max}}{3} \quad (3.19)$$

em que λ e κ são parâmetros do material.

O uso da tensão hidrostática máxima:

$$I_{1,max} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{max} = 3P_{h,max} \quad (3.20)$$

em vez de $I_{1,m}$ proporciona uma maneira de diferenciar entre testes de fadiga de

torção totalmente reversa e de flexão (ou axial), para os quais o valor da tensão

hidrostática média é zero em ambos os casos, porém o valor da máxima tensão

hidrostática é zero para a torção alternada pura e vale $I_{1,max} = \sigma_{max}/3$ para tensão axial

(ou de flexão) totalmente reversa (conforme em LI et al. (2001)).

Assim como o de Sines, o critério de Crossland é aplicável apenas a casos de

carregamento proporcional em fadiga multiaxial.

3.4.3 - CRITÉRIO DE DEPERROIS

O critério de Deperróis faz distinção entre os carregamentos linear e complexo,

considerando amplitudes de tensão de cisalhamento em diversas direções ortogonais

compostas numa tensão de cisalhamento equivalente que proporciona uma medida da

solicitação de cisalhamento na fadiga.

Este critério é baseado na representação do percurso de carregamento no espaço

desviador, cuja metodologia consiste em determinar a máxima corda, denotada por D_5 ,

entre dois pontos distintos deste percurso; depois considerar o subespaço ortogonal à

direção de D_5 e projetar o percurso de tensões neste subespaço ortogonal a tal corda;

uma nova máxima corda D_4 é computada neste subespaço, e o processo é repetido

sucessivamente para as dimensões remanescentes, ou seja, até D_1 (são 5 cordas para o espaço de tensões 6-dimENSIONAL). O critério de Deperrois estabelece a falha para:

$$(3.21) \quad \frac{1}{2\sqrt{2}} \sqrt{D_1^2 + D_2^2 + D_3^2 + D_4^2 + D_5^2} + \kappa P_{h,\max} > \lambda$$

em que λ e κ são parâmetros do material.

Em muitos casos, como por exemplo em flexão com torção, o espaço desviador

transformado se reduz a um plano bidimensional, e a aplicação do critério é simplificada. Este critério parece apropriado porque caracteriza o espaço desviador detalhada do percurso de carregamento no espaço desviador. No entanto, segundo PAPADOPOULOS et al (1997), ele contém um sério erro de lógica, na medida em que a máxima corda do percurso de tensões a ser determinada geralmente não é única, fazendo com que a determinação do subespaço ortogonal a tal corda seja um problema indefinido e o critério fracassa. Para os casos de carregamento em que todas as cordas são únicas, o critério propõe, segundo PAPADOPOULOS et al (1997), resultados satisfatórios.

3.4.4 - CRITÉRIO DE GONÇALVES, ARAÚJO E MAMIVA

Este critério considera como parâmetros da sollicitação de fadiga uma função da amplitude da tensão de cisalhamento, que leva em conta o efeito do histórico de carregamento não-proporcional de maneira muito simples, e a máxima tensão principal do histórico de tensões, correspondendo à pior condição em que eventuais micro-trincas têm orientação ortogonal à da tensão principal máxima, estabelecendo a falha para:

$$(3.22) \quad \sqrt{\sum_{i=1}^5 c_i^2} + \kappa \sigma_{p,\max} > \lambda$$

onde:

c_i ... amplitudes dos componentes das tensões desviadoras, definidas como:

$$c_i = \max_t |S_i(t)| = \frac{1}{2} \left(\max_t S_i(t) - \min_t S_i(t) \right), \quad i = 1, \dots, 5 \quad (3.23)$$

tendo determinadas para cada instante as componentes $S_i(t)$:

$$S_i(t) = (S(t), N_i) \quad (3.24)$$

do tensor de tensão desviadora $S(t)$:

$$S(t) = \sigma^{(t)} - p^{n(t)} \quad (3.25)$$

em termos de qualquer base ortonormal arbitrária $N_i, i = 1, \dots, 5$,

sendo $\sigma^{(t)}$ o tensor de tensões no instante t ;

$\sigma_{p,max}$... tensão principal máxima do histórico de tensões;

κ e λ ... parâmetros do material.

Este critério é baseado na ideia de que o mínimo elipsóide circunscrito ao

percurso de tensões desviadoras contém a informação requerida para caracterizar a

solicitação de cisalhamento da fadiga e proporciona uma boa medida desta, mas tem

como inconveniente a complexa e demorada determinação dos semi-eixos do elipsóide.

Conforme DANTAS et al (2003), a caracterização da solicitação de cisalhamento na

fadiga por meio de qualquer prisma retangular circunscrevendo o percurso de tensões no

espaço de tensões desviadoras (expressão 3.21) é equivalente à caracterização por meio

de um elipsóide circunscrevendo o histórico de tensões desviadoras, contendo apenas

uma nova metodologia de obtenção das características geométricas deste elipsóide.

Segundo GONÇALVES et al (2003), este critério é muito simples de ser

implementado, e sua aplicação a uma ampla diversidade de condições de carregamento

apresentou previsões muito boas do limite de fadiga.

3.5 - CRITÉRIOS BASEADOS EM PLANO CRÍTICO

3.5.1 - CRITÉRIO DE FINDLEY

O critério de Findley corresponde à limitação do parâmetro de dano, definido pela combinação linear da tensão normal, σ_n , com a tensão alternada de cisalhamento, $\Delta\tau/2$, atuantes no plano crítico, indicando a falha quando:

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + \kappa \sigma_n \right)_{\max} \geq \lambda \quad (3.26)$$

onde κ e λ são parâmetros do material (PAPADOPULOS et al (1997)). A ação combinada de tensão alternada de cisalhamento e tensão normal é responsável pelo dano em fadiga, e o valor máximo deste parâmetro de dano identifica o plano crítico para ocorrência da falha.

O critério de Findley sugere que a tensão normal em um plano de cisalhamento pode ter uma influência linear sobre a tensão alternada de cisalhamento admissível, e é frequentemente aplicado para o caso de vida finita de fadiga de alto-ciclo (SOCIE (2000)).

3.5.2 - CRITÉRIO DE MCDIARMID

O critério de McDiarmid limita a tensão máxima de cisalhamento levando em conta a pressão superposta, no mesmo plano, identificando como plano crítico o de máxima flutuação da tensão de cisalhamento $\Delta\tau_{max}$. O dano é computado neste plano, combinando a máxima amplitude da tensão de cisalhamento ($\Delta\tau_{max}/2$) com a máxima tensão normal ($\sigma_{n,max}$) atuante (SOCIE (2000)). A falha é estabelecida através da expressão:

$$\Delta t_{\max} + t_{AB} \sigma_{n,\max} \geq t_{AB} \quad (3.27)$$

com

σ_n limite de resistência à tração do material;

t_{AB} resistência à fadiga quanto ao cisalhamento, para a qual se usa t_A ou t_B

dependendo de o plano crítico indicar que podem ocorrer trincas do caso A ou do caso B , respectivamente. Trincas do caso A se propagam ao longo da superfície do componente, com a tensão cisalhante atuante na superfície em uma direção paralela ao comprimento da trinca, enquanto que trincas do caso B se propagam para dentro a partir da superfície, penetrando no material devido ao cisalhamento fora da superfície.

Segundo PAPADOPOULOS et al (1997), este critério prevê corretamente os fatos estabelecidos experimentalmente de unicidade do limite de fadiga em torção e de dependência linear do limite de fadiga à flexão em relação à tensão normal estática superposta.

Observa-se que o modelo de McDiamid é similar ao de Findley, apresentando como diferenças:

- considera os modos de trinca A e B ;
- apenas um conjunto de testes de fadiga e um teste estático são necessários para o parâmetro t_{AB} , enquanto que para definir κ são necessários 2 conjuntos de testes de fadiga;

- o plano crítico é definido pelo plano de máxima amplitude de tensão de cisalhamento, e não pelo plano cujo parâmetro de dano é maximizado.

3.5.3 - CRITÉRIO DE MATAKE

O critério de Mataka, semelhante ao de Findley, também aparece como uma limitação da combinação linear da tensão normal, σ_n , com a tensão alternada de cisalhamento, $\Delta\tau/2$, atuantes no plano crítico.

No entanto, o plano crítico, de acordo com Mataka, é o plano em que a amplitude da tensão de cisalhamento atinge seu máximo. A expressão que indica a falha é escrita da mesma forma que no critério de Findley, com a ressalva de que os parâmetros κ e λ do material assumem valores diferentes.

Segundo PAPADOPOULOS et al (1997), este critério é o mais clássico dentre os de plano crítico, e é superior ao de Findley porque prevê corretamente a unicidade do limite de fadiga em torção e implica em uma dependência linear do limite de fadiga à flexão em relação à tensão normal estática superposta, que são fatos estabelecidos experimentalmente.

3.6 - CRITÉRIOS DE ESCALA MESOSCÓPICA

3.6.1 - CRITÉRIO DE DANG VAN

O critério de Dang Van estabelece um limite para a máxima amplitude da tensão de cisalhamento microscópica (em um pequeno volume de material) combinada com a magnitude da tensão hidrostática, computadas no estado estabilizado das tensões residuais utilizando um procedimento de "plastificação", para identificar a ocorrência ou não de vida "infinita" (analogamente ao limite de fadiga) sob situações de carregamentos multiaxiais complexos. O critério considera uma combinação linear destas duas variáveis, indicando a ocorrência de trinca para:

$$\tau^{(t)} + \alpha \sigma h(t) \geq \beta \quad (3.28)$$

onde $\tau^{(t)}$ e $\sigma^{(t)}$ são a tensão de cisalhamento e a tensão hidrostática microscópicas instantâneas, e α e β são parâmetros do material. O critério também é aplicado no regime de vida longa *finita*, sendo que os parâmetros α e β assumem valores específicos para cada alcance de vida de fadiga.

Este modelo surgiu da observação de que a nucleação de trincas de fadiga é um processo microscópico que ocorre na escala de alguns grãos, começando em grãos que sofreram deformação plástica em bandas de deslizamento cristalinas características. As tensões e deformações no interior de grãos críticos, na escala microestrutural, são diferentes das tensões e deformações comumente computadas para análise de fadiga, na escala macroscópica (da ordem de dimensão de um extensômetro elétrico ou de um elemento finito de uma malha empregada na análise de tensões).

Vantagens e desvantagens do critério de Dang Van são apontadas em artigos que apresentam comparações entre os critérios de fadiga multiaxial: PERIDAS e HILLS (2002) indica como principal vantagem do critério a aplicação de experimentos de calibração para melhorar a previsão da iniciação de trinca; BALLARD et al (1995) indica que o critério de Dang Van é difícil de ser comparado com os outros e tem custo de processamento alto; ARAUJO et al (2003) indica deficiência do critério na aplicação em fadiga por "fretting"; SUSMEL e LAZZARIN (2002) indica que o critério não apresenta bons resultados para carregamentos não-proporcionais. Tendo em vista a utilização das características do material pelo critério de Dang Van, que leva em conta o encruamento do material, a consideração do efeito do percurso de carregamento e da componente desviadora da tensão residual, a formulação do critério baseada na tensão de cisalhamento e na tensão hidrostática num plano crítico, a boa representação dos

dados experimentais no caso prático a que o critério é aplicado em DANG VAN (1989), o critério de Dang Van foi escolhido para utilização na aplicação a componente automotivo que se tem por objetivo neste trabalho.

No capítulo 5 é apresentado o detalhamento deste critério.

3.6.2 - CRITÉRIO DE PAPADOPULOS

O critério de Papadopoulos considera que a resistência à fadiga é determinada pela amplitude da tensão de cisalhamento τ_a , que causa o surgimento da trinca no cristal deformando plasticamente, e pelas tensões normais σ_n atuantes nas micro-trincas, definindo a seguinte expressão em termos dos valores médios da tensão normal e da amplitude da tensão de cisalhamento para o desenvolvimento de uma trinca no cristal:

$$\sqrt{\left\langle \tau_a^2 \right\rangle} + \alpha \left\langle \sigma_n \right\rangle^t > \beta \quad (3.29)$$

onde α e β são constantes do material, $\left\langle \sigma_n \right\rangle^t$ é o valor máximo que a tensão

normal média $\left\langle \sigma_n \right\rangle$ atinge durante o ciclo de carregamento. A tensão normal que age

em um plano depende da orientação deste plano, ou seja, é uma função de ϕ e θ , e a

tensão de cisalhamento depende não só do plano (isto é, ângulos ϕ e θ) mas também

da direção (isto é, ângulo χ). Dessa forma, os valores médios de τ_a e σ_n são dados

por:

$$\sqrt{\left\langle \tau_a^2 \right\rangle} = \sqrt{5} \sqrt{\frac{1}{8\pi^2} \int_{\chi=0}^{2\pi} \int_{\phi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{2\pi} (\tau_a(\phi, \theta, \chi))^2 d\chi \sin\theta d\phi} \quad (3.30)$$

$$\left\langle \sigma_n \right\rangle = \frac{1}{4\pi} \int_{\chi=0}^{2\pi} \int_{\phi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{2\pi} \sigma_n(\phi, \theta) \sin\theta d\phi \quad (3.31)$$

A tensão normal média $\langle \sigma_n \rangle$ é igual à tensão hidrostática P_n .

(PAPADOPOULOS (1997)).

Segundo GONÇALVES et al (2003), o critério de Papadopoulos proporciona

resultados muito bons quando comparados com resultados experimentais, para uma ampla variedade de materiais e condições de carregamento, porém com a desvantagem de que requer cálculos extensos e complicados. Segundo BALLARD et al (1995), a maior desvantagem deste critério é que não faz qualquer distinção entre percursos de carregamento linear e complexo, ao passo que experimentalmente eles apresentam diferenças.

3.6.3 - CRITÉRIO DE MOREL

O critério de Morel aplica-se à fadiga multiaxial de amplitude variável de alto ciclo, em materiais metálicos, estabelecendo um limite para o valor médio quadrático da amplitude da tensão de cisalhamento (parâmetro T_Σ), que depende do valor máximo da tensão hidrostática $P_{h,max}$ durante o ciclo de carregamento, em uma escala mesoscópica (da ordem de alguns grãos). A expressão que determina a falha é:

$$T_\Sigma + \alpha P_{h,max} > \beta \quad (3.32)$$

onde

α e β são parâmetros do material, determinados através de dois limites de

fadiga;

T_Σ é definido pelo máximo valor da amplitude média quadrática da tensão de

cisalhamento macroscópica atuante em cada direção \underline{m} do plano definido pela normal

\underline{n} , conforme indicado na Figura 3.3;

$P_{h,max}$ é a tensão hidrostática mesoscópica (igual à macroscópica) durante um ciclo de carregamento.

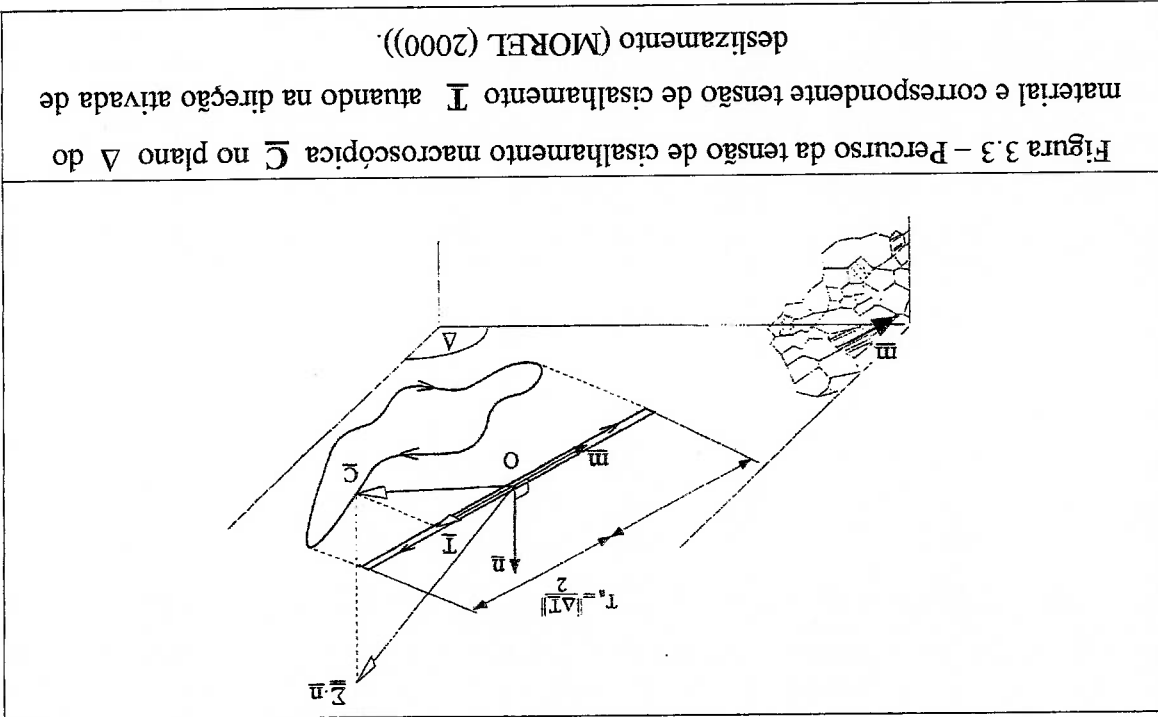


Figura 3.3 - Percurso da tensão de cisalhamento macroscópica \underline{C} no plano Δ do material e correspondente tensão de cisalhamento \underline{I} atuando na direção ativada de deslizamento (MOREL (2000)).

A Figura 3.3 ilustra o percurso de carregamento em um plano do material, onde

se verificam os parâmetros:

- C_a amplitude da tensão de cisalhamento macroscópica no plano de II ;
- \underline{I} tensão de cisalhamento macroscópica: $\underline{I} = (\underline{m} \cdot \underline{\Sigma} \cdot \underline{n}) \underline{m}$;
- \underline{m} direção de deslizamento no plano \underline{n} ;
- $\underline{\Sigma}$ tensor de tensões macroscópico.

Uma vez que a iniciação de trincas de fadiga em metais ocorre pela falha dos grãos mais tensionados em consequência da concentração de deformação plástica cíclica no plano que apresenta o valor máximo da amplitude de tensão de cisalhamento

macroscópica T_F (plano crítico), considera-se que a meso-deformação plástica cíclica acumulada é a principal causa do acúmulo de dano (MOREL (2000)).

Com relação à evolução da tensão de cisalhamento, o limite de escoamento pode ser considerado como um filtro que define a parcela que resulta em dano (a meso-deformação plástica acumulada). Se a sequência do carregamento for aplicada sucessivamente até a falha, cada vez que o critério de plasticidade é violado, ou seja, a esfera de escoamento é excedida, alguma deformação plástica é acumulada e o dano aumenta. O efeito da forma do percurso de carregamento é levado em conta através da estimagem do dano causado pelos eventos elementares do carregamento, com a aplicação de leis de encruamento isotrópico e cinemático para o cristal deformando plasticamente.

3.7 - COMPARAÇÃO DOS MODELOS

Os modelos bem sucedidos de fadiga multiaxial com base nas tensões seguem uma forma geral: $\Delta\tau + k\sigma$, com uma tensão de cisalhamento e uma tensão normal para levar em conta efeitos de tensão média, diferindo entre si na interpretação de como são definidos estes termos de tensões cisalhantes e normais. Estes modelos são baseados nas três observações (SOCIE (2000)):

- a) tensões de cisalhamento cíclicas causam nucleação de trincas em materiais dúcteis;
- b) tensões médias de tração têm um efeito danoso na vida em fadiga;
- c) tensões médias compressivas aumentam a vida em fadiga.

Para definição da tensão de cisalhamento, o critério de Sines utiliza a flutuação da tensão cisalhante octaédrica $\Delta\tau_{oct}$, enquanto os critérios de Findley, McDiarmid e

Dang Van utilizam formas da flutuação da tensão máxima cisalhante $\Delta\tau_{max}$. Quando se compara dados de tração e de torção, resultados de $\Delta\tau_{oct}$ e de $\Delta\tau_{max}$ apresentam diferentes comportamentos em fadiga devido à componente significativa de tensão normal atuante no plano de tensão de cisalhamento máxima na tração, o que não ocorre no carregamento de torção. Para o caso de carregamento proporcional, os valores de $\Delta\tau_{oct}$ e $\Delta\tau_{max}$ apresentam pequena variação (SOCIE (2000)).

A tensão de cisalhamento octaédrica apresenta bons resultados para deformação quase-estática porque representa uma tensão média. Durante o escoamento de um polícrystal, cada grão no material apresenta uma diferente orientação cristalográfica e portanto um diferente estado de tensão-deformação, como é ressaltado no modelo de DangVan (detalhado no capítulo 5). O escoamento macroscópico será melhor descrito por uma tensão "média" como a tensão cisalhante octaédrica. No entanto, para a maioria dos materiais, sob carregamento uniaxial e multiaxial, a fadiga começa em um cristal individual e as trincas de fadiga são nucleadas preferencialmente em planos de máxima flutuação da tensão cisalhante do que em planos octaédricos, e o conceito da tensão cisalhante máxima no interior de um grão individual tem melhor significado físico. Estes aspectos levam à conclusão de que, dentre os critérios baseados na tensão, parâmetros de dano incorporando $\Delta\tau_{max}$ são os mais adequados.

Assim, embora a flutuação da tensão de cisalhamento octaédrica seja mais fácil de ser computada do que a tensão de cisalhamento máxima e em alguns casos os valores de $\Delta\tau_{oct}$ e $\Delta\tau_{max}$ possam ser numericamente similares, $\Delta\tau_{oct}$ não pode ser considerada como genericamente válida para carregamento multiaxial de fadiga (SOCIE (2000)).

Nos modelos os efeitos de tensões médias são incorporados pela utilização ou da tensão hidrostática ou da tensão normal em um plano. Da mesma forma que a tensão octaédrica representa um valor médio da tensão de cisalhamento para um estado de tensão, a tensão hidrostática pode ser considerada como representante da tensão normal média no material. Fisicamente, ela é a tensão normal no plano de cisalhamento octaédrico. Deve-se tomar cuidado quando é usada a tensão hidrostática, a qual essencialmente estabelece que os efeitos de uma tensão média de tração atuando em uma direção pode ser compensada por uma tensão média de compressão em outra direção de forma que não há efeito de tensão média resultante. Isto sugere que a tensão normal máxima é mais apropriada do que a tensão hidrostática (SOCIE (2000)).

Modelos como os de Dang Van e de McDiarmid foram desenvolvidos mais recentemente para situações envolvendo carregamentos complexos não-proporcionais. Modelos como o de Dang Van parecem complexos mas são fáceis de computar e ganharam ampla aceitação para carregamentos mais complexos. O modelo de Findley, que é ligeiramente diferente do de Sines, é razoavelmente acurado e simples, mesmo para casos de carregamentos complexos (SOCIE (2000)).

Os modelos de Findley, McDiarmid, e Mataka são baseados no conceito de "plano crítico", em que é efetuada uma procura global para identificar o(s) plano(s) submetido(s) ao máximo valor de um critério de dano acumulado de fadiga (ou seja, a direção de micro-trinca), para o histórico de tensão-deformação considerado. Os critérios de Papadopoulos, Morel, e Dang Van também são, ainda que indiretamente, modelos de "plano crítico", pois o máximo dano está relacionado a um determinado plano do material.

Também é baseada no conceito de plano crítico a formulação de Sines e Ohgi para fadiga de alto-ciclo sob tensões bi-axiais não-proporcionais, indicando a falha com a expressão (3.18), em que se nota os mesmos conceitos apresentados no critério de Dang Van.

Em trabalho voltado para métodos baseados na deformação, CONLE; CHU (1997) apresentaram a conclusão de que os parâmetros uniaxiais e os parâmetros de tensão equivalente não apresentam bom desempenho em condições multiaxiais, verificando que qualquer algoritmo abrangente deve procurar pelo plano de máximo dano local (plano crítico), e deve utilizar termos que considerem, no plano crítico, a tensão (ou a deformação) normal e a de cisalhamento.

Segundo PAPADOPULOS et al (1997), um estágio crucial para se avaliar se um critério de fadiga multiaxial é apropriado para carregamentos repetitivos aleatórios é o seu exame para sistemas de carregamento cíclico assíncronos, apresentando um estudo comparativo em que o critério de Papadopoulos mostrou a melhor concordância com resultados experimentais, para metais duros, de sistemas de torção e de flexão senoidais defasadas e síncronas, que, porém, não representam muito bem as condições de carregamento a que são submetidos os componentes mecânicos.

Levando em consideração dois fatos experimentais firmemente estabelecidos: a) a independência do limite de fadiga (para vida infinita) em torção cíclica com relação a uma torção média (estática) superposta (embora esta reduza a parte cíclica da resistência à torção durante uma vida finita de fadiga); e b) o limite de fadiga em flexão depende fortemente de uma tensão normal média (estática) superposta. PAPADOPULOS et al (1997) verifica que: o critério de Findley não representa o fato indicado acima em (a); os critérios de McDiarmid, de Mataka, de Sines, de Crossland e de Papadopoulos

representam corretamente os fatos em (a) e (b). Verifica também que o critério de Sines prevê uma relação constante entre os limites de fadiga em torção e em flexão reversa para todos os metais, ao passo que resultados experimentais indicam que esta relação varia de 0,5 para metais dúcteis a 1,0 para metais frágeis.

SUSMEL e LAZZARIN (2002) referenciam que, para fadiga de alto ciclo, os resultados obtidos com o critério de Morel são muito satisfatórios, e o critério de Papadopoulos proporciona melhores resultados que os critérios de Crossland, de Sines, de McDiarmid, de Mataka e de Dang Van.

Com aplicação a dados experimentais recolhidos de publicações, a avaliação comparativa de WANG e YAO (2004) indica boa correlação do critério de McDiarmid para aços, e que os critérios de Gough e de Sines são válidos para carregamentos proporcionais mas não são adequados para carregamentos não-proporcionais.

Segundo BALLARD et al (1995), o critério de Crossland é o mais eficiente para aplicação na computação numérica de estruturas complexas com percursos quaisquer de carregamento no espaço de tensões, tomando-se como base o tempo de processamento, a quantidade de parâmetros a serem identificados, e a concordância com resultados experimentais em fadiga multiaxial. Esta referência indica também que o critério de Papadopoulos proporciona resultados bastante satisfatórios para percursos de carregamentos lineares, porém não tão precisos para carregamentos multiaxiais defasados, e sua maior desvantagem (característica que também é apresentada pelos critérios de Crossland e de Dang Van) é a não discriminação entre percursos de carregamento linear e complexo, enquanto que uma diferença é constatada experimentalmente. Esta distinção é atendida pelo critério de Deperrois, que proporciona resultados satisfatórios para dados experimentais de percursos de

carregamento complexo, e é o critério de melhor concordância para dados experimentais com percursos de carregamento periódicos gerais.

A análise comparativa de BALLARD et al (1995) conclui que os critérios de Crossland, de Papadopoulos e de Deperrois são estritamente idênticos para percursos de carregamento lineares. O critério de Deperrois é mais conservativo que o de Papadopoulos, o qual é mais conservativo que o de Crossland. O critério de Dang Van é mais difícil de ser comparado com os outros, mas foi demonstrado que é menos conservativo que o de Papadopoulos para o caso de percursos de carregamento proporcionais. Em termos de tempo computacional, o critério de Dang Van é o mais dispendioso, e os critérios de Crossland, de Papadopoulos e de Deperrois são de processamento muito rápido.

O critério de Dang Van é aplicado em situações de carregamento complexo, para a região do limite de fadiga e de regime de vida longa finita, e sua formulação no tempo considera o efeito da trajetória de carregamento. A maior vantagem do critério de Dang Van sobre outras abordagens, como as de plano crítico, é que permite a utilização de experimentos de calibração adequados para levar em conta efeitos de acabamento superficial, ou de diferenças de microestruturas, ou ainda de diferentes mecânicas de iniciação da trinca, com a aplicação para quaisquer geometrias do espécime e forma do percurso de carregamento (PERIDAS e HILLS (2002)). Outras características do critério de Dang Van são:

1-) resolve ambos os aspectos multiaxial e multi-harmônico de carregamentos complexos;

2-) considera o estado plasticificado em escala local; para estados elasto-plásticos localizados (como entalhes) necessita de correções complexas (como Neuber multiaxial);

3-) utiliza análises por MBEF lineares elásticas, simples e de baixo custo;

4-) não requer utilização de rotinas de contagem de ciclos e de acúmulo de dano, que, para o caso multiaxial, são complexas;

5-) sendo um critério de plano crítico, através da escala mesoscópica, prevê a orientação da trinca;

6-) a avaliação do tensor de tensões residuais estabilizado p^* é uma parte crítica deste modelo, e o distingue dos outros modelos baseados na tensão, conferindo-lhe maior significado físico.

Com base nas considerações descritas acima, o critério de Dang Van foi escolhido para a aplicação no presente trabalho, levando-se em conta não só as vantagens deste mas também a sua boa correlação com casos práticos (conforme DANG VAN (1989)) e suas características de aplicação, baseada no resultado de análise linear de elementos finitos, que fornece o histórico de tensões e, com isso, detalhes do ciclo de carregamento cujo efeito necessita ser considerado, determinando, em cada instante calculado, o limite de fadiga que atenderia à solicitação, segundo este critério.

Capítulo 4 - FADIGA PELO MÉTODO ESPECTRAL

4.1 - INTRODUÇÃO

O mecanismo de falha por fadiga de uma estrutura ou equipamento é basicamente governado pelas tensões associadas a carregamentos provenientes de ações dinâmicas, incluindo vibrações. As propriedades estatísticas da resposta dinâmica de um sistema, quer seja mecânico ou estrutural, em termos de uma tensão ou de alguma outra quantidade dinâmica, dependem do processo de excitação. A informação estatística sobre estas quantidades dinâmicas de resposta precisa ser convertida para a estatística sobre a contabilidade da estrutura ou equipamento em ambiente de excitação dinâmica, para ser utilizada diretamente em projeto.

Em termos qualitativos, quanto maior o nível de excitação dinâmica, maior a probabilidade de falha por fadiga. Para se estabelecer uma relação quantitativa entre o nível de excitação dinâmica e o aumento na probabilidade de falha, é necessário determinar o nível de tensões dinâmicas induzidas por esta excitação.

Em um sistema submetido a excitação dinâmica, cada excursão ou "ciclo" da resposta randômica, caracterizado em termos de tensões, inflige um incremento de dano que depende da amplitude de pico da excursão, conforme visto no item 2.3.2.2, e a somatória dos mesmos nos sucessivos "ciclos", ao atingir o valor de dano acumulado de 100%, implica na ocorrência de falha por fadiga. Para este mecanismo de falha, segundo GRANDALL e MARK (1973), e CLOUGH e PENZIEN (1993), é possível utilizar a estatística da resposta dinâmica para previsão do tempo médio para a falha.

As técnicas classificadas como métodos espectrais são aproximações analíticas com as quais se pode estimar estocasticamente a vida em fadiga com base apenas no conhecimento da função de densidade auto-espectral do processo de tensões, tipicamente fazendo uso dos valores de certos momentos espectrais. Uma das mais simples e mais amplamente utilizadas é o método de aproximação de Rayleigh, originalmente desenvolvido para prever a vida em fadiga sob um carregamento Gaussiano de banda estreita, para o qual é razoável se considerar que, com a largura de banda do processo de tensões tendendo a zero, o valor da flutuação de tensão se aproxima do dobro do valor do pico ou amplitude do processo (LUTES e SARKKANI (1997)).

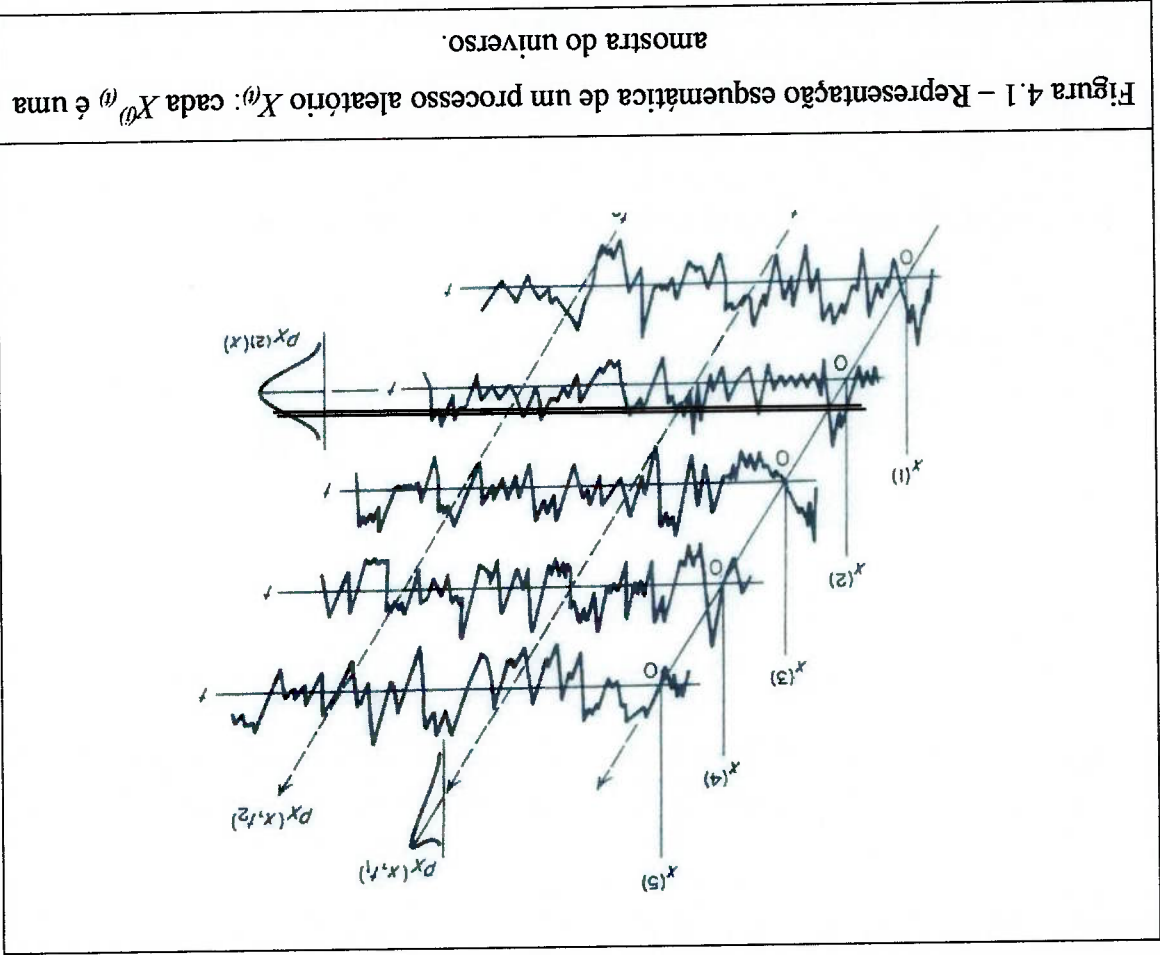
4.2 - FALHA POR FADIGA DEVIDO A PROCESSO ALATÓRIO ESTACIONÁRIO DE TENSÃO DE BANDA ESTREITA

Um processo aleatório é uma função aleatória de um parâmetro de tempo. Para uma variável aleatória X dependente do tempo, há um infinito número de possíveis amostras ou observações $X^{(t)}$, em que t é o tempo a partir do instante de início da amostragem, conforme indicado na Figura 4.1 (reproduzida de LUTES e SARKKANI (1997)). O conjunto de tais amostras é conhecido como o "universo".

Se as características estatísticas do processo aleatório não variam com o tempo t dizemos que o processo é estacionário. As medidas estatísticas usadas na análise de processos aleatórios são as médias de $X^{(t)}$, as quais são obtidas em várias funções de $X^{(t)}$ para um tempo T específico, tais como seu quadrado, como é feito para uma variável simples X , não dependente do tempo. Se o processo é estacionário, então as médias e momentos são invariantes no tempo, e portanto têm a mesma definição e

significado que para uma variável aleatória simples, não dependente do tempo, ou seja,

a média do processo é:



onde $P_X(x)$ é a função densidade de probabilidade da variável X . A variância do

processo é:

$$\sigma^2 = m_2 = E[(X - \mu)^2] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu)^2 P_X(x) dx = E[X^2] - \mu^2 \quad (4.2)$$

Os momentos centrais de ordem superior k são denotados momentos m_k :

$$m_k = E[(X - \mu)^k] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu)^k P_X(x) dx \quad (4.3)$$

Devido ao processo aleatório ser uma função do tempo, há de fato duas maneiras

diferentes de cálculo das médias, que podem ser tomadas sobre todas as amostras do universo no mesmo instante de tempo, ou podem ser tomadas para uma amostra

particular, por exemplo $X^{(t)}$, sobre todo o tempo de $-\infty$ a ∞ . Estas duas

alternativas são referidas como médias universais e médias temporais, respectivamente.

As médias (4.1) a (4.3) acima são médias universais: a média μ , a variância σ^2 , e os

momentos de ordem superior m_k , são as médias universais de X , $(X-t)^2$ e $(X-t)^k$,

respectivamente.

As médias temporais, por outro lado, são computadas para uma amostra

particular $X^{(t)}$ = $X^{(t)}$, sobre uma extensão de tempo longa o suficiente para

acuracidade. Assim, a média temporal, indicada pelos parênteses $\langle \rangle$, é:

$$\mu = \langle X(t) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X(t) dt \quad (4.4)$$

Da mesma forma, a média quadrática temporal é:

$$\langle X^2(t) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X^2(t) dt \quad (4.5)$$

É frequentemente útil representar uma variável dependente do tempo como a

soma de um valor médio temporal com um componente de flutuação. O componente de

flutuação é descrito pela variância:

$$\sigma^2 = \langle [X(t) - \mu]^2 \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} [X(t) - \mu]^2 dt \quad (4.6)$$

Na prática, deve-se usar uma extensão de tempo finita no lugar do limite

$T \rightarrow \infty$, e as igualdades acima se tornam aproximações, ou estimativas, da média,

média quadrática, e da variância.

Em geral, estas médias temporais são diferentes daquelas obtidas através da média do universo, entretanto, muitos processos aleatórios são tais que as médias temporais formadas a partir de um intervalo de tempo de uma única amostra são, no limite, iguais às amostras universais. Estes processos são conhecidos como processos *ergódicos*. Em termos qualitativos, um processo ergódico é aquele para o qual uma única amostra $X_{(t)}$ é suficientemente típica para representar o processo todo. Ergodicidade implica em que os diversos valores esperados (médias do universo) são iguais às correspondentes médias temporais, e podem ser substituídos por estes.

Dessa forma, há dois métodos distintos de especificar um processo aleatório $X_{(t)}$:

a) através da sua função densidade de probabilidade (ou "pdf" de "*probability density function*", que especifica a probabilidade de ocorrência de um evento, ou seja, a probabilidade de a variável aleatória ocorrer dentro de uma determinada "parcela" do espaço contínuo formado por todas as possíveis observações da variável aleatória. Para sua visualização, pode-se imaginar linhas horizontais através do histórico da variável no tempo, conforme indicado na Figura 4.1, obtendo-se a "pdf" através da contagem, para todos os níveis horizontais do sinal, do número de vezes que o sinal cruza cada linha); e b) através de diversas médias, que correspondem aos vários momentos da função densidade de probabilidade. O primeiro destes métodos é impraticável, uma vez que envolve uma quantidade enorme de informação. O segundo é viável, contanto que as médias possam ser obtidas. Dai a importância da ergodicidade (HUGHES (1988)). Com esta propriedade, as médias requeridas podem ser computadas a partir de medições de uma única observação ou amostragem. Ergodicidade é assumida em virtualmente todos os processos em aplicações práticas, especialmente com distribuição Gaussiana, e particularmente na estimação de parâmetros de modelos empíricos.

