



• U • C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Projecto de um Motor de Combustão Interna para um Veículo Automóvel de Extra-Baixo Consumo de Combustível

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

José Pedro Bordonhos Bandeira Rodrigues

Orientador

Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa
Professor Associado com Agregação DEM-FCTUC

Vogais Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva
Ribeiro
Professor Auxiliar DEM-FCTUC
Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Professor Auxiliar DEM-FCTUC

Coimbra, Setembro, 2011

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao Professor Doutor Pedro Carvalheira pela disponibilidade que sempre teve a esclarecer quaisquer dúvidas e principalmente por todos os conhecimentos que me transmitiu durante a realização desta dissertação e enquanto membro da equipa Eco Veículo. Gostaria ainda de agradecer a confiança que depositou em mim para a realização e aceitação deste desafio.

Em especial gostava de deixar aqui presente o apreço que tenho pelo meu Pai que sempre me prestou todo o apoio necessário e depositou em mim total confiança para poder tomar as decisões que eu achava melhor, a ele devo tudo o que sou hoje.

Queria agradecer também às minhas tias Virgínia e Etelvina e aos meus tios António Manuel e José Augusto pela participação que tiveram durante parte do meu período escolar e me terem ajudado sempre que eu precisei.

Relativamente aos meus amigos que conheci durante o caminho universitário queria agradecer pelo bom tempo que aqui passei com eles e em particular ao Pedro Severino pela ajuda e paciência que teve.

Finalmente deixo aqui o meu obrigado ao António Loio por tudo o que me ensinou que enriqueceu bastante a minha formação e ao Ricardo Heleno pela ajuda na iniciação da programação em Visual Basic.

Resumo

Esta dissertação engloba o projecto de um motor de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca a gasolina para o Eco Veículo XC20i, que participa em competições de alto rendimento energético. Os objectivos para este trabalho são o projecto de um motor de combustão interna com um rendimento de conversão de combustível ao freio superior ao já existente, M3165, assim como a diminuição da massa total do motor de forma a otimizar o desempenho do Eco Veículo XC20i nas competições da Shell Eco-Marathon.

Para realizar o projecto do motor de combustão interna foi utilizado um programa de simulação do ciclo de funcionamento de motores de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca (CFM), desenvolvido no DEM-FCTUC pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira.

O projecto efectuado é bastante exaustivo, tendo sido avaliado um espectro bastante alargado das variáveis mais importantes que influenciam o rendimento de conversão de combustível ao freio de um motor de combustão interna.

Foi desenvolvido um programa para prever a espessura de filme lubrificante entre o anel do êmbolo e o cilindro, de forma a poder prever-se o trabalho de atrito com maior precisão do que aquela que o programa de simulação do CFM actualmente prevê.

Depois das principais características do motor de combustão interna terem sido definidas foi possível passar-se ao projecto mecânico dos componentes. Para esta parte do projecto foram utilizadas ferramentas de análise estrutural por elementos finitos, ANSYS Workbench 10.0, assim como um programa de desenho CAD, Autodesk Inventor Professional 2011.

O motor projectado tem uma cilindrada de 22.45 cm^3 e uma relação curso/diâmetro de 0.80, sendo a cilindrada e a relação curso/diâmetro bastante inferior às do motor actual, respectivamente 31.65 cm^3 e 1.12. O binário máximo ao freio do motor projectado é de $1.74 \text{ N}\cdot\text{m}$ face aos $2.07 \text{ N}\cdot\text{m}$ do motor actual.

Os objectivos para este trabalho foram alcançados tendo-se projectado um motor com um consumo específico de combustível ao freio de $248.40 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ relativamente ao valor de $272.62 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ do motor actualmente utilizado, M3165, representando uma melhoria de 11.0%. A massa do motor alcançada no fim do projecto foi de 6.058 kg , face a 7.057 kg do motor usado actualmente, verificando-se assim uma melhoria de 11.7%.

Palavras-chave: Projecto do motor combustão interna, Rendimento energético, Shell Eco-Marathon.

Abstract

This dissertation covers the design of a 4-stroke spark ignition gasoline internal combustion engine for the Eco Veículo XC20i who participates in energy efficiency competitions. The objectives for this work are the design of an internal combustion engine with a lower brake specific fuel consumption than the existing engine, M3165, as well as reducing the total mass of the engine in order to optimize the performance of the Eco Vehicle XC20i for the competitions of the Shell Eco-Marathon.

To carry out the design is used a program that simulates the operating cycle of a 4-stroke spark ignition internal combustion engine (CFM), developed in the DEM-FCTUC by Professor Pedro Carvalheira.

The design carried out very exhaustively, and it has been evaluated the effect of the variation of a very broad spectrum of the most important variables that influence the brake specific fuel consumption of an internal combustion engine.

A program was developed to predict the lubricant film thickness between piston ring and the cylinder to calculate the work of friction with greater precision than what the simulation program of CFM currently provides.

After the main characteristics of the internal combustion engine were established it was possible to advance to the mechanical design of the components. For this part of the project a finite element structural analysis tool was used, ANSYS Workbench 10.0, as well as a CAD drawing program tool, Autodesk Inventor Professional 2011.

