



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

Paula Isabel Oliveira Silva

**COMPORTAMENTO À FADIGA DE
PEÇAS ENTALHADAS DA LIGA DE
ALUMÍNIO 7050-T6 SUJEITAS A
CARREGAMENTOS MULTIAXIAIS DE
FLEXÃO-TORÇÃO**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica na
Especialidade de Produção e Projeto orientada pelos Professores Doutores José
Domingos Moreira da Costa e Ricardo Nuno Madeira Soares Branco e
apresentada no Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências
e Tecnologias da Universidade de Coimbra

Outubro de 2021

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

Comportamento à fadiga de peças entalhadas da liga de alumínio 7050-T6 sujeitas a carregamentos multiaxiais de flexão-torção

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

Fatigue behaviour of notched components in AA 7050-T6 alloy subjected to multiaxial loading

Autor

Paula Isabel Oliveira Silva

Orientadores

José Domingos Moreira da Costa

Ricardo Nuno Madeira Soares Branco

Júri

Presidente Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes

Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra

Orientador Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa

Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Luís Filipe Pires Borrego

Professor Coordenador do Instituto Politécnico de Coimbra

Coimbra, Outubro , 2021

Agradecimentos

A conclusão desta dissertação é o encerramento de um capítulo na minha vida. Marca o termo da vida enquanto estudante e será a etapa anterior ao ingresso no mercado de trabalho. Este marco foi atingido com o auxílio e dedicação de algumas pessoas, a quem remeto umas palavras de carinho.

Endereço um profundo agradecimento ao Professor Doutor Ricardo Branco, por toda a disponibilidade para orientar esta dissertação, pela cedência e indicação de alguma bibliografia pertinente tal como pela partilha de conhecimento científico. Quero ainda salientar que reconheço todo o trabalho e dedicação na revisão crítica do texto, esclarecimentos e opiniões. E por último, mas não menos importante, reconhecer a acessibilidade que sempre demonstrou, acompanhada de toda a cordialidade.

Ao Professor José Domingos dirijo uma enorme gratidão por todo o tempo e paciência despendidos no laboratório na preparação dos ensaios.

Aos Professores José Afonso e Amílcar Ramalho remeto igualmente umas palavras de carinho por toda a amabilidade e preocupação que demonstraram ao longo do último ano.

Quero agradecer também a todos os meus amigos e colegas de curso que me acompanharam no decorrer dos anos, sem os quais esta jornada teria sido bem mais difícil, mas endereço especialmente umas palavras de carinho aos mais próximos: Inês Rocha, João Carvalho, Pepe, Inês, Joana e Bernardo. A nossa amizade começou em setembro de 2015 e espero que a possamos desfrutar por muitos e bons anos.

Resumo

As ligas de alumínio da série 7xxx têm elevada aplicabilidade em engenharia, graças às suas propriedades, nomeadamente baixa densidade, custo relativamente baixo, elevada resistência e boa tenacidade à fratura. Estas propriedades fazem destas ligas um dos materiais ideais para componentes expostos a ciclos de carga resultantes de condições de serviço complexas e em ambientes desfavoráveis.

Estes componentes estruturais, devido às condições de serviço a que serão sujeitos, são suscetíveis à ocorrência de falhas em serviço, que muitas vezes estão associados à acumulação de deformação plástica nas descontinuidades geométricas. É, por isso, fundamental estudar e compreender o fenómeno de fadiga nestas ligas para várias geometrias, de modo a desenvolver componentes mais seguros e fiáveis.

O objetivo deste trabalho consiste em analisar o comportamento à fadiga em provetes com entalhes laterais concebidos a partir da liga de alumínio 7050-T6, quando sujeitos a esforços combinados de flexão e torção. Serão feitos ensaios experimentais de fadiga para diferentes relações entre as tensões normais e as tensões de corte, considerando diferentes níveis de tensão para uma razão de tensão próxima de zero.

Com os dados experimentais, far-se-á o estudo da evolução da fenda de fadiga, desde o local e a trajetória de iniciação de fenda por fadiga. Analisar-se-ão as superfícies de fratura e comparar-se-ão estes resultados com outros trabalhos desenvolvidos sobre o tema.

Posteriormente, desenvolver-se-ão modelos numéricos de previsão dos locais de iniciação e das direções de propagação de fenda, os quais se compararão com os resultados experimentais obtidos.

Palavras-chave: Liga de alumínio 7050-T6, fadiga multiaxial, flexão-torção, iniciação de fenda, propagação de fenda, direção de propagação, efeito do entalhe.

Abstract

7xxx aluminium alloy series are widely used in engineering due to their properties, such as low density, low price, high strength and good fracture toughness. All the mentioned properties make these alloys ideal materials for components subjected to cycle loading, resulting from complex operational conditions and an adverse environment. These structural components, due to the specific service conditions, are susceptible to in-service failure, which may result premature fatigue failure, especially in critical geometric discontinuities, where accumulation of plastic deformation can occur. These reasons make important the understanding of fatigue behavior for these alloys, in order to improve fatigue design of engineering components.

The purpose of this study is to analyze the fatigue behavior 7050-T6 aluminium alloy components subjected to multiaxial loading. Fatigue test will be performed for different bending-torsion relations, considering several stress levels, for a stress ratio close to zero.

With experimental data, fatigue behavior will be analyzed, namely the crack initiation sites fatigue crack paths in the early stage of growth and fracture surfaces. These results will be compared to those obtained for other studies.

Finally, a numerical model will be used to predict the fatigue crack initiation sites and fatigue crack angles in the early stage of growth, and the results will be compared to the experimental observations.

Keywords 7050-T6 aluminium alloy, multiaxial fatigue; bending-torsion, crack initiation, crack growth direction, notch effect.

Índice

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xi
SIMBOLOGIA E SIGLAS.....	xiii
Simbologia.....	xiii
Siglas	xv
1. Contextualização	1
1.1. Objetivo do trabalho	2
1.2. Estrutura da dissertação	2
2. Revisão de literatura	5
2.1. Fadiga.....	5
2.1.1. Mecânica da fratura	7
2.1.2. Fatores que influenciam a vida à fadiga	9
2.1.3. Fadiga multiaxial	14
2.2. Comportamento elastoplástico cíclico	16
2.3. Previsão de vida à fadiga	18
2.3.1. Modelo baseado nas tensões.....	18
2.3.2. Modelo baseado na deformação	19
2.3.3. Modelo baseado na energia	20
2.4. Ligas de alumínio.....	21
2.4.1. Classificação das ligas de alumínio	21
2.4.2. Aplicabilidade das ligas de alumínio.....	23
3. Parte experimental	25
3.1. Liga de alumínio 7050-T6	25
3.2. Ensaio de fadiga	27
3.3. Procedimento numérico	30
4. Análise e discussão de resultados.....	33
4.1. Análise experimental de vida à fadiga.....	33
4.2. Análise dos ângulos de iniciação e trajetória da fenda. Superfícies de fratura.....	38
4.2.1. Local de iniciação e trajetória.....	38
4.2.2. Ângulos de iniciação de fenda.....	41
4.2.3. Superfície de fratura	43
5. Conclusões.....	49
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	51
ANEXO A	55
Anexo B.....	57
[APÊNDICE B]	Erro! Marcador não definido.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Superfície de fratura por falha de fadiga.....	6
Figura 2. Evolução de uma fenda típica por fadiga.....	7
Figura 3. Modos de sollicitação de fenda.	8
Figura 4. Gráficos para determinar fator de concentração de tensões para flexão e para torção.....	10
Figura 5. Fator de sensibilidade ao entalhe para sollicitação de fadiga.....	12
Figura 6. Ciclo de tensão variável	Erro! Marcador não definido.
Figura 7. Ciclo de tensão variável	Erro! Marcador não definido.
Figura 8. Ciclo alternado puro.....	14
Figura 9. Ciclo alternado puro.....	15
Figura 10. Curva cíclica típica de um material.....	17
Figura 11. Geometria do provete dos ensaios (dimensões em milímetros).....	26
Figura 12. Máquina servo hidráulica DARTEC usada nos ensaios de fadiga.....	27
Figura 13. Sistema de amarras e regulador de B/T.....	27
Figura 14. Plano de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe. $\sigma=4/3 \tau$; $\sigma=2\tau$; $\sigma=4\tau$	28
Figura 15. Malha de elementos finitos do provete em estudo.....	30
Figura 16. Diferentes densidades de malha no provete em estudo.....	31
Figura 17. Comprimento de fenda em relação ao número de ciclos para as diferentes relações B/T e profundidade de entalhe de 2 mm.	34
Figura 18. Influência da tensão de corte na vida à fadiga. Profundidade de entalhe de 2 mm.....	35
Figura 19. Comparação da vida à fadiga para diferentes relações B/T com a mesma amplitude de tensão.	35
Figura 20. Influência da profundidade do entalhe na vida à fadiga.	36
Figura 21. Amplitude de tensão normal versus número de ciclos para um comprimento de fenda de 0,5 mm para provetes com profundidade de entalhe de 2 mm.	37
Figura 22. Razão entre $N_{0,5}$ e número de ciclos até à rotura, N_f	38
Figura 23. Trajetórias de fenda obtidas experimentalmente para cada ensaio.....	39
Figura 24. Previsão numérica do local de iniciação de fenda com base no campo da primeira tensão principal na zona do entalhe (o ponto preto corresponde à previsão numérica).	40
Figura 25. Referência de ângulos de iniciação de fenda.	41

Figura 26. Ângulos de Iniciação obtidos experimentalmente versus ângulos de iniciação previstos numericamente.....	43
Figura 27. Vista frontal das amostras após serem serradas.....	44
Figura 28. Vista de topo das superfícies de fratura.....	45
Figura 29. Vista frontal das superfícies de fratura.....	45
Figura 30. Ampliação 19X do ensaio B2T3_2.....	46
Figura 31. Ampliação de 56 e 195 vezes no ensaio B2T3_2 na zona de iniciação de uma fenda.....	46
Figura 32. Ampliação de 23 vezes do ensaio BT1_1.....	47
Figura 33. Ampliação do ensaio BT1_1. a) 1500 vezes. b) 3500 vezes.....	48
Figura 34. Local de iniciação da fenda no ensaio B2T_1.....	48

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Composição química nominal da liga de alumínio 7050-T6.....	25
Tabela 2. Propriedades mecânicas monótonas da liga de alumínio 7050-T6.....	25
Tabela 3. Propriedades mecânicas cíclicas da liga de alumínio 7050-T6.	25
Tabela 4. Dimensões das variáveis dos ensaios.	28
Tabela 5. Variáveis dos ensaios.....	29
Tabela 6. Ângulos de iniciação de fenda.....	42

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

- a – Comprimento da fenda
- A – Constante de Neuber (propriedade do material)
- b' – Expoente de resistência cíclica
- B – Momento fletor
- $\frac{B}{T}$ – Razão entre os momentos fletor e torsor
- c' – Expoente de ductilidade cíclica
- D – Diâmetro do provete
- D_{MA} – Distância crítica para o método da área
- D_{ML} – Distância crítica para o método da linha
- D_{MP} – Distância crítica para o método do ponto
- D_{MP} – Distância crítica para o método do volume
- E – Módulo de Elasticidade
- f – Frequência
- F – Força aplicada
- k – Coeficiente de endurecimento monótono
- k' – Coeficiente de endurecimento cíclico
- K – Fator de intensidade de tensão
- K_f – Fator de redução de resistência à fadiga
- K_t – Fator de concentração de tensões teórico
- K_{IC} – Tenacidade à fratura
- K_σ – Fator concentrador de tensão
- K_ϵ – Fator concentrador de deformação
- L – Comprimento de fenda característico do material
- L_1, L_2, L_3, L_4 – Dimensões do sistema de amarras
- n – Expoente de endurecimento monótono
- n' – Expoente de endurecimento cíclico

n_i – Número de ciclos aplicado para a amplitude de tensão i

N_i – Número de ciclos até à rotura para a amplitude de tensão i

N_f – Número de ciclos até à rotura

$N_{0,5}$ – Número de ciclos para um comprimento de fenda de 0,5 mm

q – Fator de sensibilidade ao entalhe

r – Raio do entalhe

R – Razão de tensões

R_p – Força que atua no parafuso

T – Momento torsor

W_e – Densidade de energia de deformação elástica

W_{nom} – Densidade nominal de energia de deformação

W_p – Densidade de energia de deformação plástica

Y – Fator geométrico

α – Ângulo entre a trajetória inicial e uma linha vertical com origem no local de iniciação da fenda

$\alpha_{i,exp}$ – Ângulo α da fenda i medido experimentalmente

$\alpha_{i,num}$ – Ângulo α da fenda i calculado numericamente

β – Ângulo entre a trajetória inicial e uma linha vertical com origem no centro do entalhe

$\beta_{i,exp}$ – Ângulo β da fenda i medido experimentalmente

$\beta_{i,num}$ – Ângulo β da fenda i calculado numericamente

Δ – Alongamento

$\Delta\sigma$ – Gama de tensão

ΔK_{If} – Gama do limiar de propagação de fadiga

$\Delta\sigma_0$ – Gama da tensão limite 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

ε – Deformação local

ε_a – Amplitude de deformação

ε_e – Deformação na raiz do entalhe (análise elástica)
 $\varepsilon_{m\acute{a}x}$ – Deformação máxima
 ε_{nom} – Deformação nominal
 ε'_f – Coeficiente de ductilidade cíclica
 ν – Coeficiente de Poisson
 σ – Tensão normal
 σ_a – Amplitude de tensão
 σ_{ced} – Tensão de cedência
 σ_e – Tensão na raiz do entalhe (análise elástica)
 σ_{f0} – Tensão limite de fadiga sem entalhe
 σ_{fe} – Tensão limite de fadiga com entalhe
 σ_m – Tensão média
 $\sigma_{m\acute{a}x}$ – Tensão máxima
 σ_{min} – Tensão mínima
 σ_{nom} – Tensão nominal
 σ_r – Tensão de rotura
 σ'_f – Coeficiente de resistência cíclica
 τ – Tensão de corte

Siglas

AA – *Aluminium Association*
ASTM – *American Society for Testing and Materials*
DEDE – Modelo da Densidade de Energia de Deformação Equivalente
MEF – Método dos Elementos Finitos
MF – Mecânica da Fratura
MFLE – Mecânica da Fratura Linear Elástica
MFEP – Mecânica da Fratura Elasto-Plástica
ML – Método da Linha
MP – Método do Ponto
MA – Método da Área

MV – Método do Volume

SWT – Parâmetro Smith-Watson-Topper

TDC – Teoria das distâncias críticas

1. CONTEXTUALIZAÇÃO

O mundo está em constante transformação: a sociedade aumenta a exigência a cada dia que passa, o que leva o setor industrial a desenvolver-se e evoluir, de forma a ir ao encontro dos requisitos dos clientes.

As indústrias aeroespacial e aeronáutica são vanguardistas no desenvolvimento tecnológico, essencialmente na área de materiais, dada a necessidade constante de diminuir a massa dos componentes e de melhorar as suas propriedades e durabilidade. A par do constante desenvolvimento tecnológico, é necessário um investimento económico, pelo que qualquer erro pode acarretar prejuízos enormes, daí ser crucial diminuir as falhas.

Um aspeto fundamental no dimensionamento de elementos estruturais é a capacidade do material suportar a aplicação de cargas, sem que ocorra falha. De modo geral, esta falha pode ser provocada por uma sobrecarga, que leve a uma rotura estática ou então, pode dever-se à nucleação e propagação de fendas, provenientes de um carregamento dinâmico [1].

Estas indústrias operam em condições severas, sujeitas a carregamentos cíclicos complexos e, muitas vezes, com configurações bastante peculiares, devido a requisitos funcionais. Essas peculiaridades traduzem-se, muitas vezes, em concentradores de tensão, que se não forem tidos em conta no projeto, podem comprometer toda a estrutura. Por isso, é fundamental estudar e entender o processo de fadiga, uma vez que é este o responsável por 80% a 90% dos casos de ruína de componentes mecânicos. Estudando a propagação de fendas nos materiais, é possível tirar ilações de modo a melhorar o desempenho mecânico dos componentes, criar modelos de previsão de falha e concluir quais os esforços máximos a que a peça pode ser sujeita.

A necessidade deste trabalho surge devido à vasta utilização das ligas de alumínio da série 7xxx no fabrico de componentes estruturais na indústria aeronáutica, graças às suas excelentes propriedades mecânicas em geral [2], [3]. Por isso, esta dissertação visa estudar o comportamento de peças entalhadas, concebidas a partir da liga de alumínio de alta resistência 7050-T6, sujeitas a carregamentos multiaxiais de flexão-torção. Ainda que nos últimos anos tenham sido desenvolvidos vários trabalhos na área da fadiga, nomeadamente estudos sobre carregamentos combinados de flexão-torção em peças

com concentradores de tensão, o estudo particular desses carregamentos na liga de alumínio 7050-T6 não está muito desenvolvido [4], [5].

1.1. Objetivo do trabalho

O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento à fadiga de peças entalhadas feitas a partir da liga de alumínio 7050-T6 quando sujeita a esforços multiaxiais. Os provetes em estudo terão um concentrador de tensões, que resultará numa aceleração da nucleação e desenvolvimento da fenda.

A parte experimental consiste em sujeitar os provetes a três relações diferentes entre os momentos fletor e torsor, cada uma dessas relações com ensaios a dois níveis de carga diferentes. Para cada relação entre os momentos fletor e torsor, avaliar-se-á ainda a influência da profundidade do entalhe na vida à fadiga. Com estes ensaios pretende-se:

1. Elaborar as curvas tensão aplicada versus número de ciclos (curvas $S-N$) e obter a relação entre o comprimento de fenda e o número de ciclos, através das curvas $a-N$;
2. Observar as superfícies de fratura (com recurso a microscopia ótica e microscopia eletrónica de varrimento) com o intuito de analisar mecanismos de falha, bem como estudar a evolução da fenda de fadiga, em termos de locais de iniciação e direções de propagação, para as diferentes relações entre a flexão-torção.

