



PEDRO MIGUEL LOPES
CARDADOR **ESTUDO DA DIREÇÃO DE
INICIAÇÃO DE FENDAS SOB
CARREGAMENTOS BIAXIAIS**

Relatório de Dissertação do Mestrado em
Engenharia de Produção

ORIENTADOR

Professor Doutor Ricardo Cláudio

Fevereiro de 2021

PEDRO MIGUEL
LOPES
CARDADOR

**ESTUDO DA DIREÇÃO DE
INICIAÇÃO DE FENDAS SOB
CARREGAMENTOS BIAXIAIS**

JÚRI

Presidente:

Professor Doutor José Simões, ESTSetúbal/IPS;

Orientador:

Professor Doutor Ricardo Cláudio, ESTSetúbal/IPS;

Vogal:

Professor Doutor Luís Filipe Galvão dos Reis, IST

Fevereiro 2021

Agradecimentos

Queria agradecer em primeiro lugar ao Prof. Ricardo Cláudio, meu orientador, pela sua disponibilidade e acompanhamento de forma constante ao longo deste trabalho. Foi uma luta que se tornou menos solitária com ajuda e colaboração do Prof. Ricardo, tendo sido um pilar importante para a realização deste trabalho com sucesso. Elogio o seu profissionalismo, enquanto professor da ESTSetúbal/IPS, sendo para mim um dos melhores professores desta instituição.

Queria agradecer à ESTSetúbal/IPS, por ter disponibilizado o laboratório E122, que me forneceu todas às condições para o desenvolvimento desta dissertação. Neste laboratório pude contar com ajuda do Prof. Célio Pina e do Técnico de Laboratório Gonçalo Torres, o meu agradecimento pela ajuda prestada.

Por fim, mas não menos importante, queria agradecer à minha namorada, Paula Mira, por toda atenção, força e coragem que me deu nos momentos mais difíceis. Obrigado pela compreensão, pelos momentos em que abduquei de nós para poder corresponder as exigências do curso. Ajudou-me a não desistir e a superar os obstáculos. Sem a persistência dela, este trabalho não seria possível concluir.

Aos meus pais, o meu muito obrigado, por toda ajuda e por todas as condições que proporcionaram, permitindo chegar ao fim desta caminhada. Por toda à educação que me deram. E por tudo o que sou hoje. Internamente agradecido!

Resumo

Os componentes mecânicos podem estar sujeitos a carregamentos complexos ao longo do tempo, desencadeando um processo de fadiga quando os carregamentos são dinâmicos. Muitos destes carregamentos são multiaxiais, podendo ser muitas vezes não-proporcionais, provocando uma resposta muito complexa no material.

Neste trabalho realizaram-se ensaios de fadiga biaxiais, usando-se provetes cruciformes, com diferentes cargas entre eixos e diferentes defasamentos, com o objetivo de determinar a direção de iniciação de fissuras nestas condições. Recorreu-se a vários critérios de plano crítico para previsão da direção da propagação cujos resultados serão comparados com os ensaios experimentais.

Verificou-se que para carregamentos proporcionais, que os modelos de Smith, Watson e Topper e Liu I permitem obter boas previsões de iniciação de fissuras, enquanto para carregamentos não-proporcionais são os modelos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II que estimam melhor a iniciação de fissuras, quando comparado com os resultados dos ensaios experimentais.

Palavras-chave: Componentes mecânicos; Carregamento não-proporcional; Fadiga Biaxial; Direção de iniciação; Critérios de plano crítico

Abstract

Mechanical components can be subject to complex loads over time, triggering a fatigue process when the loads are dynamic. Many of these loads are multiaxial, and can often be non-proportional, causing a very complex response in the material.

In this work, biaxial fatigue tests were performed, using cruciform test pieces, with different loads between axes and different phase angles, in order to determine the direction of crack initiation in these conditions. Several critical plane criteria are used to predict the direction of propagation whose results will be compared with those of the experimental tests.

It was found that for proportional loads, the models of Smith, Watson and Topper and Liu I allow to obtain good predictions of crack initiation, while for non-proportional loads are the models of Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie and Liu II that better estimate the initiation of cracks when compared with the results of the experimental tests.

Keywords: Mechanical components; Non-proportional loading; Biaxial fatigue; Initiation direction; Critical plane criteria

Índice

Agradecimentos	i
Resumo.....	ii
Abstract	iii
Índice	iv
Lista de Figuras	vi
Lista de Tabelas.....	viii
Lista de Siglas e Acrónimos.....	ix
Lista de Símbolos.....	x
Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1. Introdução e âmbito do trabalho	2
1.2. Objetivos	3
1.3. Estrutura do trabalho	4
Capítulo 2	1
Revisão bibliográfica	1
2.1. Critérios de cedência estáticos	2
2.1.1. Critério da tensão normal máxima.....	2
2.1.2. Critério da tensão de corte máxima.....	2
2.1.3. Critério da tensão de corte octaedral	3
2.2. Critérios baseados em tensão	3
2.2.1. Crossland e Sines.....	4
2.2.2. Findley	5
2.2.3. Menor círculo circunscrito.....	6
2.2.4. Menor elipse circunscrita	7
2.2.5. Critério de Papadopoulos	9
2.2.6. Critério de Robert	10
2.2.7. Critério de Macha	11
2.3. Critérios baseados em extensão	12

2.3.1. <i>Brown – Miller</i>	12
2.3.2. <i>Fatemi Socie</i>	14
2.3.3. <i>Smith, Watson e Topper</i>	15
2.3.4. <i>Cr�terio de Liu</i>	16
2.4. Critérios de plano crítico	18
2.4.1. <i>Findley</i>	18
2.4.2. <i>Brown-Miller</i>	18
2.4.3. <i>Fatemi Socie</i>	19
2.4.4. <i>Smith, Watson and Topper</i>	19
2.4.5. <i>Liu I e Liu II</i>	20
Capítulo 3	21
Metodologia experimental	21
3.1. Material	22
3.2. Provetes	22
3.3. Prepar�o dos provetes	24
3.4. Máquina utilizada	28
3.5. Carregamentos proporcionais e não proporcionais	29
3.6. Metodologia para medi�o do ângulo de propaga�o da fenda	31
Capítulo 4	35
Resultados e discussões	35
4.1. Resultados experimentais e previsões de dire�o de in�cia�o para carregamentos proporcionais	36
4.2. Resultados experimentais e previsões de dire�o de in�cia�o para carregamentos desfasados	39
Capítulo 5	48
Conclusões e propostas de trabalhos futuros	48
5.1. Conclusões	49
5.2. Propostas de trabalho futuro	50
Bibliografia	51

Lista de Figuras

Figura 1.1 Perda da fuselagem do B727-222 [1]	2
Figura 1.2 Máquina de ensaios biaxiais	3
Figura 1.3 Provete na máquina de ensaio	3
Figura 2.1 Gráfico com carregamento com uma razão de tensão $R=-1$ [6].....	5
Figura 2.2 Valor tensão no plano crítico [1].....	7
Figura 2.3 Determinação de R_a e R_b [1].....	8
Figura 2.4 Comparação entre as abordagens MCC e MCE [8]	9
Figura 2.5 Modo de falha para o caso A e B [6].....	13
Figura 2.6 Princípio físico do modelo de Fatemi e Socie [6].....	14
Figura 2.7 Princípio físico do modelo Smith, Watson e Topper [6].....	16
Figura 2.8 Energias no plano [9]	17
Figura 3.1 Provete Cruciforme [8]	23
Figura 3.2 Metalograma Dureza e Ductilidade [24].....	24
Figura 3.3 Método de preparação A1050-H14 [24].....	25
Figura 3.4 Medição da espessura da secção central do provete.....	26
Figura 3.5 Pasta diamante e pano de 3 μm	27
Figura 3.6 Risco na direção perpendicular a de laminagem.....	27
Figura 3.7 Máquina de ensaio ligada ao microscópio.....	29
Figura 3.8 Nomenclatura	32
Figura 3.9 Ângulo de Iniciação da fenda do provete BTM2021_118.....	33
Figura 3.10 Ângulo de iniciação provete BTM2021_103	33
Figura 3.11 Projetor de perfis	34
Figura 3.12 Provete fraturado após ensaio	34
Figura 4.1 Gráfico de Evolução do Parâmetro SWT para o ensaio BTM2021_113	37
Figura 4.2 Gráfico do parâmetro R para os carregamentos proporcionais.....	38
Figura 4.3 Gráfico do parâmetro R para carregamento 52° fora de fase	42
Figura 4.4 Gráfico do parâmetro R para carregamento 75° fora de fase	42
Figura 4.5 Gráfico do parâmetro R para carregamento 92° fora de fase	43

Figura 4.6 Gráfico do parâmetro R para carregamento 238° fora de fase	44
Figura 4.7 Gráfico do parâmetro R para carregamento 180° fora de fase	44
Figura 4.8 Fenda principal e pequenas fissuras nucleadas do ensaio BTM2021_089	46
Figura 4.9 Fenda principal em propagação do provete BTM2021_101	46
Figura 4.10 Fenda principal com propagação complexa e respectivas microfissuras provete BTM2021_105	47
Figura 4.11 – Fratura no provete BTM2021_110.....	47

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Composição química do A1050-H14 [21]	22
Tabela 3.2 Propriedades mecânicas do A1050-H14, [22]	22
Tabela 3.3 Planeamento dos ensaios	30
Tabela 4.1 Síntese de resultados para carregamentos proporcionais	36
Tabela 4.2 Valor de R (%) para cada critério para carregamentos proporcionais.....	38
Tabela 4.3 Síntese de resultados para carregamentos não-proporcionais	40
Tabela 4.4 Valor de R (%) para cada critério para carregamentos não proporcionais.....	41

Lista de Siglas e Acrónimos

HCF	Ciclo de fadiga alto
LCF	Ciclo de fadiga baixo
MCC	Círculo Circunscrito menor
MCE	Elipse Circunscrito menor
BTM	Máquina de testes biaxiais

Lista de Símbolos

γ	Extensão de corte ou distorção
γ'_f	Extensão limite fadiga ao corte
Δ	Diferença de fase de carregamentos
ε'_f	Extensão normal limite fadiga
λ	Parâmetro de vida
$\Delta\gamma$	Gama da extensão de corte
$\Delta\gamma_{max}$	Gama da extensão de corte máxima
$\Delta\varepsilon_n$	Gama da extensão normal
$\Delta\varepsilon_1$	Gama da extensão principal 1
$\Delta\sigma_{eq}$	Gama da tensão normal equivalente
$\Delta\sigma_1$	Gama da tensão principal 1
$\Delta\tau$	Gama da tensão de corte
$\Delta\tau_{oct}$	Gama da tensão de corte octaedral
σ	Tensão normal
$\Delta\sigma_{xx}$	Tensão normal segundo x
$\sigma_{ut} / \tau'_f / \tau_f$	Tensão normal limite fadiga
σ_{eq}	Tensão normal equivalente
$\sigma_{n,max}$	Tensão normal máxima
$\sigma_{n,med}$	Tensão normal média
τ_a	Tensão de corte alternada
τ^*f	Parâmetro de resistência à fadiga utilizado no critério de Findley
τ'	Tensão limite de fadiga ao corte

b/by	Expoente de resistência à fadiga para os modelos de Crossland e Sines; Findley; MCE; Brown-Miller; Fatemi-Socie e Smith, Watson e Topper
c/cy	Expoente de resistência à fadiga de Smith, Watson e Topper, Brown-Miller e Fatemi-Socie
E	Módulo de Elasticidade
G	Módulo de distorção ao corte
g	Parâmetro de material utilizado no modelo de Brown-Miller
h	Parâmetro de material utilizado no modelo de Brown-Miller
$I_{2\alpha}$	Segundo invariante do tensor desviador da tensão
k	Parâmetro de material utilizado no modelo Crossland e Sines; Findley; MCE e Fatemi-Socie
N	Números de ciclos
N_f	Números de ciclos à rotura
P_H	Pressão Hidrostática
P_{Hmax}	Pressão Hidrostática máxima
R	Relação entre o valor do parâmetro dado por um determinado critério, para o ângulo medido experimentalmente, e o valor máximo desse parâmetro
R_a	Raio do maior eixo da elipse para o modelo menor elipse circunscrita
R_b	Raio do menor eixo da elipse para o modelo menor elipse circunscrita
S	Parâmetro de material utilizado no modelo Brown-Miller
$S_{1\pm D}$	Tensão no espaço euclidiano na direção 1

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo será feita uma breve introdução ao fenómeno da falha por fadiga e um enquadramento ao presente trabalho. Serão também definidos os principais objetivos globais e específicos deste trabalho.

1.1. Introdução e âmbito do trabalho

A maioria dos componentes mecânicos encontram-se submetidos a esforços dinâmicos, que podem levar à sua falha. A principal causa de falha destes elementos é motivada pelo fenómeno de fadiga, devido à acumulação de dano pela aplicação cíclica de carregamentos, que na maioria das vezes são complexos e multiaxiais [1].

Segundo a norma ASTM E1823-13 [2], entende-se por fadiga, um processo progressivo e localizado de modificações estruturais permanentes ocorridas num material submetido a condições que produzem tensões e deformações cíclicas que pode culminar na fratura após um certo número de cíclicos.

A falha por fadiga torna-se extremamente importante quando a segurança das pessoas é posta em causa, existem inúmeros registos de acidentes relacionados com a rotura de componentes cruciais à segurança das estruturas. Muito dos elementos destes acidentes catastróficos, foram sujeitos a cargas multiaxiais, tendo resultado em perdas de vidas humanas. Dado a estes acontecimentos históricos, tem havido uma aposta crescente na investigação nesta área [3]. No entanto, a área de fadiga multiaxial apesar de haver uma extensa comunidade a trabalhar no assunto, ainda não existem critérios que possam ser considerados universalmente e aceite por todos, havendo por isso ainda muito por descobrir e desenvolver [1].

August Wohler foi um dos primeiros e dos mais impulsionadores investigadores nesta área. Entre 1850 e 1875, realizou ensaios experimentais de modo a compreender o fenómeno que originava a falha. Foram ensaiados provetes e peças reais (eixos de comboio) para estabelecer um limite de resistência dos mesmos à fadiga [4].

Na indústria aeronáutica, há vários exemplos de acidentes catastróficos que resultaram na falha por fadiga. O caso do avião Boeing 737-222, perdeu parte da sua fuselagem, devido a fratura que ocorreu a 24.000 pés de altitude, conforme Figura 1.1. Tal aconteceu porque “os painéis da fuselagem de uma aeronave pressurizada estão sujeitos a complexos carregamentos multiaxiais, cíclicos e aleatórios” [5].



Figura 1.1 Perda da fuselagem do B727-222 [1]

1.2. Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo inicial fazer uma revisão bibliográfica sobre critérios de falha em fadiga multiaxial, de forma a que seja possível determinar a direção da iniciação destas fendas

O objetivo final deste estudo é a identificação de modelos analíticos que melhor reproduzem os resultados experimentais na determinação da direção de iniciação de fendas para os diversos tipos de carregamento biaxial no plano.

Pretende-se efetuar um conjunto de ensaios de fadiga, nas instalações da ESTSetúbal/IPS através da máquina ilustrada na figura 1.2 de ensaios biaxiais “BTM” e com o provete apresentado na figura 1.3.



