



Ricardo Chester

Modelação do veio de uma cambota pelo X-FEM.

Modelação do Método dos elementos finitos Estendido (X_FEM) através do Software ABAQUSTM de um Problema de Mecânica da Fratura Linear Elástica. Fratura por fadiga do veio de uma cambota do motor de uma aeronave.

Dissertação apresentada para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia da Produção.
Trabalho de Projeto Final II

Dezembro de 2015

*Dedico esta Dissertação
á minha esposa Vânia Matias,
pelo amor, incentivo, carinho e muita paciência.*

*Aos meus pais José Pedro e Eduarda Chester,
por*

*terem dado humildemente condições de
formação, apesar de suas dificuldades.*

*Aos meus sogros António Matias e Josélia Matias
pela ajuda.*

*Sem eles não teria tido a tranquilidade em
desempenhar e ter prazer em conquistar este
objetivo.*

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar a Deus, fonte da vida e de toda inspiração, sem o qual nada seria possível.

Agradeço aos meus pais por me incentivarem.

Agradeço há minha esposa por compreender os momentos que não lhe pude disponibilizar toda a atenção necessária.

A todos os professores e companheiros de turma que fiz ao longo desta jornada.

Ao professore orientador, *Ricardo Miguel Gomes Simões Baptista*, pela ajuda, atenção e dedicação. E por compreenderem a dificuldade que é realizar um curso de mestrado em paralelo com uma atividade profissional.

Á minha irmã *Patrícia Chester* e a todos os meus amigos em especial a *Roberto Markes, Vanda Brito, João André Coelho, Milene Santos* e *Miguel Guerreiro*, pelo incentivo e apoio.

A todos os que direta ou indiretamente contribuíram para a realização do presente trabalho e conclusão deste curso – um agradecimento especial há minhas anteriores equipas de trabalho: *INATEC SERVICE* (Industria Técnica & Serviços, LDA.), *Dr. Pedro Borges* e *Eng. Carlos Borges*, sócios-gerentes desta organização; *Saline Force* (Eletricidade, Instrumentação & Manutenção Industrial, Lda.), *Eng. José Jesus*, sócio-gerente desta organização. Bem como há actual equipa de trabalho na Galp Energia/Petrogal/Movimentação de Produtos, *Eng. Rui Vidal* e *Eng. Dúlio Cardo* que disponibilizarão recursos escassos para me apoiar e ajudar na realização deste objetivo.

Resumo

Esta Dissertação surge devido à necessidade de validação do *Método dos Elementos Finitos Estendidos*, uma vez que na área da *Engenharia Mecânica* ainda existem algumas empresas de tecnologia de ponta a utilizarem os métodos *clássicos* para avaliar alguns dos seus componentes, o que se traduz em perda de eficiência com o aumento do tempo de produção e elevados custos com materiais e pessoal. O objetivo desta Dissertação consiste em validar o *Método dos Elementos Finitos Estendidos* através da comparação dos resultados obtidos pelo modelo clássico para um dado material, com geometria e carregamento exterior predeterminado. A Dissertação encontra-se no âmbito da *Mecânica da Fratura Linear Elástica* e consiste em modelar uma fenda localizada num veio oco, com a utilização do *software Abaqus*. Após validar a utilização do *Método dos Elementos Finitos Estendidos*, o mesmo procedimento é utilizado para propagar uma fenda em um veio da cambota do motor de uma aeronave, afim de determinar a vida útil do motor pela propagação da fenda por fadiga através da *Lei de Paris*.

Palavras-chave: Fadiga, X-FEM, ABAQUS™.

Abstract

This Dissertation arises due to the need for validation of the *Extended Finite Element Method*, since in the area of mechanical engineering there are still some high-tech companies using classical methods to evaluate some of its components, which translates into efficiency loss with increased production time and higher costs of materials and personnel. The objective of this Dissertation consists in validating the *Extended Finite Element Method* by comparing the results obtained by classic model for a given material with an exterior geometry and loading predetermined. The Dissertation is within the scope of *Linear Elastic Fracture Mechanics* and consists of shaping a crack located in a hollow shaft using the *Abaqus software*. After validating the use of the *Extended Finite Element Method*, the same procedure is used to propagate a crack in a shaft of an aircraft engine crankshaft in order to determine the useful life of the engine by the spread of crack fatigue through the Paris law.

Keywords: Fatigue, X_FEM, ABAQUS™

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Índice.....	xi
Lista de Figuras.....	xiii
Lista de Tabelas	xv
Lista de Siglas e Acrónimos	xvii
Capítulo 1.....	1
Introdução.....	1
1.1. Introdução e âmbito da <i>Dissertação</i>	2
1.2. Objetivo.....	3
1.3. Contribuição da <i>Dissertação</i>	4
1.4. Estrutura	4
Capítulo 2.....	7
Revisão Bibliográfica.....	7
2.1. Introdução.....	8
2.2. Aplicação teórica à <i>Mecânica da Fratura</i>	11
2.3. Aplicação experimental à <i>Mecânica da Fratura</i>	14
2.4. Falha catastrófica da cambota	17
2.5. Análise para o cálculo do <i>FIT</i> utilizando o <i>X-FEM</i>	19
2.6. Avaliação analítica e experimental do limite de fadiga por flexão pura da cambota	21
2.7. Análise de falha da cambota de gerador a Diesel	23
2.8. Avaliação do <i>FEM</i> para estimar a vida da cambota	25
2.9. Análise de falha da cambota do motor de um carro	27
2.10. Performance da fadiga / processo de fillet rolling	29
2.11. Análise de falha da cambota de um compressor	31
2.12. Fator de Intensidade de Tensão e Limite de Carga.....	33
2.13. Solução normalizada de K para fendas elípticas no plano exterior de um cilindro.....	36
2.14. Método utilizado na modelação do <i>X_FEM</i>	38

<i>Modelação do componente</i>	38
Capítulo 3	41
A Cambota	41
Capítulo 4	43
Validação do <i>X_FEM</i> com <i>ABAQUS™</i>	43
4.1. Componente de validação do <i>X_FEM</i>	44
4.2. Resultados extraídos do <i>ABAQUS™</i>	45
4.2.1. <i>Malha do Componente</i>	45
4.2.2. <i>Resultados da modelação do componente</i>	48
4.3. Método Clássico	52
4.4. Conclusão do capítulo	53
Capítulo 5	55
Estudo da Cambota	55
5.1. Validação de K_I ao longo do carregamento	56
5.2. Variação de K_I ao longo de um ciclo do motor	57
5.3. Modelação da Cambota	58
5.4. Lei de Paris	61
5.4.1. <i>Análise de sensibilidade à variação das constantes de Paris</i>	62
5.4.2. <i>Ciclo de vida da cambota</i>	63
5.5. Conclusões do capítulo	65
Capítulo 6	67
Conclusões da <i>Dissertação</i>	67
Considerações finais	69
Bibliografia	71
Anexo I	1
Extrair do <i>X_FEM</i> valores de K_I para cargas de tração e flexão com <i>ABAQUS™</i>	1

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Resultado analítico e resultado do <i>X-FEM</i> pelo método <i>G</i> e pelo método <i>DJE</i> , para o <i>Fator de Intensidade de Tensão</i> K_I (extraído de [4]).....	13
Figura 2.2 – Representação esquemática de uma cambota típica com as principais nomenclaturas (extraído de [11]).	27
Figura 2.3 – Fenda circunferencial na superfície externa de um cilindro (extraído de [14]).....	33
Figura 2.4 – Solução normalizada de K para fendas circunferenciais no plano exterior de um cilindro com, $\theta = 90^\circ$, $B/r_i = 0,1$ (extraído de [15]).....	37
Figura 2.5 – Modelação do componente com o ABAQUS™	39
Figura 3.1 – Imagem da Cambota fraturada (extraído de [6]).....	41
Figura 4.1 – A cambota em a) (extraído de [8]) e o veio oco em b), que representa uma parte da cambota.	44
Figura 4.2 – Tenção aplicada na modelação do veio oco.	44
Figura 4.3 – Estudo da malha do componente.....	45
Figura 4.4 – Estudo da composição dos elementos de malha do componente.	46
Figura 4.5 – Estudo de dimensão dos elementos de malha do componente.	47
Figura 4.6 – Distribuição do <i>FIT</i> na metade esquerda do vaio oco para carregamentos de tração.	49
Figura 4.7 – Distribuição do <i>FIT</i> na metade esquerda do vaio oco para carregamentos de flexão.....	51
Figura 5.1 – Variação de K_I ao longo de um ciclo de carregamento.....	56
Figura 5.2 – Simplificação a variação de K_I	57
Figura 5.3 – K_I máximo em função da dimensão da fenda.	59
Figura 5.4 – Modelação da cambota com uma fenda de 10mm em “a”.	60
Figura 5.5 – Curva de propagação da fenda para o veio da cambota	64
Figura 6.1. – Histórico de resultados do <i>X-FEM</i> com ABAQUS (extraído de [16]).....	1

Figura 6.2. – Extrair do *ABAQUS* os resultados das coordenadas x y e z
(extraído [16])1

Figura 6.3. – Extrair resultados do *ABAQUS* (extraído [16]).....2

Figura 6.4. – Extrair valores da frente da fenda (extraído [16])3

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Funções de Geometria no ponto <i>A</i> para uma parte de fenda circunferencial na superfície exterior de um cilindro (extraído de [14]).	34
Tabela 2.2 – Funções de Geometria no ponto <i>B</i> para uma parte de fenda circunferencial na superfície exterior de um cilindro (extraído de [14]).	35
Tabela 4.1 – Valores calculados de K_1 para carregamentos de tração.	49
Tabela 4.2 – Valores calculados de K_1 para carregamentos de flexão.	50
Tabela 4.3 – Resultados extraídos pelo Método Clássico.	52
Tabela 4.4 – Comparação dos valores obtidos para o <i>FIT</i> com carregamentos de tração.	53
Tabela 4.5 – Comparação dos valores obtidos para o <i>FIT</i> com carregamentos de Flexão.	54
Tabela 5.1 – K_I máximo em função da dimensão da fenda.	58
Tabela 5.2 – Análise das Constantes de Paris.	62
Tabela 5.3 – Tabela para construção do diagrama da/dN , ΔK .	63

Lista de Siglas e Acrónimos

15CrNi6	<i>Liga de Aço</i>
ABAQUS TM	<i>Software de Elementos Finitos</i>
C	<i>Constante da Lei de Paris</i>
Cr	<i>Crômio</i>
DOF	<i>Grau de Liberdade</i>
EDS	<i>Microscópio de Raio-X</i>
FAD	<i>Diagrama de Avaliação de Falha</i>
FAL	<i>Linha de Avaliação de Falha</i>
FE	<i>Elementos Finitos</i>
FEM	<i>Método dos Elementos Finitos</i>
FIT	<i>Fator de Intensidade de Tensão</i>
G	<i>Taxa de Libertação de Energia</i>
m	<i>Constante da Lei de Paris</i>
MFLE	<i>Mecânica da Fratura linear elástica</i>
Ni	<i>Níquel</i>
SEM	<i>Microscopia Eletrônica de Varrimento</i>
X-FEM	<i>Método dos Elementos Finitos Estendido</i>

Lista de Símbolos

$\ddot{\theta}$	aceleração do vetor dos DOF (rad/s ²)
H_0	Altura
θ	ângulo do vetor de deslocamento para cada grau de liberdade (rad)
a_0	Área inicial
a_f	Área final
P	Carga Aplicada
t	Coordenada Cartesiana
n	Coordenada Cartesiana
p	Coordenada Polar
ϕ	Coordenada Polar
K	Fator de intensidade de Tensão
Y_f	Fator Geométrico
$H(x)$	Função de Heaviside
$F_a(x)$	Função de Tensões Singulares Próximas da Ponta da Fenda
\underline{C}	matriz de amortecimento (N m s/rad)
\underline{K}	matriz de rigidez (N m/rad)
\underline{J}	matriz de inercia associada aos elementos que rodam no sistema (kg m ²)
\underline{J}_{alter}	matriz de inercia associada ao movimento alternativo dos elementos (kg m ²)
MPa	Mega Pascal
μm	Micrómetro
KN	Quilo Nilton
σ	Tensão
$\dot{\theta}$	é o vetor de velocidade para cada DOF (rad/s); μ é

Capítulo 1

Introdução

A presente Dissertação consiste em validar o *X-FEM* para o cálculo de problemas de descontinuidades. É utilizado o software *Abaqus* para modelar a falha da cambota do motor de uma aeronave. A falha encontra-se no âmbito da *Mecânica da Fratura Linear Elástica*, resultante de um processo de fadiga impulsionado por elevadas cargas cíclicas com amplitude moderada. Primeiramente o *X-FEM* é validado por comparação dos cálculos analíticos e a modelação de um veio oco. Segue-se a modelação da cambota do motor de uma aeronave que consiste em calcular os fatores de intensidade de tensão ao longo da frente da fenda. O veio tem um tempo de vida útil e fratura por fadiga ao fim de um determinado número de ciclos, os quais são obtidos com a utilização da *Lei de Paris*. Ambos os resultados são apresentados comprovando-se a validade do *X-FEM*.

1.1. Introdução e âmbito da *Dissertação*

Com o incremento na sofisticação de projetos inovadores e a económica necessidade em reduzir o consumo energético e a manutenção de materiais, resulta numa exponencial carência em apelar à modelação numérica para antever falhas no comportamento de estruturas complexas. O fenómeno de ocorrência de falhas nos componentes é conhecido, sabendo-se que a maioria das falhas devem-se a defeitos dos materiais. Estes não são providos de características homogenias em todo o seu meio e por vezes contêm fendas. Surgiu assim a necessidade de compreender o fenómeno de fratura. Estudo iniciado por *Inglis* no início do século *XX*, depois disso, muitos outros investigadores da *Mecânica da Fratura* desempenharam um papel essencial na contribuição do conhecimento atual. História composta por nomes como *Alan Arnold Griffith* (1920) e *George Rankine Irwin* (1948) que escreveram a terminologia conhecida atualmente por *Fator de Intensidade de Tensão*. Segundo *Branco* [1], o *Fator de Intensidade de Tensão* é um parâmetro controlador da distribuição de tensão na ponta da fenda que indica que a distribuição de tensões nessa zona é igual para qualquer corpo desde que tenha uma fenda com o mesmo *Fator de Intensidade de Tensão*. A partir de um determinado valor crítico a fenda propaga-se instavelmente conduzindo à rotura catastrófica.

Atualmente existem inúmeras soluções analíticas capazes de calcular o *Fator de Intensidade de Tensões*, mas apenas consideram geometrias e carregamentos simplificados, para todas as outras situações é necessário recorrer aos *Métodos Numéricos*. A título de exemplo, *Pilkey* [2] apresenta um estudo onde mostra que nas últimas décadas têm-se intensificado a utilização de *Método Numéricos*. O *Método dos Elementos Finitos* foi o que sobressaiu diante os demais, com resultados próximos dos obtidos através das soluções analíticas. Apesar do sucesso, esta ferramenta tem evidenciando limitações principalmente na modelação de descontinuidades.

Recentemente surgiu o *Método dos Elementos Finitos Estendidos, X-FEM*, em que se adicionam localmente funções descontínuas, incorporando a solução analítica para obtenção da solução numérica. Com isso, as descontinuidades são modeladas em separado, evitando a necessidade de refazer a malha do modelo de elementos finitos e o *Fator de Intensidade de Tensão* é calculado de uma forma simples.

Indústrias aeronáuticas ou aeroespaciais entre outras de semelhante sensibilidade,

consideram prematuro a utilização de modelos numéricos para a concepção e fabrico de alguns componentes, recorrendo aos métodos tradicionais que envolvem testes destrutivos, entre outros, resultando em custos avultados e dimensionamentos estruturais desproporcionados, como forma de garantir algum coeficiente de segurança que não tivessem sido ponderado.

É neste âmbito que se integra a presente *Dissertação*, com objetivo de validar os resultados obtidos pelo *Método dos Elementos Finitos Estendidos*. A *Dissertação* encontra-se no âmbito da *Mecânica da Fratura Linear Elástica* e a validação passa por modelar e resolver analiticamente uma fenda de um veio da cambota do motor de uma aeronave. A modelação é realizada com o auxílio do *software Abaqus*, onde a técnica utilizada para a validação resume-se na comparação de dois resultados, o resultado conhecido na literatura e o resultado extraído pela modelação no *software Abaqus*.

1.2. Objetivo

São inúmeros os testes de validação que têm sido realizados para provar que a metodologia do *X-FEM* é coerente e os resultados são de confiança. Cada teste teve lugar a um material específico, com as mais variadas configurações geométricas para os mais diversos casos a testar, que vão desde ensaios de tração, torção, compressão, flexão, dureza, a ensaios de impacto, de fadiga e fratura frágil.

A presente *Dissertação* consiste em validar a modelação do *X-FEM* de uma fratura por fadiga quando comparada com os resultados obtidos analiticamente de um material com a geometria de um tubo cilíndrico. O componente simula o veio da cambota do motor de uma aeronave que, face à carga aplicada de tração e flexão nas condições normais de trabalho, acaba por fraturar devido á fadiga por elevado número de ciclos de movimentos a baixas tensões de trabalho. A *Dissertação* culmina com o cálculo de vida útil da cambota, utilizando a metodologia do *X-FEM* com o *software Abaqus* para calcular o Fator de Intensidade de tensão da cambota e a *Lai de Paris* para calcular o tempo de vida útil da cambota do motor da aeronave. Os resultados são comparados com os resultados da literatura de artigos científicos resumidos na revisão bibliográfica desta *Dissertação*.

1.3. Contribuição da *Dissertação*

Nas últimas duas décadas surgiu uma forma computacional designada por *Método dos Elementos Finitos (FEM)* capaz de calcular a fiabilidade dos componentes de acordo com as cargas diretas e indiretas de funcionamento. Concepção que alterou grande parte das técnicas de cálculo, reduzindo o tempo de cálculo *tradicional* e os ensaios destrutivos do material. Porém, esta técnica é difícil de utilizar para falhas com descontinuidades proporcionando muitos erros humanos no cálculo. Indústrias do tipo, aeronáutica, aeroespacial ou mesmo automóvel, entre outras, continuaram a calcular a fiabilidade de certos componentes de maior sensibilidade da maneira tradicional.

Na última década surge um modelo computacional mais adaptado as necessidades atuais, assumindo falhas com descontinuidades, designado por *Método dos Elementos Finitos Estendido (X-FEM)*. No entanto, face á sua prematura existência, indústrias de maior sensibilidade ainda não o utilizam devido á falta de provas da sua eficiência.

Esta *Dissertação* faz a validação do *X-FEM* para um material, com determinada geometria e com tensões de trabalho específicas. Uma combinação de fatores (material, geometria e tensões de trabalho) nunca antes publicada até á presente data da elaboração desta *Dissertação*.

1.4. Estrutura

A *Dissertação* encontra-se estruturada em 6 capítulos incluindo o presente capítulo.

Para que todas as fases da *Dissertação* sejam bem-sucedidas, o *capítulo 2* da *Dissertação* consiste em apresentar uma revisão bibliográfica de reconhecida qualidade científica, nuclear para o tema em análise, procurando informação científica com a análise de artigos recentes e resumo da informação relacionada com o tema. O capítulo começa por apresentar uma primeira abordagem teórica ao ABAQUSTM com resumo de uma implementação do *Método dos Elementos Finitos Estendido* para problemas de fratura com exemplos numéricos da *Mecânica da Fratura*, com o intuito de demonstrar os benefícios da aplicação [3]. Seguindo-se o resumo de um artigo para análise da aplicação do *X-FEM* para a *Mecânica da Fratura*, de elevada relevância para a compreensão de alguns aspetos necessários para o desenvolvimento da *Dissertação* [4].

Depois, apresenta-se uma análise de uma falha real de vital interesse para a Dissertação, funcionando como uma diretriz da aplicação [5]. Estudo de observação exaustivo á mesma cambota que é apresentada nesta Dissertação [6]. Análise modal para o cálculo dos *fatores de intensidade de tensão* sob condições dinâmicas de carga em baixa frequência utilizando o *Método dos Elementos Finitos Estendido* [7]. A avaliação dos limites de fadiga por flexão para as seções da cambota com a inclusão de tensões residuais [8]. Análise da falha catastrófica da cambota com avaliação das propriedades de *tração* e *dureza* do material, estudo fractográfico e modelação com o *Método dos Elementos Finitos* [9]. Estudo do método da *Mecânica da Fratura Linear Elástica* e da *Abordagem da Distância Crítica* utilizando o *software ABAQUSTM* [10]. Estudo de falha catastrófica da cambota por macrografia transversal [11]. Investigação do efeito de “*fillet*” nas cambotas com base em teste de metodologia em escada, teste de fadiga de flexão ressonante, exame macroscópico e microscópico à superficial da fratura [12]. Análise de falha prematura num elevado número de cambotas do mesmo modelo, com examinação visual, avaliação da composição química, análise de dureza e modelação pelo *Método dos Elementos Finitos* e o modelo do *Sistema Aglomerado Dinâmico* [13]. Resumo abreviado de “*Stress Intensity Factor and Limit Load Handbook*” [14]. Resumo do “*FITNET FFS - MK7, Anexo A, “Stress intensity factor (FIT) solutions*” [15].

No *capítulo 3* é feita uma descrição sucinta do componente de estudo. É neste capítulo que se encontram mencionadas as características intrínsecas do material da cambota e as respectivas tensão de funcionamento, bem como a informação necessária extraída da literatura e resumida no capítulo 2, para a comparação dos resultados finais.

No *capítulo 4* é validado o *X-FEM* com a utilização do *software ABAQUSTM*. Na *Dissertação* é utilizado um veio oco do mesmo material e com as mesmas dimensões de uma parte da cambota. O veio oco é modelado para vários comprimentos de fenda, os mesmos comprimentos são calculados analiticamente e os resultados são comparados de modo a validar a aplicação.

No *capítulo 5* é apresentada a modelação da cambota para os vários comprimentos de fenda. O *Fator de Intensidade de Tensão* é extraído do *software ABAQUSTM* e o tempo de vida útil da cambota é calculado com a utilização da *Lei de Paris*.

Por fim, o *capítulo 6* sintetizadas as conclusões da Dissertação, são feitas breves recomendações e sugeridos alguns trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Para atingir os objetivos, pretende-se fazer um estudo do “*estado da arte*”, utilizando para esse efeito, recentes referências de reconhecida qualidade científica, nucleares para a compreensão da proposta da Dissertação. Procurando informação científica com a análise de artigos e resumo da informação relacionada, com a descrição de métodos e técnicas utilizadas. Esta parte do projeto é de elevada importância porque possibilita encontrar muitas das respostas, assim como a aprendizagem de técnicas e métodos utilizados para melhor executar o projecto da Dissertação. Outro aspeto está relacionado com as dificuldades que os autores encontraram na tentativa de resolução dos problemas e a forma utilizada para ultrapassar essas dificuldades.

2.1. Introdução

Para o presente estudo sobre o estado da arte, foram consultados inúmeros artigos de reconhecida qualidade científica, afim de selecionar aqueles que mais se relacionam com o Projeto. Com o intuito de adquirir o conhecimento prévio sobre formas, métodos e dificuldades encontradas por autores que publicaram as suas obras.