Findo o procedimento experimental, os objetivos do trabalho são:

3. Fazer uma previsão, com recurso a métodos numéricos, do local de iniciação da fenda e do ângulo de propagação da fenda.
4. Comparar os resultados e fazer uma análise crítica para os valores obtidos experimentalmente e previstos.

1.2. Estrutura da dissertação

Nesta secção está traçada a organização do presente trabalho, descrita apenas de forma sucinta, sendo descrita em detalhe no início de cada capítulo.

No capítulo 1 é apresentada a contextualização do presente trabalho, onde se referem as motivações que levaram ao estudo do tema; estão também descritos os objetivos do trabalho, bem como a estrutura da dissertação.

O capítulo 2 será dedicado ao estudo de literatura sobre o tema fadiga e de alguns outros assuntos relevantes para o desenvolvimento deste trabalho.

No capítulo 3, detalhar-se-á o procedimento experimental, e apresentar-se-á uma breve informação sobre o material em estudo e as respectivas propriedades mecânicas; serão evidenciados todos os passos executados nos ensaios de fadiga, bem como serão facultadas todas as informações de carregamento às quais as amostras foram sujeitas. Posteriormente será descrito o procedimento numérico.

No capítulo 4 serão expostos todos os resultados experimentais dos ensaios de fadiga, apresentar-se-ão as previsões de vida de iniciação, local de iniciação de fenda e trajetória, e será feita uma comparação dos dados experimentais e dos resultados previstos.

Por fim, o capítulo 5 resumirá as comparações entre os dados experimentais e numéricos e apresenta as principais ilações retiradas deste trabalho.

2. REVISÃO DE LITERATURA

Tendo em conta que a fadiga é a causa principal da ruína de equipamentos mecânicos sujeitos a cargas cíclicas, o estudo do fenómeno de fadiga é muito importante na área do comportamento mecânico dos materiais. Dentro dos objetivos principais, podem citar-se duas vertentes:

- Desenvolvimento de materiais mais económicos que possuam a máxima resistência à fadiga;
- Desenvolvimento de métodos de cálculo para estruturas sujeitas a fadiga.

De modo a aprofundar o tema, o presente capítulo apresenta uma introdução ao tema de fadiga, menciona e aprofunda algumas teorias e métodos usados atualmente para quantificação e previsão de vidas à fadiga e aborda ainda as ligas de alumínio e os critérios para a sua classificação.

2.1. Fadiga

Segundo a definição da norma ASTM E 1823, fadiga é um processo de “alteração estrutural permanente, progressivo e localizado, que ocorre em materiais sujeitos a condições que produzem tensões dinâmicas, num ponto ou em vários pontos, e que pode culminar em fendas ou numa fratura completa após um número suficientemente de variações ou ciclos de carga”. Por outras palavras, a fadiga é um fenómeno que resulta da submissão de um componente mecânico a carregamentos cíclicos, o qual poderá sofrer degradação e falha quando sujeito a um certo tempo de serviço. Estes danos são permanentes e podem resultar numa falha prematura [6].

As peças metálicas submetidas a tensões repetitivas, devido à acumulação de dano cíclico, podem sofrer fratura precocemente, mesmo quando sujeitas à aplicação de tensões nominais bastante abaixo da tensão de rotura [7]. Por isto, é essencial ter em consideração o tipo de esforços a que uma estrutura estará sujeita, pois a aplicação de cargas cíclicas pode alterar consideravelmente a vida do componente.

Como definido pela ASTM, fadiga é um processo contínuo, cujas etapas se podem dividir em nucleação e iniciação de fenda, propagação de fenda e rotura. A Figura 1

representa uma superfície de fratura típica de falhas por fadiga, onde se pode distinguir perfeitamente estas 3 fases descritas [8].

Numa peça sem defeitos internos, a fenda de fadiga tende a iniciar na superfície da peça, onde a tensão é máxima. Isto porque a deformação plástica dos grãos cristalinos à superfície é mais fácil do que a dos grãos internos, pois não apresentam restrições à deformação, uma vez que já estão na superfície livre da peça. Contudo, é praticamente impossível que uma peça esteja isenta de defeitos internos [9], [10]. Assim, considera-se que uma fenda por fadiga se inicia num ponto de concentração de tensões, isto é, num sítio onde haja uma descontinuidade geométrica e que por isso gere uma alteração da distribuição de tensões na sua proximidade. Exemplos dessas descontinuidades são alteração da secção, entalhes, furos, cantos, entre outros [11]. No entanto, em alguns casos, a fenda que leva à falha não passa pela fase de nucleação, isto graças a fendas previamente existentes na peça, na forma de defeitos provenientes do processo de fabrico do componente ou de um tratamento térmico inadequado [7].



Figura 1. Superfície de fratura por falha de fadiga

Uma vez nucleada, a fenda propaga-se lentamente através da peça submetida a uma tensão cíclica. A Figura 2 representa a propagação típica de uma fenda por fadiga, onde é visível a nucleação da fenda e posterior crescimento. Esta fase denomina-se propagação estável, onde são originadas estrias ou ondulações, indispensáveis à análise da fratura, pois permitem determinar a origem e a direção de propagação das fendas [12]. Finalmente, a secção restante diminui progressivamente e já não consegue suportar a carga aplicada e ocorre a fratura total. Assim, é habitual poder distinguir duas regiões específicas na superfície de fratura: uma região lisa, em consequência da fricção entre as superfícies

abertas pela fenda e uma região áspera, associada à fratura do componente, como é perfeitamente distinguível na Figura 1 [13].

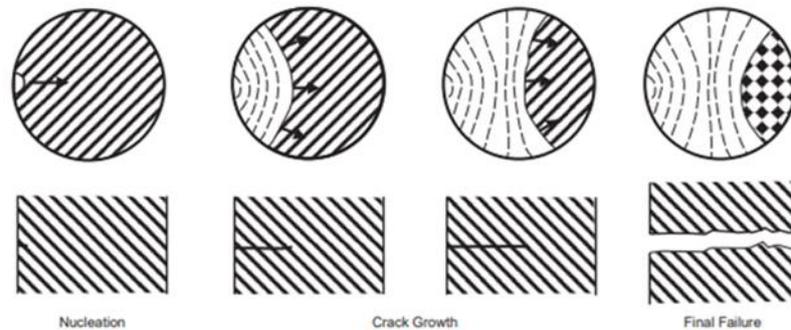


Figura 2. Evolução de uma fenda típica por fadiga

A primeira fase do processo é denominada nucleação microscópica e iniciação de fenda e consiste no desenvolvimento inicial da fenda devido à acumulação de deformação plástica (irreversível) nas discontinuidades do componente (superfícies, fronteiras de grão, inclusões no material) e podem ser potencializadas por concentradores de tensão (entalhes e furos). Sucede-se então a propagação estável da fenda. Neste momento, a fenda tem uma dimensão bastante reduzida, mas a contínua aplicação de cargas cíclicas favorece o seu crescimento. Na fase final deste processo, dá-se a propagação instável, na qual a fenda atinge um comprimento crítico e a secção remanescente não suporta a carga aplicada, dando origem à fratura total por fadiga do componente [7], [14].

2.1.1. Mecânica da fratura

O progresso na área da Mecânica da Fratura (MF) é consequência da insuficiência dos processos de cálculo estrutural para explicar falhas de estruturas solicitadas por níveis de tensões inferiores aos admissíveis. Nestes casos, a causa mais comum de falha era a propagação instável de fendas, sem que tivesse havido uma significativa deformação plástica [7]. O foco desta área é o estudo do comportamento dos materiais quando apresentam uma fenda e permite quantificar, de forma precisa, as condições a que um componente pode operar, sem que venha a falhar. Outra vantagem da MF é a previsão da velocidade de crescimento das fendas, o que permite estabelecer um critério de inspeção e de manutenção, para que uma eventual fenda não atinja um comprimento crítico e, assim, ponha em risco toda a estrutura, antes de uma inspeção.

Posto isto, para o estudo da MF é necessário entender como é que a fenda em análise é solicitada. A Figura 3 ilustra os três diferentes modos de solicitação da fenda, dependendo do carregamento. Estes modos representam os mais básicos tipos de solicitação, pelo que qualquer que seja o carregamento pode ser decomposto por estes três.

O modo I é o mais comum na fadiga e é descrito por cargas de tração; o modo II está associado a tensões de corte no plano da fenda; o modo III surge quando o componente está sujeito a tensões de corte normais ao plano da fenda [15].

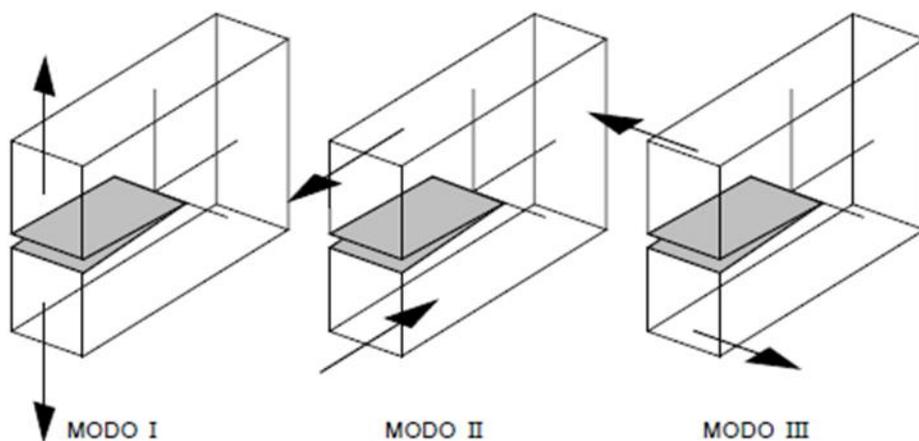


Figura 3. Modos de solicitação de fenda.

A Mecânica da Fratura subdivide-se em dois regimes: Mecânica da Fratura Linear Elástica, doravante denominada MFLE e Mecânica da Fratura Elasto-Plástica, a partir de agora, designada MFEP.

Quando um componente é solicitado, tem tendência a sofrer deformação. Até um certo valor de tensão, a deformação é reversível, estando dentro do domínio elástico, podendo ser analisado pelo critério da MFLE. A partir da tensão crítica, a deformação entra no domínio plástico e é irreversível, sendo aplicada a MFEP [16].

Na MF, um dos conceitos mais importantes é o fator de intensidade de tensão, K , responsável por descrever a magnitude do estado de tensões na proximidade da fenda e é dado pela equação 1. Este fator depende não só do carregamento solicitado, como também da geometria e comprimento da fenda, pelo que não se pode caracterizar como uma propriedade do material. Cada modo de solicitação de fenda tem um fator de intensidade de tensão característico, mas é usualmente definida para o modo I de carregamento, uma vez que é o mais severo. A instabilidade da fenda é atingida assim que

o fator de intensidade de tensão atinja um valor crítico, K_{crit} e, conseqüentemente, a fenda tenha um comprimento crítico, a partir do qual ocorre a fratura [10].

$$K = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (1)$$

Este fator é o parâmetro controlador da distribuição de tensões na ponta da fenda. Se dois componentes com geometrias diferentes tiverem cada um uma fenda, a_1 e a_2 , também de valores diferentes, a concentração de tensões será igual nos dois componentes desde que o fator de intensidade de tensões seja o mesmo.

2.1.2. Fatores que influenciam a vida à fadiga

A vida à fadiga de um componente pode depender de vários parâmetros, não só o tipo de carregamento a que está sujeito. Basicamente, todos os parâmetros que influenciam a velocidade de propagação da fenda são também parâmetros relacionados com a vida à fadiga.

Portanto, para além da composição química e do tratamento térmico, passando pelo acabamento superficial e processos de fabrico, todos estes fatores influenciam diretamente a vida à fadiga de um componente [10].

De forma geral, quanto mais lisa for a superfície da amostra, maior é a resistência à fadiga, uma vez que superfícies com maior rugosidade originam tendencialmente concentradores de tensão.

O estado da superfície pode ter uma grande influência na vida à fadiga. A título de exemplo, os tratamentos de endurecimento superficial são realizados com o objetivo de aumentar a resistência à fadiga do material, pelo que aumentarão a vida à fadiga de um componente.

O ambiente em que o processo de fadiga ocorre é decisivo na durabilidade do componente. Ambientes corrosivos prejudicam consideravelmente a vida de um componente.

Por último, também a geometria e o tipo de carregamento são fatores que influenciam a durabilidade dos componentes. Uma vez que neste estudo são os fatores cruciais de análise, serão detalhados de seguida.

2.1.2.1. Geometria

Como mencionado no início do capítulo, a presença de concentradores de tensão leva a que haja um aumento das tensões locais nas zonas onde se verifica a descontinuidade, e, conseqüentemente, à diminuição da resistência à fadiga.

O fator de concentração de tensões teórico, K_t , exprime a razão entre a tensão junto da região da descontinuidade e a tensão nominal do material, σ_{nom} , como mostra a equação 2, baseada na teoria dos materiais elásticos, homogêneos e isotrópicos. Contudo, este fator varia consoante a geometria e o carregamento.

$$K_t = \frac{\sigma_{máx}}{\sigma_{nom}} \quad (2)$$

A Figura 4 tem representados os gráficos que permitem obter os valores do fator de concentração de tensões para veios de secção circular com um furo, quando sujeitos a flexão e torção. Como se pode constatar, o valor do fator depende do tipo de esforço a que o componente está sujeito e da razão entre o entalhe e o diâmetro da secção. Assim, na flexão, por exemplo, para uma mesma área de secção transversal, quanto maior o diâmetro do entalhe, menor o fator de concentração de tensões. No caso da torção, o comportamento é idêntico ao referido anteriormente. Contudo, neste caso, observa-se que há dois locais onde a concentração de tensões é máxima, na parede do entalhe e no seu interior, mas bastante próximo da parede.

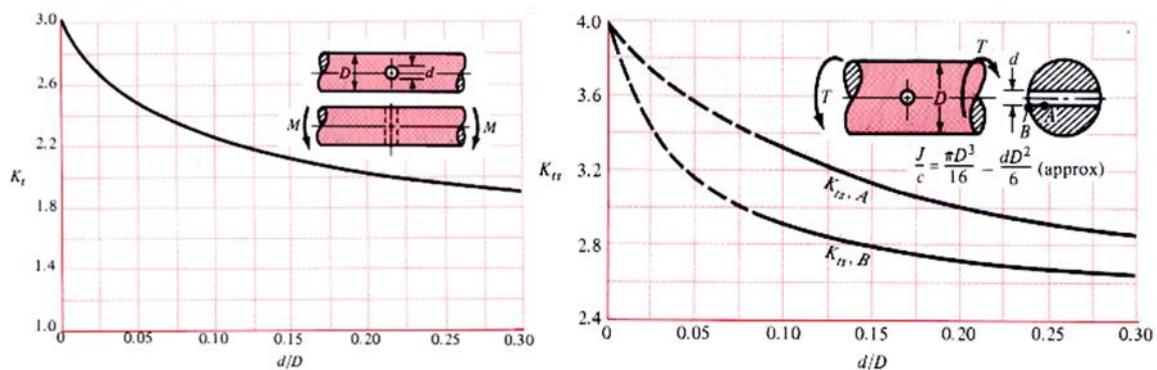


Figura 4. Gráficos para determinar fator de concentração de tensões para flexão e para torção.

Analisando o gráfico respetivo à torção, conclui-se que é provável que o local de iniciação de fenda se dê não à superfície do entalhe, mas no seu interior. Esta análise é comprovada por inúmeros trabalhos práticos [17], [18]. Salienta-se também que a não

existência de entalhe favorece o aumento da vida à fadiga, pois não há intensificação de tensões localmente.

Sabe-se então que a presença de entalhes num componente afeta significativamente a resistência à fadiga. Assim, a influência do entalhe na diminuição da vida à fadiga pode ser determinada através do fator de redução de resistência à fadiga, K_f , para um mesmo número de ciclos, cuja determinação é calculada pela equação 3.

$$K_f = \frac{\text{tensão limite de fadiga sem entalhe, } \sigma_{f0}}{\text{tensão limite de fadiga com entalhe, } \sigma_{fe}} \quad (3)$$

Outro fator determinante na análise da concentração de tensões é a sensibilidade ao entalhe, q , expressa pela seguinte equação 4.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (4)$$

Alternativamente, Neuber propõe que a sensibilidade ao entalhe possa ser definida pela equação 5, dependendo somente de uma constante do material, A , e da geometria do entalhe, representada por r . Desta equação o fator de redução de resistência à fadiga é definido pela equação 6.

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{A}{r}}} \quad (5)$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{r}}} \quad (6)$$

A sensibilidade ao entalhe pode variar entre 0 e 1, dependendo da relação entre K_f e K_t . Se um material apresentar uma sensibilidade ao entalhe próxima de 1, um pequeno defeito pode causar iniciação de fenda. Este parâmetro pode ser obtido através do gráfico da Figura 5 (gerada a partir da equação 5) para casos de tração, flexão e torção em função da tensão de rotura ou da dureza e do raio do entalhe [19], [20], [21].

