



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Previsão de vida à fadiga em peças entalhadas sujeitas a carregamentos multiaxiais

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Fatigue life prediction of notched components subjected to multiaxial loading

Autor

António José Santos Vieira

Orientadores

Professor Doutor Ricardo Nuno Madeira Soares Branco

Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa

Júri

Presidente	Professor Doutor José António Martins Ferreira Professor Catedrático da Universidade de Coimbra
Vogais	Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Ricardo Nuno Madeira Soares Branco Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, fevereiro, 2017

“It's fine to celebrate success but it is more
important to heed the lessons of failure”.

Bill Gates.

Aos meus pais e irmão.

Agradecimentos

A realização da presente dissertação revelou-se exequível graças ao incansável contributo e apoio de várias pessoas, a quem gostaria de direcionar os meus sinceros agradecimentos:

Ao orientador, Professor Doutor Ricardo Nuno Madeira Soares Branco, por toda a sua disponibilidade, dedicação, motivação, confiança, rigor, exigência, encorajamento e compreensão. O seu incansável auxílio, a sua valiosa orientação e a sua partilha de conhecimentos facilitaram todo este trabalho.

Ao orientador, Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa, por toda a sua disponibilidade, compreensão e incansável contributo na realização dos ensaios experimentais. A sua sabedoria, partilha de conhecimentos e capacidade de resolução de problemas permitiram finalizar os ensaios experimentais nos prazos estabelecidos.

Ao Senhor Fernando Henriques Bernardes, pela sua disponibilidade, simpatia e precioso auxílio na resolução de problemas relativos aos ensaios experimentais.

A todo o pessoal docente e não docente do grupo de construções mecânicas pela simpatia, apoio, partilha de conhecimentos e disponibilidade.

À Professora Doutora Marta Cristina Cardoso de Oliveira e Professora Doutora Ana Paula Bettencourt Martins Amaro pela disponibilização do *template* e por toda a ajuda prestada.

Aos meus pais e irmão, por todo o apoio, motivação, exigência, rigor e compreensão durante esta caminhada de aprendizagem. Por serem um modelo de perseverança e dedicação e pela ajuda incondicional na concretização dos meus objetivos, o meu muito obrigado.

À Inês, por me ter acompanhado nesta caminhada. Pela presença, compreensão, saber escutar, por toda a motivação que em tantos momentos precisei e por me fazer sempre acreditar em mim próprio, o meu sincero obrigado. Contigo, esta longa etapa tornou-se curta.

A todos os meus amigos, pela preocupação, motivação, encorajamento e por todos os momentos partilhados. Levo-os comigo para a vida.

À Fundação para a Ciência e Tecnologia e ao Programa Operacional Temático Fatores de Competitividade (COMPETE), participado pelo fundo comunitário Europeu FEDER (Projeto PTDC/EMS-PRO/1356/2014; COMPETE: T449508144-00019113).



Resumo

A liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 avaliada neste trabalho conjuga alta temperabilidade, elevada ductilidade, tenacidade e resistência. É um material de engenharia muito importante, sendo habitualmente utilizado no fabrico de uma vasta gama de componentes mecânicos críticos, tais como: eixos, veios, cambotas, pinhões, bielas, válvulas, parafusos, engrenagens, barras de torção, entre outros. De uma forma geral, tais componentes estão sujeitos a condições de serviço severas e a carregamentos relativamente complexos. Além disso, por requisitos funcionais, apresentam descontinuidades geométricas que causam fenómenos de concentração de tensões. A combinação destas condições de serviço, juntamente com as especificidades geométricas, torna-os suscetíveis a falhas por fadiga. Deste modo, há necessidade de dispor de metodologias de previsão de vida à fadiga fiáveis e eficientes, a fim de reduzir o risco de falhas em serviço inesperadas.

Nesse sentido, o objetivo principal da presente dissertação é estudar o comportamento à fadiga de peças entalhadas, concebidas a partir da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6, sujeitas a carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção que atuam segundo diferentes orientações. Relativamente ao carregamento, são consideradas duas razões entre tensões normais (σ) e tensões de corte (τ), mais especificamente $\sigma/\tau = 2$ e $\sigma/\tau = 4$. Para cada uma destas razões, as tensões normais são aplicadas em dois planos diferentes, rodados 45° e 90° relativamente ao plano longitudinal normal à raiz do entalhe. As geometrias dos provetes utilizados nos ensaios de fadiga consistem em barras de secção circular com entalhes laterais em forma de U. Por sua vez, os ensaios são realizados para razões de tensão próximas de zero a amplitude de carga constante. A deteção da fenda é efetuada com o auxílio de um sistema digital de alta resolução. As previsões de vida à fadiga são obtidas recorrendo aos modelos de Coffin-Manson (CM) e Smith-Watson-Topper (SWT). O efeito do entalhe no comportamento à fadiga é considerado usando a Teoria das Distâncias Críticas (TCD) e o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (ESED). De uma forma geral, as previsões de vida à fadiga estão em conformidade com as observações experimentais.

Palavras-chave: Carregamento biaxial, Carregamento proporcional de flexão combinada com torção, Efeito do entalhe, Previsão de vida à fadiga, Iniciação de fenda, Evolução da forma da fenda.

Abstract

DIN 34CrNiMo6 high strength steel, evaluated in this work, combines deep hardenability, high ductility, toughness and strength. This steel is a very important engineering material and is commonly used in the manufacture of a wide range of critical mechanical components such as: axles, shafts, crankshafts, pinions, connecting rods, valves, bolts, gears, torsion bars, among others. In general, such components are subjected to severe service conditions and relatively complex loading. Furthermore, due to functional requirements, these components have geometric discontinuities causing stress concentration phenomena. The combination of these service conditions, with the geometric details, makes them susceptible to fatigue failure. Thus, there is a need for reliable and efficient fatigue life prediction models in order to reduce the risk of unexpected in-service failure.

In this sense, the main purpose of this thesis is the study of the fatigue behaviour of notched components, manufactured from DIN 34CrNiMo6 high strength steel, under in-phase bending-torsion loading. Regarding the loading, two ratios of the normal stress (σ) to the shear stress (τ) are considered, namely $\sigma/\tau = 2$ and $\sigma/\tau = 4$. For each ratio, the normal stresses are applied in two different planes, rotated 45° and 90° with respect to the longitudinal plane normal to the notch root. The specimen geometries used in the experimental tests consist of round bars with lateral U-shaped notches. The tests are conducted at stress ratios close to zero under constant-amplitude loading. Crack detection is carried out with a high-resolution digital system. Fatigue life predictions are obtained using the Coffin-Manson (CM) and Smith-Watson-Topper (SWT) models. The notch effect on fatigue behaviour is evaluated using the Theory of Critical Distances (TCD) and the Equivalent Strain Energy Density (ESED) concept. Overall, fatigue live predictions and experimental observations are well correlated.

Keywords: Biaxial loading, In-phase combined bending-torsion loading, Notch effect, Fatigue life prediction, Crack initiation, Crack shape evolution.

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xv
Simbologia e Siglas	xvii
Simbologia.....	xvii
Siglas	xx
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Objetivos.....	2
1.2. Estrutura da dissertação	3
2. REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1. Fenómeno de fadiga.....	5
2.2. Resposta tensão-deformação cíclica	15
2.3. Previsão de vida à fadiga em peças com entalhes.....	19
2.3.1. Modelos baseados nas tensões.....	20
2.3.2. Modelos baseados na deformação	23
2.3.3. Modelos baseados na energia	25
3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO	27
3.1. Procedimento experimental	27
3.1.1. Material.....	27
3.1.2. Ensaios de fadiga	28
3.2. Procedimento numérico	35
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	37
4.1. Trajetórias de fenda, ângulos de iniciação de fenda à superfície e superfícies de fratura.....	37
4.2. Vida experimental à fadiga	44
4.3. Previsões de vida à fadiga.....	51
5. CONCLUSÕES E INVESTIGAÇÕES FUTURAS.....	61
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Representação esquemática da nucleação e propagação de fendas por fadiga em componentes mecânicos solicitados por carregamentos uniaxiais (adaptado de Farahmand et al., 1997).....	7
Figura 2.2. Ilustração esquemática dos três modos básicos de fratura: a) Modo I; b) Modo II; c) Modo III (adaptado de Socie e Marquis, 2000).....	8
Figura 2.3. Diagrama da curva típica $da/dN - \Delta K$	10
Figura 2.4. Tipos de carregamento: a) amplitude constante; b) aleatório; c) blocos a amplitude constante (adaptado de Branco, 2013).	12
Figura 2.5. Diagramas de Goodman, Gerber e Soderberg.....	13
Figura 2.6. Curvas S-N para a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 obtidas usando provetes entalhados ($K_T = 2$) e provetes lisos ($K_T = 1$) (adaptado de MIL-HDBK-5H, 1998).	15
Figura 2.7. Comportamentos cíclicos típicos: a) endurecimento cíclico; b) amaciamento cíclico; c) relaxação da tensão média; d) deformação plástica progressiva (adaptado de Ellyin, 1997).	16
Figura 2.8. Curva monótona e curva cíclica tensão-deformação da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (adaptado de Landgraf, 1970).	17
Figura 2.9. Amplitude de deformação elástica, plástica e total versus número de reversões até à rotura (adaptado de Branco, 2013).....	19
Figura 2.10. Interpretação gráfica do método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (Glinka, 1985).	25
Figura 3.1. Provetes entalhados usados nos ensaios de fadiga multiaxial: a) secção transversal de 16mm; b) secção transversal de 14mm (Branco, 2013).	29
Figura 3.2. Carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção aplicados nos ensaios de fadiga e planos de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe: a) $\sigma = 4\tau$; b) $\sigma = 2\tau$; c) $\theta = 45^\circ$; d) $\theta = 90^\circ$	30
Figura 3.3. Máquina servo-hidráulica DARTEC usada nos ensaios de fadiga: a) montagem para $\theta = 45^\circ$; b) montagem para $\theta = 90^\circ$; c) detalhe do sistema de amarras montado para ensaios de flexão combinada com torção ($\sigma = 2\tau$).	32
Figura 3.4. Sistema de monitorização digital usado na deteção da iniciação e propagação de fendas por fadiga: a) montagem para $\theta = 45^\circ$; b) montagem para $\theta = 90^\circ$	32
Figura 3.5. Relação entre a força aplicada pelo pistão da máquina de ensaios e os momentos fletor e torsor resultantes no provete para ensaios de flexão combinada com torção (Branco, 2013).	34
Figura 3.6. Modelo físico dos ensaios de flexão combinada com torção (Branco, 2013)...	35

Figura 3.7. Malha de elementos finitos: a) modelo completo; b) detalhe da região entalhada; c) detalhe da secção média da região entalhada (Branco, 2013).	36
Figura 4.1. Trajetórias e locais de iniciação de fenda à superfície para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).	38
Figura 4.2. Previsão numérica de trajetórias e locais de iniciação de fendas à superfície para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).	38
Figura 4.3. Orientação das fendas à superfície na fase inicial da propagação para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).	40
Figura 4.4. Ângulos de iniciação obtidos experimentalmente versus ângulos de iniciação previstos na fase inicial da propagação para diferentes condições de carregamento.	41
Figura 4.5. Superfícies de fratura obtidas nos ensaios de marcação da frente de fenda para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).	43
Figura 4.6. Comprimento de fenda versus número de ciclos de carregamento para os ensaios de flexão combinada com torção: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=T (0°) (Branco, 2013); c) B=2T (45°); d) B=T (45°); e) B=2T (90°); f) B=T (90°)..	46
Figura 4.7. Amplitude de tensão normal versus número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm para os ensaios de flexão combinada com torção: a) B=2T; b) B=T.	48
Figura 4.8. Amplitude de tensão normal versus número de ciclos até à rotura para os ensaios de flexão combinada com torção: a) B=2T; b) B=T.	48
Figura 4.9. Amplitude de tensão local de von Mises versus número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm para as diferentes condições de carregamento estudadas.	50
Figura 4.10. Relação entre $N_{0,5}$ e N_r para as diferentes condições de carregamento estudadas.	51
Figura 4.11. Gama de tensão local de von Mises versus distância à superfície do entalhe para um ensaio com B=2T (45°).	53
Figura 4.12. Tensão local de von Mises adimensional ($\sigma_{vML}/\sigma_{vML,máx}$) versus distância à superfície do entalhe adimensional (d/D_{LM}) para as diferentes condições de carregamento analisadas.	53
Figura 4.13. Detalhe das marcas da frente de fenda obtidas num ensaio de marcação com B=2T (45°).	54

Figura 4.14. Vida de iniciação obtida experimentalmente versus vida de iniciação prevista obtida pelo modelo de: a) Coffin-Manson; b) Smith-Watson-Topper.....	56
Figura 4.15. Circuitos de histerese obtidos para um ensaio com $B=T$ (45°) aplicando o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (Referência do provete: BT-1).....	58
Figura 4.16. Vida de iniciação obtida experimentalmente versus vida de iniciação prevista obtida pelo modelo de: a) Coffin-Manson; b) Smith-Watson-Topper.....	59

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Composição química nominal da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (%wt) (Branco R et al., 2012).	27
Tabela 3.2. Propriedades mecânicas monótonas da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (Branco R et al., 2012).	27
Tabela 3.3. Propriedades mecânicas cíclicas da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (Branco R et al., 2012).	28
Tabela 3.4. Síntese das condições de carregamento analisadas nos ensaios experimentais de flexão combinada com torção.....	30
Tabela 3.5. Principais dimensões usadas nos ensaios experimentais.....	34
Tabela 4.1. Comparação entre os ângulos de iniciação de fenda previstos numericamente e obtidos experimentalmente.....	41
Tabela 4.2. Relações de aspeto de fenda (a/b) determinadas para as diferentes condições de carregamento.	54
Tabela 4.3. Vidas de iniciação obtidas experimentalmente e previstas para as diferentes condições de carregamento (Teoria das Distâncias Críticas).....	56
Tabela 4.4. Vidas de iniciação obtidas experimentalmente e previstas para as diferentes condições de carregamento (Densidade de Energia de Deformação Equivalente).	59
Tabela 4.5. Dados estatísticos para as razões N_i/N_p obtidas.....	60

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

a – Comprimento da fenda

a/b – Relação de aspecto de fenda

A – Constante do material

a_0 – Comprimento intrínseco da fenda

b' – Expoente de resistência cíclica

$2b$ – Comprimento superficial de fenda

B – Momento fletor

B/T – Razão entre o momento fletor e o momento torsor

c – Expoente de ductilidade cíclica

C – Constante da lei de Paris

d – Distância à superfície do entalhe

da/dN – Velocidade de propagação da fenda

D – Diâmetro do provete

D_{AM} – Distância crítica para o método da área

D_{LM} – Distância crítica para o método da linha

D_{PM} – Distância crítica para o método do ponto

E – Módulo de Young

$f(\varepsilon_{ij})$ – Função de deformação equivalente

$f(\sigma_{ij})$ – Função de tensão equivalente

F – Força aplicada pela máquina de ensaios

F_B – Força aplicada no modelo físico para gerar o momento fletor

F_T – Força aplicada no modelo físico para gerar o momento torsor

k – Coeficiente de endurecimento monótono

k' – Coeficiente de endurecimento cíclico

K – Fator de intensidade de tensão

K_{Ic} – Tenacidade à fratura

K_f – Fator de redução de resistência à fadiga

$K_{máx}$ – Fator de intensidade de tensão máximo

$K_{mín}$ – Fator de intensidade de tensão mínimo

K_T – Fator elástico de concentração de tensões

K_σ – Fator de concentração de tensão

K_ε – Fator de concentração de deformação

$L_1 - L_3$ – Dimensões características do sistema de amarras

m – Expoente da lei de Paris

n – Expoente de endurecimento monótono

n' – Expoente de endurecimento cíclico

N – Número de ciclos de carregamento

$N_{0.5}$ - Número de ciclos correspondente a um comprimento superficial igual a 0,5mm

N_{CM} – Vida prevista pelo modelo de Coffin-Manson

N_i – Número de ciclos de iniciação

N_p – Vida prevista

N_r – Número de ciclos até à rotura

N_{SWT} – Vida prevista pelo modelo de Smith-Watson-Topper

N_T – Ponto de transição

p – Profundidade do entalhe

q – Fator de sensibilidade ao entalhe

R – Razão de tensão

R_p – Força que atua sobre o parafuso

R_ε – Razão de deformação

T – Momento torsor

T_σ – Índice de dispersão de banda

W_e – Densidade máxima de energia de deformação

W_{nom} – Densidade nominal de energia de deformação

W_p – Densidade de energia de deformação devido a tensões elastoplásticas

V – Volume da região de falha

-
- Y – Fator geométrico
- α_p – Primeira direção principal nos locais de iniciação
- α_{pe} – Ângulo de iniciação medido experimentalmente
- α_{pn} – Ângulo de iniciação previsto numericamente
- ΔK – Gama do fator de intensidade de tensão
- ΔK_{lf} – Limiar de propagação de fadiga
- ΔK_{lf0} – Limiar de propagação de fadiga para R=0
- $\Delta \varepsilon$ – Gama de deformação total
- $\Delta \varepsilon_e$ – Gama de deformação elástica
- $\Delta \varepsilon_p$ – Gama de deformação plástica
- $\Delta \varepsilon_{vML}/2$ – Amplitude de deformação local de von Mises
- $\Delta \sigma$ – Gama de tensão
- $\Delta \sigma_n$ – Gama de tensão nominal
- $\Delta \sigma_{vML}/2$ – Amplitude de tensão local de von Mises
- $\Delta \sigma_{vML}$ – Gama de tensão local de von Mises
- ε – Deformação local
- ε_e – Componente elástica da deformação
- ε'_f – Coeficiente de ductilidade cíclica
- ε_{FI} – Função de intensidade de deformação
- $\varepsilon_{máx}$ – Deformação máxima
- ε_{nom} – Deformação nominal
- ε_R – Alongamento
- θ – Ângulo de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe
- λ – Relação T/B usada no modelo físico
- ν – Coeficiente de Poisson
- ρ – Raio da raiz do entalhe
- σ – Tensão normal
- σ/τ – Razão entre a tensão de normal e a tensão de corte
- σ_a – Amplitude de tensão
- σ_{ced} – Tensão de cedência
- σ_e – Componente elástica da tensão

σ_{f0} – Tensão limite de fadiga para uma tensão média nula

σ_{fe} – Tensão limite de fadiga de um provete entalhado

σ_{fo} – Tensão limite de fadiga de um provete liso

σ'_f - Coeficiente de resistência cíclica

σ_{FI} – Função de intensidade de tensão

σ_m – Tensão média

$\sigma_{m\acute{a}x}$ – Tensão máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$ – Tensão mínima

σ_{nom} – Tensão nominal

$\sigma_{n,m\acute{a}x}$ – Tensão nominal máxima

σ_R – Tensão de rotura

σ_{vML} – Tensão local de von Mises

$\sigma_{vML,m\acute{a}x}$ – Tensão máxima local de von Mises

$\sigma_{vML,m}$ – Tensão média local de von Mises

σ_{ij} – Tensor das tensões obtido pelo MEF

τ – Tensão de corte

$\varphi(\vec{r})$ – Função de peso

Ω – Região de falha

Siglas

CNC – Controlo Numérico Computorizado

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

ESED – Densidade de Energia de Deformação Equivalente

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

MEF – Método dos Elementos Finitos

MFLE – Mecânica da Fratura Linear Elástica

TCD – Teoria das Distâncias Críticas

1. INTRODUÇÃO

As ligas de alta resistência abrangem um amplo espectro de aplicações, sendo bastante utilizadas atualmente devido às características especiais que evidenciam, nomeadamente uma boa relação resistência/peso e uma boa resistência à corrosão (Branco, 2013). Particularmente, a liga DIN 34CrNiMo6 conjuga alta temperabilidade, elevada ductilidade, tenacidade e resistência (Branco *et al.*, 2014). As propriedades supracitadas tornam-na ideal para componentes críticos, tais como: veios, eixos, engrenagens, cambotas, bielas, pinhões, barras de torção, parafusos, componentes aeronáuticos, reservatórios sob pressão para unidades nucleares, entre outros (Branco, 2013).

De uma forma geral, tais componentes estão sujeitos a condições de serviço severas e a carregamentos relativamente complexos, nomeadamente relações entre tensões normais e tensões de corte variáveis e diferentes orientações de aplicação destas mesmas tensões, cujos efeitos no comportamento à fadiga não são totalmente compreendidos. Por sua vez, estes componentes apresentam descontinuidades geométricas devido a requisitos funcionais ou a questões de projeto causando concentração de tensões. A combinação destas condições de serviço torna-os suscetíveis a falhas por fadiga.

A *American Society for Testing and Materials* (ASTM) define *fadiga* como “um processo de alteração estrutural permanente, progressivo e localizado que ocorre num material sujeito a condições produtoras de tensões ou deformações dinâmicas num ponto ou em vários pontos, e que pode culminar em fissuras ou numa fratura completa, após um número suficiente de variações de carga” (ASTM, 2013). Por outras palavras, o fenómeno de fadiga é descrito como um processo sequencial de acumulação de dano constituído por três etapas principais: i) nucleação e iniciação da fenda; ii) propagação estável da fenda; e iii) propagação instável da fenda e conseqüente rotura final. A vida à fadiga é afetada por diversos fatores que podem agrupar-se em diferentes categorias, tais como a microestrutura do material, técnicas de processamento, história de carga, meio ambiente e geometria (Ellyin, 1997). O modo de ruína por fadiga é um dos mais importantes em órgãos de máquinas uma vez que ocorre em cerca de 80% a 90% das peças em serviço (Branco *et al.*, 2012) podendo causar elevados prejuízos financeiros e, em casos extremos, perdas humanas.

Em componentes entalhados, as tensões e deformações mais elevadas encontram-se, geralmente, junto à raiz do entalhe. A aplicação de tensões nominais no domínio elástico pode gerar campos de tensão-deformação elastoplásticos no entalhe devido aos fenômenos de concentração de tensões e deformações. A acumulação de dano por fadiga na raiz do entalhe causada pela aplicação de cargas cíclicas conduz à iniciação e propagação de fendas podendo culminar numa falha por fadiga (Polák, 1991). Deste modo, há uma crescente necessidade de dispor de uma metodologia de previsão de vida à fadiga fiável e eficiente para componentes entalhados, a fim de satisfazer o aumento da exigência em requisitos de projeto, nomeadamente em termos de poupança de peso, redução de custos e expectativas de vida (Ince e Glinka, 2016). No entanto, o comportamento à fadiga de um entalhe não é exclusivamente definido pela tensão máxima local, dependendo também de outros fatores determinados pela geometria do entalhe e pela distribuição de tensões locais (Taylor *et al.*, 2000).

Apesar dos progressos significativos alcançados nas últimas décadas, vários fatores relacionados com o fenómeno de fadiga não são plenamente compreendidos. A previsão de vida à fadiga em peças entalhadas sujeitas a carregamentos multiaxiais permanece um problema desafiante tendo em conta as suas vastas aplicações práticas (Ince e Glinka, 2016). No entanto, problemas deste tipo continuam, atualmente, a ser questões complexas que carecem de investigação adicional.

1.1. Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é estudar o comportamento à fadiga de peças entalhadas, concebidas a partir da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6, sujeitas a carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção. Relativamente ao carregamento, pretende-se estudar o seu efeito no comportamento à fadiga considerando: i) diferentes relações entre tensões normais (σ) e tensões de corte (τ); e ii) diferentes planos de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe. Mais especificamente, o trabalho contempla as seguintes tarefas:

- Obtenção experimental de curvas $a-N$ (comprimento de fenda *versus* número de ciclos) e $S-N$ (tensão aplicada *versus* número de ciclos) para as situações de carregamento referidas;

- Análise experimental e previsão numérica dos locais de iniciação, trajetórias de fenda e ângulos de iniciação de fenda à superfície;
- Análise das superfícies de fratura por microscopia ótica a fim de analisar a evolução da forma da fenda para os vários cenários de carregamento;
- Previsão da vida de iniciação para peças entalhadas sujeitas a carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção usando diferentes modelos de previsão existentes na literatura.

1.2. Estrutura da dissertação

A presente dissertação de mestrado está organizada em cinco capítulos. De seguida é exposta uma descrição genérica do conteúdo de cada um deles:

- O capítulo 1 introduz o tema em investigação e identifica os objetivos principais da dissertação;
- O capítulo 2 é dedicado à revisão da literatura, estando dividido em duas partes. Inicialmente, descreve-se o fenómeno de fadiga. Numa segunda fase, identificam-se alguns dos principais modelos de previsão de vida para componentes entalhados;
- O capítulo 3 descreve o procedimento experimental e o procedimento numérico desenvolvidos neste trabalho;
- O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos nos ensaios experimentais e as previsões de vida de iniciação;
- O capítulo 5 apresenta as principais conclusões do trabalho realizado e identifica tópicos de pesquisa relevantes merecedores de investigação adicional.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Fenómeno de fadiga

As primeiras roturas por fadiga com alguma importância económica começaram a ser estudadas nos finais do século XIX. Os primeiros estudos conhecidos sobre fadiga são da autoria do engenheiro alemão August Wöhler (1819-1914) com os ensaios realizados em eixos de locomotivas sujeitos a cargas cíclicas cujas roturas se tornaram muito frequentes na indústria ferroviária alemã na década de 1860 (Branco *et al.*, 2012). A apresentação dos resultados experimentais em termos de tensão aplicada *versus* número de ciclos (curvas *S-N*) revelou-se uma importante inovação e estendeu-se rapidamente a outras aplicações, tais como pontes, navios, aviões e equipamentos de máquinas, igualmente submetidos a cargas cíclicas (Farahmand *et al.*, 1997).

A fadiga é uma alteração progressiva, localizada e permanente que surge em componentes mecânicos submetidos a campos de deformação repetidos ou flutuantes causados pela aplicação de tensões nominais consideravelmente abaixo da tensão de rotura dos materiais envolvidos e, muito frequentemente, abaixo da tensão de cedência (Branco, 2013; Budynas *et al.*, 2015). As falhas por fadiga ocorrem de muitas formas diferentes. Meras flutuações nas tensões ou deformações aplicadas externamente originam fadiga mecânica. Por sua vez, a sinergia de vários fatores prejudiciais, torna o fenómeno ainda mais complexo, conduzindo a fadiga termomecânica, fadiga de fluência, fadiga por corrosão, fadiga de contato deslizante, fadiga de contato de rolamento, fadiga por *fretting*, etc. (Suresh, 1998).

