

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE UnB GAMA/FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA

GENERALIZAÇÃO DA TEORIA DA DISTÂNCIA CRÍTICA PARA
ESTIMATIVA DE VIDA DE COMPONENTES ENTALHADOS EM
REGIME DE MÉDIO E ALTO CICLO DE FADIGA

RAFAEL DE ASSIS BORGES

ORIENTADOR: Prof. JORGE LUIZ DE ALMEIDA FERREIRA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS
DA ENGENHARIA

PUBLICAÇÃO: FGA.DM – Nº 073A/2018

BRASÍLIA/DF: DEZEMBRO/2018


UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DO GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA

"GENERALIZAÇÃO DA TEORIA DA DISTÂNCIA CRÍTICA PARA
ESTIMATIVA DE VIDA DE COMPONENTES ENTALHADOS EM REGIME
DE MÉDIO E ALTO CICLO DE FADIGA"

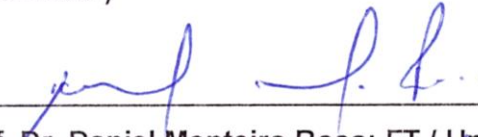
RAFAEL DE ASSIS BORGES

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA FACULDADE DO GAMA E
FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.

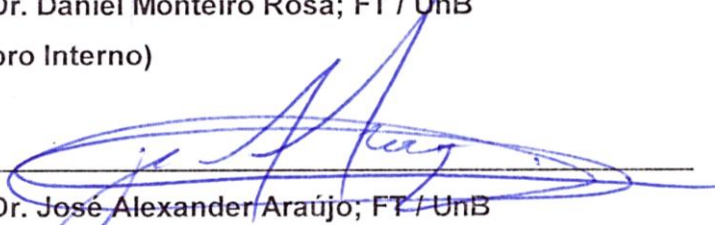
APROVADA POR:



Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira; FT / UnB
(Orientador)



Prof. Dr. Daniel Monteiro Rosa; FT / UnB
(Membro Interno)



Prof. Dr. José Alexander Araújo; FT / UnB
(Membro Externo)

Brasília / DF, 20 de dezembro de 2018

FICHA CATALOGRÁFICA

RAFAEL DE ASSIS BORGES

Generalização da Teoria da Distância Crítica para Estimativa de Vida de Componentes Entalhados em Regime de Médio e Alto Ciclo de Fadiga, [Distrito Federal] 2018.

87 p. 210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2018).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Gama. Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

1. PLANO CRÍTICO

2. FATEMI-SOCIE

3. SMITH-WATSON-TOPPER

4. DISTÂNCIA CRÍTICA

I. FGA/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BORGES, R. A. (2018). Generalização da Teoria da Distância Crítica para Estimativa de Vida de Componentes Entalhados em Regime de Médio e Alto Ciclo de Fadiga. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia, Publicação N° 073A/2018, Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 87 p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: RAFAEL DE ASSIS BORGES.

TÍTULO: Generalização da Teoria da Distância Crítica para Estimativa de Vida de Componentes Entalhados em Regime de Médio e Alto Ciclo de Fadiga.

GRAU: Mestre.

ANO: 2018.

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

RAFAEL DE ASSIS BORGES

QI 14, Bloco H, Apartamento 210 – Guará I

CEP 71.015-080, Brasília, DF – Brasil.

eng.rafaelmiro@hotmail.com

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus por ter cuidado de mim e fazer cumprir Suas promessas na minha vida.

Aos meus pais, Alvaro e Lucinéia, pela confiança, exemplo e inspiração; por acreditar e terem interesse em minhas escolhas, apoiando-me e esforçando-se junto a mim, para que eu suprisse todas elas. Aos meus irmãos, Leonardo e Mírian e, por consequência, aos meus cunhados, Patrícia e Kleyton, por todo o carinho e incentivo depositados a mim. Ao meu sobrinho, Lorenzo, pela inspiração. À minha tia, Giane, obrigado por tudo!

Aos professores do programa de pós-graduação em Integridade de Materiais da Engenharia, em especial ao professor Jorge pela dedicação em suas orientações prestadas na elaboração deste trabalho, sem a sua ajuda este sonho não realizaria.

A todos os colegas do curso de mestrado pelo companheirismo e convivência neste período. Aos funcionários da UnB que zelam por esta instituição e contribuem para a qualidade do ensino acima de tudo.

Agradeço a todas as pessoas que, de forma direta ou indireta, torcem por mim e intercedem pela minha vida.

Por fim, agradeço à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo incentivo financeiro tão importante para a realização deste mestrado.

"Assim, a tarefa não é tanto ver o que ninguém ainda viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou, sobre o que todo mundo vê."

Erwin Schrödinger

"Por pior que a vida possa parecer, há sempre algo que você pode fazer e ter sucesso. Enquanto há vida, há esperança".

Stephen Hawking

RESUMO

Neste trabalho propõe-se que critérios de fadiga multiaxial podem ser utilizados como parâmetros de dano na formulação da Teoria da Distância Crítica. Essa generalização assume que o comprimento característico do material, L , é afetado pelo nível de dano introduzido no componente estrutural e que esse dano pode ser quantificado, não apenas usando a amplitude máxima da tensão normal (σ_{1a}), mas também por algum outro parâmetro de dano. Nesse sentido, ao incorporar os efeitos de multiaxialidade e não-proporcionalidade, os parâmetros da abordagem do plano crítico podem ser utilizados com sucesso na estimativa da vida de fadiga sob diferentes condições de ensaio. Assim, ao contrário da abordagem clássica, o uso dessa estratégia tem a vantagem de permitir a construção da relação $L - N$, independente da condição de ensaio utilizada para calibração. Para definir a nova relação $L - N$, é apresentada um procedimento de calibração considerando os modelos de plano crítico baseados nos critérios de falha de Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie. A validação do método é verificada usando vários conjuntos de dados retirados da literatura. Nesse sentido, dados de ensaio de fadiga obtidos em amostras lisas e entalhadas (contendo diferentes geometrias e espessuras) feitas com ligas de aço EN3B e AISI 4130 são coletados usando vários tipos de razões de carregamento, R . Um estudo sobre o efeito da razão de carregamento e o tipo de carregamento sobre o comportamento da relação $L - N$ é apresentado e indica que, embora as relações obtidas dependam de R e do tipo de carregamento utilizados na calibração, as previsões de vida obtidas por essas curvas são estatisticamente semelhantes. Assim, para todos os materiais investigados, a metodologia proposta pode ser considerada bem-sucedida.

Palavras-Chave: Plano Crítico, Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper, Distância Crítica.

ABSTRACT

This work proposes that multiaxial fatigue criteria can be used as damage parameters in the critical distance theory formulation, TCD. This generalization assumes that the material characteristic length, L , is affected by the level of damage introduced in the structural component and that this damage can be quantified, not only using the maximum amplitude of the normal stress (σ_{1a}), but also by any parameter of damage. In this sense, we postulate that, by incorporating the effects of multiaxiality and non-proportionality, the parameters of the critical plane approach can be used successfully in estimating fatigue life under different test conditions. Thus, unlike the classical approach, the use of this improvement has the advantage of allowing the construction of $L - N$ relationship, independent of the type of test used for calibration. In order to define the new $L - N$ relationship, a calibration strategy is presented considering the critical plane models based on the Smith-Watson-Topper, SWT, and Fatemi-Socie, FS, failure criteria. The accuracy of the method is verified by using several data sets taken from the literature. In this sense, fatigue data obtained from smooth and notched specimens (containing different geometries and thicknesses) made with EN3B and AISI 4130 steel alloys are collected using various types of loading and load ratios, R . A study on the effect of load ratio and load type on the behavior of the $L - N$ relationship is presented and indicates that although the ratios obtained depend on R and the type of load used in the calibration, the life predictions obtained by these curves are statistically similar. Thus, for all materials investigated, the proposed methodology can be considered successful.

Keywords: Critical Plan, Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper, Critical Distance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Representação gráfica do processo de dano por fadiga. Lee et al. (2005).....	23
Figura 3.1: (a) Forças externas atuando em um corpo material e um plano de corte passando pelo ponto O (DANTAS, 2009). (b) Elemento infinitesimal com as componentes de tensão modelado para descrever o estado de tensão em um ponto (SOCIE; MARQUIS, 1999).	29
Figura 3.2: Componentes de tensão que atuam em um plano material (DIAS, 2018).	31
Figura 3.3: Vetor unitário \mathbf{n} referenciado em um sistema de coordenadas $Oxyz$ pelas suas coordenadas esféricas θ e ϕ (DANTAS, 2009).	31
Figura 3.4: (a) Vetor tensão \mathbf{t} e suas componentes normal σ e cisalhante τ referenciados no sistema de coordenadas $Oxyz$. (b) Projeção do vetor tensão \mathbf{t} sobre um plano material Δ para um período de um ciclo de carregamento complexo gerando uma curva fechada Ψ (DANTAS, 2009).	32
Figura 3.5: Representação do modelo de Fatemi e Socie. Adaptado de Socie e Marquis (1999).	34
Figura 3.6: Representação do modelo Smith-Watson-Topper segundo a abordagem de plano crítico. Adaptado de Socie e Marquis (1999).	35
Figura 4.1: (a) Representação das tensões: bruta e líquida. (b) Distribuição da tensão principal na região próxima à raiz do concentrador de tensões.	38
Figura 4.2: Efeito de um entalhe no comportamento da curva S-N em flexão rotativa de uma liga de alumínio e comparações com reduções de resistência usando Kt e Kf . Adaptado de Dowling (2013).	40
Figura 4.3: Abordagem do Método do Ponto (TDC): Campo de tensão linear-elástica nas proximidades do entalhe.	42
Figura 4.4: Curvas de calibração de fadiga para espécimes planos e entalhados.	43
Figura 5.1: Detalhamento de A1 e A2 para melhor refinamento nas proximidades do concentrador de tensões.	48
Figura 5.2: Refinamento dos elementos.	48
Figura 5.3: Estrutura do elemento finito usado na modelagem.	48
Figura 5.4: Visualização esquemática do procedimento para obter a relação $L - N$	50
Figura 5.5: (a) representação das curvas $L_{teste} - l_i$ e $l_1 - l_i$ (b) curva do erro relativo.	52

Figura 5.6: Representação da previsão de vida usando os parâmetros representativos de modelos de falha (P^*).....	53
Figura 6.1: Geometria dos Espécimes: (a) espécime padrão b) entalhe em V de borda única, (c) entalhe do tipo furo central, (d) e entalhe em U de borda única.	55
Figura 6.2 Geometria dos espécimes usados na caracterização do comportamento a fadiga do aço AISI 4130, (a) espécime padrão (b) duplo entalhe em U, e (c) rebaixo arredondado.	57
Figura 6.3: Diagrama de Wöhler – (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.....	59
Figura 6.4: Diagrama $PSWT - N$ – (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.....	60
Figura 6.5: Diagrama $PFS - N$ – (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.....	60
Figura 6.7: Distribuição normalizada das componentes de tensão ao longo do plano médio do espécime fabricado com o entalhe em V de borda única	62
Figura 6.8: Distribuição das componentes de tensão ao longo do plano médio do espécime fabricado com duplo entalhe em U.....	62
Figura 6.9: Relação entre a vida de fadiga e a distância crítica para $R = -1$ (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.....	63
Figura 6.10: Relação entre a vida de fadiga e a distância crítica para (a) aço EN3B ($R = 0,1$) e (b) AISI 4130 ($R = 0,02$).....	63
Figura 6.11: Relação entre a vida de fadiga e a distância crítica estimadas considerando que a calibração foi realizada considerando todas as razões de carga (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.	64
Figura 6.12: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo $\sigma_1 a$ para $R = -1$ e $R = 0,1$ para o aço EN3B.....	67
Figura 6.13: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = -1$) para o aço EN3B.....	68
Figura 6.14: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = 0,1$) para o aço EN3B.....	68
Figura 6.15: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS (Ambos R) para o aço EN3B.....	69
Figura 6.16: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = -1$) para o aço EN3B.....	69

Figura 6.17: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = 0,1$) para o aço EN3B.....	70
Figura 6.18: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT (Ambos R) para o aço EN3B.....	70
Figura 6.19: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo σ_{1a} para o aço AISI 4130.....	71
Figura 6.20: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = -1$) para o aço AISI 4130.....	71
Figura 6.21: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = 0,02$) para o aço AISI 4130.....	72
Figura 6.22: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS (todos os R) para o aço AISI 4130.....	72
Figura 6.23: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = -1$) para o aço AISI 4130.....	73
Figura 6.24: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = 0,02$) para o aço AISI 4130.....	73
Figura 6.25: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT (Ambos R) para o aço AISI 4130.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Propriedades Axiais e Torcionais. Socie e Marquis (1999).....	35
Tabela 6.1: Propriedades mecânicas monotônicas do aço EN3B.....	54
Tabela 6.2: Dimensões dos espécimes e tipos de ensaios usados na caracterização do comportamento a fadiga do aço ENB3 (Dimensões em mm, ângulos em grau).....	56
Tabela 6.3: Propriedades mecânicas monotônicas do aço AISI 4130 (L e T representam, respectivamente, as direções de laminação e transversal).....	56
Tabela 6.4: Dimensões dos espécimes e tipos de ensaios usados na caracterização do comportamento a fadiga das ligas AISI 4130.....	57
Tabela 6.5: Dimensões dos espécimes, tipos de ensaios usados e parâmetros da curva que representam o efeito da presença dos concentradores de tensão no aço AISI 4130 (Dimensões em mm).....	58
Tabela 6.6: Parâmetros das curvas $P_* - N$ para o aço EN3B.....	60
Tabela 6.7: Parâmetros das curvas $P_* - N$ para o aço AISI 4130.....	61
Tabela 6.8: Parâmetros das curvas $L_* - N$ para o aço EN3B.....	64
Tabela 6.9: Parâmetros das curvas $L_* - N$ para o aço AISI 4130.....	64
Tabela 6.10 – Comparação entre a exatidão das estimativas de vida considerando a proposição clássica da TDC, baseado em σ_{1a} , e a metodologia proposta – Material EN3B.....	65
Tabela 6.11 – Comparação entre a exatidão das estimativas de vida considerando a proposição clássica da TDC, baseado em σ_{1a} , e a metodologia proposta – Material AISI 4140.....	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

FS	Fatemi-Socie
MFEP	Mecânica da Fratura Elasto-Plástica
MFLE	Mecânica da Fratura Linear-Elástica
MA	Método da Área
ML	Método da Linha
MP	Método do Ponto
MV	Método do Volume
SWT	Smith-Watson-Topper
TDC	Teoria da Distância Crítica

A	Coeficiente de resistência à fadiga
A_*	Constante material relativa à $L_* - N$
A_{P_*}	Constante material relativa à $P_* - N$
A_{FS}	Constante material baseada em FS
A_{SWT}	Constante material baseada em SWT
b	Expoente de resistência à fadiga
b_*	Expoente material relativo à $L_* - N$
b_{P_*}	Expoente material relativo à $P_* - N$
b_0	Expoente de resistência à fadiga (FS)
b_{FS}	Expoente material baseado em FS
b_{SWT}	Expoente material baseado em SWT
c_0	Expoente de ductilidade à fadiga (FS)
ΔA	Elemento de área
$\Delta \varepsilon_1$	Amplitude de deformação principal

ΔF	Força resultante
$\Delta \gamma$	Amplitude de deformação γ
ΔK_{th}	Fator de intensidade de tensão limiar
$\Delta \sigma_0$	Limite de resistência à fadiga
err	Erro relativo
ε -N	Abordagem de fadiga Deformação-Vida
ε'_f	Coefficiente de ductilidade à fadiga
E	Módulo de elasticidade
f	Frequência
G	Módulo cisalhante
γ'_f	Coefficiente de ductilidade à fadiga
I	Vetor das distâncias da raiz do concentrador de tensão
k	Constante de material ($0 \leq k \leq 1$)
k_f	Fator de redução de resistência à fadiga
k_t	Fator de concentração de tensão
K_a	Fator condição de superfície
K_b	Fator de tamanho
K_{carr}	Fator de carregamento
K_d	Fator de temperatura
K_e	Fator de confiabilidade
K_f	Fator de efeitos variados
K_{Ic}	Tenacidade à fratura em tensão plana
l	Distância da raiz do concentrador de tensão
L	Comprimento característico do material
L_S	Comprimento característico do material correspondente

L_{teste}	Distância crítica teste
N	Número de ciclos de fadiga
N_0	Maior número de ciclos registrado
N_S	Menor número de ciclos registrado
\mathbf{n}	Vetor unitário
ϕ	Coordenada esférica ϕ
P_*	Parâmetro representativo de falha
P_{*max}	Parâmetro representativo de falha máximo
P_{FS}	Parâmetro de Fatemi-Socie
P_{SWT}	Parâmetro de Smith-Watson-Topper
q	Fator de sensibilidade ao entalhe
R	Razão de carregamento
S-N	Abordagem de fadiga Tensão-Vida
S'_e	Limite de resistência do corpo de prova
S_e	Limite de resistência no local crítico de uma peça
$S_{E,entalhado}$	Limite de fadiga de um espécime entalhado
$S_{E,sem\ entalhe}$	Limite de fadiga de um espécime não entalhado
\mathbf{t}	Vetor tensão
\mathbf{T}	Tensor tensão de Cauchy
σ	Tensão normal
σ_1	Tensão principal
σ_{1a}	Amplitude da máxima tensão principal
σ_a	Tensão normal alternada
σ_{bruta}	Tensão norma na área bruta
σ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga axial

$\sigma_{liquida}$	Tensão normal na área líquida
σ_m	Tensão média
σ_{max}	Tensão máxima normal
$\sigma_{n,max}$	Tensão máxima normal
σ_{nom}	Tensão nominal
σ_{ref}	Tensão de referência
σ_u	Tensão de resistência última
σ_y	Tensão de escoamento do material
θ	Coordenada esférica θ
t	Tempo
τ	Tensão cisalhante
τ_a	Tensão cisalhante alternada
τ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga cisalhante

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO	18
1.2 OBJETIVO	20
2 FADIGA	21
2.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	21
2.2 MECANISMOS DE FALHA POR FADIGA	22
2.3 FADIGA UNIAXIAL	24
2.4 ABORDAGEM TENSÃO-VIDA	26
3 FADIGA MULTIAXIAL	28
3.1 CONCEITOS PRELIMINARES	29
3.2 MODELOS BASEADOS EM PLANOS CRÍTICOS	33
3.2.1 MODELO DE FATEMI-SOCIE	34
3.2.2 MODELO DE SMITH-WATSON-TOPPER	35
4 ANÁLISE DE FADIGA EM CORPOS ENTALHADOS E TEORIA DA DISTÂNCIA CRÍTICA	37
4.1 FADIGA EM CORPOS ENTALHADOS	38
4.2 ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA USANDO A TDC	40
5 METODOLOGIA	44
5.1 ESTIMATIVA DE PLANO CRÍTICO	44
5.2 CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS QUE RELACIONAM A VIDA A FADIGA AOS PARÂMETROS DE PLANO CRÍTICO	46
5.3 CURVAS DE DISTÂNCIA CRÍTICA EM FUNÇÃO DA VIDA	47
5.3.1 DETERMINAÇÃO DO CAMPO DE TENSÃO ATUANTE PRÓXIMO A RAIZ DO ENTALHE	47

5.3.2 CALIBRAÇÃO DAS CURVAS DE DISTÂNCIA CRÍTICA EM FUNÇÃO DA VIDA	49
5.4 ESTIMATIVA DE VIDA DE FADIGA DE COMPONENTES ENTALHADOS	50
<hr/>	
6 AVALIAÇÃO DA METODOLOGIA INVESTIGADA	54
6.1 DESCRIÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS	54
6.1.1 AÇO EN3B	54
6.1.2 AÇO AISI 4130	55
6.2 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS	58
6.2.1 CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS $P * -N$	58
6.2.2 CALIBRAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE DISTÂNCIA CRÍTICA E VIDA	61
6.3 ESTIMATIVA DA VIDA DE FADIGA DE COMPONENTES ENTALHADOS	65
<hr/>	
7 CONCLUSÕES	75
7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	75
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
ANEXO A	81

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

Existem inúmeras razões pelas quais um componente estrutural submetido a um carregamento qualquer pode vir a falhar, podendo-se citar erros de projeto, processos de fabricação inadequados ou deficientes, manutenção imprópria ou inexistente, sobrecarga nas condições de serviço, problemas ambientais como catástrofes, umidade excessiva, influências da temperatura, corrosão química, desgaste mecânico e as falhas por fadiga (FERREIRA, 2002).

Quando peças de máquinas falham estaticamente, de modo geral elas desenvolvem uma deflexão muito grande, porque a tensão excedeu a resistência ao escoamento e a peça é trocada antes que a fratura realmente ocorra. Assim, muitas falhas estáticas dão aviso visível antecipadamente. No entanto, a falha por fadiga é súbita e total e, por isso, perigosa (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Takahashi (2014) ressalta a importância na utilização de metodologias de fadiga que permita uma previsão segura e mais precisa da vida de produtos sujeitos a falhas por fadiga. Mais ainda, é interessante que estas metodologias também incluam conceitos de Fadiga Multiaxial e utilize resultados de análises por Elementos Finitos para estimar a vida em fadiga.

As geometrias complexas de componentes mecânicos reais induzem a redistribuição do campo de tensões e ao surgimento de concentrações de tensões que devem ser adequadamente levados em consideração durante o processo de projeto devido ao seu efeito prejudicial sobre a resistência à fadiga do material. Diferentes estratégias foram exploradas ao longo das últimas décadas para propor técnicas de estimativa de vida adequadas para avaliar o efeito prejudicial sobre a resistência à fadiga do material de entalhes não agudos, agudos e curtos, mas provavelmente o método mais amplamente adotado foi proposto por Neuber (1958), denominado de Teoria das Distâncias Críticas (SUSMEL; TAYLOR, 2007).

De acordo com Taylor (2007), a Teoria da Distância Crítica (TDC) não é um método, mas sim um conjunto de métodos que têm certas características em comum e que fazem uso da análise linear-elástica e de um parâmetro material constante, L , denominado distância crítica, para prever o efeito de entalhes e outros concentradores de tensão pela consideração de um campo de tensões na região próxima à raiz do entalhe.

Susmel e Taylor (2007) propuseram uma técnica de estimativa de vida que toma como ponto de partida a hipótese de que o estado de tensão linear-elástica a uma dada distância da ponta do concentrador de tensão fornece todas as informações necessárias para estimar corretamente o dano por fadiga. Desta forma, assumiram que a distância crítica varia com a vida numa relação linear simples entre eles (em escala logarítmica). Para obter essa relação, geralmente é necessário gerar duas curvas S-N, para espécime liso e entalhado.

O dano à fadiga é presumido depender da complexidade de todo o campo de tensão atuando sobre o material na vizinhança do local de iniciação da trinca, de modo que situações uniaxiais se tornam subcasos simples do caso multiaxial mais geral. Os problemas de fadiga do entalhe uniaxial e multiaxial são considerados como sendo nominalmente diferentes e, por essa razão, são abordados seguindo estratégias diferentes. Isto é surpreendente porque é bem conhecido que quando um componente entalhado é submetido a carga cíclica uniaxial, existe um estado de tensão multiaxial perto do entalhe: portanto, um método de fadiga multiaxial eficiente deve ser capaz de avaliar corretamente também esta situação. Em outras palavras, a fadiga multiaxial em componentes pode surgir externamente devido ao carregamento ou internamente devido a efeitos de geometria. Em termos de danos por fadiga, é evidente que não podem existir diferenças entre esses dois tipos de multiaxialidade, desde que o campo distribuições de tensão na vizinhança do local de iniciação da trinca sejam as mesmas (SUSMEL; TAYLOR, 2008).

Na tentativa de desenvolver teorias que possam ser utilizadas nas situações mais gerais e complexas da fadiga multiaxial, inúmeros modelos já foram propostos para solucionar o problema. De um modo geral, os modelos apresentados podem ser classificados em empíricos, baseados nos invariantes do tensor das tensões, baseados em tensões médias, planos críticos, etc.

Abordagens de planos críticos evoluíram a partir de observações experimentais de nucleação e crescimento de trincas durante o carregamento. Dependendo do material, do estado de tensão, do ambiente e da amplitude de deformação, a vida à fadiga é geralmente dominada pelo crescimento de trincas ao longo dos planos de cisalhamento ou ao longo dos planos de tração. Um modelo de plano crítico incorpora os parâmetros dominantes que governam o tipo de crescimento de trinca (TAYLOR, 2007).

Nesse sentido, essa dissertação terá como foco os critérios associados a planos críticos. Essa classe de abordagens considera que as trincas de fadiga têm origem em certos planos materiais onde as combinações de tensões ou deformações cisalhantes e normais são mais

severas. Esses critérios são capazes de prever não apenas a resistência à fadiga do material e o local de iniciação da trinca, mas também sua orientação (SÁ, 2017).

Sá (2017) em sua tese, propôs o uso dos parâmetros de Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie como parâmetros representativos da condição de falha. Assim, para quantificação do comportamento da distribuição da vida, a estimativa da curva de distância crítica versus vida e os algoritmos de pesquisa de plano crítico e previsão de vida foram desenvolvidos com base no parâmetro SWT e FS. Para a validação do modelo utilizou resultados de testes de fadiga para o aço de baixo carbono EN3B e para o aço liga AISI 4130 sob condições de carregamentos axiais.

1.2 OBJETIVO

O objetivo geral deste trabalho é apresentar e validar uma generalização da Teoria da Distância Crítica para estimativa de vida de componentes entalhados em regime de médio e alto ciclo de fadiga usando o parâmetro de Smith-Watson-Topper e o parâmetro de Fatemi-Socie.

2 FADIGA

2.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Fadiga é um processo de dano localizado produzido pela aplicação de tensões variantes no tempo. É o resultado do processo cumulativo que consiste na iniciação da trinca, propagação e fratura final de um componente. Durante o carregamento cíclico, pode ocorrer deformação plástica localizada no local de maior tensão. Esta deformação plástica induz danos permanentes ao componente e uma trinca se desenvolve. À medida que o componente experimenta um número crescente de ciclos de carga, o comprimento da trinca (dano) aumenta. Após um certo número de ciclos, a trinca fará com que o componente falhe (LEE et. al, 2005).

Este modo de falha é caracterizado pela nucleação e propagação lenta e gradual de trincas que levam à ruptura e ao colapso súbito de um componente mecânico devido às variações de tensão e deformação (TAKAHASHI, 2014). É um fenômeno complexo, de caráter extremamente estatístico, dependente de diversos fatores como: carregamento, geometria, microestrutura do material, fatores ambientais (temperatura, meio, umidade, etc.) e processos de fabricação (tensões residuais, acabamento superficial, defeitos, etc.).

Estruturas e máquinas são construídas a partir de componentes de engenharia montados para formar uma estrutura ou máquina capaz de executar as funções projetadas. Ao longo do último século, os desenvolvimentos em conhecimento de engenharia tornaram possível aos engenheiros projetistas criar estruturas e máquinas mais complexas e eficientes. Apesar de melhorias significativas no conhecimento, falhas nos componentes ainda ocorrem, seja por sobrecarga inesperada ou por projeto inadequado, resultando em perdas sociais e/ou econômicas (LOUKS, 2016).

Segundo Takahashi (2014), grande parte das falhas que ocorrem em componentes mecânicos sujeitos a carregamentos dinâmicos é decorrente da fadiga e, é importante salientar que os níveis de tensão em que ocorre a ruptura em carregamento cíclico são muito inferiores aos necessários para ruptura por carregamento estático, ou seja, o fenômeno de fadiga ocorre em componentes sujeitos a tensões abaixo do limite de escoamento do material do componente.