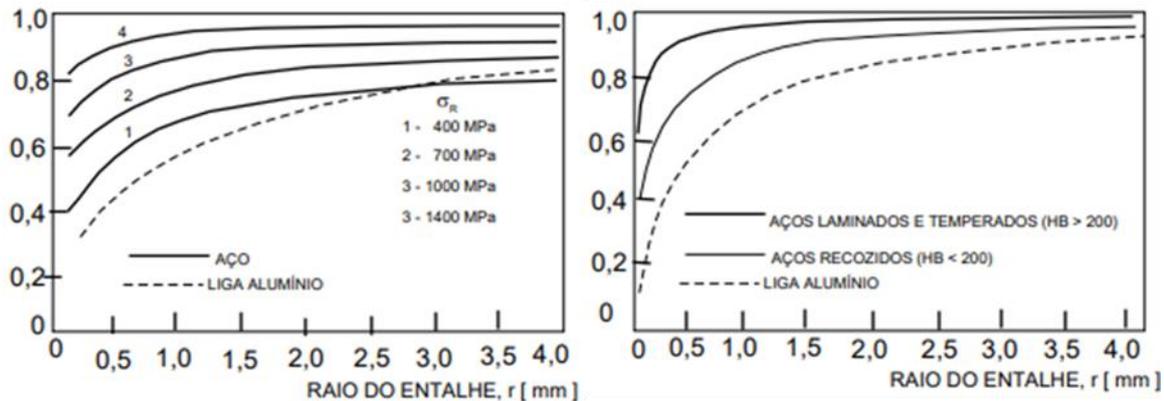


Figura 5. Fator de sensibilidade ao entalhe para solicitação de fadiga.

No passado, foram feitas várias tentativas com o intuito de determinar analiticamente o valor de K_f . Uma das mais bem sucedidas foi desenvolvida por Peterson, apresentada na equação 7 [21].

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{A}{r}} \quad (7)$$

Esta equação está dependente de uma constante do material, A , determinada a partir de testes à fadiga de longa duração para amostras com e sem entalhe para valores conhecidos de K_t e r . O valor dessa constante pode ser aproximado pela equação 8.

$$A = \left(\frac{300}{\sigma_R \times 1,45 \times 10^{-1}} \right)^{1,8} \times \frac{10^{-3}}{25,4} \quad (8)$$

2.1.2.2. Carregamento

Quando sujeitos a tensões flutuantes, os materiais metálicos sofrem fadiga a valores de tensão inferiores àqueles que seriam de esperar em ensaios estáticos uniaxiais [22]. Por isso, o estudo do comportamento à fadiga nos materiais é crucial para que a integridade de estruturas não seja comprometida. Dado que 80% das falhas em serviço acontecem devido a cargas que variam no tempo e não a esforços estáticos, é fundamental estudar a influência do carregamento na vida à fadiga.

A fadiga está normalmente associada a ciclos de tensão variável, o que dificulta a sua análise. A Figura 6 tem uma representação dos ciclos de carga variável ao longo do tempo. Para simplificar a análise do comportamento à fadiga de componentes

sujeitos a carregamentos aleatórios, convertem-se esses carregamentos em blocos de ciclos de tensão com amplitude constante, como ilustra a Figura 7 [15], [19].

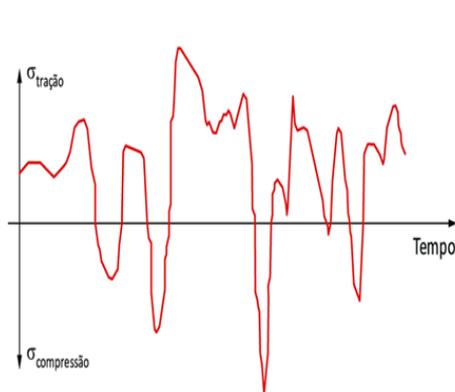


Figura 6. Ciclos de tensão variável.

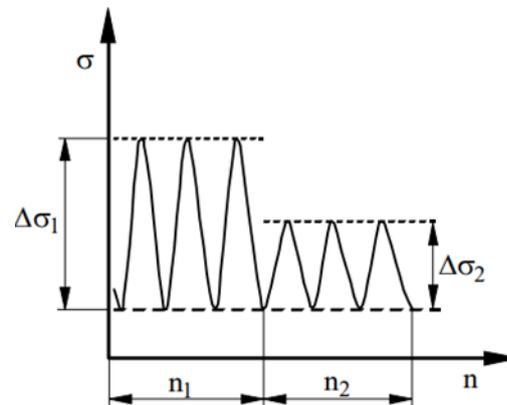


Figura 7. Ciclo de tensões com blocos de amplitude de tensão constante.

Desta forma, cada bloco com amplitude de tensão constante provoca um determinado dano. Este dano pode ser estimado usando modelos lineares e não lineares. No primeiro caso, os danos acumulam-se e, tendo por base a equação 9, a rotura por fadiga ocorre se a soma dos danos ultrapassar a unidade [23].

$$\sum_{i=1}^i \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} < 1 \quad (9)$$

Para o caso dos ciclos a amplitude de tensão constante, a análise dos carregamentos é mais simples. A classificação dos ciclos varia consoante a razão de tensões, R , calculada pela equação 10. Pode ser repetido, pulsante ou alternado.

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (10)$$

No caso da tensão média ser diferente de 0, o ciclo denomina-se ondulatório. No caso de σ_{\min} ser igual a zero, o ciclo de tensão é pulsante e a razão de tensões é igualmente zero. No caso da tensão mínima ser diferente de zero e a razão de tensões ser positiva, o ciclo denomina-se repetido. No ciclo alternado puro, a tensão varia ciclicamente entre valores positivos e negativos. A tensão média é igual a 0 e, por isso, a razão de tensões é -1. A Figura 8 tem uma representação deste caso, onde é possível visualizar as variáveis definidas a seguir.

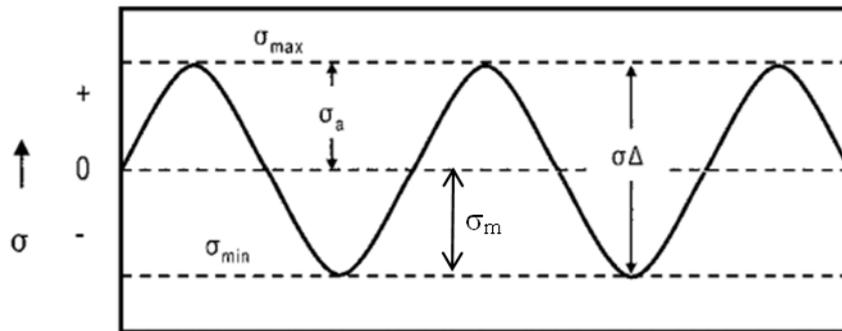


Figura 6. Ciclo alternado puro.

A gama de tensão é determinada pela diferença entre o valor máximo e o valor mínimo da tensão. Igualmente, calculando o valor médio entre o máximo e o mínimo nível de tensão, obtém-se a tensão média do carregamento. A amplitude de tensão é definida como metade da gama de tensão. As equações matemáticas que exprimem estes conceitos estão definidas pelas equações 11 a 13, respetivamente.

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} = 2\sigma_a \quad (11)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (12)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_m \quad (13)$$

2.1.3. Fadiga multiaxial

A fadiga multiaxial é um fenómeno de fadiga mais complexo, uma vez que há forças e momentos a ter em conta em relação a vários eixos. A Figura 9 representa o diagrama de forças simplificado do trabalho em estudo. Como o objetivo deste estudo é comparar a influência das diferentes relações flexão-torção no comportamento à fadiga, é importante entender como atuam as forças no provete e de que modo a relação entre os momentos fletor e torsor, B/T, é influenciada pela montagem dos provetes na máquina.

À semelhança de outros trabalhos, constata-se que a relação B/T pode ser alterada de forma simples, modificando apenas o comprimento L_4 e mantendo constante L_2 e L_3 , representados na Figura 9 [17], [18], [24], [25].

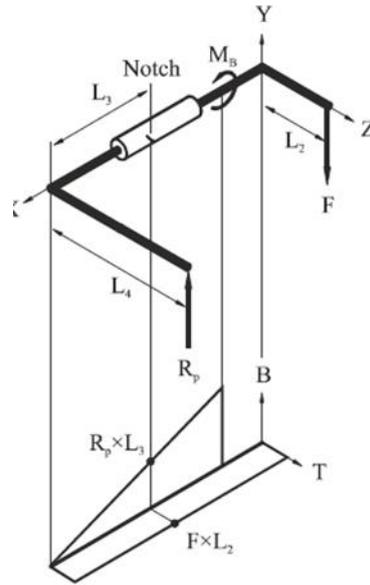


Figura 7. Ciclo alternado puro.

Observando a Figura 9, verifica-se a existência de duas forças de corte, F e R_p . Para ter uma relação entre estas duas forças, igualando os dois momentos torsores gerados por elas, tem-se:

$$F \times L_2 = R_p \times L_4 \Leftrightarrow R_p = F \times \frac{L_2}{L_4}$$

Recorrendo às expressões que nos permitem calcular as tensões de corte e as normais, através das equações 14 e 15, respetivamente, consegue-se facilmente determinar a relação B/T mencionada nesta dissertação. Assim:

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3} \Leftrightarrow \tau = \frac{16 \times F \times L_2}{\pi D^3} \Leftrightarrow F = \frac{\pi \tau D^3}{16 L_2} \quad (14)$$

$$\sigma = \frac{32B}{\pi D^3} \Leftrightarrow \sigma = \frac{32 R_p \times L_3}{\pi D^3} \Leftrightarrow \sigma = \frac{32 \times \left(F \times \frac{L_2}{L_4}\right) \times L_3}{\pi D^3} \Leftrightarrow F = \frac{\sigma \pi D^3 \times L_4}{32 \times L_2 L_3} \quad (15)$$

Com as relações anteriores feitas, facilmente se calcula a relação B/T, através da simplificação da equação 16.

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{\frac{32 \times \left(F \times \frac{L_2}{L_4}\right) \times L_3}{\pi D^3}}{\frac{16 \times F \times L_2}{\pi D^3}} \Leftrightarrow \frac{\sigma}{\tau} = 2 \times \frac{L_3}{L_4} \quad (16)$$

Conclui-se que é possível calcular a relação B/T apenas a partir de L_3 e L_4 .

2.2. Comportamento elastoplástico cíclico

Como já foi mencionado atrás, quando submetidos a esforços, os materiais sofrem deformação. Se essa tensão for superior à do domínio elástico, a rotura do material ocorre para um número relativamente pequeno de ciclos, até 10^5 ciclos. Este fenómeno denomina-se fadiga oligocíclica.

Devido a este fenómeno, é comum recorrer-se a modelos de previsão da resistência ou vida à fadiga baseados nas deformações elasto-plásticas totais, que incluem as estimativas das tensões e deformações na raiz do entalhe assumindo um comportamento do material elasto-plástico.

Na maioria dos metais, o comportamento cíclico tende a estabilizar-se após um certo número de ciclos de carga ou então a variação de ciclo para ciclo é mínima. Nos materiais em que isto não se verifica, assume-se a resposta cíclica estabilizada como a obtida para metade da vida de fadiga do material. Esta resposta é dada através de um gráfico que descreve a curva cíclica em função da tensão e da deformação, como se pode observar na Figura 10 [19], [24], [26].

A curva cíclica pode ser descrita pela equação 17.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = k' \left(\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \right)^{n'} \quad (17)$$

Em alternativa, pode-se recorrer à relação de Ramberg-Osgood, representada pela equação 18.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2k'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (18)$$

Como referido no início do subcapítulo, é possível fazer previsões de vida à fadiga com base nas propriedades cíclicas do material.

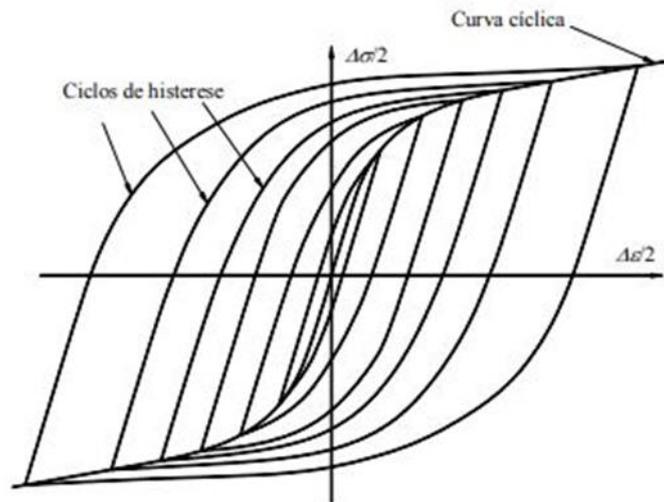


Figura 8. Curva cíclica típica de um material.

Coffin e Manson propuseram a caracterização do comportamento à fadiga das ligas metálicas a partir da amplitude de deformação plástica, de acordo com a equação 19. Quanto menor o expoente de ductilidade cíclica, maior a vida à fadiga e o mesmo acontece para um aumento do coeficiente de ductilidade cíclica [15], [17].

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^{c'} \quad (19)$$

A mesma equação, mas para o domínio elástico é dada pela equação 20, e foi inicialmente proposta por Basquin.

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{b'} \quad (20)$$

As equações 19 e 20, combinadas, resultam na equação 21. A deformação total pode então ser quantificada da seguinte forma:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{b'} + \varepsilon'_f (2N_f)^{c'} \quad (21)$$

Smith, Watson e Topper propuseram uma equação que tem em conta a tensão média e a gama de deformação. Esta relação, apresentada na equação 22, permite obter uma boa estimativa do efeito da tensão média para fadiga de longa duração. Contudo, para a fadiga oligocíclica, esta relação é mais conservadora.

$$SWT = \sigma_{máx} \varepsilon_a = \sigma_{máx} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{2b'} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b'+c'} \quad (22)$$

Assim, com o objetivo de quantificar a tensão média na análise da vida à fadiga, surge o parâmetro SWT (da formulação criada por Smith, Watson e Topper), um parâmetro de avaliação de dano.

2.3. Previsão de vida à fadiga

O processo de fadiga de componentes sujeitos a carregamentos multiaxiais é, de modo geral, peculiar e complexo, o que torna imprescindível a existência de métodos que permitam prever com precisão o comportamento à fadiga desses componentes. Esta previsão é ainda mais necessária no caso de haver componentes entalhados. Nestes casos, a vida à fadiga pode ser analisada recorrendo a modelos baseados: (i) nas tensões; (ii) na deformação; e (iii) na energia, que serão descritos nos próximos subcapítulos.

2.3.1. Modelo baseado nas tensões

A complexidade de certos componentes de máquinas exige que tenham características próprias ao nível do design, provocando uma alteração na distribuição de tensões, dando origem a aumentos localizados do campo de tensões.

A Teoria das Distâncias Críticas (TDC) é um dos métodos usados para estimar o limite de fadiga de componentes com entalhes. O desenvolvimento desta teoria deve-se a Neuber e Peterson. Neuber assumiu que as tensões elásticas próximas à zona do entalhe não se comportam de acordo com a teoria do meio contínuo, uma vez que as tensões se distribuem pelos grãos, cristais e eventuais precipitados do material. Então, propôs que para calcular a tensão efetiva que danifica a zona suscetível à fadiga, a tensão na zona do concentrador de tensões deve ser calculada através de volumes finitos. Neuber desenvolveu, portanto, o Método da Linha (ML), cujo fundamento é avaliar a média das tensões elásticas ao longo de uma linha, cuja origem é a raiz do concentrador e que o seu comprimento seja igual à distância crítica [9], [27], [28].

Seguindo a mesma filosofia, mas simplificando, Peterson constatou que para determinar o limite de fadiga do material, a tensão poderia ser calculada a uma dada distância da raiz do concentrador de tensões, dando origem ao Método do Ponto (MP).

Sucintamente, a TDC engloba vários métodos de análise de tensão linear-elástica e vai desde o método mais simples, MP até ao método mais elaborado, o Método do Volume, passando pelo ML e ainda pelo Método da Área [29].

Quando se recorre à TDC para avaliar os componentes com entalhes, o comprimento característico do material para calcular a tensão efetiva é definido pela equação 23:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{I_f}}{\sigma_{f0}} \right)^2 \quad (23)$$

Verifica-se que L depende exclusivamente de duas propriedades do material, o que torna a distância crítica também uma propriedade do material, que depende do material usado e da razão de tensões, R , a que o componente está sujeito.

As distâncias críticas correspondentes a cada método são calculadas através das equações 24 a 26.

$$D_{MP} = \frac{L}{2} \quad (24)$$

$$D_{ML} = 2L \quad (25)$$

$$D_{MA} = L \quad (26)$$

2.3.2. Modelo baseado na deformação

Os modelos de previsão à fadiga baseados na deformação são usados nas situações onde a plasticidade na raiz do concentrador de tensões não pode ser desprezada, como nos casos em que as condições de serviço são severas (quer pela elevada temperatura de trabalho, quer pela atuação de tensões elevadas) ou ainda pela geometria particular da peça, que faz com que haja uma elevada concentração de tensões. A teoria é que tanto provetes lisos como entalhados têm a mesma vida e acumulação de dano, desde que o seu histórico de tensão-deformação nos locais de iniciação de fenda seja semelhante. É, por isto, importante apurar esse histórico de tensão-deformação a que o material foi sujeito.

Como já foi referido, a concentração de tensões varia com a geometria da peça e, no caso do estado de tensão local ser superior ao domínio elástico, pode ser quantificado

através dos concentradores de tensão, K_σ , e de deformação, K_ε , como se observa pelas equações 27 e 28.

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (27)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{m\acute{a}x}}{\varepsilon_{nom}} \quad (28)$$

No caso da deformação cíclica, verifica-se a relação $K_\sigma < K_T < K_\varepsilon$. Contudo, nos casos de deformação elástica, estes três fatores apresentam valores muito semelhantes. Neuber propôs uma relação para estes três fatores, assumindo que o fator elástico de concentração de tensões é a média geométrica dos fatores de concentração de tensão e deformação, como se verifica na equação 29 [7].

$$K_t^2 = K_\sigma K_\varepsilon \quad (29)$$

Assumindo que a equação 31 expressa a relação tensão-deformação e que ambas estão no domínio elástico, a expressão 30 pode ser substituída pela equação 31 (o desenvolvimento detalhado da expressão pode ser consultado no Anexo A).

