



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica



Análise do modo de falha de um motor diesel 1.9 TDI

João Miguel Ribeiro Restolho Mateus
(Licenciado em Engenharia Eletromecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes
Doutor Ivan Rodolfo Pereira Garcia de Galvão

Júri:

Presidente:

Doutor Silvério João Crespo Marques

Vogais:

Doutor Luís Filipe Galvão dos Reis
Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes

Dezembro de 2018



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica

Análise do modo de falha de um motor diesel 1.9 TDI

João Miguel Ribeiro Restolho Mateus
(Licenciado em Engenharia Eletromecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes
Doutor Ivan Rodolfo Pereira Garcia de Galvão

Júri:

Presidente:

Doutor Silvério João Crespo Marques

Vogais:

Doutor Luís Filipe Galvão dos Reis
Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes

Dezembro de 2018

“Sempre que um Homem sonha, o mundo pula e avança”

António Gedeão

Agradecimentos

Gostaria em primeiro lugar de agradecer a todos aqueles que me ajudaram ao longo destes cinco anos de percurso académico, tornando possível terminar mais uma etapa importante da minha vida e dar fruto a uma futura vida profissional.

A todos os Professores um grande obrigado por toda a dedicação e empenho que me permitiu tirar o grau de mestre em Engenharia Mecânica.

Agradeço especialmente aos Professores Vítor Anes e Ivan Galvão por toda a disponibilidade e ajuda prestada na elaboração desta dissertação.

A toda a minha família e amigos, sinto a mais profunda gratidão por todo o apoio dado pois sem eles não seria possível chegar até aqui em tão pouco tempo.

Um grande obrigado ao contacto estabelecido desde início por parte do professor orientador, na aquisição da cambota requerida para a elaboração e desenvolvimento da dissertação.

Resumo

O estudo do modo de falha de componentes mecânicos tem particular interesse para as seguradoras e peritos em acidentes de viação. Na maior parte dos casos, são requisitados peritos por forma a identificar a origem de falhas mecânicas, explicar os seus mecanismos, de modo a estipular e a apurar responsabilidades, tentando evitar ou diminuir a taxa de ocorrência de falha nestes componentes altamente solicitados. As falhas de componentes mecânicos podem ter diferentes origens desde um projeto mecânico deficiente, defeito de fabrico ou material, má montagem de componentes ou mesmo má utilização e manutenção por parte do utilizador.

Neste trabalho pretende-se estudar o modo de falha da cambota de um motor diesel 1.9 TDI. O estudo deste tipo de falhas tem suscitado interesse tanto por parte dos consumidores do ramo automóvel como parte das seguradoras e entidades de peritagem dos meios de transporte movidos a motores de combustão interna. As falhas na cambota geralmente têm custos de reparação bastante acrescidos, não esquecendo que o condutor pode facilmente ser induzido em despiste, podendo comprometer a perda total do mesmo.

A metodologia utilizada para o desenvolvimento da dissertação consistirá numa revisão bibliográfica e estudo dos modos de falha nas cambotas em motores diesel, modelagem sólida da cambota proveniente do motor 1.9 TDI em software dedicado, simulação em elementos finitos de modo a poder identificar os locais da cambota com o coeficientes de segurança mais baixos, identificação do material constituinte da cambota e respetiva análise fractográfica de modo a poder identificar os locais de origem da fissura e suas respetivas orientações às quais depois serão correlacionadas às previsões dos modelos do plano crítico.

Devido ao interesse pessoal e à necessidade de evitar falhas semelhantes no futuro, está justificada a oportunidade de desenvolver a dissertação neste assunto a fim de apurar conclusões sobre o modo de falha da cambota estudada.

Os resultados alcançados são claros sendo nítido que a cambota entrou em modo de falha devido à fadiga.

Palavras Chave:

Cambota, fratura, fadiga, motor, diesel, modo de falha

Abstract

The study of failure mode of mechanical components is of particular interest to insurers and road accident experts. In most cases, experts are required to identify the source of mechanical failures, to explain their mechanisms, in order to stipulate and clarify responsibilities, trying to avoid or decrease the rate of occurrence of failure in these highly requested components. Failures of mechanical components can have different origins from a poor mechanical design, manufacturing or material defect, bad assembly of components or even bad use and maintenance by the user.

In this work we intend to study the possible failure mode of the crankshaft of a 1.9 TDI diesel engine. The study of this type of failure has raised the interest as much as the consumers of the automotive branch, as part of the insurers and entities of expert in the means of transport moved in motors of combustion. The crankshaft failures usually have high repair costs, not forgetting that the driver can easily be misled and it can lead to a total loss.

The methodology used for the development of the dissertation will consist of a literature review and study of the failure modes in the crankshafts in diesel engines, solid modeling of a crankshaft from a 1.9 TDI engine in computer aided software, simulation in finite elements in order to identify the crankshaft locations with the lowest safety coefficients, identification of the material of the crankshaft and its fractographic analysis in order to identify the locations of origin of the fissure and its respective orientations, which will then be related to the predictions of the critical plane models.

Due to the personal interest and need to avoid similar failures in the future, the opportunity to develop the dissertation on this subject is justified in order to obtain conclusions about the failure mode of the studied crankshaft.

The achieved results are clear and also expected to conclude the failure mode of this crankshaft was by fatigue.

Keywords:

Crankshaft, fracture, fatigue, engine, diesel, failure mode

Índice

Agradecimentos.....	i
Resumo.....	iii
Abstract	v
Índice.....	vii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas.....	xi
Lista de Acrónimos	xi
Lista de Símbolos.....	xi
Letras gregas	xii
Letras romanas	xii
Lista de Programas	xii
1. Introdução.....	1
1.1. Importância e aplicações.....	1
1.2. Motivação	2
1.3. Objetivos do trabalho.....	3
1.4. Estrutura do trabalho.....	3
2. Revisão bibliográfica.....	5
2.1. Cambota fraturada recondicionada (fadiga)	5
2.2. Cambota fraturada de um avião (fadiga)	6
2.3. Estimativa de iniciação de fenda e nível de tensão requerida (fadiga).....	7
2.4. Cambota fraturada de autocaravana recondicionada (fadiga).....	8
2.5. Cambota fraturada camião (fadiga)	10
2.6. Cambota fraturada camião em garantia (fadiga).....	11
2.7. Pistão (cavilhão) fraturado.....	14
2.8. Cambota fraturada gerador elétrico (fadiga).....	15
2.9. Cambota fraturada navio (fadiga)	16
2.10. Cilindro fraturado gerador elétrico (fadiga)	17
2.11. Cambota fratura comboio (fadiga)	19
2.12. Cambota fraturada (fadiga).....	20
2.13. Cambota fraturada motor monocilíndrico (fadiga).....	21
2.14. Cambota fraturada compressor (fadiga)	23
2.15. Cambota fraturada automóvel (fadiga).....	24
2.16. Conclusões.....	25
3. Conceitos teóricos	27
3.1. Ciclo diesel	27
3.2. Ciclo 4 tempos	28
3.3. Solicitações mecânicas	30
3.4. Cambota.....	32
Função e constituição.....	32

Projeto	34
Material e processo de fabrico	35
Solicitações mecânicas.....	37
Modos de falha.....	39
3.5. Fratura (modos de falha associados).....	40
Fratura por carga única	41
Fratura frágil e fratura dúctil	41
Fratura por fadiga.....	42
Exemplos de fraturas por fadiga	44
3.6. Modelos do plano crítico	45
Modelo de Fatemi e Socie (F-S)	45
Modelo de K. Liu.....	48
4. Estudo do caso.....	51
4.1. Histórico do grupo VAG.....	51
4.2. Especificações técnicas do motor em estudo	52
4.3. Especificações técnicas da cambota analisada.....	57
4.4. Descrição fotográfica da fratura da cambota	58
4.5. Análise fractográfica.....	61
4.6. Planos de iniciação de fissura	66
5. Análise numérica.....	67
5.1. Modelagem sólida da cambota	67
5.2. Simulação em elementos finitos (teoria)	69
Software FEM	70
Regiões críticas da cambota	71
5.3. Simulação em elementos finitos (prática).....	72
Geometria e malha	72
Modelação estrutural estática.....	75
Análise de resultados	79
Influência no comportamento mecânico (moente da biela nº1)	87
6. Estimativa do plano de iniciação de fissura	89
6.1. Estudo do estado de tensão normal e tensão de corte	89
6.2. Parâmetros de dano	92
6.3. Conclusões	93
7. Análise metalográfica.....	95
7.1. Análise macrográfica da superfície de fratura	95
7.2. Estudo macro e micrográfico da secção transversal do moente	98
8. Conclusões e Desenvolvimentos futuros.....	101
Referências	103
Anexo A	105
Anexo B.....	106

Lista de Figuras

Figura 1 - Distribuição gráfica dos modos de falha nos automóveis e suas associações (Heyes, 1998).	5
Figura 2 - Superfície de fratura da cambota reconstruída (Heyes, 1998).....	6
Figura 3 - Inspeção macrográfica da cambota (Bhaumik <i>et al.</i> , 2002)	7
Figura 4 - Fendas desenvolvidas por fadiga térmica (Silva, 2003)	9
Figura 5 - Comparação entre valores normativos com a cambota analisada (Yu e Xu, 2005)	10
Figura 6: a) Análise macrográfica b) Análise SEM da fratura (Yu e Xu, 2005).....	11
Figura 7 - Análise macrográfica moente da biela da cambota: a) superfície de fratura (A-zona de origem, FF-zona de propagação, OL- zona de rutura); b) ampliação da zona de origem de fenda (Asi, 2006).....	12
Figura 8 - Análise SEM nas 3 fases de fratura: a) início; b) propagação; c) rutura (Asi, 2006)	13
Figura 9 - Representação esquemática de tensões do cavilhão (Yu, Xu e Ding, 2007)	14
Figura 10 - Superfície de fratura do prato da cambota (Espadafor, Villanueva e García, 2009)	15
Figura 11 - Superfície de fratura do prato e do moente do apoio (Fonte e Freitas, de, 2009).....	17
Figura 12 – Simulação na camisa do cilindro: a) térmica; b) tensão (von-Mises) (Espadafor <i>et al.</i> , 2010).....	18
Figura 13 - Superfície de fratura: a) perspectiva geral; b) detalhe zona A; c) detalhe zona B (Ktari, Haddar e Ayedi, 2011)	20
Figura 14 - Superfície de fratura antes e após reparação (Fonte <i>et al.</i> , 2013).....	21
Figura 15 - Análise simulacional (Fonte <i>et al.</i> , 2015).....	22
Figura 16 - Superfícies de fratura das cambotas (Fonte <i>et al.</i> , 2015).....	23
Figura 17 - Superfície de fratura do moente (Fonte <i>et al.</i> , 2015).....	24
Figura 18 - Superfície de fratura do moente (Fonte <i>et al.</i> , 2017)	25
Figura 19 - Diagrama de pressão em função do deslocamento angular da cambota (Bell, 1997).....	28
Figura 20 - Evolução ciclo 4 tempos (Simões, 2013)	30
Figura 21 – Pressão interna cilíndrica (motores atmosféricos e sobrealimentados) em função do deslocamento angular da cambota (Bell, 1997)	32
Figura 22 - Componente de força radial e tangencial ocorrida na cambota	33
Figura 23 - Apoios da cambota e suas associações (Simões, 2013).....	33
Figura 24 - Nomenclatura técnica da cambota (Simões, 2013).....	34
Figura 25 - Materiais usados em cambotas de motores de combustão interna (Mollenhauer e Tschoke, 2010).....	35
Figura 26 - Força resultante, flexão e torção solicitada na cambota (Mollenhauer e Tschoke, 2010) ..	38
Figura 27 - Variedade de superfícies de fratura por fadiga: 1-Fratura flexão, 2-Fratura flexão unidirecional; 3-Fratura flexão reversa; 4-Flexão reversa; 5-Fratura flexão rotacional; 6-Fratura tração axial; 7-Fratura torção reversa (Schreurs, 2012)	45
Figura 28 - Conceito físico do modelo F-Socie (Socie and Marquis, 1999)	46
Figura 29 - Física do modelo SWT (Socie and Fatemi, 1999).....	48
Figura 30 - Energias de deformação: Elástica e Plástica (Socie and Fatemi, 1999)	49
Figura 31 - Especificações técnicas motor estudado: 90cv; 110cv (Volkswagen AG, 1999).....	53
Figura 32 - Motor analisado no trabalho (Club VAG, 2002)	53
Figura 33 - Curvas técnicas do motor estudado: a) potência [KW] b) torque [Nm] e potência [KW] (Club VAG, 2002; Volkswagen AG, 1999)	54
Figura 34 - Dados recolhidos e simulados do motor analisado (Kozakewycz, 2015).....	55
Figura 35 - Curvas simuladas para o motor analisado: a) pressão-volume; b) binário instantâneo; c) movimento do pistão; d) temperatura e pressão (Kozakewycz, 2015)	56
Figura 36 - Curvas de pressão interna cilíndricas em função do movimento angular da cambota (Haapakoski, 2016)	57
Figura 37 - Cambota analisada no trabalho.....	58
Figura 38 - Modelo FEM de 1 manivela da cambota analisada (Club VAG, 2002)	58
Figura 39 - Superfície de fratura do moente (seção de topo)	59
Figura 40 - Corpos da cambota fraturados	59

Figura 41 - Superfície de fratura do moente (secção lateral): a) região 1; b) região 2; c) região 3; d) região 4; e) região 5.....	60
Figura 42 - Superfície de fratura do prato (secção de topo).....	60
Figura 43 - Superfície de fratura do prato (secção lateral).....	60
Figura 44 - Identificação das 3 fases de fratura por fadiga: a) vista lateral; b) vista de topo.....	62
Figura 45 - Análise à superfície de fratura do prato da cambota: a) superfície lateral; b) superfície de topo.....	64
Figura 46 - Linhas de paragem na amostra.....	65
Figura 47 - Fratura da cambota: a) identificação de ponto de início de fissura e orientação de início de fissuração; b) identificação de fissuras na parte fraturada homóloga.....	66
Figura 48 - Modelagem sólida (perspetiva isométrica): a) vista completa; b) vista de faces; c) vista de contorno.....	68
Figura 49 - Modelagem sólida: a) vista de topo; b) vista lateral; c) vista axial.....	69
Figura 50 - Geometria da cambota importada.....	73
Figura 51 - Malha aplicada no modelo: a) vista completa; b) ampliação manivela nº1.....	74
Figura 52 - Qualidade da malha aplicada no modelo.....	74
Figura 53 - Gráfico de pressão interna cilíndrica em função dos 72 steps: componente pressão Y - verde; componente pressão Z - azul; componente X - vermelha.....	78
Figura 54 - Condições fronteira aplicadas no modelo.....	79
Figura 55 - Deformação total simulada.....	80
Figura 56 - Evolução da deformação total ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde - amplitude máxima; curva azul - amplitude média; curva vermelha - amplitude mínima.....	80
Figura 57 - Deformação axial simulada.....	81
Figura 58 - Tensão equivalente von-Mises simulada.....	82
Figura 59 - Evolução da tensão equivalente ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde - amplitude máxima; curva azul - amplitude média.....	83
Figura 60 - Tensão normal simulada.....	83
Figura 61 - Evolução da tensão normal ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde - amplitude máxima; curva azul - amplitude média; curva vermelha - amplitude mínima.....	84
Figura 62 - Tensão de corte simulada.....	84
Figura 63 - Evolução da tensão normal ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde - amplitude máxima; curva azul - amplitude média; curva vermelha - amplitude mínima.....	85
Figura 64 - Fator segurança simulado.....	85
Figura 65 - Teoria de correção da tensão simulada.....	86
Figura 66 - Tensão alternativa secundária simulada: região azul (-1); região vermelha (1).....	86
Figura 67 - Componente Y e Z de pressão em função: a) deformação total; b) tensão equivalente máxima.....	87
Figura 68 - Evolução da velocidade de rotação em função da tensão equivalente simulada.....	88
Figura 69 - Carregamento ocorrido na cambota no ponto de início da fissura: a) tensão normal; b) tensão de corte.....	89
Figura 70 - Estimativa da evolução da tensão equivalente (von-Mises) para o ponto de início da fissura.....	90
Figura 71 - Curvas típicas SN para cambotas constituídas pelo material AISI 4340 de acordo com o tratamento (Kane, 2017).....	91
Figura 72 - Estimativas do plano crítico para o plano de iniciação da fissura: a) parâmetro de dano Fatemi-Socie; b) parâmetro de dano SWT c) parâmetro de dano Liu I; d) parâmetro de dano Liu II ..	92
Figura 73 - Superfície de fratura (região de origem e propagação).....	95
Figura 74 - Superfície de fratura (região de propagação).....	96
Figura 75 - Superfície de fratura (região de rutura).....	97
Figura 76 - Superfície lateral de fratura (região de propagação).....	97
Figura 77 - Perspetiva macrográfica da secção transversal do moente.....	99
Figura 78 - Perspetiva micrográfica da secção transversal do moente (região superficial).....	100
Figura 79 - Perspetiva micrográfica da secção transversal do moente (região do núcleo).....	100

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Definição dos 36 steps em função do deslocamento angular da cambota (10°/rotação).....	76
Tabela 2 - Fator de segurança à fadiga.....	91
Tabela 3 – Estimativa do plano crítico para o carregamento	93

Lista de Acrónimos

MPI – Magnetic Particle Inspection (Inspeção de Partículas Magnéticas)
PMS – Ponto Morto Superior
PMI – Ponto Morto Inferior
RPM – Rotações por Minuto
SEM – Scanning Eletron Microscopy (Microscópio Eletrónico de Varrimento)
TDI – Turbo Diesel com Injeção Direta
VIT – Variable Injection Timing (Sistemas de Injeção Variável)

Lista de Símbolos

Δt – Período de tempo
$\Delta\theta$ – Período angular
cm – centímetro
°C – grau centígrado
Hz - Hertz
m – Metro
mm – milímetro
ms – milissegundo
MPa – Mega Pascal
kg – quilograma
Pa – Pascal
rad – radiano
s - Segundo

Letras gregas

α - Ângulo de rotação da cambota

ε - Deformação mecânica

$^{\circ}$ - Grau

σ - Tensão normal

τ - Tensão de corte

π - Pi

Letras romanas

E - Módulo de elasticidade

f – Frequência natural

k - Fator de intensidade de tensão

k_c - Tenacidade à fratura

V - Volume

x - Eixo x

W – Velocidade angular

y - Eixo y

z - Eixo z

Lista de Programas

Software modelagem sólida – SolidWorks

Software simulação em elementos finitos – Ansys Workbench

1. Introdução

A falha de componentes automobilísticos é uma ocorrência que afeta a vida de quase todas as pessoas de uma forma direta ou indireta. Os componentes mecânicos de um veículo por norma operam em condições bastante exigentes e na maior parte dos casos, são projetados de forma a durarem o tempo de vida útil do veículo. Muitas vezes o fracasso de um componente essencial para o funcionamento do veículo, resulta da falta de preocupação e consciência por parte do utilizador. Um problema ligeiro e de acessível reparação acaba por ir evoluindo e acarretando assim um problema de constante evolução potenciando maior dano no material e maiores custos de reparação do mesmo. Deste modo, irá comprometer a falta de segurança para o utilizador e terceiros.

Os componentes mecânicos que comprometem a segurança e são então fundamentais, de um modo imprescindível para o funcionamento do mesmo, definem-se como componentes críticos de segurança (Heyes, 1998). Sendo assim, cada vez mais é imperativo reduzir o número de componentes estipulados para este patamar. Em caso de impossibilidade, o objetivo constante define-se por aumentar o coeficiente de segurança destes componentes, reduzindo assim esta criticidade, por todas as razões e consequências apresentadas acima. Referir por fim que a cambota presente num motor de combustão, pertence ao grupo de componentes mecanicamente críticos (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

Neste trabalho pretende-se estudar o possível modo de falha da cambota de um motor diesel, de 1900 cm³ de cilindrada, sendo um motor sobrealimentado com turbocompressor, produzindo uma potência máxima de 110 cavalos. Trata-se de uma cambota proveniente da marca SEAT (grupo VAG), do respetivo modelo Toledo, do ano 1999, entrando em modo de falha aos 120.000 km de funcionamento.

1.1. Importância e aplicações

Quando um componente mecânico falha, torna-se fundamental investigar a causa raiz. A análise do modo de falha é um processo cada vez mais comum com o objetivo de determinar as causas ou fatores, que potenciam a perda indesejada de funcionalidade. A falha ocorre de um modo imprevisível e maioritariamente num período de serviço prematuro. Entendendo assim a causa raiz da falha ou a sua origem, é recolhida e analisada informação que permita prever falhas em componentes de elevada solitação mecânica e com potencialidade para dano.

De notar que a análise de falhas em testes laboratoriais tem evitado futuras falhas, nomeadamente através da melhoria do design, da seleção de materiais e do processo de fabrico.

O estudo do insucesso do componente tendo por base o historial de falhas operacionais, torna a análise de falha mais precisa e confiável. Para uma investigação técnica eficiente, acima de tudo, experiência e perícia multidisciplinar são exigidas, bem como uma recolha de dados sem erros, complementada por um laboratório de qualidade. Uma investigação de falha deve abranger diversas atividades, como caracterização de materiais, mecanismos de falha, local de início da fratura com estudo da sua propagação e por fim, a determinação da causa raiz da falha.

As cambotas também são usadas em dispositivos de transmissão de energia com uma ampla gama de aplicações, desde um simples compressor de ar passando a motores de combustão interna monocilíndricos a motores com mais de uma dezena de cilindros. São componentes bastante versáteis no que toca ao tipo de aplicações em que seja requerido transformar um movimento linear num movimento rotativo.

1.2. Motivação

A motivação define-se essencialmente por ir em busca da causa raiz do modo de falha da cambota estudada, com todos os processos analisados e estudados previamente, podendo atuar de uma forma conclusiva na determinação do modo de falha. Deste modo, pretende-se proporcionar alguma evolução no sentido de análise da falha assim como, transmitir informação acerca do modo de falha presente na cambota. Esta dissertação suscita todo o interesse tanto a nível pessoal como a nível de terceiros, seja para fins educativos ou profissionais.

Já há bastantes casos analisados com informação conclusiva e coerente na atualidade no que toca ao componente a estudar, porém nunca é demais analisar mais um caso de falha. Não se deve tomar o preconceito nem ter a garantia de que o modo de falha presente no componente é idêntico aos anteriores já estudados. Todos os casos são diferentes e casos como este, requerem estudo prévio, análise detalhada do mesmo e bastante espírito crítico para se poder afirmar com alguma certeza o que se passou ao certo neste caso em concreto. Neste tipo de casos, nunca é totalmente certo e seguro afirmar o modo de falha de um componente.

Durante a análise do potencial modo de falha da cambota neste motor turbo-diesel, tentou-se, se possível, excluir possíveis hipóteses que desencadearam a falha, tendo cada vez mais certeza o que levou a cambota a fraturar. No momento de rutura da cambota, esta pode ter sofrido e passado por certos aspetos e condições não desejadas nem idealizadas, podendo mesmo vir a influenciar a possível conclusão do potencial modo de falha em questão. Este tipo de componente, apenas entra em modo de falha com o motor em funcionamento, estando todo o sistema acoplado pistão-biela-cambota em movimento.

1.3. Objetivos do trabalho

Este trabalho está dividido por várias etapas, de modo a haver uma evolução gradual no que toca a toda a compressão do caso a analisar, de forma a que cada ponto da análise da falha seja descrito e exposto com qualidade, com o máximo de certeza e lógica no fundamento da informação mencionada.

É objetivo do presente trabalho perceber e expor o modo de falha de uma cambota de um motor conhecido no sector automóvel, utilizado e largamente produzido, por forma a contornar possíveis situações futuras semelhantes e/ou relacionadas com este componente. É útil expor mais um caso numa tentativa de melhoria da previsão da vida útil deste tipo de componentes, a nível de controlo de qualidade de produção dos mesmos ou mesmo a nível do próprio design da cambota, numa tentativa de reduzir as solicitações mecânicas elevadas aquando do funcionamento do motor.

1.4. Estrutura do trabalho

Este trabalho é constituído por sete capítulos. Em cada um deles será feita uma breve introdução, bem como toda a descrição e procedimento de todos os passos realizados para a concretização do mesmo.

Os conteúdos que se destacam são os seguintes:

- O capítulo 2 é dedicado a toda a revisão bibliográfica com estudos tanto práticos como teóricos, inteiramente dedicados à análise dos variados modos de falha em cambotas de motores diesel.
- O capítulo 3 descreve a temática abordada neste projeto, apresentando algumas definições e conteúdos essenciais para a compreensão do trabalho elaborado ao longo da dissertação.
- O capítulo 4 consiste no estudo do caso deste trabalho, apresentando toda a especificidade do motor, curvas do regime do funcionamento deste assim como toda a especificidade da cambota analisada com a sua respetiva descrição fotográfica da fratura.
- O capítulo 5 aborda toda a modelagem sólida da cambota em software auxiliado por computador assim como toda a simulação gráfica através de software computacional do comportamento mecânico da cambota, em elementos finitos com base no que foi modelado anteriormente. Deste modo é possível identificar regiões locais da cambota onde se preveem coeficientes de segurança mais baixos, identificando também os locais de tensões máximas assim como as condições que influenciam totalmente o desempenho da cambota estudada.

- O capítulo 6 destina-se à estimativa do plano de iniciação de fissura, com base nos resultados de solitação mecânica simulados pelo método de elementos finitos.
- Por fim, o capítulo 7 concerne toda a análise metalográfica de identificação do material de fabrico da cambota assim como toda uma análise fractográfica de modo a poder identificar o locais de origem da fissura, as suas respetivas orientações e sua rutura final com base nas previsões de modelos de plano crítico e em toda a simulação, de modo a se poder concluir sobre o potencial modo de falha desta cambota proveniente de um motor turbo-diesel.

2. Revisão bibliográfica

No que concerne a este capítulo, este vai abordar todo o estado de arte (state of art), identificando uma diversidade de casos de modos de falha de cambotas presentes em motores de combustão interna. A partir dos gráficos circulares apresentados na figura 1 percebe-se que os motores possuem a maior taxa de falhas, onde uma má utilização e defeitos de projeto e de material se destacam como as causas mais contribuidoras na questão (Heyes, 1998).

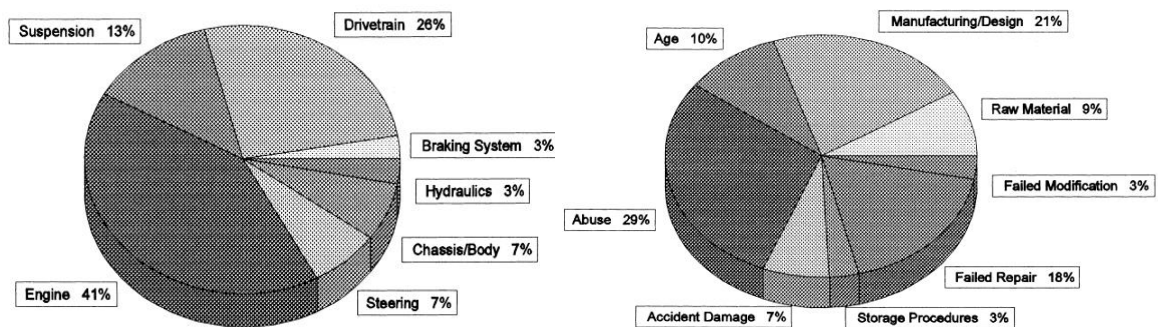


Figura 1 - Distribuição gráfica dos modos de falha nos automóveis e suas associações (Heyes, 1998)

Todos estes casos analisados começam com uma inspeção visual seguida de algumas inspeções no material afim de verificar desgaste ou deformações neste. A determinação da composição química com avaliação microestrutural do material presente no componente são técnicas comuns na fase de metalografia. Na determinação de propriedades mecânicas do material e seu comportamento durante determinado serviço, as simulações computacionais em elementos finitos com o objetivo de determinar os locais no componente de maior solicitação mecânica, constituem um processo eficiente, porém ainda em evolução. Se existir fratura presente na falha, recorre-se a uma inspeção minuciosa no material na análise fractográfica (examinação macro e microscópica) afim de poder tirar informação presente no material que evidencie o modo de falha presente no componente. Nem sempre é possível saber ao certo de que material o componente é constituído, de tal modo que testes de dureza e de tenacidade são realizados. Métodos fractográficos são utilizados com o intuito de estimar a tensão necessária à propagação de fendas por fadiga (Pandey, 2003).

2.1. Cambota fraturada recondicionada (fadiga)

Segundo Heyes, as cambotas dos motores diesel geralmente entram em modo de falha devido à lubrificação ineficiente, às falhas dos rolamentos acoplados ou ao uso prolongado que ultrapassa a sua vida útil estipulada. O presente estudo apresenta uma cambota recondicionada

num moente de apoio que foi soldado superficialmente, havendo um posterior polimento por forma a dar a dimensão original e similar aos restantes.

Uma inspeção visual e com análise macroscópica foi suficiente para dar conhecimento ao modo de falha, resultante da fadiga, havendo um crescimento lento e progressivo da secção da fenda, formando linhas de paragem evidentes na superfície, apresentadas na figura 2. É possível detetar defeitos e falta de homogeneidade no material e mesmo um revestimento deficiente na região soldada (setas da figura).

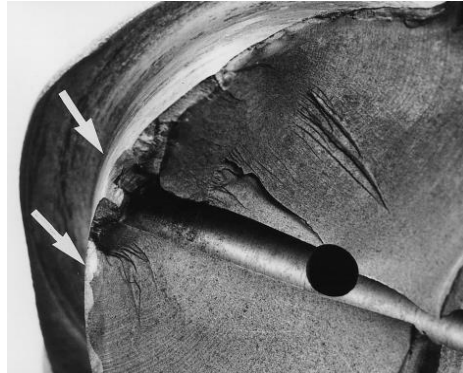


Figura 2 - Superfície de fratura da cambota reconstruída (Heyes, 1998)

O moente da cambota sofreu um processo de recondicionamento de má qualidade, reduzindo claramente a resistência mecânica deste (Heyes, 1998). A fenda iniciou-se a partir do orifício de lubrificação, havendo alguma obstrução de óleo lubrificante, provocando tensões internas indesejadas. Fatores como a qualidade do material de reconstrução e avaliação do comportamento do material quando reconstruído devem ser aprofundados assim como o seu processo de reconstrução.

2.2. Cambota fraturada de um avião (fadiga)

No presente estudo a cambota fraturou num dos moentes dos apoios, onde se observam marcas de areia, sem evidências de deformação plástica ou defeito no material. A secção de fratura resultante propagou-se numa proporção de 80% do raio do moente (Bhaumik et al., 2002). A partir da evolução das linhas de paragem ilustradas na figura 3 nota-se também uma fratura de crescimento progressivo com uma superfície cristalina. Vestígios de corrosão por picada e fragmentação “lascamento” no início da fratura foram também identificados (setas da figura presente). Desta forma, foram potenciadas concentrações de tensões anormais e desfavoráveis à resistência mecânica nesta região.

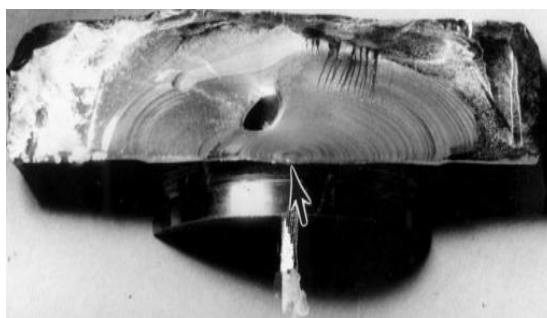


Figura 3 - Inspeção macrográfica da cambota (Bhaumik *et al.*, 2002)

Após a aplicação de uma solução alcoólica de cloreto de ferro, o teste de composição química revelou no material uma estrutura martensítica com uma camada adicional superficial temperada. O material analisado constituído pelo moente cumpria as especificações requeridas (microestrutura, dureza, composição).

O rolamento do moente do apoio fraturado em questão sofreu desgaste gradual de material, levando ao desalinhamento entre moentes, provocando movimento axial restringido no funcionamento normal da cambota. Este movimento é indesejado provocando concentrações de tensão excessivas no material. Devido a toda a solitação cíclica no material com contacto direto do rolamento com o moente, a cambota falhou por fadiga de contacto superficial, potenciando o início da fenda. Os dois componentes onde ocorre contacto superficial, possuem durezas semelhantes, agravando ainda mais o processo de fadiga. Desta forma, ocorreu uma primeira fase de fissuração prematura, resultando numa evolução mais rápida durante a fase de progressão da fenda.

As fortes solitações mecânicas nos rolamentos produzem um forte impacto em toda a estrutural material da cambota. Deve ter-se em consideração a fase de projeto e fabrico destes componentes mais frágeis não menosprezando a sua importância. Deve-se certificar que aquando a instalação da cambota, os rolamentos possuem o nível de folga adequado.

2.3. Estimativa de iniciação de fenda e nível de tensão requerida (fadiga)

As presentes equações foram implementadas numa tentativa de estimar tanto a amplitude cíclica de fadiga requerida para o início de da propagação da fenda (equação 1), assim como a tensão necessária para que esta ocorra (equação 2).

Pandey incluiu variáveis relacionadas com propriedades materiais, por vezes necessárias determinar a partir de ensaios laboratoriais nas amostras de material recolhidas. Equações estas válidas apenas para a região dos moentes das bielas de qualquer cambota de um motor de combustão interna (Pandey, 2003).

Na equação 1, “Ni” representa o número de ciclos necessários para que a iniciação da fenda por fadiga ocorra, “E” o módulo de elasticidade do material, “Send” representa o limite de resistência cíclica do material à fadiga e “n” a constante/material. A variável “n” é uma constante definida para cada material que se traduz por um coeficiente de dureza do material, assumindo valores de 0 a 1 (para um coeficiente de 1, o material é 100% elástico).

$$N_i = \frac{0.25(0.1E)^{4/(1+n)}}{\left[(\Delta\sigma_{\text{eqv.}})^{2/1+n} - (S_{\text{end}})^{2/1+n} \right]^2} \quad (1)$$

Na equação 2, “ $\Delta\sigma_{\text{eqv}}$ ” define o nível de tensão requerida. Esta equação é útil para poder contemplar a primeira, em que “R” define a proporção de tensões por ciclo de fadiga, assumindo valores positivos para tração e negativos em compressão. Por outro lado, “ K_t ” traduz-se pelo fator de concentração de tensões elásticas na região mencionada, onde “ Δs ” representa o alcance de tensões solicitadas pelo material em fadiga cíclica antes da fratura (Pandey, 2003).

$$\Delta\sigma_{\text{eqv.}} = \sqrt{\frac{1}{2(1-R)}} \cdot K_t \cdot \Delta s \quad (2)$$

Considerações por vezes genéricas diminuem a precisão destas equações de previsão de rutura num caso de fadiga, especialmente no que toca ao material da cambota. Estas apenas são aplicáveis e, portanto, válidas para uma região em específico do componente estudado.

2.4. Cambota fraturada de autocaravana recondicionada (fadiga)

Silva estudou a cambota proveniente de uma autocaravana tendo esta sido reparada numa oficina não especificada para este tipo de reparação. A cambota em causa sofreu processo de reconstrução depois de ter sido detetado desgaste na superfície de um dos moentes da biela. Na finalização da reparação, efetuou-se esmerilhamento (moagem abrasiva por torno mecânico) para repor o diâmetro original do moente.

Segundo o autor, numa cambota recondicionada, em caso de falha posteriormente, num curto período de serviço, a causa está associada normalmente a uma incorreta instalação dos rolamentos ou à anormal lubrificação da cambota. Está claro então que qualquer falha neste componente pode ter três origens de causa possíveis: origem operacional (motor), origem mecânica ou origem de reparação (Silva, 2003). No que toca a origens operacionais, normalmente a falha é resultado da deficiente lubrificação, alta temperatura do óleo lubrificante ou em último caso, à rotação excessiva do motor. Em relação a origens mecânicas, as causas da falha definem-se pelo desalinhamento da cambota, defeitos dimensionais ou materiais da região

dos moentes e anormal folga dos rolamentos com a consequência de vibração excessiva. Por último, falhas derivadas da reparação devem-se a desalinhamento entre moentes e rolamentos acoplados, concentrações de tensões elevadas induzidas no material e rugosidade superficial.

Na reparação, durante as primeiras rotações do disco de desbastamento, se houver uma profundidade de corte inicial excessiva (e não gradual), pode desencadear o aumento de temperatura no material. Este aumento repentino de temperatura pode provocar microfendas no material chegando a danificar a sua estrutura e a afetar o processo de tratamento térmico no sentido de anular as propriedades mecânicas que se conseguem adquirir neste processo.

Este processo de desbastamento, num caso de indevida lubrificação de corte ou um disco de corte inadequado ao processo, tem tendência a provocar com maior gravidade dano no material. Expansões e concentrações térmicas no material observadas na figura 4 permitem concluir que o moente falhou por fadiga térmica. É possível determinar a orientação das fendas de pequena profundidade, desenvolvendo-se estas paralelamente ao gradiente térmico.

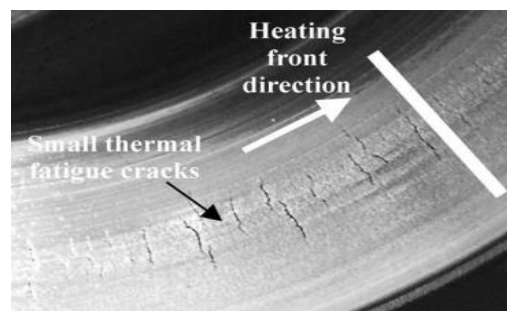


Figura 4 - Fendas desenvolvidas por fadiga térmica (Silva, 2003)

Na superfície do material detetou-se um grau de polimento anormal e um diâmetro de moente deficiente, afetando assim a vida útil do rolamento acoplado ao moente. A fratura prematura foi proporcionada pela flexão rotativa aliada de vibrações anormais não desejadas durante o funcionamento do motor, consequentes do excesso de folga no rolamento mencionado. Concentrações de tensões anormais na região dos moentes com o consequente desalinhamento no veio da cambota contribuíram para a origem da fratura.