Figura 1.2 Máquina de ensaios biaxiais

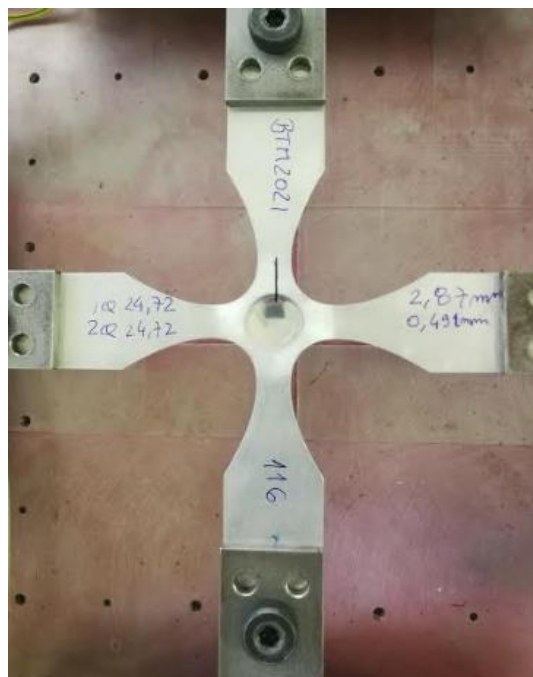


Figura 1.3 Provet na máquina de ensaio

1.3. Estrutura do trabalho

Esta dissertação está organizada da seguinte maneira:

- No capítulo 1 é feita uma pequena introdução ao tema da dissertação e o âmbito de aplicação. É também apresentado o objetivo do trabalho;
- No capítulo 2 é realizada a revisão bibliográfica. No subcapítulo 2.1 são abordados os critérios de cedência estáticos. No subcapítulo 2.2 são abordados os critérios baseados em tensão. No subcapítulo 2.3 são abordados os critérios baseados em extensão. E por último, no subcapítulo 2.4, são identificados os modelos que pertencem ao plano crítico;
- No capítulo 3, é apresentado o trabalho experimental realizado;
- No capítulo 4, são apresentados os resultados obtidos e é feita uma análise cuidada entre os resultados experimentais e previsões analíticas;
- No capítulo 5, são apresentadas as conclusões do trabalho realizado e uma sugestão de propostas futuras.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

Ao longo dos anos tornou-se necessário encontrar modelos analíticos para tentar compreender o fenómeno de fadiga multiaxial. Os modelos de previsão de vida à fadiga podem ser divididos em três grandes grupos: baseados em tensão, extensão e métodos energéticos.

Neste capítulo serão descritos alguns dos critérios de previsão de vida à fadiga e de direção de iniciação de fendas.

2.1. Critérios de cedência estáticos

Muitos autores procuram utilizar critérios estáticos no estudo da fadiga multiaxial de modo a simplificar o cálculo e obtenção dos parâmetros de fadiga. Os critérios que se destacam é o critério da tensão normal máxima, o critério da tensão de corte máxima e o critério de Von-Mises [1].

2.1.1. Critério da tensão normal máxima

Este critério, quando aplicado a carregamentos cíclicos, a tensão normal equivalente num determinado ciclo é igual à tensão principal 1, podendo assim ser comparada com uma tensão admissível. Traduz-se através da seguinte equação:

$$\Delta\sigma_{ed} = \Delta\sigma_1 \quad (2.1)$$

Em que $\Delta\sigma_{ed}$ representa a gama da tensão normal equivalente e o $\Delta\sigma_1$ a gama da tensão principal 1 [1].

2.1.2. Critério da tensão de corte máxima

O critério da tensão de corte máxima considera uma tensão de corte equivalente, que é metade da tensão normal equivalente, e que, é igual a metade da diferença da variação das tensões principais 1 e 3. Este método é também conhecido por critério de Tresca. Expressa-se da seguinte forma:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} = \frac{\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3}{2} \quad (2.2)$$

Em que $\Delta\tau$, representa a gama da tensão de corte e $\Delta\sigma_1$ e $\Delta\sigma_3$ representa a tensão principal 1 e 3 [1].

2.1.3. Critério da tensão de corte octaedral

Neste critério, também conhecido por Critério de Von Mises, o estado de tensão multiaxial é convertido numa tensão equivalente com base na tensão octaedral, que atua num determinado plano. A tensão equivalente apresenta-se da seguinte forma:

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1)^2} = \Delta\tau_{oct} \frac{3}{\sqrt{2}} \quad (2.3)$$

Em que $\Delta\sigma_1$; $\Delta\sigma_2$; $\Delta\sigma_3$ representa tensão principal a tensão principal 1, 2 e 3. E $\Delta\tau_{oct}$ representa a tensão de corte octaedral. Para casos biaxiais no plano, casos em que a espessura é muito reduzida, a tensão principal 3 será nula, e a equação da tensão equivalente resume-se a:

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_3)^2} \quad (2.4)$$

Este critério, como os restantes critérios estáticos mencionados em cima, só apresentam bons resultados apresentados em carregamentos proporcionais [6].

Para carregamentos não proporcionais é recomendado usar $\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3$, uma que vez a extensão de corte passa a ser incluída. [6]

2.2. Critérios baseados em tensão

Os critérios baseados em tensão, pretendem reduzir o estado de tensão a uma tensão equivalente. Destes modelos apenas varia a forma como é obtido o valor da tensão, tendo em conta as constantes características do comportamento do material em fadiga. Estes critérios apresentam melhores resultados para ciclos *High Cycle Fatigue HCF*, ou seja, para uma vida superior a 10^3 - 10^4 ciclos [6].

2.2.1. Crossland e Sines

Os critérios de Crossland e Sines são dos mais populares, quando é feita abordagens a fadiga multiaxial. São ambos formulados com base na amplitude de corte octraedral alternada, tensão normal durante um ciclo de carregamento e dois parâmetros do material.

$$\tau_a + k(N) \sigma = \lambda(N) \quad (2.5)$$

Em que, τ_a representa a tensão de corte octraedral alternada, $k(N)$ é uma constante do material, σ é a tensão normal e $\lambda(N)$ representada a vida. A equação 2.5 pode também ser apresentada sob a forma da amplitude do segundo invariante da tensão desviadora $\sqrt{J_{2a}}$ e a pressão hidrostática, representada por P_H . A equação 2.5 pode também ser representada da seguinte forma:

$$\sqrt{J_{2a}} + k(N)P_H = \tau' f (2N)^b \quad (2.6)$$

Os parâmetros $\tau' f$ e b , correspondem a resistência à fadiga do material. N representa o número de reversões (2 por ciclo no caso estudado), pelo que $2N$ corresponde a um ciclo de carregamento.

O segundo invariante da tensão desviadora pode ser calculado da seguinte forma:

$$\sqrt{J_{2a}} = \frac{1}{2\sqrt{6}} \{ (\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_y)^2 + (\Delta\sigma_y - \Delta\sigma_z)^2 + (\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_z)^2 \}^{1/2} \quad (2.7)$$

A constante k pode ser calculada da seguinte forma:

$$k = \frac{3r-1}{\sigma-1} - \sqrt{3} \quad (2.8)$$

A diferença entre os dois critérios encontra-se na pressão hidrostática. Crossland sugere que se utilize o valor máximo, enquanto Sines o valor médio da pressão hidrostática.

Têm-se obtido bons resultados, nomeadamente em carregamentos proporcionais complexos, mas para carregamentos não proporcionais deverão ser utilizados outros critérios. Os resultados em ambos os modelos mencionados em cima são iguais, excepto quando o carregamento tem uma razão de tensão $R = -1$, Figura 2.1, caso em que tensão média é nula, pelo que a pressão hidrostática é nula [6].

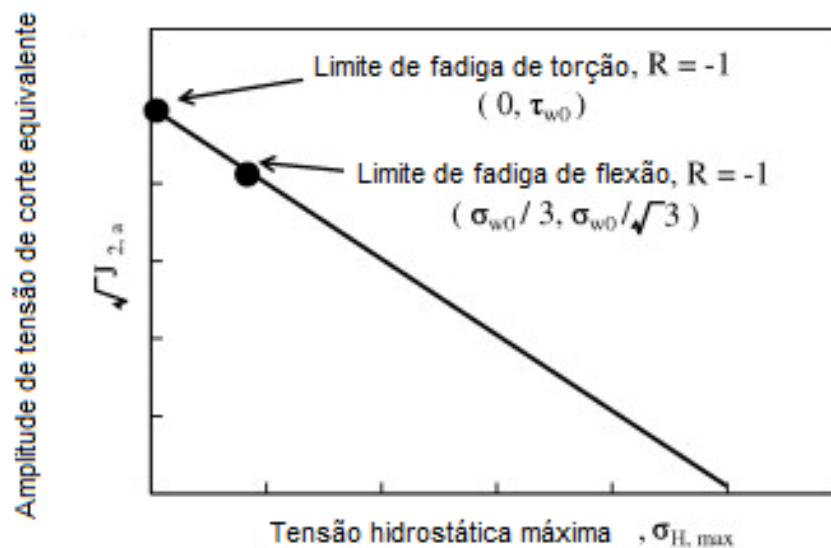


Figura 2.1 Gráfico com carregamento com uma razão de tensão $R=-1$ [6]

2.2.2. Findley

Findley identificou que há um plano crítico para a iniciação e o crescimento da fenda à fadiga, que é dependente da tensão de corte alternada e da tensão normal [7].

Assim sendo, para obter os valores da tensão equivalente, também chamados de parâmetros de Frindley, é necessário fazer um varrimento de todos os planos para encontrar a máxima combinação do primeiro membro da seguinte equação:

$$\left\{ \frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n \right\}_{max} = \tau^* f (2N)^b \quad (2.9)$$

Este critério é utilizado em casos de HCF.

Em que $\Delta\tau$ é determinado pelo critério de tresca, através da equação (2.2) e pela equação seguinte:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_1}{2} \quad (2.10)$$

A expressão (2.10) é válida para situações de espessura fina.

Os parâmetros k e b são determinados experimentalmente em testes de fadiga envolvendo 2 ou mais estado de tensão. O τ^*f pode ser determinado em função do coeficiente de resistência à fadiga ao corte, $\tau'f$ por:

$$\tau^*f = \tau'f \sqrt{1 + k^2} \quad (2.11)$$

O fator $\sqrt{1 + k^2}$ assume habitualmente o valor aproximado de 1,04 em materiais dúcteis, isto é, k aproximadamente 0,3 [1].

2.2.3. Menor círculo circunscrito

Um determinado estado de tensão, pode ser decomposto num plano em duas componentes: componente normal e componente de corte. Durante um ciclo de carregamento a componente normal (N), permanece perpendicular ao plano crítico, podendo variar apenas em intensidade, enquanto que a componente de corte (C) descreve uma curva fechada. Ao projetar-se esta curva no plano crítico, esta pode ser circunscrita e que o raio desse círculo (R_α), equivale à tensão de corte alternada equivalente, que pode depois ser utilizada nos critérios de Crossland ou Sines, Figura 2.2.

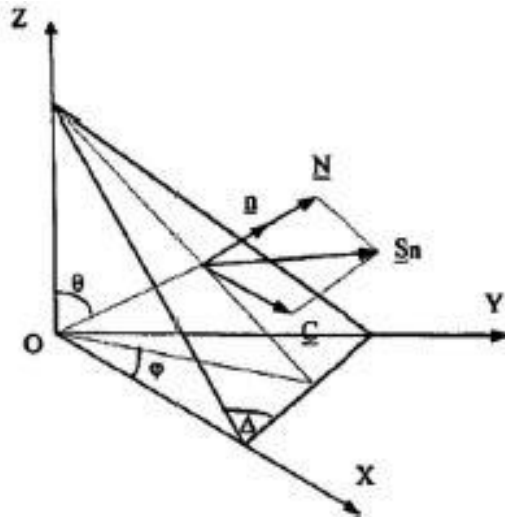


Figura 2.2 Valor tensão no plano crítico [1]

A tensão equivalente segundo este modelo é expressa da seguinte forma:

$$\tau_a = R_a \quad (2.12)$$

Em que τ_a , representa a tensão de corte equivalente alternada e o R_a representa o raio do maior círculo que circunscreve o percurso do vetor tensão no plano crítico [1].

2.2.4. Menor elipse circunscrita

O modelo da Menor Elipse Circunscrita (MCE) baseia-se no modelo do Menor Círculo Circunscrito (MCC), mas afirma conseguir resultados mais precisos em carregamentos não proporcionais complexos.

Em carregamentos proporcionais o vetor tensão no plano crítico pode ser representado por uma linha reta de comprimento constante que vai rodando em torno da origem durante o ciclo (se a tensão média for igual a zero) descrevendo assim uma circunferência.

Em carregamentos não proporcionais a linha descrita pelo vetor tensão não tem comprimento constante durante um ciclo, formando assim uma elipse.

Pelo modelo MCE a tensão equivalente deve ser obtida por:

$$\tau_a = \sqrt{R_a^2 + R_b^2} \quad (2.13)$$

Em que R_a representa o raio maior e que R_b representa o raio menor da referida elipse, como representado na Figura 2.3 que se segue:

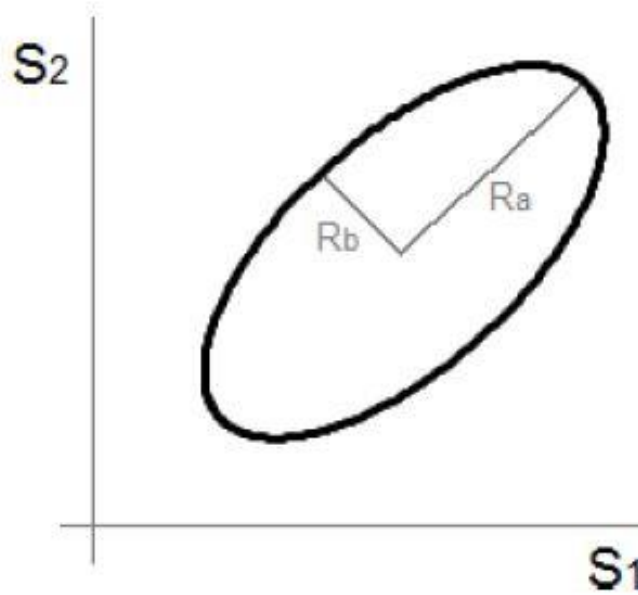


Figura 2.3 Determinação de Ra e Rb [1]

A seguinte equação tem em conta o efeito da tensão média:

$$\sqrt{J_{2a}} + k(N)P_{Hmax} = \tau' f (2N)^b \quad (2.14)$$

A obtenção de Ra e Rb num ciclo de carregamento envolve alguma complexidade matemática, como a transformação de coordenadas do tensor desviador, para um espaço euclidiano 5D, através das seguintes regras de transformação:

$$S_{1_{5D}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_{xx}; S_{2_{5D}} = \frac{1}{2} (\sigma_{yy} - \sigma_{zz}); S_{3_{5D}} = \tau_{xy}; S_{4_{5D}} = \tau_{xz}; S_5 = \tau_{yz} \quad (2.15)$$

Num caso de tensão plana em que só existem σ_{xx} e σ_{yy} (carregamentos biaxial tensão-tensão), derivam-se as expressões, em que o carregamento é sinusoidal, de modo a descobrir os raios maior e menor da elipse (R_a e R_b). No caso de existir S_3 o processo é igual, mas considerando um terceiro eixo e uma terceira variável. Se do carregamento resultar ainda S_4 e S_5 , não existe solução analítica [1].