As médias que são usadas na análise de sistemas lineares por métodos estatísticos são aquelas que representam o grau de associação entre valores da variável aleatória $X(t)$ em instantes que diferem por um intervalo de tempo especificado τ . Estas médias são chamadas funções de correlação, das quais a mais básica é a função de auto-correlação, $R(\tau)$, que é a média, ou o valor esperado, do produto de quaisquer dois valores de X :

$$R(\tau) = E[X(t)X(t+\tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x_1 x_2 P^{XX}(x_1, x_2) dx_1 dx_2 \quad (4.7)$$

Para um processo estacionário $R(\tau)$ é independente de t , e é uma função par

de τ , pois $R(\tau) = R(-\tau)$ (conforme se verifica na Figura 4.2). O valor na origem é a

média quadrática: $R(0) = E[X^2]$ (4.8)

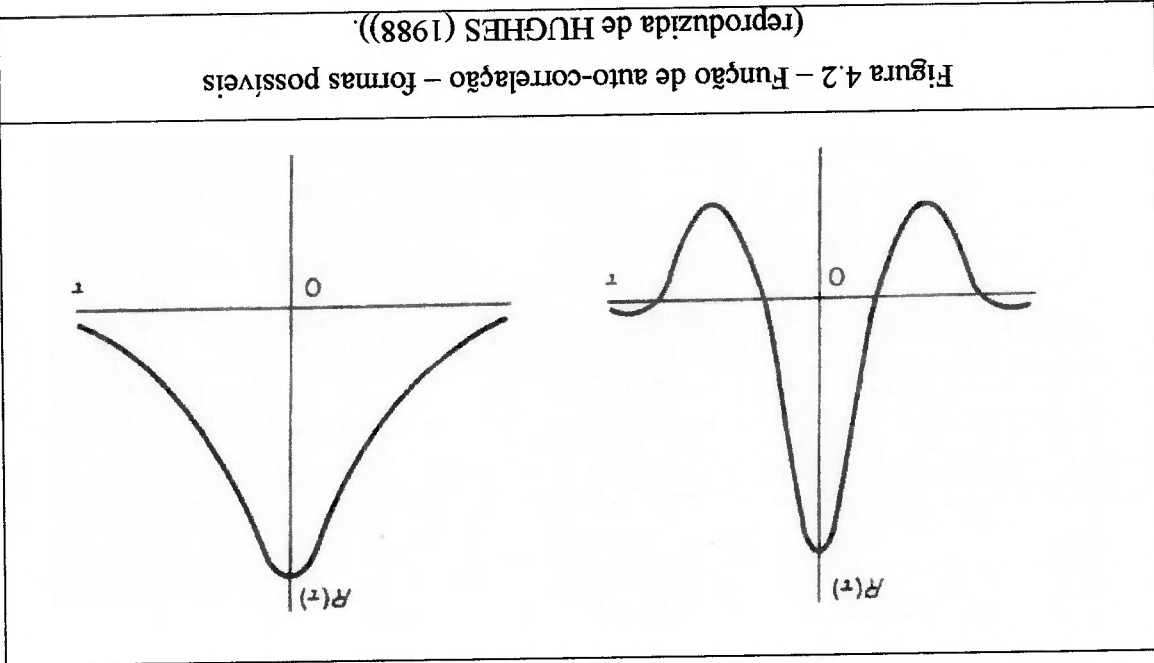


Figura 4.2 - Função de auto-correlação - formas possíveis (reproduzida de HUGHES (1988)).

Para um processo ergódico, a função de auto-correlação temporal:

$$R(\tau) = \langle X(t)X(t+\tau) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X(t)X(t+\tau) dt \quad (4.9)$$

é idêntica à média universal de (4.7), e no caso de um processo físico a média temporal é muito mais fácil de ser obtida. Assim (4.9) é adotada como a definição de $R(\tau)$.

Em se tratando de flutuações no tempo é usualmente mais conveniente se

trabalhar no domínio da frequência, não só para variações periódicas mas também para

variações aleatórias, particularmente se o processo é ergódico. Um processo aleatório

estacionário $X(t)$ pode ter uma representação espectral, ou no domínio da frequência,

através da função de auto-correlação $R(\tau)$, que atende aos requisitos necessários para

definição da transformada de Fourier de $R(\tau)$ e sua inversa, respectivamente:

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau \, d\tau \quad (4.10)$$

$$R(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) \cos \omega \tau \, d\omega \quad (4.11)$$

Estas duas equações são chamadas relações de “Wiener-Khinchine” (HUGHES

(1988)). A quantidade $S(\omega)$ é chamada de “função densidade espectral” porque seu

domínio é o espectro $-\infty < \omega < \infty$. Assim como a função de auto-correlação, a função

densidade espectral é uma medida, ou pelo menos uma indicação, do conteúdo

harmônico do processo aleatório $X(t)$, e da sua distribuição na extensão de frequência.

Se $X(t)$ exibir alguma repetitividade com uma frequência aproximada de ω , então $S(\omega)$

apresentará um pico local nas vizinhanças de ω .

O nome completo da função $S(\omega)$ é “função densidade espectral média

quadrática”. Também é conhecida por “PSD” (de “power spectral density”), ou espectro

de energia, ou ainda espectro de variância para $E[X(t)] = 0$, porque a área sob a curva

$S^{(\omega)}$ é o valor médio quadrático de $X^{(\omega)}$, o que pode ser observado na expressão (4.12), que atende à expressão (4.8):

$$(4.12) \quad \text{Área sob } S^{(\omega)} = \int_{-\infty}^{\infty} S^{(\omega)} d\omega = E[X^2(t)] = \langle X^2(t) \rangle$$

A função $S^{(\omega)}$ é real, par, não-negativa, e a extensão do espectro $-\infty < \omega < \infty$, adotada por conveniência matemática, precisa ser modificada para o espectro unilateral: $\omega \geq 0$, para aplicar a teoria a processos físicos através da função densidade espectral média quadrática unilateral:

$$(4.13) \quad S_+^{(\omega)} = \begin{cases} 2S^{(\omega)} & \text{para } \omega \geq 0 \\ 0 & \text{caso contrário} \end{cases}$$

Uma vez que a função de auto-correlação e a função densidade espectral são ambas reais e pares, temos, conforme indicado na Figura 4.3, que

$$(4.14) \quad R(\tau) = \int_0^{\infty} 2S^{(\omega)} \cos \omega \tau d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} S_+^{(\omega)} \cos \omega \tau d\omega$$

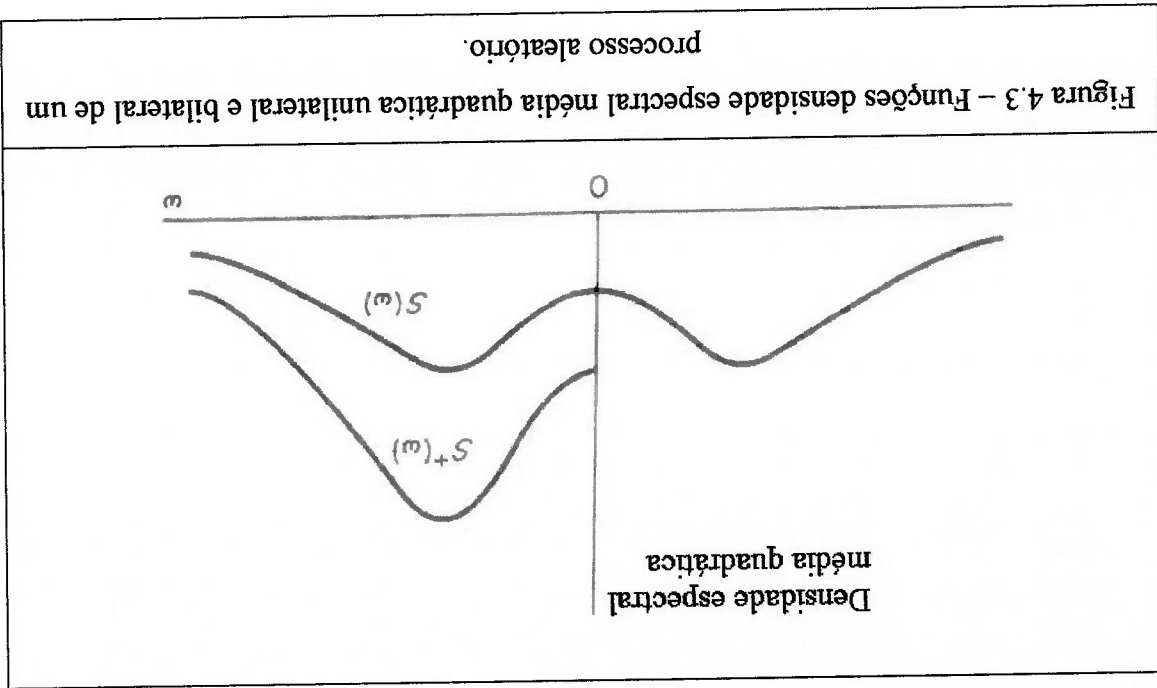


Figura 4.3 - Funções densidade espectral média quadrática unilateral e bilateral de um processo aleatório.

Como S e S^+ são intimamente relacionadas, o sinal + não é utilizado para distingui-las, sendo identificadas claramente no contexto em que são usadas: a primeira, apenas quando é mais conveniente matematicamente, e a segunda, em todas aplicações práticas.

Uma das principais vantagens da função densidade espectral é que todas as características básicas de um processo aleatório podem ser expressas em termos dos momentos desta função:

$$m_n = \int_0^\infty \omega^n S(\omega) d\omega \quad (4.15)$$

onde n pode ser qualquer inteiro. A expressão (4.12) indica que o valor médio quadrático é o momento de ordem zero, ou seja:

$$\langle X^2(t) \rangle = m_0 = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (4.16)$$

Algumas outras características básicas que podem ser expressas em termos dos momentos espectrais são as seguintes:

Período médio:
$$\bar{T}_p = 2\pi \frac{m_0}{m_1} \quad (4.17)$$

Período médio de cruzamento de zero:
$$T_{p0} = 2\pi \sqrt{\frac{m_0}{m_1}} \quad (4.18)$$

Período médio pico-a-pico:

a) para um processo aleatório geral:
$$T_{pc} = 4\pi \left(\frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}}{m_0} \sqrt{\frac{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}{2}} \right) \sqrt{\frac{m_1}{m_0}} \quad (4.19)$$

b) para um processo aleatório de banda estreita:

Os dois tipos extremos de processos aleatórios são:

Amplitude ou "Largura de banda":

$$\epsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2}{m_0 m_4}} \quad (4.21)$$

$$T_{pc} = 2\pi \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (4.20)$$

1. *Processo de banda estreita*: é um processo que é constituído de componentes

cujas frequências encontram-se dentro de uma estreita faixa, cuja largura é pequena comparada à magnitude da frequência central da faixa, ω (Figura 4.4(a)). Esta periodicidade produz picos regularmente espaçados na função de auto-correlação e um pico único e estreito em ω no espectro de energia.

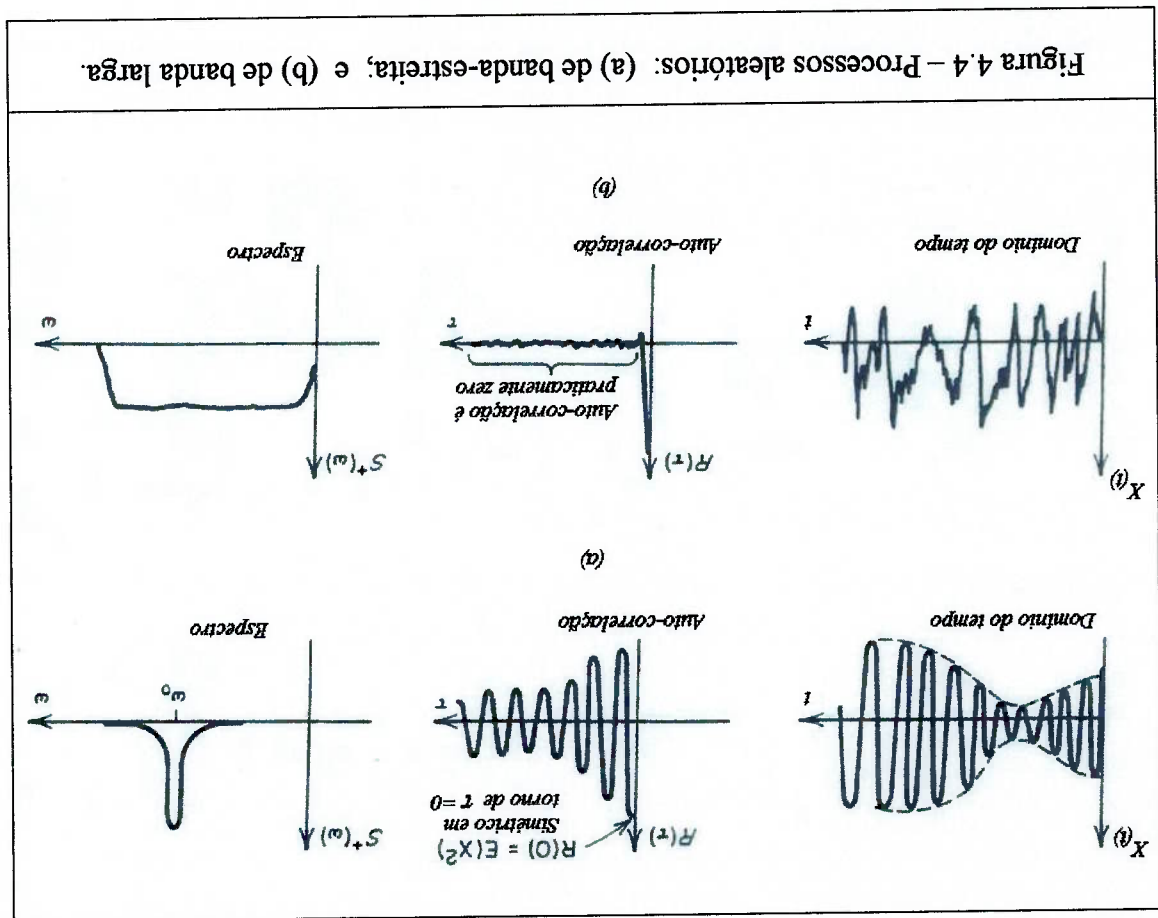
2. *Processo de banda larga*: neste caso o processo contém componentes de

muitas frequências diferentes, de tal forma que há pouca ou nenhuma periodicidade e a função de auto-correlação é quase zero (Figura 4.4(b)). O espectro de energia é portanto bastante amplo.

Para os propósitos de projeto de fadiga, os valores de pico \tilde{X} de um processo aleatório interessam mais que a extensão total de valores de $X(t)$, e são um subgrupo especial, apresentando uma função densidade de probabilidade própria, diferente daquela de $X(t)$. Denotando esta função por $P_{\tilde{X}}(\tilde{x})$, a probabilidade de um valor de pico, escolhido aleatoriamente, exceda o valor \tilde{X} é:

$$\text{Prob}\{\text{pico exceda } \tilde{X}\} = \int_{\tilde{X}}^{\infty} P_{\tilde{X}}(x) dx \quad (4.22)$$

Como mostrado em CRANDALL e MARK (1973), $P_{\tilde{X}}(\tilde{x})$ pode ser deduzido examinando-se a probabilidade de "travessias positivas" de $X = \tilde{x}$, ou seja, a



freqüência média ω_x com a qual X excede uma magnitude especificada \tilde{x} . Se a função densidade de probabilidade de $X(t)$ é Gaussiana, a contagem do número de vezes que o histórico no tempo da variável aleatória cruza linhas horizontais traçadas sobre o mesmo, conforme indicado na Figura 4.1, é representada por uma Gaussiana, e a freqüência é:

$$\omega_x = \frac{1}{\sigma_x} \frac{2\pi \sigma_x}{\sigma_x} e^{-\tilde{x}^2/2\sigma_x^2}$$

em que σ_x e $\sigma_{\dot{x}}$ são os desvios-padrão de $X(t)$ e de $\dot{X}(t)$ ($=dX/dt$), respectivamente. Fazendo $\tilde{x} = 0$ obtêm-se a freqüência média do processo, ω_0 . Em um processo de banda estreita, $X(t)$ cruza o eixo das abscissas antes e depois de cada

pico, com apenas raras exceções, e portanto o número esperado de valores pico positivos é aproximadamente igual ao número de ciclos.

Em um tempo T haverá, em média, $\omega_0 T$ ciclos, dos quais o número que apresenta valores pico excedendo \tilde{x} será $\omega_{\tilde{x}} T$. Assim, a probabilidade de que qualquer valor pico, escolhido aleatoriamente, exceda \tilde{x} é igual a:

$$\frac{\omega_{\tilde{x}}}{\omega_0} = \int_{\tilde{x}}^{\infty} p_{\tilde{x}}(x) dx \tag{4.24}$$

Com a substituição de (4.23) e diferenciação em relação a \tilde{x} obtêm-se:

$$p_{\tilde{x}}(\tilde{x}) = \frac{\sigma_x}{\tilde{x}} e^{-\tilde{x}^2/2\sigma_x^2} \tag{4.25}$$

que é conhecida como distribuição de Rayleigh. Assim, para um processo aleatório que é Gaussiano, ergódico e de banda estreita, os valores de pico seguem uma distribuição de Rayleigh (conforme indicado na Figura 4.5).

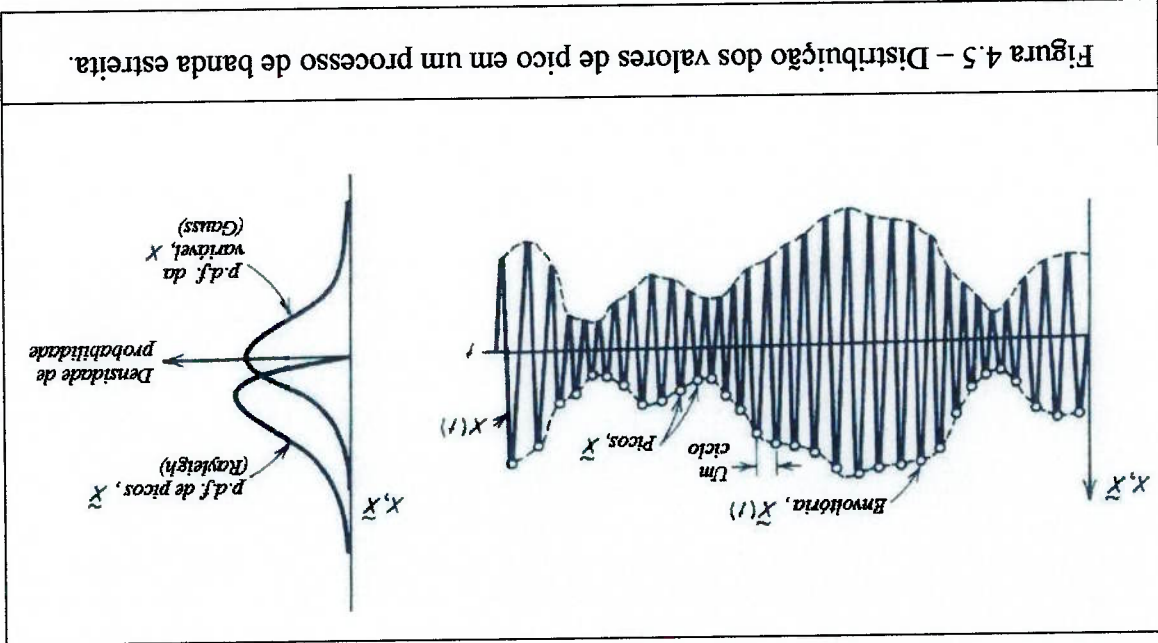


Figura 4.5 – Distribuição dos valores de pico em um processo de banda estreita.

Para um processo de média zero a variância σ_X^2 é igual à média quadrática,

que conforme (4.16) é igual a m_0 , a área sob a função densidade espectral do processo.

Em termos de m_0 , a expressão (4.25) fica:

$$P_{\tilde{x}}(x) = \frac{x}{m_0} e^{-x^2/2m_0} \quad (4.26)$$

Dessa forma, a função distribuição de probabilidade cumulativa é:

$$P_{\tilde{x}}(x) = \int_{\tilde{x}}^{\infty} P_{\tilde{x}}(x) dx = 1 - e^{-x^2/2m_0} \quad (4.27)$$

Então, a probabilidade de \tilde{X} exceder um valor especificado \tilde{X}_p é:

$$\text{Prob}\{\tilde{X} > \tilde{X}_p\} = 1 - P_{\tilde{x}}(\tilde{X}_p) = e^{-\tilde{x}_p^2/2m_0} \quad (4.28)$$

O histórico de tensão de uma amostra da resposta é semelhante à da Figura 4.5,

em que transparecem "ciclos" individuais, embora suas amplitudes possam variar de

modo aleatório.

Sendo a distribuição para os picos de um processo normal de banda estreita dada

pela expressão (4.25) e a frequência esperada ω_0 dada pela expressão (4.23), o número

esperado de "ciclos" em um tempo T é $\omega_0 T$ e o número esperado de tais picos é:

$$n(\tilde{x}) = \omega_0 T P_{\tilde{x}}(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad (4.29)$$

Um único pico de amplitude \tilde{x} causa um dano incremental de $\frac{N(\tilde{x})}{1}$, de

acordo com a hipótese de Palmgren-Miner, onde $N(\tilde{x})$ é o número de ciclos até a falha

em um teste de fadiga de amplitude constante com amplitude de tensão \tilde{x} . A fração de

dano esperada devido a todos os "ciclos" que têm pico entre \tilde{x} e $\tilde{x} + d\tilde{x}$ é:

$$n^{(x)} = \frac{N^{(x)}}{\omega_0 T P_x(x)} dx \quad (4.30)$$

O dano total esperado $E[D^{(x)}]$ é a soma das contribuições para todas as

amplitudes de tensão encontradas, que é representada pela integral:

$$E[D^{(x)}] = \omega_0 T \int_0^\infty P_x(x) N^{(x)} dx \quad (4.31)$$

Substituindo a distribuição de probabilidade dos picos dada pela expressão

(4.25), e considerando a curva de fadiga S-N representada por uma equação da forma

$$N \tilde{x}^\beta = c \quad (4.32)$$

onde c é constante que depende do material

β é expoente que varia de 5 a 20

\tilde{x} é amplitude de tensão

N é número de ciclos até a falha.

Então é possível avaliar a integral (4.31) na forma definida:

$$E[D^{(x)}] = \omega_0 T \int_0^\infty \tilde{x}^{\beta+1} \exp\left(-\frac{\tilde{x}^\beta}{c}\right) dx \quad (4.33)$$

$$E[D^{(x)}] = \frac{\omega_0 T}{\omega_0} \left(\sqrt{2\sigma_x}\right)^\beta I \left(1 + \frac{\beta}{2}\right) \quad (4.34)$$

em que, para avaliar a integral, é usada a relação:

$$\int_0^\infty x^n \exp\left(-\frac{x^2}{2\sigma^2}\right) dx = \frac{\sqrt{2\sigma^2}}{2} \Gamma\left(\frac{n+1}{2}\right) \quad (4.35)$$

Observa-se que este resultado estabelece que o dano acumulado esperado é linearmente proporcional ao número de "ciclos" esperado, $\omega_0 T$, e depende, não-linearmente, do nível "rms" do histórico de tensões σ_x e das constantes β e c que ocorrem na "lei de fadiga S-N" para o material considerado.

A expressão (4.34) fornece o dano médio a ser esperado para um conjunto de históricos de tensão de banda-estreita de duração T . Requer-se que a banda seja estreita para assegurar que "ciclos" sejam reconhecíveis nos históricos-amostras e para validar a derivação da distribuição de Rayleigh para os picos. Sendo a largura de banda suficientemente estreita para estes propósitos, o resultado (4.34) é independente da largura de banda (CRANDALL e MARK (1973)).

A expressão (4.34) acima pode ser resolvida para se obter a estimativa do tempo até a falha, fazendo o dano acumulado igual à unidade: $E[D^{(x)}] = 1$

$$T_{falha} = \frac{c}{\omega_0} \left(1 + \frac{\beta}{2} \right)^{\frac{1}{\beta}} \left(\sqrt{2} \sigma_x \right)^{\frac{1}{\beta}} \quad (4.36)$$

Considerando um conjunto de históricos de tensão começando de uma origem no tempo arbitraria, pode-se designar um valor de tempo de falha T_{falha} para cada amostra do conjunto, que variará aleatoriamente de amostra para amostra. Com base no teorema do limite central (HUGHES (1988)), pode-se concluir que a distribuição normal de probabilidade para os tempos de falha tende para a distribuição normal quando o intervalo de tempo T tende para infinito, independentemente do tipo de distribuição do tempo de falha (CRANDALL (1973)).

Para a variância no dano, a ser esperada do conjunto de históricos-amostra, o

resultado mais importante é que a variância $\sigma_{D(r)}^2$ não depende acentuadamente da

magnitude da largura de banda, conforme em CRANDALL (1973).

4.3- FALHA POR FADIGA DEVIDO A PROCESSO ALFATORIO

ESTACIONÁRIO DE TENSÃO DE BANDA LARGA

A formulação de "banda estreita" é muito conservativa para casos de banda

larga, porque como os processos de banda larga são caracterizados pela presença de

"vales" na parte positiva do sinal e de "picos" na parte negativa do sinal, estes vales

positivos e picos negativos são ignorados pela formulação de banda estreita, e todos os

picos positivos são associados a correspondentes vales de mesma magnitude, formando

ciclos de tensão, independentemente de existirem realmente ou não.

Para visualizar este efeito, um sinal de banda larga pode ser representado por

uma "ondulação" superposta sobre uma senóide dominante, maior, conforme indicado

na Figura 4.6. Este sinal é transformado, pela formulação de banda estreita, em um sinal

de faixas de tensão maiores, porque considera cada ponto do sinal original como uma

amplitude de tensão, transformando-o em uma envoltória composta deste sinal original

e de seu espelhamento em relação ao eixo do tempo, resultando em flutuações de tensão

muito maiores. Este efeito faz com que a formulação de banda estreita forneça

resultados muito conservativos se aplicada a casos de banda larga.

Para corrigir esta característica conservativa, diversas expressões foram

propostas, produzidas em geral através da geração de amostras de históricos no tempo a

partir de PSD's com técnicas de transformada de Fourier inversa, e da subsequente

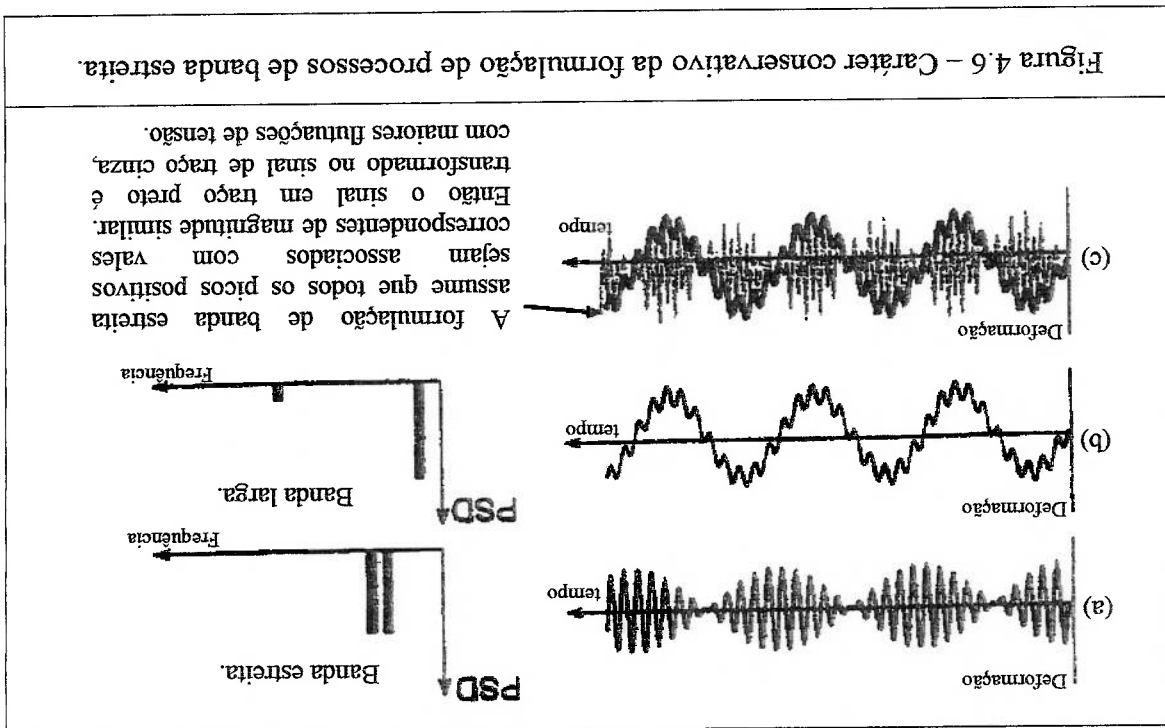


Figura 4.6 - Caráter conservativo da formulação de processos de banda estreita.

contagem de ciclos (aplicação de "rainflow cycle counting" às flutuações de tensão) a

partir dos históricos gerados.

Utilizando este método, e fazendo uso de extensivas simulações computacionais

através da técnica de Monte Carlo, foi desenvolvida a formulação empírica de Dirlik

para a correção da "pdf" das flutuações de tensão, correspondente à contagem de

ciclos. Segundo BISHOP (2000), a formulação empírica de Dirlik foi certificada

através de verificação teórica, e é amplamente aplicável, tendo se mostrado muito

superior, em termos de acuracidade, em relação a outras formulações equivalentes.

A formula empírica de Dirlik para a função densidade de probabilidade ("pdf")

de flutuações ($\Delta\sigma$) de tensão, conforme em BISHOP (2000), é:

$$P^{(\Delta\sigma)}_D = \frac{2\sqrt{m_0}}{1} \left[\frac{D_1}{D_1} \exp\left(-\frac{\bar{\sigma}}{Z}\right) + \frac{\bar{\sigma}}{Z} \exp\left(-\frac{R^2}{D_2 Z}\right) - \frac{R^2}{2Z} \exp\left(-\frac{R^2}{2Z}\right) + D_3 Z \exp\left(-\frac{Z}{2}\right) \right] \quad (4.37)$$

onde:

m_n = momento de ordem n ;

$$(4.38) \quad Z = \frac{2\sqrt{m_0}}{\Delta\sigma} ;$$

$$(4.39) \quad \gamma = \frac{m_2}{m_0} \sqrt{m_0 m_4} ;$$

$$(4.40) \quad x_m = \frac{m_1}{m_2} \sqrt{\frac{m_0}{m_4}} ;$$

$$(4.41) \quad D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{(1 + \gamma^2)} ;$$

$$(4.42) \quad D_2 = \frac{(1 - R)}{(1 - \gamma - D_1 + D_2^2)} ;$$

$$(4.43) \quad D_3 = 1 - D_1 - D_2 ;$$

$$(4.44) \quad \bar{Q} = 1,25 \frac{D_1}{(\gamma - D_3 - D_2 R)} ;$$

$$(4.45) \quad R = \frac{(\gamma - x_m - D_2^2)}{(1 - \gamma - D_1 + D_2^2)} ;$$

O histórico de tensões no tempo permite computar duas importantes "pdf's", a

de amplitudes e a de picos. Para a maioria das aplicações de engenharia, a "pdf" de

amplitudes é aproximadamente Gaussiana, e, para processos de banda estreita, a "pdf" de

picos será aproximadamente equivalente à função densidade de probabilidade de

Rayleigh.

Dessa forma, através da equação de Dirlik (expressão 4.37) pode-se extrair a

"pdf" das flutuações de tensão, equivalente à que seria computada por contagem de

ciclos (processo de "rainflow cycle counting"), diretamente da PSD de tensões obtida pela análise da estrutura, utilizando suas características estatísticas representadas pelos momentos da função PSD.

Os momentos espectrais de ordem n relevantes são computados a partir de uma PSD unilateral $G(f)$ em unidades de Hertz (conforme Figura 4.7) usando a expressão:

$$m_n = \int_0^\infty f^n G(f) df = \sum_k^n f_k^n G_k(f) df \quad (4.46)$$

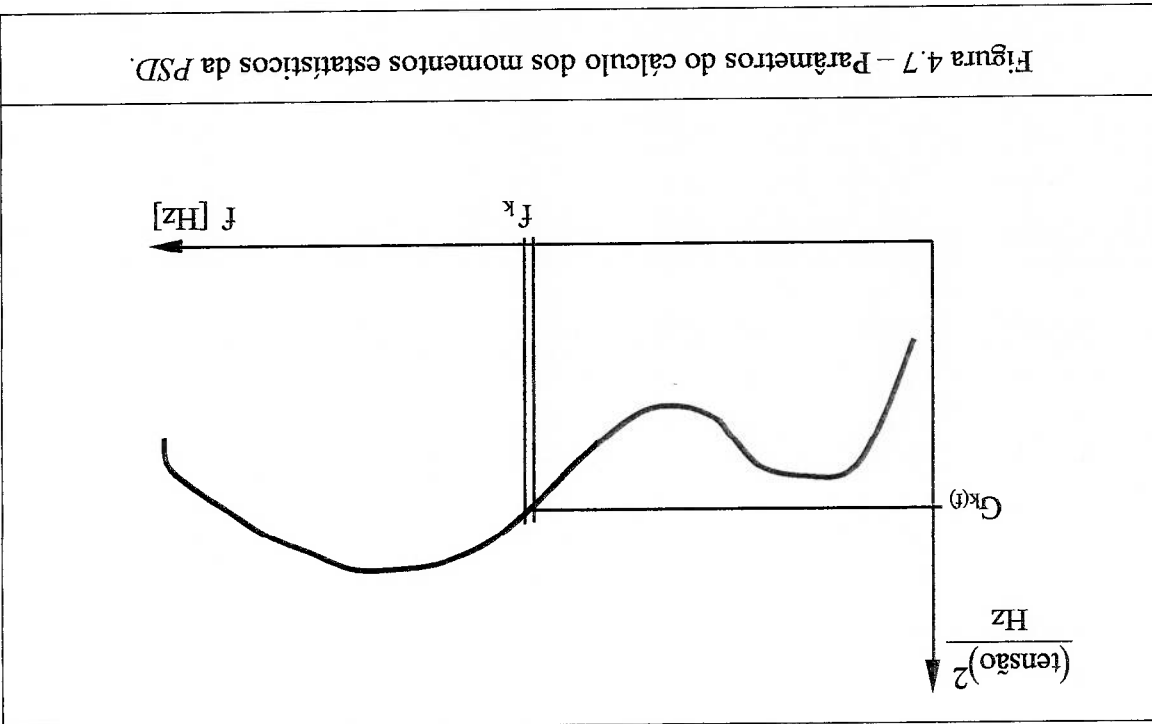


Figura 4.7 - Parâmetros do cálculo dos momentos estatísticos da PSD.

Para aplicação do método espectral aos casos de carregamento complexo (estados de tensão multiaxiais), geralmente é necessário utilizar a PSD da tensão equivalente de von Mises.

Assim, o método espectral difere dos critérios de fadiga multiaxial, apresentados no capítulo 3, na filosofia de resolução das características multiaxial e multi-harmônica da análise de fadiga. A abordagem do aspecto multiaxial é efetuada com a utilização

apenas do valor da tensão equivalente de *von Mises* na avaliação de fadiga, sem considerar quais sejam as direções das tensões principais, o que exclui a contabilização do efeito da variação destas direções, ao passo que os critérios multiaxiais examinam o estado de tensões em cada instante, utilizando as tensões principais na análise de fadiga. O aspecto multi-harmônico é resolvido no método espectral através da formulação de Dirlik aplicada à *PSD* de tensões, como um processo de contagem de ciclos “embuido” na medida em que constitui a “pdf” das flutuações de tensão equivalente de *von Mises* a partir dos parâmetros da *PSD* de tensões, enquanto que, nos critérios multiaxiais, o aspecto multi-harmônico permanece “embuido” no tratamento dos estados de tensão no domínio do tempo, perfazendo processos “equivalentes” ao de contagem de ciclos.

Dessa forma, os erros associados à análise de fadiga com a utilização do método espectral, utilizando os parâmetros da *PSD* de tensão equivalente de *von Mises* e não considerando a variação das direções das tensões principais, são normalmente maiores do que com a utilização do critério de Dang Van, por exemplo.

Capítulo 5 - IMPLEMENTAÇÃO DO CRITÉRIO DE

DANG VAN

5.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O critério de Dang Van foi escolhido, no capítulo 3, dos critérios de fadiga multiaxial, não só pelas vantagens apresentadas em relação aos outros critérios (aplicação a carregamento genérico, não-proporcional, consideração dos efeitos de encruamento e dos efeitos da trajetória de carregamento, sem as desvantagens de contagem de ciclos) como também pela adequação para o caso exemplo a ser aplicado, o resultado da análise transiente por superposição modal pelo MEF, com a simulação de um caminho carregando por uma pista de teste a uma velocidade de 10 m/s.

O critério de Dang Van proporciona um método para estimar a probabilidade de ser ultrapassado o limite de fadiga do material, comparando o parâmetro de dano com um "domínio de fadiga" para determinar se ocorrerá a falha de fadiga. O objetivo da presente aplicação do critério de Dang Van é obter uma "pdf", ou função distribuição de probabilidade, que será utilizada para calcular a probabilidade de o componente não ter vida infinita, ou de haver falha por fadiga, considerando um dado valor para o limite de fadiga. Assim, o algoritmo será adaptado para determinar um "pseudo-limite de fadiga", ou seja, o limite de fadiga que seria necessário em cada instante da "trajetória de carregamento".

5.2 - EQUACIONAMENTO DO CRITÉRIO

O critério de Dang Van, apresentado no item 3.1.9, indica que o material, sob carregamentos multiaxiais complexos, apresentará falha em fadiga de alto ciclo, se for observada a condição expressa na equação (3.28), reproduzida abaixo:

$$\tau^{(i)} + \alpha \sigma^{(i)} \geq \beta \quad (5.1)$$

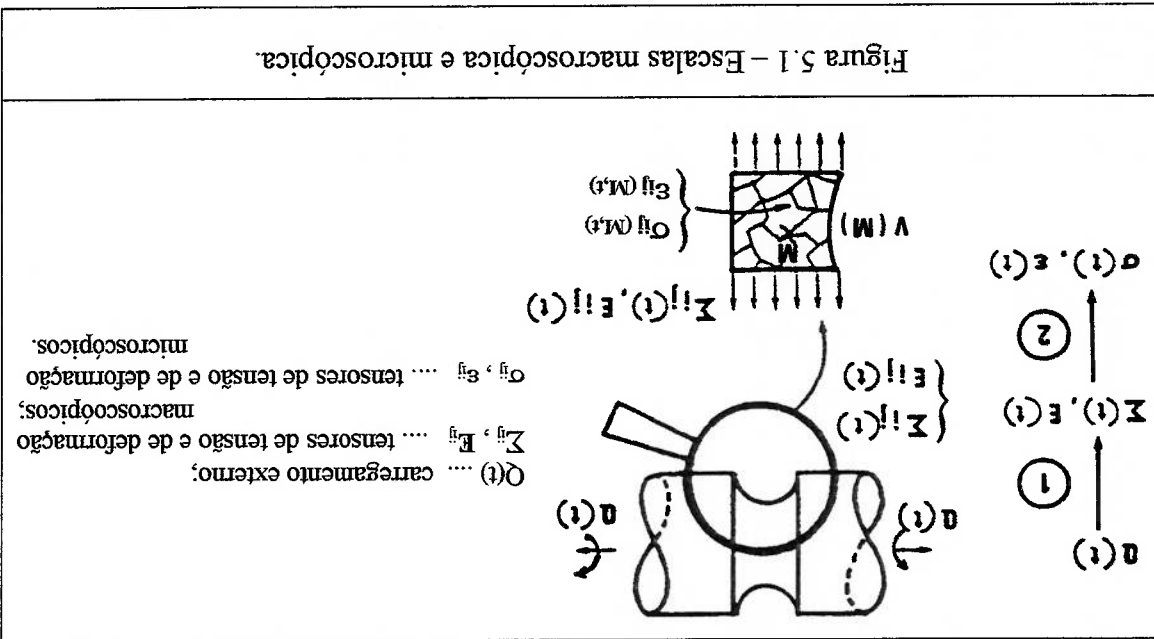
onde $\tau^{(i)}$ e $\sigma^{(i)}$ são tensão de cisalhamento e tensão hidrostática microscópicas instantâneas, calculadas utilizando um procedimento de "plasticização" ("elastic *shakedown*"), e as constantes α e β são determinadas através da aplicação, na equação (5.1), dos valores de limites de fadiga para diferentes estados de tensão.