Assim, primeiramente foi analisado o artigo “*An Abaqus implementation of the extended finite element method*”, elaborado por Giner [3], de onde pode ser extraída uma abordagem teórica. Gines, no seu artigo, apresenta uma implementação do método dos elementos finitos estendido para problemas de fratura com a utilização do *software* de elementos finitos *ABAQUSTM*. Para além disso, apresenta alguns exemplos numéricos de mecânica da fratura com o objetivo de demonstrar os benefícios desta aplicação. No entanto, não considera alguns passos importantes de uma análise de elementos finitos, tais como a geometria da fenda e interações para o tipo de malha que é usada para determinar os nós a serem enriquecidos, subdivisões de elementos, entre outras ferramentas do pré-processamento que não estão diretamente relacionadas com o *Abaqus*, mas são necessárias para uma implementação completa do *X-FEM*. Deste modo, esta *Dissertação* aborda mais adiante os passos e ferramentas não consideradas por Giner, através da contribuição de outros autores de relevante reconhecimento científico. Assim, Giner cita no seu artigo que o *X-FEM*, em comparação com o *método clássico de elementos finitos* (FEM), proporciona significativas vantagens na modelagem numérica de problemas de propagação de fenda. Onde o método clássico nem se adequa ao tratamento de tais descontinuidades pois utiliza funções polinomiais incapazes de as descrever, a única forma de modelar as descontinuidades é fazê-las coincidir com a malha de elementos finitos utilizada, o que requer constantes regenerações das malhas. Em contraste com o *X-FEM*, onde não é necessário coincidir a malha de elementos finitos o que proporciona flexibilidade e versatilidade na modelagem. O *X-FEM* é um método baseado no enriquecimento das malhas dos elementos finitos com a adição de *graus de liberdade* (DOFs) que ficam ligados aos nós dos elementos intercetados pela fenda. Desta maneira a descontinuidade é incluída no modelo numérico sem modificar a sua discretização, uma vez que a malha é gerada sem ter em conta a presença da fenda. Portanto, basta uma única malha para qualquer comprimento e orientação de fenda. Além disso, os nós em torno da ponta da fenda que são enriquecidos com *DOFs*, associados às funções que reproduzem os campos

assintóticos da *Mecânica da Fratura Linear Elástica* (MFLE), permitem a modelagem da descontinuidade da fenda através da ponta da fenda e aumentam substancialmente a precisão do cálculo dos *fatores de intensidade de tensão* (FIT).

Segundo *Giner*, existem dois tipos de enriquecimento de malha e três regiões diferentes para a geometria da fenda, uma região interior á fenda e duas regiões perto da ponta da fenda. Onde os nós dos elementos finitos intercetados pela região interior á fenda são enriquecidos através da Função de *Heaviside* $H(x)$, correspondendo a uma função de enriquecimento de descontinuidades (Função de magnitude unitária cujo sinal se altera em toda a fenda, $H(x) = \pm 1$). Enquanto que os nós dos elementos finitos intercetados pela região da ponta da fenda são enriquecidos com funções adicionais que pretendem melhor reproduzir o campo de tensões singulares próximas da ponta da fenda $F\alpha(x)$.

$$[F_\alpha(r, \theta), \alpha = 1 - 4] = \left[\sqrt{r} \sin \frac{\theta}{2}, \sqrt{r} \cos \frac{\theta}{2}, \sqrt{r} \sin \frac{\theta}{2} \sin \theta, \sqrt{r} \cos \frac{\theta}{2} \sin \theta \right], \quad (1)$$

onde (r, θ) são as coordenadas polares definidas para a ponta da fenda. Notando-se que a extensão das funções acima pode reproduzir o modo assintótico I e II dos campos de deslocamento da *MFLE*, o que dá origem ao comportamento das tensões singulares próximas da ponta da fenda. Isso está bem documentado na literatura e é verificado por *Giner* no seu artigo através do estudo destas funções, que vêm melhorar significativamente a precisão da extração de K_I e K_{II} .

Assim, o campo de deslocamento enriquecido com as funções singulares na ponta da fenda para o *método de elementos finitos estendido* é obtido através da expressão:

$$\mathbf{u}_{\text{xfem}}(\mathbf{x}) = \sum_{i \in \mathcal{J}} N_i(\mathbf{x}) \mathbf{u}_i + \sum_{i \in \mathcal{J}} N_i(\mathbf{x}) H(\mathbf{x}) \mathbf{a}_i + \sum_{i \in \mathcal{K}} \left[N_i(\mathbf{x}) \sum_{\alpha=1}^4 F_\alpha(\mathbf{x}) \mathbf{b}_{i\alpha} \right], \quad (2)$$

onde \mathcal{J} é o conjunto de todos os nós da malha, $N_i(\mathbf{x})$ é a função da forma do nó e \mathbf{u}_i é o standard DOF do nó \mathbf{i} (\mathbf{u}_i representa o deslocamento nodal físico apenas para os nós não-enriquecido). Os subconjuntos \mathcal{J} e \mathcal{K} contêm os nós enriquecidos com a função

$H(\mathbf{x})$ ou a função para a ponta da fenda $F_\alpha(\mathbf{x})$, respetivamente, onde \mathbf{a}_i , $\mathbf{b}_{i\alpha}$ correspondem aos seus *DOFs*. Se não houver nenhum enriquecimento, então a equação acima reduz-se à aproximação clássica dos elementos finitos

$$\mathbf{u}_{fe}(\mathbf{x}) = \sum_i N_i(\mathbf{x}) \mathbf{u}_i \quad (3)$$

Assim, o *X-FEM* retém muitas das vantagens do método de elementos finitos. Contudo existem certas restrições na implementação do *X-FEM* com o código comercial *Abaqus*. Para tornar os nós enriquecidos em uma solução física do deslocamento em *Abaqus*, a função *X-FEM* tem que ser implementada com a seguinte alteração:

$$\mathbf{u}_{xfem}(\mathbf{x}) = \sum_{i \in \mathcal{I}} N_i(\mathbf{x}) \mathbf{u}_i + \sum_{i \in \mathcal{J}} N_i(\mathbf{x}) [H(\mathbf{x}) - H(\mathbf{x}_i)] \mathbf{a}_i + \sum_{i \in \mathcal{K}} \left[N_i(\mathbf{x}) \sum_{\alpha=1}^4 [F_\alpha(\mathbf{x}) - F_\alpha(\mathbf{x}_i)] \mathbf{b}_{i\alpha} \right]. \quad (4)$$

onde \mathbf{x}_i indica as coordenadas de um nó enriquecido i . Desta forma, \mathbf{a}_i , $\mathbf{b}_{i\alpha}$, não contribuem para o valor do deslocamento físico do nó enriquecido i . E uma vez que $H(\mathbf{x})$ e $F_1(\mathbf{x})$ são funções descontínuas em toda a fenda, escolhemos $H(\mathbf{x}) = 1$ se \mathbf{x} está acima da fenda, e $H(\mathbf{x}) = -1$ caso contrário. Escolhas semelhantes são feitas na definição de $F_1(\mathbf{x})$. Estas escolhas servem para garantir que o valor das funções de enriquecimento em qualquer nó são um valor único para qualquer geometria de fenda. A contribuição do enriquecimento desaparece num nó enriquecido, mas não em um ponto de integração, sendo este um procedimento útil para traçar formas deformadas em *Abaqus*.

Giner, em seu artigo, foca outros arquivos para interagir com *Abaqus* para a análise e o pré-processamento do *X-FEM*. Também vários exemplos numéricos da mecânica de fratura foram resolvidos para demonstrar a precisão e revelar o mérito da implementação, contudo não se encontram aqui resumidos porque não estão diretamente relacionados com o tema desta *Dissertação*.

2.2. Aplicação teórica à *Mecânica da Fratura*

Através da análise do artigo elaborado por *Tran* [4], é possível extrair uma aplicação do *X-FEM* para a *Mecânica da Fratura*, de elevada relevância para a compreensão de alguns aspetos necessários para o desenvolvimento do nosso projeto. Assim, no seu artigo encontra-se um modelo de aplicação do *X-FEM*, validado pela comparação dos resultados do *Fator de Intensidade de Tensão* (FIT) obtidos através de métodos analíticos. Também são apresentadas algumas aplicações, porem para esta *Dissertação*, focamos especial interesse no método G, como sendo o método que apresenta a melhor aproximação aos resultados analíticos. Assim, *Tran* apresenta o estudo de uma fenda em forma de moeda que se propaga em uma barra cilíndrica. Para o cálculo analítico do comportamento da deformação na vizinhança da ponta da fenda em um corpo elástico tridimensional foi utilizada a seguinte expressam:

$$\sigma_{\rho}(\rho, \phi, \theta) = \frac{K_I(\theta)}{\sqrt{2\pi\rho}} \left[-\frac{1}{4} \cos\left(\frac{3\phi}{2}\right) + \frac{5}{4} \cos\left(\frac{\phi}{2}\right) \right] + \frac{K_{II}(\theta)}{\sqrt{2\pi\rho}} \left[\frac{3}{4} \sin\left(\frac{3\phi}{2}\right) - \frac{5}{4} \sin\left(\frac{\phi}{2}\right) \right] \quad (5a)$$

$$\sigma_{\phi}(\rho, \phi, \theta) = \frac{K_I(\theta)}{\sqrt{2\pi\rho}} \left[\frac{1}{4} \cos\left(\frac{3\phi}{2}\right) + \frac{3}{4} \cos\left(\frac{\phi}{2}\right) \right] - \frac{K_{II}(\theta)}{\sqrt{2\pi\rho}} \left[\frac{3}{4} \sin\left(\frac{3\phi}{2}\right) + \frac{3}{4} \sin\left(\frac{\phi}{2}\right) \right] \quad (5b)$$

$$\tau_{\phi}(\rho, \phi, \theta) = \frac{K_I(\theta)}{\sqrt{2\pi\rho}} \left[\frac{1}{4} \sin\left(\frac{3\phi}{2}\right) + \frac{1}{4} \sin\left(\frac{\phi}{2}\right) \right] + \frac{K_{II}(\theta)}{\sqrt{2\pi\rho}} \left[\frac{3}{4} \cos\left(\frac{3\phi}{2}\right) + \frac{1}{4} \cos\left(\frac{\phi}{2}\right) \right] \quad (5c)$$

Note-se que o comportamento assintótico de uma fenda em forma de moeda em um caso especial de corpo axissimétrico tridimensional pode ser considerado equivalente ao da ponta de uma fenda de secção transversal de simetria axial. Por conseguinte, as soluções de (5a/b/c) podem ser utilizadas para descrever o comportamento assintótico singular da fenda no modelo de simetria axial. Assim, as quatro funções de enriquecido $F_{\alpha}(\rho, \phi)$ com $\alpha = 1, 2, 3, 4$ são tomadas como:

$$F^1(\rho, \phi) = \sqrt{\rho} \sin \frac{\phi}{2} \quad (6a)$$

$$F^2(\rho, \phi) = \sqrt{\rho} \cos \frac{\phi}{2} \quad (6b)$$

$$F^3(\rho, \phi) = \sqrt{\rho} \sin \frac{\phi}{2} \sin \phi \quad (6c)$$

$$F^4(\rho, \phi) = \sqrt{\rho} \cos \frac{\phi}{2} \sin \phi \quad (6d)$$

Nessas expressões, (p, θ) representam o sistema de coordenadas polares derivado do sistema de coordenadas cartesianas (t, n) associadas à ponta da fenda.

O método G é utilizado para calcular a taxa de libertação de energia G . Este método, segundo *Tran*, baseia-se no domínio integral e na derivação de *Lagrangian* para a energia potencial, que representa o campo de velocidade de uma extensão de fenda virtual θ que deve ser tangencial às faces da fenda. Onde a distância para a ponta da fenda é denominada por p e o módulo de θ é escolhido para ser constante, perto da ponta da fenda ($0 \leq p \leq R_{\text{inf}}$), linearmente decrescente com p ($R_{\text{inf}} \leq p \leq R_{\text{sup}}$) e longe da ponta da fenda este módulo é igual a 0 ($R_{\text{sup}} \leq p$).

Assumindo a hipótese que o corpo é linear com elasticidade estática, que existe ausência de forças e que a fenda pode deslocar-se livremente, então a forma do volume de domínio integral seria dada pela seguinte expressão:

$$J(\theta) = \int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u}) : (\nabla \mathbf{u} \cdot \nabla \theta) - \psi \operatorname{div} \theta \, d\Omega \quad (7)$$

onde $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor de tensão de *Cauchy*, \mathbf{u} é o campo de deslocamento e ψ é a densidade de energia de deformação. Também pode ser mostrado que a taxa de libertação de energia G pode ser considerada como uma forma bilinear simétrica dos campos de deslocamento \mathbf{u} e \mathbf{v} , denotado como $g(\mathbf{u}, \mathbf{v})$:

$$g(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \frac{\partial B}{\partial \nabla \mathbf{u}} \cdot (\nabla \mathbf{v} \cdot \nabla \theta) + \frac{\partial B}{\partial \nabla \mathbf{v}} \cdot (\nabla \mathbf{u} \cdot \nabla \theta) - B(\mathbf{u}, \mathbf{v}) \operatorname{div} \theta \, d\Omega \quad (8)$$

onde $B(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) : \mathbf{A} : \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})$ é uma forma bilinear da densidade de energia e \mathbf{v} representa um campo de deslocamento geral. Assim o campo de deslocamento \mathbf{u} é a solução do problema elástico, dada por:

$$g(\mathbf{u}, \mathbf{u}) = J = \int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u}) : (\nabla \mathbf{u} \nabla \theta) - \psi(\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u})) \operatorname{div} \theta \, d\Omega \quad (9)$$

onde a elasticidade linear, pode ser decomposta em uma parte regular \mathbf{u}_R e uma parte singular \mathbf{u}_s como:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_R + \mathbf{u}_S = \mathbf{u}_R + K_I \mathbf{u}_S^I + K_{II} \mathbf{u}_S^{II} + K_{III} \mathbf{u}_S^{III} \quad (10)$$

onde \mathbf{u}_S^I ; \mathbf{u}_S^{II} e \mathbf{u}_S^{III} representam o campo de deslocamento assintótico auxiliar associado os modos I, II e III, respectivamente. Assim pode provar-se que a \mathbf{u}_S^I ; \mathbf{u}_S^{II} e \mathbf{u}_S^{III} são ortogonais para o produto escalar definido por $g(\mathbf{u}, \mathbf{v})$, e que a contribuição dos termos normais é igual a zero. Desse modo, o *fator de intensidade de tensão* é dado por:

$$g(\mathbf{u}, \mathbf{u}_S^I) = K_I g(\mathbf{u}_S^I, \mathbf{u}_S^I) \quad (11a)$$

$$g(\mathbf{u}, \mathbf{u}_S^{II}) = K_{II} g(\mathbf{u}_S^{II}, \mathbf{u}_S^{II}) \quad (11b)$$

$$g(\mathbf{u}, \mathbf{u}_S^{III}) = K_{III} g(\mathbf{u}_S^{III}, \mathbf{u}_S^{III}) \quad (11c)$$

onde, a solução de K_i corresponde a solução de referência K_I^{ref} , uma vez que este método concorda melhor com a solução analítica do que o obtido a partir do método *DJE*, exibido por *Tran* no seu artigo. De facto, os resultados do *X-FEM* obtidos com o método *DJE* são usados para verificar a consistência dos resultados obtidos a partir do método *G*.

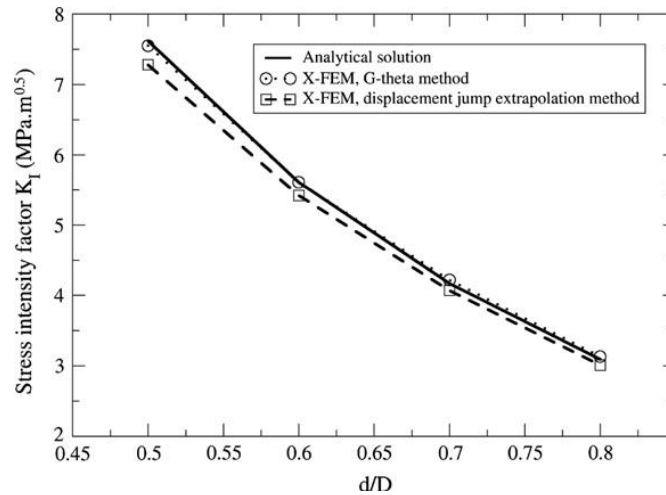


Figura 2.1 – Resultado analítico e resultado do *X-FEM* pelo método *G* e pelo método *DJE*, para o *Fator de Intensidade de Tensão* K_i (extraído de [4]).

A Figura 2.1. mostra os resultados, analítico e do *X-FEM*, obtidos para uma fenda circunferencial sob a aplicação de uma tensão de tração de $\sigma=1MPa$ em função de d/D obtida a partir da malha de $h/W=0,001$.

2.3. Aplicação experimental à *Mecânica da Fratura*

Cícero [5] apresenta a análise de uma falha real de vital interesse para esta *Dissertação*, funcionando como diretriz na aplicação experimental. A falha narrada ocorreu em uma prótese de anca que fraturou nove meses após a sua implantação. O material base é uma peça de matriz metálica de liga *Ti_6AL-4V*, revestida por duas camadas superficiais. A primeira camada com 50 μm de espessa de um puro titânio poroso, e a outra é uma camada de cerâmica de *hidroxiapatita* com 150 μm de espessura. O estudo utilizou técnicas de *microscopia eletrônica de varrimento* (SEM) e *microanálise de raios-X* (EDS). A análise foi também efetuada de modo a justificar as condições de falha e o tempo de vida da peça implantada, com base na aproximação da mecânica da fratura ao processo de avaliação da integridade estrutural *FITNET*.

Assim, a análise de microfotografia revelou irregularidades nos revestimentos e na interfase dos materiais, devido à observação de descontinuidades cristalinas, designadas por inclusões. Esta análise foi reforçada com a *EDS* que revelou que o material de base contém mais quantidade de *Al* do que o esperado para este tipo de liga. Além disso, a espessura do revestimento de titânio varia entre os 10 e os 100 μm e o revestimento de *hidroxiapatita* tem uma relação de cálcio/fósforo próximo de 1,4 o que é ligeiramente menor do que os 1,67 previstos para estes casos. A *EDS* também revelou a existência das inclusões na interfase do material base e o revestimento de Titânio, com a identificação de cristais de alumina (Al_2O_3), cujos tamanhos são da ordem de 1 μm , e a sua aglomeração cria descontinuidades que estão entre os 5 e os 20 μm de comprimento. Utilizando o *SEM* para analisar a superfície da fratura, foi possível verificar que a falha foi produzida inicialmente por um processo de fadiga nas imperfeições e inclusões da Al_2O_3 localizada na interfase do material base e o revestimento de titânio. Esse processo de fadiga alcançou a sua extensão máxima, cerca de 6,5mm para um diâmetro total da peça de 10mm. Para o ponto de partida da fenda foi observado que quanto maior a presença de aglomerados de cristais de Al_2O_3 , mais fino era o revestimento de Titânio, o que criava um efeito de entalhe nessa região. A partir da análise de microscopia, foi observado que a frente da fenda, durante o processo de propagação, não era uma frente de fenda linear ou uma frente de fenda semicircular, mas sim de uma geometria entre essas duas para todo o processo. Também as condições de trabalho do implante não continham cargas aplicadas centradas, sendo estas consideradas como sendo paralelas

ao osso. Portanto, é realizado um estudo de tensões misto devido à flexão e compressão, assim, na frente da fenda, o estado de tensões obtido é responsável pela fratura final.

Durante todo o processo que se inicia com o implante cirúrgico e termina com a falha da prótese, a carga máxima aplicada a considerar para uma vida normal é o próprio peso do paciente, o equivale a 2,5BW. Após alguma propagação da fenda, o paciente começou a sentir dores, reduzindo a sua mobilidade e auxiliando-se em moletas, nesta fase a carga máxima aplicada a considerar é de 1,0BW. Esta hipótese é suportada pela análise do *Diagrama de Avaliação de Falha* (FAD). A avaliação das condições de fratura foi realizada seguindo o procedimento *FITNET*. As opções de 0 (básico) e 1 (padrão) foram escolhidas para avaliar a consequência da informação existente sobre as propriedades do material:

Opção 0:

$$K_r = (1 + 0.5(L_r)^2)^{1/2}(0.3 + 0.7 \cdot \exp(-0.6L_r^6)) \quad \text{for } L_r \leq L_{r\max} \quad (12)$$

$$K_r = 0 \quad \text{for } L_r \geq L_{r\max} \quad (13)$$

$$L_{r\max} = 1 + (150/\sigma_Y)^{2.5} \quad (14)$$

Opção 1:

$$K_r = (1 + 0.5(L_r)^2)^{1/2}(0.3 + 0.7 \cdot \exp(-\mu L_r^6)) \quad \text{for } L_r \leq 1 \quad (15)$$

$$\mu = \min[0.001 \cdot (E/\sigma_Y); 0.6] \quad (16)$$

$$K_r = K_r(1) \cdot L_r^{\frac{N-1}{2N}} \quad \text{for } 1 < L_r \leq L_{r\max} \quad (17)$$

$$N = 0.3(1 - \sigma_Y/\sigma_u) \quad (18)$$

$$L_{r\max} = 0.5(\sigma_Y + \sigma_u)/\sigma_Y \quad (19)$$

A *Linha de Avaliação de Falha* (FAL) é definida com L_r (P/P_L) - K_r (K_I / K_{IC}), determinando o *FAD* correspondente. Onde P_L representa as condições de carga limite do componente devido ao colapso plástico. Considerando os resultados para as duas frentes de fenda, $P_L = 0,566$ kN para a frente de fenda em linha reta e $P_L = 0,895$ kN para a frente da fenda semicircular. Assim, o *fator de intensidade de tensão*, K_I , pode ser estabelecido como uma função da carga aplicada, P , a partir da equação dada abaixo:

$$K_I = \sigma \cdot Y_F(a/D) \cdot (\pi a)^{1/2} \quad (20)$$

Onde Y_F é um fator geométrico cujos valores são indicados pelas seguintes expressões:

Frente da fenda linear

$$Y_F(a/D) = g(0.953 + 0.199(1 - \sin \psi)^4) \quad (21)$$

$$g = 0.5857(\tan \psi / \psi)^{0.5} / \cos \psi \quad (22)$$

$$\psi = (\pi a) / (4R) \quad (23)$$

Frente da fenda semicircular

$$Y_F(a/D) = 1.04 - 3.64(a/D) + 16.86(a/D)^2 - 32.59(a/D)^3 + 28.41(a/D)^4 \quad (24)$$

Considerando-se a interseção da linha de carregamento Kr (Lr) com a FAL que define as condições de falha, o que corresponde ao colapso plástico ($Lr > 1$). Assim, a carga é suportada entre 0,582kN e 0,915kN, enquanto que a carga suportada efetiva é 0,735 kN, correspondendo ao peso real do paciente. Uma vez que as condições de falha foram avaliadas, é possível calcular o crescimento da fenda por fadiga, porque há um defeito inicial e a *lei Paris* está disponível. Portanto, o tempo de crescimento da fenda até atingir tamanho crítico pode ser igualmente obtido. Assim, o ΔK_I terá um valor, dependente de um, dada por:

$$\Delta K_I = Y_F(a/D) \cdot \Delta \sigma \cdot (\pi a)^{0.5} \quad (25)$$

Tomando $a_0 = 0,1\text{mm}$, conforme o comprimento da fissura inicial. Para forças máximas iguais a 2,5BW, o número de ciclos está entre 145,738 para a frente da fenda linear e 593,088 para a frente da fenda semicircular. Enquanto que para forças máximas iguais a 1,0BW, o número de ciclos está entre 6,39 milhões para a frente da fenda linear e 26,5 milhões para a frente da fenda semicircular. No entanto, de acordo com as condições propostas para uma vida normal (2,5BW), os ciclos obtidos representam entre 1,3 e 4,6 meses de propagação rápida antes da falha, dependendo da forma da frente da fenda. Porém, a propagação nessas condições terminou antes, quando o paciente começa a sentir dor e uma nova etapa começa sob novas condições (1,0BW). O que corresponde a é 415,800 ciclos, o equivalente a 7,7 meses para uma frente de fenda linear e 237,600 ciclos, o equivalente a 4,4 meses para uma frente de fenda semicircular.