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{k}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (30)$$

$$\frac{(K_T \sigma_{nom})^2}{E} = \frac{\sigma^2}{E} + \sigma \left(\frac{\sigma}{k}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (31)$$

2.3.3. Modelo baseado na energia

A deformação plástica é um processo irreversível, e pode ser observável microscopicamente nos componentes que foram sujeitos a uma tensão superior à do domínio elástico. Essa deformação está associada à dissipação de energia de cada ciclo de carregamento, que pode ser considerada a principal causa para o processo de dano por fadiga de componentes [24].

O modelo da Densidade de Energia de Deformação Equivalente (DEDE), desenvolvido por Molski e Glinka, propõe que a densidade de energia de deformação elasto-plástica na zona do concentrador de tensões será igual à densidade de energia de deformação, caso o componente apresente um comportamento elástico. Se a deformação no concentrador de tensões estiver no domínio elástico, a densidade de energia de

deformação é dada pela equação 32. Este modelo assume que se a deformação junto à extremidade do concentrador de tensões está no domínio plástico, então localmente, também a equação 32 é válida, pelo que se pode escrever que $W_p = W_e = W_{nom}K_T^2$ [17].

$$W_e = \int_0^{\varepsilon_e} \sigma d\varepsilon \Leftrightarrow W_e = \frac{\sigma_e \varepsilon_e}{2} \Leftrightarrow W_e = \frac{\sigma_{nom}^2 K_T^2}{2E} \Leftrightarrow W_e = W_{nom} K_T^2 \quad (32)$$

Recorrendo à equação 30, que representa a curva não-linear de tensão deformação, a relação anterior pode ser definida da seguinte forma:

$$\frac{\sigma^2}{2E} + \frac{\sigma}{n'+1} \left(\frac{\sigma}{k'} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{\sigma_{nom}^2 K_T^2}{2E} \quad (33)$$

No caso de se estar perante um fenómeno de fadiga sujeita a carregamentos ciclos, os valores de tensão local e nominal serão alterados para as gamas de tensões local e nominal.

2.4. Ligas de alumínio

O alumínio é o metal mais abundante na crosta terrestre. É o 4º material mais consumido mundialmente, estando em 2º lugar na lista dos metais.

Como supramencionado, o alumínio é dos materiais mais consumidos na atualidade, isto porque é um material com excelentes qualidades para a engenharia, o que faz dele um dos materiais mais requisitados. Além da baixa densidade e custo relativamente barato, o alumínio é essencialmente usado devido ao seu baixo ponto de fusão, elevada resistência à corrosão e bom acabamento superficial alcançado no produto final. Contudo, a sua resistência é inferior à do aço.

A baixa densidade faz com que seja a escolha muito frequente para componentes na indústria de transportes. Apesar do alumínio puro apresentar uma resistência mecânica relativamente baixa, as ligas de alumínio permitem que esse valor chegue até 690 MPa [30].

2.4.1. Classificação das ligas de alumínio

Por norma, os metais puros têm propriedades muito particulares e a sua aplicabilidade está bastante limitada, mas, de forma a aproveitar certas características, são criadas ligas, que consistem na adição de forma controlada e precisa de outros materiais, de

forma a modificar as propriedades mecânicas, a soldabilidade e a formabilidade. Pelo seu baixo ponto de fusão e alta reatividade, o alumínio é um metal puro excelente para formar ligas [22].

As ligas de alumínio classificam-se como primárias ou secundárias, mediante a sua obtenção, seja através de materiais novos ou de materiais reciclados, respetivamente. Por norma, estas últimas apresentam um teor superior de impurezas quando comparadas à liga primária equivalente [4], [31].

Para classificar as ligas de alumínio, usa-se a nomenclatura da Aluminum Association, AA, adotado em 1955 pela indústria do alumínio. Deste modo, as ligas podem ser classificadas quanto ao processo de fabrico, composição química ou tratamento térmico a que são sujeitas.

2.4.1.1. Quanto à composição química

A composição da liga tem por base na sua classificação o elemento de liga maioritário. A designação é feita com base em quatro dígitos antecidos por duas letras (AA), que representa a classificação segundo a AA. O primeiro dígito identifica a série da liga. A liga 7xxx tem como principal elemento de liga o zinco. O segundo dígito indica eventuais modificações que a liga tenha sofrido. Por fim, os últimos dois dígitos são meramente de cariz indicativo, não contendo nenhum significado físico: servem apenas para distinguir a liga das restantes [32].

2.4.1.2. Quanto ao tratamento térmico

Quanto ao tratamento térmico, as ligas podem ser termicamente tratáveis e não tratáveis. Estes tratamentos passam por envelhecimento, endurecimento, têmpera, precipitação e solubilização. Para o identificar, a liga tem um sufixo com a letra T que representa que a liga foi termicamente tratada para produzir têmperas estáveis. A seguir à letra T vem um dígito de 1 a 10, que simboliza a sequência de tratamento a que a liga foi sujeita. [22], [32].

Os tratamentos térmicos possibilitam a alteração da morfologia e distribuição, o que faz com que esta liga tenha uma versatilidade enorme, para aplicações que exijam grande resistência mecânica, elevada resistência à corrosão, alta resistência à fadiga e elevada tenacidade.

Os principais elementos de liga do grupo 7xxx são o zinco, o magnésio e o cobre. O Zn e o Mg combinam-se, formando um composto intermetálico, $MgZn_2$, responsável pelo endurecimento da liga quando termicamente tratada.

2.4.2. Aplicabilidade das ligas de alumínio

O estudo dos materiais é uma das grandes áreas de investigação para o setor da indústria naval, aeroespacial, militar, entre outras, pois as propriedades dos materiais influenciarão bastante certas características e propriedades dos componentes. Os critérios na escolha dos materiais baseiam-se na resistência à fadiga, na resistência à corrosão e na resistência mecânica. O alumínio torna-se, então uma das escolhas preferidas para componentes de vários setores da indústria dos transportes. Com base no que já foi mencionado, e aliado ao facto de apresentarem facilidade de conformação e maquinação, as ligas de alumínio da série 7xxx permitem obter facilmente peças com geometrias complexas, usadas em diferentes áreas de engenharia, por exemplo, em satélites e outros componentes lançados para o espaço [33].

Nos dias de hoje, o setor industrial não deseja apenas que os materiais atendam aos requisitos impostos, há uma consciencialização cada vez maior para a sustentabilidade e para o uso racional de matéria-prima. No momento de fazer o projeto dos componentes o fator de segurança, o peso total da estrutura e questões ambientais fazem parte da equação na escolha dos materiais.

Com o objetivo de minimizar os custos de combustível gasto e, conseqüente, minimizar as emissões de CO_2 , é crucial que a massa dos componentes seja diminuída, sem comprometer as funções da estrutura. É, por isso, fundamental escolher materiais com menores densidades mas cujas propriedades mecânicas satisfaçam os requisitos do projeto. E tendo este critério por base, as ligas de alumínio substituem o aço e o cobre em grande escala [34].

De acordo com pesquisas recentes, calcula-se que o uso de alumínio na indústria dos transportes permita uma redução de peso até 50%. Os transportes que usam intensivamente o alumínio em peças, estruturas e componentes são, definitivamente, mais económicos. Estima-se que uma redução de 10% em massa equivale a um aumento da eficiência energética (pela redução do uso de combustível) entre 5 a 10% [35], [36].

3. PARTE EXPERIMENTAL

Neste capítulo será explicado o procedimento experimental: inicia-se com a apresentação da composição e propriedades mecânicas do material utilizado e de seguida descreve-se o procedimento experimental.

3.1. Liga de alumínio 7050-T6

Os ensaios de fadiga realizados no âmbito deste trabalho foram feitos na liga de alumínio 7050, sujeita a um tratamento de solubilização e envelhecimento artificial.

Nas Tabelas 1, 2 e 3 encontra-se informação relativa à liga em estudo, nomeadamente a composição química, as propriedades mecânicas monótonas e as propriedades mecânicas cíclicas da liga, respetivamente [5], [37].

Tabela 1. Composição química nominal da liga de alumínio 7050-T6. [5] , [37]

Elemento químico	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Zr	Ti	Al
Wt%	0,12	0,15	2,1	0,1	2,0	0,04	6,2	0,1	0,06	Remanescente

Tabela 2. Propriedades mecânicas monótonas da liga de alumínio 7050-T6. [5]

Tensão de cedência, σ_{ced} (MPa)	546
Tensão de rotura, σ_R (MPa)	621
Alongamento, Δ (%)	14
Módulo de Elasticidade, E (GPa)	71,7
Coefficiente de Poisson, ν	0,33

Tabela 3. Propriedades mecânicas cíclicas da liga de alumínio 7050-T6. [5]

Coefficiente de resistência cíclica, σ'_f (MPa)	850,737
Expoente de resistência cíclica, b'	$-7,8172 \times 10^{-2}$
Coefficiente de ductilidade cíclica, ε'_f	$8,1694 \times 10^{-1}$
Expoente de ductilidade cíclica, c'	$-7,6051 \times 10^{-1}$
Coefficiente de endurecimento cíclico, k' (MPa)	617,19
Expoente de endurecimento cíclico, n'	$2,0192 \times 10^{-2}$

Este trabalho visa entender a influência de carregamentos na evolução da fenda de fadiga, pelo que os provetes usados nos ensaios foram todos semelhantes, desde o material à geometria. Um outro objetivo era analisar a influência da profundidade do entalhe na vida à fadiga, pelo que a única alteração entre ensaios foi a profundidade do entalhe.

A Figura 11 representa a vista superior do provete utilizado, que foi obtido por processos de fabrico convencionais, semelhante a trabalhos anteriores, referidos na bibliografia [38]. Foi também usada outra geometria (doravante denominada geometria 2), semelhante à representada na Figura 11, para os ensaios B2T3_4, BT1_4 e B2T_6, onde a única alteração à geometria usada anteriormente (geometria 1) é a profundidade do entalhe, que passou para o dobro, passando a ter 4 mm. Com esta característica, avaliar-se-á também a influência da geometria do concentrador de tensões na vida à fadiga.

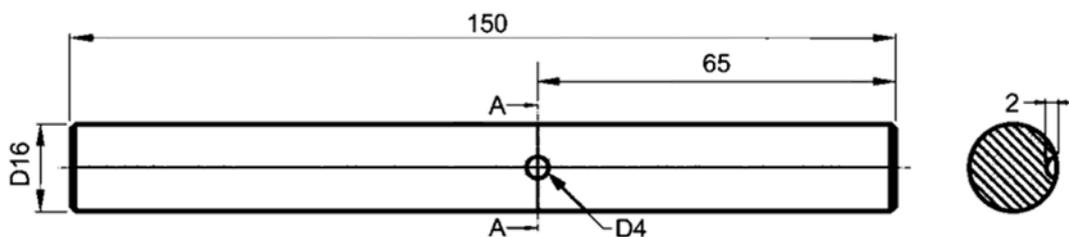


Figura 9. Geometria do provete dos ensaios (dimensões em milímetros).

Como se pode observar na Figura 11, a 65 mm da extremidade está localizado o entalhe, onde devido à concentração de tensões, surgirá a fenda. Por motivos relacionados com a montagem do provete na máquina de ensaios, estas dimensões são semelhantes aos trabalhos anteriores [17], [18].

A zona do entalhe sofreu um polimento, de forma manual, para que eventuais defeitos fossem eliminados, pois poderiam causar iniciação precoce de fenda e também para que se tivesse uma superfície espelhada, que facilitaria a observação da propagação da fenda. Inicialmente, usou-se liza de granulometria decrescente (P#300 até P#2500) e posteriormente foi aplicada pasta de diamante de 6 μm .

3.2. Ensaios de fadiga

Os ensaios de fadiga foram realizados no Laboratório de Construções Mecânicas do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade de Coimbra numa máquina servo-hidráulica DARTEC, cuja capacidade de carga máxima é 100 kN, representada na Figura 12.



Figura 10. Máquina servo hidráulica DARTEC usada nos ensaios de fadiga.

À semelhança de outros trabalhos, a aplicação das relações entre os momentos fletores e momentos torsores foi efetuada através de um sistema de amarras desenvolvido pelo Professor Doutor José Domingos [39]. Esta relação é variável e define-se mediante o ajuste da posição do parafuso na ranhura, como se pode ver na Figura 13.



Figura 11. Sistema de amarras e regulador de B/T.

Tal como explicado na introdução, onde são mencionados os objetivos, este estudo prevê avaliar a influência das diferentes razões entre a tensão normal e a tensão de corte na evolução da fenda por fadiga. Assim, os provetes foram sujeitos a carregamentos combinados de flexão e torção, com diferentes razões, como se pode ver pela Figura 14. Neste trabalho, as razões usadas resultaram em relações entre tensões normal e de corte iguais a 4/3, 2 e 4, que correspondem a relações B/T iguais a 2/3, 1 e 2, respetivamente (ver Figura 14).

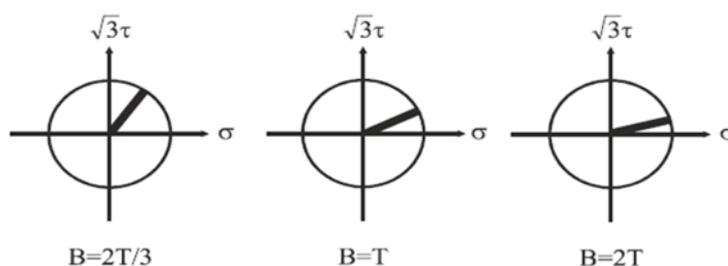


Figura 12. Plano de aplicação das tensões normais relativamente à raiz do entalhe. $\sigma=4/3 \tau$; $\sigma=2\tau$; $\sigma=4\tau$.

Os ensaios estarão sujeitos à mesma razão de tensões, próxima de 0, mas ligeiramente superiores, cujo objetivo é minimizar as flutuações do sistema de amarras durante a ausência de carga.

A Figura 9, no capítulo 2, representa o esquema simplificado do diagrama de forças do sistema. Para uma carga F aplicada pela máquina servo-hidráulica, os valores do momento fletor e do momento torsor, dependem das dimensões L_3 e L_4 , respetivamente.

A dimensão L_2 foi mantida constante enquanto as dimensões L_3 e L_4 variavam consoante os ensaios, mediante a relação B/T pretendida. Os valores adotados estão referidos na Tabela 4.

Tabela 4. Dimensões das variáveis dos ensaios.

Referência da amostra	L_2 [mm]	L_3 [mm]	L_4 [mm]	$\frac{\sigma}{\tau}$
B2T3_i	60	125	187,5	$\frac{4}{3}$
BT1_i	60	140	140	2
BT2_i	60	140	70	4

Cada relação B/T foi avaliada em três ensaios com tensão diferente. As características de cada ensaio estão sumarizadas na Tabela 5.

Tabela 5. Variáveis dos ensaios.

Referência da amostra	Profundidade do entalhe (mm)	Amplitude de tensão normal, σ_a (MPa)	Amplitude de tensão de corte, τ_a (MPa)	Razão de tensões, R
B2T3_1	2	134,29	100,72	0,04
B2T3_2	2	107,43	80,57	0,04
B2T3_3	2	85,94	64,46	0,04
B2T3_4	4	85,94	64,46	0,04
BT1_1	2	134,29	67,14	0,04
BT1_2	2	107,43	53,71	0,04
BT1_4	4	85,94	42,97	0,04
B2T_1	2	171,89	42,97	0,04
B2T_2	2	134,29	33,57	0,041
B2T_6	4	107,43	26,86	0,04

Após o início do ensaio, a captação de imagem foi feita através de uma câmara de alta resolução ajustada ao sistema, que capta imagens através do programa Camware. Após o ensaio de fadiga se iniciar, fez-se paragens a cada 5×10^3 ciclos até que se observasse a fenda. Assim que esta foi detetada, ajustaram-se as paragens a cada $2,5 \times 10^3$ ciclos ou $1,5 \times 10^3$ ciclos, mediante a velocidade de propagação da fenda. Sempre que o ensaio era interrompido para se proceder à captação de imagem, o provete ficava sujeito a uma carga estática equivalente à carga máxima, para facilitar a observação da fenda.

O ensaio era concluído assim que a fenda atingia um comprimento de cerca de 6 mm, evitando sempre a fratura total do provete durante o ensaio.

Posteriormente, procedeu-se à preparação das amostras para analisar a superfície de fratura. Os provetes foram cortados com uma serra, seguindo-se uma limpeza ultrassónica da superfície de fratura, tendo sido submersas num banho de álcool por 10 minutos. Recorreu-se a um microscópio ótico e a um microscópio eletrónico de varrimento para analisar as superfícies de fratura e os mecanismos de falha do material.

3.3. Procedimento numérico

Como já foi referido, os testes de ensaio à fadiga podem ser demorados e dispendiosos, pelo que, uma solução prática para avaliar o estado de tensão e deformação nas zonas críticas de uma peça, passa pela utilização de modelos numéricos tridimensionais. Tal, deve-se ao facto de não haver na literatura modelos analíticos que prevejam o comportamento de certas geometrias, particularmente quando sujeitas a carregamentos complexos.

Nos dias de hoje, os modelos de previsão estão bastante desenvolvidos, pelo que é de esperar que os resultados obtidos numericamente sejam bastante semelhantes aos obtidos experimentalmente [40].

Neste trabalho, foi adotado o Método dos Elementos Finitos para replicar os ensaios experimentais de flexão combinada com torção, com o intuito de se obter os estados de tensão e deformação na zona do entalhe, bem como para fazer a previsão dos locais de iniciação e das trajetórias de fenda para as várias relações B/T estudadas. A figura 15 apresenta um exemplo da malha de elementos finitos do provete em estudo, criada com recurso a elementos hexaédricos de 8 nós, e que contém um total de 124 750 elementos e 132 944 nós.

