



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Previsão de vida à fadiga em componentes mecânicos com entalhes severos sujeitos a carregamentos multiaxiais de flexão-torção combinada

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

Fatigue life prediction for notched mechanical components subjected to multiaxial combined bending-torsion loads

Autor

Flávio Alves Pécurto

Orientadores

Professor Doutor Ricardo Nuno Madeira Soares Branco

Professor Doutor Pedro André Dias Prates

Júri

Presidente	Professora Doutora Ana Paula Bettencourt Martins Amaro Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Pedro André Dias Prates Professor Auxiliar Convidado da Universidade de Coimbra
Vogais	Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Julho, 2018

Aos meus pais e irmã.

Agradecimentos

Esta dissertação seria impossível de realizar sem a ajuda de muitas pessoas, as quais merecem um agradecimento especial:

Ao Professor Ricardo Nuno Madeira Soares Branco, toda a motivação, disponibilidade, compreensão, exigência e confiança, um grande obrigado. A sua partilha de conhecimentos foi incansável, o que tornou o trabalho muito facilitado.

Ao Professor Pedro André Dias Prates, todo o seu elevado conhecimento a nível numérico foi sem dúvida uma mais valia para a conclusão do trabalho. Muito obrigado por toda a ajuda, disponibilidade e compreensão.

À Professora Doutora Marta Cristina Cardoso de Oliveira e Professora Doutora Ana Paula Bettencourt Martins Amaro pela disponibilização do *template* desta dissertação.

A todos os docentes e não docentes, que trabalham no Departamento de Engenharia Mecânica, que de uma forma ou de outra compartilharam algum ensinamento e simpatia, obrigado.

Aos meus pais e irmã, que sem dúvida foram os que mais lutaram e me ajudaram nesta conquista. Todo o apoio, motivação, compreensão, repreensão e tudo o que fizeram para que isto se tornasse uma realidade, um sincero obrigado.

Aos meus amigos, por todos os ensinamentos, motivação e toda a amizade, um enorme obrigado por terem sido a minha segunda família.

Resumo

As ligas de alta resistência apresentam uma vasta gama de propriedades deveras interessantes para componentes de engenharia. Mais concretamente, a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6, que será alvo de estudo no presente trabalho, apresenta elevada ductilidade, alta temperabilidade, tenacidade e resistência. Estas propriedades fazem desta liga uma excelente escolha para a produção de elementos críticos, tais como: veios, eixos, pinhões, barras de torção, componentes aeronáuticos, entre muitos outros. Estes materiais, na maioria dos casos, operam sob condições severas de serviço e são sujeitos a carregamentos combinados. Além disso, por razões de projeto apresentam descontinuidades geométricas que causam elevados níveis de concentração de tensões, o que torna a situação ainda mais crítica na região do entalhe. Deste modo, é importante prever a vida à fadiga de forma fiável para evitar danos inesperados em serviço.

O principal objetivo da presente dissertação passa pelo desenvolvimento de uma metodologia numérica de previsão de vida de iniciação à fadiga na liga DIN 34 CrNiMo6 para aplicação em peças com entalhes severos e sujeitas a carregamentos combinados de flexão-torção. Mais especificamente, são consideradas para duas relações entre momento fletor e momento torçor ($B=2T$ e $B=T$) e três ângulos de aplicação do momento fletor relativamente à raiz do entalhe (0° , 45° e 90°). A previsão de vida foi efetuada através do modelo da energia de deformação total de Ellyin.

Os resultados obtidos foram, no geral, bastante satisfatórios em comparação com os resultados experimentais, no que diz respeito aos locais de iniciação, ângulos de iniciação, trajetórias de fenda à superfície, e vidas de iniciação de fenda.

Palavras-chave: Carregamentos combinados, Modelos elasto-plásticos, Modelos baseados na energia de deformação, Iniciação de fenda, Previsão de vida à fadiga.

Abstract

High strength steels have a wide range of interesting properties for engineering components. In particular, the DIN 34CrNiMo6 high strength steel, studied in this work, presents high ductility, high hardenability, toughness and strength. These properties make this alloy an excellent choice for critical components such as, shafts, pinions, torsion bars, rods, aeronautical components and so on. In most cases, this type of materials is used under severe service conditions under combined loading. Furthermore, because of the design requirements, they have geometric discontinuities which cause stress concentration. This situation is more critical at the notch region. Therefore, it is important to predict, in a reliable way, the fatigue lifetime to reduce the risk of unexpected in-service failure.

The main goal of this research is the development of a numerical methodology to predict the fatigue initiation life in the DIN 34CrNiMo6 for notched components under combined bending-torsion loading. More specifically, two bending moment to torsion moment ratios ($B=2T$ and $B=T$) and three angles of the bending moment with respect to the notch root (0° , 45° , and 90°) were considered. Fatigue life prediction was carried out on the basis of the total strain energy density model of Ellyin.

The obtained results were, in general, satisfactory in comparison with the experimental results in terms of crack initiation sites, initiation angles in the early stage of crack growth, crack paths at the notch surface, and prediction of crack initiation lives.

Keywords: Combined loading, Elastic-plastic models, Strain energy based models, Crack initiation, Fatigue life prediction

Índice

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xi
Simbologia e Siglas	xiii
Simbologia.....	xiii
Siglas	xvi
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Objetivos.....	2
1.2. Estrutura da dissertação	2
2. REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1. Fenómeno de fadiga.....	5
2.1.1. Efeito do carregamento.....	8
2.1.2. Efeito da geometria.....	10
2.2. Resposta tensão-deformação cíclica	11
2.3. Previsão de vida em peças com entalhes	14
2.3.1. Modelos baseados nas tensões.....	14
2.3.2. Modelos baseados na deformação	17
2.3.3. Modelos baseados na energia	17
3. PROCEDIMENTO NUMÉRICO	21
3.1. Material.....	21
3.2. Modelação do comportamento elasto-plástico do material	23
3.2.1. Modelo teórico.....	23
3.2.2. Identificação das constantes do material	24
3.3. Procedimento numérico	26
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	31
4.1. Ângulos de iniciação e trajetórias de propagação de fenda	31
4.2. Previsão de vida à fadiga	36
5. CONCLUSÕES	43
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Ilustração da nucleação e propagação de fendas por fadiga em componentes mecânicos devido a carregamentos cíclicos (adaptado de Farahmand et al., 1997).	6
Figura 2.2. Esquemas dos dois modos de explicação da fadiga para Brown et al, (1973), designados por Caso A e Caso B, em cima e em baixo, respetivamente, onde: a) as deformações multiaxiais; b) e c) plano para o qual a tensão de corte é máxima e o plano e a direção de iniciação de fenda; d) planos e direções representativas da propagação de fenda (Suresh, 1998).	7
Figura 2.3. Diferentes tipos de carregamento: a) carregamento constante; b) carregamento aleatório; c) carregamento alternado (adaptado de Branco, 2013).....	9
Figura 2.4. Diagramas de Soderberg, Goodman e Gerber (Branco, 2013).	10
Figura 2.5. Curvas S-N para a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 sujeita a carregamentos de flexão-torção (Socie, 1980).	11
Figura 2.6. Curva cíclica e curva masing da liga 34CrNiMo6 (adaptado de Branco et al, 2012).....	13
Figura 2.7. Energia cíclica de deformação por densidade de estado de tensão uniaxial (Ellyn, 1997).....	18
Figura 3.1. Curva mestra de fadiga para a liga DIN 34CrNiMo6. (Adaptado de Branco et al., 2018).....	22
Figura 3.2 Ilustração esquemática do comportamento plástico em tração-compressão. As figuras à esquerda representam as superfícies de plasticidade de von Mises, projetadas no plano das tensões principais (σ_1 ; σ_2) e as figuras à direita mostram as respetivas curvas de tensão-deformação plástica equivalente, no caso de: (a) encruamento isotrópico e (b) encruamento cinemático (Adaptado de Prates et al., 2016).....	24
Figura 3.3. Curvas tensão-deformação plástica experimental e ajustada por minimização de F(A). (Adaptado de Branco et al., 2018).	26
Figura 3.4. Geometria dos provetes utilizados nas simulações numéricas: a) secção transversal de 16mm; b) secção transversal de 14mm (Branco, 2018).	27
Figura 3.5. Malha de elementos finitos: à esquerda o detalhe da região entalhada; à direita o Modelo tridimensional para simulação dos ensaios de flexão combinada com torção (Gordo, 2017).	29
Figura 4.1. Figura onde se ilustra o local mais solicitado na zona do entalhe e um zoom onde se verificam as posições dos nós escolhidos, e que serão alvos de estudo no presente capítulo.....	32

Figura 4.2. Resultados dos ângulos obtidos para os quatro nós à superfície para dois carregamentos diferentes: a) relação $B=T$, para um plano de aplicação de carga de 45° ; b) relação $B=2T$, num plano de aplicação de carga a 90° . Na figura, “1” é referente ao carregamento mais baixo e “2” ao carregamento intermédio.	32
Figura 4.3. Previsões numéricas das trajetórias e locais de iniciação de fenda para cada caso específico: a) $B=2T$ (0°) (Gordo, 2017); b) $B=2T$ (45°); c) $B=2T$ (90°); d) $B=T$ (0°) (Gordo, 2017); e) $B=T$ (45°); f) $B=T$ (90°).	33
Figura 4.4. Ângulos de iniciação de fenda numéricos elasto-plásticos versus ângulos de iniciação de fenda experimentais, para as diferentes condições de carregamento.	34
Figura 4.5. Ângulos de iniciação de fenda numéricos elasto-plásticos versus ângulos de iniciação de fenda numéricos linear-elásticos, para as diferentes condições de carregamento.	35
Figura 4.6. Explicação geral dos nós escolhidos para a análise da vida à fadiga das simulações numéricas. À esquerda está representada a zona do entalhe e à direita, um zoom para uma melhor visualização dos dois elementos com linhas a branco e dos três nós escolhidos, pontos vermelhos.	36
Figura 4.7. Gráfico tensão-deformação dos cinco ciclos de carga-descarga para os quatro carregamentos apresentados.	37
Figura 4.8. Gráfico tensão-deformação dos cinco ciclos de carga-descarga para os quatro carregamentos apresentados.	38
Figura 4.9. Gráfico tensão-deformação para três nós. dos cinco ciclos de carga-descarga para os três tipos de carregamentos referentes a uma simulação.	39
Figura 4.10. Gráfico tensão-deformação dos cinco ciclos de carga-descarga para os três tipos de carregamentos, referentes a uma simulação.	39
Figura 4.11. Comparação da energia total de deformação para os nós em profundidade para diferentes condições de carregamento; à direita a mesma comparação de forma adimensional.	40
Figura 4.12. Vida numérica para todas as simulações realizadas versus vida experimental.	42
Figura 4.13. Comparação da vida numérica entre o modelo elasto-plástico e o modelo linear-elástico.	42

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3-1. Composição química nominal da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (%wt) (Branco R et al., 2012).	21
Tabela 3-2. Propriedades mecânicas monótonas e cíclicas da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (Branco et al., 2012).	21
Tabela 3-3 Propriedades energéticas da liga DIN 34CrNiMo6.....	22
Tabela 3-4. Conjunto de parâmetros de encruamento isotrópico e cinemático identificados para a liga DIN 34CrNiMo6.....	25
Tabela 3-5. Resumo das condições de carregamento analisadas nos ensaios numéricos de flexão combinada com torção.....	28
Tabela 4-1 Comparação dos ângulos de iniciação obtidos experimentalmente e os previstos numericamente.	34
Tabela 4-2. Apresentação detalhada das vidas calculadas para as simulações numéricas, para cada caso, e ainda os respectivos valores de vida experimentais (Branco et al (2018))......	41

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

a – Comprimento da fenda

A – Constante do material

a_0 – Comprimento intrínseco da fenda

b – Expoente de resistência cíclica

B – Momento fletor

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

c – Expoente de ductilidade cíclica

C – Parâmetro do material

d – Distância à superfície do entalhe

$d\bar{\epsilon}^p$ – Incremento de deformação plástica equivalente

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 – Força aplicada nos ensaios numéricos

h – Tamanho do braço de aplicação da força

k – Constante do material obtida experimentalmente

k' – Coeficiente de endurecimento cíclico

k_p – Constante do material obtida experimentalmente

k_t – Constante do material obtida experimentalmente

K – Fator de intensidade de tensão

K_{Ic} – Tenacidade à fratura

K_f – Fator de redução de resistência à fadiga

K_t – Fator elástico de concentração de tensões

K_σ – Fator de concentração de tensão

K_ϵ – Fator de concentração de deformação

n – Expoente de endurecimento monótono

- n' – Expoente de endurecimento cíclico
 N – Número de ciclos de carregamento
 N_f – Vida do componente
 N_i – Número de ciclos de iniciação
 N_{EXP} – Vida experimental
 N_{EP} – Vida total para o modelo elasto-plástico
 N_r – Número de reversões até à rotura
 q – Fator de sensibilidade ao entalhe
 R – Razão de tensão
 R_ϵ – Razão de deformação
 T – Momento torçor
 W_p – Densidade de energia de deformação devido a tensões elastoplásticas
 Y – Fator geométrico
 α_{EP} – Ângulo previsto pelo modelo elasto-plástico
 α_{LE} – Ângulo previsto pelo modelo linear-elástico
 α – Constante do material obtida experimentalmente
 α_p – Constante do material obtida experimentalmente
 α_{EXP} – Ângulo experimental
 α_{EP} – Ângulo calculado através do modelo elasto-plástico
 α_{LE} – Ângulo calculado através do modelo linear-elástico
 ΔK_{I_f} – Limiar de propagação de fadiga
 $\Delta\epsilon$ – Gama de deformação total
 $\Delta\epsilon_e$ – Gama de deformação elástica
 $\Delta\epsilon_p$ – Gama de deformação plástica
 $\Delta\epsilon_{eq}/2$ – Amplitude de deformação equivalente
 $\Delta\sigma$ – Gama de tensão
 $\Delta\sigma_{eq}/2$ – Amplitude de tensão equivalente
 $\Delta\sigma_{eq}$ – Gama de tensão equivalente
 ΔW_o – Energia elástica do material para a tensão limite de fadiga
 ΔW_{0p} – Energia de histerese do material em limite de fadiga
 ΔW_e – Energia de deformação elástica

-
- ΔW_{e+} – Energia de deformação elástica positiva
 ΔW_p – Energia de deformação plástica absolvida por ciclo
 ΔW_t – Energia total de deformação
 ε – Deformação local
 ε_R – Alongamento
 ε'_f – Coeficiente de ductilidade cíclica
 $\varepsilon_{m\acute{a}x}$ – Deformação máxima
 ε_{nom} – Deformação nominal
 $\bar{\varepsilon}^p$ – Deformação plástica equivalente
 ν – Coeficiente de Poisson
 ρ – Raio da raiz do entalhe
 σ – Tensão normal/Tensão de flexão
 σ' – Tensão local
 σ/τ – Razão entre a tensão de flexão e a tensão de torção
 σ_a – Amplitude de tensão
 σ_{ced} – Tensão de cedência
 σ_{f0} – Tensão limite de fadiga para uma tensão média nula
 σ_{f0} – Tensão limite de fadiga de um provete liso
 σ_{fe} – Tensão limite de fadiga de um provete entalhado
 σ'_f – Coeficiente de resistência cíclica
 σ_m – Tensão média
 $\sigma_{m\acute{a}x}$ – Tensão máxima
 $\sigma_{m\acute{i}n}$ – Tensão mínima
 σ_{nom} – Tensão nominal
 σ_R – Tensão de rotura
 σ_{eq} – Tensão equivalente
 $\sigma_{eq}^{m\acute{a}x}$ – Tensão equivalente máxima
 $\sigma_{eq,m}$ – Tensão equivalente média
 $\sigma_{YY}, \sigma_{ZZ}, \tau_{YZ}$ – Componentes da tensão obtidas pelo MEF
 τ – Tensão de corte
 ξ – Coeficiente de biaxilidade

Siglas

ASTM – American Society for Testing and Materials

DD3IMP – *Three-Dimensional Elasto-Plastic Finite Element Program*

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

MEF – Método dos Elementos Finitos

1. INTRODUÇÃO

A maioria dos componentes mecânicos com secções circulares contém entalhes, em alguns casos severos, que se devem aos requerimentos exigidos para executar as suas funções. Estes, quando sujeitos a carregamentos multiaxiais, podem resultar em problemas de fadiga complexos. Para elementos entalhados, as tensões e deformações mais elevadas encontram-se, geralmente, junto à raiz do entalhe. Devido às concentrações de tensão-deformação nessa zona específica, as tensões nominais elásticas podem originar campos de tensão-deformação elastoplásticos. A acumulação de dano por fadiga na raiz do entalhe, causada pela aplicação de cargas cíclicas, pode causar falhas por fadiga.