Os parâmetros locais (ou microscópicos) de tensão σ_j e deformação ε_j no interior de grãos críticos são diferentes das tensões e deformações macroscópicas comumente utilizadas para análise de fadiga: são avaliados a partir do carregamento $Q^{(i)}$, em bandas de deslizamento de orientação crítica dos grãos, procurando identificar a ocorrência de deformação plástica originando o processo microscópico de nucleação de trincas de fadiga.

São consideradas duas escalas no modelo (DANG VAN et al., 1989):

I – a escala macroscópica é caracterizada por um volume elementar $V^{(M)}$, da ordem de um extensômetro elétrico ou elemento discretizado em uma malha de Método de Elementos Finitos (MEF), em torno do ponto no qual se deseja realizar a análise de fadiga (conforme indicado na Figura 5.1). As tensões e as deformações macroscópicas são calculadas utilizando o MEF, e são denotadas, respectivamente, por $\Sigma_j^{(M,t)}$ e $E_j^{(M,t)}$, ambas em função da posição M na estrutura e do tempo t .

2 - a escala microestrutural, da ordem de um grão, corresponde à subdivisão de $V^{(M)}$, em que as tensões $\sigma_{ij}^{(m,t)}$ e deformações $\varepsilon_{ij}^{(m,t)}$ microscópicas estão relacionadas às variáveis macroscópicas de tensão $\Sigma_{ij}^{(M,t)}$ e deformação $E_{ij}^{(M,t)}$ locais, mas não são iguais a estas, pois, na escala microestrutural, o material não é isotrópico nem homogêneo, e a flutuação da tensão local apresenta valores diferentes.



Para se prevenir o crescimento da trinca de fadiga, a deformação plástica de cisalhamento nos grãos com orientação crítica deve ser restringida pelo comportamento elástico dos grãos adjacentes cuja orientação é menos crítica, através da estabilização das tensões e deformações pelo processo de “plastificação”, que é descrito a seguir.

Tem-se para um ponto P do volume $V^{(M)}$:

$$\sigma_{ij}^{(m,t)} = A_{ijk(M,P)} \Sigma_{hk}^{(M,t)} + P_{ij}^{(P,t)} \quad (5.2)$$

onde: A_{ijk} ... tensor elástico de localização;

P_{ij} ... campo de tensão residual local.

Na região do limite de fadiga, as tensões aplicadas são relativamente baixas, e é razoável supor que σ passa por um processo de plasticificação e tende a um estado elástico (um domínio estabilizado, sem violação do critério plástico local). A plasticificação é caracterizada pela evolução de um campo de tensão residual $\rho^{(p,t)}$ para um valor constante no tempo ($\rho^{*(p)}$ é o campo de tensão final, estabilizado). Assim, o domínio estabilizado

$$\sigma_{ij}^{(m,t)} = A_{ijk(M,P)} \sum_{hk(M,t)} \rho_{ij}^{*(p)} + \rho_{ij}^{*(p)} \quad (5.3)$$

sendo $\sigma_{ij}^{(m,t)}$ conhecido em todos os instantes t da trajetória do carregamento, cujas características são determinadas pelas variáveis locais, associadas com o estado “plasticado”. Este procedimento corresponde à passagem da escala microscópica para escala microscópica.

O critério de fadiga estabelece que ocorrerá a iniciação de trinca no volume $V_{(M)}$, em grãos de orientação crítica que tenham sofrido deformações plásticas, se o ciclo estabilizado apresentar, em pelo menos um instante t , a relação:

$$f\{\sigma_{(p,t)}\} \geq 0 \quad \text{para } P \in V_{(M)} \quad (5.4)$$

O critério adotado é a relação linear entre a tensão de cisalhamento microscópica, atuante nos planos cristalinicos, e a tensão hidrostática microscópica, que são os parâmetros considerados importantes, relacionados à nucleação de trincas nas bandas de deslizamento intra-granulares e à abertura das trincas, respectivamente. A expressão fica:

$$f(\sigma) = \tau \pm \alpha p \pm \beta \quad (5.5)$$

com as constantes α e β obtidas de ensaios dos materiais em dois estados de tensão diferentes.

Esta expressão corresponde, no espaço de tensões $\tau - p_n$, a um domínio de resistência à fadiga delimitado por duas semi-retas D e D' simétricas em relação ao eixo τ , conforme indicado na Figura 5.2. Uma trajetória de carregamento que permaneça entre estas linhas apresenta expectativa de vida infinita, enquanto que qualquer percurso que atinja ou ultrapasse as linhas de dano apresentará falhas de fadiga devido à ocorrência de deformações plásticas microscópicas.

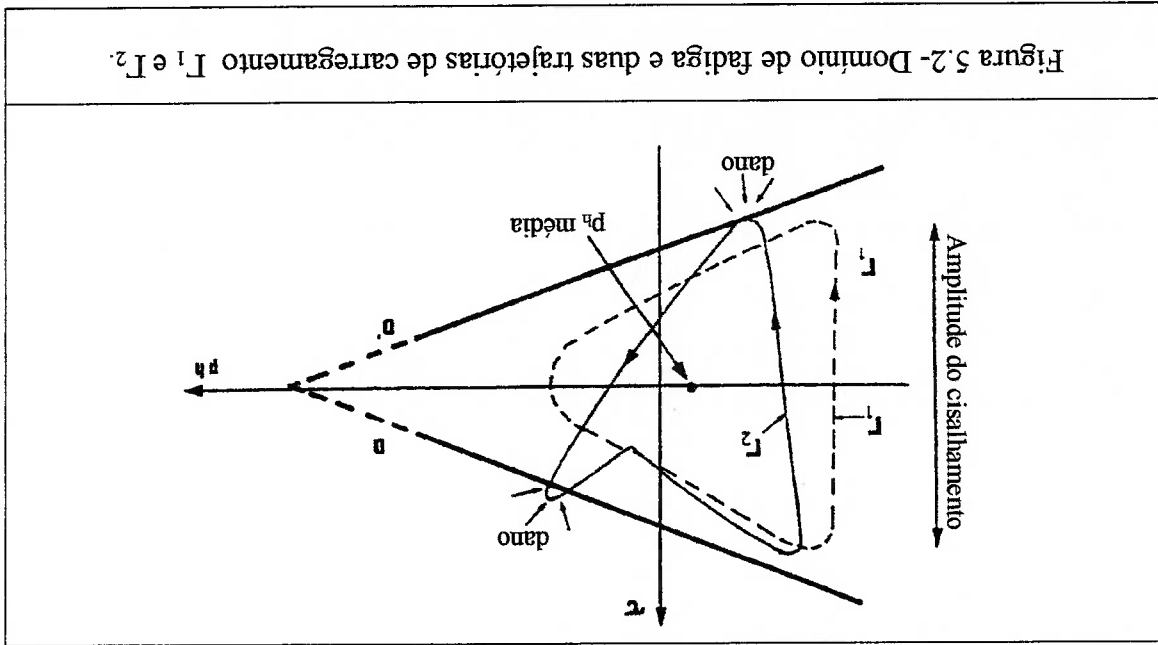


Figura 5.2- Domínio de fadiga e duas trajetórias de carregamento I_1 e I_2 .

A Figura 5.2 ilustra a vantagem deste cálculo baseado no estado de tensão vigente em relação aos métodos clássicos. Nela estão desenhadas, segundo o critério de Dang Van, duas trajetórias de carregamento I_1 e I_2 , ou seja, os gráficos correspondentes a dois carregamentos no espaço de tensões $\tau - p_n$. As linhas D e D' representam o domínio de fadiga, indicando a ocorrência de trinca caso sejam ultrapassadas pela trajetória de carregamento. Ambas as curvas I_1 e I_2 apresentam a mesma amplitude de tensão de cisalhamento e mesma tensão hidrostática média, sendo portanto as duas atribuído o mesmo dano pelos métodos clássicos. O critério de Dang Van, entretanto, identifica apenas a trajetória I_2 como causadora de dano, ou seja, de

início de trinca de fadiga, pois esta curva ultrapassa as linhas que representam o domínio de fadiga em dois locais, conforme indicado.

O efeito de endurecimento pode ser descrito por uma lei de encruamento, que pode ser: a) a lei isotrópica, que considera que o encruamento corresponde a um aumento na superfície de escoamento sem alteração da forma ou posição no espaço de tensões (não há efeito Bauschinger); b) a lei cinemática, que considera que o encruamento desloca a superfície de escoamento sem alterar seu tamanho ou forma; ou c) combinação de ambas as leis, isotrópica e cinemática.

A “localização”, ou seja, a avaliação das tensões locais σ_{ij} no estado estabilizado, em função das tensões macroscópicas Σ_{ij} , é efetuada através de uma solução generalizada aproximada, baseada na hipótese de que os grãos obedecem a ambas as leis de encruamento, isotrópica e cinemática. Assim, a deformação macroscópica E_{ij} é atribuída aos micro-elementos: $\varepsilon_{ij} = E_{ij} + p_{ij}$, uma vez que, na região do limite de fadiga, a deformação plástica macroscópica P_{ij} é desprezível, assumindo-se que os elementos que sofrem deformação plástica são rodeados por uma matriz elástica.

O processo de “localização” das tensões envolve o cálculo do estado “plastificado” sob carregamento multiaxial. O método pode ser descrito através do exemplo, ilustrado na Figura 5.3, com um carregamento cíclico, com período θ e ciclo dividido em n partes t_i ($1 \leq i \leq n$), induzindo na vizinhança do ponto M da estrutura um estado de cisalhamento puro em um plano normal ao eixo Mz , sendo $Mxyz$ o sistema de coordenadas fixo relativamente ao material, o tensor $\Sigma_{ij(t)}$ apresentando apenas as componentes Σ_{xz} e Σ_{yz} diferentes de zero.

Aos vários instantes t estão associados os vetores de tensão de cisalhamento $T(t)$, definindo uma curva identificada pela letra I na Figura 5.3, que é dividida em $(n-1)$ segmentos, delimitados pelas extremidades $T(t_j)$ e $T(t_{j+1})$ dos vetores de tensão de cisalhamento sobre a curva I , sendo estes vetores determinados pelos pontos M e T_j ; M e T_{j+1} , ou seja, os vetores $MT(t_j)$ e $MT(t_{j+1})$.

Os grãos com orientação crítica sofrerão deslizamento. O domínio elástico inicial do volume crítico de material é ilustrado pelo círculo C_0 com raio R_0 e centro em O , coincidindo com M . A medida que o carregamento progride, MT percorre I e, no primeiro ponto T_j fora de C_0 ocorre deformações plásticas, e o material sofre encruamento combinado cinemático e isotópico, com translação do centro da

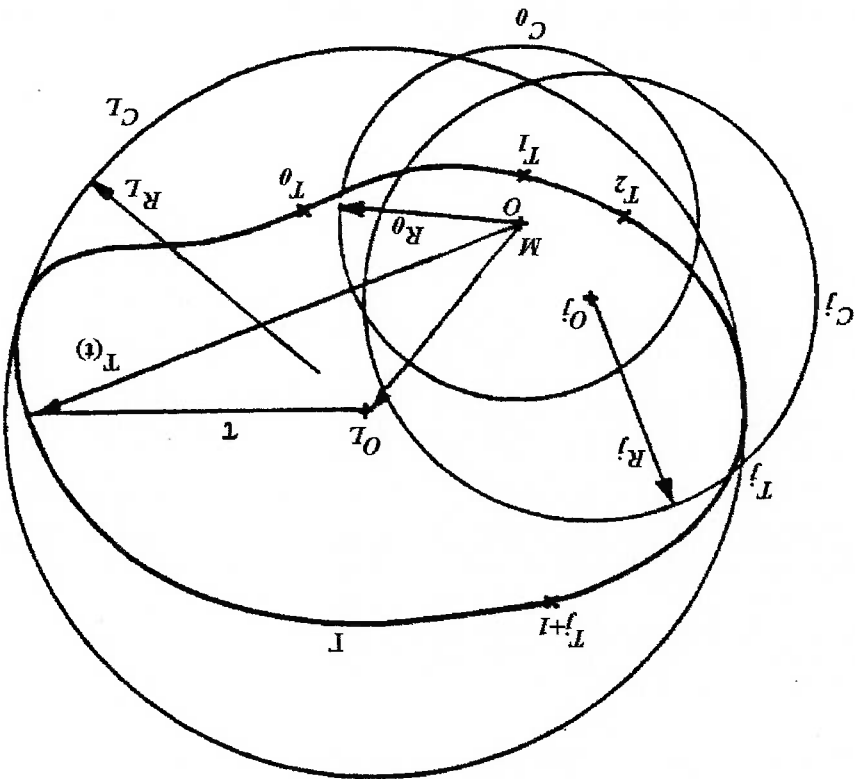


Figura 5.3 - Ilustração do esquema para calcular a tensão estabilizada residual e a tensão de cisalhamento local.

superfície de escoamento de O para O_f e expansão do raio da superfície de R_o para R_f , respectivamente, que levarão o domínio elástico para C_f .

Com as cargas prosseguindo sua variação, o domínio elástico continuará sendo alterado pelas partes ativas da trajetória de carregamento da mesma forma descrita acima. Após alguns ciclos, com repetições da trajetória de carregamento, um domínio estável, determinado pelo círculo limite C_L com centro O_L e raio R_L , será obtido, envolvendo trajetória de carregamento, ilustrada pela curva completa T definida pelo vetor de tensões $T(t)$. Para encruamento isotópico progressivo, o estado estabilizado ocorre com o menor círculo envolvido T .

A distribuição elástica é assim alcançada, e o termo $O_L M$ corresponde ao vetor-deslocamento final do centro da superfície de escoamento $O_L - O$, ou o tensor de tensões residual estabilizado p^* :

$$MT_i = O_L T - O_L M \quad \text{corresponde a} \quad T = \tau + p^* \quad (5.6)$$

onde τ é o vetor de cisalhamento local no instante t , no estado elasticamente distribuído.

Para um carregamento de tração-torção, o domínio C_L corresponde a um círculo no espaço de tensões $\sqrt{3} \cdot \tau - \sigma$. Entretanto, no caso de carregamento genérico, em que todas as seis componentes de tensão se alteram, o domínio C_L é uma hiper-esfera 6-dimensional.

$$\text{As tensões microscópicas resultantes são: } \sigma_{ij}^{(t)} = \sum_{ij} \sigma_{ij}^{(t)} + dev p^* \quad (5.7)$$

onde $dev p^*$ é a parte desviadora do tensor de tensões residuais estabilizado.

O resultado acima pode ser generalizado com o tensor Σ dividido nas componentes desviadora S e hidrostática P_H , e σ é dividido em s e p_n , respectivamente:

$$\Sigma_{ij} = S_{ij} + P_H \cdot \delta_{ij} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{ij} = s_{ij} + p_n \cdot \delta_{ij} = S_{ij} + dev p^*_{ij} + P_H \cdot \delta_{ij} \quad (5.9)$$

A tensão hidrostática microscópica será igual à macroscópica, $p_n = P_H$, e a parte desviadora do tensor de tensões residuais estabilizado $dev p^*$ é calculada através de:

$$dev p^*_{ij} = Min [Max J_2 \{ S_{ij}^{(t)} - dev p^*_{ij} \}] \quad (5.10)$$

onde o *maximo* deve ser tomado no tempo t durante um ciclo ($0 \leq t \leq \theta$), e o *minimo* deve ser tomado sobre p .

5.3 - ALGORITMO GERAL

O procedimento geral para realizar os cálculos de fadiga é o seguinte:

- 1-) Avaliar $\Sigma_{ij}^{(m,t_k)}$ para todos os instantes t_k do ciclo: $0 \leq t_k \leq \theta$, $1 \leq k \leq N$, sendo as componentes do tensor de tensões Σ_{ij} referenciados a um eixo fixo em relação ao material, e em cada volume $\Delta V^{(m)}$, $\Sigma = \text{constante}$, $\Delta p \in \Delta V^{(m)}$. Os valores de $\Sigma_{ij}^{(m,t_k)}$ correspondem ao histórico de tensões que é obtido através do cálculo pelo método dos elementos finitos.
- 2-) Decompor as tensões na parte hidrostática $P_H^{(t)}$ e parte desviadora $S_{ij}^{(t)}$.

A tensão hidrostática microscópica será igual à macroscópica, $P_H^{(t)}$. A evolução cíclica da parte desviadora $S_{ij}^{(t)}$ é discretizada em N tensores $S_{ij}^{(t_k)}$ associados com N diferentes instantes t_k ($\Sigma_{ij}^{(t_k)}$):

3-) Avaliação do tensor de tensões residuais estabilizado p^* : é uma parte

$$S_{ij}^{(k)} = \sum_{ij}^{(k)} - P_{Hij}^{(k)} \cdot \delta_{ij} ; 0 \leq i \leq \theta, 1 \leq k \leq N \quad (5.12)$$

$$P_{Hij}^{(k)} = (1/3) \cdot \text{trço}(\sum_{ij}^{(k)}) ; 0 \leq i \leq \theta, 1 \leq k \leq N \quad (5.11)$$

crítica deste modelo e o distingue dos outros modelos baseados na tensão. As tensões microscópicas resultantes são: $\sigma_{ij}^{(k)} = \sum_{ij}^{(k)} + dev p^*$, onde $dev p^*$ é a

parte desviadora.

O desviatório $dev p^*$ das tensões locais residuais p_{ij}^* é pesquisado com:

$$dev p_{ij}^* = \text{Min} [\text{Max } J_2 \{ S_{ij}^{(k)} - dev p_{ij}^* \}] \quad (5.13)$$

em que o *maximo* deve ser tomado no tempo t_k durante um ciclo ($0 \leq t_k \leq \theta$), e o *minimo* deve ser tomado sobre p , através do método descrito nos sub-ítem a seguir. O valor do segundo invariante do tensor de tensões desviadoras J_2 é:

$$J_2 = \frac{1}{6} \cdot \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 \cdot \left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2 \right) \right]$$

$$(5.14)$$

Para o estado plano de tensões: $J_2 = \frac{1}{3} \left[\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3 \tau_{xy}^2 \right]$ (5.15)

As variações $S_{ij}^{(k+1)} - S_{ij}^{(k)}$ são consideradas como infinitesimalmente pequenas.

Em cada instante t_k : R_k é o limite elástico corrente e $dev p_{ij}^{(k)}$ é a parte desviadora

das tensões residuais locais.

3-a) Princípio da iteração, conforme ilustrado na Figura 5.4, para definição do

estado $(k+1)$, caracterizado por $S_{ij}^{(k+1)}$ e $R^{(k+1)}$, a partir do estado k ,

caracterizado por $S_{ij}^{(k)}$ e R_k , sendo o deslocamento de k para $k+1$ infinitesimalmente pequeno:

Com o deslocamento de t_k para t_{k+1} , ocorrem encruamento cinemático

(descrito pela translação do centro do círculo limite elástico, ou esfera limite elástico) e

encruamento isotrópico (descrito pelo crescimento do limite elástico, ou seja, do raio do

círculo ou esfera), conforme as expressões seguintes:

$$R^{(k+1)} = R_k + \lambda P \tag{5.16}$$

com os valores:

$$P = D - R_k \tag{5.17}$$

$$D = J_2(S^{(k+1)} - dev p^k) \tag{5.18}$$

e o coeficiente λ é um fator numérico do algoritmo, definido como a razão entre o

incremento de expansão da superfície de escoamento e o incremento de translação:

$$\lambda = \frac{\Delta(Ratio)}{\Delta(translação)} = \frac{R^{(k+1)} - R_k}{O^{(k+1)} - O^k} \tag{5.19}$$

para o qual o valor λP corresponde ao crescimento do limite elástico R_k .

Como os deslocamentos são radiais, e como a distância entre a nova origem

$O^{(k+1)}$ e $T^{(k+1)}$ deve necessariamente ser igual a $R^{(k+1)}$, o desviatório $dev p^{(k+1)}$ é

dado por:

$$dev p_{ij}^{(k+1)} = dev p_{ij}^{(k)} - \frac{D}{D - R^{(k+1)}} \left(S_{ij}^{(k+1)} + dev p_{ij}^{(k)} \right) \tag{5.20}$$

Este cálculo iterativo é feito para cada passo, e o ciclo de tensões é percorrido

tantas vezes quantas necessário para se obter convergência para $dev p_{ij}^*$ e R .

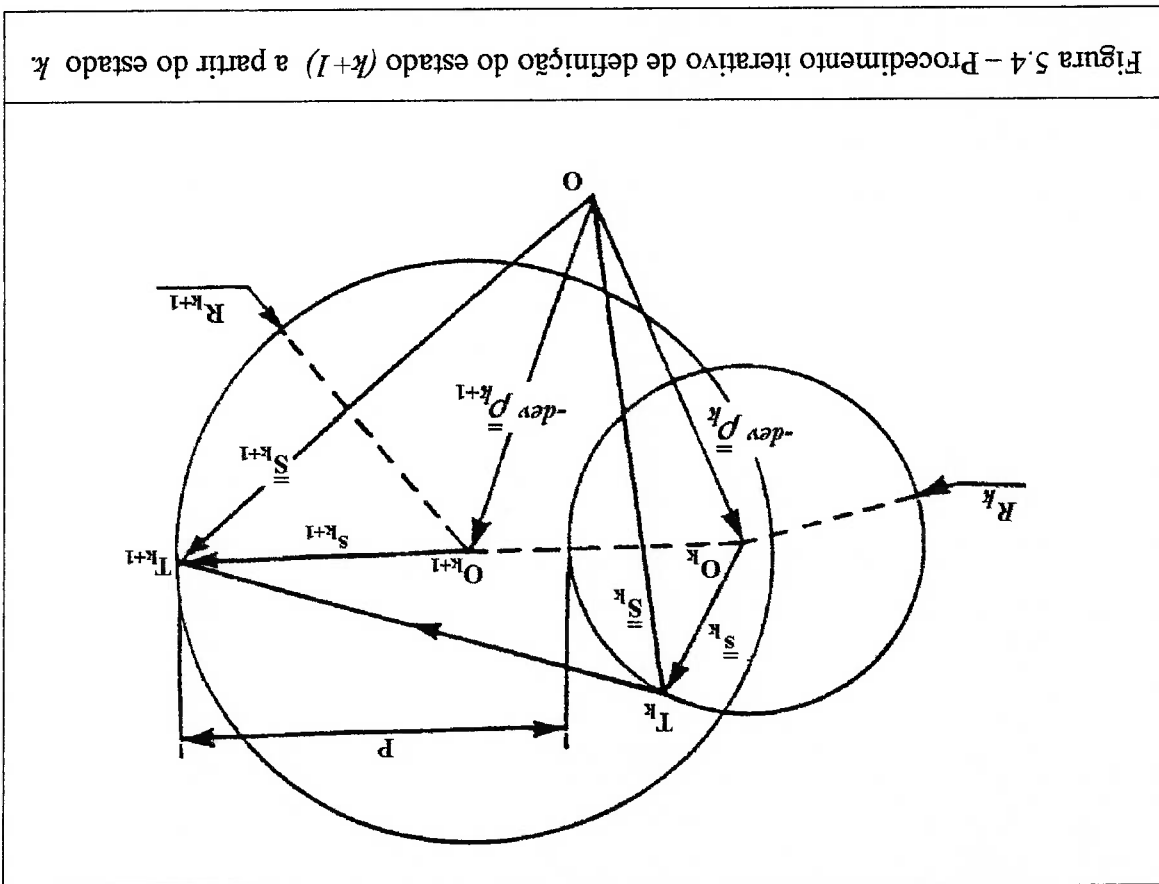


Figura 5.4 – Procedimento iterativo de definição do estado $(k+1)$ a partir do estado k .

3-b) Inicialização

Computacionalmente, o raio inicial do domínio de escoamento deve ser próximo de zero. Os melhores valores iniciais para R_1 e $dev p_{ij}$ indicados por DANG VAN et al. (1989) são o valor *quase nulo* e o *valor médio de S_{ij}* , respectivamente:

$$R_1 \approx 0$$

$$dev p_{ij}(i) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N S_{ij}(k) \quad (5.21)$$

3-c) Convergência

A convergência é melhorada com a redução da taxa de crescimento do raio R_i , porém a velocidade de convergência varia diretamente com o valor adotado para o coeficiente λ . Portanto, deve-se procurar um equilíbrio entre boa convergência e

grande o bastante para se alcançar convergência em um número razoável de repetições do percurso de carregamento.

Segundo DANG VAN et al. (1989), um bom compromisso entre tempo e convergência computacionais pode ser obtido com o valor $\lambda = 0,05$. No presente estudo, um teste paramétrico utilizando o elemento mais crítico (indicado no capítulo 6) apresentou uma estabilização do tempo de processamento para valores aproximadamente $\lambda \geq 0,05$, quando se especifica que a convergência é alcançada para erro relativo menor que 10^{-13} , conforme apresentado na Figura 5.5.

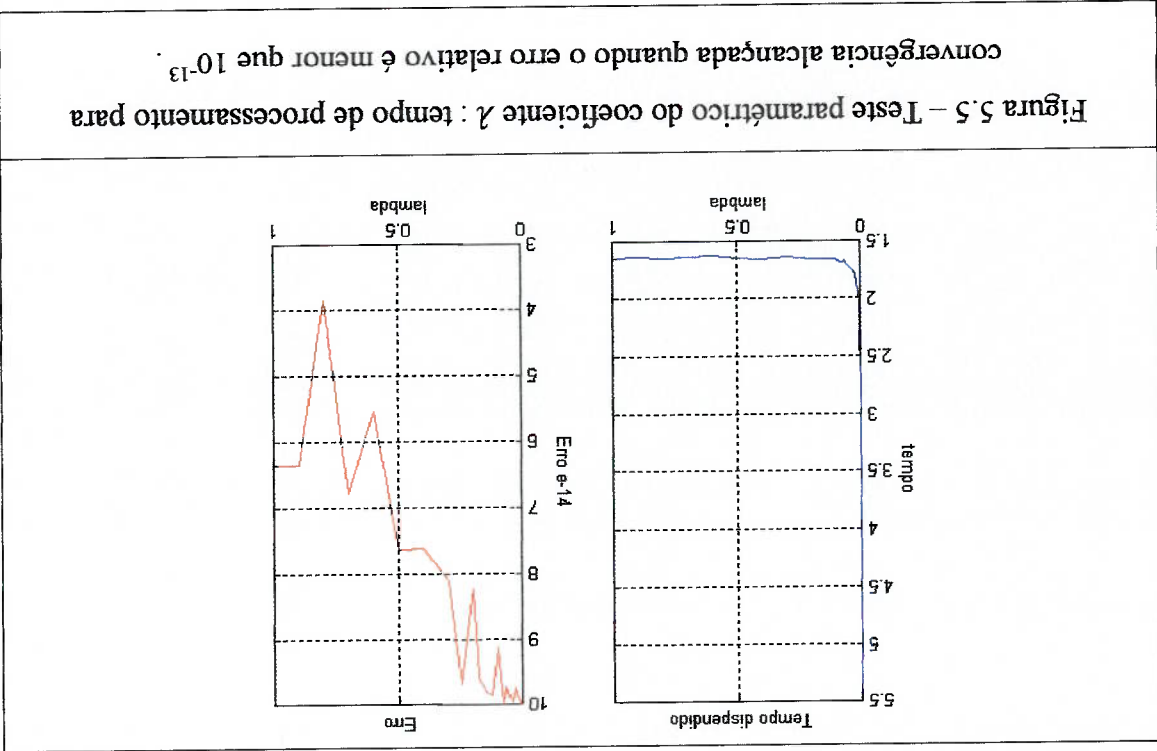


Figura 5.5 – Teste paramétrico do coeficiente λ : tempo de processamento para convergência alcançada quando o erro relativo é menor que 10^{-13} .

4-) A parte desviadora das tensões locais é calculada com:

$$s_{ij}^{(k)} = S_{ij}^{(k)} + dev p_{ij}^{*} \quad (5.22)$$

5-) A tensão de cisalhamento microscópica, usada no critério de falha, é computada das tensões principais microscópicas usando a teoria de tensão cisalhante máxima de Tresca calculada para um ciclo:

$$\tau(t_k) = (1/2) \cdot [Tresca]_{ij}(t_k) \tag{5.23}$$

É importante notar que:

$$[Tresca]_{\sigma_{ij}}(t_k) = [Tresca]_{s_{ij}}(t_k) = \text{Max}_{II} |\sigma_1(t_k) - \sigma_2(t_k)| = \sigma_1(t_k) - \sigma_3(t_k) \tag{5.24}$$

onde σ_1, σ_2 são as tensões principais microscópicas. Dessa forma, todos os pontos (τ, p_n) estão situados na parte positiva de τ no gráfico $\tau-p_n$.

6-) O critério consiste em calcular o parâmetro

$$d = \text{Max} \left[\frac{\beta - \alpha \cdot p(t_k)}{\tau(t_k)} \right] \text{ , sendo o máximo para } 0 \leq t \leq \theta \tag{5.25}$$

Se $d \geq 1$ significa que ocorrerá a falha de fadiga, e a direção de iniciação da trinca é definida pelo par (τ, p_n) para os quais se verifica a condição $d \geq 1$.

Na presente aplicação, no entanto, iremos calcular o valor necessário para o

“pseudo-limite de fadiga” para cada instante, correspondente ao parâmetro $d = 1$.

Para isso, substituímos o parâmetro constante do material “ f ” pelo parâmetro variável

no tempo “ θ ”, substituindo também o parâmetro “ α ” por “ α' ”, ambos com o mesmo

valor. Assim, a expressão correspondente ao “pseudo-limite de fadiga” determinado

através do critério de Dang Van é:

$$d_{\theta} = \tau(t_k) + \alpha' \cdot p(t_k) \tag{5.26}$$

Tendo obtido o valor do "pseudo-limite de fadiga" b_k para cada instante, será possível determinar a "pdf" deste parâmetro b_k .

5.4 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

O algoritmo para o cálculo de fadiga pelo critério de Dang Van pode ser resumido através do fluxograma apresentado na Figura 5.6.

O programa computacional foi implantado em ambiente *MATLAB* (CHAPMAN (2002), PART-ENANDER et al. (1996)), com o emprego de sub-rotinas desenvolvidas pelo autor deste texto.

Esse programa computacional tem como dados de entrada a listagem temporal das tensões multiaxiais para cada elemento, obtida através de análise pelo Método de Elementos Finitos. Os arquivos com estas listagens são "idos" pelo programa (conforme indicado no fluxograma da Figura 5.6), e as informações são convertidas em matrizes, para cada elemento considerado, tendo suas linhas correspondendo aos instantes de tempo do histórico e suas colunas correspondendo às variáveis do estado de tensão (tensões normais e de cisalhamento, tensões principais e respectivas direções, e tensão equivalente de *von Mises*).

Com essas matrizes é então feito o processamento do algoritmo do critério de Dang Van, conforme item 5.3 acima, fornecendo como saída do programa os valores das tensões hidrostática $P^{(t)}$ e de cisalhamento $\tau^{(t)}$, e os valores do pseudo-limite de fadiga $b^{(t)}$ em cada instante, para cada elemento, gerando os gráficos correspondentes, do percurso de carregamento $\tau - P^n$ e do histórico do pseudo-limite de fadiga $b^{(t)}$.

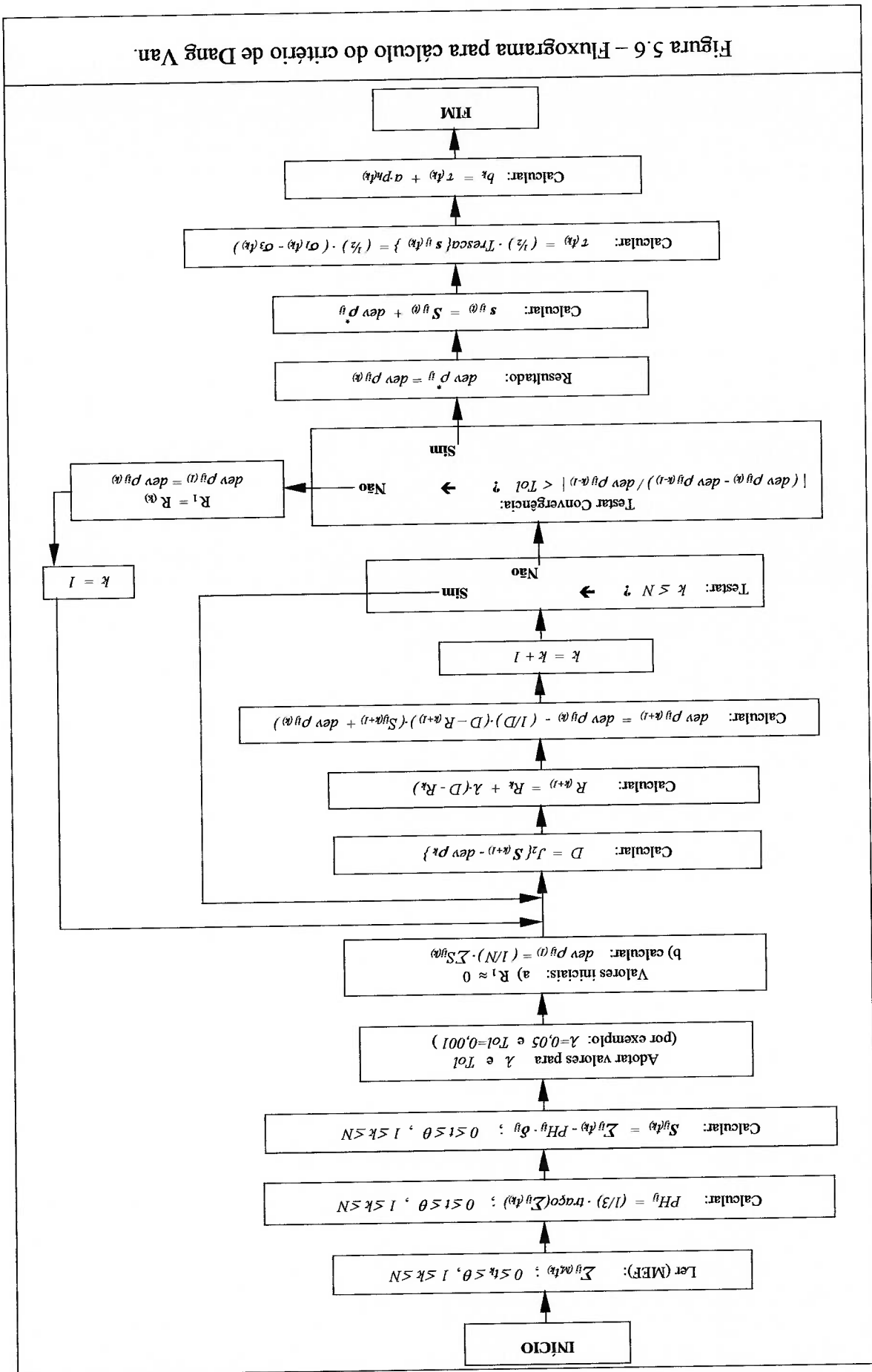


Figura 5.6 – Fluxograma para cálculo do critério de Dang Van.

5.5 - TESTE DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

O teste de verificação do algoritmo e do programa, para o cálculo de fadiga pelo critério de Dang Van, foi feito com a aplicação ao caso mais simples, que é o estado uniaxial de tensão do ensaio de tração.

Para isso adotou-se as propriedades do aço UNS G43400 (SHIGLEY (1984)):

Limite de resistência à tração, $\sigma_u = 965,0 \text{ N/mm}^2$;

Limite de resistência à fadiga, $\sigma_f = 489,0 \text{ N/mm}^2$.

Este limite de fadiga é dado para o carregamento de tração-compressão reverso uniaxial, ou seja, com razão de carregamento: $R = -1$. Este valor corresponde à confiabilidade $C = 0,50$, ou seja, é o limite médio de fadiga.

Os parâmetros α e β do critério de Dang Van:

$$\tau^{(t)} + \alpha p^{(t)} = \beta \tag{5.27}$$

são determinados a partir do limite de fadiga, com as relações (DANG VAN et al.

(1989)):

i) Tensão alternada: $\sigma_f = 489,0 \text{ N/mm}^2$

Neste caso, o percurso de carregamento vai de $-\sigma_f$ a $+\sigma_f$ (Figura 5.7).

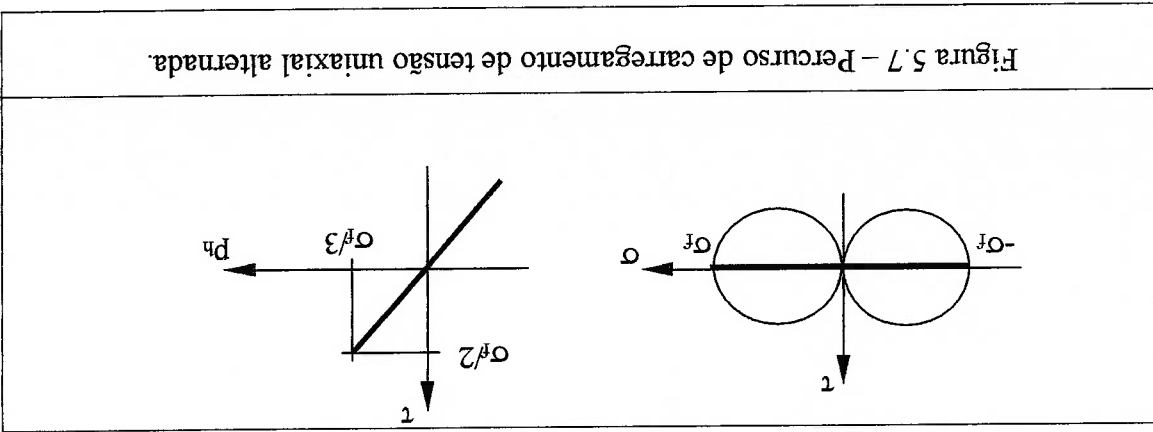


Figura 5.7 - Percurso de carregamento de tensão uniaxial alternada.

Para o ponto de máxima tensão de cisalhamento:

$$\beta = \frac{\sigma}{\sigma_f} + \alpha \frac{2}{3} \quad [I]$$

ii) Tensão pulsante. Com: σ_{f0} = tensão de resistência à fadiga, com $R = 0$, tem-se, da

equação de Goodman:

$$\frac{\sigma}{\sigma_f} = \frac{2}{\sigma_f} \left(1 + \frac{\sigma}{\sigma_f} \right) \quad [II]$$

Neste caso, o percurso de carregamento vai de zero a σ_f (Figura 5.8).

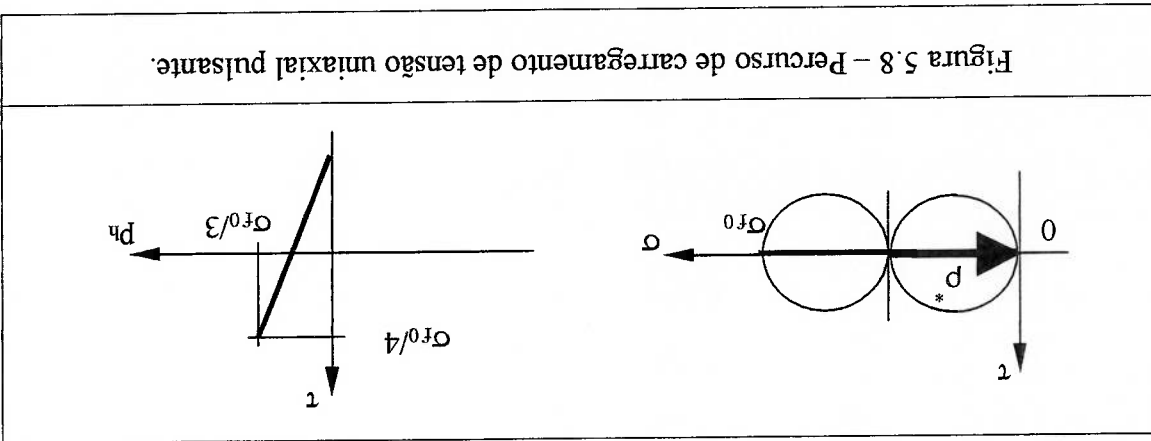


Figura 5.8 - Percurso de carregamento de tensão uniaxial pulsante.