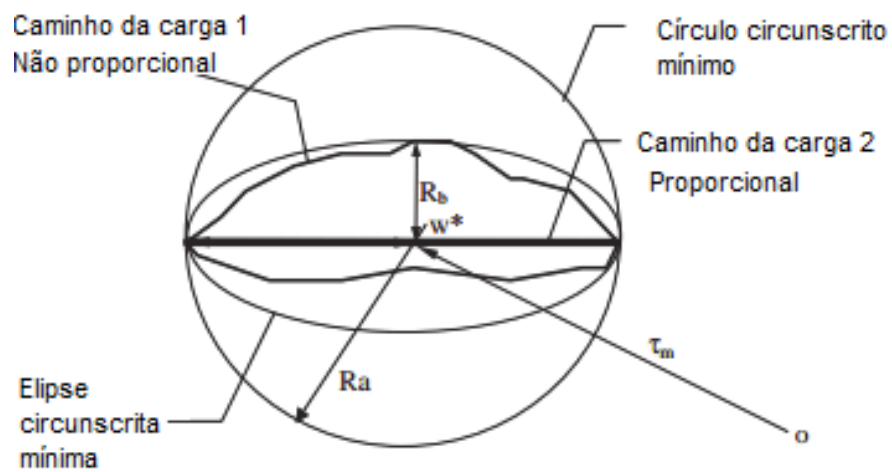


Figura 2.4 Comparação entre as abordagens MCC e MCE [8]

2.2.5. Critério de Papadopoulos

O critério de *Papadopoulos* tem por base a combinação linear da amplitude da tensão de corte generalizada, T_a , no plano crítico e o valor máximo da tensão hidrostática, $\sigma_{h,max}$,

$$\max T_a + \alpha_{\infty} \sigma_{h,max} \leq Y_{\infty} \quad (2.16)$$

Na equação 2.16, α_{∞} e Y_{∞} são parâmetros do material e a tensão hidrostática máxima, $\sigma_{h,max}$, é dada por:

$$\sigma_{h,max} = \max [\sigma_{kk}(t)/3] \quad (2.17)$$

A amplitude da tensão de corte, $\tau_{ns,\alpha}$, é definida na direção \mathbf{s} descrita pelo ângulo χ no plano com o vetor normal \mathbf{n} estabelecidos pelos ângulos ζ e ξ nas coordenadas esféricas em relação ao sistema de coordenadas O_{xyz}

$$\tau_{ns,\alpha}(\zeta, \xi, \chi) = \frac{1}{2} [\max \tau_{ns}(\zeta, \xi, \chi, t) - \min \tau_{ns}(\zeta, \xi, \chi, t)] \quad (2.18)$$

Por esta definição de amplitude de tensão de corte, $\tau_{ns,\alpha}$, a amplitude da tensão de corte generalizada, T_α , é encontrada no plano crítico definido pelo vetor \mathbf{n} .

$$T_\alpha(\zeta, \xi) = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_{\chi=0}^{2\pi} \tau_{ns,\alpha}^2(\zeta, \xi, \chi) d\chi} \quad (2.19)$$

O plano crítico é o plano em que T_α atinge o seu valor máximo. [9] [10] [11]

2.2.6. Critério de Robert

O critério de *Robert* tem em conta a tensão de corte ($\tau_{ns}(t)$), a tensão normal ($\sigma_n(t)$) e o valor médio da tensão normal ($\sigma_{n,med}$) no plano crítico.

$$\sigma_{eq}(t) = \|\tau_{ns}(t)\| + a_1(N_f)\sigma_n(t) + a_2(N_f)\sigma_{n,med} \quad (2.20)$$

Os parâmetros a_1 e a_2 são parâmetros que dependem das características de fadiga uniaxial.

O critério de fadiga é determinado por:

$$\frac{\max_{n,t} \sigma_{eq}(t)}{N_f} = 1 \quad (2.21)$$

Através da equação 2.21 é possível determinar o número de ciclos até a falha N_f . O plano crítico é o plano no qual a tensão equivalente ($\sigma_{eq}(t)$) atinge o valor máximo. [12] [13] [14]

2.2.7. Critério de Macha

Macha formulou um critério através da tensão de corte máxima ($\tau_{ns}(t)$) e a tensão normal ($\sigma_n(t)$) no plano crítico, para carregamentos aleatórios multiaxiais. Este critério tem um conjunto de pressupostos:

- A propagação da fadiga é controlada pela tensão normal ($\sigma_n(t)$) e a tensão de corte ($\tau_{ns}(t)$) ocorre na direção \mathbf{s} no plano crítico com a normal \mathbf{n} ;
- A direção \mathbf{s} no plano com \mathbf{n} normal coincide com a direção média de tensão de corte;
- Para uma dada resistência à fadiga, o valor máximo de uma combinação linear das tensões $\sigma_n(t)$ e $\tau_{ns}(t)$ sob um carregamento aleatório multiaxial satisfaz a seguinte equação:

$$\max_t \{B\tau_{ns}(t) + K\sigma_n(t)\} = F \quad (2.22)$$

B, K e F são constantes que dependem da escolha da versão do critério particular. A posição do plano crítico é determinada pela direção normal \mathbf{n} e a direção de corte é determinada pelo vetor \mathbf{s} . [15][16][17]

As direções **n** e **s** podem ser calculadas por três métodos:

Método da função peso – consiste no processo de cálculo da média ponderada dos parâmetros que descrevem a localização instantânea dos principais eixos de tensão. As direções médias dos principais eixos da tensão determinam também as direções médias das tensões máximas de corte. As direções dos vetores **n** e **s** são estabelecidos em relação às posições médias dos eixos principais de tensão e este em relação a um sistema de coordenadas fixo.

Método da acumulação de danos – consiste na acumulação de danos por fadiga em todos os planos possíveis, escolhendo o grau de dano máximo. O vetor normal **n** e o vetor de tensão de corte **s** são pesquisados de forma iterativa ou por métodos de otimização.

Método da variância – assume-se que o plano em que a variância da tensão equivalente atinge o máximo, de acordo com um determinado critério de fadiga, é crítico para o material. A equação 2.22 é uma função de três variáveis. [18][19]

2.3. Critérios baseados em extensão

Os critérios baseados em extensão são homónimos aos critérios baseados em tensão, substituindo as tensões: normal e de corte equivalentes, por extensões normal e de corte. Alguns destes modelos incluem também parâmetros de tensão. Estes critérios apresentam melhores resultados em LCF, isto é, para uma vida inferior a $10^3 - 10^4$ ciclos [1].

2.3.1. Brown – Miller

Brown e Miller assumem que a vida à fadiga é uma função não linear do estado de deformação. Sugeriam critérios para dois tipos de falha, Caso A e B, expressas nas seguintes equações [1].

$$\text{Caso A: } \left(\frac{\Delta\gamma}{g}\right)^J + \left(\frac{\epsilon_m}{h}\right)^J = 1 \quad (2.20)$$

$$\text{Caso B: } \frac{\Delta\gamma}{2} = \text{Constante} \quad (2.21)$$

No caso de A, a tensão de corte actua na superfície livre numa direção paralela ao comprimento da fenda, e não há tensão de corte a actuar numa direção perpendicular a superfície livre ao longo da

profundidade da fenda.

No caso B, é um caso de tensão Biaxial, em que a tensão de corte faz com que a fenda se desenvolva em profundidade. Este tipo de fenda intersecta a superfície sempre a um ângulo de 45 graus [7].

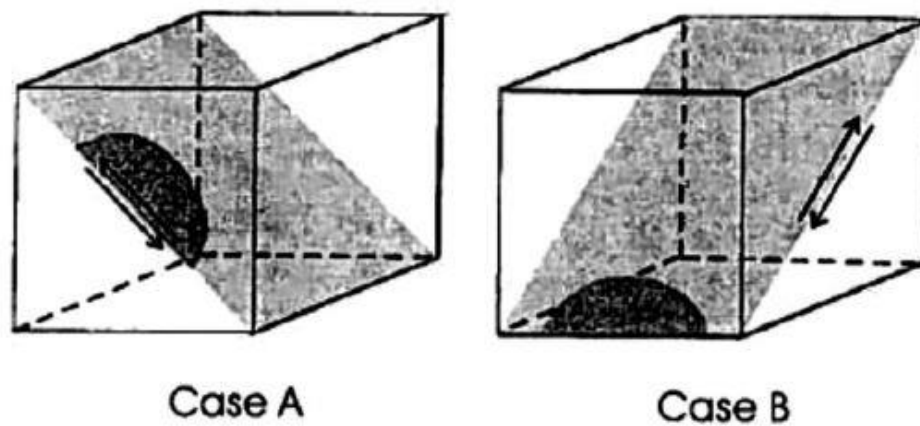


Figura 2.5 Modo de falha para o caso A e B [6]

Na equação (2.20) e (2.21), o γ representa a extensão de corte e ϵ representa a extensão normal. As constantes g , h e j são parâmetros do material determinados experimentalmente, sendo que j define o tipo de material e varia entre 1 para materiais frágeis e 2 para materiais dúcteis.

Este modelo apresenta algumas lacunas como por exemplo, não tem em conta a anisotropia dos materiais, deformação média, não proporcionalidade de carregamentos e o fenómeno de fluência. Este modelo pode ser expresso na seguinte equação:

$$\left\{ \frac{\Delta Y_{max}}{2} + S \cdot \Delta \epsilon_n \right\}_{max} = \lambda \quad (2.22)$$

O ΔY_{max} representa a distorção de maior amplitude ao longo de um ciclo, $\Delta \epsilon_n$ representa a amplitude da extensão normal correspondente, S é um parâmetro homónimo à constante k de Findley e λ é parâmetro que traduz a vida do material. Para encontrar o valor máximo do primeiro membro da equação, é necessário ter em conta todos os planos críticos e escolher o plano, onde o primeiro membro for máximo. Esse plano será o plano crítico.

Mais tarde, foi proposto por Wang e Brown uma evolução deste modelo, representado na equação (2.19):

$$\left\{ \frac{\Delta \gamma_{max}}{2} + S \cdot \Delta \varepsilon_n \right\}_{max} = A \frac{\sigma_f - 2\sigma_{n,med}}{E} (2N_f)^b + B \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.23)$$

Em que $A = \{1,3 + 0,7S\}$ e $B = \{1,5 + 0,5S\}$. A curva S-N dos metais estudados nesta área é composta por duas zonas: HCF e LCF. A primeira parcela do segundo membro da equação (2.18) representa à zona HCF e a segunda parcela à zona LCF [1].

2.3.2. Fatemi Socie

Fatemi e Socie, com base no trabalho de Brown – Miller, sugeriam que o termo da extensão normal deveria ser substituído pela tensão normal.

Durante o carregamento de corte, as irregularidades das superfícies da fenda resultam em forças de fricção que reduzem a tensão na ponta da fenda, reduzindo o crescimento da fenda e aumentando a vida à fadiga. As forças de tração separam as faces e reduzem as forças de fricção [7].

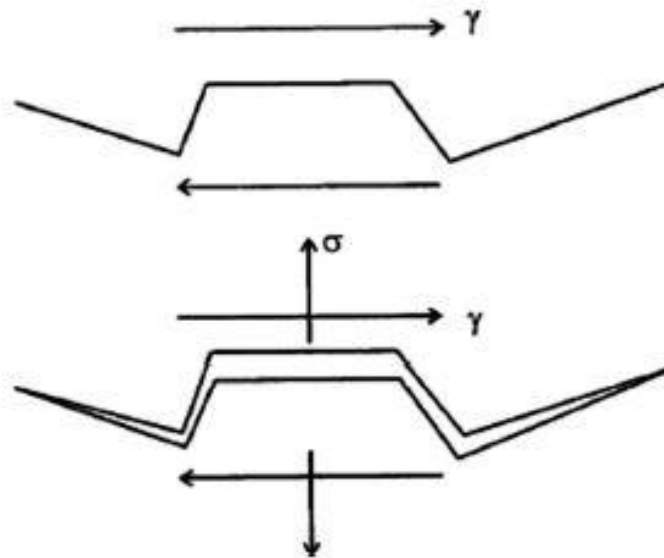


Figura 2.6 Princípio físico do modelo de Fatemi e Socie [6]

Os autores representam a seguinte expressão para a previsão de vida à fadiga:

$$\frac{\Delta Y_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_{ut}} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^{by} + Y'_f (2N_f)^{cy} \quad (2.24)$$

O $\frac{\Delta Y_{max}}{2}$ representa a amplitude da extensão de corte máxima, $\sigma_{n,max}$ representa a tensão normal máxima no plano. G é módulo de distorção do material, τ'_f é o coeficiente da resistência à fadiga de corte, by e cy são expoentes de resistência à fadiga ao corte e de ductilidade à fadiga ao corte Y'_f e homónimo a τ'_f mas para valores da extensão de corte. A primeira parcela do segundo membro refere-se à zona HCF e a segunda a LCF [1].

2.3.3. *Smith, Watson e Topper*

Este modelo pode ser usado tanto em carregamentos proporcionais como em carregamentos não proporcionais. Este modelo é aplicado a materiais, que falham predominantemente devido à propagação de fendas sujeitas a esforços onde a tensão normal é máxima [3].

Neste tipo de materiais, a nucleação da fenda ocorre devido ao corte, mas a vida à fadiga é controlada pelo crescimento da fenda em planos perpendicularmente ao esforço de tração.

Para carregamentos não proporcionais esse modelo torna-se conveniente, uma vez que a inclusão de uma componente de tensão na modelação do modelo torna-o capaz de descrever as tensões médias durante carregamentos multiaxiais, permitindo assim contabilizar o efeito do encruamento cíclico característicos dos carregamentos não proporcionais. A figura que se segue retrata o princípio físico do modelo:

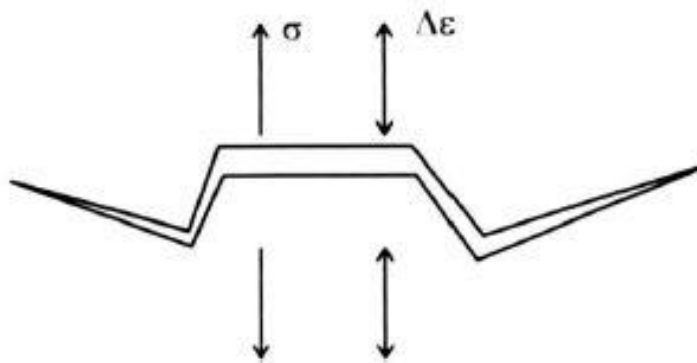


Figura 2.7 Princípio físico do modelo Smith, Watson e Topper [6]

Este modelo é baseado na amplitude da extensão principal $\Delta\varepsilon_1$ e tensão máxima no plano da amplitude da extensão principal, $\sigma_{n,max}$:

$$\sigma_{n,max} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma'_f{}^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (2.25)$$

Em que E é o módulo de elasticidade, b e c representam propriedades de resistência à fadiga do material, que são obtidos através dos ensaios de fadiga uniaxial. O termo referente à tensão neste modelo, torna-o adequado para descrever os efeitos da tensão média em carregamentos multiaxiais e do endurecimento causado por eventuais não – proporcionalidades [1].