A fadiga é uma alteração progressiva, localizada e permanente, que ocorre em órgãos de máquinas suscetíveis a campos de deformação repetidos ou flutuantes, causados por tensões nominais consideravelmente abaixo da resistência à tração dos materiais envolvidos. Estas tensões podem ocorrer num ou em vários pontos, culminando numa fissura completa, ou em várias (ASTM, 2013). O fenómeno de fadiga é descrito como um processo sequencial de acumulação de dano, composto por três fases principais: i) nucleação e iniciação de fenda; ii) propagação estável da fenda; e iii) propagação instável da fenda com posterior rotura final. Os fatores que mais influenciam a vida à fadiga dos componentes são: a geometria, o tipo e orientação do carregamento, o meio ambiente, e a microestrutura do material.

A ruína por fadiga é uma das maiores causas de insucesso nos componentes mecânicos. Como não existem, ainda, abordagens inequívocas e consensuais para avaliar o dano à fadiga e a vida útil, é necessário um estudo contínuo para desenvolver novos modelos de previsão de vida à fadiga e compreender todas as vertentes do fenómeno. Atualmente os métodos numéricos, em particular o método dos elementos finitos, são bastantes eficazes para determinação dos campos de tensão-deformação nas descontinuidades geométricas, o que os torna ferramentas com elevado potencial para a análise dos fenómenos de fadiga.

O material em estudo é uma liga metálica de alta resistência, a liga DIN 34CrNiMo6, que apresenta alta temperabilidade, elevada ductilidade, tenacidade e resistência (Branco *et al.*, 2014). Estas propriedades são ideais em componentes, tais como:

veios, eixos, cambotas, bielas, pinhões, barras de torção, parafusos, componentes aeronáuticos, reservatórios sob pressão para unidades nucleares, entre outros (Branco, 2013). Neste tipo de componentes críticos é essencial dispor de modelos de previsão de vida à fadiga fiáveis. Porém, apesar de todos os esforços de investigação, não existe na atualidade nenhum modelo de previsão de vida à fadiga unanimemente aceite na comunidade científica. Há, por isso, necessidade de investigação adicional para tentar compreender os níveis de deformação elasto-plástica locais e as vidas de fadiga obtidas. Nesta perspetiva, a utilização de modelos numéricos elasto-plásticos revela-se uma excelente ferramenta para a obtenção dos campos tensão-deformação nas vizinhanças dos entalhes.

1.1. Objetivos

A primeira meta para a dissertação de mestrado passa por desenvolver um modelo de previsão à fadiga adequado para peças de secção circular com entalhes severos carregados multiaxialmente. A estratégia passa pela criação de um modelo de elementos finitos elasto-plásticos tridimensional, que permita caraterizar o estado de tensão-deformação local de forma precisa para diferentes tipos de carregamento flexão-torção e para diferentes orientações das tensões principais aplicadas.

O segundo e último objetivo é identificar um parâmetro associado ao dano multiaxial que permita estimar a vida à fadiga para diferentes tipos de solicitação, mais concretamente, as diferentes relações de proporcionalidade entre tensões normais e de corte, e as diferentes orientações da carga relativamente à raiz do entalhe.

1.2. Estrutura da dissertação

A organização da presente dissertação de mestrado está dividida em 5 capítulos, definidos resumidamente de seguida:

- O primeiro capítulo faz uma breve introdução ao tema a estudar, identifica os principais objetivos, e define a estrutura da dissertação;
- No segundo capítulo, é realizada uma descrição do fenómeno de fadiga, o correspondente comportamento do material quando é submetido a

- histórias de tensão-deformação cíclica, e por último, aborda alguns dos principais modelos de previsão à fadiga para peças com entalhes severos;
- O terceiro capítulo apresenta o procedimento numérico e a modelação do comportamento elasto-plástico do material, bem como os detalhes dos ensaios experimentais usados para a validação da metodologia desenvolvida, resultados esses que foram obtidos em trabalhos anteriores (Vieira, 2017);
 - O quarto capítulo descreve os resultados obtidos através das simulações numéricas e as previsões de vida de iniciação;
 - Por último, no quinto capítulo, estão representadas as conclusões do trabalho elaborado e potenciais futuras investigações adicionais de forma a melhorar o estudo.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Fenómeno de fadiga

O fenómeno de fadiga traduz-se numa alteração progressiva, localizada e permanente, e que se manifesta em todos os componentes mecânicos que estão sujeitos a campos de deformação, repetidos ou flutuantes, causados pela aplicação de tensões nominais abaixo das tensões de rotura, frequentemente também abaixo da tensão de cedência dos materiais em questão. Flutuações nas tensões ou deformações externamente aplicadas causam a fadiga mecânica. No entanto existem outras formas de ruína por fadiga. Este fenómeno é considerado ainda mais complexo com a sinergia de vários fatores prejudiciais, causando a fadiga termomecânica, fadiga por fluência, fadiga por corrosão, fadiga de contacto deslizante, fadiga de rolamento, fadiga por *fretting*, etc. (Suresh, 1998).

Como já referido, a ruína por fadiga acolhe três estágios sequenciais, tal como ilustrado na Figura 2.1. Cada um dos estágios apresenta características diferentes, e que influenciam de forma diferente a vida do componente. No primeiro estágio dá-se a nucleação microscópica e iniciação da fenda. Posteriormente, no segundo estágio, ocorre a propagação estável da fenda e, por último, no terceiro estágio existe a propagação instável da fenda que resulta na rotura final da secção transversal remanescente do componente mecânico (Farahmand *et al.*, 1997).

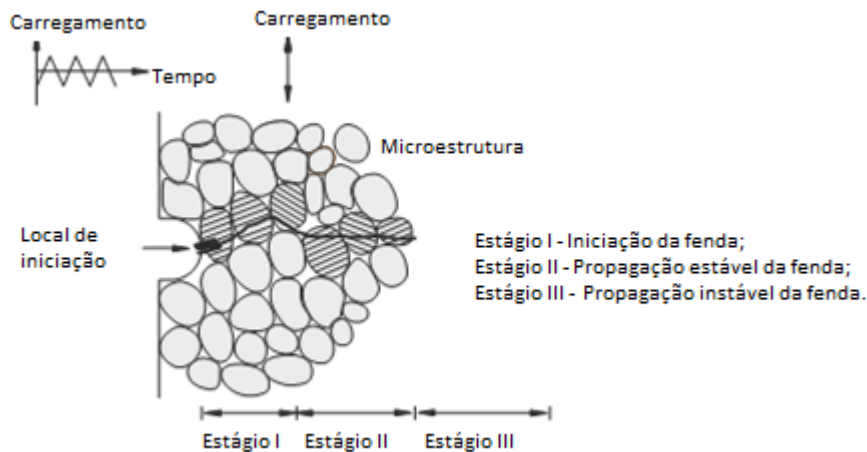


Figura 2.1. Ilustração da nucleação e propagação de fendas por fadiga em componentes mecânicos devido a carregamentos cíclicos (adaptado de Farahmand *et al.*, 1997).

A fenda inicia-se, a maior parte das vezes, na superfície do componente, onde a tensão é máxima. Sendo que, a presença de entalhes, provoca concentrações de tensões, facilitando a iniciação da fenda por fadiga à superfície do componente. Ou seja, este estágio é fortemente dependente das condições de superfície.

A nucleação da fenda por fadiga, segundo Ewing e Hemfrey (1903), começa a partir de bandas de escorregamento. Estudos anteriores demonstraram que a nucleação de microfissuras ocorre, geralmente, muito cedo na vida do componente, mas permanecem invisíveis em grande parte dessa vida. A forma como cada plano cristalográfico é afetado pela tensão cíclica aplicada depende de grão para grão. No caso de estarem favoravelmente orientados, estes serão os primeiros a formar bandas de escorregamento (Socie e Marquis, 2000).

No último período do fenómeno de fadiga, devido à continua aplicação de carga cíclica, a fenda atinge uma dimensão crítica, o que torna a secção transversal incapaz de suportar a carga aplicada.

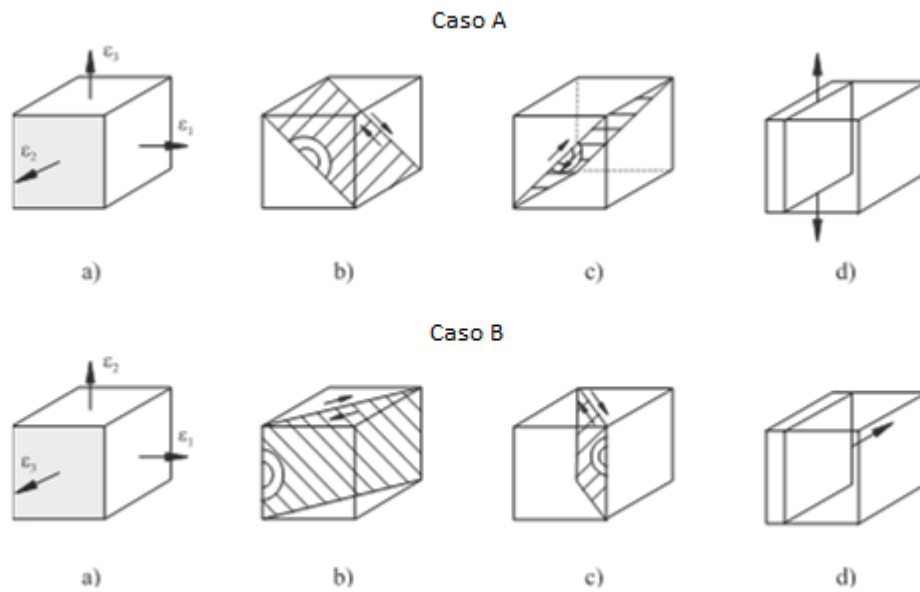


Figura 2.2. Esquemas dos dois modos de explicação da fadiga para Brown *et al.*, (1973), designados por Caso A e Caso B, em cima e em baixo, respetivamente, onde: a) as deformações multiaxiais; b) e c) plano para o qual a tensão de corte é máxima e o plano e a direção de iniciação de fenda; d) planos e direções representativas da propagação de fenda (Suresh, 1998).

Em componentes sujeitos a fadiga multiaxial, e tal como ilustra a Figura 2.2, existem duas formas, A e B, distintas de explicar o processo. De acordo com Brown *et al.* (1973), os diferentes padrões de iniciação de fenda dependem das orientações dos planos de tensão de corte de amplitude máxima com a superfície livre do material. Para o caso A, a tensão de corte atua sobre a superfície livre numa direção paralela ao comprimento da fissura, e não há tensão de corte a atuar perpendicularmente à superfície livre ao longo da profundidade da fissura, isto é um plano de tensão de corte. Nestas circunstâncias, a fissura avança mais numa direção paralela à superfície do que numa direção normal à superfície. Este tipo de fenda tende a ser superficial e possui uma pequena proporção de fenda. Os planos onde ocorre o segundo estágio está representado na Figura 2.1d, sendo estes, devido ao deslizamento simultâneo ou alternado. O caso B, conforme a Figura 2.1, apresenta uma fenda fora do plano de tensão de corte e a iniciação de fenda começa numa superfície orientada a 45°. A fenda cresce da superfície para o interior do material, levando a uma redução da secção transversal mais crítica que no caso A. Neste caso, o processo de crescimento da fenda pode ser descrito pelo modelo de intrusão-extrusão.

O fenómeno de fadiga é bastante complexo e afetado por inúmeros fatores. Como tal, no presente capítulo, apenas serão desenvolvidos os mais importantes no âmbito deste trabalho.