Em suma, as conclusões obtidas encontram-se em boa concordância com a análise, onde a propagação rápida inicia a partir de um efeito de entalhe de 0,1mm e leva cerca de 3 meses para atingir valores entre 1,5 a 2,0 mm. Uma segunda fase se inicia quando o paciente passa a utilizar moletas, o que leva o resto do tempo de vida do implante, cerca de 6 meses, que perfaz um total de 9 meses conforme os dados reais.

2.4. Falha catastrófica da cambota

Durante os últimos anos, esforços consideráveis têm sido realizados a fim de aplicar o conhecimento científico sobre a investigação de acidentes com aeronaves resultantes de falhas estruturais dos seus componentes mecânicos.

Distintos fatores promovidos podem estar na base deste tipo de ocorrências, como uma conceção inadequada no componente, um processo de fabrico incorreto, um eventual defeito intrínseco no material ou um procedimento na operação da aeronave. Por outro lado, as aeronaves estão tipicamente preparadas para suportar operações rigorosas, requisitos que obrigam os componentes aeronáuticos a estarem preparados para severas condições de trabalho, tais como fatores de alto carregamento, gradientes de temperatura íngremes, corrosão sob tensão, vibrações entre outros.

Segundo *Baptista* [6], sabe-se que a cambota é uma das partes mais importantes de um motor, uma vez que atuam com grandes cargas cíclicas durante o seu funcionamento. Sendo um componente de geometria complexa, responsável pela conversão do deslocamento linear alternado dos pistões e um movimento de rotação do veio de alimentação. A necessidade de um bom funcionamento na base da conversão entre esses dois movimentos implica um alinhamento muito preciso de todos os componentes, que, por sua vez, devem resistir a cargas cíclicas graves como resultado da combustão do gás na câmara de combustão do motor. Estas rigorosas condições promovem distintas formas de deficiências nos mecanismos que são na maioria das vezes responsáveis pelas prematuras falhas catastróficas da cambota. Em particular, a fadiga é o principal processo de ruína da maior parte das falhas das cambotas, que normalmente são causadas por cargas de flexão e/ou cargas de torção no *fillet* dos *moentes de apoio*. Por outro lado, desalinhamentos, mesmo em pequena escala, pode produzir regiões com elevadas concentrações de tensão, que por sua vez desencadeiam no início de um processo de fadiga.

A cambota, numa situação normal, é submetida a cargas de torção e de flexão. A aplicação de cargas precisa ser analisada considerando dois cenários principais:

- A falha pode ocorrer na posição de flexão máxima: que pode estar no centro da cambota, ou em ambas as extremidades. Tal condição a falha deve-se a flexão e a pressão máximo no cilindro;

- A cambota pode falhar devido à torção, deste modo a cambota tem de ser

verificada para cargas de torção máxima. A pressão nesta posição é uma combinação de uma fração da pressão de flexão máxima e do binário máximo do motor.

Embora as cambotas sejam geralmente projetadas com altas margens de segurança, a fim de não exceder a resistência à fadiga do material, altas cargas cíclica e concentração de tensões localizadas podem levar à formação e crescimento de fissuras, mesmo quando a resistência à fadiga não seja excedido, em termos de valores médios. Um ponto crítico das cambotas é a região da interface entre o *moente de manivela* e o *moente de apoio* e as webs, onde a concentração de tensões são normalmente aliviadas através de um *fillet*.

No caso específico no presente trabalho, Baptista deixa o seu contributo com a investigação de uma falha catastrófica na cambota de uma aeronave. Onde determina a principal causa da falha com foco na análise dos mecanismos de dano que estiveram na base da falha do moente de apoio da cambota. Com a caracterização criteriosa do mecanismo de falha e uma observação exaustiva da superfície da fratura por meio de técnicas óticas e microscopia eletrônica de varrimento em paralelo com exames microestruturais. Baptista concluiu que a cambota falhou com o resultado de um processo cíclico de fadiga elevado e uma região de iniciação de fenda situada na interface do *moente de apoio* e do *contrapeso*. As suas conclusões apoiam-se na observação de *beach marks* ao longo de quase dois terços da superfície da fratura o que é bastante consistente com um processo de fadiga. Outra observação interessante sobre as *beach marks* deve-se à ausência de um movimento em espiral claro durante a propagação da fenda, que indica que as condições de carga de torção não prevalecem, isso fortalece a conclusão de que a fenda propagou principalmente devido a condições de flexão cíclica. Também a evolução da geometria da frente da fenda indica uma condição de flexão cíclica predominante, ficando assim consolidado que o fator base de promoção da falha catastrófica deve-se a um processo da falha de fadiga por flexão cíclica.

A parte restante da superfície da fratura, caracterizada com um aspeto mais áspero, tem o padrão consistente com o de uma fratura frágil como consequência de uma condição de falha súbita anterior à falha catastrófica do componente.

2.5. Análise para o cálculo do *FIT* utilizando o *X-FEM*

O *Método dos Elementos Finitos Estendido* (*X-FEM*) assemelha-se com os *Elementos Finitos* padrão, enriquecidos com soluções adicionais especiais, utilizando a estrutura de partição da unidade. A introdução das soluções enriquecidas em descontínuo e as funções básicas dos elementos finitos ajudam a evitar o tedioso remalhamento exigido na envolverência da propagação da fenda ou fendas com geometrias complexas. É um método cada vez mais utilizado na mecânica da fratura para calcular os fatores de intensidade de tensão para estruturas fraturadas. Assim, Van [7] deixa em seu artigo a condução de uma análise modal para o cálculo do *fator de intensidade de tensão* sob condições dinâmicas de carga de baixa frequência, utilizando o *X-FEM*. O *fator de intensidade de tensão* modal, para um corpo com uma fenda estacionária, é primeiramente calculado a partir do campo de deslocamento, associado com o modo da deformação. A abordagem modal baseada na recombinação do *fator de intensidade de tensão* modal é então utilizada para calcular o *fator de intensidade de tensão* dinâmica. O *fator de intensidade de tensão* dinâmica obtido a partir da abordagem modal é comparado com o obtido a partir do cálculo dinâmico direto, a fim de validar o resultado computacional do *X-FEM*. Nesse seguimento, Van implementa a análise modal do *X-FEM* em *Code_Aster*, num *software* dedicado à análise de elementos finitos termomecânicos. A fim de representar a interface do movimento e a descontinuidade, utiliza o método do *Level Set*, uma ferramenta disponibilizada no *X-FEM*. Note-se que a ideia principal do *X-FEM* é enriquecer a base padrão da função de forma N_i , com funções especiais adicionais, que satisfaçam a partição da unidade à aproximação por elementos finitos convencionais, nas regiões em que existam descontinuidades. Assim, podem ser identificados os conjuntos de nós enriquecidos pela função de *Heaviside* (H) e o conjunto de nós onde se verifica a descontinuidade da fenda:

$$\underline{u}^h(\mathbf{x}) = \sum_i \mathbf{a}_i N_i(\mathbf{x}) + \sum_j \mathbf{b}_j N_j(\mathbf{x}) H(\text{lsn}(\mathbf{x})) + \sum_k \sum_{\alpha=1}^4 \mathbf{c}_k^\alpha N_k(\mathbf{x}) F^\alpha(r, \theta) \quad (26)$$

onde \mathbf{a}_i são os graus de liberdade padrão, \mathbf{b}_j e \mathbf{c}_k^α são os graus de liberdade adicionais. Na equação, o primeiro termo é um clássico, o segundo termo é

enriquecido pela função H (definida como $H(x) = 1$ para $x > 0$ $H(x) = -1$ para $x < 0$), apenas para os nós, cujo apoio é cortado pela fenda. O terceiro termo é adicionado aos nós em torno da ponta da fenda.

Segundo Van, a análise modal para um problema de fratura mecânica pode ser resolvido em dois passos:

. Identificação dos primeiros n *fatores de intensidade de tensão* modais. Note-se que este cálculo é independente das cargas aplicadas para a estrutura e pode ser realizado uma vez para cada estrutura;

. Recombinação modal através da equação

$$K_I(s, t) \approx \sum_{i=1}^n \alpha_i(t) \cdot K_I^i(s) \quad (27)$$

para se obter o *fator de intensidade de tensão* dinâmico dependente do tempo, onde $K_I^i(s)$ representa o modo I do *fator de intensidade de tensão* modal. Com a utilização desta abordagem, a análise modal é computacionalmente mais eficiente do que o cálculo dinâmico direto.

Outra relevante contribuição deixada por Van consiste na confirmação da utilização do método *G-thêta* como sendo o que apresenta resultados mais precisos em relação ao método da frente da fenda que abre o deslocamento. Assim, o método *G-thêta* ou a modal taxa de libertação de energia G_{ω_i} está relacionado com a frequência natural de ω_i que pode ser definida como uma função modal do *fator de intensidade de tensão* em problemas dinâmicos, com:

$$G_{\omega_i} = \frac{1 - \nu^2}{E} ((K_I^i)^2 + (K_{II}^i)^2) + \frac{1}{\mu} (K_{III}^i)^2 \quad (28)$$

onde E representa o módulo de *Young*, ν representa o coeficiente de *Poisson* e μ representa o segundo coeficiente de *Lamé's*.

Em suma, os resultados calculados mostram que a abordagem modal pode ser utilizada para obter um *fator de intensidade de tensão* preciso para a estrutura fraturada sob cargas dinâmicas, com uma redução significativa do tempo de processamento em comparação com um cálculo dinâmico transitório inteiro.

2.6. Avaliação analítica e experimental do limite de fadiga por flexão pura da cambota

A determinação experimental e analítica do limite de flexão por fadiga do *fillet* de ferro dúctil de uma cambota são dois desafios para a engenharia. Do ponto de vista analítico, existe uma necessidade em determinar uma prática capaz de simular as tensões residuais para determinar o limite de fadiga. Para ultrapassar essa dificuldade, foi criado um processo designado por “*fillet rolling*” capaz de introduzir tensões residuais de compressão a fim de determinar o comportamento da fenda no *fillet*. Lee [8] realiza um estudo empírico capaz de qualificar a teoria do controlo da fenda da cambota pelo método do *fillet rolling*. Na primeira parte do estudo, a mudança de ressonância foi registada e foram comparados os tamanhos finais da fenda para determinar os deslocamentos da frequência em comparação com a falha das duas peças. Na segunda parte do estudo, é utilizado o critério de uma falha das duas peças com base em desvios de ressonância a fim de determinar a resistências da cambota à fadiga. A comparação entre os dois diferentes critérios de falha revelou que o limite de fadiga baseado no critério de falha da fenda de superfície foi muito menor do que o critério baseado na falha das duas peças. A fim de explorar uma simulação prática de engenharia, Lee realiza um estudo analítico de tensões residuais no *fillet* dúctil, de uma cambota de ferro. A distribuição normal de tensões, devido à flexão, na propagação da potencial fenda, com origem na superfície do *fillet* e estendendo-se até a seção da cambota, foi obtida pela primeira vez, por meio de uma análise elástica finita tridimensional. A distribuição de tensões residuais induzidas pelo processo de *fillet rolling* na cambota, foram determinadas através de uma análise elástica-plástica de elemento finito tridimensional. Posteriormente, uma tensão equivalente totalmente revertida, derivada do parâmetro de dano *Smith-Watson-Topper* (SWT), combinou com os componentes de tensão em profundidade normal, devido à flexão e ao carregamento utilizado para definir o limite de fadiga para as fendas de superfície. Também, uma taxa do *fator de intensidade de tensão* derivada por meio da técnica de modelagem da fenda, desenvolvida por Taylor, foi utilizada para determinar o limite de fadiga durante as longas fraturas. O programa de elementos finitos *ABAQUS*, foi utilizado para descrever o comportamento mecânico do ferro fundido, contendo diferentes rendimentos de tensão de compressão. O comportamento elástico - plástico fornecido pelo modelo revelou diferentes forças, fluxos e endurecimentos. Além disso, este modelo foi baseado

na função de rendimento que depende da tensão principal máxima e o critério de rendimento da compressão de *Von Mises*. O programa de elementos finitos *ABAQUS* foi o responsável pela geração da tração tangencial baseada na lei da fricção do Coulomb's, com um coeficiente de atrito de 0,05 para as simulações, uma vez que a superfície de contato entre os dois cilindros está bem definida.

Em suma, os resultados mostram que uma mudança acelerada da ressonância é um critério de falha válido que correlaciona bem com o critério de falha das duas peças, porque os limites de fadiga, utilizando o critério de falha da fenda de superfície encontra-se significativamente abaixo face ao critério de falha das duas peças. Outro aspeto deve-se ao critério de Magnaglow, designado por “critério *das quatro bolhas*”, que estiveram presentes durante todos os testes e poderiam formar uma fenda na superfície do *fillet*, contudo esta não iria propagar até ao fracasso da cambota. Por outro lado, a análise de *Chien*, referente à prisão da fenda devido ao aumento da tensão de compressão residual, foi empiricamente suportada por *Lee*.

Outras conclusões foram extraídas com base na simulação os dados da análise tridimensional dos elementos finitos e a avaliação do limite de fadiga baseado no critério de falha da fenda de superfície, avaliada pela tensão de *SWT* sobre a superfície do *fillet* da cambota. *A superfície de fenda iniciaria se o valor da tensão de SWT excedesse os 203MPa para o limite de fadiga deste material.* Quando comparado com os resultados do teste, a tensão de *SWT* apresentou uma correlação qualitativa para os locais de iniciação de fenda, mas não conseguiu produzir previsões para o limite de fadiga de flexão.

O limite de fadiga foi avaliado pela taxa do *fator de intensidade de tensão* eficaz, estimado pela técnica de modelagem de fenda desenvolvida por *Taylor*. Esta abordagem assume que o *fator de intensidade de tensão* eficaz da cambota poderia ser idêntico ao centro de uma fenda de uma placa padrão, se a distribuição de tensões normais combinadas no eixo do *fillet* da cambota for semelhante as tensões nominais combinadas da placa padrão. O limite de fadiga da cambota assumido ocorreria quando o limite do *fator de intensidade de tensão* é atingido na placa fraturada. Os resultados mostraram que o limite de fadiga da cambota pode ser relacionado com o valor de uma dada taxa do *fator de intensidade de tensão* limiar. *Para aplicações futuras de engenharia pode ser assumido $8,42\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ como sendo o fator de intensidade de tensão limiar para longas fraturas em cabotas de ferro dúctil a testar.*

2.7. Análise de falha da cambota de gerador a Diesel

A causa mais comum de insuficiência das cambotas é a fadiga. Para que a fadiga ocorra é necessária uma tensão de tração cíclica e um entalhe para iniciação da fenda. *García* [9] foca uma metodologia que permitiu prever o ponto de iniciação da fenda na cambota, considerando cargas de torção e flexão, através da avaliação da tensão de *von Mises*. A metodologia do autor baseia-se nos resultados de um modelo dinâmico, desenvolvido em conjunto com um modelo de elementos finitos que são aplicados para o estudo de um caso de falha catastrófica da cambota de um gerador a Diesel. *Um estudo cuidadoso revelou que a superfície da fratura tinha beach marks, com uma progressiva fenda que tinha propagado em cerca de 70% da secção transversal, localizada entre o moente de manivela e o moente de apoio principal.* O plano da fratura formava um ângulo de cerca de 45° em relação ao eixo da cambota. A análise de dureza e de microestrutura, revelaram que a área de falha era constituída por uma estrutura *martensítica* de dureza muito elevada. Por outro lado, a parte saudável da cambota tinha uma microestrutura formada por ferrita e perlite com dureza apropriada.

O modelo de simulação foi composto por um modelo dinâmico aglomerado, com 12 *graus de liberdade* (DOF), ligado a um modelo de *elementos finitos* (FE). Essa combinação permitiu calcular da rigidez de cada *Manivela* através de uma simulação estática de torção. A cambota tem oito *manivelas*, com dois êmbolos ligados em cada *manivela*. O alternador promove uma elevada inercia, típica dos geradores a Diesel. O amortecedor de torção está ligado à *Manivela* anterior através de um fluido de alta viscosidade, neste caso, é ligado por meio de óleo à base de silício. O binário de arraste é proporcional à velocidade angular instantânea, e o coeficiente de amortecimento depende da folga entre o anel externo e o alojamento que está ligado ao último *DOF*. A principal contribuição para o binário de cada *manivela* deve-se à pressão desenvolvida na parte superior do êmbolo de cada cilindro. Também, perdas mecânicas produzidas por fricção foram consideradas e o modelo do sistema agrupado foi formulado com:

$$(\underline{J} + \underline{J}_{alter.})\ddot{\underline{\theta}} + \underline{C}\dot{\underline{\theta}} + \underline{K}\underline{\theta} = \underline{M}_{fric.}(\underline{\theta}, \dot{\underline{\theta}}, \underline{\mu}, \underline{dim.}) + \underline{M}_{alternator} + \underline{M}_{indicated} \quad (29)$$

em que \underline{J} é a matriz de inercia associada aos elementos que rodam no sistema; \underline{J}_{alter} é a matriz de inercia associada ao movimento alternativo dos elementos; $\ddot{\underline{\theta}}$ é a aceleração do vetor dos DOF; \underline{K} a matriz de rigidez; $\underline{\theta}$ é o ângulo do vetor de deslocamento para

cada grau de liberdade; \underline{C} é a matriz de amortecimento; $\underline{\dot{\theta}}$ é o vetor de velocidade para cada DOF; $\mu \underline{M}_{indicated}$ é o binário para cada DOF gerado pela pressão da câmara de combustão em cada cilindro. A resolução do modelo (29) produz a oscilação angular instantânea de cada DOF, da qual a carga torsional em toda cambota pode ser estimada.

Foram aplicadas simultaneamente dois tipos diferentes de cargas. As cargas de torção que derivam do modelo aglomerado, onde cada um dos planos onde os DOF são definidos é imposto o deslocamento angular, produzido pelo modelo aglomerado dinâmico. No deslocamento angular das oito *manivelas* durante um ciclo do motor, a amplitude da oscilação é maior para a *manivela* mais perto do gerador e diminui progressivamente até aos últimos elos de *manivela*.

A outra carga aplicada produz a flexão na cambota e representa a tangencial que produz o binário do motor. Carga esta que deriva da pressão dos cilindros de cada *moente de manivela*, e propaga-se pela ligação da grande biela final.

A análise do resultado da simulação revelou diferentes zonas onde as tensões máximas são atingidas e poderiam ser consideradas com a mesma probabilidade de falha para a iniciação da fadiga. As cargas de torção e as forças radiais e tangenciais foram aplicadas ao modelo *FE* e são uma estimativa da carga dinâmica em torno do *Veio de Manivela*, por consequente, os resultados da *FE* encontram-se próximos do comportamento das tensões em operação. *As tensões máximas estimadas rondam os 260 MPa e os 275 MPa, o que é cerca de 40 % do ponto de rendimento do material mas coincidem com a zona original da falha por fadiga, por isso encontram-se bem adaptadas face aos resultados do material analisado.*

Em suma, é possível concluir que as *manivelas* onde se verifica uma maior concentração de tenções, localizam-se mais perto do fim do gerador. *Segundo a análise de resultados dos elementos finitos a tensão máxima estimada encontra-se na ordem dos 260 a 275MPa.* Assim, com a utilização da análise de simulação é possível prever a localização de uma falha, e considerar as áreas onde o controlo da qualidade deve ser rigoroso a fim de evitar falhas catastróficas do material.

2.8. Avaliação do *FEM* para estimar a vida da cambota

A cambota de uma aeronave é um dos componentes essenciais de um motor, cuja avaria pode resultar em desastres graves ou tornar o motor inútil com uma reparação muito dispendiosa. A cambota é um componente que possui geometria complexa e em funcionamento é submetida a uma complexa carga padrão. Anki [10] apresenta um estudo comparativo, baseado em dois métodos, para a avaliação do tempo de vida de uma cambota que sofre por fadiga. A *Mecânica da Fratura Linear Elástica* (MFLE) e o recente desenvolvimento da *Abordagem da Distancia Crítica* (CDA) são os métodos utilizados por Anki, por serem capazes de prever o crescimento da fenda e o tempo necessário para a falha, entre outros parâmetros essenciais na avaliação de vida de uma cambota. O valor máximo de tensão necessário para ambos os métodos foi obtido através da utilização do *software* comercial de análise de elementos finitos *ABAQUS*.

Anki descreve a modelagem matemática da geometria da cambota para a análise dinâmica, através da análise do *método dos elementos finitos* (FEM) a fim de estimar as regiões de concentração de tensão e prever a localização da iniciação da fenda. Este modelo permite ser utilizado para qualquer número de cilindros da cambota.

A *MFLE* é utilizada para descrever a falha estática final de baixa tenacidade e alta resistência do material sob cargas de fadiga. A taxa de crescimento da fenda é correlacionada com o *fator de intensidade de tensão*. Os princípios de utilização da *MFLE* prevêm a vida do componente com base numa fenda pré-existente, onde a vida do componente está diretamente dependente do *fator de intensidade de tensão*, que por sua vez depende do comprimento inicial da fenda assumida ou presente. Nos casos mais simples, a função da carga de fadiga e o comprimento de fenda é definida como o *fator de intensidade de tensão*, e é expressa como:

$$K = \sigma\beta\sqrt{\pi a} \quad (30)$$

A relação linear entre o crescimento da fenda e o limiar de intensidade de tensão pode ser representada pela *lei Paris*.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (31)$$

A vida por fadiga dos componentes pode ser encontrada ao integrar (31), que por sua vez, avalia o número de ciclos de falha que esse componente suporta antes de falhar. Com o aumento do comprimento da fenda há um aumento da concentração de tensão crítica em torno da fenda. Esse aumento contribui para o aumentando do *fator de intensidade de tensão* K_I , que por sua vez representa a redução do ciclo de vida da cambota. A comparação do *fator de intensidade de tensão* K_I calculado com o valor experimental do *fator de intensidade de tensão* crítico K_C em cada comprimento da fenda mostra que a cambota falha com crescimento da fenda na transição de 1,0 mm para 1,5 mm. Pode-se observar que a vida da amostra sem fratura encontra-se em torno dos 7×10^4 ciclos, número este que baixa para o intervalo dos 6×10^4 ciclos com a iniciação de uma fenda na amostra, reduzindo ainda mais o número de ciclos com um novo aumento no comprimento da fenda na amostra, atingindo apenas os 1.000 ciclos.