A falha desta cambota deveu-se ao processo de reparação e não a origens mecânicas ou operacionais. As oficinas de reparação especializadas neste tipo de componentes devem ter especial cautela ao usar processos de desbaste durante os processos de recondição do material. Deve ter-se em consideração as folgas nos rolamentos dos moentes justificando-se para uma eficiente lubrificação.

2.5. Cambota fraturada camião (fadiga)

A cambota proveniente de um camião de 4 cilindros fraturou na região de um dos pratos, na extremidade oposta ao contrapeso, perto de um dos moentes da biela. A parcial ausência de nitruração nesta região permitiu que o material falhasse por apresentar fraca resistência à fadiga, relevando-se de forma prematura devido ao movimento cíclico cambota.

Após a nitruração normalmente efetua-se um processo de desbastamento em toda a cambota por forma a dar um polimento no material, tornando-o menos rugoso para um melhor acoplamento dos componentes. O objetivo consiste em reduzir o atrito durante a rotação da cambota e melhorar a lubrificação dos canais da mesma. Se este processo de desbaste gradual do material não tiver qualidade, pode comprometer a resistência à fadiga de todo o componente (Yu and Xu, 2005).

Esta cambota constituída de aço com elementos liga, foi obtida a partir de uma sequência de processos de fabrico e maquinação sendo eles fundição, forjamento, aparagem, temperamento com arrefecimento brusco, nitruração e desbastamento. A figura 5 mostra a comparação feita a nível de composição química, propriedades de tensão e dureza do material para a cambota analisada em relação a valores técnicos normativos assumidos no componente.

Análises laboratoriais de dureza foram realizadas a fim de verificar a camada de nitruração (profundidade de dureza) na estrutural do material, fazendo uma comparação material entre a região fraturada (prato) com uma região geralmente de grande solicitação mecânica onde é sempre induzido o processo de nitruração (garganta do moente). Conclui-se que na região da fratura, o teor de nitrogénio (consequente do processo de nitruração) era menor comparativamente ao habitualmente esperado.

Chemical composition of the crankshaft material (wt%)							
Element	C	Si	Mo	Cr	Mn	P	S
Analysed	0.41	0.33	0.19	0.99	0.62	0.021	0.019
As specified	0.38–0.45	0.20–0.40	0.15–0.25	0.90–1.20	0.50–0.80	≤0.04	≤0.04
Tensile properties							
	Yield strength $\sigma_{0.2}$ (MPa)		Tensile strength σ_b (MPa)		Elongation δ_5 (%)		Reduction in area ψ (%)
Tensile properties (measured)	735		885		17.0		60.5
Tensile properties (technical requirement)	≥680		≥880		≥15		≥48
Hardness							
	Value (measured)			Value (specified)			
Surface hardness (HV ₁)	593			≥550			
Marohardness (HB)	278			217–300			

Figura 5 - Comparação entre valores normativos com a cambota analisada (Yu e Xu, 2005)

Note-se que a partir de uma análise SEM a superfície de fratura é relativamente lisa e regular, apresentando um crescimento de fenda estável e gradual. São detetadas algumas estrias na região de rutura da fenda mostrando uma progressão rápida desta na parte final. Linhas de paragem são claramente visíveis também dando a intuição de que o modo de falha foi fadiga, onde numa perspetiva mais ampliada, visível na figura 6, é possível observar a orientação das estrias da fenda. Deste modo consegue-se ter o conhecimento do ponto de origem de fratura e sua orientação do crescimento da fenda. Da relação entre a área “repentina” da fratura e a área total da fratura, pode concluir-se que as solicitações mecânicas geradas pelo funcionamento motor provocadas neste componente não contribuíram para o modo de falha do mesmo.

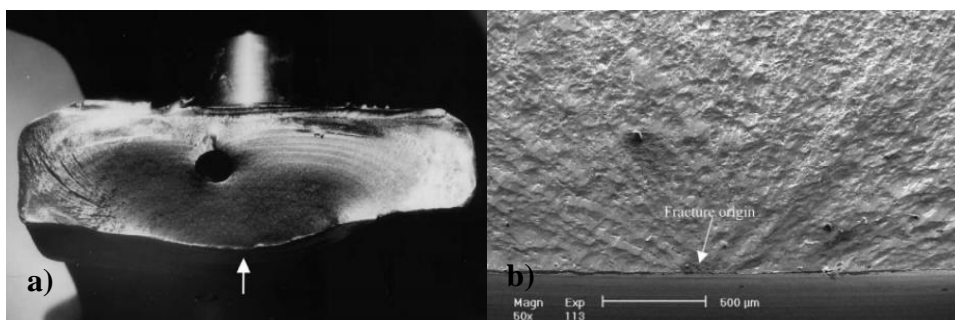


Figura 6: a) Análise macrográfica b) Análise SEM da fratura (Yu e Xu, 2005)

As zonas brilhantes observadas na região final da fratura devem-se ao arranhão superficial resultante de fricção e colisão entre as duas superfícies de fratura após a cambota ter fraturado. A ausência de este tipo de superfície na região de origem de fratura e no furo do óleo de lubrificação indica que a cambota esteve sempre em um estado de flexão unidirecional enquanto início e propagação da fratura.

Todo o processo de fabrico e maquinação deve ser cuidadosamente controlado por forma a garantir que o material tem qualidade quando submetido a serviço cíclico de forte solicitação. Não se devem desprezar regiões da cambota geralmente assumidas para uma menor criticidade à solicitação imposta sob serviço.

2.6. Cambota fraturada camião em garantia (fadiga)

No presente estudo, abordou-se uma cambota proveniente de um camião diesel de 6 cilindros tendo falhado sob um período de serviço curto. A cambota era constituída de ferro fundido dúctil, apresentando grafite esferoidal na sua estrutura. Propriedades mecânicas como resistência e tenacidade são obtidas para um baixo custo de produção onde a boa maquinação são fatores que levam em conta a utilização deste tipo material em peças automotivas críticas no sentido de solicitação mecânica.

As propriedades mecânicas dos ferros fundidos dúcteis estão diretamente relacionadas à sua microestrutura matricial. A microestrutura de matriz fundida de ferros fundidos dúcteis pode ser totalmente ferrítica, perlítica ou uma combinação de ambas, onde estas características microestruturais são afetadas pela taxa de solidificação-resfriamento associada ao tamanho de seção fundida, bem como a percentagem de elementos de liga (Asi, 2006). Estruturas bainíticas e martensíticas são formadas por tratamento térmico, no entanto, a quantidade e a forma da grafite em ferro fundido dúctil é determinada durante a solidificação mantendo-se um tratamento permanente e inalterável.

A grafite livre em ferro fundido tem um efeito indesejável que se define por aumentar as concentrações de tensão para o início de fratura por fadiga, onde processos térmicos e mecânicos de endurecimento superficial são comumente usados para melhorar a resistência ao desgaste e à fadiga.

A cambota estudada entrou em modo de falha num dos moentes da biela, tendo a fratura se iniciado na região da garganta do moente, propagando-se transversalmente ao longo de todo o moente. Conclui-se que como a garganta do moente é mecanicamente mais resistente, se a fratura se iniciou nessa região, vai-se propagar até a rutura total do moente.

A partir da análise macrográfica ilustrada na figura 7, é possível identificar 3 zonas distintas de fratura. É possível ainda observar “arrancamentos” de material (setas da figura), o que evidencia múltiplas origens de fratura. Pela evolução da fenda, percebe-se que a sollicitação mecânica não teve forte influência na fratura, mas sim a presença de alta concentração de tensão no material. A área superficial da secção da fratura final cobre 20% da superfície total da fratura, o que se conclui que a fadiga é do tipo de alto ciclo de baixa tensão. Linhas de paragem, usualmente encontradas em falha por fadiga de ferros fundidos dúcteis foram também detetadas, tendo toda a superfície de fratura um aspeto rugoso de cor cinza-prateado.

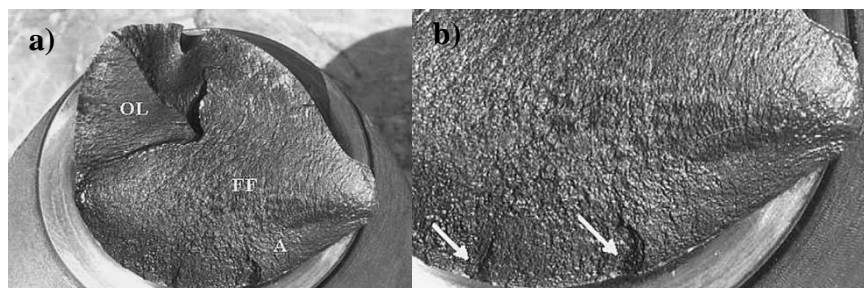


Figura 7 - Análise macrográfica moente da biela da cambota: a) superfície de fratura (A-zona de origem, FF-zona de propagação, OL- zona de rutura); b) ampliação da zona de origem de fenda (Asi, 2006)

A presença de grafite afeta negativamente a fratura por fadiga em ferros fundidos dúcteis, produzindo uma mudança contínua na direção do caminho da fenda por não ser um material estruturalmente homogêneo (“ASM Handbook Volume 12: Fractography,” 1987). Não foi detetado qualquer vestígio de corrosão ou evidência de desgaste abrasivo anormal.

Exames metalográficos identificaram o material, cumprindo este as especificações, no entanto, teores de carbono superiores à quantidade especificada foram detetados. Quantidades de carbono superiores às recomendadas têm tendência para reduzir a resistência à fadiga e a resistência ao impacto. O tamanho e número de nódulos de grafite formados durante a solidificação são influenciados pela quantidade de carbono. Testes de dureza realizados no moente falhado permitem concluir que o material apresentava menor resistência na região de iniciação da fenda comparativamente à zona de progressão desta.

Uma análise SEM, observada na figura 8, permite analisar a superfície com base numa imagem ampliada de todas as fases de fratura da cambota em estudo. Pode observar-se que a iniciação da fissura ocorreu na periferia da grafite próxima à superfície, onde estrias são detetadas sendo uma característica típica da falha por fadiga (Asi, 2006; “ASM Handbook Volume 12: Fractography,” 1987). Na fase de evolução da fenda, a fratura plana progressiva é característica do ferro fundido dúctil solicitado sob tensão combinada de flexão e torção. Estrias de fadiga podem ser observadas nesta zona também com presença de fissuras secundárias, apresentando o material cavidades nodulares. Por fim, na fase final, a fragmentação de material reflete a baixa tenacidade do material.

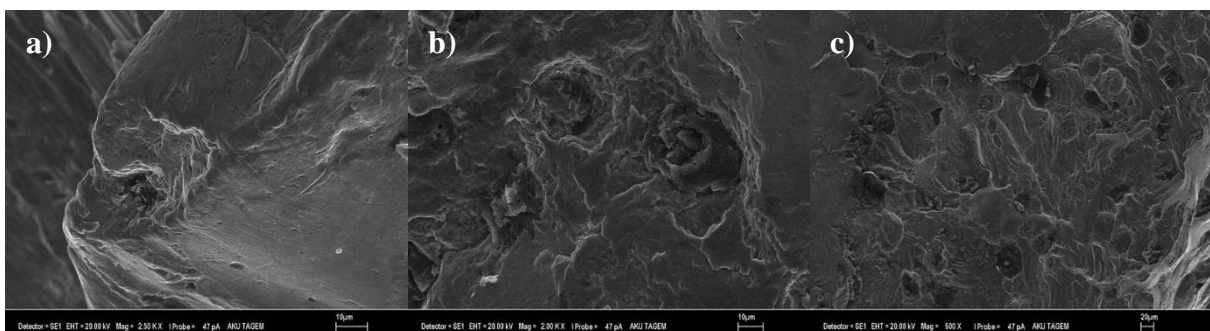


Figura 8 - Análise SEM nas 3 fases de fratura: a) início; b) propagação; c) rutura (Asi, 2006)

A presença de grafite na microestrutura pode causar fissuras por fadiga num curto período de serviço. Quando a tensão local excede a força de rendimento do material, com a agravante de concentrações de tensões indesejadas provocadas pela presença de grafite, a falha geralmente é prematura. A região da garganta do moente da biela não foi endurecida com sucesso durante o seu processo de endurecimento associado. O processo de laminação superficial pode ser

aplicado nesta região da cambota, com o intuito de impedir a iniciação da fadiga por forma a reduzir a tensão de tração resultante na sua superfície sob carga e serviço cíclico.

2.7. Pistão (cavilhão) fraturado

O estudo aborda a fratura de um cavilhão de um pistão de um motor diesel. A fratura ocorreu em 4 partes, originando uma fenda longitudinal e outra radial ao cavilhão, ocorrendo ambas superficialmente, na superfície interna do cavilhão.

Este componente falhado normalmente sofre processo de cementação que visa aumentar a microdureza da estrutura material, contudo, não foi determinada qualquer profundidade de camada cementada e como agravante, ocorreu descarbonização na superfície interna do cavilhão.

Foram detetadas linhas de paragem em todas as origens de fratura (Yu et al., 2007), detetando-se um desgaste severo na superfície externa do cavilhão na região central, apresentando um desgaste significativamente menor na periferia da peça. A presença de maior desgaste na superfície central é consequente do contacto do cavilhão com a cabeça da biela acoplada, havendo condições de lubrificação anormais.

Análises SEM permitem detetar estrias e linhas de paragem na região externa central do cavilhão. Testes de microdureza evidenciam que a superfície externa apresenta parâmetros de dureza adequados embora na região interna, o parâmetro encontra-se abaixo do especificado. O teste de composição química apresenta valores dentro dos parâmetros especificados.

Durante a operação do motor, a superfície externa do cavilhão do pistão é solicitada por forças compressivas. Esta tem um pico de tensão no momento de explosão do pistão, na fase de expansão do ciclo motor. Simultaneamente, na região interna acontece o momento de tensão de tração máxima, representando esquematicamente o caso na figura 9.

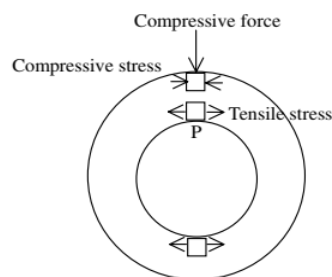


Figura 9 - Representação esquemática de tensões do cavilhão (Yu, Xu e Ding, 2007)

De um modo conclusivo, a ausência parcial de carbono na região interna do cavilhão é intrínseca a uma menor resistência à fadiga, de modo a que a fenda tem facilidade em se iniciar

no orifício interno do componente. Compreende-se que como o comprimento do pino do pistão é maior que a largura da cabeça de pequena haste, o cavilhão suporta tensão de flexão durante a operação do motor. A tecnologia de indução de carbono imprópria e mau controlo é responsável pela descarbonização da superfície do furo interno, contribuindo para a falha prematura.

2.8. Cambota fraturada gerador elétrico (fadiga)

O presente estudo analisa a falha de uma cambota temperada de aço de baixa liga acoplada a um gerador elétrico que funcionou à potência máxima (1500 rpm). A falha potenciou danos nos outros componentes acoplados (biela, pistão, cilindro e rolamentos).

Teoricamente, para que a fadiga ocorra, uma tensão de tração cíclica associada a uma fenda inicial é requerida. A existência de torção harmônica combinada com tensão de flexão cíclica proveniente de cargas radiais resultantes da pressão da câmara de combustão, está presente de forma constante durante o funcionamento motor. A alta carga cíclica e as concentrações de tensão locais permitem que as fendas cresçam mesmo quando a resistência à fadiga não excede sequer os valores médios (Espadafor et al., 2009).

Este caso focou-se em toda uma metodologia que permite prever o ponto de iniciação da fissura na superfície da cambota, considerando cargas de torção e flexão, através da avaliação da tensão à superfície, com o apoio de resultados simulados a partir de um modelo de elementos finitos. A fratura localiza-se num dos pratos da cambota, perto da extremidade de transmissão de potência (gerador).

A superfície de fratura apresenta linhas de paragem, ocorrendo uma fratura que se propagou em 70% da secção transversal de fratura total do prato. Pela análise à secção de fratura, conclui-se que a peça sofreu fadiga de alto ciclo por solicitação de baixa tensão. A partir da figura 10 foi possível observar o que foi descrito juntamente com a evolução das linhas de paragem elípticas no prato da cambota indicando um crescimento lento de fenda.



Figura 10 - Superfície de fratura do prato da cambota (Espadafor, Villanueva e García, 2009)

Foi feita uma comparação de dureza de um dos moentes da cambota em relação à secção do prato da cambota fraturado. Não se observou qualquer anormalidade no tratamento térmico induzido, tendo os testes de dureza comprovado uma evolução gradual desde a superfície ao núcleo do material. Na região da fratura, a espessura de temperamento não é uniforme, sendo esta mais dúctil com a profundidade, apresentado o material como frágil e de pouca resistência.

Em relação à análise de simulação computacional foi feita uma estimativa de toda a carga dinâmica de toda a cambota, por forma a simular a sollicitação mecânica do comportamento do motor. A distribuição tensional estimou tensões estimadas máximas para 40% da carga resistiva do material, coincidindo a zona de fratura com a região de sollicitação máxima.

Conclui-se que a fratura se deveu ao ineficaz processo de temperamento induzido onde a análise de simulação em elementos finitos pode ser considerada como uma ferramenta para prever as regiões da cambota de maior sollicitação requerida. O controlo de qualidade material deve ser considerado a fim evitar falhas de fadiga.

2.9. Cambota fraturada navio (fadiga)

Todas as fraturas da cambota são geralmente originadas por fadiga onde tensões de flexão provocadas na região da garganta dos moentes da biela e/ou tensões de torção ocorridas nos moentes dos apoios são maioritariamente a causa do modo de falha.

Fonte e Freitas entendem que as fendas produzidas por fadiga têm características semelhantes sendo estas fraturas planas e lisas com fraturas finais dúcteis. Por norma, linhas de paragem radiais ao local de início de fenda e marcas de fragmentação originadas no local de iniciação da fenda estão presentes na superfície de fratura. As fendas iniciam-se a partir de múltiplas microfissuras em pontos diferentes começando estas a aumentar de dimensão devido às tensões ocorridas. As fraturas de fadiga por flexão crescem na garganta dos moentes e têm uma fratura final nesta localização a menos que os furos de óleo de lubrificação influenciem a sua propagação. Por outro lado, fraturas por fadiga causadas por torção têm origem nos moentes dos apoios da cambota com um ângulo de propagação de fenda de 45° em relação ao eixo axial da cambota (Fonte and de Freitas, 2009). Por fim, uma fratura com propagação perpendicular ao eixo é geralmente associada a flexão rotativa.

No presente estudo a fratura da cambota ocorreu na região de um dos moentes dos apoios juntamente com o prato associado à propagação da mesma. A superfície de fratura apresenta alguma inclinação da consequente flexão rotativa combinada com torção, sendo este o caso mais comum de fratura em qualquer eixo de potência. A partir da figura 11 é possível observar linhas de paragem de perfil semi-elíptico apresentando distorção na superfície. Este é o resultado

típico de fadiga por flexão combinada com torção constante. A superfície de fratura apresenta uma superfície oblíqua ao eixo originada a partir de três pequenas fissuras paralelas. Estas foram originadas por flexão rotativa, o que após algum efeito cíclico de torção, se foram unindo, levando ao início de propagação da fenda.

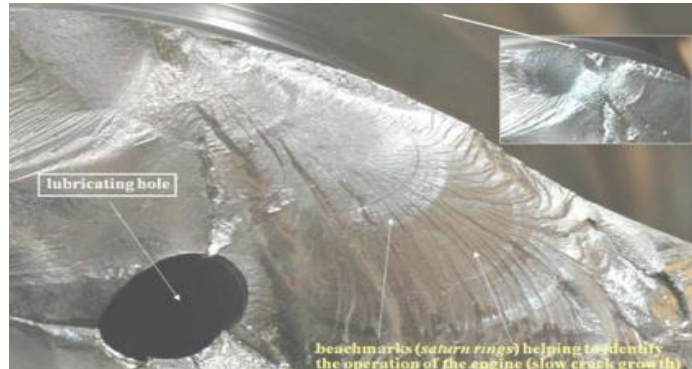


Figura 11 - Superfície de fratura do prato e do moente do apoio (Fonte e Freitas, de, 2009)

O comprimento da fenda propaga-se mais rapidamente de um lado do que do outro, o que se explica pelo binário motor solicitado na cambota. Na fase final de fratura, a distorção da superfície deve-se ao efeito de torção sendo superior à flexão. A falha da cambota resultou de uma fratura por fadiga de propagação rápida.

A dureza do material está dentro da especificação, não apresentando este nenhum defeito ou anormalidade na estrutura. A causa possível da falha do moente do apoio da cambota compromete-se ao amortecedor de vibrações do volante do motor que apresentou desgaste elevado e algumas molas danificadas, potenciando assim tensões de torção elevadas na cambota.

2.10. Cilindro fraturado gerador elétrico (fadiga)

Quando o conjunto cilindro-pistão entram em modo de falha, os danos têm tendência a ser destrutivos em todos os componentes internos do motor. Nos cilindros, a falta de uniformidade de revestimento das suas paredes ou a ausência deste, pode levar à falha prematura por fadiga aliada de corrosão. As concentrações de tensões induzidas do processo de fabrico contribuem para reduzir a resistência, criando pontos de nucleação de fendas. Defeitos em bielas na haste pequena (acoplada ao cavilhão do pistão) derivadas de processos de fabrico ou incorreta montagem, podem potenciar a falha. Em relação ao pistão, falhas potenciadas por desgaste associada de alta temperatura provocam fadiga térmico-mecânica. No que se concerne ao cavilhão, defeitos associados à falta de teor de carbono são a razão mais comum para a falha

prematura. Qualquer das falhas nestes componentes pode potenciar a falha no cilindro (Espadafor et al., 2010).

No presente estudo, um motor diesel de 4 cilindros solicitado num gerador, trabalhou à potência máxima durante 80.000 horas de serviço, fraturando o seu 4º cilindro, na superfície da camisa assim como o seu pistão.

O material do cilindro cumpria parâmetros materiais, onde não foi detetada corrosão ou excesso de depósito de carbono assim como óleo acumulado nas paredes deste. O plano de manutenção permitiu conhecer que a temperatura e pressão do óleo de lubrificação estiveram dentro do funcionamento normal. À semelhança, a temperatura do fluído do gás de escape permitiu concluir que no cilindro fraturado, ocorreu uma maior amplitude térmica comparativamente aos restantes cilindros, apesar de não ser considerada excessiva.

Foi feita uma análise térmica com base na simulação em elementos finitos à região da camisa do cilindro, com o intuito de compreender que solicitações térmico-mecânicas e em que região em concreto do componente ocorrem. A temperatura do fluído de refrigeração e temperatura do fluído de lubrificação no pistão, assim como o atrito de contacto entre o pistão e camisa do cilindro foram consideradas. A figura 12 mostra a simulação da distribuição térmica e tensional (von Mises) na região do revestimento da camisa do cilindro. Pode observar-se que a região de maior solicitação mecânica se define entre a cabeça do cilindro e a entrada do circuito de refrigeração. Nesta região falhada, o gradiente de temperatura não é muito alto, o que permite concluir que a fratura não está relacionada com o circuito de refrigeração do motor.

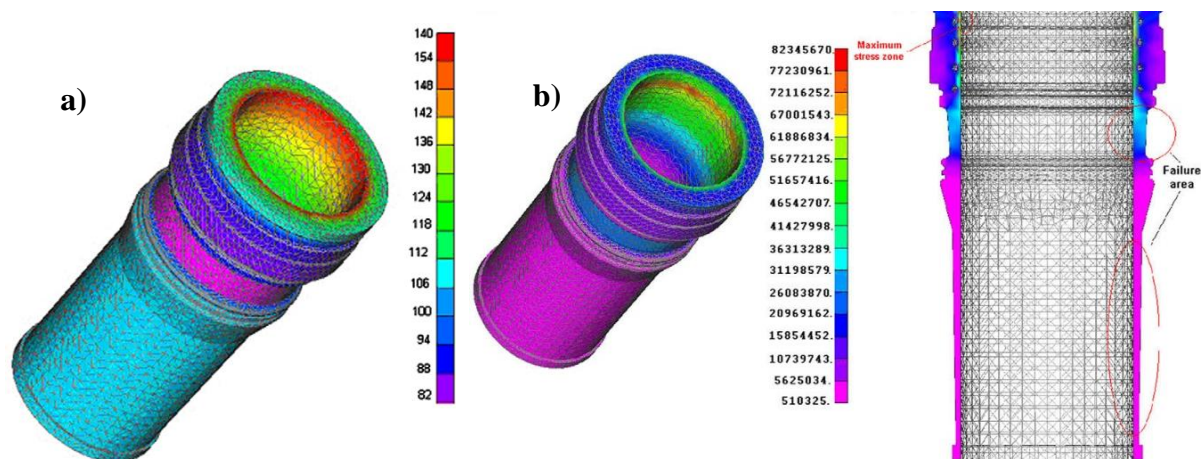


Figura 12 – Simulação na camisa do cilindro: a) térmica; b) tensão (von-Mises)
(Espadafor *et al.*, 2010)

A diferença térmica associada no cilindro fraturado sugere que a falha pode estar relacionada a irregularidades presentes na combustão. Nesta situação os cilindros com menor

razão ar-combustível teriam temperaturas mais altas de exaustão, maior carga térmica e com por isso, maior sollicitação mecânica. Deste modo, esta pode ser a causa da falha prematura embora o limite térmico imposto pelo fabricante do motor não tenha sido atingido.

O aumento de potência neste cilindro justifica uma maior temperatura do gás de combustão, podendo danificar a película lubrificante entre o pistão e a camisa do cilindro, aumentando a temperatura local do material. Por outro lado, uma maior pressão de combustão provoca um incremento de forças laterais entre o pistão e o revestimento da camisa do cilindro, encurtando a vida útil nesta região material.

2.11. Cambota fratura comboio (fadiga)

Atualmente, os fabricantes são obrigados a garantir o conceito de "downsizing" definindo-se pela prática que permite o aumento de potência e binário nos motores sem aumentar a capacidade da sua cilindrada. O objetivo concerne à redução do consumo de combustível. Como consequência, muitos componentes dos motores diesel passam por sollicitações cíclicas cada vez mais severas onde a falha por fadiga se considera ainda presente e inevitável.

O presente estudo apresenta duas cambotas semelhantes provenientes do mesmo motor, fraturadas em regiões diferentes. Um motor diesel de 12 cilindros, em geometria V, sofreu manutenções periódicas, onde a cambota foi inspecionada com um teste não destrutivo de modo a detetar possíveis fendas superficiais. Por vezes, devido à falta de critério e críticas para apoio à decisão corretiva no ato de manutenção, pode comprometer a cambota à falha durante o serviço posterior.

No que toca à fratura de uma das cambotas, esta partiu num dos seus pratos entre um moente de biela e um moente de apoio obtendo uma fratura de propagação oblíqua (45° em relação ao eixo da cambota). Foi possível detetar características típicas de fratura por fadiga, nomeadamente linhas de paragem em que a distância entre estas provou uma progressão lenta de fratura numa fase inicial. A sobrecarga solicitada na cambota provocou um aumento de taxa de crescimento de fenda, levando à rutura final.

A partir da figura 13 é possível observar múltiplas microfissuras na fase inicial, provocadas por concentrações de altas tensões. Na fase final marcas de fragmentação (river marks) caracterizadas por uma progressão mais rápida de fratura foram observadas. Por norma, superfícies lisas de fratura são características de eficiente lubrificação, contribuindo para rejeitar este possível modo de falha (Ktari et al., 2011). Associado a isso, a região de fratura só pode ser originada devido a sollicitações de fonte mecânica (cargas de flexão e torção). A segunda

fratura ocorreu num dos moentes dos apoios, estando a superfície bastante rugosa levando à consequência de uma lubrificação anormal.

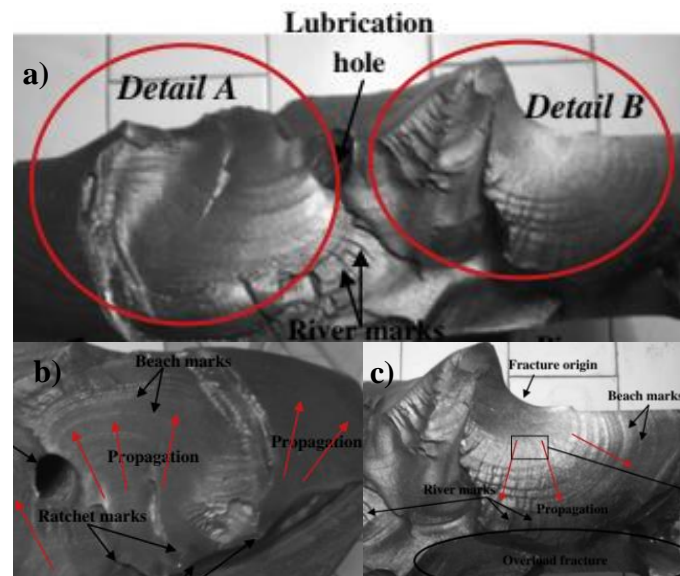


Figura 13 - Superfície de fratura: a) perspectiva geral; b) detalhe zona A; c) detalhe zona B (Ktari, Haddar e Ayedi, 2011)

O posterior desalinhamento do veio da cambota foi proporcionado a partir do desgaste adesivo entre o moente e o rolamento acoplado, criando partículas duras, induzindo desgaste abrasivo, com tendência a originar tensões de corte indesejadas. Deste modo, forças de atrito adicionais geram um gradiente térmico nesta superfície, induzindo tensões térmicas compressivas no momento de maior solicitação mecânica (fase de expansão) seguidamente de uma queda de temperatura no restante ciclo do motor. Após vários ciclos de rotação, desenvolve-se fadiga térmica originando microfissuras perpendiculares ao gradiente térmico e à direção do contacto deslizante.

2.12. Cambota fraturada (fadiga)

No estudo presente foi analisada a cambota de um motor diesel que fraturou após 3 anos de serviço tendo sido reparada numa oficina não especializada. Não se conhece a causa da reparação, porém esta consistiu em retificar o moente da biela, possivelmente com defeito superficial, tendo sido reconstruído para o seu diâmetro original adicionando uma camada de liga metálica. Após a reparação do moente, este voltou a fraturar na mesma região, do lado radialmente oposto num curto período de serviço, como apresenta a figura 14.



Figura 14 - Superfície de fratura antes e após reparação (Fonte *et al.*, 2013)

A camada adicional da reparação da cambota é de pouca dureza, tendo uma microestrutura bastante diferente (Fonte *et al.*, 2013). A examinação macrográfica da morfologia da fratura mostra uma superfície de fratura típica plana e lisa, com linhas de paragem e marcas de fragmentação. Houve uma progressão de fenda oblíqua (45° em relação ao eixo), originada a partir de duas fissuras em pontos diferentes, unidas radialmente pela flexão solicitada. As microfissuras cresceram radialmente da periferia do moente para o centro do mesmo onde se iniciou a propagação. Estas têm diferentes profundidades, resultado de diferentes amplitudes de flexão aplicados durante o movimento de translação do moente. A forma semielíptica das linhas de paragem deve-se ao arranque e paragem do motor.

A soldadura deste moente foi reparada de forma inadequada provocando defeitos superficiais e um provável empenamento do mesmo. Devido ao defeito da cambota, foram induzidos momentos de flexão adicionais e concentrações de tensões anormais. Vibrações adicionais nesta região crítica podem também ter contribuído para a falha prematura. O material da cambota mostrou ser sensível a defeitos metalúrgicos da consequente camada adicionada de liga na reparação. A carga de torção na cambota provou ser ineficiente, sendo considerada 10% da carga de flexão.

Um teste estático e dinâmico à cambota antes da sua montagem seria adequado após a reparação de um componente desta importância, devendo ser feita sempre numa oficina especializada. A liga adicional de material não sofreu tratamento térmico como o restante componente.

2.13. Cambota fraturada motor monocilíndrico (fadiga)

O presente estudo analisa a falha de duas cambotas idênticas de um motor agrícola monocilíndrico que presenciou inúmeras fraturas nestas seguidas de reparação. Ao comparar geometricamente estas duas cambotas, deteta-se diferença geométrica nos contrapesos,

evidenciando um controlo de qualidade de fabrico irregular. Ambas as cambotas fraturaram na mesma região definindo-se pelo moente da biela.

Metalograficamente não se detetou anormalidade nas microestrutura, porém, apenas uma cambota presenciou um processo de tratamento térmico, podendo confirmar-se com base na microestrutura e pelo teste de dureza realizado (Fonte et al., 2015). A partir de uma análise SEM conseguem-se detetar alguns sulcos no material, resultado de uma ausência de tratamento térmico, para a cambota não tratada termicamente. Desta forma, concentrações de tensões potenciaram o aumento da dimensão de microfissuras na microestrutura do material.

Realizou-se uma análise de simulação em elementos finitos de modo a calcular tensões equivalentes, sendo comparadas às tensões admissíveis do material, afim de verificar se o dimensionamento do componente é adequado à solicitação mecânica imposta. Devido à complexidade estrutural do componente e da mecânica envolvida, o método de cálculo clássico é limitado no conceito de fadiga, provando o método de cálculo numérico ser mais eficiente. Com base na figura 15, os resultados mostram que a região teoricamente assumida como sendo a mais requisitada é coincidente com a simulação.

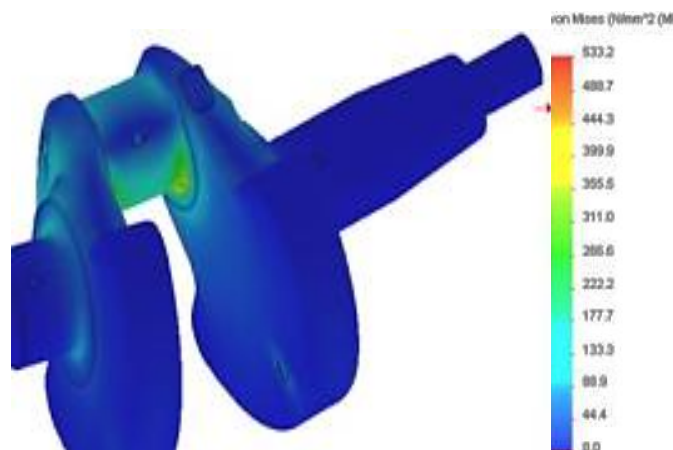


Figura 15 - Análise simulacional (Fonte et al., 2015)

A carga de torção calculada na simulação relevou-se de pequena amplitude, podendo ser negligenciada. A flexão provoca tensões de tração e compressão no filete onde por outro lado, a torção causa tensão de corte principalmente nos moentes dos apoios. A negligencia da torção justifica-se pelo momento angular da carga máxima de flexão e de torção serem muito discrepantes. A tensão de flexão simulada depende do alinhamento da cambota e da folga dos moentes dos apoios da mesma, sendo esta difícil de obter ou estimar.

No que toca a toda a análise fractográfica, no primeiro caso a fratura ocorreu na garganta do moente onde marcas de fragmentação e alguns arranhões são detetados. Concentrações de tensões da consequente maquinação de pouca qualidade, contribuíram ao início de fratura (setas

da figura). A solicitação máxima de flexão do momento angular de pressão máxima no cilindro, produz deflexões cíclicas em todo o moente da biela. Para o segundo caso, a fratura encontra-se na região do orifício de lubrificação na zona central do moente. O orifício de lubrificação provocou uma mudança geométrica muito acentuada, levando a concentrações de tensões induzidas no material.

Para ambas as fraturas, houve uma progressão lenta de fissuração, com base na baixa taxa de crescimento das linhas de paragem do consequente baixo nível de tensão aplicado. O perfil semi-elíptico das linhas de paragem simétricas ao ponto de origem da fenda indica que a torção não teve qualquer efeito da fenda. Com base na figura 16 é possível observar ambas as superfícies de fratura.



Figura 16 - Superfícies de fratura das cambotas (Fonte *et al.*, 2015)

Para concluir, ambas as cambotas têm mau controlo de qualidade de fabrico onde diferenças de dimensionamento detetadas provocaram desequilíbrio excessivo na cambota. Cargas dinâmicas elevadas potenciaram aumento de vibrações na cambota. Este desequilíbrio contribuiu para a redução de vida útil dos rolamentos acoplados, induzindo desalinhamento no veio. Uma lubrificação deficiente causada por alguma redução de espessura lubrificante associada à baixa pressão da deficiência geométrica da peça pode ter contribuído também para a falha prematura. A ausência de tratamento térmico na segunda cambota não induziu a falha prematura, o que por outro lado, o aumento de dureza induzido no primeiro caso, contribuiu para a falta de elasticidade de todo o componente, resistindo desta forma menos eficientemente às vibrações excessivas.

2.14. Cambota fraturada compressor (fadiga)

O presente estudo relata um caso de uma fratura ocorrida no moente do apoio na região do orifício de lubrificação de uma cambota proveniente de um compressor de ar. Esta foi forjada de aço onde sofreu tratamento térmico e nitruração. Os parâmetros de composição química e de propriedades mecânicas encontram-se dentro das condições estipuladas para este tipo de cambota.

A partir da figura 17, uma análise macrográfica permite observar a superfície de fratura sendo possível identificar as 3 habituais regiões de fratura habituais. A taxa de crescimento da fenda é alta, da consequente flexão elevada presenciada na superfície pelas linhas de paragem com forma semi-elíptica em torno da região de início de fissuração.

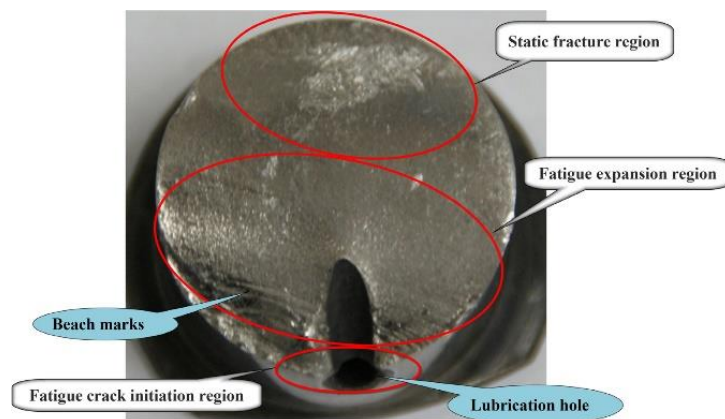


Figura 17 - Superfície de fratura do moente (Fonte *et al.*, 2015)

Estima-se que a alta flexão se deve ao desalinhamento dos moentes dos apoios. Linhas de paragem detetadas na superfície, são resultado de pequenas sobrecargas do arranque e paragem do compressor. A partir de uma análise micrográfica SEM, a alta resolução e ampliação elevada permite analisar com precisão a fratura. A região de rutura define-se por uma superfície áspera. Na superfície do orifício de lubrificação a superfície é relativamente lisa, o que significa que não há concentração de tensões nesta região. A zona de iniciação da fissura definiu-se pela localização inicial, direção e propagação das linhas de paragem (Li et al., 2015).