A falha por fadiga, esquematizada na Figura 2.1, é um processo sequencial que envolve três estágios principais. O primeiro estágio consiste na nucleação microscópica e iniciação da fenda ao longo de bandas de escorregamento. O segundo estágio integra a propagação estável da fenda segundo uma direção normal à direção de aplicação da carga. Neste período, a fenda atinge uma dimensão crítica tornando a restante seção transversal do componente mecânico demasiado frágil para suportar a carga aplicada. O último estágio

inclui a propagação instável da fenda culminando numa súbita rotura final da seção transversal remanescente do componente mecânico (Farahmand *et al.*, 1997).

A iniciação de fendas por fadiga verifica-se, geralmente, na superfície da peça e na zona em que a tensão é máxima. A nucleação de fendas por fadiga à superfície é facilitada pelo facto de a deformação plástica dos grãos cristalinos, que se encontram à superfície, ser mais fácil do que a dos grãos localizados no interior (Branco *et al.*, 2012). A presença de entalhes ou outras descontinuidades geométricas provoca concentração de tensões facilitando do mesmo modo a iniciação de fendas por fadiga à superfície do componente.

Segundo Ewing e Humfrey (1903), a nucleação de fendas por fadiga inicia-se a partir de microfissuras em bandas de escorregamento. As deformações plásticas resultantes da aplicação de tensões de corte cíclicas causam, eventualmente, a nucleação de bandas de escorregamento. No entanto, a tensão de corte nos planos cristalográficos de escorregamento difere de grão para grão. Deste modo, alguns grãos à superfície do material são mais suscetíveis ao escorregamento cíclico do que outros. Grãos cujos planos cristalográficos de escorregamento estão favoravelmente orientados relativamente à tensão cíclica aplicada serão os primeiros a formar bandas de escorregamento (Socie e Marquis, 2000). A Figura 2.1 esquematiza a iniciação de fendas por fadiga na superfície de um metal dúctil sujeito a uma tensão de tração uniaxial. Numa fase inicial, as linhas de escorregamento são visíveis à superfície durante a porção de carregamento do ciclo (Figura 2.1d) desaparecendo durante a porção de descarga (Figura 2.1e). Após alguns ciclos de carga, este processo reversível é interrompido formando-se bandas de escorregamento permanentes (Figura 2.1f). Tais bandas de escorregamento podem resultar em intrusões e extrusões, originando locais de concentração de tensões propícios à formação de microfissuras (Figura 2.1c). A contínua aplicação de cargas cíclicas promove a propagação estável da fenda. No período inicial de propagação estável da fenda, a direção de propagação não é rigorosamente perpendicular à direção da carga aplicada, dependendo da orientação da banda de escorregamento primária (Figura 2.1b). Num momento posterior, a direção de propagação altera-se e a fenda tende a propagar segundo uma direção normal à direção da carga aplicada (Figura 2.1a). No momento em que a fenda atinge um comprimento crítico, a propagação torna-se instável conduzindo à fratura final (Branco, 2013).

No que diz respeito a metais policristalinos, tais como ligas de alta resistência, o processo de nucleação de fendas é complexo sendo influenciado pela presença de fronteiras

de grão, precipitados, impurezas e inclusões. Neste caso, as bandas de escorregamento formam-se como resultado do movimento de deslocamentos, no interior de grãos individuais, causado por tensões de corte cíclicas. No momento em que tais tensões excedem um valor crítico ocorre deformação plástica, promovendo conseqüentemente a formação de bandas de escorregamento à superfície da peça (Figura 2.1c). As zonas de extrusões e intrusões, apesar das suas dimensões microscópicas, são zonas em que a concentração de tensões é muito elevada devido ao efeito pronunciado do entalhe aí existente. A tensão local nessas zonas, que depende essencialmente das tensões de corte que causam o escorregamento, pode atingir valores muito elevados, podendo igualar, localmente, a tensão de rotura. Deste modo, formam-se microfissuras, levando à nucleação da fissura caso a amplitude de tensão de corte máxima na banda de escorregamento e o número de ciclos de carga sejam suficientemente elevados (Branco *et al.*, 2012).

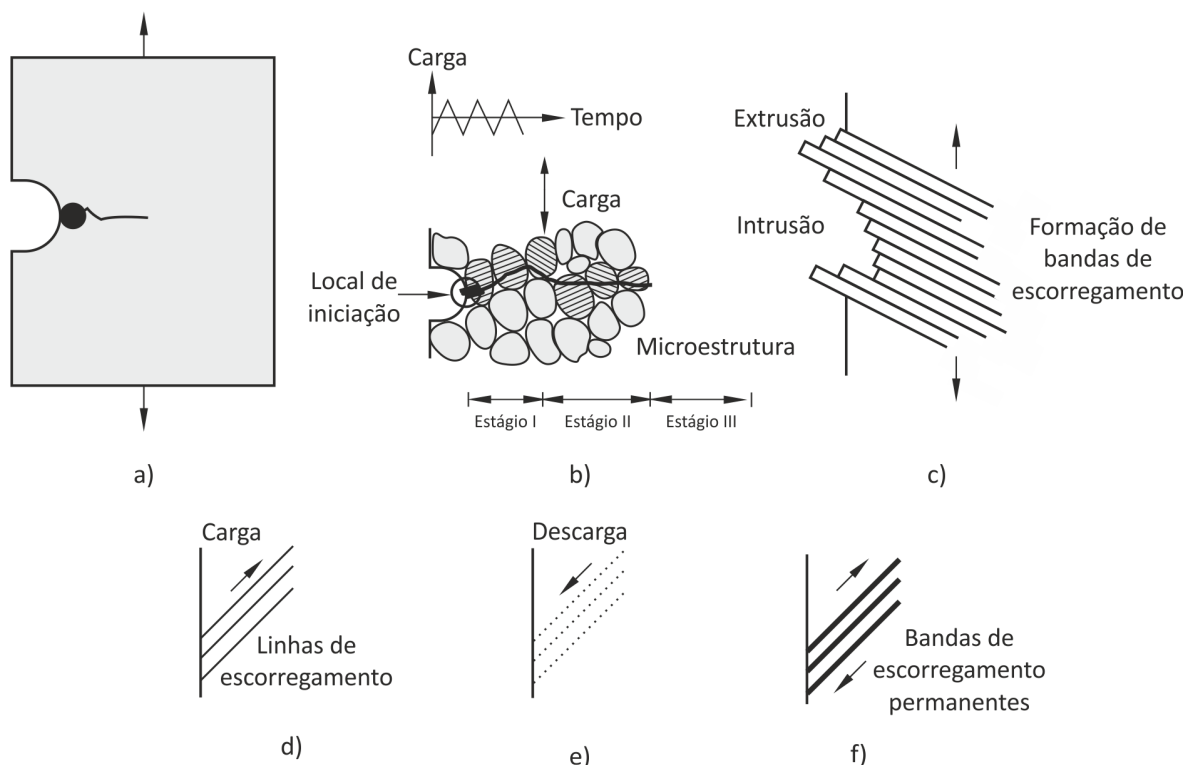


Figura 2.1. Representação esquemática da nucleação e propagação de fendas por fadiga em componentes mecânicos solicitados por carregamentos uniaxiais (adaptado de Farahmand *et al.*, 1997).

A terminologia da Mecânica da Fratura permite descrever a forma como uma fenda é solicitada. O caso mais comum de carregamento corresponde ao Modo I (Figura 2.2 a), produzido por cargas de tração. O Modo II (Figura 2.2b) corresponde a tensões de corte

no plano da fenda causando a sua propagação ao longo da superfície. Por outro lado, o Modo III (Figura 2.2c) corresponde a tensões de corte normais ao plano da fenda causando a sua propagação no interior da superfície. Tal como se ilustra na Figura 2.1, a fenda inicia-se num grão superficial e propaga-se, posteriormente, para o seguinte. No primeiro estágio, a propagação assume uma trajetória ao longo dos planos de tensão de corte máxima. De acordo com a terminologia da Mecânica da Fratura, corresponde ao Modo II. No segundo estágio, a fenda passa a propagar perpendicularmente à carga aplicada, correspondendo ao Modo I. A transição entre os dois primeiros estágios é principalmente regida pela carga aplicada e microestrutura do material.

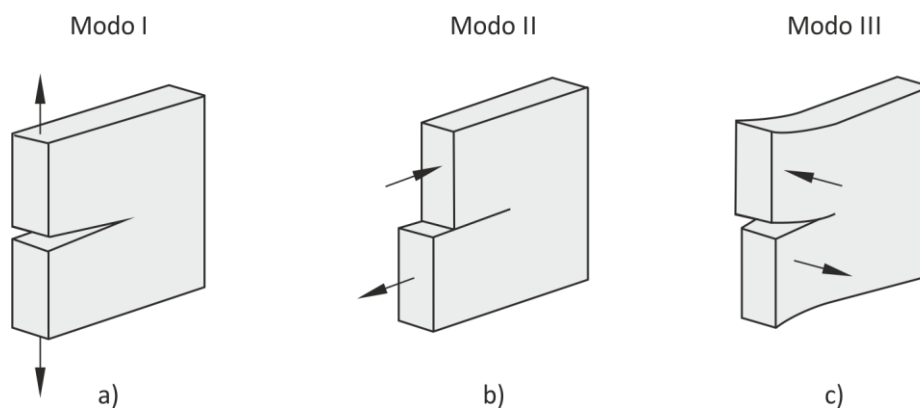


Figura 2.2. Ilustração esquemática dos três modos básicos de fratura: a) Modo I; b) Modo II; c) Modo III (adaptado de Socie e Marquis, 2000).

Brown e Miller (1973) sugerem dois modelos diferentes para o crescimento da fenda à superfície de um material sujeito a fadiga multiaxial baseados na orientação dos planos de tensão de corte máxima em relação à superfície livre do material. Os autores propõem que a fenda propaga em um de dois modos: Caso A e Caso B. No Caso A, a tensão de corte atua na superfície livre numa direção paralela ao comprimento da fenda, não existindo tensões de corte a atuar perpendicularmente à superfície livre ao longo da fenda. Neste caso, as tensões de corte atuam no plano da fenda. No Caso B, a fenda é submetida a tensões de corte normais ao seu plano. Nesta situação, a fenda inicia na superfície e progride para o interior do material segundo um ângulo de 45°. A direção de propagação no Estágio II para este caso é também a partir da superfície livre para o interior do material. O processo de propagação de fenda pode, neste caso, ser descrito pelo modelo de intrusão-extrusão.

Nas últimas décadas observou-se um desenvolvimento notável na aplicação da Mecânica da Fratura ao fenómeno de fadiga. Atualmente, os métodos baseados na tolerância

de dano estabelecem que os materiais utilizados na construção de componentes estruturais apresentam defeitos pré-existent resultantes dos processos de fabrico (Ribeiro, 2012). Nesta metodologia, a garantia de não ocorrência de falha pressupõe que o tamanho do defeito não atinge um valor crítico antes de uma inspeção programada ou da simples troca do componente (Budynas *et al.*, 2015). Para tal, torna-se necessário conhecer os princípios que regem a propagação de fendas por fadiga. Quando um componente é sujeito a baixas tensões, a zona de deformação plástica na extremidade da fenda apresenta dimensões reduzidas comparativamente às restantes dimensões, pelo que o comportamento elástico pode ser admitido. Deste modo, a Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE) constitui uma ótima ferramenta para descrever a fratura por fadiga (Ribeiro, 2012). Irwin (1957) criou o conceito de fator de intensidade de tensão, K , que permite quantificar a magnitude da concentração de tensões provocada pela presença de uma fenda num corpo elástico através da expressão:

$$K = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.1)$$

onde Y é um fator geométrico adimensional que depende da geometria da fenda, da configuração do corpo e do carregamento; σ é a tensão nominal remotamente aplicada; e a é o comprimento da fenda. O fator de intensidade de tensão é, assim, função da tensão remota aplicada, do modo de deformação da fenda, da dimensão da fenda e da geometria do componente. A Equação (2.1) é, geralmente, escrita para o Modo I de carregamento (Figura 2.2a), que corresponde ao modo de carregamento mais severo. O fator de intensidade de tensão é o parâmetro controlador da distribuição de tensões na extremidade da fenda, pelo que é de esperar que a rotura instável suceda quando o valor de K atingir um valor crítico, K_{Ic} , do material, geralmente designado por tenacidade à fratura (Branco *et al.*, 2012). O comportamento da propagação de fendas por fadiga em metais e ligas sob condições de amplitude constante é usualmente descrito pela relação entre a velocidade de propagação da fenda (da/dN) e a gama do fator de intensidade de tensão (ΔK) (Siqueira *et al.*, 2010). A variação do fator de intensidade de tensão é definida por:

$$\Delta K = K_{m\acute{a}x} - K_{m\acute{i}n} \quad (2.2)$$

em que $K_{m\acute{a}x}$ e $K_{m\acute{i}n}$ são, respetivamente, os valores máximo e mínimo do fator de intensidade de tensão durante um ciclo de carga. Perante carregamentos a amplitude constante, a curva típica de propagação de fendas por fadiga ($da/dN - \Delta K$), em escala bi-logarítmica, inclui três regiões, como se observa na Figura 2.3.

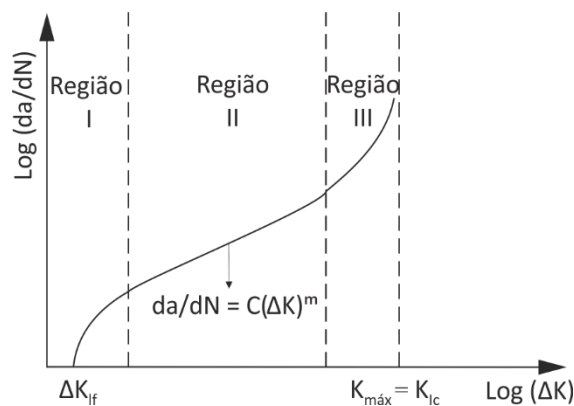


Figura 2.3. Diagrama da curva típica $da/dN - \Delta K$.

A Região I representa a propagação inicial da fenda onde as velocidades de propagação são tipicamente menores ou iguais a 10^{-6} mm/ciclo. Esta região é influenciada pela microestrutura do material, razão de tensão (R) e pelas condições ambientais (Zhao *et al.*, 2008). Neste regime de propagação, a velocidade de propagação depende pronunciadamente do fator de intensidade de tensão, havendo um valor mínimo de ΔK abaixo do qual não se verifica a propagação da fenda. Este valor de ΔK denomina-se limiar de propagação de fadiga (ΔK_{If}) e o seu valor pode ser determinado utilizando várias técnicas experimentais (Branco *et al.*, 2012). No sentido oposto, a Região III está associada à propagação rápida e instável da fenda que precede a fratura final. Nesta região as velocidades de propagação da fenda em materiais metálicos são, geralmente, superiores a 10^{-3} mm/ciclo fazendo com que a curva típica de propagação de fenda aproxime-se assintoticamente do valor da tenacidade à fratura do material (K_{Ic}). Este regime de propagação é largamente influenciado pela razão de tensão, microestrutura do material e espessura do componente. No entanto, na prática, a Região III é frequentemente ignorada uma vez que após a entrada nesta região a restante vida à fadiga torna-se insignificante. Por sua vez, a Região II abrange o crescimento estável da fenda com velocidades de propagação compreendidas entre 10^{-6} e 10^{-3} mm/ciclo para materiais metálicos. Foram desenvolvidas inúmeras equações com o intuito de descrever a relação $da/dN - \Delta K$ (Zhao *et al.*, 2008). Paris e Erdogan (1963) foram os primeiros a descobrir a relação da lei de potência que descreve o crescimento estável na Região II. Amplamente conhecida como lei de Paris, esta relação aproximadamente linear é definida pela Equação (2.3) :

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (2.3)$$

em que C e m são constantes do material dependentes da tensão média, frequência, temperatura e meio ambiente.

O fenómeno de fadiga é um fenómeno bastante complexo, afetado por diversos fatores que podem agrupar-se em diferentes categorias, tais como: microestrutura do material, técnicas de processamento, carregamento, meio ambiente e geometria (Ellyin, 1997). No âmbito da presente dissertação, e de modo a evitar uma análise demasiado exaustiva, salientam-se, de seguida, os efeitos na vida à fadiga provocados pelo carregamento, tensão média e concentração de tensões. Os efeitos dos restantes fatores no comportamento à fadiga do material em estudo estão descritos detalhadamente no trabalho de Branco (2013).

i) Efeito do carregamento

A história de carga a que está sujeito um componente mecânico desempenha um papel importante na vida à fadiga. Um ciclo de tensão a amplitude constante (Figura 2.4a) tem uma amplitude de tensão que não varia com o tempo. Neste caso, o componente está sempre submetido a um ciclo de tensão com a mesma amplitude, o que se verifica, na prática, em mecanismos que funcionam a velocidade constante. Por sua vez, um ciclo de tensão aleatório (Figura 2.4b) não apresenta uma lei definida entre as tensões e o tempo. A título de exemplo, a estrutura de um veículo de transporte está sujeita a este tipo de ciclo de tensão não sendo possível prever, *a priori*, a carga num determinado instante de tempo. De um modo geral, o fenómeno de fadiga está frequentemente associado a este tipo de ciclos de tensão. A dificuldade na sua análise leva a que, por simplificação, se considere os ciclos aleatórios como uma sucessão de blocos de ciclos a amplitude de tensão constante em cada bloco (Figura 2.4c). Os ciclos de tensão a amplitude constante são usados como uma aproximação razoável quando não existem desvios significativos na história de carga. De acordo com a Figura 2.4a, a gama de tensão, $\Delta\sigma$, é dada por:

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (2.4)$$

onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\sigma_{m\acute{i}n}$ representam, respetivamente, a tensão máxima e mínima durante um ciclo de carga completo. Por sua vez, a amplitude de tensão, σ_a , e a tensão média, σ_m , podem ser obtidas pela Equação (2.5) e Equação (2.6), respetivamente.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \Leftrightarrow \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.5)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.6)$$

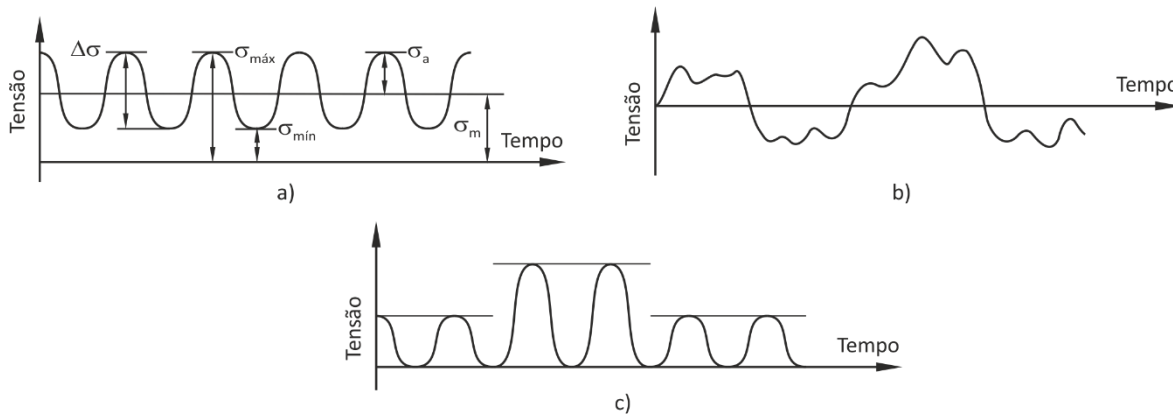


Figura 2.4. Tipos de carregamento: a) amplitude constante; b) aleatório; c) blocos a amplitude constante (adaptado de Branco, 2013).

A razão de tensão, R , é um parâmetro utilizado para distinguir diferentes condições de carregamentos a amplitude constante sendo definido pela razão entre a tensão cíclica mínima e a tensão cíclica máxima durante um ciclo completo (Equação (2.7)). Os valores mais comuns assumidos por este parâmetro são $R = -1$ e $R = 0$. No primeiro caso, a tensão média é nula e o ciclo de tensões diz-se alternado ou totalmente reversível. No segundo caso, a tensão mínima é nula e o ciclo diz-se pulsante.

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (2.7)$$

a. Tensão média

Estruturas e componentes de engenharia estão frequentemente sujeitos a carregamentos cíclicos com tensão média não nula, o que pode afetar significativamente a vida à fadiga (Yuan *et al.*, 2016). De um modo geral, uma tensão média positiva provoca uma redução na vida à fadiga enquanto que uma tensão média negativa poderá aumentar a vida à fadiga (Wehner e Fatemi, 1991). A influência da tensão média na vida à fadiga é usualmente estudada estabelecendo um conjunto de curvas $S-N$ para diferentes valores da razão de tensão. Estudos efetuados sobre a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 em MIL-HDBK-5H (1998) demonstram que para uma determinada tensão máxima, a condição de carregamento alternado ($R = -1$) é a mais severa conduzindo a menores vidas à fadiga. Além disso, para uma dada tensão máxima, quanto maior for a razão de tensão, maior é a vida à fadiga. Têm sido propostas diferentes formulações com o objetivo de prever a tensão

limite de fadiga de um material submetido a uma determinada tensão média a partir da tensão limite de fadiga para uma tensão média nula. As duas relações geralmente aceites como representativas dos dados experimentais foram propostas por Gerber (1874) e Goodman (1899) e encontram-se representadas na equação seguinte:

$$\sigma_a = \sigma_{f0} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^x \right] \quad (2.8)$$

onde σ_{f0} é a tensão limite de fadiga do material obtida num ensaio de flexão rotativa ($\sigma_m = 0$), σ_R é a tensão de rotura do material e x é uma constante ($x = 2$ para a relação de Gerber e $x = 1$ para a relação de Goodman). Ambas as relações supracitadas estão ilustradas na Figura 2.5. O diagrama de Gerber descreve uma parábola que intersesta a tensão limite de fadiga para uma tensão média nula e a tensão de rotura do material. O diagrama de Goodman modificado assume que a tensão limite de fadiga diminui linearmente com o aumento da tensão média. Um diagrama análogo ao diagrama de Goodman modificado, denominado de reta de Soderberg, é definido pela seguinte equação:

$$\sigma_a = \sigma_{f0} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \right) \right] \quad (2.9)$$

sendo σ_{ced} a tensão de cedência do material. Os diagramas apresentados na Figura 2.5 constituem um procedimento que consiste em verificar se um determinado ciclo de tensões pode provocar rotura no material.

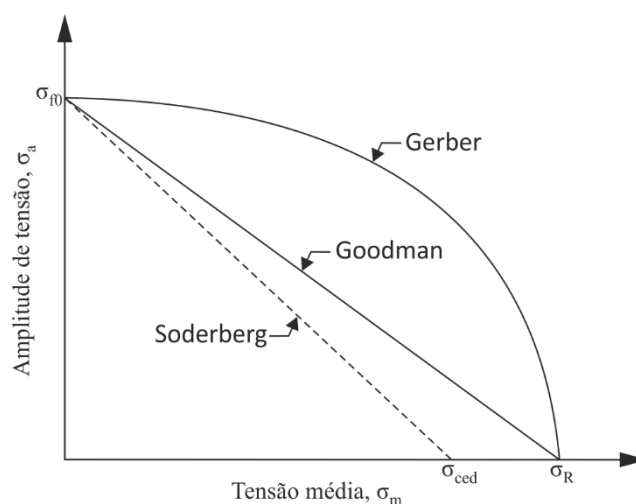


Figura 2.5. Diagramas de Goodman, Gerber e Soderberg.

ii) Efeito da geometria

a. Concentração de tensões

As falhas por fadiga em componentes mecânicos ocorrem, geralmente, a partir de descontinuidades geométricas que provocam concentração de tensões, tais como entalhes, furos, ranhuras, entre outras (Taylor *et al.*, 2000). De um modo geral, tais descontinuidades geométricas são fonte de concentração de tensões ou deformações, tornando-as zonas propícias à iniciação de fendas. Os componentes entalhados falham para uma tensão nominal mais baixa comparativamente aos componentes lisos uma vez que a tensão local na raiz do entalhe é intensificada pelo fator elástico de concentração de tensões, K_T , definido como a razão entre a tensão máxima no entalhe e a tensão que existiria na secção crítica da descontinuidade se esta não existisse. Assim, a tensão local na raiz do entalhe é superior à tensão nominal aplicada. Deste modo, aplicando a mesma tensão nominal a um componente entalhado e a um componente liso, o componente entalhado experiencia tensões locais mais elevadas na raiz do entalhe, o que pode induzir, mais facilmente, a fratura (Farahani *et al.*, 2005). Além disso, as fendas por fadiga iniciam-se, geralmente, num ponto onde a tensão é máxima, o que muitas vezes ocorre à superfície do material. A vida à fadiga de um componente liso é superior à de um componente entalhado. Contudo, é importante realçar que as descontinuidades geométricas, geralmente, não podem ser evitadas devido a requisitos funcionais ou a questões de projeto. O processo de avaliação quantitativa do efeito da concentração de tensões na resistência à fadiga consiste em comparar as curvas $S-N$ obtidas em provetes análogos lisos e entalhados (Branco *et al.*, 2012). O efeito da concentração de tensões na resistência à fadiga de provetes entalhados e lisos constituídos pela liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 foi alvo de estudo, por exemplo, pelo Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América (Figura 2.6) (MIL-HDBK-5H, 1998). Nos provetes entalhados, o fator elástico de concentração de tensões é igual a 2. Por sua vez, no caso dos provetes lisos, $K_T = 1$. Como se pode observar na Figura 2.6, a vida à fadiga reduz significativamente com a presença do entalhe.