No método *CDA* é assumido por possuir um parâmetro de comprimento característico, L . O valor de L pode ser encontrado utilizando a eq. 32,

$$L = \frac{1}{\pi} \left[\frac{K_{th}}{\sigma_0} \right]^2 \quad (32)$$

utilizando duas propriedades do material, tais como, a amplitude de tensão aplicada e a propagação da fenda linear ΔK_{th} , ao passo que, a amplitude da tensão aplicada é definida como a taxa de tensão em que a falha ocorre num determinado número de ciclos. Uma vez que os parâmetros críticos são conhecidos, a falha por fadiga na amostra contendo concentrações de tensão características é estimada por exame das tensões ao longo do caminho normal desenhado à superfície subjacente ao ponto de concentração de tensão máxima. Se a tensão de uma distância $L/2$ ao longo deste percurso é maior do que a tensão crítica, a *CDA* prevê que uma fenda irá propagar a partir desse defeito e o corpo vai falhar. No presente estudo de previsão da vida da cambota, o resultado das tensões aplicadas e tensões de escoamento mostram que a placa falha por crescimento de fenda na transição dos 5,0 mm para os 6,0 mm.

Em suma, os resultados analíticos não mostram concordância com os da *FEA*, pois os resultados da *FEA* indicam tensão de flexão não-simétrica sobre o *fillet*, enquanto que o método analítico prevê tensões de flexão simétricas neste local. Outra observação deve-se aos resultados da *MFLE*, sendo os que melhor se aproximam para avaliar a transição de um comprimento de fenda para outro.

2.9. Análise de falha da cambota do motor de um carro

As causas mais comuns de falhas na cambota devem-se ao fenómeno de fadiga. A maioria dos danos situam-se principalmente nos *moentes de apoio* perto dos *fillet* da camara e os furos de lubrificação onde estão presentes altos níveis de tensão, sendo estas as zonas críticas. A análise de falha por fadiga pode ser útil para a melhoria do *design*, seleção de materiais, técnicas de fabrico e métodos de inspeção e manutenção. Neste seguimento, *Freitas* [11] dá o seu contributo com a análise das causas de falha catastrófica na cambota de um veículo motorizado.

As cambotas são poços de energia, mas apresentam diferenças particulares, porque precisam das *webs*, ver Figura 2.2, para transmitir o movimento linear dos êmbolos, convertendo o deslocamento alternativo dos êmbolos para um movimento rotativo.

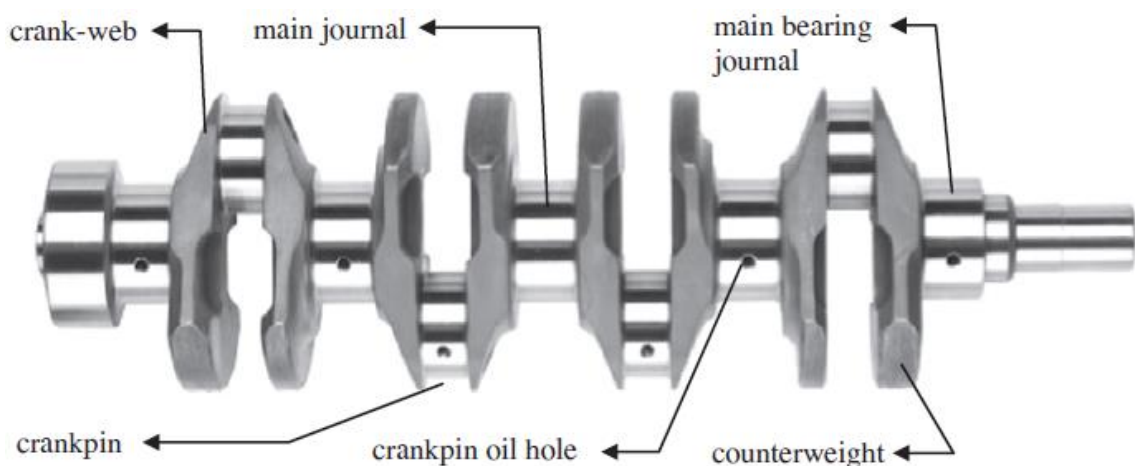


Figura 2.2 – Representação esquemática de uma cambota típica com as principais nomenclaturas (extraído de [11]).

Freitas, cortou uma cambota no *moente de manivela* nº 2 a fim de obter a macro e micrografia, bem como a dureza de *Vickers* do interior para a superfície exterior do *moente de manivela*. Com a macrografia foi possível observar que este *moente de manivela* foi retificado para 48,5 mm de diâmetro e, em seguida, reconstruído por adição de uma camada de liga de metal com o tamanho nominal. Também foi possível verificar a zona térmica de calor (HTZ) entre o metal de base e a liga de metal adicionado. A dureza *Vickers* média encontrada, medida na superfície transversal do *moente de manivela*, do centro para o exterior foi de 210 HV no metal base do *moente*

de manivela, 286 HV na HTZ e 185 HV para a liga de metal adicionado. Utilizando a relação empírica R_m (UTS) = 3,2 x VH, a resistência máxima é de 672 MPa, consistente com o aço forjado típico utilizado no fabrico das cambotas. A microestrutura revelou ferrítica - perlítica hipo- eutetóide no metal base em diferentes ampliações, o que também é típico para estes aços utilizados.

O exame da morfologia da fratura mostra uma superfície de fratura plana e lisa onde aparecem *ratchet marks* nas duas regiões distintas de propagação da fenda, bem como *beach marks* e uma zona rugosa que corresponde com a de fratura abrupta. Também é possível observar a iniciação da fenda ao redor do fillet do moente de manivela, que cresceu circunferencialmente e radialmente em cerca de 1,0 mm de comprimento com uma inclinação aproximada de 45°. Deste modo, a morfologia da fratura apresenta um processo de falha por fadiga clara sob uma baixa taxa de crescimento da fenda. A falha por fadiga ocorreu por flexão invertida (modo I) sob alta concentração de tensão circunferencial sobre o fillet do moente de manivela correspondente ao primeiro milímetro. As principais fissuras superiores e inferiores têm diferentes profundidades como resultado de diferentes níveis de esforço de flexão, devido à abertura e fecho das webs durante o movimento de translação do moente de manivela nº 2. As *ratchet marks* observadas no início das principais fissuras são produzidas quando as fissuras nucleiam em diferentes pontos circunferenciais. Estas então ligadas entre si e criam sulcos na superfície da fratura.

O alisamento inadequado da cambota devido a reparação e o desalinhamento proveniente da montagem, entre outros aspetos, podem produzir um momento de flexão significativo sobre o fillet do moente de manivela. Uma consequência do eventual desalinhamento é a vibração adicional nos pontos críticos da cambota que podem contribuir para o processo de fadiga.

Em suma, a falha catastrófica pode ser atribuída a algumas das seguintes causas, tais como: liga de metal adicionado inadequada, ausência de tratamento térmico na superfície do moente de manivela reparado, desalinhamento provável na cambota; desequilíbrio da cambota em consequência da retificação profunda e provavelmente a cambota não foi submetido a um ensaio dinâmico prévio. A morfologia da superfície da fratura no moente de manivela indica claramente que a fadiga foi a causa principal para a catastrófica falha. A zona de iniciação do entalhe no fillet do moente de manivela encontrava-se na interface do metal e o metal adicionado, agravado pela HTZ da soldadura.

2.10. Performance da fadiga / processo de fillet rolling

As cambotas dos motores automóveis estão sujeitas a um número significativo de carregamentos cíclicos durante o serviço. Falhas de fadiga são observadas principalmente na região do *fillet*, pois é a região dinâmica e geometricamente mais crítica em termos de cargas cíclicas. *Fillet rolling* é um processo utilizado na indústria automóvel, que melhora a resistência à fadiga da cambota por deformação plástica local, tensões residuais compressivas são desenvolvidas nessa região que compensam tensões de tração induzidas durante o serviço. *As tensões residuais de compressão induzidas e uma dureza elevada na zona de deformação, retardam a iniciação do entalhe por fadiga e propagação sob carregamento cíclico.* Neste seguimento, Gürbüz [12] resume uma investigação sobre o efeito que o *rolling* no *fillet* tem sobre o comportamento de fadiga de uma cambota de ferro fundido dúctil. Com base no teste da metodologia em escada, testes de fadiga de flexão ressonantes foram conduzidos para obter a tensão versus o número de ciclos a fim de avaliar os limites de resistência à fadiga. Os correspondentes níveis de tensão sobre a região do *fillet* nos momentos do teste foram calculados pela modelagem de elemento finito. Os dados do teste foram analisados pelo método de *Dixon-Mood* para calcular os limites de resistência.

Os limites de fadiga para as cambotas que não foram submetidas ao processo de *Fillet rolling* foram comparados com o valor de limite de resistência típica do material de base listado na literatura, a fim de comentar o efeito da geometria no componente para o limite de fadiga do material. Tal comparação foi realizada assumindo os efeitos típicos da amostra, a sua microestrutura local, condições de superfície, variações no processo de fabricação, tais como taxas de solidificação e formação de tensões residuais durante a solidificação, contudo estes efeitos são considerados menores em comparação com o efeito da geometria na região do *fillet*. O valor típico de limite de fadiga do material indicado pela *EN 1563* é de 304 MPa, enquanto que o limite de fadiga medido em cambotas ser o processo de *Fillet rolling* é de 201 MPa, correspondendo a 34% menos do que a resistência à fadiga do material de base. No entanto, este resultado já era esperado uma vez que a geometria da região do *fillet* representa uma potencial de concentração de tensões, onde um chanfro nesta região pode aumentar significativamente a quantidade de concentração de tensão das quais podem variar de acordo com o raio e a profundidade do chanfro.

Os limites de fadiga das cambotas submetidas e não submetidas ao processo de *rolling no fillet* foi comparado matematicamente, e os resultados mostram que a força da fadiga da cambota submetida ao processo de *rolling no fillet* é mais elevada do que a cambota não submetida ao processo de *rolling no fillet* com um fator de 4,04. Isso enfatiza que o processo de *rolling no fillet* é uma oportunidade de melhoria significativa da fadiga. Este aumento efetivo da resistência à fadiga, devido ao processo de *rolling no fillet* atribui-se à compressão residual de tensões que se desenvolveram por resultado da deformação plástica aplicada. Outro efeito positivo de tensões residuais de compressão é o fenómeno descrito como a “*prisão da fenda*”, devido ao aumento do valor de tensões residuais de compressão por meio de uma certa profundidade a partir da superfície. De acordo com esta hipótese, uma falha por fadiga iniciada na superfície do *fillet* pode prender-se em uma zona de maior tensão de compressão residual no subsolo que interrompe ou desacelera a propagação de fenda. Como resultado deste fenómeno, a vida por fadiga aumenta para um determinado nível de tensão.

Em suma, os limites de resistência à fadiga medidos em cambotas sem e com o processo de rolling no fillet são de 201 MPa e 811 MPa, respetivamente, enfatizando uma significativa melhoria no limite da resistência à fadiga nas cambotas submetidas ao processo de rolling no fillet.

As tensões residuais de compressão induzida, o aumento da dureza na superfície e o aumento da densidade do deslocamento devido ao processo de *rolling*, são os principais fatores que proporcionam a melhoria da resistência à fadiga. Estes três fatores são eficazes tanto para a iniciação da fenda por fadiga como em estágios de propagação. Nos testes, foi observado que as fendas iniciavam o processo de fadiga a partir da parte central superior da região do *fillet* e propagavam no mesmo ângulo através da secção transversal da amostra. A região de início da fenda é a região onde das tensões induzidas são máximas na cambota. A metodologia do teste de escada acelerou o teste de fadiga das cambotas para a construção de curvas *S-N* e o método de *Dixon-Mood* baseado na estimativa da probabilidade máxima permitiu a obtenção de um limite de resistência conveniente. O limite de mudança de ressonância selecionado como sendo cerca de 11% da frequência do teste de ressonância no teste de fadiga por flexão foi bem-sucedido para obter a curvas *S-N* incluindo a iniciação da fenda e o estágio de propagação.

2.11. Análise de falha da cambota de um compressor

Atualmente, são poucos os automóveis fabricados sem um sistema de ar condicionado. Um dos mais importantes componentes de um sistema de ar condicionado é o compressor e embora a falha da cambota do compressor não seja comum neste tipo de equipamentos, quando tal evento ocorrer, afeta todos os componentes da cadeia cinemática. Nesta sequência, *Carvajal* [13] deixa o seu contributo ao estabelecer as causas que levaram à falha da cambota de um compressor oriundo de um sistema de ar condicionado. A metodologia estabelecida por *Carvajal* considera as cargas de torção e de flexão, envolve a avaliação da tensão de von Mises na cambota através da análise dinâmica e baseia-se nos resultados de um modelo dinâmico desenvolvido em conjunto com um modelo de elementos finitos.

Desse modo, *Carvajal* realiza uma análise de falha prematura num elevado número de cambotas do mesmo modelo. A análise inclui examinação visual, composição química da cambota, análise de dureza e um modelo do sistema dinâmico. A simulação inclui vários sub-modelos tais como:

- Modelo termodinâmica do ciclo de refrigeração;
- Modelo dinâmico do torque do compressor;
- Modelo de elementos finitos (*FEM*) da cambota;
- Modelo do sistema dinâmico.

A análise estática e dinâmica do sistema forneceu uma visão sobre o nível de tensão na cambota. Com base nos resultados desta análise, é possível concluir que a sobrecarga pode ser responsável pela falha ou pela fadiga e as três forças que atuam sobre o eixo da cambota são:

- Forças devido à pressão do gás no cilindro, forças de atrito e forças de inércia.

Relativamente ao *FEM*, foi utilizado um elemento sólido tetraédrico de 4 nós. Cada *moente* foi apoiado num suporte, o que permitiu uma rotação livre. A reação foi considerada apropriada quando as forças aplicadas a cada *moente de manivela*, *moente de apoio* e *fillet* são ligadas através de elementos de *gap* não linear. Estes elementos desenvolvem forças radiais apenas quando ambas as superfícies estão compactadas. Assim a modelação do *FEM* foi realizada com a aplicação de duas diferentes cargas em simultâneo:

- Cargas de torção, derivadas do modelo dinâmico. O deslocamento máximo angular produzido pelo modelo dinâmico foi imposto em cada um dos planos onde os graus de liberdade pertencentes a cambota são definidos.

- Cargas radiais. A grande conexão da haste que transmite a pressão do gás de cada cilindro a cada *moente* com forças distribuídas ao longo da superfície do pino. Estas forças podem ser decompostas em tangencial, que produzem o binário do motor as quais produzem flexão à cambota.

- As cargas de torção quando aplicadas em simultâneo com as cargas radiais representam uma estimativa de cargas dinâmicas em todo o eixo da cambota.

Em suma, várias são as conclusões que podem ser extraídas do estudo de *Carvajal*:

- A análise do compressor revelou que a dinâmica da torção controla a tensão da cambota e esta influência a força do gás. Onde os valores da tensão na cambota são mais elevados do que aqueles encontrados numa análise estática, devido à pressão do gás na câmara do compressor;

- O aparecimento da fractura encontra-se consistente com a sobrecarga. A superfície de falha tem um ângulo de aproximadamente 45° em relação ao eixo de rotação da cambota, este valor aparenta ser o mesmo em quase todas as cambotas fraturadas e é consistente com a sobrecarga torsional ou de fadiga responsável pelo fracasso;

- A tensão máxima no eixo da cambota obtida a partir do modelo dinâmico e do modelo *FEM* foi localizada no rasgo da *keyway*. Esta localização verifica-se para a superfície de fractura da maioria das cambotas. A influência do fator de concentração de tensão imposta por esta geometria é, portanto, muito alta;

- Os resultados obtidos a partir do *FEM* e a resposta do sistema de análise, com um alto incremento no deslocamento da torção, que ficou entre 2 e 3 DOFs, são representativos com o comportamento do sistema. Assim, a precisão dos valores estimados de velocidade crítica são aceitáveis para o modelo;

- A taxa de velocidade do compressor foi encontrada para atravessar continuamente menos que três frequências de ressonância, restringindo a velocidade crítica para valores dentro da gama de funcionamento;

A válvula de descarga do compressor deve ser reconfigurada, a fim de reduzir as forças de gás, o consumo de energia e a queda de pressão.

2.12. Fator de Intensidade de Tensão e Limite de Carga

Um projecto realizado em parceria entre o *SINTAP* e o *BRITE-EURAM*, que visa desenvolver uma abordagem de avaliação de defeitos para a comunidade Europeia. Resultou em uma normalização, levada a cabo por *Laham* [14] e estabelecida no Reino Unido (*Nuclear Electric Ltd, Magnox Electric Plc e HSE*), Suécia (*SAQ Kontroll AB*) e Alemanha (*Fraunhofer IWM e GKSS*). As soluções foram comparadas com as Soluções da norma publicada pela *American Petroleum Institute API 579*.

Para o caso em estudo, uma superfície de fratura circunferencial externa conforme ilustrado na Figura 2.3.,

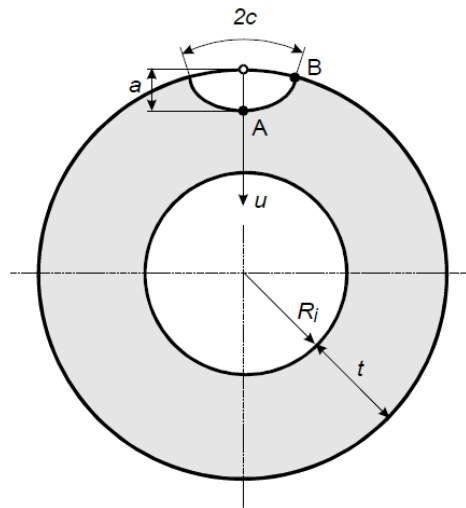


Figura 2.3 – Fenda circunferencial na superfície externa de um cilindro (extraído de [14]).

o fator de intensidade de tensão K_I é dada por:

$$K_I = \sqrt{\pi a} \left(\sum_{i=0}^3 \sigma_i f_i \left(\frac{a}{t}, \frac{2c}{a}, \frac{R_i}{t} \right) + \sigma_{bg} f_{bg} \left(\frac{a}{t}, \frac{2c}{a}, \frac{R_i}{t} \right) \right) \quad (33)$$

σ_i ($i = 0$ a 3) são componentes de tensão que definem o estado de tensão axissimétrica σ conforme

$$\sigma = \sigma(u) = \sum_{i=0}^3 \sigma_i \left(\frac{u}{a} \right)^i \quad \text{for } 0 \leq u \leq a \quad (34)$$

e σ_{bg} é a tensão de flexão global, ou seja, a tensão de flexão máxima da fibra exterior. σ e σ_{bg} devem ser tomados numa perspetiva de plano normal ao plano da fenda em um cilindro fraturado.

σ_i é determinado por (34) e a coordenada u é definida na Figura 2.3. Deve notar-se que a solução para a tensão de flexão global, assume que a fenda está simetricamente posicionada em relação ao eixo de flexão global, como mostrado na Figura 2.3. f_i ($i = 0$ a 3) e f_{bg} são funções de geometria que são dadas nas Tabelas 2.1. e 2.2. para o ponto mais fundo da fenda (A), e na intersecção da fenda com a superfície livre (B), respectivamente. Ver a figura 2.3.

Tabela 2.1 – Funções de Geometria no ponto A para uma parte de fenda circunferencial na superfície exterior de um cilindro (extraído de [14]).

$2c/a=2, R_i/t=5$						$2c/a=8, R_i/t=10$					
alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A	alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A
0	0.659	0.471	0.387	0.337	0.659	0	1.025	0.600	0.441	0.356	1.025
0.2	0.661	0.455	0.367	0.313	0.645	0.2	1.073	0.637	0.475	0.386	1.060
0.4	0.673	0.462	0.374	0.321	0.642	0.4	1.246	0.700	0.512	0.413	1.219
0.6	0.686	0.467	0.378	0.325	0.638	0.6	1.489	0.786	0.559	0.445	1.443
0.8	0.690	0.477	0.387	0.333	0.626	0.8	1.711	0.880	0.616	0.484	1.640
$2c/a=2, R_i/t=10$						$2c/a=16, R_i/t=5$					
alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A	alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A
0	0.659	0.471	0.387	0.337	0.659	0	1.079	0.635	0.473	0.388	1.079
0.2	0.662	0.456	0.368	0.313	0.653	0.2	1.186	0.685	0.504	0.406	1.162
0.4	0.676	0.464	0.376	0.322	0.659	0.4	1.482	0.797	0.570	0.454	1.419
0.6	0.690	0.470	0.381	0.328	0.664	0.6	1.907	0.951	0.654	0.508	1.779
0.8	0.695	0.482	0.392	0.337	0.660	0.8	2.461	1.166	0.776	0.591	2.220
$2c/a=4, R_i/t=5$						$2c/a=16, R_i/t=10$					
alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A	alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A
0	0.886	0.565	0.430	0.352	0.886	0	1.079	0.635	0.473	0.388	1.079
0.2	0.905	0.560	0.425	0.347	0.885	0.2	1.182	0.684	0.504	0.405	1.168
0.4	0.972	0.586	0.443	0.363	0.932	0.4	1.491	0.800	0.571	0.454	1.458
0.6	1.060	0.618	0.462	0.378	0.995	0.6	1.949	0.962	0.658	0.511	1.883
0.8	1.133	0.659	0.493	0.403	1.041	0.8	2.479	1.165	0.772	0.587	2.363
$2c/a=4, R_i/t=10$						$2c/a=32, R_i/t=5$					
alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A	alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A
0	0.886	0.565	0.430	0.352	0.886	0	1.101	0.658	0.499	0.413	1.101
0.2	0.903	0.559	0.425	0.347	0.891	0.2	1.252	0.716	0.525	0.422	1.225
0.4	0.969	0.586	0.443	0.363	0.947	0.4	1.599	0.854	0.607	0.482	1.525
0.6	1.051	0.616	0.462	0.378	1.016	0.6	2.067	1.036	0.713	0.555	1.926
0.8	1.108	0.654	0.491	0.403	1.059	0.8	2.740	1.313	0.875	0.666	2.491
$2c/a=8, R_i/t=5$						$2c/a=32, R_i/t=10$					
alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A	alt	f_0^A	f_1^A	f_2^A	f_3^A	f_{bg}^A
0	1.025	0.600	0.441	0.356	1.025	0	1.101	0.658	0.499	0.413	1.101
0.2	1.078	0.638	0.476	0.386	1.055	0.2	1.252	0.716	0.525	0.421	1.237
0.4	1.253	0.702	0.513	0.413	1.202	0.4	1.651	0.869	0.614	0.485	1.611
0.6	1.502	0.790	0.561	0.446	1.413	0.6	2.243	1.089	0.736	0.566	2.157
0.8	1.773	0.900	0.625	0.490	1.631	0.8	3.011	1.387	0.904	0.678	2.845

Tabela 2.2 – Funções de Geometria no ponto B para uma parte de fenda circunferencial na superfície exterior de um cilindro (extraído de [14]).