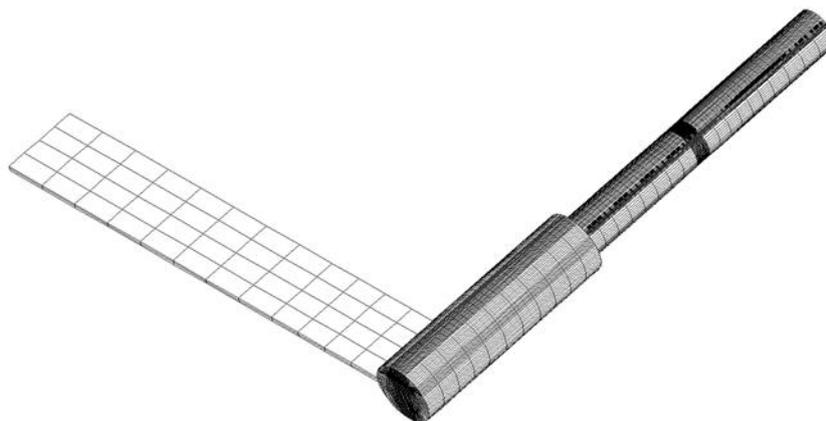


Figura 13. Malha de elementos finitos do provete em estudo.

Na figura 16 observa-se um modelo de elementos finitos com densidades de malha diferentes, sendo mais refinada na zona de entalhe, local mais suscetível a concentração de tensões e, por isso convém que os resultados nesta zona sejam mais precisos. Para zonas mais afastadas, não é necessário um nível de refinamento tão elevado,

pelo que o uso de uma malha mais grosseira permite uma análise computacional mais rápida.

Na análise computacional, tentou-se ao máximo simular a realidade, para que os resultados obtidos traduzissem com precisão o estudo e fossem de encontro aos resultados obtidos experimentalmente. Assim, a malha foi criada com as propriedades respeitantes aos diferentes materiais: a parte das amarras tem as propriedades elásticas do aço e o provete as propriedades elásticas da liga de alumínio.

A simulação foi feita recorrendo ao *software* *Cosmos/M*. Considerou-se um modelo constitutivo linear-elástico, isotrópico e homogéneo.

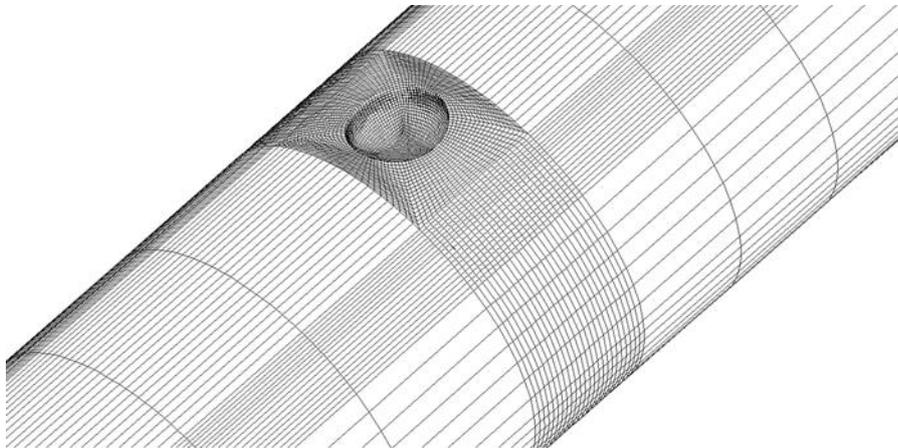


Figura 14. Diferentes densidades de malha no provete em estudo.

4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos, quer nos ensaios experimentais, quer nas simulações numéricas. Para facilitar a comparação e discussão de resultados, serão mostradas lado a lado as previsões numéricas e as imagens das fendas de fadiga dos ensaios experimentais. Serão ainda apresentados e analisados os gráficos das curvas $a-N$ e $S-N$. Os resultados serão tratados por ordem crescente de relação B/T. Posteriormente será feita a previsão dos locais de iniciação e dos ângulos de iniciação da fenda para as diferentes relações B/T, comparando-se as previsões com os resultados experimentais. Ao longo deste capítulo, discutir-se-ão também as similaridades de resultados com outros trabalhos sobre o tema.

4.1. Análise experimental de vida à fadiga

A análise da vida à fadiga foi realizada após a conclusão dos ensaios de fadiga. Recorreu-se ao programa CorelDraw para se fazer as medições do comprimento de fenda superficial, de modo a que se pudesse obter as curvas que relacionam o comprimento da fenda com o número de ciclos de carga aplicados, conhecidas como curvas $a-N$.

O critério de medição das fendas foi o mesmo para todos os ensaios: a fenda considerada para as medições era a que se iniciasse primeiro durante os ensaios de fadiga e, uma vez que se pretende estudar a iniciação da fenda, só foram considerados comprimentos de fenda até 3 mm. Denominou-se fenda A a fenda que surge na parte superior do provete e por fenda B, a que surge na parte inferior.

Para cada relação de flexão-torção foram testados três valores diferentes de amplitude de tensão normal, duas para a geometria 1 e outra para a geometria 2. A identificação dos provetes foi feita pensando na identificação imediata quer da relação das tensões normal e de corte, quer do valor de carga aplicada, por isso, a título de exemplo, a amostra B2T3_1 corresponde à relação de momento fletor e torsor de 2/3 com o nível de carga aplicado 1, o mais alto dos três testados. O raciocínio é o mesmo para os restantes provetes para as diferentes relações: B/T=1 e B/T=2.

A Figura 17 apresenta as curvas a-N para os diferentes ensaios, onde cada imagem representa dois ensaios: 2 níveis de carga diferentes para a mesma relação B/T e com profundidade de entalhe de 2 mm.

Para a relação B/T = 2/3, observamos que a fenda surgiu antes dos 10×10^3 ciclos para a carga aplicada mais elevada e atingiu os 3 mm de comprimento antes dos 20×10^3 ciclos. Já para a carga mais baixa, constata-se que a fenda demorou quase o dobro dos ciclos para se iniciar e a sua propagação até atingir os 3 mm resultou em cerca de 30×10^3 ciclos. Verifica-se também que o declive da curva do primeiro ensaio é mais acentuado, o que traduz uma velocidade de propagação superior para amplitudes de tensão normal também superiores.

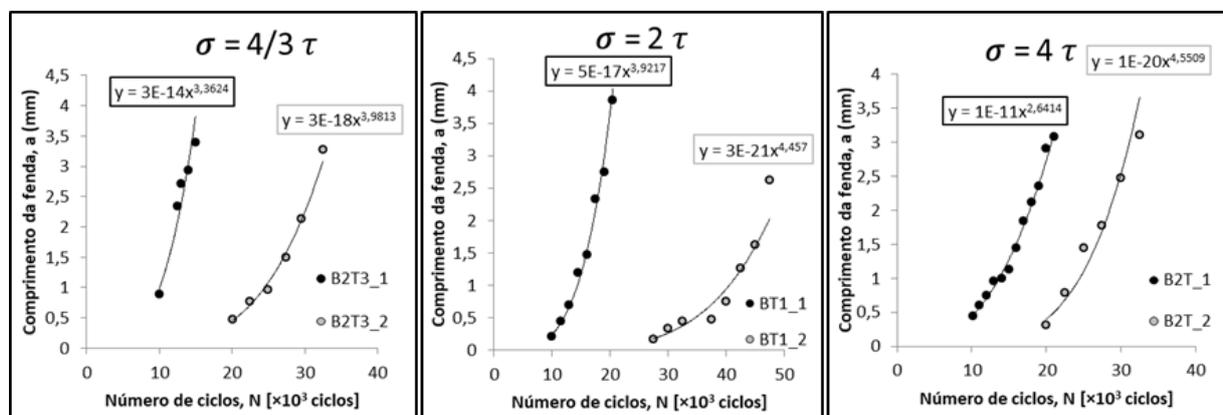


Figura 15. Comprimento de fenda em relação ao número de ciclos para as diferentes relações B/T e profundidade de entalhe de 2 mm.

Os resultados mencionados no parágrafo anterior são comuns aos outros quatro ensaios, onde se constata que para o valor de amplitude de tensão normal mais elevado, o surgimento da fenda ocorre sempre antes dos 10×10^3 ciclos e para estes 2 ensaios a fenda atinge um comprimento de 3 mm assim que são atingidos os 20 000 ciclos de carga. Por sua vez, os ensaios com o nível de carga mais baixo necessitam de cerca de 20 000 ciclos de carga para haver fenda superficial e, tal como para o caso anterior, o número de ciclos de carga até atingir uma fenda com comprimento de 3 mm é bastante superior quando comparado ao nível de carga mais alto.

A Figura 18 compara três ensaios com os mesmos valores de amplitude de tensão normal e profundidade do entalhe para as diferentes relações B/T. Em todos os ensaios, o provete em prova tinha um entalhe com 2 mm de profundidade e a amplitude de tensão era o valor comum mais alto, 134,29 MPa.

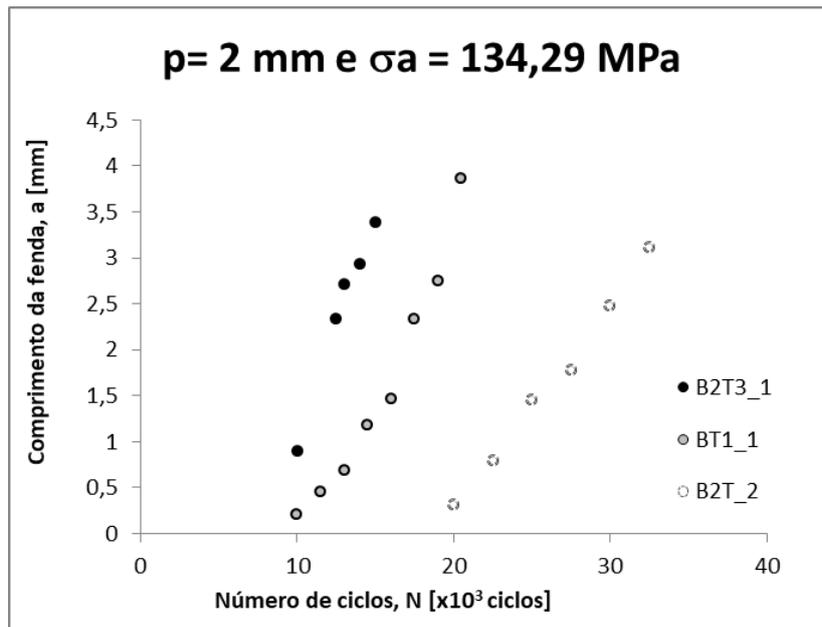


Figura 16. Influência da tensão de corte na vida à fadiga. Profundidade de entalhe de 2 mm.

Tal como seria de esperar, a vida útil à fadiga aumenta com o aumento da relação B/T. Neste caso, a amplitude de tensão a que os provetes estavam sujeitos era a mais alta, pelo que se verificou ser o caso mais severo em termos de vida útil. A Figura 19, por sua vez, apresenta dois conjuntos de dados onde se pode tirar ilações acerca da influência da tensão de corte. Estão representados os dados da evolução da fenda para as duas relações mais baixas de B/T, e para cada ensaio B2T3 e BT1 com o mesmo valor de amplitude de tensão, compara-se a vida à fadiga.

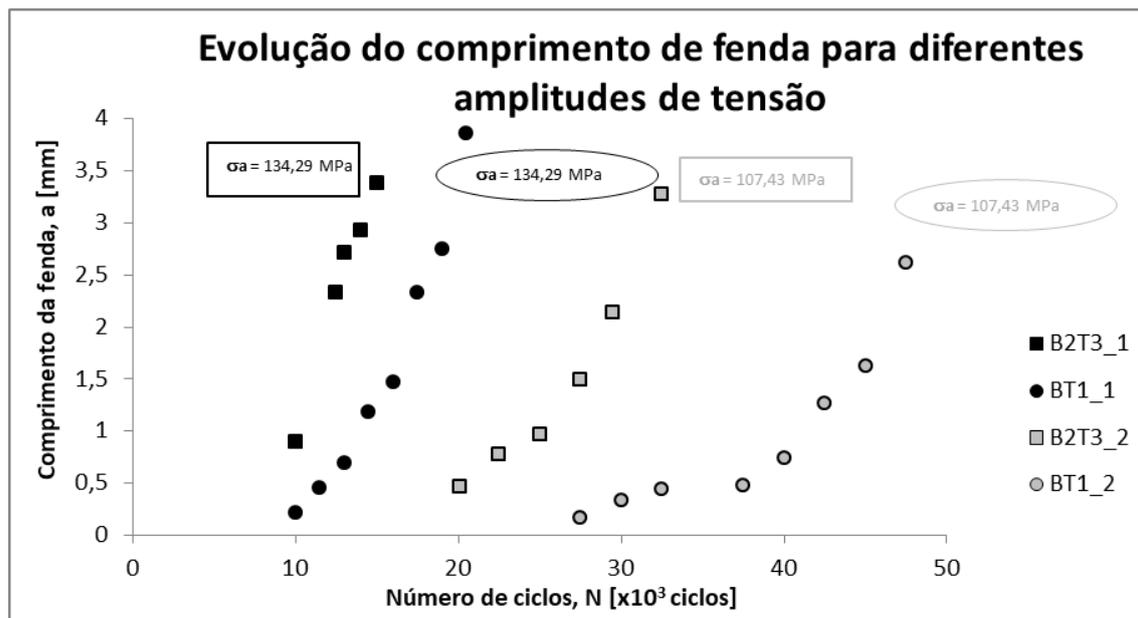


Figura 17. Comparação da vida à fadiga para diferentes relações B/T com a mesma amplitude de tensão.

Constata-se, como seria de esperar, que os ensaios B2T3_1 e BT1_1 tiveram um comportamento bastante semelhante. Por terem a mesma geometria, o valor de amplitude de tensão normal ser o mesmo e a diferença da relação B/T não ser grande, à semelhança dos resultados de Monteiro, as curvas $a-N$ para os dois ensaios supramencionados são bastante semelhantes e próximas [18]. Por sua vez, os ensaios B2T3_2 e BT1_2 apresentam disparidade. Sumariamente, conclui-se, mais uma vez, que para a mesma amplitude de tensão, quanto maior a relação B/T maior a vida à fadiga. E, tal como constatamos com a Figura 17, quanto maior a amplitude de tensão, maior a velocidade de propagação da fenda por fadiga.

Finalmente, a Figura 20 evidencia a influência da profundidade do entalhe na vida à fadiga. Pelas equações 5 e 6, deduz-se que quanto maior a profundidade, maior a sensibilidade ao entalhe. Os ensaios representados pela Figura 20 estão sujeitos aos mesmos valores de amplitude de tensão e de relação entre os momentos fletor e torsor. O ensaio B2T3_3 corresponde ao de um provete cujo entalhe tem 2 mm de profundidade e o provete do ensaio B2T3_4 tem um entalhe com 4 mm de profundidade. No ensaio B2T3_4, com maior profundidade de entalhe, a fenda surgiu mais cedo e a propagação até a um comprimento de cerca de 3 mm foi mais rápida. No ensaio B2T3_3, cuja profundidade do entalhe era metade da do anterior, a fenda só se iniciou aos 30 000 ciclos, revelando-se num aumento de 50% no número de ciclos em relação ao B2T3_4. Também o número de ciclos até atingir um comprimento de 3 mm é consideravelmente maior.

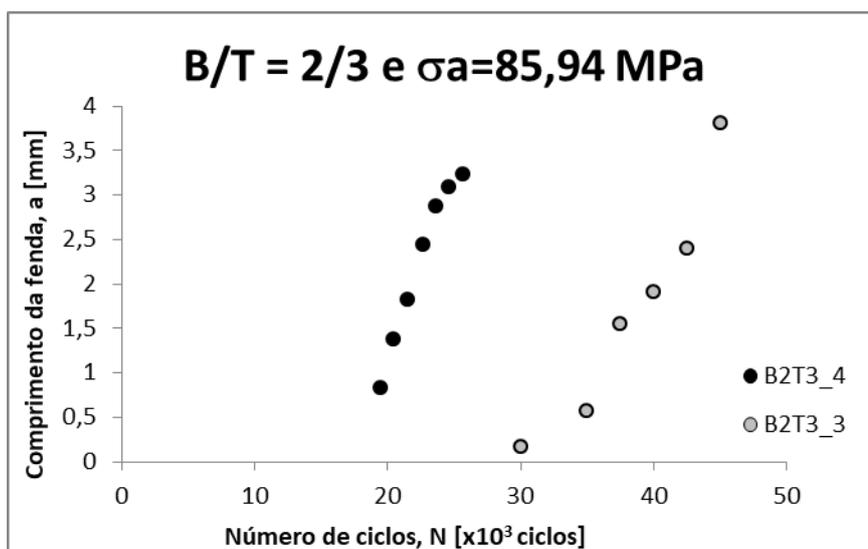


Figura 18. Influência da profundidade do entalhe na vida à fadiga.

A Figura 21 apresenta a relação entre a amplitude de tensão e o número de ciclos de carga que o provete precisa para atingir um tamanho de fenda de 0,5 mm. Nesta análise estão representados os dados relativos aos ensaios com provetes cujo entalhe tinha 2 mm de profundidade. Estes números de ciclos foram obtidos através das funções ajustadas das curvas $a-N$ obtidas atrás. Apesar das conclusões serem limitadas, pois os dados de análise referem-se a um número pequeno de ensaios, pode concluir-se que o declive das retas é ligeiramente diferente, e que há uma redução da vida à fadiga com a redução da relação B/T, o que se pode explicar pelo aumento do nível de tensões de corte.