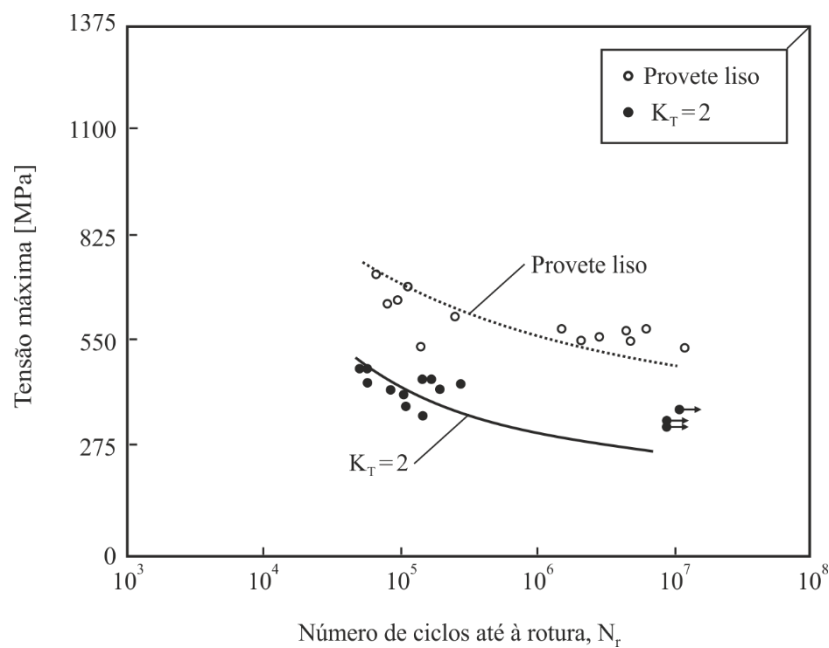


Figura 2.6. Curvas S-N para a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 obtidas usando provetes entalhados ($K_T = 2$) e provetes lisos ($K_T = 1$) (adaptado de MIL-HDBK-5H, 1998).

2.2. Resposta tensão-deformação cíclica

Os materiais, quando submetidos a deformações plásticas reversíveis, exibem um comportamento cíclico que difere do comportamento monótono do material. A Figura 2.7 ilustra várias respostas tensão-deformação cíclicas bem como as correspondentes variáveis de entrada. Consta-se que a resposta do material depende da variável controlada e do modo como é feito esse controlo. No caso de ensaios realizados sob amplitude de deformação constante alternada ($R_\epsilon = -1$), o material pode sofrer endurecimento ou amaciamento cíclico. O endurecimento cíclico (Figura 2.7a) caracteriza-se pelo aumento da amplitude de tensão com o número de ciclos. Por outro lado, no amaciamento cíclico (Figura 2.7b) verifica-se uma diminuição da amplitude de tensão com o número de ciclos. A relaxação da tensão média (Figura 2.7c) ocorre em condições de amplitude de deformação constante com deformação média não nula. Por sua vez, caso a grandeza controlada seja a tensão verifica-se deformação plástica progressiva (Figura 2.7d). A relaxação da tensão média e a deformação plástica progressiva são caracterizadas por circuitos de histerese abertos (Ellyin, 1997).

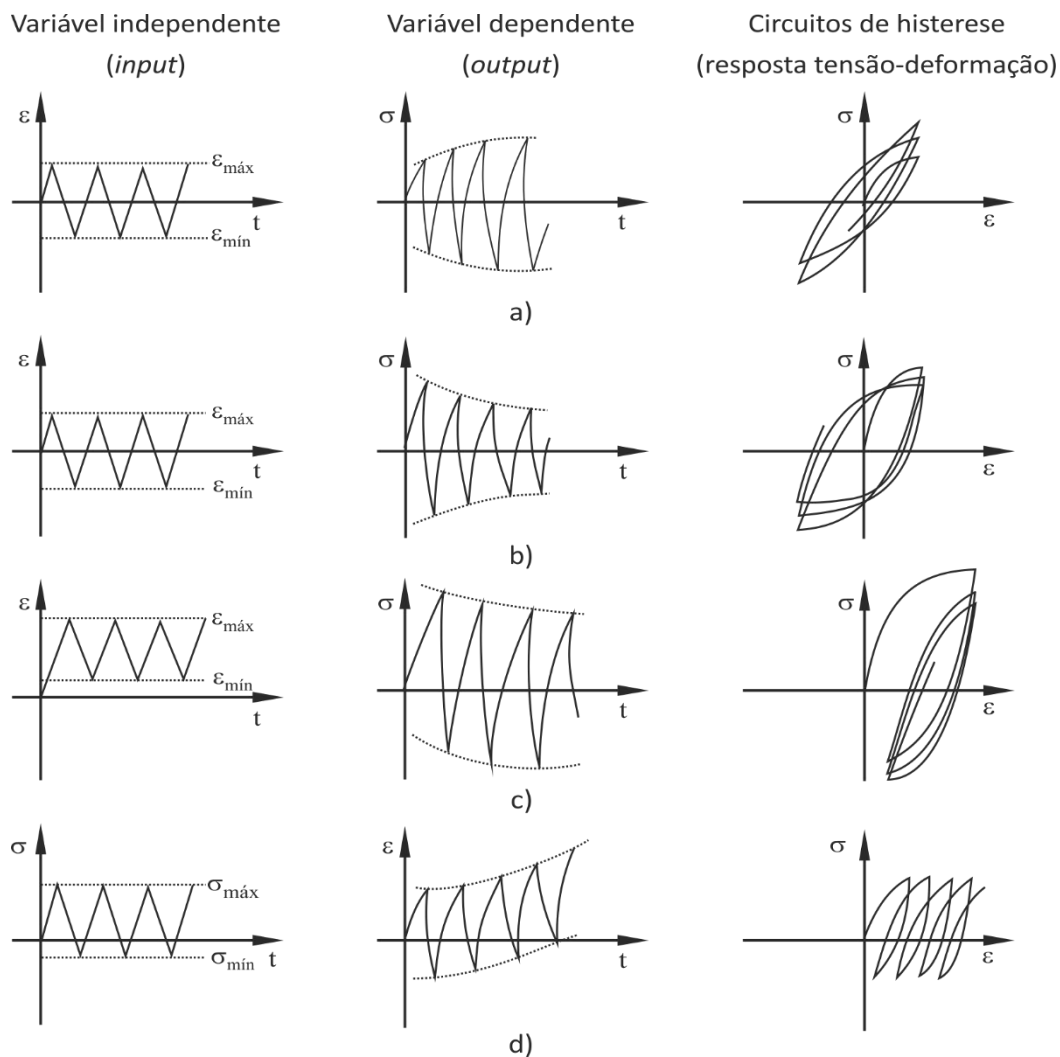


Figura 2.7. Comportamentos cíclicos típicos: a) endurecimento cíclico; b) amaciamento cíclico; c) relaxação da tensão média; d) deformação plástica progressiva (adaptado de Ellyin, 1997).

A tendência do material em sofrer endurecimento ou amaciamento cíclico pode prever-se com base nas suas propriedades monótonas. De uma forma geral, os materiais que apresentam um valor da razão entre a tensão de rotura e a tensão de cedência inferior ou igual a 1,2 sofrem amaciamento cíclico e aqueles cujo valor da razão é igual ou superior a 1,4 sofrem endurecimento cíclico (Smith *et al.*, 1963). Materiais resistentes, tais como aços de alta resistência, tendem a sofrer amaciamento cíclico, enquanto que materiais macios, tais como ligas de alumínio, apresentam endurecimento cíclico (Campbell, 2008). Particularmente, a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 analisada neste trabalho obedece a esta lei empírica, ou seja, sofre amaciamento cíclico (Smith *et al.*, 1963; Landgraf *et al.*, 1969; Pape e Neu, 2007; Branco R *et al.*, 2012; Branco *et al.*, 2016).

Na maioria dos casos de carregamentos cíclicos, a resposta cíclica do material estabiliza após um determinado número de ciclos ou varia, de ciclo para ciclo, de forma pouco significativa. Deste modo, é expectável que os circuitos de histerese não se alterem significativamente com o número de ciclos.

O comportamento cíclico estabilizado do material em estudo pode ser descrito através de uma curva cíclica tensão-deformação (Figura 2.8). A curva cíclica traduz a relação entre a tensão e a deformação para um comportamento estabilizado, sendo usualmente determinada unindo os extremos dos vários circuitos de histerese estáveis obtidos para diferentes amplitudes de deformação em ensaios a amplitude de deformação alternada. Geralmente são testadas, sob amplitude constante até que ocorra falha, várias amostras idênticas, lisas e altamente polidas. Branco *et al.* (2016) demonstram que para o material em análise, o estado cíclico estável é genericamente alcançado para razões de vida inferiores a 40% do número total de ciclos até à falha. Deste modo, os circuitos de histerese obtidos para meia vida podem considerar-se representativos do comportamento estável.

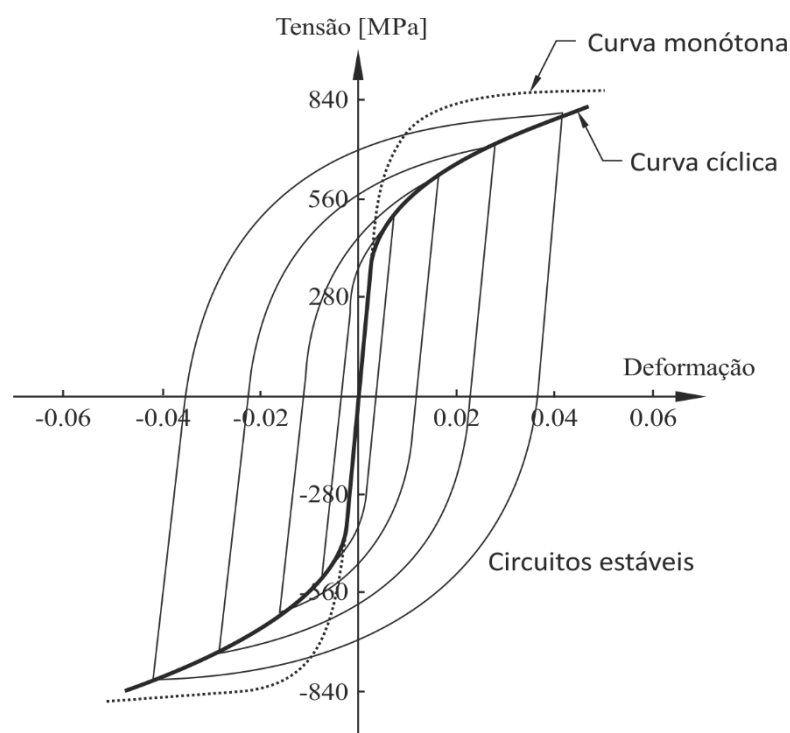


Figura 2.8. Curva monótona e curva cíclica tensão-deformação da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (adaptado de Landgraf, 1970).

As propriedades cíclicas do material podem ser usadas para prever a vida à fadiga. A componente de deformação elástica é muitas vezes descrita sob a forma de uma

relação entre a amplitude de tensão e o número de reversões até à rotura (Equação (2.10)) (Basquin, 1910):

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_f'(2N_r)^{b'} \Leftrightarrow \frac{\Delta\varepsilon_e E}{2} = \sigma_f'(2N_r)^{b'} \Leftrightarrow \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f'(2N_r)^{b'}}{E} \quad (2.10)$$

onde $\Delta\sigma/2$ é a amplitude de tensão; σ_f' é o coeficiente de resistência cíclica; $2N_r$ é o número de reversões até à rotura; b' é o expoente de resistência cíclica; $\Delta\varepsilon_e/2$ é a amplitude de deformação elástica; e E é o módulo de Young. A relação apresentada na Equação (2.10), origina uma linha reta, numa escala bi-logarítmica, como se observa na Figura 2.9. Uma diminuição do expoente de resistência cíclica e um aumento do coeficiente de resistência cíclica provocam o aumento da vida à fadiga. Por sua vez, a componente de deformação plástica é descrita pela relação de Coffin-Manson (Coffin, 1954; Manson, 1954) e pode ser definida da seguinte forma:

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f'(2N_r)^c \quad (2.11)$$

onde $\Delta\varepsilon_p/2$ é a amplitude de deformação plástica e ε_f' e c são, respetivamente, o coeficiente e expoente de ductilidade cíclica. Esta relação encontra-se representada na Figura 2.9, dando origem a uma linha reta numa escala bi-logarítmica. Um aumento da vida à fadiga é expectável com a diminuição do expoente de ductilidade cíclica e com o aumento do coeficiente de ductilidade cíclica. A curva total deformação-vida (Equação (2.12)) pode ser obtida somando as componentes elástica e plástica da deformação.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_r)^{b'} + \varepsilon_f' (2N_r)^c \quad (2.12)$$

O modelo de Smith-Watson-Topper (1970), definido na Equação (2.13), controla não só a influência da tensão média como também da amplitude de deformação. De uma forma geral, esta formulação permite obter uma boa estimativa do efeito da tensão média no regime de fadiga a alto número de ciclos, sendo, no entanto, conservadora na região de fadiga oligocíclica (Koh e Stephens, 1991).

$$\sigma_{m\acute{a}x} \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_r)^{2b'} + \varepsilon_f' \sigma_f' (2N_r)^{b'+c} \quad (2.13)$$

O ponto de transição ($2N_T$), apresentado na Figura 2.9, representa a vida para a qual as componentes elástica e plástica da deformação são iguais. Para um número de ciclos superior a $2N_T$, a componente elástica predomina sobre a componente plástica e *vice-versa*.

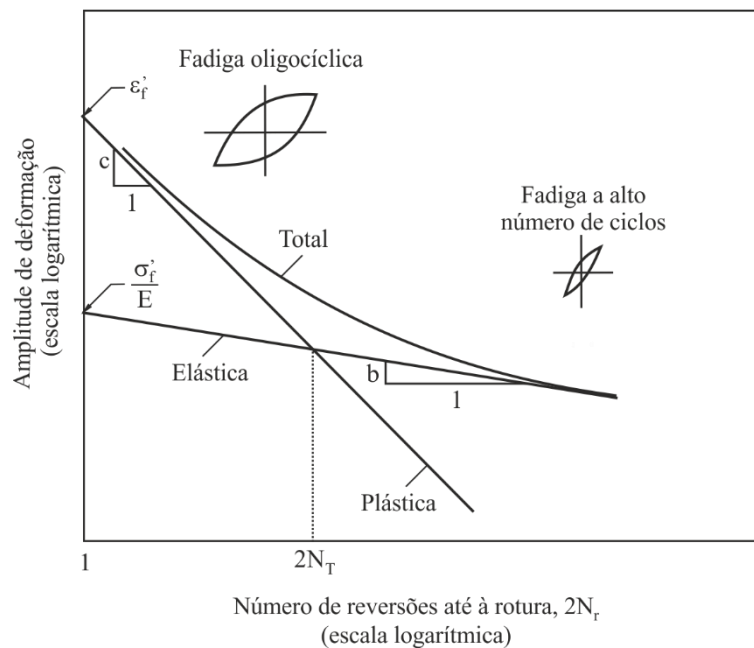


Figura 2.9. Amplitude de deformação elástica, plástica e total *versus* número de reversões até à rotura (adaptado de Branco, 2013).

2.3. Previsão de vida à fadiga em peças com entalhes

Os componentes e estruturas de engenharia são frequentemente sujeitos a carregamentos multiaxiais aleatórios, em que as cargas cíclicas são aplicadas em várias direções com frequências distintas e/ou diferenças de fase (Wang e Brown, 1993). Deste modo, os carregamentos multiaxiais, que podem ser proporcionais (em fase) ou não proporcionais (fora-de-fase), são comumente aplicados a muitos componentes e estruturas. Tanto sob carregamento cíclico multiaxial quanto uniaxial verificam-se tensões multiaxiais cíclicas em regiões com entalhes uma vez que a restrição geométrica de um entalhe faz com que ocorram tensões multiaxiais na raiz do mesmo, ainda que o componente como um todo esteja sob um estado de tensão uniaxial (Socie e Marquis, 2000; Fatemi e Shamsaei, 2011; Lee *et al.*, 2011). O processo de fadiga sob carregamentos multiaxiais é, de uma forma geral, bastante complexo, sendo fundamental dispor da capacidade de prever com precisão o comportamento à fadiga sob estados de carregamento complexos. Neste sentido, têm sido feitos vários esforços com o intuito de desenvolver um modelo universal de dano multiaxial. Contudo, tais esforços revelaram-se insuficientes uma vez que até aos dias de hoje ainda não foi possível desenvolver tal modelo.

O primeiro estudo científico referente à fadiga multiaxial foi publicado por Lanza (1886) no século XIX, tendo sido realizado sob carregamentos de flexão combinada

com torção. No início do século XX foram propostos vários modelos empíricos obtidos a partir de resultados experimentais (Mason, 1917; Haigh, 1923; Nishiara e Kawamoto, 1941; Gough *et al.*, 1951). As primeiras teorias desenvolvidas para prever a falha por fadiga sob carregamentos multiaxiais são basicamente uma extensão das teorias de falha usadas em estados de tensão multiaxial estáticos para estados de tensão multiaxial cíclicos. O principal foco dessas teorias consiste em reduzir um estado complexo de tensão multiaxial a um estado equivalente de tensão uniaxial e, em seguida, usá-lo para prever a vida à fadiga através de ensaios de fadiga convencionais. No entanto, estes modelos apenas são válidos para carregamentos proporcionais ou em fase, conduzindo a erros significativos para o caso de carregamentos não proporcionais ou fora-de-fase (Garud, 1981; Zenner, 2004).

Os conceitos de carregamentos proporcionais e não proporcionais são importantes na fadiga multiaxial sendo fundamental distingui-los. Identifica-se um carregamento proporcional quando a orientação dos eixos das tensões principais permanece fixa relativamente aos eixos do componente. Por sua vez, um carregamento não proporcional ocorre quando a orientação dos eixos das tensões principais varia em relação aos eixos do componente (Lamba e Sidebottom, 1978; Kanazawa *et al.*, 1979; McDowell, 1985; Jiang e Kurath, 1997; Socie e Marquis, 2000). Dadas as diferenças apresentadas entre carregamentos proporcionais e não proporcionais, têm sido apresentados vários fatores para tentar aferir o grau de não-proporcionalidade de um carregamento. Kanazawa *et al.* (1979) e mais tarde Itoh *et al.* (1995) foram alguns dos autores a proporem fatores que permitem quantificar o efeito da não-proporcionalidade.

A vida à fadiga de componentes entalhados pode ser analisada recorrendo a diferentes modelos que se dividem em três categorias: i) modelos baseados nas tensões; ii) modelos baseados nas deformações; e iii) modelos baseados na energia. Apesar de existirem inúmeros modelos que permitem estudar a vida à fadiga de componentes entalhados, nas seguintes subsecções são descritos resumidamente apenas os modelos que têm sido melhor recebidos pela comunidade científica e, particularmente, aqueles que são utilizados neste trabalho.

2.3.1. Modelos baseados nas tensões

Os modelos baseados nas tensões fundamentam-se em relações empíricas entre a tensão aplicada e o número de ciclos até à rotura (curvas *S-N*). A presença de uma

descontinuidade geométrica, doravante designada por entalhe, provoca concentração de tensões originando tensões locais, na região do entalhe e na sua vizinhança, superiores à tensão nominal. A intensidade da concentração de tensões na raiz do entalhe é usualmente avaliada pelo fator elástico de concentração de tensões, K_T , que traduz a razão entre a tensão elástica máxima na proximidade do entalhe e a tensão nominal remota (Polák, 1991):

$$K_T = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (2.14)$$

sendo $\sigma_{m\acute{a}x}$ a tensão elástica máxima na raiz do entalhe e σ_{nom} a tensão nominal afastada do entalhe. Este fator é influenciado única e exclusivamente pela geometria do entalhe e pelo modo de carregamento, não sendo afetado pelas propriedades mecânicas do material. A presença de entalhes diminui, geralmente, a resistência à fadiga (Klesnil e Lukás, 1992). O efeito da presença de entalhes na resistência à fadiga pode ser estimado pelo fator de redução de resistência à fadiga, K_f , que representa a razão entre a tensão limite de fadiga de um provete liso e de um provete entalhado, i.e.

$$K_f = \frac{\sigma_{fo}}{\sigma_{fe}} \quad (2.15)$$

onde σ_{fo} e σ_{fe} representam, respetivamente, a tensão limite de fadiga de um provete liso e entalhado. O fator de redução de resistência à fadiga é função de diferentes parâmetros, tais como: propriedades do material; defeitos inerentes no material; dimensão e geometria do entalhe; gradiente de tensões; tipo de carregamento; e número de ciclos de carregamento (Branco, 2013). A relação entre o fator de redução de resistência à fadiga e o fator elástico de concentração de tensões é expressa com base no fator de sensibilidade ao entalhe, q , representado na Equação (2.16). O fator de sensibilidade ao entalhe assume valores compreendidos entre 0 e 1. Caso $K_f = K_T$, i.e. $q = 1$ o material diz-se totalmente sensível ao entalhe. Por outro lado, caso $K_f = 1$, i.e. $q = 0$ o material diz-se insensível ao entalhe.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_T - 1} \quad (2.16)$$

A determinação do fator de redução de resistência à fadiga via experimental é provavelmente a abordagem mais fiável. No entanto, tal abordagem revela-se relativamente dispendiosa e demorada. Deste modo, têm sido propostas abordagens alternativas com o objetivo de determinar o fator de redução de resistência à fadiga. De uma forma geral, estas abordagens podem agrupar-se em diferentes métodos, tais como: tensão efetiva, mecânica da fratura e

intensidade do campo de tensões. Na literatura podem ser encontrados vários estudos sistemáticos sobre o tema (Yao *et al.*, 1995; Pluvinage, 1998; Qylafku *et al.*, 1999; Ostash e Panasyuk, 2001). Entre os métodos supramencionados, o método baseado na tensão efetiva tem sido extensivamente utilizado. Este método baseia-se no pressuposto de que o dano por fadiga não é controlado apenas pela tensão local máxima na raiz do entalhe, mas sim pela média das tensões locais totais avaliada ao longo de uma linha, área ou volume de pequenas dimensões em torno da raiz do entalhe. Em suma, este modelo assume que a falha por fadiga ocorre quando a média das tensões, a uma distância crítica da raiz do entalhe, é igual ou superior à resistência à fadiga de um componente liso (Lee *et al.*, 2011). Neuber (1958) propôs a seguinte relação empírica para a determinação do fator de redução de resistência à fadiga:

$$K_f = 1 + \frac{K_T - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{\rho}}} \quad (2.17)$$

onde A é uma constante do material determinada com base na tensão de rotura do material e ρ é o raio da raiz do entalhe. Mais tarde, baseado no pressuposto que junto a um entalhe a tensão diminui linearmente, Peterson (1959) propôs a seguinte relação empírica:

$$K_f = 1 + \frac{K_T - 1}{1 + \left(\frac{A}{\rho}\right)} \quad (2.18)$$

sendo A uma constante do material dependente da tensão de cedência do material. A formulação proposta por Neuber (Equação (2.17)) usa uma tensão de referência obtida pela média das tensões elásticas presentes a uma determinada distância da raiz do entalhe e é designada por método da linha. Por sua vez, o modelo de Peterson (Equação (2.18)) considera a tensão a uma distância específica da raiz do entalhe sendo denominado de método do ponto (Taylor, 2007). Estes dois métodos têm sido alvo de investigação por diferentes autores (Tanaka, 1983; Lazzarin *et al.*, 1997; Taylor, 1999). Esta abordagem estendeu-se a métodos mais complexos, tais como o método da área, ou o método do volume, sendo conhecida pela Teoria das Distâncias Críticas (TCD). Esta teoria caracteriza-se por considerar a distribuição das tensões elásticas junto ao entalhe e um comprimento característico do material, designado por distância crítica. A distância crítica pode ser determinada através do parâmetro (a_0) proposto por El Haddad *et al.* (1980) definido na Equação (2.19):

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{If}}{\sigma_{fo}} \right)^2 \quad (2.19)$$

onde ΔK_{If} é o limiar de propagação de fadiga e σ_{fo} é a tensão limite de fadiga de um provete liso. Deste modo, as distâncias críticas correspondentes ao método do ponto (D_{PM}), método da linha (D_{LM}) e método da área (D_{AM}) são definidas da seguinte forma (Susmel e Taylor, 2011):

$$D_{PM} = \frac{a_0}{2} \quad (2.20)$$

$$D_{LM} = 2a_0 \quad (2.21)$$

$$D_{AM} = a_0 \quad (2.22)$$

2.3.2. Modelos baseados na deformação

Os modelos de previsão de vida à fadiga baseados na deformação incidem diretamente na plasticidade existente na raiz do entalhe. Esta abordagem baseia-se no pressuposto de que provetes lisos e entalhados têm a mesma vida e acumulam o mesmo dano se as suas histórias de tensão-deformação, nos locais de iniciação de fendas, forem idênticas. Neste sentido torna-se essencial determinar com precisão a história de tensão-deformação local experienciada pelo material na raiz do entalhe. Os métodos disponíveis usados para determinar os campos de tensão e deformação local na raiz do entalhe abrangem técnicas experimentais, tais como extensometria, difração de raios-X, entre outras; métodos analíticos, nomeadamente as abordagens propostas por Hardrath e Ohman (1953), Neuber (1961), Molski e Glinka (1981), etc.; e a aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF).

A intensidade da concentração de tensões depende da geometria do entalhe e, caso o estado de tensão local ultrapasse o domínio elástico, pode ser caracterizada pelo fator de concentração de tensão (K_σ) e pelo fator de concentração de deformação (K_ε). Estes fatores podem ser expressos, respetivamente, da seguinte forma:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (2.23)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{m\acute{a}x}}{\varepsilon_{nom}} \quad (2.24)$$

onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\varepsilon_{m\acute{a}x}$ são, respetivamente, a tensão e a deformação máximas na raiz do entalhe e σ_{nom} e ε_{nom} são, respetivamente, a tensão e a deformação nominais calculadas numa

região afastada da concentração de tensões. Para o caso de deformação unidirecional ou cíclica é válida a seguinte relação:

$$K_{\sigma} \leq K_T \leq K_{\varepsilon} \quad (2.25)$$

sendo K_T o fator elástico de concentração de tensões. Na condição de comportamento elástico, estes três fatores assumem valores idênticos.

Vários investigadores tentaram correlacionar o fator elástico de concentração de tensões com os fatores de concentração de tensão e deformação. Neuber (1961) estabeleceu que o fator elástico de concentração de tensões é igual à média geométrica dos fatores de concentração de tensão e deformação (Equação (2.26)).

$$K_T^2 = K_{\sigma} K_{\varepsilon} \quad (2.26)$$

Assumindo que a relação tensão-deformação é dada pela seguinte lei de potência

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{k}\right)^{1/n} \quad (2.27)$$

e que a tensão nominal e deformação nominal estão no domínio elástico, a Equação (2.26) pode ser escrita na seguinte forma:

$$\frac{(K_T \sigma_{nom})^2}{E} = \frac{\sigma^2}{E} + \sigma \left(\frac{\sigma}{k}\right)^{1/n} \quad (2.28)$$

onde k é o coeficiente de endurecimento monótono, n é o expoente de endurecimento monótono, ε é a deformação local, σ é a tensão local e σ_{nom} é a tensão nominal.