2.1.1. Efeito do carregamento

A história de carga, a que qualquer componente mecânico está sujeito, influencia a vida à fadiga. Para componentes estacionários, como por exemplo maquinaria rotativa, a historia de carga é praticamente uniforme, tendo apenas algumas variações de ciclo para ciclo. Um ciclo de tensão com amplitude constante apresenta uma amplitude de tensão que não varia com o tempo, o que se verifica em mecanismos que funcionam a velocidade constante, presente na Figura 2.3a. No caso de componentes aeroespaciais, a história de carga é praticamente aleatória durante um determinado intervalo de tempo (Figura 2.3b), o que torna muito difícil a análise dos ciclos de tensão, considerando, portanto, uma sucessão de blocos de ciclos a amplitude de tensão constante em cada bloco, conforme a Figura 2.3c. A maioria dos problemas de fadiga, estão relacionados com este último caso. A gama de tensão, $\Delta\sigma$, é dada por (2.1):

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (2.1)$$

onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\sigma_{m\acute{i}n}$ representam, respetivamente, as tensões máxima e mínima durante o ciclo de carga completo. A amplitude de tensão, σ_a , e a tensão média, σ_m , são obtidas pelas equações (2.2) e (2.3), respetivamente.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \Leftrightarrow \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.2)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.3)$$

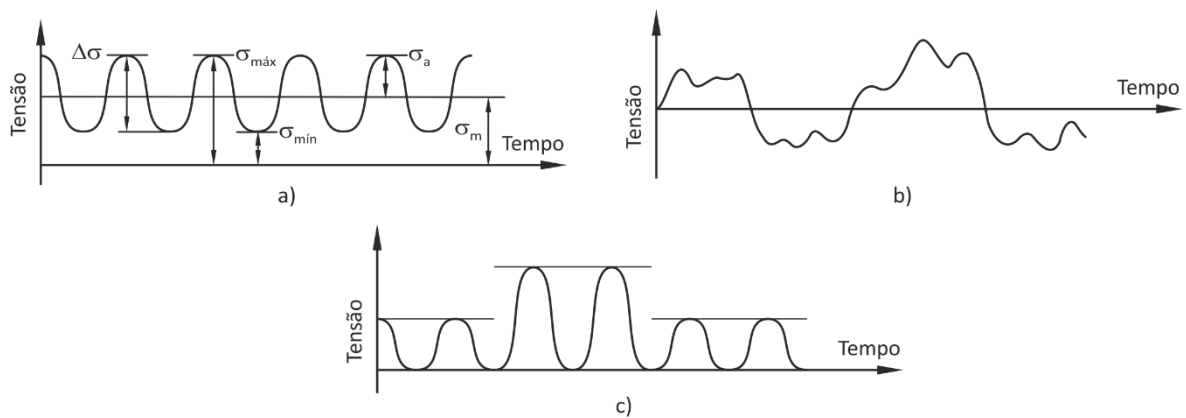


Figura 2.3. Diferentes tipos de carregamento: a) carregamento constante; b) carregamento aleatório; c) carregamento alternado (adaptado de Branco, 2013).

Outro parâmetro interessante e que permite diferenciar condições de carregamento a amplitude constante é a razão de tensão, R , que se pode obter a partir da Equação (2.4).

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.4)$$

Os valores mais vulgares e mais importantes em estudos são, geralmente, $R = 0$, e $R = -1$. Cada uma representa uma situação diferente. O primeiro caso significa que o ciclo é pulsante, onde a tensão mínima é nula. No segundo caso, o ciclo de tensões é alternado ou totalmente reversível, e em que a tensão média é nula.

2.1.1.1. Tensão média

A tensão média é um dos principais condicionantes da vida à fadiga dos componentes mecânicos. O seu efeito é, geralmente, estudado através de curvas S-N para diferentes valores de R . Pode dizer-se que uma tensão média positiva provoca uma redução da vida à fadiga e uma tensão média negativa poderá ter um efeito contrário (Wehner e Fatemi, 1991). Estudos realizados anteriormente pelo Departamento da Defesa dos Estados Unidos da América (MIL-HDBK-5H, 1988) mostram que para o material em estudo, a condição mais desfavorável e que leva a uma vida menor, é a que apresenta um carregamento alternado. As relações geralmente usadas para tratar estes dados foram propostas por Gerber (1874) e Goodman (1899), e podem ser escritas na forma seguinte:

$$\sigma_a = \sigma_{fo} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^x \right] \quad (2.5)$$

onde σ_{fo} é a tensão limite de fadiga do material para um ensaio de flexão rotativa ($\sigma_m = 0$), σ_R é a tensão de rotura do material e x é uma constante que depende do critério usado: $x = 1$ para a relação de Goodman; $x = 2$ para a relação de Gerber. Na Figura 2.4 estão representados os critérios já descritos e, ainda, a reta de Soderberg, dada pela Equação (2.6).

$$\sigma_a = \sigma_{fo} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \right) \right] \quad (2.6)$$

De notar que, o diagrama de Gerber esboça uma parábola que intersecta a tensão limite de fadiga para uma tensão média nula e a tensão de rotura do material. Os diagramas de Goodman e Soderberg assumem que a tensão limite de fadiga diminui linearmente com o aumento da tensão média.

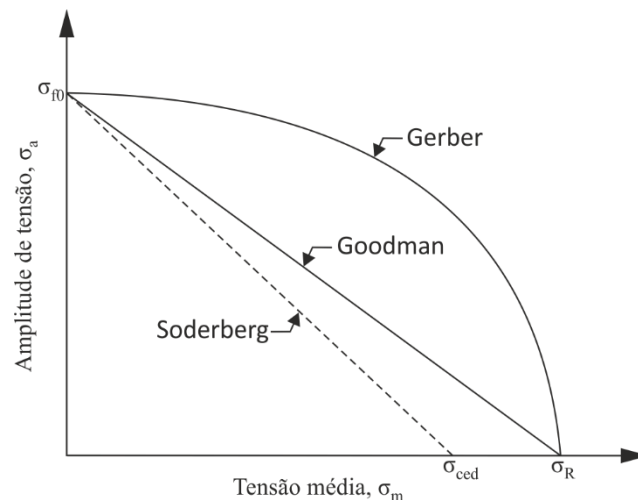


Figura 2.4. Diagramas de Soderberg, Goodman e Gerber (Branco, 2013).

2.1.2 Efeito da geometria

Maior parte das falhas por fadiga nos componentes mecânicos ocorrem devido às discontinuidades geométricas, nomeadamente: entalhes, furos, ranhuras, entre outras (Taylor *et al.*, 2000). Estas irregularidades na geometria provocam concentrações de tensões ou deformações, favorecendo a iniciação de fenda. As tensões locais podem ser muito

superiores às tensões nominais. Contudo, por razões funcionais, os entalhes são inevitáveis e não podem ser removidos do projeto mecânico dos componentes.

Para uma avaliação do efeito da concentração de tensões na resistência à fadiga comparam-se as curvas S-N obtidas em provetes lisos e entalhados (Branco *et al.*, 2012). O efeito da concentração de tensões já foi estudado pelo Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América (MIL-HDBK-5H, 1988) para a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6, e pode ser analisado na Figura 2.5. As tensões máximas locais foram quantificadas com base no fator elástico de concentração de tensões, K_t . Verifica-se pela leitura da figura, que a presença do entalhe, com um $K_t = 2$, reduz significativamente a vida do provete em comparação com o liso com $K_t = 1$.

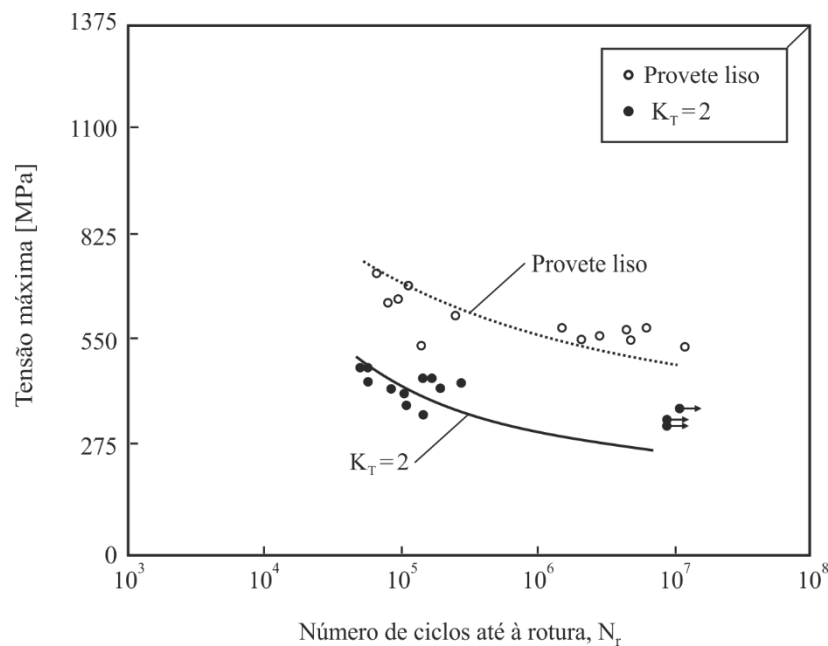


Figura 2.5. Curvas S-N para a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 sujeita a carregamentos de flexão-torção (Socie, 1980).

2.2. Resposta tensão-deformação cíclica

A resposta tensão-deformação cíclica do material é dependente do nível de tensão ou deformação a que está sujeito, variável controlada, e do modo como é controlada. No entanto, na maioria dos casos de carregamentos cíclicos, a resposta tensão-deformação tende a estabilizar ao final de um certo número de ciclos ou tende a variar de forma pouco

significativa. Para ensaios realizados sob amplitude de deformação constante alternada ($R_\varepsilon = -1$) pode ocorrer endurecimento ou amaciamento cíclico. No primeiro caso há um aumento da amplitude de tensão com o número de ciclos; e, no segundo caso, há uma diminuição da amplitude de tensão com o número de ciclos. A relaxação da tensão média é outra das hipóteses, sendo que esta acontece quando a amplitude de deformação é constante, mas existe deformação média não-nula. Para o caso em que a grandeza controlada seja a tensão, verifica-se deformação plástica progressiva. Estes dois últimos casos são caracterizados por circuitos de histerese abertos (Ellyn, 1997). Este comportamento cíclico do material pode ser descrito através de uma curva cíclica tensão-deformação, em que a relação entre tensão e a deformação do material para um comportamento estabilizado, é usualmente definida através dos extremos dos vários circuitos de histerese estáveis para diferentes amplitudes de deformação obtidos a partir de ensaios a amplitude alternada. Estas curvas, para o aço DIN 34CrNiMo6, estão presentes na Figura 2.6.

As previsões de vida podem ser estudadas através das propriedades cíclicas do material. A relação entre a componente de deformação elástica, dada pela amplitude de tensão, e o número de reversões até à rotura pode ser representada pela equação seguinte (Basquin, 1910):

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f(2N_r)^b \Leftrightarrow \frac{\Delta\varepsilon_e E}{2} = \sigma'_f(2N_r)^b \Leftrightarrow \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f(2N_r)^b}{E} \quad (2.7)$$

onde $\frac{\Delta\sigma}{2}$ 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; $\Delta\varepsilon_e$ é a amplitude de deformação elástica; e E é o módulo de Young. Pode, então, concluir-se que uma diminuição do expoente de resistência cíclica e um aumento do coeficiente de resistência cíclica, provocam o aumento da vida à fadiga. A relação entre a componente plástica do material e o número de reversões é descrita pela equação de Coffin-Manson (Coffin, 1954, Manson, 1954):

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f(2N_r)^c \quad (2.8)$$

em que $\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$ é a amplitude de deformação plástica, ε'_f é o coeficiente de ductilidade cíclica e c o expoente de ductilidade cíclica. A diminuição do expoente e do coeficiente de ductilidade cíclica resultam no aumento da vida à fadiga. Ao somar as componentes elástica e plástica obtém-se a curva deformação total-vida, representada pela Equação (2.9):

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f(2N_r)^b}{E} + \varepsilon'_f(2N_r)^c \quad (2.9)$$

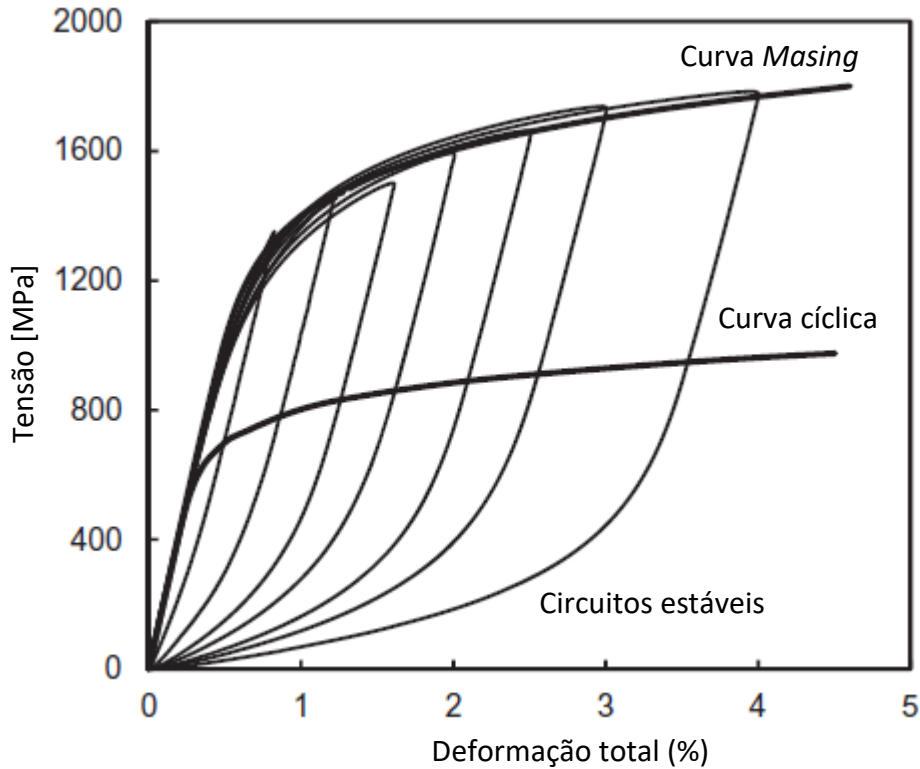


Figura 2.6. Curva cíclica e curva *Masing* da liga 34CrNiMo6 (adaptado de Branco *et al.*, 2012).

O modelo de Smith-Watson-Topper (1970), considera não só a influência da tensão média, como também da amplitude de deformação. Esta formulação (Equação (2.10)) permite obter uma boa estimativa do efeito da tensão média num regime de fadiga com um número elevado de ciclos. No entanto, é conservadora na região de fadiga oligocíclica (Koh e Stephen, 1991).

$$\sigma_{m\acute{a}x} \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_r)^{2b} + \varepsilon'_f \sigma'_f (2N_r)^{b+c} \quad (2.10)$$

2.3. Previsão de vida em peças com entalhes

Componentes e estruturas de engenharia estão frequentemente sujeitos a carregamentos multiaxiais aleatórios, em que as cargas cíclicas são aplicadas com frequências distintas, e/ou diferenças de fase, em varias direções (Wang e Brown, 1993). Os carregamentos multiaxiais, os quais podem ser proporcionais (em fase), ou não proporcionais (fora de fase), são regularmente aplicados a muitos componentes e estruturas. As tensões multiaxiais cíclicas em regiões com entalhes verificam-se tanto para um carregamento cíclico multiaxial como para um carregamento uniaxial, e isto porque a restrição geométrica do entalhe faz com que ocorram tensões multiaxiais na raiz do mesmo, ainda que a estrutura esteja sob um estado de tensão uniaxial (Socie e Marquis, 2000; Fatemi e Shamsaei, 2011; Lee *et al.*, 2011).

Tal como já referido, o processo de fadiga sob carregamentos multiaxiais é bastante complexo, sendo, portanto, muito importante prever com rigor o comportamento dos componentes com este tipo de carregamento. Assim, e com o intuito de desenvolver um modelo universal de dano multiaxial, têm sido realizados vários esforços. Contudo, até ao presente, não foi conseguido com sucesso. Posto isto, a vida de componentes entalhados pode ser analisada através de vários modelos, os quais se dividem em três categorias: modelos baseados nas tensões; modelos baseados nas deformações; e modelos baseados na energia. Seguidamente, apresentam-se, de forma resumida, alguns destes modelos.