The engine designed has a displacement of 22.45 cm^3 and a stroke/bore ratio of 0.80, being both the displacement and the stroke/bore ratio well below the values for the current engine, respectively 31.64 cm^3 and 1.12. The engine designed has a maximum brake torque of $1.74 \text{ N}\cdot\text{m}$, in relation to the $2.07 \text{ N}\cdot\text{m}$ of the current engine.

The objectives for this study were achieved with an engine with a brake specific fuel consumption of $248.40 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ in relation to the value of $272.62 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ of the currently used engine, M3165, representing an improvement of 11.0 %. The mass of the engine reached in the end of the project was 6.058 kg which compared to the mass of the currently used engine of 7.057 kg is an improvement of 11.7%.

Keywords Internal combustion engine design, Energy efficiency, Shell Eco-Marathon.

Índice

Índice de Figuras	vii
Índice de Tabelas	x
Simbologia e Siglas	xi
Simbologia.....	xi
Símbolos Gregos	xiv
Índices.....	xiv
Siglas	xv
1. Introdução.....	1
2. Estado da arte.....	3
2.1. Motores de combustão interna de ignição por faísca existentes nos veículos protótipos que participam na Shell Eco-Marathon	3
2.2. Motor actual M3165	4
2.3. O Eco Veículo e a Shell Eco-Marathon.....	8
3. Considerações iniciais de projecto	11
3.1. Variáveis importantes no consumo de combustível ao freio	11
3.1.1. Considerações de projecto para a câmara de combustão.....	13
3.1.2. Escolha da vela de ignição.....	13
4. Determinação da configuração do motor óptimo	16
4.1. Família de motores com L/B variável	16
4.1.1. Método de cálculo	17
4.2. Resultados da simulação para a família de motores com L/B variável.....	18
4.2.1. Discussão dos resultados	19
4.2.2. Novos resultados da simulação para a família de motores com L/B variável.....	20
4.2.3. Discussão dos resultados	21
5. Concepção do modelo de previsão da força de atrito nos anéis do êmbolo	22
5.1. Forças presentes nos anéis do êmbolo	22
5.1.1. Força devido à elasticidade do anel.....	23
5.1.2. Força devido à pressão do gás	24
5.1.3. Força devido ao contacto entre o anel e o cilindro	25
5.1.4. Força hidrodinâmica	26
5.2. Cálculo da força de atrito	28
5.3. Método de cálculo.....	29
5.4. Micrografia dos anéis do êmbolo do motor Honda GX22.....	31
5.5. Resultados da simulação	32
6. Determinação da relação L/B que minimiza o bsfc	35
6.1. Resultados da simulação após integração do novo modelo de previsão do trabalho de atrito dos anéis do êmbolo	35
6.2. Análise dos resultados	37
7. Determinação da cilindrada óptima.....	38
7.1. Família de motores com V_d variável	38

7.1.1.	Resultados da simulação.....	39
7.2.	Simulação do conjunto veículo-motor em pista	40
8.	Determinação da relação de compressão óptima.....	44
8.1.	Família de motores com r_c variável	44
8.2.	Resultados da simulação	45
9.	Projecto mecânico dos componentes do motor	48
9.1.	Projecto do êmbolo	48
9.1.1.	Material de construção.....	48
9.1.2.	Esforços mecânicos e térmicos.....	49
9.1.3.	Cálculo da densidade de fluxo de calor de saída do êmbolo.....	50
9.1.4.	Suportes e contactos	56
9.1.5.	Método de análise e de optimização.....	58
9.1.6.	Resultados da simulação.....	59
9.2.	Dimensionamento dos contrapesos da cambota para o equilíbrio do mecanismo êmbolo-biela-manivela	61
9.3.	Determinação da espessura e largura da junta da cabeça do cilindro e da pré-tensão dos parafusos de aperto	63
10.	Conclusões.....	68
11.	Referências bibliográficas	70
Anexo A.	72
A.1	Características técnicas do motor e de outros componentes.....	72
A.2	Curvas características do motor final.....	73
A.2	Comparação de massa dos principais componentes do motor M2208 e do motor M3165.....	74
Anexo B.	76
Anexo C.	77
C.1	Cinemática e dinâmica do sistema biela-manivela	77
C.1.1	Cinemática do movimento biela-manivela	77
C.2	Forças de inércia e momentos de inércia	78
C.2.1	Força de inércia devida ao movimento de translação do êmbolo.....	79
C.2.2	Forças de inércia na biela	80
C.2.3	Força de inércia que actua na cambota	83
C.2.4	Resultante das forças de inércia.....	84
C.2.5	Momento resultante das forças de inércia	84
C.3	Outras forças que actuam no êmbolo.....	84
C.3.1	Força devida às pressões a actuarem no êmbolo	84
C.3.2	Força devida ao atrito entre êmbolo e cilindro e anéis e cilindro.....	85
C.3.3	Reacção normal exercida pela parede do cilindro no êmbolo	86
C.4	Forças que actuam na chumaceira do pé da biela	87
C.5	Momento resultante	91
Anexo D.	92
D.1	Imagens do Motor	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Modelo 3D do M3165 gerado em Autodesk Inventor Professional 11 (vista de Frente) [7].	6
Figura 2 – Aspecto final do M3165 depois de assemblado [7].	6
Figura 3 – Evolução do binário ao freio, potência ao freio e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação do M3165, obtidos utilizando o programa de simulação do CFM [8].	7
Figura 4 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura da cabeça do cilindro para uma temperatura do cárter de $75.0\text{ }^{\circ}\text{C}\pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ [8].	7
Figura 5 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura do óleo no cárter para a temperatura da cabeça do cilindro igual a $94.0\text{ }^{\circ}\text{C}\pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ [8].	8
Figura 6 – XC01i em competição já na sua versão mais alongada [9].	9
Figura 7 – XC20i e equipa Eco Veículo na Shell Eco-Marathon Europe 2010 (2º Lugar da categoria 2204 km/L) [9].	9
Figura 8 – CAD das 3 velas CMR6H, CR8HIX e ME8.	14
Figura 9 – CAD da câmara de combustão do M3165, na esquerda com a vela CR8HIX e na direita com a vela ME8.	15
Figura 10 – Comparação da eficiência térmica das 3 velas para a mesma câmara de combustão, a actualmente utilizada no M3165.	15
Figura 11 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação para a família de motores com L/B variável.	18
Figura 12 – Evolução do binário médio ao freio com a velocidade de rotação para a família de motores com L/B variável.	19
Figura 13 – Comparação entre a simulação antes (_1) e depois (_2) das alterações ao programa de CFM para os 3 melhores motores da família com L/B variável.	20
Figura 14 – bsfc para os vários motores da família com L/B variável para a velocidade de rotação média de funcionamento, 4000 rpm, depois das alterações no programa.	21
Figura 15 – Esquema representativo das forças que actuam num anel do êmbolo.	23
Figura 16 – Micrografia do 1º (esquerda) e 2º (direita) anéis do êmbolo do motor Honda GX22, a espessura do 1º e 2º anéis é igual a 1 mm.	31
Figura 17 – Representação gráfica do perfil do 1º anel do êmbolo do motor Honda GX22.	32
Figura 18 - Representação gráfica do perfil do 2º anel do êmbolo do motor Honda GX22.	32
Figura 19 – Pressão hidrodinâmica gerada pelo 1º anel para o motor d_37, ($n = 4000\text{ rpm}$, $\theta = 250^{\circ}$, $U = 7.87\text{ m/s}$ e $p_{cc} = 1.40 \times 10^5\text{ Pa}$).	33
Figura 20 – Pressão hidrodinâmica gerada pelo 2º anel para o motor d_37, ($n = 4000\text{ rpm}$, $\theta = 250^{\circ}$, $U = 7.87\text{ m/s}$ e $p_{cc} = 1.40 \times 10^5\text{ Pa}$).	33
Figura 21 – Resultados da simulação do 1º anel para as 4000 rpm para o motor d_33.	34