De acordo com a análise, a falha começou na região da garganta do moente, no orifício de lubrificação, onde o desalinhamento dos moentes dos apoios da cambota contribuiu para a falha prematura da cambota.

2.15. Cambota fraturada automóvel (fadiga)

No presente estudo foi detetada uma vibração anormal no motor diesel tendo aumentado gradualmente com o tempo. Este foi desmontado em que na análise feita à cambota, a vibração decorrente do problema detetado, levou à dúvida de uma possível fratura nesta.

No que toca à análise da fratura, foi aplicado um spray “corante” numa tentativa de localizar uma provável fenda, provando ser eficiente na deteção da superfície de fratura na região da garganta do moente do apoio. A figura 18 apresenta uma análise de maior ampliação à superfície de fratura onde é possível observar as diferentes fases de fratura por fadiga. É

possível detetar linhas de paragem semielípticas, indicando posições sucessivas do avanço frontal da fenda de forma curva inicial durante propagação destas.



Figura 18 - Superfície de fratura do moente (Fonte et al., 2017)

O crescimento da fenda da periferia do moente para o centro axial com uma fase inicial de superfície suave e brilhante, permite concluir que o modo de falha presente é fadiga. Marcas de fenda/fragmentação “ratchet marks”, sugerem uma zona de concentração de tensão na região do filete (Fonte et al., 2017). A cambota não sofreu qualquer tratamento térmico.

De acordo com os resultados, a causa raiz parece ser um desalinhamento entre os moentes dos apoios ou insuficiente de resistência material destes a nível superficial. A presença de defeito de fabrico ou uma montagem incorreta pode estar associada à falha. Tendo por base que os rolamentos da cambota se encontravam em boas condições de serviço, uma anormalidade na bomba de lubrificação pode ter contribuído para a falha prematura.

2.16. Conclusões

Do estudo da literatura podemos concluir que existem já muitos casos que se dedicam à análise de fratura do material da cambota assim como ao seu estudo metalográfico.

Sente-se a necessidade de compreender qual a região da cambota crítica a nível de solicitação mecânica em serviço assim como se justifica perceber em que condições ocorre o carregamento e que níveis de amplitude são esperados obter durante o funcionamento cíclico e rotativo da cambota.

Há pouca informação e dedicação por parte dos autores em relação aos softwares de modelagem de comportamento mecânico em elementos finitos. Devido à precisão de resultados obtidos e à simulação tridimensional numa ampla variedade de cenários de serviço, o objetivo atual consiste em ter uma atitude de previsão em relação aos componentes assumidos como críticos mecanicamente. Deste modo há que se ter em conta todo um conjunto de técnicas que permitam prever o comportamento destes componentes sob serviço, maioritariamente no que concerne à fadiga, antes de serem submetidos a produção.

3. Conceitos teóricos

A comum designação de motores diesel cujo o seu nome técnico de motores de ignição por compressão pois nos motores diesel a combustão ocorre devido à pressão elevada obtida no interior do cilindro. Contrariamente, nos motores a gasolina (motores por ignição comandada), estes precisam de um componente mecânico aditivo para dar início à queima do combustível (velas de combustão).

Os motores diesel podem operar com ciclos de 4 tempos por ciclo e 2 tempos por ciclo. Este tipo de motores tem um rendimento superior comparativamente a motores a gasolina, na ordem de 35% a 40% (Mollenhauer and Tschoke, 2010). No que toca à sua origem, o motor de ignição por compressão é baseado no trabalho de Rudolf Diesel, começando a ser produzidos este tipo de motores no ano de 1892.

Os combustíveis utilizados nos motores diesel são hidrocarbonetos líquidos com características inferiores ao combustível utilizado nos motores de ignição por faísca. O peso específico destes combustíveis é maior, sendo designados também por combustíveis pesados.

Os motores diesel são sujeitos a todo o tipo de aplicações na indústria automóvel. O motor é alimentado exclusivamente por injeção, visto que este combustível explode na presença de pressões elevadas internamente nos cilindros, tem que ser estabelecido um determinado momento no ciclo de injeção por forma a haver um correto momento de explosão. O intuito define-se por obter o máximo rendimento e balanço no motor.

3.1. Ciclo diesel

Num motor diesel, existe um ciclo real baseado no combustível diesel, que traduz as condições efetivas de funcionamento de um motor, identificando-se e apresentado graficamente com um diagrama de pressões no cilindro em correspondência das diferentes posições do pistão, em função do movimento angular da cambota (crank angle). Tem em consideração os pressupostos enunciados (teóricos) no ciclo ar-combustível (Mollenhauer and Tschoke, 2010), sendo obtidos através de aparelhos que registam a evolução entre a pressão e o volume designados por indicadores (Souza, 2004).

O ciclo teórico diesel contempla diferenças para o seu ciclo real efetivo. Este reflete perdas decorrentes das permutas de calor através da fronteira do sistema (perdas térmicas consequentes da refrigeração e da radiação), a duração da combustão (não sendo esta instantânea, pois não se efetua a volume contante devido ao volume estar em constante alteração devido ao movimento ascendente e descendente do pistão), perdas por atrito do fluido operante, a duração dos

períodos de abertura e fecho das válvulas, pontos de ignição e injeção, perdas pelo escape e por fim, o calor específico assumido é superior ao ideal.

De uma forma conclusiva, os ciclos indicados obtidos são utilizados em laboratórios para estudar e corrigir, se necessário, o funcionamento do motor, numa tentativa de obter o máximo rendimento possível destes. O ciclo diesel, ao contrário do ciclo de motores a gasolina (ciclo Otto), o calor é introduzido no sistema a pressão constante.

3.2. Ciclo 4 tempos

Como se sabe as 4 fases distintas e consecutivas de um motor a 4 tempos são admissão, compressão, expansão e escape respetivamente. Cada uma das fases é importante para que a próxima se suceda, de modo que todas elas são imprescindíveis para o funcionamento do motor, de modo a completar o ciclo e se dar início ao próximo. A figura 19 representa o diagrama de pressões ocorridas neste ciclo em função do deslocamento angular da cambota. Tem por objetivo inferir da necessidade de afinação dos tempos de abertura e fecho de válvulas de admissão e escape, do correto ponto de ignição (neste caso o tempo em que é injetado combustível diesel). Pela imagem rapidamente se percebe que por forma a completar um ciclo completo, a cambota faz duas rotações completas, rodando então 720° por ciclo.

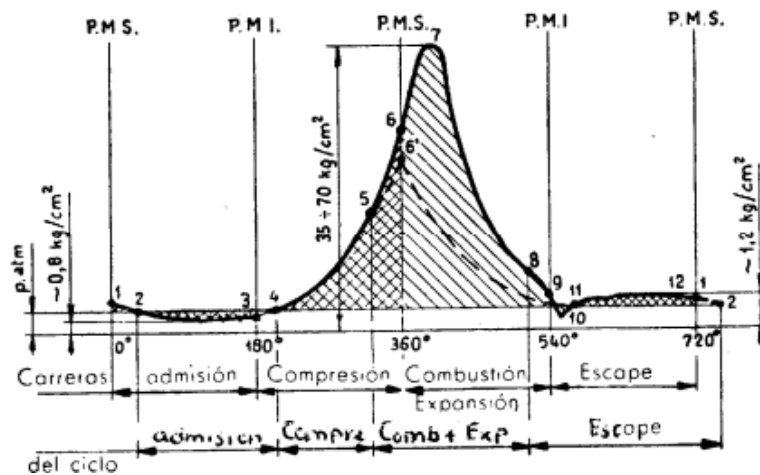


Figura 19 - Diagrama de pressão em função do deslocamento angular da cambota (Bell, 1997)

A primeira fase do ciclo (ponto 1), concerne à admissão, onde se dá o início ao curso de aspiração no interior do cilindro. Neste momento há uma pressão ligeiramente superior à pressão atmosférica, uma vez que se acabou de se concluir o escape do ciclo anterior. No ponto 2, o cilindro começa a receber uma certa quantidade de mistura, criando-se no interior do cilindro uma pressão inferior à atmosférica, designada de depressão de aspiração. Devido ao atrito dos gases nos coletores e nas válvulas de admissão, a depressão da aspiração será tanto

maior quanto maior for a velocidade de circulação dos mesmos. Associado a isso está a velocidade de rotação do motor e por conseguinte, a velocidade linear do pistão (Alves, 2011). Esta fase representa o trabalho negativo no ciclo de um motor a 4 tempos.

Na fase de compressão, no ponto 3, o pistão encontra-se no ponto morto inferior (PMI), começando a ter um movimento linear ascendente, iniciando-se assim o curso de compressão. Numa fase inicial de compressão ainda há uma certa depressão pela que não se fecha imediatamente a válvula de admissão, continuando a entrar alguma mistura de ar no cilindro. Atingindo-se o ponto 4, a pressão iguala a pressão atmosférica. Quando isto acontece, a válvula de admissão fecha e aí começa a compressão propriamente dita evoluindo até ao ponto 6. A combustão demora um certo tempo a realizar-se, de modo a que tem de ser injetado combustível antes do ponto morto superior do pistão, com o intuito de se conseguirem pressões mais elevadas. A injeção ocorre no ponto 5, começando efetivamente a fase de combustão.

Na etapa expansão, com a combustão da mistura ar-combustível é alcançada uma respetiva pressão e temperatura máxima no ponto 7. De notar, que a combustão se dá em parte com o pistão ainda em ascensão. A partir do ponto 6 inicia-se a expansão que é a fase que produz trabalho positivo, sendo este de bem maior intensidade comparativamente ao trabalho negativo produzido nas duas primeiras fases. É deste modo que se consegue proporcionar movimento rotativo na cambota, no sentido de binário motor constante na direção de rotação de potência a transmitir. A expansão deveria prolongar-se o mais possível, isto é, até ao PMI, porém na prática não acontece. Pretende-se que os gases tenham uma pressão mínima quando se inicie o curso de escape, de modo que se antecipa um pouco a abertura da válvula de escape, perdendo um pouco da energia útil na fase expansão, com o fim de ter menos desperdício de energia durante o escape, abrindo-se então a válvula de escape no ponto 8.

Por fim, a fase de escape numa primeira parte, ocorre o denominado “escape espontâneo” onde a pressão que existe no interior do cilindro é bastante maior do que a que existe no exterior. Deste modo, o sistema acoplado pistão-biela-cambota sofre alguma solicitação devido à violência de expulsão dos gases de combustão, havendo uma pressão cada vez mais baixa devido à válvula de escape já estar aberta. No ponto 9 atinge-se o PMI, começando o pistão a subir e a contribuir para a expulsão dos gases. Já no ponto 10, inicia-se uma segunda fase de escape, em que o próprio pistão “empurra” os gases de escape até ao ponto morto superior (PMS), forçando estes a serem expelidos para o exterior. Neste período, cria-se uma sobrepressão no escape, pela resistência a que os coletores oferecem ao escoamento dos gases. Isto representa um trabalho negativo no motor. No final do curso de escape ainda há uma

pressão interna superior à atmosférica, onde por este motivo, prolonga-se a abertura da válvula de escape, onde a válvula de admissão começa a abrir ligeiramente antes do PMS de modo a estar totalmente neste momento angular.

Assim há um período mínimo por ciclo, num certo período angular da cambota em que tanto a válvula de escape como a de admissão estão abertas. De referir que ambas as válvulas vão abrindo e fechando de um modo gradual, tentando que este motor característico de impulsos violentos e repentinos, tenha suavidade no seu funcionamento. O objetivo fundamenta-se por proporcionar comodidade ao condutor e prolongar a vida útil dos componentes mecânicos altamente solicitados.

A figura 20 descreve graficamente o desfasamento angular num ciclo de 4 tempos em função das diferentes fases do ciclo para um motor de 4 cilindros. Enquanto a cambota dá uma volta completa, a árvore de cames realiza apenas metade de volta, o que por outro lado, se compreende que para 2 voltas completas na cambota de modo a realizar-se um ciclo completo, a árvore de cames precisará de 1 volta completa por forma a haver um próximo ciclo consecutivo.

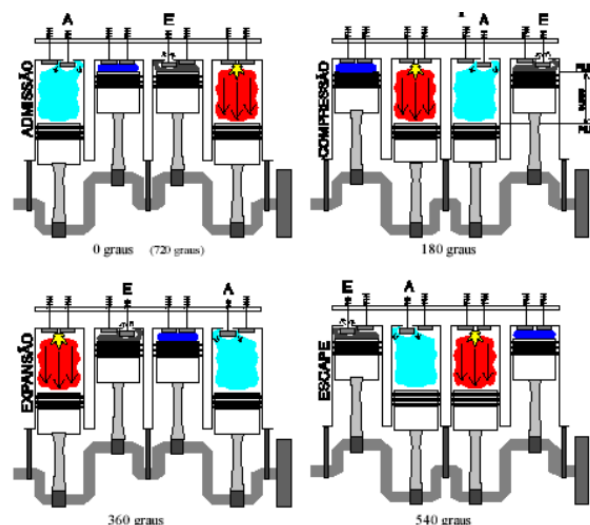


Figura 20 - Evolução ciclo 4 tempos (Simões, 2013)

Concluindo assim, é necessário conhecer bem o ciclo não só para comprovar o correto funcionamento térmico, mas também para se determinar o valor das forças que atuam sobre os órgãos do motor é adequado, especialmente na fase de projeto.

3.3. Solicitações mecânicas

A estrutura de um motor naturalmente aspirado sofre dois tipos de carregamento devido ao impacto da combustão definindo-se por cargas de inércia e cargas de potência. As cargas de

inércia definem-se por cargas elásticas de compressão e tração enquanto cargas de potência são derivadas do momento de combustão e apenas se consideram como cargas de compressão. Estes dois tipos de cargas devem ser compreendidos individualmente pois provocam comportamentos diferentes no motor e seus componentes.

Cargas de inércia resultam da resistência ao movimento. Durante o movimento linear ascendente e descendente do pistão, a aceleração é tanto maior quando o pistão se encontra no PMS ou no PMI pelo motivo em que são esses os momentos onde o pistão rapidamente inverte o sentido de deslocamento (Bell, 1997). Ocorrem então carregamentos de inércia de tração sempre que o pistão se encontrar acima da posição intermédia de curso, o que por outro lado se entende que quando o pistão se encontrar abaixo desta posição, vai haver carregamento de compressão. O momento de maior carga de tração define-se quando o pistão chega ao PMS na fase de escape (os gases de combustão criam uma pressão contrária à carga inercial) onde o momento de maior carga de compressão se define quando o pistão atinge o PMI após a fase de admissão (no começo da compressão). A amplitude da carga inercial tem uma proporção em triplo à velocidade de rotação do motor, o que se vai refletir em todo o acoplamento pistão-biela-cambota.

No que toca à carga de potência, sabe-se que esta resulta da pressão dos gases queimados quando solicitados no pistão, sendo este o ponto de contacto direto. A solicitação mecânica consequente da pressão gasosa interna cilíndrica cria o movimento descendente, fornecendo a energia útil na cambota para todo o posterior movimento rotativo. Esta carga atinge então o seu pico de intensidade no pico de binário produzido pelo motor, o que se traduz numa carga de maior amplitude. Este é o carregamento que tem maior tendência a provocar dano no material.

Sob ponto de vista de projeto para todo o acoplamento, na parte de análise de tensão, as cargas inerciais do ponto morto superior e do ponto morto inferior são as únicas em que há realmente interesse.

Nos motores de combustão interna, não interessa apenas a pressão de pico ocorrida na câmara de combustão, mas sim a pressão média produzida durante o ciclo do motor. O pico de pressão do ciclo apenas influencia em cerca de 20% do binário total do motor. Falando concretamente num motor turbo-diesel, este tipo de sobrealimentação é muito utilizado nestes motores, aumentando assim a pressão média do ciclo de combustão. O objetivo consiste em injetar uma maior quantidade de combustível com o intuito de que o trabalho produzido por ciclo de combustão seja maior (Bell, 1997). Pela figura 21 repara-se que o turbo não influencia a pressão de pico no ciclo, mas sim a pressão média realizada durante este, sendo assim possível

aumentar o binário útil do motor. No que toca ao carregamento no material este tem a desvantagem de ser um pouco mais solicitado e não pode ser negligenciado.

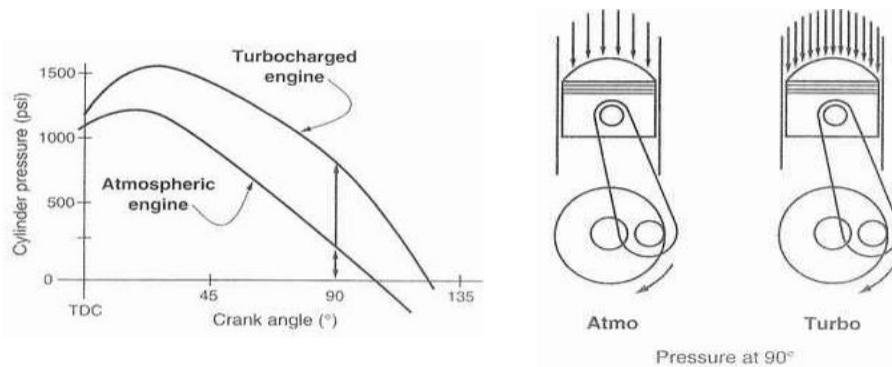


Figura 21 – Pressão interna cilíndrica (motores atmosféricos e sobrealimentados) em função do deslocamento angular da cambota (Bell, 1997)

3.4. Cambota

A cambota é um dos principais componentes de um motor de combustão onde a sua função se define por receber o esforço transmitido pelos pistões, convertendo um movimento linear (ascendente e descendente) num movimento rotativo (circular) à saída de potência do motor. Desta forma a cambota é responsável por transformar energia térmica em energia mecânica útil para o posterior deslocamento automóvel.

Função e constituição

Nos motores de combustão interna, o acoplamento da biela com a cambota ocorre na região dos moentes da biela da cambota. Estes têm a função de transmitir o movimento linear do acoplamento da biela com o pistão ao movimento rotativo da cambota produzindo assim um binário positivo (Bell, 1997). A força gerada pelo impacto da combustão em cada cilindro é dividida em força tangencial (Fonte et al., 2017; Mollenhauer and Tschoke, 2010) gerando assim um respetivo binário (motor) na cambota bem como na componente radial com tendência a provocar esforço de flexão, ilustrado na figura 22.

Num motor monocilíndrico a cambota é uma simples manivela, enquanto num motor policilíndrico a cambota é constituída por um conjunto de manivelas mantidas no bloco por meio de apoios. Os apoios comportam-se em todos os casos, como uma chumaceira apoiada por duas meias capas idênticas às usadas nas bielas. A partir da figura 23 é possível observar a geometria típica de uma cambota para um motor de 4 cilindros, contando com 5 apoios.

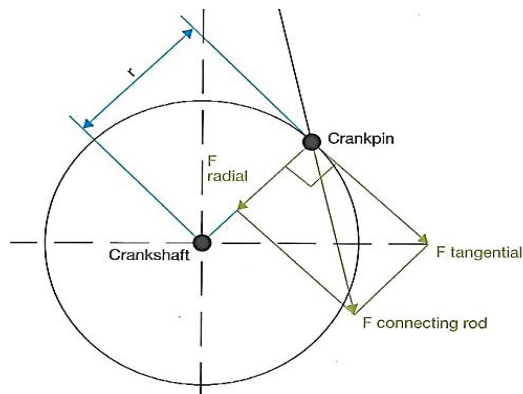


Figura 22 - Componente de força radial e tangencial ocorrida na cambota (Simões, 2013)

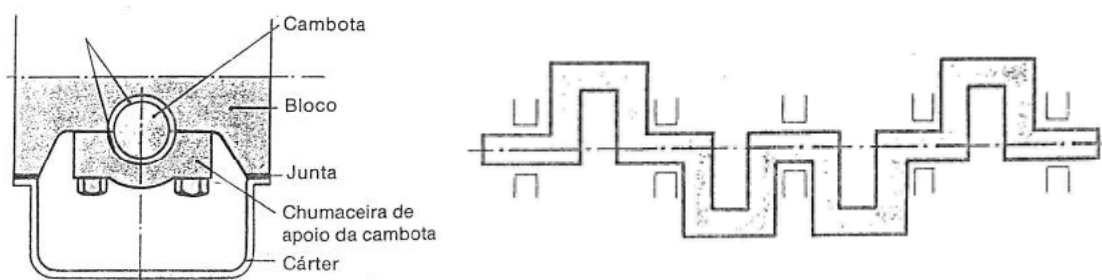


Figura 23 - Apoios da cambota e suas associações (Simões, 2013)

Os moentes dos apoios da cambota são os apoios do eixo da cambota, sendo incrementados conforme o número de cilindros do motor. Os moentes das bielas são manivelas às quais estão fixas as cabeças das bielas, o que para um motor em linha, há igual número de moentes e de bielas. No que concerne à distribuição angular deste moentes, para o caso de um motor de 4 cilindros há um desfazamento de 180° por cada moente. Entende-se na medida em que o ciclo de 4 tempos se completa em 720° de rotação na cambota, o que dividindo pelo número de moentes de bielas, neste caso 4, totalitariza o desfazamento angular dos moentes das bielas referido (Simões, 2013).

Para além da função principal, a cambota desempenha funções secundárias como acionar a árvore de cames, a bomba de óleo do circuito de lubrificação, a bomba de água e respetiva ventoinha do circuito de refrigeração, o alternador (gerador de corrente), a bomba de óleo da direção assistida e até mesmo o compressor do circuito de climatização (ar condicionado). Os furos de lubrificação, servem para lubrificar tanto os moentes dos apoios como os moentes da biela, por forma a reduzir temperaturas altas e logicamente, reduzir o atrito o máximo possível. O óleo de lubrificação é proveniente do cárter do motor. A figura 24 mostram uma cambota típica de 4 cilindros, com a nomenclatura técnica dos principais locais deste componente.

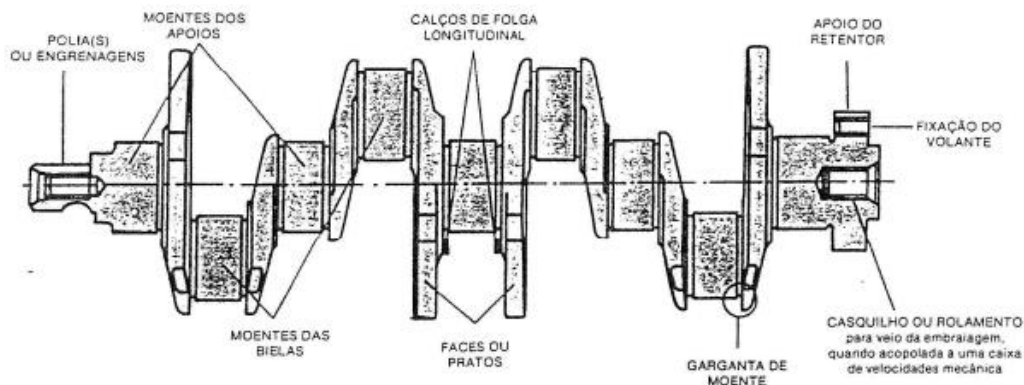


Figura 24 - Nomenclatura técnica da cambota (Simões, 2013)

Por norma, nas cambotas está acoplado um componente por forma a reduzir a característica de pulsação do ciclo de quatro tempos, acoplado à extremidade de transmissão de potência da cambota, o volante de motor tem o objetivo de reduzir amplitudes de vibração torsionais (Fonte et al., 2017). Existem também contrapesos devido ao peso descentralizado e não distribuído de forma axial devido aos moentes da biela neste componente. O objetivo define-se por reduzir as amplitudes de vibração com base numa correta equilibragem da cambota. A cambota também deve suportar as forças de torção produzidas pela mudança de velocidade, onde os contrapesos de certa forma também limitam a tentativa de deformação da cambota provocada pela pressão interna cilíndrica (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

Projeto

O design e as dimensões externas da cambota são determinadas pela distância do centro do furo do cilindro ao próximo furo consecutivo, no caso de motores em linha, permitindo assim determinar o espaçamento entre cada moente de biela, pelo curso da biela-pistão efetuado no cilindro, pelo número de cilindros do motor (número de manivelas associadas e defasamento angular de moente para moente) e pela disposição dos contrapesos. No que toca às dimensões internas, estas definem-se pela largura, espessura e diâmetro dos moentes.

Quanto maior for o número de pistões num motor, maior é o número de bielas por cambota, sendo também necessariamente maior o número de apoios. Este incremento de apoios vai aumentar a sua rigidez, porém como desvantagem, há mais atrito. Os componentes de toda a cambota não estão apenas sujeitos às solicitações mecânicas provenientes do momento de combustão. Sujeitam-se também a incríveis acelerações provocadas pela rotação das massas elevadas da cambota. Desta forma, existe algum conflito entre a massa mínima da cambota e a sua influência mecânica, comprometendo a rigidez e resistência, representando um desafio para o design dos componentes.

Material e processo de fabrico

A engenharia de materiais é uma das principais tecnologias estando estreitamente ligada ao desenvolvimento do motor a diesel desde o seu começo. Atualmente a preocupação não se baseia apenas nas altas pressões e temperaturas derivadas da queima de combustível, mas também influências corrosivas e tribológicas que afetam a resistência mecânica dos componentes. Atualmente, a seleção de materiais passa também pela fiabilidade dos mesmos, empregando diversos materiais de alto desempenho tendo sempre em atenção custos de produção e de mão de obra. Metais são o grupo de materiais mais qualificado para a aplicação em componentes altamente solicitados. Dada a sua estrutura cristalina ordenada, eles não só fornecem boas propriedades básicas, mas também possuem inúmeras opções que visam manipular propriedades mecânicas. Aproximadamente 90% de um motor diesel de alto desempenho é composto por ligas de ferro fundido, aço e alumínio (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

No que toca a propriedades mecânicas a cambota deve ser de elevada dureza para resistir aos esforços de flexão e torção sob serviço e deve ser equilibrada tanto em condições de estática (repouso) como em condições dinâmicas (movimento).

Falando do seu material e método de fabrico, normalmente a cambota é fabricada por forjamento de um aço semiduro, por dobragem, estampagem ou por moldagem em ferro fundido, sendo este o processo mais comum. Cambotas forjadas de aço tratado de alta qualidade são mais eficientes em atender às altas exigências da força dinâmica provocada e, em particular, à rigidez também (Mollenhauer and Tschoke, 2010). Cambotas compostas de aço e ligas de alumínio, tratado termicamente por arrefecimento controlado proveniente de um forjamento, são de menos dispêndio e cada vez mais frequentes. Cambotas utilizadas em motores a gasolina naturalmente aspirados, onde é comum serem fundidas a partir de ferro fundido de grafite nodular. A figura 25 descreve o estado atual da tecnologia de materiais para cambotas.

	Nodular graphite cast iron	Pearlitic iron/micro alloyed steels	Unalloyed steel and steel alloys
Types	EN-GJS-600-3. . . EN-GJS-700-2	C38mod. 30MnVS 6 46MnVS 3	C 35 E. . . 42CrMo4 mod. 34CrNiMo6
Tensile strength R_m MPa	700–850	700–1000	700–1150
Shaping	Casting	Drop forging	Drop, throw-by-throw and hammer forging
Heat treatment		Controlled cooling out of the forging heat (BY)	Quenching and tempering (V) Normalizing (N)
Use	Car engines	Car and commercial vehicle engines	Car, commercial vehicle and large engines

Figura 25 - Materiais usados em cambotas de motores de combustão interna
(Mollenhauer e Tschoke, 2010)

Como o aço tem inclusões não metálicas e falta de homogeneidade devido à fundição e laminação, deve-se observar logo a partir do forjamento, a capacidade de resistência estrutural. Por esta razão o forjamento a martelo, com batidas no material rápidas e fortes, constitui uma técnica vulgarmente usada em produção de cambotas de rendimento médio. Esta técnica visa produzir um fluxo de fibras adaptadas à forma do eixo da cambota, por forma a dar mais resistência às regiões críticas (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

De acordo com a lei de Hooke, falando em deformações elásticas de um material metálico, este comportamento é independentemente da percentagem usada de elementos de liga, de tal modo que as variações de material não podem melhorar a rigidez da estrutura da cambota. Deste modo, é de grande importância toda o conceito de design e fase de projeto deste componente. Mesmo assim, medidas que aumentam a resistência à fadiga devem ser contempladas a regiões altamente solicitadas, a fim de garantir a durabilidade do componente, aumentando a resistência à fadiga no que concerne a esforços de flexão em cerca de 50 a 100% (Mollenhauer and Tschoke, 2010). O endurecimento normalmente amplia menos a resistência à fadiga de torção do que à fadiga de flexão. Em desvantagem de utilizar elementos liga neste componente, com o intuito de aumentar a resistência mecânica, assume-se a desvantagem de encurtar a sua tenacidade (Heyes, 1998).

Regiões na cambota assumidas como críticas definem-se às regiões de transição entre os moentes, denominados de garganta dos moentes ou filetes, aos furos de lubrificação e à região dos pratos próximas ao moente da biela. A presença de concentrações de tensões locais nos moentes das bielas ou nas gargantas dos moentes das bielas é inevitável. Em qualquer local da cambota onde exista uma súbita mudança de geometria ou diâmetro, vai sempre provocar regiões de concentração de tensão no material, podendo potenciar a falha por fadiga (Chien, 2005). Estas concentrações de tensões indesejadas, na tentativa de reduzir esta severidade local, são realizados tratamentos mecânicos, térmicos e processos termoquímicos no material. Processos de trabalho a frio e nitruração são usados para produzir uma camada de tensão residual, acumulando tensões compressivas que fortalecem as áreas superficiais dos materiais. A técnica de endurecimento indutivo é bastante usada neste tipo de componentes, sendo um processo de baixo custo (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

Fazendo um balanço no que toca a processos de maquinaria para produzir uma peça de qualidade e resistente às solicitações mecânicas impostas, acaba por ser um processo dispendioso e demorado e deve ser sempre sujeito ao controlo de qualidade.

Solicitações mecânicas

A determinação das cargas efetivas num motor diesel é crucial sob o ponto de vista do seu conceito e projeto seja a nível individual de componentes como a nível de montagem. A determinação das solicitações mecânicas exigidas é um pré-requisito importante para o dimensionamento de componentes tanto a para dimensões geométricas e material ou mesmo o processo de fabrico aplicado. Assim, a análise de carga desempenha um papel importante no que toca a custos de produção, estimativas de vida útil e determina a fiabilidade do motor.

Uma análise de tensão ou solicitação mecânica deve diferenciar os tipos de carregamento, uma vez que eles têm efeitos diferentes (Mollenhauer and Tschoke, 2010). Três tipos de carregamento são maioritariamente distinguidos em carregamentos estáticos, carregamentos dinâmicos e carregamentos térmicos. Os carregamentos estáticos são difíceis de determinar e estão associados ao pré-tensionamento da montagem de componentes, a processos de fabrico ou a processos mecânicos ou químicos de tratamento de superfície. Os carregamentos térmicos são relevantes a componentes adjacentes à câmara de combustão ou a componentes responsáveis pelo escoamento dos gases de combustão, sendo estes os que sofrem maiores gradientes térmicos. As amplitudes térmicas podem gerar expansões e contrações térmicas no material, induzindo tensões quase-estáticas. Os picos de temperatura alcançados no ciclo de um motor diesel podem influenciar as tensões toleráveis pelo material, manipulando-o e enfraquecendo-o, como se fosse uma carga temporalmente variável, podendo causar deformações permanentes no material (Mollenhauer and Tschoke, 2010). No que toca a cargas dinâmicas visto que a pressão é variável durante o ciclo motor, vai haver carregamento variável em função do deslocamento angular da cambota. As massas rotativas de componentes que estejam destinados a rodar sobre o seu eixo de rotação, produzem forças centrífugas dinâmicas que causam efeitos de desequilíbrio e deformações estruturais, potenciando tensões vibratórias.

Variáveis como ordem de ignição dos cilindros, diâmetro do cilindro e o curso realizado pela biela influenciam o efeito torsional da cambota. As solicitações mecânicas aplicadas na cambota são reduzidas consideravelmente à medida que o número de cilindros aumenta em configuração adequada, enquanto por outro lado, a suscetibilidade à torção vibracional se intensifica com o aumento do comprimento total da cambota. Ruídos desagradáveis do motor podem ser incómodos para o passageiro, levando então ao uso de dois contrapesos por moente de biela e ao uso de embraiagem bi-massa por forma a melhorar a suavidade do motor, proporcionando menos torção e um menor comportamento elástico na cambota (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

As condições de carga de uma cambota são bastante complexas onde ambas as componentes direcionais de força provocadas na cambota do contacto da biela (figura 22) vão variar periodicamente em função do ângulo da cambota. A pressão interna cilíndrica que faz mover a cambota, produzindo o binário motor, é frequentemente interpretado como esforço estático (Mollenhauer and Tschoke, 2010) de tal forma que este conceito vai ser importante no capítulo 5 onde se vai simular o comportamento da cambota em software de modelagem em elementos finitos. As diferentes contribuições de cada combustão dos diferentes cilindros, geram diferentes amplitudes de torque nos moentes da biela em momentos angulares distintos.

O momento de maior esforço de flexão sujeito na cambota caracteriza-se quando o pistão se encontra no PMS, havendo o máximo de compressão possível no cilindro, ocorrendo a combustão, fazendo com que todo o sistema tenha um movimento descendente devido à pressão exercida pelos gases de combustão. Este momento define-se quando a componente radial da força provocada é máxima, porém não significa que seja o momento de maior amplitude térmica, de maior binário ou mesmo o momento de maior pressão interna no cilindro. A figura 26 mostra a variação da carga de flexão, da carga de torção assim como a intensidade da força total solicitada numa cambota em função do deslocamento angular da mesma. A pressão interna cilíndrica proveniente da combustão num motor diesel pode ser o dobro da pressão atingida por um motor a gasolina (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

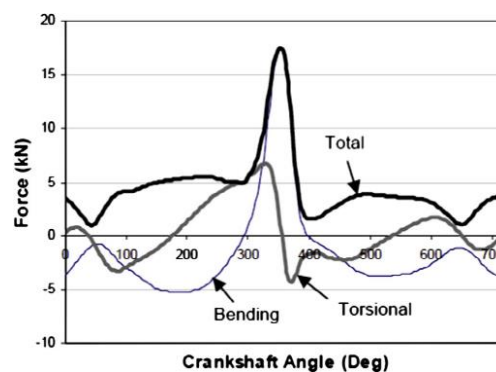


Figura 26 - Força resultante, flexão e torção solicitada na cambota (Mollenhauer e Tschoke, 2010)

No que toca às solicitações mecânicas exigidas pela cambota, foi esclarecido que os componentes do motor não devem ser dimensionados apenas pelo valor da pressão máxima obtida no ciclo. Durante a fase de compressão e expansão, forças de flexão e torsão ou mesmo a existência de vibração torsional devem ser tidas em conta. Durante a fase de admissão e escape há um ligeiro esforço de torção na cambota (Haapakoski, 2016). Por fim, o carregamento multiaxial nos moentes dos apoios está relacionado com o fator de intensidade de tensões,

estando estes sob esforço de tração (ΔK_I , modo cíclico I), combinada com torção constante (ΔK_{III} , modo cíclico III). Por outro lado, os moentes das bielas sofrem flexão reversa, visto que estes possuem um movimento de translação e não de rotação (Freitas et al., 2011).

Modos de falha

As cambotas são dos componentes do motor com a maior taxa de falhas no que toca a fadiga, sendo o principal modo de falha em motores de combustão interna. Sendo um componente rotativo de alta velocidade, a sua vida útil pode executar milhões de ciclos de carregamento repetitivo (Fonte *et al.*, 2017), onde se estima que a fadiga contribua para aproximadamente 90% de todas as falhas no que toca a serviço mecânico. A fadiga é um fenômeno que resulta de cargas cíclicas com níveis de tensão inferiores à resistência final do material. Apenas determinando tensões efetivas que ocorrem durante a operação do motor não é suficiente para uma avaliação a nível de fiabilidade e vida útil dos componentes. Determinando as tensões toleráveis, isto é, a resistência do componente, é de igual modo sempre importante. A diferença entre tensão tolerável e tensão máxima é crucial, o que por outras palavras, está aliado ao fator de segurança de um componente (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

Fadiga induzida por atrito (*fretting*), geralmente encontra-se em áreas de contato entre os componentes, aparecendo inesperadamente e na maior parte dos casos, após um longo período de serviço (Mollenhauer and Tschoke, 2010). Este caso reduz a resistência à fadiga na proporção de 20% do valor de resistência inicial do material. Uma fratura é frequentemente detetável em uma pequena projeção no início de uma fratura submetida as tensões de corte que originam as primeiras fendas iminentes.

A cavitação pode ser outra causa de falha por fadiga, de tal modo que afeta componentes com condutas de líquido refrigerante ou de óleo lubrificante visto que são estes os canais que estão sujeitos a pressões extremas. Se o refrigerante estiver quimicamente ativo, por norma o fenómeno de corrosão a nível superficial promove danos ligeiros e uniformes no material.

Quando determinado componente material não tem mais resistência à fadiga, devido a fratura, a sua vida útil só é determinada pela taxa em que a fenda progride e esta, por sua vez, depende do material, do meio corrosivo e do nível da amplitude de tensão. Fendas de compressão térmica resultantes de sobrecarga térmica são outro tipo de dano frequente em componentes de motores de combustão. Surgem em locais onde um componente é fortemente aquecido localmente onde componentes mais frios circundantes impedem uma expansão

térmica de forma natural e livre, gerando tensões de compressão que induzem um comportamento elástico no material.

Determinar aspetos que possam vir a influenciar o comportamento à fadiga nas cambotas é um trabalho árduo e ainda em evolução. Nas cambotas, a qualidade de fundição do material (microestrutura, poros, inclusões de óxido), a qualidade de forjamento (fluxo de fibra e linhas de escória), as tensões internas indesejadas e tratamentos térmicos de má qualidade associado a rugosidade superficial são as causas com maior tendência a induzir falha.