Para o ponto de máxima tensão de cisalhamento:

$$\beta = \frac{\sigma}{\sigma_f} + \alpha \frac{4}{3} \quad [III]$$

De I, II, e III, determina-se os valores:

$$\alpha = \frac{3 \sigma_f}{2 \sigma_f \left(1 - \frac{\sigma_f}{\sigma_f} \right) n} \quad (5.28)$$

$$\beta = \frac{\sigma_f}{\sigma_f} \left(2 \left(1 - \frac{\sigma_f}{\sigma_n} \right) \right) \quad (5.29)$$

Substituindo os valores: $\sigma_n = 965,0 \text{ N/mm}^2$ e $\sigma_f = 489,0 \text{ N/mm}^2$, obtêm-se:

$$\alpha = 1,54097$$

$$\beta = 495,7 \text{ N/mm}^2$$

e a tensão pulsante equivalente ao limite de fadiga alternado é, fazendo-se a correção

para a tensão média segundo a equação de Goodman:

$$\frac{A}{A} + \frac{2 \cdot 489,0}{2 \cdot 965,0} = 1$$

$$\therefore A = 650,0 \text{ N/mm}^2$$

Assim, para o teste o programa foi aplicado a um estado uniaxial de tração

pulsante com tensão máxima de $650,0 \text{ N/mm}^2$, cujo histórico de tensão σ_x foi

definido por uma senóide de amplitude de $325,0 \text{ N/mm}^2$ e média $325,0 \text{ N/mm}^2$, com σ_y

e τ_{xy} iguais a zero. O resultado do cálculo do critério de Dang Van, considerando o

parâmetro " $\alpha = \alpha$ " para a equação do critério, expressão (5.26), apresentada na

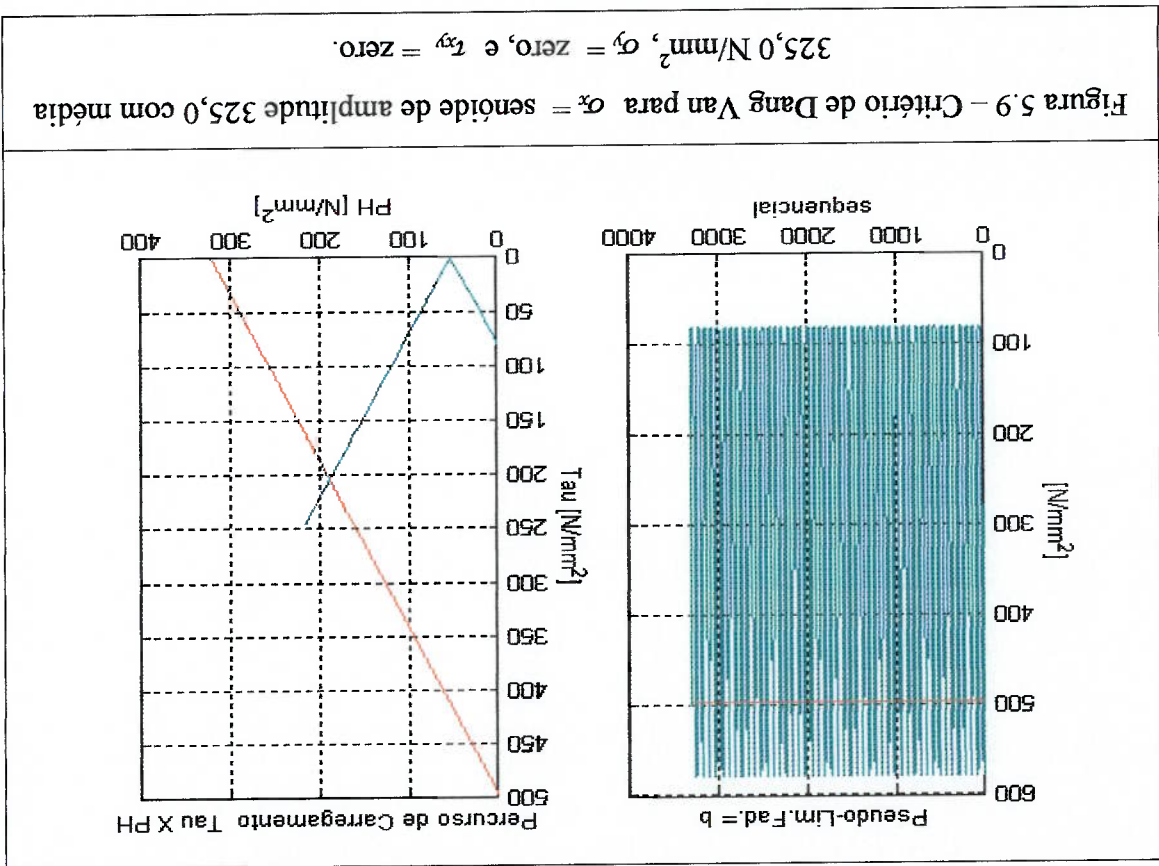
forma do histórico do valor " b " que representa uma "pseudo-tensão limite de fadiga" e

do gráfico do percurso de carregamento $\tau\text{-}p_n$, conforme Figura 5.9, em que é indicada a

linha correspondente ao limite de fadiga na cor vermelha. Neste último, observa-se o

efeito de se calcular a tensão de cisalhamento através das tensões principais, com o que

a tensão de cisalhamento é sempre positiva.



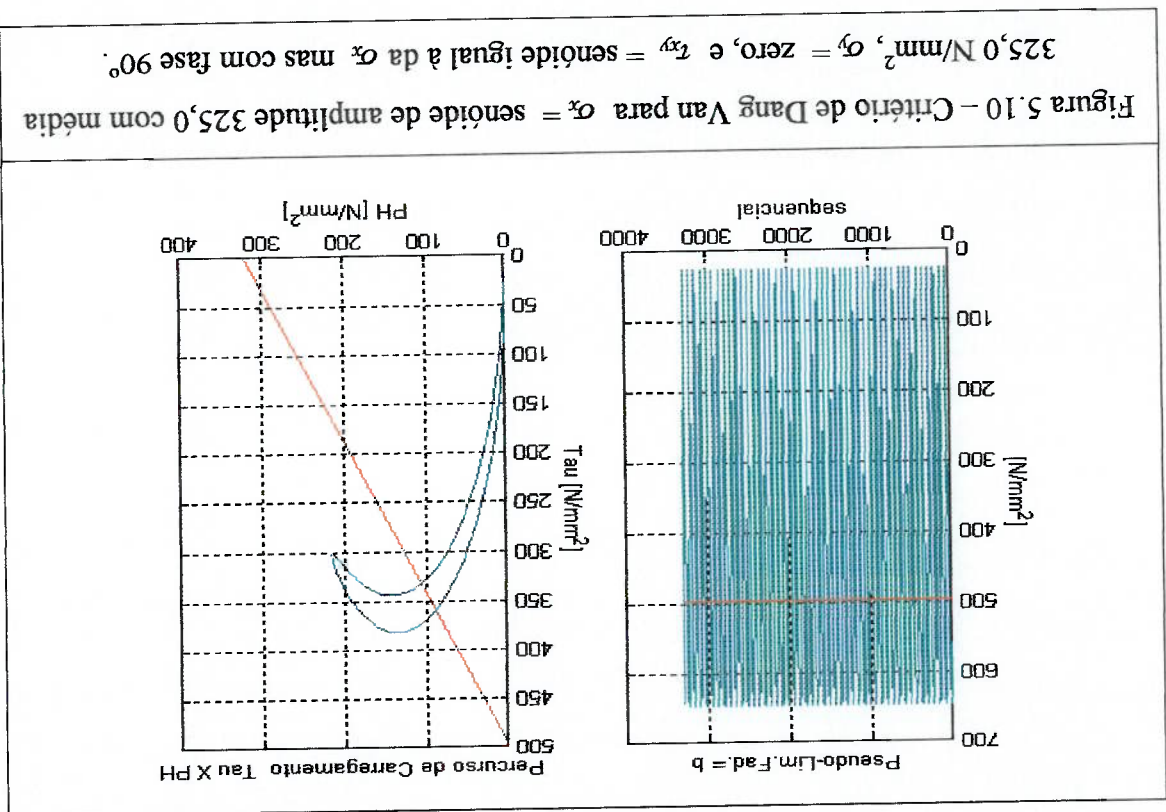
Observa-se que o critério de Dang Van é conservador, uma vez que a linha do carregamento ultrapassa a linha de fronteira do “domínio de fadiga”, ou seja, a linha correspondente ao limite de fadiga corrigido segundo a equação de Goodman.

Aplicando um estado de tensões com os seguintes históricos: tensão σ_x definida

por uma senoide (a mesma do caso anterior), tensão σ_y igual a zero, e tensão τ_{xy} definida pela mesma senoide que σ_x mas com ângulo de fase de 90°, o histórico do valor “b, ou tensão limite de fadiga” e o gráfico do percurso de carregamento τ - P_h ,

resultantes do cálculo do critério de Dang Van, se apresentam conforme Figura 5.10. Nestes gráficos no espaço de tensões τ - P_h , observa-se que a tensão de cisalhamento é sempre positiva.

Nota-se que o carregamento fica mais severo, apresentando um percurso de carregamento que ultrapassa a linha correspondente ao limite de fadiga, de forma mais acentuada que no caso da Figura 5.9.



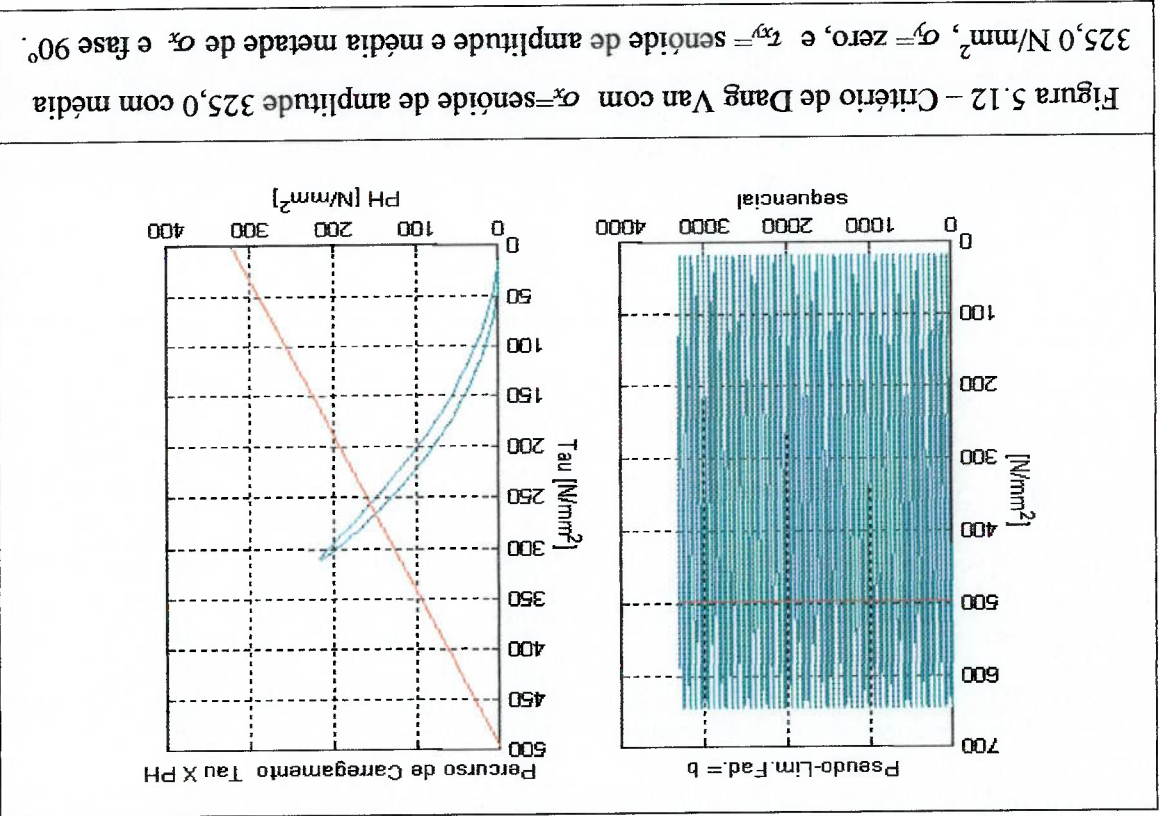
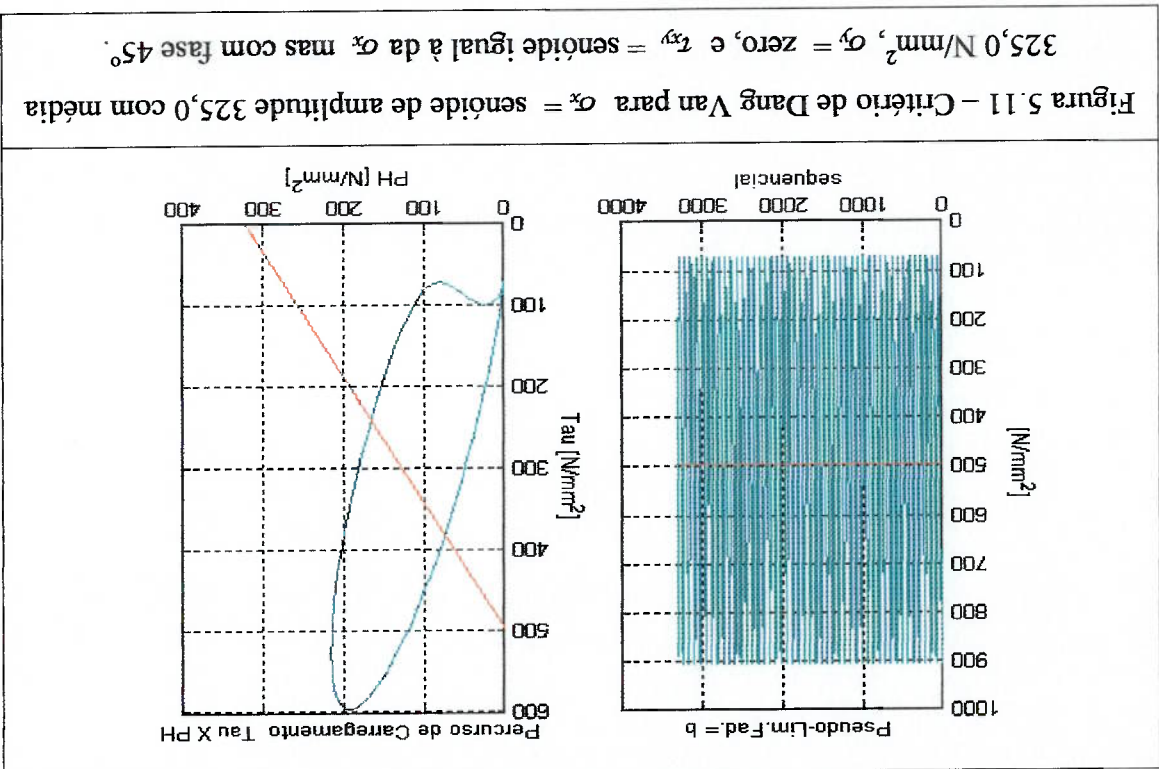
Aplicando agora um estado de tensões com os mesmos históricos do caso anterior, mas alterando apenas a fase da tensão τ_{xy} para 45°, os gráficos com o histórico do valor “b”, ou tensão limite de fadiga” e o percurso de carregamento τ - p_n , resultantes do cálculo do critério de Dang Van, ficam conforme mostrado na Figura 5.11 abaixo.

Observa-se que a severidade do carregamento é ainda maior neste caso que no caso anterior, com ângulo de fase de 90° para a tensão de cisalhamento.

Aplicando outro estado de tensões com os mesmos históricos do caso anterior, mas voltando a fase da tensão τ_{xy} para 90° e alterando sua amplitude, que agora é feita igual a metade da amplitude da tensão α_x , os gráficos com o histórico do valor “b”, ou

tensão limite de fadiga” e o percurso de carregamento τ - p_n , resultantes do cálculo do

critério de Dang Van, ficam conforme mostrado na Figura 5.12 abaixo.

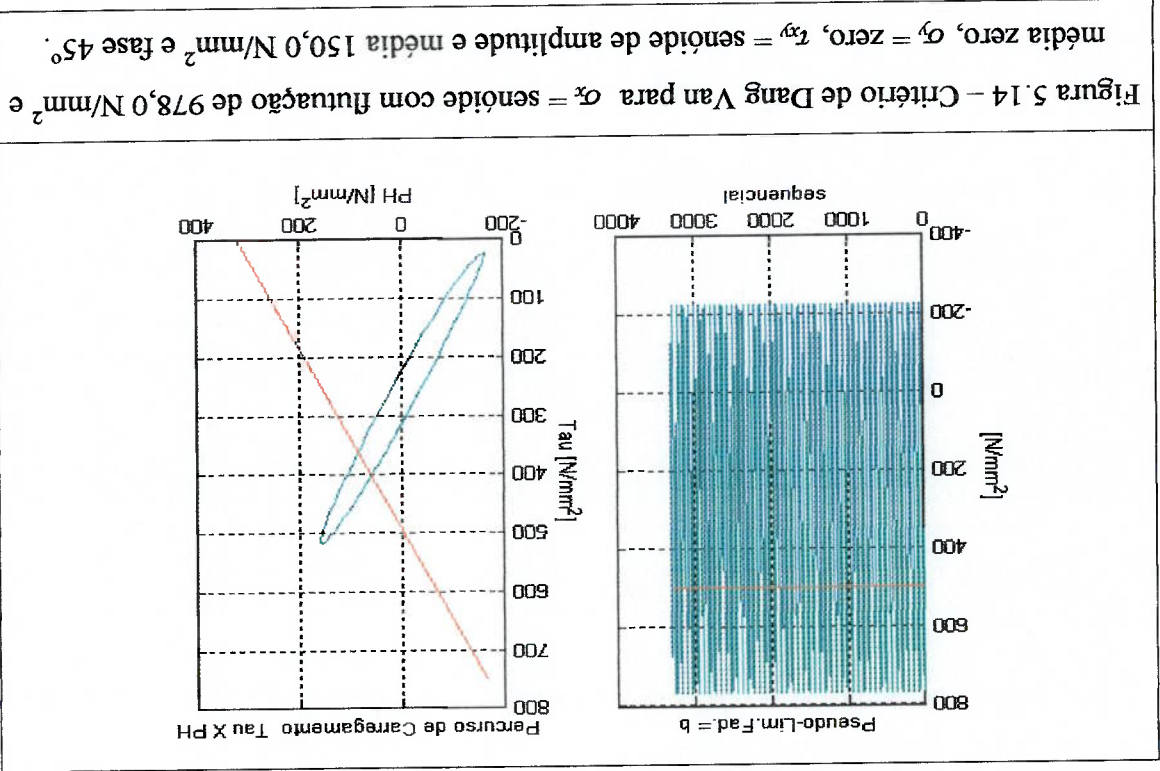
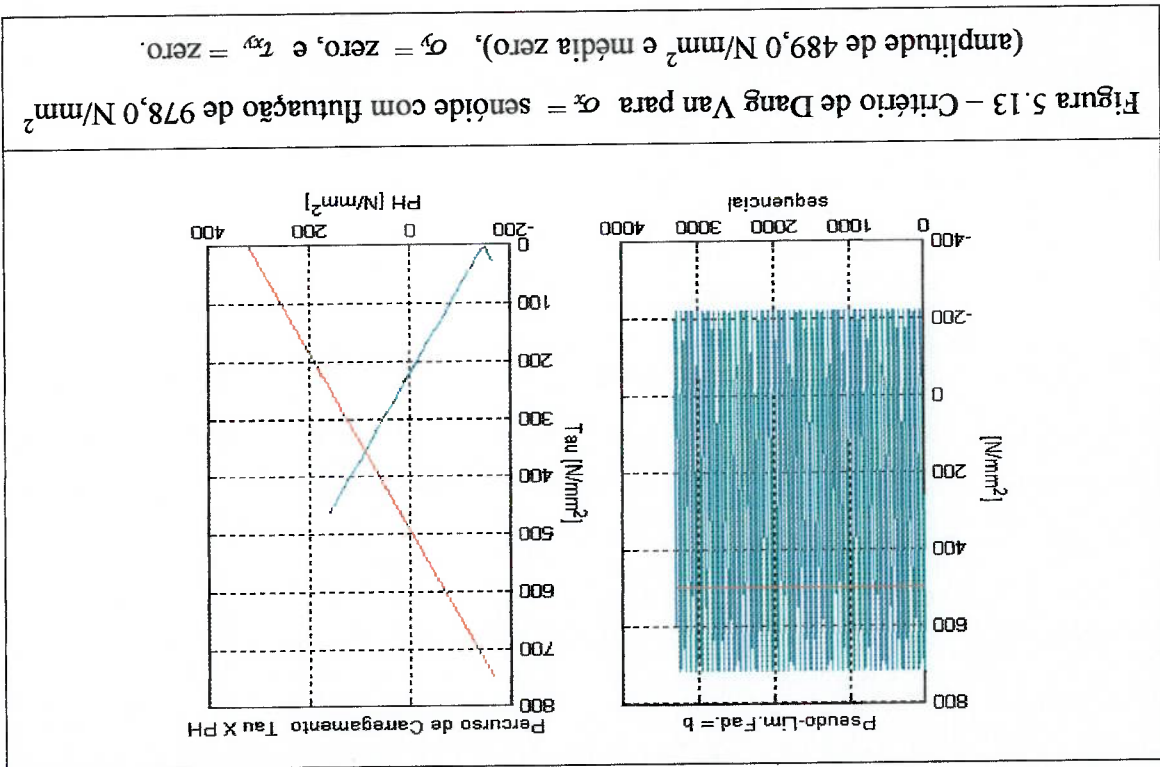


Verifica-se uma grande diminuição da severidade do carregamento, com uma menor região em que este ultrapassa a linha correspondente ao limite de fadiga.

5.5- CALIBRAÇÃO DO CRITÉRIO COM DADOS EXPERIMENTAIS

Uma calibração do critério pode ser feita com o caso do estado de tensão alternado, com o histórico de tensões σ_x feito com uma senóide de amplitude igual ao limite de fadiga de $489,0 \text{ N/mm}^2$ e média zero (flutuação de $978,0 \text{ N/mm}^2$), e os históricos das tensões σ_y e τ_{xy} permanecem iguais a zero. Os gráficos com o histórico do valor de "b" e do percurso de carregamento no espaço de tensões $\tau - p_n$ é apresentado na Figura 5.13, onde se verifica o mesmo efeito de ser este um critério conservativo, pois apresenta uma grande região de ultrapassagem da linha do domínio de fadiga para este carregamento, que é igual ao do limite de fadiga.

A Figura 5.14 apresenta o histórico do valor de "b" e do percurso de carregamento no espaço de tensões $\tau - p_n$ para o mesmo carregamento da Figura 5.12, porém acrescentando um histórico para τ_{xy} , com uma senóide, com fase 45° , de amplitude e média iguais a $150,0 \text{ N/mm}^2$.



Para determinar o quanto conservador é o critério de Dang Van em relação ao limite de fadiga experimental, podemos aplicar um coeficiente redutor às tensões aplicadas senoidalmente nos estados de tensão uniaxial pulsante e alternado.

Para o caso de tensão pulsante, aplicando um coeficiente de 0,862 ao valor de tensão de 650 N/mm², obtemos uma flutuação de 560 N/mm² que, aplicado em regime uniaxial pulsante, com amplitude e média 280 N/mm², temos como resultado os gráficos de “pseudo-limite de fadiga” *b* e de percurso de carregamento da Figura 5.15.

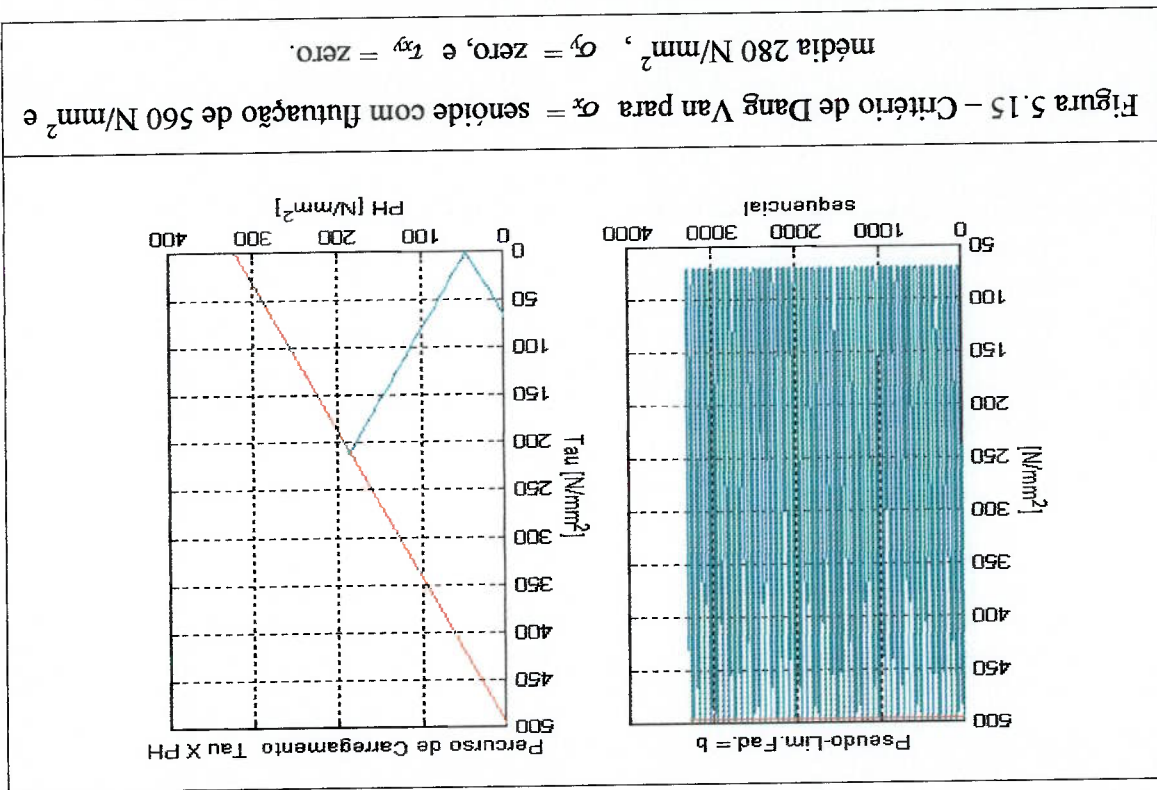


Figura 5.15 – Critério de Dang Van para $\alpha_x = \text{senóide com flutuação de } 560 \text{ N/mm}^2$ e média 280 N/mm^2 , $\alpha_y = \text{zero}$, e $\tau_{xy} = \text{zero}$.

Para o caso de tensão alternada, aplicando um coeficiente de 0,7 à tensão limite de fadiga de 489,0 N/mm², obtemos o valor 342,0 N/mm² que aplicado senoidalmente com amplitude de 342 N/mm² e média zero, em regime uniaxial, temos como resultado os gráficos de “pseudo-limite de fadiga” e de percurso de carregamento da Figura 5.16.

Como se verifica, com o coeficiente redutor igual a 0,7 é alcançada a fronteira do domínio de fadiga, ou seja, o valor de $0,7 \cdot 489,0 = 342,0 \text{ N/mm}^2$ representa o limite

de fadiga para o critério de Dang Van.

No entanto, para o caso de tensão pulsante, o valor da tensão de resistência à fadiga é alcançado com um coeficiente redutor de 0,862, ou seja, com um valor de

tensão igual a $0,862 \cdot 650,0 = 560,0 \text{ N/mm}^2$. Esta diferença é devida à utilização da

equação de Goodman para a correção pela tensão média.

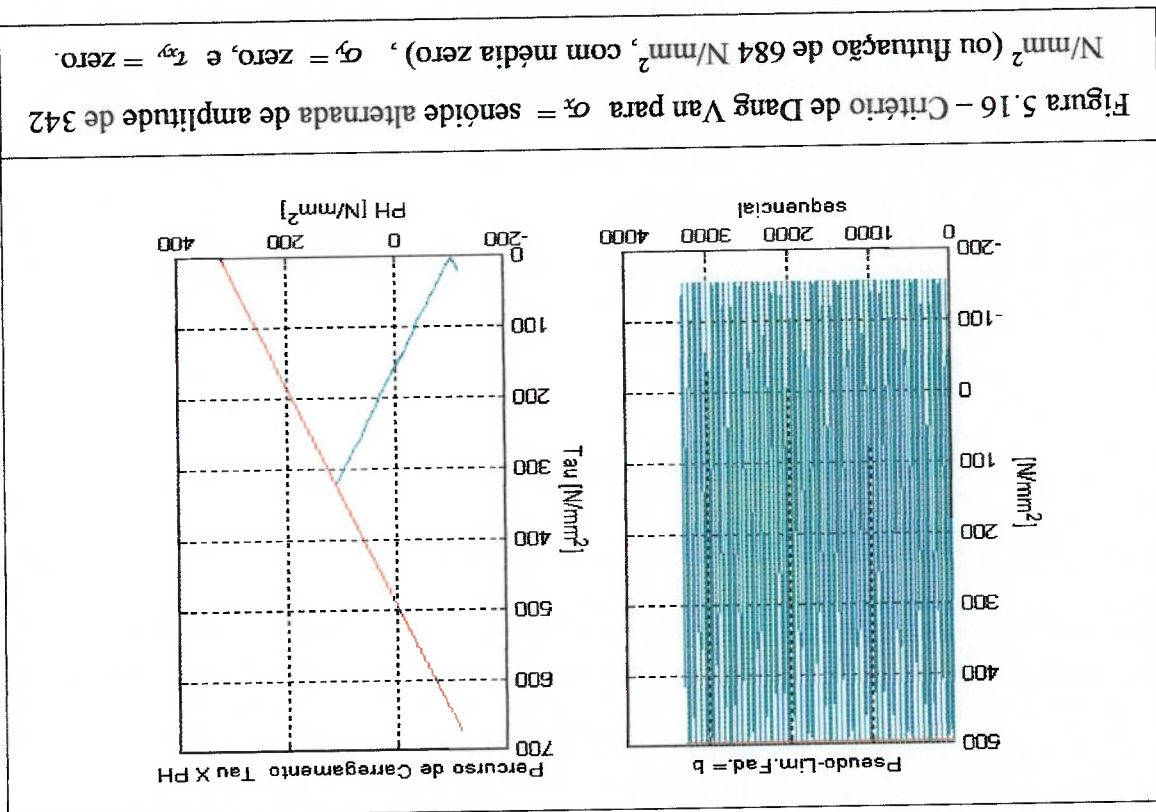


Figura 5.16 – Critério de Dang Van para $\sigma_s =$ senóide alternada de amplitude de 342 N/mm^2 (ou flutuação de 684 N/mm^2 , com média zero), $\sigma_y =$ zero, e $\tau_{xy} =$ zero.

De fato, se for feita a correção de tensão média para o regime de tensão pulsante usando a equação de Gerber, que é o critério mais adequado para materiais dúcteis (como é o caso do aço de baixo e médio carbono) obtemos a tensão de resistência à fadiga equivalente (equação de Gerber, expressão 2.14):

$$\sigma_a = \sigma_s \cdot [1 - (\sigma_m / S_u)^2] \quad \text{com} \quad \sigma_a = \sigma_m :$$

$$\sigma_a = 489,0 \cdot [1 - (\sigma_m / 965,0)^2] \text{ []}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 403,0 \text{ N/mm}^2, \text{ ou seja, } \sigma_{flutuação} = 806,0 \text{ N/mm}^2.$$

O valor de resistência à fadiga em regime pulsante encontrado nos gráficos da

Figura 5.15, de 560 N/mm^2 , corresponde a um coeficiente redutor de 0,695:

$$\sigma_{flutuação-REDUÇÃO=0,695} = 0,695 \cdot 806,0 = 560,0 \text{ N/mm}^2$$

que é praticamente o mesmo coeficiente redutor encontrado para o limite de fadiga.

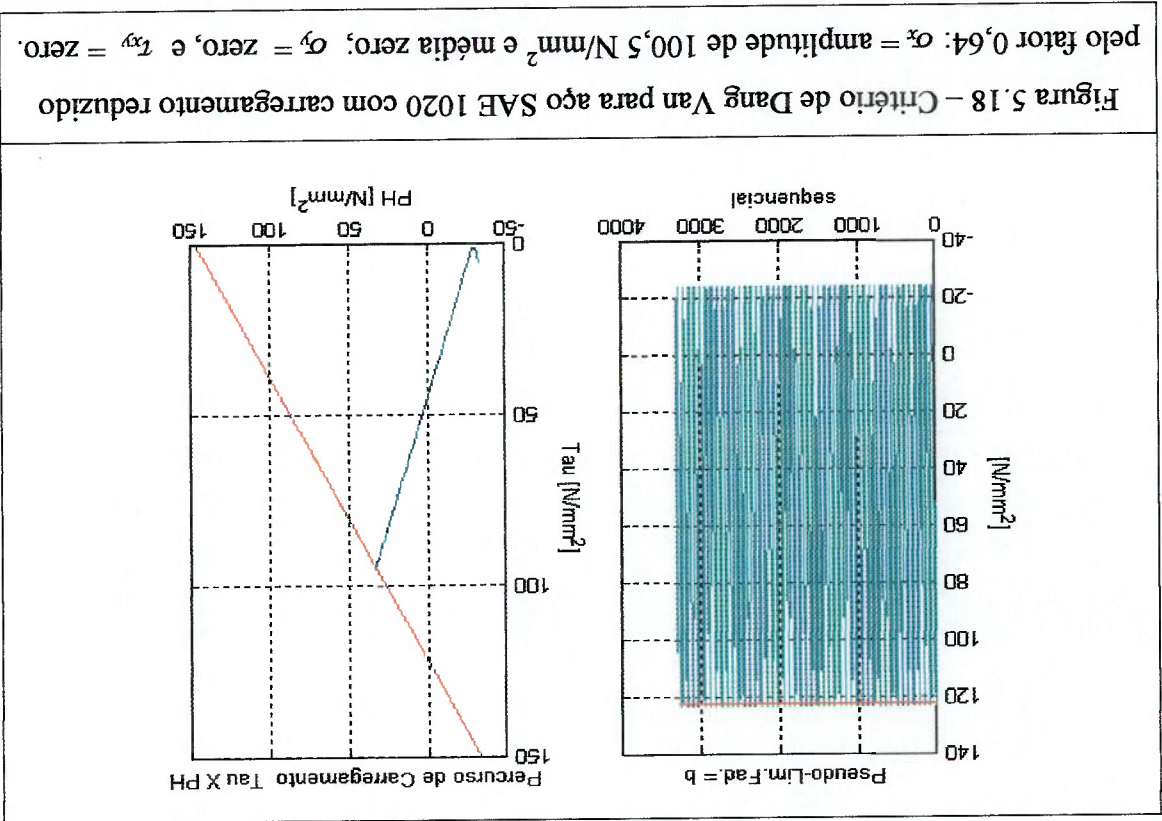
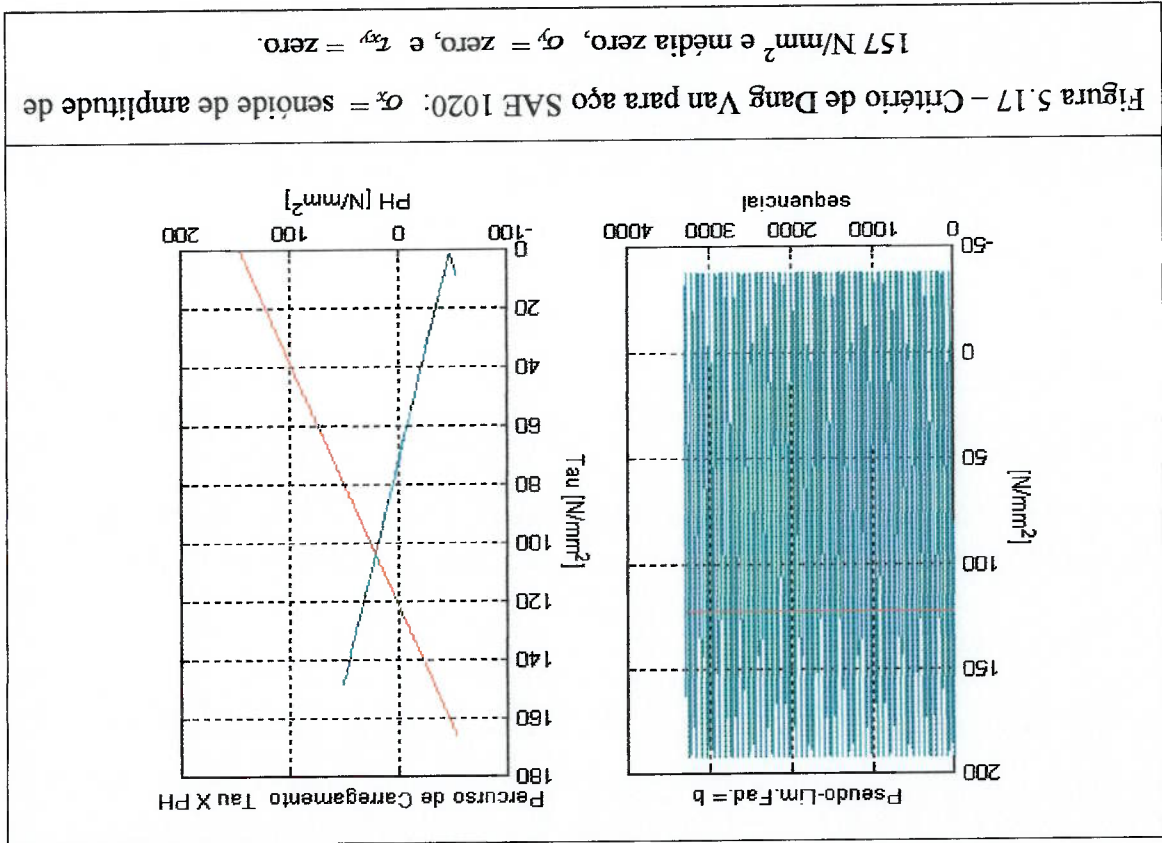
Como verificação deste "coeficiente redutor" identificado no teste acima, foram feitos testes com os materiais: SAE 1020, SAE 1045 e SAE 4340, com propriedades experimentais conforme SAE J1099 indicadas na Tabela 5.1.

Os coeficientes " α " e " β " da expressão (5.27) do critério de Dang Van são calculados conforme as expressões (5.28) e (5.29), e são indicados na Tabela 5.1 para os materiais considerados.

Tabela 5.1 Materiais e propriedades de fadiga para o critério de Dang Van

SAE spec.	BHN	σ_u	σ_f	α	β	β/α	Coef. Red
4340	350	1241	549	1,1900289	492,3	413,7	0,67
1045	225	724	309	1,1168675	269,5	241,3	0,66
1020	108	441	157	0,8292253	121,9	147,0	0,64

Para o aço SAE 1020, a simulação do estado uniaxial de tensões do ensaio experimental, com a aplicação de um carregamento senoidal de amplitude 157,0 N/mm², resulta no gráfico do carregamento no espaço de tensões da Figura 5.17, em que se verifica que a fronteira do domínio de fadiga é ultrapassada. Para restringir a linha do carregamento ao domínio de fadiga, é necessário aplicar ao carregamento um coeficiente redutor de 0,64, conforme indicado na Tabela 5.1, resultando no gráfico apresentado na Figura 5.18.