Figura 22 – Curvas do bsfc para o motor d_31.5 antes, (_2), e depois, (_3), da introdução do novo modelo de previsão do trabalho de atrito.....	35
Figura 23 – Curvas do bsfc para o motor d_33 antes, (_2), e depois, (_3), da introdução do novo modelo de previsão do trabalho de atrito.....	36
Figura 24 – Curvas do bsfc para o motor d_37 antes, (_2), e depois, (_3), da introdução do novo modelo de previsão do trabalho de atrito.....	36
Figura 25 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio, bsfc, com a velocidade de rotação, n, para a família de motores com Vd variável.....	39
Figura 26 – Evolução do binário médio ao freio, Tb, com a velocidade de rotação para a família de motores com Vd variável.....	40
Figura 27 – Comparação do melhor desempenho em pista do conjunto veículo-motor para cada motor da família com Vd variável.....	41
Figura 28 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a relação de compressão para as 4500 rpm.....	45
Figura 29 – Evolução do factor de detonação, Fdet, com a velocidade de rotação para os motores rc_15.5 e rc_16.5.	46
Figura 30 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação para os motores rc_15.5 e rc_16.5.	47
Figura 31 – Esquema representativo do caminho médio do fluxo de calor (a vermelho) desde o êmbolo até ao cilindro passando pelo anel.	52
Figura 32 – Esquema do caminho percorrido pelo fluxo de calor.....	52
Figura 33 – Representação do fluxo de saída de calor através da superfície inferior da 1ª caixa.....	54
Figura 34 – Zona do êmbolo chapinhada pelo óleo do motor.....	56
Figura 35 – Conjunto êmbolo-cavilhão-biela.....	57
Figura 36 - Modelo do conjunto estando representados os carregamentos mecânicos, os carregamentos térmicos e os suportes.	57
Figura 37 – Malha utilizada para as simulações.....	58
Figura 38 – Evolução da tensão equivalente de von Mises no êmbolo e da massa do cavilhão com o diâmetro interno do cavilhão.....	59
Figura 39 – Evolução da tensão equivalente de von Mises no êmbolo e da massa do cavilhão com o diâmetro interno do cavilhão.....	59
Figura 40 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises no êmbolo para o cavilhão de diâmetro externo de 12 mm e interno de 4 mm.....	60
Figura 41 – Distribuição de temperatura no êmbolo versão final.	61
Figura 42 – Representação e principais propriedades do contrapeso de meia cambota em Autodesk Inventor Professional 2011.	62
Figura 43 – Evolução do MáxSumFi com $rcg,c \times mc$ para o contrapeso da cambota.	63
Figura 44 – Malha utilizada para a análise do conjunto cabeça do cilindro-junta.....	64
Figura 45 – Carregamento e estrangulamentos utilizados na simulação do conjunto cabeça do cilindro-junta.	65