2.3.1. Modelos baseados nas tensões

Os modelos baseados nas tensões fundamentam-se nas relações empíricas entre a tensão aplicada e o número de ciclos até à rotura (curvas S-N). A presença de descontinuidades geométricas provoca concentração de tensões que, por sua vez, originam tensões locais na região do entalhe, e na sua vizinhança, superiores à tensão nominal. De modo a avaliar a intensidade da concentração de tensões no entalhe, é geralmente utilizado um fator elástico de concentração de tensões, K_t (Equação (2.11)), que é a razão entre a tensão elástica máxima na proximidade do entalhe, $\sigma_{m\acute{a}x}$, e a tensão nominal afastada do entalhe, σ_{nom} (Polak, 1991). Este fator não é influenciado pelas propriedades do material, mas sim pela geometria do entalhe e pelo carregamento.

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (2.11)$$

A presença de entalhes diminui, geralmente, a resistência à fadiga (Klesnil e Lukás,1992), e a condição que traduz o efeito da presença do entalhe na resistência à fadiga é estimado pelo fator de redução de resistência à fadiga, K_f (Equação (2.12)), que representa a relação entre a tensão limite de fadiga de um provete liso, σ_{fo} , e de um provete entalhado, σ_{fe} :

$$K_f = \frac{\sigma_{fo}}{\sigma_{fe}} \quad (2.12)$$

Este fator depende de vários parâmetros: 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 da resistência à fadiga e o fator elástico de concentração de tensões é descrita com base no fator de sensibilidade ao entalhe, q , representada pela Equação (2.13). Este fator assume valores compreendidos entre 0 e 1. O material diz-se totalmente sensível ao entalhe quando $K_t = K_f$, ou seja, quando $q = 1$. É insensível ao entalhe quando $K_f = 1$, i.e., $q = 0$.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.13)$$

Mesmo sendo esta uma boa abordagem para a determinação do fator de redução de resistência à fadiga, a mais fiável é a via experimental. Contudo, é relativamente dispendiosa e demorada. De forma a contornar este entrave, têm sido propostas abordagens alternativas, as quais se agrupam em diferentes métodos, tais como: método da tensão efetiva; método da Mecânica de Fratura; e método da intensidade do campo de tensões. O método baseado na tensão efetiva é o que tem sido mais utilizado. Este baseia-se no pressuposto de que o dano por fadiga não é controlado apenas pela tensão local máxima na raiz do entalhe, mas também pela média das tensões locais avaliada ao longo de uma linha, área ou volume de pequenas dimensões em torno da raiz do entalhe. Conclui-se assim 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). A relação empírica, proposta por Neuber (1958), para determinar o fator de redução da resistência à fadiga é dada pela Equação (2.14):

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{\rho}}} \quad (2.14)$$

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. Anos mais tarde, e baseado na hipótese que junto ao entalhe a tensão diminui linearmente, Petterson (1959) propôs a seguinte relação:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{A}{\rho}} \quad (2.15)$$

onde A é uma constante do material dependente da tensão de cedência do material.

As duas relações diferem na tensão a utilizar e no local da mesma. Para Neuber (Equação (2.14)), a tensão é obtida pela média das tensões elásticas presentes a uma determinada distancia da raiz do entalhe e é designada por método da linha. O modelo de Petterson (Equação (2.15)), considera a tensão a uma distância específica da raiz do entalhe, e é denominado por método do ponto (Taylor, 2007). Também baseados nestes conceitos, surgiram posteriormente métodos mais complexos, tais como o método da área e o método do volume. Atualmente, estas quatro abordagens estão condensadas na Teoria das Distâncias Críticas (TCD). Esta teoria considera uma distribuição de tensões elásticas junto ao entalhe e um comprimento característico do material, designado por distância crítica, que é determinada através do parâmetro a_0 , dado pela Equação (2.16), e proposto por El Haddad *et al.* (1980).

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{If}}{\sigma_{fo}} \right)^2 \quad (2.16)$$

onde ΔK_{If} representa o limiar de propagação de fendas por fadiga e σ_{fo} a tensão limite de fadiga. As distâncias críticas correspondentes para cada método, definidas por Susmel e Taylor (2011), são designadas por: D_{PM} (Equação (2.17)) para o método do ponto; D_{LM} (Equação (2.18)) para o método da linha; e D_{AM} (Equação (2.19)) para o método da área.

$$D_{PM} = \frac{a_0}{2} \quad (2.17)$$

$$D_{LM} = 2a_0 \quad (2.18)$$

$$D_{AM} = a_0 \quad (2.19)$$

2.3.2. Modelos baseados na deformação

Os modelos baseados na deformação estão relacionados com a plasticidade existente na raiz do entalhe. Esta modelação assume que provetes entalhados e lisos apresentam a mesma vida, e acumulam o mesmo dano, se as suas histórias de tensão-deformação forem semelhantes nos seus locais de iniciação de fenda. Existem diferentes formas de determinar os campos tensão-deformação, nomeadamente métodos analíticos, (Hardrath e Ohman, 1953; Neuber, 1961); Molski e Glinka, 1981); métodos baseados no método dos elementos finitos (MEF); ou métodos experimentais, incluindo extensometria, difração de raios-X, entre outras. Independentemente do método escolhido, é imperativo saber com precisão a história de tensão-deformação na raiz do entalhe.

A variação da concentração de tensões é dependente da geometria do entalhe e se, o estado de tensões ultrapassar o valor elástico, pode ser definida, pelo fator de concentrações de tensão, K_σ (Equação (2.20)), e pelo fator de concentração de deformação, K_ε (Equação (2.21)), que estão ilustrados nas equações seguintes, respetivamente:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (2.20)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{m\acute{a}x}}{\varepsilon_{nom}} \quad (2.21)$$

em que, $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\varepsilon_{m\acute{a}x}$, representam, 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 na região afastada da concentração de tensões. Se for deformação unidirecional ou cíclica a seguinte relação é válida (Equação (2.22)):

$$K_\sigma \leq K_T \leq K_\varepsilon \quad (2.22)$$

sendo, K_T o fator elástico de concentração de tensões. Para um comportamento elástico, estes três fatores apresentam valores idênticos.

2.3.3. Modelos baseados na energia

A energia fornecida num carregamento cíclico é armazenada no material e emitida como calor, que por sua vez é, geralmente, dividida numa parte reversível e noutra irreversível, sendo esta representada pelo circuito de histerese. Quando a deformação é controlada, a área do circuito de histerese é praticamente constante ao longo da vida do

material e representa a energia de deformação plástica absorvida por ciclo, ΔW_p , representada na Figura 2.7 pela zona cinzenta mais escura. Este circuito de histerese cíclico pode ser usado como um parâmetro de dano para avaliar a falha por fadiga para todo o espectro de vida à fadiga, dado pela Equação (2.23) (Ellyin, 1997):

$$\Delta W_p = k_p (2N_f)^{\alpha_p} \quad (2.23)$$

onde k_p e α_p , são duas constantes do material obtidas experimentalmente, $2N_f$, representa a vida do componente. A energia total de deformação, ΔW_t , resume-se à soma da energia de deformação plástica, ΔW_p , e elástica, ΔW_e , que correspondem às áreas a cinzento escuro e cinzento claro, respetivamente, na Figura 2.7 e pode ser descrita pela Equação (2.24):

$$\Delta W_t = \Delta W_p + \Delta W_e \quad (2.24)$$

Neste caso, o critério de falha por fadiga é dado por:

$$\Delta W_t = k(2N_f)^\alpha + \Delta W_o \quad (2.25)$$

onde k e α são constantes do material obtidas experimentalmente e ΔW_o é aproximadamente igual à energia elástica do material para a tensão limite de fadiga. Sendo este um critério para carregamentos alternados, Golos *et al.* (1987, 1988) propuseram uma abordagem diferente, Equação (2.26), que consiste no somatório da energia de deformação plástica e da componente elástica associada à tração, ΔW_{e+} , ou seja, a região positiva da componente elástica, ilustrada a tracejado na figura seguinte.

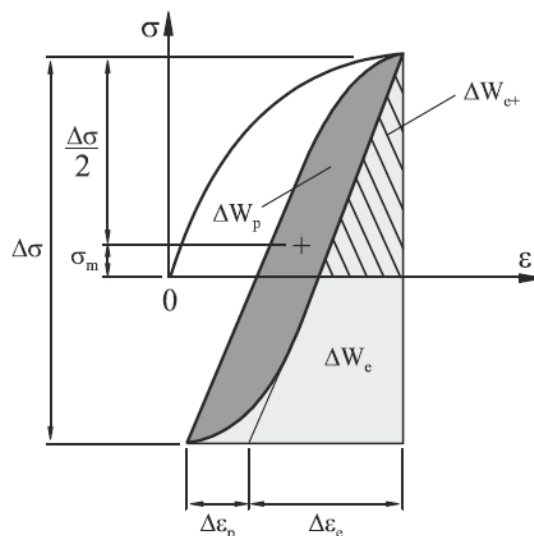


Figura 2.7. Energia cíclica de deformação por densidade de estado de tensão uniaxial (Ellyn, 1997).

$$\Delta W_t = \Delta W_p + \Delta W_{e+} \quad (2.26)$$

Golos *et al.* (1987, 1988) definiram o critério de falha por:

$$\Delta W_t = k_t (2N_f)^{\alpha_t} + \Delta W_{ot} \quad (2.27)$$

sendo, k_t e α_t duas constantes do material obtidas experimentalmente e ΔW_{ot} representa a energia elástica do material correspondente à tensão limite de fadiga.

Posteriormente, Elliy e Golos (1988) desenvolveram o modelo anterior para carregamentos multiaxiais. Neste caso, o critério de falha é dado por:

$$\Delta W_t = \xi \Delta W_p + \Delta W_{e+} \quad (2.28)$$

onde ξ representa um coeficiente que depende da relação de biaxialidade. O valor da energia de deformação plástica e o valor da energia de deformação elástica positiva são dados pelas Equações (2.29) e (2.30), respetivamente:

$$\Delta W_p = \left[\frac{2(1-n')}{1+n'} (2K')^{-1/n'} (\Delta\sigma_{eq})^{(1+n')/n'} \right] \quad (2.29)$$

$$\Delta W_{e+} = \left\{ \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_{eq}^{m\acute{a}x})^2 + \frac{1-2\nu}{6E} \left[\sum_{i=1}^3 (\sigma_i^a + \sigma_i^m) \right]^2 \right\} \quad (2.30)$$

Na Equação (2.29), n' e K' são parâmetros cíclicos do material e $\Delta\sigma_{eq}$ é a gama de tensão equivalente; na Equação (2.30), E e ν são parâmetros elásticos do material, $\sigma_{eq}^{m\acute{a}x}$ é a tensão equivalente máxima, σ_i^a é a amplitude de tensão principal i , e σ_i^m é a tensão média principal i .

3. PROCEDIMENTO NUMÉRICO

3.1. Material

O material utilizado no presente estudo é a liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6. Esta liga é muito utilizada em diferentes setores na indústria devido às suas excelentes propriedades, sobretudo uma boa relação resistência/peso, e uma boa resistência à corrosão. Para além disso, apresenta alta temperabilidade, elevada tenacidade e ductilidade, sendo, por isso, bastante utilizada no fabrico de componentes críticos, tais como: veios, cambotas, eixos, pinhões, bielas, válvulas, parafusos, engrenagens, entre outros. A sua composição química nominal está apresentada na Tabela 3-1, e as suas propriedades mecânicas monótonas e cíclicas na Tabela 3-2 (Branco *et al.*, 2012). As constantes energéticas da Equação (2.28) para este material foram obtidas em trabalhos anteriores (Branco *et al.*, 2012) e estão representadas na Tabela 3-3, através de ensaios em controlo de deformação ($R=-1$), no regime de fadiga oligocíclica.

Tabela 3-1. Composição química nominal da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (%wt) (Branco *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 e cíclicas da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 (Branco *et al.*, 2012).

Tensão de cedência, σ_{ced} [MPa]	967	Coefficiente de resistência cíclica, σ'_f [MPa]	1183,7
Tensão de rotura, σ_R [MPa]	1035	Expoente de resistência cíclica, b	-0,0545
Alongamento, ε_R (%)	18	Coefficiente de ductilidade cíclica, ε'_f	0,4697
Redução de área (%)	58	Expoente de ductilidade cíclica, c	-0,6059
Módulo de Young, E [GPa]	209,8	Coefficiente de endurecimento cíclico, k' [MPa]	1361,6
Coefficiente de Poisson, ν	0,296	Expoente de endurecimento cíclico, n'	0,1041

Tabela 3-3 Propriedades energéticas da liga DIN 34CrNiMo6.

Propriedades	Valor
Coeficiente κt [MJ/m ³]	2165,37
Expoente αt	-0,6854
Constante ΔW_{0t} [MJ/m ³]	0,7049

A Figura 3.1 mostra a curva mestra de fadiga para a liga em estudo, onde se conclui que energias altas apresentam vidas curtas e uma redução gradual para um valor assintótico à medida que a energia diminui.

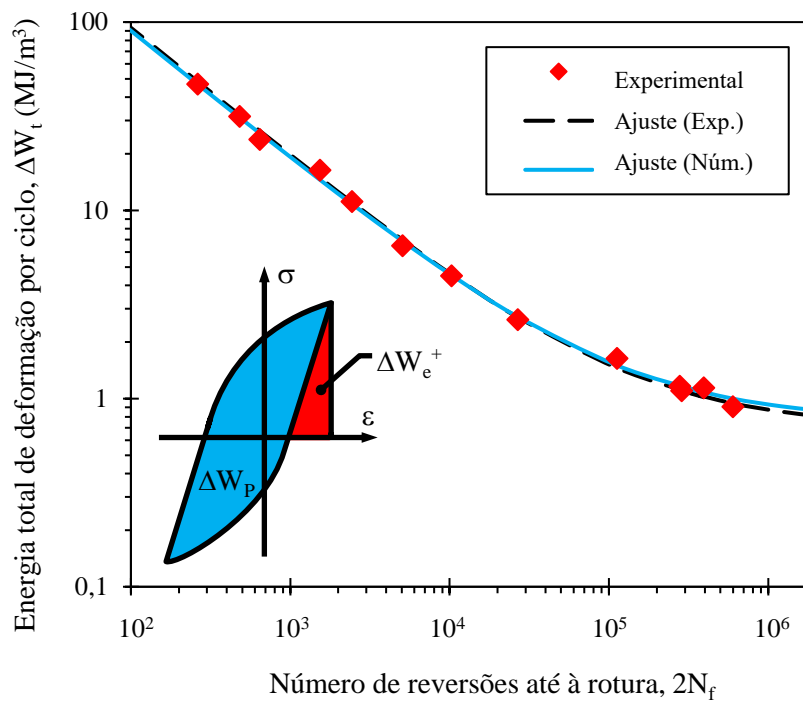


Figura 3.1. Curva mestra de fadiga para a liga DIN 34CrNiMo6. (Adaptado de Branco *et al.*, 2018).