Shang *et al.* (2001) sugeriram um modelo de intensidade do campo de tensão-deformação local, tendo sido desenvolvido com base na abordagem da intensidade do campo de tensão local (Yao, 1993; Qylafku *et al.*, 1998). Este modelo assume que o processo de acumulação de dano no entalhe depende não só da intensidade do campo de tensão local, mas também da intensidade do campo de deformação local. Por conseguinte, consideram-se dois parâmetros de intensidade de campo que permitem descrever o dano por fadiga no entalhe: o parâmetro de intensidade do campo de tensão (σ_{FI}) dado pela Equação (2.29) e o parâmetro de intensidade do campo de deformação (ε_{FI}) dado pela Equação (2.30).

$$\sigma_{FI} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} f(\sigma_{ij}) \varphi(\vec{r}) dv \quad (2.29)$$

$$\varepsilon_{FI} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} f(\varepsilon_{ij}) \varphi(\vec{r}) dv \quad (2.30)$$

sendo Ω a região de falha por fadiga, V o volume da região de falha por fadiga, $\varphi(\vec{r})$ as funções de peso, $f(\sigma_{ij})$ a função de tensão equivalente e $f(\varepsilon_{ij})$ a função de deformação equivalente.

2.3.3. Modelos baseados na energia

O método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (ESED) proposto por Molski e Glinka (1981) estabelece que a real densidade de energia de deformação de um corpo no entalhe é exatamente igual à densidade de energia de deformação que seria de esperar caso o corpo apresentasse um comportamento elástico. Entre os inúmeros pressupostos energéticos existentes, apenas o proposto por Molski e Glinka (1981), representando na Figura 2.10, será descrito pormenorizadamente uma vez que será utilizado no presente trabalho. Assumindo um fator elástico de concentração de tensões, K_T , na raiz do entalhe, bem como um comportamento linear elástico, a densidade máxima de energia de deformação é dada pela seguinte equação:

$$W_e = \int_0^{\varepsilon_e} \sigma d\varepsilon \Leftrightarrow W_e = \frac{\sigma_e \varepsilon_e}{2} \Leftrightarrow W_e = \frac{\sigma_{nom}^2 K_T^2}{2E} \Leftrightarrow W_e = W_{nom} K_T^2 \quad (2.31)$$

onde W_e é a densidade máxima de energia de deformação na raiz do entalhe, W_{nom} é a densidade nominal de energia de deformação e σ_e e ε_e são, respetivamente, a tensão e deformação na raiz do entalhe obtidas através de uma análise elástica. Quando o comportamento elástico é linear, a Equação (2.31) corresponde à área abaixo da curva tensão-deformação elástica (Lei de Hooke), conforme se ilustra na Figura 2.10.

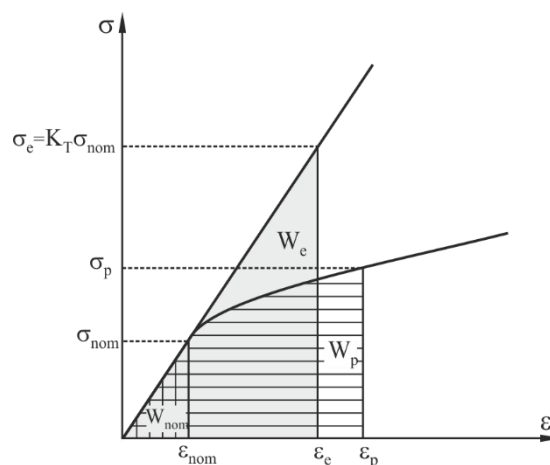


Figura 2.10. Interpretação gráfica do método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (Glinka, 1985).

Molski e Glinka (1981) assumiram que a relação apresentada na Equação (2.31) também é válida no caso de se verificar deformação plástica junto à extremidade do entalhe, desde que esta ocorra apenas localmente, i.e.

$$W_p = W_e = W_{nom} K_T^2 \quad (2.32)$$

sendo W_p a densidade de energia de deformação devido a tensões elasto-plásticas. Recorrendo à curva não linear de tensão-deformação dada pela Equação (2.27), a relação anterior pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\sigma^2}{2E} + \frac{\sigma}{n+1} \left(\frac{\sigma}{k}\right)^{1/n} = K_T^2 \frac{\sigma_{nom}^2}{2E} \quad (2.33)$$

onde k é o coeficiente de endurecimento monótono, n é o expoente de endurecimento monótono, σ é a tensão local, K_T é o fator elástico de concentração de tensões, E é o módulo de Young e σ_{nom} é a tensão nominal. Para o caso de carregamentos cíclicos, as tensões locais e nominais são substituídas pelas gamas de tensões locais e nominais.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO

3.1. Procedimento experimental

3.1.1. Material

As ligas de alta resistência abrangem um amplo espectro de aços, sendo bastante utilizadas atualmente em diferentes setores devido às características especiais que evidenciam, nomeadamente uma boa relação resistência/peso e uma boa resistência à corrosão. Particularmente, e como mencionado no Capítulo 1, a liga DIN 34CrNiMo6 avaliada neste trabalho conjuga alta temperabilidade, elevada ductilidade, tenacidade e resistência (Branco *et al.*, 2014). Este aço é um material de engenharia muito importante, sendo habitualmente utilizado no fabrico de uma vasta gama de componentes mecânicos críticos, tais como: eixos, veios, cambotas, pinhões, bielas, válvulas, parafusos, engrenagens, barras de torção, entre outros. A composição química nominal, em fração mássica, do lote estudado é apresentada na Tabela 3.1. Por sua vez, as propriedades mecânicas monótonas e cíclicas são apresentadas na Tabela 3.2 e Tabela 3.3, respetivamente.

Tabela 3.1. Composição química nominal da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (%wt) (Branco R *et al.*, 2012).

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni
0,34	≤ 0,40	0,65	1,50	0,22	1,50

Tabela 3.2. Propriedades mecânicas monótonas da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (Branco R *et al.*, 2012).

Tensão de cedência, σ_{ced} [MPa]	967
Tensão de rotura, σ_R [MPa]	1035
Alongamento, ε_R (%)	18
Redução de área (%)	58
Módulo de Young, E [GPa]	209,8
Coefficiente de Poisson, ν	0,296

Tabela 3.3. Propriedades mecânicas cíclicas da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (Branco R *et al.*, 2012).

Coeficiente de resistência cíclica, σ_f' [MPa]	1183,7
Expoente de resistência cíclica, b'	-0,0545
Coeficiente de ductilidade cíclica, ε_f'	0,4697
Expoente de ductilidade cíclica, c	-0,6059
Coeficiente de endurecimento cíclico, k' [MPa]	1361,6
Expoente de endurecimento cíclico, n'	0,1041

3.1.2. Ensaios de fadiga

As geometrias dos provetes usados neste trabalho encontram-se ilustradas na Figura 3.1. A geometria da Figura 3.1a consiste numa barra de secção circular com 16mm de diâmetro e um entalhe lateral em forma de U com 3mm de diâmetro e 3mm de profundidade. O entalhe foi colocado assimetricamente relativamente ao centro longitudinal do provete a fim de facilitar a montagem e a observação da fenda durante o ensaio. Por sua vez, a geometria representada na Figura 3.1b corresponde a uma barra de secção circular com 14mm de diâmetro com um entalhe similar ao descrito anteriormente. A geometria dos provetes representada na Figura 3.1b contém uma secção transversal menor com o intuito de diminuir a intensidade da carga aplicada para o mesmo nível de tensão nominal.

Os provetes utilizados nos ensaios de fadiga multiaxial (Figura 3.1) foram maquinados num centro de torneamento em Controlo Numérico Computorizado (CNC) de alta precisão a partir de barras extrudidas de secção circular com 20mm de diâmetro (Serra, 2011). Previamente à realização dos ensaios, as superfícies dos entalhes foram cuidadosamente polidas, em primeiro lugar, através de um polimento mecânico a alta velocidade utilizando lixas de granulometria sucessivamente decrescente, P600, P1200 e P2500 respetivamente, e por fim aplicando pasta de diamante de 6 μ m. O polimento das superfícies dos entalhes destinou-se não só a obter superfícies espelhadas que permitam uma adequada observação da iniciação das fendas, mas também a eliminar eventuais defeitos superficiais que possam induzir prematuramente a iniciação de fendas por fadiga.

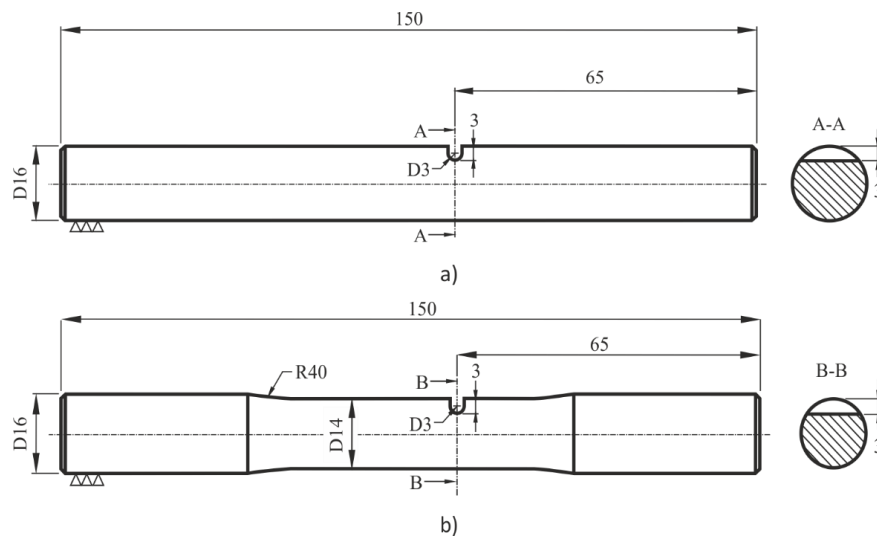


Figura 3.1. Provetes entalhados usados nos ensaios de fadiga multiaxial: a) secção transversal de 16mm; b) secção transversal de 14mm (Branco, 2013).

A Figura 3.2 exhibe os diferentes carregamentos aplicados e os distintos planos de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe. Foram aplicados carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção, adotando duas relações distintas entre as tensões normais e as tensões de corte, nomeadamente $\sigma = 4\tau$ (Figura 3.2a) e $\sigma = 2\tau$ (Figura 3.2b). Além disso, para cada uma destas relações, foram adotados dois planos de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe, nomeadamente $\theta = 45^\circ$ (Figura 3.2c) e $\theta = 90^\circ$ (Figura 3.2d). Posteriormente, no Capítulo 4 serão comparados os resultados obtidos neste trabalho com os resultados obtidos, para $\theta = 0^\circ$, no trabalho de Branco (2013).

A Tabela 3.4 resume as condições de carregamento estudadas nos ensaios de flexão combinada com torção. Para cada relação entre as tensões normais e as tensões de corte foram aplicados três níveis de tensão distintos. Os ensaios foram realizados em controlo de carga sob carregamentos a amplitude constante. Foi definida uma razão de tensão (R) próxima de zero com o intuito de evitar possíveis flutuações do sistema de amarras durante a ausência de carga. Além disso, foram usadas ondas de carga sinusoidais e uma frequência de carregamento de 4Hz.

Complementarmente aos ensaios de fadiga, foram realizados ensaios para marcar a frente de fenda na superfície de fratura dos provetes, utilizando uma técnica conhecida por *beachmarking* (Lynch, 2007), a fim de compreender o efeito das condições de carregamento analisadas na forma da fenda. Estes ensaios foram realizados de forma idêntica aos ensaios de fadiga.

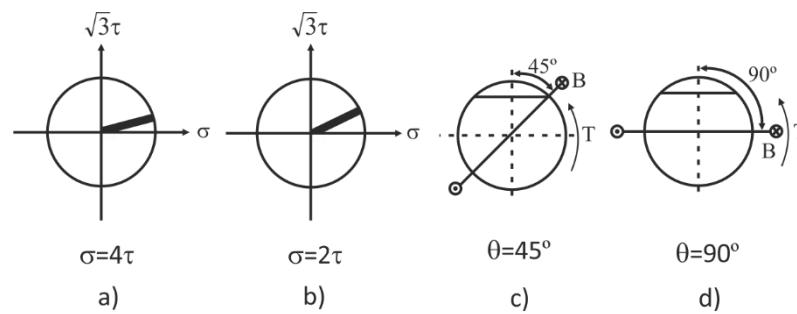


Figura 3.2. Carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção aplicados nos ensaios de fadiga e planos de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe: a) $\sigma = 4\tau$; b) $\sigma = 2\tau$; c) $\theta = 45^\circ$; d) $\theta = 90^\circ$.

Tabela 3.4. Síntese das condições de carregamento analisadas nos ensaios experimentais de flexão combinada com torção.

Referência do provete	θ	Amplitude de tensão normal, σ_a [MPa]	Tensão normal média, σ_m [MPa]	Gama de tensão normal, $\Delta\sigma$ [MPa]	Razão de tensão, R
▪ $\sigma_a = 4\tau_a$; $\sigma_m = 4\tau_m$; $\Delta\sigma = 4\Delta\tau$ (B=2T)					
B2T-1	45°	208,9	223,8	417,8	0,03
B2T-2		253,7	268,6	507,3	0,03
B2T-3		328,3	343,2	656,5	0,02
B2T-1m (Marcagem)		253,7	268,6	507,3	0,03
B2T-4 (D=14mm)	90°	343,0	365,3	686,0	0,03
B2T-5 (D=14mm)		356,4	383,1	712,7	0,04
B2T-6		364,1	379,0	728,1	0,02
B2T-2m (Marcagem)		364,1	379,0	728,1	0,02
▪ $\sigma_a = 2\tau_a$; $\sigma_m = 2\tau_m$; $\Delta\sigma = 2\Delta\tau$ (B=T)					
BT-1	45°	208,9	223,8	417,8	0,03
BT-2		223,8	238,7	447,6	0,03
BT-3		238,7	253,7	477,5	0,03
BT-1m (Marcagem)		208,9	223,8	417,8	0,03
BT-4 (D=14mm)	90°	282,9	298,5	565,7	0,03
BT-5		283,5	298,4	567,0	0,03
BT-6 (D=14mm)		311,8	334,1	623,6	0,03
BT-2m (Marcagem)		268,6	283,5	537,1	0,03

Total: 16 provetes

A marcação da frente de fenda foi efetuada aplicando, em determinados instantes do ensaio, sobrecargas durante alguns ciclos. Esta alteração nas condições de carregamento afeta a

velocidade de propagação da fenda originando marcas de progressão particularmente bem definidas na superfície de fratura. Numa fase inicial do ensaio, as sequências de sobrecarga foram aplicadas para comprimentos de fenda múltiplos de aproximadamente 0,5mm considerando taxas de sobrecarga entre 60% e 45% (i.e. 60% e 45% acima da gama de tensão nominal), com durações compreendidas entre 100 e 75 ciclos. Posteriormente, no momento em que a fenda atingia aproximadamente 4mm, as sequências de sobrecarga foram aplicadas para comprimentos de fenda múltiplos de 1mm, com taxas de sobrecarga de 40% para um intervalo compreendido entre 70 e 45 ciclos. Por fim, quando a fenda se tornava passante, o comprimento da fenda foi medido lateralmente. Nesta fase do ensaio, as sequências de sobrecarga foram aplicadas quando a diferença entre o comprimento da fenda da última sobrecarga e o comprimento de fenda atual era aproximadamente igual a 1mm, considerando taxas de sobrecarga entre 30% e 20%, para um intervalo entre 20 e 5 ciclos. Além disto, durante os períodos de aplicação das sobrecargas a frequência de carregamento foi reduzida para 0,5Hz a fim de controlar melhor o número de ciclos aplicado.

Os ensaios experimentais foram realizados no Departamento de Engenharia Mecânica (DEM) da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra (FCTUC) numa máquina servo-hidráulica DARTEC (Figura 3.3) de circuito eletrónico fechado com 100 kN de capacidade de carga máxima controlada por computador. O controlo do sistema é realizado através de um controlador Instron 8800. Foi acoplado à máquina servo-hidráulica representada na Figura 3.3 um sistema de amarras, desenvolvido pelo Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa, que permite a realização de três tipos de ensaios: flexão simples; torção pura; e flexão combinada com torção. Nos ensaios de flexão combinada com torção, a relação σ/τ é alterada movendo o parafuso na ranhura (Figura 3.3c). Deste modo, a relação σ/τ pode ser aumentada movendo o parafuso para a esquerda e *vice-versa*. A título de exemplo, a Figura 3.3a e a Figura 3.3b apresentam o sistema de amarras montado para flexão combinada com torção ($\sigma = 2\tau$) considerando $\theta = 45^\circ$ e $\theta = 90^\circ$, respetivamente.

A observação do entalhe com vista à deteção da fenda foi efetuada com o auxílio do sistema de monitorização digital apresentado na Figura 3.4. O sistema de monitorização digital é constituído por uma câmara sensível de alta resolução PCO (modelo pixelfly vga), conectada a um computador, e por um dispositivo ótico com ampliação variável (UNIMAC MS-50DR), ambos acoplados a uma mesa micrométrica Parker Hannifin (Modelo M4424).

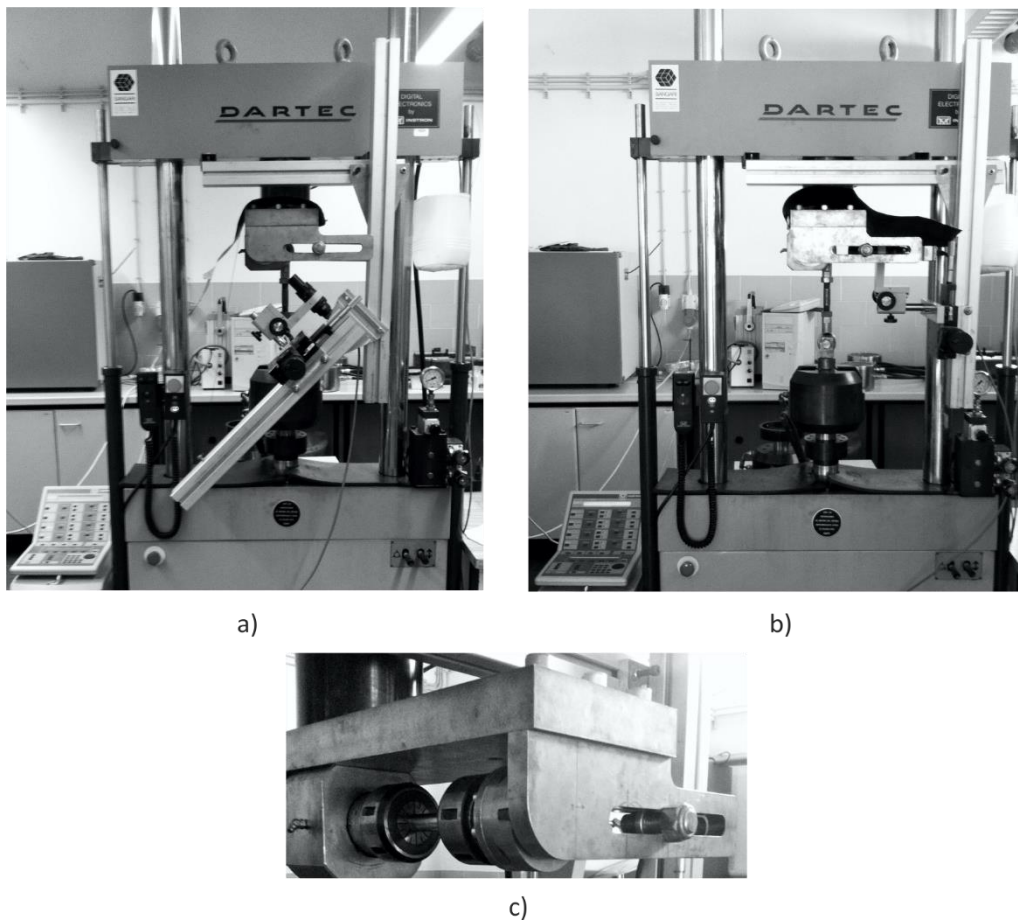


Figura 3.3. Máquina servo-hidráulica DARTEC usada nos ensaios de fadiga: a) montagem para $\theta = 45^\circ$; b) montagem para $\theta = 90^\circ$; c) detalhe do sistema de amarras montado para ensaios de flexão combinada com torção ($\sigma = 2\tau$).

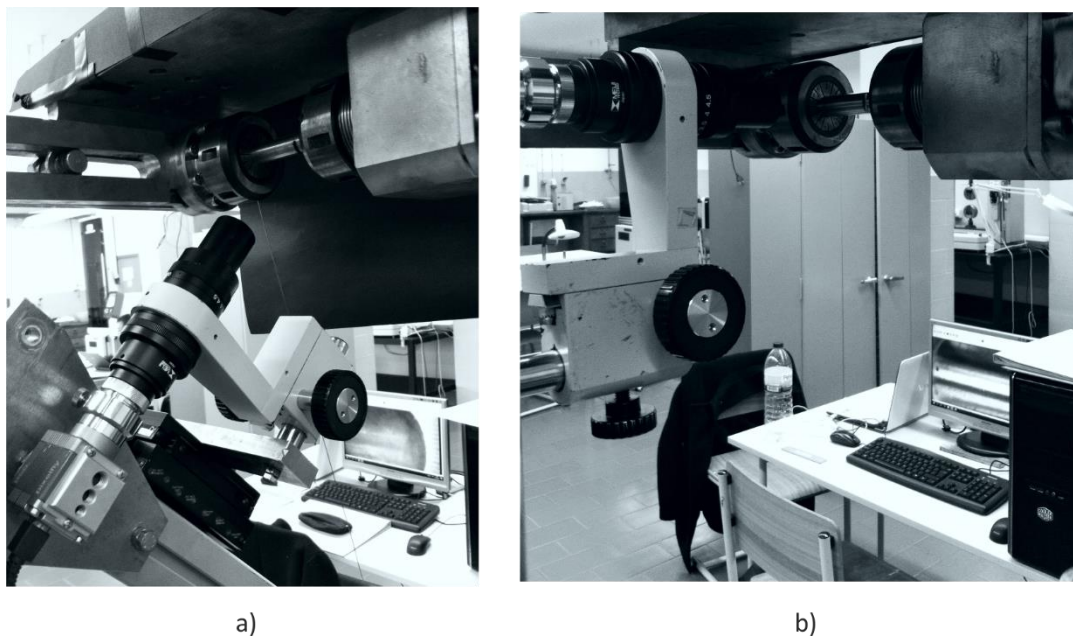


Figura 3.4. Sistema de monitorização digital usado na deteção da iniciação e propagação de fendas por fadiga: a) montagem para $\theta = 45^\circ$; b) montagem para $\theta = 90^\circ$.

Por sua vez, a mesa micrométrica encontra-se fixa à estrutura da máquina de ensaios através de perfis de alumínio permitindo translações horizontais e verticais independentes (Figura 3.3a-b). A qualidade de imagem foi controlada quer através do *software* específico da câmara (Camware 64-bit), quer através de um diafragma manual incorporado no dispositivo ótico e de um sistema de focagem manual. Previamente à realização dos ensaios foi depositada na superfície do entalhe uma fina camada de tinta azul misturada com acetona, permitindo deste modo uma reflexão mais uniforme da luz. Após a deteção da fenda, as imagens digitais foram capturadas a cada 2×10^3 ciclos de forma sistemática usando um tempo de exposição de 1s. Posteriormente, para comprimentos de fenda aproximadamente iguais a 3mm, as imagens digitais foram capturadas a cada 5×10^3 ciclos. O entalhe foi sempre observado sob a carga máxima aplicada durante o ensaio a fim de facilitar a deteção da iniciação e propagação da fenda. Deste modo, no momento da observação, o carregamento cíclico foi interrompido e aplicou-se uma carga estática com uma magnitude correspondente à tensão máxima do ensaio. Após a observação da fenda e da gravação das imagens digitais o ensaio cíclico foi retomado. Os ensaios foram concluídos antes da separação do provete em duas partes. Para $\theta = 45^\circ$, os ensaios terminaram no momento em que a fenda se tornava passante; para $\theta = 90^\circ$, os ensaios foram interrompidos antes da fenda se tornar passante, quando esta se encontrava a cerca de 4mm do bordo superior do entalhe.

A relação entre a força aplicada pela máquina de ensaios (F) e os momentos fletor (B) e tursor (T) resultantes no provete para os ensaios de flexão combinada com torção está representada na Figura 3.5 (várias forças e momentos foram intencionalmente omitidos neste diagrama de corpo livre simplificado uma vez que não interferem no provete). A Tabela 3.5 apresenta os valores das variáveis $L_1 - L_3$ usadas neste trabalho. Excetuando L_3 , os valores das restantes variáveis foram constantes em todos os ensaios. A mudança do valor de L_3 tem como objetivo alterar a razão entre o momento fletor e o momento tursor (B/T). A Figura 3.5 permite também relacionar a força aplicada pela máquina de ensaios e as tensões nominais máximas que atuam no provete. Neste caso, para ensaios de flexão combinada com torção, as Equações (3.1) e (3.2) representam, respetivamente, as tensões nominais máximas de corte de torção (τ) e normais de flexão (σ) que atuam sobre a secção transversal da raiz do entalhe em função da força aplicada pela máquina de ensaios. Da condição de equilíbrio do momento tursor, pode deduzir-se a relação $R_p \times L_3 = F \times L_1$. Deste modo, a força que atua sobre o parafuso (R_p) é dada por: $R_p = F \times (L_1/L_3)$.

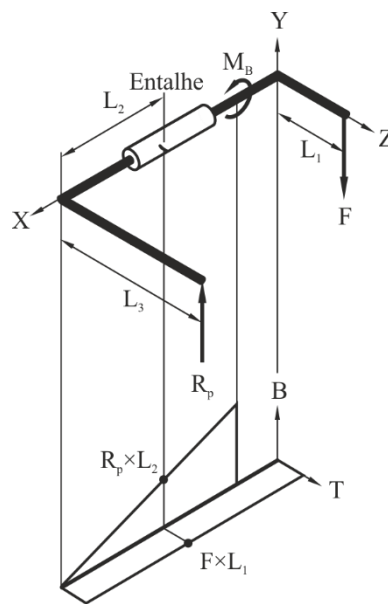


Figura 3.5. Relação entre a força aplicada pelo pistão da máquina de ensaios e os momentos fletor e torsor resultantes no provete para ensaios de flexão combinada com torção (Branco, 2013).

Tabela 3.5. Principais dimensões usadas nos ensaios experimentais.