Figura 46 – Resultados da simulação para a tensão equivalente de von Mises, pré-tensão nos parafusos de 4680 N e pressão na câmara de combustão de 11.7 MPa.	66
Figura 47 – Resultados da simulação para a deformação no eixo z, pré-tensão nos parafusos de 4680 N e pressão na câmara de combustão de 11.7 MPa.....	67
Figura 48 – Evolução da potência ao freio, binário ao freio e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação.....	73
Figura 49 – Evolução do tempo de injeção e ângulo de avanço de ignição com a velocidade de rotação.	73
Figura 50 – Propriedades da liga de alumínio AlSi12CuNiMg [19].....	76
Figura 51 – Representação em CAD do motor M2208.....	92
Figura 52 – Sistema êmbolo-biela-manivela em CAD.....	93
Figura 53 – Alguns componentes do motor M2208.....	93

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Características do motor e melhor desempenho dos veículos da classe protótipo a gasolina das melhores equipas participantes na Shell Eco-Marathon.	4
Tabela 2 – Palmarés da equipa Eco Veículo [1].	10
Tabela 3 – Comparação das velas já usadas com a vela proposta ME8.	14
Tabela 4 – Família de motores proposta para comparação do L/B.	16
Tabela 5 – Família de motores propostos para comparação da cilindrada.	39
Tabela 6 – Principais características da família de motores rc.	44
Tabela 7 – Valores máximos de densidade de fluxo de calor, Q_{emb} , e de pressão máxima na câmara de combustão, p_{max} , para cada velocidade de rotação do motor durante o ciclo de funcionamento.	50
Tabela 8 – Dados referentes às dimensões dos anéis e das caixas dos anéis no êmbolo. ...	53
Tabela 9 – Dados necessários ao cálculo de U_{total}	53
Tabela 10 – Coeficientes de transmissão de calor para o 1º e 2º anéis do êmbolo.	54
Tabela 11 – Dados necessários ao cálculo dos coeficientes de transmissão de calor	55
Tabela 12 – Coeficiente de transmissão de calor para os lands e saia do êmbolo.	55
Tabela 13 – Características da junta e dos parafusos utilizados.	65
Tabela 14 – Principais características do motor e de outros componentes	72
Tabela 15 – Massa dos principais componentes do motor M2208.	74
Tabela 16 – Massa dos principais componentes do motor M3165.	75
Tabela 17 – Principais elementos presentes na liga de alumínio AlSi12CuNiMg.	76

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A_{ch} – Área da superfície da cabeça do cilindro, [m²]

A_{junta} – Área da superfície de contacto da junta da cabeça do cilindro com a cabeça do cilindro, [m²]

A_p – Área da coroa do êmbolo, [m²]

A_{wb} – Área da câmara de combustão em contacto com os gases queimados, [m²]

B – Diâmetro do cilindro [m]

b_{mep} – Pressão média efectiva ao freio [Pa]

$bsfc$ – Consumo específico de combustível ao freio [g/kW·h]

d_{ext} – Diâmetro exterior do anel, [m]

d_{extj} – Diâmetro exterior da junta da cabeça do cilindro, [m]

d_{int} – Diâmetro interior do anel, [m]

d_{intj} – Diâmetro interno da junta da cabeça do cilindro, [m]

D_{ve} – Diâmetro da cabeça da válvula de escape, [m]

D_{vi} – Diâmetro da cabeça da válvula de admissão, [m]

E – Módulo de Young, [Pa]

E' – Módulo de Young combinado do cilindro e do anel [Pa]

e_{a1} – Espessura do 1º anel, [m]

e_{a2} – Espessura do 2º anel, [m]

E_a – Módulo de Young do anel, [Pa]

E_c – Módulo de Young do cilindro, [Pa]

e_j – Espessura da junta da cabeça do cilindro, [m]

EVC – Ângulo de fecho da válvula de escape [grau]

EVO – Ângulo de abertura da válvula de escape [grau]

F_{+a} – Força devido à pressão do gás acima do anel, [N]

$F_{3/2}(s)$ – Integral do modelo G-W, adimensional

F_{-a} – Força devido à pressão do gás abaixo do anel, [N]

F_{aa} – Força de atrito entre o anel e o cilindro, [N]