3.5. Fratura (modos de falha associados)

Uma falha pode ser definida com sendo o evento que resulta na impossibilidade de operação de uma peça, componente ou sistema. A fratura é usualmente o modo de falha que provoca mais dano no material, mais difícil de prever, mais dispendioso no acondicionamento e pode resultar na perda total. Na análise de falhas, numa primeira parte, o mais importante é tentar compreender a motivo que levou determinado componente a falhar. Deve-se tentar recolher informação sobre como o componente falhou e fazer registos das partes que falharam, por modo a ter alguma base para a análise após a falha ter acontecido (Borgovini et al., 1993).

A análise do modo de falha, os seus efeitos e a sua criticidade (FMECA) é uma técnica que visa examinar os modos de falha potenciais dentro de um sistema e seus equipamentos, a fim de determinar os efeitos no desempenho em ambos. Cada modo de falha é classificado de acordo com a sua influência no desempenho do sistema e sua cumplicidade associada à segurança do pessoal e equipamento. Com base nesta ferramenta os resultados transmitem boa confiança e fornecem uma base sólida para identificar a causa raiz, procurando alternativas na fase de projeto. Deste modo encontram-se soluções para problemas tendo ações corretivas onde se fornecem estimativas de taxas de falhas críticas referidas ao sistema, identificando componentes críticos em função da fiabilidade e segurança associada (Snee, 2007).

No que toca à fratura existe uma variedade de etapas ao longo da análise no caso de esta estar presente. Recolher dados de operação e manutenção do componente assim como realizar um exame preliminar da região falhada (usualmente registro fotográfico) são realizados numa fase inicial. Exames macro e microscópicos, abordando a superfície de fratura, investigando fendas secundárias e outros fenômenos característicos desta superfície estão presentes no estudo fractográfico. Por norma são executados ensaios mecânicos (dureza e tenacidade), afim de determinar propriedades mecânicas e análise de composição química para uma identificação da estrutura material do componente. A técnica não destrutiva consistida em microscopia ótica e eletrônica de varrimento (SEM) é realizada para uma análise de maior detalhe à superfície de

fratura. Por fim, tendo por base as evidências, procede-se à formulação de conclusões e escrita de relatório técnico (“ASM Handbook Volume 12: Fractography,” 1987).

Fatores como a superfície de fratura, projeto e geometria do componente, processos de fabrico e maquinação, propriedades do material, relação entre tensão aplicada e tensões residuais, estado dos componentes acoplados e condições de serviço são consideradas na análise de fratura (Maleque and Salit, 2013).

Fratura por carga única

Na fratura por carga única, dependendo de como a estrutura cristalina do metal se comporta sob o carregamento, esta pode ocorrer sob forças de corte ou pelo efeito de clivagem. Quando ocorre fratura por força de corte, a deformação causada define-se através da movimentação de planos de átomos na estrutura cristalina. Se a tensão induzida supera o limite elástico do material, ocorre escorregamento irreversível, alterando a estrutura interna do material, causando deformações macroscópicas plásticas permanentes. Esta deformação consiste em microcavidades que posteriormente se unem e se criam microfissuras no material. A fratura aparenta uma superfície fosca de comportamento dúctil.

Quando a fratura ocorre pelo efeito de clivagem, o modo de separação diferencia-se, pelo que a separação dos átomos ocorre repentinamente não causando deformação plástica. Ocorre geralmente em metais de dureza e resistência elevada, tendo a superfície de fratura uma aparência brilhante, de comportamento frágil. A descontinuidade do material potencia uma estrutura intergranular fraca, levando à formação de alguma fragmentação no material, detetando-se degraus de clivagem, conhecidos por “river marks”.

Fratura frágil e fratura dúctil

A fratura frágil ocorre quando pouca ou nenhuma deformação ocorre antecede a fratura. Este tipo de fratura ocorre em metais de elevada dureza e resistência mecânica, com baixa tolerância a descontinuidades no material. A presença de concentrações de tensão no material influencia a sua resistência, assim como tensões de tração e temperaturas baixas. A superfície de fratura é de direção perpendicular à direção da tensão de tração aplicada e aparenta uma cor escura.

A fratura dúctil decorre na presença de deformação plástica antes da fratura. É presenciada em materiais de baixa dureza e resistência, com tolerância a descontinuidades no material. A superfície de fratura apresenta consistência fibrosa, cor pouco nítida. Em muitos casos, a fratura

ocorre obliquamente ao plano de tensão máximo de corte. Detetam-se microcavidades no material, iniciando-se a partir destes a fratura (Schreurs, 2012).

Em todos os metais, o comportamento dúctil é comum na presença de temperaturas altas enquanto o comportamento frágil se encontra a baixas temperaturas. Quando se está na presença de fenda, as concentrações de tensões associadas impedem a distribuição de tensões, resultando em fratura frágil. No que toca ao tipo de carregamento, um eixo solicitado por tensões de torção apresenta maior tendência ao comportamento dúctil, enquanto que solicitado por tração ou compressão, este comporta-se fragilmente. No geral baixa dureza e resistência apresentam fratura dúctil, enquanto materiais de dureza e resistência elevada tendem a ser frágeis. Isto é válido com exceção ao ferro fundido cinzento, apresentando baixa dureza, de comportamento frágil, justificando-se pela presença de grafite na estrutura granular do material.

Fratura por fadiga

A fratura por fadiga é considerada o tipo de fratura mais grave em componentes de máquinas, ocorrendo sem sobrecarga excessiva, em condições normais de funcionamento. É resultado do efeito cumulativo de um grande número de carregamentos com tensão insuficiente para causar fratura pelo modo de fratura de carga única. Este modo de falha é o mais comum nas falhas das cambotas.

As cargas repetitivas resultantes de milhares de ciclos aplicadas anteriormente à fratura, exercem uma ação de força cortante na estrutura cristalina, tendo a alterar irreversivelmente a formação de defeitos no material. Estes defeitos são geralmente microfissuras com tendência a se unirem, desenvolvendo-se em cristais vulneráveis. A tensão repetitiva proveniente do carregamento cíclico, tende a afetar os cristais com a orientação mais fraca nas regiões de elevada tensão. Esta solitação promove o crescimento da fenda, tornando-se cada vez mais profunda no material, desenvolvendo uma taxa crescente de propagação de fratura. À medida que a profundidade desta aumenta, a resistência da seção resistente do metal diminui.

Uma vez iniciada, a fratura por fadiga pode propagar-se por elevadas tensões de baixo ciclo ou baixas tensões de alto ciclo. A fratura final pode ter características frágeis ou dúcteis, dependendo do material e das circunstâncias da falha (Maleque and Salit, 2013; Schreurs, 2012).

Existem três fases distintas durante o período de fratura sendo estas a fase de iniciação da fenda, a de propagação e a fase de rutura. Na fase inicial (estágio mais complexo da fratura por fadiga), os fenômenos microscópicos são difíceis de observar e analisar. O início da fratura por

fadiga ocorre em determinada região de tamanho que varia entre dois e cinco grãos de material onde para a severa concentração de tensão, o local de origem de fratura pode ser extremamente pequeno. Na fase de propagação, originada a microfissuração, a região de concentração de tensões tende a direcionar a fratura para o interior do material, à medida que cada ciclo de tensão é aplicado. A tensão local na ponta da fenda é extremamente elevada devido ao efeito de entalhe o que, com cada ciclo de tensão aplicado, promove o avanço da fenda. Na fase de rutura, à medida que a propagação da fenda de fadiga ocorre, a seção resistente é reduzida até que a mesma não suporta a solicitação de serviço.

No que toca a aspetos microscópicos da fratura por fadiga, as estrias são a característica microscópica mais presente embora nem sempre estejam presentes na superfície. Na falha por fadiga é atribuído um raio nulo na ponta da fenda (origem). Cada vez que a fenda é aberta por uma tensão de tração com magnitude suficiente, a ponta da fenda deforma-se plasticamente. Este avanço gradual e cíclico da fratura cria estrias na superfície de fratura, porém, estas não estão presentes em aços de elevada resistência devido à baixa ductilidade. Por outro lado, metais de baixa dureza formam estrias de difícil observação, uma vez que permite deformação na ponta da fenda.

De modo que a fadiga não requer tensão elevada, existe pequena ou nenhuma deformação aparente no componente fraturado. No caso de a tensão máxima não ultrapassar o limite elástico do material, não haverá deformação plástica visível no componente, a não ser na região da fase de rutura da fratura. Quando o componente for submetido a elevadas tensões de baixo ciclo, pode haver deformação no material, dependendo da relação tensão-deformação associada, fazendo a distinção com base na deformação visível no material.

Linhas de paragem (beach marks) são o fator mais detetado em fraturas por fadiga em que a sua presença é exclusiva na falha por fadiga (ao invés das estrias), contribuindo para identificar o modo de falha respetivo. Não devem ser confundidas com estrias, existindo milhares de estrias entre duas linhas de paragem. As linhas de paragem formam-se por deformação plástica desde a ponta da fenda em períodos de paragem ou recomeço, indicando as interrupções da solicitação cíclica. Esta característica no material também se forma na presença de corrosão na região de propagação, assim como ocorrem devido a mudanças de amplitude do carregamento.

Marcas de fenda (ratchet marks) são formadas na união das microfissuras, onde cada microfissura inicia a sua própria propagação, sobrepondo-se umas às outras, criando sulcos ou degraus no material.

Tanto marcas de estrias como linhas de paragem identificam a posição da fenda num dado momento da fratura, porém, é impossível quantificar o número de ciclos que precedem até ao determinado momento ou os que o vão suceder. Linhas de paragem e estrias formam-se a partir da origem da fenda, num formato circular ou semi-elíptico, possuindo marcas paralelas e consecutivas na superfície. Estas marcas vão aumentando o seu espaçamento ao longo da evolução da fratura, sendo difíceis de detetar numa primeira fase de propagação. Podem ser confundidas pelo contacto entre superfícies pré ou pós-fraturadas.

Existem muitas condicionantes que influenciam a fadiga nomeadamente tensões máximas localizadas, tensões médias no componente, frequência cíclica de carregamento, gradiente térmico entre o ambiente e o serviço de operação, microestrutura do material e seu acabamento superficial, assim como tensões residuais são considerados na determinação e tentativa de acréscimo da vida útil do componente.

Defeitos na superfície do material, como microfendas falta de homogeneidade material induzem tensões locais, gerando concentrações máximas intoleráveis na região. Deste modo é potenciado um processo de falha por fadiga muito mais rápido do que o esperado.

Está claro que um mínimo erro de fabrico ou de projeto pode afetar drasticamente a vida útil do material. Tratamentos térmicos associados assim como presença de ligas de aço de melhor qualidade tendem a proporcionar maior resistência. Na tentativa de provocar tensões residuais de compressão, a laminagem, tratamentos termoquímicos e processos de trabalho a frio são técnicas utilizadas que visam incrementar a vida útil do componente à fadiga.

Exemplos de fraturas por fadiga

A título de exemplo, seguem-se alguns casos (figura 27) de diferentes superfícies de fratura sucedidas na região dos moentes da cambota, associados ao modo de falha por fadiga. No caso nº1, a fratura ocorreu devido à solicitação de baixa intensidade, pois as características de propagação de fadiga estenderam-se ao longo de praticamente toda a secção. O caso nº2 o moente sofreu fratura de flexão unidirecional. No caso nº3 ocorreu fratura de flexão reversa, havendo uma fratura simétrica da periferia (marcas em “C”) para o centro do moente. No caso nº4 ocorreu flexão reversão com aplicação de tensão de variada amplitude, resultando numa fadiga de propagação assimétrica, onde linhas de paragem e de fenda são visíveis com uma rutura final deslocada do centro. No caso nº5 ocorreu fadiga por flexão rotacional podendo identificar-se a origem de fratura e a direção de rotação do veio solicitado. No caso nº6 ocorreu fadiga de tração axial onde um defeito de forjamento na região central induziu a nucleação e

propagação da fissura do centro para a periferia. No caso nº7 ocorreu fadiga de torção reversa onde é possível observar múltiplas fraturas.

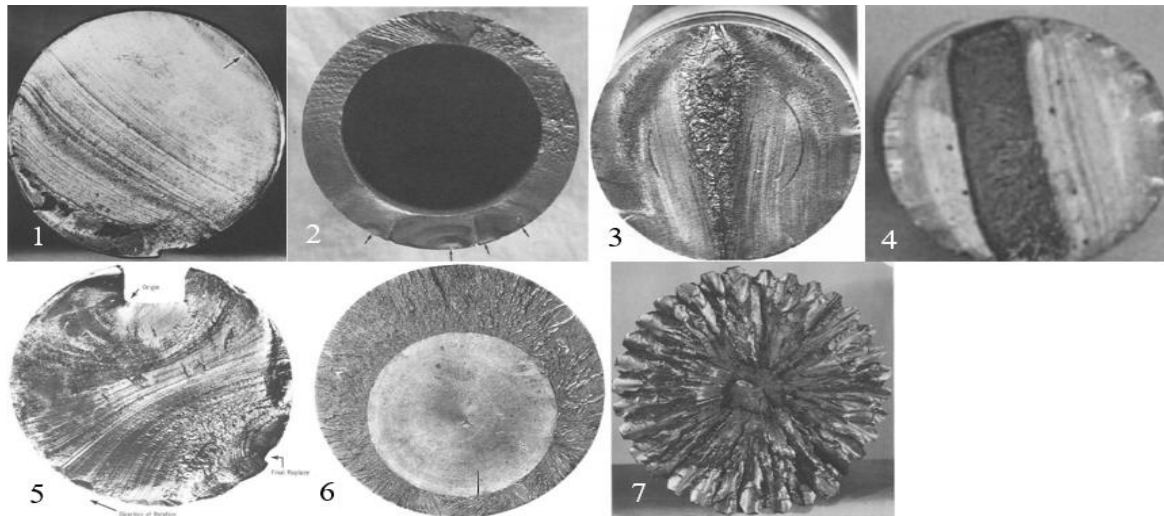


Figura 27 - Variedade de superfícies de fratura por fadiga: 1-Fratura flexão, 2-Fratura flexão unidirecional; 3-Fratura flexão reversa; 4-Flexão reversa; 5-Fratura flexão rotacional; 6-Fratura tração axial; 7-Fratura torção reversa (Schreurs, 2012)

3.6. Modelos do plano crítico

Os modelos do plano crítico são utilizados com frequência na indústria numa tentativa de estimar o plano de iniciação da fissura. Esta ferramenta permite estimar a vida útil do componente à fadiga. Esta técnica é usada particularmente em carregamentos multiaxiais de natureza cíclica.

No contexto deste trabalho, os modelos de plano crítico serão úteis na correlação do plano de iniciação de fissura identificado na análise fractográfica com a estimativa de previsão estudada com base nestes modelos.

A análise de dados calculados no software de modelação em elementos finitos será elementar numa contribuição de dados necessários à determinação dos modelos do plano crítico.

Modelo de Fatemi e Socie (F-S)

Este modelo é formulado com base nos trabalhos de Brown e Miller, estabelecendo-se a diferença fundamental relativamente ao modelo B-Miller, na substituição da extensão normal pela respetiva tensão normal. O presente modelo requer parâmetros de tensão e de extensão para estabelecer critérios de limites de vida à fadiga e na determinação do respetivo plano crítico (Socie and Fatemi, 1999). Na figura 28 é ilustrado graficamente este conceito.

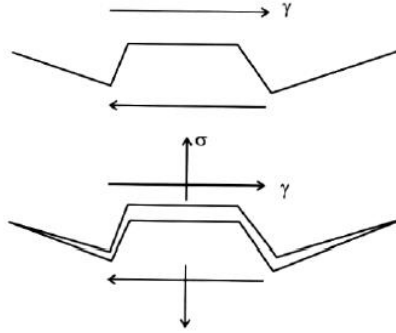


Figura 28 - Conceito físico do modelo F-Socie (Socie and Marquis, 1999)

A irregularidade da superfície da fissura tem um comportamento atenuador sob efeito das tensões de corte, reduzindo assim as tensões solicitadas na extremidade da fenda. Considerando que o efeito do atrito é maior ou menor consoante as forças que realizam compressão entre duas superfícies. Extrapolando este conceito para a análise deste modelo, verifica-se que a ação da tensão normal de tração e respetivas extensões implicam a atenuação resultante da fricção entre as superfícies da fissura, facilitando o crescimento da fenda, favorecendo assim uma maior disponibilidade à tensão de corte solicitada no material.

Os autores para mostrarem a influência da tensão normal máxima no modelo, realizam uma série de ensaios com vários tipos de trajetórias de carregamentos multiaxiais, com a mesma amplitude de extensão de corte máxima e com uma extensão normal cíclica constante. Dos resultados conclui-se que as tensões médias perpendiculares à fenda têm um papel predominante enquanto propagação da fissura. O valor da tensão média não admite grande importância na evolução da fissura, ao longo do carregamento cíclico. Os modelos que utilizam a média das tensões ou deformações, não são apropriados, uma vez que não se estabelecem as diferenças entre as tensões com direção de aplicação normal ou paralela, relativamente à fenda.

O modelo pode ser interpretado como uma modificação ou agravamento da extensão de corte cíclica devido à influência da tensão perpendicular à fenda pois esta facilita a evolução da extensão mencionada. Este modelo tem sido muito apreciado nos casos em que o dano é realizado através da predominância de tensões de corte. A expressão do modelo F-Socie é apresentada pela equação 3:

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau'_f}{G} \cdot (2 \cdot N_f)^{b_\gamma} + \gamma'_f \cdot (2 \cdot N_f)^{c_\gamma} \quad (3)$$

Onde $\frac{\Delta\gamma_{max}}{2}$ representa a amplitude da extensão de corte máxima, $\sigma_{n,max}$ define a tensão normal máxima no plano em que ocorre a amplitude de extensão máxima. Por outro lado, σ_y

representa a tensão de cedência do material, k é uma constante do material obtida através de ensaios experimentais, G define o módulo de elasticidade ao corte, τ_f' representa o coeficiente de resistência ao corte em fadiga, γ_f' define o coeficiente de ductilidade ao corte em fadiga, b_γ e c_γ são expoentes de resistência ao corte e de ductilidade no caso de fadiga, respetivamente. Estes parâmetros e expoentes são obtidos através de ensaios de fadiga à torção ou podem ser estimados a partir das propriedades uniaxiais de extensão para cada material.

Este modelo introduz o conceito da tensão média e seus efeitos, permitindo contabilizar o encruamento cíclico adicional resultante da desproporcionalidade dos carregamentos sob período de serviço. O efeito da tensão média não pode ser assumido nos modelos de plano crítico que incluam apenas termos de extensão, não podendo refletir o efeito do encruamento cíclico nas trajetórias da extensão.

Fatemi e Kurath propõem o presente modelo para casos em que a falha se dá devido ao corte (Socie and Fatemi, 1999). No caso de carregamentos não proporcionais, a procura do plano crítico através deste modelo faz-se variando os valores da primeira parcela da equação 3. O plano crítico é possível de identificar quando o valor máximo desta parcela for definido.

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right)_{\max}$$

Modelo de Smith, Watson e Topper (S-W-T)

Este modelo pode ser usado tanto em carregamentos proporcionais como não proporcionais, sendo especialmente utilizado como ferramenta de correção às tensões médias submetidas em condições de carregamento uniaxial.

O modelo presente é baseado numa relação entre a amplitude de extensão cíclica e a tensão de tração máxima, $\sigma_{max} \cdot \varepsilon_1$ respetivamente. Este modelo é frequentemente solicitado em carregamentos multiaxiais, baseando-se na amplitude de extensão principal e na tensão de tração máxima aplicada ao plano da amplitude de extensão principal (Socie and Fatemi, 1999). São apresentadas de seguida as equações 4, 5, 6 e 7 referidas ao modelo SWT:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^b + \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N_f)^c \quad (4)$$

$$\sigma_a = \sigma_f' \cdot (2 \cdot N_f)^b \quad (5)$$

$$\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_{1,a} = \sigma_f' \cdot (2 \cdot N_f)^b \cdot \left[\frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^b + \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N_f)^c \right] \quad (6)$$

$$\sigma_{max} \cdot \varepsilon_{1,a} = \frac{\sigma_f'^2}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N_f)^{b+c} \quad (7)$$

As expressões anteriores têm como base a formulação de Morrow, onde $\varepsilon_{1,a}$, corresponde à amplitude de extensão normal máxima, σ_{max} define o valor da tensão normal máxima ocorrida no plano ε_1 , o módulo de elasticidade é representado por E, a σ_f' corresponde ao coeficiente de resistência a fadiga, ε_f' ao coeficiente de ductilidade à fadiga, b, c consistem no expoente de resistência à fadiga e o expoente de ductilidade à fadiga, sendo propriedades do material.

Para carregamentos não proporcionais este modelo torna-se vantajoso uma vez que o abrangimento da componente de tensão na modelação do modelo, torna-o capaz de descrever as tensões médias durante carregamentos multiaxiais, permitindo assim contabilizar o efeito do encruamento cíclico característico dos carregamentos não proporcionais. Na figura 29 é apresentado a física conceptual do modelo.

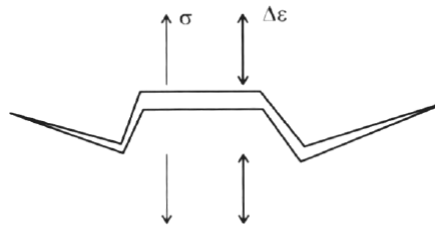


Figura 29 - Física do modelo SWT (Socie and Fatemi, 1999)

Este modelo considera que o crescimento da fenda é realizado através do modo de carregamento I, onde as extensões e tensões de corte são nulas no plano da extensão normal máxima. Os efeitos do estado de tensão são constituídos com base na tensão normal, na tensão de corte e de tração, sendo estas últimas idênticas em regime de carregamento à torção. No entanto, a extensão de tração é duas vezes a extensão de corte, verificando-se o mesmo fenómeno no regime elástico.

Concluindo, para a mesma gama de extensão principal a tensão de tração irá potenciar um dano maior do que a torção. Este modelo apresenta-se conveniente em situações em que a falha ocorra por crescimento da fenda em planos de máxima extensão normal ou tensão normal.

Modelo de K. Liu

Este modelo aborda a procura do plano crítico recorrendo à quantidade de energia de deformação virtual. Contrariamente aos outros modelos, este não requer dados relativos a amplitudes máximas da tensão de corte ou através das extensões máximas de corte. O modelo

anula certas limitações encontradas nos outros modelos, nomeadamente a negligência do trabalho plástico durante o processo de fadiga.

No modelo contabiliza-se o trabalho plástico considerando a energia de deformação virtual num determinado plano, Δw , decomposto em duas componentes, a componente elástica e a componente plástica. Esta abordagem permite obter um parâmetro que tem em conta tanto as contribuições elásticas como as plásticas, de modo a quantificar a energia de deformação virtual de uma forma aproximada. As equações 8 e 9 referidas ao modelo de energia de deformação são as seguintes:

$$\Delta W = \Delta W^e + \Delta W^p \cong \Delta \sigma \cdot \Delta \varepsilon \quad (8)$$

$$\Delta W = 4 \cdot \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N_f)^{b+c} + \frac{4 \cdot \sigma_f'^2}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^{2b} \quad (9)$$

Na figura 30 pode-se observar que a componente elástica é igual à soma das regiões a tracejado, onde a componente plástica pode ser aproximada pela expressão $\Delta \varepsilon_p \cdot \Delta \sigma$.

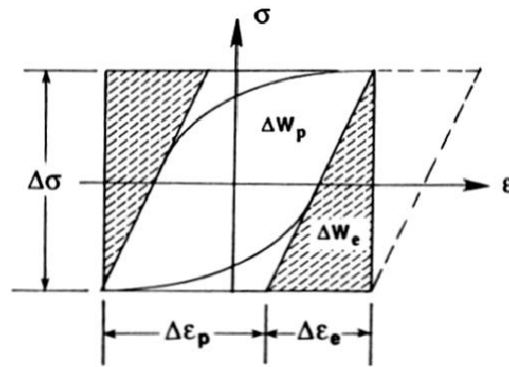


Figura 30 - Energias de deformação: Elástica e Plástica (Socie and Fatemi, 1999)

O modelo estabelece dois regimes de falha, um para o modo de falha axial ΔW_I , e outro para o modo de falha ao corte ΔW_{II} . No modo de falha ao corte, o modelo caracteriza dois tipos de fissuração baseando-se no modelo de B-Miller. As energias de deformação virtual ao corte e axial são definidas através das seguintes expressões $\Delta \tau \cdot \Delta \gamma$ e $\Delta \sigma_n \cdot \Delta \varepsilon_n$ respetivamente.

As expressões que preveem a vida à fadiga em ambos os regimes são semelhantes entre si, diferindo apenas nos valores das constantes cíclicas do material, natureza das tensões e respetivas extensões. A identificação do plano crítico faz-se considerando os planos onde a energia de deformação virtual for máxima.

A energia de deformação virtual axial é determinada calculando o valor de ΔW_I no plano onde a energia axial for máxima, contabilizando a respetiva energia de corte existente nesse plano. A equação 10 menciona a expressão do modelo de deformação axial.

$$\Delta W_I = (\Delta \sigma_n \cdot \Delta \varepsilon_n) \max_{\theta} + (\Delta \tau \cdot \Delta \gamma) \quad (10)$$

A previsão de vida à fadiga, é determinada na equação 11:

$$\Delta W_I = 4 \cdot \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N_f)^{b+c} + \frac{4 \cdot \sigma_f'^2}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^{2-b} \quad (11)$$

Da mesma forma, para o modo de falha ao corte ΔW_{II} , procura-se o plano θ que maximize a energia de deformação virtual de corte, somando a contribuição da energia axial nesse respectivo plano, resultando na equação 12:

$$\Delta W_{II} = (\Delta \sigma_n \cdot \Delta \varepsilon_n) + (\Delta \tau \cdot \Delta \gamma) \max_{\theta} \quad (12)$$

A previsão de vida à fadiga para este modo de falha, é determinada na equação 13:

$$\Delta W_{II} = 4 \cdot \tau_f' \cdot \gamma_f' \cdot (2 \cdot N_f)^{b_\gamma+c_\gamma} + \frac{4 \cdot \tau_f'^2}{G} \cdot (2 \cdot N_f)^{2-b_\gamma} \quad (13)$$

Onde $\Delta \tau$ e $\Delta \gamma$ são as gamas de amplitude de tensão e extensão de corte, G representa o modulo de elasticidade ao corte. τ_f' , γ_f' representam o coeficiente de resistência e o coeficiente de ductilidade à fadiga no processo de fadiga por corte, por fim b_γ e c_γ , representam o expoente de resistência à fadiga e o expoente de ductilidade à fadiga ao corte, respetivamente.

Considerando a caracterização dos tipos de fenda estabelecida no modelo de B-Miller, a diferenciação entre a energia de deformação virtual dentro do modo II é realizada considerando a seguinte anotação: $\Delta W_{II,A}$ e $\Delta W_{II,B}$.

No Modo I existe apenas um plano crítico, em contrapartida no Modo II obtêm-se dois planos críticos para cada tipo de fenda, separados de 90°. Num carregamento uniaxial verifica-se a seguinte igualdade $\Delta W_{II,A} = \Delta W_{II,B}$. Nos casos de carregamentos de torção ou tração/torção, havendo predominância do corte, ocorre a seguinte condição $\Delta W_{II,A} \geq \Delta W_{II,B}$

Estes parâmetros energéticos de deformação virtual fazem uso dos princípios dos modelos de plano crítico ao considerar a procura dos planos que maximizam as energias de deformação virtual. Por outro lado, estão dependentes do tipo de material, temperatura de funcionamento e do tipo de carregamento, podendo os três parâmetros ΔW_I , $\Delta W_{II,A}$ e $\Delta W_{II,B}$ ser calculados, no entanto um deles irá ter um papel dominante, estipulando assim o modo de falha.

De salientar que estes parâmetros admitem uma natureza virtual, tendo um significado físico, mas não é um fenómeno que se observe como no caso da energia de extensão elástica ou da energia de histerese plástica.

4. Estudo do caso

O presente capítulo tem por objetivo descrever as especificações técnicas do motor, a empresa proveniente deste, assim como se vai referir os modelos que usam este motor. O capítulo destina-se a toda a simulação do regime de funcionamento do motor (curva de torque, curva de temperatura e pressão interna cilíndrica, curvas de velocidade e aceleração do pistão, assim como a curva pressão em função volume para o motor em caso. No capítulo vão também ser apresentadas fotografias da fratura da cambota em estudo. A fratura ocorreu no moente da biela nº1, na região inferior da garganta do moente localizado à extremidade da cambota. A partir daqui já se tem conhecimento suficiente exposto, para poder fazer uma análise crítica, a nível experimental para a cambota fraturada em questão.

4.1. Histórico do grupo VAG

O motor presente na dissertação pertence ao famoso grupo automóvel Volkswagen (grupo vulgarmente conhecido por VAG), contendo inúmeras marcas automóveis desde a Volkswagen, Audi, Seat, Skoda, Bentley, Porsche e Bugatti, passando também por veículos pesados como Scania e MAN, à também vulgar marca de motociclos Ducati. Este grupo conquistou a liderança do mercado automóvel desde 2016 (Globo Notícias, 2017) face ao grupo Toyota. A Volkswagen tem motores de automóveis ligeiros idênticos às marcas Seat, Skoda e Audi, tendo precisamente as mesmas pormenorizações técnicas, mudando alguma parte estética por forma a diferenciar as marcas do grupo. De tal forma, qualquer informação apresentada para qualquer destes motores é válida e credível para o motor a estudar.

A Volkswagen foi a primeira marca automóvel a comercializar veículos de passageiros com motores diesel a injeção direta, no ano de 1996 (Volkswagen AG, 1999), onde o ilustre motor 1.9 TDI foi evoluindo e permaneceu até aos dias de hoje não só pelo seu desempenho em termos de potência e fiabilidade, mas também pela relação consumo/emissões. Inovações em termos de tecnologia turbo-diesel no que toca a reaproveitamento e arrefecimento de gases de escape, pressões mais altas de injeção de combustível e um melhor mapeamento eletrónico permitiram a este motor ter uma evolução notável, onde as suas expectativas foram superadas a diferentes níveis.

O lema deste grupo automóvel sempre se destacou na procura do equilíbrio entre a satisfação de condução e o consumo do motor, nunca esquecendo questões ambientais a nível de fabrico e produção em todos os componentes do automóvel. Os motores diesel aspirados

naturalmente foram largamente substituídos pelos motores turbo-diesel, onde as manutenções simples e económicas sempre se tiveram em consideração no grupo VAG.

4.2. Especificações técnicas do motor em estudo

O motor que se requisitou para o estudo da cambota fraturada é proveniente da marca SEAT, do respetivo modelo Toledo, do ano 1999, entrando em modo de falha aos 120.000 km de funcionamento. Este motor conta com 1900 cm³ de cilindrada, sendo um motor diesel sobrealimentado com turbocompressor, produzindo uma potência máxima de 110 cavalos.

O motor analisado sofreu grandes evoluções a nível de tecnologia (Club VAG, 2002) desde o sistema de injeção de diesel sendo controlado eletronicamente (controlando 24 parâmetros simultaneamente) informando em tempo real de funcionamento a quantidade precisa a injetar de diesel por cilindro assim como o momento de injeção. A influência do turbo de geometria variável produzindo diferentes pressões a diferentes rotações de motor, proporciona melhor rendimento onde um maior enchimento da câmara de combustão (mistura ar-combustível mais rica) a qualquer regime de rotação está em constante procura e consideração no movimento cíclico. A geometria dos componentes de injeção e da própria câmara de combustão, havendo injeção primária numa pré-câmara (Club VAG, 2002), provoca um efeito espiral (efeito swirl) na câmara de combustão. Este efeito aprecia o movimento do fluído no estado gasoso em forma de arco circunferencial, proporcionando a queima de combustível de maneira mais eficiente. Em contramedida, este tipo de câmara de combustão provoca a diminuição de cilindrada do motor por encurtar o volume da câmara de combustão (Flowers et al., 2001). Este motor tem a sua base original num motor idêntico de 90 cavalos, porém a presente versão estudada conta com turbocompressor de geometria variável, produzindo 110 cavalos a boas prestações de binário. Tanto o consumo específico como as emissões baixas comparativamente aos motores produzidos por outras marcas na altura são notórios.

Este motor não conta com o famoso sistema de injeção “Common Rail” nem com nenhuma bomba injetora. Preferiu-se utilizar uma bomba rotativa distribuidora Bosch, modelo VP44 controlada eletronicamente, acionada pela correia de distribuição, produzindo até 1350 bares de pressão de injeção (Club VAG, 2002). A versão de 110 cavalos conta com um turbo Garrett VNT15. A figura 31 mostra as diferenças referidas para ambas as versões mencionadas neste motor.

Tipo de motor	Diesel, 4 cil.	Diesel, 4 cil.
cilindrada (cm ³)	1896	1896
valvulas (admis / escape)	2/2	2/2
Diámetro / carrera (mm)	79,5 / 95,5	79,5 / 95,6
Potencia máxima CV /rpm	90 /4000	110 /4150
Par máximo Nm /rpm	202 /1900	235 /1900
Relación de compresión	19,5	19,5
Rendimiento termodinámico (%)	41,5	43
Preparación de la mezcla	iny directa	iny directa
Turbo Fijo / Variable	Fijo	Variable
Bomba	Rotativa	Rotativa
Consumo en carretera (l/100km)	4	4
Catalizador	de oxidación	de oxidación

Figura 31 - Especificações técnicas motor estudado: 90cv; 110cv (Volkswagen AG, 1999)

O motor evoluído da versão de 90 cavalos cumpre a norma Euro 2 (norma ambiental de emissões de automóveis), onde a implementação de turbo de geometria variável e o aumento da pressão de injeção foram diferenças notórias no desenvolvimento e inovação deste modelo. A figura 32 contempla a versão do motor de 110 cavalos.

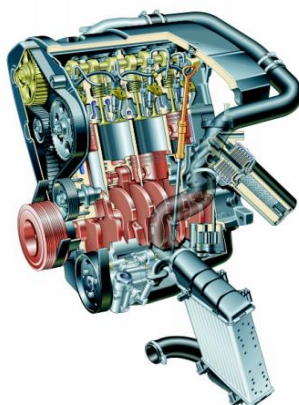


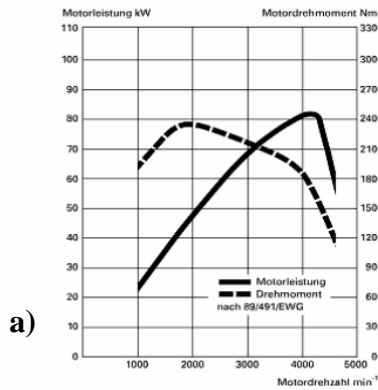
Figura 32 - Motor analisado no trabalho (Club VAG, 2002)

A figura 33 apresenta graficamente as curvas das especificações técnicas do motor.

Este trabalho centrado na cambota deste motor diesel da Seat, é de fácil compreensão que numa parte inicial se vá em busca de todas as características do funcionamento do motor que possam vir a influenciar mecanicamente o componente a estudar. Porém, os gráficos das curvas do motor contemplados nos documentos técnicos oficiais, contêm pouca informação tendo em conta a especificidade que se procura.

Com base nos diagramas de deslocamento angular da cambota em função do ciclo de 4 tempos, pretende-se agora estimar com a máxima precisão, o comportamento deste motor em função do deslocamento angular da cambota ao longo dos 720° equivalendo a um ciclo do

1,9 Liter-Vierzylinder-TDI-Motor
Turbolader mit Variabler Turbinengeometrie
1.896 cm³
81 kW (110 PS) bei 4.150 min⁻¹
225 Nm bei 1.900 min⁻¹



b)

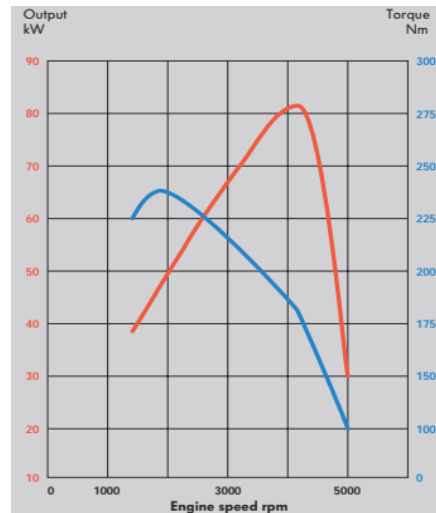


Figura 33 - Curvas técnicas do motor estudado: a) potência [KW] b) torque [Nm] e potência [KW] (Club VAG, 2002; Volkswagen AG, 1999)

motor. Interessa maioritariamente o gráfico da pressão e temperatura interna cilíndrica por forma a implementar esta solicitação no próximo capítulo de modelação.

A taxa de compressão (compression ratio) define-se como o quociente entre o volume máximo e mínimo do cilindro. O volume máximo do cilindro ocorre quando o pistão está no PMI, enquanto que o volume mínimo ocorre quando o pistão está na posição PMS. Em geral, quanto maior a taxa de compressão do motor, melhor a sua eficiência termodinâmica, contudo é limitada em função do limite de resistência do material. No que toca aos componentes solicitados no motor, a conseqüente taxa de compressão proporciona uma maior pressão de compressão e também maiores pressões obtidas no cilindro (Haapakoski, 2016).

Desta forma, após alguma procura, encontrou-se um Website “Black Art Dynamics” que permite modelar o comportamento termodinâmico de um motor de combustão interna manipulando as variáveis requeridas à simulação (Kozakewycz, 2015). Segundo Kozakewycz, tudo começou por modelar a posição do pistão ao longo da rotação da cambota, seguindo do cálculo do volume no cilindro, modelando posteriormente a pressão interna cilíndrica. Desta forma é possível calcular o torque instantâneo a cada posição angular da cambota. Posteriormente foram-se implementando mais variáveis, relacionadas com o combustível e a presença de sobrealimentação.