Tipo de ensaio	L_1 [mm]	L_2 [mm]	L_3 [mm]	Razão σ/τ
Flexão combinada com torção ($B=2T$)	60	125	62,5	4
Flexão combinada com torção ($B=T$)	60	125	125	2

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3} \Leftrightarrow \tau = \frac{16 \times (FL_1)}{\pi D^3} \Leftrightarrow F = \frac{\pi \tau D^3}{16L_1} \quad (3.1)$$

$$\sigma = \frac{32B}{\pi D^3} \Leftrightarrow \sigma = \frac{32 \times (R_p L_2)}{\pi D^3} \Leftrightarrow \sigma = \frac{32 \times (FL_1) \times \left(\frac{L_2}{L_3}\right)}{\pi D^3} \Leftrightarrow F = \frac{\pi \sigma D^3 L_3}{32L_2 L_1} \quad (3.2)$$

Através das equações apresentadas anteriormente, a razão entre a tensão de normal e a tensão de corte (σ/τ) é definida pela Equação (3.3). Verifica-se, portanto, que considerando os valores de L_1 e L_3 usados nos ensaios, a razão σ/τ para os casos $B=2T$ e $B=T$ é, respectivamente, igual a 4 e 2, conforme se encontra evidenciado na Tabela 3.5.

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{\frac{32 \times (FL_1) \times \left(\frac{L_2}{L_3}\right)}{\pi D^3}}{\frac{16 \times (FL_1)}{\pi D^3}} \Leftrightarrow \frac{\sigma}{\tau} = 2 \left(\frac{L_2}{L_3}\right) \quad (3.3)$$

3.2. Procedimento numérico

Com o propósito de avaliar o estado de tensão-deformação local na proximidade das regiões críticas, foram desenvolvidos Modelos de Elementos Finitos representativos das geometrias dos provetes e das condições de carregamento estudadas experimentalmente.

O modelo físico desenvolvido com o intuito de replicar os ensaios de flexão combinada com torção encontra-se representado na Figura 3.6. O momento fletor foi aplicado por intermédio de duas forças (F_B), paralelas ao eixo do provete, com a mesma magnitude e direções opostas. As direções e pontos de aplicação deste par de forças encontram-se na Figura 3.6, sendo θ igual a 45° ou 90° , para os casos representados na Figura 3.2c e Figura 3.2d, respetivamente. Por sua vez, o momento torsor foi gerado mediante um par de forças (F_T) com a mesma magnitude e direções opostas que atuam num plano normal ao eixo longitudinal do provete. Em ambos os casos as forças foram aplicadas numa das extremidades do provete enquanto que a outra extremidade permaneceu fixa. A razão entre o momento torsor e o momento fletor (T/B) foi definida alterando o valor de λ ($\lambda = 1/2$ e $\lambda = 1$ para $B=2T$ e $B=T$, respetivamente). Relativamente aos provetes com 14mm de diâmetro, a secção transversal foi considerada constante.

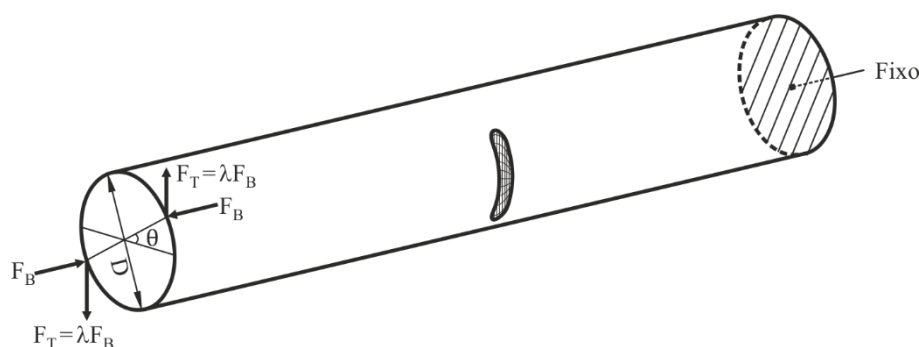


Figura 3.6. Modelo físico dos ensaios de flexão combinada com torção (Branco, 2013).

A malha de elementos finitos foi desenvolvida parametricamente, possibilitando assim o estudo de diferentes profundidades (p) e raios (ρ) do entalhe. A malha foi criada usando elementos hexaédricos isoparamétricos tridimensionais de 8 nós. O modelo completo, exibido na Figura 3.7a, contém 99823 nós e 76608 elementos. A Figura 3.7b e a Figura 3.7c apresentam, respetivamente, ampliações da região entalhada e da sua secção média. A densidade da malha foi definida tendo em conta um compromisso entre precisão e computação eficiente. Conforme se ilustra na Figura 3.7, a malha é extremamente refinada

junto à região do entalhe com o objetivo de obter resultados precisos nessa zona. Por outro lado, na região afastada do entalhe foi desenvolvida uma malha grosseira a fim de diminuir o esforço computacional. O material foi considerado homogêneo, isotrópico e com um comportamento linear elástico. As simulações numéricas foram realizadas utilizando o *software* comercial COSMOS/M (2001).

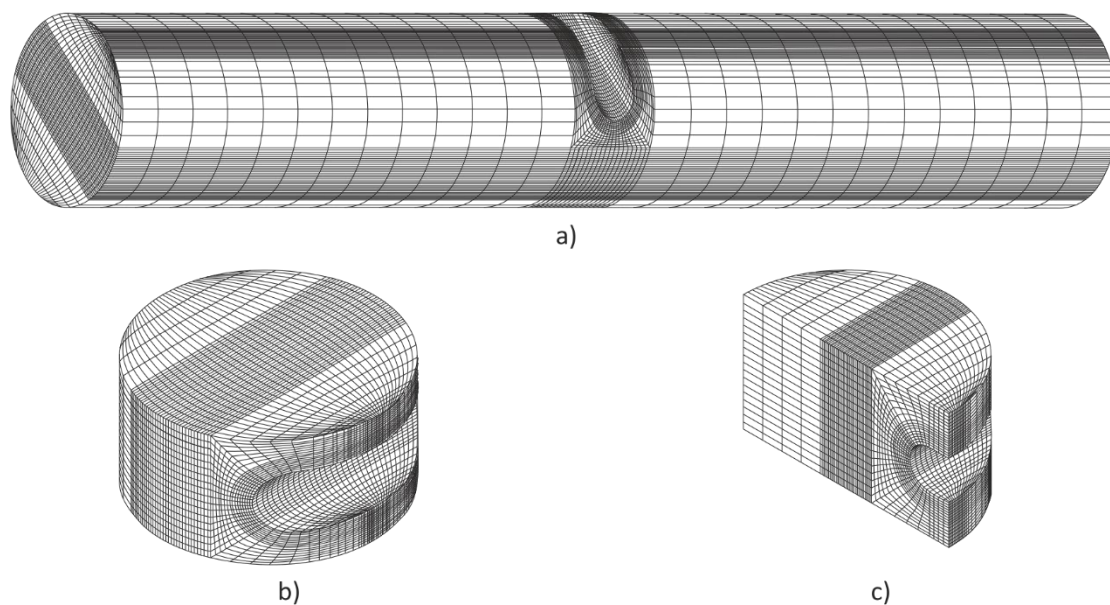


Figura 3.7. Malha de elementos finitos: a) modelo completo; b) detalhe da região entalhada; c) detalhe da secção média da região entalhada (Branco, 2013).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente capítulo são apresentados e discutidos detalhadamente os resultados obtidos. A primeira secção engloba a análise dos locais de iniciação, trajetórias de fenda e ângulos de iniciação de fenda à superfície. Por sua vez, na segunda secção é exibida a determinação da vida à fadiga em termos de curvas $a-N$ e $S-N$. Por fim, a última secção expõe as previsões de vida à fadiga usando diferentes modelos de previsão existentes na literatura.

4.1. Trajetórias de fenda, ângulos de iniciação de fenda à superfície e superfícies de fratura

As trajetórias de fenda na superfície do entalhe obtidas nos ensaios experimentais para diferentes condições de carregamento, nomeadamente diferentes razões σ/τ (B/T) e diferentes ângulos θ , estão apresentadas na Figura 4.1. Verifica-se que a variação da razão σ/τ altera significativamente as trajetórias de fenda na superfície. A título de exemplo, na Figura 4.1a a fenda não só apresenta uma trajetória muito menos curva comparativamente à representada na Figura 4.1d, como também é caracterizada por uma inflexão menos acentuada no centro do entalhe. A diferença entre estes dois casos deve-se apenas ao aumento das tensões de corte, isto é, à diminuição da razão σ/τ . O mesmo se pode concluir para os outros pares de casos, nomeadamente os casos da Figura 4.1b e Figura 4.1e e os casos da Figura 4.1c e Figura 4.1f. Posto isto, uma diminuição da razão σ/τ origina trajetórias de fenda mais curvas e aumenta o grau de inflexão no centro do entalhe. Relativamente ao efeito de θ nas trajetórias de fenda na superfície do entalhe, as diferenças entre os vários casos são mais ténues. No entanto, é possível observar um claro aumento na curvatura da fenda e no grau de inflexão entre os casos da Figura 4.1a e Figura 4.1b como consequência da aplicação das tensões normais em diferentes planos relativamente à raiz do entalhe.

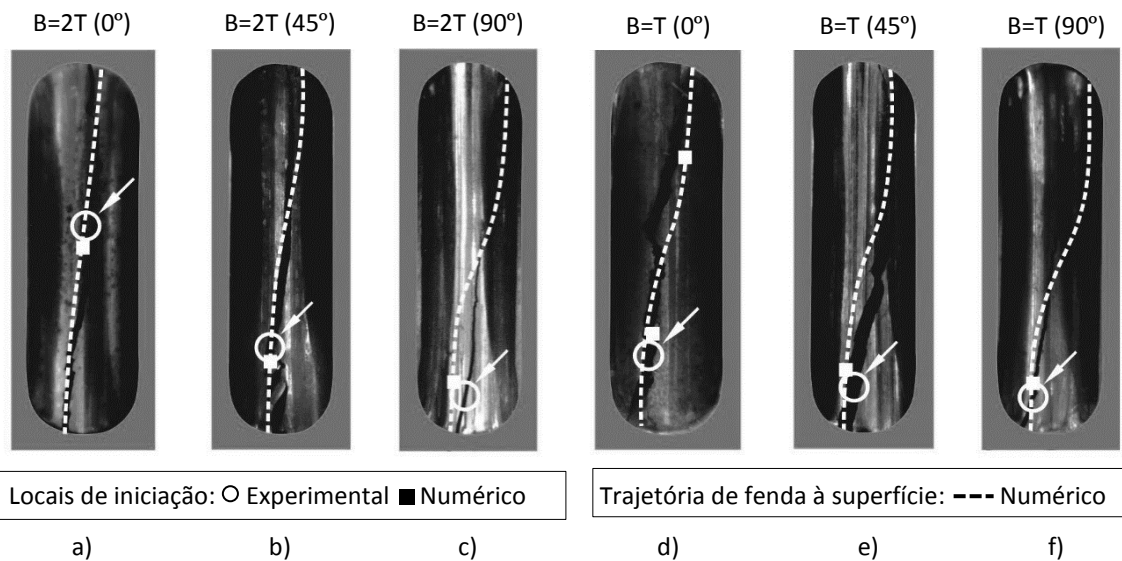


Figura 4.1. Trajetórias e locais de iniciação de fenda à superfície para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).

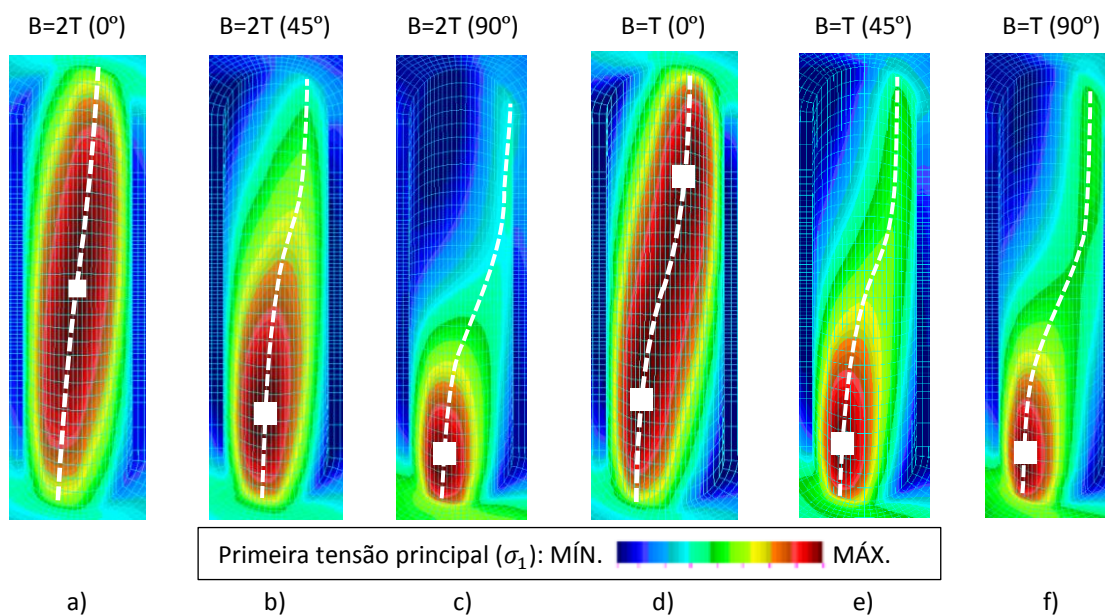


Figura 4.2. Previsão numérica de trajetórias e locais de iniciação de fendas à superfície para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).

A Figura 4.1 evidencia também os locais de iniciação de fenda, representados pelos círculos brancos, detetados experimentalmente durante os ensaios. Como seria de esperar, verifica-se igualmente uma clara influência da razão σ/τ e do ângulo θ nos locais de iniciação. Relativamente à primeira variável, i.e. a razão σ/τ , as diferenças entre os casos da Figura 4.1a e Figura 4.1d são evidentes. No primeiro caso, com maior razão σ/τ , as

fendas iniciaram na proximidade do centro do entalhe enquanto que, no segundo caso, a iniciação de fendas ocorreu perto da extremidade curva do entalhe. Apesar desta diferença não ser tão evidente nos restantes pares de casos, é possível identificar um padrão semelhante; a diminuição da razão entre a tensão normal e a tensão de corte (σ/τ) desloca os locais de iniciação para posições mais próximas da extremidade curva do entalhe. Este padrão é confirmado, quer nos casos representados na Figura 4.1b e Figura 4.1e, quer nos casos da Figura 4.1c e Figura 4.1f. No que diz respeito ao ângulo θ , os resultados demonstram que quando θ aumenta no intervalo $[0-90^\circ]$, independentemente da razão σ/τ , os locais de iniciação tendem a estar mais próximos da extremidade curva do entalhe.

As trajetórias e os locais de iniciação de fendas por fadiga parecem ser controlados pela distribuição das tensões principais ao longo da superfície do entalhe. Estas distribuições de tensões, representadas na Figura 4.2, variam consideravelmente com as condições de carregamento. A combinação da história de carga e da geometria do entalhe origina estados triaxiais de tensão complexos. As regiões mais suscetíveis à iniciação de fendas por fadiga, identificadas na Figura 4.2 pelos quadrados brancos, correspondem à coordenada do ponto onde a primeira tensão principal é máxima. Por sua vez, as linhas brancas a tracejado representam a previsão numérica das trajetórias da fenda à superfície. Na Figura 4.1 é também realizada a comparação das previsões numéricas em termos de locais de iniciação de fendas (quadrados brancos) e trajetórias de fendas à superfície (linhas brancas tracejadas) com os resultados obtidos experimentalmente para as diferentes condições de carregamento investigadas. Como se pode observar, as previsões numéricas, obtidas através do critério mencionado, são muito próximas das observadas experimentalmente. Além disto, é possível constatar que as distribuições de tensão, exceto para os casos de $\theta = 0^\circ$, não apresentam qualquer plano de simetria, originando regiões com tensões máximas mais localizadas. Este facto proporciona, de uma forma geral, a iniciação de uma única fenda, contrariamente à múltipla iniciação que se verifica nos casos em que os campos de tensão apresentam simetria (Branco *et al.*, 2014). Do mesmo modo, a diminuição da razão σ/τ contribui para limitar a região com tensões principais máximas. Teoricamente, nestas circunstâncias, os locais de iniciação obtidos experimentalmente tendem a estar mais próximos das previsões numéricas como se pode confirmar na Figura 4.1.

A Figura 4.3a-f exhibe a orientação das fendas à superfície na fase inicial da propagação relativamente à direção normal ao eixo do provete (eixo X da Figura 3.5) para

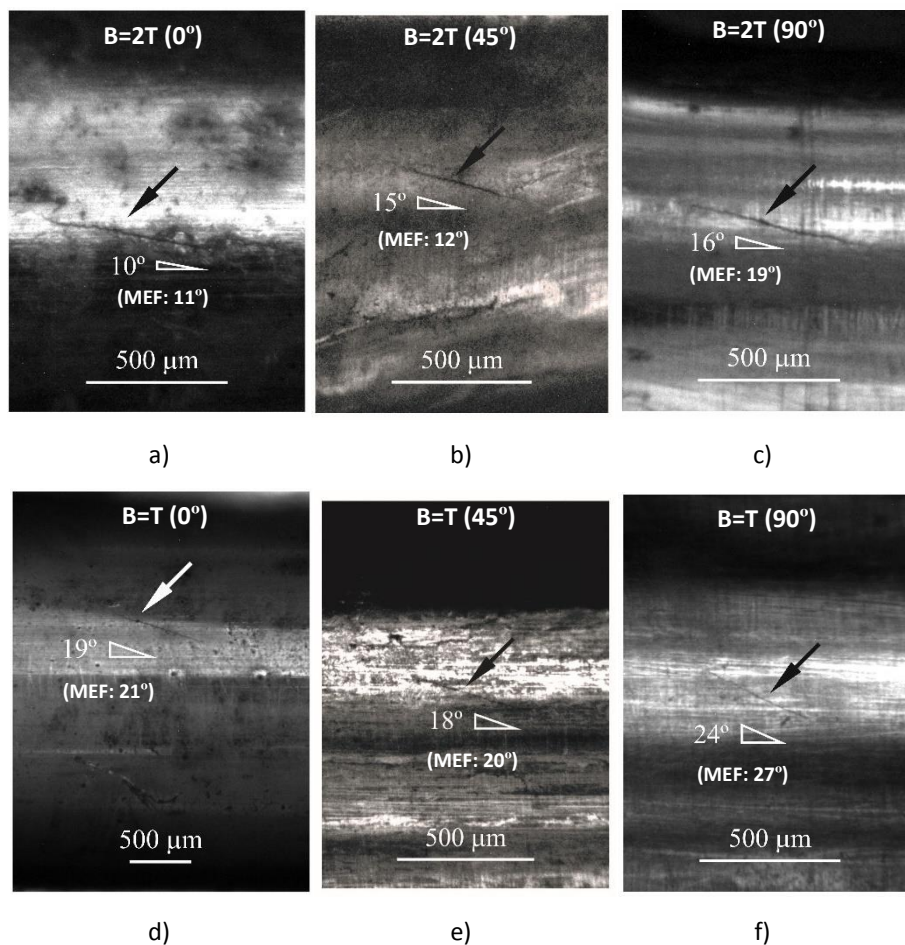


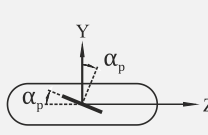
Figura 4.3. Orientação das fendas à superfície na fase inicial da propagação para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).

as diferentes condições de carregamento analisadas. Verifica-se que os ângulos de iniciação à superfície são consideravelmente afetados pela razão σ/τ . Para $\sigma/\tau = 4$ (B=2T), os valores medidos, independentemente do ângulo θ , variam entre $9,5^\circ$ e 17° (Tabela 4.1). Por sua vez, para $\sigma/\tau = 2$ (B=T), os valores medidos estão entre 17° e 26° (Tabela 4.1). Constata-se, portanto, que o aumento das tensões de corte origina ângulos de iniciação mais elevados. Por outro lado, o efeito do ângulo θ nos ângulos de iniciação é menos evidente. Em geral, para $\sigma/\tau = 4$ (B=2T), a média dos ângulos de iniciação aumenta ligeiramente de forma contínua. Por sua vez, para $\sigma/\tau = 2$ (B=T), a média dos ângulos de iniciação diminui ligeiramente de $\theta = 0^\circ$ para $\theta = 45^\circ$ e aumenta, em seguida, para $\theta = 90^\circ$. Estes ângulos de iniciação podem ser previstos numericamente calculando as direções principais (α_p) para os nós com tensões principais máximas, isto é, resolvendo a seguinte equação:

$$2\alpha_p = \tan^{-1} \left(\frac{2\tau_{YZ}}{\sigma_{YY} - \sigma_{ZZ}} \right) \quad (4.1)$$

sendo σ_{YY} , σ_{ZZ} e τ_{YZ} as componentes da tensão obtidas pelo MEF. A Tabela 4.1 resume as previsões numéricas dos ângulos de iniciação (α_{pn}) obtidas através da Equação (4.1) e os ângulos de iniciação obtidos experimentalmente (α_{pe}) para os diferentes ensaios realizados.

Tabela 4.1. Comparação entre os ângulos de iniciação de fenda previstos numericamente e obtidos experimentalmente.

Sistema de referência	Carregamento	Ângulo previsto, α_{pn} [°]	Ângulo medido, α_{pe} [°]
	B=2T (0°) ¹	11,1	9,5; 10,0; 12,0
	B=2T (45°)	11,9	10,0; 11,0; 12,0; 15,0
	B=2T (90°)	18,6	16,0; 17,0
	B=2T (90°), D=14mm	17,6	14,0; 15,0
	B=T (0°) ¹	20,8	18,0; 19,0; 19,5; 20,0; 21,8; 22,5
	B=T (45°)	20,3	17,0; 18,0; 25,0
	B=T (90°)	27,3	24,0; 26,0
	B=T (90°), D=14mm	26,6	23,0; 24,0

¹ Branco (2013)

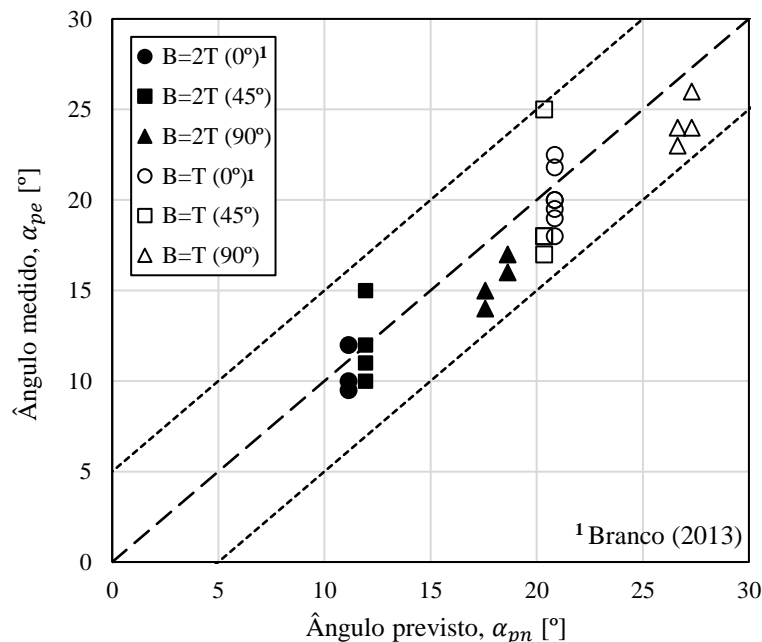


Figura 4.4. Ângulos de iniciação obtidos experimentalmente *versus* ângulos de iniciação previstos na fase inicial da propagação para diferentes condições de carregamento.

Do mesmo modo, a Figura 4.4 representa a comparação entre as previsões numéricas e os ângulos de iniciação medidos experimentalmente. Como se pode observar, os ângulos de iniciação previstos numericamente e medidos experimentalmente estão em conformidade e confirmam todas as tendências enunciadas anteriormente. O erro é, em média, igual a $2,1^\circ$, sendo o erro máximo igual a $4,7^\circ$. Além disso, as discrepâncias máximas entre os valores numéricos e os medidos experimentalmente observam-se para os casos em que $\theta = 45^\circ$. Este facto pode ser causado por eventuais desalinhamentos no posicionamento dos provetes nas amarras, uma vez que neste caso é tecnicamente mais complicado assegurar uma posição correta do provete. Apesar disso, a abordagem proposta é capaz de prever, de uma forma muito precisa, trajetórias, locais de iniciação e ângulos de iniciação de fendas na superfície do entalhe na fase inicial da propagação. Deste modo, estes resultados sugerem que o processo de propagação de fendas por fadiga na superfície do entalhe é controlado pela distribuição da primeira tensão principal.

A Figura 4.5 apresenta as superfícies de fratura típicas obtidas nos ensaios de marcagem da frente de fenda para as diferentes condições de carregamento estudadas neste trabalho. Para cada caso, são apresentadas vistas de topo e de frente. Verifica-se que as condições de carregamento influenciam consideravelmente as superfícies de fratura e as formas da frente de fenda. O efeito do aumento da razão σ/τ (B/T) é visível comparando, por exemplo, a Figura 4.5a e a Figura 4.5d, sendo possível identificar, pelo menos, duas diferenças principais: i) a superfície de fratura é mais plana; e ii) a trajetória da fenda na superfície do entalhe tem um declive menor. Deste modo, a distância entre os pontos em que a fenda atinge as extremidades curvas do entalhe, medida na direção do eixo principal do provete, é também menor, conforme se encontra esquematizado pelas setas azuis nas vistas de frente da Figura 4.5a e Figura 4.5d. Este resultado está em conformidade com aquilo que seria de esperar uma vez que o nível de tensão de corte é menos intenso no caso da Figura 4.5a, e, portanto, o carregamento está mais próximo de um caso de flexão simples para o qual as superfícies de fratura são, em teoria, perfeitamente planas (Branco, 2013). No sentido contrário, uma diminuição da razão σ/τ , i.e. um aumento das tensões de corte, origina superfícies de fratura com formas complexas resultantes da propagação fora do plano, i.e. propagação em múltiplos planos. Conclui-se, deste modo, e como seria de esperar, que o aumento das tensões de corte origina superfícies de fratura menos planas, caracterizadas por um nível de propagação fora do plano mais acentuado.