$2c/a=2, R_i/t=5$						$2c/a=8, R_i/t=10$					
alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B	alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B
0	0.715	0.117	0.040	0.020	0.717	0	0.518	0.043	0.009	0.002	0.521
0.2	0.748	0.125	0.045	0.023	0.744	0.2	0.610	0.074	0.024	0.011	0.607
0.4	0.781	0.133	0.050	0.026	0.771	0.4	0.702	0.105	0.039	0.020	0.693
0.6	0.837	0.147	0.057	0.030	0.821	0.6	0.856	0.152	0.062	0.033	0.834
0.8	0.905	0.163	0.063	0.033	0.880	0.8	1.060	0.211	0.088	0.047	1.019
$2c/a=2, R_i/t=10$						$2c/a=16, R_i/t=5$					
alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B	alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B
0	0.713	0.117	0.041	0.020	0.713	0	0.425	0.029	0.004	0.001	0.454
0.2	0.748	0.125	0.046	0.023	0.745	0.2	0.459	0.040	0.010	0.004	0.443
0.4	0.783	0.133	0.051	0.026	0.777	0.4	0.493	0.050	0.016	0.007	0.432
0.6	0.841	0.149	0.058	0.030	0.832	0.6	0.529	0.058	0.018	0.008	0.390
0.8	0.912	0.166	0.064	0.033	0.898	0.8	0.542	0.057	0.016	0.006	0.294
$2c/a=4, R_i/t=5$						$2c/a=16, R_i/t=10$					
alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B	alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B
0	0.654	0.088	0.028	0.013	0.657	0	0.409	0.023	0.003	0.000	0.417
0.2	0.724	0.110	0.040	0.020	0.719	0.2	0.461	0.040	0.011	0.004	0.455
0.4	0.794	0.132	0.052	0.027	0.781	0.4	0.513	0.057	0.019	0.009	0.493
0.6	0.915	0.168	0.069	0.037	0.888	0.6	0.589	0.078	0.028	0.014	0.542
0.8	1.059	0.208	0.087	0.046	1.012	0.8	0.671	0.099	0.037	0.018	0.582
$2c/a=4, R_i/t=10$						$2c/a=32, R_i/t=5$					
alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B	alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B
0	0.649	0.087	0.028	0.013	0.649	0	0.307	0.017	0.005	0.000	0.379
0.2	0.723	0.110	0.040	0.020	0.720	0.2	0.306	0.016	0.003	0.000	0.265
0.4	0.797	0.133	0.052	0.027	0.791	0.4	0.305	0.014	0.001	0.000	0.151
0.6	0.925	0.172	0.071	0.038	0.912	0.6	0.299	0.008	0.000	0.000	0.024
0.8	1.081	0.215	0.089	0.048	1.058	0.8	0.292	0.003	0.000	0.000	0.255
$2c/a=8, R_i/t=5$						$2c/a=32, R_i/t=10$					
alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B	alt	f_0^B	f_1^B	f_2^B	f_3^B	f_{bg}^B
0	0.527	0.047	0.010	0.003	0.537	0	0.299	0.021	0.002	0.000	0.323
0.2	0.610	0.074	0.024	0.011	0.603	0.2	0.309	0.020	0.003	0.000	0.296
0.4	0.693	0.101	0.038	0.019	0.669	0.4	0.319	0.019	0.004	0.000	0.269
0.6	0.818	0.139	0.055	0.029	0.762	0.6	0.322	0.016	0.002	0.000	0.208
0.8	0.972	0.185	0.077	0.041	0.868	0.8	0.305	0.005	0.000	0.000	0.103

Observações: O cilindro deve ter um comprimento necessário, no sentido transversal ao da fenda, de modo a que os efeitos do bordo do cilindro não influenciem os resultados.

2.13. Solução normalizada de K para fendas elípticas no plano exterior de um cilindro

A estimativa do modo de abertura (*modo I*) aplicado ao *fator de intensidade de tensão*, K_I , para atribuir a geometria de uma fenda é um processo fundamental para o cálculo da adequada robustez de um determinado componente em serviço. Desse modo, vários manuais de soluções de K têm sido publicados para uma variedade de geometrias e configurações de carga. *FITNET* [15] selecciona as soluções publicadas mais utilizadas e junta-as em um único volume, apresentando-as de forma útil e compatível, com foco nas soluções *BS 7910* e *R6*. Uma vantagem do *FITNET* é a representação gráfica da comparação dos cálculos, que permite:

- Realizar cálculos preliminares sem *software* específico, menos propensos a erros na utilização de equações;
- Destaca as diferenças das várias soluções para uma determinada geometria;
- Mostra tendências dentro de uma determinada solução, por exemplo, os efeitos da relação do aspecto da fenda ou o raio de um tubo;
- Mostra a relação entre as geometrias mais simples (por exemplo, placas planas) e soluções específicas para geometrias complexas (por exemplo, cilindros).

Os gráficos são representados por figuras com esquemas de cores bem delineadas, de modo a facilitar a leitura. Assim:

- Para o procedimento *BS 7910* é utilizada a cor azul;
- Para o procedimento *R6* é utilizada a cor vermelha;

Na solução *BS 7910*, para o cálculo do *fator de intensidade de tensão* K , utiliza-se:

$$K_I = (Y\sigma)\sqrt{\pi a} \quad (35)$$

onde σ representa a tensão. Para avaliar a fadiga, a gama de factores de intensidade de tensão correspondente é:

$$\Delta K_I = Y(\Delta\sigma)\sqrt{\pi a} \quad (36)$$

As equações para da solução **R6** são apresentadas em termos de intensidade de tensão (K_I) ao invés de intensidade de tensão normalizada (Y). Os componentes são geralmente considerados como sendo de tamanho infinito para que a influência da fronteira não seja incluída. Muitas das soluções *R6* são apresentadas em termos de

funções de peso, permitindo que os *fatores de intensidade de tensão* sejam avaliados para um campo de tensão arbitrária. Assim, para calcular o *fator de intensidade de tensão* K_I , utiliza-se a seguinte equação:

$$K_I = \sqrt{\pi a} \left(\sum_{i=0}^3 P_i f_i \left(\frac{a}{B}, \frac{a}{2c}, \frac{B}{r_i} \right) + P_{bg} f_{bg} \left(\frac{a}{B}, \frac{a}{2c}, \frac{B}{r_i} \right) \right) \quad (37)$$

onde P_i ($i = 0$ a 3) são componentes de tensão que definem a distribuição de tensões axissimétricas P , de acordo com:

$$P = P(u) = \sum_{i=0}^3 P_i \left(\frac{u}{a} \right)^i \quad \text{for } 0 \leq u \leq a \quad (38)$$

e P_{bg} é a tensão de flexão global, isto é, a tensão máxima de fibra da dobra exterior. As tensões de P e P_{bg} são tomadas normal com o plano de fenda em um cilindro. A solução para a tensão assume que a fenda está simetricamente posicionada em relação ao eixo de flexão, de modo que a tensão máxima ocorre em $u = 0$.

A Figura 2.4. mostra os resultados das soluções *BS 7910* e *R6*, para obter a solução normalizada de K para fendas circunferenciais no plano exterior de um cilindro.

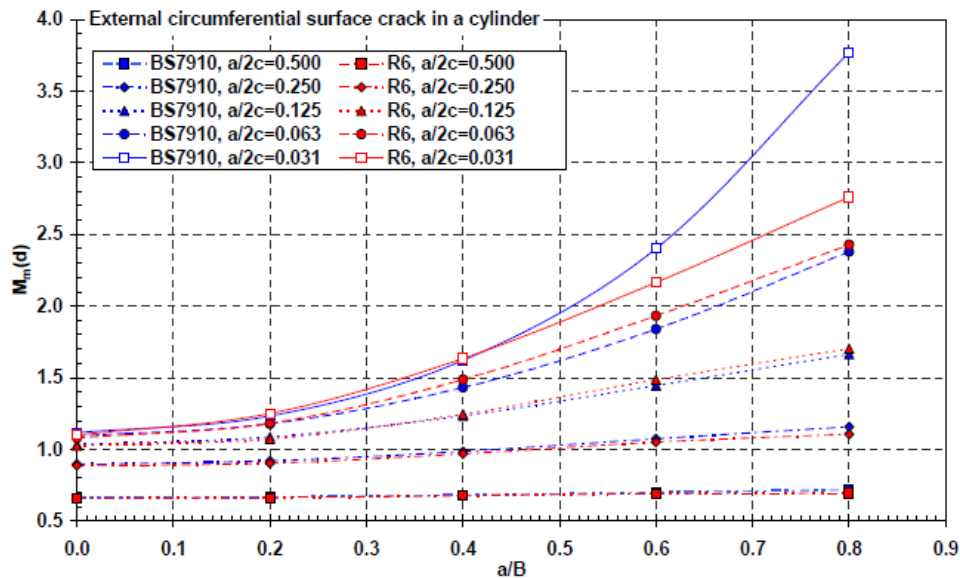


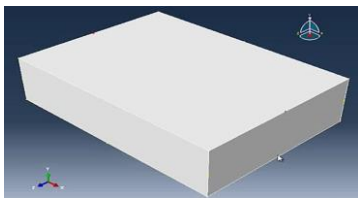
Figura 2.4 – Solução normalizada de K para fendas circunferenciais no plano exterior de um cilindro com, $\theta = 90^\circ$, $B/r_i = 0,1$ (extraído de [15]).

Pode notar-se que existe pouca diferença entre as soluções, com excepção de fenda com baixa relação $a/2c$, onde a solução da geometria da fenda pode ser preferível.

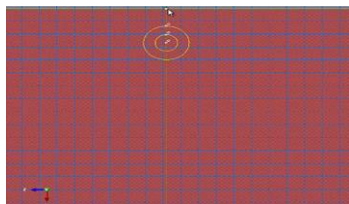
2.14. Método utilizado na modelação do *X_FEM*

Modelação do componente

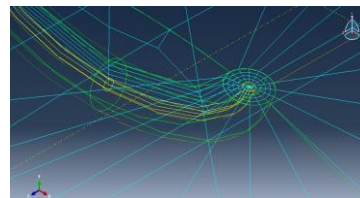
De acordo com as dificuldades encontradas na literatura para a modelação de geometrias circunferenciais a 3D com descontinuidades. A presente *Dissertação* segue a metodologia de Anki [10] para modelar a frente da fenda, que se inicia com um desenho sobre a forma de um paralelepípedo (Figura 2.5.a), seguindo-se de uma divisão radial da zona circular em torno da fenda (Figura 2.5.b). A divisão radial é posteriormente extrudida ao longo de uma linha semicircular (Figura 2.5.c). Segue-se então o furo interior (Figura 2.5.d) e o corte exterior do veio oco (Figura 2.5.e). De seguida atribui-se o material do componente, formata-se o ABAQUSTM para calcular o integral em torno da fenda (Figura 2.5.f), de um lado do componente cria-se uma condição de fronteira (Figura 2.5.g) e, do outro lado do componente, para as tensões de tração aplica-se uma tensão uniforme de -200MPa (Figura 2.5.h), enquanto que para as tensões de flexão aplica-se um momento fletor num ponto de 733,885Nm (Figura 2.5.i), “*tensão de flexão explicada no ponto 4.2.2*”. De seguida constrói-se a malha (Figura 2.5.j), distribuindo mais nós na divisão radial construída sobre a frente da fenda (Figura 2.5.l) e calcula-se a solução (Figura 2.5.m).



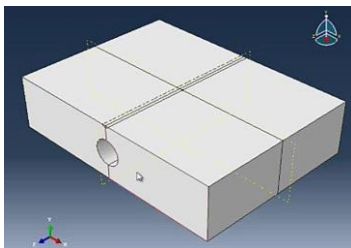
a) Paralelepípedo



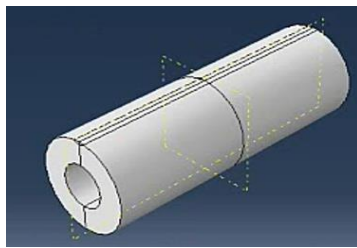
b) divisão radial



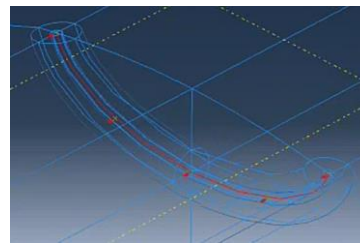
c) extrusão da fenda



d) furo do veio oco



e) corte exterior



f) frente da fenda

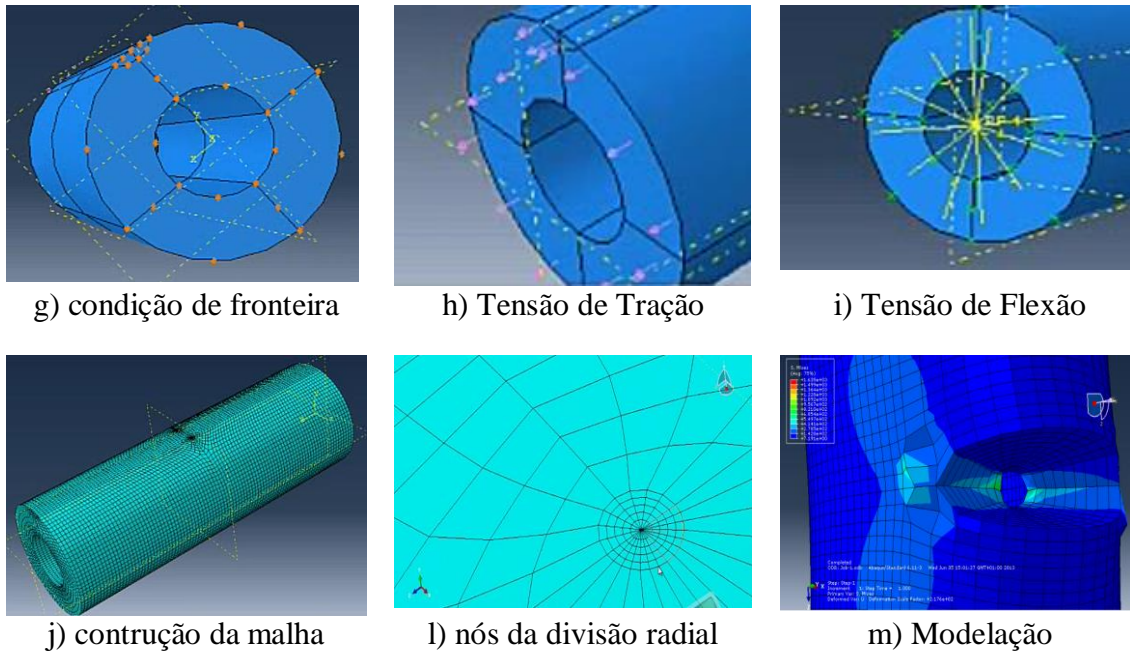


Figura 2.5 – Modelação do componente com o ABAQUS™

A modelação é repetida para diferentes dimensões de fenda, quer para as tensões de tração quer para as tensões de flexão. A fenda é elíptica e vai de 0.5 a 27mm em a , conforme explicado no ponto 2.12. *Fator de Intensidade de Tensão e Limite de Carga.*

Capítulo 3

A Cambota

A Dissertação assenta sobre o estudo de falha na cambota do motor de uma aeronave. De acordo com *Infante* [6] no seu trabalho, resumido no ponto 2.4. do Capítulo 2 desta Dissertação, o motor é um motor a quatro tempos com quatro cilindros de ar líquido refrigerado, com potência nominal de 75,5Kw a 2.613rpm, que falha quando atinge 996horas de funcionamento, quando a especificação técnica aponta para um “*Tempo Entre Revisão de Referencia*” de 2.000horas. A sua cambota é feita de uma liga de aço 15Cr.Ni6 com 200 GPa de Módulo de Young (E) e 0.3 de coeficiente de Poisson (ν). Sofreu um tratamento de endurecimento superficial, adquirindo uma dureza na escala de Vickers de 880HV1 na superfície, contra uma dureza na escala de Vickers de 472HV1 no núcleo da cambota. A falha catastrófica dá-se por um processo de fadiga impulsionado pelas altas cargas cíclicas com moderada amplitude, coerente com a observação da fenda onde se verifica que o processo de fadiga representa dois terços da secção transversal da estrutura da cambota.

A figura 3.1. mostra a falha da cambota de estudo desta Dissertação onde se verifica que a falha ocorre no segundo moente de manivela.

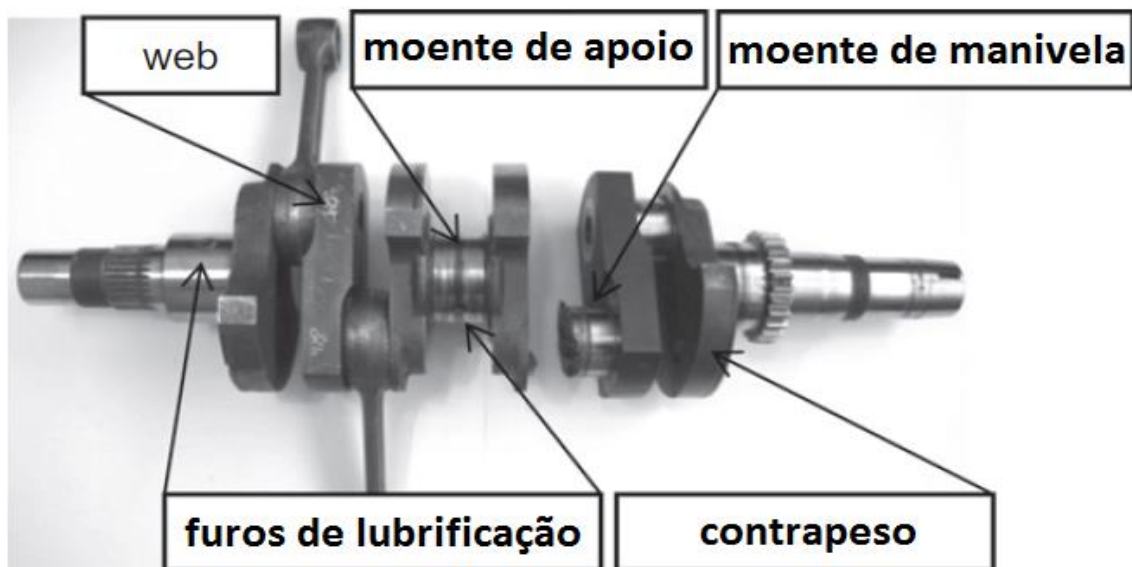


Figura 3.1 – Imagem da Cambota fraturada (extraído de [6]).

. O carregamento da cambota é simulado para tensões de tração e flexão de 200MPa, que representam as tensões médias de funcionamento, conforme sugerido por *Infante* [6] para o estudo de longas fraturas em cambotas.

Lee [8] no seu trabalho, resumido no ponto 2.6. do Capítulo 2 desta Dissertação, sugere que sejam assumidos $8,42MPa\sqrt{m}$ como sendo o *Fator de Intensidade de Tensão* limiar para longas fraturas em cambotas de ferro dúctil. *Lee*, também prova que a superfície da fenda inicia-se se o valor da tensão exceder os 203MPa para o limite de fadiga deste material.

Segundo *García* [9] no seu trabalho, resumido no ponto 2.7. do Capítulo 2 desta Dissertação, a fenda propaga-se em cerca de 70% da secção transversal da cambota e localiza-se no *moente da manivela*. Onde as tensões máximas estimadas rondam os 260MPa e os 275MPa, *equivalente a 40% do ponto de rendimento do material*.

Também *Freitas* [11] no seu trabalho, resumido no ponto 2.9. do Capítulo 2 desta Dissertação, prova que a iniciação da fenda cresceu circunferencial-mente e radialmente em cerca de 1,0 mm de comprimento ao redor do fillet do moente de manivela. E que a resistência máxima do material é de 672MPa, consistente com o aço forjado tipicamente utilizado no fabrico das cambotas.

Por sua vez, *Gürbüz* [12] no seu trabalho, resumido no ponto 2.10. do Capítulo 2 desta Dissertação, aponta para limites de resistência á fadiga de 811MPa e 201MPa, medidos em cambotas com e sem o processo de rolling no fillet respetivamente.

Capítulo 4

Validação do *X-FEM* com *ABAQUS*TM

A cambota é um componente de geometria complexa. Por esse motivo, a validação do *X-FEM* é feita com a utilização de um componente mais simples, mas com semelhança a uma parte da cambota, a parte que fratura a qual se pretende estudar. Assim, nesta Dissertação encontra-se modelado um veio oco com as mesmas dimensões e características de uma parte da cambota. O mesmo componente foi calculado numericamente, de acordo com os métodos clássicos e os resultados são apresentados. A validação é feita e apresentada por comparação de resultados, os resultados da modelação *X-FEM* realizada com a utilização do *software* *ABAQUS*TM e os resultados clássicos.

4.1. Componente de validação do X_FEM

Na presente Dissertação, foi utilizado um veio oco para validar o *X-FEM*. O veio representa parte da cambota conforme visível na figura 4.1.b. Onde R_i é o raio da parte interior do veio que mede 8mm e R_e é o raio da parte exterior do veio que mede 17mm. Para efeito de estudo considerou-se um comprimento (L) para o veio de 100mm. Tal excesso de comprimento serve para garantir que o comprimento de “L” não vai influenciar os resultados conforme explicado no ponto 2.12 do Capítulo 2.

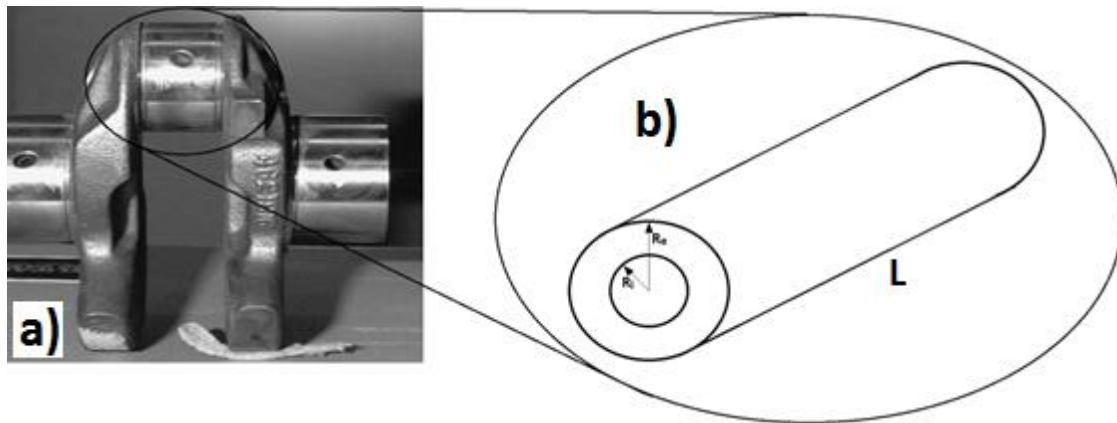


Figura 4.1 – A cambota em a) (extraído de [8]) e o veio oco em b), que representa uma parte da cambota.

O veio utilizado no estudo é constituído por uma liga de aço 15CrNi6, com 200 GPa de Módulo de Young (E) e 0.3 de coeficiente de Poisson (ν), constituição de material igual ao da cambota.

São aplicadas tensões de tração e de flexão. Ambas as tensões são de 200MPa conforme ilustrado na Figura 4.2 e representam as tensões médias de funcionamento da cambota, conforme sugerido por Batista (6).