A reta correspondente aos ensaios B/T=1 apresenta o declive mais suave, pelo que uma diminuição da amplitude de tensão aumenta a variação do número de ciclos para a fenda atingir 0,5 mm. Já a reta com maior declive corresponde à dos ensaios B/T=2 e o inverso do descrito anteriormente acontece.

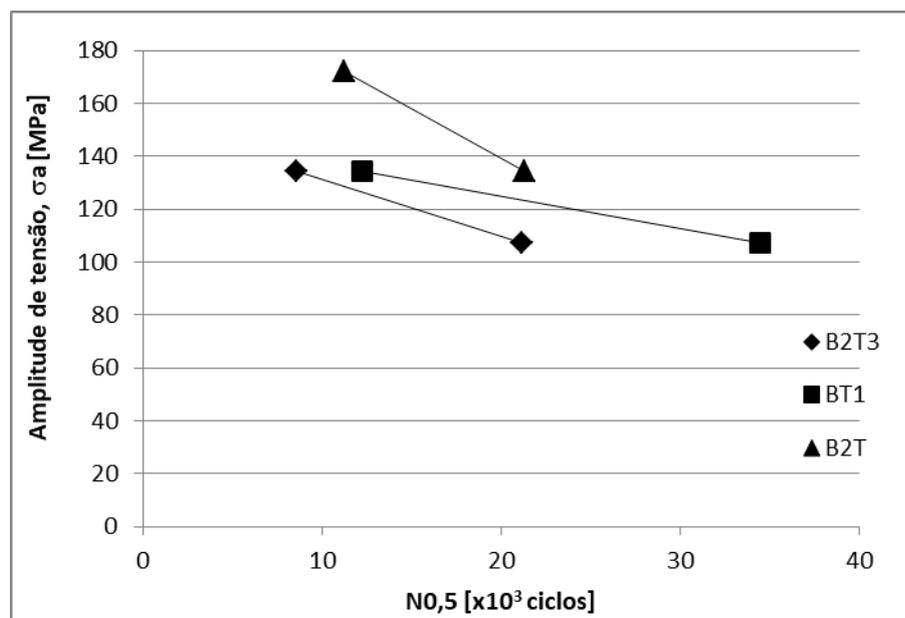


Figura 19. Amplitude de tensão normal versus número de ciclos para um comprimento de fenda de 0,5 mm para provetes com profundidade de entalhe de 2 mm.

Na Figura 22 estão representadas as razões entre o número de ciclos até a fenda atingir 0,5 mm e o número de ciclos até à rotura, neste estudo, considerou-se que ocorria quando a fenda atingia um superficial de 3 mm. A principal conclusão da análise do gráfico é que, para a mesma relação B/T, quanto maior a carga aplicada, menor a razão entre o número de ciclos.

Também para os ensaios com a mesma profundidade de entalhe e amplitude de tensão, cuja variável em análise é a relação B/T, nomeadamente B2T3_1, BT1_1 e B2T_2,

constata-se que quanto maior a relação entre as tensões normais e de corte, maior a razão entre o número de ciclos de iniciação e de rotura. Por outro lado, independentemente da relação B/T, as relações entre $N_{0,5}$ e N_f são semelhantes em todos os casos, com variações entre 50 e 70% da vida total.

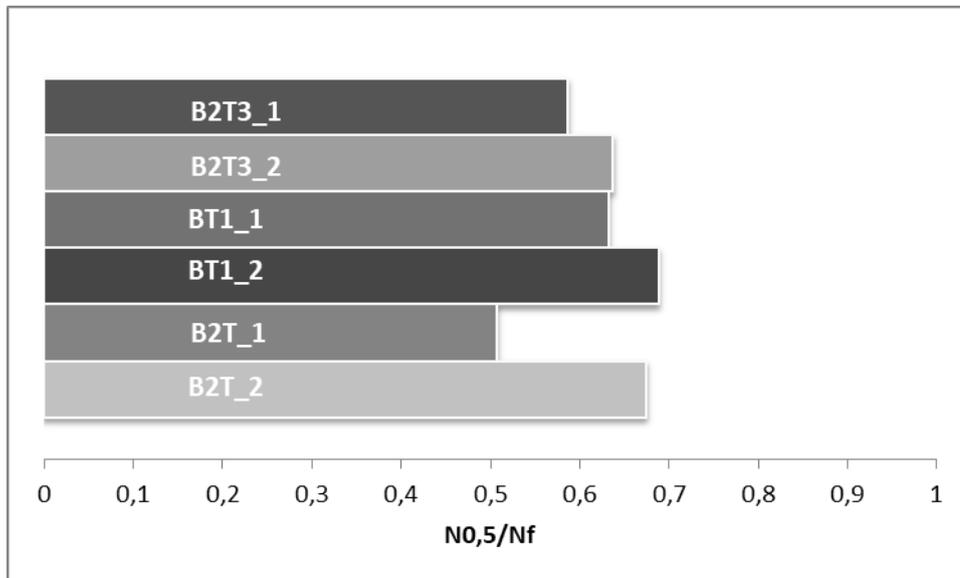


Figura 20. Razão entre $N_{0,5}$ e número de ciclos até à rotura, N_f .

4.2. Análise dos ângulos de iniciação e trajetória da fenda. Superfícies de fratura.

Por uma questão de simplicidade na comparação de resultados, nesta secção serão apresentados, em simultâneo, os resultados obtidos experimental e numericamente, a fim de confrontar os valores de forma eficiente.

4.2.1. Local de iniciação e trajetória

Quando um componente é submetido a esforços continuados fica sujeito ao fenómeno de fadiga. Esse fenómeno é caracterizado pela propagação de uma fenda que eventualmente culminará na rotura. Na secção anterior já se demonstrou que a relação entre flexão e torção afeta a velocidade de propagação da fenda, bem como os níveis de carga aplicada, que também afetam a taxa de crescimento da fenda. Nesta secção avalia-se a influência dos parâmetros mencionados nos ângulos de iniciação de fenda bem como na sua trajetória de propagação. Para análise dos resultados experimentais, recorreu-se às imagens capturadas durante os ensaios de fadiga e às imagens de microscopia ótica.

A previsão numérica da propagação da fenda foi feita tendo em conta os valores da primeira tensão principal, calculada no nó com maior valor de tensão. Os valores obtidos das coordenadas dos nós e das tensões para cada um dos nós selecionados estão na Tabela B.1 e Tabela B.2 do Anexo B, respetivamente.

A Figura 23 mostra uma imagem do entalhe para cada provete com a trajetória da fenda. A Figura 24 tem a representação da distribuição de tensões obtida pelo MEF para as três relações B/T, bem como o local previsto de iniciação de fenda, assinalado pelo ponto preto.

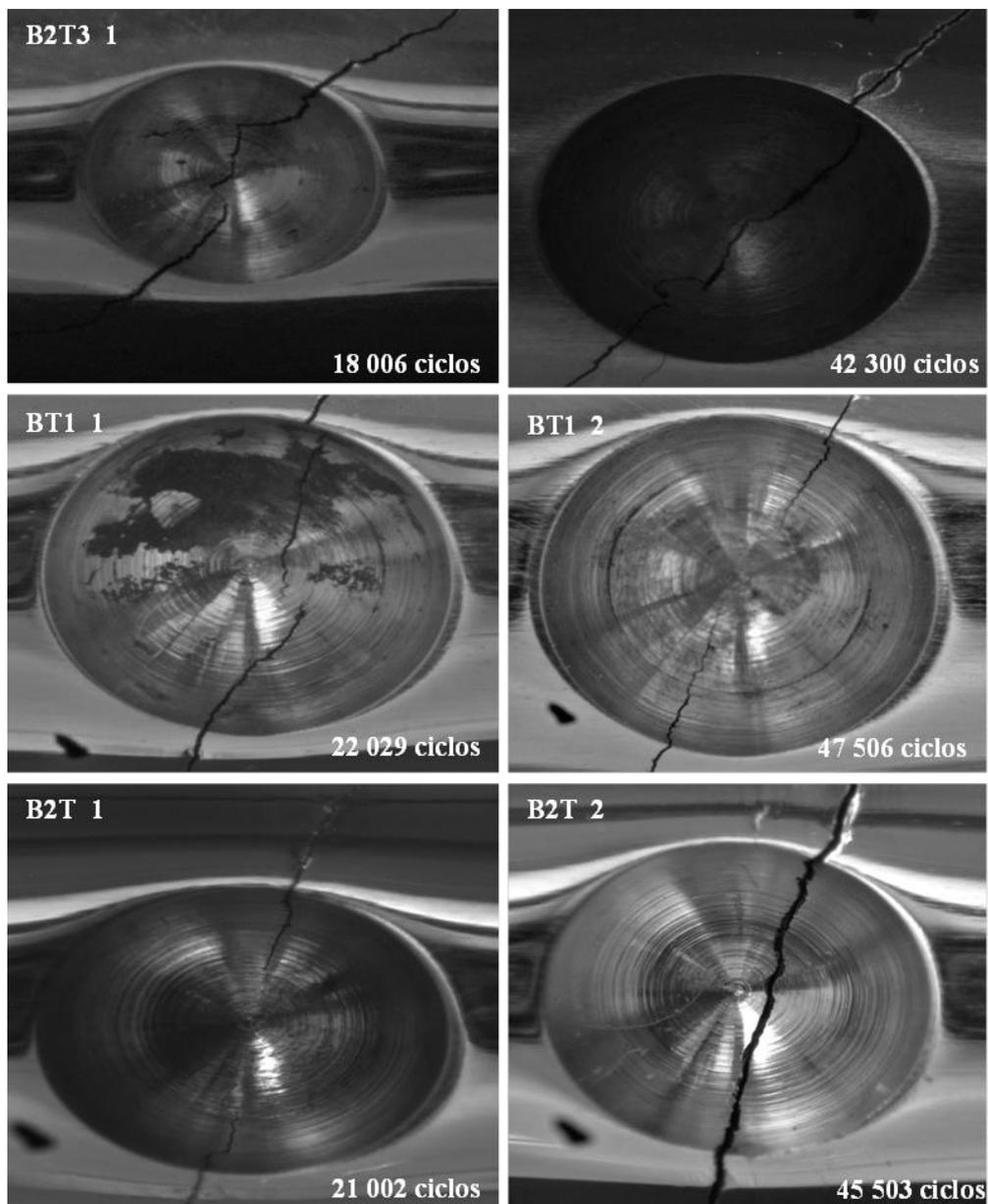


Figura 21. Trajetórias de fenda obtidas experimentalmente para cada ensaio.

Tal como seria de esperar, a iniciação de fenda ocorreu sempre junto do entalhe, onde a concentração de tensões é superior. Outra constatação é que o tipo de trajetória parece variar, observando-se que para a relação mais baixa de B/T o caminho percorrido pela fenda é mais semelhante a uma curva, enquanto para a relação B/T =2 esse caminho já é mais semelhante a uma reta e para a relação intermédia verifica-se uma ligeira curvatura. Assim, tal como verificado noutros trabalhos, um aumento da tensão de corte e, conseqüentemente, diminuição da relação B/T propicia fendas mais curvas.

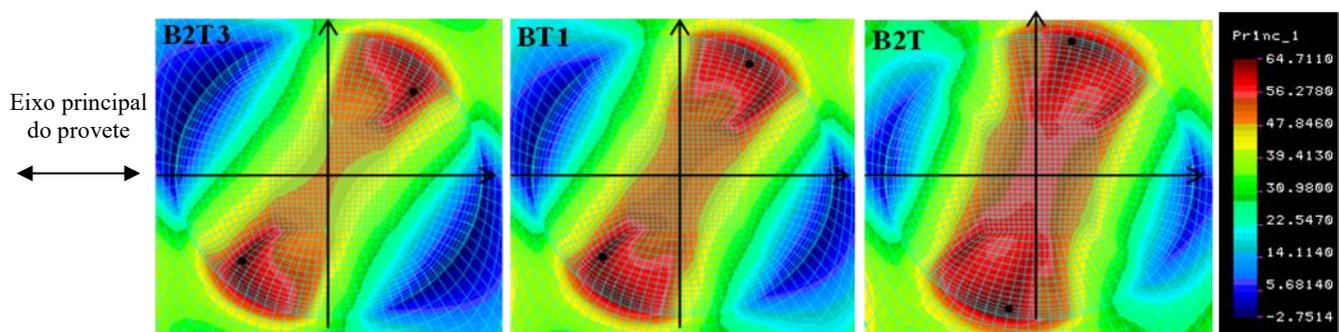


Figura 22. Previsão numérica do local de iniciação de fenda com base no campo da primeira tensão principal na zona do entalhe (o ponto preto corresponde à previsão numérica).

Porém verifica-se que o seu local de iniciação não é sempre o mesmo. É de salientar que, como seria de esperar, a fenda tem um comportamento quase simétrico em relação à origem, isto é, surgem 2 fendas opostas, que com o decorrer do ensaio se propagaram e se fundiram numa fenda única. Isto ocorreu para quase todos os ensaios, à exceção do B2T3_2, onde realmente surgiram 2 fendas, mas que não se fundiram (a fenda A propagou-se e acabou por ser a fenda predominante) e do B2T_2, onde só se iniciou uma fenda que se propagou até ao fim do ensaio (fenda B).

Apenas com a observação das imagens da Figura 24, percebe-se que a inclinação que a fenda faz com a vertical varia consideravelmente com a relação B/T, sendo que quanto maior é essa relação, menor é o ângulo. Em suma, quanto menor é o nível das tensões de corte, mais próxima da vertical está a trajetória da fenda, o que significa uma propagação mais próxima do modo I. Nas Figuras B.1, B.2 e B.3, presentes no Anexo B, estão representadas lado a lado para cada relação B/T, as previsões do local de iniciação de fenda e as trajetórias de fenda obtidas experimentalmente, onde a observação do supramencionado é mais evidente.

Por sua vez, a amplitude de tensão aplicada não parece influenciar a trajetória da fenda, como seria de esperar, sendo pouco perceptível um efeito deste parâmetro na orientação da fenda.

Sobre a análise da previsão obtida pelo MEF, observa-se, pelo ponto assinalado a preto na Figura 24, que quanto maior a relação B/T, mais próximo da superfície se inicia a fenda.

4.2.2. Ângulos de iniciação de fenda.

A Tabela 6 exibe os valores dos ângulos medidos experimentalmente e calculados pelos dados da simulação numérica. Estão representados os valores de α e β , representados esquematicamente na Figura 25, que correspondem aos ângulos entre a trajetória inicial da fenda e uma linha vertical com origem no local de iniciação e aos ângulos entre a o local de iniciação de fenda e uma linha vertical com origem no centro do entalhe, respetivamente. A equação para determinar α_{num} corresponde à equação 34. Para determinar o β_{num} recorreu-se às coordenadas dos nós supramencionados.

$$2\alpha_2 = \text{tg}^{-1} \left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_{yy} - \sigma_{xx}} \right) \quad (34)$$

Esta referência para medição de ângulos pode ser vista na Figura 25.

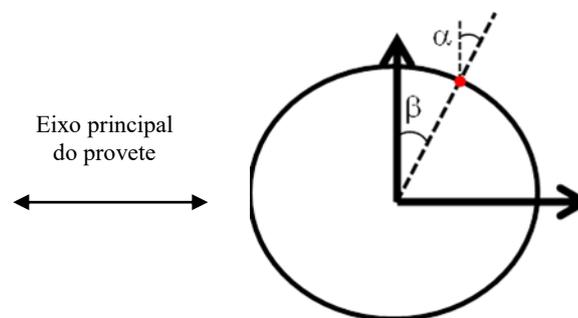


Figura 23. Referência de ângulos de iniciação de fenda.

Uma vez mais, constata-se que a relação entre as tensões normais e as tensões de corte interferem no ângulo de iniciação de fenda. Experimentalmente, para a relação $\sigma/\tau=4/3$ os valores experimentais são bastante semelhantes aos valores calculados numericamente, à exceção da fenda B do ensaio B2T3_2, pois, como já mencionado, esta fenda iniciou-se mas a sua propagação não foi suficiente para se fundir com a fenda A, o que alterou o processo de propagação. Verifica-se, também, que esta relação é a que

apresenta uma orientação mais inclinada de fenda. A simulação numérica prevê para esta relação B/T um comportamento simétrico das fendas A e B em relação à origem e, de facto, isto verifica-se para o primeiro ensaio, mas não para o segundo. Observa-se para α_A e β_A uma orientação semelhante à prevista numericamente em ambos os ensaios, ao passo que para a fenda B, com um erro associado de 5° para α e 10° para β , nenhum dos ângulos está dentro da margem de erro.

Para o ensaio com relação $\sigma/\tau=2$, os valores obtidos experimentalmente para a fenda A estão em concordância com as previsões numéricas, quer para α quer para β , dentro da margem de erro de 5° e 10° , respetivamente. Para a fenda B verifica-se que α_B medidos experimentalmente são bastante próximos dos previstos, mas o mesmo não se verifica com β_B em qualquer ensaio. As previsões para esta relação ditavam um comportamento assimétrico em relação à origem para os ângulos e, contrariamente ao previsto, quer para os valores de α quer para os valores de β , no ensaio experimental verifica-se uma similaridade para as fendas A e B.

Por último, os ensaios com relação mais baixa entre tensões normais e de corte, $\sigma/\tau=4$, estão, de modo geral, de acordo com as previsões. Como já foi referido, para o segundo ensaio não houve formação de fenda A, pelo que, neste caso, só se comparará os valores respetivos à fenda B. À semelhança da relação anterior ($\sigma/\tau=2$), as previsões ditavam um comportamento simétrico da fenda em relação à origem e, como se constata, comparando os valores da tabela, esse comportamento observou-se para esta relação.