2.3.4. Critério de Liu

O critério de Liu é um modelo de plano crítico com base na energia virtual de deformação, uma vez que calcula o trabalho elástico e plástico para planos específicos do material. Este critério quantifica a energia virtual de deformação no plano, ΔW , através da soma do trabalho elástico e plástico representado na figura 2-8. [9]

$$\Delta W = \Delta W_I + \Delta W_{II} \quad (2.26)$$

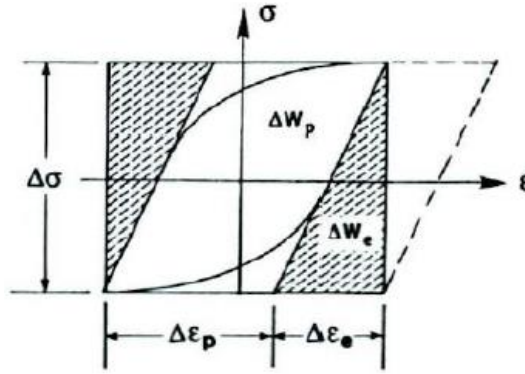


Figura 2.8 Energias no plano [9]

Este modelo tem em conta dois modos de falhas:

Modo de falha por tensão, ΔW_I , onde tensões e extensões axiais tem um papel importante no processo de dano. Em cada plano, o parâmetro de dano ΔW_I é determinado através do valor máximo do trabalho axial adicionado do trabalho de corte no mesmo plano.

$$\Delta W_I = (\Delta\sigma_n \Delta\varepsilon_n) \max_{\theta} + (\Delta\tau \Delta\gamma) \quad (2.27)$$

Segundo este modo de falha, a estimativa do plano crítico θ , é dada pelo plano que tenha o maior valor de ΔW_I .

Modo de falha por corte, ΔW_{II} , onde as tensões e as extensões de corte têm um papel fundamental no processo de dano por fadiga. O parâmetro de dano ΔW_{II} , é determinado através do valor máximo do trabalho de corte adicionado do trabalho axial é adicionado ao plano.

$$\Delta W_{II} = (\Delta\sigma_n \Delta\varepsilon_n) + (\Delta\tau \Delta\gamma) \max_{\theta} \quad (2.28)$$

Segundo este modo de falha, a estimativa do plano crítico θ , é dada pelo plano que tenha o maior valor de ΔW_{II} . Em ambos os modos de falha, $\Delta\tau$ e $\Delta\gamma$, são a gama da tensão de corte e a

gama da deformação de corte, $\Delta\sigma_n$ e $\Delta\varepsilon_n$, são a gama de tensão normal e a gama da deformação normal. [20] [21]

2.4. Critérios de plano crítico

Nos capítulos anteriores, foram abordadas teorias que estimam a vida de fadiga dos materiais. No entanto, algumas dessas teorias correspondem a métodos de plano crítico que levam em consideração os mecanismos físicos envolvidos na nucleação e crescimento de fissuras por fadiga. Os critérios de plano crítico destacam-se dos restantes, uma vez que preveem o mecanismo de iniciação de fissuras. Em componentes críticos, este é aspeto é muito importante, pelo que a direção das fissuras pode determinar se a falha é catastrófica ou não. (26) (28)

Os critérios de plano crítico baseiam-se no cálculo do plano onde ocorre o maior dano, permitindo prever o ângulo de crescimento da fenda. Dos critérios abordados, aqueles que estão associados ao plano crítico são os seguintes: Findley; Brown-Miller; Fatemi-Socie; Smith, Watson e Topper; Liu I e Liu II.

2.4.1. Findley

O parâmetro de maior dano de Findley é dado por:

$$\max_{\theta}(\tau_a + k\sigma_{n,\max}) \quad (2.29)$$

No critério de Findley, a tensão normal máxima $\sigma_{n,\max}$ e a tensão de corte τ_a são os parâmetros que constituem este critério. K é um parâmetro do material.

2.4.2. Brown-Miller

O parâmetro de maior dano segundo Brown-Miller é dado por:

$$\max_{\theta} \left(\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\varepsilon_n \right) \quad (2.30)$$

A extensão de corte é dada por $\Delta\gamma_{\max}$ e a extensão normal é dado por $\Delta\varepsilon_n$. O parâmetro S é um factor de sensibilidade que descreve a influência da deformação normal no crescimento da fenda e depende do número de ciclos até a falha.

Neste critério, a extensão de corte e a extensão normal são consideradas como parâmetros que contribuem para o parâmetro de dano máximo. A extensão de corte é o parâmetro que contribui para o crescimento da fenda. O valor do parâmetro máximo deste critério corresponde ao intervalo onde extensão de corte é máxima.

2.4.3. Fatemi Socie

O parâmetro de maior dano de Fatemi-Socie é dado por:

$$\max_{\theta} \left[\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right) \right] \quad (2.31)$$

A extensão de corte é dada por $\Delta\gamma_{\max}$, a tensão normal máxima dada por $\sigma_{n,\max}$, o k é parâmetro que representa a influência da componente da tensão normal e σ_y representa a tensão de cedência cíclica.

Fatemi Socie basearam-se no critério de Brown-Miller, mas consideram que a extensão normal deveria ser substituída pela componente de tensão normal. Por detrás desta alteração, existe uma explicação física que se considera que a tensão perpendicular ao plano da fenda, fará com que diminua a força de fricção nas superfícies da fenda.

2.4.4. Smith, Watson and Topper

O parâmetro de maior dano de Smith, Watson and Topper é dado por:

$$\max_{\theta} \left(\sigma_n \frac{\Delta \varepsilon_1}{2} \right) \quad (2.32)$$

O parâmetro de dano máximo para este critério é dado pelos parâmetros de extensão normal máxima, $\Delta \varepsilon_1$ e pela tensão normal máxima, σ_n .

Os autores deste critério defendem que a iniciação da fenda é dada por planos perpendiculares a direção da extensão máxima e da tensão normal.

2.4.5. Liu I e Liu II

O parâmetro de maior dano para Liu I é dado por:

$$\Delta W_I = (\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n) \max_{\theta} + (\Delta \tau \Delta \gamma) \quad (2.33)$$

No critério de Liu I, o plano crítico ocorre devido ao trabalho das tensões, dado pelo máximo da tensão normal, $\Delta \sigma_n$ e da extensão normal $\Delta \varepsilon_n$. O parâmetro de maior dano para Liu II é dado por:

$$\Delta W_{II} = (\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n) + (\Delta \tau \Delta \gamma) \max_{\theta} \quad (2.34)$$

No critério de Liu II, o plano crítico ocorre devido ao trabalho das forças de corte, dado pelo máximo entre a tensão de corte $\Delta \tau$ e a extensão de corte $\Delta \gamma$.

Capítulo 3

Metodologia experimental

Neste capítulo será descrita toda a metodologia experimental utilizada. Será caracterizada a geometria do provete, o material, a preparação do provete, a máquina de ensaios e a metodologia de medição da fenda.

3.1. Material

O material das amostras é o alumínio (A1050H14), retirado de uma chapa de 3 mm de espessura, sendo que a direção de laminagem ficou alinhada com a direção longitudinal, conforme Fig. 3-1. Este material é um alumínio com 99,50% pureza. O H14 significa que o material foi endurecido até metade do seu valor máximo de dureza.

Na Tabela 3.1 Composição química do A1050-H14 [22] é apresentada a composição química do alumínio A1050-H14 [22].

Tabela 3.1 Composição química do A1050-H14 [22]

Alumínio A1050-H14								
Espessura (mm)	Al (%)	Fe (%)	Si (%)	Ti (%)	Cu (%)	Mn (%)	Mg (%)	Zn(%)
3	99.4	0.283	0.134	0.0242	0.0062	<0.001	<0.0001	<0.0050

Na Tabela 3.2 Tabela 3.2 Propriedades mecânicas do A1050-H14 [23], são apresentadas as propriedades mecânicas do A1050-H14

Tabela 3.2 Propriedades mecânicas do A1050-H14 [23]

	Direção Laminagem (90°)	Direção Transversal (0°)
Tensão de Cedência (MPa)	88,65	100,9
Tensão de Ruptura (MPa)	98,85	106,46
Módulo Young (GPa)	69	
Coefficiente de Poisson	0,33	

3.2. Provete

Para a realização dos ensaios experimentais foram utilizados provetes com uma geometria cruciforme, com o centro de secção de espessura reduzida. O provete tem uma espessura no centro de 0,5 mm, estipulada como sendo o valor mínimo para assegurar boas condições de maquinação, e a espessura da chapa nos braços do provete é de 3 mm.

Os provetes foram produzidos numa fresadora CNC. A geometria central foi maquinada com

uma fresa de ponta esférica, sendo removida uma quantidade muito pequena de material (0,1 mm) nas últimas operações para evitar qualquer risco, aquecimento ou deformação. Este provete foi utilizado anteriormente pelos autores em [8] .

Na Figura 3.1 está ilustrado o provete usado nos ensaios.

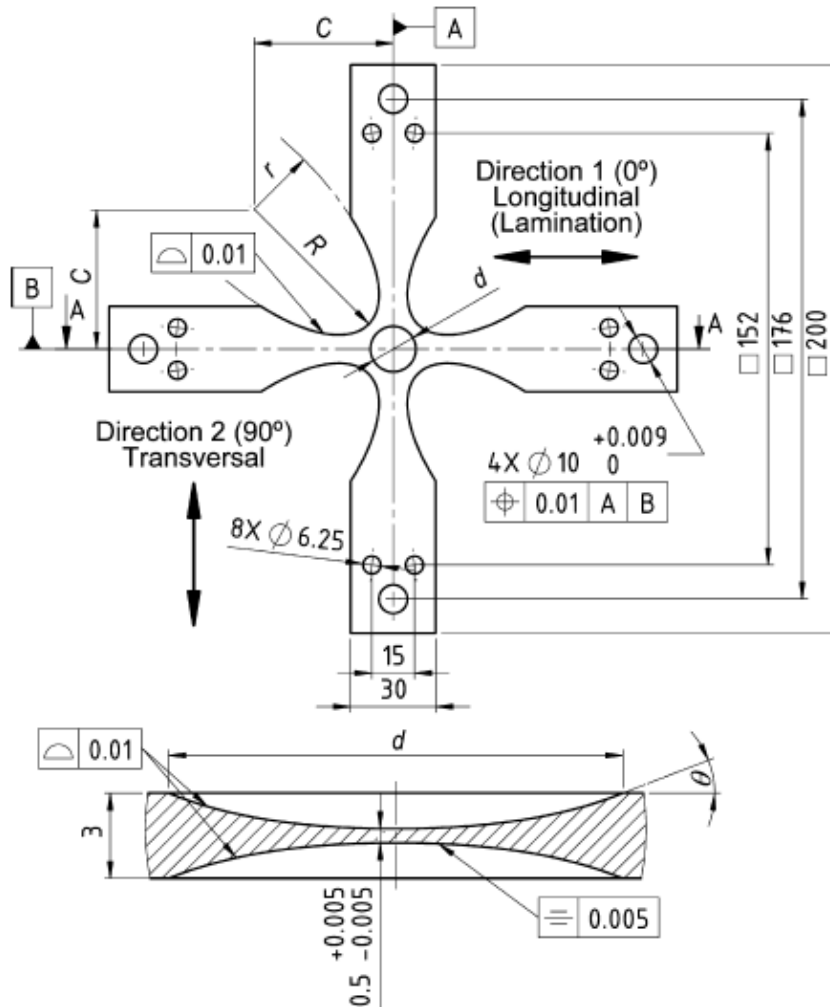


Figura 3.1 Provette Cruciforme [8]

Aos provetes foi atribuída a referência de BTM2021 (exemplo: o provete 1 é o BTM2021-001), de acordo com o projeto em que se insere, sendo os provetes numerados. Os ensaios experimentais realizaram-se nos provetes 100 a 120, com cargas aplicadas de forma a que as tensões entre as duas direções tivessem uma relação de 0.5 entre si, mantendo a razão de tensões $R=-1$ em ambas as direções. Neste trabalho foram utilizados os dados dos ensaios já realizados dos provetes 51 a 91, com carregamentos em que a tensão nas duas direções era igual e razão de tensões $R=-1$.

3.3. Preparação dos provetes

De modo a obter um bom acabamento superficial na zona central do provete, foi seguido o método recomendado pela Struers, tendo em conta a dureza na escala vickers (46.36 HV) e a sua elevada ductilidade. Na figura 3-2 é possível observar o metalograma da Struers com vários métodos de preparação do material [24].

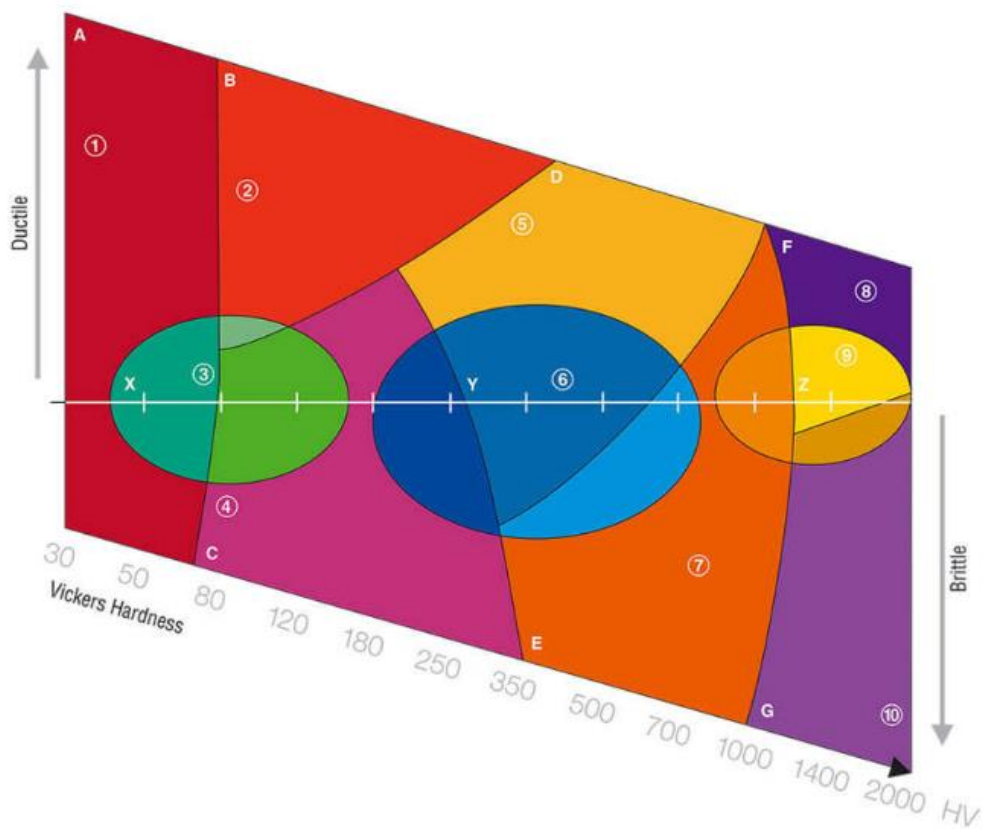
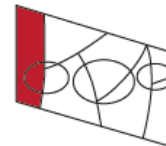


Figura 3.2 Metalograma Dureza e Ductilidade [24]

Para o A1050-H14 o método de preparação corresponde à zona A do metalograma, ilustrado na Figura 3.3.