Para complicar ainda mais a situação, os componentes reais quase sempre contêm características geométricas como entalhes e, estas mudanças na seção transversal atuam como concentradores de tensão que promovem a iniciação de trinca levando à falha do componente.

2.2 MECANISMOS DE FALHA POR FADIGA

Como foi mencionado, a fadiga é um tipo de falha mecânica, causada primariamente pela aplicação repetida de carregamentos variáveis. De acordo com Takahashi (2014) as falhas por fadiga sempre são causadas por uma pequena trinca que se propagou até causar fratura do componente. As trincas de fadiga geralmente estão localizadas na superfície da peça e podem ser originadas no processo de fabricação do componente. Praticamente todas as partes de uma estrutura contém descontinuidades, variando de microscópicas até macroscópicas, introduzidas nos processos de manufatura. As trincas por fadiga também podem se desenvolver ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor de uma descontinuidade que cause concentração de tensão como um entalhe.

Um elemento estrutural, mesmo quando submetido a tensões e deformações abaixo do seu limite de escoamento, pode sofrer uma falha por fadiga. Esse tipo de falha tem origem em danos microscópicos no material. Com o passar do tempo, esse dano assume escalas maiores até atingir uma escala macroscópica. De um modo geral, a falha por fadiga pode ser resumida nos seguintes estágios: alterações microscópicas e subestruturais que geram nucleação de danos permanentes no material; surgimento de trincas microscópicas; crescimento e coalescimento dos defeitos microscópicos; propagação estável da trinca; instabilidade estrutural e consequente falha (SÁ, 2017).

Muitas falhas estáticas dão avisos visíveis com antecedência; contudo, uma falha por fadiga é repentina e, portanto, perigosa. A falha por fadiga tem uma aparência similar à fratura frágil em um ensaio de tração estático. A superfície de fratura plana, perpendicular à direção da tensão variável, e com a ausência do fenômeno de estrição. Por outro lado, as características da fratura de uma falha por fadiga são bastantes diferentes de uma fratura frágil sob carregamento estático (TAKAHASHI, 2014).

Em geral, observa-se que o processo de falha envolve as seguintes etapas: (1) nucleação de trincas, (2) crescimento de trincas curtas, (3) crescimento de trincas longas e (4) fratura final. As trincas começam no plano de cisalhamento localizado próximo de concentradores de altas tensões, como bandas de deslizamento persistentes, inclusões, porosidade ou descontinuidades. O plano de corte localizado geralmente ocorre na superfície ou dentro dos limites de grão. Este passo, nucleação de trincas, é o primeiro passo no processo de fadiga. Uma vez que a nucleação ocorre e a carga cíclica continua, a trinca tende a crescer ao longo do plano de tensão de cisalhamento máximo e através do limite do grão (LEE et al., 2005).

Uma representação gráfica do processo de dano por fadiga é representada na Figura 2.1 mostrando a sequência de movimentos de deslizamento responsáveis pela formação de uma intrusão e de uma extrusão. O surgimento desta topografia na superfície do material pode ser visualizada se fizermos uma analogia dos planos cristalinos com as cartas de um baralho, onde movimentos alternantes de cisalhamento, em um e em outro sentido, fazem com que as cartas, inicialmente emparelhadas, fiquem totalmente fora de posição, umas mais a frente e outras mais para trás. Estas irregularidades formam pontos reentrantes, de concentração de tensão, que levam à formação de microtrincas. Estas microtrincas formam-se em geral nas intrusões, propagando-se paralelamente aos planos atômicos de deslizamento, coincidentes com um plano de máxima tensão cisalhante. As microtrincas seguem crescendo até que atinjam um tamanho tal que passam a se propagar de forma perpendicular às tensões de tração que agem no material. No primeiro estágio de propagação as tensões cisalhantes é que são importantes, enquanto que no estágio II as tensões de tração é que controlam o crescimento. O tamanho da microtrinca em que ocorre a transição do estágio I para o estágio II de propagação depende do nível de sollicitação, pois em um material altamente sollicitado a microtrinca passa para o estágio II com um tamanho menor do que no caso da sollicitação ser mais baixa. (LEE et al., 2005).

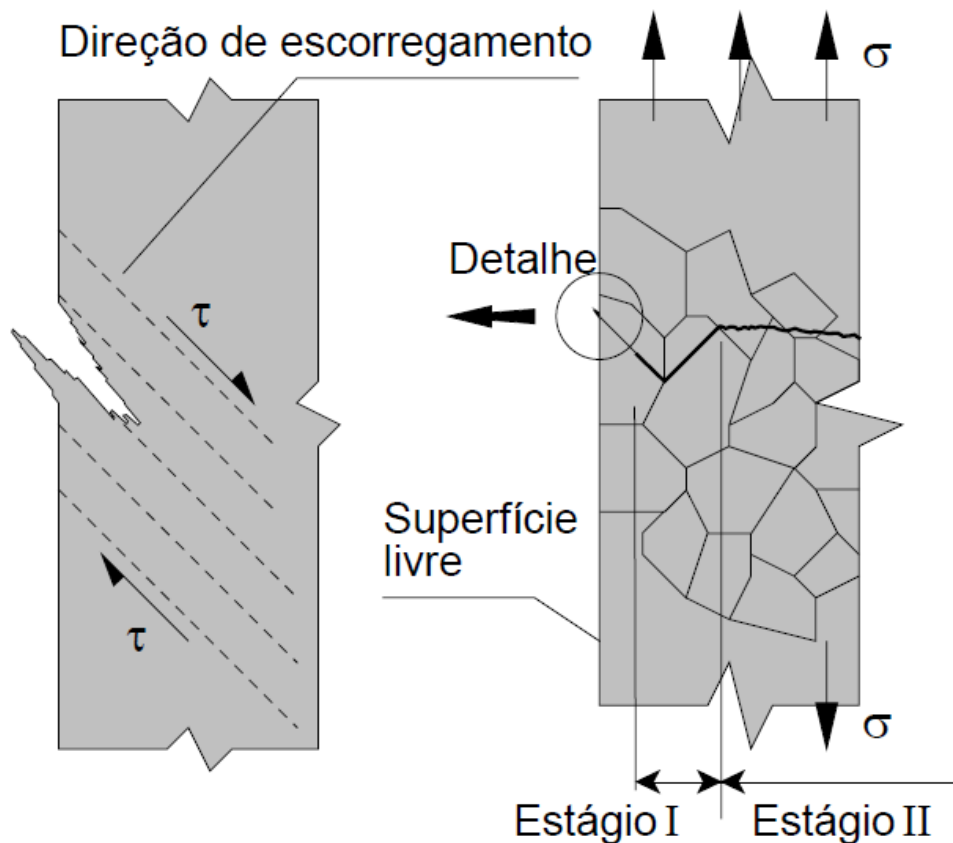


Figura 2.1: Representação gráfica do processo de dano por fadiga. Rosa (2002).

2.3 FADIGA UNIAXIAL

Wöhler, um engenheiro alemão, em 1858, mediu cargas de serviço de eixos ferroviários com medidores de deflexão desenvolvidos na época. Em 1860, Wöhler publicou os resultados de testes de fadiga com eixos ferroviários. Em 1870, ele apresentou um relatório final concluindo: “*o material pode ser induzido a falhar por muitas repetições de tensões, todas elas inferiores à resistência estática (ou seja, dos limites de escoamento e de resistência). As amplitudes de tensão são decisivas para a destruição da coesão do material. A tensão máxima é de influência apenas na medida em que quanto maior ela é, menores as amplitudes de tensão que levam à falha (ou seja, um aumento da tensão média reduz a resistência à fadiga do material para uma dada amplitude de tensão)*” (MATOS, 2010; SCURACCHIO, 2012).

Segundo Wöhler, as amplitudes de tensões são o parâmetro mais importante para a vida de fadiga, mas uma tensão média também tem uma influência significativa. Wöhler representou os resultados dos testes em forma de tabelas, mas nunca os mapeou.

O comportamento à fadiga é classificado em dois domínios. Um está associado a cargas relativamente altas que produzem não somente deformações elásticas, mas também alguma deformação plástica durante cada ciclo. Conseqüentemente, as vidas em fadiga são relativamente curtas; esse domínio é denominado fadiga de baixo ciclo e ocorre com menos do que aproximadamente 10^4 a 10^5 ciclos. Para os níveis de tensão mais baixos, onde as deformações são totalmente elásticas, tem-se como resultado vidas em fadiga mais longas. Isso é chamado de fadiga de alto ciclo, uma vez que número de ciclos relativamente grandes são exigidos para produzir uma falha por fadiga. A fadiga de alto ciclo está associada a vidas em fadiga maiores que aproximadamente 10^4 a 10^5 ciclos (CALLISTER, 2008).

O comportamento em fadiga de materiais de engenharia é altamente sensível a diversas variáveis. Alguns desses fatores incluem o nível médio de tensão, o projeto geométrico, propriedades microestruturais, efeitos de superfície, alinhamento do corpo de prova no equipamento e variáveis metalúrgicas, assim como o ambiente. Por isso, os resultados à fadiga são bem dispersos. Essa variação no valor da vida em fadiga, N , para vários corpos sob o mesmo nível de tensão pode levar a incertezas de projeto significativas quando a vida em fadiga e/ou a resistência à fadiga estiverem sendo considerados (CALLISTER, 2008).

Esses resultados são obtidos em condições atentamente controladas, porém é irreal esperar que o limite de resistência de um componente mecânico ou estrutural seja igual ao determinado em laboratório para corpos padronizados. Budynas e Nisbett (2011) apontam

algumas diferenças: material (composição, base de falha e variabilidade), manufatura (método, tratamento térmico, corrosão por microabrasão, condição de superfície e concentração de tensão), ambiente (corrosão, temperatura, estado de tensão e tempo de relaxação) e projeto (tamanho, forma, vida, estado de tensão, concentração de tensão, velocidade, microabrasão e escoriação).

No entanto, Marin (1962) identificou fatores que quantificavam os efeitos da condição de superfície, K_a ; tamanho, K_b ; carregamento, K_{carr} ; temperatura, K_d ; confiabilidade, K_e e efeitos variados, K_f , na tentativa de ajustar o limite de resistência por correções subtrativas ou multiplicativas. A proposta de Marin é então descrita pela Equação 2.8, onde S'_e é o limite de resistência do corpo de prova e S_e é o limite de resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_{carr} \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e \quad (2.8)$$

Antigamente, a análise de tensões era realizada utilizando cálculos manuais. Atualmente, porém, a maioria das análises de tensões são realizadas utilizando Elementos Finitos, pois resulta em boa precisão dos valores de tensões/deformações e dos locais críticos do componente. Após esta etapa, a análise de fadiga é realizada para se determinar a durabilidade da estrutura (TAKAHASHI, 2014). Faz-se necessário então escolher o método de fadiga a ser utilizado, os três métodos mais usados para estudar e prever a fadiga são a abordagem tensão-vida (Método S-N), a abordagem deformação-vida (Método ϵ -N) e a moderna abordagem pela Mecânica da Fratura.

O Método ϵ -N considera a ocorrência de deformações plásticas significativas. As tensões e deformações que ocorrem em um componente submetido a carregamento cíclico são usadas como base para estimar a sua durabilidade. Essa abordagem foi inicialmente desenvolvida no final dos anos 50 devido à necessidade de analisar problemas de fadiga em componentes de baixa ductilidade. Ela difere do Método S-N pelo fato de considerar não só as tensões, mas também as deformações locais. Sua característica principal está no emprego da curva cíclica tensão-deformação para obtenção da curva deformação versus a vida à fadiga. Os testes para a obtenção dessas curvas são feitos utilizando-se corpos de prova sem entalhes e submetidos a esforços onde o controle se dá pela deformação (TEIXEIRA, 2004).

A Mecânica da Fratura descreve o comportamento de sólidos contendo trincas, prevendo a propagação destas, desde dimensões iniciais até dimensões críticas, responsáveis pela ruptura do componente. A Mecânica da Fratura inclui dois ramos importantes: a Mecânica

da Fratura Linear-Elastica (MFLE) e a Mecânica da Fratura Elasto-Plástica (MFEP). A MFLE assenta no pressuposto de um comportamento linear elástico generalizado do componente. Apesar desta limitação da MFLE, ela continua sendo usada preferencialmente na grande maioria das aplicações.

2.4 ABORDAGEM TENSÃO-VIDA

Wöhler (1870), analisando o processo de fadiga em eixos ferroviários, sugeriu um diagrama, denominado de curva de Wöhler (ou curva S-N), que relaciona a amplitude de tensão nominal em um corpo de prova padrão com o número de ciclos até a falha, conforme a Figura 2.2. Em 1910, Basquin notou que os dados gerados poderiam ser descritos por um modelo linear, em escala log-log, para os casos em que os dados de fadiga são provenientes de amostras aleatórias, como mostra a Equação 2.9. Ao gerar gráficos em escala log-log de tensão aplicada versus vida à fadiga dos testes de fadiga, a coordenada y é expressa em termos da amplitude de tensão, e a coordenada x é expressa em termos do número de ciclos até a falha.

$$\sigma_a = A(N)^b \quad (2.9)$$

Onde σ_a é a amplitude de tensão, N é o número de ciclos de fadiga, A é o coeficiente de resistência à fadiga e b é o expoente de resistência à fadiga.

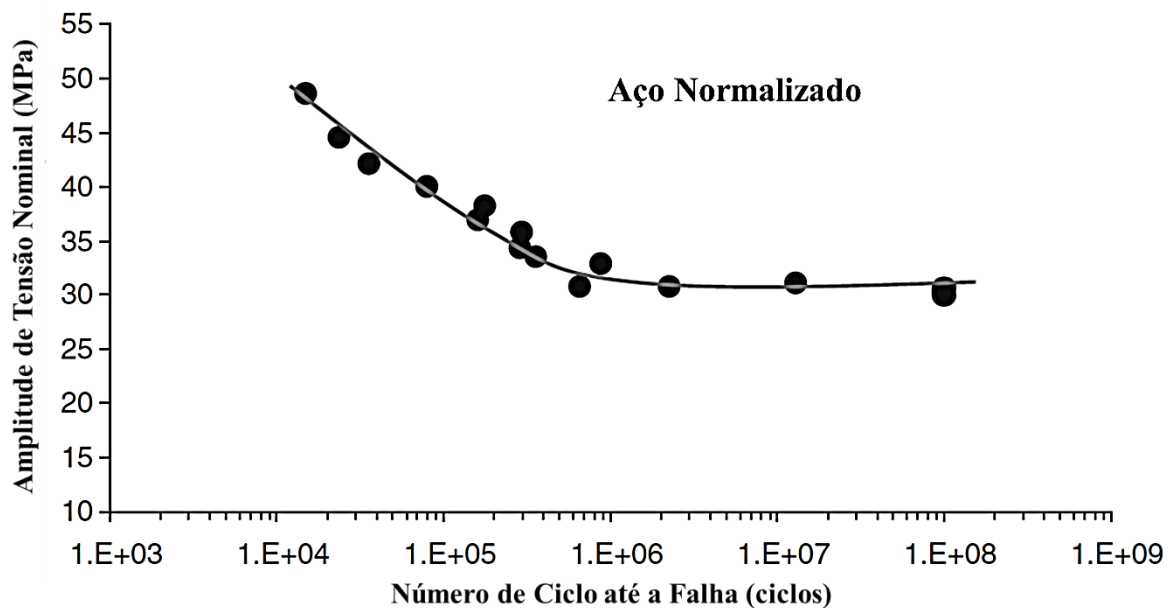


Figura 2.2: Exemplo de curva de Wöhler. Takahashi (2014).

No caso de um carregamento axial, a curva de Wöhler é obtida através de vários ensaios mecânicos, sendo que em cada ensaio um espécime é sujeito a uma força axial cíclica de

magnitude específica. Esta força varia no tempo e gera uma tensão axial no espécime, que geralmente é uma função senoidal com amplitude igual à σ_a . Esta força/tensão é aplicada no espécime até que ocorra falha, caracterizada pela separação do mesmo em duas partes.

De acordo com Takahashi (2014) é importante salientar que o Método S-N pode ser utilizado apenas quando o componente não possuir trincas no instante inicial de sua utilização. Além desse fator, esse método somente pode ser utilizado quando não há deformação plástica cíclica presente no componente analisado (ou quando há pouquíssima deformação plástica cíclica). Isto ocorre porque apenas deformações elásticas cíclicas foram consideradas quando a curva de Wöhler foi obtida. Conseqüentemente, segundo Budynas e Nisbett (2011), este método é menos preciso em aplicações onde N tende a se aproximar de 10^3 ciclos, devido ao início do processo de plastificação.

3 FADIGA MULTIAXIAL

Os componentes de máquinas, veículos e estruturas estão constantemente submetidos a carregamentos do tipo tração, compressão, flexão, rotação, pressão ou a combinação desses. Como resultado, são observados estados complexos de tensão cujos componentes podem variar em direção e magnitude. No projeto de qualquer um desses componentes deve-se assegurar que o material não irá falhar, para tal, é necessário identificar os esforços e verificar onde eles são mais severos. Para Socie e Marquis (1999), entender como carregamentos externos se combinam para produzir tensões e deformações na localização crítica de uma estrutura ou componente é fundamental para entender e avaliar a fadiga multiaxial.

Os estudos em fadiga multiaxial tiveram início com um conjunto de dados experimentais levantados e correlacionados por Gough, Pollard e Clenshaw (1951), interessados no projeto de eixos submetidos a esforços combinados. Em seus experimentos, corpos são submetidos a esforços de torção e flexão em fase, levando em consideração características anisotrópicas dos materiais. Através destes testes, os autores chegaram à conclusão que os critérios de falhas estáticas não eram suficientes para descrever os problemas de fadiga, definindo um critério que correlaciona os dados obtidos à equação de uma elipse. Os experimentos conduzidos por Gough foram de extrema importância nos anos que se seguiram, o que pode ser avaliado pela grande quantidade de critérios propostos que comparam estes dados experimentais às respostas previstas (FUMES, 2014).

Sines (1955) realizou uma revisão dos dados de fadiga multiaxial produzidos até 1955, principalmente os publicados por Gough, para entender a relação entre as tensões cíclicas e as tensões estáticas no processo de fadiga. Com base nestes resultados, Sines verificou que, para que o material resista de 10^6 a 10^7 ciclos, o aumento nas tensões estáticas de tração está associado a uma menor amplitude de tensão cíclica axial. Isto significa que para uma sollicitação cíclica axial constante, é esperada uma menor vida em fadiga na proporção em que se aumenta a tração estática. Este fenômeno ocorre de forma inversa na compressão estática, ou seja, esta age de forma benéfica à vida em fadiga do material. Além disso, foi verificado que a torção estática não afeta a vida em fadiga de um material sujeito a torções ou flexões cíclicas.

A partir de 1970, boa parte dos esforços foram direcionados no desenvolvimento de modelos de fadiga multiaxial baseados em deformação, amplamente utilizados em casos de fadiga de baixo ciclo. Entretanto, de um modo geral, os modelos baseados em tensões continuam sendo mais amplamente empregados. Modelos baseados em tensões conseguem

prever vida a fadiga de maneira satisfatória desde que as deformações plásticas sejam relativamente pequenas (SOCIE; MARQUIS, 1999). Atualmente, existe um grande número de modelos de fadiga multiaxial, essas abordagens encontradas na literatura seguem alguns critérios: critérios empíricos, baseados nos invariantes do tensor tensão, critérios de energia, baseados em tensões médias, associados a planos críticos, etc.

3.1 CONCEITOS PRELIMINARES

Considere um corpo Ω submetido a carregamentos externos e nesse corpo em um ponto O qualquer, passa-se um plano de corte, conforme mostrado na Figura 3.1a. O estado de tensão em um dado ponto é descrito por meio de seis componentes (Figura 3.1b), onde as tensões normais são indicadas por σ e as tensões cisalhantes por τ , os sub-índices indicam, respectivamente, o plano e a direção que o vetor tensão está atuando e o eixo a que essa tensão é paralela.

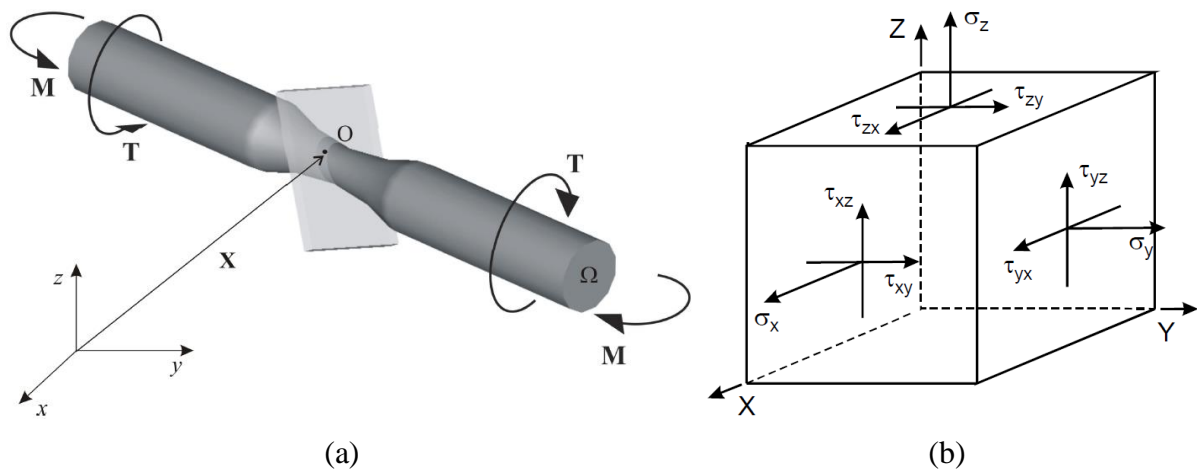


Figura 3.1: (a) Forças externas atuando em um corpo material e um plano de corte passando pelo ponto O (DANTAS, 2009). (b) Elemento infinitesimal com as componentes de tensão modelado para descrever o estado de tensão em um ponto (SOCIE; MARQUIS, 1999).

O plano de corte que passa por O é definido pelo seu vetor unitário \mathbf{n} e o vetor tensão \mathbf{t} atuante neste ponto é resultado da ação de uma força interna $\Delta \mathbf{F}$ em um elemento de área ΔA . Por conveniência, decompondo-se \mathbf{t} em dois vetores, um vetor tensão normal à superfície de corte que será denominado vetor tensão normal $\boldsymbol{\sigma}$ e outro paralelo à superfície de corte que será denominado vetor tensão cisalhante $\boldsymbol{\tau}$. O vetor tensão normal e o vetor tensão cisalhante são definidos, respectivamente, nas Equações 3.1 e 3.2.

$$\boldsymbol{\sigma} = (\mathbf{t} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} \quad (3.1)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{t} - \boldsymbol{\sigma} \quad (3.2)$$

O vetor tensão \mathbf{t} depende não só do ponto $O \in \Omega$, mas também do plano (de normal \mathbf{n}) sobre o qual atua. Tal fato é conhecido como Hipótese de Cauchy. O modo como o vetor tensão depende de \mathbf{n} é dado pelo Teorema de Cauchy:

$$\mathbf{t}(O, \mathbf{n}) = \mathbf{T}(O)\mathbf{n} \quad (3.3)$$

onde $\mathbf{T}(O)$ é um tensor de segunda ordem, simétrico, conhecido como Tensor Tensão de Cauchy. Se $\mathbf{T}(O)$ é conhecido, o Teorema de Cauchy permite determinar o vetor tensão \mathbf{t} em qualquer plano normal. O estado de tensão de um ponto pode ser definido por meio de um tensor (Equação 3.4), conhecido como tensor das tensões, $\mathbf{T}(t)$, e seus termos são as componentes normal e cisalhante da tensão que atuam em um elemento infinitesimal. Cada componente de tensão contém três elementos em sua notação, σ ou τ representam a magnitude, o primeiro subscrito representa a superfície onde atua, definida pela direção ao plano correspondente, e o segundo subscrito representa a direção de ação.

$$\mathbf{T}(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Na Figura 3.2 apresenta-se um esboço da representação das componentes de tensão que atuam em um plano material Δ , definido pelo vetor normal unitário \mathbf{n} , o volume material V está sujeito a um estado de tensões representado pelo tensor das tensões $\mathbf{T}(t)$, esse caso pode ser tratado como um estado de tensão bidimensional e, assim, $\mathbf{T}(t)$ será expresso pela Equação 3.5.

$$\mathbf{T}(t) = \begin{bmatrix} 0 & \tau_{xy}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_{yy}(t) \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

De acordo com Dantas (2009), em um ponto de interesse de um corpo, a magnitude, o sentido e a direção do vetor tensão depende da orientação do plano que passa por esse ponto. Para caracterizar um plano de corte que passa por esse ponto, basta determinar o vetor unitário $\mathbf{n}(\mathbf{n}_x, \mathbf{n}_y, \mathbf{n}_z)$ normal a esse plano que pode ser referenciado pelas suas coordenadas esféricas θ e ϕ (Figura 3.3).

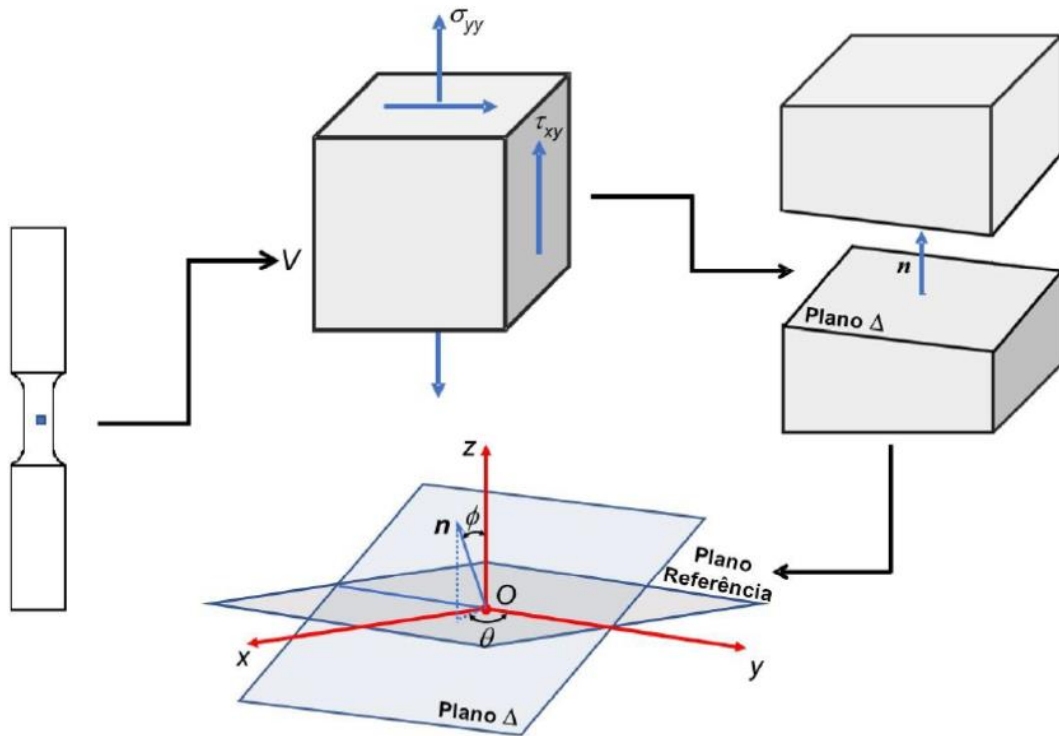


Figura 3.2: Componentes de tensão que atuam em um plano material (DIAS, 2018).