Tabela 6. Ângulos de iniciação de fenda

	Fenda A				Fenda B			
	$\alpha_{A,exp}$	$\alpha_{A,num}$	$\beta_{A,exp}$	$\beta_{A,num}$	$\alpha_{B,exp}$	$\alpha_{B,num}$	$\beta_{B,exp}$	$\beta_{B,num}$
B2T3_1	39,51°	35,22°	38,64°	42,91°	44,41°	35,17°	28,38°	42,91°
B2T3_2	33,46°		38,05°		12,22°		20,32°	
BT1_1	27,42°	23,73°	18,29°	25,12°	29,09°	31,46°	13,01°	42,89°
BT1_2	28,66°		28,36°		26,02°		20,29	
B2T_1	15,08°	15,24°	11,53°	16,66°	15,95°	15,31°	13,93°	16,78°
B2T_2	-		-		11,74°		6,83°	

Resumidamente, em todos os ensaios houve algumas discrepâncias entre os valores experimentais e os valores previstos numericamente. Nos ensaios B/T=2/3 a divergência encontra-se para os valores da fenda B, seja para α seja para β . Nos ensaios

$B/T=1$, a incompatibilidade de valores observa-se apenas para β_B , para ambos os ensaios. Nos ensaios $B/T=2$, apesar de no segundo ensaio não ter surgido fenda A, os valores experimentais estão em conformidade com os valores previstos. De reforçar, que pelas previsões, apenas o ensaio $B/T=1$ não apresentaria simetria na orientação das fendas A e B mas, experimentalmente, foi o ensaio cuja trajetória de fendas foi mais semelhante.

Apesar das não-conformidades descritas no parágrafo anterior, a abordagem numérica proposta é capaz de prever, com alguma precisão os locais de iniciação bem como a orientação das fendas na superfície para a fase inicial de propagação. Assim sendo, após comparações de resultados, a sugestão de que a propagação das fendas superficiais é controlada pela distribuição da primeira tensão principal parece ser válida.

A figura 24 representa a comparação entre os ângulos de iniciação medidos experimentalmente e os ângulos da previsão numérica para as fendas A e B. Tal como se constatou da análise da Tabela 6, os valores de α_{num} para a fenda B nos ensaios de relação $B/T=2/3$ diferem largamente dos valores obtidos experimentalmente.

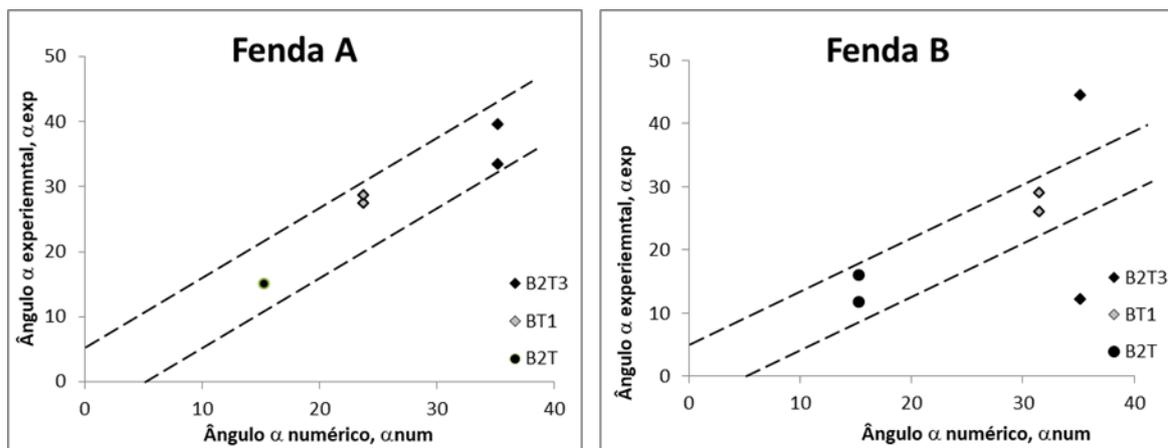


Figura 24. Ângulos de Iniciação obtidos experimentalmente versus ângulos de iniciação previstos numericamente.

4.2.3. Superfície de fratura

Concluídos os ensaios, procedeu-se à preparação das amostras para análise das superfícies de fratura dos provetes. À exceção do B2T3_1, que fraturou totalmente enquanto decorria o ensaio, os restantes foram separados em duas partes, aplicando uma carga manual e, posteriormente foram serrados com uma serra e submetidos a uma limpeza ultrassónica, como descrito no capítulo anterior.

A Figura 27 corresponde à vista frontal de uma amostra de cada ensaio, optando-se pelo provete sujeito a amplitudes de tensão normal superiores, à exceção dos ensaios $B/T=2/3$, para os quais se estudaram as superfícies de fratura de dois ensaios. As amostras estão dispostas por ordem crescente da relação B/T e, como se verifica, a inclinação da superfície de fratura é bastante desigual para cada uma das amostras. É notório que quanto maior as tensões de corte, maior a inclinação, consequência da trajetória da fenda.

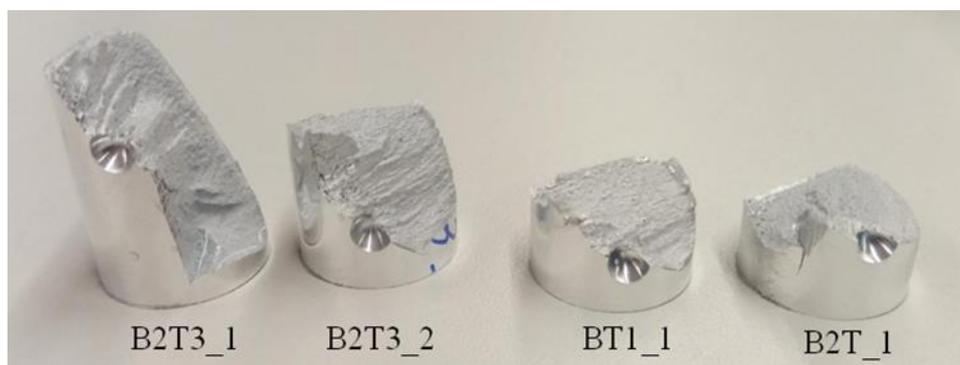


Figura 25. Vista frontal das amostras após serem serradas.

4.2.3.1. Microscopia ótica

Na Figura 28 estão representadas as vistas de topo das superfícies de fratura dos provetes, para cada um dos ensaios. As imagens dos ensaios $B/T=2/3$ estão ligeiramente desfocadas devido à existência de uma superfície de fratura complexa caracterizada por uma propagação em múltiplos planos, pelo que não foi possível na mesma fotografia tê-los todos focados. Nas imagens respetivas aos ensaios $B/T=1$ e $B/T=2$, é perceptível a zona de propagação da fenda, pois é visível uma zona curva com coloração diferente. A restante área da superfície de fratura corresponde a uma zona de fratura por carga quasi-estática.

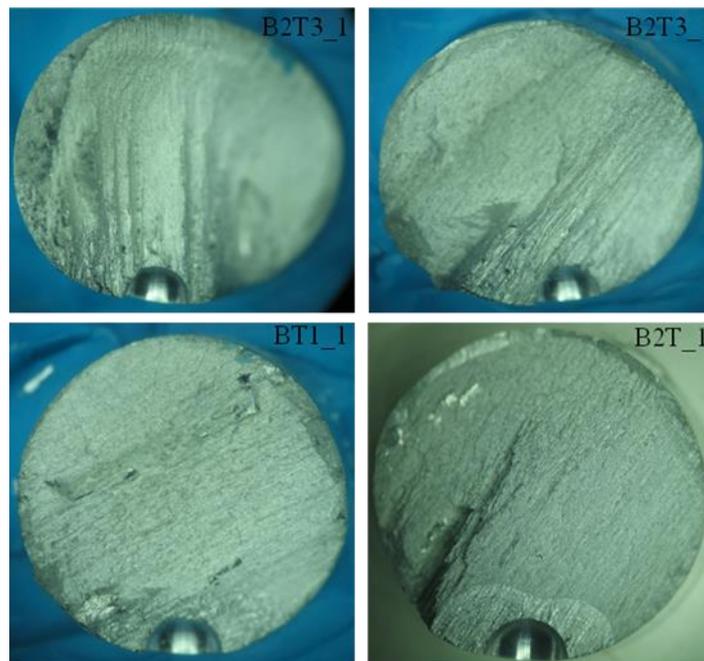


Figura 26. Vista de topo das superfícies de fratura.

Como já referido, a relação entre as tensões normais e as tensões de corte afeta consideravelmente a trajetória da fenda, pelo que, a superfície de fratura é também afetada por essa mesma relação. A Figura 29 apresenta as vistas frontais, obtidas por microscopia ótica da trajetória da fenda cuja inclinação coincide com as representadas na Figura 16.

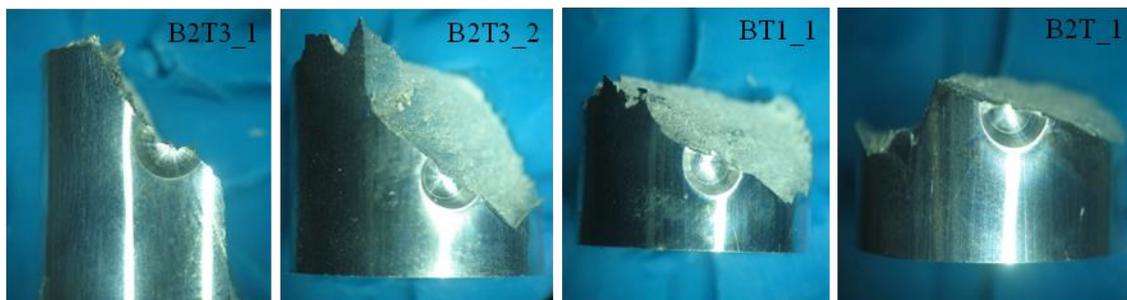


Figura 27. Vista frontal das superfícies de fratura.

4.2.3.2. Microscopia eletrônica de varrimento

Neste subcapítulo, estão representadas as imagens de microscopia eletrônica de varrimento, doravante denominadas SEM (do Inglês, *scanning electron microscopy*) dos vários ensaios de fadiga realizados para esta dissertação. Para cada ensaio, apresentar-se-ão imagens específicas de pormenores.

A Figura 30 corresponde a uma vista SEM da amostra B2T3_2. Nesta imagem estão assinaladas 3 pontos principais: os locais de iniciação da fenda principal (a vermelho correspondente à fenda A e a verde à fenda B) e o degrau de fadiga (a roxo na Figura 30).

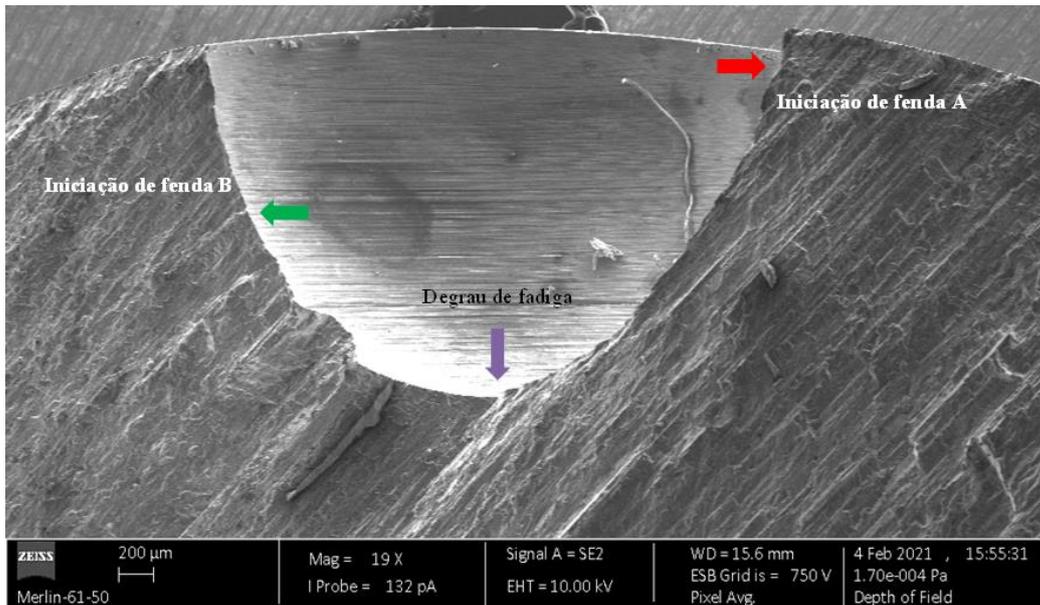


Figura 28. Ampliação 19X do ensaio B2T3_2.

A Figura 31 corresponde a uma ampliação do local de iniciação da fenda, onde é visível a convergência das estrias de fadiga para o ponto de iniciação. Constata-se ainda que, tal como na simulação numérica, o local de iniciação da fenda A não foi junto da superfície cilíndrica do provete; as fendas tenderam a iniciar na superfície esférica, um pouco para o interior do furo, o que vai de encontro aos resultados numéricos.

A Figura 32 corresponde a uma vista SEM da amostra BT1_1. À semelhança do ensaio anterior, também nesta imagem estão assinalados os locais de iniciação de fenda que se observaram neste ensaio.

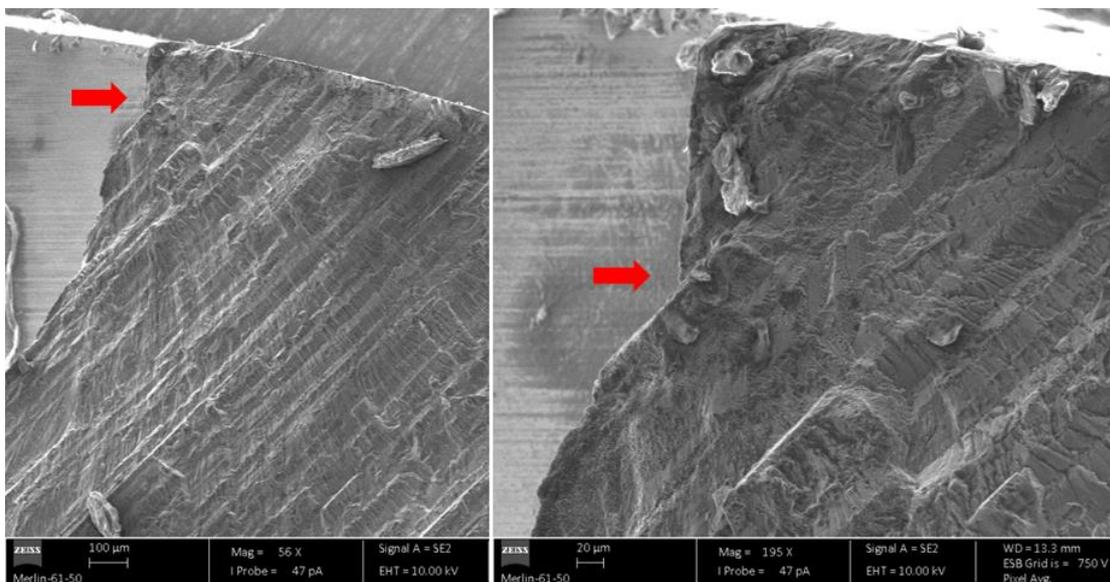


Figura 29. Ampliação de 56 e 195 vezes no ensaio B2T3_2 na zona de iniciação de uma fenda.

A Figura 33 a) corresponde a uma ampliação da superfície de fratura, onde é perfeitamente distinguível uma fenda secundária, assinalada a roxo e as estrias de fadiga, ainda que não muito visíveis, uma vez que a ampliação é apenas de 1500 vezes. Esta microfenda poderá ter ocorrido devido à existência de impurezas no material, que não terão sido dissolvidas aquando o processo de conformação do alumínio.

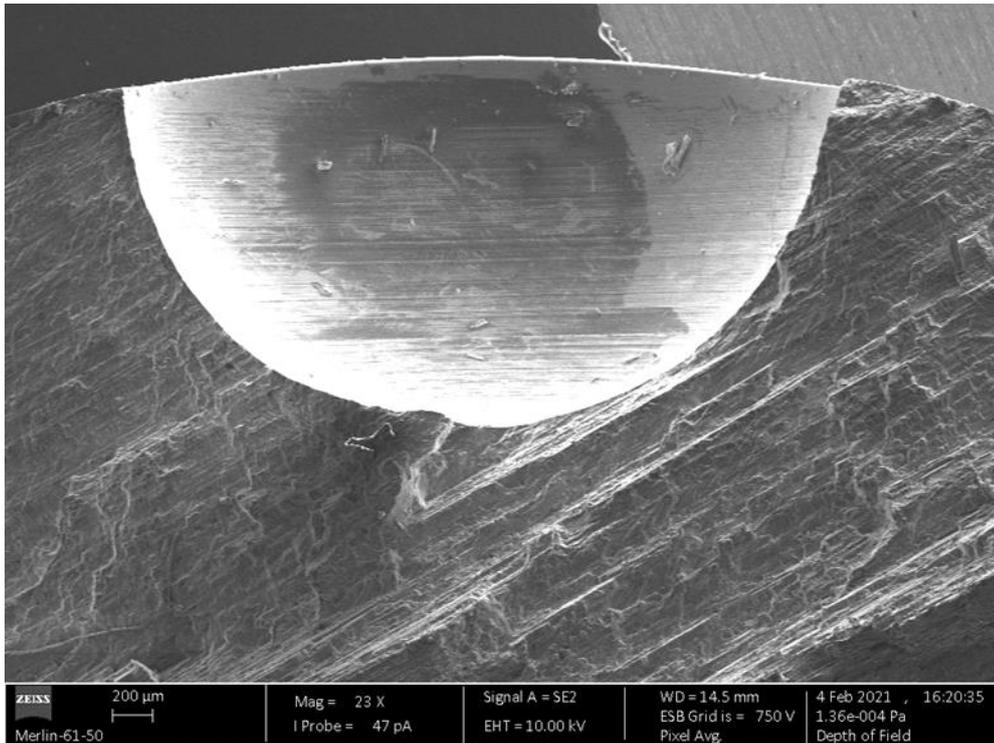


Figura 30. Ampliação de 23 vezes do ensaio BT1_1.