Analogamente, para o aço SAE 1045 é aplicado um carregamento uniaxial senoidal de amplitude de 309,0 N/mm², resultando no gráfico do carregamento no espaço de tensões da Figura 5.19, com a ultrapassagem do domínio de fadiga. Para restringir a linha do carregamento ao domínio de fadiga, é necessário aplicar um coeficiente redutor ao carregamento, conforme indicado na Tabela 5.1, de 0,66, resultando no gráfico apresentado na figura 5.20.

Da mesma forma, para o aço SAE 4340 é aplicado um carregamento uniaxial senoidal de amplitude de 549,0 N/mm², resultando no gráfico do carregamento no espaço de tensões da Figura 5.21, com a ultrapassagem do domínio de fadiga. Para restringir a linha do carregamento ao domínio de fadiga, é necessário aplicar um coeficiente redutor, conforme indicado na Tabela 5.1, de 0,67 ao carregamento, resultando no gráfico apresentado na figura 5.22.

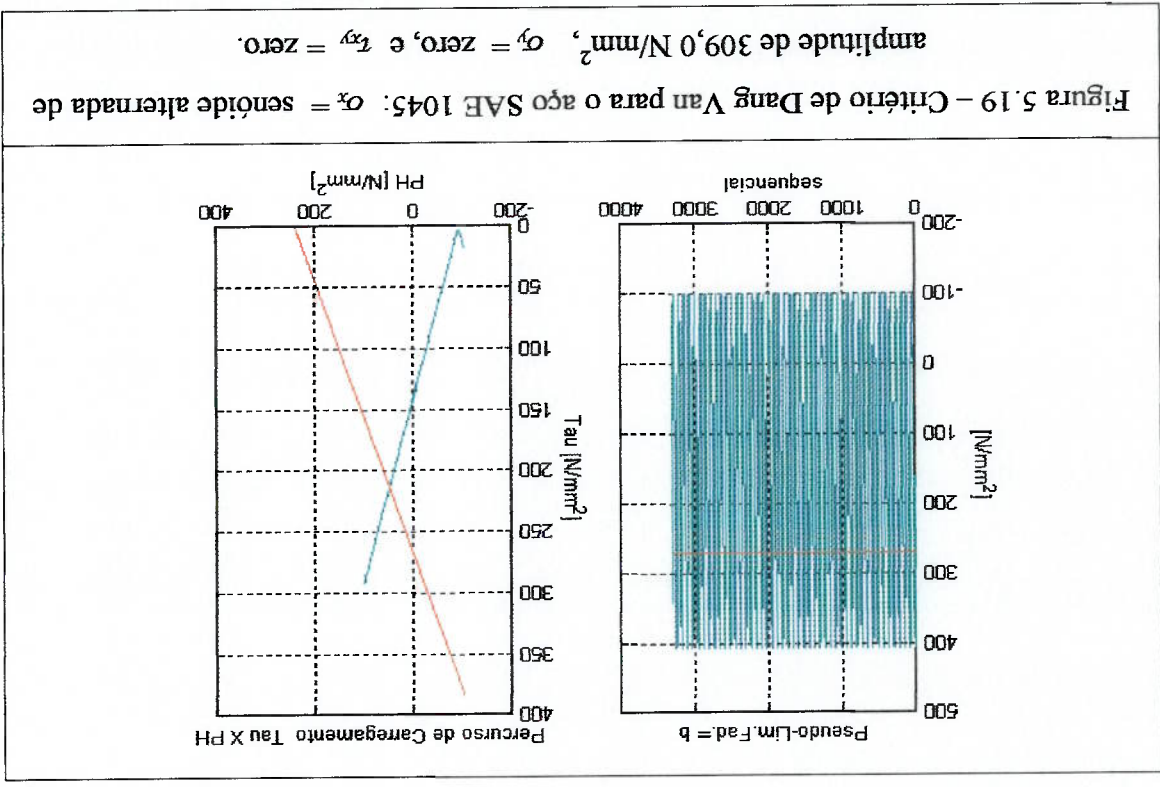


Figura 5.20 – Critério de Dang Van para aço SAE 1045 com carregamento reduzido pelo fator 0,66: σ_x = amplitude de 204,0 N/mm², σ_y = zero, e τ_{xy} = zero.

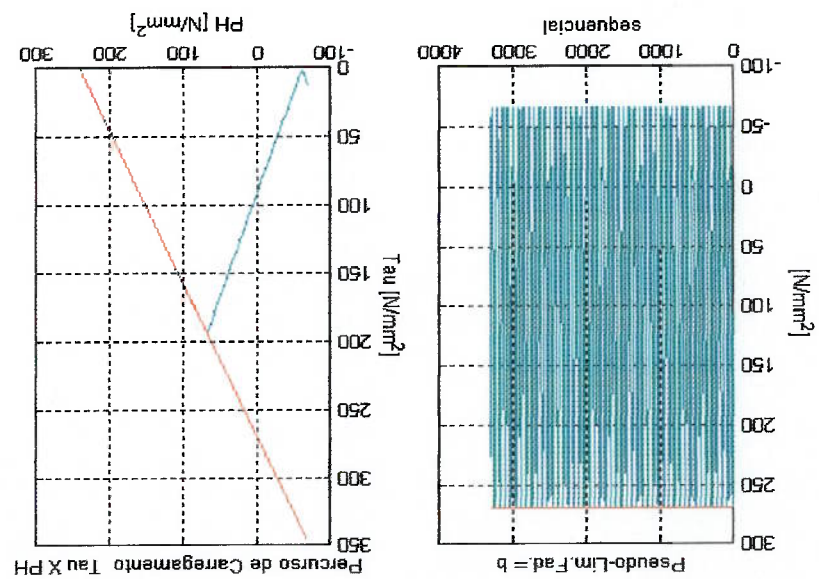
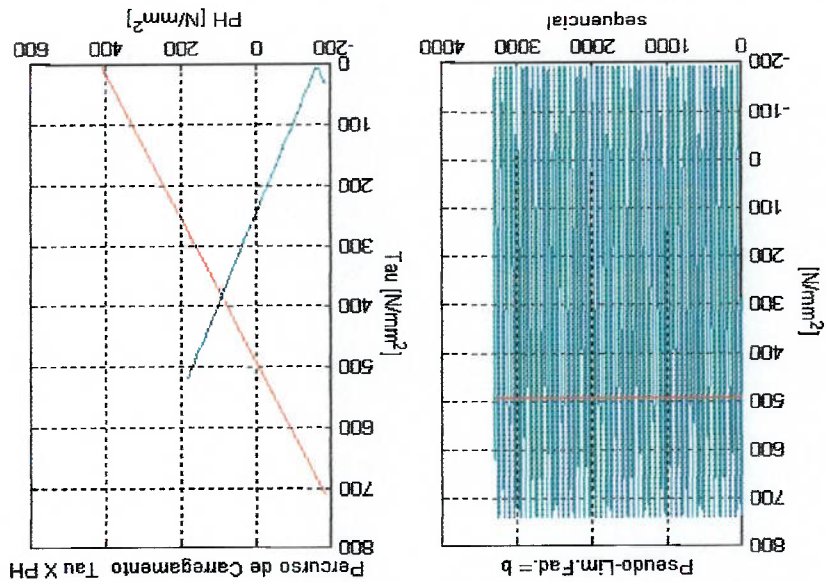
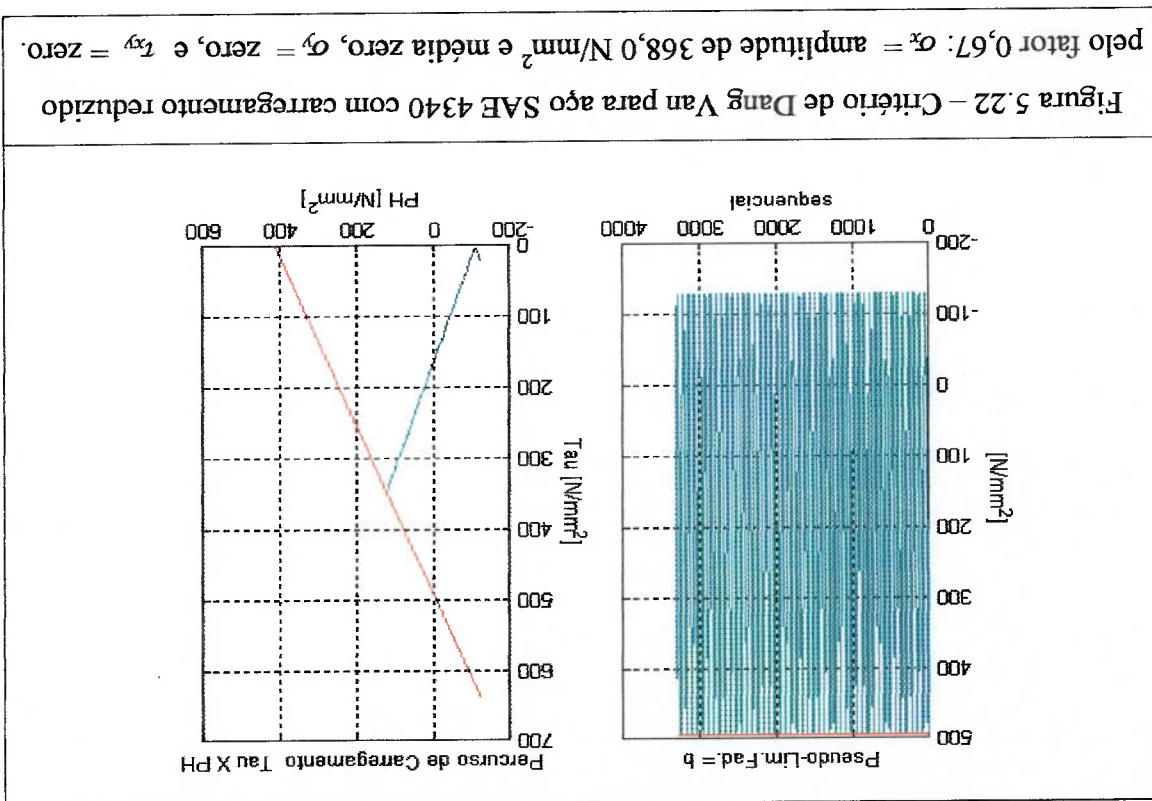


Figura 5.21 – Critério de Dang Van para aço SAE 4340 com carregamento = limite de fadiga: σ_x = amplitude de 549 N/mm² e média zero, σ_y = zero, e τ_{xy} = zero.





Assim, com a simulação do critério de Dang Van para os aços SAE 1020, 1045 e 4340, verifica-se que é necessário um coeficiente redutor de 0,67, em média, a ser aplicado ao carregamento correspondente ao do ensaio de fadiga uniaxial, para que o gráfico do percurso de carregamento no espaço de tensões τ - ϕ seja equivalente ao resultado do limite de fadiga obtido experimentalmente, de acordo com o domínio de fadiga do critério de Dang Van.

Capítulo 6 - ESTUDO DE CASO

6.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O critério de falha de fadiga de Dang Van, conforme comentado nos capítulos de fadiga multiaxial e do algoritmo de implementação (capítulos 3 e 5, respectivamente), é aqui utilizado para uma aplicação automobilística, referente a uma análise de Elementos Finitos de um modelo de caminhão.

A análise transitiente por superposição modal efetua a simulação do veículo trafegando por uma pista de testes à velocidade de 10 m/s, cujo resultado é a listagem das tensões no elemento considerado, em cada instante da discretização do intervalo de tempo da simulação.

A aplicação é enfocada em uma região da travessa frontal do chassi do veículo, a qual é fixado o para-choques, região esta que é identificada como crítica para a falha por trinca de fadiga através do cálculo do valor “*rms*” (valor médio quadrático) do histórico de tensões equivalentes de *von Mises*, referente ao intervalo de tempo da simulação.

6.2 - MODELO EM ELEMENTOS FINITOS DO VEÍCULO

O modelo utilizado nas análises é o de um chassi de um caminhão comum de capacidade média, de dois eixos. A simulação dinâmica do veículo trafegando por uma pista de testes requer a representação da rigidez e da massa dos componentes, para isso, foi utilizado um modelo simplificado do caminhão completo, ligando ao modelo do chassi a suspensão, por onde “entra” a excitação da pista, e representando os

componentes e implementos montados ao chassi através de suas massas. Na modelagem são utilizadas as seguintes representações:

a) as chapas são representadas por elementos de casca, ou *"shell"*, aos quais são associadas as propriedades do material da chapa e sua espessura;

b) os eixos, os parafusos de fixação, as soldas-ponto, os feixes de mola da suspensão primária, as barras de torção, são representados por elementos de

barras, aos quais são associadas as respectivas propriedades de inércia da seção e do material. Os "parafusos" são ligados à casca que modela a chapa através de elementos rígidos (*"rbe"*, de *"rigid body element"*), e os "pontos de solda", tendo o valor do momento de inércia de torção do elemento de barra feito igual a

zero, são ligados diretamente aos nós da casca que modela a chapa, para os quais não é definido o grau de liberdade de rotação no eixo perpendicular ao plano do elemento. Os elementos de "feixe de molas" têm propriedades de inércia da seção correspondentes às respectivas dimensões reais e às curvas elásticas dos

componentes;

c) as molas helicoidais da suspensão, os pneus, os coxins, são representados por elementos de mola, ou *"spring"*, com as constantes de rigidez definidas através das respectivas curvas elásticas;

d) os amortecedores são representados por elementos de amortecimento viscoso, com constante de amortecimento definida pelo ensaio do componente;

e) elementos de massa, que representam as propriedades de massa de componentes simplificados e/ou secundários, tais como o conjunto motor-diferencial, as rodas, a cabina com motorista(s).

A Figura 6.1 (a) apresenta o modelo utilizado, que corresponde a um caminhão como o ilustrado na Figura 6.1(b), com a indicação de alguns componentes.

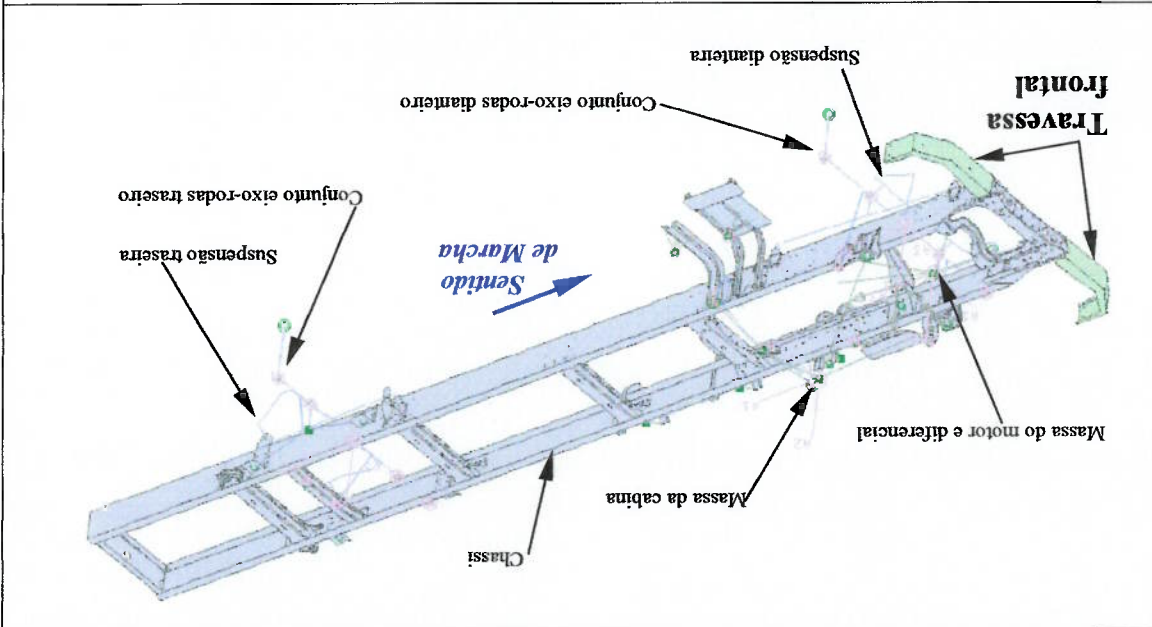


Figura 6.1 (a) – Modelo EF do caminhão.

Figura 6.1 (b) – Ilustração de caminhão conforme modelo em Elementos Finitos.

6.3 - ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

A simulação do veículo trafegando na pista de testes foi feita através da análise transiente por superposição modal, solução SOL 112 do “solver” NASTRAN.

Para esta análise foi considerada a faixa de frequências de 0 a 130 Hz para o cálculo dos modos de vibrar da estrutura, ou seja, do caminho completo, dentre os quais são característicos os modos de “corpo rígido”, ou seja, os movimentos vibracionais dos sistemas caminhão-suspensão e eixos-suspensão-pneus. Estes últimos se referem às frequências naturais dos eixos, para as quais é máximo o valor da transmissibilidade das excitações provenientes do piso para a estrutura do veículo. Para a pesquisa dos autovalores (frequências modais) é utilizado o método de Lanczos.

A base de frequências especificada na análise é de zero a 130 Hz, no entanto os modos mais significativos do veículo normalmente estão na faixa de zero a 40 Hz, além do que a energia presente no sinal de excitação é desprezível para frequências acima de 40 Hz (vide Figura 6.2).

A excitação de pista é introduzida na análise através de deslocamentos impostos aos pneus (movimento de base). Como o *software* MSC/NASTRAN disponível não apresenta um método completamente automático para prescrever movimento forçado em dinâmica, é utilizado o método das grandes massas para especificar a aplicação de forças correspondentes ao deslocamento imposto, em conjunto com um fator de escala para compensar a magnitude das grandes massas no resultado. Como a acuracidade desta aproximação aumenta com o valor das grandes massas, é recomendado por BLAKELY (1993) que este valor seja aproximadamente 10^6 vezes o valor da massa total da estrutura, proporcionando aproximadamente 6 dígitos de acuracidade numérica. A utilização do método requer apenas a aplicação de grandes massas aos graus de liberdade onde o movimento será imposto, as quais não influenciam nos modos de vibração do veículo, e a aplicação dos respectivos deslocamentos com o fator de escala correspondente ao valor da grande massa.

A alternativa ao método das grandes massas, no *software* MSC/NASTRAN, é o método dos multiplicadores de Lagrange, que requer a adição de variáveis extras, usadas como variáveis de força para as funções de entrada e como coeficientes para equações que restringem as funções de entrada aos pontos nos quais os movimentos forçados são aplicados. Este é um método completamente automático e exato, que porém, segundo BLAKELEY (1993), não deve ser usado com o método de superposição modal.

Com o método das grandes massas, é aplicada uma massa de 10^8 kg em cada pneu, para cada grau de liberdade de translação. O perfil da pista discretizada é o deslocamento imposto aos pneus na direção vertical, e uma fração deste perfil corresponde ao deslocamento imposto aos pneus nas direções longitudinal e transversal. A distância entre-eixos do veículo é especificada como um atraso para o sinal de entrada nos pneus traseiros em relação aos pneus dianteiros.

Foi estabelecido um amortecimento estrutural uniforme para todo o modelo, com coeficiente de amortecimento $\xi = 0,0325$, ou seja, de 3,25% do amortecimento crítico, correspondente à calibração dos resultados obtidos através da simulação, com os resultados obtidos através dos ensaios de veículos na pista de testes.

6.4 - PISTA DIGITALIZADA

A pista é representada através da discretização do seu perfil no plano X-Z (o eixo X, das abcissas, correspondente ao eixo longitudinal do veículo, e o eixo Z, das ordenadas, correspondente ao eixo vertical do veículo), correspondendo a um perfil da pista para os pneus do lado esquerdo e outro perfil da pista para os pneus do lado

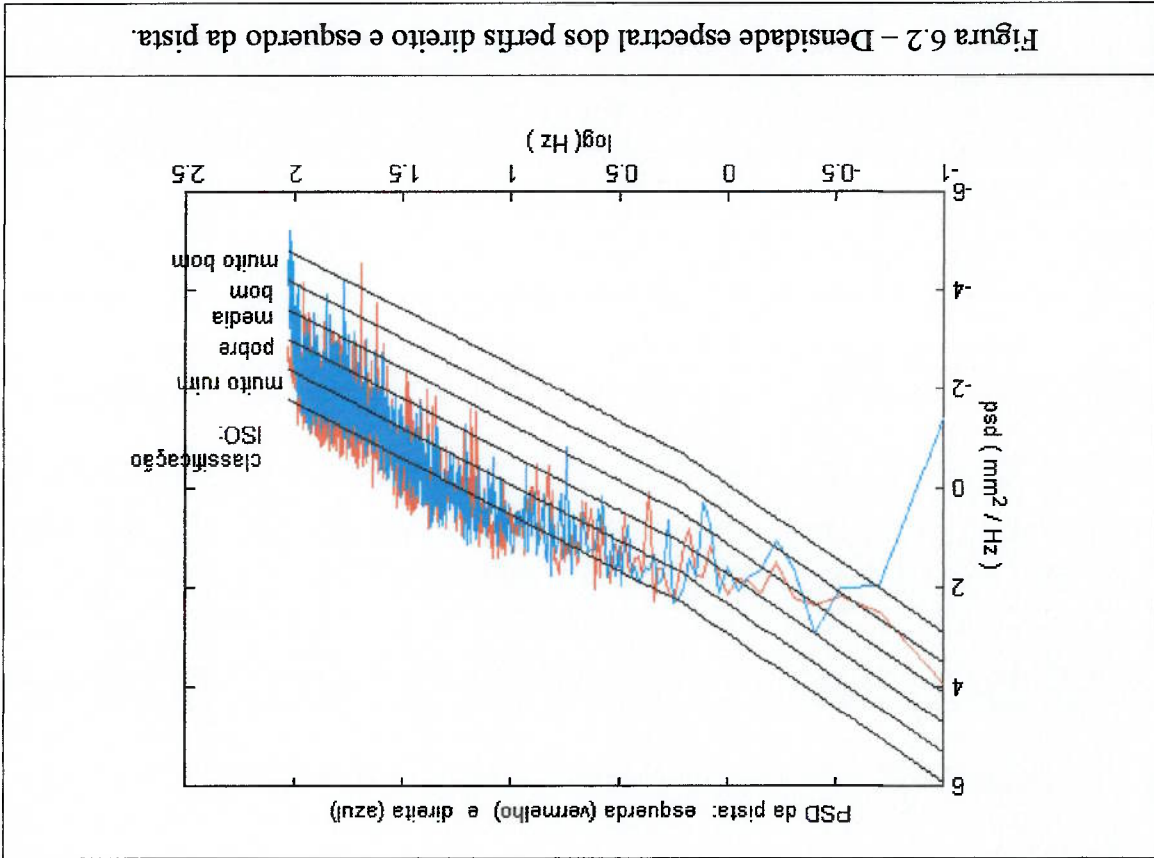
direito. A discretização é feita em 2180 pontos igualmente espaçados no eixo X, com passo de 46,5 mm, e as correspondentes ordenadas no eixo Z.

A descrição espectral do perfil da pista é apresentada na Figura 6.2, com a “PSD” (de “power spectral density”, ou densidade espectral de potência) do perfil da pista para os pneus do lado direito e do perfil da pista para os pneus do lado esquerdo.

A severidade representada pela imposição deste perfil de pista como solicitação

de deslocamento nos pneus do veículo pode ser avaliada através da comparação das suas “PSD’s”, na Figura 6.2, com as faixas de classificação ISO para a qualidade da pista relacionada à densidade espectral do seu perfil, segundo CEBON (1999). Observa-se que as “PSD’s” do lado direito e esquerdo apresentam uma diferença, que pode ser em parte creditada à discretização do sinal de pista, a partir da qual foram geradas as

mesmas.



Do gráfico da Figura 6.2 observa-se que para a faixa de frequências de 3 Hz até 100 Hz, aproximadamente, a pista de testes utilizada apresenta uma qualidade pior que a classificação "muito ruim" da norma ISO.

Esta constatação reflete a prática nas indústrias automotivas de se desenvolver procedimentos para assegurar a durabilidade dos veículos antes da sua liberação para o mercado, através de pistas de testes construídas para simular a utilização severa do veículo e fazer um teste acelerado de durabilidade em uma série de protótipos, associando uma dada durabilidade em utilização normal a uma certa quilometragem percorrida na pista de testes.

6.5 - ESCOLHA DA REGIÃO DO MODELO

Com a simulação na pista de testes, a resposta de cada elemento, em termos de tensões, é obtida na forma de um histórico de tensões, ou seja, dos valores de tensões em cada instante da discretização, uma vez que o trecho de pista percorrido corresponde a um período de tempo que é discretizado em "time-steps". Este histórico de tensões componentes, transformado em histórico das tensões equivalentes de *von Mises*, permite que seja calculado, para cada elemento, o valor "rms", ou seja, o valor da tensão média quadrática, expressão (6.1), do histórico de tensões equivalentes de *von Mises*, conforme SAE (1997).

$$\sigma_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \sigma_{eq}^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sigma_{eq}^2} \quad (6.1)$$

O valor "rms" de tensões constitui uma medida do desvio-padrão das tensões em cada elemento (FUCHS (1980)), e é utilizado neste estudo como um valor orientativo.

A Figura 6.3 apresenta o mapa de cores dos valores "rms" das tensões, para cada elemento da travessa frontal, com indicação do valor máximo para cada lado da travessa.

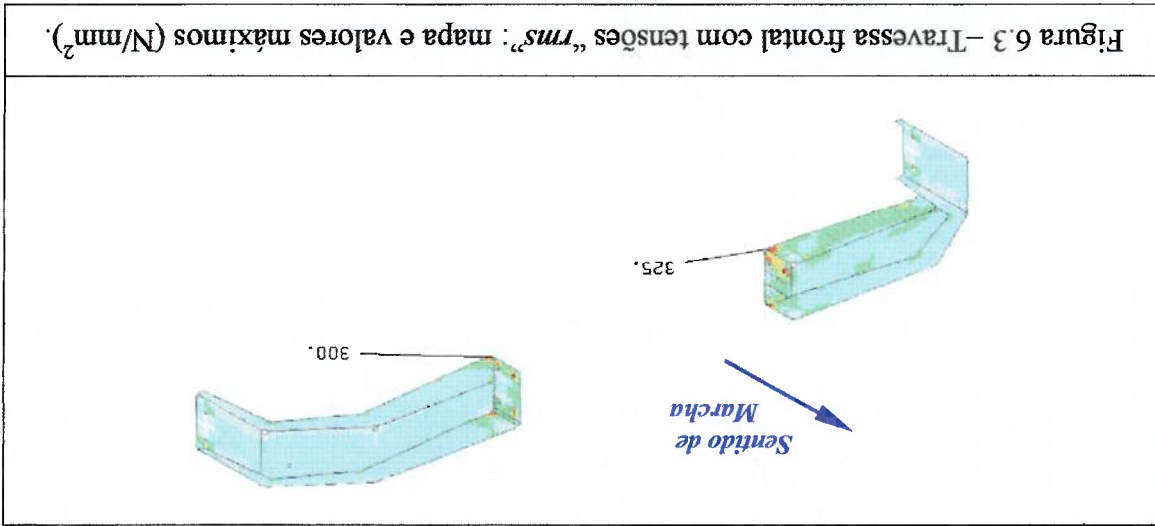


Figura 6.3 – Travessa frontal com tensões "rms": mapa e valores máximos (N/mm²).

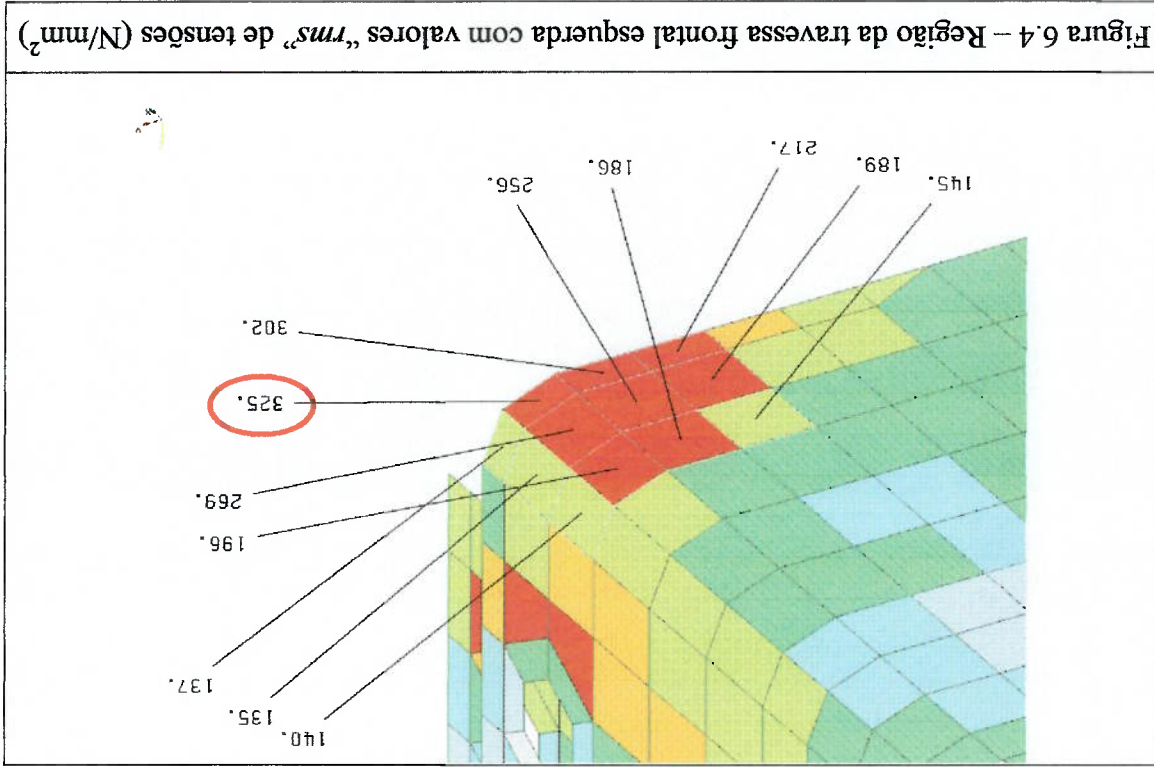
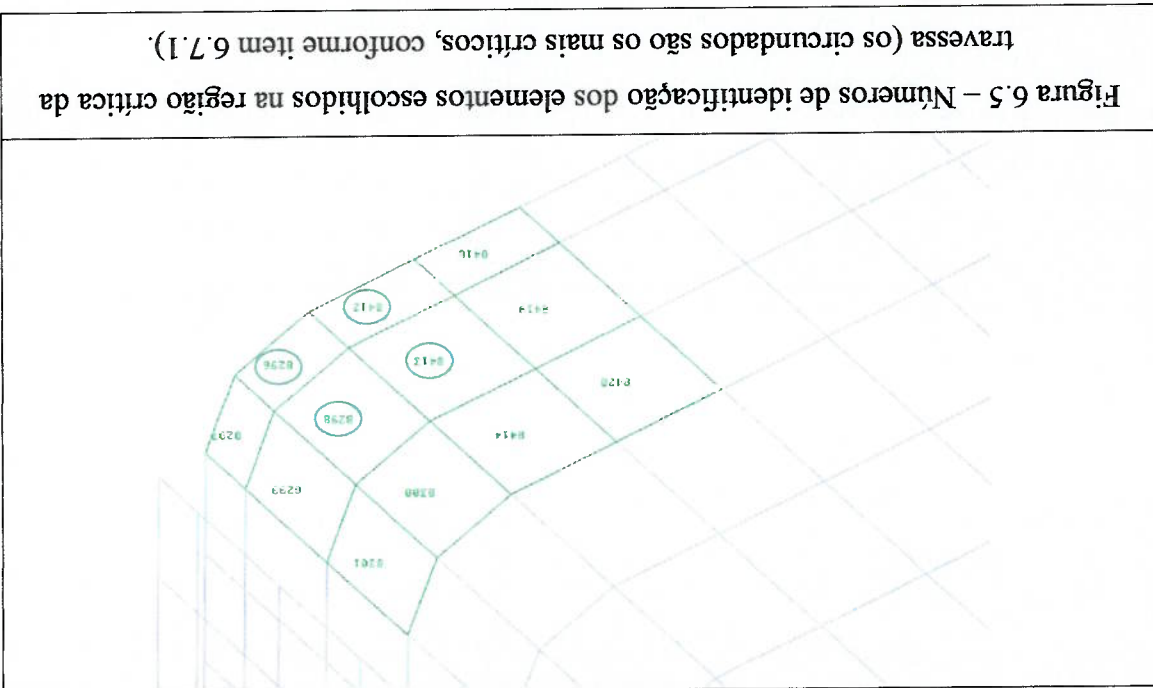


Figura 6.4 – Região da travessa frontal esquerda com valores "rms" de tensões (N/mm²).

Para o presente cálculo de probabilidade do componente não apresentar vida infinita através do critério de Dang Van, foi escolhida a região da travessa frontal que apresentou o máximo valor "rms" de tensão, ou seja, o local com valor "rms" de tensão

igual a 325 N/mm^2 no lado esquerdo da travessa frontal. Esta região está detalhada na Figura 6.4, que mostra os valores "rms" de tensão, em unidades N/mm^2 , para os elementos escolhidos para avaliação da probabilidade de ocorrência de falha por fadiga, identificados pelos seus números na Figura 6.5.



6.6 - PROPRIEDADES DO MATERIAL

A região escolhida para a aplicação do critério de Dang Van encontra-se na travessa frontal, componente do chassis do veículo que é construído a partir de chapa de aço. O material desta chapa é G10350 – UNS (\approx DIN St 44-2), com propriedades:

Limite de resistência à tração, $\sigma_u = 494,0 \text{ N/mm}^2$;

Limite de escoamento, $\sigma_y = 270,0 \text{ N/mm}^2$;

Módulo de Young, $E = 207.000,0 \text{ N/mm}^2$;

Coefficiente de Poisson, $\nu = 0,30$;

Limite de fadiga, $\sigma_f = 190,0 \text{ N/mm}^2$;

Este valor de limite de fadiga é determinado para o carregamento de tração-compressão reverso uniaxial, ou seja, com razão de carregamento $R = -1$, através de razão de fadiga igual a 0,50 e fator de acabamento superficial igual a 0,77, para levar em consideração a qualidade da superfície da chapa de aço laminada a frio (conforme Figura 2.13). Conforme expressões 2.5 e 2.17, adotando o valor 1,0 para os demais fatores de modificação, determina-se o valor do limite de fadiga do componente:

$$\sigma_f = 0,50 \sigma_u C_{acab.superf.} = 0,50 \cdot 494,0 \cdot 0,77$$

$$\sigma_f = 190,0 \text{ N/mm}^2$$

Este valor corresponde a uma confiabilidade de 50% ($C = 0,50$), ou seja, é o

limite médio de fadiga.

Os parâmetros “ α ” e “ β ” do critério de Dang Van (expressão 5.27) são

determinados a partir do limite de fadiga, com as relações (5.28) e (5.29),

respectivamente.

i) Tensão alternada: $\sigma_f = 190,0 \text{ N/mm}^2$

Neste caso, o percurso de carregamento vai de $-\sigma_f$ a $+\sigma_f$ (Figura 6.6).

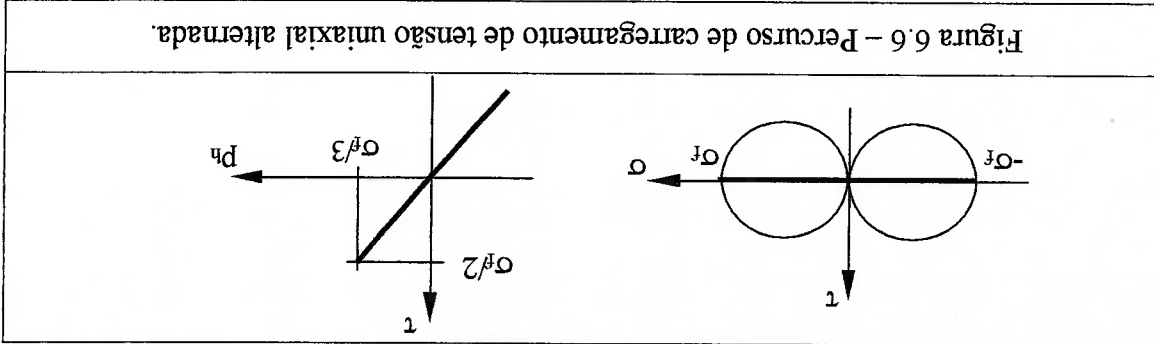


Figura 6.6 – Percurso de carregamento de tensão uniaxial alternada.

Para o ponto de máxima tensão de cisalhamento: $\beta = \sigma_f/2 + \alpha (\sigma_f/3)$ [1]

ii) Tensão pulsante: $\sigma_0 =$ tensão de resistência à fadiga com $R = 0$

Da equação de Goodman: $\sigma_0 / 2 = \sigma_f (1 + \sigma_f / \sigma_u)$ [II]

Neste caso, o percurso de carregamento vai de zero a $+\sigma_0$ (Figura 6.7).

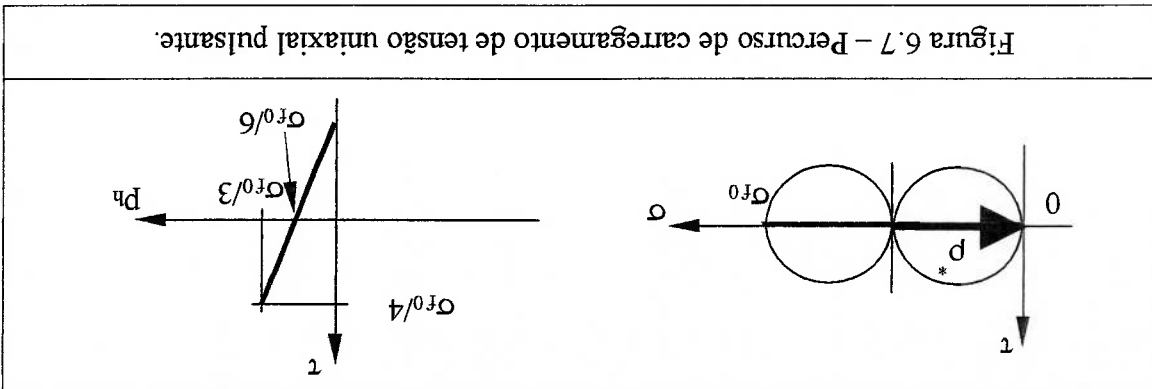


Figura 6.7 - Percurso de carregamento de tensão uniaxial pulsante.

Para o ponto de máxima tensão de cisalhamento: $\beta = \sigma_0/4 + \alpha (\sigma_0/3)$ [III]

De I, II, e III, determina-se as expressões (5.28) e (5.29), reproduzidas abaixo:

$$\alpha = (3 \sigma_f) / [2 \sigma_u (1 - \sigma_f / \sigma_u)]$$

$$\beta = \sigma_f / [2 (1 - \sigma_f / \sigma_u)]$$

Substituindo nestas expressões os valores:

$$\sigma_u \text{ MÍNIMO} = 440,0 \text{ N/mm}^2, \text{ e } \sigma_f = 190,0 \text{ N/mm}^2, \text{ obtêm-se:}$$

$$\alpha = 1,14$$

$$\beta = 167,2 \text{ N/mm}^2$$

6.7 - RESULTADOS

O histórico de tensões dos elementos selecionados (conforme Figura 6.5) foi

tratado de diferentes formas para analisar o problema da probabilidade de ocorrência de

falha por fadiga, empregando-se o método da análise espectral e um método de tensões multiaxiais, mais especificamente o critério de Dang Van.

As duas abordagens são efetuadas para se obter a "pdf" ("probability density function", ou função densidade de probabilidade) das tensões, para o cálculo da probabilidade de componente apresentar vida finita, em função do limite de fadiga considerado.