- F_{ae} – Força média radial devido à elasticidade do anel, [N]
- F_{aperto} – Força de aperto dos parafusos da cabeça do cilindro, [N]
- Fdet – Factor de detonação, adimensional
- F_{Nc} – Componente normal da força de contacto entre o anel e o cilindro, [N]
- F_{Nh} – Componente normal da força hidrodinâmica gerada pelo fluido entre o anel e o cilindro, [N]
- F_{nsp} – Força tangencial máxima que a roda motriz transmite sem patinagem, [N]
- F_{tc} – Força de atrito devido ao contacto entre o anel e o cilindro, [N]
- F_{th} – Força de atrito devido à componente hidrodinâmica, [N]
- F_{vi} – Força máxima que o veio intermédio transmite para a roda motriz, [N]
- g – Aceleração normal da gravidade, 9,80665 m/s²
- h – Coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/m²·K]
- $h(x)$ – função do perfil do anel, [m]
- h_a – Altura do anel, [m]
- h_{a1ii} – Altura da superfície inclinada inferior do 1º anel, [m]
- h_{a1is} – Altura da superfície inclinada superior do 1º anel, [m]
- h_{a2ii} – Altura da superfície inclinada inferior do 2º anel, [m]
- h_{a2is} – Altura da superfície inclinada superior do 2º anel, [m]
- h_{min} – Distância mínima entre o anel e o cilindro, [m]
- IVC – Ângulo de fecho da válvula de admissão [grau]
- IVO – Ângulo de abertura da válvula de admissão [grau]
- k_p - relação entre a área da superfície da coroa do êmbolo e a área de secção transversal do cilindro
- l – Comprimento da biela [m]
- l – Distância entre a superfície do êmbolo em questão e o cilindro, [m]
- L – Curso do êmbolo [m]
- L_{ve} – Levantamento da válvula de escape [m]
- L_{vi} – Levantamento da válvula de admissão [m]
- m – Massa [kg]
- m_c – Massa do contrapeso da cambota, [kg]
- n – Velocidade de rotação da cambota do motor, [rpm]
- N – Velocidade de rotação da cambota do motor, [rps]

- p – Pressão, [Pa]
- p_{ae} – Pressão média radial devido à elasticidade do anel, [Pa]
- P_b – Potência ao freio do motor, [W]
- $p_{cc,\theta}$ – Pressão na câmara de combustão para o ângulo θ da manivela da cambota, [Pa]
- PCI – Poder calorífico inferior a pressão constante, [MJ/kg]
- p_{G-W} – Pressão de contacto entre o anel e o cilindro, [Pa]
- p_{max} – Pressão máxima na câmara de combustão durante o ciclo de funcionamento, [Pa]
- \dot{Q} – Fluxo de calor, [W]
- Q_{emb} – Densidade de fluxo de calor dos gases na câmara de combustão para a coroa do êmbolo, [W/m²]
- r – Raio, [m]
- r_b – Raio da esfera da frente de chama, [m]
- r_c – Relação de compressão, adimensional
- $r_{cg,c}$ – Raio do centro de gravidade do contrapeso da cambota, [m]
- R_{Nm} – Reacção normal na roda motriz, [N]
- \bar{S}_p – Velocidade média do êmbolo, [m/s]
- T – Temperatura, [K]
- t – Tempo, [s]
- T_a – Temperatura do ar, [K]
- T_b – Binário ao freio do motor, [N·m]
- TI – Ângulo do instante de ignição, [°BTDC]
- T_{M3165} – Binário médio ao freio do motor M3165, [N·m]
- T_{sc} – Temperatura de superfície do cilindro, [K]
- T_{se} – Temperatura de superfície do êmbolo, [K]
- T_{sp} – Binário médio ao freio sem patinagem da roda motriz, [N·m]
- U – Coeficiente global de transferência de calor, [W/m²·K]
- U_x – Componente da velocidade segundo o eixo x , [m/s]
- V_d – Cilindrada do motor [m³]
- w_e – Largura da sede da válvula escape [m]
- w_i – Largura da sede da válvula admissão [m]

Símbolos Gregos

α - Ângulo entre um elemento da superfície do anel e a parede do cilindro, [grau]

β - Ângulo da sede da válvula [grau]

β_r - Raio médio de um pico de rugosidade, [m]

Δl - Alongamento, [m]

ε - Deformação específica, adimensional

ϕ - Riqueza da mistura ar-combustível, adimensional

η - Densidade de picos de rugosidade, [m⁻²]

η_{fb} - Rendimento de conversão do combustível ao freio, adimensional

μ - Coeficiente de atrito, adimensional

μ_c - Coeficiente de atrito cinemático entre o anel e o cilindro lubrificados, adimensional

μ_e - Coeficiente de atrito estático entre a roda motriz e o pavimento (alcatrão), adimensional

ν_a - Coeficiente de Poisson do anel, adimensional

ν_c - Coeficiente de Poisson do cilindro, adimensional

θ - Ângulo da manivela da cambota [grau]

σ - Tensão equivalente de von Mises, [Pa]

$\sigma_i^{3/2}$ - Rugosidade combinada entre o cilindro e o anel, [m]

τ - Tensão de corte, [Pa]

ζ - Coeficiente dependente do diagrama de distribuição radial de pressão, adimensional

Índices

a - Anel

f - Combustível

Siglas

ABDC – Depois do ponto morto inferior

ASME – American Society of Mechanical Engineers

ATDC – Depois do ponto morto superior

BBDC – Antes do ponto morto inferior

BTDC – Antes do ponto morto superior

CAD – Computer Aided Design

CFM – Ciclo de Funcionamento do Motor

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

G-W – Greenwood-Williamson

MIT – Massachusetts Institute of Technology

rpm – Rotações por minuto

rps – Rotações por segundo

1. INTRODUÇÃO

A motivação para este trabalho é aumentar o desempenho do Eco Veículo na Shell Eco-Marathon Europa, que é uma prova de classe mundial para veículos automóveis de elevado rendimento energético.