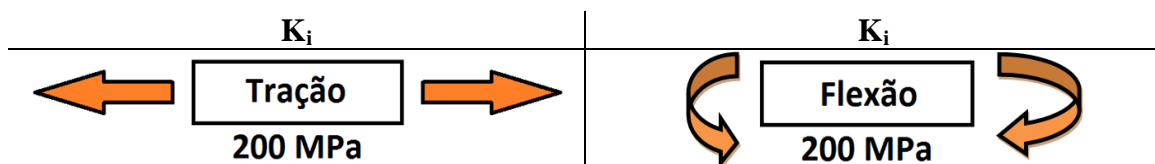


Figura 4.2 – Tensão aplicada na modelação do veio oco.

O estudo do veio oco é realizado com uma fenda elíptica que aumenta progressivamente até aos 22mm em “a”, conforme explicado no ponto 2.12. do Capítulo 2. Medida de fenda que representam 2/3 da dimensão total da secção transversal da Cambota.

4.2. Resultados extraídos do ABAQUS™

O ABAQUS™ é um *software* de Elementos Finitos da SIMULIA, utilizado para calcular componentes com ou sem descontinuidades. Nesta Dissertação, primeiramente optou-se por definir uma malha adequada ao estudo do veio oco, seguindo-se então da modelação do componente para os diferentes comprimentos de fenda.

4.2.1. Malha do Componente

Foram realizados dois ensaios de modelação com diferente estrutura de malha ao longo do componente. Conforme visível na figura 4.3, o primeiro ensaio corresponde a uma malha uniforme ao longo do componente (a), o segundo ensaio corresponde a uma malha com dimensões de elementos mais grosseira fora da região da fenda e uma malha com dimensões de elementos mais fina junto á zona da fenda (b).

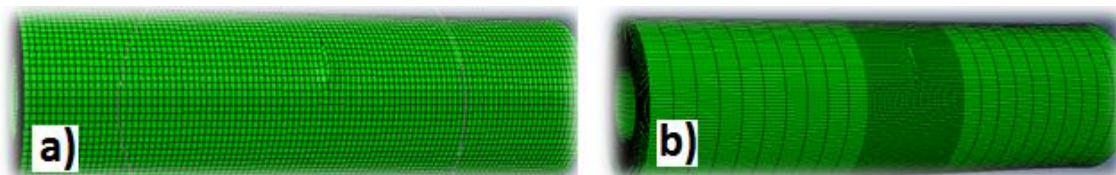


Figura 4.3 – Estudo da malha do componente.

Em simultâneo com o estudo da malha do componente, foram efectuados vários ensaios de modelação para diferentes dimensões de elementos de malha, que vão de 0.1mm a 5mm. O estudo revelou que as malhas com dimensões de elementos superiores a 2mm eram consideradas demasiado grandes, introduzindo erros aos resultados. As malhas com dimensões de elementos inferiores a 0.5mm não podiam ser calculadas devido á dimensão de cálculo insuportável para o equipamento utilizado na modelação. Deste modo as malhas com dimensão de elementos inferior a 0.5mm e superiores a 2mm ficam fora do âmbito desta *Dissertação* não sendo apresentadas. Relativamente á malha com dimensões de elementos de 1mm, quando comparada com a malha com dimensões de elementos de 2mm, o estudo revelou que a malha com dimensões de

elementos de 1mm é a mais adequada e que os resultados são iguais quando comparados com os resultados do estudo das malhas. Estes dados são evidenciados na figura 4.4, onde se verifica que a modelação efectuada com dimensão de elementos de malha de 1mm tem resultados simétricos para o centro da fenda, contrariamente aos resultados com dimensão de elementos de malha de 2mm. Também é evidenciado que para uma ambas as dimensões de elementos de malha os resultados são idênticos para as duas possibilidades do estudo das malhas.

Nota: Ambos os testes foram modelados para uma fenda elíptica de 5mm em "a".

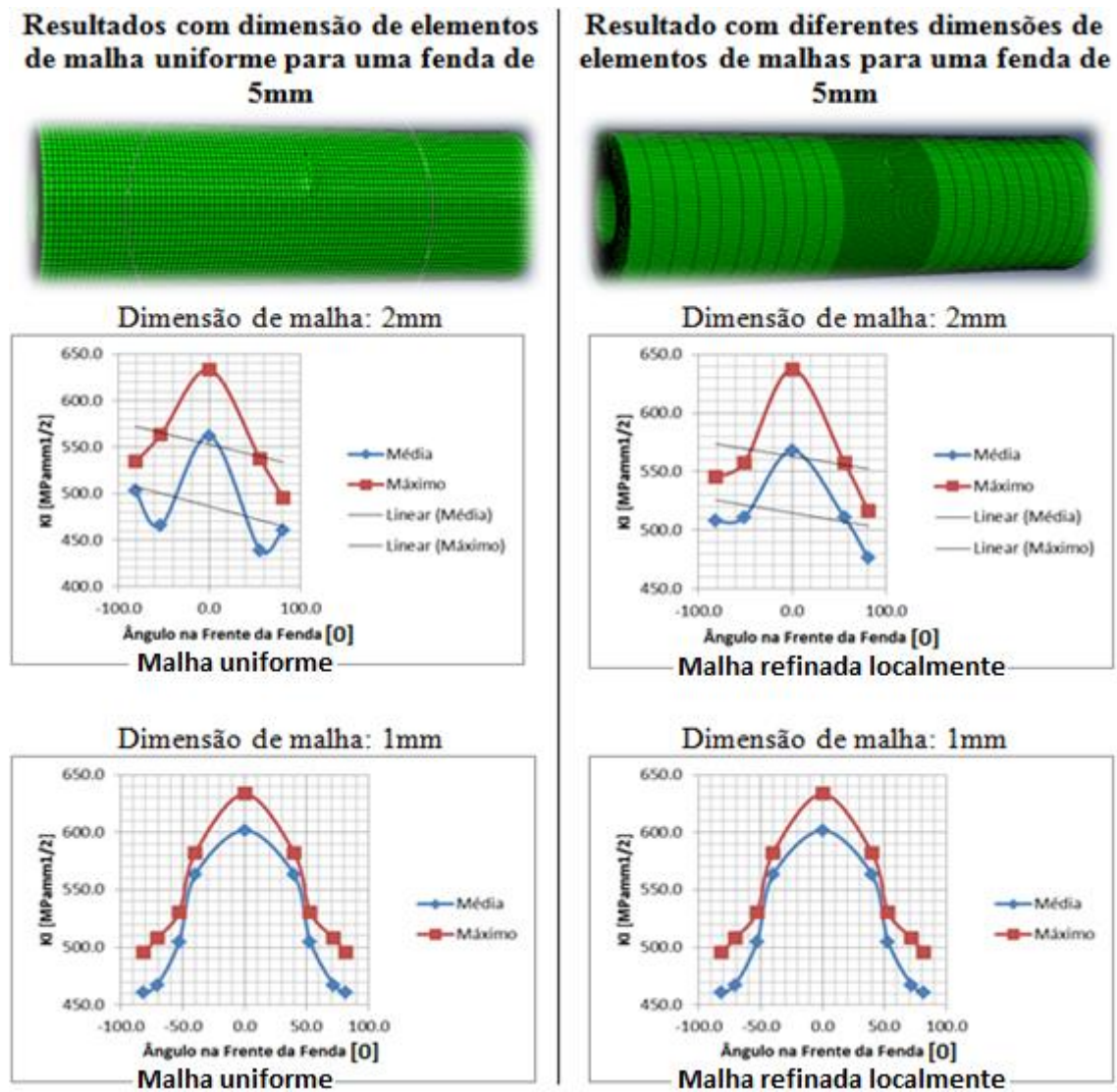


Figura 4.4 – Estudo da composição dos elementos de malha do componente.

Quando comparados os resultados para uma modelação de dimensão de elementos de malha de 1mm com uma dimensão de elementos de malha de 0.5mm, nota-se que os resultados são semelhantes, tal evidência é observada na Figura 4.5. Para uma dimensão de elementos de malha de 0.5mm (b), os resultados são mais detalhados mas idênticos aos de dimensão de elementos de malha de 1mm (a).

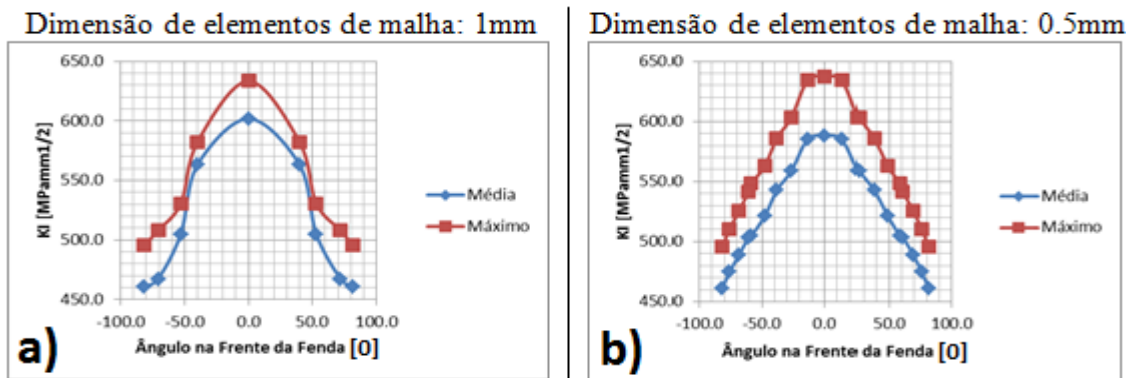


Figura 4.5 – Estudo de dimensão dos elementos de malha do componente.

Deste modo, conclui-se nesta Dissertação que a modelação para as diferentes dimensões de fenda é realizada com uma malha mais fina junto da zona da fenda e uma malha mais grosseira fora da zona da fenda. Este procedimento faz diminuir o tempo de processamento do cálculo do *fator de intensidade de tensões* da frente da fenda para cada dimensão de fenda. Conclui-se também que a dimensão dos elementos de malha é de 1mm, uma dimensão capaz de produzir a mesma fiabilidade dos resultados, com menos tempo de processamento de cálculo, quando comparados com os resultados da dimensão dos elementos de malha de 0,5mm.

4.2.2. Resultados da modelação do componente

O componente é modelado para tensões normais devido ao esforço axial e de flexão pura. As tensões da frente da fenda são calculadas e extraídas do *ABAQUSTM* conforme explicado no *Anexo I*. A interpretação é feita com o auxílio de gráficos.

O valor analisado foi o *Fator de Intensidade de Tensões* (FIT) dado por (30), conforme explicado no ponto 2.13. do Capítulo 2, onde β é o fator geométrico adimensional que depende da configuração do corpo e da fenda e σ é a tensão normal remotamente aplicada ao componente. Esta equação é normalmente escrita para o modo I de carregamento, que corresponde ao modo de abertura da fenda por tensões normais.

De acordo com Branco [1], para modelar as cargas de flexão é necessário simular a tensão num dado momento de um ponto rígido do veio oco. Para isso é necessário recorrer a equação

$$\sigma = \frac{M.Y}{I_x} = 200 \text{ MPa} \quad [39]$$

para encontrar a tensão a aplicar no momento, em um ponto do componente. Onde M é o momento que corresponde a $734Nm$.

Das modelações realizadas ao veio oco, para diferentes dimensões de fenda, seleccionou-se quatro dimensões de fenda que se descrevem e utilizam para todo o estudo de validação do *X-FEM*. Das modelações realizadas, seleccionou-se as fendas onde $2a$ é igual a 3mm, 4mm, 10mm e 11mm. A Tabela 4.1 mostra as tensões de tração na frente da fenda para cada dimensão de fenda, onde se verifica que as tensões são máximas quando $[x=0.000]$ (*este ponto representa o ponto central da fenda*).

Tabela 4.1 – Valores calculados de K_I para carregamentos de tração

<i>Fenda de 3mm</i>				<i>Fenda de 4mm</i>			
X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]
0.000	15.500	454	444	0.000	15.000	510	498
1.230	15.634	449	413	1.188	15.091	507	490
1.997	15.863	424	404	2.442	15.419	497	477
2.570	16.226	401	374	3.032	15.698	482	465
2.951	16.733	392	352	3.894	16.545	434	422

<i>Fenda de 10mm</i>				<i>Fenda de 11mm</i>			
X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]
0.000	12.000	957	924	0.000	11.500	1167	1077
0.946	12.023	952	928	0.907	11.522	1166	1070
1.915	12.093	952	927	1.835	11.583	1154	1059
2.934	12.221	947	923	2.742	11.680	1134	1042
3.898	12.397	942	918	3.852	11.855	1107	1007
5.286	12.762	924	900	4.829	12.064	1068	975
5.556	12.843	924	900	6.304	12.498	1010	892
6.797	13.339	901	808	7.495	12.981	943	849
7.865	13.919	840	789	8.165	13.324	925	840
8.741	14.574	812	782	8.530	13.529	910	835
				9.403	14.147	892	812

A Figura 4.6 mostra graficamente a evolução de K_I na frente da fenda para cada dimensão de fenda, onde se verifica um aumento progressivo das tensões com o aumento do diâmetro da fenda. Também se verifica que K_I é máximo no centro da fenda para qualquer que seja o diâmetro desta.

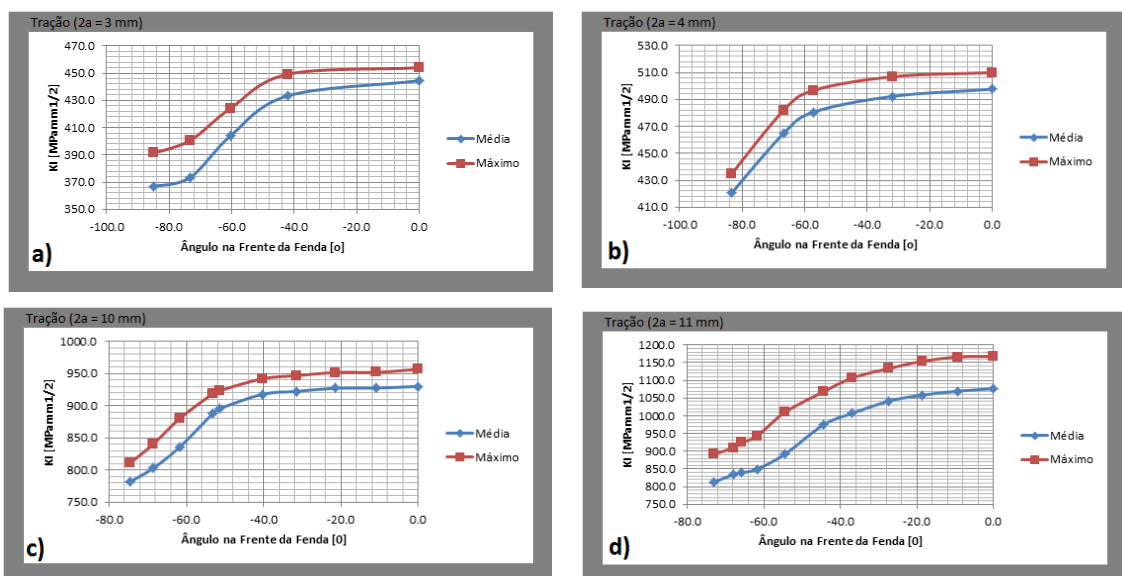


Figura 4.6 – Distribuição do K_I na metade esquerda do vão oco para carregamentos de tração.

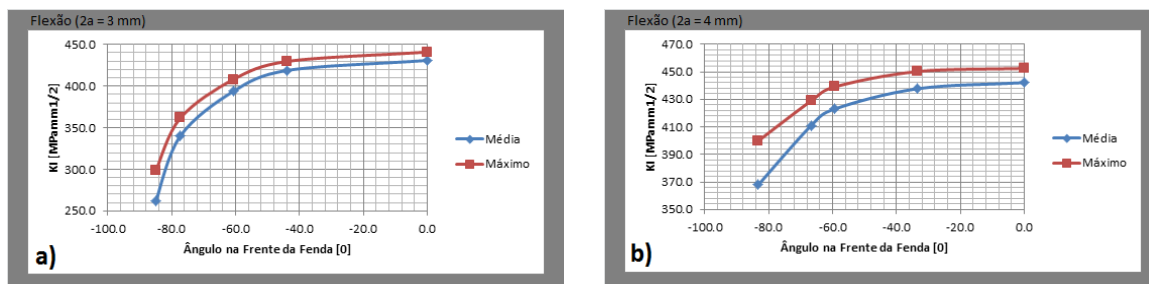
Com a tensão de flexão devidamente introduzida, os resultados são obtidos e apresentados na Tabela 4.2, onde se verifica que as tensões são máximas quando $[x=0.000]$ (este ponto representa o ponto central da fenda).

Tabela 4.2 – Valores calculados de K_I para carregamentos de flexão

<i>Fenda de 3mm</i>				<i>Fenda de 4mm</i>			
X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]
0.000	15.500	441	433	0.000	15.000	453	442
1.297	15.649	430	419	1.251	15.102	450	438
2.032	15.857	408	394	2.582	15.474	439	423
2.734	16.383	362	340	3.032	15.698	429	411
2.952	16.736	299	262	3.891	16.539	400	368

<i>Fenda de 10mm</i>				<i>Fenda de 11mm</i>			
X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]
0.000	12.000	785	752	0.000	11.500	833	814
0.996	12.025	784	752	0.955	11.524	832	813
2.020	12.105	782	750	1.934	11.590	832	812
3.102	12.251	779	747	2.728	11.679	830	811
3.887	12.395	778	746	2.965	11.707	829	810
4.284	12.479	776	744	4.084	11.896	827	808
5.562	12.845	768	737	4.819	12.062	824	805
6.823	13.347	746	716	5.351	12.199	821	802
7.378	13.634	739	709	6.297	12.492	818	799
7.868	13.921	731	703	6.879	12.712	814	795
8.734	14.568	703	676	7.493	12.982	809	790
				8.546	13.517	785	767
				9.082	13.901	761	744
				9.410	14.152	736	709

A Figura 4.7 mostra graficamente a evolução de K_I na frente da fenda para cada dimensão de fenda, onde é evidenciado o aumento progressivo das tensões com o aumento do diâmetro da fenda. Também se verifica que K_I é máximo no centro da fenda para qualquer que seja o diâmetro desta.



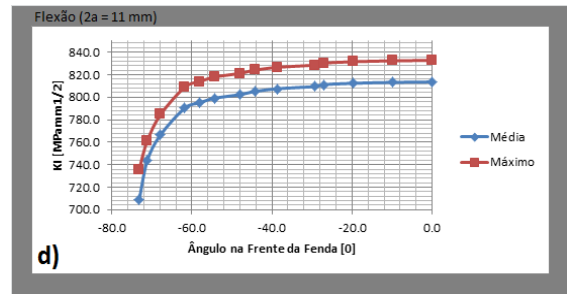
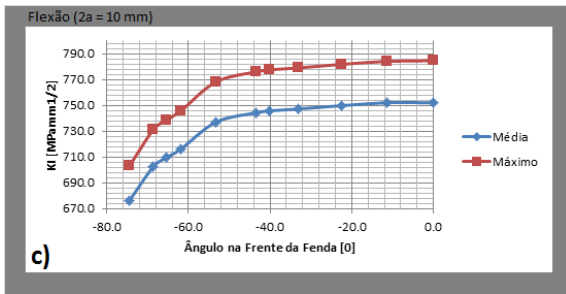


Figura 4.7 – Distribuição do *K_{IT}* na metade esquerda do vão oco para carregamentos de flexão.

4.3. Método Clássico

Nesta secção, recorre-se ao método de cálculo clássico de modo a validar os resultados obtidos pelo *ABAQUSTM*, para o cálculo *FIT* (K_I) na ponta da fenda para um problema de descontinuidades. Esta análise é essencial que seja feita pois, como o *X-FEM* é um método numérico que não está isento de erros na sua modelação, contudo, pode ter resultados muito realistas providos de uma taxa de erro irrelevante quando bem modelado. Caso o erro se revele exageradamente elevado face ao valor mais reconhecido e validado, o método não é aceitável e não tem qualquer validade nem significado físico para o estudo.

Os valores teóricos para a tensão máxima foram obtidos através dos cálculos das equações explicadas no ponto 2.12 e 2.13 do Capítulo 2 e são disponibilizados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Resultados extraídos pelo Método Clássico

Tracção				
	X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]
Fenda 3mm	0.00	15.50	443	443
Fenda 4mm	0.00	15.00	516	510
Fenda 10mm	0.00	12.00	983	943
Fenda 11mm	0.00	11.50	1181	1109

Flexão				
	X [mm]	Y [mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]
Fenda 3mm	0.00	15.50	445	445
Fenda 4mm	0.00	15.00	459	455
Fenda 10mm	0.00	12.00	791	769
Fenda 11mm	0.00	11.50	849	822

4.4. Conclusão do capítulo

A comparação dos resultados serve para validar a modelação com a utilização do *X-FEM*. Os resultados comparados são os obtidos pelo programa *ABAQUSTM* com a modelação *X-FEM* e os resultados calculados classicamente. Abaixo encontram-se detalhados os resultados do *X-FEM* Vs Método Clássico por dimensão de fenda. Segundo Shigey [17], os resultados tem que se encontrar com um desvio médio de 8%, valor resultante de uma análise de resultados experimentais compilados para muitos materiais, para serem considerados como resultados validados, acima desse desvio, os resultados podem ser excluídos. Na presente *Dissertação* é expectável que os resultados fiquem abaixo dos 3,0% de modo a obter conclusões representativas para a modelação da cambota do motor da aeronave.

O método clássico é então comparado com os resultados obtidos por meio de modelação de forma a validar a própria modelação. Na Tabela 4.4 estão representados os resultados obtidos para K_I para carregamentos de *Tração*, para as diferentes dimensões de fenda. Estes referem-se exclusivamente as tensões do centro da fenda, onde K_I é mais elevado.

Tabela 4.4 – Comparação dos valores obtidos para o *FIT* com carregamentos de tração

<i>Fenda de 3mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	454	444	443	443	2.55%	0.45%

<i>Fenda de 4mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	510	498	516	510	1.13%	2.52%

<i>Fenda de 10mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	957	930	983	943	2.68%	1.37%

<i>Fenda de 11mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	1167	1077	1181	1109	1.18%	2.94%

Apresenta-se agora na Tabela 4.5, os resultados obtidos de K_I para carregamentos de *Flexão*, para as diferentes dimensões de fenda. A semelhança com os resultados de K_I com carregamento de *Tração*, os resultados de K_I com carregamento de *Flexão*, apresentados, também se referem exclusivamente as tensões do centro da fenda, onde K_I é mais elevado.

Tabela 4.5 – Comparação dos valores obtidos para o *FIT* com carregamentos de *Flexão*

<i>Fenda de 3mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	441	433	445	445	0.88%	2.74%

<i>Fenda de 4mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	453	442	459	455	1.52%	2.89%

<i>Fenda de 10mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	785	752	791	769	0.80%	2.21%

<i>Fenda de 11mm</i>	X-FEM		Clássico		Desvio	
	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	Kmax [MPa√mm]	Kmed [MPa√mm]	% Max.	% Méd.
Frente da Fenda	833	814	849	822	1.90%	0.97%

Após comparação dos resultados é possível validar a modelação do *X-FEM* com a utilização do *software ABAQUSTM*. Verifica-se que o desvio não ultrapassa os 8% conforme sugerido pela literatura, ficando este abaixo dos 3% conforme esperado.