6.7.1 - APLICAÇÃO DO CRITÉRIO DE DANG VAN

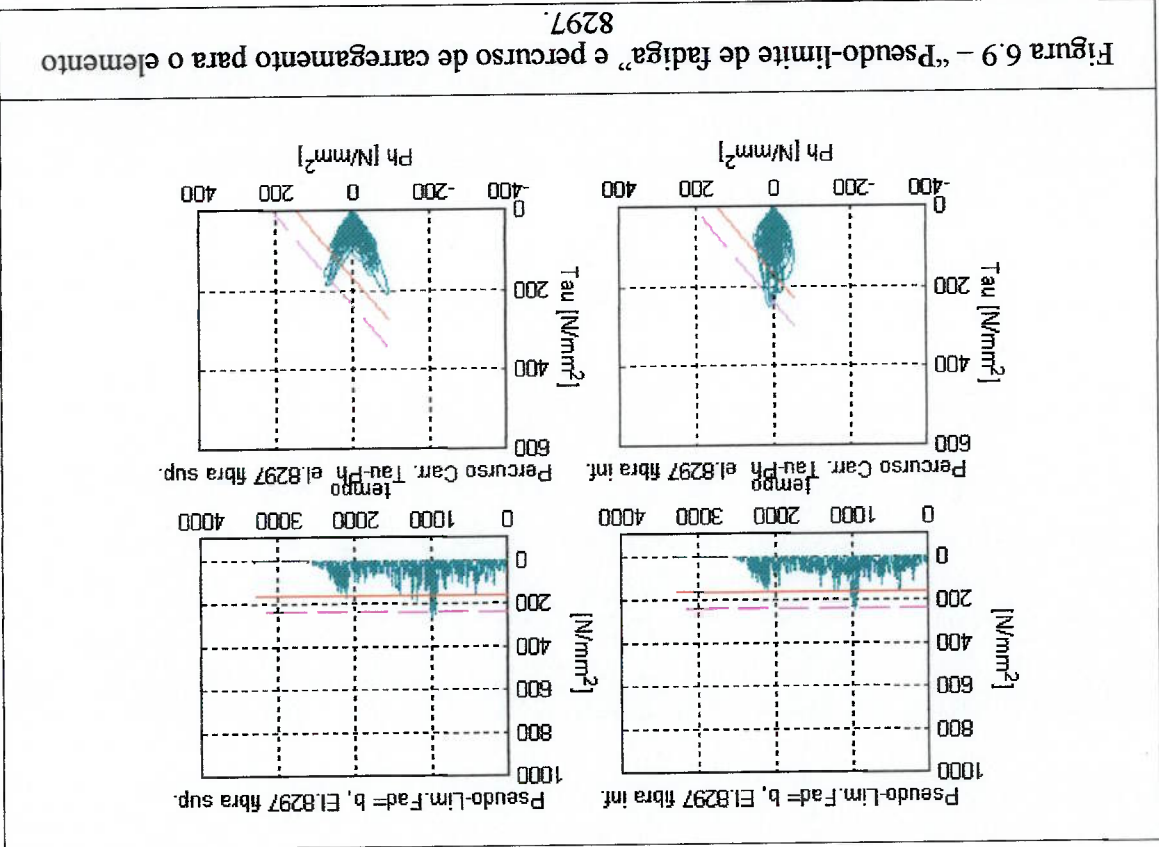
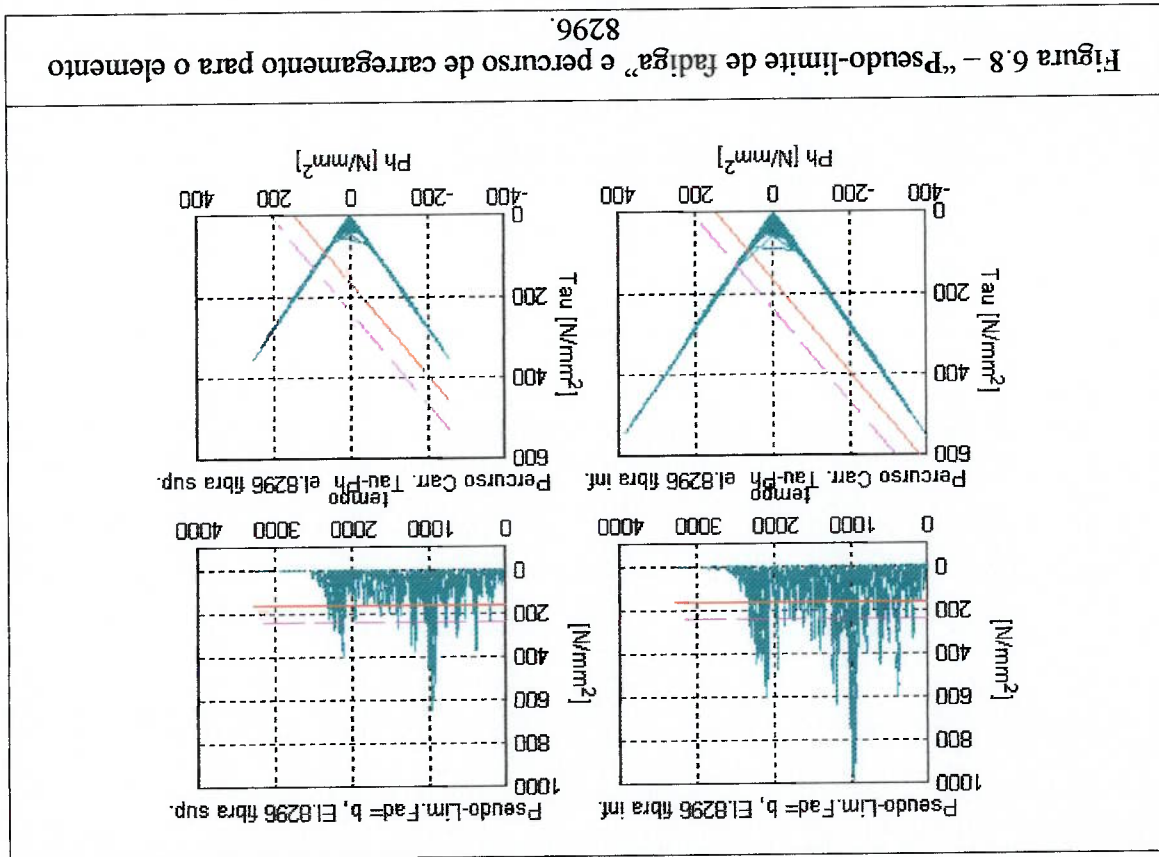
O critério de Dang Van é aplicado ao histórico de tensões de cada elemento indicado na Figura 6.5, em ambas as fibras, inferior e superior, do elemento. Para se obter a "pdf", ou função densidade de probabilidade, é adotado, como resultado do critério de Dang Van, o valor do "pseudo-limite de fadiga" b_k em cada instante t_k do carregamento, conforme expressão (5.26), para o qual é determinada a correspondente "pdf" e a probabilidade de ocorrência de falha por fadiga através da comparação desta "pdf" com o coeficiente de valor constante β , uma vez que o "pseudo-limite de fadiga" b_k corresponde, em cada instante, ao valor da tensão de cisalhamento $\tau^{(t)}$ corrigida pelo efeito da tensão hidrostática $P^{n(t)}$, esta ponderada pelo coeficiente de valor constante α , o qual na expressão (5.26) foi denominado por a simplesmente por coerência com a denominação adotada para o "pseudo-limite de fadiga", b .

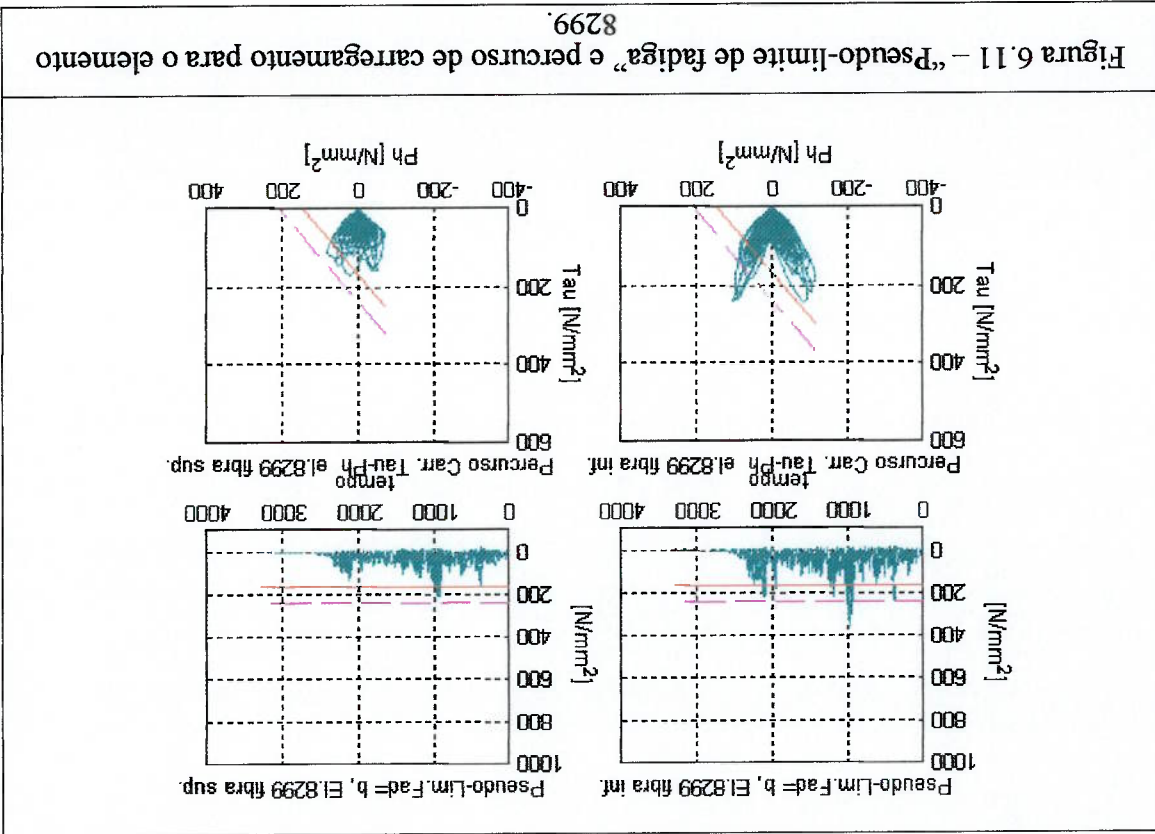
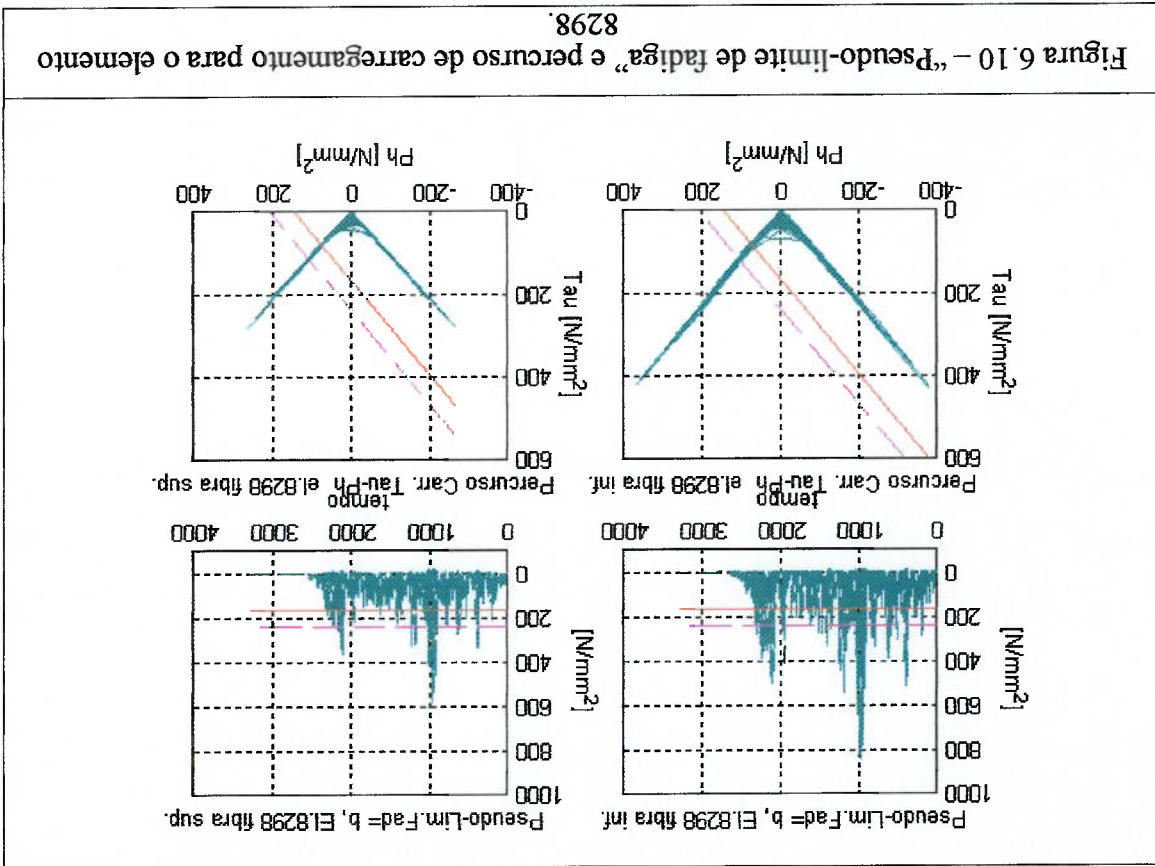
Este critério pode ser melhor visualizado nos gráficos de "pseudo-limite de fadiga" e de percurso de carregamento $\tau-P^n$ para as fibras de cada elemento, mostrados nas Figuras 6.8 a 6.19, apresentadas na sequência do texto. A fronteira do domínio de fadiga é representada nestes gráficos através de duas linhas: uma linha contínua, na cor

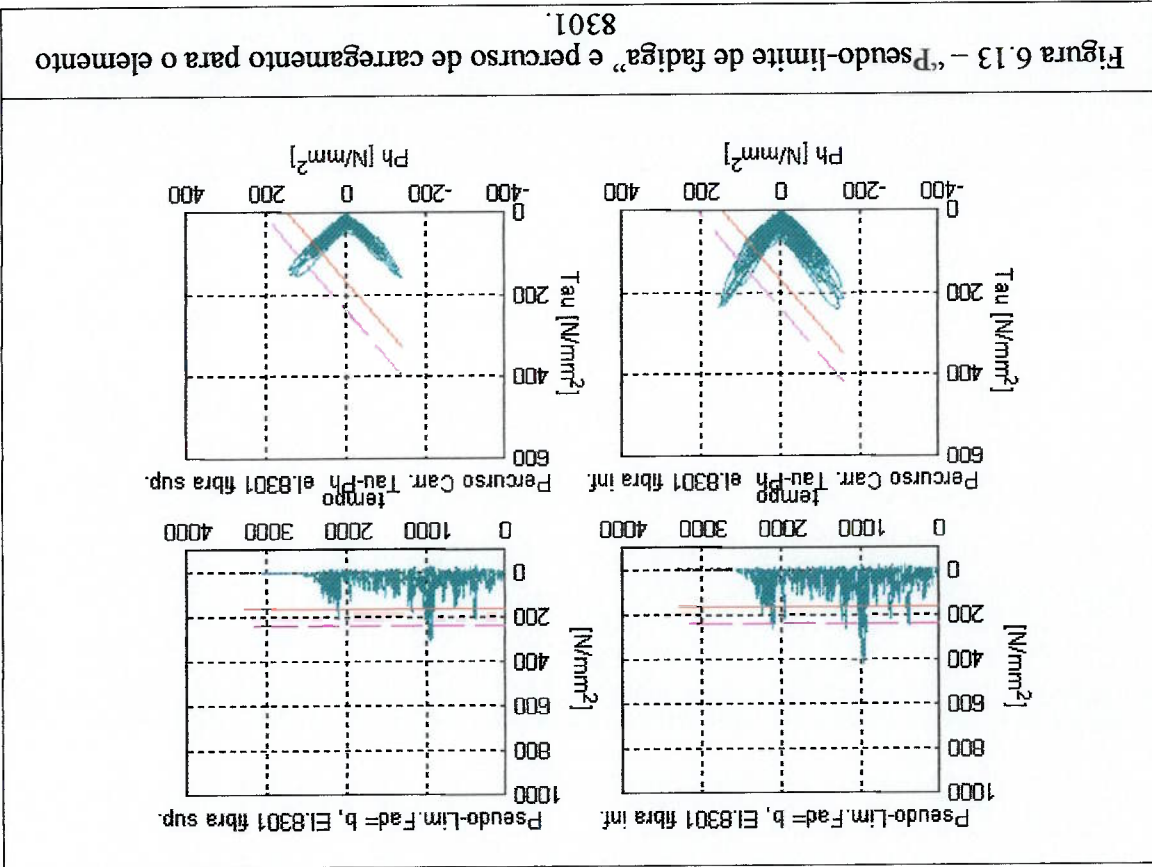
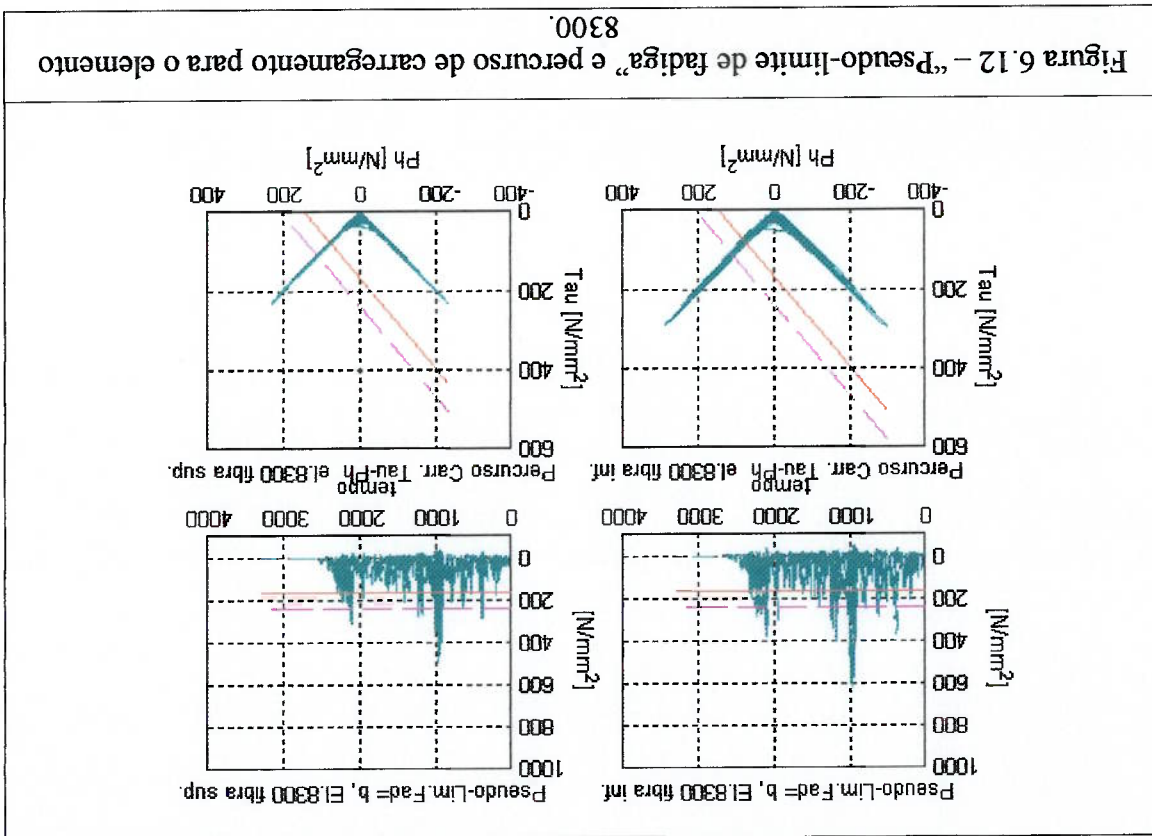
vermelha, indicando o domínio de fadiga pelo critério de Dang Van, e uma linha interrompida, na cor magenta, delimitando a ampliação do domínio de fadiga de Dang Van correspondente ao coeficiente redutor identificado no capítulo 5.

No gráfico do percurso de carregamento, a linha vermelha da fronteira de fadiga representa as combinações de valores de tensão de cisalhamento τ e tensão hidrostática p_h que satisfazem à expressão do critério de Dang Van (5.27) com os valores de α e β determinados no item 6.6, ou seja: $\tau^{(t)} + 1,14 p_h^{(t)} = 167,2$. No gráfico de “pseudo-limite de fadiga”, a linha vermelha da fronteira do domínio de fadiga é representada pelo valor do coeficiente β , ou seja, pelo valor $\beta = 167,2$.

Nestes gráficos, a comparação do percurso de carregamento $\tau-p_h$ das fibras de cada elemento com o “domínio de fadiga” de Dang Van indica para cada elemento se haverá a formação de trinca por fadiga, quando a linha de fronteira do domínio de fadiga for transposta pela linha correspondente ao percurso de carregamento no espaço de tensões $\tau-p_h$.







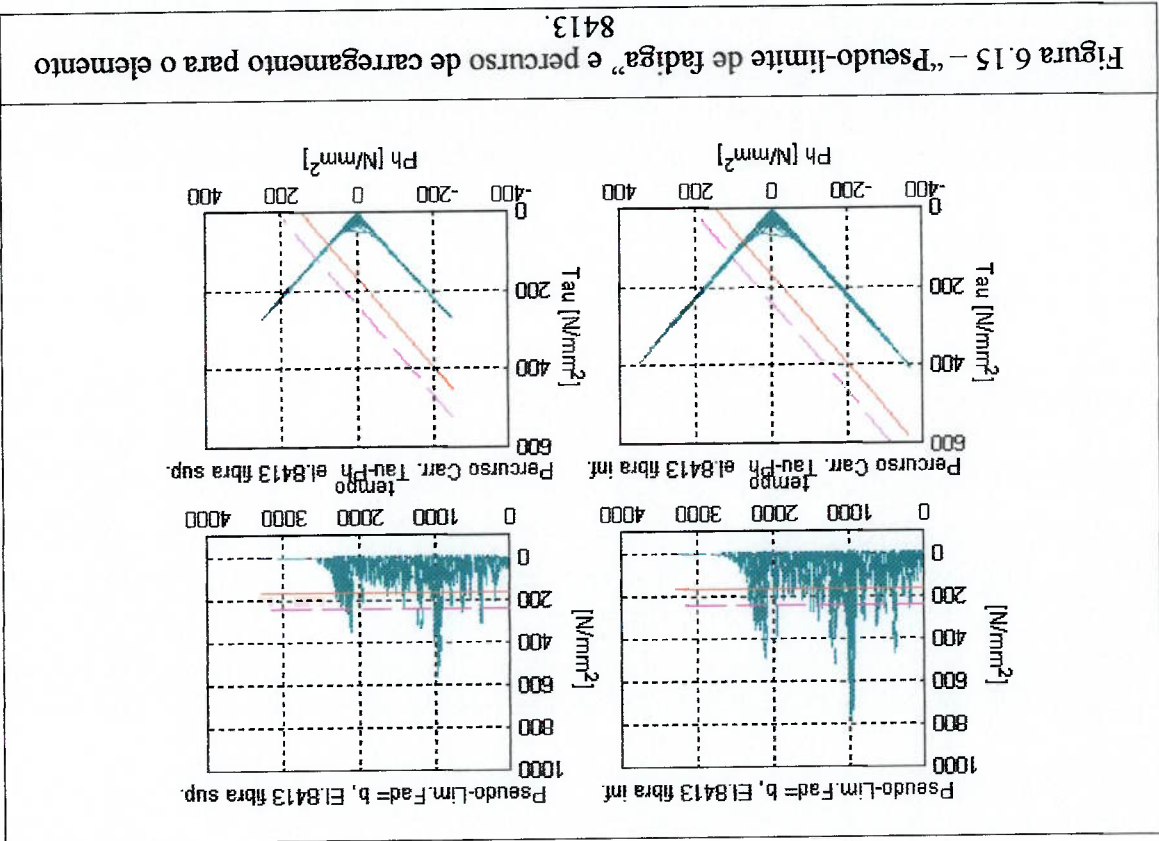
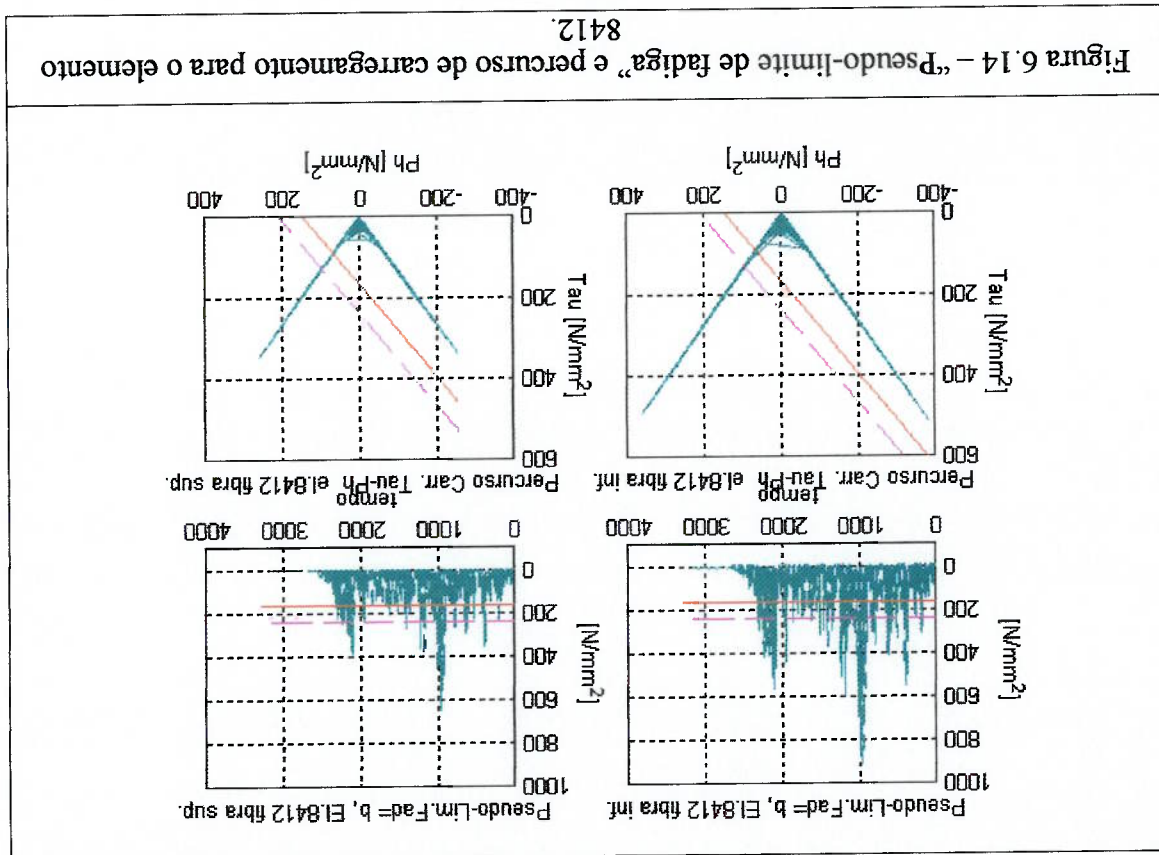


Figura 6.16 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8414.

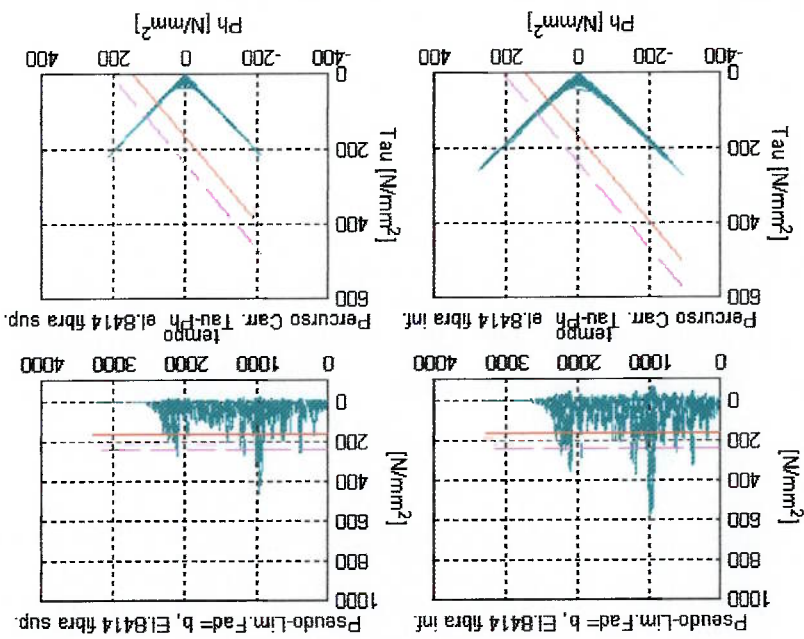
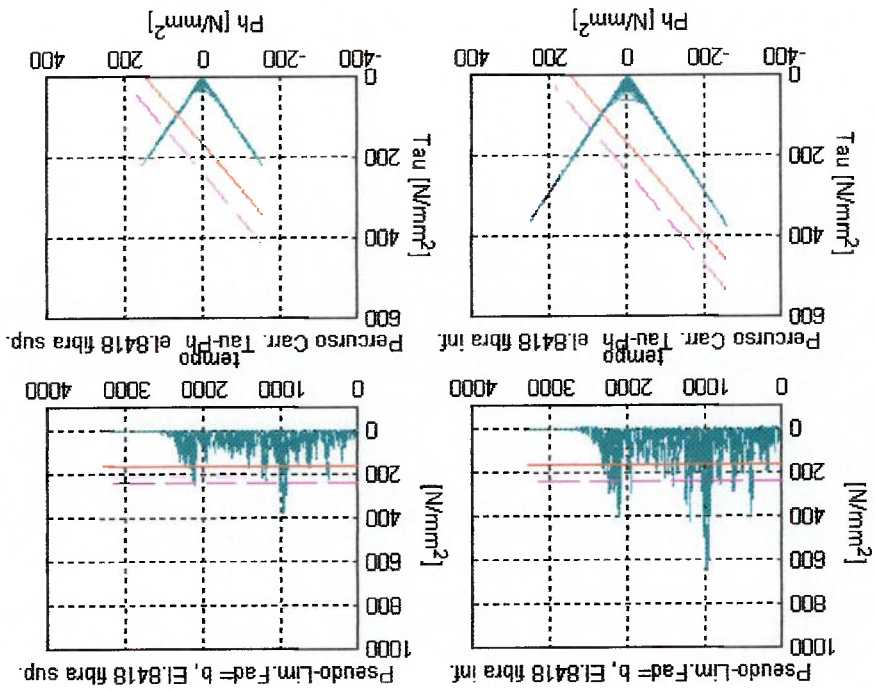
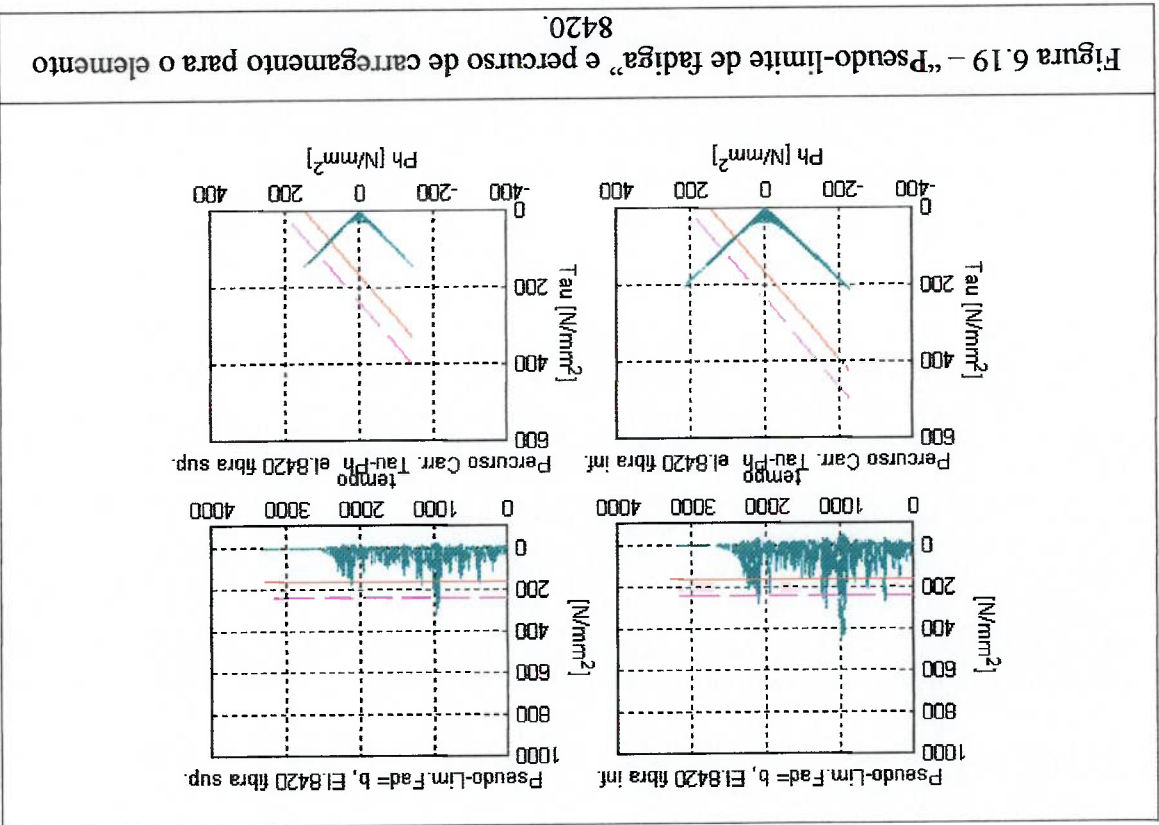
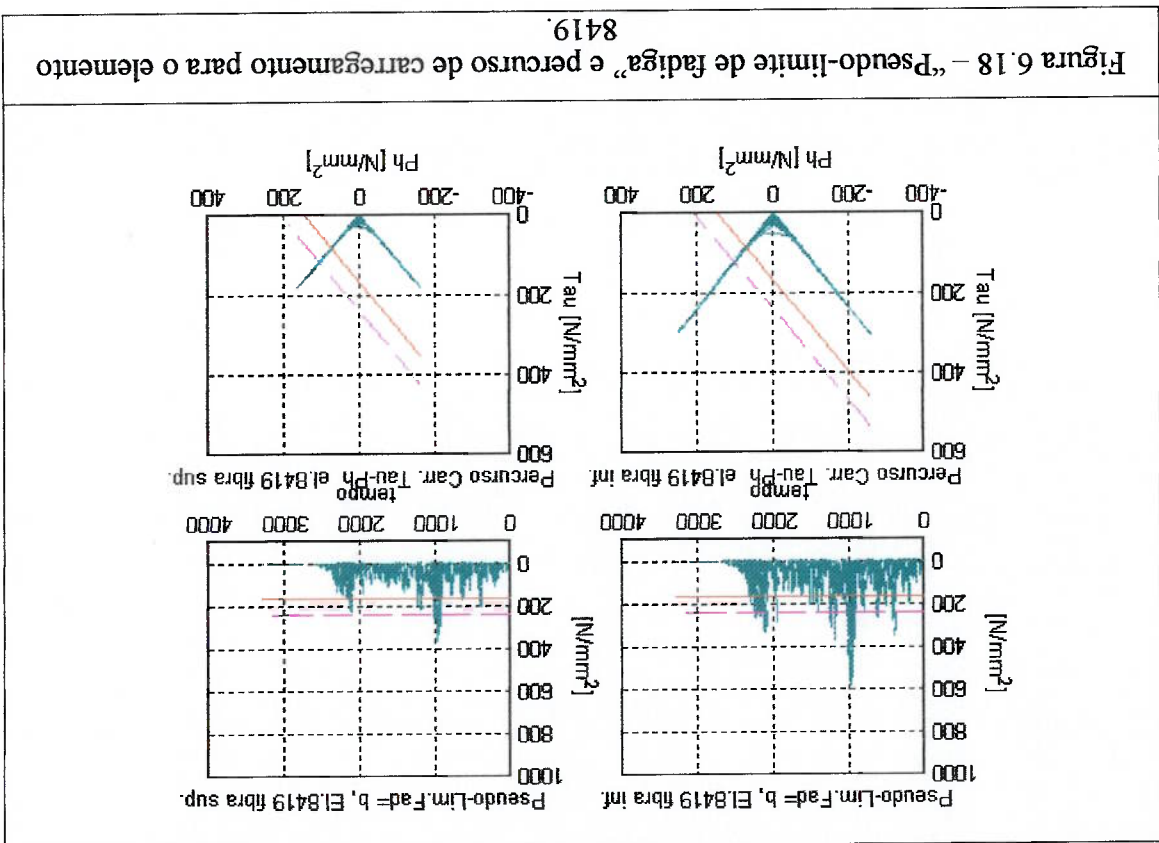


Figura 6.17 – “Pseudo-limite de fadiga” e percurso de carregamento para o elemento 8418.





Observando as Figuras 6.8 a 6.19 acima, verifica-se que todos os elementos apresentaram indicação de formação de trinca de fadiga, sendo que para o elemento número 8296 esta característica é mais pronunciada, pois seu percurso de carregamento avança além da fronteira do domínio de fadiga, no espaço de tensões τ - P_n , consideravelmente mais do que para os outros elementos, ou seja, é neste elemento o ponto onde deverá ter início a trinca de fadiga. Observa-se também que, depois deste elemento número 8296, são os elementos adjacentes a ele que apresentam indicação mais acentuada de possibilidade de ocorrência de falha por fadiga (elementos de número 8298, 8412 e 8413).

Para o cálculo da probabilidade do componente não apresentar vida infinita, foi considerado que os desvios-padrão do limite de fadiga variam de 4 a 10 por cento, sendo o desvio-padrão de 8 por cento do limite de resistência à fadiga um valor provável, segundo SHIGLEY (1984). Assim, foi adotado aqui o desvio-padrão de 8 por cento do limite de fadiga, que é igual a $15,2 \text{ N/mm}^2$. Com isso, o coeficiente β do critério de Dang Van, expressão (5.27), tem desvio-padrão também de 8 por cento, pois σ_f e σ_n variam na mesma proporção, segundo expressão (2.5). O coeficiente α tem valor constante, pelo mesmo motivo.

Para a fibra inferior do elemento de número 8296, temos o histograma do “pseudo-limite de fadiga b ” conforme indicado na Figura 6.20, na qual também é traçada a curva de distribuição de probabilidades da resistência à fadiga do material para o critério de Dang Van, ou seja, segundo uma distribuição de Gauss com média $\beta_{\text{medio}} = 167,2 \text{ N/mm}^2$ e desvio-padrão de 8 por cento, ou seja, $\beta_{\sigma} = 13,4 \text{ N/mm}^2$.

Também é indicada, nas figuras, a probabilidade de a magnitude do pseudo-limite de fadiga ser superior ao limite de fadiga do material, caracterizando a

probabilidade de haver propagação de uma trinca. Essa probabilidade será doravante denominada de probabilidade de falha, ou probabilidade da tensão induzida pelo carregamento externo ser maior que o limite de fadiga. Na Figura 6.20 é indicada a probabilidade da tensão superar o limite de fadiga de 0,14843 ou 14,843%, para o elemento número 8296, calculada através da integral de convolução das duas distribuições (a do valor de "b" ou "pseudo-limite de fadiga" e a do valor de "f" da resistência à fadiga do material, caracterizada pelo limite de fadiga), conforme a expressão:

$$P_{\text{probab. (vida=finita)}} = \int_{\sigma_f}^{\sigma} \int_{\sigma_b}^{\sigma} P(\sigma_b) H(\sigma) d\sigma \left[d\sigma_b \right] \quad (6.2)$$

Onde:

$P(\sigma_b)d\sigma_b$ probabilidade de ocorrer a tensão σ_b (igual ao "pseudo-limite de fadiga" b, dado pelo carregamento), correspondente à área do histograma para o intervalo de tensão ($\sigma_b + d\sigma_b$);

$H(\sigma)d\sigma$ probabilidade de a resistência à fadiga do material ser igual a σ , correspondente à área da distribuição normal da resistência à fadiga do material (de média = β_{med} e desvio-padrão = β_{σ}), para o intervalo de tensão ($\sigma+d\sigma$);

σ_f valor da tensão no início do intervalo considerado para as distribuições;

σ valor da tensão no fim do intervalo considerado para as distribuições.