Grinding

Step	PG	FG
Surface	SiC-Foil	MD-Largo
Abrasive	SiC	DiaPro AllegroLargo 9
Grit/ Grain size	# 320	9 μm
Lubricant	Water	
Rotational speed [rpm]	300	150
Force[N]/ specimen	25	40
Time [min]	Until plane	3

Polishing

Step	DP	OP
Surface	MD-Mol	MD-Nap or MD-Chem
Abrasive	DiaPro Mol R3	OP-S NonDry
Grain size	3 μm	0.25 μm
Lubricant		
Rotational speed [rpm]	150	150
Force[N]/ specimen	25	10
Time [min]	5	1

Figura 3.3 Método de preparação A1050-H14 [24]

Tendo em conta o método de preparação e o material disponível no Laboratório da ESTSetúbal/IPS, seguiu-se o seguinte procedimento para a secção central do provete:

- Lixa de granulometria P850, seguida da lixa P1000;
- Com o comparador foi medido a espessura da secção central do provete, com este assente sobre uma esfera, conforme ilustrada a figura 3-4. Com o paquímetro foram medidas as diagonais do provete e a espessura dos braços do provete. Foi criado um ficheiro Excel para cada provete, com as informações de medições antes do ensaio, resultados de elementos finitos, dados do carregamento e resultados dos ensaios;
- De modo a eliminar os riscos resultantes da medição do comparador, utilizou-se novamente a lixa P850, seguida da lixa P1000 e por fim a lixa P2500;
- Para polir a secção central, de maneira a obter um excelente acabamento superficial (espelhado), foi utilizada pasta diamante de 3 μm e um pano. Na figura 3-5 é possível observar a pasta diamante e o respetivo pano que foram utilizados.



Figura 3.4 Medição da espessura da secção central do provete



Figura 3.5 Pasta diamante e pano de 3 µm

Por fim, foi efetuado um traço no centro do braço 1 do provete, segundo a direção (perpendicular à de laminagem), conforme ilustrado na figura 3-6, para auxiliar na referência.

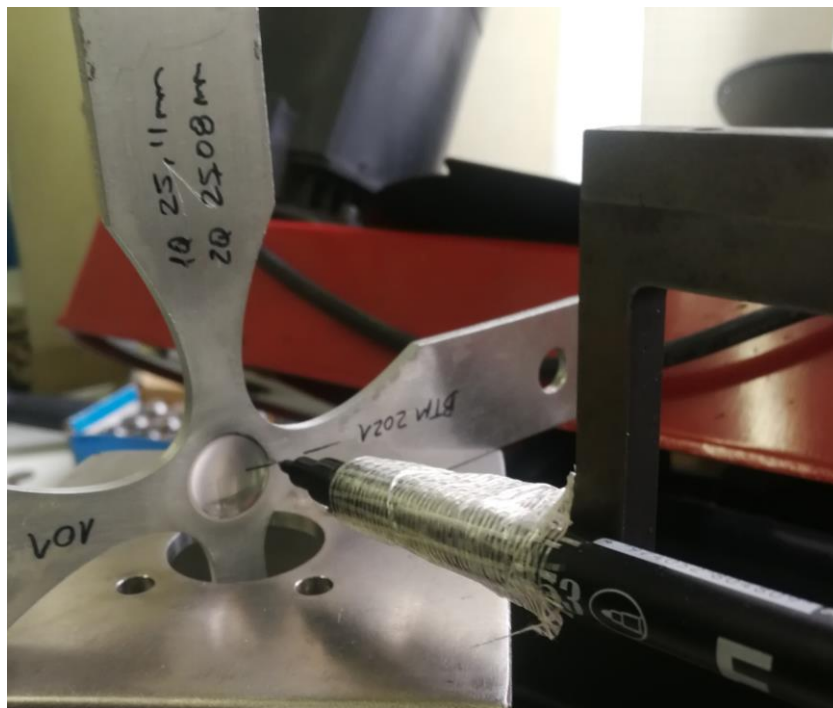


Figura 3.6 Risco na direção perpendicular a de laminagem

3.4. Máquina utilizada

Os testes experimentais foram conduzidos numa máquina de testes de fadiga biaxial, figura 3-7. A máquina foi concebida pelas instituições do Instituto Politécnico de Setúbal e do Instituto Superior Técnico, trata-se de uma máquina toda elétrica com quatro motores lineares de núcleo de ferro, um para cada braço.

Esta máquina é uma alternativa as máquinas servo-hidráulicas, devido à sua versatilidade, resposta rápida e capacidade de força. As máquinas servo-hidráulicas têm várias desvantagens, tais como: a quantidade de potência que se perde sob a forma de calor, a quantidade de óleo necessária e enormes custo de funcionamento e manutenção. As principais características máquina são:

- 4 motores lineares com núcleo de ferro
- Mecanismo quase sem contato no movimento
- Controlo independente nos quatro eixos
- Carga máxima (estática): 2,2 kN
- Carga máxima (dinâmica) 3,5 kN
- Frequência máxima do teste biaxial (estável): 20 Hz
- Comprimento máximo do provete: 2000 mm
- Deslocamento máximo: 85 mm

De modo a detetar o instante de iniciação da fenda, foi ligado ao software da máquina um microscópio Veho VMS-001 200X configurado com uma ampliação de 20X na máquina para captar as imagens do centro do provete, conforme ilustrado na figura 3-7. A máquina foi programada para arquivar fotografias a cada 10 000 ciclos, reduzindo-se para 1000 ciclos quando estava em propagação, para posteriormente serem analisadas [8].



Figura 3.7 Máquina de ensaio ligada ao microscópio

O alinhamento inicial da máquina foi feito através de réguas e esquadros calibrados, comparador e batímetro digital. O alinhamento foi depois confirmado e a otimizado através de um provete instrumentado projetado para o efeito. Nesse provete foram colados 8 extensómetros em cada braço.

3.5. Carregamentos proporcionais e não proporcionais

Nos ensaios realizados foram utilizados dois tipos de carregamentos: carregamentos proporcionais e carregamentos não proporcionais.

A definição de proporcionalidade está diretamente ligada aos mecanismos de dano à fadiga que resultam num incremento do encruamento em muitos materiais, sendo um fator importante na previsão do ângulo de iniciação. Alguns modelos de plano crítico foram desenvolvidos somente para carregamentos proporcionais ou para carregamentos não proporcionais.[6] [25] [26].

Nos ensaios de carregamento não proporcionais, pode-se concluir que a geometria do provete cria um efeito de anel no centro. Isto significa, que se o provete está a ser carregado segundo uma direção (aplicando carga nos dois braços opostos), o anel rígido que esta no centro do provete, deforma-se em forma de elipse, fazendo compressão na direção perpendicular [27]. Este fenómeno, levou obter valores de desfasamentos diferentes em força e em tensão.

Na Tabela 3.3, apresenta-se os números de ensaios para cada desfasamento em força e respetiva relação entre cargas para os dois braços.

Tabela 3.3 Planeamento dos ensaios

Desfasamento na Força	Sigma 2/Sigma 1	Nº Ensaios
0 °	1	5
0 °	Infinito (uniaxial)	7
0 °	0 (uniaxial)	4
0 °	2	2
0 °	4	1
30 °	1	3
30 °	2	2
30 °	3	1
45 °	1	3
45 °	2	3
60 °	1	3
60 °	2	3
90 °	1	3
90 °	2	3
180 °	1	3
180 °	2	3

Para determinar as tensões em cada ensaio, através das forças inseridas na máquina de ensaio em cada braço e para qualquer condição de carregamento, utilizou-se o seguinte princípio:

$$\sigma_1 = F_1 \times K_{\sigma 1} + F_2 \times K_{\sigma 2} \quad (3.1)$$

$$\sigma_2 = F_2 \times K_{\sigma 1} + F_1 \times K_{\sigma 2} \quad (3.2)$$

Na equação 3.1 e 3.2, F_1 e F_2 são as cargas aplicadas na direção longitudinal e transversal, σ_1 e σ_2 são respetivas tensões e $K_{\sigma 1}$ e $K_{\sigma 2}$ são constantes das tensões criadas no centro do provete

nas direções longitudinais e transversais, calculadas por elementos finitos. O valor típico de $K_{\sigma 1}$ e $K_{\sigma 2}$ são 62MPa/kN e -18 MPa/kN.

3.6. Metodologia para medição do ângulo de propagação da fenda

As medições da fenda foram efetuadas através da análise das fotografias da superfície do provete, com o objetivo de identificar precisamente o ponto de início da fenda e medir ângulos e posteriormente foram medidas num projetor de perfis para se obterem as dimensões corretas.

Para cada provete, foram efetuadas as seguintes medições, conforme a figura 3-8:

- α_0 , é ângulo de iniciação da fenda (medido quando a fenda tinha aprox. 1 mm)
- α_1 , é ângulo antes da ramificação, medidos no 1º ou 4º quadrante
- α_2 , é ângulo antes da ramificação, medidos no 2º ou 3º quadrante
- θ_1 , é ângulo depois da ramificação no 1º quadrante
- θ_2 , é ângulo depois da ramificação no 2º quadrante
- θ_3 , é ângulo depois da ramificação no 4º quadrante
- θ_4 , é ângulo depois da ramificação no 3º quadrante
- L_1 , tamanho da fenda antes da ramificação, medidos no 1º ou 4º quadrante
- L_2 , tamanho da fenda antes da ramificação, medidos no 1º ou 3º quadrante

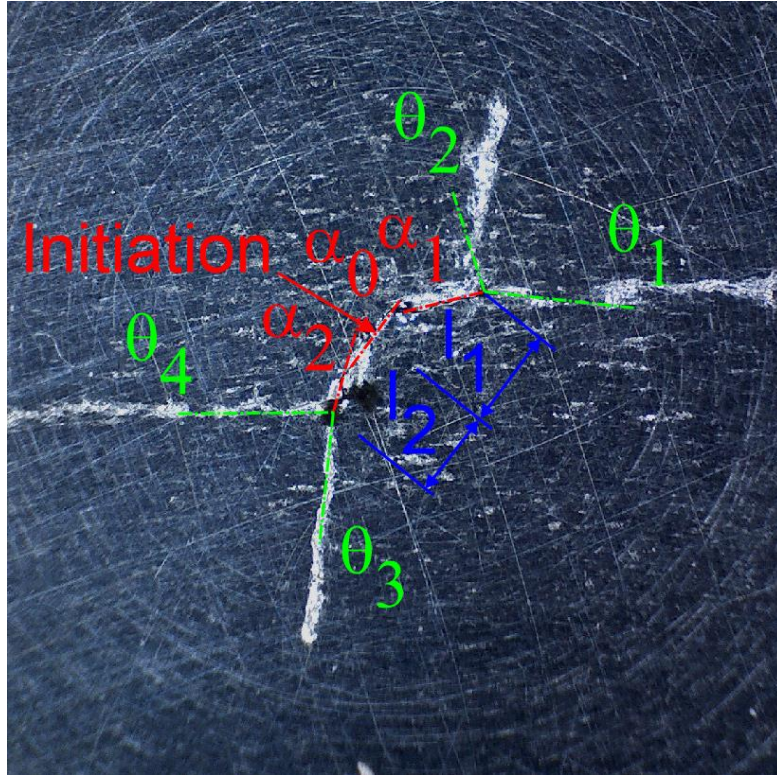


Figura 3.8 Nomenclatura

Para todos os ângulos, a medição foi efetuada em relação em eixo x, correspondente à direção 1 da Fig. 3-1. Para efetuar a medições de todos ângulos da nomenclatura, recorreu-se ao software ImageJ, figura 3-9 e Figura 3.10.

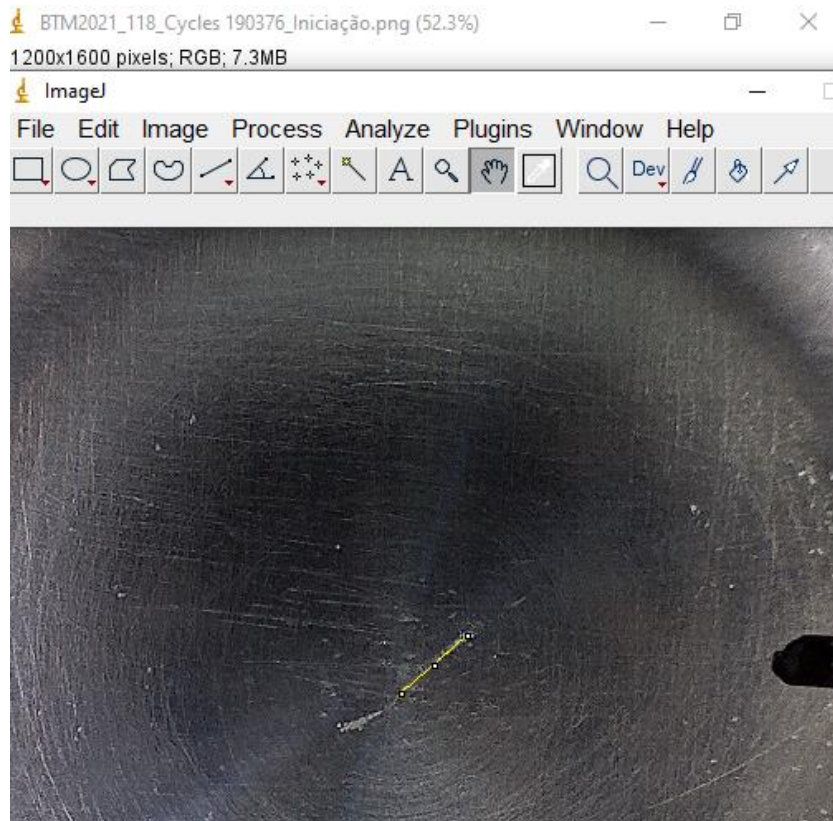


Figura 3.9 Ângulo de Iniciação da fenda do provete BTM2021_118

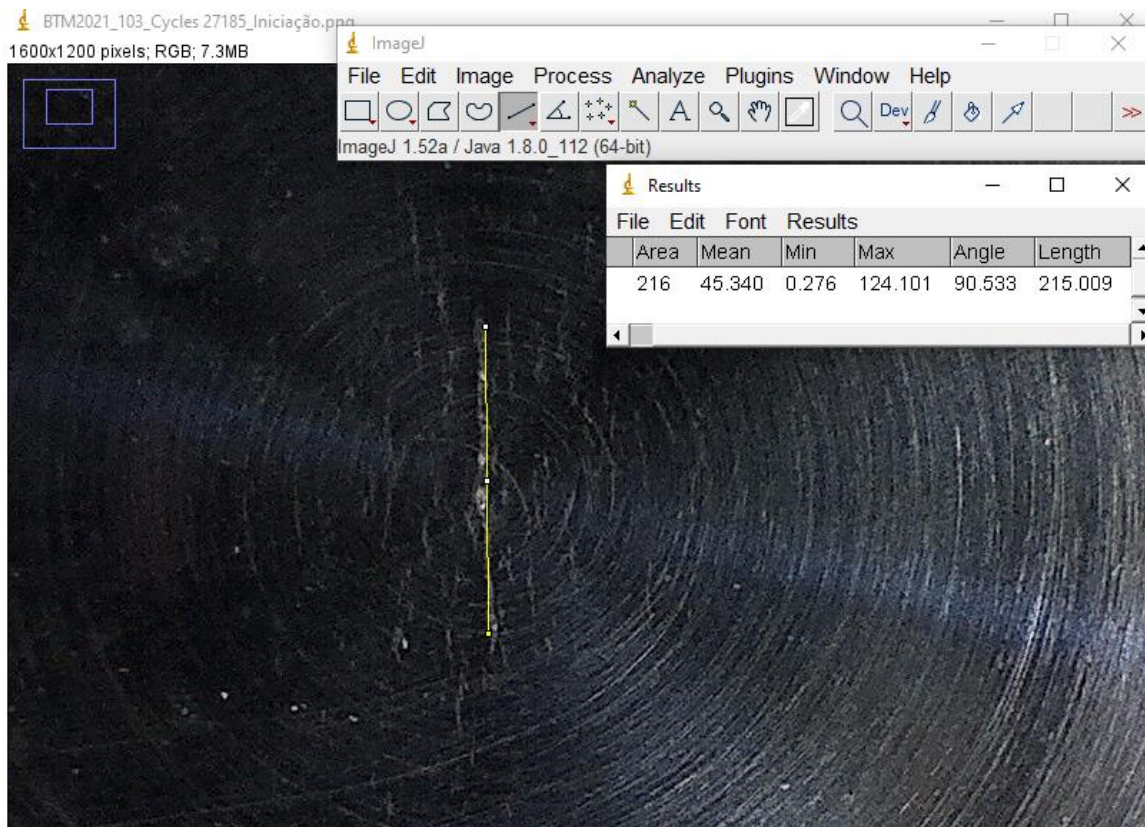


Figura 3.10 Ângulo de iniciação provete BTM2021_103

Para a medição das distâncias L_1 e L_2 , foi utilizado o projetor de perfis, Figura 3.11.