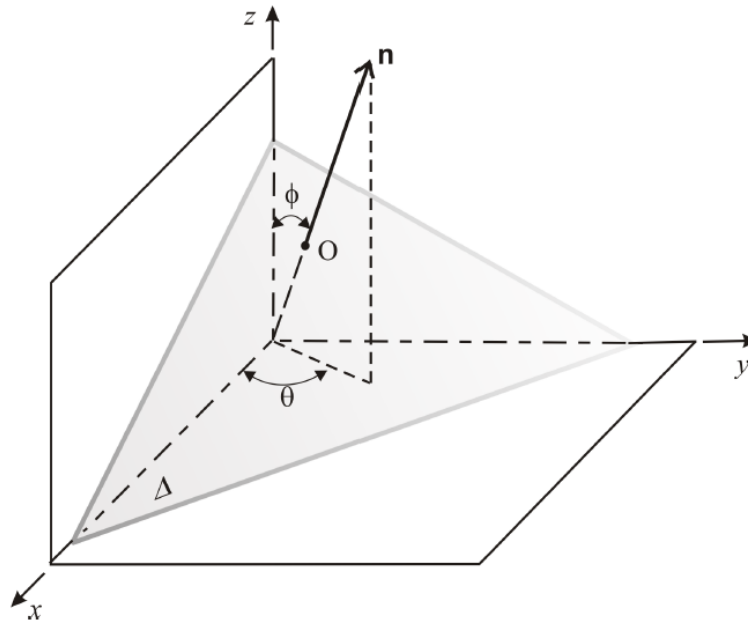


Figura 3.3: Vetor unitário \mathbf{n} referenciado em um sistema de coordenadas O_{xyz} pelas suas coordenadas esféricas θ e ϕ (DANTAS, 2009).

De acordo com o esquema apresentado na Figura 3.3, todos os planos materiais que passam no ponto O podem ser investigados por meio da variação de θ e ϕ entre 0 a 180° , porém, devido a propriedade de simetria observada entre as componentes da tensão, consideraremos a variação de $\phi, \theta \in [0; 90^\circ]$. Nessas condições, o vetor unitário \mathbf{n} que passa pelo ponto O do plano Δ , no sistema de eixos coordenados O_{xyz} , é definido por:

$$\mathbf{n} = \begin{pmatrix} \mathbf{n}_x \\ \mathbf{n}_y \\ \mathbf{n}_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta \sin \phi \\ \sin \theta \sin \phi \\ \cos \phi \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

Em carregamentos cíclicos complexos, para um período, o vetor tensão \mathbf{t} descreve uma curva fechada Ψ , de maneira que a relação expressa pela Equação 3.1 nos indica que o vetor tensão normal σ que é a projeção do vetor tensão \mathbf{t} sobre o vetor unitário \mathbf{n} no plano Δ , conserva invariante a sua direção, alterando apenas o seu tamanho (Figura 3.4a).

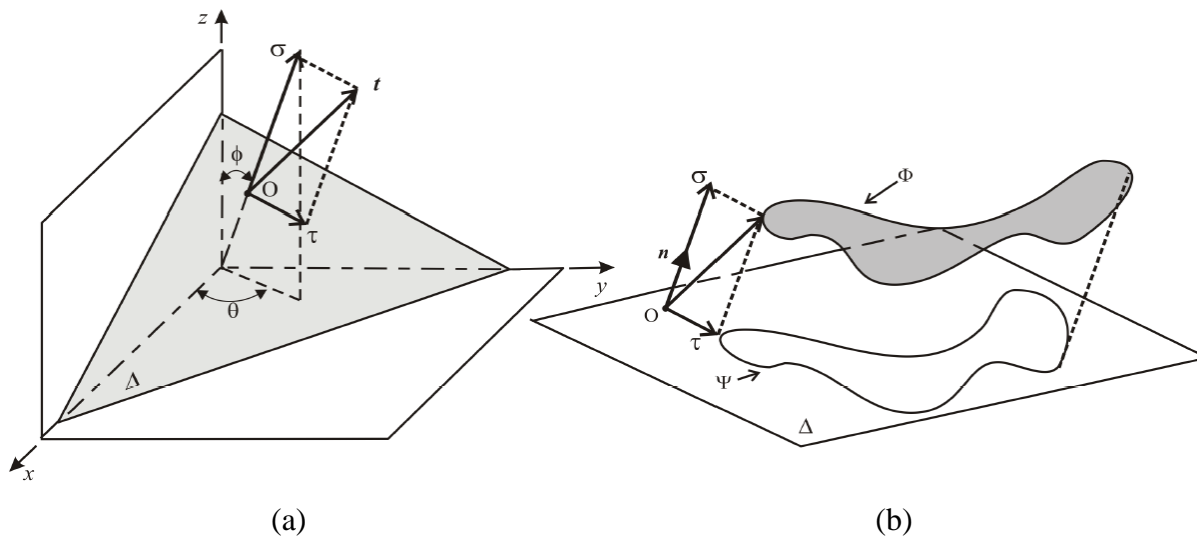


Figura 3.4: (a) Vetor tensão \mathbf{t} e suas componentes normal σ e cisalhante τ referenciados no sistema de coordenadas O_{xyz} . (b) Projeção do vetor tensão \mathbf{t} sobre um plano material Δ para um período de um ciclo de carregamento complexo gerando uma curva fechada Ψ (DANTAS, 2009).

Para um vetor tensão cíclico, as definições da amplitude e do valor médio da tensão normal σ_a e σ_m podem ser baseadas apenas no valor de $(\mathbf{t}(t) \cdot \mathbf{n})$, que é um escalar. Em um ciclo da história de carregamento, a amplitude e a média são dadas por:

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \left(\max_{t \in \Delta} (\mathbf{t}(t) \cdot \mathbf{n}) - \min_{t \in \Delta} (\mathbf{t}(t) \cdot \mathbf{n}) \right) \quad (3.7)$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2} \left(\max_{t \in \Delta} (\mathbf{t}(t) \cdot \mathbf{n}) + \min_{t \in \Delta} (\mathbf{t}(t) \cdot \mathbf{n}) \right) \quad (3.8)$$

Determinar a amplitude e o valor médio da tensão cisalhante é um problema bem mais difícil. A história do vetor de cisalhamento formada pelas projeções cíclicas do vetor tensão \mathbf{t} sobre o plano Δ forma a curva projetada Ψ (Figura 3.4b). Por consequência, o vetor tensão cisalhante varia em direção, sentido e magnitude, de maneira que para calcular a amplitude e o

valor médio da tensão cisalhante é necessário obter a amplitude e o valor médio de uma função vetorial.

A curva fechada Ψ formada pela projeção do vetor tensão t é diferente em cada plano de corte passando pelo ponto O , o que leva a concluir que a amplitude de tensão cisalhante τ_a depende da orientação do plano em que atua, isto é, ela é função do vetor unitário n definida pelas suas coordenadas esféricas θ e ϕ [$\tau_a = \tau(\theta; \phi)$].

3.2 MODELOS BASEADOS EM PLANOS CRÍTICOS

Um ponto material quando submetido a uma história de tensões pode gerar níveis de amplitudes de tensão (maiores ou menores) em planos de corte distintos. Haverá um plano onde esse nível de tensão será maior e que ocasionará o dano por fadiga. Esse plano é denominado Plano Crítico (DANTAS, 2009).

A utilização de modelos baseados em planos críticos tem se tornado cada vez mais importante devido aos bons resultados obtidos na previsão da vida de fadiga (SÁ, 2017; DIAS, 2018). A hipótese fundamental dos modelos de planos críticos assume que a orientação das microtrincas pode ser identificada pela busca do plano mais danificado, entre os possíveis planos de iniciação da trinca. A quantificação do nível de dano por fadiga introduzido em um plano é expressa como uma função de um parâmetro, chamado parâmetro de dano, que é usualmente representado como uma função que combina os componentes de tensão normal e de cisalhamento que atuam nesse plano.

Dependendo do material, estado de tensão, ambiente e amplitude de deformação, a vida à fadiga será geralmente dominada pelo crescimento de trincas ao longo dos planos de cisalhamento ou ao longo dos planos de tração. Um modelo de plano crítico incorporará os parâmetros dominantes que governam o tipo de crescimento da trinca. Modelos de sucesso devem ser capazes de prever tanto a vida de fadiga quanto o plano de falha dominante. Devido aos diferentes modos de falha possíveis, cisalhamento ou tração dominante, nenhum modelo de dano único deve correlacionar dados de teste para todos os materiais em todos os regimes de vida (SOCIE; MARQUIS, 1999).

Segundo a abordagem de plano crítico proposta por Brown e Miller (1973), as deformações cisalhantes cíclicas governam a nucleação e o crescimento de microtrincas e as deformações normais favorecem o crescimento de microtrincas. Neste estudo, dois modelos de dano de fadiga no plano crítico serão discutidos, o modelo de Smith-Watson-Topper e o modelo de Fatemi-Socie.

3.2.1 MODELO DE FATEMI-SOCIE

Fatemi e Socie (1988) propuseram uma modificação da abordagem do plano crítico de Brown e Miller, mas sugeriram que o termo associado à deformação normal deveria ser substituído pela tensão normal. Segundo esses pesquisadores, as deformações cisalhantes governam a nucleação e o crescimento de microtrincas, enquanto as tensões normais favorecem o crescimento delas. A representação desse modelo é mostrada na Figura 3.5. As tensões normais às faces de uma microtrinca tenderiam a separá-las e assim reduzir o atrito entre elas, favorecendo dessa forma o crescimento da microtrinca.

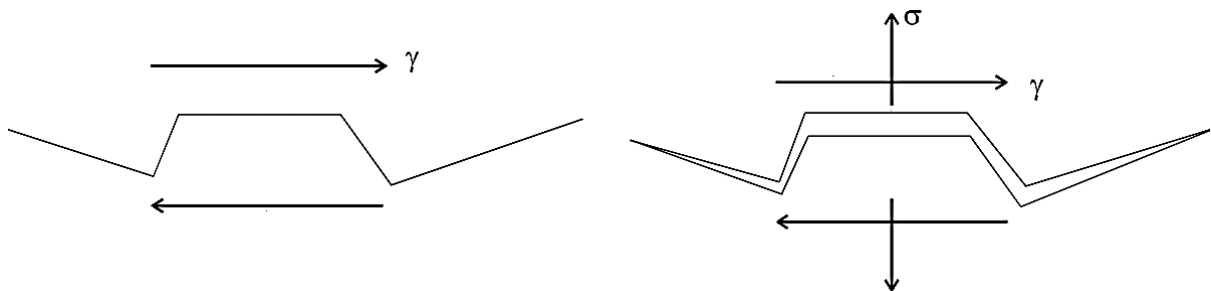


Figura 3.5: Representação do modelo de Fatemi e Socie. Adaptado de Socie e Marquis (1999).

O modelo de Fatemi-Socie é expresso da seguinte forma:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = f(N) \quad (3.6)$$

Onde $\Delta\gamma$ é a amplitude de deformação γ , k é uma constante material ($0 \leq k \leq 1$) obtida a partir de testes de fadiga uniaxiais e/ou torcionais, $\sigma_{n,max}$ é a tensão máxima normal em um ciclo de carga e σ_y é a tensão de escoamento do material. A Equação 3.6 também pode ser reinterpretada em função da vida e da deformação cisalhante cíclica modificada pela tensão normal para considerar os efeitos do fechamento da trinca, resultando na Equação 3.7:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2N)^{b_0} + \gamma_f' (2N)^{c_0} \quad (3.7)$$

Onde G é o módulo de cisalhamento, τ_f' é o coeficiente de resistência à fadiga cisalhante, γ_f' é o coeficiente de ductilidade à fadiga cisalhante, b_0 e c_0 são expoentes de resistência a fadiga e ductilidade à fadiga. A Tabela 3.1 apresenta aproximações para obtenção dessas propriedades.

O plano crítico de Fatemi-Socie é aquele orientado pela máxima amplitude da deformação cisalhante. Assim, este modelo é adequado para descrever o comportamento de

materiais quando a maior parte da vida em fadiga é consumida durante a nucleação das trincas, restando uma pequena parcela da vida para o crescimento das trincas. Este modelo explica a diferença entre carregamentos de tração e torção, além de descrever os efeitos das tensões médias e também o efeito do endurecimento no carregamento cíclico não proporcional.

Tabela 3.1: Propriedades Axiais e Torcionais. Socie e Marquis (1999).

	Axial	Torcional
Coefficiente de resistência à fadiga	σ_f'	$\tau_f' = \sigma_f'/\sqrt{3}$
Expoente de resistência à fadiga	b	$b_0 \approx b$
Coefficiente de ductilidade à fadiga	ε_f'	$\gamma_f' \approx \varepsilon_f'\sqrt{3}$
Expoente de ductilidade à fadiga	c	$c_0 \approx c$
Módulo	E	G

3.2.2 MODELO DE SMITH-WATSON-TOPPER

Os modelos de plano crítico citados anteriormente, de Brown-Miller e Fatemi-Socie, foram desenvolvidos usando principalmente materiais cujo mecanismo dominante de falha é por nucleação e crescimento de trincas devido ao cisalhamento. No entanto, havia a necessidade de um modelo alternativo que pudesse ser aplicado a materiais que falham predominantemente devido à propagação de trincas nos planos onde a extensão ou a tensão de tração é máxima (SMITH; WATSON; TOPPER, 1970), como por exemplo o ferro fundido ou o aço inoxidável 304 sob determinadas histórias de carregamento. Neste tipo de materiais, a nucleação de trincas ocorre devido ao cisalhamento, mas a vida à fadiga passa rapidamente a ser controlada pelo crescimento de trincas em planos perpendiculares à atuação da tensão e da extensão principais máximas, como ilustra a Figura 3.6 (LOURO, 2010).

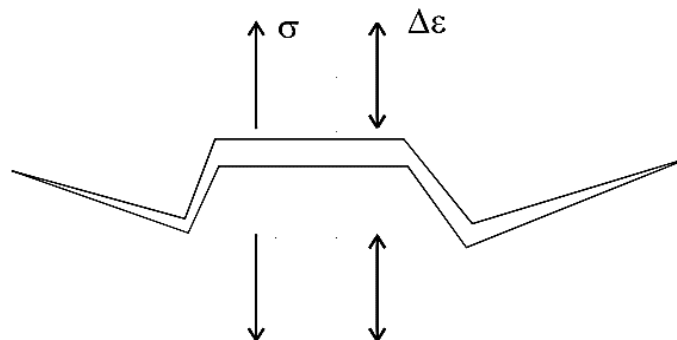


Figura 3.6: Representação do modelo Smith-Watson-Topper segundo a abordagem de plano crítico. Adaptado de Socie e Marquis (1999).

Socie (1987) propôs um modelo de plano crítico baseado no parâmetro de Smith, Watson e Topper (1970) escrito de acordo com a Equação 3.8.

$$\frac{\Delta\varepsilon_1}{2}\sigma_{n,max} = f(N) \quad (3.8)$$

Nesse modelo, o plano crítico é baseado na amplitude de deformação principal $\Delta\varepsilon_1$ e tensão normal máxima ($\sigma_{n,max}$) no plano da amplitude de deformação principal. Ajustando a Equação 3.8 à dados de fadiga obtidos para uma carga axial totalmente alternada, o modelo passa a ter o seguinte formato:

$$\frac{\Delta\varepsilon_1}{2}\sigma_{n,max} = \frac{\sigma_f'^2}{2}(2N)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon_f'(2N)^{b+c} \quad (3.9)$$

4 ANÁLISE DE FADIGA EM CORPOS ENTALHADOS E TEORIA DA DISTÂNCIA CRÍTICA

Falhas de fadiga em componentes geralmente ocorrem a partir de características geométricas que causam concentração de tensão local: entalhes, furos, cantos, etc. A previsão de falha por fadiga de entalhes e outros concentradores de tensão é complicada por fatores relacionados à geometria do entalhe local e ao campo de tensão. Um problema que tem recebido pouca atenção é o fato de que, para um componente contendo várias características de concentração de tensão, a falha pode ocorrer a partir de uma característica que não é a que causa a maior tensão (TAYLOR; BOLOGNA; BEL KNANI, 2000).

Os métodos da distância crítica foram propostos por Neuber (1958) como um avanço na análise de tensões. Ele afirmou que as tensões elásticas próximas à raiz de um entalhe agudo não crescem a valores previstos inicialmente pela teoria do contínuo, pois essas tensões são distribuídas entre os cristais ou grãos do material, precipitados, etc (SÁ, 2013).

Neuber (1958) sugeriu o cálculo de uma tensão de referência a ser usada para avaliar componentes reais considerando volumes finitos e não volumes infinitesimais, conforme postulado pela teoria clássica. De um ponto de vista prático, Neuber formalizou essa ideia em termos do chamado Método da Linha, tornando essa teoria adequada para prever a resistência à fadiga em ciclos elevados de componentes enfraquecidos por diferentes características geométricas. Em particular, ele sugeriu que um componente real está em sua condição de limite de fadiga quando a tensão média em uma linha de comprimento igual ao tamanho do cristal é igual ao limite de fadiga simples, $\Delta\sigma_0$, do material. De maneira semelhante, Peterson (1959) argumentou que a força de fadiga de alto ciclo poderia ser estimada também em termos do chamado Método de Ponto, isto é, determinando a tensão de referência necessária a uma dada distância da ponta do levantador de tensão sendo avaliado (SUSMEL, 2008).

Quando chegou a hora de implementar seus métodos de distância crítica, Neuber e Peterson enfrentaram dois problemas (LOUKS, 2016):

1. Qual o valor da distância crítica para cada material? Peterson formulou a hipótese de que a distância crítica estava relacionada ao tamanho do grão, no entanto, isso representava algumas dificuldades de medição. Tanto Neuber quanto Peterson determinaram empiricamente a distância crítica, ajustando as previsões aos dados.
2. Obter curvas precisas de tensão-distância em componentes estruturais reais. Neuber sugeriu várias soluções elegantes para algumas geometrias padrão. Entretanto, tais

soluções só permitem aproximações quando aplicadas em componentes estruturais reais.

De acordo com Taylor, Bologna e Bel Knani (2000), é bem conhecido que o comportamento de fadiga de um entalhe ou outra característica de concentração de tensão não é exclusivamente definido pela tensão máxima local, mas depende também de outros fatores determinados pela geometria do entalhe e pela distribuição local de tensões.

4.1 FADIGA EM CORPOS ENTALHADOS

A maioria dos elementos de máquinas reais tem seções transversais não-uniformes. Essas características de design, que incluem ranhuras, furos, filetes, trincas, etc alteram a distribuição de tensões provocando aumentos localizados na intensidade do campo de tensões, como citados anteriormente. Segundo Dowling (2013) os concentradores de tensão, denominados genericamente de entalhes, requerem atenção especial pois sua presença reduz a resistência de um componente à falha por fadiga.

Considere uma placa com entalhe (Figura 4.1a) que é submetida a uma força de tração, o concentrador de tensão tem um efeito local no perfil de tensão principal na região próxima à raiz do concentrador de tensão (Figura 4.1b) que diminui à medida que a distância da raiz do entalhe aumenta.

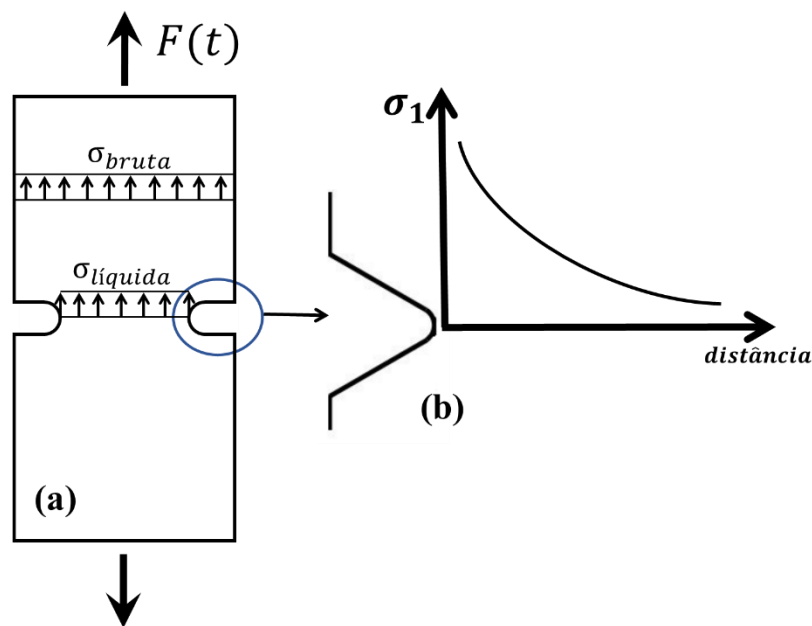


Figura 4.1: (a) Representação das tensões: bruta e líquida. (b) Distribuição da tensão principal na região próxima à raiz do concentrador de tensões.

A aplicação de uma força num componente com presença de concentrador de tensão resulta em três estados de tensão. A tensão bruta que ignora a presença de um concentrador de tensão; a tensão líquida que é calculada a partir da área transversal mínima; e, em terceiro lugar, o campo de tensão linear-elástico que leva em conta a geometria. O pico de tensão pode ser calculado a partir de soluções analíticas ou por meio da análise de elementos finitos. O valor da tensão máxima à frente de um concentrador de tensão é influenciado principalmente pelo raio de concordância da raiz do entalhe e a profundidade da característica geométrica. A razão entre a tensão máxima observada e a tensão nominal é chamada de concentrador de tensão e determinado pelo fator de concentração de tensão, k_t , cuja relação básica é apresentada na Equação 4.1:

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (4.1)$$

Segundo Takahashi (2014), antigamente acreditava-se que o limite de fadiga de um espécime não entalhado era reduzido pelo fator de concentração de entalhes k_t . Entretanto, experimentos mostram que o limite de fadiga do espécime não entalhado é reduzido por um fator k_f , chamado fator de redução de resistência à fadiga. Este fator, representado pela Equação 4.2, é definido como a razão do limite de fadiga de um espécime não entalhado pelo limite de fadiga de um espécime entalhado (ambos possuindo a mesma área transversal crítica). O fator k_f é quase sempre menor do que k_t . A Figura 4.2 apresenta a diferença entre o limite de fadiga de um espécime não entalhado dividido pelo fator k_f e o limite de fadiga de um espécime não entalhado dividido pelo fator k_t .

$$k_f = \frac{S_{E,sem\ entalhe}}{S_{E,entalhado}} \quad (4.2)$$

Para aplicações em engenharia, o fator de entalhe em fadiga pode ser empiricamente relacionado ao fator de concentração de tensão através do fator de sensibilidade ao entalhe q conforme a Equação 4.2 ou, pode ser escrita de uma forma mais prática conforme a Equação 4.3.

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad 0 \leq q \leq 1 \quad (4.3)$$

$$k_f = 1 + (k_t - 1) \cdot q \quad (4.4)$$

Na obtenção de k_f através da Equação 4.2, os limites de fadiga são calculados utilizando dois tipos de espécimes. Os dois tipos de espécime possuem as mesmas características quanto à matéria prima, acabamento superficial, área da seção transversal crítica, tratamento superficial, temperatura e tipo de carregamento durante o ensaio de fadiga; a única diferença entre os dois é a presença do entalhe em um dos espécimes. Adicionalmente, também é importante que fique claro que as tensões da Equação 4.2 são tensões nominais, medidas na seção crítica do corpo de prova (TAKAHASHI, 2014).

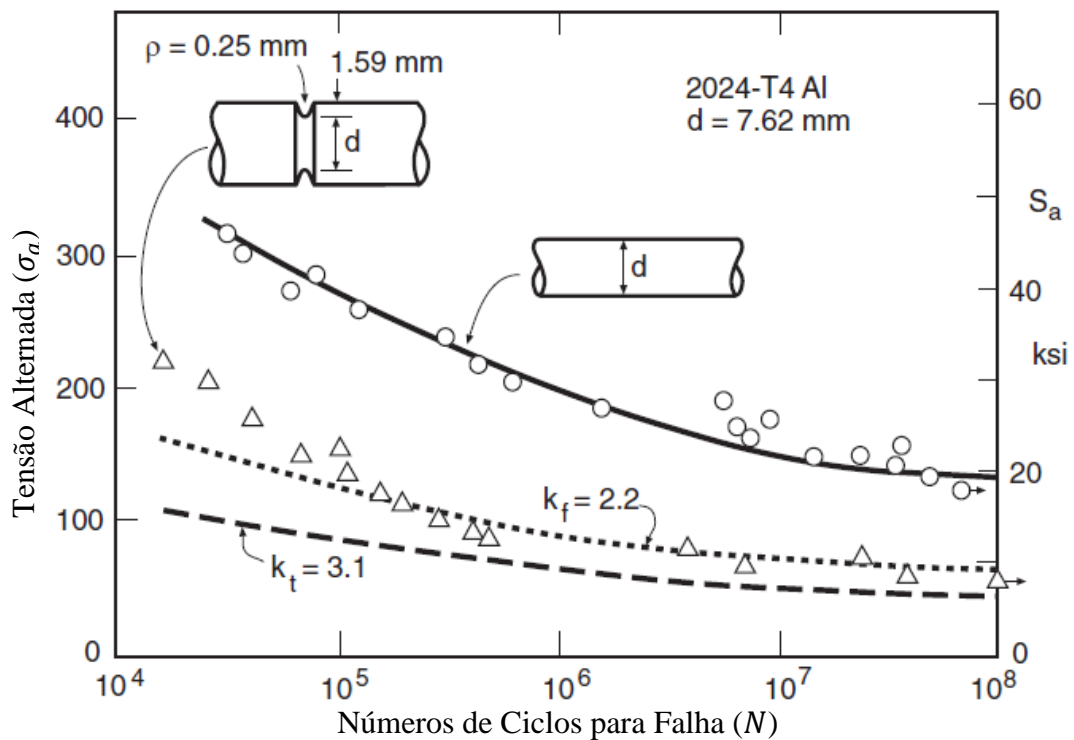


Figura 4.2: Efeito de um entalhe no comportamento da curva S-N em flexão rotativa de uma liga de alumínio e comparações com reduções de resistência usando K_t e K_f . Adaptado de Dowling (2013).

4.2 ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA USANDO A TDC

Segundo o método proposto por Neuber (1958), conhecido como Teoria das distâncias críticas (TDC), a tensão elástica devido a fenômenos de concentração de tensão não atinge valores tão altos quanto os previstos pela teoria da mecânica do contínuo. De acordo com essa intuição, ele argumentou que, para calcular uma tensão efetiva que represente a tensão real que danifica a zona do processo de fadiga, a tensão próxima a raiz do concentrador de tensão deve ser calculada sobre unidades de material (cristais ou partículas estruturais). Peterson (1959) em

sua abordagem observou que a tensão de referência para comparar com o limite de fadiga simples do material pode simplesmente ser calculada a uma certa distância da raiz do concentrador de tensão (SUSMEL; TAYLOR, 2007).

Quando a TCD é aplicada para estimar os limites de fadiga uniaxial do entalhe, o comprimento característico do material, L , usado para calcular a tensão efetiva é definido da seguinte forma:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \quad (4.5)$$

Onde $\Delta \sigma_0$ é o limite de resistência à fadiga, ΔK_{th} é o valor do limiar do fator de intensidade de tensão para trincas longas (ambos determinados sob a mesma razão de carga, R). Devido ao fato de que L é definido através de duas propriedades de fadiga, que por sua vez é uma constante, cujo valor depende do material considerado, bem como sobre a razão de carga aplicada, R . Do mesmo modo, quando a TDC é utilizada para se efetuar a avaliação de componentes com entalhes, o comprimento característico do material correspondente, L_S , necessário para calcular a tensão efetiva assume o seguinte valor:

$$L_S = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_{ref}} \right)^2 \quad (4.6)$$

Onde K_{Ic} é a tenacidade à fratura do material em tensão plana, e σ_{ref} é a tensão de referência a ser determinada de acordo com o material avaliado. Neuber (1958) propôs calcular uma tensão efetiva para estimar a resistência à fadiga do entalhe de alto ciclo pela média das tensões linear-elásticas sobre uma linha que, atualmente, é chamado de Método da Linha. Peterson (1959) simplificou a abordagem sugerindo que a tensão efetiva poderia ser calculada diretamente usando simplesmente a tensão a uma certa distância da raiz do entalhe, o Método do Ponto.