As Figuras 6.21, 6.22 e 6.23 mostram o histograma com a indicação da probabilidade de falha para os elementos de número 8298, 8412 e 8413, respectivamente, que são adjacentes ao elemento mais crítico que é o elemento 8296.

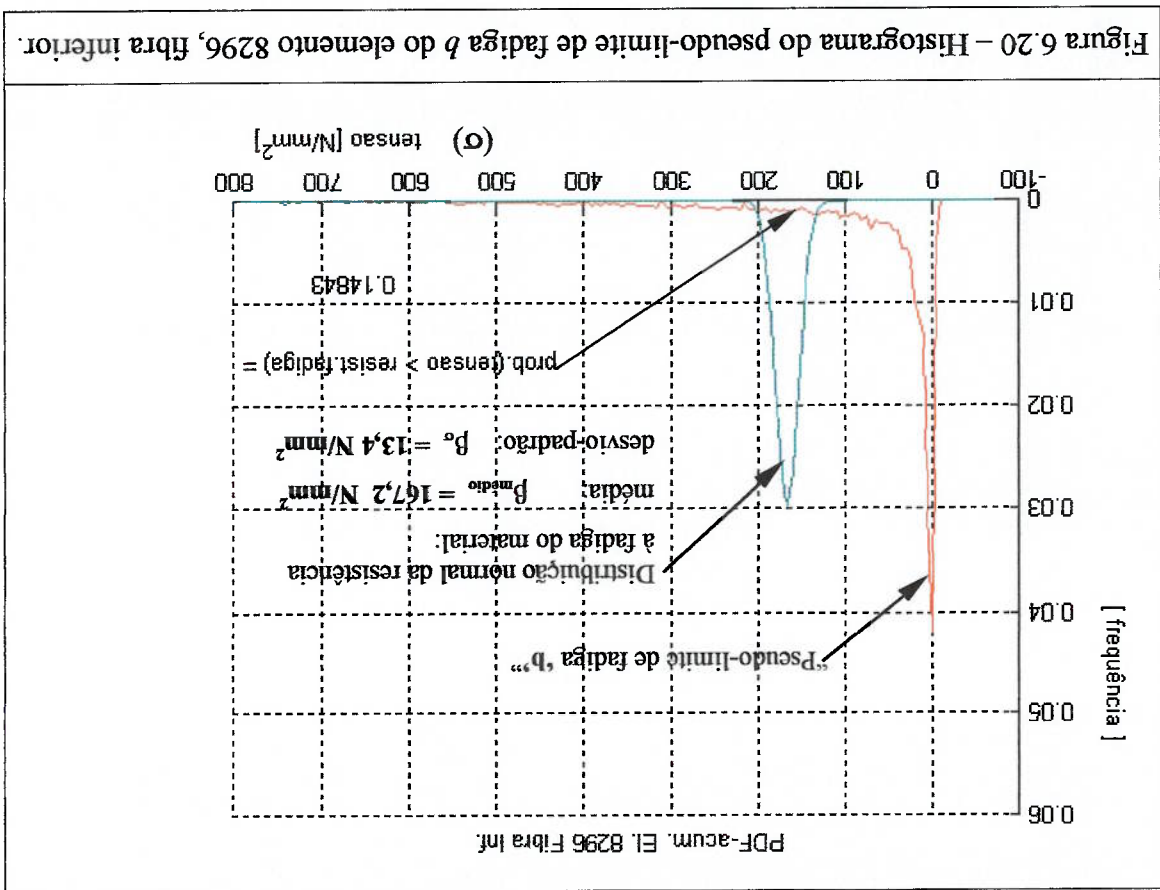


Figura 6.21 – Histograma do pseudo-limite de fadiga de elemento 8298, fibra inferior.

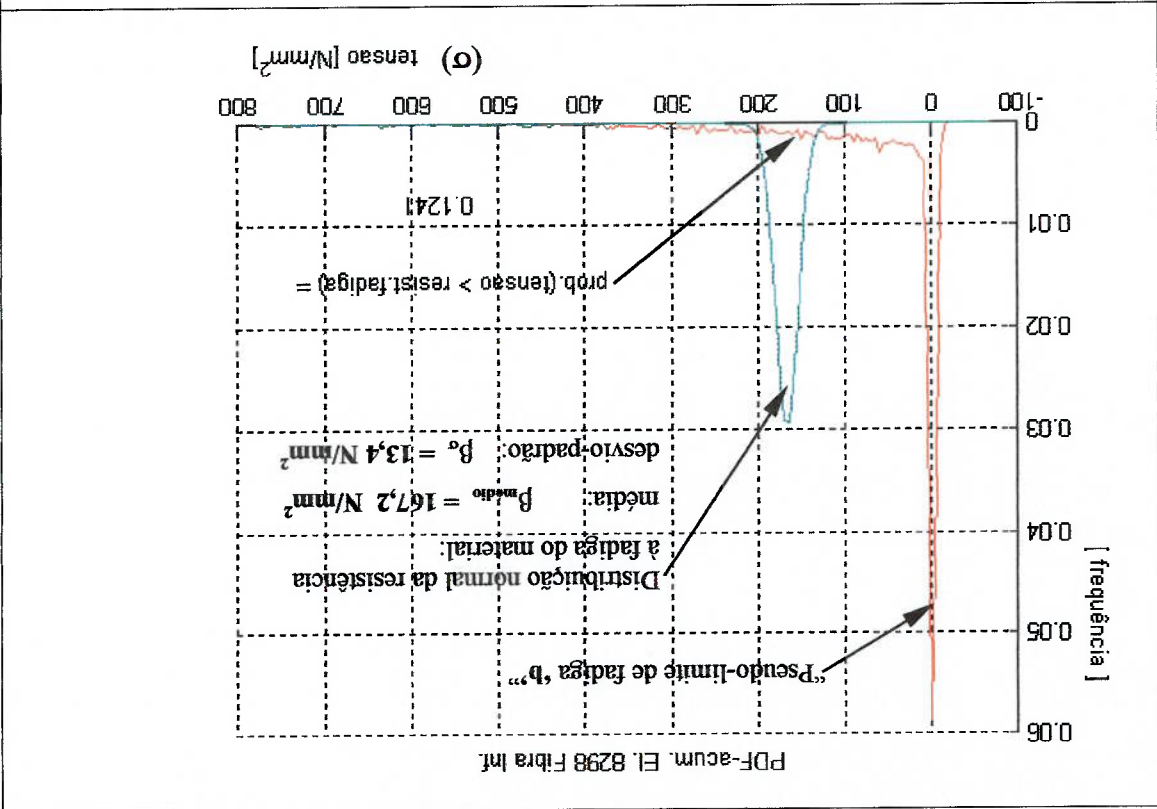
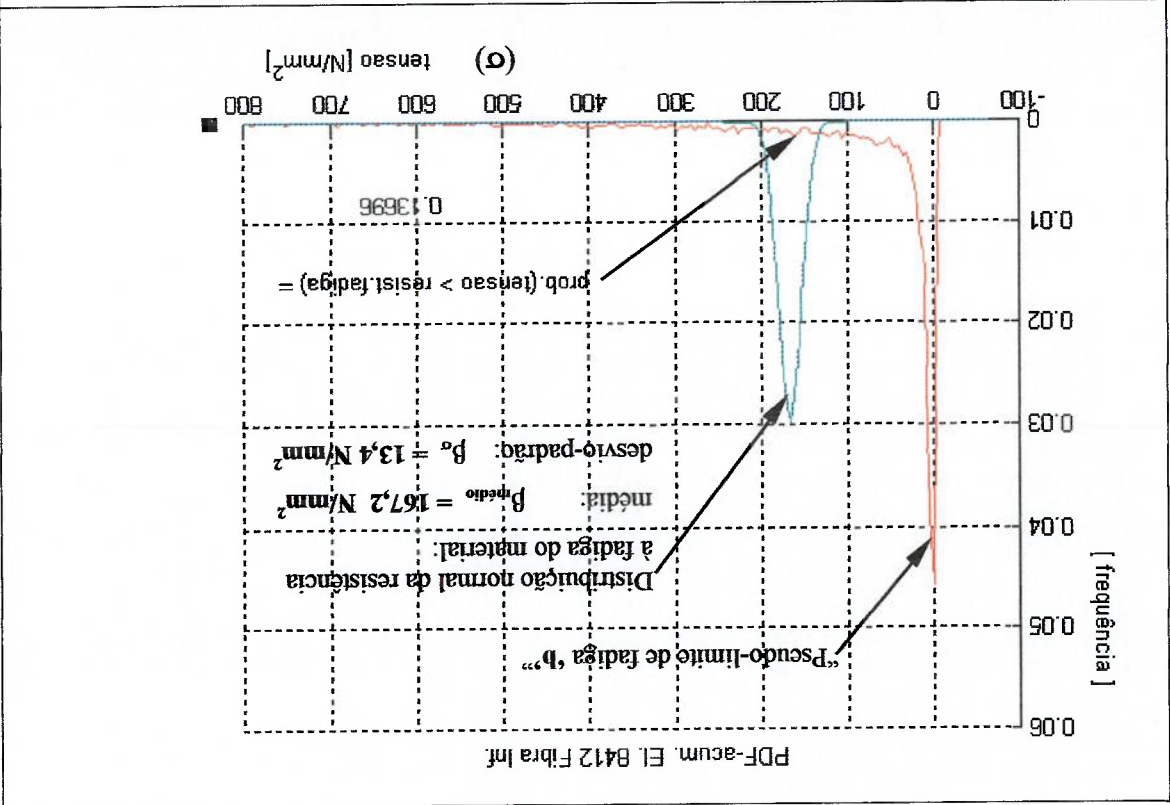


Figura 6.22 – Histograma do pseudo-limite de fadiga de elemento 8412, fibra inferior.



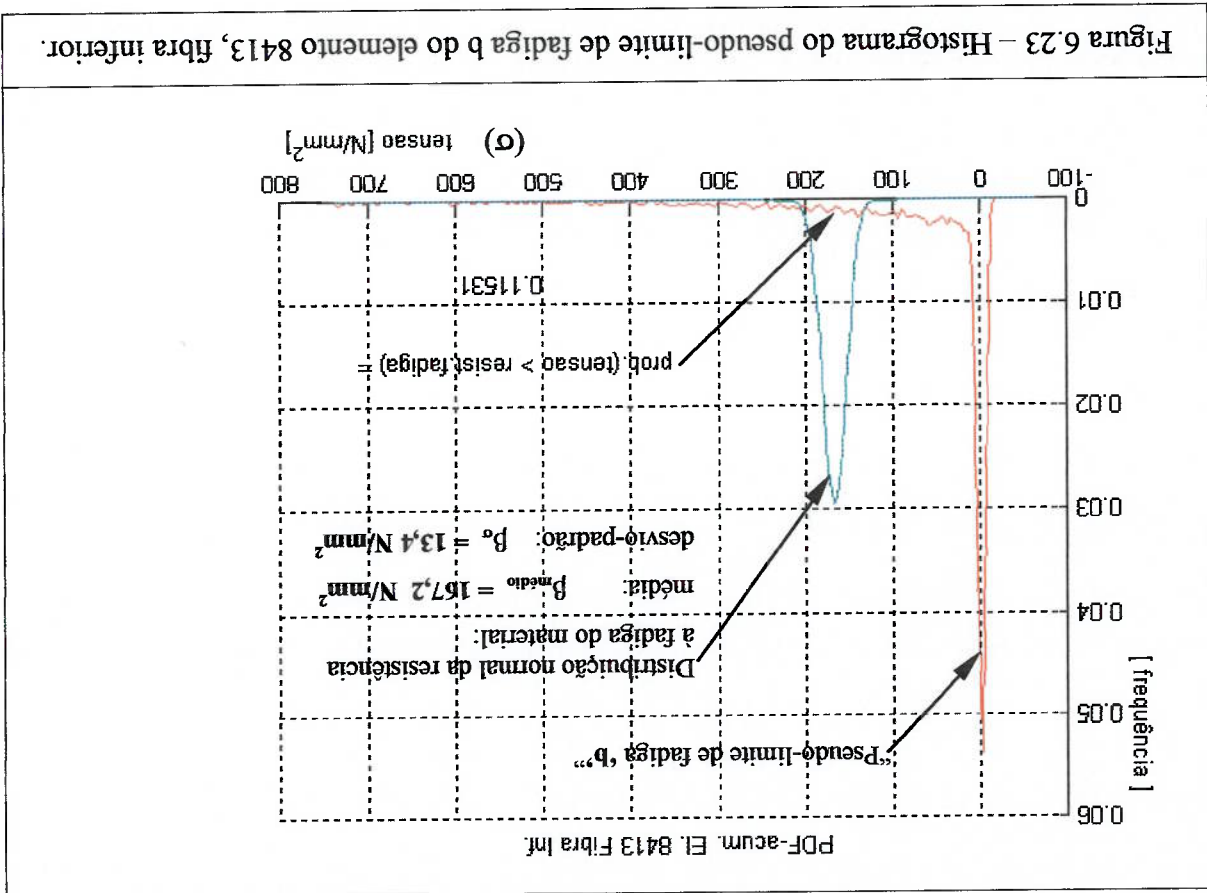


Figura 6.23 – Histograma do pseudo-limite de fadiga b do elemento 8413, fibra inferior.

As probabilidades de a magnitude da tensão na estrutura ser maior que a resistência à fadiga, indicadas nas Figuras 6.20 a 6.23, são resumidas na Tabela 6.1, e confirmam que o elemento número 8296 é o mais crítico, devendo iniciar-se neste a trinca por fadiga.

Tabela 6.1 – Probabilidade de falha por fadiga pelo critério de Dang Van.

Elemento [número de identificação]	Probabilidade de Falha [%]
8296	14,843
8298	12,410
8412	13,696
8413	11,531

A determinação da vida do componente pode ser feita através de um cálculo de acúmulo de dano, analogamente ao que normalmente é feito através da curva S-N, com a regra de dano linear de Miner (SHIGLEY (1984)), conforme capítulo 2.

Assim, como o estado multiaxial de tensões foi reduzido a um "pseudo-estado uniaxial" de tensões correspondente ao "pseudo-limite de fadiga" representado pela variável b do critério de Dang Van, a avaliação da vida do componente poderia, supostamente, ser feita pela transposição da curva S-N para o estado de tensões uniaxial, correspondente ao limite de fadiga experimental do material, para diferentes linhas delimitando o domínio de fadiga, no espaço de tensões $\tau-p_n$ do critério de Dang Van, cada uma correspondendo a um determinado número de ciclos N .

A curva S-N original é estimada, conforme Figura 2.8, com os pontos:

a) tensão $\sigma = 0,9 \sigma_u = 0,9 \cdot 440 = 396 \text{ N/mm}^2$ para 10^3 ciclos, e

b) tensão $\sigma = \sigma_f = 190 \text{ N/mm}^2$ para 10^6 ciclos, obtendo-se a curva da Figura

6.24(a).

A linha do domínio de fadiga do critério de Dang Van, correspondente a uma vida de fadiga, é traçada com os pontos correspondentes, com as expressões (5.28) e (5.29) para os coeficientes "a" e "f", respectivamente:

i) Para $N = 10^6$ ciclos, com os valores das propriedades do material:

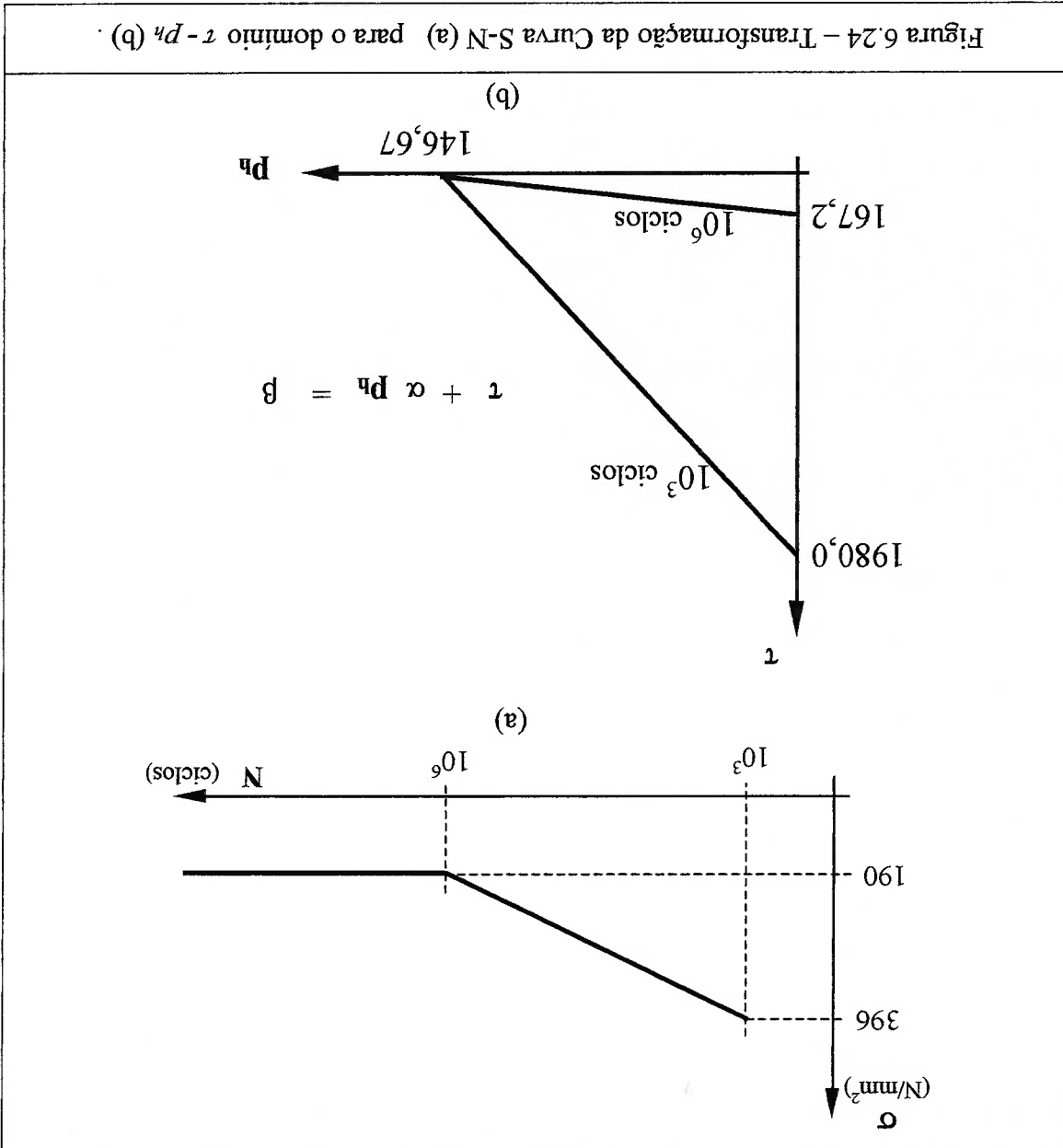
$\sigma_u^{\text{MINIMO}} = 440,0 \text{ N/mm}^2$ e $\sigma_f = 190,0 \text{ N/mm}^2$, obtêm-se os valores dos parâmetros:

$$\alpha = 1,14 \quad \text{e} \quad \beta = 167,2 .$$

ii) Para $N = 10^3$ ciclos, com $\sigma_f / \sigma_u = 0,9$, obtêm-se os valores:

$$\alpha = 13,5 \quad \text{e} \quad \beta = 1980,0 .$$

Com estes valores, podemos representar no espaço de tensões $\tau-p_n$ as linhas de domínio de fadiga do critério de Dang Van para estes valores de número de ciclos até a falha, conforme a figura 6.24(b).



Dessa forma, verifica-se que não é possível calcular a vida neste caso, pois o percurso de carregamento (vide Figura 6.8) transpõe a linha correspondente a 10^3 ciclos, limitando a fadiga de alto ciclo.

6.7.2 - APLICAÇÃO DO MÉTODO ESPECTRAL

As figuras 6.25 a 6.28 abaixo mostram os gráficos das densidades espectrais de energia (indicadas por "PSD", de "power spectral density") das tensões normais em X, em Y, da tensão de cisalhamento e da tensão equivalente de *von Mises* (σ_x , σ_y , τ_{xy} e σ_{eq}), na fibra inferior dos elementos escolhidos (de número 8296; 8298; 8412; 8413), resultantes do cálculo descrito acima.

Estes gráficos permitem verificar que as PSD das tensões-componentes, as tensões σ_x , σ_y e τ_{xy} (figuras 6.25 a 6.27) apresentam característica de banda estreita, ou espectro unimodal, centrada em aproximadamente 10 a 11 Hz, ou seja, na frequência natural do conjunto eixo-suspensão-pneu.

A tensão equivalente de *von Mises* (figura 6.28), que é uma composição das tensões-componentes, não tem forma de banda estreita, no entanto, apresenta PSD com características de banda larga com espectro bimodal, ou seja, com uma concentração de energia nas frequências baixas, até aproximadamente 3 a 5 Hz, e outra região de concentração de energia na faixa centrada em aproximadamente 21 a 22 Hz, equivalente ao dobro da frequência natural do eixo. Note-se que este formato do gráfico de densidade espectral se assemelha ao formato apresentado por sistemas de dois graus de liberdade (conforme em CRANDALL (1973)).

As densidades espectrais apresentadas nas Figuras 6.25 a 6.28 foram determinadas a partir do histórico de tensões dos elementos, pela conversão do domínio do tempo para o domínio da frequência, e são correspondentes os casos mais críticos segundo o critério de Dang Van, referenciados à fibra inferior dos elementos indicados na tabela 6.1.

Figura 6.25 - PSD das tensões σ_x na fibra inferior (elementos 8296; 8412; 8413).

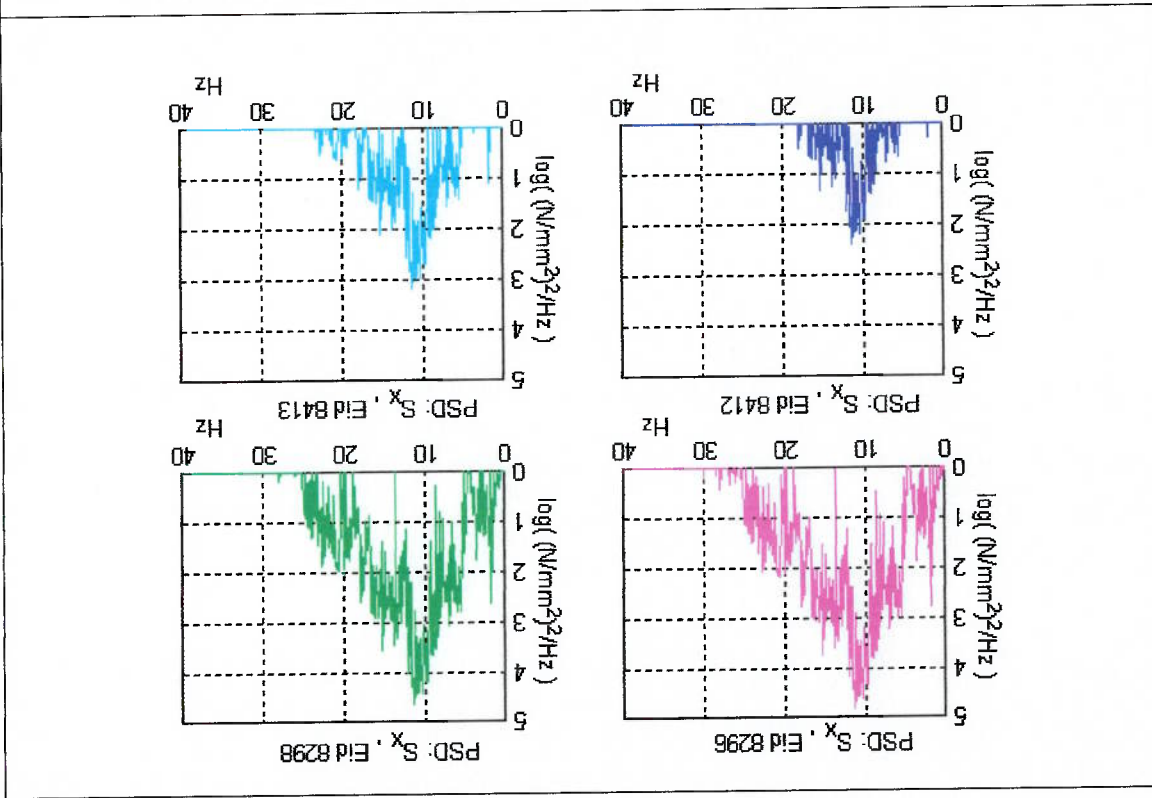
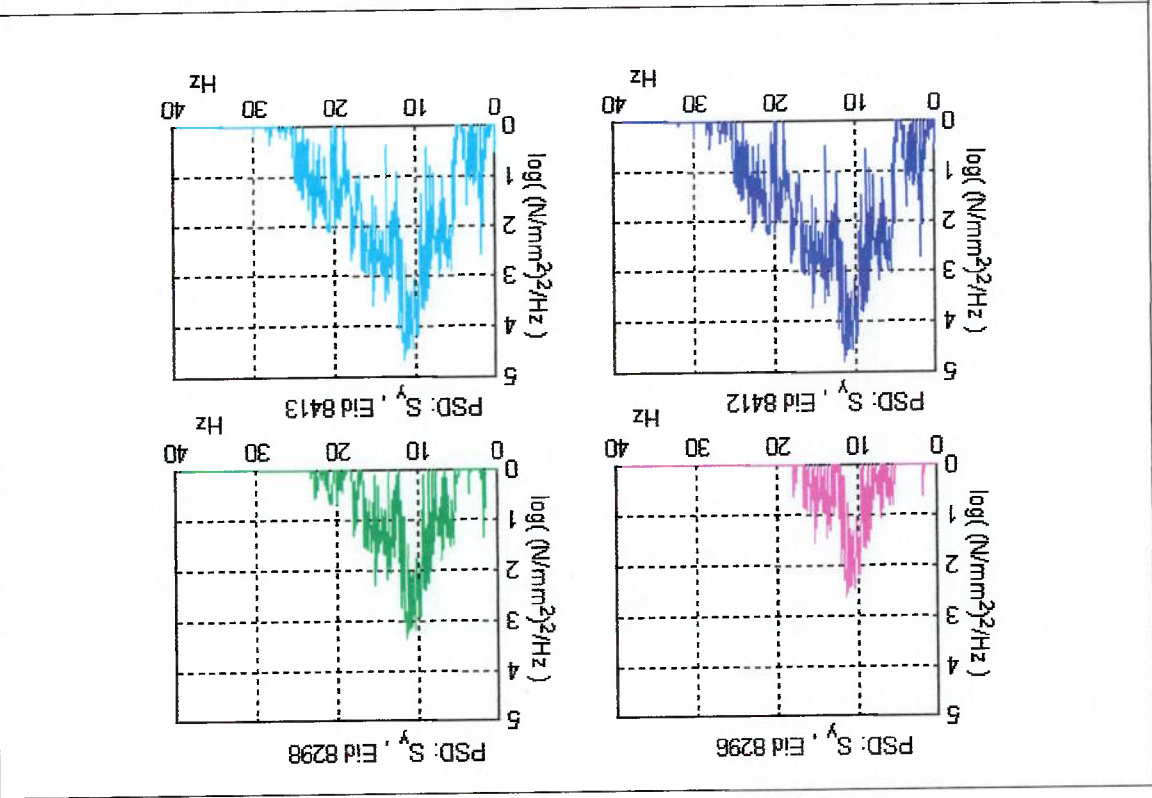
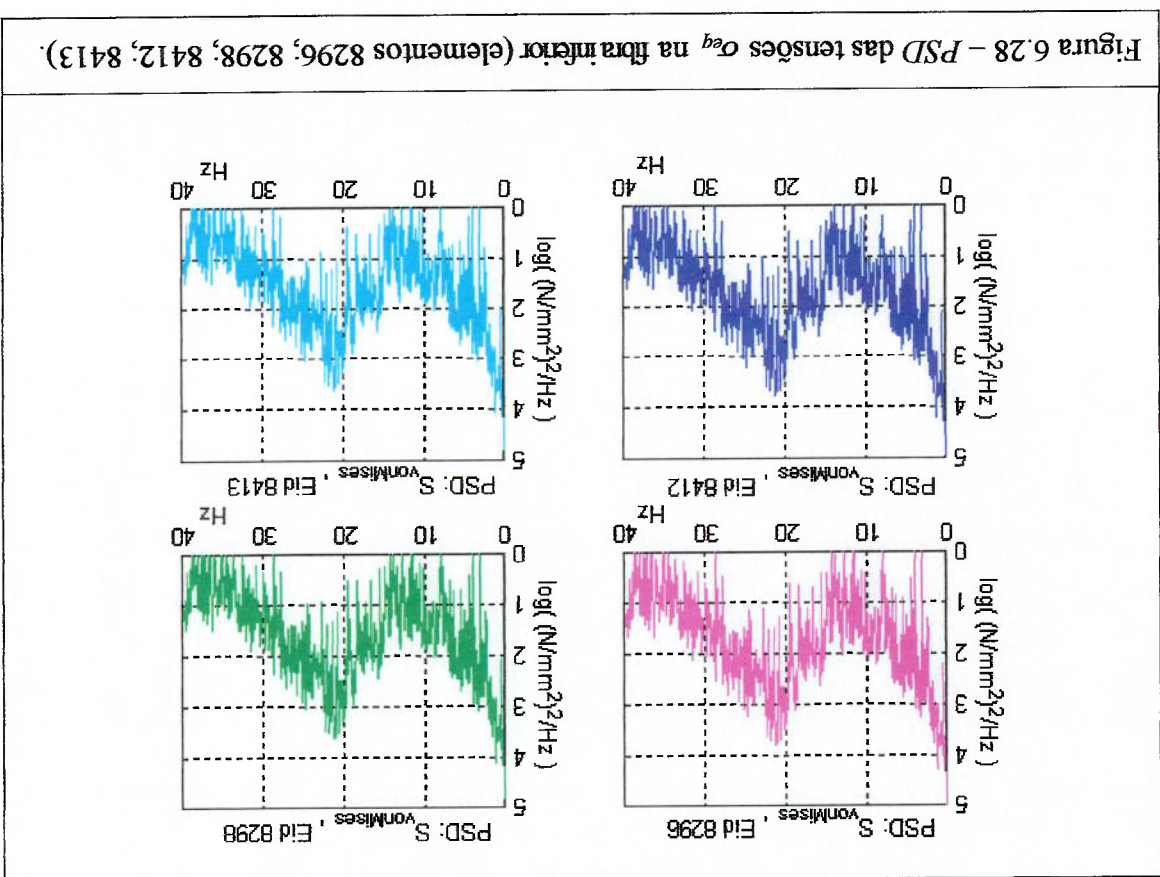
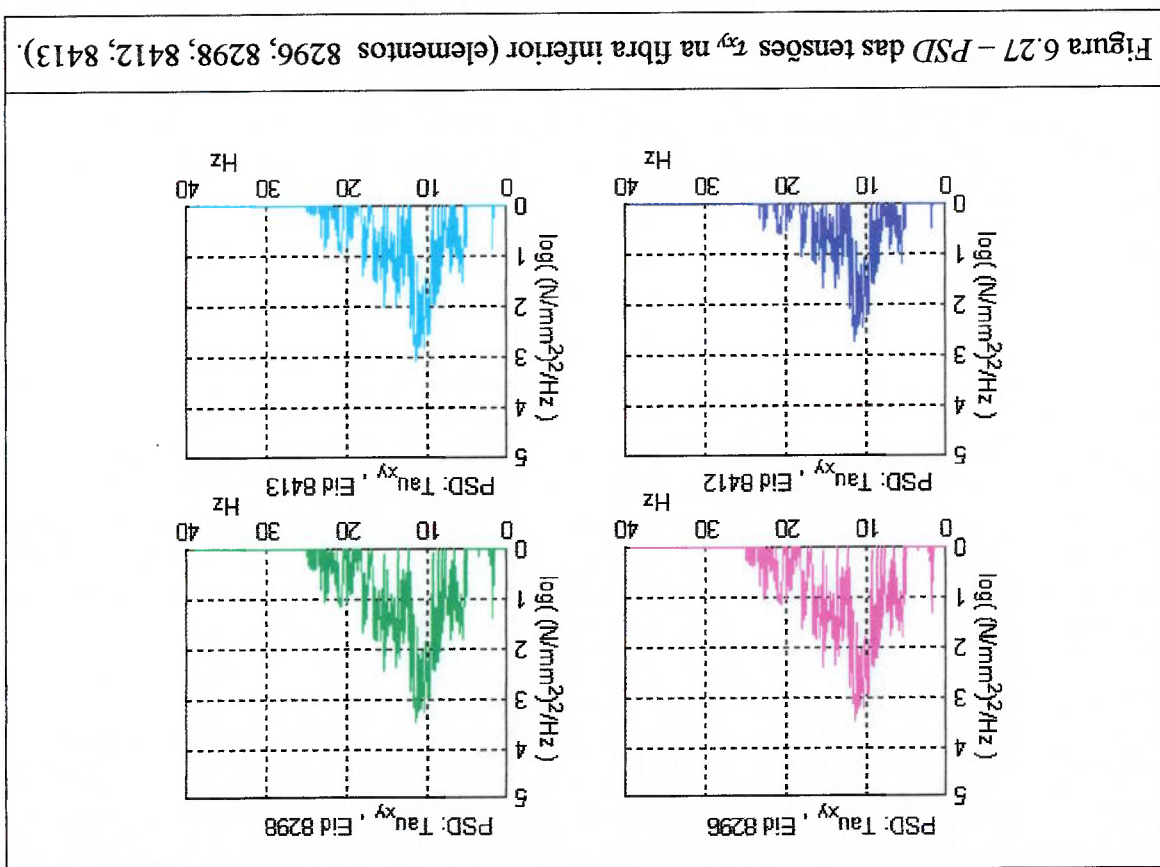


Figura 6.26 - PSD das tensões σ_y na fibra inferior (elementos 8296; 8412; 8413).





A avaliação de fadiga pelo método espectral, que resolve o aspecto multi-harmônico do carregamento complexo, é feita a partir da PSD tensão equivalente de *von Mises*, para com isso considerar também o aspecto multiaxial.

A formulação clássica do método espectral tem como pressuposto que o fenômeno se apresenta com espectro de banda estreita. Desse modo, a presente aplicação não pode ser feita pela abordagem tradicional, pois somente as tensões componentes atendem à hipótese de espectro de banda estreita sobre a qual é desenvolvida a formulação do cálculo do dano de fadiga, e a tensão equivalente de *von Mises* apresenta forma bimodal, característica mais próxima de banda larga.

Dessa forma, para aplicação do método espectral à PSD da tensão equivalente de *von Mises* foi utilizada a formulação de Dirlik, conforme apresentado no capítulo 4.

Com isso, as Figuras 6.29 a 6.32 apresentam os gráficos das funções densidade de probabilidade (ou “pdf”) para a flutuação das tensões componentes (σ_x , σ_y , τ_{xy}) e para a flutuação da tensão equivalente de *von Mises* (σ_{eq}), respectivamente, determinadas através da fórmula de Dirlik (expressão 4.37), para os elementos mais críticos conforme indicado acima, e na tabela 6.1.

Figura 6.29 - PDF da flutuação das tensões σ_x na fibra inferior dos elementos 8296;

8298; 8412; 8413.