3.2. Modelação do comportamento elasto-plástico do material

3.2.1. Modelo teórico

A precisão dos resultados de simulação numérica dos ensaios de fadiga depende da modelação adequada do comportamento elastoplástico do material. Neste contexto, têm sido desenvolvidos modelos constitutivos fenomenológicos com crescente complexidade para prever, de forma, cada vez mais precisa, o início e a evolução da deformação plástica em corpos deformáveis sujeitos a um estado geral de tensão. Para isso, são utilizados critérios de plasticidade e leis de encruamento para modelar a superfície de plasticidade inicial e a sua evolução com a deformação plástica, respetivamente (Prates *et al.*, 2016).

O modelo geral constitutivo que relaciona os critérios de plasticidade com as leis de encruamento é retratado pelo potencial plástico, \mathcal{F} , na Equação (3.1):

$$\mathcal{F}(\boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}', \bar{\varepsilon}^p, \alpha, \beta) = \bar{\sigma}(\boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}', \alpha) - Y(\bar{\varepsilon}^p, \beta) \quad (3.1)$$

onde, $\bar{\sigma}(\boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}', \alpha)$, é a tensão equivalente dada pelo critério de plasticidade e $Y(\bar{\varepsilon}^p, \beta)$ é a lei de encruamento isotrópico, que descreve a evolução da tensão de cedência com a deformação plástica. A tensão equivalente é função do tensor das tensões efetivo $\boldsymbol{\Sigma}(= \boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}')$, em que $\boldsymbol{\sigma}'$ é a componente desviadora do tensor das tensões de Cauchy ($\boldsymbol{\sigma}$) e \mathbf{X}' é a componente desviadora do tensor das tensões inversas, associado à lei do encruamento cinemático. Por último, α e β , representam os parâmetros do material do modelo constitutivo e $\bar{\varepsilon}^p$ é deformação plástica equivalente (Prates *et al.*, 2016).

O critério de plasticidade para avaliar o material utilizado foi o de von Mises (Mises, 1913), descrito pela Equação (3.2):

$$(\Sigma_{yy} - \Sigma_{zz})^2 + (\Sigma_{zz} - \Sigma_{xx})^2 + (\Sigma_{xx} - \Sigma_{yy})^2 + 6\Sigma_{yz}^2 + 6\Sigma_{xz}^2 + 6\Sigma_{xy}^2 = 2Y^2 \quad (3.2)$$

em que, Σ_{xx} , Σ_{yy} , Σ_{zz} , Σ_{xy} , Σ_{yz} , Σ_{zx} , são as componentes do tensor das tensões efetivo $\boldsymbol{\Sigma}$. O encruamento isotrópico é representado pela lei de Swift (Swift, 1952):

$$Y = C(\varepsilon_o - \bar{\varepsilon}^p)^n, \quad (3.3)$$

em que C , n e ε_o são parâmetros do material. O encruamento cinemático não linear é descrito na Equação (3.4), pela lei de Lemaître-Chaboche (Chaboche, 2008):

$$d\mathbf{X}' = C_x \left[\frac{X_{\text{sat}}}{\bar{\sigma}} (\boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}') - \mathbf{X}' \right] d\bar{\varepsilon}^p, \quad (3.4)$$

em que C_x e X_{sat} são parâmetros do material e $d\bar{\varepsilon}^p$ é o incremento de deformação plástica equivalente.

A Figura 3.2 representa de forma sintetizada a modelação constitutiva do comportamento plástico de materiais durante um ensaio uniaxial de tração/compressão (Prates *et al.*, 2016). Esquemático na Figura 3.2a, tem-se a expansão homotética da superfície de plasticidade que se deve ao encruamento isotrópico, enquanto que a Figura 3.2b, ilustra a lei de encruamento cinemático que é responsável pela translação da superfície

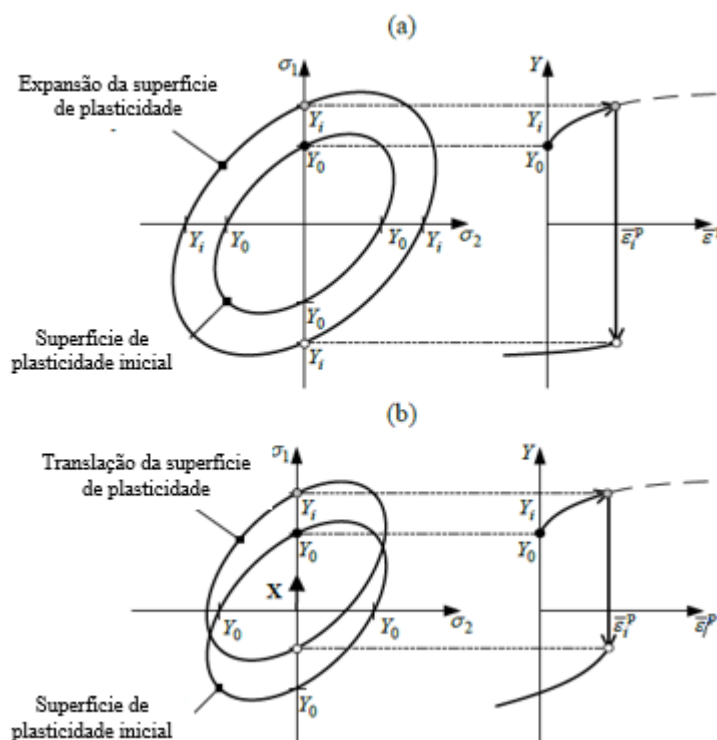


Figura 3.2 Ilustração esquemática do comportamento plástico em tração-compressão. As figuras à esquerda representam as superfícies de plasticidade de von Mises, projetadas no plano das tensões principais (σ_1 ; σ_2) e as figuras à direita mostram as respetivas curvas de tensão-deformação plástica equivalente, no caso de: (a) encruamento isotrópico e (b) encruamento cinemático (Adaptado de Prates *et al.*, 2016).

3.2.2. Identificação das constantes do material

A identificação dos parâmetros das leis de Swift e de Lemaitre-Chaboche que melhor modelam o comportamento plástico cíclico da liga DIN 34CrNiMo6, envolveu a minimização da seguinte função-objetivo de mínimos quadrados, $F(\mathbf{A})$:

$$F(\mathbf{A}) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\sigma^{\text{Num}}(\mathbf{A}) - \sigma^{\text{Exp}}}{\sigma^{\text{Exp}}} \right)_i^2 \quad (3.5)$$

em que $\sigma^{\text{Num}}(\mathbf{A})$ e σ^{Exp} são respectivamente os valores ajustados e medidos experimentalmente para valores de tensão real; \mathbf{A} é o vetor de parâmetros das leis de Swift e de Lemaître-Chaboche e N é o número total de pontos de medição experimentais ($N = 4095$). Os valores de σ^{Exp} foram obtidos a partir de um ensaio de fadiga a baixo número de ciclos realizados (100), para uma razão de deformação, R_ε , igual a -1 e gama de deformação total por ciclo $\Delta\varepsilon \approx 0,0212$.

Para realizar a minimização de $F(\mathbf{A})$, foi utilizado o algoritmo GRG2, (Ladson e Waren, 1975), incluído na ferramenta Microsoft Excel SOLVER. O comportamento elástico da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 foi modelado pela lei de Hooke generalizada, com constantes $E = 209 \text{ GPa}$ e $\nu = 0.296$. Posto isto, a Tabela 3-4 indica o conjunto de parâmetros identificados para a liga DIN 34CrNiMo6 e a Figura 3.3 mostra a correspondência entre a curva experimental e o ajuste obtido com o conjunto de parâmetros identificados.

Tabela 3-4. Conjunto de parâmetros de encruamento isotrópico e cinemático identificados para a liga DIN 34CrNiMo6.

Parâmetros da lei de Swift			Parâmetros da lei de Lemaître-Chaboche	
Y_0 [MPa]	C [MPa]	n	C_x	X_{sat} [MPa]
741,51	744,94	0,001	87,598	212,16

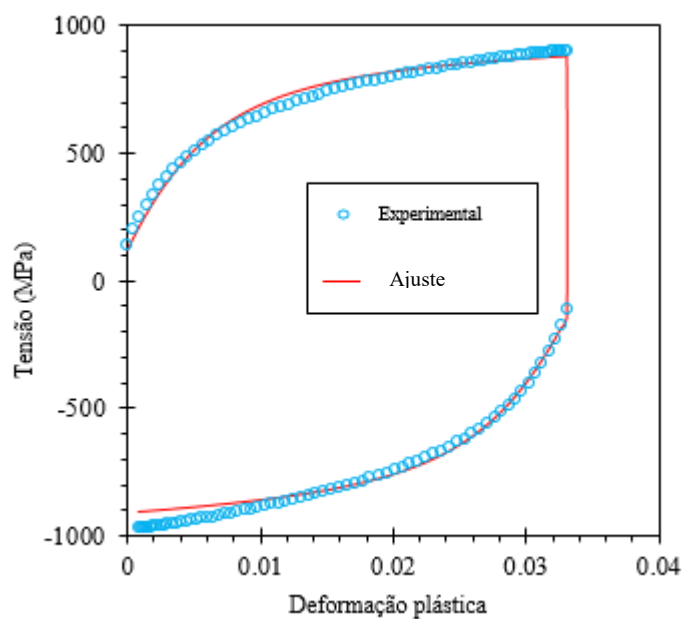


Figura 3.3. Curvas tensão-deformação plástica experimental e ajustada por minimização de $F(\mathbf{A})$. (Adaptado de Branco *et al.*, 2018).

3.3. Procedimento numérico

O estudo numérico foi realizado de forma a replicar os ensaios experimentais de flexão-torção executados por Vieira (2017), no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra e que, posteriormente, servirão para comparação de resultados.

As geometrias dos provetes numéricos consistem em barras circulares de diâmetro igual a 16mm ou 14mm, que contêm um entalhe lateral com diâmetro de 3mm e profundidade de 3mm, colocado a 65mm da extremidade do provete (Figura 3.4).

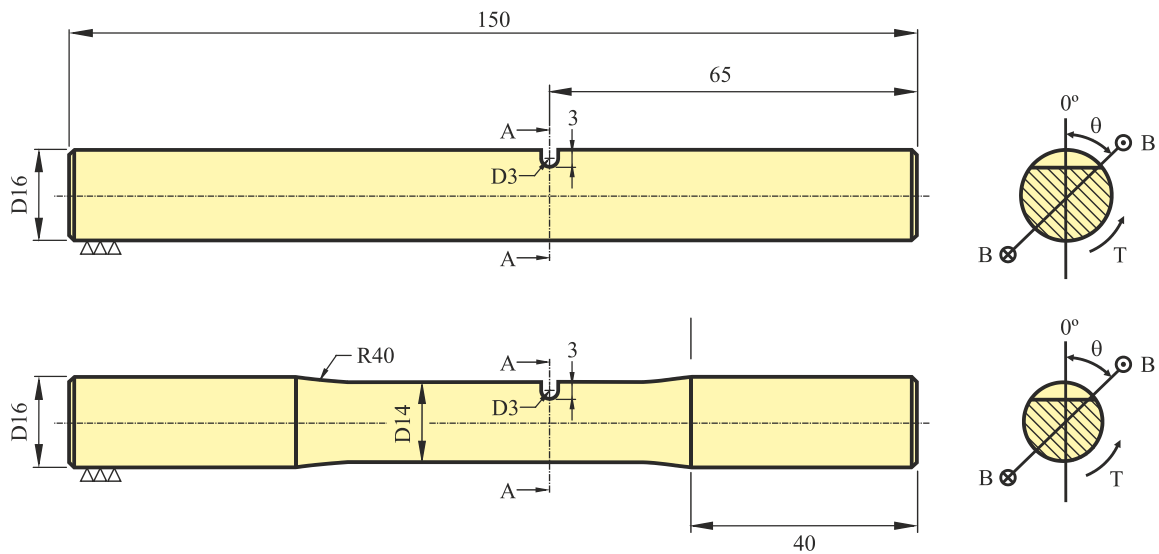


Figura 3.4. Geometria dos provetes utilizados nas simulações numéricas: a) secção transversal de 16mm; b) secção transversal de 14mm (Branco, 2018).

Na Figura 3.4 estão também ilustradas à esquerda a forma como variam os ângulos de aplicação do carregamento nos ensaios experimentais e que posteriormente foram considerados nos modelos numéricos desenvolvidos.

No presente estudo foram adotados dois tipos de carregamento, mais concretamente, duas relações entre o momento fletor (B) e o momento torsor (T): $B=T$ e $B=2T$. Para cada uma destas relações, foram considerados três planos de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe (Figura 3.4): 0° , 45° e 90° . Na Tabela 3-5, estão resumidas as condições de carregamento para cada um dos ensaios.

Tabela 3-5. Resumo das condições de carregamento analisadas nos ensaios numéricos 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		179,1	194,0	358,1	0,04
B2T_2	0°	223,8	238,7	447,6	0,03
B2T_3		298,4	313,3	596,8	0,02
B2T_1		208,9	223,8	417,8	0,03
B2T_2	45°	253,7	268,6	507,3	0,03
B2T_3		328,3	343,2	656,5	0,02
B2T_4 (D=14mm)		343,0	365,3	686,0	0,03
B2T_5 (D=14mm)	90°	356,4	383,1	712,7	0,04
B2T_6		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		179,1	194,0	358,1	0,04
BT_2		179,1	194,0	358,1	0,04
BT_3		179,1	194,0	358,1	0,04
BT_4	0°	223,8	238,7	447,6	0,03
BT_5		223,8	238,7	447,6	0,03
BT_6		223,8	238,7	447,6	0,03
BT_7		298,4	313,3	596,8	0,02
BT_1		208,9	223,8	417,8	0,03
BT_2	45°	223,8	238,7	447,6	0,03
BT_3		238,7	253,7	477,5	0,03
BT_4 (D=14mm)		282,9	298,5	565,7	0,03
BT_5	90°	283,5	298,4	567,0	0,03
BT_6 (D=14mm)		311,8	334,1	623,6	0,03

De modo a evitar flutuações no sistema de amarras, usou-se uma razão de tensão, R, próxima de zero, mas não exatamente zero, de modo a evitar o vazio de carga. Os ensaios foram efetuados em controlo de carga com amplitude constante.

As simulações numéricas representativas dos ensaios experimentais descritos anteriormente foram realizadas com recurso ao programa de elementos finitos Three-

Dimensional Elasto-Plastic Finite Element Program (DD3IMP), desenvolvido pelo Grupo de Tecnologia do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra (Marta, 2008; Menezes, 2000). Para isso, foram construídos seis modelos de elementos finitos representativos das geometrias dos provetes e das condições de carregamento.