Figura 3.11 Projetor de perfis

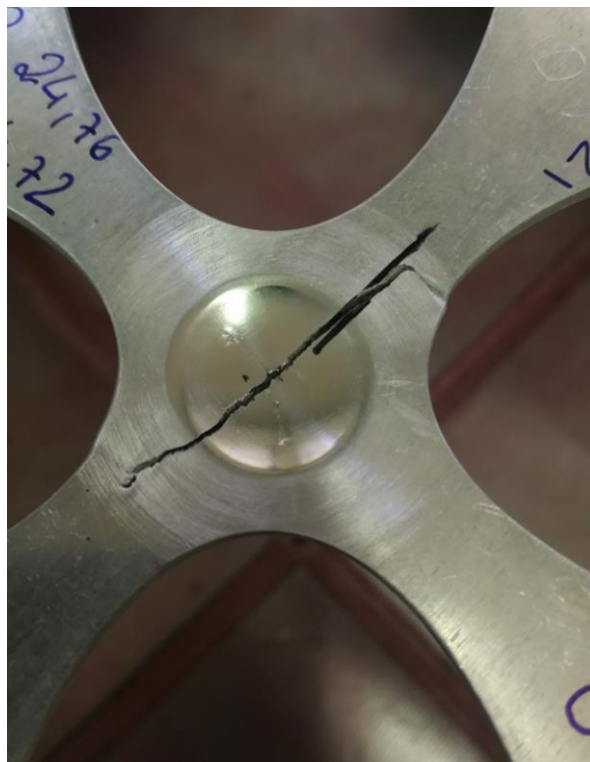


Figura 3.12 Provete fraturado após ensaio

Capítulo 4

Resultados e discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados das medições experimentais do ângulo de iniciação de fenda, através do software ImageJ, e os resultados teóricos dos modelos de plano crítico.

4.1. Resultados experimentais e previsões de direção de iniciação para carregamentos proporcionais

Na Tabela 4.1 que se segue em baixo é apresentado uma síntese dos resultados para os carregamentos proporcionais (desfasamento 0° entre as forças aplicadas nos braços do provete).

As direções de iniciação foram calculadas com as expressões apresentadas no subcapítulo 2.4.

Tabela 4.1 Síntese de resultados para carregamentos proporcionais

Carregamentos Proporcionais									
Provetes	S1(MPa)	S2(MPa)	Exp	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
51	88,4	88,4	-80°	–	–	–	–	–	–
52	82	82	-83°	–	–	–	–	–	–
53	70,6	70,6	-68°	–	–	–	–	–	–
54	66	66	-88°	–	–	–	–	–	–
55	61,6	61,6	-75°	–	–	–	–	–	–
75	0	59,4	-87°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
77	0	73	90°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
78	0	65,6	90°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
80	79,8	0	20°	±39°	±39°	±44°	0°	0°	±45°
82	69,3	0	-79°	±39°	±39°	±44°	0°	0°	±45°
83	63,3	0	-82°	±39°	±39°	±44°	0°	0°	±45°
84	88	0	-75°	±39°	±39°	±44°	0°	0°	±45°
85	0	67,2	-83°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
86	0	64,2	83°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
89	0	65,4	-81°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
90	0	68,6	-75°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
103	23,6	96,5	90°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
113	39	78	79°	±51°	±51°	±45°	±90°	±90°	±45°
115	38,5	77,1	88°	±51°	±51°	±45°	±90°	±90°	±45°

Analisando os resultados para os ensaios de carregamento proporcional, ilustrados na Tabela 4.1, num contexto geral, nenhum dos critérios consegue prever com rigor todas as situações. Em carregamentos em que são dominantes as tensões normais, os critérios de SWT e Liu I dão bons resultados. A revisão biográfica efetuada, permitiu ter noção de que os critérios de SWT e Liu I fornecem melhores previsões para os carregamentos proporcionais, uma vez que ambos os critérios se baseiam na componente normal, [28] e [29].

Nos provetes 51,52,53,54 e 55, parte dos modelos preveem que todos os ângulos são ângulos de iniciação para a fenda, o que na prática isso não se verifica. Esta previsão inadequada, deve-se ao fato de que ambas as forças aplicadas nos braços na máquina serem iguais, acabando por a direção

de iniciação ser alinhada com a direção de laminagem.

Piores previsões são observadas pelos modelos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II, tal como era esperado para os carregamentos proporcionais, visto que estes modelos se apoiam na componente de corte para efetuar o cálculo do parâmetro de dano máximo. Os ensaios realizados por Lopez et al. [28] permitiram concluir o mesmo.

Muitos destes critérios, apesar de darem o máximo num ponto específico, o parâmetro pode ter um valor próximo do máximo num intervalo grande. Trabalhar só com o valor máximo e compará-lo diretamente com o valor experimental, pode não ser o melhor procedimento. No âmbito deste trabalho obteve-se um parâmetro, que é igual à relação entre o valor do parâmetro dado por um determinado critério, para o ângulo medido experimentalmente, e o valor máximo desse parâmetro, adiante designado por R expresso em %. De certa forma tem-se uma medida do potencial de a fenda se iniciar segundo a direção medida experimentalmente, segundo um determinado critério. Para ilustrar a obtenção deste parâmetro, no gráfico Figura 4.1, está a evolução do parâmetro SWT relativamente ao ensaio BTM2021_113. Entre -90° e 90° o parâmetro de SWT é máximo com um valor de 0,015, contudo este valor é muito alto acima dos 75%, muito próximo do valor máximo. Ou seja, para o caso do provete BTM2021_113, como o ângulo obtido experimentalmente foi de 79° , em que o parâmetro de SWT é 0,0147, obtendo-se um valor de R de 98,2%.

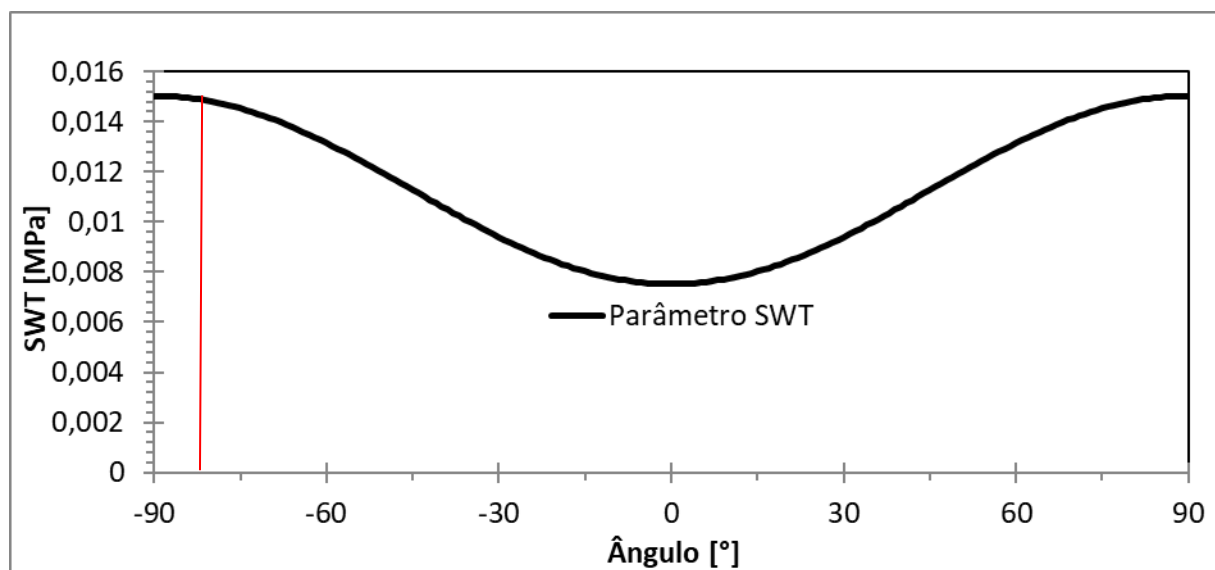


Figura 4.1 Gráfico de Evolução do Parâmetro SWT para o ensaio BTM2021_113

Para se ter uma melhor perceção sobre o desempenho de cada critério, apresenta-se uma tabela com os valores de R de cada modelo. No gráfico da Figura 4.2, é possível verificar que o modelo SWT para todos os ensaios de carregamentos proporcionais, tem um valor de R acima dos 90%, apenas no provete 80 regista um valor de R de 88,3%. O modelo Liu I também apresenta valor de R acima dos 90%, apenas os provetes 80, 84 e 90 apresentam valor de R de 74,6%, 88,6% e 85%.

Tabela 4.2 Valor de R (%) para cada critério para carregamentos proporcionais

Provetes	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
51	-	-	-	-	-	-
52	-	-	-	-	-	-
53	-	-	-	-	-	-
54	-	-	-	-	-	-
55	-	-	-	-	-	-
75	29,90%	29,50%	10,60%	99,60%	99,10%	1,10%
77	32,80%	26,80%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
78	32,80%	26,80%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
80	81,70%	80,00%	65,50%	88,30%	74,60%	41,30%
82	32,80%	26,80%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
83	59,80%	56,30%	34,80%	97,00%	93,10%	11,70%
84	67,10%	64,20%	44,90%	94,90%	88,60%	19,20%
85	52,10%	47,90%	24,70%	98,50%	96,60%	5,90%
86	52,10%	47,90%	24,70%	98,50%	96,60%	5,90%
89	57,30%	53,50%	31,50%	97,60%	94,40%	9,50%
90	71,60%	69,10%	50,90%	93,30%	85,00%	25,00%
103	39,20%	30,90%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
113	71,60%	65,20%	37,90%	98,20%	95,30%	14,00%
115	53,60%	43,20%	7,10%	99,90%	99,80%	0,50%

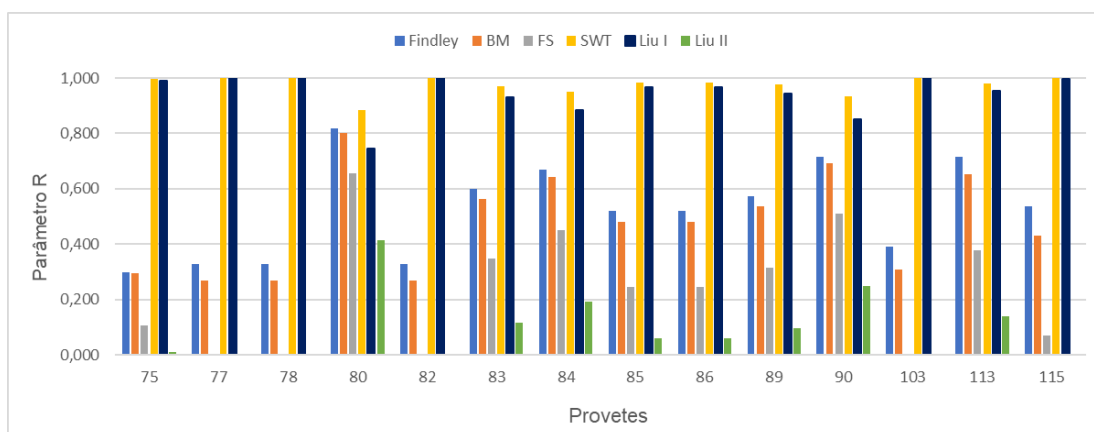


Figura 4.2 Gráfico do parâmetro R para os carregamentos proporcionais

4.2. Resultados experimentais e previsões de direção de iniciação para carregamentos desfasados

Na Tabela 4.3 apresentam-se resultados experimentais e as previsões para os ensaios com carregamentos não-proporcionais.

As direções de iniciação foram calculadas com as expressões apresentadas no subcapítulo 2.4

Tabela 4.3 Síntese de resultados para carregamentos não-proporcionais

Carregamentos Não Proporcionais										
Desfasamento de 30° em força										
Provetes	S1(MPa)	S2(MPa)	Desf Tensão	Exp	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
64	74,07	74,07	52°	-89°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
65	65,74	65,74	52°	-34°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
66	57,77	57,77	52°	90°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
100	33,23	66,43	58°	87°	±49°	±41°	±45°	±90°	±90°	±45°
101	24,65	75,06	65°	90°	±50°	±50°	±46°	±90°	±90°	±45°
116	37,08	74,2	58°	85°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
Desfasamento de 45° em força										
Provetes	S1(MPa)	S2(MPa)	Desf Tensão	Exp	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
71	70,25	70,25	75°	-40°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
72	59,15	59,15	75°	-62°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
73	64,08	64,08	75°	-49°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
109	38,45	76,9	81°	90°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
112	35,59	70,83	81°	-83°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
120	33,68	67,65	81°	-86°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
Desfasamento de 60° em força										
Provetes	S1(MPa)	S2(MPa)	Desf Tensão	Exp	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
67	75,35	75,35	92°	45°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
68	69,23	69,23	92°	39°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
69	60,02	60,02	92°	34°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
108	36,86	73,57	100°	-82°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
111	35,25	70,46	101°	-55°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
119	32,93	65,96	101°	85°	±49°	±49°	±45°	±90°	±90°	±45°
Desfasamento de 90° em força										
Provetes	S1(MPa)	S2(MPa)	Desf Tensão	Exp	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
61	54,75	54,75	122°	48°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
62	58,36	58,36	122°	45°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
63	53,33	53,33	120°	-52°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
106	26,73	53,19	132°	-45°	±50°	±50°	±45°	±90°	±90°	±45°
110	32,01	64,06	132°	-50°	±50°	±50°	±46°	±90°	±90°	±45°
118	35,41	70,97	133°	-53°	±50°	±50°	±46°	±90°	±90°	±45°
Desfasamento de -180° em força										
Provetes	S1(MPa)	S2(MPa)	Desf Tensão	Exp	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
56	56,54	56,54	180°	-45°	±51°	±51°	±44°	±90°	±90°	±45°
57	46,29	46,29	180°	-43°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
70	57,07	57,07	180°	-40°	±45°	±45°	±45°	±90°	±90°	±45°
105	30,22	60,48	180°	60°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
107	32,89	65,78	180°	40°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°
117	33,26	66,51	180°	45°	±51°	±51°	±46°	±90°	±90°	±45°

Na Tabela 4.4, é apresentada a síntese dos valores para o parâmetro R para cada modelo, referente aos carregamentos não-proporcionais.