Com o decorrer dos anos de participação na Shell- Eco-marathon a equipa Eco Veículo tem aprendido e evoluído bastante com a participação. Com os conhecimentos adquiridos têm surgido novas ideias para melhorar o veículo em geral. O motor usado actualmente, M3165, que foi projectado por elementos da equipa, nomeadamente pelo Eng. Pedro Gonçalves e pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira e também tem sido alvo de melhoramentos nos últimos anos. Todavia, existem certos parâmetros do motor que não são passíveis de melhoramento sem uma reestruturação global do projecto. Foi então que surgiu a ideia de voltar a projectar um novo motor tendo em conta os conhecimentos adquiridos desde então, as falhas existentes e os melhoramentos entretanto introduzidos no programa de simulação do ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca, (CFM), que vai permitir encontrar os parâmetros óptimos e decidir a configuração óptima de um novo motor.

O objectivo deste trabalho é efectuar o projecto de um motor de combustão interna que permita maximizar o desempenho do Eco Veículo XC20i na Shell Eco-Marathon Europa, sendo isto conseguido através da redução do consumo específico de combustível ao freio e da massa relativamente ao motor já existente, M3165.

Para o motor ter um consumo específico de combustível menor deverá ter uma arquitectura que permita ter uma distribuição de temperatura de operação do motor mais próxima da óptima, deverá operar com uma velocidade média do êmbolo nas condições de utilização na prova mais próxima daquela que minimiza o consumo específico de combustível e deverá ter menos atrito interno que o motor actual. A primeira fase do trabalho consiste em determinar os requisitos de binário e potência do motor com base na simulação do desempenho do veículo para as características físicas do veículo, topografia do circuito e condições da prova, utilizando um programa existente de simulação do desempenho e consumo específico de motores de combustão interna e um programa existente de simulação do desempenho do veículo em prova. A segunda fase consiste em

efectuar o projecto preliminar do motor para cumprir dos requisitos da primeira fase. A terceira fase do trabalho consiste em otimizar a geometria do motor e os parâmetros de operação com base nos resultados de um programa de simulação do desempenho e consumo específico do motor. Nesta fase proceder-se-á ao estudo paramétrico da influência de variáveis geométricas e de operação do motor no binário e consumo específico em função da velocidade de rotação do motor. Na quarta fase do trabalho proceder-se-á ao projecto pormenorizado dos componentes do motor. Isto pressupõe a optimização geométrica dos componentes utilizando *software* de análise estrutural por elementos finitos.

2. ESTADO DA ARTE

2.1. Motores de combustão interna de ignição por faísca existentes nos veículos protótipos que participam na Shell Eco-Marathon

A competição organizada pela Shell para veículos automóveis de alta eficiência energética, a Shell Eco-Marathon Europe, tem vindo desde 1985 a receber candidatos que possam de alguma forma criar um veículo automóvel de alta eficiência energética. A evolução tem sido bastante significativa desde então e nos dias que correm performances de cerca de 4000 km/L já são possíveis para veículos propulsionados com motores de combustão interna a gasolina.

Relativamente ao motores que equipam os veículos das melhores equipas que participam nesta competição estes geralmente são caracterizados por:

- Baixo consumo específico de combustível ao freio, $bsfc$;
- Cilindrada, V_d , entre 25 cm³ a 45 cm³;
- Duplo veio de excêntricos à cabeça (DOHC);
- Elevada relação de compressão, r_c ;
- Injecção indirecta de combustível;
- Operarem com mistura pobre;
- Relação curso/diâmetro, L/B , elevada.

Na Tabela 1 são apresentadas algumas características técnicas do motor e o melhor desempenho dos veículos da classe protótipo, com motor de combustão interna a gasolina, das melhores equipas participantes na Shell Eco-Marathon.

Tabela 1 – Características do motor e melhor desempenho dos veículos da classe protótipo a gasolina das melhores equipas participantes na Shell Eco-Marathon.

Equipa	bsfc mínimo [g/kW·h]	V_d [cm ³]	L/B	r_c	Melhor Performance [km/L]
Eco Veículo [1]	272.6	31.65	1.12	15.0	2568
Fancy Carol [2]	258.4	30.7	2.50	16.5	3624
La Joliverie [3]	227.0	30.61	1.44	-	3794
PV3e Estaca [4]	-	42.0	-	-	2702
Remmi Team [5]	-	42.2	2.53	16.8	3306
TIM [6]	254.3	28.0	-	-	3350

2.2. Motor actual M3165

O motor actualmente instalado no Eco Veículo é o M3165, que tem vindo a ser optimizado em banco de ensaio ao longo dos anos. O motor sofreu várias alterações ao longo dos anos as quais incidiram principalmente no que toca à sua performance térmica. Passou-se de uma configuração de circulação de água em volta do cilindro para um isolamento total de todo o motor em espuma rígida de poliuretano. O material em que é construída a base do motor de arranque, que é uma peça que faz a ligação do mecanismo do motor de arranque eléctrico ao cárter do motor, foi modificado de liga de alumínio 5083-H111 para Nylon reforçado com 30% de fibra de vidro com o objectivo de isolar termicamente o cárter do motor do mecanismo do motor de arranque eléctrico. Isto tem como vantagens contribuir para aumentar a temperatura do cárter do motor e do óleo lubrificante nele contido fazendo com que nas condições de funcionamento do motor na prova este se mantenha mais próximo da temperatura do óleo do cárter para a qual se verifica o consumo específico mínimo de combustível do motor e contribui para reduzir a temperatura do motor de arranque que melhora o rendimento energético deste e aumenta a sua longevidade. As velas de ignição também foram alvo de alterações tendo passado de velas mais quentes, NGK CMR6H e eléctrodo central de maior diâmetro para vela mais fria e eléctrodo central de menor diâmetro e eléctrodo de massa afiado, NGK CR8HIX.