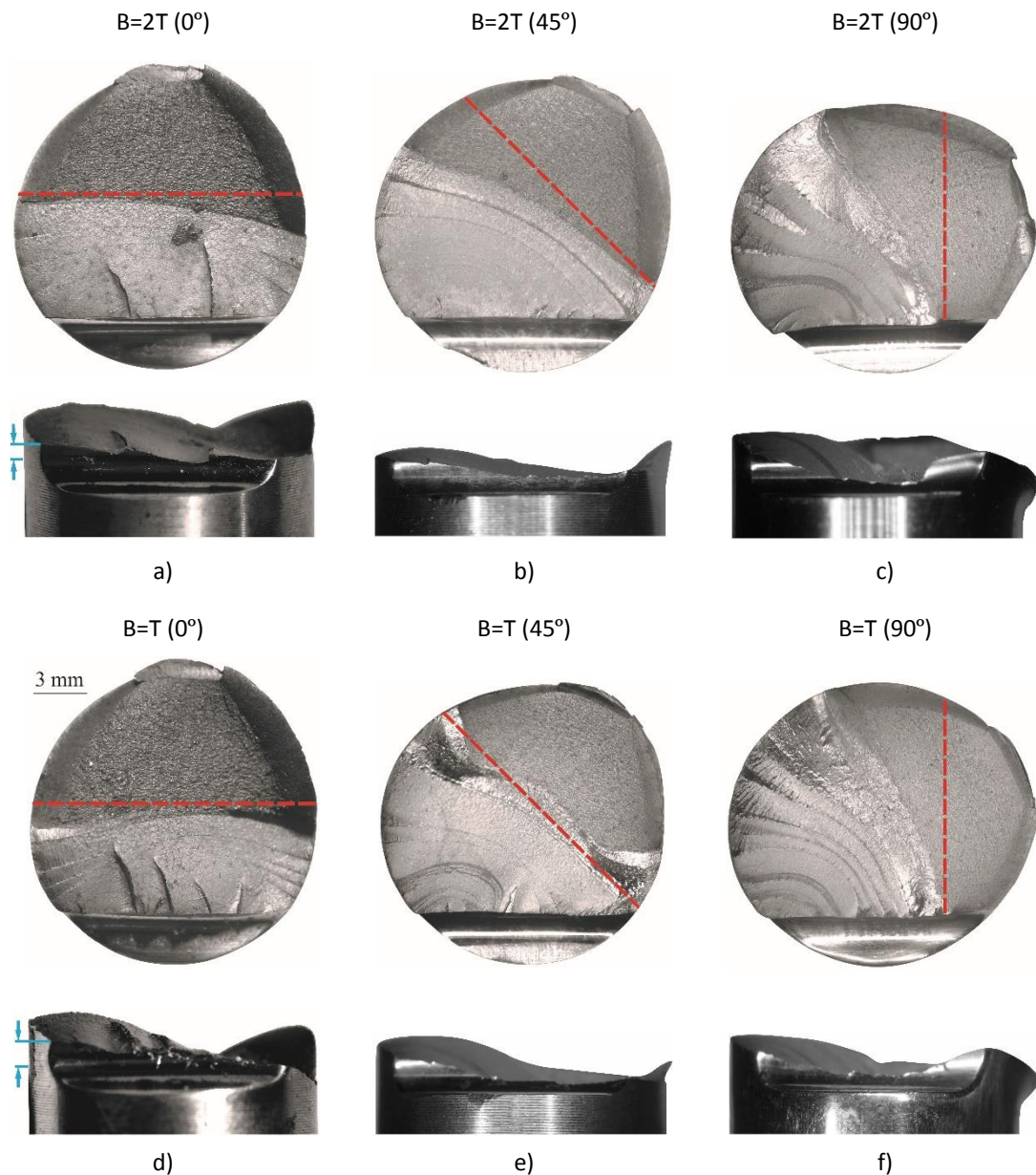


Figura 4.5. Superfícies de fratura obtidas nos ensaios de marcagem da frente de fenda para diferentes condições de carregamento em provetes de diâmetro igual a 16mm: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=2T (45°); c) B=2T (90°); d) B=T (0°) (Branco, 2013); e) B=T (45°); f) B=T (90°).

Quanto ao efeito do ângulo θ , este é menos evidente nas figuras, já que as superfícies de fratura, obtidas para iguais razões σ/τ , apresentam bastantes semelhanças. No entanto, é possível observar, a partir das amostras, que o nível de propagação fora do plano aumenta com o ângulo θ . Consequentemente, existem regiões com maior concavidade nas superfícies para ângulos mais elevados, o que pode ser inferido comparando, por exemplo, a Figura 4.5b e Figura 4.5c ou a Figura 4.5e e Figura 4.5f. Uma outra diferença mais evidente, observa-se nas zonas mais à direita, como se constata ao compararmos, por exemplo, a Figura 4.5a e a

Figura 4.5c, onde é notória uma elevação da trajetória na Figura 4.5c relativamente à Figura 4.5a. Contudo, esta diferença deve-se ao facto de o ensaio, para $B=2T$ (90°), ter sido interrompido sem propagação de fenda nessa zona, o que levou a que a separação das partes fosse efetuada por rotura monótona (o que se consegue verificar claramente na vista de topo da Figura 4.5c), e, portanto, não se deve ao fenómeno de propagação de fenda propriamente dito.

Relativamente às formas das frentes de fenda, as diferenças entre os vários casos são bastante claras. De uma forma geral, baseando a análise nas vistas de topo, verifica-se que as frentes de fenda tendem para uma direção normal ao plano de aplicação do momento fletor, representada pelas linhas vermelhas tracejadas. Para $\theta = 0^\circ$, embora a fenda propague em planos complexos, a partir desta observação, constata-se que as formas se tornam progressivamente menos curvas à medida que a propagação se desenvolve. A fenda inicia como uma fenda superficial, com uma forma próxima de uma semi-elipse, e, em seguida, evolui para uma fenda passante. Nesta fase, a propagação não é afetada pelo entalhe. Para $\theta = 45^\circ$, a fenda comporta-se de maneira diferente. Neste caso, inicia também como uma fenda superficial, e, em seguida, torna-se uma fenda de *canto* (uma extremidade na região não entalhada e outra no entalhe). Posteriormente, evolui também para uma fenda passante quando ambas as extremidades da fenda se encontram fora da região do entalhe. Por fim, para $\theta = 90^\circ$, a fenda inicia como uma fenda superficial, evoluindo, em seguida, para uma fenda de *canto*. Nesta configuração verifica-se um acentuado efeito de concentração de tensões, traduzindo-se num avanço mais rápido da fenda numa extremidade do que noutra. Neste caso, a fenda apenas pode tornar-se passante numa fase muito avançada, à qual corresponde uma área quase residual da zona não fissurada.

4.2. Vida experimental à fadiga

A fim de se obterem curvas $a-N$ representativas para as diferentes condições de carregamento, doravante designadas curvas $2b-N$, admitiu-se, nos casos em que ocorreu múltipla iniciação, que o comprimento superficial final da fenda, num determinado instante, era igual ao somatório dos comprimentos individuais de cada fenda. Por sua vez, nos casos com fendas parcialmente sobrepostas, o comprimento de fenda final foi definido pela distância entre as extremidades opostas das respetivas fendas. O procedimento descrito foi, como referido anteriormente, adotado apenas nos casos em que se verificou múltipla

iniciação de fendas. Constatou-se, no entanto, uma reduzida tendência para a ocorrência deste fenómeno, o que se explica pelo facto dos campos de distribuição de tensão apresentarem regiões com tensões máximas muito localizadas (ver Figura 4.2). A análise do comprimento superficial da fenda foi interrompida quando uma das extremidades da fenda atingiu o bordo curvo do entalhe. Para cada modo de carregamento foram avaliados três valores distintos de amplitude de tensão normal (σ_a). Na Figura 4.6c-f apresentam-se as curvas $2b-N$ obtidas para os diferentes carregamentos estudados neste trabalho. A Figura 4.6a-b, retirada da literatura (Branco, 2013), apresenta, respetivamente, resultados para $B=2T$ (0°) e $B=T$ (0°), o que facilita a comparação de resultados e ilustra, de forma mais evidente, os efeitos do ângulo θ . Os dados obtidos foram ajustados a uma lei de potência. Ainda que existam pequenas diferenças, observa-se que os dados experimentais e as expressões propostas estão relativamente próximos. Na Figura 4.6 são também apresentados os declives das curvas para fins ilustrativos, obtidos a partir das funções de ajuste, para um comprimento superficial de fenda fixo ($2b=1,5\text{mm}$). Os resultados obtidos estão de acordo com o expectável. Por um lado, quanto maior a amplitude de tensão normal, mais rápida a propagação da fenda à superfície. Por outro lado, os declives das curvas aumentam com o aumento da amplitude de tensão normal. Apesar disso, é importante salientar que, nalguns casos, provetes ensaiados sob condições de carregamento idênticas originaram diferentes curvas $2b-N$. Esta diferença é evidente quando se comparam as curvas dos ensaios BT-4 e BT-5 (Figura 4.6f). Como se pode observar, não só as curvas, mas também os declives em $2b=1,5\text{mm}$ são diferentes. O mecanismo de múltipla iniciação de fenda é uma explicação plausível para este facto, já que no ensaio BT-4 iniciaram duas fendas praticamente em simultâneo. Por sua vez, no ensaio BT-5, surgiu uma única fenda na superfície do entalhe. Deste modo, estas observações confirmam os resultados presentes na Figura 4.6f, uma vez que a curva $2b-N$ do ensaio BT-4 corresponde a uma velocidade de propagação mais elevada do que a do ensaio BT-5, o que pode estar associado ao facto descrito anteriormente.

O efeito da razão σ/τ nas curvas $2b-N$ é também perceptível na Figura 4.6. Previsivelmente, um aumento da tensão de corte, para uma mesma amplitude de tensão normal e idêntico valor de θ , reduz a vida à fadiga e aumenta a velocidade de propagação da fenda, conforme se constata ao comparar as curvas dos ensaios B2T-1 e BT-1, ilustradas na Figura 4.6c e Figura 4.6d, respetivamente. Este resultado é confirmado pelos resultados obtidos no trabalho de Branco (2013), conforme se verifica ao comparar as curvas $2b-N$ da

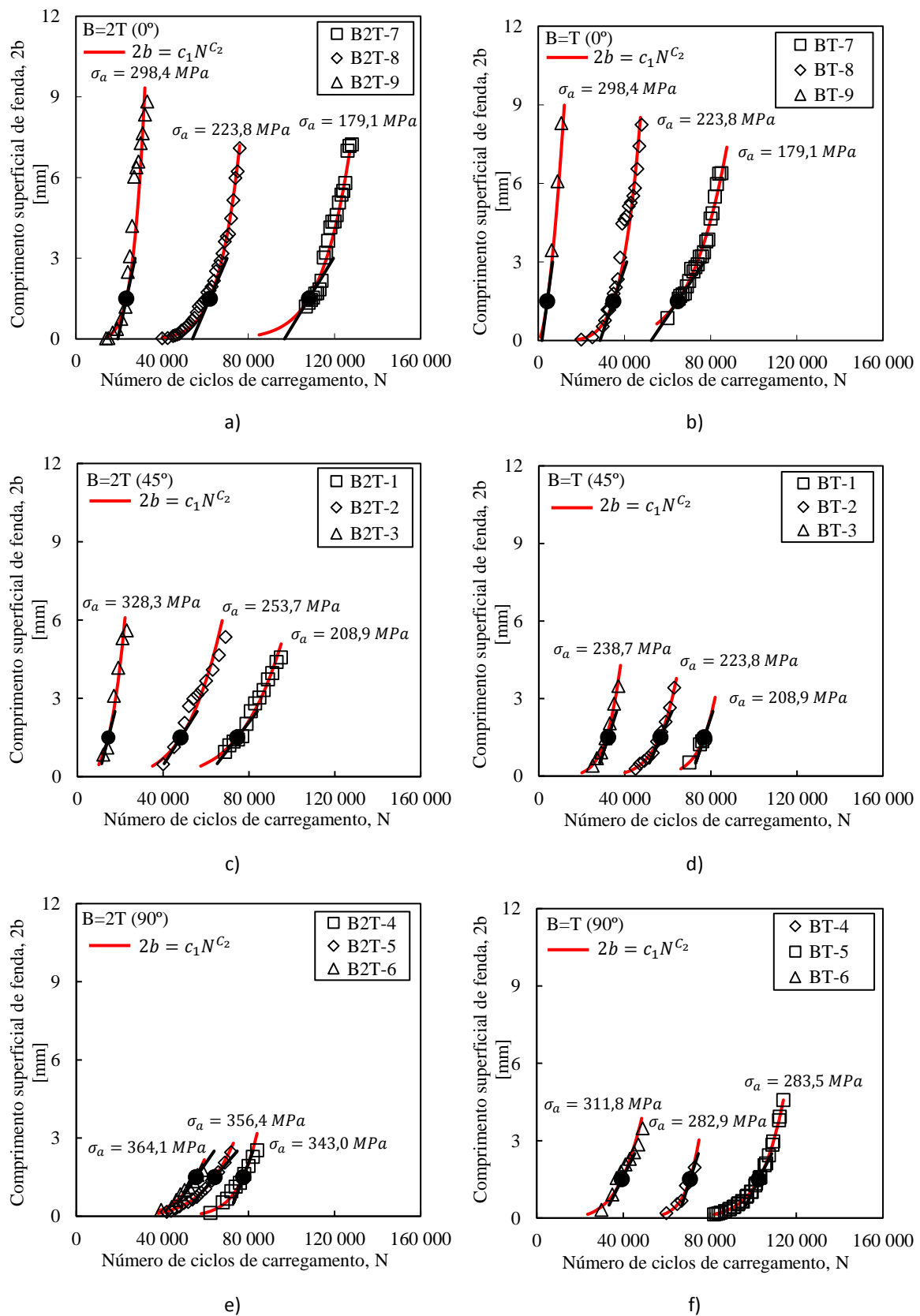


Figura 4.6. Comprimento de fenda versus número de ciclos de carregamento para os ensaios de flexão combinada com torção: a) B=2T (0°) (Branco, 2013); b) B=T (0°) (Branco, 2013); c) B=2T (45°); d) B=T (45°); e) B=2T (90°); f) B=T (90°).

Figura 4.6a e Figura 4.6b. Por sua vez, o efeito do ângulo θ nas curvas $2b-N$ não é tão nítido. Contudo, verifica-se, de uma forma geral, que um incremento de θ , para a mesma razão σ/τ , aumenta a vida à fadiga e diminui a velocidade de propagação da fenda, conforme se conclui ao comparar as curvas dos ensaios BT-8 e BT-2, ilustradas na Figura 4.6b e Figura 4.6d, respetivamente. Além disso, verifica-se que um aumento do ângulo θ , para a mesma razão σ/τ , leva a valores máximos de $2b$ inferiores. Este facto pode ser explicado pelo critério usado na interrupção da análise do comprimento superficial de fenda (instante em que uma das extremidades da fenda atinge o bordo curvo do entalhe) e pelo facto do aumento de θ levar a que a iniciação de fenda ocorra em zonas mais próximas do bordo curvo do entalhe (ver Figura 4.2). Constata-se também que um aumento do ângulo θ origina momentos de inércia superiores, sendo necessário aplicar cargas nominais mais elevadas a fim de obter o mesmo nível de tensão local, o que vai de encontro aos resultados da Figura 4.6, pois à medida que o ângulo θ aumenta, os valores de tensão aplicados nos ensaios aumentam gradualmente.

A razão σ/τ e o ângulo θ têm também uma grande influência nas curvas $S-N$. A Figura 4.7a-b representa a relação entre o número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm ($N_{0,5}$) e a amplitude de tensão normal (σ_a) para as diferentes condições de carregamento estudadas neste trabalho. Por sua vez, a Figura 4.8a-b evidencia a relação entre o número de ciclos até à rotura (N_r) e a amplitude de tensão normal (σ_a) para os diferentes modos de carregamento. O instante de rotura do provete é também aquele em que uma das extremidades da fenda atinge o bordo curvo do entalhe. Como se pode observar na Figura 4.7a-b, existem diferenças claras entre as curvas $S-N$. Na Figura 4.7a estão representados os casos com relações $\sigma/\tau = 4$ (B=2T) e na Figura 4.7b os casos com $\sigma/\tau = 2$ (B=T). Deste modo, estes últimos, apresentam, para o mesmo nível de tensão normal, tensões de corte superiores. Para os casos com $\sigma/\tau = 4$ (B=2T) (Figura 4.7a), constata-se que um aumento do ângulo θ faz com que a fenda, para uma mesma amplitude de tensão normal, atinga mais lentamente um comprimento superficial igual a 0,5mm. Por sua vez, um aumento do ângulo θ diminui os declives das curvas $S-N$. Da mesma forma, para os casos com $\sigma/\tau = 2$ (B=T) (Figura 4.7b), verifica-se a mesma tendência, i.e. um aumento do ângulo θ faz com que a fenda, para uma mesma amplitude de tensão normal, atinga mais lentamente um comprimento superficial igual a 0,5mm. Neste caso, um aumento de θ diminui também os declives das curvas $S-N$.

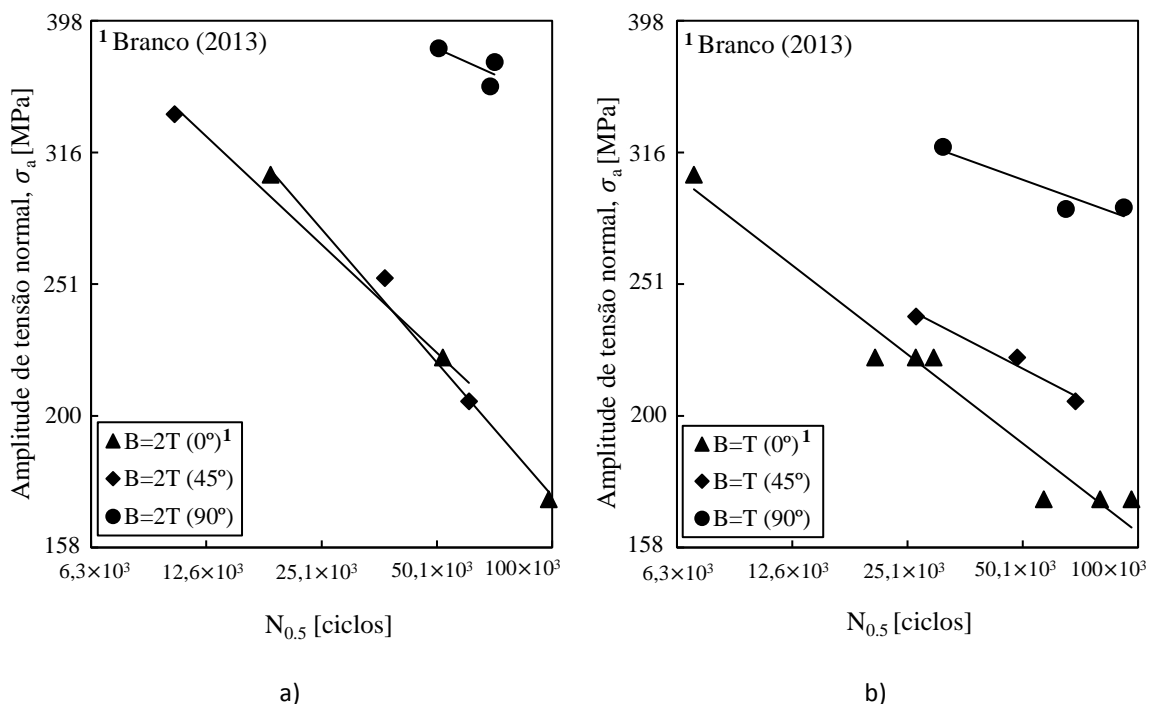


Figura 4.7. Amplitude de tensão normal *versus* número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm para os ensaios de flexão combinada com torção: a) B=2T; b) B=T.

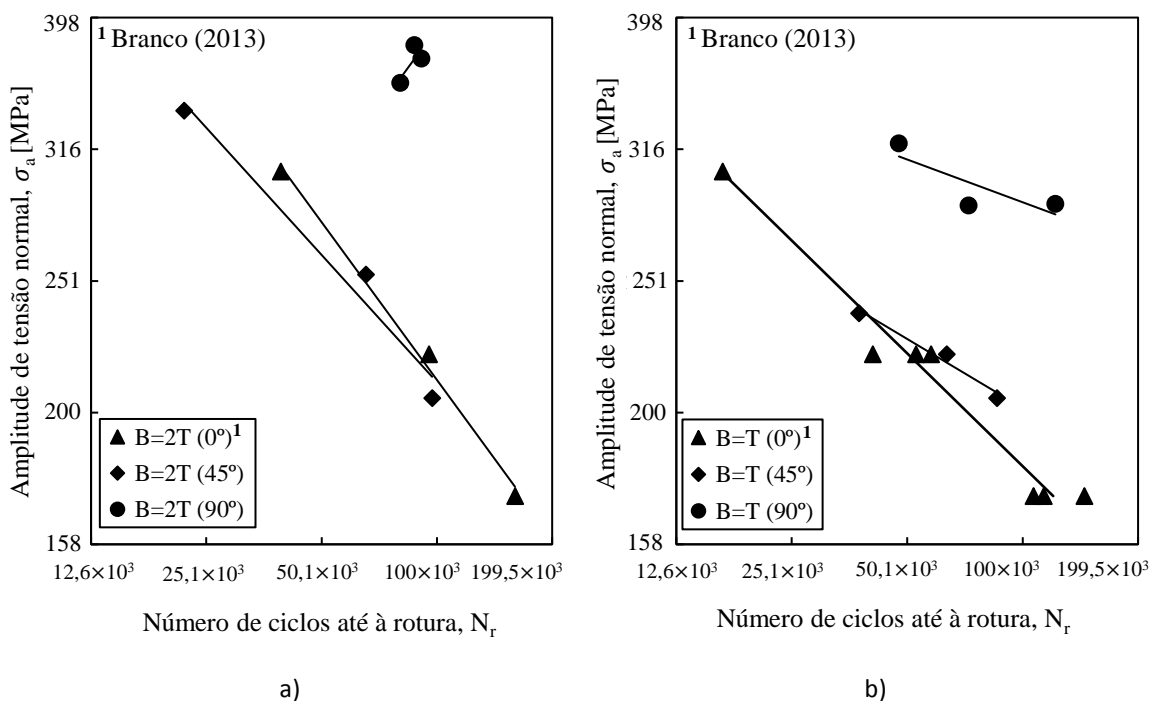


Figura 4.8. Amplitude de tensão normal *versus* número de ciclos até à rotura para os ensaios de flexão combinada com torção: a) B=2T; b) B=T.

Relativamente à vida à fadiga, para os casos com $\sigma/\tau = 4$ (B=2T) (Figura 4.8a), verifica-se que um incremento do ângulo θ , para a mesma amplitude de tensão normal,

aumenta o número de ciclos até à rotura, i.e. aumenta a vida à fadiga. Neste caso, os declives das curvas $S-N$ tendem a diminuir com o aumento de θ . Por sua vez, para os casos com $\sigma/\tau = 2$ ($B=T$) (Figura 4.8b), o efeito do ângulo θ na vida à fadiga é idêntico, i.e. um incremento de θ , para a mesma amplitude de tensão normal, aumenta a vida à fadiga. Nestas circunstâncias, os declives das curvas $S-N$ tendem também a diminuir com o aumento de θ . Relativamente ao efeito da razão σ/τ , verifica-se, como seria expectável, que um aumento da tensão de corte, para o mesmo ângulo θ , faz com que a fenda, para uma mesma amplitude de tensão normal, atinga mais rapidamente um comprimento superficial igual a 0,5mm (Figura 4.7a-b). Para além disto, os declives das curvas $S-N$ tendem a diminuir com o incremento da tensão de corte. No que diz respeito à vida à fadiga, constata-se que um aumento da tensão de corte, para o mesmo ângulo θ e amplitude de tensão normal, reduz a vida à fadiga (Figura 4.8a-b).

A relação entre o número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm ($N_{0,5}$) e a amplitude de tensão local de von Mises ($\Delta\sigma_{vML}/2$) está representada na Figura 4.9. Apesar deste comprimento superficial de fenda corresponder a uma dimensão empírica, tal valor está dentro do intervalo tipicamente utilizado nas análises de fadiga efetuadas na indústria aeronáutica. Na indústria, o valor de $N_{0,5}$ é o designado período de vida seguro, no qual não é necessária inspeção visual (Zhang e Wang, 2003). As amplitudes de tensão local de von Mises foram calculadas a partir dos Modelos de Elementos Finitos nos locais de iniciação de fenda (ver Figura 4.2). Numa escala bi-logarítmica, conforme se observa na Figura 4.9, foi encontrada uma correlação linear muito satisfatória entre ambas as variáveis. Estes dados foram utilizados a fim de obter a curva de projeto aplicando o procedimento recomendado pelo Instituto Internacional de Soldadura (Hobbacher, 1996). A curva média (linha tracejada) foi ajustada aos dados experimentais com um coeficiente de correlação relativamente alto. Os limites superior e inferior foram representados para uma probabilidade de sobrevivência de 95% calculada a partir do valor médio assumindo níveis de confiança bilaterais de 95%. O índice de dispersão de banda (T_σ) é igual a 1,582. De acordo com os resultados anteriores, e independentemente das condições de carregamento, a amplitude de tensão local de von Mises parece permitir correlacionar, de forma satisfatória, os estados de tensão-deformação com o número de ciclos para o qual a fenda atinge um comprimento superficial igual a 0,5mm ($N_{0,5}$).