Tabela 4.4 Valor de R (%) para cada critério para carregamentos não proporcionais

Desf.Força	Provetes	Findley	BM	FS	SWT	Liu I	Liu II
30°	64	34,80%	26,70%	3,50%	100,00%	100,00%	0,10%
	65	95,30%	95,10%	92,80%	91,40%	69,80%	86,00%
	66	32,40%	23,80%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
	100	43,70%	29,40%	10,60%	99,80%	99,90%	1,10%
	101	34,50%	27,70%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
	116	48,80%	42,80%	17,60%	99,50%	98,60%	3,00%
45°	71	99,00%	99,10%	98,50%	80,50%	46,30%	97,00%
	72	88,30%	88,50%	83,10%	86,70%	62,80%	68,70%
	73	99,30%	99,40%	99,00%	80,30%	45,60%	98,10%
	109	31,00%	25,30%	0,00%	100,00%	100,00%	0,00%
	112	50,20%	46,30%	24,60%	98,60%	96,70%	5,90%
	120	42,20%	37,50%	14,20%	99,60%	98,90%	1,90%
60°	67	100,00%	100,00%	100,00%	69,00%	29,90%	100,00%
	68	98,50%	98,80%	97,90%	70,60%	33,30%	95,70%
	69	95,10%	95,70%	92,90%	74,10%	40,60%	86,00%
	108	51,00%	48,30%	28,20%	97,90%	95,10%	7,60%
	111	98,30%	98,40%	94,60%	65,90%	35,00%	88,30%
	119	42,70%	39,40%	17,70%	99,20%	98,10%	3,00%
-90°	61	99,70%	99,90%	99,50%	49,00%	13,60%	98,90%
	62	100,00%	100,00%	100,00%	48,10%	12,80%	100,00%
	63	98,20%	99,00%	97,20%	54,20%	18,80%	94,10%
	106	99,00%	98,80%	100,00%	38,10%	8,70%	100,00%
	110	100,00%	100,00%	98,80%	47,30%	16,30%	97,00%
	118	99,40%	99,50%	96,80%	53,30%	22,50%	92,40%
-180°	56	98,10%	98,10%	99,90%	0,00%	0,00%	100,00%
	57	99,20%	99,20%	99,90%	7,00%	0,50%	99,50%
	70	99,70%	99,90%	99,50%	49,00%	13,60%	98,90%
	105	95,10%	94,90%	87,80%	62,50%	35,80%	75,00%
	107	93,60%	93,60%	97,90%	12,00%	0,10%	97,00%
	117	98,20%	98,10%	99,90%	25,00%	3,60%	100,00%

Para os carregamentos não-proporcionais, fora de fase a 52°, os resultados são muito idênticos aos ensaios efetuados dentro de fase. Como se pode verificar pelo gráfico da Figura 4.3, os critérios de SWT e Liu I apresentam ótimas previsões. No provete 65, verifica-se uma boa previsão por parte dos critérios de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II.

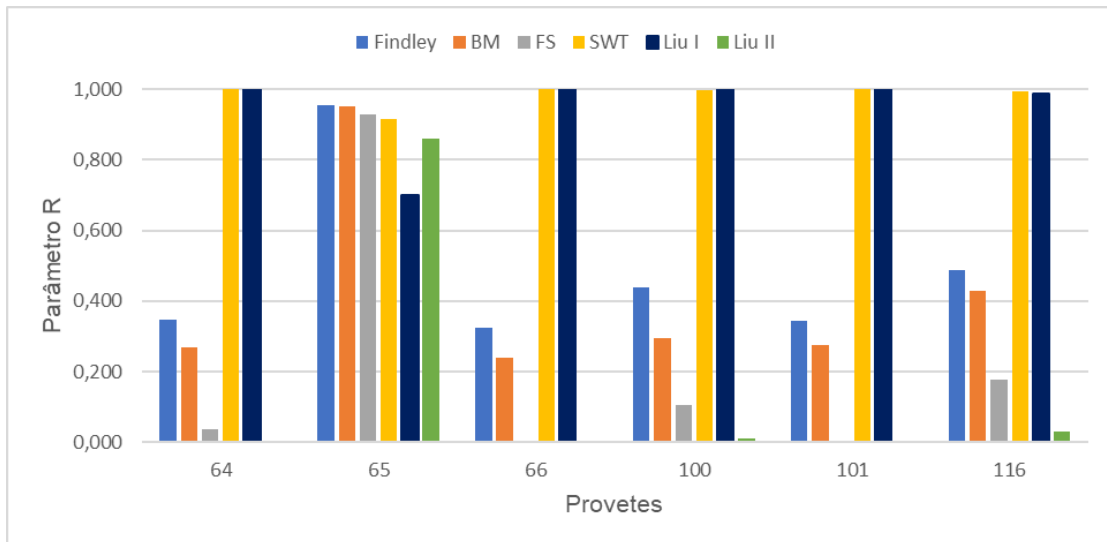


Figura 4.3 Gráfico do parâmetro R para carregamento 52° fora de fase

Para os carregamentos não-proporcionais, fora de fase a 75°, a previsão dos modelos teóricos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II aproximam-se do valor experimental nos provetes 71 e 73. Os modelos de SWT e Liu I fornecem boas previsões para os provetes 109, 112 e 120. Tal como se pode observar pelo gráfico da Figura 4.4

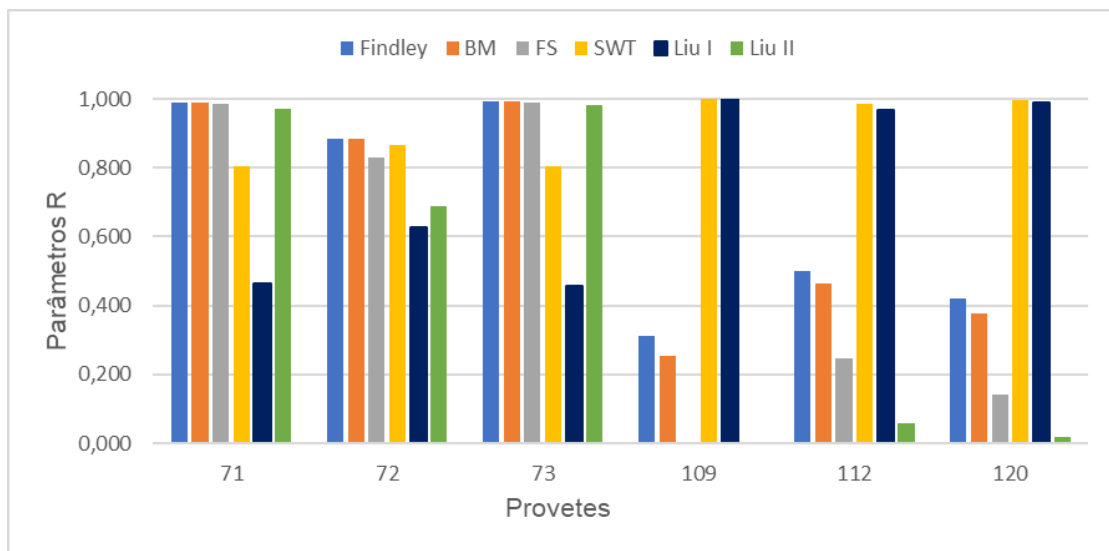


Figura 4.4 Gráfico do parâmetro R para carregamento 75° fora de fase

Para os carregamentos não-proporcionais, fora de fase a 92°, os modelos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu I preveem com exatidão o valor experimental do provete 67. Para os provetes 68, 69 e 111 os modelos de Findley e Brown-Miller apresentam excelentes resultados, enquanto que nos provetes 108 e 119 são os critérios de SWT e Liu I que fornecem as melhores previsões, tal como se pode observar na Figura 4.5.

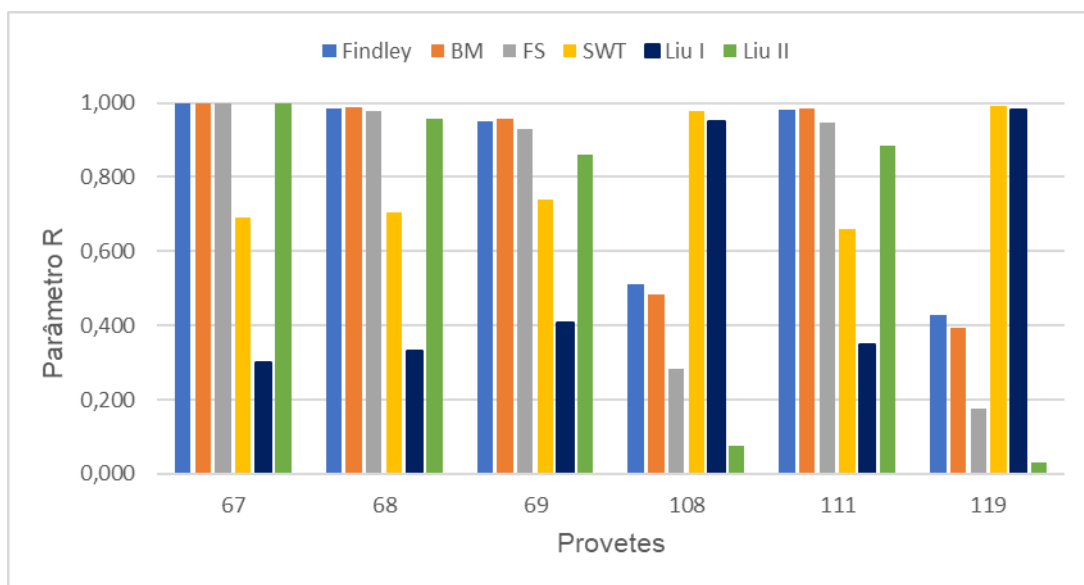


Figura 4.5 Gráfico do parâmetro R para carregamento 92° fora de fase

Para os carregamentos não-proporcionais, fora de fase a 238°, os resultados teóricos dos modelos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II são bastantes bons para os 6 ensaios. Os critérios de Fatemi-Socie e Liu II preveem o valor experimental com exatidão nos provetes 62 e 106. Os modelos de Findley e Brown-Miller preveem o valor experimental com exatidão nos provetes 62 e 110. Os critérios de SWT e Liu I apresentam previsões pouco exatas para este conjunto de ensaios, devido a forte presença da componente de corte. No gráfico da Figura 4.6, é possível observar os resultados.

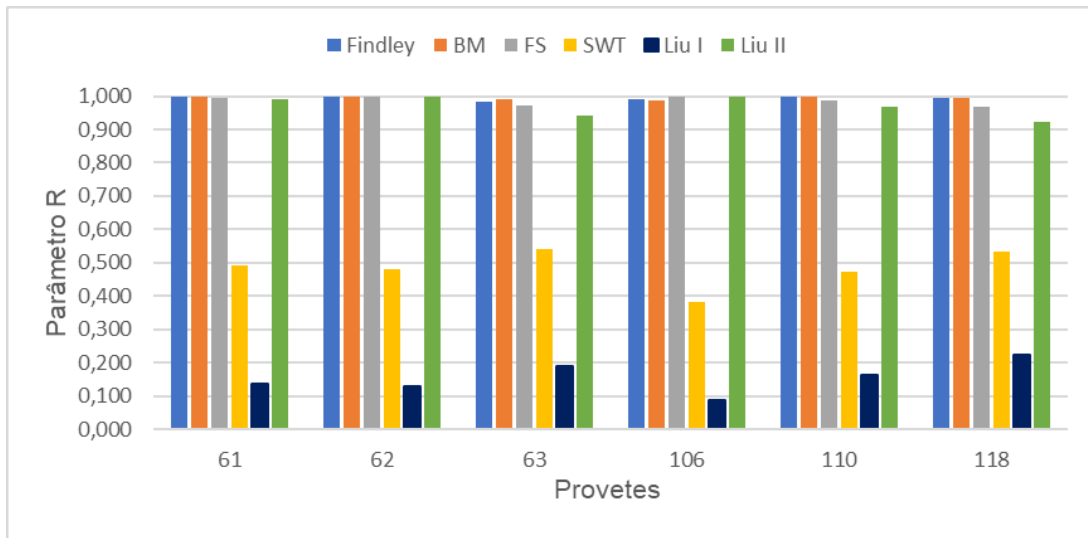


Figura 4.6 Gráfico do parâmetro R para carregamento 238° fora de fase

O gráfico da Figura 4.7 apresenta o carregamento não-proporcional, fora de fase a 180°, os modelos teóricos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II apresentam previsões bastantes boas, no entanto os modelos de Fatemi-Socie e Liu II são menos precisos. Os critérios de SWT e Liu I apresentam previsões pouco exatas para este conjunto de ensaios, devido a forte presença da componente de corte.

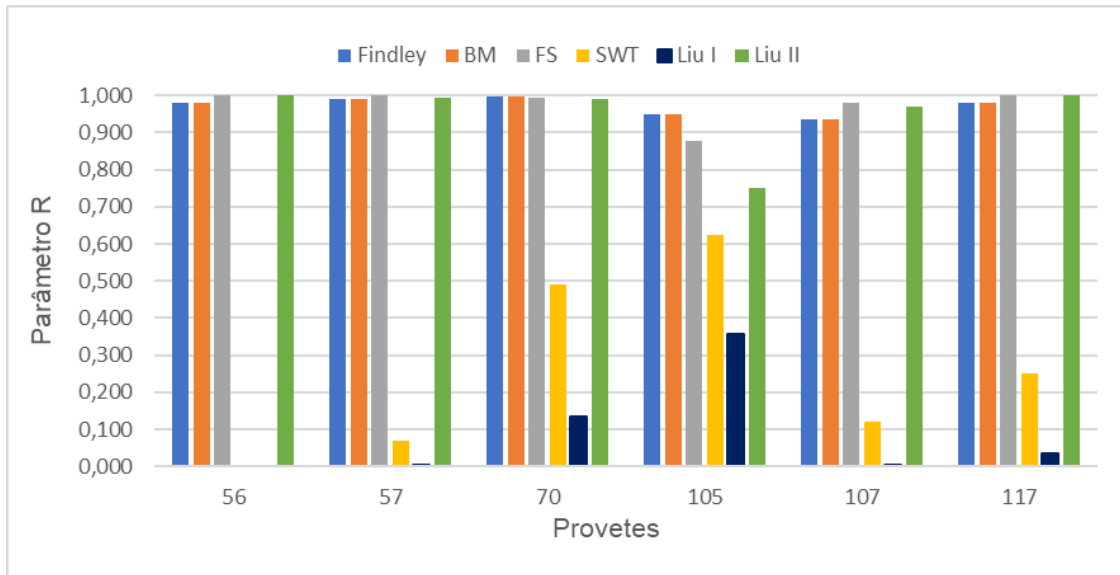


Figura 4.7 Gráfico do parâmetro R para carregamento 180° fora de fase

Para os ensaios realizados, com o aumento do desfasamento, o efeito de corte sobre o provete será maior, e a tensão e extensão de corte provocam maior influência sobre os resultados. Sendo que os modelos que conseguem fornecer melhores previsões para os carregamentos não-proporcionais, são os modelos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II, pois apresentam um valor mais elevado para o parâmetro R. Os resultados obtidos enquadram-se com a revisão bibliográfica efetuada. Segundo a pesquisa efetuada em [30] o modelo de Findley foi o modelo de plano crítico que apresentou melhores previsões. Segundo os ensaios feitos pelos autores em [28] os modelos de Fatemi-Socie e Liu II fornecem melhores resultados.