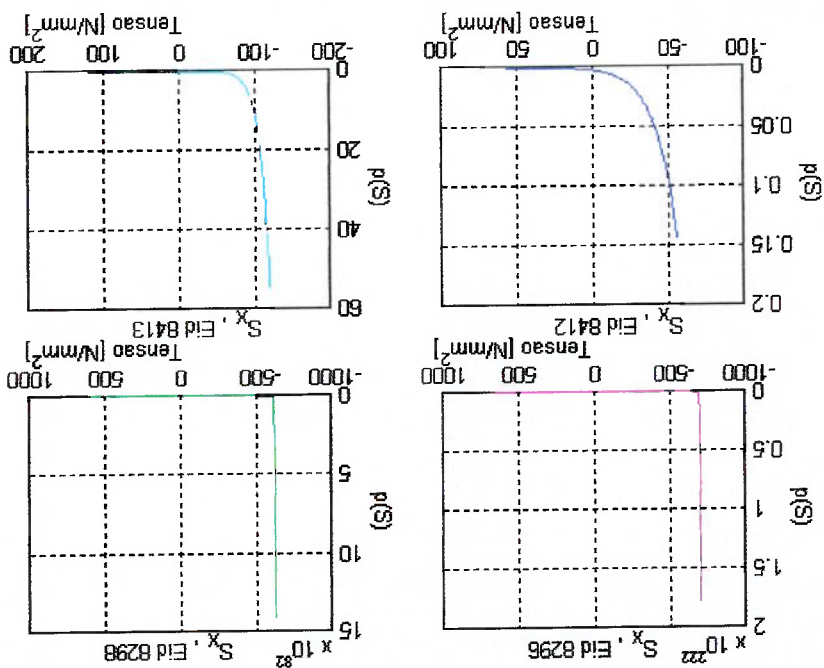
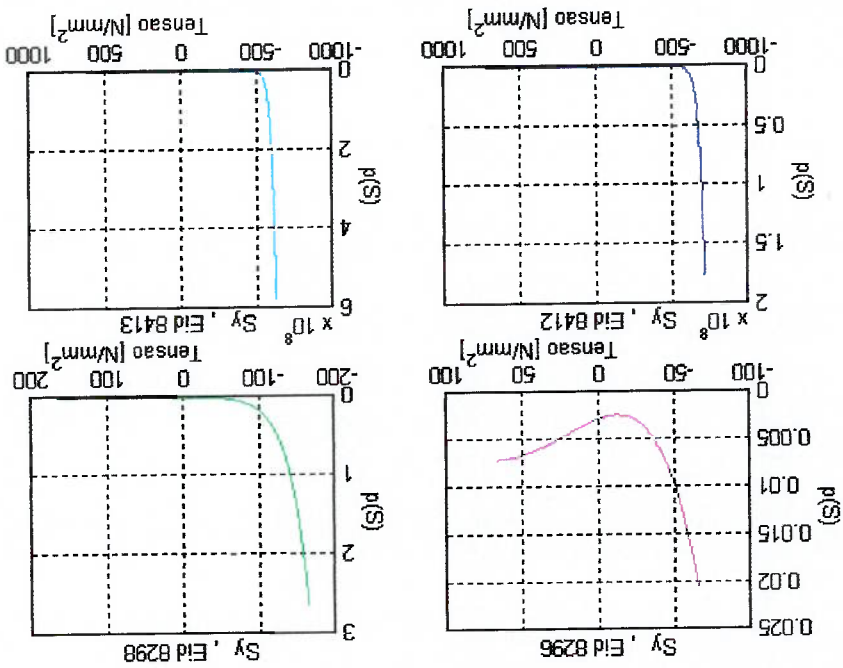
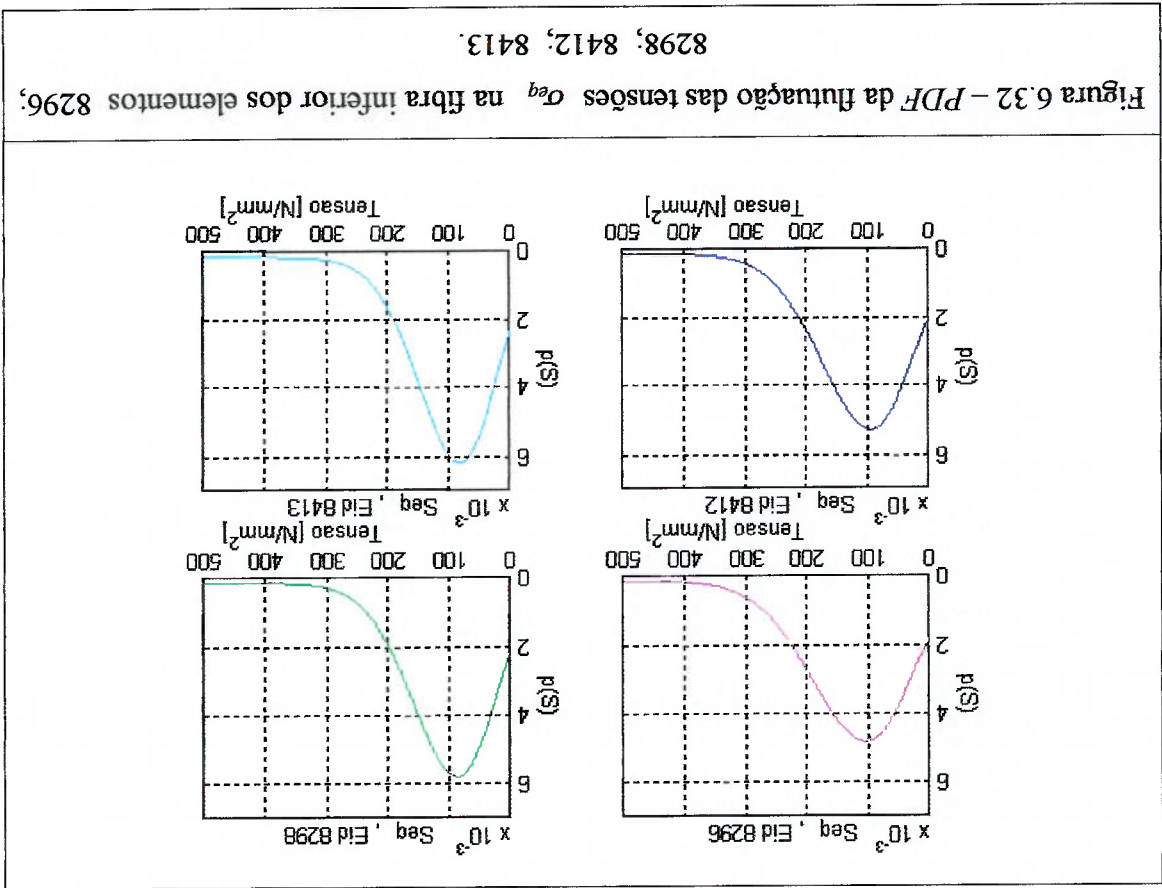
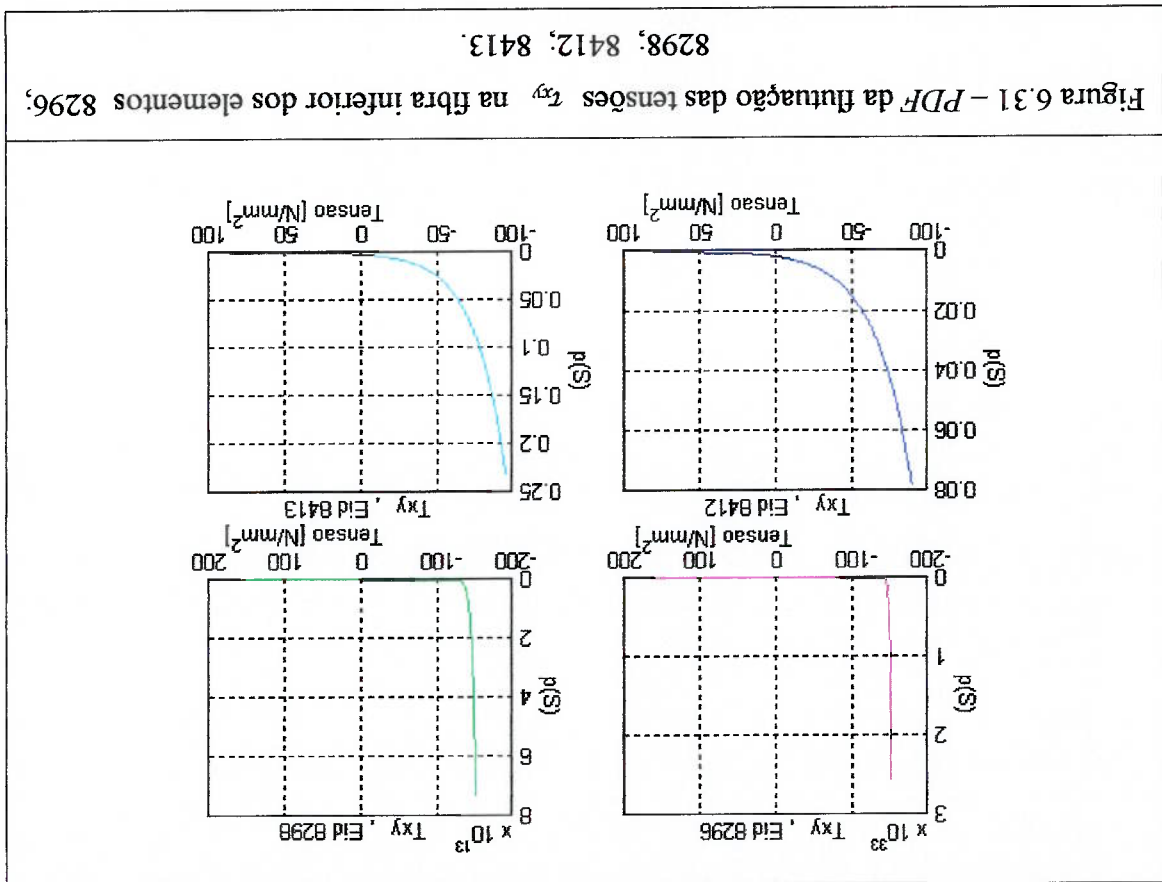


Figura 6.30 - PDF da flutuação das tensões σ_y na fibra inferior dos elementos 8296;

8298; 8412; 8413.





Verifica-se que as PDF das tensões-componentes são curvas bastante íngremes, que por isso apresentam grandezas muito elevadas para o valor mais alto da curva, porém a curva para a tensão equivalente de *von Mises* assemelha-se muito às distribuições que usualmente se esperaria obter através de um método de ajuste de curva, como uma distribuição de Rayleigh, ou uma distribuição de Weibull.

Como a fórmula de Dirlik já fornece a distribuição da flutuação da tensão equivalente, não há necessidade de se procurar qual distribuição melhor se ajusta à curva obtida. Podemos proceder, com esta curva obtida, o cálculo da probabilidade de tensão equivalente do critério ser maior que o limite de fadiga, ou seja, a probabilidade de o componente não ter vida infinita, valor que é apresentado nas respectivas figuras. Para o elemento mais crítico, de número 8296, a Figura 6.33 mostra esta probabilidade juntamente com a distribuição normal do limite de fadiga do material, considerando o dobro das amplitudes de tensão alternada, porque a curva S-N é calculada para amplitude e não para flutuação de tensão.

Figura 6.33 - *PDF* da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8296 e distribuição do limite de fadiga.

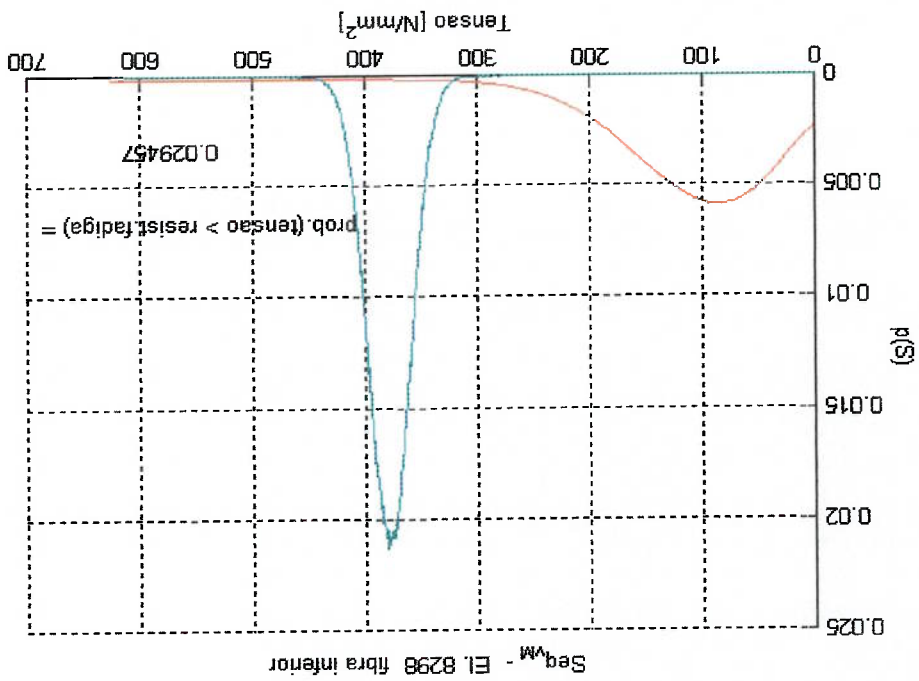


Figura 6.34 - *PDF* da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8298 e distribuição do limite de fadiga.

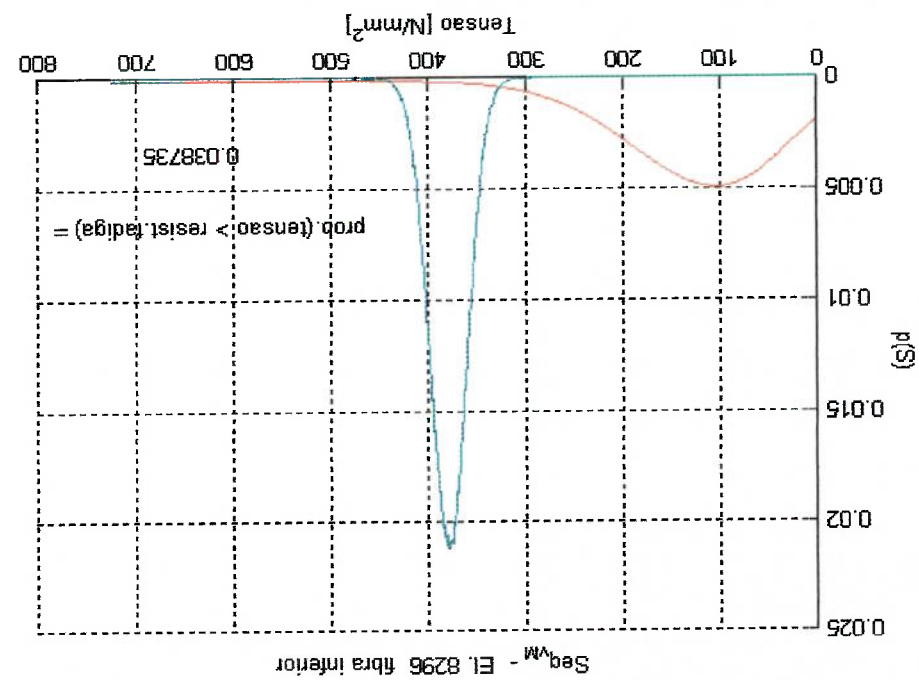


Figura 6.35 - PDF da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8412 e distribuição do limite de fadiga.

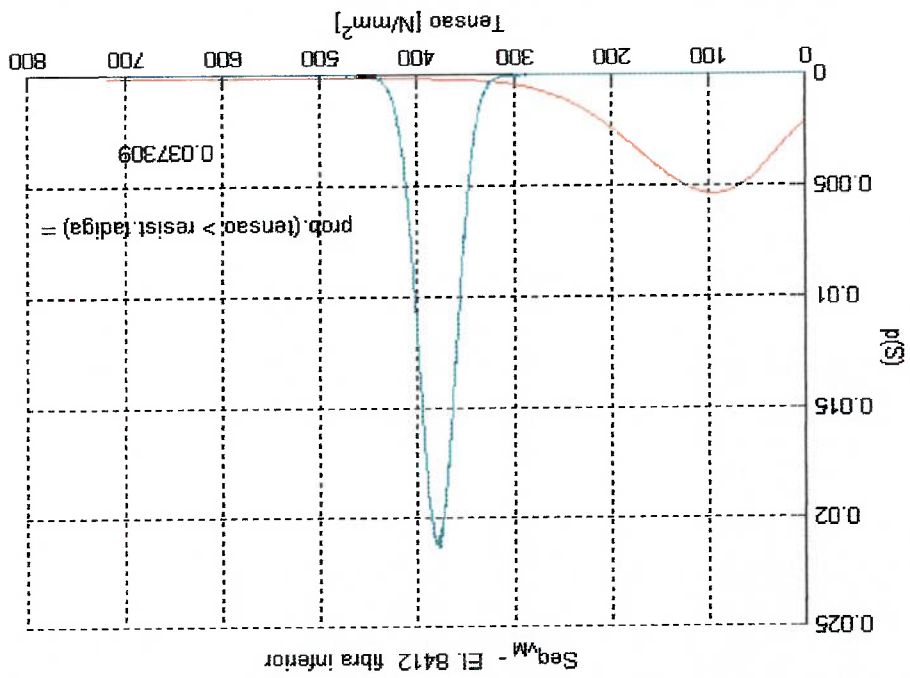
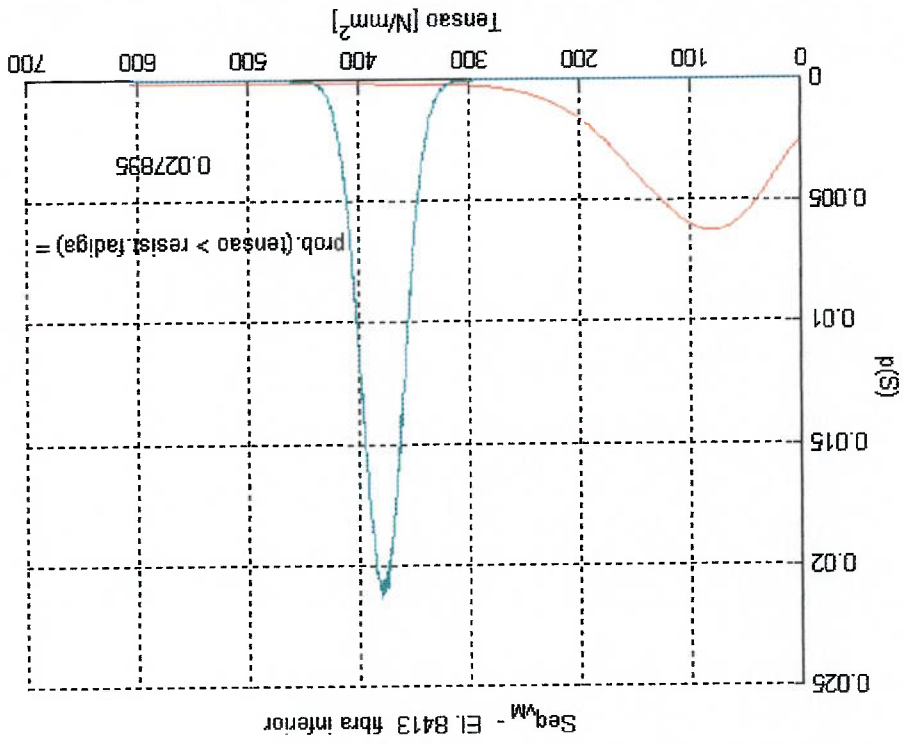


Figura 6.36 - PDF da flutuação das tensões σ_{eq} do elemento 8413 e distribuição do limite de fadiga.



6.7.3 - COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS - CRITÉRIO DE DANG VAN E MÉTODO ESPECTRAL

A aplicação do critério de Dang Van forneceu resultados numéricos da probabilidade de ocorrerem valores de tensão superiores ao limite de fadiga nos elementos 8296, 8412 e 8413, que são os mais críticos. Da mesma forma, a aplicação do método espectral também apresentou valores de probabilidade da tensão equivalente ser maior que o limite de fadiga para estes elementos.

Estes resultados estão resumidos na Tabela 6.2, onde se verifica que os valores da probabilidade da peça não ter vida infinita são consideravelmente mais elevados quando calculados com o critério de Dang Van do que os calculados através do método espectral. Isto se deve não só ao critério de Dang Van ser mais conservativo, mas também ao método espectral ser baseado na tensão equivalente e na expressão da distribuição de probabilidade das tensões equivalentes através da sua função densidade espectral (*PSD*).

Tabela 6.2 – Probabilidade da tensão, do critério de Dang Van e do método espectral, ser maior que o limite de fadiga do material.

Elemento [Número de identificação]	Probab. ($\sigma > \sigma_f$) [%]	Probab. ($\sigma > \sigma_f$) [%]
8296	14,843	3,8735
8412	13,696	3,7309
8298	12,410	2,9457
8413	11,531	2,7835

O método espectral, no domínio da frequência, utiliza os parâmetros de momento da *PSD* das tensões equivalentes para determinar a distribuição de probabilidades destas tensões e calcular a probabilidade de a peça não ter vida infinita.

O critério de Dang Van, que é um critério de limite de fadiga, identifica a ocorrência de trinca para o carregamento proposto, trabalhando no domínio do tempo. As probabilidades de a peça não ter vida infinita, para cada elemento, são determinadas diretamente pelo histograma da tensão correspondente ao parâmetro “*b*”, que é o valor da tensão de cisalhamento para ocorrer a falha de fadiga quando a tensão hidrostática é zero, sendo o parâmetro “*a*” (o mesmo que o coeficiente “*a*”) a medida da sensibilidade a tensão média, representada pela tensão hidrostática.

O ajuste do histograma de tensões resultante do critério de Dang Van a uma distribuição de probabilidade de Weibull, por exemplo, pode resultar em valores diferentes para a probabilidade da tensão do critério ser maior que o limite de fadiga, devido à distribuição ajustada proporcionar valores uniformes de área sob a curva, que na distribuição teórica é suavizada. Os resultados da Tabela 6.2 foram obtidos através do próprio histograma, que fornece valores de densidade de probabilidade do ciclo de tensões, sem outras aproximações que não as do próprio histograma.

Outra fonte para a divergência entre os resultados obtidos, com a aplicação dos dois métodos, consiste na utilização, pelo método espectral, da *PSD* da tensão equivalente de *von Mises* para resolver o aspecto multiaxial, uma vez que o critério de *von Mises*, assim como o de Sines, tem como pressuposto a não variação da direção das tensões principais, ou seja, sua aplicação é restrita a carregamentos proporcionais. Dessa forma, quando aplicados os critérios de *von Mises* e de Sines a carregamentos complexos, não proporcionais, o resultado apresenta um erro maior. De fato, verifica-se

que a direção da tensão principal apresenta grande variação, conforme indicado na Figura 6.37 para o elemento mais crítico sob o aspecto de possibilidade de apresentar falha por fadiga.

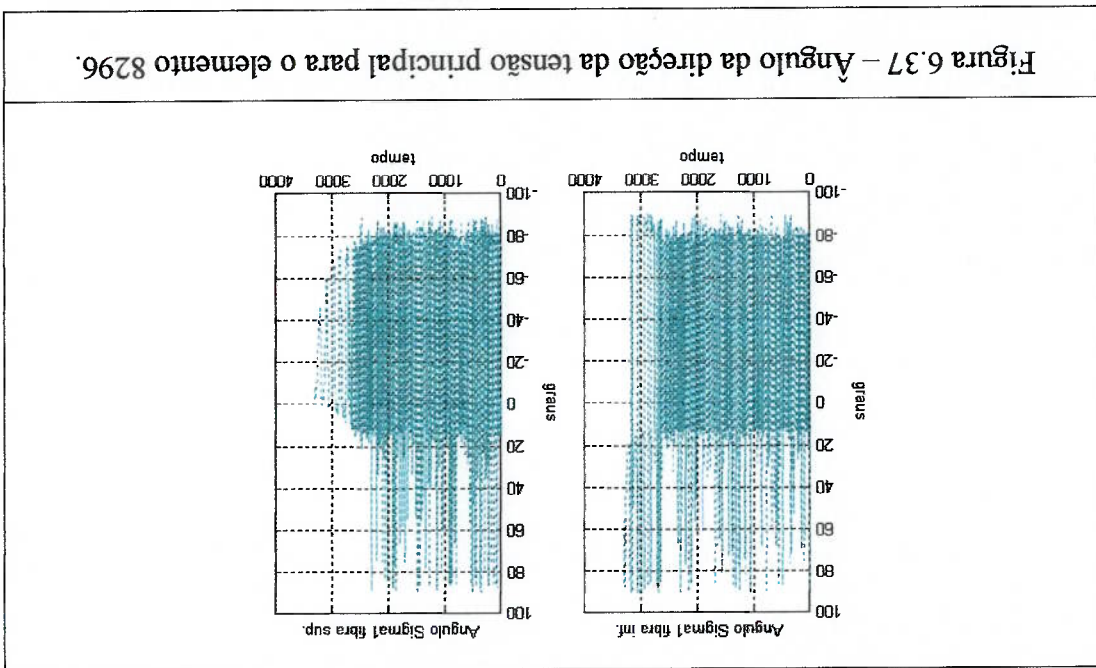


Figura 6.37 – Angulo da direção da tensão principal para o elemento 8296.

Capítulo 7 - CONCLUSÃO

7.1 - CONCLUSÕES

Os resultados apresentados pelos métodos adotados no presente trabalho proporcionam uma comparação entre o método espectral e uma avaliação detalhada do comportamento de fadiga, dada pelo critério de Dang Van, que é um critério de limite de fadiga especialmente aplicável a fadiga em ambiente de excitação dinâmica (DANG VAN (1989)), e se enquadrar nos requisitos reconhecidamente necessários aos algoritmos de fadiga (CONLB; CHU (1997)), que são:

- a) a abordagem por plano crítico (busca pelo plano de máximo dano na localização crítica), e
- b) a utilização de termos que contabilizem tanto a tensão normal quanto a tensão de cisalhamento no plano crítico (os parâmetros do critério de Dang Van: “ α ”, indica a sensibilidade à tensão média, representada pela tensão hidrostática, e “ β ”, representa a amplitude de tensão de cisalhamento no limite de fadiga).

O critério de Dang Van permitiu uma melhor utilização das características do material, levando em conta o encruamento isotrópico e cinemático, a componente desviadora da tensão residual, o efeito do percurso de carregamento.

A análise espectral revela a composição do sinal na frequência, e pode ser utilizada para caracterizar um histórico de carregamento, porém sua aplicação na análise detalhada de fadiga é insuficiente pois a contabilização dos eventos individuais é perdida, eliminando os efeitos de sequenciamento no histórico.

Os resultados obtidos com a aplicação do critério de Dang Van revelam uma alta probabilidade de o componente não ter vida infinita, resultado coerente com o valor "rms" de tensões tomado como base de comparação, que é da ordem de 60% superior ao limite de fadiga considerado, para o elemento mais crítico. Este resultado também é coerente com o desempenho, do componente avaliado, nos ensaios reais do veículo na pista de testes, nos quais apresentou trinca que se iniciava na região mais crítica, em termos de probabilidade do componente apresentar falha por fadiga, e se propagava até o furo para parafuso dianteiro, em relação ao sentido de marcha do veículo, conforme pode ser visualizado na Figura 6.3. A foto da referida trinca não está disponível para ilustração do fenômeno.

Os valores de probabilidade de o componente ter vida finita obtidos com a aplicação do método espectral são mais baixos, mas guardam uma proporção com os valores do critério de Dang Van, mostrando uma tendência semelhante quando considerados os elementos entre si. Como são baseados em funções densidade de probabilidade determinadas através dos parâmetros da função densidade espectral da tensão equivalente, seus resultados devem ser examinados considerando esta característica. Deve-se observar também que a utilização da *PSD* das tensões equivalentes de von Mises, para expressão das características básicas do processo aleatório destas tensões, introduz um erro considerável no resultado do método espectral para carregamentos não-proporcionais.

Assim, os critérios adotados possibilitaram uma avaliação qualitativa e quantitativa dos históricos de carregamento dos elementos considerados, relativamente aos métodos de avaliação de fadiga multiaxial adotados, e também uma avaliação comparativa destes com os valores "rms" da tensão equivalente dos elementos, que são

os valores de referência corretamente utilizados na análise dos componentes veiculares.

A validade dos resultados se traduz pela coerência entre os resultados e as características dos respectivos métodos de obtenção, pela uniformidade revelada nos resultados, guardando a mesma tendência dos valores encontrados para as probabilidades de os elementos não apresentarem vida infinita com os métodos considerados, e pelos próprios métodos adotados, ou seja, o método espectral com a correção de Dirlik, comprovada teoricamente por BISHOP (2000), e o critério de Dang Van, comprovado através da boa correlação na representação de caso de fadiga induzida por vibrações em rolamento, conforme apresentado por DANG VAN et al. (1989).

Não foi possível avaliar a vida estimada para o componente utilizando o critério de Dang Van, o que é colocado como sugestão para futuros trabalhos.

7.2 - RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base no presente trabalho, pode-se apresentar as seguintes sugestões como temas para trabalhos futuros:

- 1) a aplicação do critério de Dang Van a outros casos para verificação da sua característica conservativa, identificada na forma de um fator redutor, nos testes do programa computacional, de aplicação deste critério ao limite de fadiga do material;

- 2) estudo acerca da origem deste fator redutor de 0,67 identificado, que é aplicado ao carregamento para atender ao critério de Dang Van para o limite de fadiga experimental;

- 3) a aplicação dos outros critérios de fadiga multiaxial, apresentados no capítulo 3, a casos de componentes mecânicos ou estruturais, para comparação dos critérios entre si e dos resultados dos critérios com dados experimentais;
- 4) estudo acerca da avaliação da vida estimada em fadiga para componentes mecânicos ou estruturais submetidos a estados de tensão multiaxiais, utilizando o critério de Dang Van.

Capítulo 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) ANG, A. H-S., e TANG, W. H. (1975) "Probability Concepts in Engineering Planning and Design, Volume I – Basic Principles." John Wiley & Sons, New York, USA.
- 2) ANG, A. H-S., e TANG, W. H. (1975) "Probability Concepts in Engineering Planning and Design, Volume II – Decision, Risk and Reliability." John Wiley & Sons, New York, USA.
- 3) ANTUNES, F. V., FERREIRA, J. M., COSTA, J. D., e CAPELA, C. (2002) "Fatigue life predictions in polymer particle composites." International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 10, pp. 1095-1108, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 4) ARAÚJO, J. A., MAMMA, E. N., e CASTRO, R. V. (2003) "On the application of the Dang Van criterion in fretting fatigue. Part I & Part II." ABCM Proceedings of COBEM 2003 – 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, SP, Brazil.
- 5) BACKSTROM, M. e MARQUIS, G. (2001) "A review of multiaxial fatigue of weldments: experimental results, design code and critical plane approaches." Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structure 24, 279-291, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 6) BALLARD, P., DANG VAN, K., DEPERROIS, A., e PAPADOPOULOS, Y. V. (1995) "High cycle fatigue and a finite element analysis." Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structure 18, No. 3, pp. 397-411, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 7) BANNANTINE, J. A., COMER, J. J. e HANDROCK, J. L. (1990) "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis." Prentice Hall, New Jersey, USA.
- 8) BATHÉ, K.-J. (1996) "Finite Element Procedures." Prentice Hall, New Jersey, USA.
- 9) BIGNONNET, A. e THOMAS, J. J. (2001) "Fatigue assessment and reliability in automotive design." Fatigue 2001 – International Conference on Fatigue, SAE Brasil, São Paulo, Brasil.
- 10) BISHOP, N. W. M. (2000) "Vibration fatigue analysis in the finite element environment." Fadiga 2000 – I Seminário Internacional de Fadiga da SAE Brasil, São Bernardo do Campo, SP, Brasil.

- 11) BLAKELY, K. (1993) "MSC/NASTRAN Basic Dynamic Analysis User's Guide." The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles, CA, U.S.A.
- 12) BLOM, A. F., editor (2002) "Fatigue 2002 - Proceedings of the Eighth International Fatigue Congress" Engineering Materials Advisory Services Ltd., U. K.
- 13) BRIS, J., MAURY, H., PACHECO, A., TORRES, J., e WILCHES, J. (2003) "High temperature corrosion fatigue of duplex stainless steel shaft." International Journal of Fatigue Vol. 25, No. 9-11, pp. 1195-1202, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 14) BROWN, M. W., e MILLER, K. J. (1989) "Biaxial and Multiaxial Fatigue." EGF Publication 3, Mechanical Engineering Publications Limited, London, Great Britain.
- 15) CARPINTERI, A. e SPAGNOLI, A. (2001) "Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals." International Journal of Fatigue Vol. 23, No. 2, pp. 135-146, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 16) CEBON, D. (1999) "Handbook of Vehicle-Road Interaction." Swets & Zeitlinger B. V., Lisse, Holanda.
- 17) CHAPMAN, S. J. (2002) "Programação em MATLAB para Engenheiros." Pioneira Thomson Learning Ltda., São Paulo, SP, Brasil.
- 18) CHU, C.-C. (1997) "Multiaxial fatigue life prediction methods in the ground vehicle industry." International Journal of Fatigue Vol. 19, Supp. No. 1, pp. S325-S330, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 19) CLOUGH, R. W., e PENZIEN, J. (1993) "Dynamics of Structures." McGraw-Hill, New York, NY, USA.
- 20) CONLE, F. A. e CHU, C.-C. (1997) "Fatigue analysis and the local stress-strain approach in complex vehicular structures." International Journal of Fatigue Vol. 19, Supp. No. 1, pp. S317-S323, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 21) CRANDALL, S. H., e MARK, W. D. (1973) "Random Vibration in Mechanical Systems" Academic Press, New York, NY, USA.
- 22) DAKIN, J., HEYES, P., FERMEER, M. e MINEN, D. (2001) "Analytical methods for durability in the automotive industry – the engineering process, past, present and future." SAE Brasil – International Conference on Fatigue, Society of Automotive Engineers, Inc.

- 23) DANG VAN, K., CALLETAUD, G., FLAVENOT, J. F., LE DOUARON, A., e LIEURADE, H. P. (1989) "Criterion for high cycle fatigue failure under multiaxial loading" (in: Biaxial and Multiaxial Fatigue), Mechanical Engineering Publications Limited, London, Great Britain.
- 24) DANG VAN, K., GRIVEAU, B. e MESSAGE, O. (1989) "On a new multiaxial fatigue limit criterion: theory and application" (in: Biaxial and Multiaxial Fatigue), Mechanical Engineering Publications Limited, London, Great Britain.
- 25) DANTAS, A. P., ARAÚJO, J. A., e MAMITVA, E. N. (2003) "Finite element evaluation of fatigue strength." ABCM Proceedings of COBEM 2003 – 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, SP, Brazil.
- 26) DIETER, G. E. (1981) "Metalurgia Mecânica." Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- 27) DZENIS, Y. A. (2003) "Cycle-based analysis of damage and failure in advanced composites under fatigue 2. Stochastic mesomechanics modeling." International Journal of Fatigue Vol. 25, No. 6, pp. 511-520, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 28) FATEMI, A. e YANG, L. (1998) "Fatigue analysis and the local stress-strain approach in complex vehicular structures." International Journal of Fatigue Vol. 20, No. 1, pp. 9-34, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 29) FUCHS, H. O., e STEPHENS, R. I. (1980) "Metal Fatigue in Engineering." John Wiley & Sons, New York, NY, USA.
- 30) GILLESPIE, D. T. (1992) "Fundamentals of Vehicle Dynamics." Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, PA, USA.
- 31) GONÇALVES, C. A., ARAÚJO, J. A., e MAMITVA, E. N. (2003) "Fatigue endurance criterion for hard metals: improvement upon a model for multiaxial loading conditions." ABCM Proceedings of COBEM 2003 – 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, SP, Brazil.
- 32) HAN, C., CHEN, X., e KIM, K.S. (2002) "Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading." International Journal of Fatigue Vol. 23, No. 9, pp. 913-921, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 33) HAQUE, M. E., e SUDHAKAR, K. V. (2001) "Prediction of corrosion-fatigue behavior of DP steel through artificial neural network." International Journal of Fatigue Vol. 23, No. 1, pp. 1-4, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 34) HIMMEL, N. (2002) "Fatigue life prediction of laminated polymer matrix composites." International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 2-4, pp. 349-360, Elsevier Science Ltd., Great Britain.

- 35) HUGHES, O. F. (1988) "Ship Structural Design." The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City, NJ, USA.
- 36) JEN, M.-H. R., e LEE, C.-H. (1998) "Strength and life in thermoplastic composite laminates under static and fatigue loads." International Journal of Fatigue Vol. 20, No. 9, pp. 617-629, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 37) JUVINALT, R. C. (1967) "Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength." McGraw-Hill Book Company, New York, NY, USA.
- 38) LEFFBVRRE, D. F. (1989) "Hydrostatic pressure effect on life prediction in biaxial low-cycle fatigue" (in: Biaxial and Multiaxial Fatigue), Mechanical Engineering Publications Limited, London, Great Britain.
- 39) LI, B., SANTOS, J. L. T. e FREITAS, M. (2001) "A computerized procedure for long-life fatigue assessment under complex multiaxial loading." Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structure 24, 165-177, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 40) LIPSON, C. e SHETH, N. J. (1973) "Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments." McGraw-Hill, New York, NY, USA.
- 41) LUTES, L. D., e SARKANI, S. (1997) "Stochastic Analysis of Structural and Mechanical Vibrations." Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, USA.
- 42) MANSSON, T., SKANTZ, J., e NILSSON, F. (2002) "High temperature fatigue crack growth in two metals under constant and variable amplitude loading." International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 11, pp. 1159-1168, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 43) MITCHELL, M. R. (2000) "Fatigue analysis for design." Fadiga 2000 - I Seminário Internacional de Fadiga da SAE Brasil, SAE, São Paulo, Brasil.
- 44) MIYASHITA, Y., KANDA, K., ZHU, S., MUTOH, Y., MIZUNO, M., e McEVILLY, A. J. (2002) "Observations of fatigue damage process in SiC/SiC composites at Room and elevated temperatures." International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 2-4, pp. 241-248, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 45) MOREL, F. (2000) "A critical plane approach for life prediction of high cycle fatigue under multiaxial variable amplitude loading." International Journal of Fatigue Vol. 22, pp. 101-119, Elsevier Science Ltd., Great Britain.
- 46) MOREL, F. (2000) "Spectral methods for multiaxial random fatigue analysis of metallic structures." International Journal of Fatigue Vol. 22, pp. 541-550, Elsevier Science Ltd., Great Britain.

- 47) MOREL, F., e BASTARD, M. (2003) "A multiaxial life prediction method applied to a sequence of non similar loading in high cycle fatigue." International Journal of Fatigue Vol. 25, pp. 1007-1012, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 48) NAGESHA, A., VALSAN, M., KANNAN, R., RAO, K. B. S., e MANNAN, S. L. (2002) "Influence of temperature on the low cycle fatigue behaviour of a modified 9Cr-1Mo ferritic steel" International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 11, pp. 1285-1294, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 49) NEWLAND, D. E. (1993) "An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis" Longman Group Limited, Burnt Mill, England.
- 50) PAPADOPULOS, I. V. (1995) "A high-cycle fatigue criterion applied in biaxial and triaxial out-of-phase stress conditions." Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structure Vol. 18, No. 1, pp. 79-91, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 51) PAPADOPULOS, I. V., DAVOLI, P., GORLA, C., FILIPPINI, M., e BERNASCONI, A. (1997) "A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals." International Journal of Fatigue Vol. 19, No. 3, pp. 219-235, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 52) PAPANIKOS, P., TSERPES, K. I., PANTELAKIS, Sp. (2003) "Modelling of fatigue damage progression and life of CFRP - Carbon fibre-reinforced plastics." Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures Vol. 26, No. 1, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 53) PART-ENANDER, E.; SJOBERG, A.; MELIN, B.; e ISAKSSON, P. (1996) "The Matlab Handbook." Addison-Wesley Longman, Harlow, England.
- 54) PERIDAS, G., e HILLS, D. A. (2002) "Crack initiation: the choice of tests available to calibrate Dang Van's criterion." Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structure 25, 321-330, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 55) POOK, L. P. (1998) "A fatal fairground accident." International Journal of Fatigue Vol. 20, No. 2, pp. 169-173, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 56) QIAO, G. J., HONGJIE, W., e ZHIHAO, J. (2002) "Comparison between fatigue behavior of some ceramics: a new concept of intrinsic stress-corrosion exponent n₀." International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 5, pp. 499-508, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 57) ROUDET, F., DESPLANQUES, Y., e DEGALLAIX, S. (2002) "Fatigue of glass/epoxy composite in three-point-bending with predominant shearing." International Journal of Fatigue Vol. 24, No. 2-4, pp. 327-338, Elsevier Science Ltd, Great Britain.

- 58) SAE (1997) "SAE Fatigue Design Handbook AF-22." SAE International (Society of Automotive Engineers), Warrendale, PA, U.S.A.
- 59) SAE (Fatigue Design and Evaluation Steering Committee) (1975) "Technical report on fatigue properties – SAE J1099." SAE Information Report, USA.
- 60) SCHLEINKOFFER, U., SOCKEL, H. G., GORTING, K., e HEINRICH, W. (1998) "Fatigue of hard metals and cermets – new results and a better understanding." International Journal of Fatigue Vol. 20, No. 1, p. 77, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 61) SHIGLEY, J. E. (1984) "Elementos de Máquinas." Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- 62) SCHÖN, J., e BLOM, A. (2002) "Fatigue life prediction and load cycle elimination during spectrum loading of composites." International Journal of Fatigue Vol. 24, pp. 361-368, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 63) SINES, G. e OHGI, G. (1981) "Fatigue criteria under combined stresses and strains." Transactions of the ASME Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 103, pp. 82-90, USA.
- 64) SINES, G. e WAISMAN, J. L. (1959) "Metal Fatigue." McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, NY, USA.
- 65) SOCIE, D. (1987) "Multiaxial Fatigue Damage Models." Transactions of the ASME: Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 109, pp. 293-298, U.S.A.
- 66) SOCIE, D. F., e MARQUIS, G. B. (2000) "Multiaxial Fatigue." Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, PA, USA.
- 67) SONNSINO, C. M. (2003) "Fatigue design of structural ceramic parts by the example of automotive intake and exhaust valves." International Journal of Fatigue Vol. 25, No. 2, pp. 107-116, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 68) SOUZA, G. F. M. (1994) "Análise de Confiabilidade Estrutural à Fadiga de 'Risers' Rígidos." Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil.
- 69) SU, Hong (1999) "Automotive CAE durability analysis using random vibration approach" Visteon/Ford CAE Forum, Visteon Corporation, USA.
- 70) SUN, Q. Y., SONG, X. P., e GU, H. C. (2001) "Cyclic deformation behaviour of commercially pure titanium at cryogenic temperature." International Journal of Fatigue Vol. 23, No. 3, pp. 187-192, Elsevier Science Ltd, Great Britain.

- 71) SURESH, S. (1991) "Fatigue of Materials." Cambridge University Press, Cambridge, Great Britain.
- 72) SUSMEL, L., e LAZZARIN, P. (2002) "A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment." Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structure 25, 63-78, Blackwell Science Ltd, Great Britain.
- 73) TIMOSHENKO, S. P., e GOODIER, J. N. (1980) "Teoria da Elasticidade." Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- 74) WANG, Y.-Y., e YAO, W.-Y. (2004) "Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria." International Journal of Fatigue Vol. 26, pp. 17-25, Elsevier Science Ltd, Great Britain.
- 75) WU, W. F., LIOU, H. Y., e TSE, H. C. (1997) "Estimation of fatigue damage and fatigue life of components under random loading." International Journal Pressure Vessels & Piping 72, pp. 243-249, Elsevier Science Ltd, Northern Ireland.
- 76) YOU, BONG-RYUL e LEE, SOON-BOK (1996) "A critical review on multiaxial fatigue assessment of metals." International Journal of Fatigue Vol. 18, No. 4, pp. 235-244, Elsevier Science Ltd, Great Britain.