Os modelos elasto-plásticos tridimensionais desenvolvidos, com elementos hexaédricos isoparamétricos de oito nós, estão ilustrados num modelo genérico (Figura 3.5). A diferença entre os diversos modelos criados reside no tamanho do braço, h , onde é aplicada a força. Deste modo, obtêm-se as relações flexão-torção desejadas. Os diferentes ângulos de aplicação da força foram obtidos através da rotação do braço relativamente à raiz do entalhe. A Figura 3.5 mostra o modelo para $B=T$ e $\theta=0^\circ$. A força foi aplicada no extremo do braço, e a base do provete foi encastrada. O número de elementos está entre 90328 e 65200, e o número de nós entre 99208 e 71508. Com um volume aproximado de $233 \times 10^{-6} \text{ mm}^3$.

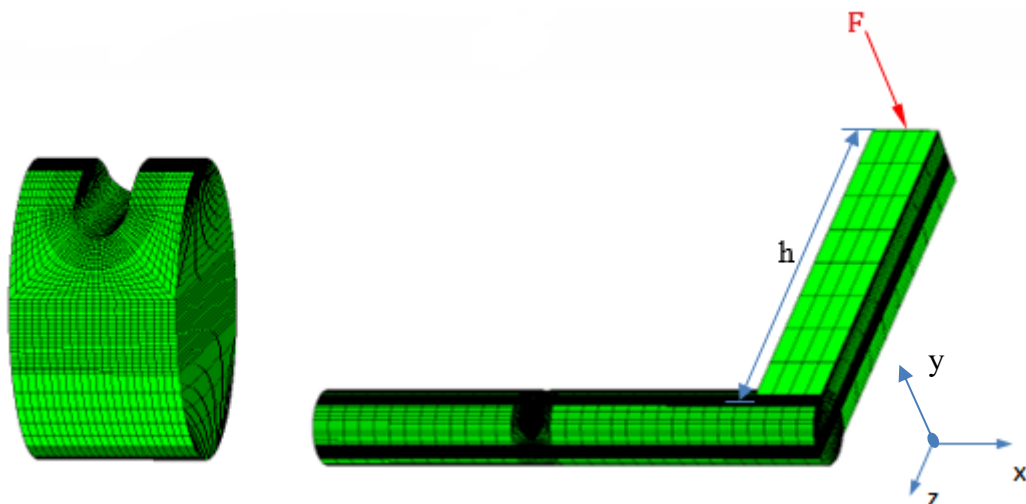


Figura 3.5. Malha de elementos finitos: à esquerda o detalhe da região entalhada; à direita o Modelo tridimensional para simulação dos ensaios de flexão combinada com torção (Gordo, 2017).

De acordo com a Figura 3.5, pode ver-se que a discretização da malha foi realizada de forma não homogénea. Considerou-se uma malhagem mais grosseira fora da região do entalhe, e uma zona extremamente refinada junto dessa zona, com o propósito de se obter um compromisso entre computação eficiente e exatidão de resultados na descontinuidade geométrica. O material foi considerado isotrópico e homogéneo. Por último, em cada simulação foram realizados cinco ciclos carga-descarga.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O presente capítulo refere-se à apresentação e discussão dos resultados retirados das simulações numéricas, para o quinto ciclo de carga-descarga, considerando diferentes carregamentos e ângulos dos planos onde é aplicada a carga. Todos os resultados foram analisados no pós-processamento do software GID. O primeiro subcapítulo contém informação detalhada dos locais de iniciação de fenda, trajetória de propagação de fenda e ângulos de iniciação de fenda, obtidos com base nos modelos elasto-plásticos desenvolvidos. Num último subcapítulo, apresenta-se a previsão de vida à fadiga efetuada com base em modelos existentes na literatura.

4.1. Ângulos de iniciação e trajetórias de propagação de fenda

O estudo numérico dos ângulos de iniciação de fenda foi efetuado com base nos valores máximos da primeira tensão principal de quatro nós à superfície do elemento mais solicitado do entalhe (Figura 4.1). Seguidamente comparam-se os locais e ângulos de iniciação numericamente previstos com os resultados experimentais, obtidos por Vieira (2017), para o mesmo caso de ângulo de aplicação de carga e relação B/T. Como se pode verificar na Figura 4.2, os ângulos de iniciação calculados a partir da Equação (4.1) para cada um dos 4 nós são muito próximos dos valores experimentais, com erros entre 0,13% e 6,5% ou, em valores absolutos, entre 0,77° e 4,15°. Outra conclusão que se retira é que as variações para as várias posições são bastante pequenas. Como tal, escolheu-se para cada uma das simulações os resultados do nó que apresenta melhor correspondência com os resultados experimentais.

$$2\alpha_{EP} = \tan^{-1} \left(\frac{2\tau_{yz}}{\sigma_{yy} - \sigma_{zz}} \right) \quad (4.1)$$

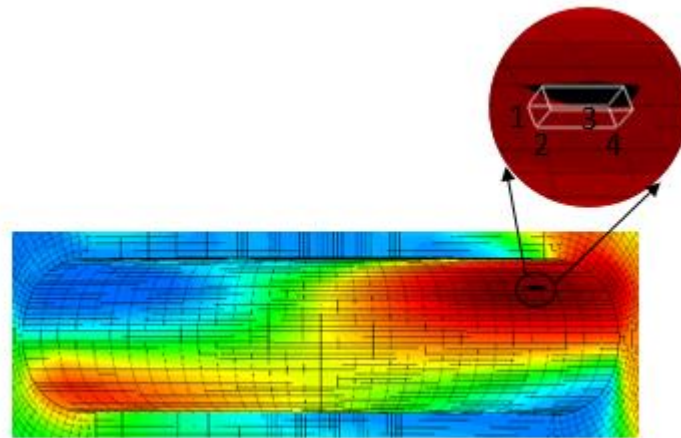


Figura 4.1. Figura onde se ilustra o local mais solicitado na zona do entalhe e um zoom onde se verificam as posições dos nós escolhidos, e que serão alvos de estudo no presente capítulo.

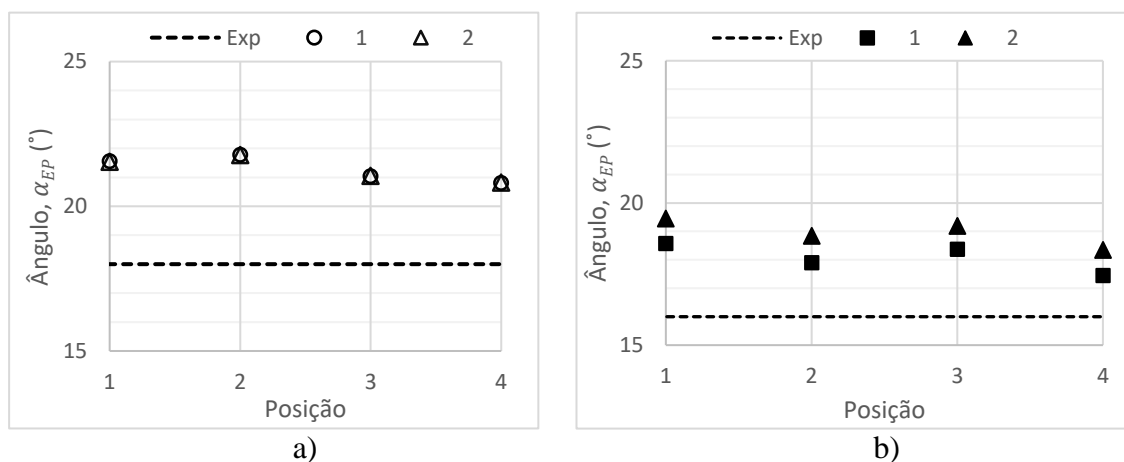


Figura 4.2. Resultados dos ângulos obtidos para os quatro nós à superfície para dois carregamentos diferentes: a) relação $B=T$, para um plano de aplicação de carga de 45° ; b) relação $B=2T$, num plano de aplicação de carga a 90° . Na figura, “1” é referente ao carregamento mais baixo e “2” ao carregamento intermédio.

Ambas as figuras mostram que as tendências são idênticas, ou seja, ao compararmos as duas simulações, pode concluir-se que as variações de ângulo são iguais para os nós referentes a simulações iguais, mas de carregamentos diferentes.

Em seguida, avançou-se para as trajetórias de propagação de fenda. A Figura 4.3 representa os seis diferentes casos em estudo com os respetivos locais de iniciação e as suas trajetórias de propagação de fenda. Os quadrados a branco representam os locais onde se inicia a fenda, que correspondem aos valores máximos da primeira tensão principal, e as

linhas a tracejado que representam as trajetórias da fenda à superfície, definidas com base no campo de tensões principais.

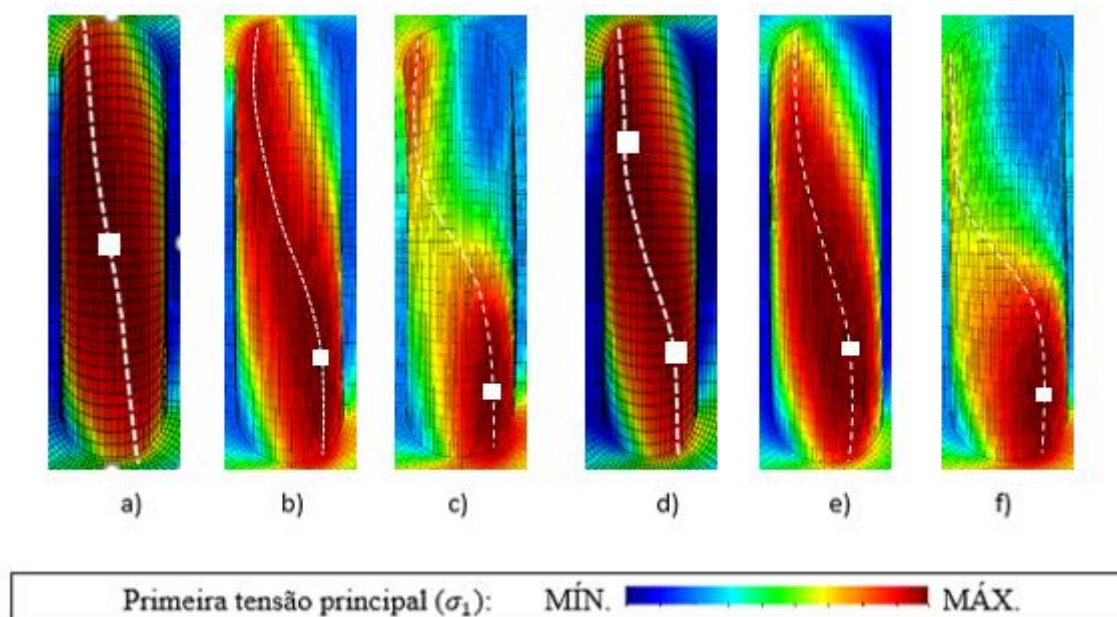


Figura 4.3. Previsões numéricas das trajetórias e locais de iniciação de fenda para cada caso específico: a) $B=2T$ (0°) (Gordo, 2017); b) $B=2T$ (45°); c) $B=2T$ (90°); d) $B=T$ (0°) (Gordo, 2017); e) $B=T$ (45°); f) $B=T$ (90°).

É evidente, na Figura 4.3, que as previsões numéricas das trajetórias e locais de iniciação de fenda depende da relação B/T e do ângulo de aplicação da força. Neste contexto, as diferenças mais acentuadas residem nos locais de iniciação de fenda, o grau de inflexão da curva que descreve a trajetória e a dimensão da zona mais solicitada. É notório também que, à medida que o ângulo de aplicação de força aumenta, o grau de inflexão também aumenta. Pode também concluir-se que para o mesmo ângulo, se a relação B/T for menor, o grau de inflexão no centro do entalhe aumenta. Quanto aos locais de iniciação de fenda, a diminuição da relação B/T faz com que o local de iniciação se aproxime mais da extremidade do entalhe, o que é explicado pelo maior nível de tensões de corte. Pode dizer-se ainda que nos casos das Figura 4.3(a) e (d), i.e., para 0° , se obtêm trajetórias anti-simétricas.

Na Figura 4.4 apresentam-se os resultados numéricos dos ângulos de iniciação de fenda para duas relações B/T e também para os três ângulos de aplicação de carregamento, fazendo-se uma comparação com os resultados experimentais obtidos para iguais condições.

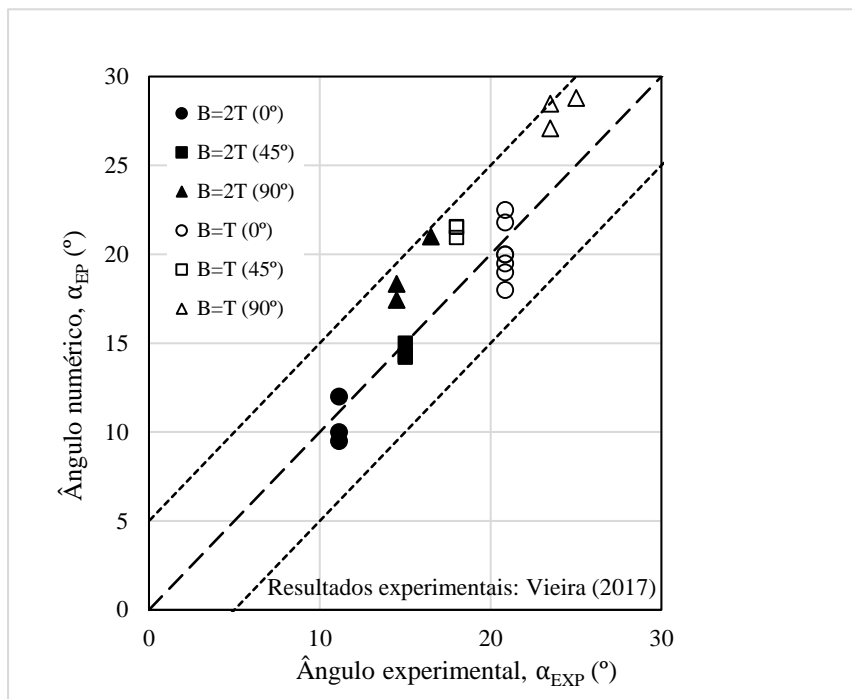


Figura 4.4. Ângulos de iniciação de fenda numéricos elasto-plásticos versus ângulos de iniciação de fenda experimentais, para as diferentes condições de carregamento.

Pela leitura da Figura 4.4, conclui-se que os resultados numéricos se aproximam bastante dos valores experimentais. O erro médio é de 2,34°, ou seja, muito reduzido e o máximo, registado para os ângulos de 90°, é inferior a 5°. Facilmente pode provar-se que ao aumentar as tensões de corte, o valor dos ângulos sofre um aumento significativo e o mesmo acontece ao aumentar o ângulo de carregamento no provete, embora neste último caso se registre uma influência menos expressiva. Para uma análise mais pormenorizada, apresenta-se na Tabela 4-1 todos os resultados de ângulos de iniciação, tanto experimentais como numéricos, para todas as condições de carregamento sobre o provete.