Para os carregamentos não-proporcionais, os modelos de SWT e Liu I apresentam resultados pouco favoráveis, visto que estes modelos não têm em conta a não proporcionalidade das tensões. Isso é visível pelos valores baixos do parâmetro R. Por outro lado, nos carregamentos proporcionais, estes dois modelos enquadram-se perfeitamente na previsão do ângulo experimentalmente, tal como é possível verificar na Tabela 4.2.

Reis et. al. [30] concluíram que, os modelos de plano crítico com uma forte componente de corte no seu cálculo de parâmetro de dano, fornecem melhores resultados para materiais dúcteis, do que os modelos com uma forte componente na tensão normal. *Cruces et. al.* [31] também concluíram que modelo de Findley favorece ótimas previsões para materiais dúcteis. No conjunto de ensaios realizados vai ao encontro dos resultados obtidos em [30] e [31], os modelos com uma forte componente de corte: Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II fornecem boas previsões para materiais dúcteis, como o A105-H14.

É interessante deixar uma nota de que, existe um grande número de pequenas fissuras nucleadas durante a fase de iniciação da fenda, tal como se pode observar na Figura 4.8.

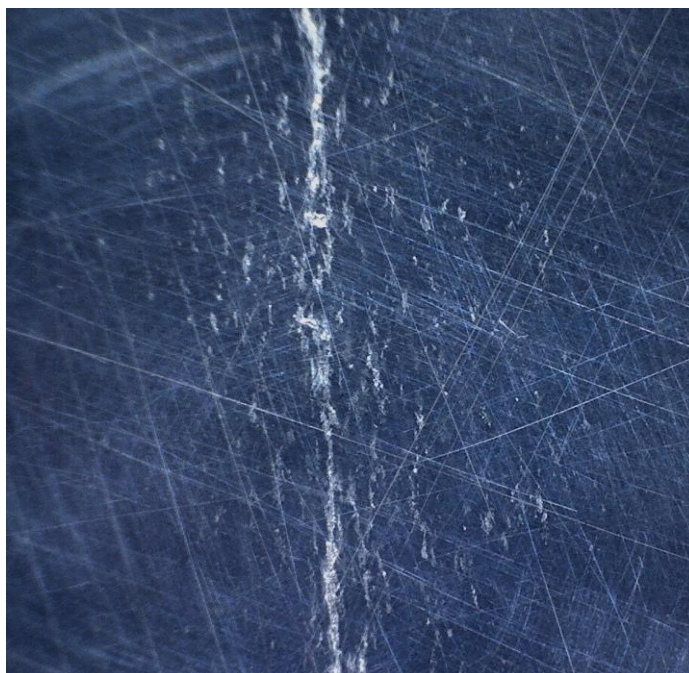


Figura 4.8 Fenda principal e pequenas fissuras nucleadas do ensaio BTM2021_089

No entanto, apenas uma fenda principal é formada durante a fase inicial de propagação. Apenas se considerou a orientação da fenda principal para se retirar os valores do ângulo de iniciação. O mesmo foi observado pelos autores em [30] e [32]. Naturalmente este é um critério, muito usado por outros, mas que acaba por ter de certa forma influência nas medições feitas.

Nota-se também que quando há uma disputa entre a direção normal e a direção de corte, que a direção de laminação acaba por influenciar significativamente os resultados. Isto é claro nas situações em que o valor de desfasamento em força é de 30° e 45° . A direção de laminação ou a diferença de propriedades entre as duas direções (ortotropia), conforme Tabela 3.2, não é tida em conta em nenhum dos critérios usados.



Figura 4.9 Fenda principal em propagação do provete BTM2021_101



Figura 4.10 Fenda principal com propagação complexa e respectivas microfissuras provete BTM2021_105



Figura 4.11 – Fratura no provete BTM2021_110

Capítulo 5

Conclusões e propostas de trabalhos futuros

No presente capítulo são apresentadas as principais conclusões do trabalho desenvolvido e algumas propostas de trabalhos futuros.

5.1. Conclusões

De acordo com os objetivos previstos, realizaram-se ensaios experimentais biaxiais em provetes cruciformes de alumínio A1050-H14, com carregamentos proporcionais e não proporcionais, de modo a obter o ângulo de iniciação da fenda. Tendo por base vários critérios de plano crítico obteve-se ângulo de iniciação para os vários carregamentos aplicados, tendo os resultados sido comparados com as observações experimentais. Para se poder avaliar mais corretamente o desempenho de cada critério, introduziu-se neste trabalho um parâmetro R em %, que é igual à relação entre o valor do parâmetro dado por um determinado critério, para o ângulo medido experimentalmente, e o valor máximo desse parâmetro. Analisando a vasta gama de ensaios experimentais, que incluiu resultados que já estavam disponíveis, resultaram da realização deste trabalho as seguintes conclusões:

- Sob carregamento proporcional, os modelos que fornecem melhores resultados de previsão do ângulo de iniciação são os modelos de SWT e Liu I, tendo a fenda principal iniciado numa direção perpendicular à tensão normal máxima e em geral segundo a direção de laminação.
- Sob carregamento não-proporcional os modelos que fornecem melhores resultados de previsão do ângulo de iniciação são os modelos de Findley, Brown-Miller, Fatemi-Socie e Liu II.
- De entre os parâmetros estudados, não existe um modelo de plano crítico universal que seja válido para qualquer tipo material e para todas as condições de carregamento.
- Nos modelos de Findley, Brown-Miller e Fatemi-Socie é necessário a inclusão de um parâmetro de material que não foi possível obter no âmbito deste trabalho, contudo foram feitos alguns testes variando este parâmetro e verificou-se que tinha pouca influência nos resultados.
- O facto deste provete ser ligeiramente ortotrópico e o surgimento de múltiplas fissuras, fez com que muitas vezes a direção de laminagem e a interação entre as múltiplas micro-fissuras tivesse influência nos resultados experimentais.

5.2. Propostas de trabalho futuro

Como nota final, deixo algumas sugestões para desenvolver num eventual trabalho futuro:

- Realizar um maior número de ensaios para cargas não-proporcionais, de modo a melhorar o nível de confiança dos resultados;
- Utilizar critérios onde seja possível incluir o efeito ortotrópico deste material;
- Utilizar os ensaios realizados para fazer previsões de vida à fadiga;
- Realizar os mesmos ensaios para outros materiais, como ligas de alumínio ou aço, bem como em materiais compósitos;
- Realizar ensaios em condições de temperatura mais adversas, de modo a perceber o quanto impactante é o fator temperatura.

Bibliografia

- [1] J. Fonseca, “Previsão de vida à fadiga em carregamentos biaxiais não proporcionais,” Instituto Politécnico de Setúbal, 2013.
- [2] A. Committee, “Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing,” *ASTM Int.*, 2014.
- [3] L. Reis, V. Anes, B. Li, and M. Freitas, “EFEITO DA SEQUÊNCIA DE CARGAS AXIAL E DE TORÇÃO NA PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA MULTIAXIAL,” *Mecânica Exp.*, 2011.
- [4] M. H. Aliabadi, “Fundamentals of metal fatigue analysis,” *Eng. Anal. Bound. Elem.*, 1992, doi: 10.1016/0955-7997(92)90114-m.
- [5] R. Sunder and B. V. Ilchenko, “Fatigue crack growth under flight spectrum loading with superposed biaxial loading due to fuselage cabin pressure,” *Int. J. Fatigue*, 2011, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2010.11.018.
- [6] F. Socie and G. Marquis, *Multiaxial Fatigue*. 2000.
- [7] Jorge Manuel da Silva Nunes, “Avaliação do comportamento mecânico do material de carril de comboio,” Instituto Superior Técnico de Lisboa, 2013.
- [8] R. A. Cláudio, L. Reis, and M. Freitas, “Biaxial high-cycle fatigue life assessment of ductile aluminium cruciform specimens,” *Theor. Appl. Fract. Mech.*, 2014, doi: 10.1016/j.tafmec.2014.08.007.
- [9] Y. Papadopoulos and K. Dang Van, “Sur la nucleation des fissures en fatigue polycyclique sous chargement multiaxial,” pp. 759–774, 1988.
- [10] I. V. Papadopoulos, “Long life fatigue under multiaxial loading,” *Int. J. Fatigue*, 2001, doi: 10.1016/S0142-1123(01)00059-7.
- [11] I. V. Papadopoulos, P. Davoli, C. Gorla, M. Filippini, and A. Bernasconi, “A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals,” *Int. J. Fatigue*, 1997, doi: 10.1016/S0142-1123(96)00064-3.
- [12] E. Vidal, B. Kenmeugne, J. Robert, and J. Bahuand, “Fatigue life prediction of components using multiaxial criteria,” *Mech. Eng. Publ.*, pp. 365–378, 1991.
- [13] B. Weber, A. Carmet, B. Kenmeugne, and J. Robert, “A stress-based approach for fatigue assessment under multiaxial variable amplitude loading,” *Eur. Struct. Integr. Soc.*, vol. 25, pp. 407–414, 1999.
- [14] J. Beynon, A. Brown, R. Smith, T. Lindley, and B. Tomkins, “On a global stress-based approach for fatigue assessment under multiaxial random loading,” *Eng. Against Fatigue*, pp.

407–414, 1999.

- [15] E. Macha, “Simulation investigations of the position of Fatigue Fracture Plane in materials with biaxial loads,” *Materwiss. Werksttech.*, 1989, doi: 10.1002/mawe.19890200405.
- [16] A. Carpinteri, E. Macha, R. Brighenti, and A. Spagnoli, “Expected principal stress directions under multiaxial random loading. Part I: Theoretical aspects of the weight function method,” *Int. J. Fatigue*, 1999, doi: 10.1016/S0142-1123(98)00046-2.
- [17] A. Carpinteri, R. Brighenti, E. Macha, and A. Spagnoli, “Expected principal stress directions under multiaxial random loading. Part II: Numerical simulation and experimental assessment through the weight function method,” *Int. J. Fatigue*, 1999, doi: 10.1016/S0142-1123(98)00047-4.
- [18] T. Łagoda, E. Macha, and A. Niesłony, “Fatigue life calculation by means of the cycle counting and spectral methods under multiaxial random loading,” *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 2005, doi: 10.1111/j.1460-2695.2005.00877.x.
- [19] E. Macha and A. Niesłony, “Critical plane fatigue life models of materials and structures under multiaxial stationary random loading: The state-of-the-art in Opole Research Centre CESTI and directions of future activities,” *Int. J. Fatigue*, 2012, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2011.03.001.
- [20] H. Videira, V. Anes, R. Cláudio, M. Freitas, and L. Reis, “COMPORTAMENTO MECÂNICO DA LIGA DE MAGNÉSIO AZ31B SOB CARREGAMENTO MULTIAXIAL,” *Revista da Associação Portuguesa de Análise Experimental de Tensões*, 2019.
- [21] K. C. Liu and J. A. Wang, “An energy method for predicting fatigue life, crack orientation, and crack growth under multiaxial loading conditions,” *Int. J. Fatigue*, 2001, doi: 10.1016/s0142-1123(01)00169-4.
- [22] C. Tekoğlu, Çelik, H. Duran, M. Efe, and K. L. Nielsen, “Experimental Investigation of Crack Propagation Mechanisms in Commercially Pure Aluminium Plates,” 2019, doi: 10.1016/j.prostr.2019.12.080.
- [23] R. Cláudio, M. Freitas, L. Reis, B. Li, and I. Guelho, “Multiaxial Fatigue Behaviour of 1050 H14 Aluminium Alloy by a Biaxial Cruciform Specimen Testing Method,” *ICEMS & DEM, Instituto Superior Técnico, UTL ESTSetúbal, Instituto Politécnico de Setúbal*.
- [24] “Struers,” *Grinding and Polishing*, 2020. <https://www.struers.com/en/Knowledge/Grinding-and-polishing#>.
- [25] J. Louro, “Avaliação do dano acumulado gerado por sequências de carregamentos biaxiais na vida à fadiga no aço 42CrMo4,” in *Instituto Superior Técnico*, 2010.
- [26] J. V. Sahadi, D. Nowell, and R. J. H. Paynter, “Fatigue life prediction for Waspaloy under biaxial loading,” *Theor. Appl. Fract. Mech.*, 2018, doi: 10.1016/j.tafmec.2018.06.011.
- [27] V. Bonnard, J. L. Chaboche, P. Gomez, P. Kanouté, and D. Pacou, “Investigation of multiaxial fatigue in the context of turboengine disc applications,” *Int. J. Fatigue*, 2011, doi:

10.1016/j.ijfatigue.2010.12.018.

- [28] P. Lopez-Crespo, B. Moreno, A. Lopez-Moreno, and J. Zapatero, "Study of crack orientation and fatigue life prediction in biaxial fatigue with critical plane models," *Eng. Fract. Mech.*, 2015, doi: 10.1016/j.engfracmech.2015.01.020.
- [29] R. Pereira, "Mechanical behaviour of AZ31B Magnesium alloy subjected to in-plane biaxial fatigue," in *Thesis to obtain the Master of Science Degree in Mechanical Engineering*, 2016.
- [30] L. Reis, B. Li, M. Leite, and M. De Freitas, "Effects of non-proportional loading paths on the orientation of fatigue crack path," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 2005, doi: 10.1111/j.1460-2695.2005.00882.x.
- [31] A. . Cruces, P. Lopez-Crespo, S. Bressan, T. Itoh, and B. Moreno, "On the behaviour of 316 and 304 Stainless Steel under Multiaxial Fatigue Loading: Application of the Critical Plane Approach," *Department of Civil and Materials Engineering, University of Malaga Graduate School of Science and Engineering, Ritsumeikan University Department of Mechanical Engineering, College of Science and Engineering, Ritsumeikan University*, 2019.
- [32] P. Luo, W. Yao, L. Susmel, and P. Li, "Prediction of fatigue damage region with the use of the notch critical plane approach for crack initiation and propagation," *Int. J. Fatigue*, 2020, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2020.105533.