Variáveis como diâmetro do cilindro (bore), curso do pistão (stroke), comprimento da biela (rod length), peso do pistão (piston weight), taxa de compressão, rotação do motor (rpm), eficiência volumétrica do cilindro, pressão do turbo, temperatura de admissão do ar, pressão dos gases de escape, momento angular da árvore de cames na fase de injeção assim como o momento angular do fecho da válvula de admissão são necessários na modelação do

comportamento térmico do motor. O autor desta modelação impôs algumas considerações como viscosidade de óleo, atrito entre superfícies de cilindro e temperatura associada, como se encontram de acordo com a figura 34.

Também estão presentes as variáveis mencionadas necessárias na análise fundamentadas tecnicamente em documentos oficiais (Bentley, 2004; Correa, 2005). Encontra-se na figura alguma informação calculada, específica apenas para este motor do grupo VAG.

A coluna esquerda (vermelho) simula o motor para o máximo de rotação (5100 rpm) enquanto que a coluna direita (azul) simula o motor para o máximo de binário produzido.

Max RP	Name:	Max Tor	Performance Overview	
79.5	Bore:	79.5	Engine	1 2
95.5	Stroke:	95.5	Torque	157 lb/ft 162 lb/ft
4	No. Cylinders	4	Power	152 bhp 59 bhp
19.5	Compression Ratio:	19.5	Specific Torque	77 lbft/litre 79 lbft/litre
144	Rod Length:	144	BMEP	189 psi 195 psi
500	Piston Weight:	500	Maximum RPM	7853 rpm 7853 rpm
5100	RPM:	1900	BSFC	184.8 g/kwh 177.4 g/kwh
90	Volumetric Efficiency:	90	Fuel Rate	29.1 l/h 10.8 l/h
1.2	Boost Pressure:	1.2	Performance Index	573 222
56	Intake Air Temperature:	56	Piston Motion	
0.84	Exhaust Pressure:	3.62	Mean Piston Speed	16.23 m/s 6.05 m/s
14.6	Air Fuel Ratio:	14.6	Max Piston Speed	26.75 m/s 9.97 m/s
16	Ignition Timing:	16	Max Acceleration	1849 G 257 G
25	IVC:	25	Wrist Pin Force	925 kgf 129 kgf
1896 cc	Capacity	1896 cc	Temperature	
1836 cc	Effective Capacity	1836 cc	Average Temperature	637°C 563°C
18.91	Dynamic Compression	18.91	Max Temperature	3125°C 3440°C
Assumptions			EGT	1727 °C 1209 °C
Oil Viscosity - 15cSt (SAE 40)			Pressure	
Main Bearings - (Cylinders + 1) x 55mm x 25.4mm			Peak Pressure	1204 psi 2187 psi
Bearing Radial Clearance - 0.025mm			Pmax Position	12° 10°
Cylinder wall friction co-efficient - 0.2mu			Average Pressure	257 psi 298 psi
Cylinder wall temperature - 400°K				
Ancillary losses - 5%				

Figura 34 - Dados recolhidos e simulados do motor analisado (Kozakewycz, 2015)

Por fim, é possível simular gráficos de curvas de pressão-volume, de torque, modelar o movimento do pistão ao longo do deslocamento angular da cambota assim como a curva de pressão e temperatura. A figura 35 descreve as curvas simuladas por meio desta plataforma online. No gráfico do movimento do pistão, as linhas “sinusoidais” simulam a velocidade do pistão enquanto que as restantes duas simulam a respetiva aceleração. Por outro lado, no gráfico da temperatura e pressão, as linhas a tracejado representam a pressão interna cilíndrica enquanto que as linhas contínuas representam a temperatura interna cilíndrica.

Todas as curvas apresentadas são referentes a apenas um cilindro individualmente simulado. Desta forma é possível analisar o comportamento a nível de cargas de tensão e cargas térmicas para todo o desfazamento angular da cambota ao longo do ciclo motor. Neste estudo

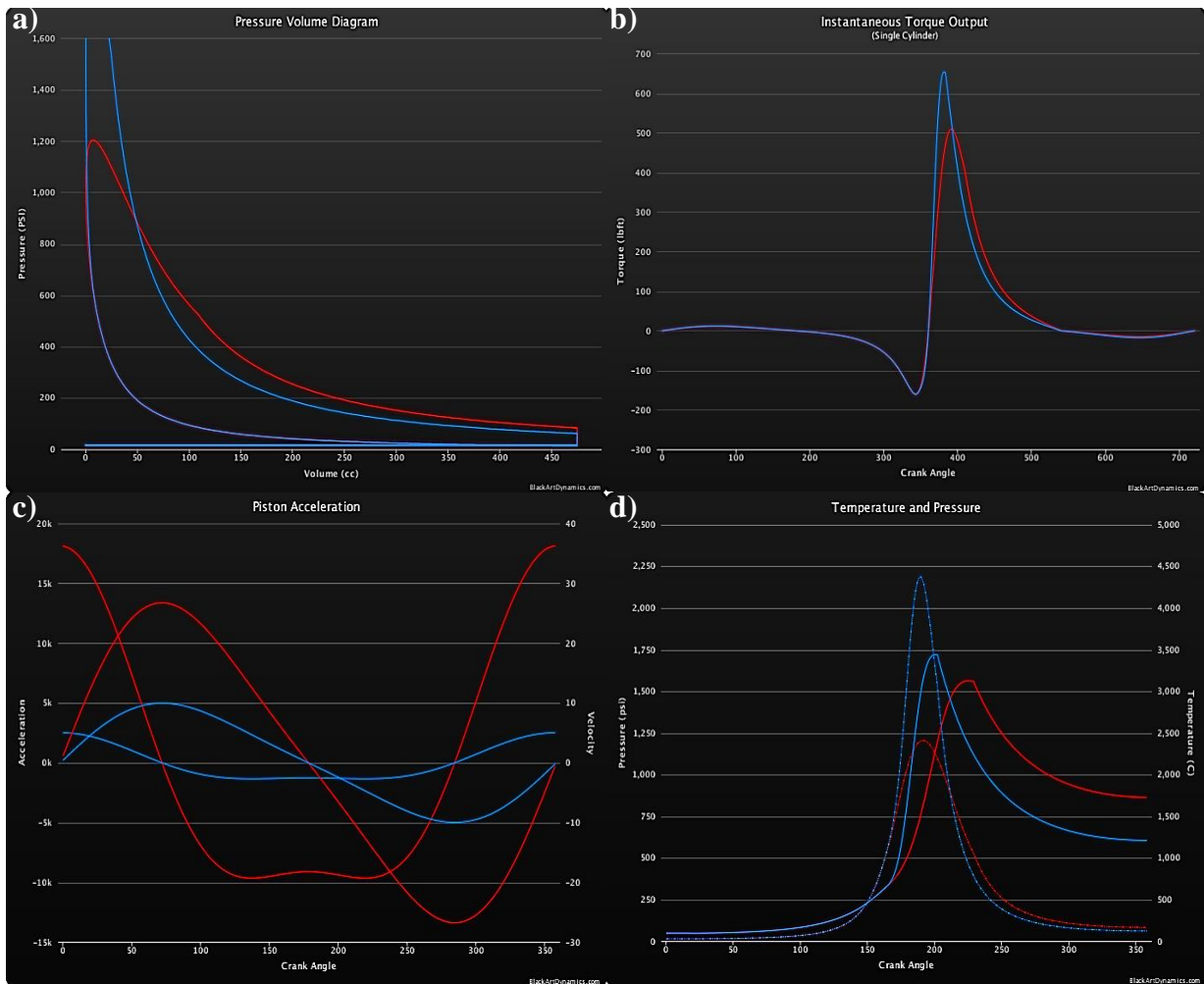


Figura 35 - Curvas simuladas para o motor analisado: a) pressão-volume; b) binário instantâneo; c) movimento do pistão; d) temperatura e pressão (Kozakewycz, 2015)

vai-se dar especial importância à curva de pressão e temperatura, em que variáveis como pressão e temperatura serão importantes na modelação do comportamento mecânico em elementos finitos desta peça.

Note-se que para um motor diesel a 4 tempos, apenas as fases de compressão e expansão do ciclo têm importância na solicitação dos componentes acoplados constituintes. Por esta razão, na simulação do motor em questão, apenas se vão ter em conta dados de pressão interna cilíndrica para as fases referidas (Haapakoski, 2016). A figura 36 representa a evolução da pressão obtida no interior do cilindro em função do movimento angular da cambota para o ciclo completo num motor diesel genérico. Desta forma é possível negligenciar o solicitamento mecânico nas fases de admissão e escape.

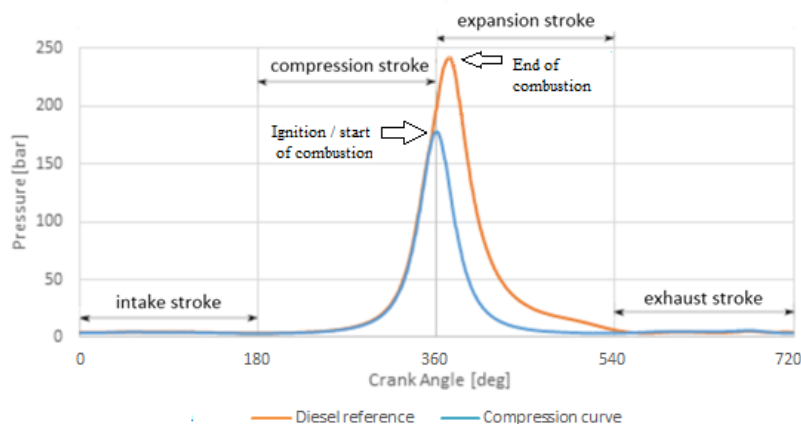


Figura 36 - Curvas de pressão interna cilíndricas em função do movimento angular da cambota (Haapakoski, 2016)

Todos os dados calculados nesta simulação serão explicados e expostos com maior detalhe no capítulo 5, referente à simulação mecânica em software computacional. De um modo conclusivo, sabe-se que não existe total precisão nos resultados recolhidos.

Todas simulações de comportamentos de motores por combustão interna, mesmo em aplicações computacionais são algo ainda genéricas e imprecisas. Perdas por atrito, perdas térmicas através da irradiação assim como perdas por pressão dos gases na fase de compressão são assumidas como constantes ao longo do serviço motor, o que na prática não se verifica (Mollenhauer and Tschoke, 2010). A variação da viscosidade do óleo de lubrificação em função da temperatura de serviço não é considerada também (Wang and Wang, 2016).

Existem ainda softwares com licença requerida (Ion and Anisor, 2011) que visam estimar e aperfeiçoar o comportamento do funcionamento motor com base em modelos avançados, sendo possível otimizar a geometria dos coletores, dos tempos de válvulas e do turbocompressor, na procura de um melhor desempenho.

4.3. Especificações técnicas da cambota analisada

Em relação à cambota do motor da Seat, esta é forjada em aço carbono (Schweimer and Levin, 2000). Possui 5 rolamentos principais, com 4 moentes de biela, tendo cada um 2 contrapesos, equivalendo um total de 8 componentes de massa equilibrantes. A figura 37 mostra a cambota analisada neste estudo, encontrando-se fraturada. Tem uma massa total de 8.271 kg (Volkswagen AG, 1999).

A alta resistência necessária para suportar o torque do motor nos moentes das bielas (filetes), é solicitada por esforços de flexão e torção. A técnica familiar de compactação por rolo (laminação) das gargantas dos moentes por forma a dar resistência superficial no material,



Figura 37 - Cambota analisada no trabalho

induzindo tensões residuais compressivas, tem a desvantagem de causar deformação no material, se efetuada sem qualidade. Posteriormente, através da técnica de endireitamento com o objetivo de reduzir tensões internas, é promovido um ganho de 100% de resistência material na região dos filetes. Parâmetros otimizados na laminação como força de compressão dos rolos, ângulo e dimensão da laminação e número de repetições do processo, permitem minimizar as

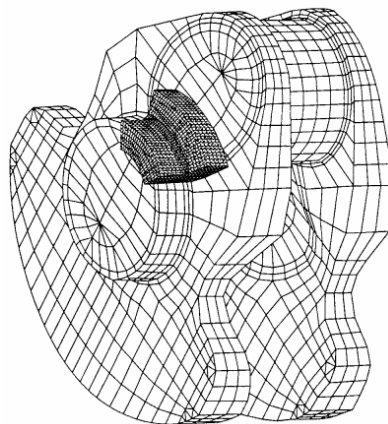


Figura 38 - Modelo FEM de 1 manivela da cambota analisada (Club VAG, 2002)

amplitudes críticas de torção (Volkswagen AG, 1999). O desenvolvimento e projeto deste componente foi apoiado por cálculos intensivos com base no método de elementos finitos (FEM), observado na figura 38.

4.4. Descrição fotográfica da fratura da cambota

Este subcapítulo dedica-se a toda a exposição fotográfica da cambota fraturada do estudo presente. A fratura ocorreu no moente da biela nº1, na região do filete, sendo este adjacente ao primeiro prato da cambota. Já é de conhecimento que a região fraturada se designa por uma das secções mais solicitadas no constante carregamento cíclico a que o componente presta serviço.

Exteriormente, não é possível detetar qualquer vestígio de corrosão em ambas as superfícies de fratura, assim como qualquer defeito no material. A figura 39 apresenta as duas partes da cambota após a fratura ter ocorrido.



Figura 39 - Corpos da cambota fraturados

De seguida são apresentadas ambas as superfícies de fratura, em diversos posicionamentos, de modo a expor sem qualquer ampliação, as características da fratura, tentando de algum modo, detetar alguma informação no material que permitir determinar o modo de falha da cambota. A figura 40 apresenta a seção de topo da fratura da cambota do moente da biela.



Figura 40 - Superfície de fratura do moente (seção de topo) lateral)

A figura 41 apresenta as secções laterais da fratura do moente da biela. Estas são apresentadas numa sequência de sentido horário da superfície lateral do moente, por forma a apresentar a seção lateral deste, sequenciadamente, ou por outras palavras, à medida da rotação do moente.

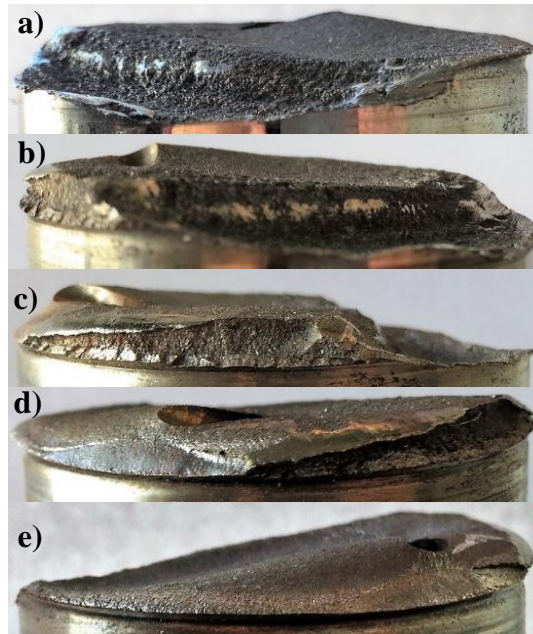


Figura 41 - Superfície de fratura do moente (seção lateral): a) região 1; b) região 2; c) região 3; d) região 4; e) região 5

A figura 42 ilustra a seção de topo da fratura da cambota da restante parte definindo-se pela região do prato, na região do moente. A figura 43 descreve a mesma região fraturada, na secção lateral.



Figura 42 - Superfície de fratura do prato (seção de topo)



Figura 43 - Superfície de fratura do prato (seção lateral)

4.5. Análise fractográfica

Primeiramente, dar ao entendimento que não se conhece qualquer histórico de avaria no automóvel da cambota em estudo, da mesma forma que há total desconhecimento no tipo de uso que o motor tinha assim como na manutenção que este efetuava.

No que concerne à cambota, do mesmo modo, não se tem qualquer informação relativa ao estado dos rolamentos dos moentes acoplados desta, assim como do estado do volante do motor. Contudo, a fratura não ocorreu num moente de apoio sendo a região da cambota onde há maior constrangimento a nível de vibrações. Deste modo, conclui-se que o potencial dano no volante de motor ou a vibração excessiva não contribuiu para a falha da cambota.

A fratura ocorreu num curto período de serviço do veículo, contando o veículo com uma quilometragem de 120.000 km. O motor posteriormente foi levado a uma oficina de reparação com o objetivo de substituir a cambota fraturada. Não foi detetada qualquer anomalia ou mau funcionamento nos restantes componentes do motor. A cambota não teve qualquer recondição, tendo sido apenas desmontada e guardada.

Devido a não se ter qualquer informação relativa aos rolamentos acoplados da cambota, não se consegue apurar a existência sob serviço de aspetos fundamentais à falha. Todos os moentes apresentam bom estado superficial, não observando qualquer desgaste, entendendo que não houve contacto direto nos moentes. Porém, a cambota pode ter sofrido desalinhamento entre moentes, contribuindo para a perda de rendimento na lubrificação ou carregamento de maior amplitude e oscilante durante o movimento cíclico.

O possível movimento axial entre moentes dos apoios é totalmente indesejado assim como a presença de folgas radiais particularmente nos moentes das bielas. Vibrações anormais resultam da folga excessiva nos rolamentos, potenciando fadiga de baixo ciclo de alta tensão.

Conforme as figuras descritivas da fratura na região da garganta do moente da biela nº1, esta propagou-se radialmente ao moente, afetando diretamente o prato adjacente da cambota. O moente da biela das cambotas caracteriza-se pela zona dinâmica e geometricamente mais solicitada sob aspeto de carga de flexão cíclica, sendo esta a causa principal de fratura.

Como se sabe, a laminação induzida na cambota estudada apenas induz tensões residuais a nível superficial no material por deformação plástica local. Desta forma, procura-se aumentar a dureza nesta região por forma a retardar a iniciação e propagação de fendas por fadiga sob carga cíclica e de alta amplitude.

Teoricamente, para que a fadiga ocorra, uma tensão de tração cíclica associada a uma fenda inicial é elementar. A existência de torção harmônica combinada com tensão de flexão cíclica

proveniente de cargas radiais resultantes da pressão de combustão no cilindro, está presente de forma constante durante o funcionamento cíclico do motor diesel.

Estes componentes são dimensionados com uma margem de segurança alta de forma a não exceder o limite de resistência do material, porém, a alta carga cíclica e as concentrações de tensão locais possibilitam o crescimento indesejável da fenda, mesmo quando a resistência à fadiga não excede valores médios.

Todas as fraturas da cambota são geralmente produzidas por fadiga onde tensões de flexão se presenciaem na região da garganta dos moentes da biela e tensões de torção ocorridas nos moentes dos apoios são o fundamento da falha neste componente. No caso de flexão, na fase de rutura da fratura, esta tende a localizar-se na seção do moente a menos que o orifício de óleo de lubrificação influencie a sua propagação. Falando de fraturas originadas por torção, por norma possuem ângulos de propagação de fenda oblíquos em relação ao eixo axial da cambota (Fonte e Freitas, de, 2009). Uma fratura com propagação perpendicular ao eixo é geralmente associada a flexão rotativa.

A partir da figura 44 é possível identificar as três zonas habituais e distintas decorrentes da fratura onde “O” refere-se ao início da fratura, na região de origem da fissuração, “P” define a região de propagação da fratura e “S” a região final de rutura. A fratura propagou-se numa proporção de 60% da secção total de fratura, tendo ainda uma secção do moente correspondente à fase de rutura final uma dimensão apreciável.

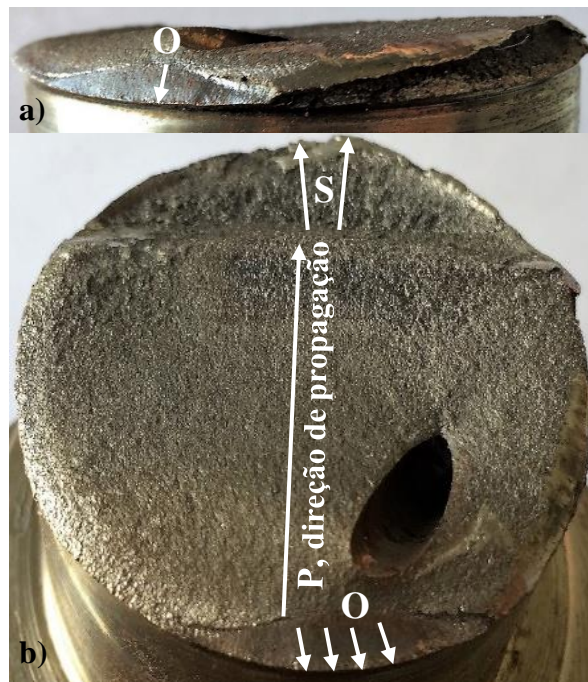


Figura 44 - Identificação das 3 fases de fratura por fadiga: a) vista lateral; b) vista de topo

O carregamento cíclico associado a altas pressões (da combustão motora) contribui para uma taxa de propagação mais rápida da superfície de fratura. O arrancamento de material assim como o potencial dano consequente da fratura é de menor gravidade numa fase inicial de propagação comparativamente a uma fase final desta fase, agravando-se na fase de rutura.

Pela análise da área fraturada entre estas duas fases de fratura, conclui-se que se está na presença de fadiga de baixo ciclo de alta tensão. A presença de solicitações mecânicas produzidas pelo funcionamento do motor e/ou alguma anormalidade no funcionamento da cambota, contribuiu para uma evolução prematura e inesperada do crescimento e propagação da fenda. Por outro lado, o carregamento solicitado neste componente foi excessivo e/ou desequilibrado (inconstante) enquanto fase de rutura da fratura.

No que toca à fase de iniciação da fenda, é possível observar uma superfície ligeiramente brilhante onde adicionalmente, alguma inclinação detetada no início da fissuração permite concluir que a fratura resultou de uma combinação de flexão rotativa com torção. Como é de conhecimento, este é a razão comum da fratura por fadiga nos moentes das bielas das cambotas.

Na presente figura é possível observar uma superfície oblíqua relativamente ao eixo axial, explicada a partir de várias microfissuras existentes na periferia radial do moente, em pontos diferentes, próximos uns dos outros. A existência de microfissuras no material justifica-se pelas altas concentrações de tensões associadas à região, provocadas por tensões de flexão. Na presença de flexão rotativa, após algum efeito cíclico de torção, os pontos que sofreram microfissuração unem-se radialmente através da ação das forças de corte induzidas na região. A união das microfissuras justifica-se pelo aumento de profundidade material da fenda onde este perde resistência mecânica, levando a deformações plásticas na ponta da fenda.

A observação de uma superfície plana e de pouca rugosidade é característica da eficiente lubrificação, contribuindo para rejeitar uma das possíveis causas do modo de falha. Associado a isso, a região de fratura só pode ser originada devido a solicitações de fonte mecânica (cargas de flexão e torção).

Um facto muito importante concerne-se à região de origem da fissuração, localizando-se na garganta do moente, na zona inferior da periferia do moente. No momento angular da cambota de máxima solicitação originado pelo funcionamento motor, a pressão interna cilíndrica resultante da combustão proporciona flexão no moente através da componente radial da força solicitada no acoplamento moente da biela com o moente. A amplitude máxima caracteriza-se pelo momento angular da cambota em que determinado pistão se encontra no PMS e se inicia a fase de expansão do ciclo.

Posteriormente, a secção da fenda propaga-se radialmente na superfície da periferia para o centro do moente, iniciando-se a fase de propagação. Com base na figura 44 observa-se uma superfície ligeiramente mais brilhante e de menor rugosidade na região direita da secção de fratura do moente comparativamente à extremidade esquerda, na região de propagação. Esta disparidade na superfície é justificada pela propagação mais rápida na periferia do moente mais brilhante (zona periférica direita) devido ao binário motor solicitado na cambota, sendo este constante no sentido de rotação do momento aplicado.

A partir da figura 45, a superfície de topo do prato da cambota presencia linhas de paragem detetadas na secção lateral esquerda da região de propagação. É possível observar degraus de clivagem com fragmentação radial à origem de fratura (ponta da fenda), no final da fase de propagação.

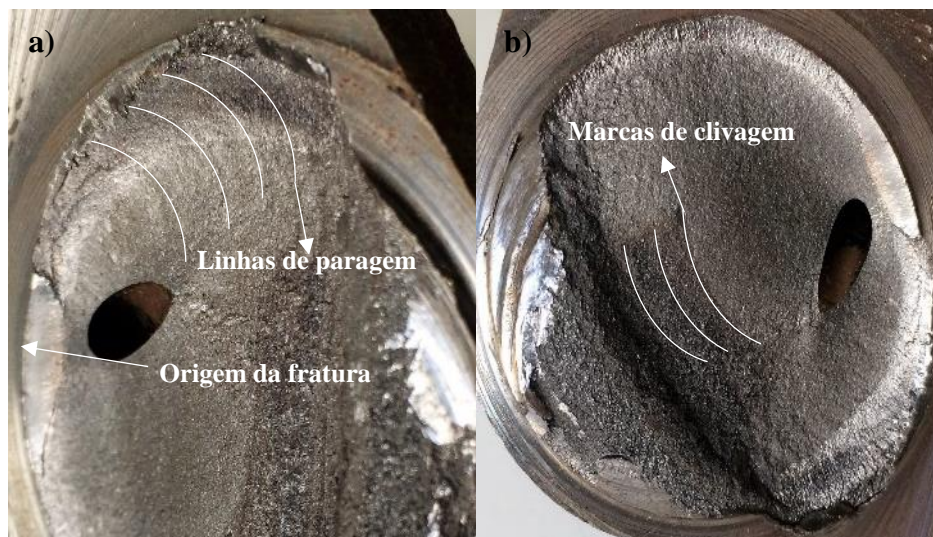


Figura 45 – Análise à superfície de fratura do prato da cambota: a) superfície lateral; b) superfície de topo

Estes degraus de clivagem ocorrem em metais de dureza e resistência elevada em que a superfície da fratura tem uma aparência brilhante, de comportamento frágil. A descontinuidade do material devido à estrutura intergranular fraca, leva à formação de alguma fragmentação no material.

A presença de linhas de paragem em torno da origem de fratura, detetadas a partir de uma imagem ausente de ampliação, mostra a propagação da fratura, com base na evolução destas. Mesmo detetadas numa região lateral, estas permitem dar o conhecimento de como toda a evolução da fratura progrediu e adicionalmente, saber o ponto de origem da mesma. A distância entre estas as marcas permite concluir que houve uma progressão lenta numa fase inicial onde a sobrecarga solicitada na cambota provocou um aumento de taxa de propagação de fenda. O

consequente aumento de velocidade de fratura proporciona o aumento de rugosidade superficial no material, na fase de propagação.

Uma análise interessante define-se pelas linhas de paragem não terem uma aparência totalmente elíptica durante a propagação da fratura. Deste modo, a falha da cambota resultou de momentos de flexão cíclicos combinados de torção constante. Por fim, o padrão das linhas de paragem de perfil semielíptico, radiais ao ponto de origem da fenda, indicam que a torção não foi predominante e consequente para o início e propagação da fratura. Esforços de alta flexão podem ter proporcionado desalinhamento nos moentes dos apoios.

No que toca à última fase, a rutura apresenta uma superfície rugosa, de fratura frágil. A presença de uma superfície bastante rugosa tem tendência a presenciá-la nesta fase, o que se explica por uma taxa de crescimento de fenda muito mais rápida comparativamente à fase de propagação. Por este motivo a região de rutura também é maior, não tendo a estrutura material capacidade resistiva para aguentar a sobrecarga consequente da solicitação mecânica imposta pelo movimento cíclico do consequente funcionamento do motor.

Nesta fase há uma maior distorção da superfície pois o efeito da torção é predominante em relação à flexão. As zonas brilhantes na região final da fratura devem-se ao resultado do contacto direto e superficial resultante da fricção e colisão entre as duas superfícies de fratura após a cambota ter fraturado durante o seu movimento rotativo. Deste modo, cambota não interrompe o movimento instantaneamente após a fratura. A fratura final dúctil é característica da fadiga.

A figura 46 revela uma das amostras de material do moente fraturado, sujeitas para análise laboratorial. A presente figura elucida a face traseira da amostra, tendo sido detetadas linhas de paragem, de perfil semielíptico, propagando-se estas da periferia do moente para o seu centro axial.



Figura 46 – Linhas de paragem na amostra

Deste modo conclui-se que a cambota presente no estudo, com base em todas as características estudadas na superfície fraturada do moente, que este entrou em modo de falha devido à fadiga.

4.6. Planos de iniciação de fissura

Nesta secção identifica-se os planos de iniciação de fissura medidos nas superfícies de fratura da cambota. Estes resultados servem para correlacionar as estimativas dos planos críticos com os planos de iniciação identificados.

A figura 47 ilustra as superfícies de fenda por fadiga da cambota. A figura 47 a) mostra a parte fraturada à esquerda e a figura 47 b) mostra a direita. Na figura 47 a) identifica-se o ângulo de iniciação da fissura com duas linhas perpendiculares brancas. A medida do ângulo de iniciação da fissura na superfície da fissura foi de 0° graus, considerando este referencial.

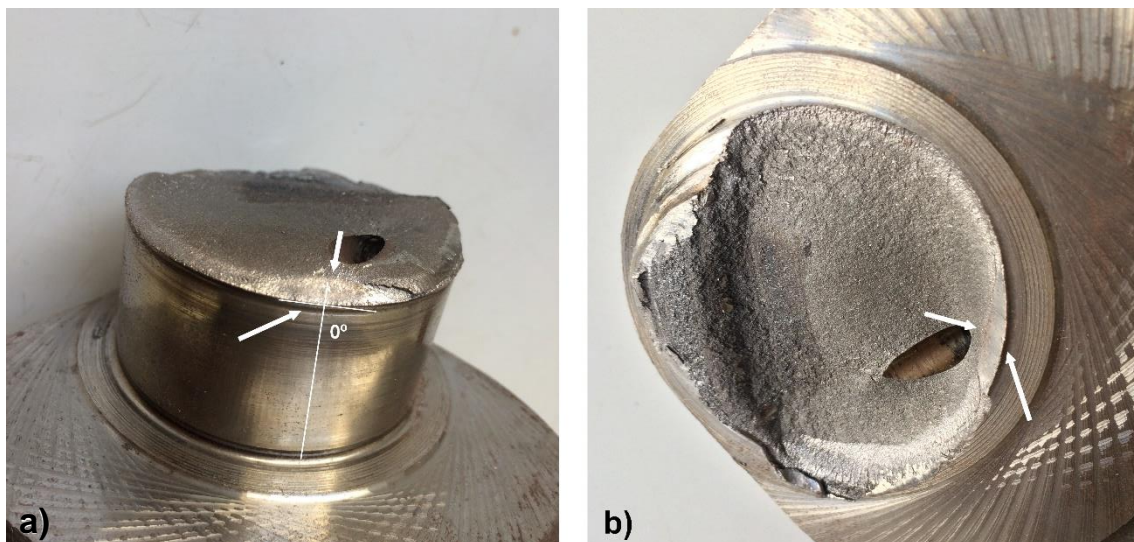


Figura 47 - Fratura da cambota: a) identificação de ponto de início de fissura e orientação de início de fissuração; b) identificação de fissuras na parte fraturada homóloga

Nas presentes figuras, as setas brancas identificam o mesmo ponto de início de fenda, estando de acordo um com o outro, o que indica que a morfologia da superfície não resultou de qualquer queda, ou qualquer outro processo diferente do modo de falha presente na cambota. Nesta região, identificada pelas setas brancas, pode notar-se uma superfície mais ou menos polida, podendo ter resultado da interação entre as duas superfícies durante o processo de iniciação e propagação da fissura. Nas outras regiões pode observar-se uma morfologia tipicamente granulada, ocorrida na região de propagação de fendas, isenta da interferência de superfície.

5. Análise numérica

O presente capítulo aborda toda a modelação sólida da cambota em programa auxiliado por computador assim como toda a simulação gráfica no que concerne ao comportamento mecânico da cambota estudada. A análise de simulação em elementos finitos com base na modelação sólida da cambota, permite identificar regiões locais onde se preveem coeficientes de segurança mais baixos, identificando também as regiões de tensões máximas. Por fim, analisou-se também a influência da solicitação mecânica-térmica no desempenho mecânico da cambota.

5.1. Modelagem sólida da cambota

Por forma a se poder realizar a análise de simulação em elementos finitos, primeiramente teve de se fazer a modelagem sólida da cambota estudada num software apropriado. Optou-se por adotar o software “SolidWorks” na realização da tarefa. Este software consiste numa tecnologia de desenho assistido por computador (CAD), que visa auxiliar toda a fase de desenho e projeto de qualquer produto durante o processo de engenharia. Desta forma é possível detalhar e manipular qualquer componente sólido no que toca a tolerâncias e dimensionamentos nos componentes.

Ferramentas computacionais CAD auxiliam na criação, modificação e otimização de qualquer projeto de engenharia, sendo atualmente consideradas fundamentais numa vertente automóvel. Componentes sólidos criados a nível tridimensional de configuração virtual são elementares numa análise de comportamento mecânico. O modelo sólido descreve a forma geométrica (incluindo propriedades físicas), essencial no suporte ao design do produto e na avaliação do desempenho do mesmo. Em qualquer peça que possa vir a ser comercializada, se modelada geometricamente, por norma, é realizada uma estimativa dos custos de produção, sendo possível explorar alternativas de projeto e produção (Chang, 2014).

A maioria dos softwares CAD emprega na modelagem geométrica uma biblioteca de funções matemáticas que definem e armazenam objetos sólidos tridimensionais para suporte na modelação. A geometria sólida é formada com base numa combinação de objetos sólidos, formados a partir de um esboço com perfil bidimensional (2D). Este perfil é composto em entidades de linha ou curva que se projetam por forma a obter um perfil sólido. Por sua vez, as entidades formam superfícies de contorno que envolvem (contornam) o objeto sólido. Recursos de projeção do esboço 2D para a modelagem sólida (3D) incluem extrusão, junção, revolução e movimentação.

A modelagem geométrica é a base de todo o processo CAD, sendo fundamental no ramo de engenharia assistida por computador ou mesmo de fabrico assistido por computador (CAM).

Na vertente prática da modelagem sólida da cambota em estudo, o processo seguiu um esboço inicial da face lateral do prato da cambota com a posterior complementação da face frontal através do processo de extrusão. Tendo um prato modelado tridimensionalmente, complementou-se o desenho projetando o respetivo moente da biela que une, por conseguinte, o restante prato acoplado. Tendo uma manivela modelada, desenhou-se a geometria do moente do apoio, sendo elaborados os arredondamentos nos contornos assim como todos os detalhes envolventes. De seguida, obteve-se a geometria da cambota copiando o corpo da manivela modelada, conformando as restantes manivelas, invertendo as centrais, de modo a obter a geometria de uma cambota proveniente de um motor de 4 cilindros. Por fim as peças úteis para o acoplamento axial da cambota foram implementadas. Numa fase final de aperfeiçoamento foram realizadas as roscas, assim como os furos de lubrificação, de forma a proporcionar todo o detalhe na geometria do componente.

No resultado final os componentes, individualmente modelados, foram acoplados uns aos outros, por seqüência, por forma a dar a geometria final, de acordo com a cambota real. As figuras 48 e 49 elaboram a modelagem sólida final.

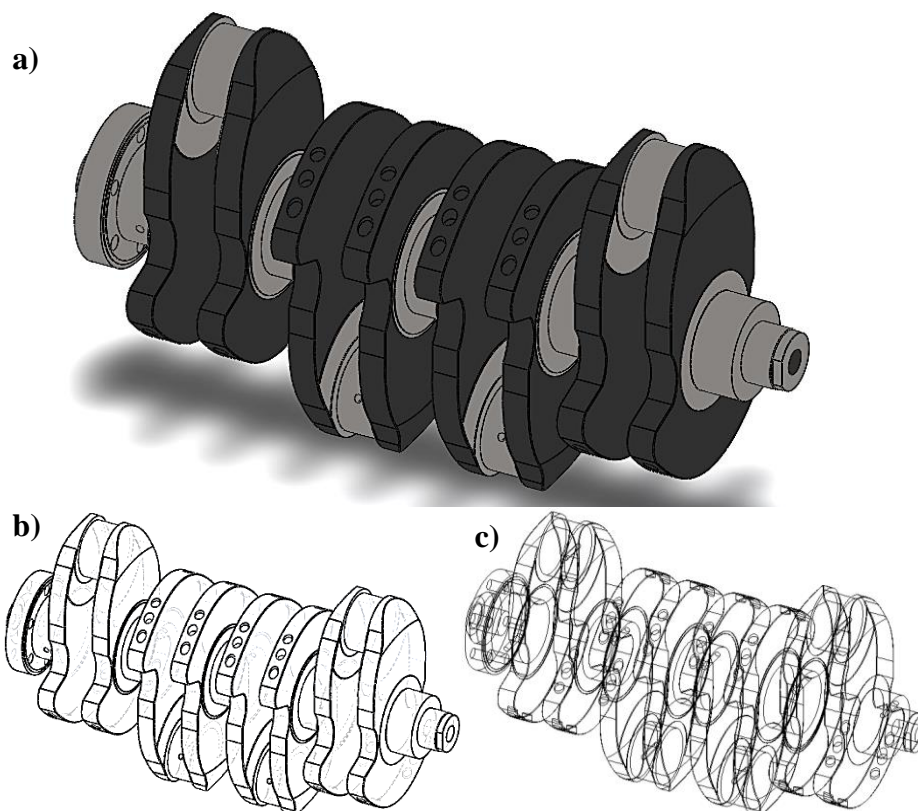


Figura 48 - Modelagem sólida (perspetiva isométrica): a) vista completa; b) vista de faces; c) vista de contorno

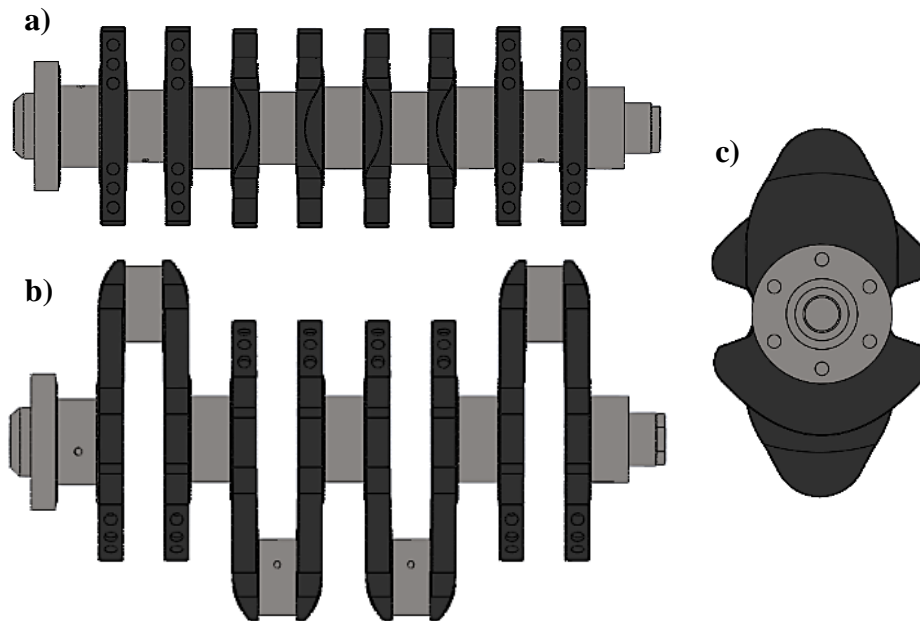


Figura 49 - Modelagem sólida: a) vista de topo; b) vista lateral; c) vista axial

Por fim, pensa-se que se obteve uma modelagem sólida rigorosa e de qualidade, com dimensionamento real ao da cambota, obtendo superfícies detalhadas sem imperfeições.