Tabela 4-1 Comparação dos ângulos de iniciação obtidos experimentalmente e os previstos numericamente.

Carregamento	Ângulo numérico, α_{EP} [°]	Ângulo experimental, α_{EXP} [°]
B=2T (0°)	10,9; 11,1; 11,4	10
B=2T (45°)	14,2; 14,3; 15,0	15
B=2T (90°)	21	16,0
B=2T (90°), D=14mm	17,5; 18,4	16
B=T (0°)	20,6; 21,3; 23,4	19
B=T (45°)	20,9; 21,5; 21,6	18
B=T (90°)	28,8	24
B=T (90°), D=14mm	27,1; 28,5	24

A Figura 4.5 mostra uma comparação entre os valores dos ângulos de iniciação obtidos com modelos numéricos linear-elásticos (Vieira, 2017) e com modelos elasto-plásticos. Em suma, os resultados são bastantes idênticos, apresentando um erro médio de 1,28° e um erro máximo igual a 3°. Com isto, verificamos que ambos os modelos permitem obter valores muito próximos, o que é uma conclusão bastante interessante.

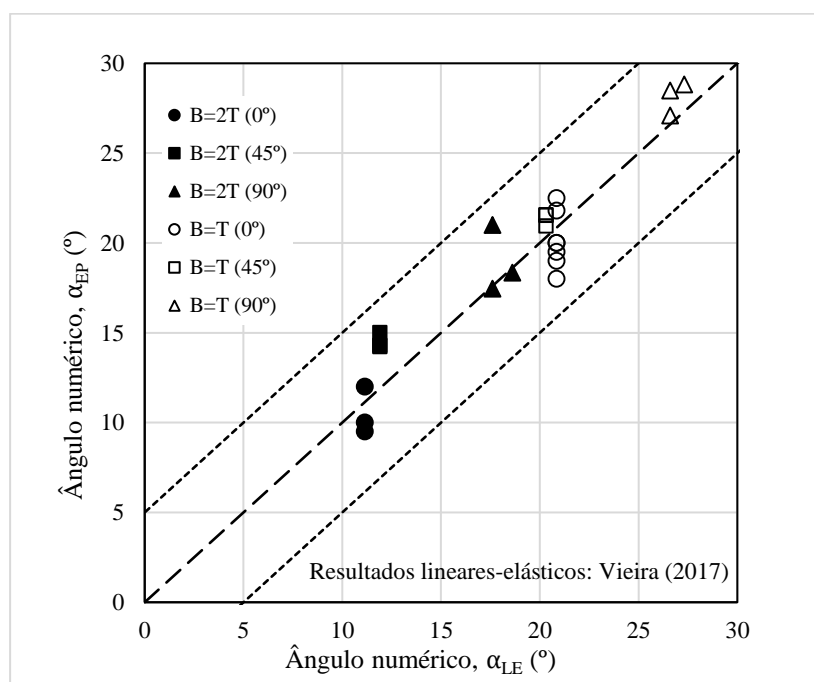


Figura 4.5 Ângulos de iniciação de fenda numéricos elasto-plásticos *versus* ângulos de iniciação de fenda numéricos linear-elásticos, para as diferentes condições de carregamento.

4.2. Previsão de vida à fadiga

O procedimento para a obter as previsões de vida à fadiga, passou por, em primeiro lugar, obter as tensões no nó mais solicitado e nos dois nós, em profundidade, imediatamente a seguir ao mais solicitado. Para uma perceção melhor (Figura 4.6), está apresentado um dos casos como exemplo. Em estudos anteriores (Branco, 2012) determinou-se, para $R=0$, uma distância crítica para determinação das tensões efetivas com base no TCD igual a 0,24 mm. Esta distância encontra-se entre o segundo e o terceiro nós.

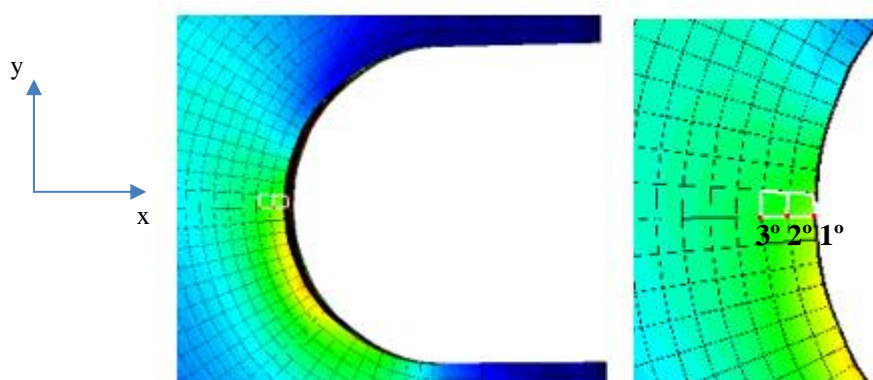


Figura 4.6. Explicação geral dos nós escolhidos para a análise da vida à fadiga das simulações numéricas. À esquerda está representada a zona do entalhe e à direita, um zoom para uma melhor visualização dos dois elementos com linhas a branco e dos três nós escolhidos, pontos vermelhos.

Nas figuras seguintes mostram-se as evoluções de algumas variáveis de tensão e deformação obtidas nas simulações para diferentes relações B/T , ângulos θ , e posições nodais. As variáveis escolhidas neste caso, a título de exemplo, foram a evolução da tensão segundo $0y$ (σ_{yy}) com a deformação segundo $0y$ (ε_{yy}) e, ainda, a deformação de corte segundo o plano $0xy$ com a tensão de corte no mesmo plano. As simulações numéricas escolhidas foram as primeiras simulações para as duas relações B/T a 45° (ou seja, os dois carregamentos mais baixos), e ainda duas simulações a 90° (carregamento mais baixo e o mais elevado) para a relação B/T . O mesmo estudo foi ainda executado para a simulação BT_6 (90°), mas agora em profundidade, ou seja, para os três nós apresentados na Figura 4.6.

A Figura 4.7 ilustra os resultados do primeiro estudo para as quatro simulações, as quais estão referenciadas na legenda da mesma. Numa primeira análise, é bastante perceptível que o aspeto físico das curvas é bastante semelhante. De notar que as curvas para

45° apresentam valores máximos da tensão maiores em comparação com as de 90°. A relação $B=2T_1$ (45°), como tem um momento fletor duplo do caso $B=T$, apresenta valores máximos da tensão superiores, o que seria de esperar. De esperar também que, a simulação $B=T_6$ (90°) apresentasse um valor máximo da tensão maior do que a $B=T_4$, visto que a força aplicada é maior. Quanto às deformações, a simulação $B=T_4$ (90°) é a que apresenta valores máximos de deformação. Nas simulações a 45°, os resultados são muito idênticos, com valores máximos de deformação ligeiramente mais elevados para $B=2T_1$ (45°).

Conclui-se, portanto, que, para simulações do mesmo tipo de carregamento e ângulo, quanto menor é o carregamento, maior são os valores máximos da deformação; e que o aumento da relação B/T também causa um ligeiro aumento na deformação.

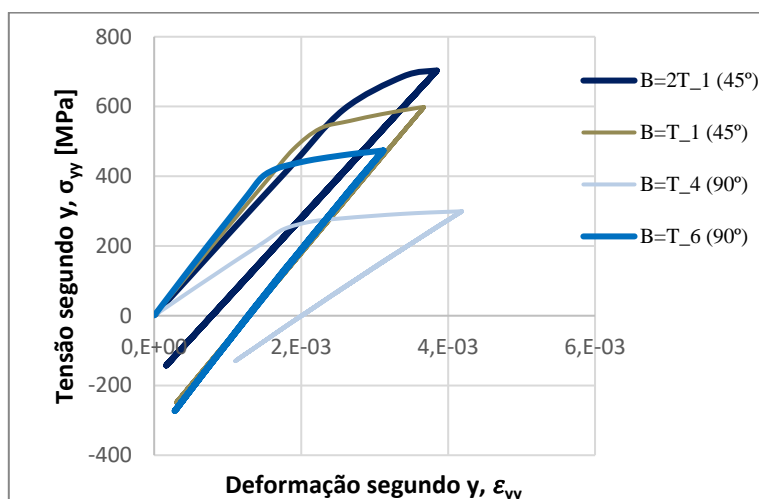


Figura 4.7. Gráfico tensão-deformação dos cinco ciclos de carga-descarga para os quatro carregamentos apresentados.

A Figura 4.8 mostra, tal como na anterior, que as simulações apresentam curvas muito parecidas. Como era de esperar, as simulações com maiores relações B/T , i.e., o caso $B=2T$ que apresenta um momento fletor duplo dos restantes casos, tem valores máximos das tensões de corte inferiores. Conclui-se, assim, que quanto maior é a relação B/T , menores são os valores máximos das tensões de corte.

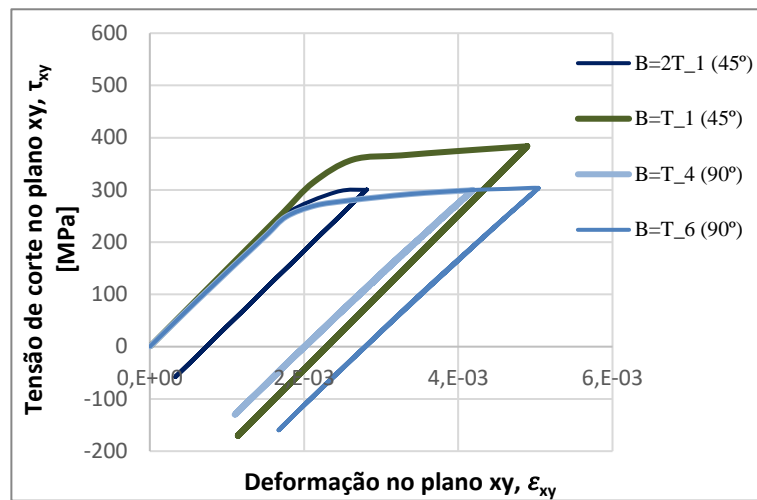


Figura 4.8. Gráfico tensão-deformação dos cinco ciclos de carga-descarga para os quatro carregamentos apresentados.

Pela leitura das figuras seguintes, e, como era esperado, quanto mais perto da superfície são obtidos os resultados, maiores são as tensões e as deformações registadas. Isto pode explicar-se pelo facto de existirem elevados níveis de concentração de tensões introduzidos pelo entalhe existente à superfície. Quanto maior é a profundidade, também menor é o valor máximo e o valor mínimo da tensão principal.

É também bastante notório que as tensões e deformações no plano xy são bastante influenciadas pela distância, em profundidade, a que se encontra o nó no entalhe. Quanto mais longe do entalhe se localiza o nó, menores são os valores máximos e mínimos das tensões de corte xy. Conclui-se, desta forma, que as deformações são tão maiores quanto mais à superfície o nó se localizar.

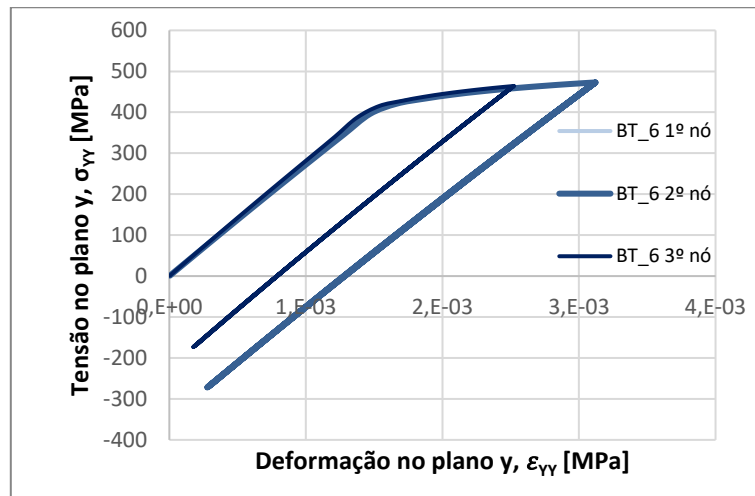


Figura 4.9. Gráfico tensão-deformação para três nós. dos cinco ciclos de carga-descarga para os três tipos de carregamentos referentes a uma simulação.

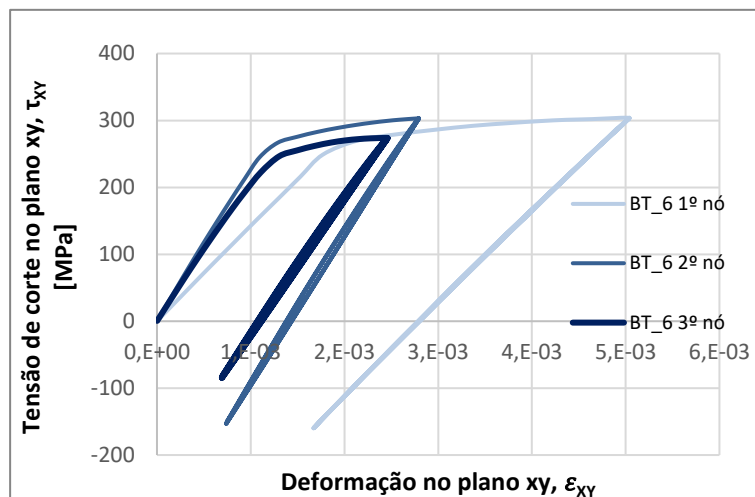


Figura 4.10. Gráfico tensão-deformação dos cinco ciclos de carga-descarga para os três tipos de carregamentos, referentes a uma simulação.

A primeira fase de obtenção da vida à fadiga da liga de alta resistência DIN 34CrNiMo6 baseia-se no cálculo da energia de deformação Equação (2.28), para cada um dos três nós referidos anteriormente. Na Figura 4.11 está ilustrada a evolução da energia total de deformação em profundidade, onde se conclui que, quanto maior for a distância do nó à superfície do entalhe menor é a energia. Também se pode concluir que a energia diminui gradualmente para um valor assintótico. À medida que caminhamos para localizações mais interiores, o efeito do entalhe tende a ser menos relevante. Verifica-se, ainda, que os gradientes de variação são mais elevados para relações B/T.