Características principais do motor M3165:

- Ciclo de funcionamento Miller-Atkinson;
- Duas velas de ignição NGK CR8HIX;
- Opera com mistura pobre ($\phi < 1$);
- Relação de compressão: 15.0:1;
- Duplo veio de excêntricos à cabeça;
- Relação curso/diâmetro: 1.12;
- 31.65 cm³ de cilindrada, V_d ;
- Câmara de combustão hemisférica;
- Duas válvulas (uma de admissão, uma de escape);
- Injecção indirecta electrónica;
- Combustível utilizado gasolina sem chumbo 95 I.O.R.M.
- Ângulo de abertura da válvula de admissão (IVO): 10° BTDC;
- Ângulo de fecho da válvula de admissão (IVC): 75° ABDC;
- Ângulo de abertura da válvula de escape (EVO): 44° BBDC;
- Ângulo de fecho da válvula de admissão (EVC): 0° BTDC;
- Levantamento máximo da válvula de admissão: 3.35 mm;
- Levantamento máximo da válvula de escape: 2.95 mm;
- Potência máxima de 1126 W às 5000 rpm
- Binário máximo de 2.07 N.m às 5000 rpm

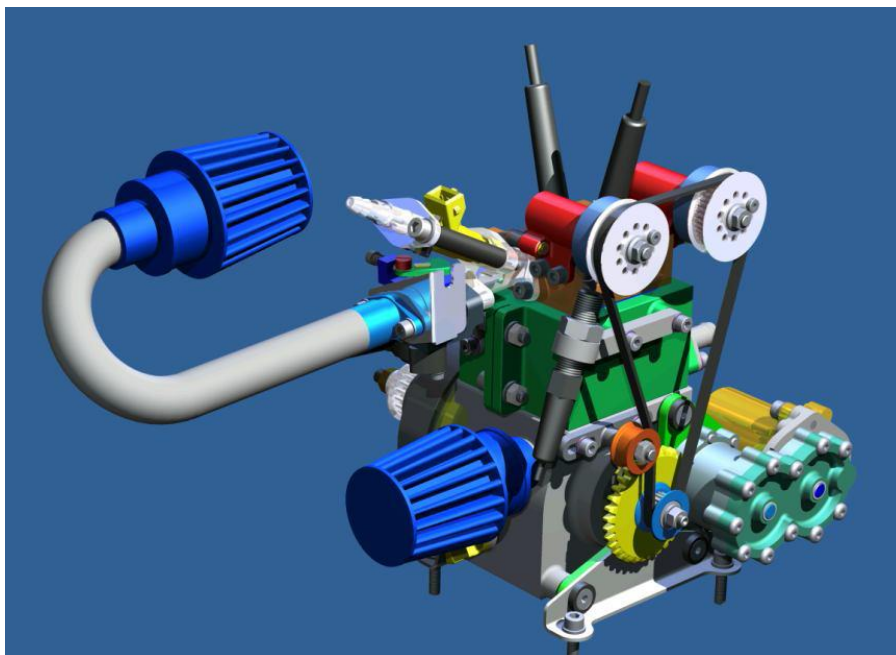


Figura 1 – Modelo 3D do M3165 gerado em Autodesk Inventor Professional 11 (vista de Frente) [7].

Na Figura 1 pode ver-se o modelo 3D do M3165 gerado em Autodesk Inventor Professional 11 [7] e na Figura 2 o M3165 já depois de ser assembled.



Figura 2 – Aspecto final do M3165 depois de assembled [7].

Na Figura 3 podem ver-se as curvas características de motor M3165 determinadas no programa de simulação de CFM [8].

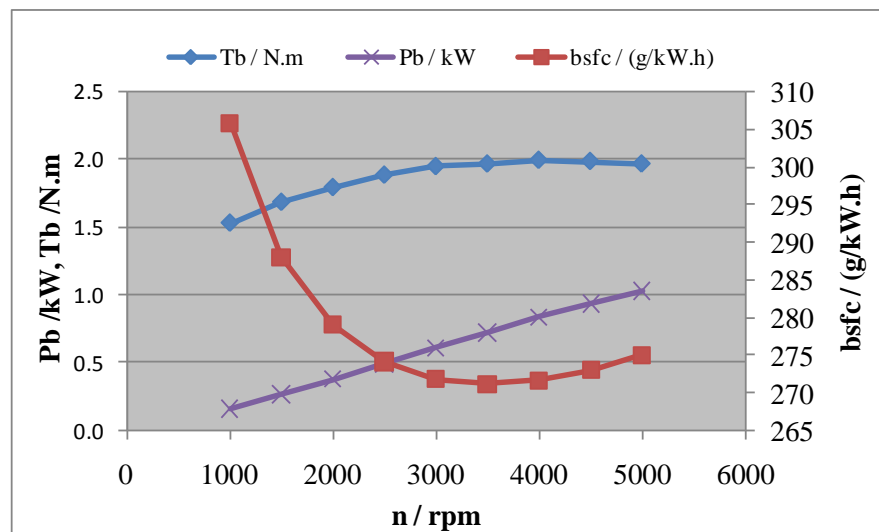


Figura 3 – Evolução do binário ao freio, potência ao freio e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação do M3165, obtidos utilizando o programa de simulação do CFM [8].