Os componentes finais modelados, pertencentes às extremidades axiais da cambota, são importantes na fase de simulação em elementos finitos, de modo a aplicar as condições fronteira nas regiões corretas, por forma a potenciar o comportamento mais real possível. O objetivo da modelação sólida da cambota define-se pela aplicação da geometria modelada na simulação do comportamento mecânico através do método em elementos finitos.

5.2. Simulação em elementos finitos (teoria)

Foi feita uma análise de simulação através do método em elementos finitos (FEM), sendo uma técnica de modelagem avançada que pode ajudar a prever a magnitude das tensões em componentes individuais ou mesmo sistemas acoplados, de montagens exigentes em termos de geometria complexa. Este recurso permite identificar as regiões críticas do componente modelado, onde regiões de concentrações de tensões no material se conseguem determinar com recurso a esta ferramenta, a nível superficial.

Pretende-se simular o impacto do comportamento procedente do funcionamento do motor na cambota, com o objetivo de criar um ambiente virtual de condições mecânica-térmicas de forma eficiente e realista.

Devido à complexidade estrutural do componente e das cargas aplicadas, o método de cálculo clássico tem limitações a serem utilizadas para a fadiga, onde o método de cálculo numérico demonstra ser o mais eficiente e competente na simulação virtual que se pretende.

O software elegido na execução desta tarefa designa-se por “ANSYS Workbench”. Este programa tem o intuito de simular o comportamento mecânico numa ampla diversidade de aplicações, com qualquer geometria sólida, em qualquer tipo de ambiente, com qualquer condição fronteira, permitindo analisar comportamentos estáticos e dinâmicos.

A análise estática é útil para simular tensões solicitadas induzidas pelos carregamentos que a que o componente se submete, porém, uma análise dinâmica permite calcular a frequência natural em relação à dada condição de carregamento. Deste modo, o trabalho concentrou-se numa vertente de carregamento estático, justificando-se pela região da cambota potenciada para amplitudes de vibração elevadas não ser coincidente com a região de fratura da mesma.

Software FEM

A modelagem em elementos finitos utiliza um modelo tridimensional, possível de ser concebido no pré-processador ou de uma maneira usual, importando a geometria sólida modelada num software de desenho apropriado, como realizado no presente estudo.

A aplicação da malha na geometria do componente é um processo de divisão da análise de forma contínua (em termos de dimensão espacial) em várias partes discretas, designando-se por elementos finitos (Mollenhauer and Tschoke, 2010). Quanto mais refinada esta for, mais credíveis serão os resultados no que toca à precisão destes tanto em amplitude dos mesmos como na região da geometria em que se concentram. O tempo requerido para a análise, assim como a velocidade de processamento e o espaço armazenado pelo computador incrementa com a refinação da malha. Desta forma, um compromisso entre precisão de resultados e velocidade da solução numérica é necessário.

Deste modo, no presente estudo realizou-se um estudo de convergência da malha, onde a malha aplicada na geometria da cambota está refinada o suficiente, sendo os resultados inalteráveis tanto em amplitude como em local na geometria. A malha em casos de geometrias complexas, como no presente estudo, é criada manualmente (é exequível refinar a malha automaticamente) por forma a potenciar a exatidão da simulação. Regiões na geometria da cambota de discontinuidades geométricas, zonas de contornos e os detalhes dos moentes são critérios a ter em consideração no refinamento da malha.

O carregamento a aplicar na análise (cargas de pressão, de força aplicada, de momento aplicado, de velocidade, de aceleração, de gradiente térmico, etc) podem ser aplicadas a um

ponto (a um nó da malha), a um canto de um contorno (vértice de uma aresta), a uma superfície ou mesmo um corpo da geometria. O sistema de unidade deve ser o mesmo em ambos os programas utilizados no estudo numérico. Em relação às condições fronteira, estas podem ser aplicadas em todas as direções (x, y, z), sendo essenciais na solução do problema a modelar. Pelo menos uma condição limite tem de ser aplicada a qualquer modelo de análise estrutural estática, dinâmica ou mesmo análise modal. Há uma diversidade de constrangimentos que podem ser aplicados desde suportes fixos, de deslocamento, de fricção, de compressão, a suportes cilíndricos e elásticos.

No que toca à solução, esta geralmente é automática, estando o solucionador de elementos finitos dividido em 3 fases designando-se estas de pré-solucionador, ferramenta de cálculo matemático e pós-solucionador. A primeira fase consiste numa leitura do modelo feito pelo pré-processador onde se formula a representação matemática do modelo, sendo todos os parâmetros definidos para a solução, respetivamente processados. Esta fase envolve a modelagem, a configuração de geometria, a definição de propriedades de elementos e a criação da malha. A definição da malha considera-se a etapa mais importante desta fase. A próxima fase inclui a solução do problema, sendo aplicadas as condições fronteira e o respetivo carregamento. Depois de validados todos os parâmetros até aqui, inicia-se a execução da solução numérica do modelo. Na fase final, os resultados são retornados ao solucionador onde o pós-solucionador por fim, calcula todo o tipo de solicitações que se desejem simular. Solicitações de tensão, deformação, fluxos de calor, resistência à fadiga, assim como a análise de dano no material são exequíveis de simular. Por fim, toda a análise de resultados é verificada e validada.

Utilizando uma variedade de algoritmos de contato, recursos de carga baseados em tempo e modelos de materiais não lineares, o ANSYS Workbench pode realizar análises avançadas de engenharia com rapidez, precisão e praticidade, estando o presente software proposto para qualquer algoritmo de comportamento mecânico.

Regiões críticas da cambota

Os moentes dos apoios e das bielas como se sabe são as zonas da cambota mais afetadas mecanicamente e, portanto, toda esta região deve ser cuidadosamente avaliada.

Atualmente as cambotas são geralmente projetadas em duas etapas definindo-se pelo conceito e a fase de design. A fase de conceito envolve a definição das principais dimensões, projetando com base em soluções de métodos em elementos finitos os moentes da cambota, simulando a força ocorrida. Da mesma forma, com base em métodos analíticos simula-se a vibração à torção.

A análise a nível de solicitação proveniente do serviço respetivo é então executada na fase de design onde o FEM é principalmente utilizado. Nesta fase, são simuladas da forma mais realista, todas as tensões ocorridas na cambota, de forma estática. Todas as forças externas e internas solicitadas na cambota, assim como momentos fletores distribuídos espacial e temporalmente em todo o ciclo motor, são determinados. A incorporação de tensões adicionais resultantes de vibrações acopladas, considerando o seu amortecimento com base na deformação dinâmica elástica do eixo, é também abordada no estudo.

Através da simulação mecânica, estuda-se o comportamento dos rolamentos dos apoios, principalmente na região do anel externo, com tendência a deformar elasticamente. Por fim, também é estudada a influência das folgas dos rolamentos com base em reações hidrodinâmicas da película lubrificante (Mollenhauer and Tschoke, 2010).

Apenas técnicas de simulação matemática atualizadas permitem uma boa relação de rigidez do material em função de uma menor massa. Pretende-se assim evitar o sobredimensionamento nos componentes, mesmo que altamente solicitados. Numa fase de conceção, a única limitação para o insucesso do comportamento mecânico simulado provém então de uma geometria insatisfatória no que toca a desempenho sob serviço.

5.3. Simulação em elementos finitos (prática)

Este subcapítulo dedica-se a toda a parte experimental do software de engenharia assistida por computador. Espera-se que a análise do comportamento mecânico da cambota seja coerente na modelação conforme o que foi descrito na teoria para este componente.

Geometria e malha

A geometria desta peça é constituída por diversas partes das diversas regiões da cambota desde os moentes aos pratos e aos componentes das extremidades. A geometria foi importada diretamente do SolidWorks com base no ficheiro criado pelo software de modelagem sólida “SolidWorks Part Document”. Deste modo, não foi preciso utilizar o tipo de ficheiro (.IGES), vulgarmente conhecido na importação da geometria para este tipo de aplicação.

Em dimensões x, y e z são respetivamente 405.12 [mm], 225.56 [mm] e 130.50 [mm]. A partir da figura 50 é possível visualizar a geometria da cambota importada no Ansys.

No que toca à aplicação da malha, dada a complexidade de formas geométricas que envolvem a geometria do componente, o método manual, corretamente parametrizado foi estudado e aplicado.

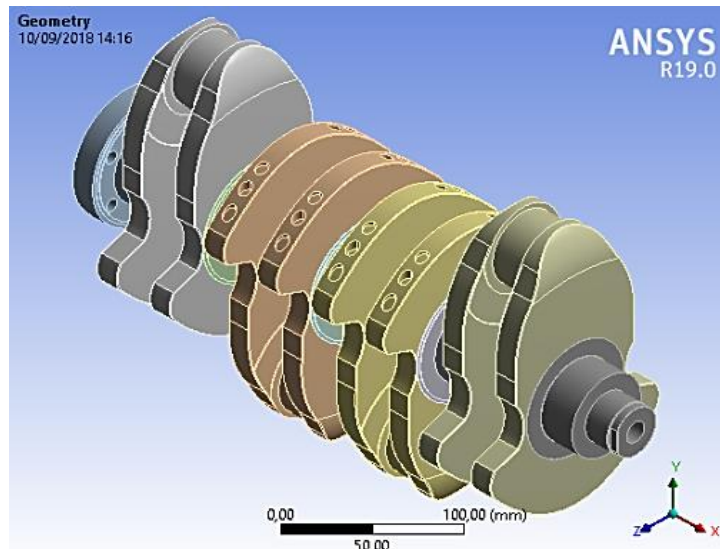


Figura 50 - Geometria da cambota importada

Foram definidas as seguintes condições na aplicação da malha de forma manual:

- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> • Dimensão: <ul style="list-style-type: none"> • Preferência física – mecânica; • Função de dimensão – adaptativa; • Dimensão dos elementos - 3 mm; • Definição de união – acoplamento; • Transição – rápida; • Extensão do centro do ângulo – médio. | <ul style="list-style-type: none"> • Qualidade: <ul style="list-style-type: none"> • Verificação da qualidade da malha – sim (erros e avisos); • Limite de erros – mecanicamente agressivo; • Aperfeiçoamento – médio. |
|--|---|

Logicamente que se escolheu um ambiente de condições mecânicas onde a função adaptativa da malha se preferiu, dada a complexidade de contornos da geometria pertencente.

A dimensão dos elementos na malha é suficiente para obter precisão completa em resultados, onde se fez um refinamento ligeiramente maior (2 mm) na região dos moentes, dada a criticidade de carregamento nestas regiões. As restantes definições de dimensionamento encontravam-se como genéricas e corretas de acordo com o que se pretendia, onde era requerida uma máquina mais potente para poder suportar um melhor refinamento.

Obtiveram-se elementos tetraédricos sendo os que melhor se aplicam a este tipo de geometria. Desta forma alcançou-se um total de 826290 nós com 502073 elementos, obtendo-se uma qualidade média/alta de malha na proporção de 0.70. Como se sabe, o valor numérico 1 destina-se a uma malha totalmente refinada, enquanto 0 para uma malha sem qualquer elemento/refinamento.

No que toca à componente de qualidade da malha, preferiu-se uma verificação de qualidade de modo “agressivo”, de modo a procurar erros e avisos de tolerância na definição e aplicação da malha na geometria da cambota. A figura 51 apresenta a malha aplicada em toda a geometria, contando com o refinamento nos moentes da cambota, observando a manivela nº1.

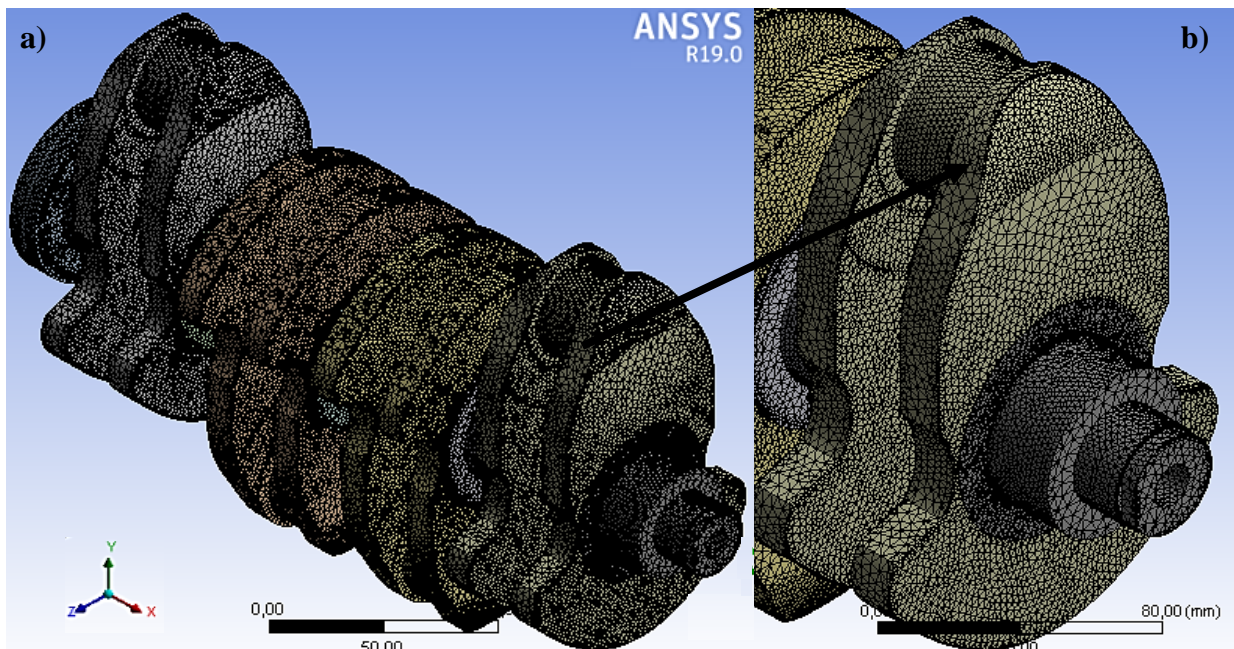


Figura 51 - Malha aplicada no modelo: a) vista completa; b) ampliação manivela nº1

A figura 52 apresenta a distribuição qualitativa dos elementos da geometria.

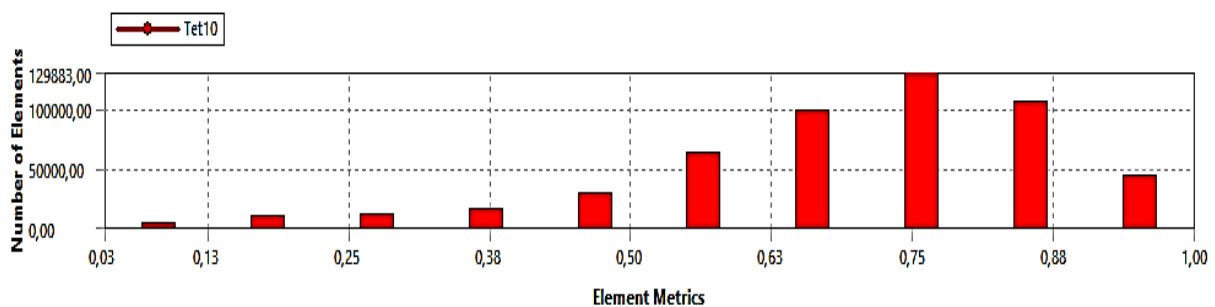


Figura 52 - Qualidade da malha aplicada no modelo

Pensa-se que a malha se encontra devidamente refinada onde os resultados simulados são fiáveis de modo a que a qualidade da malha não influencia o cálculo destes. Uma refinação maior da malha não altera nem localmente nem em amplitude, o resultado do comportamento mecânico a simular. O computador utilizado para a simulação desta geometria não apresenta, contudo, uma potência suficiente para suportar uma malha de maior detalhe.

Modelação estrutural estática

No que toca à modelagem propriamente dita, foi assumida uma análise estática dividida em etapas, por forma a dar a conhecer o comportamento estático da cambota ao longo de um ciclo do motor de 4 tempos. Como se sabe, a cambota realiza 2 rotações completas durante este ciclo motor.

Desta forma, foram predefinidas 72 etapas de aplicação de condições fronteiras no modelo geométrico, conforme o funcionamento do motor ao longo do deslocamento angular da cambota. Pretende-se então a caracterização do comportamento mecânico da cambota ao longo do deslocamento angular da mesma, com um desfasamento angular de 10° , ao longo das duas rotações completas, equivalendo a um total 720° de rotação.

Deste modo, o objetivo define-se pela análise do comportamento mecânico a cada 10° de rotação da cambota, com o intuito de pormenorizar que característica motora (proveniente do funcionamento do motor) solicita a cambota. Pretende-se entender igualmente em que regiões ocorre determinada solicitação. Por fim, é possível determinar a que rotação da cambota ocorre o que se está a modelar, assim como compreender qual o pistão que contribui para determinada modelação.

Esta análise dividida por etapas também será útil no próximo capítulo, de modo a poder estudar o plano crítico de iniciação de fissura.

Sendo assim, foi necessário relacionar o gráfico simulado anteriormente, respetivo à curva do motor correspondente à pressão/temperatura em função do desfasamento angular da cambota. Com a informação proveniente desta é possível aplicar na geometria modelada, a evolução da pressão proveniente da pressão interna cilíndrica ao longo do ciclo motor, e deste modo, relacionar com o carregamento a aplicar nos moentes das bielas respetivos em função do desfasamento angular da cambota correspondente.

Numa fase inicial, é necessário calcular o período de tempo por 10° de rotação da cambota, assumindo uma velocidade de rotação correspondente ao regime motor que se modelou. Selecionou-se a curva de funcionamento do motor correspondente à curva de binário, para a qual está associada uma velocidade de rotação de 1900 rotações por minuto e onde ocorrem as pressões internas cilíndricas de maior amplitude. Desta forma o período de 10° de rotação na cambota corresponde a $8.795 \cdot 10^{-4}$ [s], calculado pelas nas equações 14, 15 e 16.

$$f = \frac{1900 \text{ rpm}}{60} = 31.666 \dots 7 \text{ [Hz]} \quad (14)$$

$$W = 2\pi f \Leftrightarrow W = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \Leftrightarrow \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = 2\pi f = 198.967 \text{ [rad/s]} \quad (15)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta}{2\pi f} \leq \frac{0.175 \text{ rad } (10^\circ)}{198.968 \text{ rad/s}} = 8.79540474982 * 10^{-4} \text{ [s]} \quad (16)$$

O Ansys requer que a pressão esteja na unidade Pascal ao invés de Psi, tendo sido aplicada a sua conversão. Foi convertida a unidade de deslocamento da cambota de graus para radianos, requerida na aplicação da equação 14, necessária à determinação da frequência assumida para 10° de rotação da cambota a um regime de 1900 rpm.

A presente tabela 1, trabalhada em “Office Excel”, elucida o que foi descrito em teoria no que toca ao carregamento de pressão proveniente do funcionamento motor. Esta é apresentada apenas para uma rotação da cambota. É possível observar através da presente tabela, que o momento angular referente à máxima amplitude de pressão interna cilíndrica corresponde a 10° após o ponto morto superior de determinado pistão, na fase de expansão do mesmo.

Tabela 1 - Definição dos 36 steps em função do deslocamento angular da cambota (10°/rotação)

STEPS	Tempo/10º rotação cambota	Rotação Cambota (180º a cambota está com a manivela 1 e 4 completamente na vertical)	[º rotação] AFTDC (after top dead center) Desfazamento angular em relação à manivela 1/4 na vertical (referencial Y)	[º rotação] AFTDC para Rads (apenas para cálculo)	Pressão [Psi] (gráfico Black Art Dynamics)
1	0,00087954	190	10	0,174532925	2187
2	0,001759081	200	20	0,34906585	1663
3	0,002638621	210	30	0,523598776	968
4	0,003518162	220	40	0,698131701	580
5	0,004397702	230	50	0,872664626	375
6	0,005277243	240	60	1,047197551	261
7	0,006156783	250	70	1,221730476	193
8	0,007036324	260	80	1,396263402	150
9	0,007915864	270	90	1,570796327	122
10	0,008795405	280	100	1,745329252	103
11	0,009674945	290	110	1,919862177	90
12	0,010554486	300	120	2,094395102	80
13	0,011434026	310	130	2,268928028	74
14	0,012313567	320	140	2,443460953	69
15	0,013193107	330	150	2,617993878	65
16	0,014072648	340	160	2,792526803	63
17	0,014952188	350	170	2,967059728	62
18	0,015831729	360	180	3,141592654	60
19	0,016711269	10	-170	-2,967059728	13
20	0,017590809	20	-160	-2,792526803	13,5
21	0,01847035	30	-150	-2,617993878	14
22	0,01934989	40	-140	-2,443460953	15
23	0,020229431	50	-130	-2,268928028	16
24	0,021108971	60	-120	-2,094395102	18
25	0,021988512	70	-110	-1,919862177	20
26	0,022868052	80	-100	-1,745329252	23
27	0,023747593	90	-90	-1,570796327	28
28	0,024627133	100	-80	-1,396263402	34
29	0,025506674	110	-70	-1,221730476	45
30	0,026386214	120	-60	-1,047197551	61
31	0,027265755	130	-50	-0,872664626	89
32	0,028145295	140	-40	-0,698131701	140
33	0,029024836	150	-30	-0,523598776	237
34	0,029904376	160	-20	-0,34906585	423
35	0,030783917	170	-10	-0,174532925	766
36	0,031663457	180	0	0	1628

Posteriormente, a pressão retirada da curva de funcionamento do motor necessitou ser decomposta segundo as componentes Y e Z, sendo estas as direções de carregamento da pressão a aplicar, nos moentes das bielas, em função da rotação da cambota, através do contacto direto por parte acoplamento com a biela. Dado o movimento linear vertical dos pistões, não há componente X de pressão solicitada no moente. Não foram consideradas folgas ou atritos nos acoplamentos das bielas com moentes.

Deste modo é possível caracterizar a magnitude, a direção e o sentido das duas componentes de pressão a aplicar na região do moente, em função do movimento angular da cambota, conforme apresentado no presente anexo A. No presente anexo, a transição amarela define-se como o ponto de pressão máxima obtida para o momento angular referido na tabela 1.

No que toca à sequência de trabalho dos pistões no ciclo do motor, quando o pistão nº1 está no início da fase de expansão (combustão), o pistão nº3 encontra-se na fase de compressão, o pistão nº 4 na fase de admissão e por seguinte o pistão nº 2 na fase de escape. Por outras palavras, a ordem de ignição do motor estudado define-se por 1-3-4-2.

Considerou-se que na fase de admissão e escape, a pressão ocorrida nos moentes das bielas é nula, procurando caracterizar o comportamento da cambota nas fases de maior carregamento (compressão e expansão). Deste modo, apenas se estuda o comportamento mecânico da cambota durante um período angular correspondente a 360° de rotação por cilindro.

Nesta análise estática, o método mais eficiente compreende-se por aplicar 36 etapas de carregamento por ciclo de trabalho individual respetivo a cada cilindro. Dado o desfasamento angular dos moentes das bielas centrais em relação às das extremidades, há que ter em consideração na aplicação do sentido do carregamento na superfície do moente. Como se pode analisar pelo anexo, há períodos angular da cambota em que 2 cilindros estão a trabalhar simultaneamente durante o ciclo do motor (nem sempre ambos trabalham positivamente).

Deste modo, o carregamento ocorrido nos moentes durante 360° de rotação da cambota correspondente ao trabalho realizado por cilindro, num ciclo de trabalho, tem por base a ordem de ignição do motor, a evolução da pressão nas fases de compressão e expansão em função do deslocamento angular da cambota e o desfasamento angular das manivelas centrais da cambota.

A figura 53 apresenta o gráfico da pressão interna cilíndrica em função do movimento angular da cambota. No caso concreto, o gráfico simula o comportamento do pistão nº4.

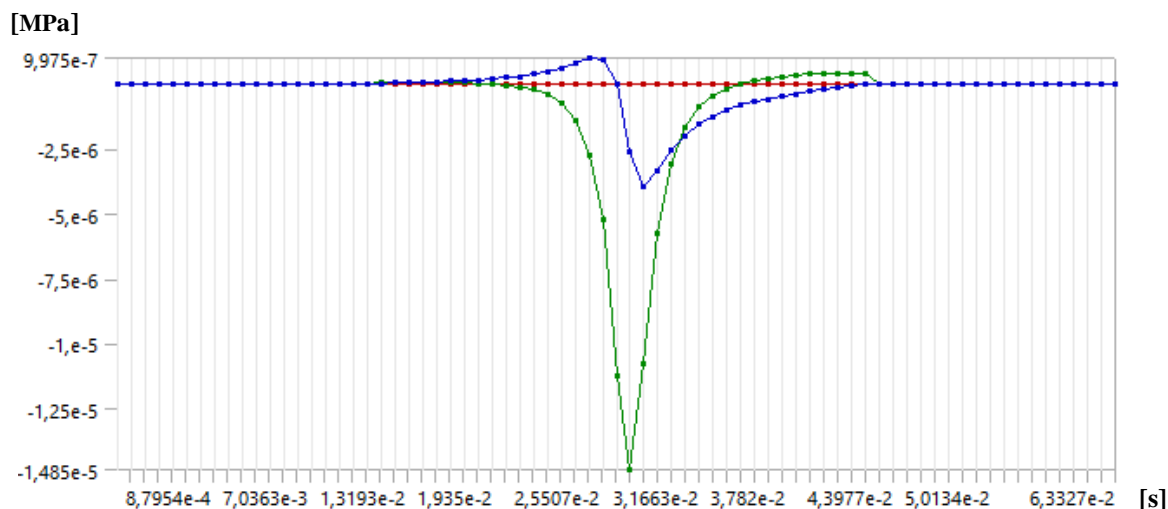


Figura 53 – Gráfico de pressão interna cilíndrica em função dos 72 steps: componente pressão Y - verde; componente pressão Z – azul; componente X - vermelha

No que toca a apoios, foi atribuído o apoio fixo na região do acoplamento da transmissão de potência, restringindo qualquer deslocamento para as 3 direções. Pretende-se simular o momento de maior solicitação presente na cambota em estudo. Deste modo, simulou-se o momento de iniciação de marcha do veículo, encontrando-se a embreagem totalmente acoplada antes do início do movimento, contando com o motor a um regime de 1900 rpm.

Foram atribuídos apoios cilíndricos em todos os moentes dos apoios da cambota, simulando o aperto das meias capas na cambota com o bloco do motor, restringindo movimento na direção radial e axial. A componente tangencial assumiu-se como livre, permitindo a rotação axial da cambota. Este constrangimento define-se por “apoios cilíndricos 1”. O restante apoio cilíndrico representa o comportamento do aperto/montagem, contando com a mesma restrição imposta nos moentes dos apoios, porém, aplicada na região de acoplamento axial da cambota.

A temperatura em função do deslocamento angular foi considerada como constante, sendo o valor da temperatura média atingida no ciclo motor simulado. Definiu-se uma temperatura de funcionamento de 563 °C, assim como se atribuiu a velocidade constante de rotação na cambota de 1900 rpm, aplicado este restringimento a toda a geometria sólida.

A figura 54 representa graficamente as condições fronteira aplicadas na primeira das 72 etapas delineadas onde o pistão 1 se encontra na fase de expansão, 10° após o PMS. Repare-se que existe solicitação nos moentes das bielas nº1 e nº3.

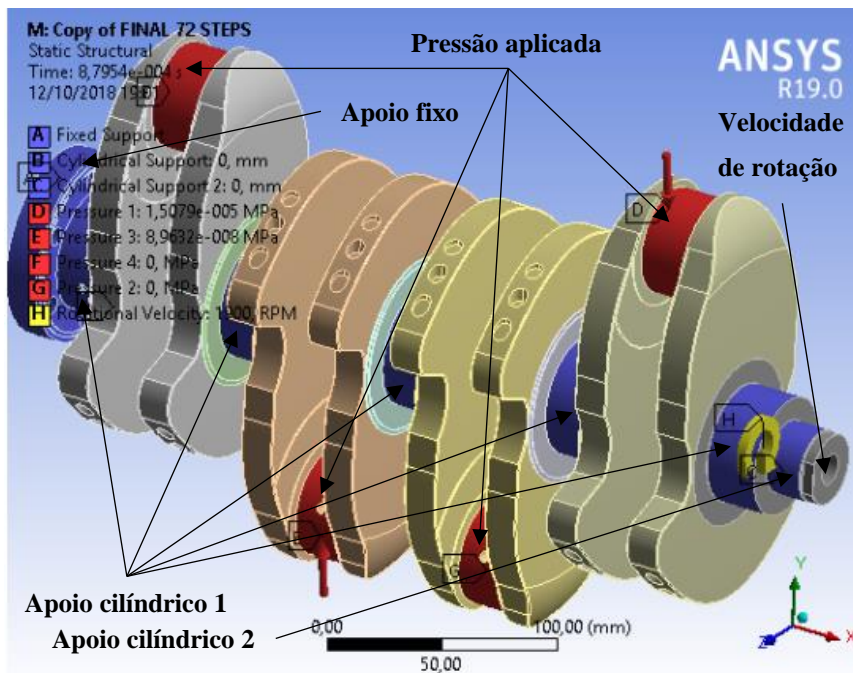


Figura 54 - Condições fronteira aplicadas no modelo

Análise de resultados

No que toca à análise de resultados, primeiramente o principal objetivo consistia em retirar os dados relativos a tensões normais e tensões de corte ocorridas nos 3 planos (X, Y e Z), por forma a estimar o possível plano de fratura ocorrente na cambota, dedicado no capítulo 6.

Posteriormente simulou-se algumas tensões e deformações por forma a compreender regiões de maior criticidade na cambota durante o a sollicitação mecânica dos 72 steps pré-definidos para um ciclo completo do funcionamento do motor. As simulações relativas ao comportamento mecânico estabelecidas são:

- Deformação total

No que toca à deformação total simulada, esta define-se pelas deformações ocorridas no corpo para as 3 componentes vetoriais do espaço. O momento de maior amplitude ocorre quando o pistão 1 se encontra na fase de expansão, encontrando-se a cambota rodada 20° positivamente à referência de quando este se encontrava no PMS, correspondendo a um momento angular de 0°. Por outras palavras o momento angular da cambota que causa maior deformação total define-se 20° após o ponto morto superior (AFTDC) do pistão nº1. Relembrar que na curva técnica de pressão modelada para este motor, o pico de pressão ocorre para 10° após o PMS do pistão nº1.

A figura 55 ilustra a região crítica ocorrida no moente da biela nº1 de máxima deformação numa análise tridimensional. Deste modo a região de maior deformação coincide com a fratura ocorrida na realidade para este estudo.

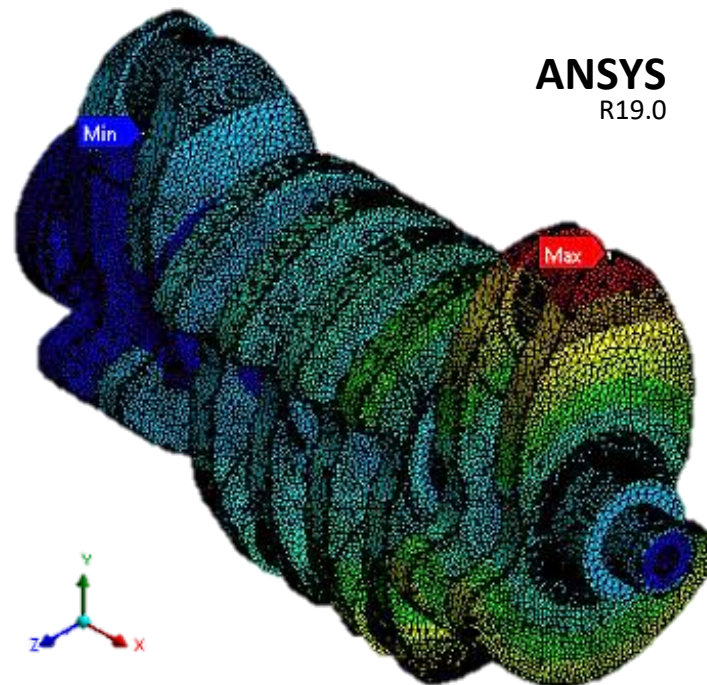


Figura 55 - Deformação total simulada

A figura 56 apresenta a evolução da deformação total ao longo do ciclo de funcionamento do motor para todos 4 cilindros que o constituem. Com base no anexo, compreende-se qual o pistão que influencia o comportamento do material da cambota. Deste modo sabe-se também, em que fase do ciclo este se encontra e que desfasamento possui em relação ao seu PMS.

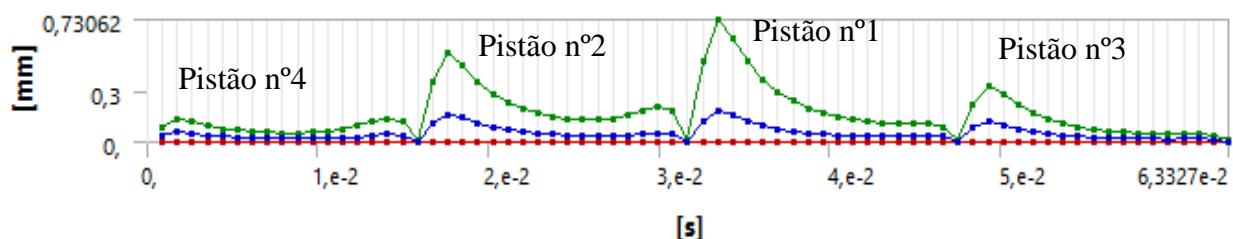


Figura 56 - Evolução da deformação total ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde – amplitude máxima; curva azul – amplitude média; curva vermelha – amplitude mínima

Repare-se que a deformação medida é menor à medida que a manivela é mais próxima da transmissão de potência. Por outras palavras, a deformação total medida é menor na manivela

nº4 cujo a maior amplitude se depara na manivela nº1, onde o pistão nº1 se revela como o que mais solicitação induz no material.

- Deformação em X

No que toca à deformação que concerne à direção axial do eixo de rotação da cambota, o momento de maior amplitude situa-se no momento em que o pistão 2 se encontra 20º após o PMS, na fase de expansão. A figura 57 ilustra a região crítica do momento ocorrida no prato na superfície lateral desta. Pensa-se, porém, que esta deformação axial é de pouca significância.

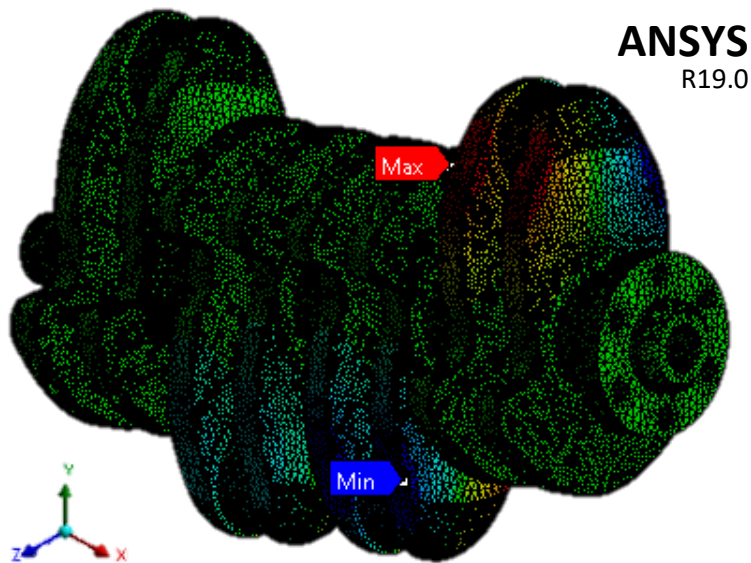


Figura 57 - Deformação axial simulada

A superfície lateral esquerda é definida como a região de maior deformação axial, onde esta se deve ao momento do torque, constante no sentido do momento aplicado.

A partir do resultado prático, é possível concluir que as condições de fronteira por forma a simular o momento de maior solicitação na cambota estão coerentes com o que se pretendia em termos de ambiente de funcionamento.

Neste momento de modelação em elementos finitos percebe-se que a conceção da cambota no software CAD, do ponto de vista da sua geometria e união entre os corpos sólidos da respetiva, funcionam de modo correto, não ocorrendo qualquer tipo de deslizamento entre faces assim como qualquer contacto anormal entre componentes.

Do ponto de vista do comportamento material nesta simulação direcional, com o auxílio da região crítica presenciada, observa-se a ausência de qualquer deformação considerável na região dos moentes dos apoios. Como se sabe, esta região é suscetível a esforços axiais, podendo mesmo ser uma região crítica no que toca a vibração excessiva.

Os momentos de maior intensidade ocorrem devido ao trabalho realizado pelos pistões nº1, nº2 e nº3, de magnitude semelhante e como já foi referido, possível de negligenciar na análise.

Pode concluir-se assim que a falha prematura não se deve a qualquer solicitação de elevada amplitude na região dos moentes dos apoios.