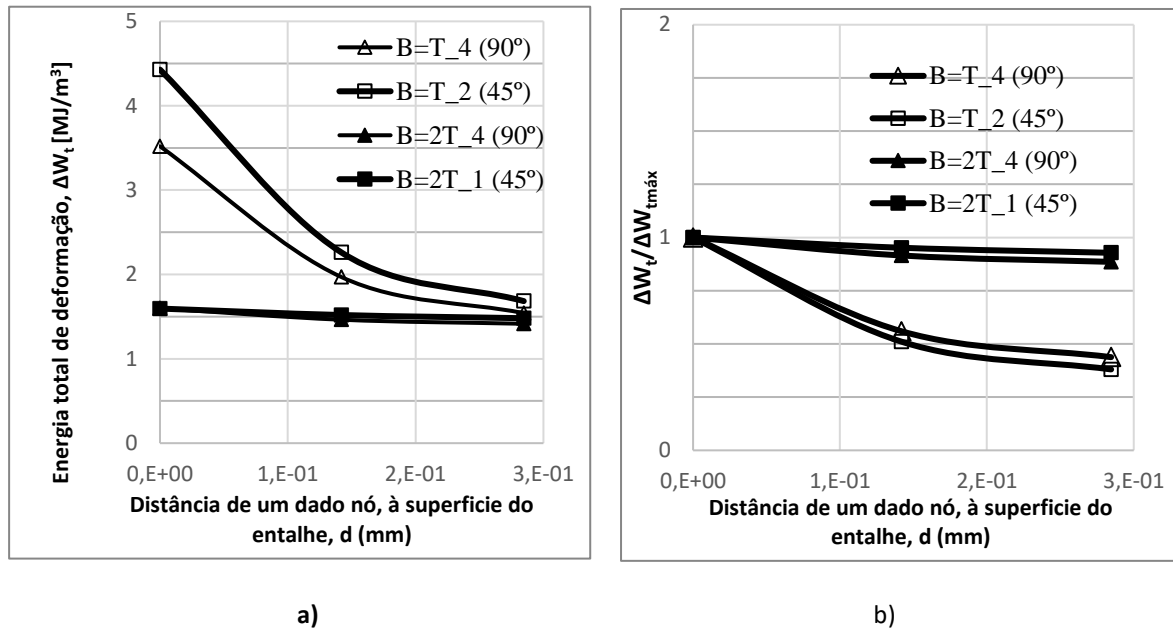


Figura 4.11. Comparação da energia total de deformação para os nós em profundidade para diferentes condições de carregamento; à direita a mesma comparação de forma adimensional.

Por fim, e de modo a concluir os objetivos pretendidos no início do estudo, através da Equação (2.27), calculou-se a vida (N_{EP}) para cada um dos casos de carregamento. Os valores determinados apresentam-se na Tabela 4-2. Após reflexão sobre a mesma, pode concluir-se que, como seria de esperar, vidas menores estão associadas a carregamentos mais elevados. Por outro lado, os ângulos de aplicação do momento fletor não têm nenhuma correlação em termos de vida do componente. Também, na Tabela 4-2, se apresentam as respetivas vidas experimentais (N_{EXP}), calculadas por Vieira (2017). Verifica-se que, de uma forma geral, as vidas experimentais e numéricas não são muito diferentes.

Tabela 4-2. Apresentação detalhada das vidas calculadas para as simulações numéricas, para cada caso, e ainda os respetivos valores de vida experimentais (Branco *et al.*, 2018).

Referência da simulação	θ	N_{EXP} [ciclos]	N_{EP} [ciclos]
B2T_1	0°	102386	43908
B2T_2		49103	44120
B2T_3		24207	14150
B2T_1	45°	27705	52317
B2T_2		18309	42934
B2T_3		12278	10109
B2T_4 (D=14mm)	90°	64126	59665
B2T_5 (D=14mm)		95900	56795
B2T_6		98324	53485
BT_1	0°	92544	41794
BT_2		83278	41794
BT_3		56749	41794
BT_4		26420	16316
BT_5		21225	16316
BT_6		31306	16316
BT_7		8314	4870
BT_1	45°	98422	43798
BT_2		24114	35550
BT_3		6364	30089
BT_4 (D=14mm)	90°	63105	45704
BT_5		88655	46652
BT_6 (D=14mm)		28730	33232

Realizou-se, também, com o intuito de comparar mais facilmente a variação dos resultados de vida à fadiga, um gráfico com bandas de dispersão $N_{EXP}=2N_{EF}$ e $N_{EXP}=0.5N_{EF}$, ilustrado na Figura 4.12. Facilmente se percebe que a maior parte dos resultados obtidos são conservativos. Os resultados apresentam excelente correlação, exceto para os casos a 45°, onde se registou alguma dispersão. Este facto poderá estar associado à direção selecionada na determinação da energia de deformação em profundidade.

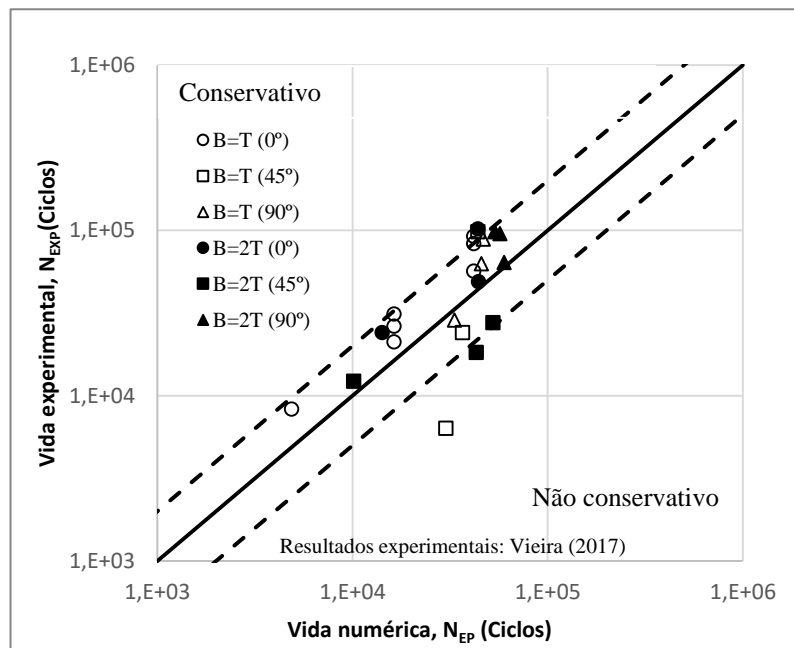


Figura 4.12. Vida numérica para todas as simulações realizadas versus vida experimental.

Na Figura 4.13 comparam-se os resultados obtidos pelo modelo elasto-plástico usado neste trabalho com os resultados obtidos através de modelos lineares-elásticos (Branco *et al.*, 2018) para as mesmas condições de carregamento. Na figura são também colocadas bandas dispersão $N_{EXP}=2N_{EP}$ e $N_{EXP}=0,5N_{EP}$. Verifica-se uma excelente correlação para a maioria dos resultados.

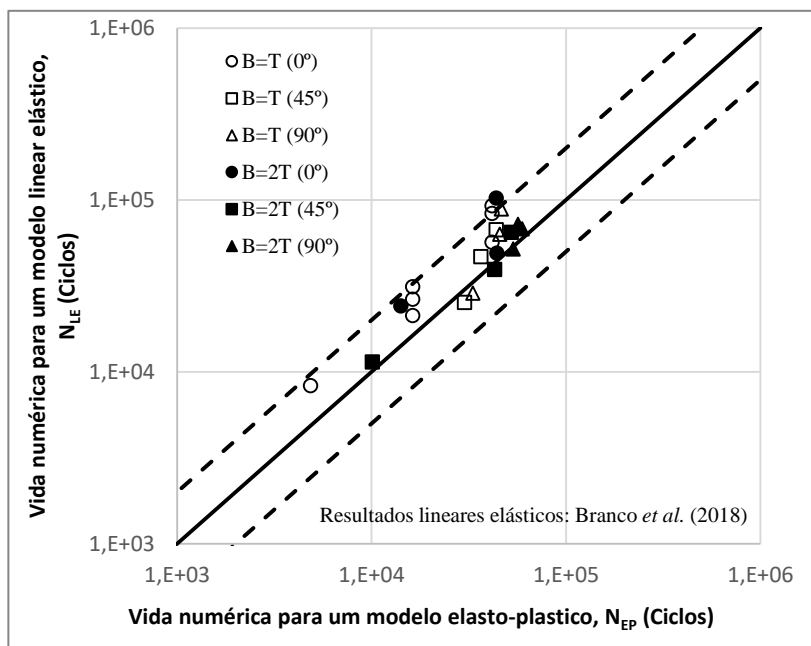


Figura 4.13. Comparação da vida numérica entre o modelo elasto-plástico e o modelo linear-elástico.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho desenvolveu um procedimento para determinação da vida de iniciação em peças efetuadas a partir da liga alta resistência DIN 34CrNiMo6 sujeita a carregamentos de flexão-torção com recurso à simulação numérica por elementos finitos. Os objetivos principais delineados visavam desenvolver uma metodologia de previsão de vida de iniciação para diferentes relações B/T, níveis de carregamento, e orientações do plano de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe. Os carregamentos utilizados foram proporcionais; foram consideradas duas relações entre o momento fletor e momento torsor: $B=2T$ e $B=T$; e foram estudadas três orientações do momento fletor relativamente à posição do entalhe: 0° , 45° e 90° . Para cada relação B/T foram estudados três níveis de tensão. O comportamento do material foi simulado através de um modelo elasto-plástico. A previsão de vida foi efetuada a partir do modelo da energia de deformação total de Ellyn (1997).

Posto isto, e mediante o pós-processamento efetuado no software GID, retiram-se as seguintes conclusões:

- As trajetórias de fenda na superfície do entalhe, os locais de iniciação de fenda, e os ângulos de iniciação de fenda são controlados pela distribuição de tensões principais ao longo da superfície do entalhe;
- Os locais de iniciação, ângulos de iniciação, e as trajetórias de fenda são afetados significativamente pelas diferentes razões entre momento fletor e momento torsor. O ângulo de aplicação do momento fletor tem também algum efeito nas variáveis anteriores;
- Quanto maior for a relação B/T, mais próximos do centro do entalhe se encontram os locais de iniciação de fenda, e menores são os ângulos de iniciação;
- Para relações mais elevadas entre tensão normal e tensão de corte, as trajetórias de fenda tendem a ser menos curvas, e tendem a apresentar um grau de inflexão menor no centro do entalhe;

- Os locais com valores mais elevados da primeira tensão principal permitem prever com precisão os locais com maior probabilidade de a fenda iniciar;
- Verificou-se uma boa correlação de ângulos, trajetórias e locais de iniciação de fenda entre os resultados numéricos e os experimentais;
- Observou-se também que são muito pouco significativas as diferenças entre os modelos linear-elásticos e os elasto-plásticos no que diz respeito à previsão dos locais de iniciação, ângulos de iniciação e trajetórias de fenda;
- A energia total de deformação, apresentada por Ellyin, calculada através da soma das componentes elásticas e plásticas, mostrou ser uma abordagem adequada para o cálculo da vida à fadiga na liga em estudo quando sujeita a carregamentos proporcionais de flexão-torção;
- As vidas numéricas calculadas apresentaram uma excelente correlação com os valores experimentais, e também com os valores numéricos obtidos através de modelos linear-elásticos.

Com o intuito de melhorar o trabalho desenvolvido, apresentam-se algumas sugestões para futuros trabalhos:

- Estudar outros tipos de carregamentos multiaxiais,
- Estudar o efeito da razão de tensão (R);
- Estudar o efeito de ciclos de carga com amplitude variável;
- Estudar o efeito do entalhe no comportamento à fadiga, considerando outras descontinuidades geométricas;
- Estudar o efeito de carregamentos não proporcionais;
- Estudar a eficiência de outros modelos de previsão de vida à fadiga para estas condições de carga e geometria de entalhe;
- Estudar casos como carregamentos multiaxiais não proporcionais;
- Estudar o campo de tensões no entalhe através de técnicas óticas, nomeadamente DIC (*Digital image correlation*).

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 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 Doutorado 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
- Branco R, Costa J.D, Berto F, Antunes FV (2017). “Fatigue life assessment of notched round bars under multiaxial loading based on the total strain energy density approach”. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. doi:10.1016/j.tafmec.2017.06.003
- Branco R, Prates P, Costa J.D, Berto F, Kotousov A (2018). “New methodology of fatigue life evaluation for multiaxially loaded notched components based on two uniaxial strain-controlled tests”. *International Journal of Fatigue* 111, 308-320.
- 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
- Chaboche J (2008). “A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories”. *International Journal of Plasticity* 24, 1642-1693.
- 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.
- 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
- Gerber WZ (1874). “Calculation of the allowable stresses in iron structures”. *Z. Bayer Archit. Ing. Ver.* 6, 101-110.
- Golos K, Ellyin F (1987). “Generalization of cumulative damage criterion to multilevel cyclic loading”. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* 7, 169-176.
- Golos K, Ellyin F (1988). “A total strain energy density theory for cumulative damage”. *Journal of Pressure Vessel Technology* 110, 36-41.
- Goodman J (1899). “*Journal of Mechanics Applied to Engineering*”. 1ª Ed., Longman, London.
- Gordo J (2017). “Development of a fatigue life prediction model for notched mechanical components subjected to multiaxial loads”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica na área de Projeto Mecânico, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Hardrath F, Ohman L (1953). “*A study of elastic and plastic stress concentration factors due to notches and fillets in flat plates*”. NASA TC1117.
- 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
- Manson SS (1954). “Behavior of materials under conditions of thermal stress”. NACA TN-2933, National Advisory Committee for Aeronautics.
- Menezes L.F, Teodosiu C., Three-dimensional numerical simulation of the deep drawing process using solid finite elements, *J Mater Proc Technol* 97 (2000) 100–106.
- 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.

- Mises R (1913). “Mechanik der festen korper im plastic-deformablen zustand”. Nachrichten vos der koniglichen gellenschaft des winssenschaften zu Gottingen, Mathematisch-physikalische klasse, 582–592.
- 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
- Oliveira M.C, J.L., Menezes L.F., Algorithms and strategies for treatment of large deformation frictional contact in the numerical simulation of deep drawing process, *Arch Comput Method E* 15 (2008) 113–162.
- Peterson R (1959). “*Metal fatigue*”. Edited by Sines G and Waisman J, McGraw-Hill, New York.
- Prates PA, Pereira AFG, Sakharova NA, Oliveira MC, Fernandes JV (2016) “Inverse Strategies for Identifying the Parameters of Constitutive Laws of Metal Sheets”. *Advances in Materials Science and Engineering*, vol. 2016, Article ID 4152963, 18 pages, 2016. doi:10.1155/2016/4152963
- Polák J (1991). “Cyclic plasticity and low cycle fatigue life of metals”. *Materials Science Monographs* 63, Elsevier ISBN 0-444-98839-4.
- Smith R, Watson P, Topper T (1970). “A stress-strain parameter for the fatigue of metals”. *Journal of Materials*, 5, 767-778.
- Socie D.F (1980). “Fatigue life estimation techniques”. Technical Report, 145, Electro General Corporation.
- 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.
- 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.
- Vieira A, (2017). “Fatigue life prediction of notched components subjected to multiaxial loading”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica na área de Projeto Mecânico, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- 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