De uma maneira geral, a TDC é um conjunto de métodos que faz uso da análise de tensões linear-elástica e se apresenta de várias maneiras, que vai desde a maneira mais simplista como o Método do Ponto (MP) até a mais laboriosa como o Método do Volume (MV), passando pelos Métodos da Linha (ML) e da Área (MA).

Segundo Louks (2016) o MP é o mais simples dos métodos, levando em consideração apenas a tensão em um único ponto à frente do ponto de tensão máxima, onde a distância até o

ponto da superfície é considerada uma propriedade material (PETERSON, 1959; TANAKA, 1983; TAYLOR, 1999); o ML avalia os valores médios de tensão ao longo de uma linha à frente do ponto de tensão máxima (NEUBER, 1958; TANAKA, 1983; TAYLOR, 1999); o MA calcula a média dos valores de tensão dentro de uma área específica na vizinhança da tensão máxima (TAYLOR, 1999; BELLETT et al. 2005), a área geralmente sendo tomada como um semicírculo com um raio igual à distância crítica; o MV calcula a média dos valores de tensão dentro de um volume específico na vizinhança da tensão máxima (TAYLOR, 2007).

Utilizando o MP, por exemplo, a distância crítica pode ser encontrada para qualquer número de ciclos. Para um valor fixo de N , a distância da raiz do entalhe, $L(N)/2$, é aquela onde a amplitude da máxima tensão principal linear-elástica é igual à tensão aplicada em espécimes planos capaz de gerar falha. Essa distância crítica pode ser calculada por elementos finitos ou utilizando métodos analíticos e é representada pela Figura 4.3.

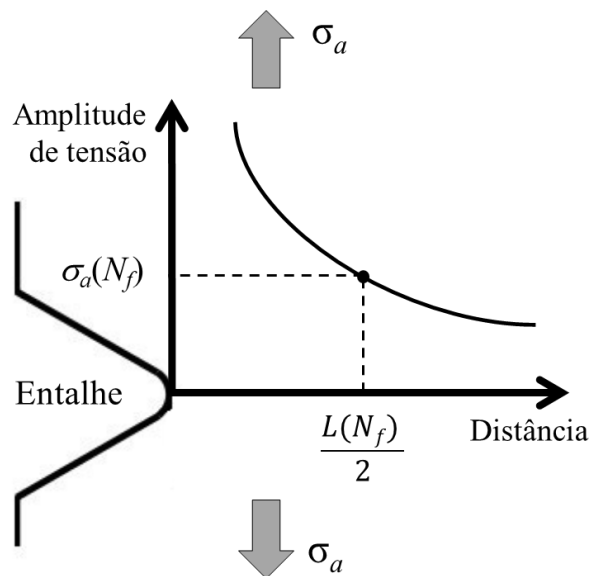


Figura 4.3: Abordagem do Método do Ponto (TDC): Campo de tensão linear-elástica nas proximidades do entalhe.

Susmel e Taylor (2007) reformularam a TDC para torná-la adequada para avaliar componentes entalhados também para o regime de médio ciclo. Em particular, formou-se a hipótese de que, no regime de fadiga de médio ciclo, o comprimento característico do material (L) aumenta à medida que o número de ciclos até a falha (N) diminui. De acordo com a ideia acima, a relação $L - N$ foi formalizada usando uma função de potência:

$$L = A(N)^b \quad (4.7)$$

onde A e B são dois parâmetros materiais cujos valores dependem do material avaliado e da razão de carga considerada, sendo $A > 0$ e $b < 0$. Do ponto de vista teórico, a Equação 4.7 pode ser calibrada usando diretamente os comprimentos característicos definidos nas Equações 4.5 e 4.6. No entanto, a relação $L - N$ é muito difícil de calibrar seguindo esta estratégia devido ao fato de que a abordagem baseada na tensão é inadequada na descrição do comportamento de fadiga dos materiais no regime de fadiga de baixo ciclo.

Desta forma, para determinar eficientemente as constantes A e B na Equação 4.7, Susmel e Taylor (2007) sugeriram a adoção de um procedimento alternativo baseado no argumento do MP. O procedimento para calibrar a relação $L - N$ (mostrado na seção 5.4.2) faz uso de duas curvas de fadiga do material, uma gerada por meio de testes de espécimes sem entalhe e a outra gerada por meio de teste de espécimes entalhados, conforme mostra a Figura 4.4.

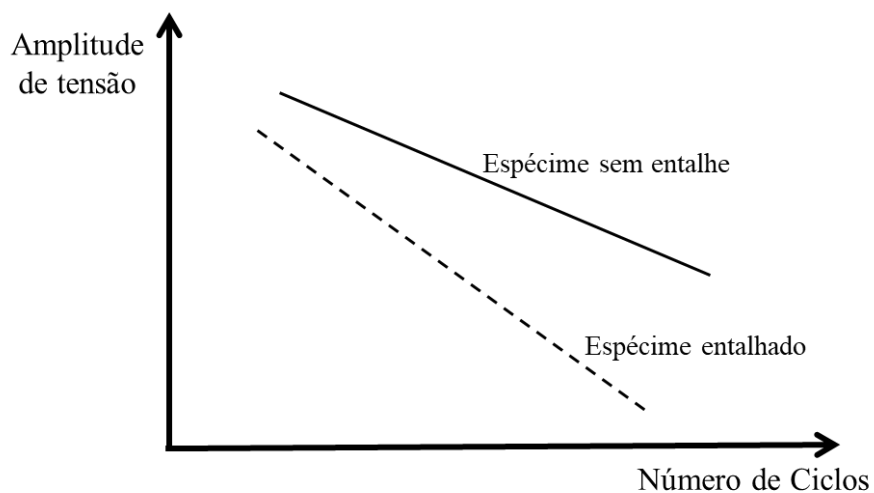


Figura 4.4: Curvas de calibração de fadiga para espécimes planos e entalhados.

5 METODOLOGIA

Neste capítulo estão apresentados os procedimentos necessários para a estimativa de plano crítico (P_{SWT} e P_{FS}), construção das curvas que relacionam os parâmetros representativos de falha à vida ($P_{SWT} - N$ e $P_{FS} - N$), calibração das curvas de distância crítica versus vida ($L - N$) e, por fim, a metodologia de estimativa de vida de componentes entalhados.

5.1 ESTIMATIVA DE PLANO CRÍTICO

Neste trabalho, considerando que as condições de ensaio usadas para validar o modelo em estudo conduzem a vida de fadiga de médio e alto ciclo, quando a deformação plástica macroscópica é muito pequena, é possível desprezar o segundo termo da Equação 3.7. Assim, a curva que representa a relação entre o parâmetro FS, P_{FS} , e a vida pode ser escrita na seguinte forma baseada na tensão:

$$P_{FS} = \tau_a \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = A_{FS} N^{b_{FS}} \quad (5.1)$$

onde τ_a é a amplitude de tensão de cisalhamento, $\sigma_{n,max}$ é a tensão máxima normal em um ciclo de carga, k é uma constante de material ($0 \leq k \leq 1$), σ_y é a tensão de escoamento, A_{FS} e b_{FS} são constantes obtidas por ajuste dos dados de ensaio.

Para o modelo de Smith-Watson-Topper, em situações de regime predominantemente elástico, elimina-se o segundo termo da Equação 3.9 relacionado à deformação plástica muito pequena, similar ao descrito para o parâmetro FS. Assim, o parâmetro SWT, P_{SWT} , pode ser escrito na seguinte forma baseado na tensão:

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{n,max}} = A_{SWT} N^{b_{SWT}} \quad (5.2)$$

onde σ_a é a amplitude de tensão normal, $\sigma_{n,max}$ é a tensão máxima normal em um ciclo de carregamento, A_{SWT} e b_{SWT} são constantes obtidas por ajuste dos dados de ensaio. O plano crítico para o critério Fatemi-Socie, assim como para o critério Smith-Watson-Topper, é definido como o plano onde o parâmetro de fadiga é o máximo.

Tipicamente a determinação do plano crítico, sob condições gerais de carregamento, pode ser realizada de forma bastante confiável utilizando estratégias e métodos propostos existentes na literatura (DANG VAN, 1973; PAPADOPOLOS, 1998; MAMIYA; ARAÚJO;

CASTRO, 2009). Apesar de serem métodos bastante precisos, por serem baseados em pesquisas de planos, o tempo de processamento é relativamente elevado. Entretanto, para situações mais simples, tais como as observadas em ensaios realizados sob condições de carregamento axial-torsional, em fase, é possível construir algoritmos de análise mais simples e rápidos. Assim, considerando condições de carregamento gerando componentes de tensão axial e torcional definidos, respectivamente, pelas Equações 5.3 e 5.4, as tensões normal e cisalhante atuantes sobre o plano material θ podem ser representadas pelas Equações 5.4, os parâmetros SWT e FS no plano material θ são expressos pelas Equações (5.5a e 5.5b):

$$\sigma_{axial}(t) = \sigma_{m_{yy}} + \sigma_{a_{yy}} \sin(2\pi ft) \quad (5.3a)$$

$$\tau_{y\phi}(t) = \tau_{a_{y\phi}} \sin(2\pi ft) \quad (5.3a)$$

$$\sigma_{ann}(\sigma_{a_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta) = \sigma_{a_{yy}} \sin^2(\theta) + \tau_{a_{xy}} \sin(\theta) \cos(\theta) \quad (5.4a)$$

$$\sigma_{maxnn}(\sigma_{a_{yy}}, \sigma_{m_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta) = (\sigma_{a_{yy}} + \sigma_{m_{yy}}) \sin^2(\theta) + \tau_{a_{xy}} \sin(\theta) \cos(\theta) \quad (5.4b)$$

$$\tau_{ant}(\sigma_{a_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta) = \sigma_{a_{yy}} \sin(\theta) \cos(\theta) + \tau_{a_{xy}} [\cos^2(\theta) + \sin^2(\theta)] \quad (5.4c)$$

onde $\sigma_{m_{yy}}$ e $\sigma_{a_{yy}}$ são, respectivamente, as componentes de tensão normal média e alternada, $\tau_{y\phi}$ é a componente cisalhante alternada e f é a frequência com que o esforço é aplicado.

$$P_{SWT}(\sigma_{a_{yy}}, \sigma_{m_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta) = \frac{\sigma_{maxnn}(\sigma_{a_{yy}}, \sigma_{m_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta) \sigma_{ann}(\sigma_{a_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta)}{E} \quad (5.5a)$$

$$P_{FS}(\sigma_{a_{yy}}, \sigma_{m_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta) = \frac{\tau_{ant}(\sigma_{a_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta)}{G} \left[1 + k \frac{\sigma_{maxnn}(\sigma_{a_{yy}}, \sigma_{m_{yy}}, \tau_{a_{xy}}, \theta)}{\sigma_y} \right] \quad (5.5b)$$

Assim, para a identificação dos parâmetros SWT e FS, nos seus respectivos planos críticos, basta implementar ou utilizar algoritmos de maximização/minimização de funções (nesse trabalho a função *fminbnd* do MATLAB foi adaptada para a execução desta tarefa). Mais ainda, nos casos em que a componente torsional é nula, a expressão usada para estimar o

parâmetro SWT toma uma forma apresentada na Equação 5.6. Por inspeção é fácil verificar que a função $P_{SWT}(\sigma_a, \sigma_m, \theta)$ passará por um máximo quando θ assumir valores iguais a $n\pi$ ($n = 0, 1, 2, \dots$). Assim, para esses planos específicos, P_{SWT} será calculado utilizando a Equação 5.7.

$$P_{SWT}(\sigma_a, \sigma_m, n\pi) = \frac{\sigma_a(\sigma_a + \sigma_m) \cos^4(\theta)}{E} \quad (5.6)$$

$$P_{SWT_{max}}(\sigma_a, \sigma_m, n\pi) = \frac{\sigma_a(\sigma_a + \sigma_m)}{E} \quad (5.7)$$

5.2 CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS QUE RELACIONAM A VIDA A FADIGA AOS PARÂMETROS DE PLANO CRÍTICO

Diferentemente da abordagem de Susmel e Taylor (2007), para a construção da função que relaciona a distância crítica à vida, foram utilizados parâmetros representativos de modelos de falha sob condições de carregamento multiaxial. Nesse sentido, propôs-se a utilização do parâmetro de Smith-Watson-Topper, P_{SWT} , e do parâmetro de Fatemi-Socie, P_{FS} , para servir como referência para a calibração da relação entre a distância crítica e a vida.

Com o intuito de avaliar se as previsões de vida à fadiga podem ser realizadas de forma direta, utilizando-se do conceito de distância crítica acoplado ao parâmetro que represente um modelo de falha, foram primeiramente geradas curvas de Parâmetro de SWT em função da vida ($P_{SWT} - N$) e Parâmetro de FS em função da vida ($P_{FS} - N$). Essas curvas correlacionam os respectivos parâmetros com vida observada experimentalmente em espécimes não entalhados. O algoritmo descrito abaixo apresenta a estrutura básica dos procedimentos para a determinação dos parâmetros da curva que relaciona um parâmetro de plano crítico a vida. Considerando as condições de carregamento e a respectiva vida à fadiga de cada espécime ensaiado:

- a) Calcula-se as histórias das componentes de tensões nominais relacionadas às condições de carregamento aplicado sobre o espécime, definindo assim o tensor das tensões nominais alternada e máxima.
- b) Estimar o plano crítico segundo um critério específico (σ_{1a} , P_{SWT} ou P_{FS}) e relacionar o parâmetro de fadiga à vida do espécime (definindo assim o par (N_i, P_{*i})). Para a estimativa do plano crítico pode-se recorrer a metodologia descrita na seção 5.1.
- c) Após estimar todos os pares (N_i, P_{*i}) , utilizar técnicas de ajuste de curvas para determinar os parâmetros que definem a relação $P_* - N$. Assumindo que os dados

experimentais sejam bem representados por uma função de potência, a utilização da técnica de mínimos quadrados poder ser utilizada para a determinação do coeficiente (A) e expoente (b) que caracterizam a curva que relaciona o parâmetro de plano crítico à vida.

5.3 CURVAS DE DISTÂNCIA CRÍTICA EM FUNÇÃO DA VIDA

Partindo do princípio que o campo de tensões na proximidade de um determinado concentrador de tensões pode fornecer informações importantes a respeito do dano à fadiga, desenvolve-se as curvas que relaciona a distância crítica à vida ($L - N$).

5.3.1 DETERMINAÇÃO DO CAMPO DE TENSÃO ATUANTE PRÓXIMO A RAIZ DO ENTALHE

Componentes entalhados apresentam regiões localizadas de elevadas tensões que geralmente são pontos de nucleação e iniciação de trincas por fadiga. As condições geométricas do entalhe podem alterar de maneira significativa o estado de tensões e, conseqüentemente, contribuir para a severidade do gradiente de tensões (SÁ, 2017).

A análise de tensões realizada teve como finalidade a obtenção da distribuição de tensões nas proximidades dessa descontinuidade geométrica. Nesse sentido, foi desenvolvido um modelo de elementos finitos para simular numericamente o comportamento linear-elástico do componente entalhado para cada configuração de espécime. Nas proximidades do entalhe, foram introduzidas as áreas de apoio A1 e A2 para garantir que a malha próxima a raiz do concentrador de tensões fosse estruturada. Na Figura 5.1 apresenta-se de forma ilustrativa como as áreas A1 e A2 foram concebidas. As linhas que definem os contornos das áreas A1 e A2 como base para a discretização da malha (Figura 5.2).

Parte importante para uma boa discretização da malha (o elemento) foi escolhido para que melhor se adequasse ao problema proposto e que gerasse resultados satisfatórios. Para isso, utilizou-se o elemento finito de estrutura bidimensional de segunda ordem denominado PLANE183. Segundo o manual do usuário do fabricante do programa ANSYS, o elemento PLANE183 é bem adequado para modelar malhas irregulares pois pode assumir configuração quadrilateral ou triangular de forma adaptativa. Assim, esse elemento poderá ser definido por 6 ou 8 nós com dois graus de liberdade em cada nó. Na Figura 5.3, é apresentado de forma ilustrativa as formas que o elemento PLANE183 pode assumir.

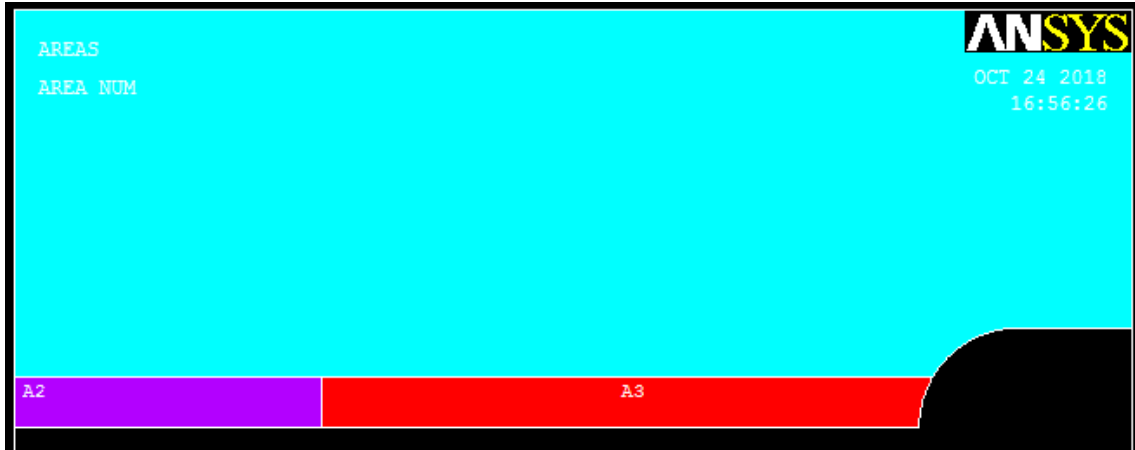


Figura 5.1: Detalhamento de A1 e A2 para melhor refinamento nas proximidades do concentrador de tensões.

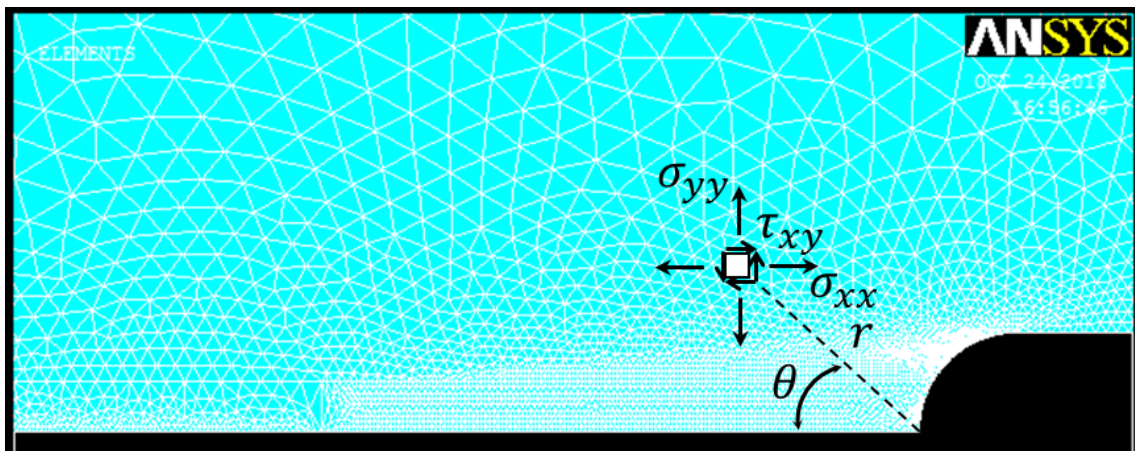


Figura 5.2: Refinamento dos elementos.

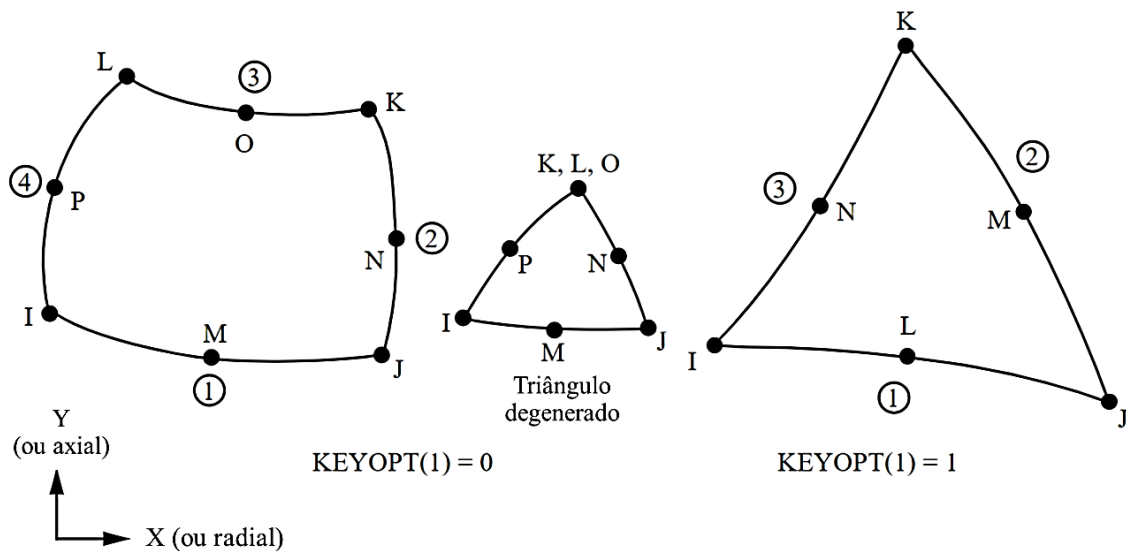


Figura 5.3: Estrutura do elemento finito usado na modelagem.

A análise de tensões foi realizada ao longo da linha entre as áreas de refinamento, ou seja, ao longo do caminho definido por $\theta = 0$ (Figura 5.2) em direção ao centro do espécime. O modelo foi solicitado por tensões nominais de tração com valor de 1 MPa. Dessa forma,

foram obtidas as componentes do tensor das tensões e também os concentradores de tensões referentes a cada configuração de espécime e de concentrador de tensão.

5.3.2 CALIBRAÇÃO DAS CURVAS DE DISTÂNCIA CRÍTICA EM FUNÇÃO DA VIDA

A análise do campo de tensões na proximidade de um concentrador de tensões nos fornece importantes informações a respeito do dano à fadiga, desta forma, a relação entre a distância crítica e a vida ($L - N$) foi construída. De acordo com Susmel e Taylor (2007), esta relação pode ser desenvolvida usando duas curvas de fadiga, com espécime liso e entalhado. Essa curva de fadiga para espécimes lisos pode ser representada pela tensão alternada em função da vida ($\sigma_a - N$) ou por parâmetros representativos de modelos de falha sob condições de carregamento multiaxial em função da vida ($P_* - N$).

O intuito da análise em termos da relação $L - N$, é combina-la com modelos de plano crítico e construir um procedimento de previsão de vida de componentes entalhados. Para ilustrar a metodologia necessária para determinar a relação $L - N$, são necessários os seguintes passos (SÁ, 2017):

- a) Discretizar a vida dentro do intervalo de vida para o qual os dados experimentais de fadiga foram produzidos (N_S, N_0), onde N_S é o menor número de ciclos registrados e N_0 é o maior. Note que, assumindo-se que esta relação é uma função de potência (Equação 4.7), apenas dois pontos na curva $P_* - N$ (Figura 5.4a) são necessários (por exemplo, nas vidas N_S e N_0) para calibrar a curva $L - N$;
- b) Para uma vida N_i , estima-se da curva de Wöhler para espécimes entalhados (Figura 5.4b), a tensão alternada (σ_{a_i}) que causa falha para essa vida (N_i);
- c) Obter a distribuição das tensões na região próxima à raiz do concentrador de tensões induzidas pela tensão nominal (σ_{a_i}), Figura 5.4c. Considera-se que o campo de tensões deve ser obtido considerando o regime linear-elástico. Neste trabalho, recorreu-se a uma análise numérica via elementos finitos, descrito na seção 5.3.1;
- d) Executar uma pesquisa de plano crítico para calcular $P_{*max}(l)$ conforme descrito na seção 5.1 e identificar a coordenada L_* em que o valor da função $P_{*max}(l)$ se iguala ao de $P_*(N_i)$ (Figura 5.4 d). Nessa condição específica, a posição l corresponde à distância crítica segundo o Método do Ponto, de modo que esse valor representa um ponto da curva $L_* - N$ (Figura 5.4e);

- e) Repete-se o procedimento de (b) a (d) para a obtenção dos outros pontos e então os parâmetros (A e b da Equação 4.7) da curva $L_* - N$ são estimados por uma técnica de regressão não linear.

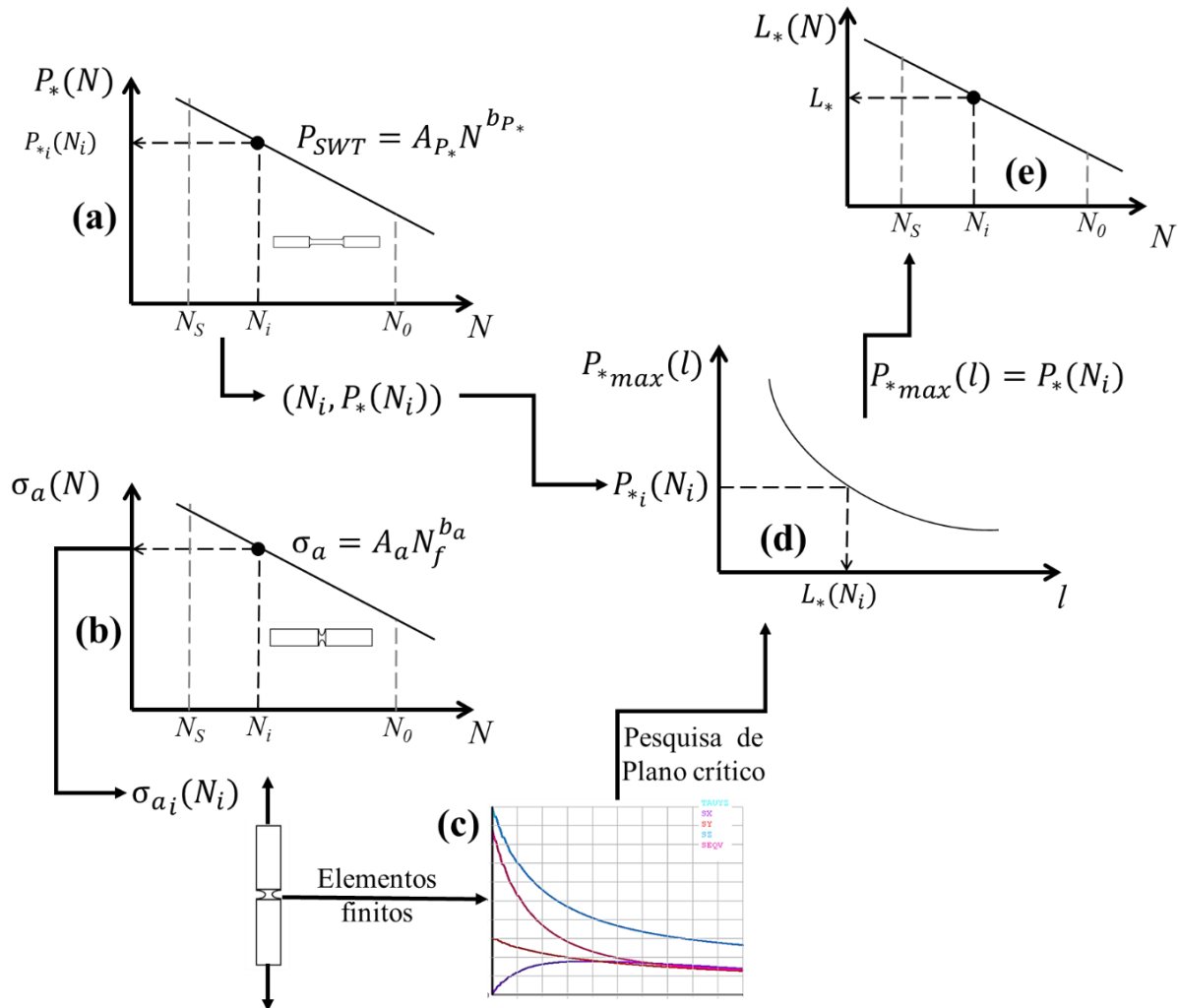


Figura 5.4: Visualização esquemática do procedimento para obter a relação $L - N$.