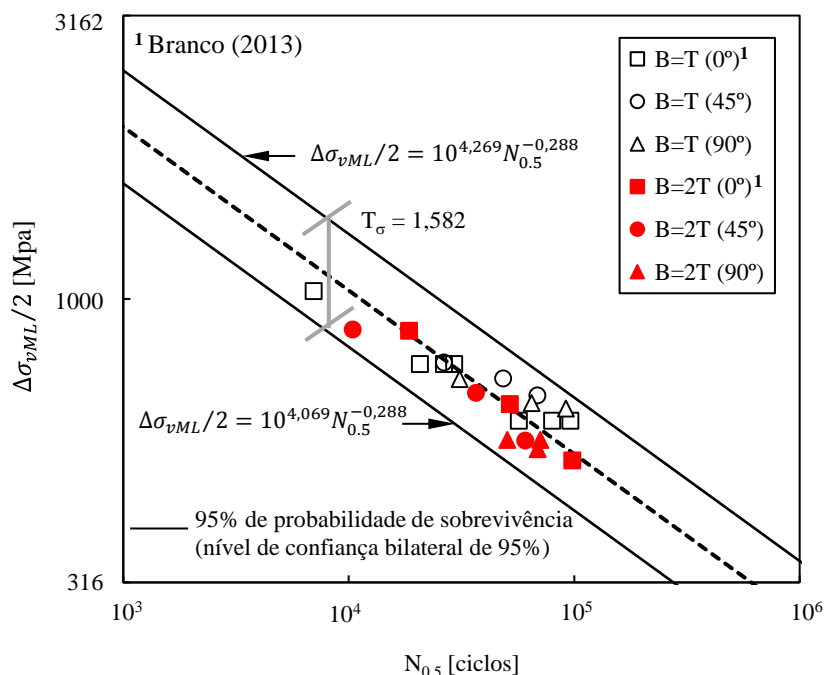


Figura 4.9. Amplitude de tensão local de von Mises versus número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm para as diferentes condições de carregamento estudadas.

Para além disto, foi avaliada também a relação entre o número de ciclos até à rotura (N_r) e a amplitude de tensão local de von Mises ($\Delta\sigma_{vML}/2$), concluindo-se do mesmo modo que, independentemente das condições de carregamento, a amplitude de tensão local de von Mises permite correlacionar, de forma bastante satisfatória, os estados de tensão-deformação com as vidas à fadiga.

A Figura 4.10 apresenta a razão entre o número de ciclos para o qual a fenda atingiu um comprimento superficial igual a 0,5mm ($N_{0,5}$) e o número de ciclos até à rotura (N_r) para as diferentes condições de carregamento analisadas. Em cada conjunto de ensaios, o nível tensão diminui de cima para baixo. A razão $N_{0,5}/N_r$, conforme se encontra destacado na Figura 4.10 pelas linhas tracejadas, varia entre 42-90%. Verifica-se, globalmente, que à medida que o ângulo θ aumenta, a percentagem de vida para a qual a fenda atinge 0,5mm tende a ser superior. Este facto pode ser explicado pelo critério usado para a rotura do provete (instante em que uma das extremidades da fenda atinge o bordo curvo do entalhe) e pelo facto do aumento de θ levar a que a iniciação de fenda ocorra em zonas mais próximas do bordo curvo do entalhe (ver Figura 4.2).

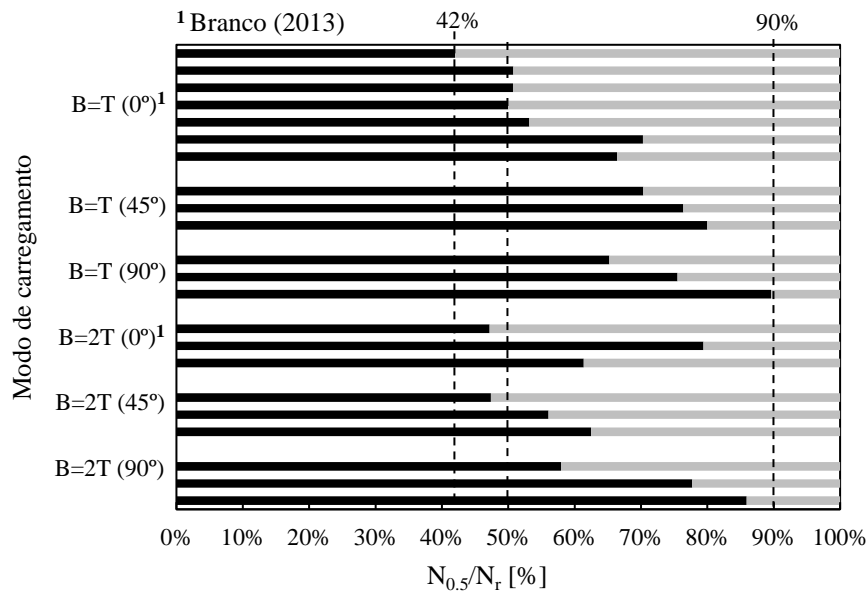


Figura 4.10. Relação entre $N_{0,5}$ e N_r para as diferentes condições de carregamento estudadas.

4.3. Previsões de vida à fadiga

As previsões de vida à fadiga foram efetuadas através de análises lineares elásticas de elementos finitos. Por sua vez, o efeito do entalhe no comportamento à fadiga foi considerado usando a Teoria das Distâncias Críticas (TCD). A distância crítica que considera a média das tensões locais totais pode ser definida recorrendo ao parâmetro proposto por El Haddad *et al.* (1980) (Equação (2.19)). Para $R = 0$, resulta em:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{lf}}{\sigma_{fo}} \right)^2 \Leftrightarrow a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{7,12}{353} \right)^2 \Leftrightarrow a_0 = 129 \times 10^{-6} \text{ m} \Leftrightarrow a_0 = 129 \text{ } \mu\text{m} \quad (4.2)$$

onde ΔK_{lf} é o limiar de propagação de fadiga e σ_{fo} é a tensão limite de fadiga de um provete liso. Estas duas constantes são determinadas sob a mesma razão de tensão que o componente mecânico a ser avaliado. O valor de ΔK_{lf} para a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 analisada neste trabalho foi obtido através da formulação proposta por Klesnil e Lukás (1972):

$$\Delta K_{lf} = \Delta K_{lf0} (R - 1)^x \quad (4.3)$$

sendo x uma constante do material obtida experimentalmente e ΔK_{lf0} o limiar de propagação de fadiga para $R = 0$. De acordo com Branco (2013) obtém-se $x = 0,87$ e $\Delta K_{lf0} = 7,12 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$.

A tensão limite de fadiga do provete liso foi calculada a partir da tensão limite de fadiga para uma tensão média nula ($R = -1$) aplicando a relação de Goodman (Equação (2.8)). A tensão limite de fadiga para uma tensão média nula é aproximadamente igual a 536MPa (Branco, 2013). Com base neste valor, a tensão limite de fadiga do provete liso para $R = 0$ (σ_{f_0}), obtida através da relação de Goodman, é aproximadamente igual a 353MPa. Deste modo, o parâmetro proposto por El Haddad *et al.* (1980), conforme se indica na Equação (4.2), é igual a 129 μ m. No entanto, é importante realçar que este cálculo representa apenas um valor de referência uma vez que foi obtido para $R = 0$. Na prática, foi calculado um valor específico de a_0 para cada ensaio a fim de considerar os diferentes valores da razão de tensão dos ensaios (ver Tabela 3.4). O método da linha foi utilizado a fim de avaliar a média da distribuição de tensões elásticas sobre a região crítica. Neste método, a distância crítica (Equação (2.21)) é dada por:

$$D_{LM} = 2a_0 \Leftrightarrow D_{LM} = 2 \times 129 \Leftrightarrow D_{LM} = 258 \mu m \quad (4.4)$$

onde a_0 é o parâmetro de El Haddad e D_{LM} é a distância crítica para o método da linha.

A tensão local de von Mises foi selecionada como representativa do processo de falha por fadiga uma vez que, conforme referido na Secção 4.2, permite correlacionar, de forma satisfatória, os estados de tensão-deformação com as vidas à fadiga. A Figura 4.11 representa, a título de exemplo, a relação entre a gama de tensão local de von Mises ($\Delta\sigma_{vML}$) e a distância à superfície do entalhe (d) para o ensaio B2T-1. Verifica-se que a tensão máxima surge na superfície do entalhe e, em seguida, diminui gradualmente para um valor assintótico. A tensão crítica calculada através do método da linha, conforme se indica na Figura 4.11, é aproximadamente igual a 941,5MPa.

Na Figura 4.12 são comparadas, de forma adimensional, as distribuições de tensão obtidas por via numérica para as diferentes condições de carregamento analisadas neste trabalho. A adimensionalização foi efetuada dividindo a tensão local de von Mises (σ_{vML}) pelo seu valor máximo ($\sigma_{vML,máx}$) e dividindo a distância à superfície do entalhe (d) pela distância crítica (D_{LM}). Observando as curvas resultantes identifica-se uma primeira fase ($d/D_{LM} \leq 1$) em que as distribuições de tensão são idênticas e uma segunda fase ($d/D_{LM} > 1$) onde as diferenças entre as distribuições de tensão aumentam com a distância adimensional.

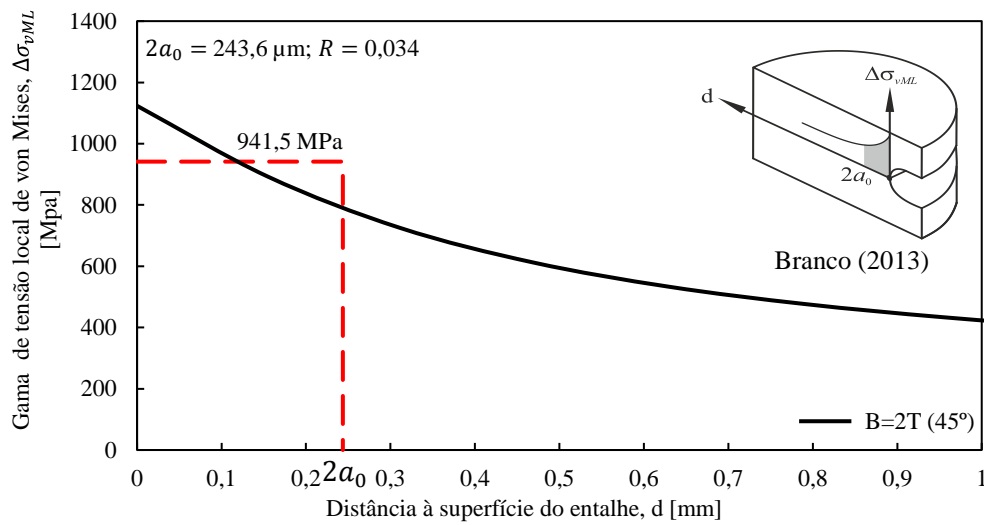


Figura 4.11. Gama de tensão local de von Mises versus distância à superfície do entalhe para um ensaio com $B=2T (45^\circ)$.

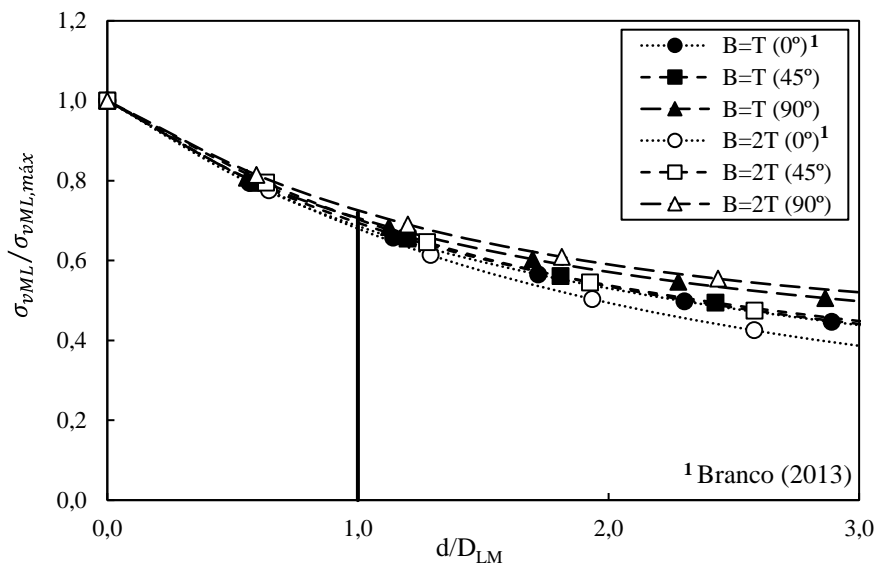
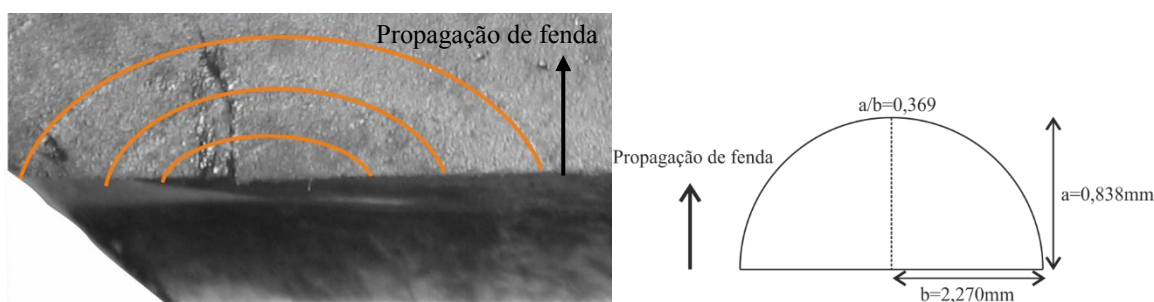


Figura 4.12. Tensão local de von Mises adimensional ($\sigma_{vML} / \sigma_{vML,máx}$) versus distância à superfície do entalhe adimensional (d/D_{LM}) para as diferentes condições de carregamento analisadas.

O número de ciclos de iniciação de fenda (N_i) foi calculado a partir das curvas $2b-N$. O comprimento de iniciação de fenda (a_0) foi deduzido a partir do comprimento superficial de fenda ($2b_0$). Para este material, na gama de razão de tensões avaliadas, compreendidas entre 0,02 e 0,04, o valor de a_0 variou entre 121 μm e 125 μm . Através da análise dos ensaios de marcagem da frente de fenda (ver Figura 4.5), foram determinadas as relações de aspecto de fenda (a/b), a partir da marcagem com menores dimensões, para as diferentes condições de carregamento (Tabela 4.2).

Tabela 4.2. Relações de aspecto de fenda (a/b) determinadas para as diferentes condições de carregamento.

Carregamento	Relação a/b
B=2T (45°)	0,369
B=2T (90°)	0,462
B=T (45°)	0,630
B=T (90°)	0,699

**Figura 4.13.** Detalhe das marcas da frente de fenda obtidas num ensaio de marcagem com B=2T (45°).

As marcas da frente de fenda representadas na Figura 4.13 foram obtidas num ensaio de marcagem com B=2T (45°). Na Figura 4.13 mostram-se, em pormenor, os valores de a e b considerados na determinação da relação a/b para este modo de carregamento (a representa o ponto mais profundo da frente de fenda e $2b$ representa o comprimento de fenda correspondente na superfície do entalhe). Tendo como base esta hipótese, a vida de iniciação foi calculada quando a fenda atingiu um comprimento superficial igual a $2b_0$ (o que corresponde a uma profundidade de fenda $a_0 = 129 \mu\text{m}$). Para $R = 0$ e para o caso B=2T (45°), obtém-se $2b_0 = 699,2 \mu\text{m}$. Na prática, o valor de $2b_0$ foi calculado para cada ensaio a fim de considerar os diferentes valores da razão de tensão utilizados (ver Tabela 3.4). Os valores determinados variaram entre $349\mu\text{m}$ e $675\mu\text{m}$. A Tabela 4.3 resume as vidas de iniciação obtidas experimentalmente para os ensaios de flexão combinada com torção realizados neste estudo. A relação entre a amplitude de tensão local de von Mises ($\Delta\sigma_{vML}/2$) e as vidas de iniciação obtidas experimentalmente (N_i) foi também analisada, tendo-se verificado, numa escala bi-logarítmica, à semelhança do que se verificou na Figura 4.9, uma correlação linear muito satisfatória entre as duas variáveis.

Os modelos de Coffin-Manson (CM) e de Smith-Watson-Topper (SWT) foram usados para prever as vidas de iniciação. O parâmetro de dano, atendendo à boa correlação

obtida, foi a tensão local de von Mises. Em termos da tensão local de von Mises, estes modelos podem ser formulados, respetivamente, da seguinte forma:

$$\frac{\Delta\varepsilon_{vML}}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_{vML,m}}{E} (2N_p)^{b'} + \varepsilon_f' (2N_p)^c \quad (4.5)$$

$$\sigma_{vML,m\acute{a}x} \frac{\Delta\varepsilon_{vML}}{2} = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_p)^{2b'} + \varepsilon_f' \sigma_f' (2N_p)^{b'+c} \quad (4.6)$$

sendo $\Delta\varepsilon_{vML}/2$ a amplitude de deformação local de von Mises efetiva, $\sigma_{vML,m}$ a tensão média local de von Mises efetiva, $\sigma_{vML,m\acute{a}x}$ a tensão máxima local de von Mises efetiva, E o módulo de Young, σ_f' e b' o coeficiente e expoente de resistência cíclica, respetivamente, e ε_f' e c o coeficiente e expoente de ductilidade cíclica, respetivamente. As tensões e deformações locais para cada ensaio foram calculadas a partir da tensão crítica que foi avaliada usando o procedimento descrito anteriormente (ver Figura 4.11). Por sua vez, as propriedades mecânicas monótonas e cíclicas do material em estudo estão presentes na Tabela 3.2 e Tabela 3.3, respetivamente. As vidas de iniciação obtidas experimentalmente (N_i), bem como as previsões de vida de iniciação obtidas usando o modelo CM (N_{CM}) e o modelo SWT (N_{SWT}) para os diferentes modos de carregamento analisados estão compiladas na Tabela 4.3.

As relações entre as vidas obtidas experimentalmente (N_i) e as vidas previstas (N_p) calculadas usando o modelo CM e o modelo SWT estão representadas na Figura 4.14a e Figura 4.14b, respetivamente. Verifica-se que as previsões calculadas usando ambos os modelos estão relativamente próximas dos valores obtidos experimentalmente para vidas previstas superiores a cerca de 2×10^4 ciclos. Nesta região, em escala bi-logarítmica, obtém-se uma correlação linear satisfatória entre a vida experimental e prevista. No sentido contrário, para vidas mais curtas as previsões tendem a ser cada vez mais conservativas. Este facto pode ser explicado pela inadequada simulação do estado de tensão-deformação local no entalhe.

Com o objetivo de melhorar a simulação do estado de tensão-deformação local no entalhe foi aplicado o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (ESED) proposto por Molski e Glinka (1981). Conforme se indica na secção 2.3.3, este conceito estabelece que a real densidade de energia de deformação de um corpo no entalhe é exatamente igual à densidade de energia de deformação que seria de esperar caso o corpo apresentasse um comportamento elástico.

Tabela 4.3. Vidas de iniciação obtidas experimentalmente e previstas para as diferentes condições de carregamento (Teoria das Distâncias Críticas).

Referência do provete	θ	$\sigma_{vML,máx}$ [MPa]	$\sigma_{vML,m}$ [MPa]	$\Delta\varepsilon_{vML}/2$ [-]	N_i [ciclos]	N_{CM} [ciclos]	N_{SWT} [ciclos]
▪ $\sigma_a = 4\tau_a; \sigma_m = 4\tau_m; \Delta\sigma = 4\Delta\tau$ (B=2T)							
B2T-1		974,6	470,5	$2,243 \times 10^{-3}$	64754	51606	49467
B2T-2	45°	1174,2	570,3	$2,718 \times 10^{-3}$	39331	12181	8617
B2T-3		1507,0	736,7	$3,512 \times 10^{-3}$	11422	3504	1742
B2T-4 (D=14mm)		950,4	460,3	$2,194 \times 10^{-3}$	68010	64126	64727
B2T-5 (D=14mm)	90°	993,5	478,8	$2,282 \times 10^{-3}$	72072	43860	40493
B2T-6		975,9	478,2	$2,279 \times 10^{-3}$	51878	44369	44897
▪ $\sigma_a = 2\tau_a; \sigma_m = 2\tau_m; \Delta\sigma = 2\Delta\tau$ (B=T)							
BT-1		1172,2	565,9	$2,697 \times 10^{-3}$	67160	12768	8938
BT-2	45°	1252,2	605,9	$2,888 \times 10^{-3}$	46822	8655	5484
BT-3		1332,3	645,9	$3,079 \times 10^{-3}$	25276	6257	3630
BT-4 (D=14mm)		1124,4	547,1	$2,608 \times 10^{-3}$	63105	15779	12066
BT-5	90°	1098,1	535,0	$2,550 \times 10^{-3}$	88655	18328	14659
BT-6 (D=14mm)		1252,0	604,4	$2,881 \times 10^{-3}$	28730	8772	5535

Total: 12 provetes

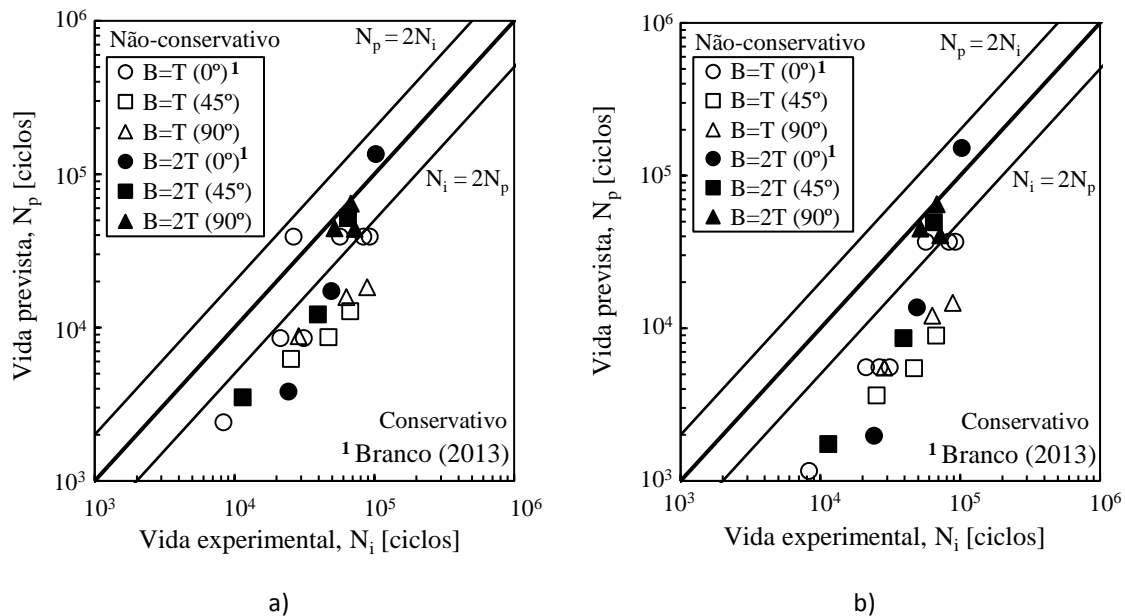


Figura 4.14. Vida de iniciação obtida experimentalmente versus vida de iniciação prevista obtida pelo modelo de: a) Coffin-Manson; b) Smith-Watson-Topper.

A curva típica tensão-deformação obtida usando esta abordagem para um ensaio com B=T (45°) é apresentada na Figura 4.15. Tendo em conta a boa correlação que se verificou entre a amplitude de tensão local de von Mises ($\Delta\sigma_{vML}/2$) e as vidas de iniciação (N_i), considerou-se a amplitude de tensão local de von Mises o parâmetro de dano à fadiga. Inicialmente, a tensão e deformação na extremidade do entalhe são calculadas para o carregamento máximo (Ponto A). A tensão máxima ($\sigma_{m\acute{a}x}$) pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\frac{\sigma_{m\acute{a}x}^2}{2E} + \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{n' + 1} \left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{k'} \right)^{1/n'} = K_T^2 \frac{\sigma_{n,m\acute{a}x}^2}{2E} \quad (4.7)$$

onde k' é o coeficiente de endurecimento cíclico, n' é o expoente de endurecimento cíclico, K_T é o fator elástico de concentração de tensões, $\sigma_{n,m\acute{a}x}$ é a tensão nominal máxima e E é o módulo de Young. Neste caso, a quantidade $K_T \times \sigma_{n,m\acute{a}x}$ foi substituída pela tensão local máxima de von Mises ($\sigma_{vML,m\acute{a}x}$) obtida pelo MEF, evitando assim o cálculo dos fatores elásticos de concentração de tensões. Por sua vez, a deformação máxima ($\varepsilon_{m\acute{a}x}$) foi calculada substituindo $\sigma_{m\acute{a}x}$ na curva cíclica tensão-deformação dada por:

$$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{E} + \left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{k'} \right)^{1/n'} \quad (4.8)$$

sendo k' o coeficiente de endurecimento cíclico, n' o expoente de endurecimento cíclico e E o módulo de Young. As gamas de tensão e deformação foram obtidas em relação a um sistema de coordenadas auxiliar ($\Delta\sigma$, $\Delta\varepsilon$) com origem no ponto A (Figura 4.15). A gama de tensão resultante ($\Delta\sigma$) foi determinada resolvendo a seguinte equação:

$$\frac{\Delta\sigma^2}{4E} + \frac{\Delta\sigma}{n' + 1} \left(\frac{\Delta\sigma}{2k'} \right)^{1/n'} = K_T^2 \frac{\Delta\sigma_n^2}{4E} \quad (4.9)$$

onde k' é o coeficiente de endurecimento cíclico, n' é o expoente de endurecimento cíclico, K_T é o fator elástico de concentração de tensões, $\Delta\sigma_n$ é a gama de tensão nominal e E é o módulo de Young. Por seu turno, a gama de deformação ($\Delta\varepsilon$) foi determinada a partir da curva cíclica tensão-deformação aplicando um fator de 2:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta\sigma}{2k'} \right)^{1/n'} \quad (4.10)$$

sendo k' o coeficiente de endurecimento cíclico, n' o expoente de endurecimento cíclico e E o módulo de Young.

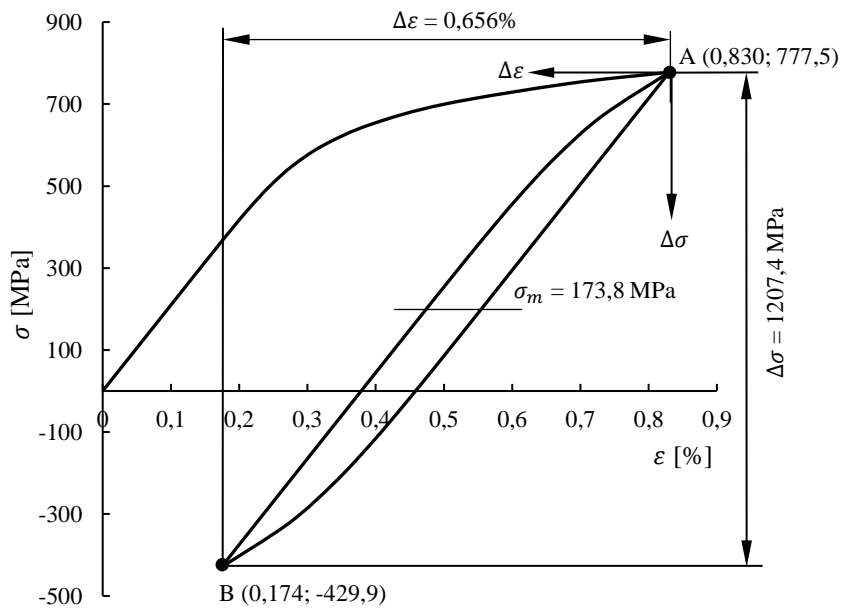


Figura 4.15. Circuitos de histerese obtidos para um ensaio com B=T (45°) aplicando o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (Referência do provete: BT-1).