- Tensão Equivalente von-Mises

No que concerne à tensão equivalente, com base no conceito de von-Mises, o momento de intensidade máxima define-se no mesmo momento em que ocorre a deformação total de máxima magnitude, estabelecendo-se para 20° após o PMS do pistão nº1, na respetiva fase de expansão.

A região crítica de concentração de tensão localiza-se na região da garganta do moente de apoio nº1, conforme observada pela figura 58. É possível também observar que as regiões de maior criticidade (embora negligenciáveis) se localizam na região dos filetes dos moentes dos apoios.

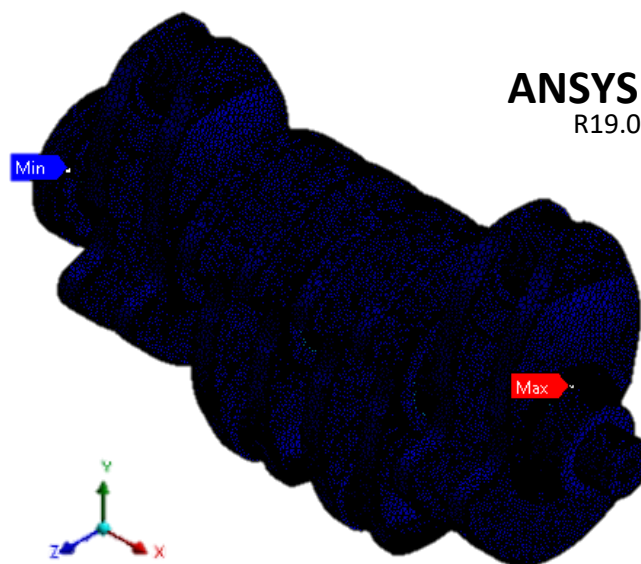


Figura 58 - Tensão equivalente von-Mises simulada

A figura 59 apresenta de forma gráfica, a evolução da tensão equivalente ao longo do funcionamento do ciclo completo motor para o conjunto de pistões pertencentes. Contudo, os valores observados possuem um pico de amplitude máximo constante devido ao trabalho produzido pelos pistões, com exceção do pistão nº1, apresentando uma solicitação maior.

Do ponto de vista de conceção da cambota, esta prova ser eficiente demonstrando resistência às solicitações impostas em todas as manivelas, com a exceção da manivela nº1 onde a tensão equivalente, apresenta um pico de intensidade não controlado.

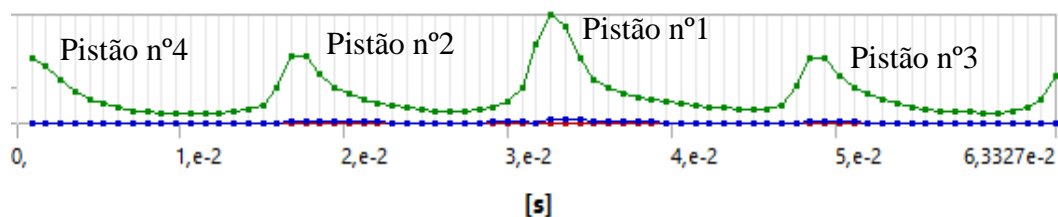


Figura 59 - Evolução da tensão equivalente ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde – amplitude máxima; curva azul – amplitude média

Contudo, do ponto de vista de potencial dano no material, a região crítica em termos de concentração de tensão detetada na garganta dos moentes dos apoios é mínima.

- Tensão normal (X)
- No que respeita à tensão normal, o seu momento de amplitude máxima sucede na fase de expansão do pistão nº1, para um desfasamento angular de 10° após o ponto morto superior. A região de amplitude máxima concentra-se no moente de apoio nº1, na região da garganta do moente, sendo possível observar o referido com base na figura 60.

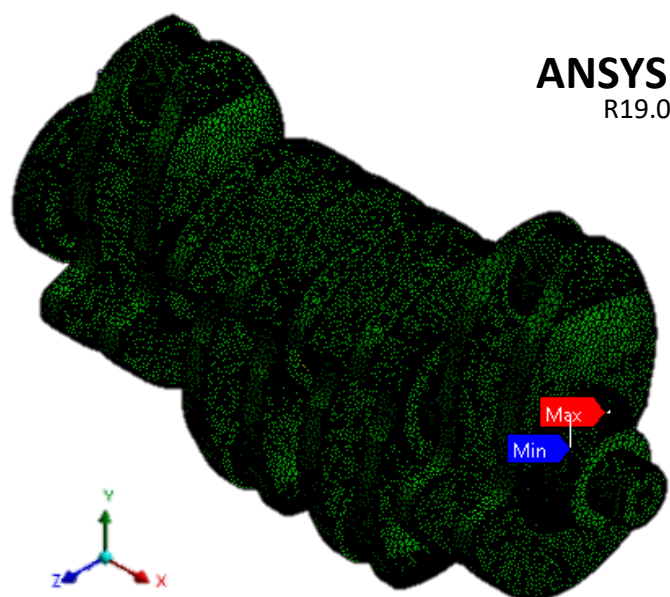


Figura 60 - Tensão normal simulada

A amplitude da componente normal não é considerada significativa, porém há uma ligeira concentração de tensões normais detetada na região dos moentes dos apoios, maioritariamente na superfície inferior destes.

No que toca à evolução da tensão ocorrida durante o funcionamento do motor, a magnitude de tensão mantém-se ligeira e de forma constante para todos os ciclos de trabalho dos pistões à exceção do pistão nº1, onde este apresenta um pico de tensão. A figura 61 apresenta a evolução

da tensão normal requisitada pela geometria nas condições estipuladas, ao longo de um ciclo completo de funcionamento do motor.

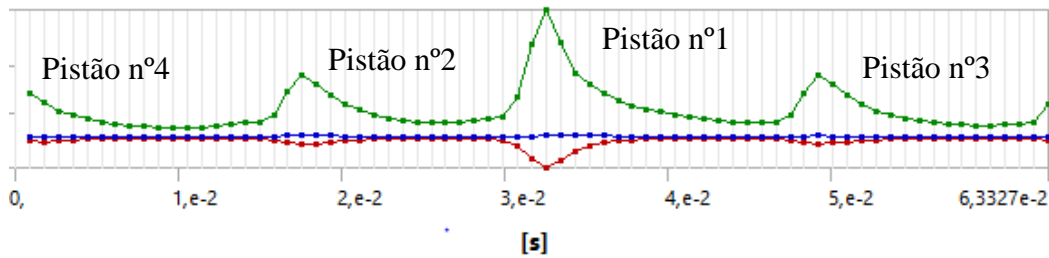


Figura 61 - Evolução da tensão normal ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde – amplitude máxima; curva azul – amplitude média; curva vermelha – amplitude mínima

- Tensão de corte (XY)

Por fim, a tensão de corte simulada quase nas mesmas condições de funcionamento (no mesmo período angular) correspondente ao momento de máxima amplitude de tensão normal. Porém o momento de amplitude máxima antecede-se por 10° após o PMS do respetivo pistão. O momento respetivo define-se na região da garganta moente de apoio nº1 da cambota, observado pela figura 62.

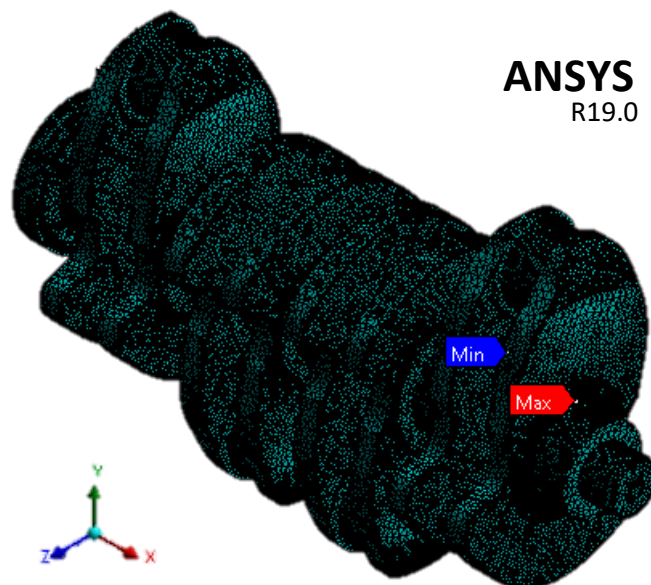


Figura 62 - Tensão de corte simulada

A figura 63 apresenta a evolução da tensão de corte simulada para o plano XY, solicitada pela cambota ao longo de um ciclo completo de funcionamento do motor. A evolução da tensão é semelhante ao comportamento da tensão normal ocorrida na direção X, porém, de menor magnitude.

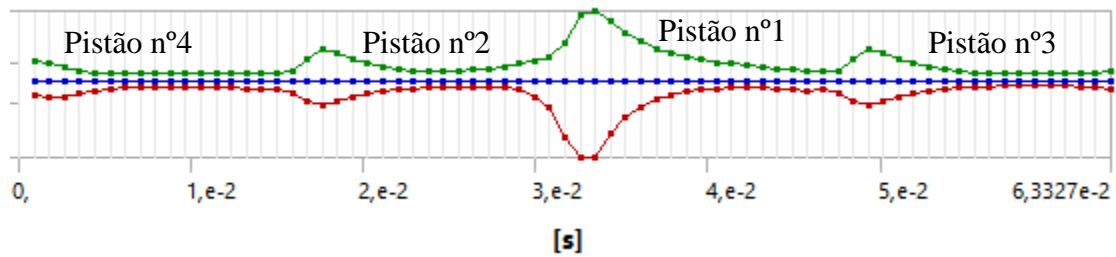


Figura 63 - Evolução da tensão normal ao longo do ciclo de funcionamento do motor: curva verde – amplitude máxima; curva azul – amplitude média; curva vermelha – amplitude mínima

- Ferramentas de fadiga e tensão

Ainda se estabeleceram algumas simulações na geometria com o objetivo de obter alguma informação adicional acerca de todo o comportamento mecânico sob o funcionamento modelado.

Procurou simular-se o fator de segurança sob o nível de tensão aplicado, visível na figura 64, dando a conhecer as regiões de maior sollicitação. Utilizou-se o critério de máxima tensão equivalente (von-Mises) sob serviço tendo como base o limite elástico do material.

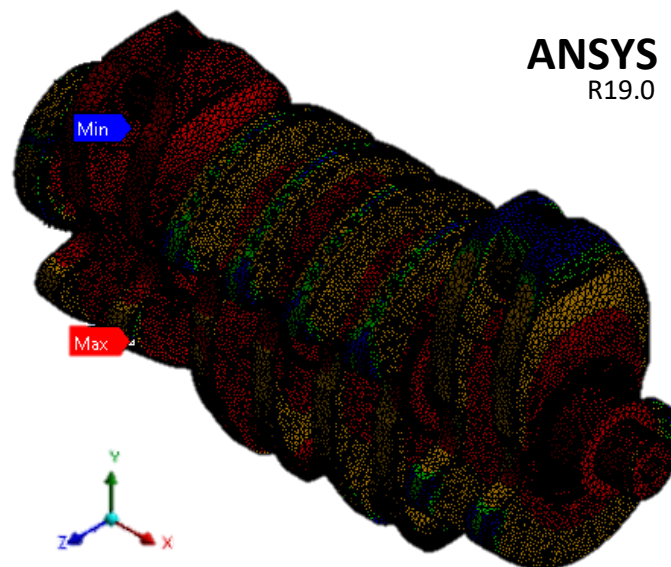


Figura 64 - Fator segurança simulado

Como se pode observar, grande parte da cambota sofre de sollicitação mecânica elevada ao longo do funcionamento. O constrangimento é maior na região dos moentes dos apoios.

Simulou-se também o fator de segurança, estando o componente sujeito à fadiga, onde as regiões da cambota possuem maior criticidade, tendo assumido $1 \cdot 10^9$ ciclos de funcionamento em serviço como pressuposto.

O Ansys não suporta carregamentos variáveis e não proporcionais (cenário modelado no estudo), o que por outras palavras se entende que o presente programa se dedica a métodos de planos críticos multiaxiais.

Deste modo, predefiniu-se uma modelação com carregamentos cíclicos, baseando a teoria de Soderberg, onde esta se dedica até ao limite elástico do material (figura 65). À semelhança do caso anterior, optou-se por utilizar o critério de von-Mises para a solitação a potenciar à fadiga para este tipo de caso (Petraconi, 2008).

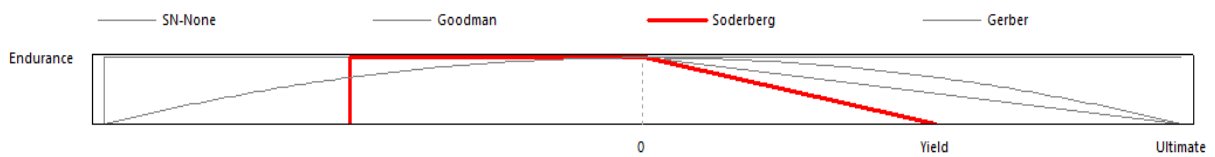


Figura 65 - Teoria de correção da tensão simulada

Por fim, procurou-se simular o comportamento da cambota no que toca ao factor biaxial. Este define-se por estimar as tensões alternativas secundárias onde valores assumidos como -1 se definem para um estado de tensão ao corte, enquanto que o valor de 1 se assume para um estado biaxial de tensão. Por conseguinte, a figura 66 descreve o mencionado.

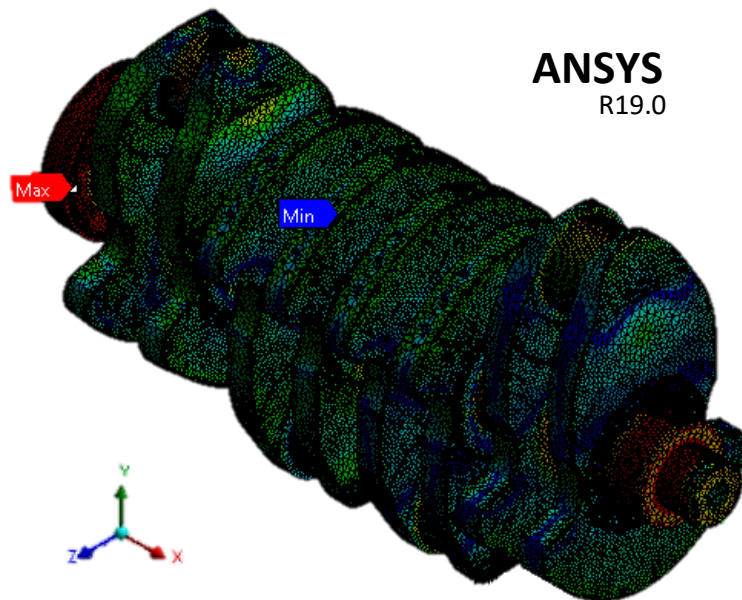


Figura 66 - Tensão alternativa secundária simulada: região azul (-1); região vermelha (1)

Influência no comportamento mecânico (moente da biela nº1)

Por forma a caracterizar com maior profundidade o comportamento das solicitações mecânicas impostas no estudo, procurou-se por fim, determinar especificamente quais as características/condições que tendem a influenciar as regiões de maior criticidade na cambota.

Como se analisou na análise numérica, o moente da biela nº1 foi a região de maior criticidade observada, sendo o resultado da simulação, coerente com a região de fratura na cambota do motor diesel. Pode-se tirar a conclusão de que a fratura da cambota se deveu ao serviço de operação, proveniente do funcionamento do motor.

Deste modo analisou-se, de que modo variam o comportamento da cambota, em função da variação de amplitude das solicitações impostas no serviço do funcionamento motor. Sendo assim, procurou estudar-se o momento de maior constrangimento no material. Estas solicitações correspondem às variáveis de entrada, definidas respetivamente por carregamento de pressão, velocidade de rotação do veio da cambota e temperatura de funcionamento em serviço.

Deste modo, com base na região de maior solicitação atribuída, o estudo neste subcapítulo vai focar-se no comportamento mecânico-térmico do pistão nº1. Com base na análise numérica simulada, é possível concluir que o momento de maior solicitação se define nas condições em que o pistão nº1 se encontra na fase de expansão, 20° após o ponto morto superior.

Tendo por base o anexo A, entende-se que este momento se define pela etapa 2, com as componentes de pressão de 10.774 [MPa] e 3.9216 [MPa] em Y e Z, respetivamente.

A figura 67 resume de forma gráfica, a influência de ambas as componentes direcionais da pressão aplicada no moente da biela nº1 em função da deformação total e tensão equivalente máxima, medida no momento mencionado.

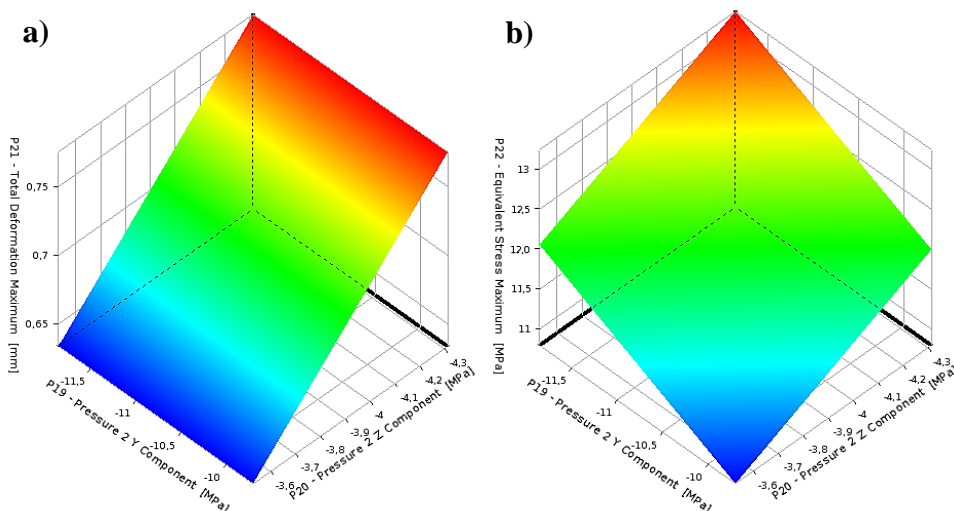


Figura 67 – Componente Y e Z de pressão em função: a) deformação total; b) tensão equivalente máxima

Através da figura é possível observar que apenas a componente horizontal (Z) de pressão tem tendência a provocar deformação no componente. Mesmo com um aumento de solitação (pressão aplicada), a região definida como crítica mantém-se a mesma. Por outro lado, a componente vertical (Y) tem tendência a provocar um aumento de concentração de tensão na região mencionada.

Por fim, verificou-se que a velocidade de rotação da cambota não tem qualquer influência na deformação total submetida no momento de máximo constrangimento para o material. Contudo, no que toca à tensão equivalente, foi observada alguma influência na medida em que quando a velocidade de rotação aumenta, a região de concentração de tensão no moente estudado, é menos presenciada. A figura 68 representa o comportamento desta variável de serviço em função da tensão equivalente induzida no moente.

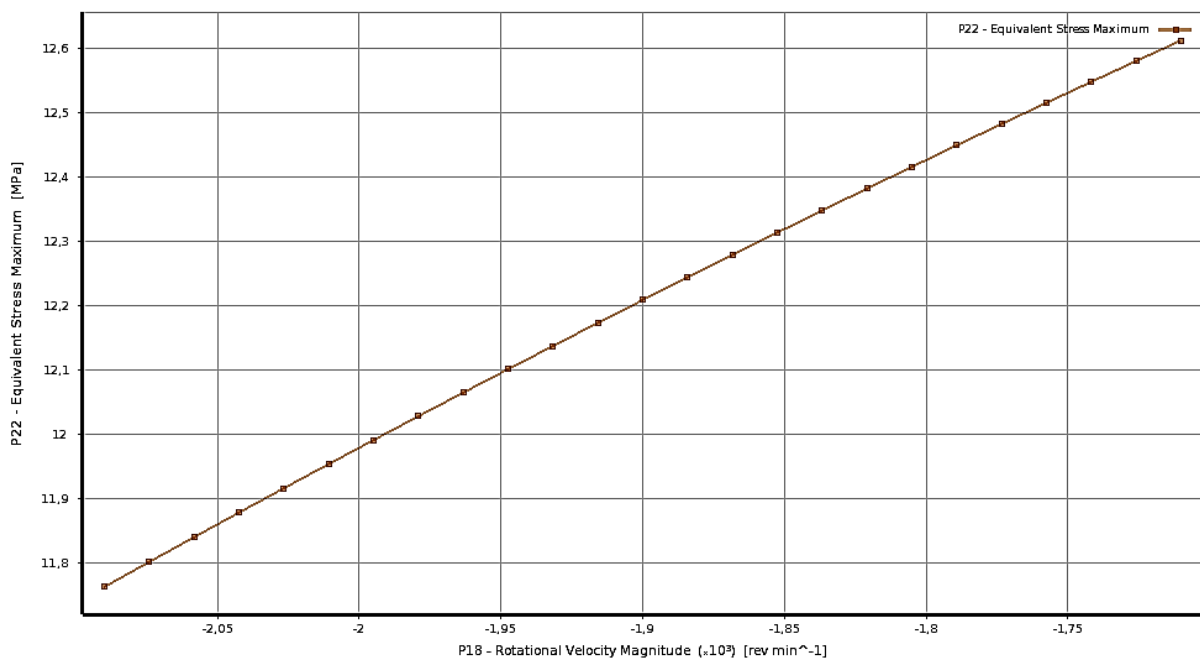


Figura 68 - Evolução da velocidade de rotação em função da tensão equivalente simulada

6. Estimativa do plano de iniciação de fissura

Este capítulo tem por princípio estimar e prever o plano de origem de fratura da cambota estudada. O presente capítulo terá por base de suporte os resultados calculados em modelações realizadas no Ansys, nomeadamente para a tensão normal e tensão ao corte. O presente capítulo dedica-se então à região de início de fratura, presente no moente da biela nº1.

6.1. Estudo do estado de tensão normal e tensão de corte

O anexo B apresenta os resultados simulados no capítulo de análise numérica, requeridos para o método de previsão do plano de origem de fratura. Todas as estimativas relativas à tensão normal e à tensão de corte, de amplitude máxima, ao longo do funcionamento do motor num ciclo completo deste, são requeridas na estimativa.

A análise foi realizada em exclusivo para um elemento constituinte da geometria do moente da biela nº1. Este localiza-se na região inferior da periferia do moente, na zona central deste.

A figura 69 mostra a evolução das tensões normal e de corte para o ponto de início da fissura previamente identificado pela análise de fratura. Os valores máximos para tensões normais foram 30,97 MPa, 17 MPa e 5,6 MPa para direções x, y e z, respetivamente. A figura 69 b) mostra os valores máximos encontrados para as tensões de corte sendo, 8,13 MPa, 3,71 MPa, 2,11 MPa para XZ, YZ e XY, respetivamente.

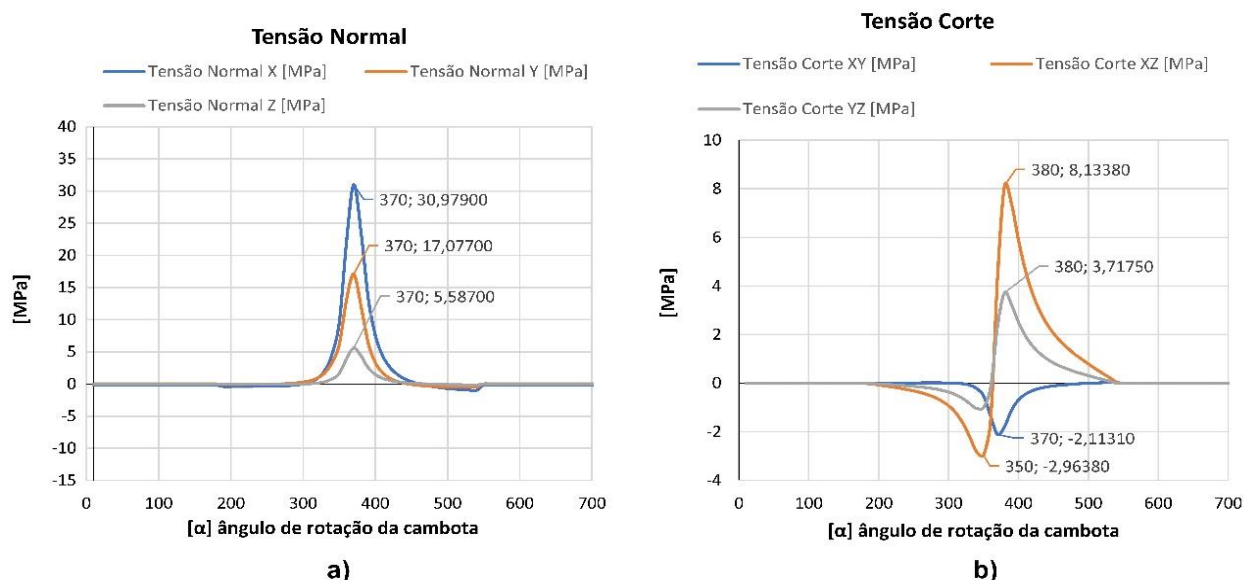


Figura 69 – Carregamento ocorrido na cambota no ponto de início da fissura:
a) tensão normal; b) tensão de corte

Esses valores já têm em consideração os fatores de concentração de tensão devido às descontinuidades geométricas. O eixo X está alinhado com o eixo longitudinal da cambota, Y o eixo vertical e o eixo Z é horizontal. Os picos de amplitude de tensão estão referenciados segundo o valor angular da cambota e segundo a amplitude de tensão respectiva. As figuras refletem de forma gráfica, todo o estado de tensão descritivo presenciado no anexo B.

Como se pode verificar pelas figuras, o pistão nº1 é componente do motor que produz maior concentração de tensão no material da cambota. Os picos de tensão nas curvas devem-se ao momento de maior sollicitação segundo o plano ou a direção que se está a simular. Este pico define-se na fase de expansão, num período angular entre 10° a 20° após o PMS. Pode-se observar que o plano crítico de maior concentração de tensão define-se pelo Plano XZ, onde a componente direcional X de tensão, se destaca como a de maior amplitude.

A figura 70 mostra a evolução de von-Mises para as tensões apresentadas na figura anterior. A tensão equivalente de von-Mises foi computadorizada considerando a equação 17 onde foram apreciadas as seis componentes de tensão. O valor máximo da tensão equivalente de von-Mises foi de 27 MPa no ponto de início da fissura, sendo um valor muito baixo, considerando a resistência típica à fadiga dos materiais da cambota.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2}{2} + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (17)$$

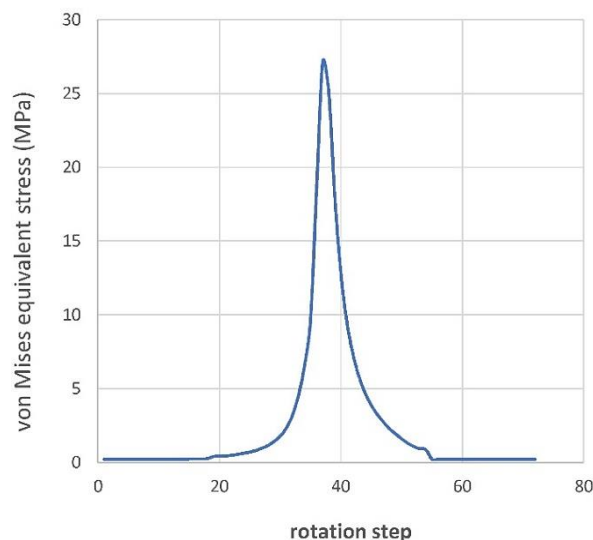


Figura 70 - Estimativa da evolução da tensão equivalente (von-Mises) para o ponto de início da fissura

A figura 71 expõe descreve a variação da resistência à fadiga do AISI4340, de acordo com os tratamentos térmicos e tratamentos de superfície tipicamente utilizados no âmbito da melhoria da resistência à fadiga dos materiais da cambota (Kane, 2017).

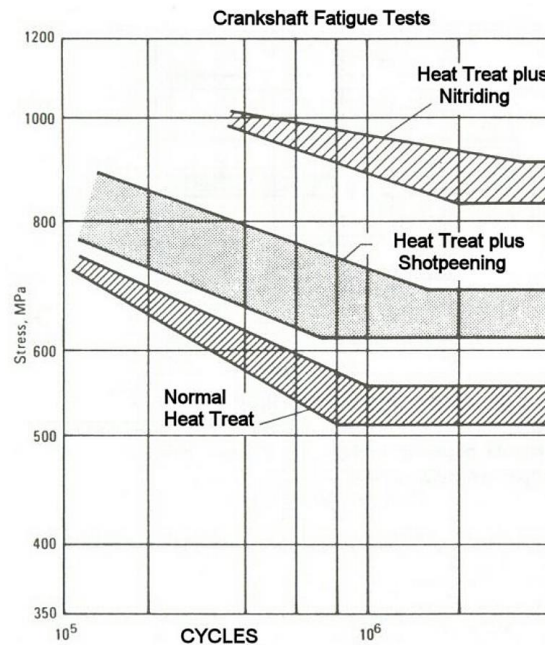


Figura 71 – Curvas típicas SN para cambotas constituídas pelo material AISI 4340 de acordo com o tratamento (Kane, 2017)

Considerou-se este comportamento sob fadiga, como um comportamento característico à fadiga de materiais da cambota. Por acréscimo, correlacionou-se a tensão equivalente de von-Mises máxima mostrada na figura 70, com os limites de fadiga mostrados na figura 71. A tabela 2 mostra os resultados dessa correlação.

Tabela 2 - Fator de segurança à fadiga

	Tratamento térmico	Tratamento térmico com shotpeening	Tratamento térmico com nitruação
Fator de segurança à fadiga	19	23	31

Os fatores de segurança de fadiga considerados foram 19, 23 e 31 para o tratamento térmico normal, tratamento térmico com shotpeening e tratamento térmico com nitreção, respetivamente. Assumindo que cargas cíclicas abaixo do limite de fadiga não levem a falha por fadiga, pode-se considerar que, para as premissas consideradas, a falha da cambota não resultou neste regime de carregamento. Para reforçar esta ideia, o nível de tensão considerado para analisar a resistência à fadiga deve ser inferior ao considerado nas condições de carga estática. Por outras palavras, os fatores de concentração de tensão estática são superiores aos

fatores de concentração de fadiga devido à resposta cíclica do material. Portanto, os fatores de segurança de fadiga mostrados na tabela 2 devem ser superiores.

6.2. Parâmetros de dano

A figura 72 mostra as estimativas do plano crítico para as direções de plano críticas. A figura 72 a) mostra as estimativas dadas pelo modelo Fatemi-Socie. Estas estimativas são muito díspares face ao ângulo de iniciação da fissura medida. A estimativa determina aproximadamente 48° em relação a 0° graus medidos na superfície da fenda no capítulo de análise fractográfica (capítulo 4).

A carga da cambota, no plano de início de fissuras, tem um forte componente na direção x (tensões normais), como se pode verificar na figura 69. Isso significa que os modelos baseados

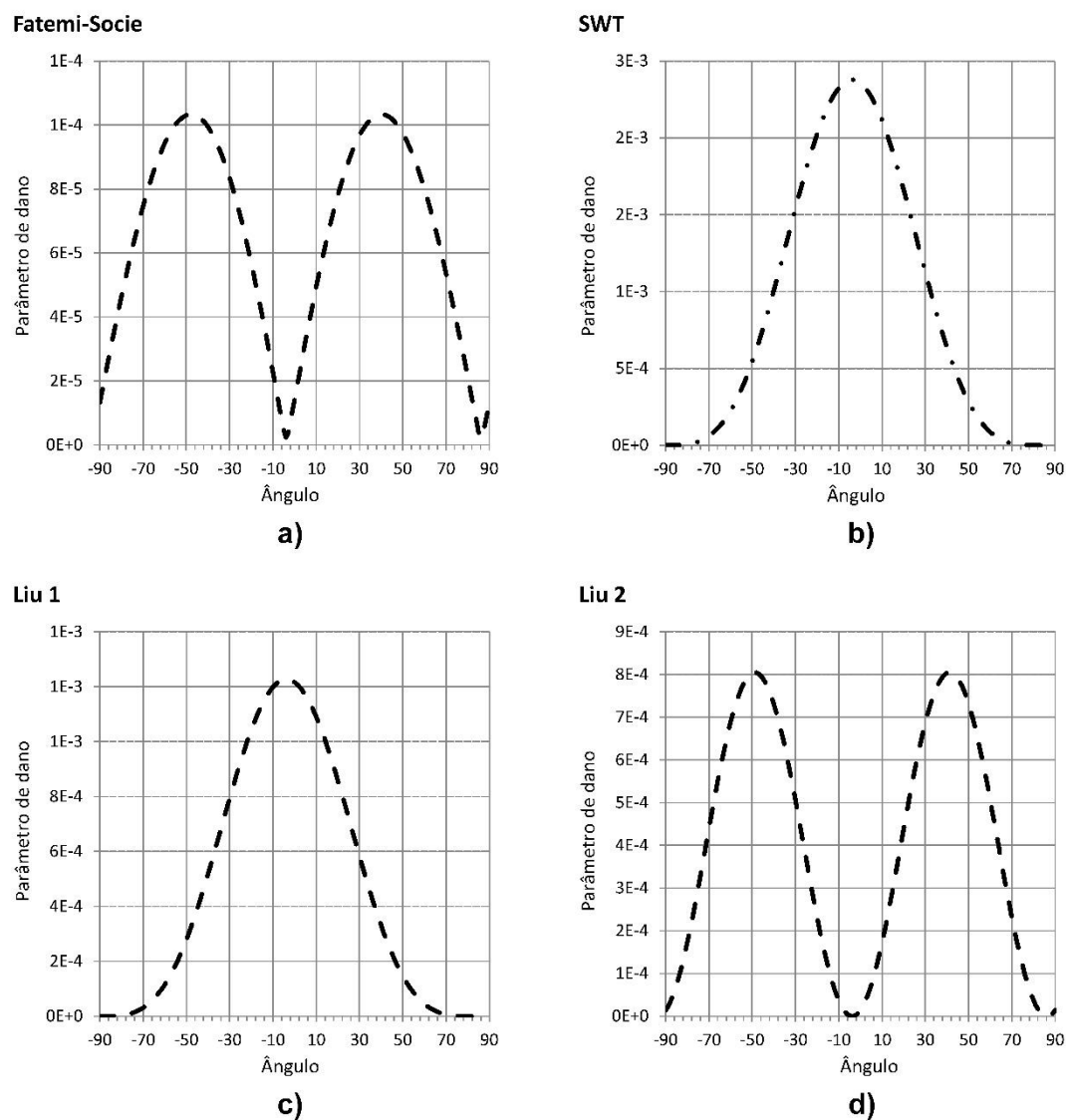


Figura 72 - Estimativas do plano crítico para o plano de iniciação da fissura: a) parâmetro de dano Fatemi-Socie; b) parâmetro de dano SWT c) parâmetro de dano Liu I; d) parâmetro de dano Liu II

em estado de tensão de corte, como Fatemi-Socie e Liu II, não têm um bom desempenho em estimativas de planos críticos sob cargas de tensão normais fortes. Por outro lado, os modelos baseados em carregamento axial, geralmente usufruem de boas estimativas para esse tipo de sollicitação.

Os resultados apresentados na tabela 3 e nas figuras 72 b) e c), confirmam a presente afirmação. A diferença entre as estimativas e a medida do plano de iniciação de fenda está dentro da margem de erro, portanto pode-se considerar que as estimativas SWT e LIU I estão de acordo com a medida do plano de iniciação da fissura, na superfície da fenda de fadiga.

Tabela 3 – Estimativa do plano crítico para o carregamento

	FSocie	SWT	Liu1	Liu2	Medido
Ângulo	±48	-4	-4	±49	0

6.3. Conclusões

O nível de tensão no plano de iniciação da fissura tem um fator de segurança de fadiga mínimo de 19, para a hipótese considerada nesta análise. A carga no ponto de fissura tem um componente de tensão normal forte que conduz a um plano de iniciação de fissura orientado a 0° graus. Esta afirmação é confirmada pelas estimativas dos modelos de planos críticos SWT e LIU I.

Com base nas observações presentes e na análise fractográfica, pode-se concluir que a falha da cambota ocorreu a partir de um processo de fadiga resultante de altos níveis de tensões normais no ponto de início da fissura. Isso pode resultar de dois motivos. Primeiro, um entalhe resultante e consequente da produção, montagem ou devido a uma impureza material pode aumentar localmente as tensões normais e reduzir a resistência à fadiga da cambota. Neste caso, devido à interferência da superfície de fenda por fadiga, foi impossível verificar a presença de qualquer entalhe resultante das hipóteses referidas. A segunda razão, justificada para o possível aumento da tensão normal, define-se pelo desalinhamento da cambota, aumentando localmente a amplitude de tensão. Para verificar esta hipótese, é necessário analisar o bloqueio do motor, o que não foi possível durante este estudo.

Pode-se afirmar que a falha da cambota resultou de um processo de fadiga regido por tensões normais possíveis de conceber a partir de dois processos possíveis, a saber, um entalhe no ponto de início da fissura ou o desalinhamento da cambota.

7. Análise metalográfica

O presente capítulo tem por meio expor à análise metalográfica do material da cambota solicitada para apoio da dissertação. Foi analisada a superfície de fratura desta vez, com auxílio de ampliação, permitindo analisar com pormenor a superfície do moente da biela falhado. Foram realizados por sua vez ensaios macro e micrográficos, permitindo observar a estrutura do material do moente da cambota.

7.1. Análise macrográfica da superfície de fratura

Foram realizados ensaios laboratoriais a partir de um microscópio apropriado, permitindo analisar a superfície macroscopicamente. O objetivo concerne em obter informação adicional na análise de fratura, através do auxílio de maior ampliação e resolução

A figura 73 foca-se em analisar a diferença a nível de superfície de material entre a origem de fratura e a sua região de propagação. Numa primeira observação, destaca-se uma marca perto do orifício de lubrificação de dano relativamente acentuado. Possivelmente, essa marca deveu-se ao momento de rutura do moente, havendo contacto direto entre superfícies de fratura.