5.4 ESTIMATIVA DE VIDA DE FADIGA DE COMPONENTES ENTALHADOS

Com base nos modelos de falha de Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie, a metodologia para previsão de vida neste trabalho baseia-se nas curvas $L_* - N$, cujo procedimento de obtenção está descrito na seção 5.3.2. De forma geral, tal metodologia segue a estrutura proposta por Susmel e Taylor (2007), mas permite a determinação da vida à fadiga de componentes entalhados submetidos a carregamentos complexos do tipo multiaxiais e utiliza um algoritmo de previsão de vida mais sofisticado e eficaz.

A hipótese básica para a construção dessa rotina parte da premissa que a uma distância l qualquer (Figura 5.6a), medida a partir da raiz do concentrador de tensões, é possível estimar

a distância crítica, L_{teste} , a partir da combinação das curvas $P_* - N$ e $L_* - N$ (representadas nas figuras 5.6b e 5.6c) e do valor do parâmetro representativo de falha segundo os critérios de plano crítico, $P_*(l)$, ou seja:

$$L_{teste} = A_* \left[\left(\frac{P_*(l)}{A_{P_*}} \right)^{1/b_{P_*}} \right]^{b_*} \quad (5.8)$$

onde A_* e b_* representam, respectivamente, a constante e o expoente da curva $L_* - N$, A_{P_*} e b_{P_*} representam, respectivamente, a constante e o expoente da curva $P_* - N$. Logicamente, se o valor de l e L_{teste} forem os mesmos, a posição l é a distância crítica. Caso essa igualdade não se verifique, l não representa a distância crítica. Entretanto, é possível ainda supor que em alguma posição l a função que representa L_{teste} convirja para a distância crítica, ou seja: o valor de L_{teste} será igual a l , conforme ilustrado na Figura 5.5. Mais ainda, assumindo que só existe um único ponto em que se verifica essa igualdade, pode-se definir uma função erro relativo, $err(L_{teste}, l)$, expressa pela Equação 5.9, e utilizar um procedimento numérico, por exemplo, o método da bisseção, para estimar a raiz da função $err(L_{teste}, l)$.

$$err = \frac{2(l - L_{teste})}{(l + L_{teste})} \quad (5.9)$$

Assim, o procedimento numérico desenvolvido nesse trabalho para a estima da vida é realizado seguindo os procedimentos abaixo descritos.

Usando os parâmetros representativos de modelos de falha (P_*), duas curvas são necessárias para a previsão de vida, a curva $P_* - N$ (que caracteriza o comportamento do material) e a curva $L_* - N$ (que caracteriza o comportamento da distância crítica segundo o Método do Ponto com a vida). Desse modo, considerando um componente entalhado submetido a um carregamento $F(t)$, fabricado com um material cuja resposta em fadiga seja descrita pelas curvas $P_* - N$ e $L_* - N$ representadas, respectivamente, nas Figuras 5.6a e 5.6b. Define-se um vetor de I posições que represente distâncias a partir da raiz do concentrador de tensões ($I = [l_1, l_2, \dots, l_I]$). Utilizando solução analítica ou numérica, calcula-se os estados de tensões para as posições l_i (Figura 5.6a). A previsão de vida é obtida da seguinte forma:

- 1) Para $i = 1$:
 - a) Calcular o valor do parâmetro de falha (P_*), Figura 5.6a;
 - b) Estimar a vida N_{teste} utilizando a curva $P_* - N$ (Figura 5.6b);

- c) Estimar a distância crítica L_{teste} utilizando a curva $L_* - N$ (Figura 5.6c);
 - d) Calcular o erro relativo (Equação 5.9) entre l_1 e L_{teste} (Figura 5.6d) e armazene o sinal da diferença;
 - e) Se $err_1 = 0$, l_1 representa a distância crítica e a vida estimada N_{teste} .
 - f) Se $err_1 \neq 0$, armazenar o sinal de err_1 e incrementar i .
- 2) Para a i - ésima posição:
- a) Calcular o valor do parâmetro de falha (P_*);
 - b) Estimar a vida N_{teste} utilizando a curva $P_* - N$;
 - c) Estimar a distância crítica L_{teste} utilizando a curva $L_* - N$;
 - d) Calcular err_i entre l_i e L_{teste} ;
 - e) Se $err_i = 0$, a i - ésima posição representa a distância crítica e N_{teste} é a vida estimada e, sai da rotina.
 - f) Se o sinal de err_i for igual ao sinal de err_1 e $i < I$, incrementar i e voltar para o passo (2).
 - g) Se o sinal de err_i for diferente do sinal de err_1 implica que a função erro relativo passou por zero, ou seja, a distância crítica está entre l_i e a posição l_{i-1} . Para obter o valor de l onde $err = 0$ basta determinar o valor da função linear que passa pelos pontos $(l(i-1), err(i-1))$ e $(l(i), err(i))$ igual a zero.

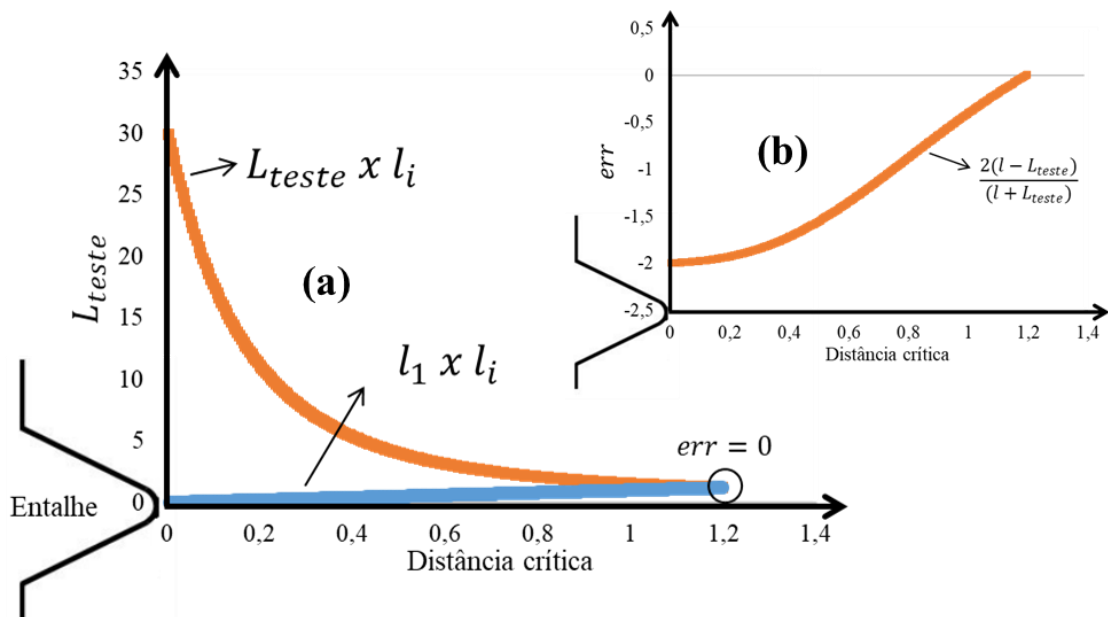


Figura 5.5: (a) representação das curvas $L_{teste} - l_i$ e $l_1 - l_i$ (b) curva do erro relativo.

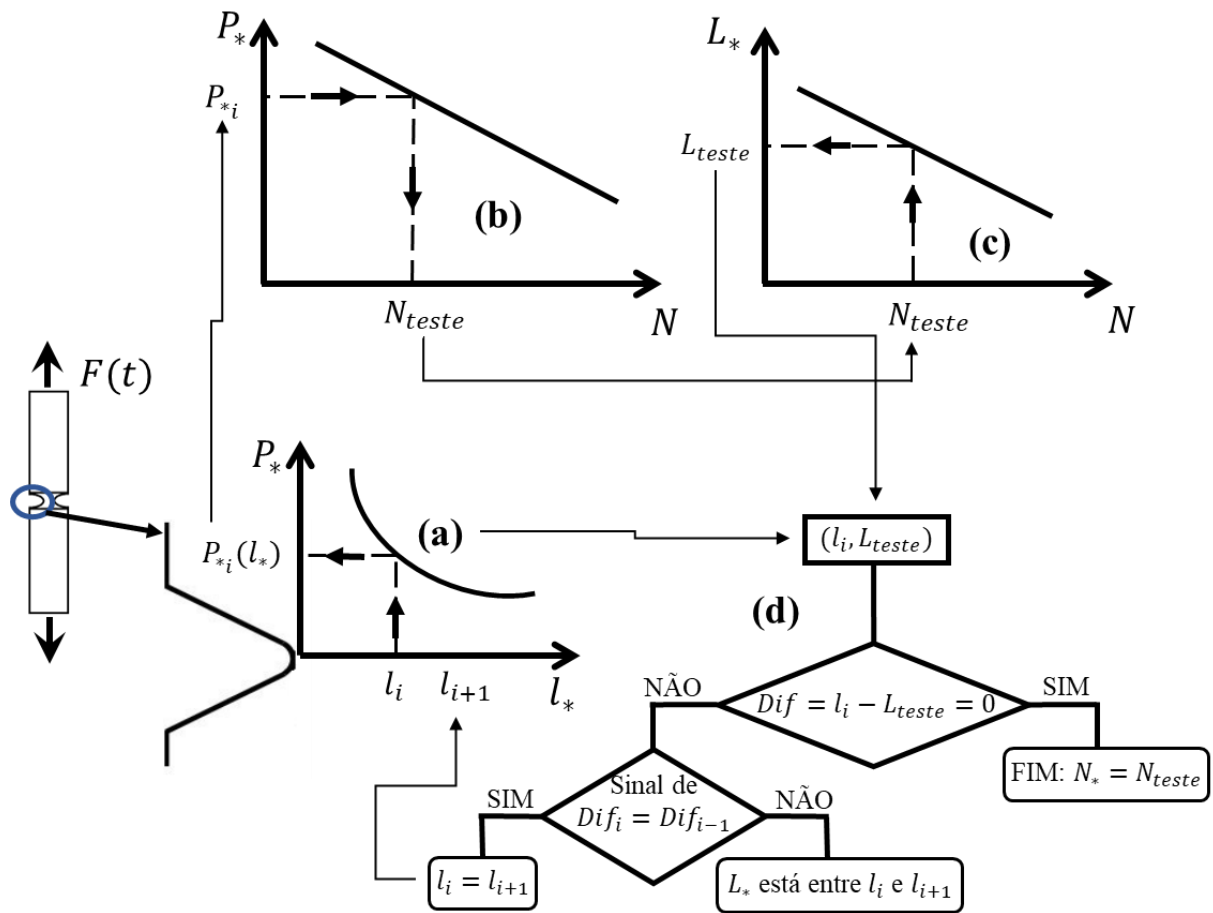


Figura 5.6: Representação da previsão de vida usando os parâmetros representativos de modelos de falha (P_*).

6 AVALIAÇÃO DA METODOLOGIA INVESTIGADA

Com o objetivo de avaliar a capacidade de predição da metodologia investigada, os seus resultados serão confrontados com dados de vida a fadiga de espécimes entalhados submetidos a carregamentos uniaxiais disponíveis da literatura. Neste sentido, foram coletados dados de fadiga obtidos de espécimes lisos e entalhados fabricados com aço EN3B e aço AISI 4130.

Inicialmente, será realizada a apresentação dos dados experimentais utilizados neste trabalho. Em seguida, na seção 6.2, faz-se uma descrição dos procedimentos adotados para a apresentação dos parâmetros que caracterizam a relação da vida de fadiga com os modelos de plano crítico baseados nos critérios de falha de Smith-Watson-Topper e de Fatemi-Socie.

6.1 DESCRIÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

Conforme comentado, os dados experimentais utilizados neste trabalho foram obtidos por meio de ensaios de fadiga axiais, controlados por força, realizados em corpos de prova planos fabricados com os aços EN3B (Susmel e Taylor, 2007) e AISI 4130 (GROVER; BISHOP; JACKSON, 1951(a-c) & GROVER; HYLER; JACKSON, 1952). Uma descrição sucinta desses dados é apresentada a seguir.

6.1.1 AÇO EN3B

O aço EN3B é classificado pela norma BS 970 como um aço para aplicações gerais em engenharia, com boa usinabilidade e baixa temperabilidade, sendo usado em uma variedade de aplicações gerais de engenharia. Susmel e Taylor (2007), relatam que o material utilizado nos testes sofreu processo de laminação a frio e apresentam as propriedades mecânicas conforme na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Propriedades mecânicas monotônicas do aço EN3B.

Tensão de escoamento, σ_y (MPa)	606,2
Tensão última de resistência a tração, σ_u (MPa)	638,5
Tenacidade a fratura, K_{Ic} (MPa \sqrt{m})	97,4
Módulo de Elasticidade, E (MPa)	197400

Os ensaios de fadiga foram realizados sob condições de tração-compressão ($R = -1$) e de tração-tração ($R = 0,1$), gerando falhas dentro de um intervalo de vida variando entre 10^4 até cerca de 10^6 ciclos. Para isso foram utilizados espécimes com diferentes características geométricas e dimensionais. A geometria e as dimensões dos espécimes utilizados nesse processo de avaliação da metodologia de validação da generalização da teoria da distância

crítica para estimativa de vida de componentes entalhados em regime de médio e alto ciclo de fadiga são apresentadas na Figura 6.1.

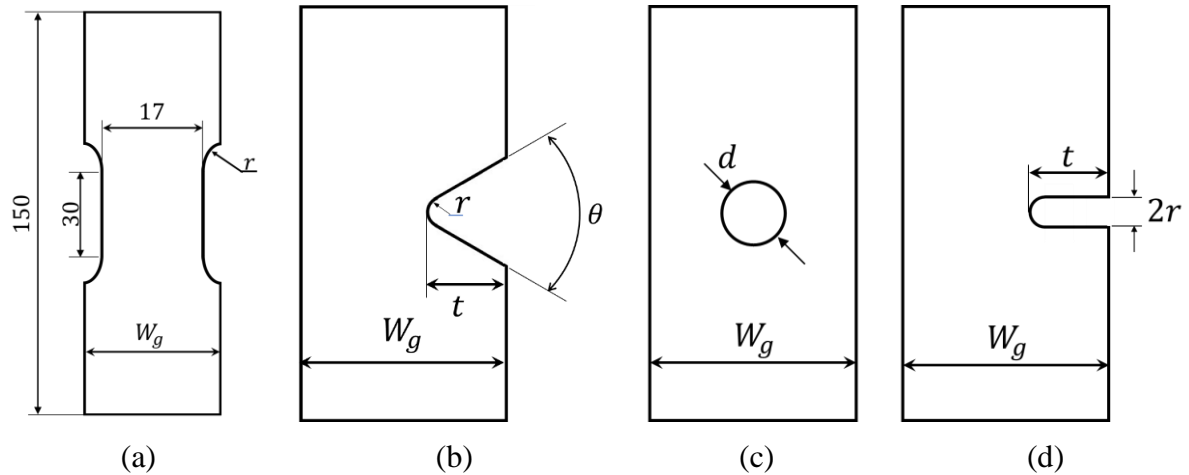


Figura 6.1: Geometria dos Espécimes: (a) espécime padrão (b) entalhe em V de borda única, (c) entalhe do tipo furo central, (d) e entalhe em U de borda única.

Todos os espécimes possuem espessura igual a 6 mm e dimensões básicas apresentadas na Tabela 6.2. Ainda nesta tabela estão apresentados o fator teórico de concentração de tensões estimados considerando a seção dimensão com largura igual a W_g , as razões de carregamento, R , o número de espécimes usados na caracterização das curvas de Wöhler e os parâmetros obtidos após o tratamento dos resultados experimentais que foram recuperados manualmente a partir das Figuras 6(a-b) e 7(a-b) de Susmel e Taylor (2007) utilizando o aplicativo WebPlotDigitizer (ROHATGI, 2018). Uma vez recuperado os dados, os parâmetros das curvas de fadiga foram estimados utilizando o software SPSS utilizando a metodologia descrita no item 5 da E739-10 (ASTM, 2015).

6.1.2 AÇO AISI 4130

A liga de aço AISI 4130 é uma liga com baixo teor de carbono que possui em sua composição química cromo e o molibdênio, em teores que garante baixa temperabilidade e combina média resistência com elevada tenacidade após tratamento. Por esse motivo, é frequentemente usada na fabricação de peças de média dimensão, quando temperado em água e, para peças de pequenas dimensões, quando temperado em óleo. Tipicamente esse material é aplicado em bielas, braço de direção, eixos, parafusos, rebites e outras peças que necessitam de boa resistência e tenacidade, e que sejam suficientemente pequenas para alcançarem estas propriedades após tratamento térmico.

Um amplo estudo sobre o comportamento deste material foi realizado ao longo das décadas de 40 e 50 do século passado por uma equipe de pesquisadores da National Advisory

Committee for Aeronautics (NACA) e estão relatados nas seguintes notas técnicas: i) TN 2324 (GROVER; BISHOP; JACKSON, 1951a), que relata os ensaios fadiga de realizados em espécimes lisos e avalia o efeito da tensão média; ii) TN 2389 (GROVER; BISHOP; JACKSON, 1951b), que relata os ensaios fadiga de realizados em espécimes entalhados com fatores de concentração de tensões iguais a 2 e 4; iii) TN 2390 (GROVER; BISHOP; JACKSON, 1951c), que relata os ensaios fadiga de realizados em espécimes entalhados com fatores de concentração de tensões iguais a 5. Na Tabela 6.3 são apresentadas as propriedades mecânicas obtidas a partir de ensaios do aço AISI 4130.

Tabela 6.2: Dimensões dos espécimes e tipos de ensaios usados na caracterização do comportamento a fadiga do aço ENB3 (Dimensões em mm, ângulos em grau).

Espécimes	W_g	t	r	θ	d	K_{t_g}	R	Número de dados	Parâmetros de Wöhler	
									A_{S_g} (MPa)	b_{S_g}
Fig. 6.1a	25	-	25	-	-	1	-1	11	853,9	-0,0991
		-					0,1	17	1471,0	-0,1565
Fig. 6.1b	25	4	0,12	60	-	15,95	-1	9	2138,3	-0,2611
		-					0,1	17	1280,2	-0,2479
Fig. 6.1c	25	-	-	-	8,0	3,44	-1	8	740,4	-0,1501
		0,1					8	809,9	-0,1751	
		-			3,5	3,07	-1	8	1135,0	-0,1623
		0,1					8	1000,4	-0,1733	
Fig. 6.1d	25	5	1,5	-	-	6,10	-1	9	1275,4	-0,2241
		-					0,1	7	860,2	-0,2055

Tabela 6.3: Propriedades mecânicas monotônicas do aço AISI 4130 (L e T representam, respectivamente, as direções de laminação e transversal).

Propriedades	AISI 4130	
	L	T
Tensão de escoamento à tração, σ_y (MPa)	679,1	696,3
Tensão de escoamento à compressão, σ_y (MPa)	592,9	668,8
Tensão última de resistência à tração, σ_u (MPa)	806,6	827,3
Módulo de Elasticidade, E (MPa)	209600	215800

Para a caracterização do comportamento a fadiga foram utilizados 270 espécimes. Os espécimes utilizados foram do tipo ampulheta com dimensões apresentadas na Figura 6.2a. Os ensaios foram realizados em condições de carregamento axial considerando 8 razões de carregamento para a caracterização (-1; -0,8, -0,6, -0,3; 0,02; 0,25; 0,4; 0,6), gerando falhas dentro de um intervalo de vida variando entre 10^4 até cerca de 10^7 ciclos.

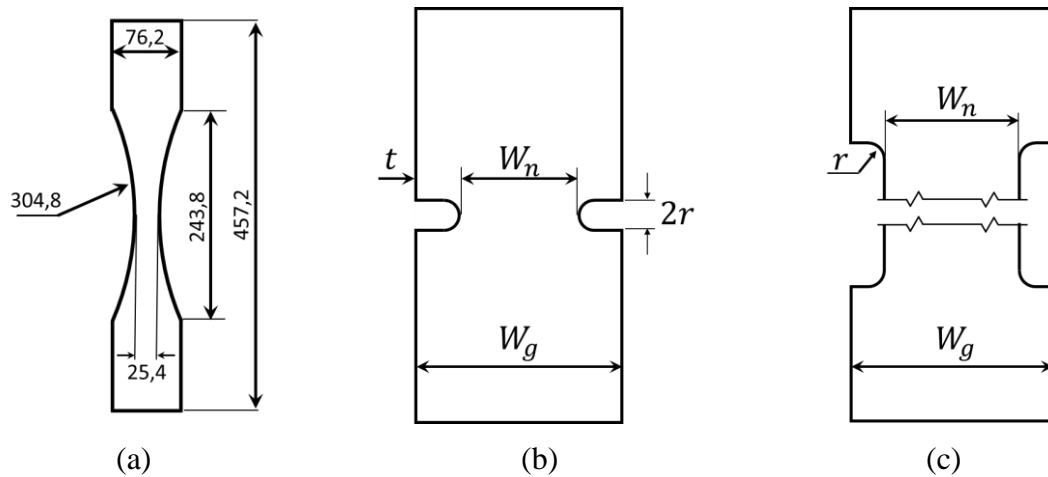


Figura 6.2 Geometria dos espécimes usados na caracterização do comportamento a fadiga do aço AISI 4130, (a) espécime padrão (b) duplo entalhe em U, e (c) rebaixo arredondado.

Apesar da grande quantidade de razões de carregamento e de espécimes ensaiados, somente em algumas razões de carregamento foram gerados dados suficientes para que se analisasse de forma consistente o comportamento a fadiga desse material. Os parâmetros das curvas de fadiga também foram estimados utilizando o software SPSS utilizando a metodologia descrita no item 5 da E739-10 (ASTM, 2015).

Tabela 6.4: Dimensões dos espécimes e tipos de ensaios usados na caracterização do comportamento a fadiga das ligas AISI 4130.

Material	R	Número de espécimes	Parâmetros	
			A (MPa)	b
AISI 4130	-1	17	1005,9	-0,0754
	-0,3	16	1266,3	-0,0970
	0,02	9	516,5	-0,0545

Com a intenção de avaliar o efeito da presença de entalhes sobre a resistência a fadiga do aço AISI 4130 foram avaliados detalhes geométricos com fatores teóricos de concentração de tensão iguais a 5, 4 e 2. Para isso, foram ensaiados espécimes fabricados com entalhes do tipo duplo entalhe em U (Figura 6.2b) e com rebaixo arredondado duplo (Figura 6.2c), esses espécimes foram extraídos de chapas comerciais com 1,905 mm de espessura e a direção longitudinal dos espécimes coincidiu com a direção de laminação. Os ensaios de fadiga foram realizados sob condições de carregamento uniaxial. Ao contrário dos procedimentos adotados para a caracterização dos materiais, os ensaios dos espécimes entalhados, onde se prescreveu razões de carregamento, nesse conjunto de ensaios foram adotadas as seguintes tensões médias: 0, 68,95, 137,9 e 206,84 MPa.

Na Tabela 6.5 estão apresentadas as dimensões nominais de cada entalhe, bem como algumas informações sobre as condições de ensaio e os parâmetros da curva S-N que descrevem o comportamento a fadiga dos espécimes entalhados.

Tabela 6.5: Dimensões dos espécimes, tipos de ensaios usados e parâmetros da curva que representam o efeito da presença dos concentradores de tensão no aço AISI 4130 (Dimensões em mm).

Figura	W_g	W_n	t	r	K_{t_g}/K_{t_n}	S_{m_n} (MPa)	Número de espécimes	Parâmetros		
								A (MPa)	b	
6.2(b)	57,15	38,10	9,56	0,7937	8,73/ 5,82	0	11	2259,9	-0,2268	
						68,95	10	2245,4	-0,2466	
						137,90	8	3080,8	-0,2489	
						206,84	8	6019,7	-0,3860	
						0	9	2107,7	-0,2116	
						68,95	10	2559,8	-0,2403	
				1,449	4,25	9	6967,3	-0,3443		
					206,84	7	2658,0	-0,2650		
					0	7	1331,4	-0,1348		
					8,064	8,064	3,25/	12	2091,3	-0,1781
							2,17	9	1782,3	-0,1633
							206,84	7	2379,5	-0,1911
6.2(c)	57,15	38,10	-	0,4953	6,45/ 4,3	0	8	1562,7	-0,1745	
						68,95	8	1754,0	-0,1912	
						137,90	6	2923,7	-0,2162	
						206,84	6	3970,4	-0,2825	
						0	5	1451,9	-0,1416	
						68,95	6	1724,1	-0,1591	
				4,409	3,09/ 2,06	137,90	6	1921,1	-0,1669	
						206,84	6	1556,8	-0,1561	

6.2 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS

A partir dos dados experimentais apresentados na seção 6.1, foram construídas as curvas que relacionam a vida a fadiga aos parâmetros representativos de falha ($P_{\sigma_{1a}}$, P_{SWT} e P_{FS}), de acordo com a metodologia desenvolvida na seção 5.2.

6.2.1 CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS P_* – N

A caracterização do comportamento à fadiga do aço EN3B e da liga AISI 4130 considerando os parâmetros representativos de falha (σ_{1a} , P_{SWT} e P_{FS}) apresentam-se nas Figuras 6.3 a 6.5 e nas Tabelas 6.6 e 6.7. Nessas figuras, a fim de diferenciar as condições de ensaio, nos diagramas, os ensaios realizados sob condição de carregamento alternado ($R = -1$) são identificados pelos quadrados vazios. Os círculos vazios foram usados para identificar os ensaios realizados no aço EN3B, sob razão de carga igual a 0,1, e na liga AISI 4130, sob razão de carga igual a 0,02. Já a marca representativa do sinal de mais (+) foi usada para identificar os ensaios realizados sob outras razões de carga, mas que não dispunham de dados suficientes para a caracterização do comportamento a fadiga naquela dada razão de carregamento específica. Além dos diagramas de dispersão nos gráficos, há também representadas por linha contínua o comportamento da função de potência (curvas S-N, $P_{SWT} - N$ e $P_{FS} - N$) obtida a

partir conjunto de pontos experimentais considerando todas as razões de carga usadas na caracterização experimental. E por sua vez, além da curva de tendências, representam-se por linhas tracejadas os limites do intervalo de confiança individual correspondente a um intervalo de confiança de 95%.