Os valores de $\Delta\sigma$ e $\Delta\varepsilon$ obtidos para o caso BT-1 estão representados na Figura 4.15 e têm em consideração as diferenças entre o ponto A e o ponto B em termos de tensão e deformação, respectivamente.

O procedimento descrito anteriormente foi aplicado para todos os ensaios. Em todos os casos, o comportamento nominal é elástico (ver Tabela 3.4) enquanto que o comportamento do entalhe é inelástico uma vez que $\sigma_{vML,máx} > \sigma_{ced}$. Posto isto, este procedimento pode ser aplicado a todos os casos analisados neste estudo. Os valores obtidos da tensão máxima ($\sigma_{máx}$), tensão média (σ_m) e gama de deformação ($\Delta\varepsilon/2$) para as diferentes condições de carregamento estudadas estão listados na Tabela 4.4. Além disso, as vidas de iniciação obtidas experimentalmente (N_i), bem como as previsões de vida de iniciação obtidas usando o modelo CM (N_{CM}) e o modelo SWT (N_{SWT}) para os diferentes modos de carregamento estão também compiladas na Tabela 4.4.

As relações entre as vidas obtidas experimentalmente (N_i) e as vidas previstas (N_p) calculadas usando o modelo de Coffin-Manson (CM) e o modelo de Smith-Watson-Topper (SWT) estão representadas na Figura 4.16a e Figura 4.16b, respectivamente.

Tabela 4.4. Vidas de iniciação obtidas experimentalmente e previstas para as diferentes condições de carregamento (Densidade de Energia de Deformação Equivalente).

Referência do provete	θ	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	σ_m [MPa]	$\Delta\varepsilon/2$ [-]	N_i [ciclos]	N_{CM} [ciclos]	N_{SWT} [ciclos]
▪ $\sigma_a = 4\tau_a$; $\sigma_m = 4\tau_m$; $\Delta\sigma = 4\Delta\tau$ (B=2T)							
B2T-1		740,6	202,6	$2,698 \times 10^{-3}$	64754	98422	83640
B2T-2	45°	778,3	171,3	$3,320 \times 10^{-3}$	39331	26114	21027
B2T-3		826,3	147,6	$4,481 \times 10^{-3}$	11422	6364	5064
B2T-4 (D=14mm)		732,5	208,6	$2,601 \times 10^{-3}$	68010	64126	112525
B2T-5 (D=14mm)	90°	741,5	202,4	$2,706 \times 10^{-3}$	72072	95900	81384
B2T-6		738,2	198,9	$2,707 \times 10^{-3}$	51878	98324	83520
▪ $\sigma_a = 2\tau_a$; $\sigma_m = 2\tau_m$; $\Delta\sigma = 2\Delta\tau$ (B=T)							
BT-1		777,5	173,8	$3,282 \times 10^{-3}$	67160	27705	22314
BT-2	45°	790,4	165,3	$3,544 \times 10^{-3}$	46822	18309	14631
BT-3		802,4	158,8	$3,816 \times 10^{-3}$	25276	12729	10134
BT-4 (D=14mm)		769,8	176,3	$3,173 \times 10^{-3}$	63105	34009	27586
BT-5	90°	765,2	179,2	$3,098 \times 10^{-3}$	88655	39329	32056
BT-6 (D=14mm)		790,4	166,1	$3,534 \times 10^{-3}$	28730	18546	14816

Total: 12 provetes

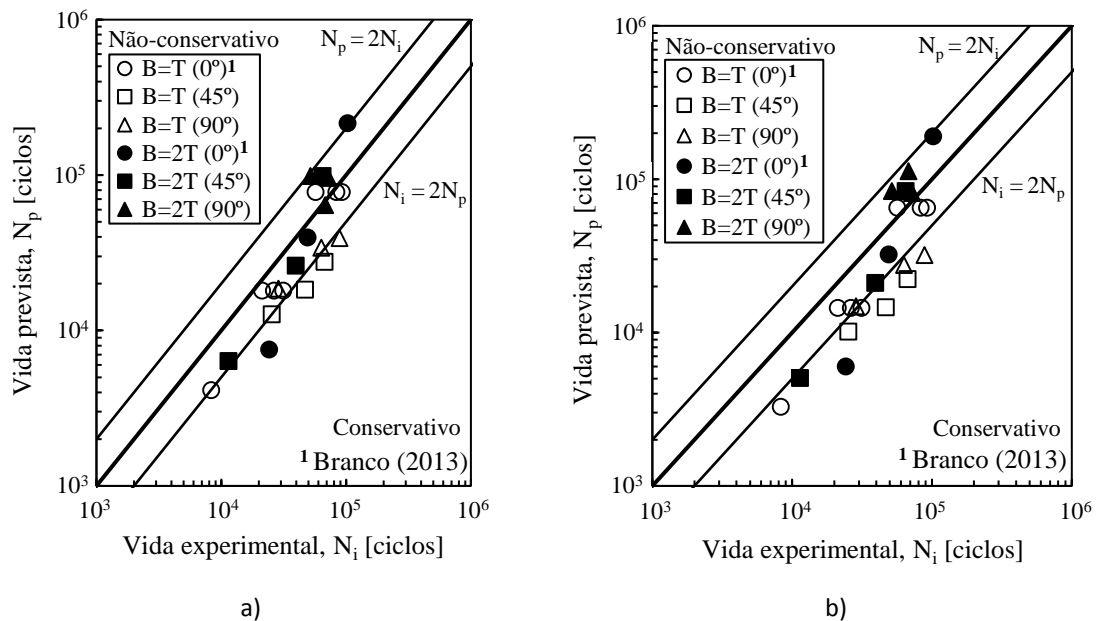


Figura 4.16. Vida de iniciação obtida experimentalmente versus vida de iniciação prevista obtida pelo modelo de: a) Coffin-Manson; b) Smith-Watson-Topper.

Foram traçadas duas bandas de dispersão para razões N_p/N_i iguais a 0,5 (i.e. $N_i = 2N_p$) e 2 (i.e. $N_p = 2N_i$). De um modo geral, previsões de vida à fadiga situadas neste intervalo ($0,5 < N_p/N_i < 2$) são consideradas aceitáveis. Verifica-se, em ambas as figuras, que uma grande maioria dos dados se localiza no interior das bandas de dispersão (mais especificamente, 72,7% para o modelo CM e 59,1% para o modelo SWT). Para além disto, excetuando um caso único para o modelo CM, os pontos que se localizam no exterior das bandas de dispersão estão na zona conservativa (i.e. $N_i/N_p > 2$). Deste modo, a percentagem de pontos no interior das bandas de dispersão ou na zona conservativa é aproximadamente igual a 95,5% para o modelo CM e 100% para o modelo SWT. Este facto revela que o modelo SWT é, em geral, mais conservativo que o modelo CM. Relativamente aos pontos que se situam fora das bandas de dispersão, verifica-se que estes surgem para vidas previstas inferiores a aproximadamente 4×10^4 ciclos. Por outro lado, para previsões superiores a 4×10^4 ciclos, os dados são bem correlacionados em ambos os modelos.

A Tabela 4.5 apresenta vários dados estatísticos obtidos a partir das razões N_i/N_p determinadas pelo modelo CM e SWT aplicando a Teoria das Distâncias Críticas (TCD) e o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (ESED). Verifica-se que, independentemente do conceito aplicado, o modelo CM proporciona melhores resultados comparativamente ao modelo SWT. Este facto pode ser confirmado comparando os valores extremos da razão N_i/N_p , obtidos pelos modelos CM e SWT, bem como pela comparação do valor do desvio padrão. Por sua vez, constata-se que o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente simula melhor o estado de tensão-deformação local no entalhe relativamente à Teoria das Distâncias Críticas, o que se confirma pela comparação dos valores da média e desvio padrão obtidos usando o TCD e o ESED.

Tabela 4.5. Dados estatísticos para as razões N_i/N_p obtidas.

Todos os ensaios	Mínimo N_i/N_p	Máximo N_i/N_p	Média	Desvio padrão	Desvio médio
▪ Teoria das Distâncias Críticas (TCD)					
Modelo CM	0,68	6,34	2,94	1,61	1,31
Modelo SWT	0,68	12,28	4,55	2,95	2,35
▪ Método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (ESED)					
Modelo CM	0,47	3,20	1,51	0,71	0,57
Modelo SWT	0,54	4,03	1,84	0,94	0,76

5. CONCLUSÕES E INVESTIGAÇÕES FUTURAS

O objetivo principal da presente dissertação, identificado nos capítulos anteriores, consistia em estudar o comportamento à fadiga de peças entalhadas, concebidas a partir da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6, sujeitas a carregamentos proporcionais de flexão combinada com torção a atuar segundo diferentes orientações. Relativamente ao carregamento, foram consideradas duas razões entre tensões normais e tensões de corte, mais especificamente $\sigma/\tau = 2$ e $\sigma/\tau = 4$. Para cada uma destas razões, as tensões normais foram aplicadas em dois planos diferentes relativamente à raiz do entalhe, nomeadamente $\theta = 45^\circ$ e $\theta = 90^\circ$. As previsões de vida à fadiga foram efetuadas recorrendo ao modelo de Coffin-Manson e ao modelo de Smith-Watson-Topper. O efeito do entalhe no comportamento à fadiga foi considerado usando a Teoria das Distâncias Críticas (TCD) e o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (ESED). O estado tensão-deformação na raiz do entalhe foi avaliado numericamente a partir de um modelo tridimensional de elementos finitos. Podem realçar-se as seguintes conclusões:

- Os locais e ângulos de iniciação, as trajetórias de fenda e as superfícies de fratura dependem significativamente da razão σ/τ e do ângulo θ ;
- As trajetórias e os locais de iniciação de fendas por fadiga parecem ser controlados pela distribuição das tensões principais ao longo da superfície do entalhe;
- A diminuição da razão entre a tensão normal e a tensão de corte (σ/τ) desloca os locais de iniciação para posições mais próximas da extremidade curva do entalhe;
- O aumento da tensão de corte, para uma mesma amplitude de tensão normal e idêntico valor de θ , reduz a vida à fadiga e aumenta a velocidade de propagação da fenda;
- O aumento do ângulo θ leva a que a iniciação de fendas ocorra em zonas mais próximas da extremidade curva do entalhe. Posto isto, a falha por fadiga, definida como o instante em que uma das extremidades da fenda atinge o bordo curvo do entalhe, é mais rápida para ângulos θ mais elevados e para a mesma razão σ/τ ;
- Verificou-se uma correlação bastante satisfatória entre a amplitude de tensão local de von Mises e o número de ciclos de iniciação. Com base nessa observação, a

amplitude de tensão local de von Mises foi selecionada como representativa do processo de falha por fadiga;

- As previsões calculadas usando a Teoria das Distâncias Críticas estão relativamente próximas dos valores obtidos experimentalmente para vidas previstas superiores a cerca de 2×10^4 ciclos. No sentido contrário, para vidas mais curtas as previsões tendem a ser cada vez mais conservativas. Este facto pode ser explicado pela inadequada simulação do estado de tensão-deformação local no entalhe;
- As previsões de vida à fadiga calculadas usando o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente estavam em conformidade com as observações experimentais. Em geral, para vidas mais baixas, as previsões tendem a ser conservativas. Para vidas superiores a 7×10^4 ciclos observou-se um comportamento contrário;
- Constatou-se que o método da Densidade de Energia de Deformação Equivalente simula melhor o estado de tensão-deformação local no entalhe relativamente à Teoria das Distâncias Críticas;
- Verificou-se que, independentemente do conceito aplicado, o modelo de Coffin-Manson proporciona melhores resultados comparativamente ao modelo de Smith-Watson-Topper.

No decorrer do presente trabalho foram abordadas várias questões. No entanto, há uma série de tópicos de pesquisa relevantes merecedores de investigação adicional, tais como:

- Avaliar o estado de tensão-deformação local na região do entalhe recorrendo a modelos de elementos finitos elastoplásticos;
- Estudar o efeito da razão de tensão (R) no comportamento à fadiga de peças entalhadas;
- Estudar o efeito da geometria do entalhe no comportamento à fadiga;
- Estudar o comportamento à fadiga de peças entalhadas sujeitas a carregamentos não proporcionais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASTM (2013). ASTM E1823-13, Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing, ASTM International, West Conshohocken, PA.
- Basquin OH (1910). “The exponential law of endurance tests”. American Society for Testing and Materials, ASTM 10 (II), 625-630.
- Branco CM, Ferreira JM, Costa JD, Ribeiro A (2012). “Projeto de órgãos de máquinas”. 3ª Ed., Fundação Calouste Gulbenkian.
- Branco R, Costa JD, Antunes FV (2012). “Low-cycle fatigue behaviour of 34CrNiMo6 high strength steel”. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 58(1), 28-34. doi:10.1016/j.tafmec.2012.02.004
- Branco R (2013). “Fatigue life prediction of notched components subjected to complex loading”. Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica na especialidade de Construção Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Branco R, Costa JD, Antunes FV (2014). “Fatigue behaviour and life prediction of lateral notched round bars under bending–torsion loading”. *Engineering Fracture Mechanics*, 119, 66-84. doi:10.1016/j.engfracmech.2014.02.009
- Branco R., Costa JD, Antunes FV, Perdigão S (2016). “Monotonic and cyclic behavior of DIN 34CrNiMo6 tempered alloy steel”. *Metals*, 6(5), 98. doi:10.3390/met6050098
- Brown MW, Miller KJ (1973). “A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 187, 745-755. doi:10.1243/pime_proc_1973_187_069_02
- Budynas RG, Nisbett JK, Shigley JE (2015). “Shigley's mechanical engineering design”. 10ª Ed., McGraw-Hill, New York.
- Campbell FC (2008). “Elements of metallurgy and engineering alloys”. Materials Park, OH: ASM International.
- Coffin LF (1954). “A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal”. *Transactions of ASME*, 76, 931-950.
- El Haddad MH, Dowling NE, Topper TH, Smith KN (1980). “J-integral applications for short fatigue cracks at notches”. *International Journal of Fracture*, 16(1), 15-30. doi:10.1007/bf00042383
- Ellyin F (1997). “Fatigue damage, crack growth and life prediction”. 1ª Ed., Chapman & Hall.
- Ewing JA, Humfrey JC (1903). “The fracture of metals under repeated alternations of stress”. *Philosophical Transactions of the Royal Society*, 200, 241-250.

- Farahmand B, Bockrath G, Glassco J (1997). “Fatigue and fracture mechanics of high risk parts: Application of LEFM & FMDM theory”. Chapman & Hall, New York.
- Fatemi A, Shamsaei N (2011). “Multiaxial fatigue: An overview and some approximation models for life estimation”. *International Journal of Fatigue*, 33(8), 948-958. doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.01.003
- Garud YS (1981). “Multiaxial fatigue: a survey of the state of the art”. *Journal of Testing and Evaluation*, 9(3), 165-178. doi:10.1520/jte11553j
- Gerber WZ (1874). “Calculation of the allowable stresses in iron structures”. *Z. Bayer Archit. Ing. Ver.* 6, 101-110.
- Glinka G (1985). “Calculation of inelastic notch-tip strain-stress histories under cyclic loading”. *Engineering Fracture Mechanics*, 22(5), 839-854. doi:10.1016/0013-7944(85)90112-2
- Goodman J (1899). “Journal of Mechanics Applied to Engineering”. 1^a Ed., Longman, London.
- Gough H, Pollard H, Clenshaw W (1951). “Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stresses”. Aeronautical Research Council.
- Haigh B (1923). “The thermodynamic theory of mechanical fatigue and hysteresis in metals”. Report of the British Association for the Advancement of Science, 358-368.
- Hardrath F, Ohman L (1953). “A study of elastic and plastic stress concentration factors due to notches and fillets in flat plates”. NASA TC1117.
- Hobbacher A (1996). “Fatigue design of welded joints and components”. doi:10.1533/9780857093189
- Ince A, Glinka G (2016). “Innovative computational modeling of multiaxial fatigue analysis for notched components”. *International Journal of Fatigue*, 82, 134-145. doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.03.019
- Irwin G (1957). “Fracture”. *Encyclopedia of Physics 4*, Springer, Berlin.
- Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF (1995). “Nonproportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel”. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 117(3), 285-292. doi:10.1115/1.2804541
- Jiang Y, Kurath P (1997). “Nonproportional cyclic deformation: critical experiments and analytical modeling”. *International Journal of Plasticity*, 13(8-9), 743-763. doi:10.1016/S0749-6419(97)00030-2
- Kanazawa K, Miller KJ, Brown MW (1979). “Cyclic deformation of 1% Cr-Mo-V steel under out-of-phase loads”. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2(2), 217-228. doi:10.1111/j.1460-2695.1979.tb01357.x
- Klesnil M, Lukáš P (1972). “Effect of stress cycle asymmetry on fatigue crack growth”. *Materials Science and Engineering*, 9, 231-240. doi:10.1016/0025-5416(72)90038-9
- Klesnil M, Lukáš P (1992). “Fatigue of metallic materials”. Materials Science Monographs 71, Elsevier.

- Koh SK, Stephens RI (1991). "Mean stress effects on low cycle fatigue for a high strength steel". *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, 14(4), 413-428. doi:10.1111/j.1460-2695.1991.tb00672.x
- Lamba HS, Sidebottom OM (1978). "Cyclic plasticity for nonproportional paths: Part 1—Cyclic hardening, erasure of memory, and subsequent strain hardening experiments: Part 2—Comparison with predictions of three incremental plasticity models". *Journal of Engineering Materials and Technology*, 100(1), 96-103. doi:10.1115/1.3443456
- Landgraf R, Morrow JD, Endo J (1969). "Determination of the cyclic stress-strain curve". American Society for Testing and Materials, *Journal of Materials*, 4, 176-188.
- Landgraf R (1970). "Achievement of high fatigue resistance in metals and alloys". American Society for Testing and Materials, ASTM STP-467, 3-36.
- Lanza G (1886). "Strength of shafting subjected to both twisting and bending". *Transactions of ASME*, 8, 130-144.
- Lazzarin P, Tovo R, Meneghetti G (1997). "Fatigue crack initiation and propagation phases near notches in metals with low notch sensitivity". *International Journal of Fatigue*, 19(8-9), 647-657. doi:10.1016/s0142-1123(97)00091-1
- Lee Y-L, Barkey ME, Kang H-T (2011). "Metal fatigue analysis handbook: Practical problem-solving techniques for computer-aided engineering". Butterworth-Heinemann, Waltham, MA.
- Lynch S (2007). "Progression markings, striations, and crack-arrest markings on fracture surfaces". *Materials Science and Engineering A*, 468-470, 74-80. doi:10.1016/j.msea.2006.09.083
- Manson SS (1954). "Behavior of materials under conditions of thermal stress". NACA TN-2933, National Advisory Committee for Aeronautics.
- Mason W (1917). "Alternating stress experiments". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 121-196. doi:10.1243/pime_proc_1917_092_010_02
- McDowell DL (1985). "A two surface model for transient nonproportional cyclic plasticity, Part 1: Development of appropriate equations". *Journal of Applied Mechanics*, 52(2), 298-302. doi:10.1115/1.3169044
- MIL-HDBK-5H (1998). Military Handbook: "Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures". Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América, Washington D.C.
- Molski K, Glinka G (1981). "A method of elastic-plastic stress and strain calculation at a notch root". *Materials Science and Engineering*, 50(1), 93-100. doi:10.1016/0025-5416(81)90089-6
- Neuber H (1958). "Theory of notch stresses: Principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material". Springer, Berlin, Germany.
- Neuber H (1961). "Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law". *Journal of Applied Mechanics*, 28(4), 544-550. doi:10.1115/1.3641780

- Nishihara T, Kawamoto M (1941). “The strength of metals under combined alternating bending and torsion”. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 7(29-1), 85-95. doi:10.1299/kikai1938.7.29-1_85
- Ostash O, Panasyuk V (2001). “Fatigue process zone at notches”. *International Journal of Fatigue*, 23(7), 627-636. doi:10.1016/s0142-1123(01)00004-4
- Pape J, Neu R (2007). “A comparative study of the fretting fatigue behavior of 4340 steel and PH 13-8 Mo stainless steel”. *International Journal of Fatigue*, 29(12), 2219-2229. doi:10.1016/j.ijfatigue.2006.12.016
- Paris P, Erdogan F (1963). “A Critical Analysis of Crack Propagation Laws”. *Journal of Basic Engineering*, 85(4), 528. doi:10.1115/1.3656900
- Peterson R (1959). “Metal fatigue”. Edited by Sines G and Waisman J, McGraw-Hill, New York.
- Pluvinage G (1998). “Fatigue and fracture emanating from notch; the use of the notch stress intensity factor”. *Nuclear Engineering and Design*, 185(2-3), 173-184. doi:10.1016/s0029-5493(98)00183-6
- Polák J (1991). “Cyclic plasticity and low cycle fatigue life of metals”. *Materials Science Monographs* 63, Elsevier ISBN 0-444-98839-4.
- Qylafku G, Azari Z, Gjonaj M, Pluvinage G (1998). “On the fatigue failure and life prediction for notched specimens”. *Materials Science*, 34(5), 604-618. doi:10.1007/bf02355779
- Qylafku G, Azari Z, Kadi N, Gjonaj M, Pluvinage G (1999). “Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and key-seats”. *International Journal of Fatigue*, 21(8), 753-760. doi:10.1016/s0142-1123(99)00046-8
- Ribeiro A (2012). “Fadiga dos materiais”. Consultado a 22 de setembro de 2016 em: ftp://200.137.71.3/Cursos/Mecanica/T%E9cnico/%C1rea%20de%20Materiais_2012-2/Ensaio%20de%20Materiais/Apostilas_ensaios%20destrutivos_ED/fadiga.pdf
- Serra A (2011). “Comportamento à fadiga de provetes entalhados em aço 35CrNiMo6 submetidos a esforços combinados de torção e flexão”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica na especialidade de Sistemas de Produção, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Shang D, Wang D, Li M, Yao W (2001). “Local stress–strain field intensity approach to fatigue life prediction under random cyclic loading”. *International Journal of Fatigue*, 23(10), 903-910. doi:10.1016/s0142-1123(01)00051-2
- Siqueira A, Baptista C, Guimarães O, Ruckert C (2010). “Describing the total fatigue crack growth curves for aluminum alloys with an exponential equation”. *Procedia Engineering*, 2(1), 1905-1914. doi:10.1016/j.proeng.2010.03.205
- Smith RW, Hirschberg MH, Manson SS (1963). “Fatigue behavior of materials under strain cycling in low and intermediate life range”. NASA TN D-1574, National Aeronautics and Space Administration, Washington D.C.

- Smith R, Watson P, Topper T (1970). “A stress-strain parameter for the fatigue of metals”. *Journal of Materials*, 5, 767-778.
- Socie D, Marquis G (2000). “Multiaxial Fatigue”. Society of Automotive Engineers, ISBN 0-7680-0453-5.
- Suresh S (1998). “Fatigue of materials”. 2ª Ed., Cambridge University Press.
- Susmel L, Taylor D (2011). “The Theory of Critical Distances to estimate lifetime of notched components subjected to variable amplitude uniaxial fatigue loading”. *International Journal of Fatigue*, 33(7), 900-911. doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.01.012
- Tanaka K (1983). “Engineering formula for fatigue strength reduction due to crack-like notches”. *International Journal of Fracture*, 22(2), R39-R46. doi:10.1007/bf00942722
- Taylor D (1999). “Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model”. *International Journal of Fatigue*, 21(5), 413-420. doi:10.1016/s0142-1123(99)00007-9
- Taylor D, Bologna P, Bel Knani K (2000). “Prediction of fatigue failure location on a component using a critical distance method”. *International Journal of Fatigue*, 22(9), 735-742. doi:10.1016/s0142-1123(00)00062-1
- Taylor D (2007). “The theory of critical distances: A new perspective in fracture mechanics”. Elsevier, Amsterdam.
- Varvani-Farahani A, Kodric T, Ghahramani A (2005). “A method of fatigue life prediction in notched and un-notched components”. *Journal of Materials Processing Technology*, 169(1), 94-102. doi:10.1016/j.jmatprotec.2005.01.015
- Wang CH, Brown MW (1993). “A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading”. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, 16(12), 1285-1298. doi:10.1111/j.1460-2695.1993.tb00739.x
- Wehner T, Fatemi A (1991). “Effects of mean stress on fatigue behaviour of a hardened carbon steel”. *International Journal of Fatigue*, 13(3), 241-248. doi:10.1016/0142-1123(91)90248-w
- Yao W (1993). “Stress field intensity approach for predicting fatigue life”. *International Journal of Fatigue*, 15(3), 243-246. doi:10.1016/0142-1123(93)90182-p
- Yao W, Kaiquan X, Gu Y (1995). “On the fatigue notch factor, K_f ”. *International Journal of Fatigue*, 17(4), 245-251. doi:10.1016/0142-1123(95)93538-d
- Yuan X, Yu W, Fu S, Yu D, Chen X (2016). “Effect of mean stress and ratcheting strain on the low cycle fatigue behavior of a wrought 316LN stainless steel”. *Materials Science and Engineering A*, 677, 193-202. doi:10.1016/j.msea.2016.09.053
- Zenner H (2004). “Multiaxial fatigue methods, hypotheses and applications an overview”. 7th International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture, Berlin, Germany, 3-16.

- Zhang X, Wang Z (2003). "Fatigue life improvement in fatigue-aged fastener holes using the cold expansion technique". *International Journal of Fatigue*, 25(9-11), 1249-1257. doi:10.1016/s0142-1123(03)00152-x
- Zhao T, Zhang J, Jiang Y (2008). "A study of fatigue crack growth of 7075-T651 aluminum alloy". *International Journal of Fatigue*, 30(7), 1169-1180. doi:10.1016/j.ijfatigue.2007.09.006