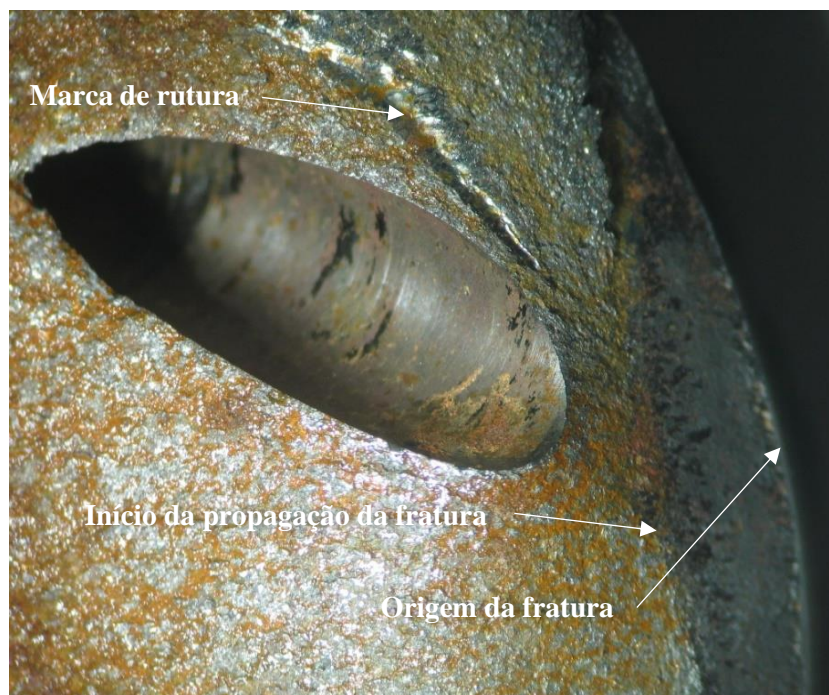


Figura 73 - Superfície de fratura (região de origem e propagação)

Através da ampliação presente, a diferença observada a nível de rugosidade de superficial entre a região de início e a região de propagação é nítida e coerente com o referido na análise

fractográfica. Da mesma forma, toda a secção do orifício de lubrificação da cambota apresenta-se em boas condições, sem qualquer anormalidade, defeito ou fissura presente.

A figura 74 analisa a região de propagação de fratura permitindo observar em detalhe a estrutura da superfície material, do centro e da periferia do moente da moente fraturado. Detetou-se alguma plastificação na periferia deste. Nesta região ocorreu uma velocidade de propagação da fenda moderada, em comparação à fase de início e rutura. Como se sabe, com o aumento da taxa de propagação da fenda, há uma maior tendência à plastificação do material.

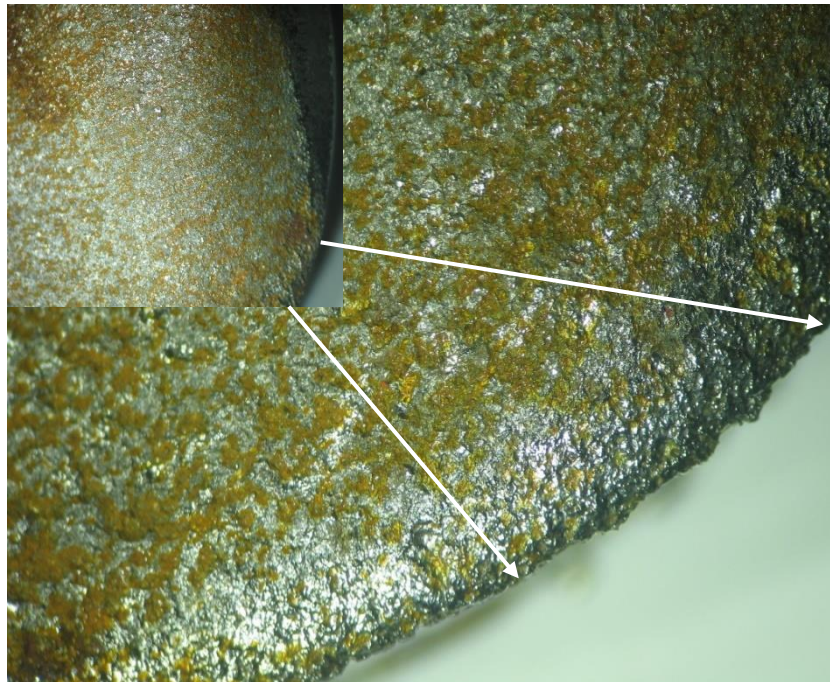


Figura 74 - Superfície de fratura (região de propagação)

Do lado radialmente oposto, presenciado na figura 75, observou-se uma superfície de menor rugosidade, permitindo saber que a região presente teve um crescimento de dimensão de fenda mais rápido. Na presente figura é possível observar na parte lateral da superfície de fratura do moente, uma cavidade acentuada.

Tendo em conta a orientação do crescimento da fenda, a plastificação presente na periferia do moente, assim como a área de menor rugosidade detetada na extremidade radialmente oposta, não são padrões típicos de superfícies de fratura durante a fase de propagação. Contudo, toda a região de propagação, exceto a periferia da mesma, apresenta uma superfície típica da fase de propagação, justificando através de superfícies de rugosidade regulares e graduais ao longo da evolução de fratura.

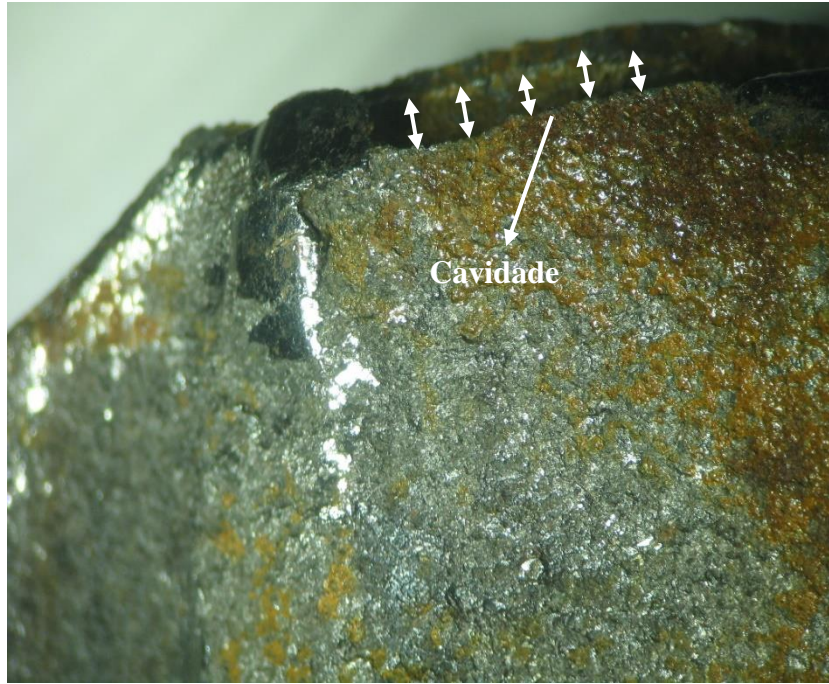


Figura 75 - Superfície lateral de fratura (região de propagação)

Deste modo, conclui-se, a partir da secção do moente definida na fase de propagação da fenda, que o material não apresenta resistência mecânica suficiente para o funcionamento mecânico solicitado sob serviço de operação. A presença de inconsistência de material e uma fratura irregular e não típica, a nível superficial, na lateral do moente assim como na região entre o moente e o seu prato falhado, justificam o que foi mencionado.

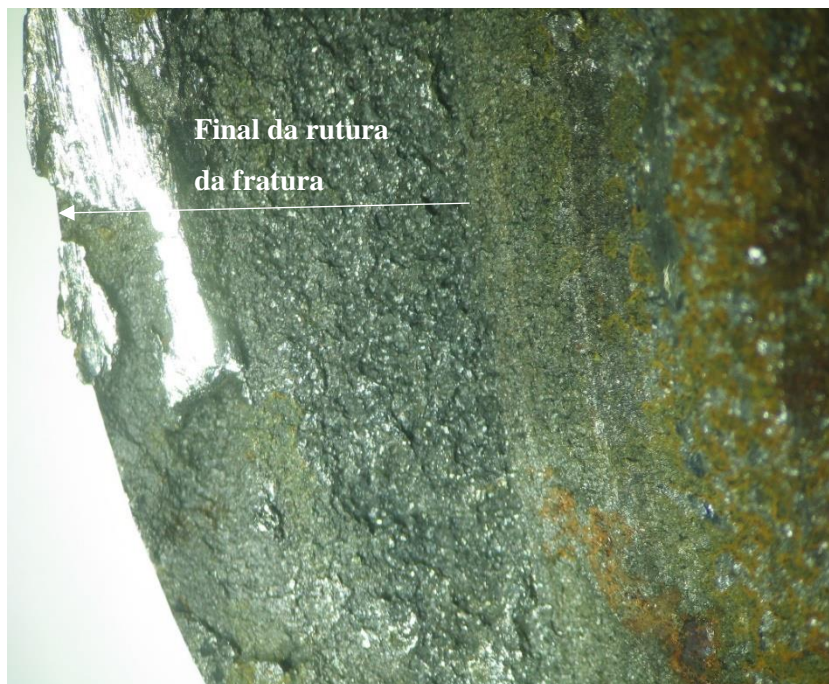


Figura 76 - Superfície de fratura (região de rutura)

Padrões de resistência mecânica irregulares detetados à superfície do material contribuem ativamente para uma fratura prematura, potenciando microfissuração na região de origem de fenda, assim como a evolução irregular da superfície de fenda com uma região de rutura com potencial para sofrer mais dano.

A figura 76 apresenta a superfície do moente na fase final da fratura. A superfície apresenta um padrão de rugosidade típico para esta fase de constante sobrecarga, porém, detetou-se alguma rugosidade elevada na a região final de rutura. A fase final de fratura ocorre na periferia do moente, conforme indicado na figura.

7.2. Estudo macro e micrográfico da secção transversal do moente

A macrografia efetuada numa superfície de natureza metálica consiste num exame realizado a uma amostra de superfície plana, sendo esta devidamente polida, onde é efetuado um ataque químico com reagentes adequados à superfície. Este exame, como consequência, degrada a superfície do material, classificando-se como ensaio destrutivo, permitindo recolher ampliações na ordem de 10x relativamente ao visível por olho nu.

O ensaio de elevada ampliação permite observar defeitos na amostra da superfície do material tais como segregação, bolhas, vazios, fissuras, gotas frias, porosidade. É possível detetar eventuais processos de tratamento térmico a nível superficial tais como cementação, temperamento assim como a respetiva profundidade de dureza associada ao tratamento.

O polimento consiste em obter uma superfície isenta de riscos, permitindo observações nítidas e perfeitas ao microscópio. O material usado no polimento por norma consiste em diamante natural ou sintético, permitindo preparar a amostra livre de deformações plásticas e mecânicas. Como se sabe, este é um processo abrasivo, tendo sido realizado manualmente no presente estudo.

O ataque químico é dividido em dois grupos dependentes do que se pretende analisar. Macro ataques permitem estudar a macroestrutura do material, porém micro ataques utilizam-se para uma análise pormenorizada à estrutura do material. Depois de preparada a solução química, mergulha-se o corpo de prova com a superfície polida previamente nesta. O reagente químico usado no estudo consistiu em NITAL, sendo um reagente composto de ácido nítrico e álcool, com o objetivo de diferenciar a estrutura martensítica da estrutura ferrítica. Em relação à perlite, o ataque químico utilizado irá escurecer os seus contornos.

A amostra submetida a análise laboratorial (figura 46) foi submetida à macrografia. A figura 77 representa a perspetiva macrográfica da estrutura do material presente no moente da biela da cambota. Nenhuma anormalidade foi detetada na estrutura do material.



Figura 77 - Perspetiva macrográfica da secção transversal do moente

Contudo, detetou-se alguma diferença a nível estrutural nomeadamente do núcleo para a periferia do material do moente. Na periferia deste, o material apresenta um padrão liso, de menor rugosidade, tendo uma estrutura bastante mais homogénea, de cor mais clara relativamente ao núcleo do material. Esta diferença observada deve-se ao processo de tratamento térmico induzido no fabrico da cambota.

A dureza adicional a nível superficial no moente, do conseqüente tratamento térmico, pela figura presente na cambota, apresenta uma profundidade de dureza de cerca de 2mm. Com base na ampliação presente, apenas foi possível determinar que a cambota sofreu processo de tratamento térmico, conforme mencionado por documentos oficiais técnicos (capítulo 4). Contudo, não foi possível determinar a microestrutura presente na cambota.

No que concerne à micrografia, consegue-se obter perspetivas de maior ampliação e resolução comparativamente à macrografia. A amostra utilizada neste ensaio foi a mesma quando realizado o ensaio macrográfico. A figura 78 descreve a perspetiva micrográfica da amostra recolhida em laboratório, da região do núcleo do moente da cambota.

A estrutura do material nesta região define-se com um padrão típico de aço constituído por uma matriz ferrítica e perlítica. A presença de ferrite apresenta-se na estrutura do material como grãos poligonais brancos de contornos pretos, possuindo uma dureza relativamente baixa. A perlite foi detetada no material quando aplicado o reagente químico no material, ficando este com uma cor escura. A perlite apresenta uma dureza ligeiramente superior.

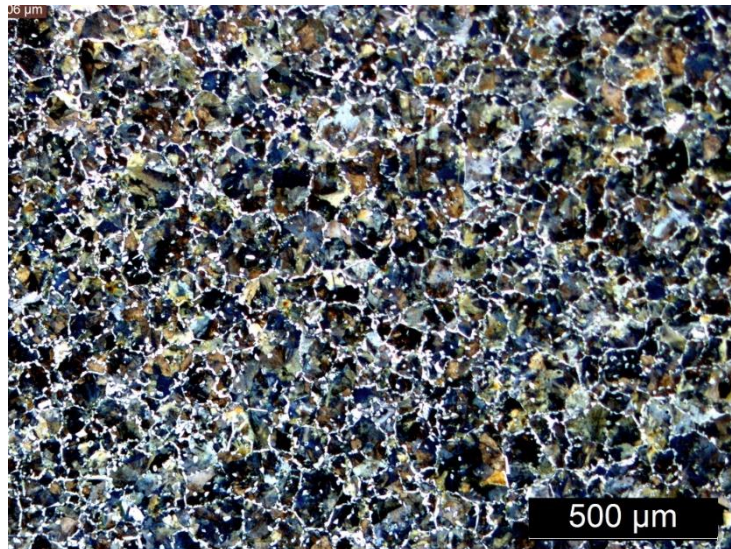


Figura 78 - Perspetiva micrográfica da secção transversal do moente (região do núcleo)

A figura 79 permite observar, a partir de uma perspetiva de maior ampliação relativamente à amostragem do núcleo, a estrutura do material na região periférica do moente da biela. Pela superfície analisada, observa-se uma microestrutura tratada termicamente, com o objetivo de obter uma superfície de maior dureza no moente, em relação ao núcleo do material.

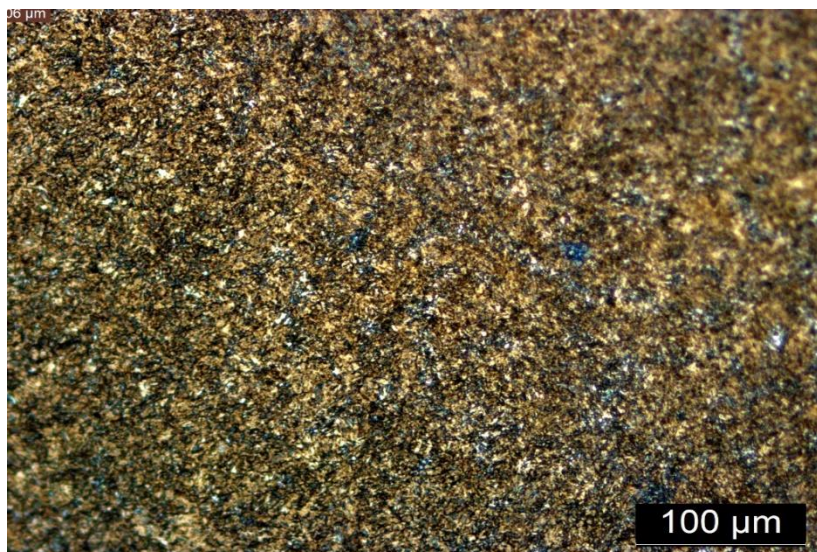


Figura 79 - Perspetiva micrográfica da secção transversal do moente (região superficial)

8. Conclusões e Desenvolvimentos futuros

A presente dissertação permitiu analisar com sucesso o modo de falha da cambota proveniente de um motor diesel sobrealimentado com turbocompressor. Procurou-se fazer toda uma análise descritiva do ponto de vista fractográfico e metalográfico, assim como implementar a cambota estudada num programa computacional de modelagem em elementos finitos onde por fim se tentou prever o plano de iniciação de fratura no moente.

O balanço efetuado no decorrer deste trabalho foi positivo, uma vez que foi alcançado com sucesso todos os objetivos traçados. Procurou-se suprimir algumas desvantagens como o desconhecimento do material presente na cambota, a pouca informação acerca da prática de manutenção e utilização do motor, assim como a necessidade de simular curvas do funcionamento do motor 1.9 TDI, podendo ter provocado um ligeiro erro na leitura e análise de dados.

Este trabalho possibilitou a consolidação de conhecimentos adquiridos ao longo da formação académica e, por sua vez, a aquisição de novas competências.

A origem de fratura deve-se à flexão do moente da biela iniciando-se a fratura na região inferior do moente. A fratura deve-se ao momento de flexão de amplitude máxima, provocada num período angular em cerca de 10° a 20° após o ponto morto superior do pistão nº1, na fase de expansão deste. Este é o pistão com tendência a provocar concentração de tensão no material na região do moente da biela respetivo.

Pode afirmar-se, com base na análise fractográfica e nos modelos de planos críticos de iniciação de fratura, que a falha da cambota resultou de um processo de fadiga regido por tensões normais originadas a partir de dois processos possíveis, sendo um entalhe no ponto de início da fissura ou um possível desalinhamento da cambota.

A fraca resistência mecânica do material a nível superficial, com a solicitação cíclica da cambota e a existência de concentração de tensão numa região altamente solicitada, provoca a fratura prematura. A fadiga é definida por baixo ciclo de alta tensão.

A dissertação contribui em mais um caso de análise do modo de falha de um componente crítico no sentido de solicitação mecânica e vital para o funcionamento do motor. Será necessário um estudo adicional acerca de vibrações presentes nos moentes da biela.

Referências

- Alves, F.S., 2011. Rendimento volumétrico de um motor de pistões opostos a quatro tempos.
- Asi, O., 2006. Failure analysis of a crankshaft made from ductile cast iron. *Eng. Fail. Anal.* 13, 1260–1267. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2005.11.005>
- ASM Handbook Volume 12: Fractography, 1987. 6.
- Bell, C., 1997. Maximum Boost. Bentley Publishers.
- Bentley, R., 2004. Volkswagen Jetta, Golf, GTI 1999, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005: service manual 1.8L turbo, 1.9L TDI and PD diesel, 2.0L gasoline, 2.8L VR6: A4 platform, 1st ed. ed. Bentley Publishers, Cambridge, MA.
- Bhaumik, S., Rangaraju, R., Venkataswamy, M., Bhaskaran, T., Parameswara, M., 2002. Fatigue fracture of crankshaft of an aircraft engine. *Eng. Fail. Anal.* 9, 255–263. [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(01\)00022-X](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(01)00022-X)
- Borgovini, R., Pemberton, S., Rossi, M., 1993. Failure Mode, Effects, and Criticality Analysis (FMECA).
- Chang, K.-H., 2014. Geometric Modeling, in: Product Design Modeling Using CAD/CAE. Elsevier, pp. 39–123. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-398513-2.00002-6>
- Chien, W., 2005. Fatigue analysis of crankshaft sections under bending with consideration of residual stresses. *Int. J. Fatigue* 27, 1–19. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.06.009>
- Club VAG, 2002. El Motor 1.9 TDI.
- Correa, H., 2005. Volkswagen Golf, Jetta, GTI Official Factory Repair Manual 1999-2005. Bentley Publishers.
- Espadafor, F.J., Villanueva, J.B., García, M.T., 2009. Analysis of a diesel generator crankshaft failure. *Eng. Fail. Anal.* 16, 2333–2341. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2009.03.019>
- Espadafor, F.J., Villanueva, J.B., García, M.T., Trujillo, E.C., 2010. Analysis of a diesel generator cylinder failure. *Eng. Fail. Anal.* 17, 913–925. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2009.11.003>
- Flowers, D., Aceves, S.M., Martinez-Frias, J., Smith, J.R., Au, M., Girard, J., Dibble, R., 2001. Operation of a Four-Cylinder 1.9L Propane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Basic Operating Characteristics and Cylinder-to-Cylinder Effects. Presented at the International Spring Fuels & Lubricants Meeting. <https://doi.org/10.4271/2001-01-1895>
- Fonte, M., de Freitas, M., 2009. Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study. *Eng. Fail. Anal.* 16, 1940–1947. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.10.013>
- Fonte, M., Duarte, P., Reis, L., Freitas, M., Infante, V., 2015. Failure mode analysis of two crankshafts of a single cylinder diesel engine. *Eng. Fail. Anal.* 56, 185–193. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.02.014>
- Fonte, M., Infante, V., Reis, L., Freitas, M., 2017. Failure mode analysis of a diesel motor crankshaft. *Eng. Fail. Anal.* 82, 681–686. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.06.010>
- Fonte, M., Li, B., Reis, L., Freitas, M., 2013. Crankshaft failure analysis of a motor vehicle. *Eng. Fail. Anal.* 35, 147–152. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.01.016>
- Freitas, M. de, Reis, L., Fonte, M. da, Li, B., 2011. Effect of steady torsion on fatigue crack initiation and propagation under rotating bending: Multiaxial fatigue and mixed-mode cracking. *Eng. Fract. Mech.* 78, 826–835. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2009.12.012>

- Globo Notícias, 2017. Volkswagen supera Toyota e é líder mundial de vendas em 2016 [WWW Document]. Auto Esporte. URL <http://g1.globo.com/carros/noticia/2017/01/volkswagen-supera-toyota-e-e-lider-mundial-de-vendas-em-2016.html> (accessed 8.18.18).
- Haapakoski, J., 2016. Medium-speed four-stroke diesel engine cylinder pressure effect on component dimensioning.
- Heyes, A., 1998. Automotive component failures. *Eng. Fail. Anal.* 5, 129–141. [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(98\)00010-7](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(98)00010-7)
- Ion, D.D., Anisor, N., 2011. Single Cylinder Diesel Engine Performances Estimation Using AVL Boost software. *Fuzzy Syst.* 4.
- Kane, J., 2017. Contemporary Crankshaft Design [WWW Document]. URL http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/crankshaft_design_issues.htm
- Kozakewycz, D., 2015. Engine Thermodynamics [WWW Document]. Black Art Dyn. URL <http://blackartdynamics.com/Engine/EngineThermodynamics.php> (accessed 7.30.18).
- Ktari, A., Haddar, N., Ayedi, H.F., 2011. Fatigue fracture expertise of train engine crankshafts. *Eng. Fail. Anal.* 18, 1085–1093. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.02.007>
- Li, W., Yan, Q., Xue, J., 2015. Analysis of a crankshaft fatigue failure. *Eng. Fail. Anal.* 55, 139–147. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.05.013>
- Maleque, M.A., Salit, M.S., 2013. Mechanical Failure of Materials, in: *Materials Selection and Design*. Springer Singapore, Singapore, pp. 17–38. https://doi.org/10.1007/978-981-4560-38-2_2
- Mollenhauer, K., Tschoke, H. (Eds.), 2010. *Handbook of diesel engines*. Springer, Berlin ; New York.
- Pandey, R.K., 2003. Failure of diesel-engine crankshafts. *Eng. Fail. Anal.* 10, 165–175. [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(02\)00053-5](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(02)00053-5)
- Petracconi, C., 2008. Análise Comparativa do Comportamento de Fadiga do Gancho Reboque Posterior de um Veículo Automotor. UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS.
- Schreurs, P., 2012. *Fracture Mechanics (Materials Technology)*. Eindhoven University of Technology.
- Schweimer, G.W., Levin, M., 2000. Life Cycle Inventory for the Golf A4 40.
- Silva, F., 2003. Analysis of a vehicle crankshaft failure. *Eng. Fail. Anal.* 10, 605–616. [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(03\)00024-4](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(03)00024-4)
- Simões, A., 2013. Apontamentos Unidade Curricular “Máquinas Alternativas” - ISEC.
- Snee, R., 2007. *Failure Modes and Effects Analysis*.
- Socie, D., Fatemi, G., 1999. *Multiaxial Fatigue*, Premiere Series Books. SAE International.
- Souza, S.G., 2004. Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores ciclo otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo.
- Volkswagen AG, 1999. *Realizing Future Trends in Diesel Engine Development*.
- Wang, J., Wang, Y., 2016. Study and Application of Performance for General Purpose Engine Based on GT-Power Software 13.
- Yu, Z., Xu, X., 2005. Failure analysis of a diesel engine crankshaft. *Eng. Fail. Anal.* 12, 487–495. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2004.10.001>
- Yu, Z., Xu, X., Ding, H., 2007. Failure analysis of a diesel engine piston-pin. *Eng. Fail. Anal.* 14, 110–117. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2005.12.004>

Anexo A

STEPS	Rotação Cambota (180° a cambota está com o cilindro 1 e 4 completamente na vertical [°])	Pressão Cilindro 1 referencial Y [Mpa]	Pressão Cilindro 1 referencial Z [Mpa]	Pressão Cilindro 3 referencial Y [Mpa]	Pressão Cilindro 3 referencial Z [Mpa]	Pressão Cilindro 4 referencial Y [Mpa]	Pressão Cilindro 4 referencial Z [Mpa]	Pressão Cilindro 2 referencial Y [Mpa]	Pressão Cilindro 2 referencial Z [Mpa]
1	190	-14,85	-2,6184	0,08827	0,015564	0	0	0	0
2	200	-10,774	-3,9216	0,087466	0,031835	0	0	0	0
3	210	-5,78	-3,3371	0,083594	0,048263	0	0	0	0
4	220	-3,0634	-2,5705	0,079225	0,066478	0	0	0	0
5	230	-1,6619	-1,9806	0,07091	0,084507	0	0	0	0
6	240	-0,89977	-1,5584	0,062053	0,10748	0	0	0	0
7	250	-0,45512	-1,2504	0,047163	0,12958	0	0	0	0
8	260	-0,17959	-1,0185	0,027537	0,15617	0	0	0	0
9	270	-5,15E-17	-0,84116	1,1826E-17	0,19305	0	0	0	0
10	280	0,12332	-0,69937	-0,040707	0,23086	0	0	0	0
11	290	0,21223	-0,58311	-0,10612	0,29155	0	0	0	0
12	300	0,27579	-0,47768	-0,21029	0,36423	0	0	0	0
13	310	0,32796	-0,39085	-0,39444	0,47007	0	0	0	0
14	320	0,36444	-0,3058	-0,73944	0,62046	0	0	0	0
15	330	0,38812	-0,22408	-1,4151	0,81703	0	0	0	0
16	340	0,40817	-0,14856	-2,7406	0,9975	0	0	0	0
17	350	0,42098	-0,07423	-5,2011	0,9171	0	0	0	0
18	360	0,41369	-5,07E-17	-11,225	0	0	0	0	0
19	370	0	0	-14,85	-2,6184	0,08827	0,015564	0	0
20	380	0	0	-10,774	-3,9216	0,087466	0,031835	0	0
21	390	0	0	-5,78	-3,3371	0,083594	0,048263	0	0
22	400	0	0	-3,0634	-2,5705	0,079225	0,066478	0	0
23	410	0	0	-1,6619	-1,9806	0,07091	0,084507	0	0
24	420	0	0	-0,89977	-1,5584	0,062053	0,10748	0	0
25	430	0	0	-0,45512	-1,2504	0,047163	0,12958	0	0
26	440	0	0	-0,17959	-1,0185	0,027537	0,15617	0	0
27	450	0	0	-5,1527E-17	-0,84116	1,18E-17	0,19305	0	0
28	460	0	0	0,12332	-0,69937	-0,040707	0,23086	0	0
29	470	0	0	0,21223	-0,58311	-0,10612	0,29155	0	0
30	480	0	0	0,27579	-0,47768	-0,21029	0,36423	0	0
31	490	0	0	0,32796	-0,39085	-0,39444	0,47007	0	0
32	500	0	0	0,36444	-0,3058	-0,73944	0,62046	0	0
33	510	0	0	0,38812	-0,22408	-1,4151	0,81703	0	0
34	520	0	0	0,40817	-0,14856	-2,7406	0,9975	0	0
35	530	0	0	0,42098	-0,07423	-5,2011	0,9171	0	0
36	540	0	0	0,41369	-5,0683E-17	-11,225	0	0	0
37	550	0	0	0	0	-14,85	-2,6184	0,08827	0,015564
38	560	0	0	0	0	-10,774	-3,9216	0,087466	0,031835
39	570	0	0	0	0	-5,78	-3,3371	0,083594	0,048263
40	580	0	0	0	0	-3,0634	-2,5705	0,079225	0,066478
41	590	0	0	0	0	-1,6619	-1,9806	0,07091	0,084507
42	600	0	0	0	0	-0,89977	-1,5584	0,062053	0,10748
43	610	0	0	0	0	-0,45512	-1,2504	0,047163	0,12958
44	620	0	0	0	0	-0,17959	-1,0185	0,027537	0,15617
45	630	0	0	0	0	-5,15E-17	-0,84116	1,1826E-17	0,19305
46	640	0	0	0	0	0,12332	-0,69937	-0,040707	0,23086
47	650	0	0	0	0	0,21223	-0,58311	-0,10612	0,29155
48	660	0	0	0	0	0,27579	-0,47768	-0,21029	0,36423
49	670	0	0	0	0	0,32796	-0,39085	-0,39444	0,47007
50	680	0	0	0	0	0,36444	-0,3058	-0,73944	0,62046
51	690	0	0	0	0	0,38812	-0,22408	-1,4151	0,81703
52	700	0	0	0	0	0,40817	-0,14856	-2,7406	0,9975
53	710	0	0	0	0	0,42098	-0,07423	-5,2011	0,9171
54	720	0	0	0	0	0,41369	-5,07E-17	-11,225	0
55	10	0,08827	0,015564	0	0	0	0	-14,85	-2,6184
56	20	0,087466	0,031835	0	0	0	0	-10,774	-3,9216
57	30	0,083594	0,048263	0	0	0	0	-5,78	-3,3371
58	40	0,079225	0,066478	0	0	0	0	-3,0634	-2,5705
59	50	0,07091	0,084507	0	0	0	0	-1,6619	-1,9806
60	60	0,062053	0,10748	0	0	0	0	-0,89977	-1,5584
61	70	0,047163	0,12958	0	0	0	0	-0,45512	-1,2504
62	80	0,027537	0,15617	0	0	0	0	-0,17959	-1,0185
63	90	1,18E-17	0,19305	0	0	0	0	-5,1527E-17	-0,84116
64	100	-0,040707	0,23086	0	0	0	0	0,12332	-0,69937
65	110	-0,10612	0,29155	0	0	0	0	0,21223	-0,58311
66	120	-0,21029	0,36423	0	0	0	0	0,27579	-0,47768
67	130	-0,39444	0,47007	0	0	0	0	0,32796	-0,39085
68	140	-0,73944	0,62046	0	0	0	0	0,36444	-0,3058
69	150	-1,4151	0,81703	0	0	0	0	0,38812	-0,22408
70	160	-2,7406	0,9975	0	0	0	0	0,40817	-0,14856
71	170	-5,2011	0,9171	0	0	0	0	0,42098	-0,07423
72	180	-11,225	0	0	0	0	0	0,41369	-5,0683E-17

Anexo B

STEPS	Tempo/10º rotação cambota	Rotação Cambota (180º a cambota está com o cilindro 1 e 4 completamente na vertical [º])	Tensão Normal X [MPa]	Tensão Normal Y [MPa]	Tensão Normal Z [MPa]	Tensão Corte XY [MPa]	Tensão Corte XZ [MPa]	Tensão Corte YZ [MPa]
1	0,00087954	10	-0,16610	0,01612	-0,00401	-0,00966	-0,00690	0,00049
2	0,001759081	20	-0,16610	0,01612	-0,00401	-0,00966	-0,00692	0,00049
3	0,002638621	30	-0,16611	0,01613	-0,00401	-0,00966	-0,00693	0,00049
4	0,003518162	40	-0,16612	0,01613	-0,00401	-0,00966	-0,00694	0,00049
5	0,004397702	50	-0,16614	0,01613	-0,00402	-0,00966	-0,00696	0,00049
6	0,005277243	60	-0,16617	0,01613	-0,00402	-0,00966	-0,00698	0,00050
7	0,006156783	70	-0,16621	0,01614	-0,00403	-0,00966	-0,00700	0,00050
8	0,007036324	80	-0,16625	0,01615	-0,00404	-0,00967	-0,00702	0,00050
9	0,007915864	90	-0,16632	0,01616	-0,00405	-0,00967	-0,00706	0,00050
10	0,008795405	100	-0,16642	0,01617	-0,00407	-0,00968	-0,00710	0,00050
11	0,009674945	110	-0,16659	0,01620	-0,00410	-0,00969	-0,00716	0,00050
12	0,010554486	120	-0,16684	0,01624	-0,00415	-0,00971	-0,00724	0,00051
13	0,011434026	130	-0,16729	0,01631	-0,00423	-0,00975	-0,00737	0,00051
14	0,012313567	140	-0,16813	0,01644	-0,00439	-0,00982	-0,00757	0,00053
15	0,013193107	150	-0,16977	0,01670	-0,00470	-0,00997	-0,00790	0,00055
16	0,014072648	160	-0,17297	0,01720	-0,00530	-0,01027	-0,00840	0,00060
17	0,014952188	170	-0,17888	0,01814	-0,00643	-0,01084	-0,00902	0,00070
18	0,015831729	180	-0,19327	0,02042	-0,00917	-0,01228	-0,01002	0,00094
19	0,016711269	190	-0,38690	-0,07964	-0,04404	-0,00072	-0,03522	-0,01290
20	0,017590809	200	-0,38587	-0,07860	-0,04456	0,00203	-0,07314	-0,02924
21	0,01847035	210	-0,37679	-0,07430	-0,04364	0,00473	-0,11297	-0,04583
22	0,01934989	220	-0,37336	-0,06838	-0,04387	0,00706	-0,15801	-0,06412
23	0,020229431	230	-0,36513	-0,05738	-0,04330	0,00858	-0,20337	-0,08223
24	0,021108971	240	-0,36052	-0,04500	-0,04365	0,01049	-0,26097	-0,10524
25	0,021988512	250	-0,34414	-0,02555	-0,04189	0,01148	-0,31726	-0,12747
26	0,022868052	260	-0,32164	-0,00006	-0,03931	0,01240	-0,38519	-0,15424
27	0,023747593	270	-0,29029	0,03575	-0,03571	0,01358	-0,47941	-0,19136
28	0,024627133	280	-0,23353	0,08704	-0,02770	0,01328	-0,57769	-0,22963
29	0,025506674	290	-0,14254	0,16949	-0,01488	0,01275	-0,73540	-0,29104
30	0,026386214	300	0,01758	0,29839	0,00943	0,00900	-0,92778	-0,36502
31	0,027265755	310	0,31504	0,52397	0,05611	-0,00038	-1,21230	-0,47330
32	0,028145295	320	0,90297	0,94176	0,15137	-0,02374	-1,62800	-0,62854
33	0,029024836	330	2,11720	1,75010	0,35399	-0,08134	-2,20190	-0,83522
34	0,029904376	340	4,63110	3,31490	0,78512	-0,21910	-2,82510	-1,03680
35	0,030783917	350	9,56450	6,17760	1,65350	-0,52496	-2,96380	-0,99809
36	0,031663457	360	22,10500	13,11300	3,89770	-1,36070	-1,53810	-0,18751
37	0,032542998	370	30,97900	17,07700	5,58700	-2,11310	4,38410	2,35410
38	0,033422538	380	23,72900	12,18900	4,38400	-1,77970	8,13380	3,71750
39	0,034302079	390	13,44600	6,42130	2,55230	-1,10810	7,38260	3,22030
40	0,035181619	400	7,56320	3,32950	1,48230	-0,68859	5,87460	2,50390
41	0,036061159	410	4,40360	1,75410	0,89845	-0,44871	4,62010	1,94110
42	0,0369407	420	2,62020	0,90777	0,56430	-0,30603	3,68940	1,53420
43	0,03782024	430	1,54010	0,42024	0,35923	-0,21534	2,99530	1,23560
44	0,038699781	440	0,84444	0,12230	0,22543	-0,15420	2,46460	1,00970
45	0,039579321	450	0,37418	-0,06924	0,13392	-0,11118	2,05450	0,83649
46	0,040458862	460	0,03840	-0,19873	0,06780	-0,07923	1,72380	0,69763
47	0,041338402	470	-0,21270	-0,29066	0,01783	-0,05450	1,45100	0,58358
48	0,042217943	480	-0,40655	-0,35412	-0,02156	-0,03412	1,20130	0,47986
49	0,043097483	490	-0,56585	-0,40618	-0,05393	-0,01737	0,99566	0,39444
50	0,043977024	500	-0,69287	-0,44011	-0,08056	-0,00271	0,79220	0,31052
51	0,044856564	510	-0,79236	-0,45944	-0,10220	0,01000	0,59517	0,22970
52	0,045736105	520	-0,88067	-0,47517	-0,12155	0,02152	0,41283	0,15498
53	0,046615645	530	-0,95385	-0,48256	-0,13820	0,03204	0,23242	0,08132
54	0,047495186	540	-0,98709	-0,46652	-0,14784	0,04011	0,04951	0,00743
55	0,048374726	550	-0,16633	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
56	0,049254267	560	-0,16633	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
57	0,050133807	570	-0,16632	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
58	0,051013348	580	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
59	0,051892888	590	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
60	0,052772428	600	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
61	0,053651969	610	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
62	0,054531509	620	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
63	0,05541105	630	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
64	0,05629059	640	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
65	0,057170131	650	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
66	0,058049671	660	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
67	0,058929212	670	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
68	0,059808752	680	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
69	0,060688293	690	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
70	0,061567833	700	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
71	0,062447374	710	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050
72	0,063326914	720	-0,16631	0,01616	-0,00405	-0,00968	-0,00692	0,00050