Na Figura 6.3 são apresentados os resultados correlacionando a amplitude da máxima tensão normal, σ_{1a} com a vida para as diversas razões de carregamento utilizadas nos ensaios. Analisando qualitativamente essa figura, percebe-se que, aparentemente, os dados experimentais obtidos sob razões de carga diferentes não apresentam a mesma tendência. Isso fica claro ao se observar a Figura 6.3a, onde ocorre uma nítida separação entre os pontos experimentais obtidos e, na Figura 6.3b, observa-se que os resultados experimentais obtidos com razão de carga igual a 0,02 estão relativamente próximos entre si e, aparentemente, a amplitude da máxima tensão normal não consegue explicar a variação na vida dos espécimes.

A análise quantitativa do comportamento das bandas de previsões de vida realizadas com base nos resultados de regressão linear apresentados nas Tabela 6.6 e 6.7 reforça de forma relevante, visto que ao se considerar para o aço EN3B as faixas médias de variação das previsões de vida obtidas são da ordem de 1,4 para $R = -1$ e 2,5 para $R = 0,1$. No entanto, ao se considerar uma curva $\sigma_{1a} - N$ que represente todos os dados, a faixa média de variação das previsões sobe para 13. Quando a mesma análise é realizada considerando os diagramas apresentados nas Figuras 6.4 e 6.5, este mesmo comportamento é observado. Entretanto, as faixas médias de variação das previsões variam entre 3 (para a relação $P_{FS} - N$ para o aço EN3B) e 8 (para a relação $P_{SWT} - N$ para o aço AISI 4130).

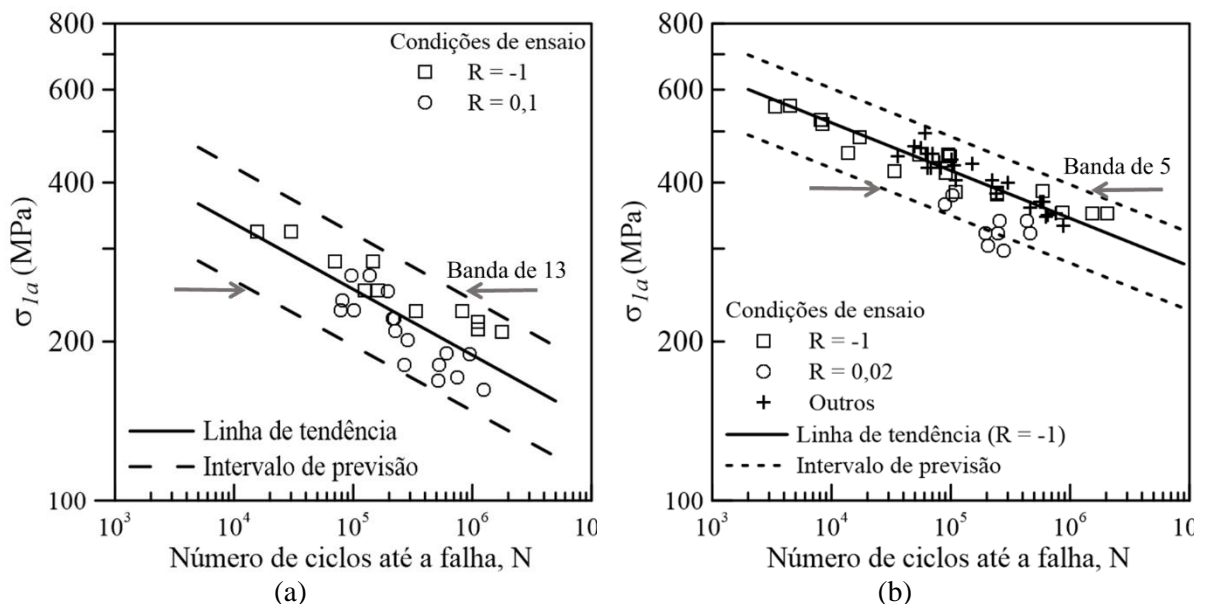


Figura 6.3: Diagrama de Wöhler – (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.

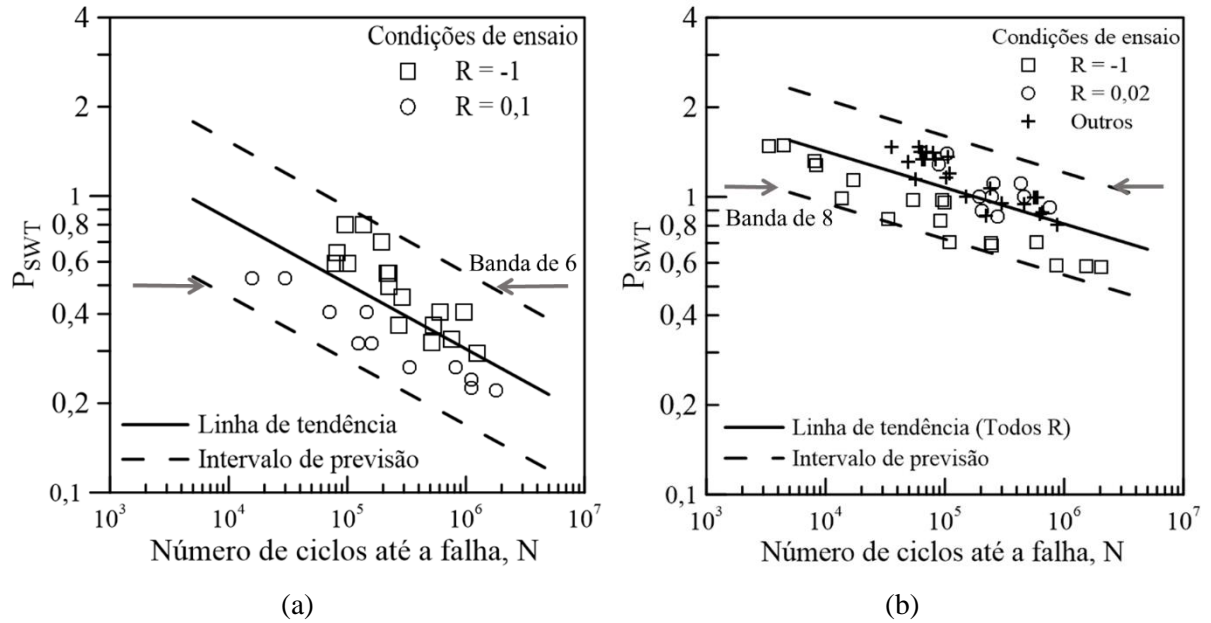


Figura 6.4: Diagrama $P_{SWT} - N$ – (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.

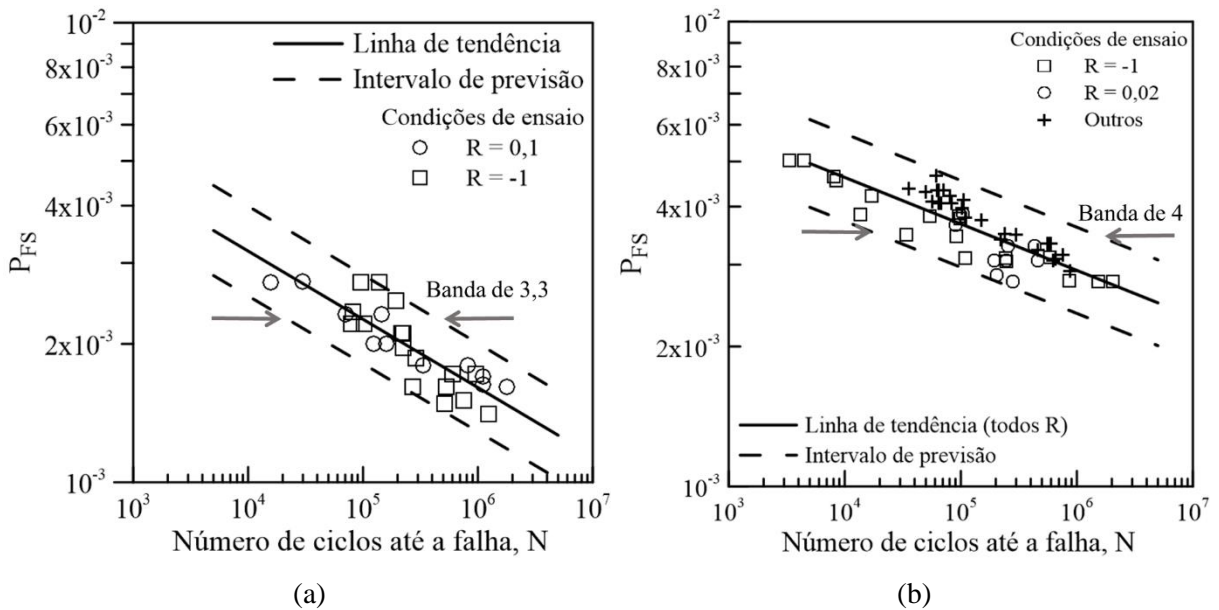


Figura 6.5: Diagrama $P_{FS} - N$ – (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.

Tabela 6.6: Parâmetros das curvas $P_* - N$ para o aço EN3B.

Material	R	Modelo de Fadiga	Parâmetros	
			A (MPa)	b
EN3B	-1	SWT	3,6937	-0,1983
		FS	0,0087	-0,1190
		σ_{1a}	853,9	-0,0992
	0,1	SWT	1471,0	-0,1565
		FS	24,3603	-0,3130
		σ_{1a}	1471,0	-0,1565
Ambos R	SWT	6,3335	-0,2196	
	FS	0,0125	-0,1485	

Tabela 6.7: Parâmetros das curvas $P_* - N$ para o aço AISI 4130.

Material	R	Modelo de fadiga	Parâmetros	
			A (MPa)	b
AISI 4130	-1	σ_{1a}	1015	-0,07612
		SWT	4,828	-0,1508
		FS	1,067e-02	-0,09668
	0,02	σ_{1a}	921,7	-0,08161
		SWT	8,272	-0,1667
		FS	1,343e-02	-0,1167
	Todos R	SWT	4,365	-0,1222
		FS	1,161e-02	-0,1000

6.2.2 CALIBRAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE DISTÂNCIA CRÍTICA E VIDA

Conforme relatado na seção 5.3.2 do capítulo de metodologia, o processo de calibração da relação entre distância crítica versus vida será realizado utilizando o método do ponto. Com a intenção de avaliar a efetividade do procedimento proposto neste trabalho, serão consideradas as seguintes condições de calibração das curvas $L_* - N$:

- $L_{\sigma_1} - N$ considerando dos dados experimentais obtidos para o aço EN3B sob condições de $R = -1$ e $R = 0,1$,
- $L_{\sigma_1} - N$ considerando dos dados experimentais obtidos para o aço AISI 4130 sob condições de $R = -1$,
- $L_{SWT} - N$ considerando dos dados experimentais obtidos para o aço EN3B sob condições de $R = -1$, de $R = 0,1$ e os ambas as razões,
- $L_{SWT} - N$ considerando dos dados experimentais obtidos para o aço AISI 4130 sob condições de $R = -1$, $R = 0,02$ e Todas as razões de carregamento
- $L_{FS} - N$ considerando dos dados experimentais obtidos para o aço EN3B sob condições de $R = -1$, de $R = 0,1$ e os ambas as razões,
- $L_{FS} - N$ considerando dos dados experimentais obtidos para o aço AISI 4130 sob condições de $R = -1$, $R = 0,02$ e Todas as razões de carregamento

Para a calibração das curvas representativas do comportamento do aço EN3B são utilizados os parâmetros das curvas $P_* - N$ descritos na Tabela 6.6 e os parâmetros das curvas que representam as condições de fadiga com entalhe em V de borda única (Figura 6.1b) descritos na Tabela 6.2. Além dessas, para a calibração da relação, é necessário também dispor da distribuição das componentes de tensão ao longo do plano médio do entalhe. Essas componentes de tensão são apresentadas na Figura 6.7 (no Anexo A estão apresentadas as distribuições de tensão em espécimes com as demais configurações de espécimes). Nesta figura, as componentes de tensão foram normalizadas tomando-se como base a tensão nominal calculada baseando-se na seção de maior diâmetro.

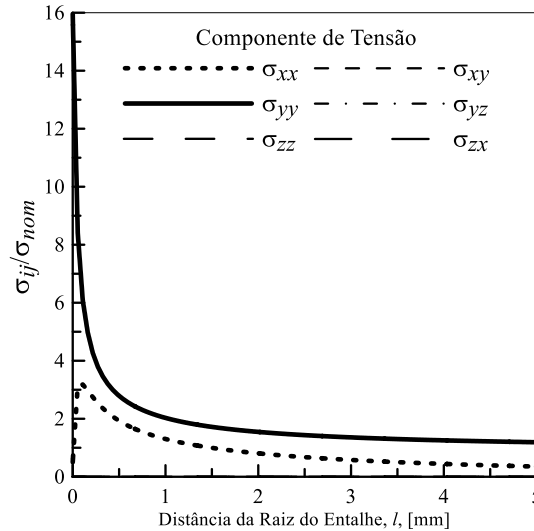


Figura 6.7: Distribuição normalizada das componentes de tensão ao longo do plano médio do espécime fabricado com o entalhe em V de borda única

Já para a calibração das curvas representativas do comportamento da liga AISI 4130 são utilizados os parâmetros das curvas P_* – N descritos na Tabela 6.7, os parâmetros das curvas que representam as condições de fadiga do espécime fabricado com o duplo entalhe em U (Figura 6.2b) descritos na Tabela 6.3 e a distribuição das componentes de tensão ao longo do plano médio do espécime fabricado com o duplo entalhe em U (Figura 6.8). Nesta figura, as componentes de tensão foram normalizadas tomando-se como base a tensão nominal calculada baseando-se na seção de menor diâmetro.

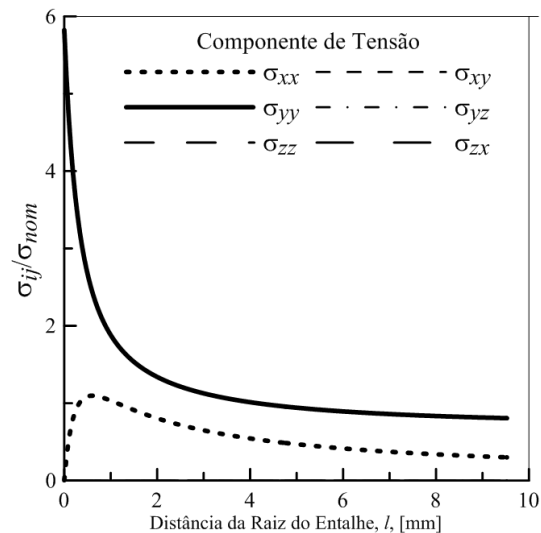


Figura 6.8: Distribuição das componentes de tensão ao longo do plano médio do espécime fabricado com duplo entalhe em U

Nas Figuras 6.9 a 6.11 são apresentadas as relações entre a distância crítica e a vida estimadas a partir das curvas que relacionam a amplitude da máxima tensão principal, σ_{1a} , e os parâmetros de dano associados aos modelos de plano crítico de Smith-Watson-Topper e de Fatemi-Socie (P_{SWT} e P_{FS}). Procurou-se organizar os gráficos de tal forma a permitir a

comparação direta do efeito da razão de carga. Assim, nas Figuras 6.9a e 6.9b são apresentadas as curvas $L_* - N$ estimadas a partir das curvas $P_* - N$ estimadas por meio dos ensaios de caracterização a fadiga do material realizados sob razão de carga, R , igual a -1. Nota-se nessas figuras que as curvas $L_* - N$, cujos parâmetros são apresentados na Tabela 6.8 e 6.9, não variam com parâmetro de dano utilizado. Entretanto, quando a mesma comparação é realizada considerando as calibrações realizadas com as outras razões de carga não se observa tal comportamento, indicando que a distância crítica obtida por meio do método do ponto pode ser diferente da metade do comprimento de trinca intrínseca de El Haddad, como proposto por Taylor (1999) e por Susmel e Taylor (2007). Desta forma, reforça a ideia que o comprimento característico do material é afetado pelo nível de dano introduzido no componente e que depende intrinsecamente das condições de calibração e do critério de dano adotado.

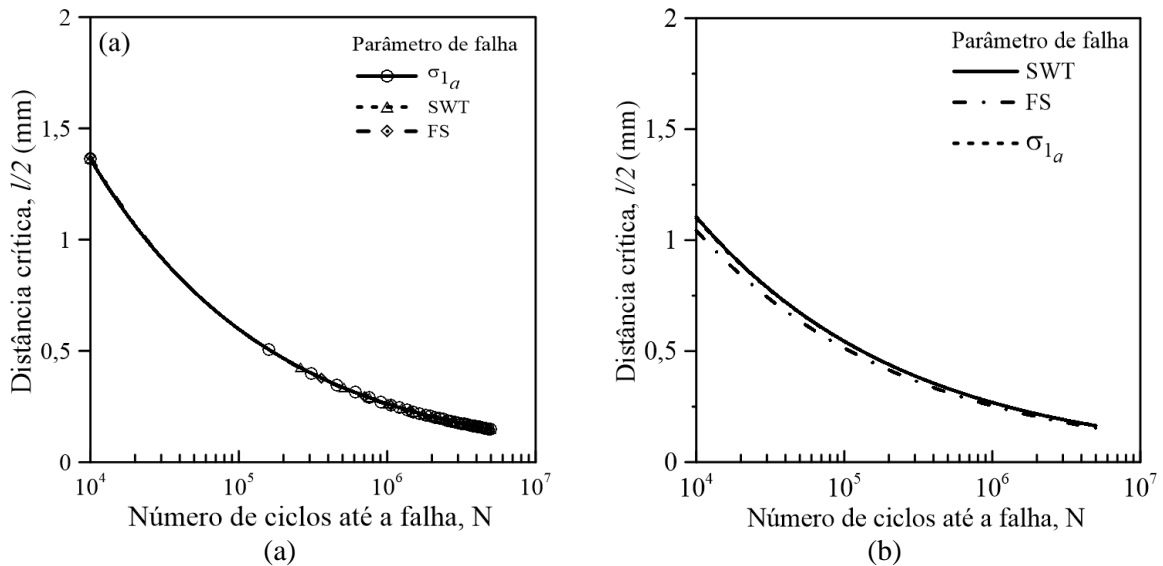


Figura 6.9: Relação entre a vida de fadiga e a distância crítica para $R = -1$ (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.

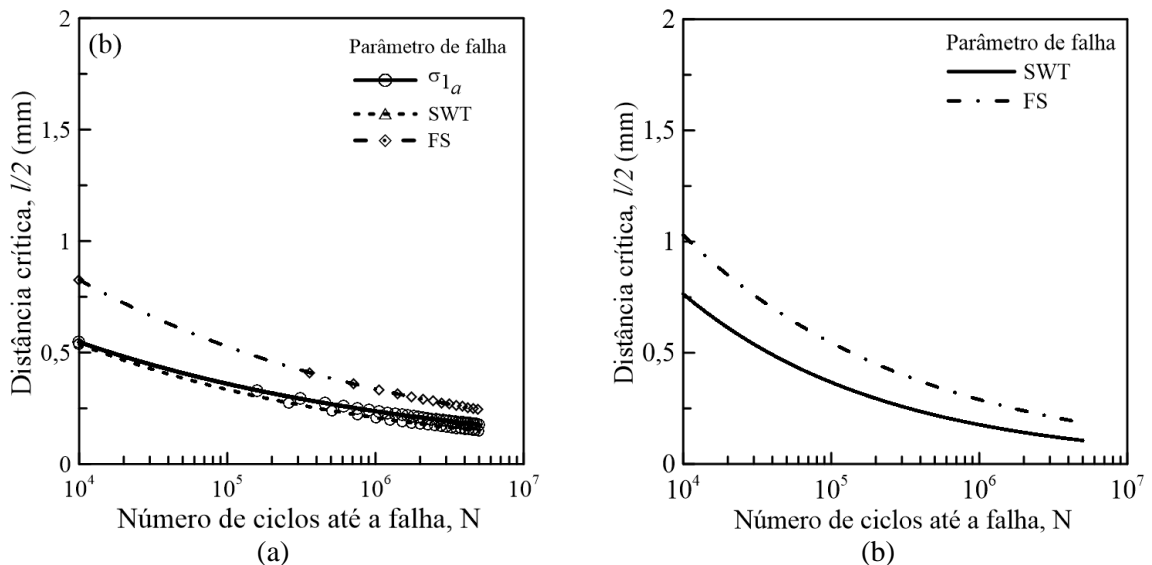


Figura 6.10: Relação entre a vida de fadiga e a distância crítica para (a) aço EN3B ($R = 0,1$) e (b) AISI 4130 ($R = 0,02$).

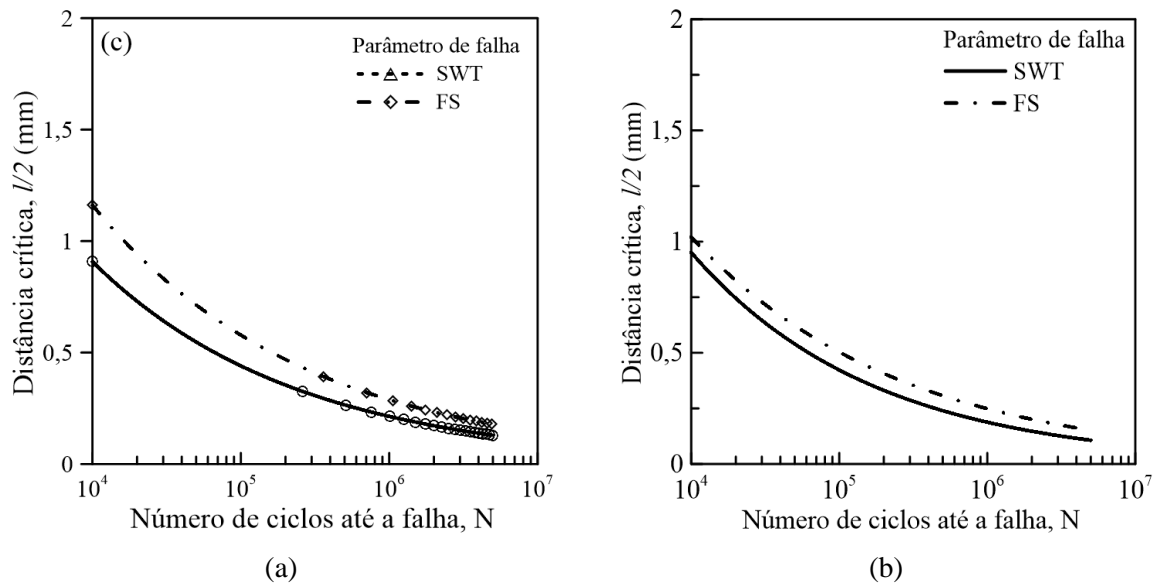


Figura 6.11: Relação entre a vida de fadiga e a distância crítica estimadas considerando que a calibração foi realizada considerando todas as razões de carga (a) aço EN3B e (b) AISI 4130.

Tabela 6.8: Parâmetros das curvas $L_* - N$ para o aço EN3B.

R	Modelo de Fadiga	Parâmetros	
		A	b
-1	SWT	36,77	-0,3578
	FS	38,45	-0,3618
	σ_{1a}	36,76	-0,3578
0,1	SWT	3,602	-0,2066
	FS	4,997	-0,1954
	σ_{1a}	2,885	-0,1808
Ambos R	SWT	16,41	-0,3143
	FS	18,87	-0,3027

Tabela 6.9: Parâmetros das curvas $L_* - N$ para o aço AISI 4130.

R	Modelo de Fadiga	Parâmetros	
		A	b
-1	SWT	18,76	-0,3061
	FS	17,73	-0,3076
	σ_{1a}	18,43	-0,3061
0,02	SWT	14,36	-0,3185
	FS	13,02	-0,2756
Todos R	SWT	24,45	-0,3525
	FS	17,25	-0,3070

6.3 ESTIMATIVA DA VIDA DE FADIGA DE COMPONENTES ENTALHADOS

O procedimento recursivo discutido na seção 5.4 foi aplicado visando-se a previsão de vida dos espécimes entalhados fabricados com o aço EN3B (casos listados na Tabela 6.2) e com a liga de aço AISI 4130 (casos listados na Tabela 6.5).

Na Tabela 6.10 são apresentadas as diferenças relativas médias, DRM , entre as previsões de vida e os valores obtidos experimentalmente, onde a diferença relativa foi calculada por meio da Equação 6.1.

$$DRM(\%) = \frac{N_{obs} - N_{est}}{N_{obs}} \times 100 \quad (6.1)$$

As Tabelas 6.10 e 6.11 mostram claramente que, quando usada para prever os resultados gerados, o nível de exatidão da metodologia proposta apresenta em média resultados iguais ou melhores do que os observados para a metodologia clássica. Outro aspecto relevante que pode ser extraído da análise dos resultados descritos nas tabelas relaciona-se ao fato das estimativas realizadas para os espécimes fabricados com o aço EN3B apresentarem previsões mais exatas quando os cálculos foram realizados usando o parâmetro de Fatemi-Socie. Para a liga AISI 4130, as melhores previsões foram obtidas ao se utilizar o parâmetro de Smith-Watson-Topper – provavelmente isso está associado ao nível de ductilidade dos materiais (o aço EN3B é relativamente mais dúctil que o aço liga AISI 4130).

Quando se realiza uma avaliação sobre a influência da razão de carga usada para a construção da relação $P_* - N$ sobre a exatidão dos resultados (que pode ser realizada pela comparação entre as colunas de um mesmo parâmetro), não se observa diferença significativa entre os resultados. Isso pode indicar que a caracterização da relação $P_* - N$ obtida a partir de um conjunto de ensaios realizados sob uma única condição de carregamento pode ser utilizada para a calibração de uma única curva $L_* - N$ que poderá ser usada para a previsão de vida de componentes estruturais submetidos a qualquer razão de carregamento.

Tabela 6.10 – Comparação entre a exatidão das estimativas de vida considerando a proposição clássica da TDC, baseado em σ_{1a} , e a metodologia proposta – Material EN3B.

Espécimes	σ_{1a}		P_{FS}			P_{SWT}		
	-1	0,1	-1	0,1	Todos	-1	0,1	Todos
Entalhe simples em V	42%	69%	88%	88%	85%	100%	100%	100%
Entalhe simples em U	56%	0%	100%	100%	100%	94%	63%	56%
Placa com furo 3,5d	100%	100%	88%	88%	88%	94%	50%	88%
Placa com furo 8d	81%	25%	69%	69%	75%	69%	31%	63%

Tabela 6.11 – Comparação entre a exatidão das estimativas de vida considerando a proposição clássica da TDC, baseado em σ_{1a} , e a metodologia proposta – Material AISI 4140.

Espécimes	σ_{1a}	P_{FS}			P_{SWT}		
	-1	-1	0,02	Todos	-1	0,02	Todos
Duplo entalhe em U ($K_t = 5$)	37%	-121%	-102%	-121%	-30%	-26%	-32%
Duplo entalhe em U ($K_t = 4$)	70%	-3,33%	8,70%	-3,58%	34%	45%	36%
Duplo entalhe em U ($K_t = 2$)	81%	82%	86%	84%	80%	90%	72%
Rebaixo arredondado ($K_t = 4$)	-126%	-530%	-430%	-424%	-228%	-168%	-241%
Rebaixo arredondado ($K_t = 2$)	37%	10%	33%	36%	19%	72%	-1%

A fim de permitir um melhor entendimento sobre o comportamento dos resultados obtidos, diagramas relacionando as vidas observadas e vidas estimadas são comparadas nas Figuras 6.12 a 6.25. Nestes diagramas, as linhas contínuas representam a condição de igualdade entre as vidas estimadas e às vidas observadas. As linhas pontilhadas delimitam uma banda de fator 3, ou seja, entre elas situam-se os resultados em que a vida estimada é até três vezes menor ou até três vezes maior do que a vida observada.