A Figura 33 b) representa uma ampliação de 3500 vezes e já é possível observar em pormenor as estrias de fadiga. Cada estria corresponde à frente da fenda em dado momento e o espaçamento entre estrias consecutivas corresponde ao crescimento da fenda entre dois ciclos consecutivos.

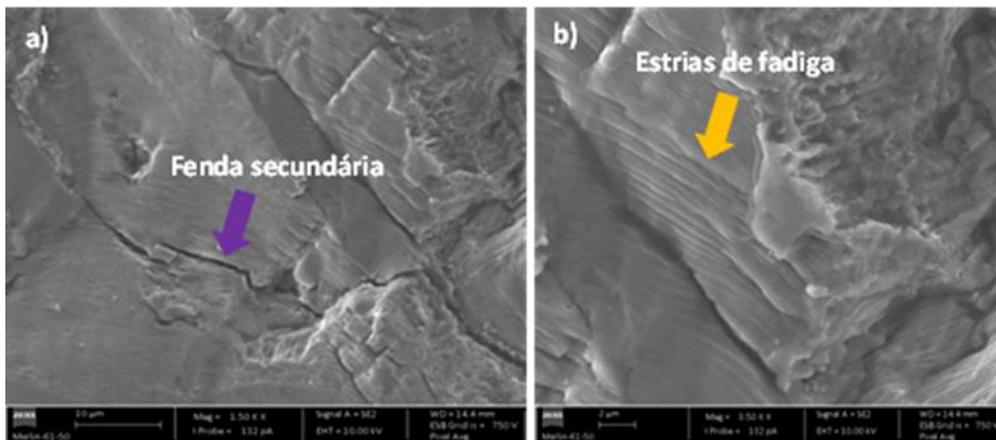


Figura 31. Ampliação do ensaio BT1_1. a) 1500 vezes. b) 3500 vezes.

A Figura 34 revela o local de iniciação da fenda A no ensaio B2T_1. É possível observar que neste ensaio, o ponto de iniciação de fenda foi mais perto da superfície, quando comparado com os outros 2 ensaios, embora ocorra igualmente numa zona interior do furo. Este local de iniciação é também afetado pela localização de imperfeições geométricas causadas durante a fase de maquinação do entalhe.

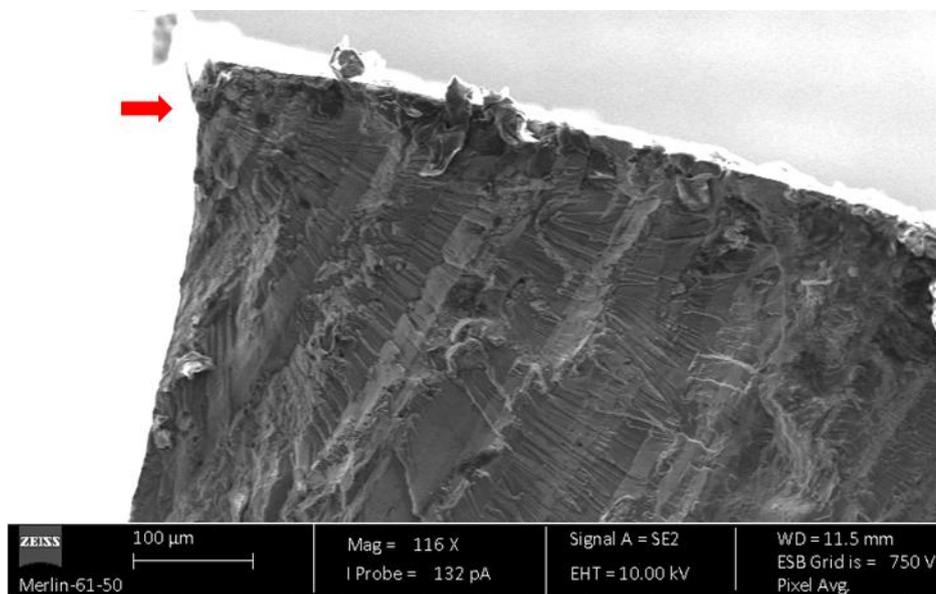


Figura 32. Local de iniciação da fenda no ensaio B2T_1.

5. CONCLUSÕES

Esta dissertação tinha como objetivo geral estudar e o comportamento à fadiga de um componente na liga de alumínio 7050-T6 sujeito a carregamentos combinados de flexão e torção. Foram feitos ensaios experimentais destrutivos de fadiga multiaxial e previsões numéricas dos locais de iniciação e dos ângulos de propagação pelo Método dos Elementos Infinitos, para as mesmas condições de carregamento. Os valores das razões entre as tensões normais e as tensões de corte são $4/3$, 2 e 4 .

Em relação aos ensaios experimentais, foram analisadas as fendas de fadiga, nomeadamente locais de iniciação, trajetórias, ângulos de iniciação e foram também analisadas as superfícies de fratura, quer por microscopia ótica, quer por microscopia eletrónica de varrimento. Para cada relação B/T foram estudados três valores de carga nominal e duas profundidades de entalhe.

O modelo numérico tridimensional considerou um comportamento linear elástico, isotrópico e homogéneo, e permitiu analisar o estado de tensão-deformação na zona do entalhe. Com base nos resultados, para cada relação B/T, foi possível prever o local de iniciação de fenda, calcular os ângulos de iniciação, considerando os nós com maiores valores de tensão principal na superfície do furo. Após obtenção destes dados, foi feita uma comparação do comportamento à fadiga obtido experimentalmente para cada ensaio e o calculado numericamente.

Do estudo feito nesta dissertação, importa destacar as seguintes ilações:

- Para a mesma relação B/T, constata-se que quanto maior o nível de carga aplicado, maior a velocidade de propagação da fenda;
- Para a mesma relação B/T e o mesmo valor de amplitude de tensão, quanto maior profundidade do entalhe, maior a velocidade de propagação da fenda.
- O aumento do nível de tensão de corte, para o mesmo valor de tensão nominal, acelera a velocidade de propagação da fenda. Assim, quanto menor a relação B/T, mais rápido surge e se propaga a fenda;
- A relação entre a tensão normal e a tensão de corte influencia significativamente os locais e os ângulos de iniciação de fenda:

- o Para relações B/T menores, a trajetória da fenda na superfície do furo é mais curva, enquanto para a relação B/T=2 a trajetória da fenda é mais reta;
- o Quanto menor a relação B/T, maior o ângulo entre o local de iniciação e a origem do entalhe;
 - Para a mesma relação entre as tensões normais e as tensões de corte, o nível de carga aplicado não parece influenciar nem o local de iniciação nem a trajetória da fenda;
 - À exceção do ensaio B2T_2, em todos os ensaios surgiram duas fendas, que viriam a unir-se e apresentar um comportamento quase simétrico em relação ao centro do furo (à exceção do ensaio B2T3_2: a fenda A propagou-se e acabou por se tornar na fenda dominante);
 - A previsão pelo MEF do local de iniciação das fendas foi próxima dos resultados obtidos experimentalmente, e conclui-se que o aumento da relação B/T aproxima os locais de iniciação de fenda da extremidade do entalhe;
 - Quanto aos ângulos de iniciação de fenda (α e β), as conclusões não são precisas, provavelmente pelos critérios de medição, mas para a fenda A, os valores dos ângulos obtidos experimentalmente são idênticos aos obtidos pela previsão numérica. Quanto à fenda B, que na maioria dos ensaios surgiu depois da fenda A, há uma divergência dos ângulos numéricos e experimentais. Como a previsão numérica das fendas A e B é quase simétrica, é possível que o critério usado para a medição possa ter induzido as discrepâncias;
 - Apesar das divergências mencionadas no parágrafo anterior, validou-se a hipótese da propagação da fenda superficial ser controlada pela distribuição da primeira tensão principal;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] I. Arroyo, *Descontinuidades geométricas e fratura dúctil em aço estrutural*, Universidade Federal de Santa Catarina, 1979.
- [2] C. Junior, *Caracterização Avançada de Ligas de Al 7050 sob envelhecimento para Aplicações Aeronáuticas*, 2014.
- [3] N. T. S. Board, *Material Specification 7050 Aluminium*, 2015. doi: 10.5749/j.ctvthhd37.29.
- [4] A. Garcia, J. Spim, and C. Santos, *Ensaio dos Materiais*, vol. 1, no. 1. 2018.
- [5] R. Branco, J. D. Costa, L. P. Borrego, S. C. Wu, X. Y. Long, and F. V. Antunes, *Effect of tensile pre-strain on low-cycle fatigue behaviour of 7050-T6 aluminium alloy*, *Eng. Fail. Anal.*, vol. 114, no. May, 2020
- [6] R. Higgins, *Engineering Metallurgy: Applied Physical Metallurgy*, 6th ed. 1999.
- [7] E. Rosa, *Análise de Resistência Mecânica*. 2002.
- [8] *Fastenal - Fastener fatigue*. Acedido a 08 de fevereiro de 2020 em [https://www.fastenal.com/en/3289//fastener-fatigue.](https://www.fastenal.com/en/3289//fastener-fatigue)” .
- [9] R. Borges, *Generalização da teoria da distância crítica para estimativa de vida de componentes entalhados em regime de médio e alto ciclo de fadiga*, 2018.
- [10] C. Branco, *Mecânica dos Materiais*, 5th ed. 2011.
- [11] F. M. Souza, *Estudo da descontinuidade geométrica em lâmina de tecido híbrido bidirecional vidro/carbono*, 2017.
- [12] S. Barter, *The quantification of fatigue crack initiators in aluminium alloy 7050-T7451 using quantitative fractography*, *Int. J. Struct. Integr.*, vol. 2, no. 3, pp. 243–263, 2011, doi: 10.1108/175798611111162860.
- [13] F. Abbasi and G. H. Majzoobi, *Effect of out-of-phase loading on fretting fatigue response of Al7050-T6 under cyclic normal loading usinh a new testing apparatus*, *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 1, no. 1, pp. 1–8, 2018, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.001><http://dx.doi.org/10.1016/j.powtec.2016.12.055><https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.02.006><https://doi.org/10.1016/j.matlet.2019.04.024><https://doi.org/10.1016/j.matlet.2019.127252><http://dx.doi.o>.
- [14] D. Silva, M. Duque, and R. Oliveirad, *Análise da Vida em Fadiga da Liga AISI 8630M Forjada , em Meios Hidrogenantes*, 2014.

- [15] H. Pereira, *Comportamento à fadiga de componentes estruturais sob a ação de solicitações de amplitude variável*, 2006.
- [16] A. Dias, *Análise da Mecânica da Fratura Elasto Plástica*, Universidade Federal de Santa Catarina, 1983.
- [17] A. J. S. Vieira, *Previsão de vida à fadiga em peças entalhadas sujeitas a carregamentos multiaxiais* 2017.
- [18] D. Monteiro, *Comportamento e previsão da vida à fadiga multiaxial de componentes com entalhes* 2019.
- [19] F. C. Campbell, “Fatigue,” in *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys*, 2008, pp. 243–265.
- [20] R. Branco, *Fatigue Life Prediction of Notched Components subjected to complex loading* 2013. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica na especialidade de Construção Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra
- [21] P. Andresen, B. Antolovich, S. Antolovich, D. Broek, and J. Crane, *Fatigue and Fracture - ASM Handbook*. ASM International, 1996.
- [22] W. Callister, *Ciência e Engenharia dos Materiais: uma introdução*, 5th ed. 2002.
- [23] J. Harris, *Cumulative Fatigue Damage Analysis*, in *Fuzzy Logic Applications in Engineering Science*, 2nd ed., 2006, p. 226.
- [24] J. Lavres, *Previsão de vida de iniciação de fendas por fadiga em ligas de alta resistência sujeitas a esforços de flexão torção*, 2020.
- [25] P. Almeida, *Comportamento à fadiga de peças DIN 34CrNiMo6 entalhadas sujeitas a flexão-torção*, 2018.
- [26] J. A. F. de O. Correia, *Desenvolvimento de modelos de previsão da vida à fadiga de ligações rebitadas*, no. February 2009, 2009.
- [27] B. Silva, *Uma metodologia de análise de confiabilidade à fadiga utilizando a teoria da distância crítica*, Universidade de Brasília, 2014.
- [28] M. V. Sá, *Estudo sobre o comportamento em fadiga da liga de alumínio 7050-t7451 na presença de entalhe e carregamento axial-torcional*, 2017.
- [29] M. Alarcón and J. Castro, *Previsão do limite de fadiga de peças entalhadas pelo modelo do gradiente de tensão e pela teoria da distância crítica*, in *abm week 2016*, 2017, pp. 566–574, doi: 10.5151/1516-392x-27714.

-
- [30] F. Nascimento, *Processamento por Fricção Linear - Caracterização e análise de ligas de alumínio processadas AA5083-O e AA7022-T6*, 2007.
- [31] A. Silva, *Estudo do comportamento em fadiga de alto ciclo das ligas de alumínio AA6005 T6, AA6063 T6 e AA6351 T6*, Universidade de São Paulo, 2013.
- [32] J. G. Kaufman, *Aluminium Alloy and Temper Designation Systems of the Aluminium Association*, in *Introduction to Aluminum Alloys and Tempers*, 2000, pp. 9–22.
- [33] *Oportunidades*, Alumínio, 39, 20-24. Acedido em <https://pt.calameo.com/read/000059048204312f4ee3d>,” 2014.
- [34] *Além das estrelas*, Alumínio, 38, 46-51. Acedido em <https://pt.calameo.com/read/000059048a171a36e0ba2>.”
- [35] *Veículos com alumínio são mais económicos?*, Alumínio, 24, 40. Acedido em <https://pt.calameo.com/read/000059048aba9bc56f8e9>.” .
- [36] *Segurança redobrada*, Alumínio, 20, 40. Acedido em <https://pt.calameo.com/read/0000590489d387b2502e5>,” 2009.
- [37] A. Silva, A. Carvalho, C. Baptista, and M. Barboza, *High cycle fatigue behavior of AA 6351 and AA 7050 aluminum alloys ANA*, 2016.
- [38] R. Branco, J. D. Costa, F. Berto, A. Kotousov, and F. V. Antunes, *Fatigue crack initiation behaviour of notched 34CrNiMo6 steel bars under proportional bending-torsion loading*, *Int. J. Fatigue*, vol. 130, no. June 2019, p. 105268, 2020, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2019.105268.
- [39] R. Branco, J. D. Costa, and F. V. Antunes, *Fatigue behaviour and life prediction of lateral notched round bars under bending-torsion loading*, *Eng. Fract. Mech.*, vol. 119, pp. 66–84, 2014, doi: 10.1016/j.engfracmech.2014.02.009.
- [40] J. Fonte-Boa, *Comportamento mecânico de provetes entalhados em estado plano de deformação*, 2011.

ANEXO A

$$\begin{aligned} K_T^2 &= \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \times \frac{\varepsilon_{m\acute{a}x}}{\varepsilon_{nom}} \Leftrightarrow K_T^2 = \frac{E}{\sigma_{nom}} \times \left[\frac{\sigma_{nom}}{E} + \left(\frac{\sigma_{nom}}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow K_T^2 \sigma_{nom} &= E \times \left[\frac{\sigma_{nom}}{E} + \left(\frac{\sigma_{nom}}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \Leftrightarrow \frac{K_T^2 \sigma_{nom}^2}{E} = \sigma_{nom} \times \left[\frac{\sigma_{nom}}{E} + \left(\frac{\sigma_{nom}}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{(K_T \sigma_{nom})^2}{E} &= \frac{\sigma_{nom}^2}{E} + \sigma_{nom} \left(\frac{\sigma_{nom}}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \Leftrightarrow \end{aligned}$$

ANEXO B

Tabela B. 1. Propriedades obtidas pelo MEF.

	Nó	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{xz}	τ_{yz}	Principal 1	Von Mises
B2T3	71319	3,42E+01	6,56E+01	8,36E+00	4,38E+01	8,48E+00	1,44E+01	9,95E+01	9,52E+01
	27642	3,38E+01	6,44E+01	8,50E+00	4,31E+01	8,11E+00	1,42E+01	9,78E+01	9,34E+01
BT1	71297	2,33E+01	5,68E+01	7,43E+01	3,27E+01	6,88E+00	1,38E+01	8,01E+01	7,64E+01
	27790	1,35E+01	6,56E+01	2,23E+00	2,84E+01	2,44E+00	6,03E+00	7,86E+01	7,73E+01
BT2	71485	5,30E+00	6,01E+01	1,41E+00	1,62E+01	8,51E-01	3,55E+00	6,47E+01	6,37E+01
	27814	5,06E+00	5,97E+01	6,14E-01	1,61E+01	1,09E+00	3,75E+00	6,43E+01	6,38E+01

Tabela B. 2. Coordenadas dos nós com as tensões máximas.

	Nó	Coord. X	Coord. Y	Coord. Z
B2T3	71319	-1,16E+00	1,08E+00	6,78E+00
	27642	1,16E+00	-1,08E+00	6,78E+00
BT1	71297	-1,10E+00	1,03E+00	6,68E+00
	27790	1,77E+00	-8,28E-01	7,50E+00
BT2	71485	-1,86E+00	5,61E-01	7,47E+00
	27814	1,89E+00	-5,66E-01	7,62E+00