Com os resultados obtidos para a validação da modelação, conclui-se que o trabalho a desenvolver agora avante nesta *Dissertação*, encontra-se munido de técnicas de modelação bem definidas com resultados representativos, capazes de alcançar resultados próximos dos reais para a modelação da cambota, com taxas de erro muito próximas do zero.

Capítulo 5

Estudo da Cambota

Após validação da modelação de um veio oco pelo *X-FEM* com a utilização do *software* ABAQUS™, estamos prontos para apresentar a modelação de outro componente com as mesmas características mas diferentes geometrias. A cambota do motor de uma aeronave é o componente de estudo desta Dissertação e será apresentado neste Capítulo. O seu carregamento simula tensões de tração e flexão de 200MPa, conforme sugerido por Baptista [6] para o estudo de longas fraturas em cambotas.

5.1. Validação de K_I ao longo do carregamento

A fadiga só se manifesta numa peça se a tensão aplicada for dinâmica, segundo Branco [1], se a tensão aplicada variar com o tempo. Assim, um ciclo de tensões de fadiga traduz a variação da tensão aplicada com o tempo ou com o número de ciclos de aplicação de carga. Para o caso da cambota em estudo nesta *Dissertação*, como referido no capítulo 3, a rotação média assumida é de 2.613rpm. Por se tratar de um motor a quatro tempos, o estudo assenta sobre duas voltas em torno do eixo da cambota para solicitações a amplitude de tensão variável, irregular e aleatória.

Analisando graficamente, a figura 5.1 têm no eixo das ordenadas a tensão aplicada e no eixo das abcissas o tempo decorrido ao longo de uma volta da cambota em torno do seu eixo. O tempo que a cambota leva a dar uma volta em torno do seu eixo e de ± 2 milésimos de segundo que estão divididos em 60 incrementos. Cada incremento corresponde a um determinado grau que representa a posição em que a cambota se encontra na volta em torno de seu eixo para um ciclo do motor.

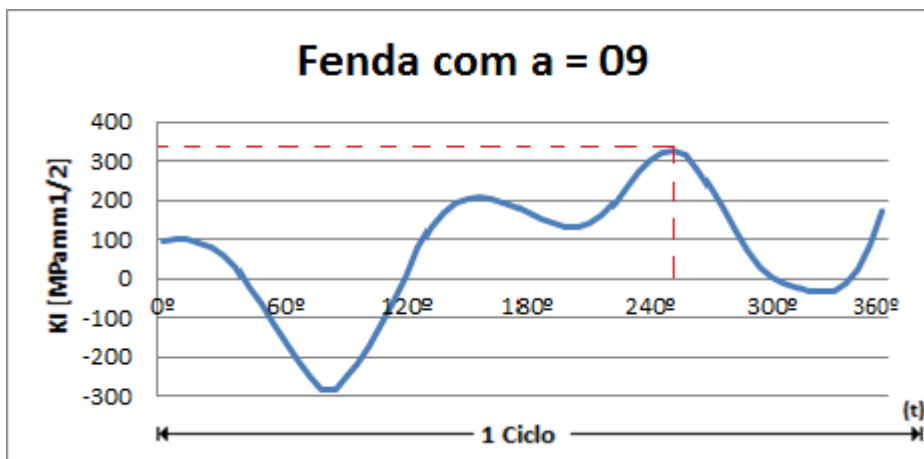


Figura 5.1 – Variação de K_I ao longo de um ciclo de carregamento

5.2. Variação de K_I ao longo de um ciclo do motor

Após a modelação da cambota, verificou-se que K_I não era homogêneo ao longo da volta em torno do seu eixo, conforme referido no ponto anterior, onde é possível verificar a não uniformidade da amplitude de K_I .

Para ser possível apresentar resultados representativos, é feita uma simplificação a variação de K_I , passando o estudo a focar-se somente em K_I positivo. Ou seja, onde K_I que se encontra entre o intervalo de 0 (zero) e K_I máximo para cada dimensão de fenda conforme exemplo representado na Figura 5.2 para uma fenda com $a = 9\text{mm}$. Tal simplificação deve-se ao instante onde a fenda se encontra aberta, sendo esse o intervalo de estudo desta Dissertação.

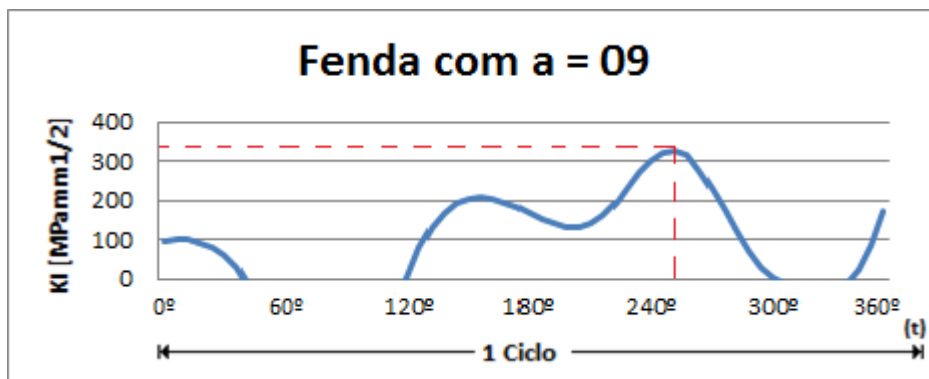


Figura 5.2 – Simplificação a variação de K_I .

A variação de K_I ao longo de um ciclo deve-se aos diferentes carregamentos de tração e flexão que a cambota está sujeita. Uma vez que a localização da fenda e a propagação desta é conhecida e simulada nesta *Dissertação*, ao longo do carregamento de um ciclo as diferentes cargas de flexão aplicadas á cambota vão originar a abertura e o fecho da fenda. O período de fecho da fenda não contribui para a propagação desta não sendo valorizado no estudo apresentado nesta *Dissertação*.

Conforme referido no ponto anterior, o período onde as cargas do momento fletor acentuam a abertura da fenda introduzindo um K_I máximo é no incremento 43 que corresponde a $\pm 258^\circ$. Ou seja, é neste ponto que a fenda se encontra mais aberta e que as tensões aplicadas na cambota vão fazer iniciar e propagar uma fenda até á falha catastrófica do material.

5.3. Modelação da Cambota

A Cambota é modelada, a modelação é efectuada para uma fenda que se inicia com $a = 1\text{mm}$, progride de 1mm em 1mm até $a = 27\text{mm}$. Tais dimensões de fenda devem-se aos seguintes fatores:

- ✓ A fenda inicial de 1mm serve para garantir que a dimensão de fenda é ideal para a propagação desta, conforme referido por Freitas [11] no seu trabalho, resumido no ponto 2.9. do capítulo 2 desta *Dissertação*;
- ✓ Segundo Baptista [6] no seu trabalho, resumido no ponto 2.6. do capítulo 2 desta *Dissertação*, é esperado que a fenda se propague até $\pm 2/3$ da secção transversal da estrutura, isso é o equivalente a uma fenda com $a = 22\text{mm}$;
- ✓ Enquanto Garcia [9] no seu trabalho, resumido no ponto 2.7. do capítulo 2 desta *Dissertação*, aponta para uma propagação da fenda em cerca de 70% da secção transversal da cambota, o equivalente a uma fenda com $a = 23,5\text{mm}$;

Devido á geometria da secção transversal da estrutura ser um veio oco compreendido entre o intervalo de $[9\text{mm}$ e $25\text{mm}]$ em a , a cambota é modelada até uma fenda com $a = 27\text{mm}$ afim de verificar o comportamento da fenda quando atinge a outra “*margem*” e sai da zona oca do veio.

Tabela 5.1 – K_I máximo em função da dimensão da fenda

a (mm)	K_{\max} [$\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$]	a (mm)	K_{\max} [$\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$]	a (mm)	K_{\max} [$\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$]
1	215	10	196	19	204
2	161	11	175	20	219
3	151	12	164	21	232
4	143	13	170	22	266
5	146	14	181	23	310
6	153	15	192	24	354
7	166	16	225	25	428
8	221	17	379	26	588
9	327	18	226	27	864

A tabela 5.1 mostra os valores calculados de K_I máximo para cada dimensão de fenda, onde é possível verificar o aumento progressivo de K_I á medida que a dimensão da fenda aumenta.

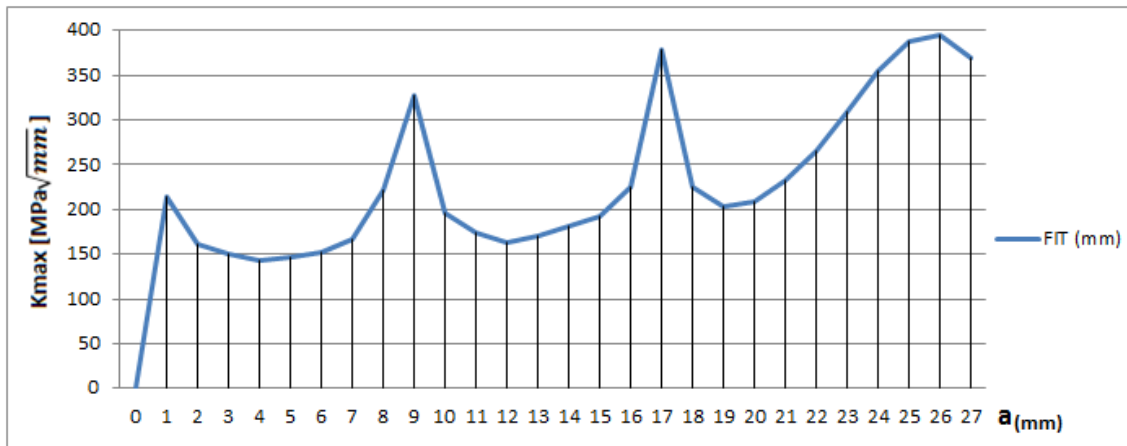


Figura 5.3 – K_I máximo em função da dimensão da fenda.

A figura 5.3 evidencia claramente a geometria da secção transversal da estrutura, verificando-se um aumento acentuado de K_I inicial que reflete a iniciação da fenda conforme discutido no ponto 2.9 do capítulo 2. Seguindo-se de um aumento progressivo de K_I [4mm; 7mm], fenómeno que indica que a fenda está a propagar-se.

De seguida dá-se um acentuado aumento de K_I quando a dimensão da fenda se aproxima do interior do veio oco [8mm; 9mm], esse efeito deve-se ao aumento das sobrecargas de K_I nesse intervalo. Posteriormente a esse fenómeno verifica-se um decréscimo de K_I , fenómeno que retrata o retardamento da propagação da fenda na região oca do veio [10mm; 12mm], fruto das sobrecargas de K_I anteriores, conforme explicado por Branco [1].

Os valores de K_I voltam a aumentar progressivamente até ao momento em que atinge metade da secção transversal da cambota [17mm]. Aqui o aumento abrupto deve-se ao ponto onde a secção de contacto da cambota é menor devido á geometria do veio oco. Fenómeno reforçado com decréscimo de K_I no intervalo [17mm;19mm], quando aumenta a superfície de contacto do material. Deste ponto em diante, K_I aumenta até atravessar todo o veio oco e atingir o outro lado da “*margem*” a estrutura [25mm], aqui, os valores de K_I voltam a retardar a progressão da fenda [26mm; 27mm] devido ao aumento da secção de contacto do material.

De qualquer forma, a modelação com fendas superiores a 24mm servem exclusivamente para retratar a evolução da fenda, quando esta se aproxima da outra “*margem*” da estrutura. Nesta *Dissertação*, o foco está numa fenda com dimensão aproximada [22mm; 24] em a, conforme relatado no ponto 2.4. do capítulo 2, “*a fenda propaga até 2/3 da secção transversal do material*”. Ou, conforme relatado no ponto 2.7. do capítulo 2, “*aponta para uma propagação da fenda em cerca de 70% da secção transversal da cambota*”. A fratura catastrófica do componente dá-se num intervalo de 150.000.000 e 200.000.000 ciclos, conforme relatado no ponto 2.6. do capítulo 2. Neste momento é espectado que σ_c para problemas de fadiga ronde os 260MPa e os 275MPa no *moente*, conforme relatado no ponto 2.7. do capítulo 2.

A figura 5.4 representa o exemplo de uma das modelações da cambota em (a), com ampliação da região onde a fenda se propaga em (b), para uma fenda com $a = 10$.

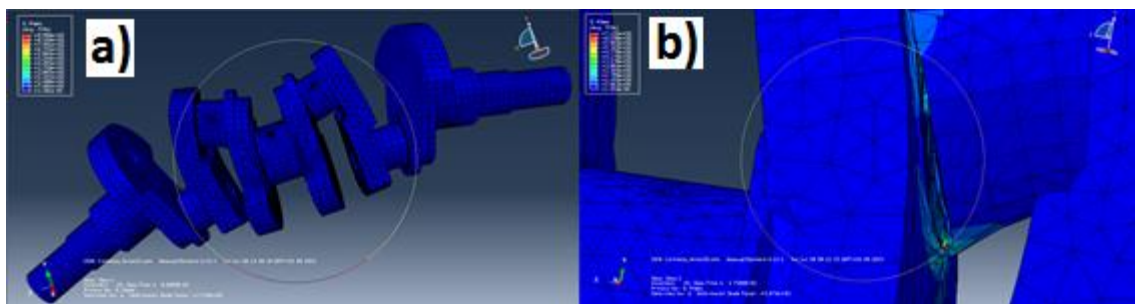


Figura 5.4 – Modelação da cambota com uma fenda de 10mm em “a”.

5.4. Lei de Paris

Aos valores calculados de K_I ao longo da frente de fenda da cambota, aplica-se uma *Lei Fundamental* de propagação da fenda por fadiga: curva da/dN , ΔK e sua análise.

Segundo Branco [1], o estudo da propagação de fadiga faz-se geralmente analisando o diagrama da/dN , ΔK do material. Esse diagrama relaciona a velocidade de propagação da fenda de fadiga da/dN com a gama do *fator de intensidade de tensões* no ciclo de carga. A relação entre da/dN e ΔK pode ser escrita, de modo geral, na forma

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K) \quad [40]$$

em que a função f é uma função contínua de ΔK e de outras variáveis que podem ser determinadas teoricamente ou experimentalmente.

Segundo Vahedi [18] a *Lei de Paris* foi a primeira relação obtida entre da/dN e ΔK , tendo sido determinada experimentalmente. É, portanto, uma relação de origem empírica dada pela equação

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad [41]$$

Em que C e m são constantes do material que variam com a tensão média, frequência, temperatura e meio ambiente. Segundo Branco [1], o expoente m da lei de Paris, varia geralmente entre 2 e 6, sendo mais apropriado a utilização dos valores entre 4 e 6 para ligas de alta resistência. Verificando-se nestes casos que C aumenta quando o módulo de elasticidade diminui. Para esta *Dissertação*, não foram encontrados valores de C e m na literatura, e uma vez que as respectivas constantes só se adquirem com ensaios em ar, apresenta-se no ponto 5.5. uma análise de sensibilidade aos valores das constantes de Paris.

5.4.1. Análise de sensibilidade à variação das constantes de Paris

Uma vez que não estão disponíveis, na literatura, valores para as constantes de Paris, para o material em estudo nesta Dissertação, com as mesmas condições de carregamento, temperatura e meio ambiente. Apresenta-se um estudo de análise de sensibilidade a essas constantes.

Na tabela 5.2 estão representados alguns valores para as constantes de Paris. Onde os valores representados encontram-se dentro de uma *range* de valores teóricos.

Tabela 5.2 – Análise das Constantes de Paris

C = 3.00E-14 MPa 1/2	m = 4.48 m/ciclo	N = 2.87E+08
C = 5.60E-14 MPa 1/2	m = 4.5 m/ciclo	N = 1.49E+08
C = 7.00E-14 MPa 1/2	m = 4.3 m/ciclo	N = 1.66E+08
C = 5.60E-14 MPa 1/2	m = 4.5 m/ciclo	N = 1.49E+08
C = 5.6E-14 MPa 1/2	m = 4.47 m/ciclo	N = 1.57E+08
C = 1.6E-11 MPa 1/2	m = 1.24 m/ciclo	N = 1.40E+08
C = 3.15E-11 MPa 1/2	m = 0.88 m/ciclo	N = 1.35E+08
C = 5.6E-12 MPa 1/2	m = 2 m/ciclo	N = 1.05E+08
C = 5.6E-15 MPa 1/2	m = 6 m/ciclo	N = 1.25E+08

Com base na informação de Branco [1], sabe-se que a constante m da lei de Paris varia entre 4 e 6 para ligas de alta resistência, coerentes com a liga do material da Cambota. No estudo de sensibilidade à variação das constantes de Paris, verificou-se que valores de m superiores e inferiores a 4, o N/ciclos afastavam-se do intervalo estabelecido por Lee [8]. Assim, para esta Dissertação, conclui-se que as constantes de Paris mais adequadas para o estudo da vida da cambota são:

$$C = 5,6E-14 \text{ MPa}\sqrt{m}$$

$$m = 4.47 \text{ m/ciclo}$$

5.4.2. Ciclo de vida da cambota

A *mecânica da fratura linear elástica* constitui a metodologia mais adequada para descrever quantitativamente a fase II de propagação da fenda de fadiga da cambota. Este método é bastante importante em todos os casos em que a fase de propagação da fenda ocupa uma percentagem significativa da duração útil do componente. A aplicação da *MFLE* na propagação de fendas baseia-se na hipótese de que o *fator de intensidade de tensão* é o parâmetro responsável pelo campo de tensões e deformações na vizinhança da ponta da fenda para solicitações dinâmicas. Onde a fenda só se propaga a partir dum defeito preexistente no material ou a partir duma zona de concentração de tensões. Desse modo, e para ser possível avaliar a curva de propagação da fenda da cambota, a tabela 5.3 descreve o crescimento da fenda com o número de ciclos de aplicação de carga.

Tabela 5.3 – Tabela para construção do diagrama da/dN , ΔK

a (m)	K _{máx} [MPa√m]	ΔK _{med} [MPa√m]	N.º Ciclos (N)	Σ N
0.001	6.80			0
0.002	5.09	5.95	6'184'810	6'184'810
0.003	4.78	4.93	14'241'149	20'425'959
0.004	4.52	4.65	18'573'916	38'999'875
0.005	4.62	4.57	20'054'078	59'053'953
0.006	4.84	4.73	17'225'262	76'279'215
0.007	5.25	5.04	12'896'495	89'175'711
0.008	6.99	6.12	5'436'859	94'612'569
0.009	10.34	8.66	1'148'331	95'760'900
0.01	6.20	8.27	1'414'860	97'175'760
0.011	5.53	5.87	6'566'209	103'741'969
0.012	5.19	5.36	9'827'055	113'569'024
0.013	5.38	5.28	10'501'936	124'070'960
0.014	5.72	5.55	8'411'883	132'482'843
0.015	6.07	5.90	6'410'288	138'893'131
0.016	7.12	6.59	3'894'107	142'787'238
0.017	11.99	9.55	743'329	143'530'567
0.018	7.15	9.57	737'852	144'268'420
0.019	6.45	6.80	3'394'783	147'663'203
0.02	6.61	6.53	4'065'550	151'728'753
0.021	7.34	6.97	3'032'324	154'761'077
0.022	8.41	7.87	1'761'168	156'522'245
0.023	9.80	9.11	919'025	157'441'271
0.024	11.19	10.50	486'771	157'928'042
0.025	12.24	11.72	298'077	158'226'119
0.026	12.49	12.36	234'305	158'460'424
0.027	11.70	12.10	258'493	158'718'917

Onde pode ser verificado que:

$$a = 0,022\text{m} = 22\text{mm};$$

$$K_{\text{máx}} = 8,41\text{MPa}\sqrt{m} = 266\text{MPa}\sqrt{mm};$$

$$N = 156.522.245 \text{ ciclos.}$$

Por sua vez,

$$2.613\text{rpm} = 43,55\text{rps};$$

$$(156.522.245\text{N} / 43,55\text{rps}) = 3.594.081 \text{ N/rps};$$

$$(3.594.081 \text{ N/rps} / 3.600\text{s/h}) = 998\text{h};$$

Na figura 5.5, está representada a curva de propagação da fenda que evidencia a geometria da superfície da estrutura, onde se verifica um aumento progressivo da fenda compreendido no intervalo [1mm; 7mm] em “a”, seguindo-se de uma progressão acentuada da fenda em detrimento do numero de ciclos, correspondendo a aproximação da frente da fenda á parte oca do veio [8mm; 9mm].

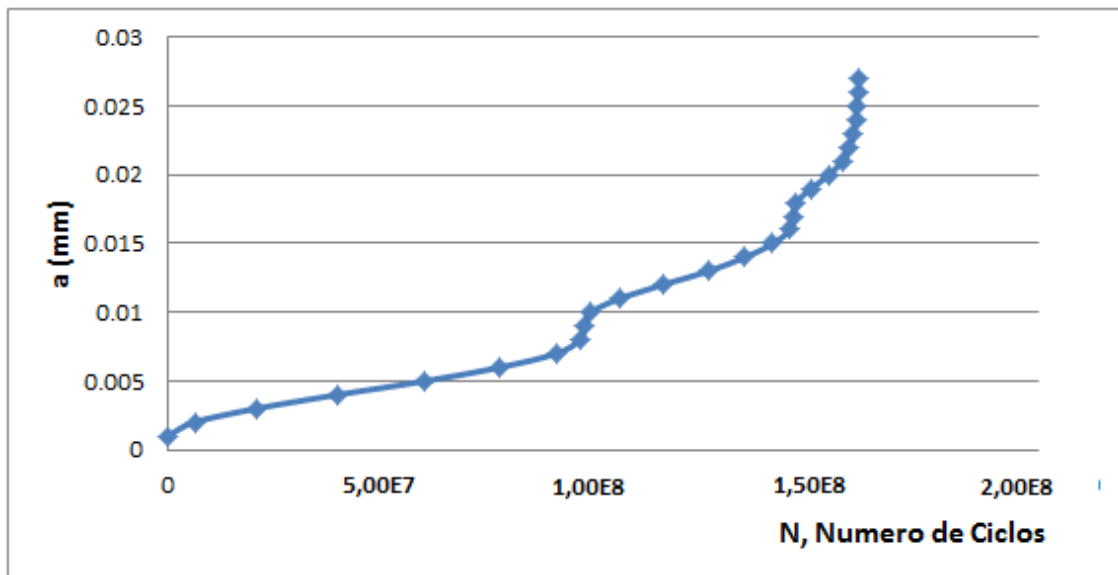


Figura 5.5 – Curva de propagação da fenda para o veio da cambota

Posteriormente verifica-se a desaceleração da progressão da fenda e o aumento do número de ciclos, fenómeno que retrata o retardamento a propagação da fenda na região oca do veio consequente da sobrecarga anterior registada. Por fim, a fenda propaga segundo uma banda de resultados coerente com os resultados esperados para os aços.