Nas Figuras 6.12 a 6.18 são apresentados os diagramas vida-vida obtidos considerando o aço EN3B. A comparação direta dos resultados apresentados na Figura 6.12 com os apresentados por Susmel e Taylor (2007) (Figura 8a e 9a) mostram que as previsões obtidas por esses autores e as apresentadas nesta dissertação são equivalentes, o que demonstra a validação de todos os algoritmos numéricos desenvolvidos e/ou utilizados nesta dissertação. Ainda considerando esse conjunto de figuras, pode-se também constatar que as previsões de vida realizadas considerando o parâmetro de Fatemi-Socie apresentaram melhores resultados do que os obtidos usando o parâmetro de Smith-Watson-Topper.

A partir dos resultados mostrados nas Figuras 6.13 a 6.15, observa-se que as estimativas de vida realizadas usando o parâmetro de Fatemi-Socie situaram-se dentro (86% para as 3 razões de carga), ou praticamente em cima, da banda de fator 3. O mesmo não ocorre para as previsões realizadas usando o parâmetro de Smith-Watson-Topper, apresentadas nas Figuras 6.16 a 6.18 – usando esse critério de dano específico, os percentuais de previsões que, situaram-se dentro da banda de fator 3, foi de apenas 79% em média.

A partir da Figura 6.19 são mostrados os resultados obtidos para a liga AISI 4130. Na Figura 6.18, que apresenta o diagrama vida experimental versus vida estimada considerando a amplitude da máxima tensão principal, σ_{1a} , como critério de falha, pode-se observar que apenas as previsões realizadas considerando os espécimes fabricados com o duplo entalhe em U com $K_t = 2$ não se situaram-se dentro da banda de fator 3.

A análise dos gráficos apresentados nas Figuras 6.20 a 6.22, apresentam-se os resultados obtidos com base no parâmetro de Fatemi-Socie, e nas Figuras 6.23 a 6.25, apresentam-se os resultados obtidos com base no parâmetro de Smith-Watson-Topper, mostra-se a diferença significativa entre a qualidade das previsões usando esses dois parâmetros de dano. Os diagramas vida-vida para as previsões obtidas usando o parâmetro de Fatemi-Socie apresentam uma quantidade relativamente pequena de resultados que se situaram-se dentro da banda de fator 3 (63%), enquanto que ao se usar o parâmetro de Smith-Watson-Topper esse percentual não aumenta muito, subindo para 66% apenas. No entanto, deve-se ressaltar que os resultados que não ficaram dentro da banda de 3 estão sempre associados aos ensaios realizados com os espécimes fabricados com duplo entalhe em U com $K_t = 2$ e com rebaixo com $K_t = 4$. Para esses casos particulares é necessário adotar uma banda de fator 6 para enquadrar os resultados estimados com base no parâmetro de Smith-Watson-Topper.

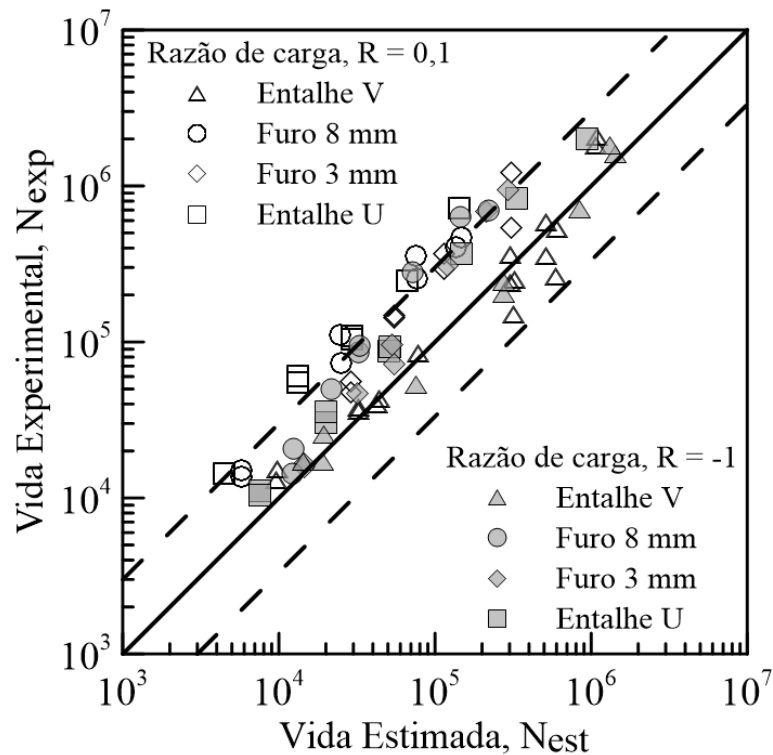


Figura 6.12: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo σ_{1a} para $R = -1$ e $R = 0,1$ para o aço EN3B.

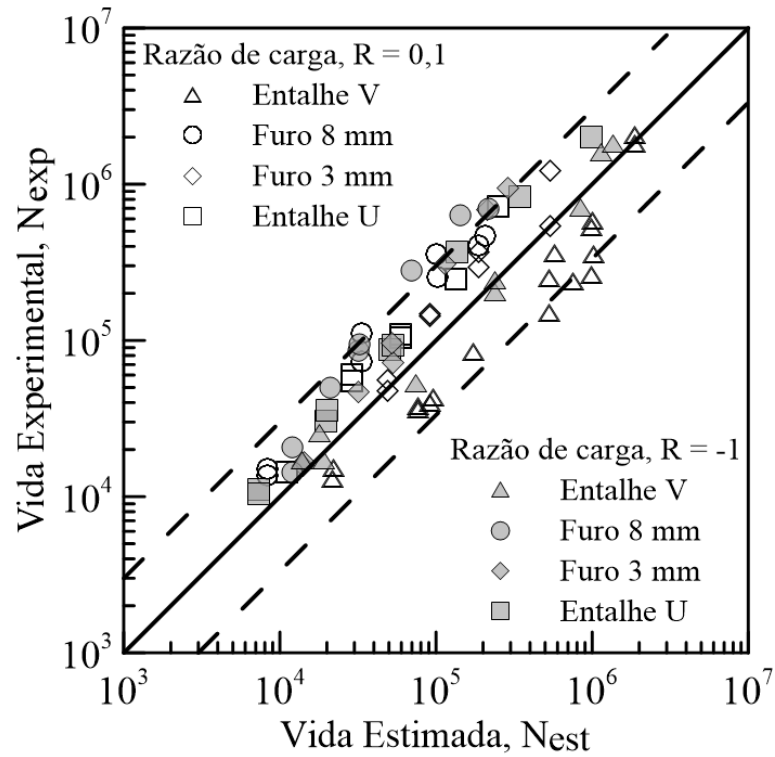


Figura 6.13: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = -1$) para o aço EN3B.

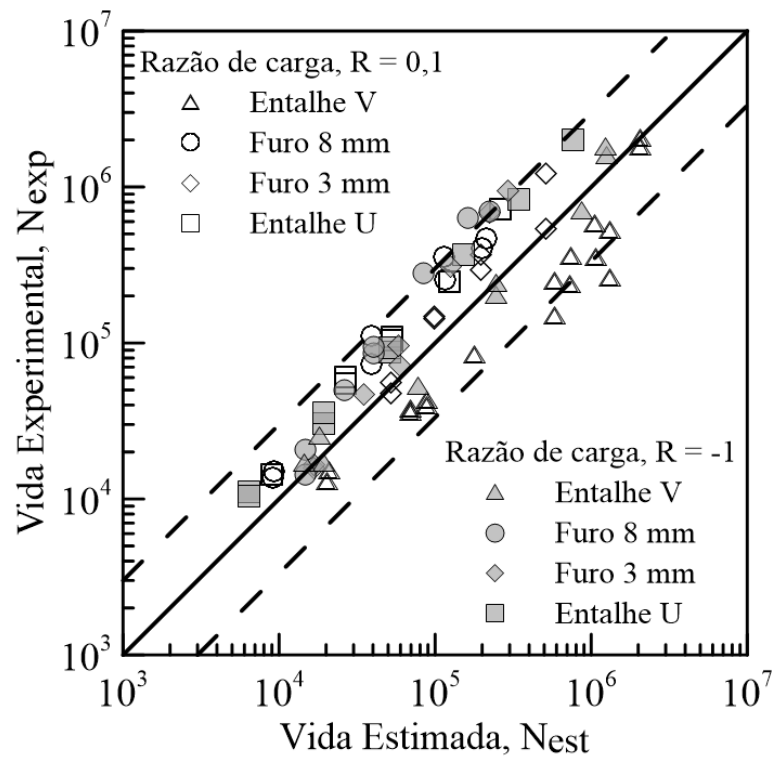


Figura 6.14: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = 0,1$) para o aço EN3B.

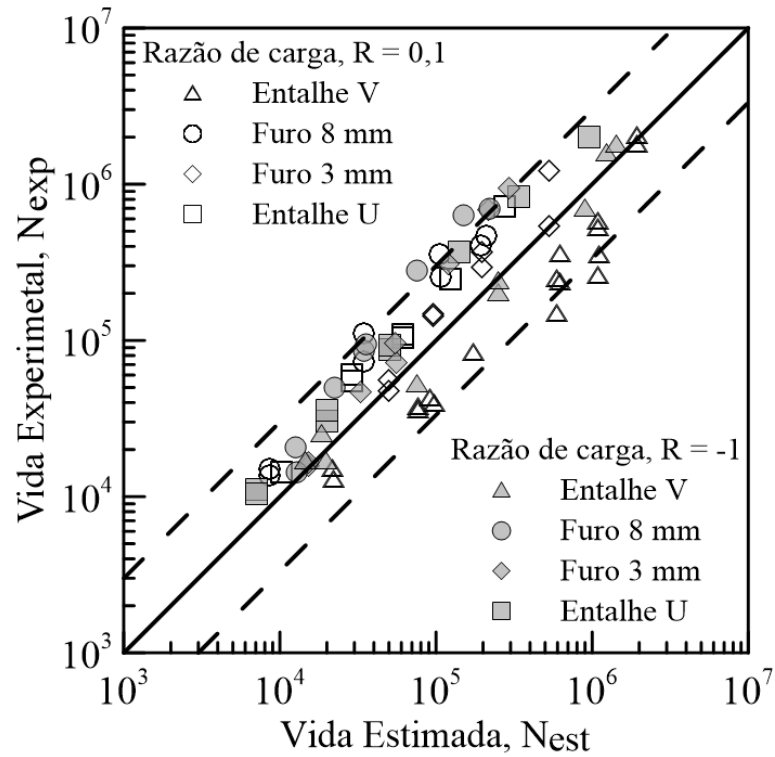


Figura 6.15: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS (Ambos R) para o aço EN3B.

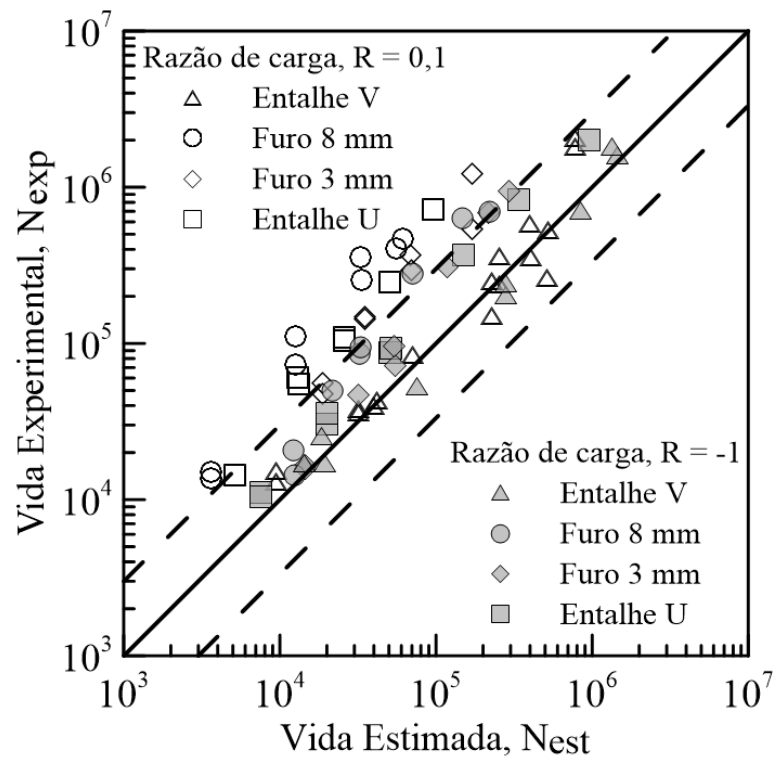


Figura 6.16: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = -1$) para o aço EN3B.

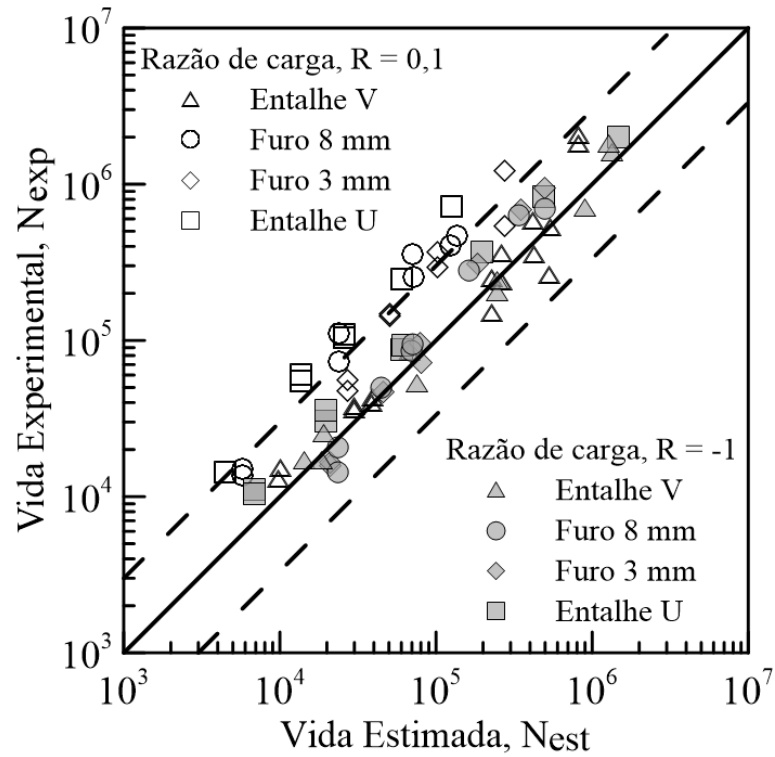


Figura 6.17: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = 0,1$) para o aço EN3B.

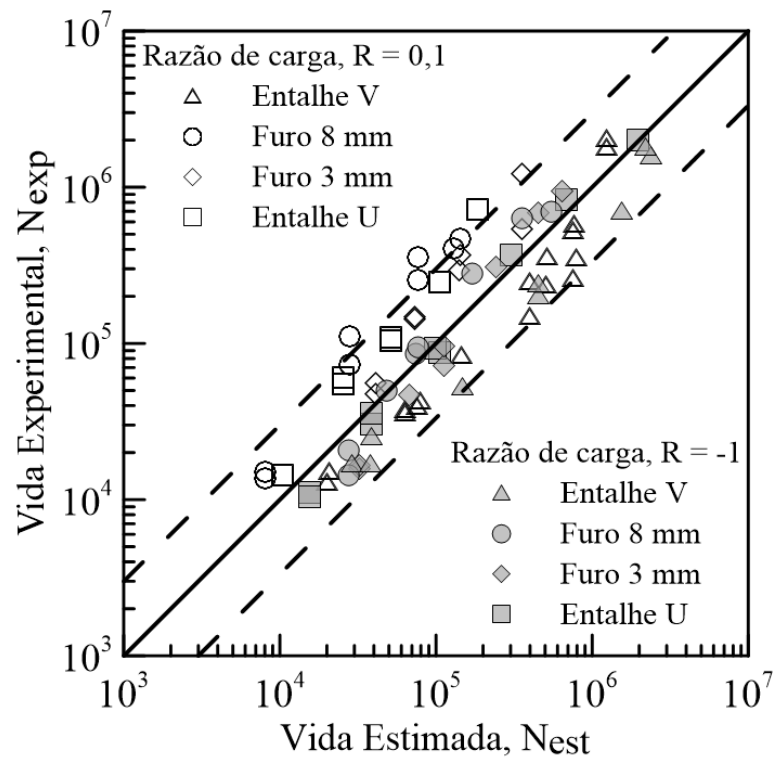


Figura 6.18: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT (Ambos R) para o aço EN3B.

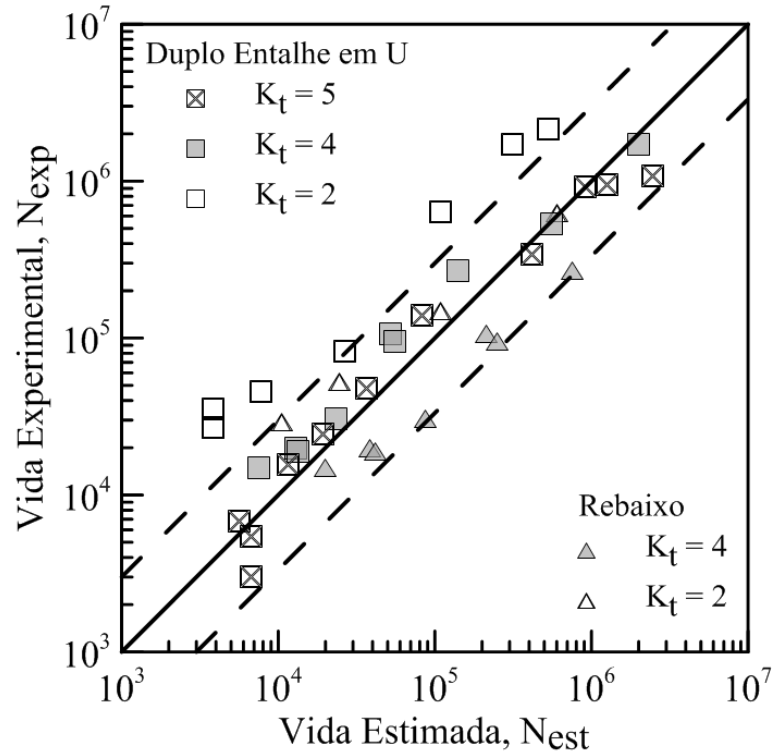


Figura 6.19: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo σ_{1a} para o aço AISI 4130.

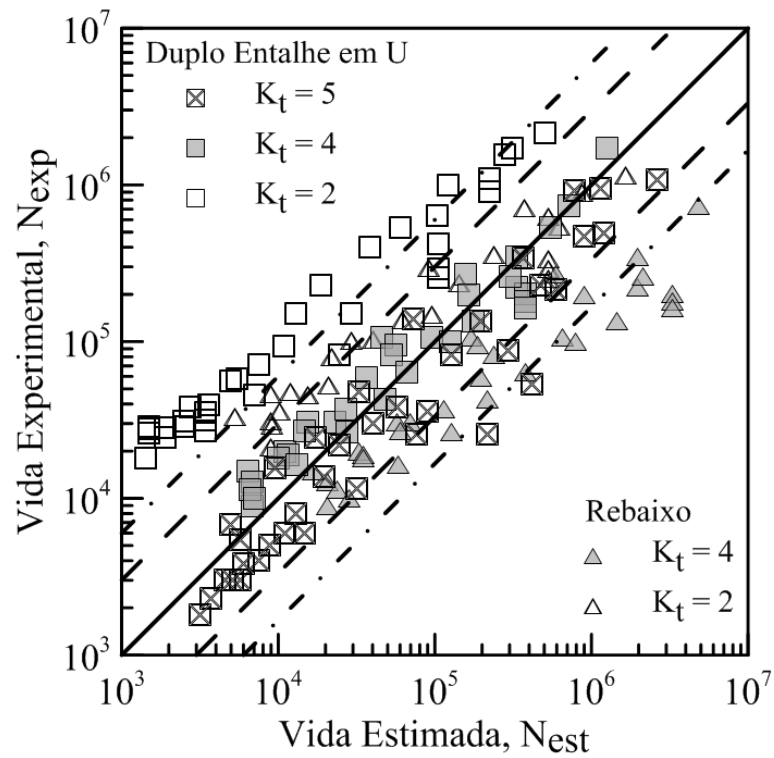


Figura 6.20: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = -1$) para o aço AISI 4130.

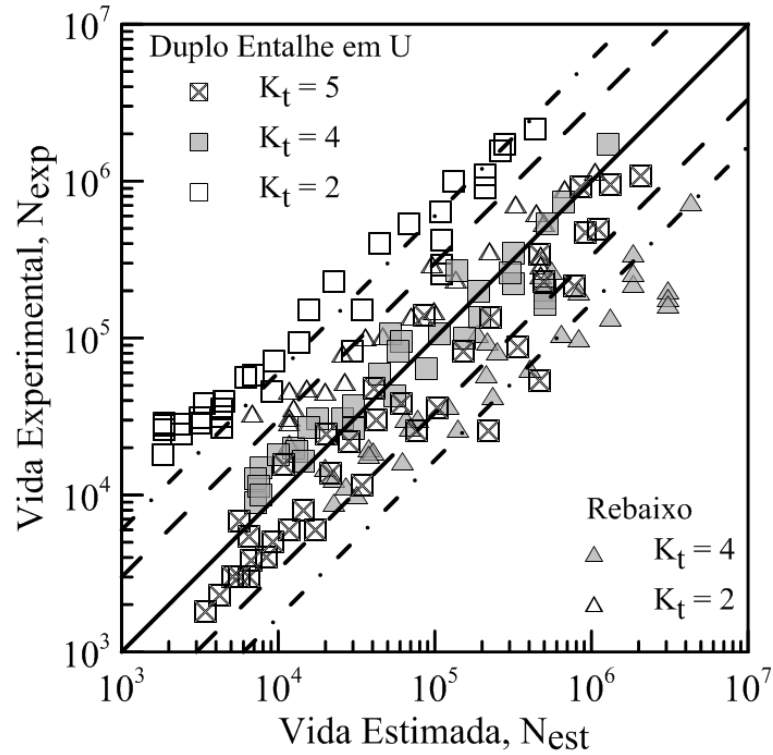


Figura 6.21: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS ($R = 0,02$) para o aço AISI 4130.

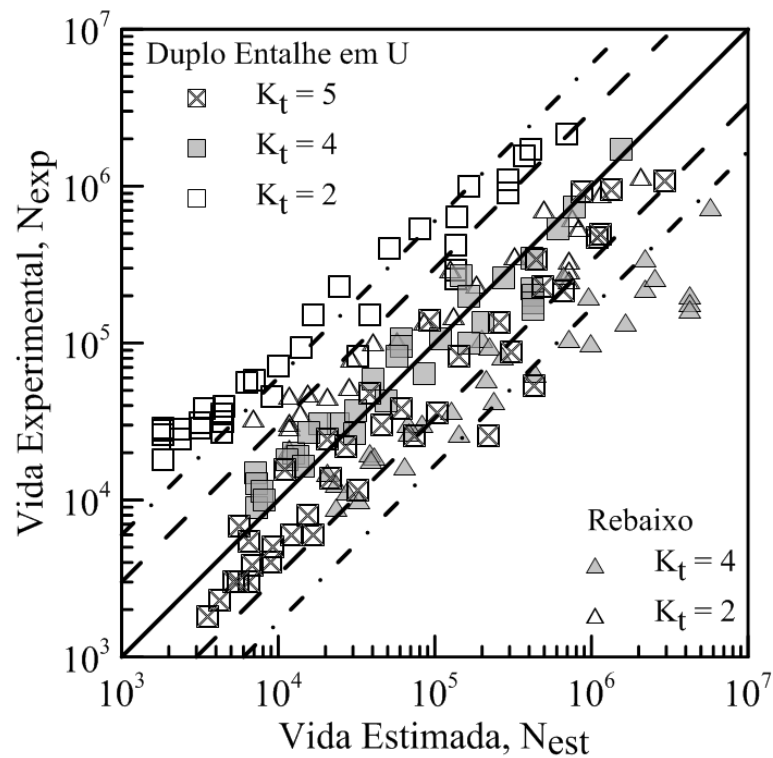


Figura 6.22: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo FS (todos os R) para o aço AISI 4130.

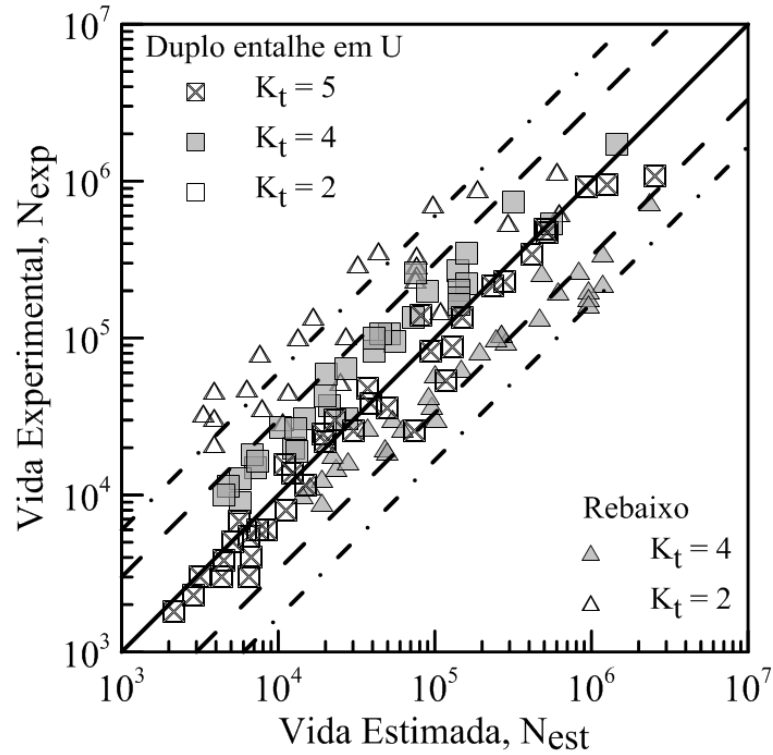


Figura 6.23: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = -1$) para o aço AISI 4130.

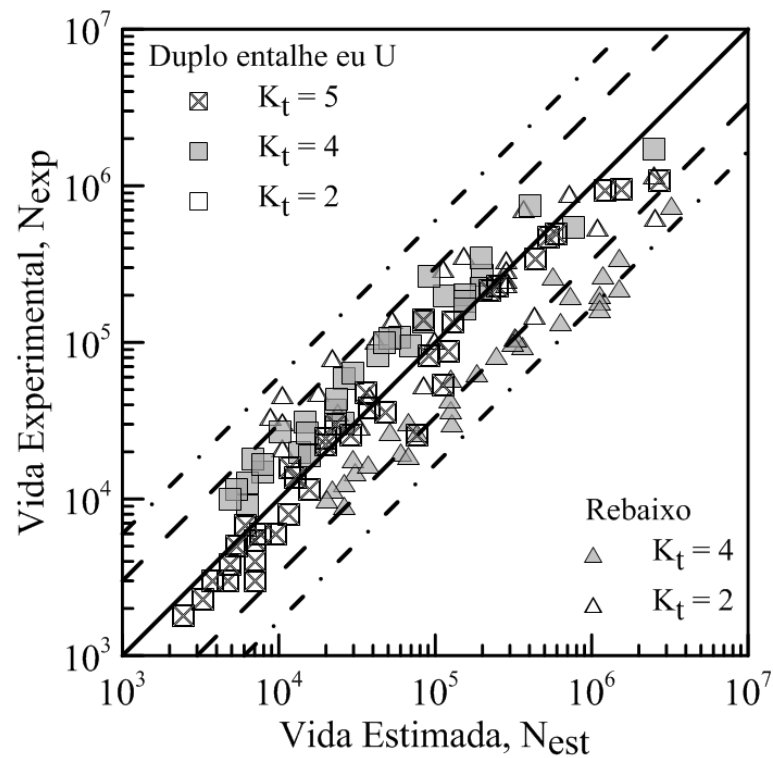


Figura 6.24: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT ($R = 0,02$) para o aço AISI 4130.