5.5. Conclusões do capítulo

Os resultados obtidos por meio de modelação do *X-FEM* com a utilização do *software ABAQUSTM*, encontram-se de acordo com os resultados conhecidos e publicados na literatura, com um desvio de 0,2%. A cambota fratura catastróficamente quando atinge um limite de 998 hora de funcionamento a 2.613rpm, enquanto que a literatura refere 996 horas nas mesmas rpm. No momento da falha catastrófica, o veio da cambota apresentava um K_I de $266\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$ coeso com a tensão de cedência (σ_c) do material naquela região. A falha catastrófica ocorre quando a fenda se propaga até aos 22mm em “a”, o que corresponde a 2/3 da secção transversal da estrutura do componente em conformidade com o relatado na literatura e que caracteriza que a falha dá-se por um processo de fadiga impulsionado pelas altas cargas cíclicas com moderada amplitude. Quando a falha ocorre a cambota tinha 156.522.245 ciclos, encontrando-se entre os $1,50\text{e}8$ a $2,00\text{e}8$ ciclos previstos e relatados pela literatura.

Em suma, foram necessária 998h de funcionamento para a cambota atingir $156.522.245\text{N/ciclo}$ com uma fenda de 22mm equivalente a 2/3 da secção transversal da superfície da estrutura e um $K_{\text{máx}}$ de $266\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$ equivalentes a σ_c do material para problemas de fadiga. Por fim, a curva de propagação da fenda segue uma banda de resultados coerente com os resultados esperados para os aços.

Capítulo 6

Conclusões da *Dissertação*

Com a utilização do *X-FEM* para calcular problemas de mecânica da fratura, recorre-se a funções descontínuas, como a função de *Heaviside*, e ao campo de deslocamentos assintóticos na extremidade da fenda para descrever a descontinuidade, logo não é necessário construir uma malha específica para modelar a fenda.

No tradicional *FEM* a modelação dos problemas de fratura é realizada com a restrição da direção da fenda, restrição esta com base em conhecimento existente sobre o comportamento das fendas. Porém, o processo afasta-se da realidade pois estamos a restringir as possíveis direções ou formas geométricas da fenda. Com o *X-FEM* isso já não é necessário, o que possibilita versatilidade e flexibilidade na modelação. Existem no entanto, certas restrições na implementação do *X-FEM* com o código comercial *Abaqus*, sendo necessário aplicar um incremento as funções dos nós enriquecidos para ser possível obter uma solução física do deslocamento.

Relativamente á falha ocorrida na cambota do motor de uma aeronave, objecto de estudo desta *Dissertação*. Sabe-se que o fenómeno de ocorrência de falhas nos componentes se deve a defeitos dos materiais que não são providos de características homogenias em todo o seu meio. Distintos fatores podem estar na base deste tipo de ocorrências, como uma conceção inadequada no componente, um processo de fabrico incorreto, um eventual defeito intrínseco no material ou um procedimento na operação da aeronave. Por outro lado, as aeronaves estão tipicamente preparadas para suportar operações rigorosas, requisitos que obrigam os componentes aeronáuticos a estarem preparados para severas condições de trabalho, tais como fatores de alto carregamento, gradientes de temperatura íngremes, corrosão sob tensão, vibrações entre outros. Segundo *Baptista* [6], sabe-se que a cambota é uma das partes mais importantes de um motor, uma vez que atua com grandes cargas cíclicas durante o seu funcionamento. Sendo um componente de geometria complexa, responsável pela conversão do deslocamento linear alternado dos pistões e um movimento de rotação do veio de alimentação. A necessidade de um bom funcionamento na base da conversão entre esses dois movimentos implica um alinhamento muito preciso de todos os componentes, que, por sua vez, devem resistir a condições cíclicas severas como resultado da combustão do gás na câmara de combustão do motor. Estas rigorosas condições promovem

distintas formas de deficiências nos mecanismos que são na maioria das vezes responsáveis pelas prematuras falhas catastróficas da cambota. Em particular, a fadiga é o principal processo de ruína da maior parte das falhas das cambotas, que normalmente são causadas por cargas de flexão e/ou cargas de torção no *fillet* dos *moentes de apoio*. Por outro lado, desalinhamentos, mesmo em pequena escala, podem produzir regiões com elevadas concentrações de tensão, que por sua vez desencadeiam no início de um processo de fadiga.

Após comparação dos resultados do veio oco, é possível validar a modelação do *X-FEM* com a utilização do *software ABAQUSTM* para a extracção do *Factor de Intensidade de Tensão*. Verifica-se que o desvio não ultrapassa os 8% conforme sugerido por *Shigey* [17], ficando este abaixo dos 3% conforme esperado. Com estes resultados, conclui-se que a *Dissertação* encontra-se munida de técnicas de modelação bem definidas com resultados representativos, capazes de alcançar resultados próximos dos reais para a modelação da cambota, com taxas de erro muito próximas do zero.

Relativamente aos resultados obtidos na modelação da cambota por meio de modelação do *X-FEM* com a utilização do *software ABAQUSTM*, para a extracção do *Factor de Intensidade de Tensão*, estes encontram-se de acordo com os resultados conhecidos e publicados na literatura:

Para ser possível a iniciação de uma fenda, verifica-se um carregamento abrupto de K_I , conforme suportado por *Lee* [8]. Tal carregamento abrupto dá-se para uma fenda com 1mm de profundidade, reunindo-se as condições para que esta propague, conforme sugerido por *Freitas* [11];

Verifica-se que a fenda propaga por fadiga até aos 22mm de profundidade, antes do colapso catastrófico do componente, coerente com os 2/3 da secção transversal da cambota conforme retratado por *Baptista* [6];

Segundo *Freitas* [11], a resistência máxima do aço forjado tipicamente utilizado no fabrico de cambotas é de 672MPa. No entanto, antes do colapso catastrófico do componente, quando este atinge uma fenda de 22mm, K_I apresentava $266\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$, coerentes com o admitido por *Garcia* [9], “que corresponde a 40% do ponto de rendimento do material”. Segundo *Görbüz* [12], tal resultado já era esperado uma vez que a geometria da região do moente representa uma potencial de concentração de

tensões. Também *Lee* [8] sugere que se assuma $8,42\text{MPa}\sqrt{m}$ como sendo o *FIT* limiar para futuras em cambotas de ferro dúctil, coerente com os resultados verificados nesta *Dissertação*.

Com a utilização da *Lei de Paris*, conclui-se que a cambota fratura catastroficamente quando atinge um limite de 998 hora de funcionamento a 2.613rpm, aproximando-se das 996 horas referidas por *Baptista* [6] para as mesmas rpm.

Quando a falha ocorre a cambota tinha 156.522.245N/ciclos, encontrando-se entre os 1,50e8N/ciclos e os 2,00e8N/ciclos previstos por *Lee* [8].

Em suma, a falha caracteriza um processo de fadiga impulsionado pelas altas cargas cíclicas com moderada amplitude, conforme relatado por *Baptista* [6]. Os resultados do *Fator de Intensidade de Tensão* extraídos do *ABAQUSTM* encontram-se validados e coerentes com os resultados conhecidos na literatura. Concluindo-se que o trabalho proposto e desenvolvido nesta *Dissertação* foi bem-sucedido.

Considerações finais

Considera-se que o culminar do trabalho desenvolvido nesta *Dissertação*, seria o ensaio destrutivo em laboratório, de um veio oco com as mesmas características e dimensões do veio modelado para a validação do *X-FEM*.

No entanto, sugere-se para trabalhos futuros, que os autores experimentem modelar a propagação de uma fenda com diferentes geometrias, de modo a verificar se os resultados são idênticos, independentemente da geometria da fenda;

Para além de geometrias diferentes, o carregamento das tensões a aplicar também poderia ser alvo de estudo, afim de verificar e comparar o ciclo de vida da cambota com diferentes carregamentos;

Um trabalho mais elaborado seria modelar o *X_FEM* com uma propagação de fenda automática, de modo a eliminar a dependência da geometria da fenda pré-determinada.

Bibliografia

- [1] Carlos A.G. de Moura Branco, “*Mecânica dos Materiais*”, Gulbenkian Educação, 1998;
- [2] Walter Pilkey, Walter Wunderlich, “*Variational and Computational Methods*”, Mechanics of Structures, CRC Press, Florida, 2000;
- [3] E. Giner, N. Sukumar, J.E. Tarancón, F.J. Fuenmayor, “*An Abaqus implementation of the extended finite element method*”, Engineering Fracture Mechanics, pp. 347-368, Elsevier, 2009;
- [4] Van-Xuan Tran, Samuel Geniaut, “*Development and industrial applications of X-FEM axisymmetric model for fracture mechanics*”, Engineering Fracture Mechanics, pp. 135-157, Elsevier, Clamart Cedex, France, 2012;
- [5] S. Cicero, F. Gutiérrez-Solana, J.A. Álvarez, L. Sánchez, “*Failure analysis of a hip implant by using the FITNET fitness for service procedure*”, Engineering Fracture Mechanics, pp. 688-702, Elsevier, Santander, Spain, 2007;
- [6] V. Infante, J.M. Silva, M.A.R. Silvestre, R. Baptista, “*Failure of a crankshaft of an aeroengine: A contribution for an accident investigation*”, Engineering Failure Analysis, Elsevier, Setúbal, Portugal, 2013;
- [7] Van-Xuan Tran, Samuel Geniaut, Erwan Galenne, Lonel Nistor, “*A modal analysis for computation of stress intensity factors under dynamic loading conditions at low frequency using eXtended Finite Element Method*”, Engineering Fracture Mechanics, pp. 122-136, Elsevier, Clamart Cedex, France, 2012;
- [8] Paul Spiteri, Simon Ho, Yung-Li Lee, “*Assessment of bending fatigue limit for crankshaft sections with inclusion of residual stresses*”, International Journal of Fatigue, pp. 318-329, Elsevier, Daimler Chrysler, United States, 2006;

- [9] F. Jiménez Espadafor, J. Becerra Villanueva, M. Torres García, “*Analysis of a diesel generator crankshaft failure*”, Engineering Failure Analysis, pp. 2333-2341, Elsevier, Sevilla, Spain, 2009;
- [10] Rajesh M. Metkar, Vivek K. Sunnapwar, Subhash Deo Hiwase, Vidya Sagar Anki, Mahendra Dumpa, “*Evaluation of FEM based fracture mechanics technique to estimate life of an automotive forged steel crankshaft of a single cylinder diesel engine*”, Procedia Engineering, pp. 567-572, Elsevier, Hyderabad, India, 2013;
- [11] M. Fonte, Bin Li, L. Reis, M. Freitas, “*Crankshaft failure analysis of a motor vehicle*”, Engineering Failure Analysis, Elsevier, Lisbon, Portugal, 2013;
- [12] Gül Çevik, Riza Gürbüz, “*Evaluation of fatigue performance of a fillet rolled diesel engine crankshaft*”, Engineering Failure Analysis, pp. 250-261, Elsevier, Kocaeli, Turkey, 2012;
- [13] J.A. Becerra, F.J Jimenez, M. Torres, D.T. Sanchez, E. Carvajal, “*Failure analysis of reciprocating compressor crankshafts*” Engineering Failure Analysis, pp. 735-746, Elsevier, Seville, Spain, 2010;
- [14] S. Al Laham, “*Stress Intensity Factor and Limit Load Handbook*”, Structural Integrity Branch, pp AI.32-AI.37, British Energy Generation Ltd, United Kingdom, 1998;
- [15] FITNET FFS - MK7, Annex A, “*Stress intensity factor (SIF) solutions*”, pp. A-8, A-22 e pp. A-113, A-121, 2006;
- [16] ABAQUS - Benchmarks Manual, *3D XFEM Crack Tutorial*, Example 1.16.2, Hibbitt, Karlsson & Sorensen;
- [17] Shigley, J.E., “*Mechanical Engineering Design*”, McGraw-Hill, EUA, 1983;
- [18] Ehsan Hedayati, Mohammad Vahedi, “*Using Extended Finite Element Method for Computation of the Stress Intensity Factor, Crack Growth Simulation and Predicting Fatigue Crack Growth in a Slant-Cracked Plate of 6061-T651 Aluminum*”, World Journal of Mechanic, Scientific Research, Iran, 2014.

Anexo I

Extrair do X_FEM valores de K_I para cargas de tração e flexão com $ABAQUS^{TM}$

Todos os resultados podem ser encontrados em *Result > History*. Porém, a organização desses resultados pode dar algum trabalho. Nesse seguimento, o manual *ABAQUS* [16], explica como extrair os resultados pretendidos, através de uma ferramenta de filtragem. Os resultados são tomados em determinados pontos ao longo da frente da fenda, cada ponto possui uma etiqueta específica *X-FEM* (*X-FEM_1*, *X-FEM_2*, etc), conforme mostrado na Figura 6.1.

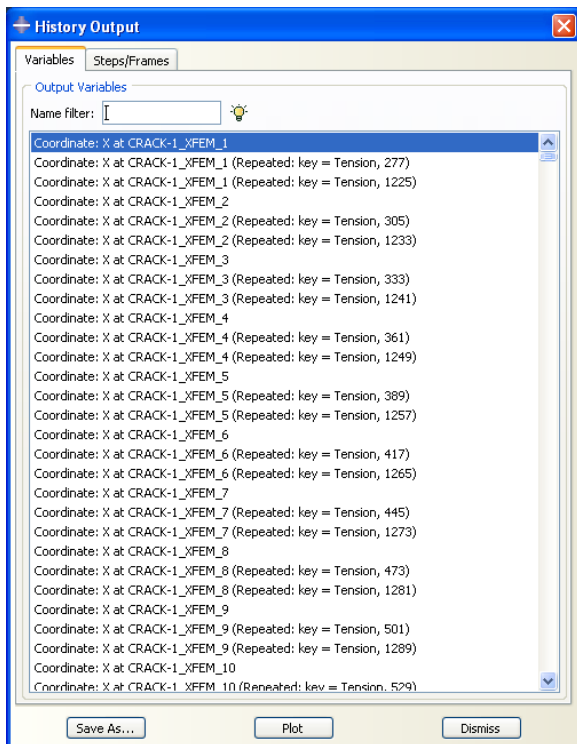


Figura 6.1. – Histórico de resultados do X_FEM com $ABAQUS$ (extraído de [16])

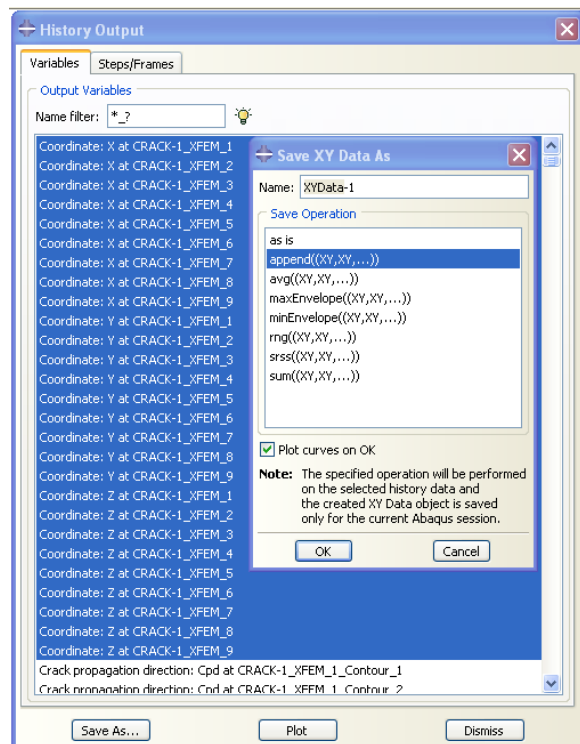


Figura 6.2. – Extrair do $ABAQUS$ os resultados das coordenadas x y e z (extraído [16])

Primeiramente determina-se a localização de cada ponto a fim de calcular a distância ao longo da frente. Para isso, basta digitar * _? na barra de “Name Filter”, isso vai mostrar qualquer resultado que termine em um sublinhado seguido por um caractere. Seleciona-se as coordenadas o x, y, e z para os primeiros nove pontos, clica-se em *Save As, append* ((XY, XY, ...)) e *OK*, conforme mostra a Figura 6.2.

Clica-se com o botão direito do *rato* sobre a *XYData* recém-criada na barra lateral e clica-se em *Edit...*, em seguida, copia-se e cola-se os valores da coluna *y* numa folha *Excel*. Isto dá 27 pontos de dados para o exemplo em causa, o que corresponde a nove pontos corridos para cada coordenada de *x*, *y* e *z* respectivamente, conforme pode ser observado na fig. 6.3. No *Excel*, separa-se a coluna de 27 pontos em três colunas de 9 pontos para cada coordenada.

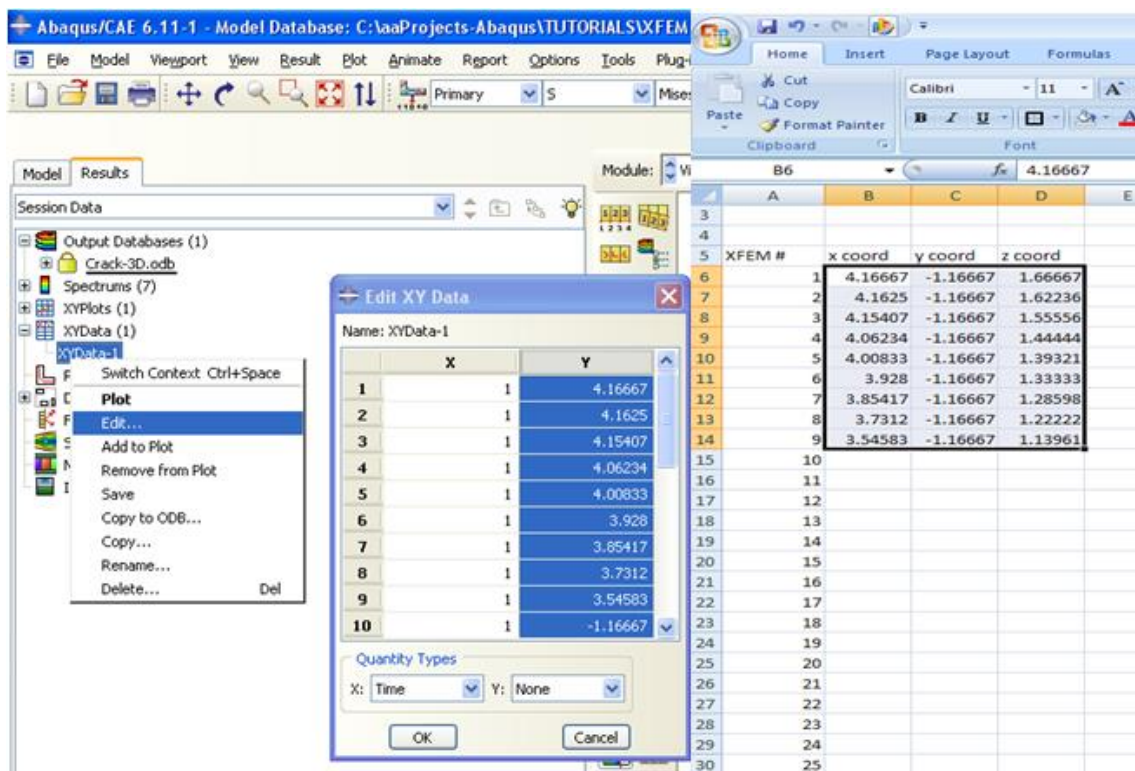


Figura 6.3. – Extrair resultados do ABAQUS (extraído [16])

Em seguida, recolhe-se o resto das coordenadas (assumindo menos de 100 pontos no *X-FEM*), inserindo novamente * _? na barra de “Name Filter” na caixa de dialogo *History Output*. Para o caso em exemplo, ilustrado na figura 6.4, são 34 pontos para cada coordenada, isto significa que existem 34 pontos do *X-FEM* ao longo da frente da fenda. Em seguida,

copia-se e cola-se esses pontos de dados para o Excel usando o mesmo critério anterior (edit..., desta vez, XYData-2)

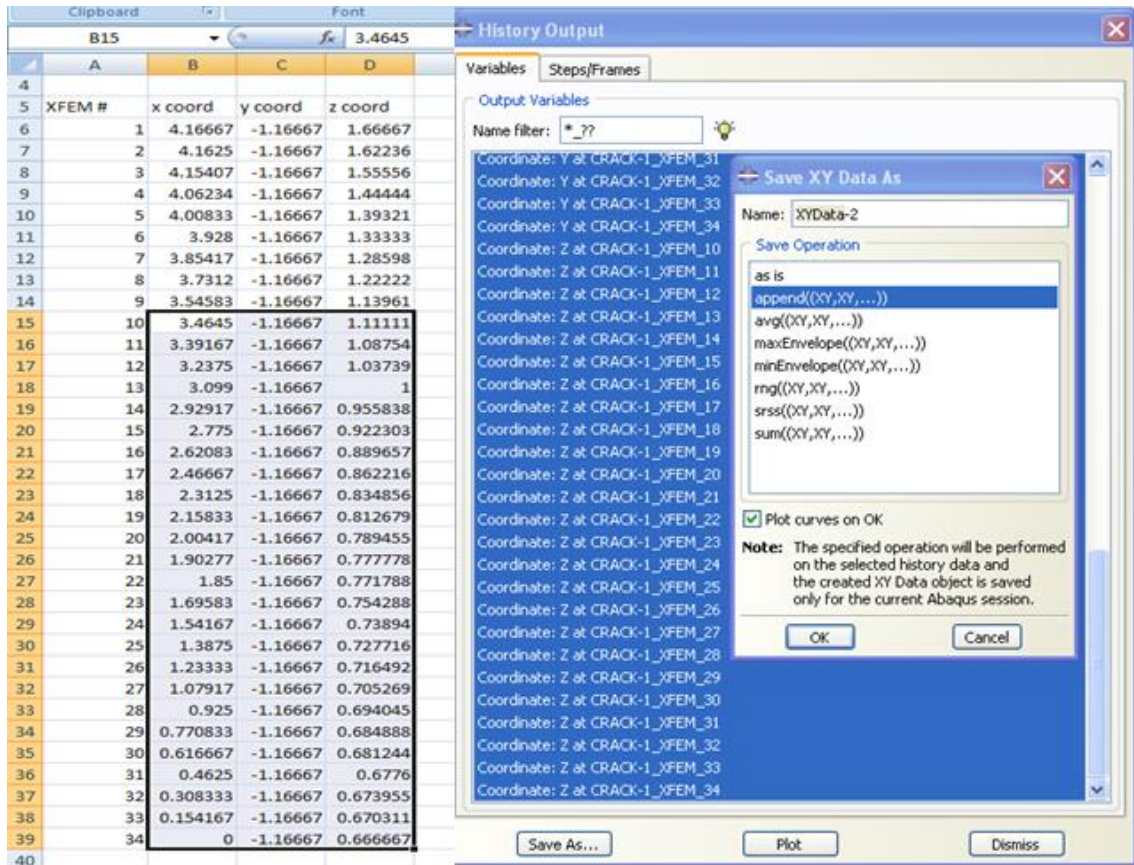


Figura 6.4. – Extrair valores da frente da fenda (extraído [16])

A distância ao longo da frente da fenda pode agora ser facilmente calculado a partir das coordenadas utilizando a seguinte fórmula:

$$D_{i+1} = D_i + \text{SQRT}((x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2 + (z_{i+1} - z_i)^2) \quad (42)$$

onde D_i é a distância ao longo da frente da fenda do ponto X-FEM (Nota: com $D_0=0$).