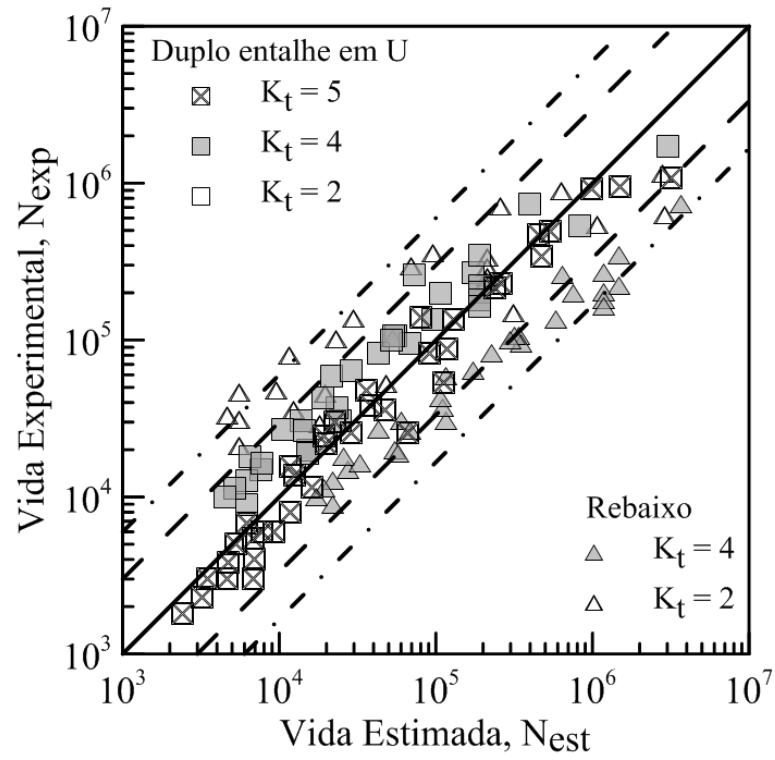


Figura 6.25: Diagrama Vida experimental versus Vida estimada segundo SWT (Todos R) para o aço AISI 4130.

7 CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi avaliar a viabilidade do uso de critérios de fadiga multiaxial como parâmetros de dano na formulação da Teoria da Distância Crítica. A metodologia emprega os modelos plano crítico baseado nos critérios de Smith-Watson-Topper e de Fatemi-Socie para calibrar as relações distância crítica versus vida. A avaliação baseou-se na comparação entre as vidas observadas em ensaios de fadiga relatados na literatura, realizados em diversas configurações de corpos de prova fabricados com aço EN3B e com a liga AISI 4130 submetidos a carregamento axiais de amplitude constante sob diversas razões de carregamento. Com base nos resultados obtidos, conclui-se que:

- A calibração da relação distância crítica versus vida pode ser realizada utilizando de critérios de fadiga multiaxial como parâmetros de dano.
- A distância crítica obtida por meio do método do ponto pode ser diferente da metade do comprimento de trinca intrínseca de El Haddad, como proposto por Taylor (1999) e por Susmel e Taylor (2007) e reforça a ideia que o comprimento característico do material é afetado pelo nível de dano introduzido no componente e que depende intrinsecamente das condições de calibração e do critério de dano adotado.
- Para o aço EN3B, as previsões obtidas com base nos parâmetros de Fatemi-Socie e de Smith-Watson-Topper apresentaram um nível médio de exatidão superior aos relatadas por Susmel e Taylor (2007), que utiliza como parâmetro de dano a amplitude da máxima tensão principal. Ainda para esse material pode-se verificar que o modelo de Fatemi-Socie apresenta as melhores previsões.
- Para o aço liga AISI 4130, as previsões obtidas com base nos parâmetros de Smith-Watson-Topper apresentaram um nível médio de exatidão superior as obtidas com base no parâmetro de Fatemi-Socie e na amplitude da máxima tensão principal.
- De uma forma geral, não se observou relação de dependência entre o nível de exatidão das previsões e a razão de carga usada na calibração das relações $L_{FS} - N$ e $L_{SWT} - N$.
- A maioria das estimativas de vida situaram-se dentro de uma banda de fator 3 e apresentaram viés conservador.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se para trabalhos futuros:

- Utilizar outros modelos de falha para previsão de vida de fadiga;

- Diferentes tipos de carregamento, como torção e combinação de carregamentos introduzindo análise de fadiga multiaxial;
- Espécimes como diferentes geometrias e tipos de entalhe;
- Aplicar para diferentes tipos de materiais como para alumínio.
- Um programa experimental para explicar o comportamento do material.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BELLETT, D. et al. The Fatigue Behaviour of Three-Dimensional Stress Concentrations. **International Journal of Fatigue**, 27 (3) 207–221, 2005.
- BROWN, M. W.; MILLER, K. J. A Theory for Fatigue Failure under Multiaxial Stress-Strain Conditions. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 187 (1) 745–755, 1973.
- BRUEGGEMAN, W. O., MAYER, M., SMITH, W. H. Axial Fatigue Tests at Zero Mean Stress of 24S-T Aluminum-Alloy Sheet With and Without a Circular Hole. **NACA TN 955**, 1944.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquina de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8 ed. AMGH, Porto Alegre, 2011.
- CALLISTER, W. D. **Materials Science and Engineering: An Introduction**. 7 ed., John Wiley & Sons, New York, 2007.
- DANG VAN, K. Sur la Résistance à la Fatigue des Métaux. Ph.D. Thesis. **Science et Technologie de l'Armement**, 47 647–722. 1973.
- DANTAS, A. P. **Proposta Alternativa para Cálculo da Amplitude da Tensão Cisalhante e Uso de Algoritmos Genéticos para Determinação do Plano Crítico em Fadiga Multiaxial**. 2009. 158 p. Tese (Doutorado em Ciências Mecânicas) Universidade de Brasília, Brasília, 2009.
- DIAS, J. N. 2018. **Efeito da Variabilidade dos Parâmetros da Curva S-N sobre as Previsões de Vida de Componentes Entalhados sob Cargas Multiaxiais**. 2018. 145 p. Dissertação (Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia) Universidade de Brasília, Brasília, 2018.
- DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue**. 4. ed. Virginia: Pearson, 2013.
- FATEMI, A.; SOCIE, D. F. A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out of Phase Loading. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, 11 (3) 149–165, 1988.
- FERREIRA, W. G. **Desenvolvimento de Ferramentas Computacionais para Análise Estrutural em Fadiga e geração de Malhas de Elementos Finitos**. 2002. 169 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP. 2002.
- FUMES, F. G. **Estudo Comparativo entre Critérios de Fadiga Multiaxial Aplicados ao Contato Roda-Trilho**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.

GOUGH, H. J., POLLARD, H. V., CLENSHAW, W. J. Some Experiments on the Resistance of Metals to Fatigue under Combined Stresses, **Aeronautical Research Council**, R&M2522, 1951.

GROVER, H. J., BISHOP, S. M., JACKSON, L. R. Fatigue Strengths of Aircraft Materials – Axial-Load Fatigue Tests on Unnotched Sheet Specimens of 24S-T3 and 75S-T6 Aluminum Alloys and of SAE 4130 Steel. **NACA TN 2324**, 1951a.

GROVER, H. J., BISHOP, S. M., JACKSON, L. R. Fatigue Strengths of Aircraft Materials – Axial-Load Fatigue Tests on Notched Sheet Specimens of 24S-T3 and 75S-T6 Aluminium Alloys and of SAE 4130 Steel with Stress-Concentration Factors of 2.0 and 4.0. **NACA TN 2389**, 1951b.

GROVER, H. J., BISHOP, S. M., JACKSON, L. R. Fatigue Strengths of Aircraft Materials – Axial-Load Fatigue Tests on Notched Sheet Specimens of 24S-T3 and 75S-T6 Aluminium Alloys and of SAE 4130 Steel with Stress-Concentration Factors of 5.0. **NACA TN 2390**, 1951c.

GROVER, H. J., HYLER, W. S., JACKSON, L. R. Fatigue Strengths of Aircraft Materials – Axial-Load Fatigue Tests on Notched Sheet Specimens of 24S-T3 and 75S-T6 Aluminum Alloys and of SAE 4130 Steel with Stress-Concentration Factor of 1.5. **NACA TN 2639**, 1952.

LEE, Y. L., et al. **Fatigue Testing and Analysis (Theory and Practice)**. Elsevier, Oxford, 2005.

LOUKS, R. **Developing the Theory of Critical Distances for practical integrity assessment of real-life structural components**. 2016. 290 p. Thesis (Doctor of Philosophy in Civil and Structural Engineering) University of Sheffield, Sheffield, 2016.

LOURO, J. M. S. M. **Avaliação do Dano Acumulado Gerado por Sequências de Carregamentos Biaxiais na Vida à Fadiga no Aço 42CrMo4**. 2010. 101 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2010.

MAMIYA, E.; ARAÚJO, J.; CASTRO, F. Prismatic Hull: A New Measure of Shear Stress Amplitude in Multiaxial High Cycle Fatigue. **International Journal of Fatigue**. 31 (7) 1144-1153, 2009.

MARIN, J. **Mechanical Behavior of Engineering Materials**. Prentice-Hall, 1962.

MATOS, A. **Multiaxial Fatigue Simulation of an AZ31 Magnesium Alloy using ANSYS and a Plasticity Program**. 2010. 100 p. Thesis (Master in Aerospace Engineering) Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2010.

NEUBER, H. **Theory of Notch Stresses: Principles for Exact Stress Calculation of Strength with Reference to Structural Forms and Materials**. AEC TR 4547, 1958.

PAPADOPOULOS, I. V. Critical Plane Approaches in High-Cycle Fatigue On the Definition of the Amplitude and the Mean Value of the Shear. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, 21 269-285, 1998.

PETERSON, R. E. Notch sensitivity. **Metal fatigue**, p. 293–306, 1959.

ROHATGI, A. 2018. **WebPlotDigitizer**. <<http://arohatgi.info/WebPlotDigitizer/app/>> (acessado em Outubro de 2018).

SÁ, M. V. C. **Avaliação Experimental do Efeito da Razão de Carregamento Sobre o Cálculo da Distância Crítica – Um Estudo Para o Aço ASTM A743 CA6NM**. 2013. 127 p. Dissertação (Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia) Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

SÁ, M. V. C. **Estudo Sobre o Comportamento em Fadiga da Liga de Alumínio 7050-T7451 na Presença de Entalhe e Carregamento Axial-Torcional**. 2017. 122 p. Tese (Doutorado em Ciências Mecânicas) Universidade de Brasília, Brasília, 2017.

SCURACCHIO, B. G. **Tensões residuais induzidas por shot-peening e durabilidade de molas em lâmina**. 2012. 113 p. Tese (Doutorado em Engenharia) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 2012.

SINES, G. Failure of Materials under Combined Repeated Stresses with Superimposed Static Stresses. **NACA TN 3495**, 1955.

SMITH, R. N.; WATSON, P.; TOPPER, T.H. A Stress-Strain Parameter for the Fatigue of Metals. **Journal of Materials**, 5 (4) 767–778, 1970.

SOCIE, D. Multiaxial Fatigue Damage Models. **Journal of Engineering Materials and Technology**, 109 (4) 293–298, 1987.

SOCIE, D.; MARQUIS, G. **Multiaxial Fatigue**. SAE International, 1999.

SUSMEL, L. The Theory of Critical Distances: a Review of its Applications in Fatigue. **Engineering Fracture Mechanics** 75 (7) 1706–1724, 2008.

SUSMEL, L.; TAYLOR, D. A Novel Formulation of the Theory of Critical Distances to Estimate Lifetime of Notched Components in the Medium-Cycle Fatigue Regime. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures**, 30 (7) 567-581, 2007.

SUSMEL, L.; TAYLOR, D. The Modified Wöhler Curve Method Applied Along with the Theory of Critical Distances to Estimate Finite Life of Notched Components Subjected to Complex Multiaxial Loading Paths. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, 31 (12) 1047–1064, 2008.

TAKAHASHI, B. X. **Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial**. 2014. 338 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

TANAKA, K. Engineering Formulae for Fatigue Strength Reduction Due to Crack-Like Notches. **International Journal of Fracture**, 22 (2) R39–R46, 1983.

TAYLOR, D. Geometrical Effects in Fatigue: a Unifying Theoretical Model. **International Journal of Fatigue** 21 (5) 413–420, 1999.

TAYLOR, D. **The Theory of Critical Distances: A New Perspective in Fracture Mechanics**. Elsevier, 2007.

TAYLOR, D.; BOLOGNA, P.; BEL KNANI, K. Prediction of Fatigue Failure Location on a Component Using a Critical Distance Method. **International Journal of Fatigue** 22 (9) 735–742, 2000.

TEIXEIRA, R. S. **Metodologia de Análise de Fadiga em Componentes Estruturais de Aço Baseada na Mecânica da Fratura**. 2004. 106 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

ANEXO A

No presente anexo apresentam-se, nas Figuras A1 a A7, os gráficos representativos das distribuições de tensões atuantes na linha mediatriz dos espécimes entalhados.

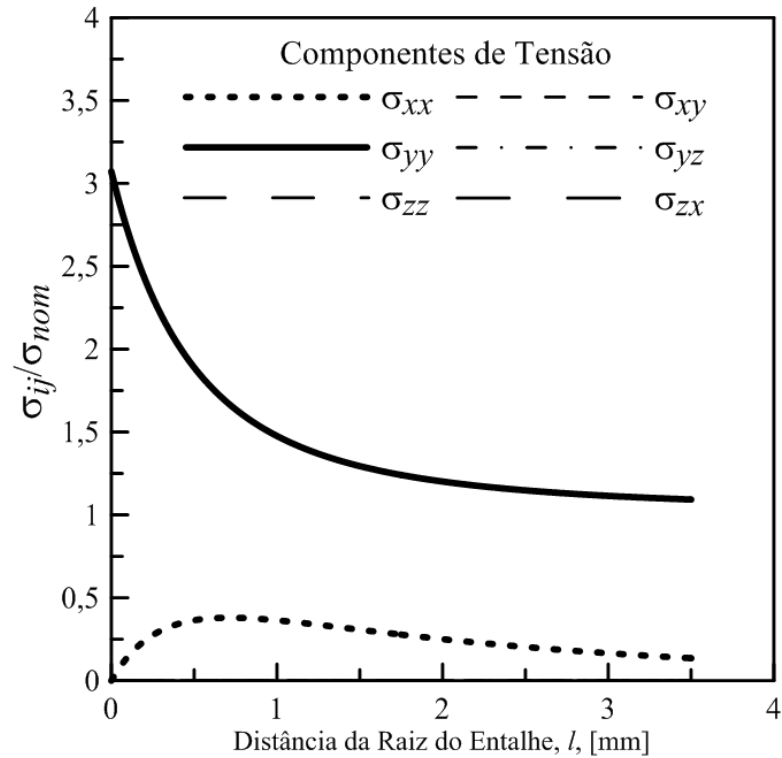


Figura A.1: Distribuição de tensões – Placa com Furo 3,5d.

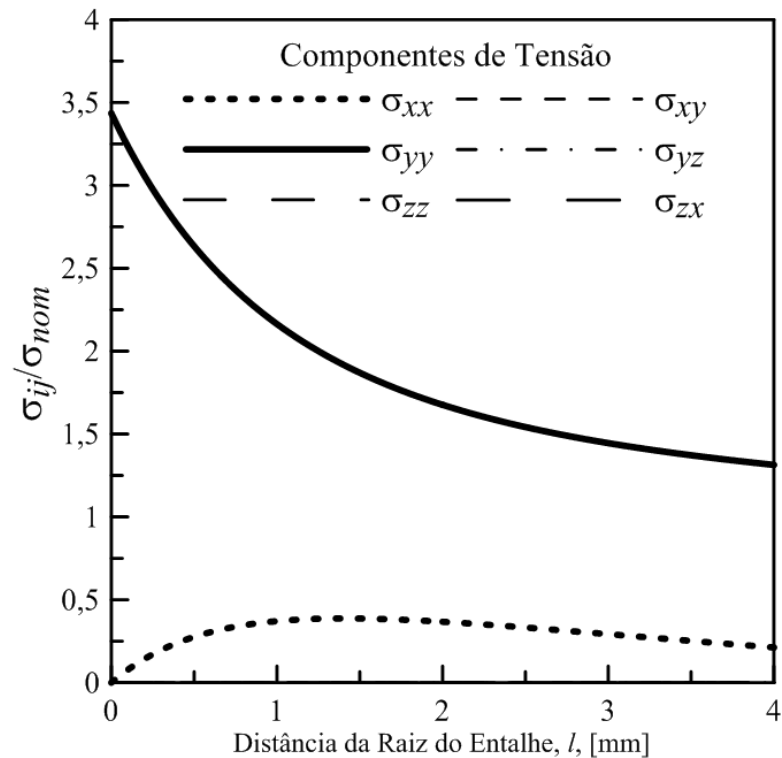


Figura A.2: Distribuição de tensões – Placa com Furo 8d.

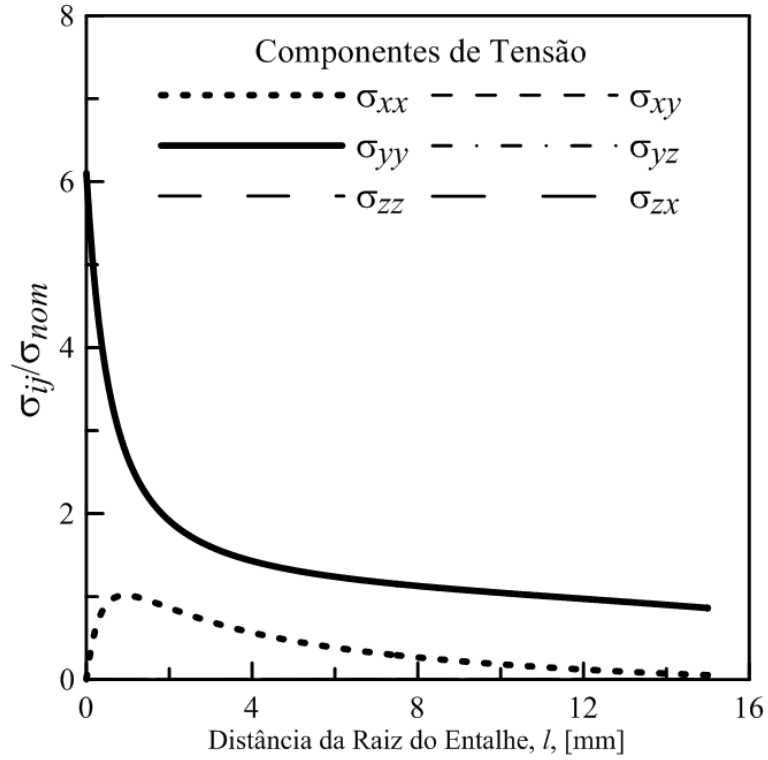


Figura A.3: Distribuição de tensões – Simples Entalhe em U.

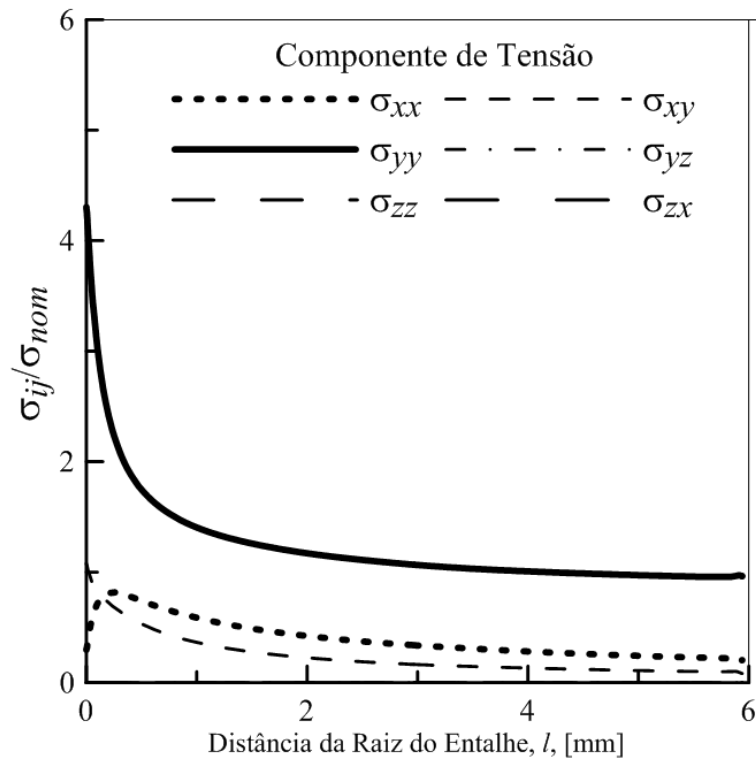


Figura A.4: Distribuição de tensões – Rebaixo com $K_t = 4$.

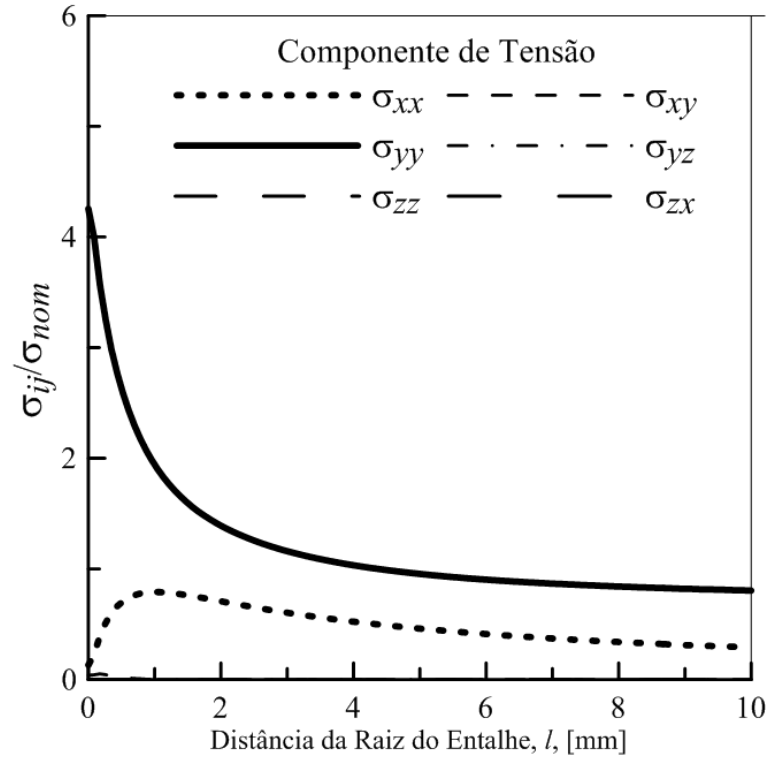


Figura A.5: Distribuição de tensões – Duplo Entalhe em U com $K_t = 4$.

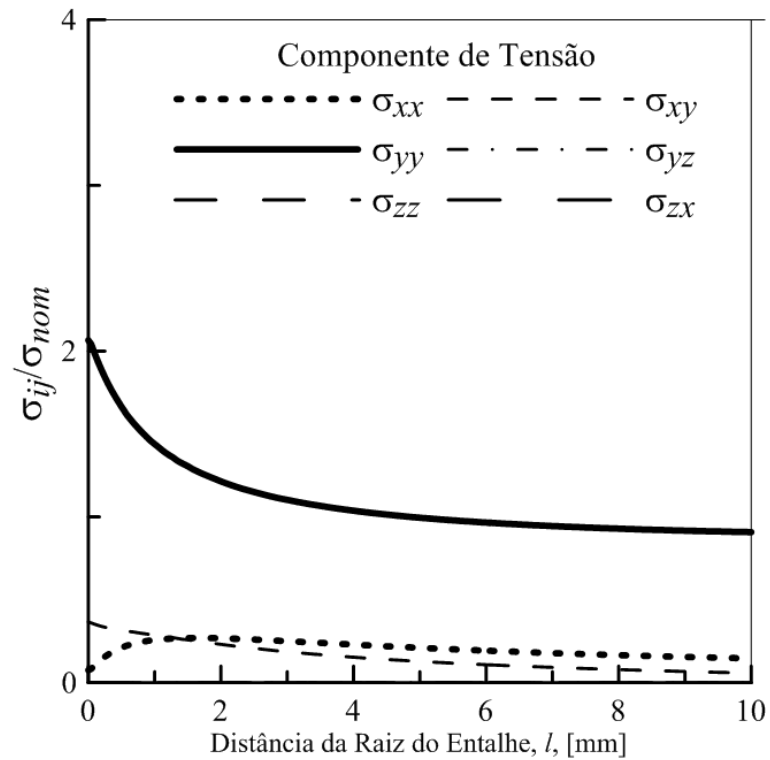


Figura A.6: Distribuição de tensões – Rebaixo em U com $K_t = 2$.

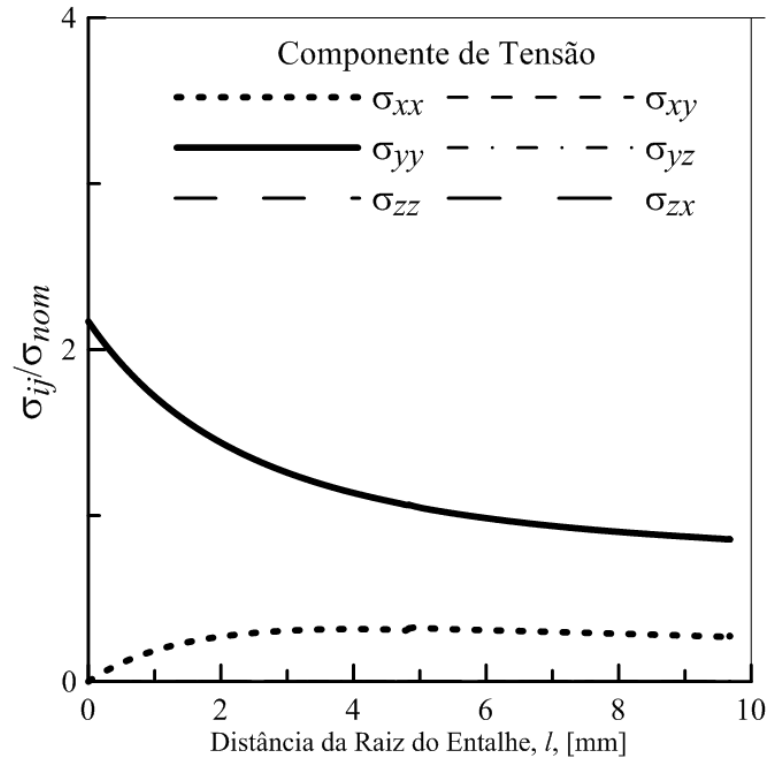


Figura A.7: Distribuição de tensões – Duplo Entalhe em U com $K_t = 2$