Em [8] mostra-se que a temperatura de funcionamento da cabeça do cilindro, Figura 4, e do cárter, Figura 5, são factores que influenciam bastante o consumo específico de combustível ao freio, assim como a garantia de que uma boa transmissão de calor entre a cabeça e o cárter está assegurada.

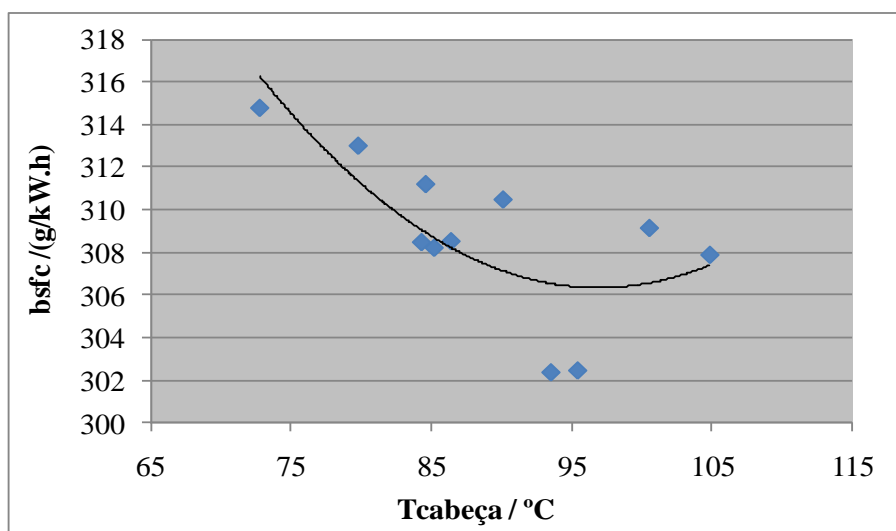


Figura 4 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura da cabeça do cilindro para uma temperatura do cárter de 75.0 °C±1.0 °C [8].

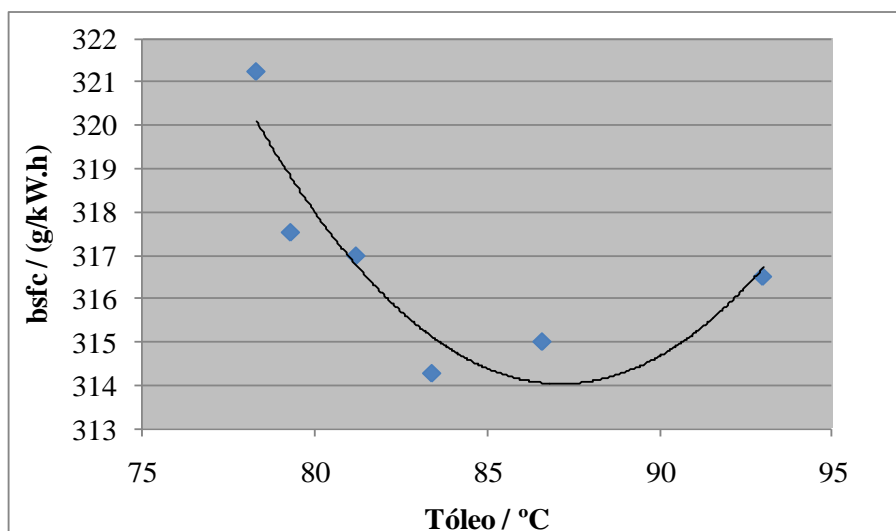


Figura 5 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura do óleo no cárter para a temperatura da cabeça do cilindro igual a $94.0 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [8].

A Figura 4 mostra que a temperatura da cabeça para a qual o consumo específico de combustível ao freio é mínimo é cerca de $94 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e na Figura 5 mostra que o consumo específico de combustível ao freio é mínimo para uma temperatura do óleo no cárter de cerca de $87 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.3. O Eco Veículo e a Shell Eco-Marathon

A equipa Eco Veículo já participa nas edições da Shell Eco-Marathon Europe desde 1999, tendo o projecto sido iniciado em 1998 por alguns alunos da então licenciatura em Engenharia Mecânica, pelo chefe de equipa Professor Doutor Pedro Carvalheira e pelo Professor Doutor António Gameiro, criando nesse mesmo ano o XC01. Desde então a evolução tem sido constante, tendo sido posteriormente feitas alterações aerodinâmicas ao XC01i, Figura 6, aumentado o comprimento do veículo, instalado um sistema de injeção electrónica de combustível no motor então utilizado, o Honda GX22, entre outras. Em 2006 foi iniciado o projecto do motor M3165, apresentado no Capítulo 2.2, e em 2007 foi iniciada a construção do mesmo no âmbito da tese de mestrado do Eng. Pedro Gonçalves. Em 2007 foi acabado de construir e realizou a primeira prova na Shell Eco-Marathon no circuito de Nogaro, em França. Em 2008 o novo motor estreou-se no novo veículo XC20i, Figura 7, na Shell Eco-Marathon Youth Challenge UK 2008, em Rockingham na Inglaterra, mas a equipa não se conseguiu classificar.

Em 2009 o novo motor e no novo veículo, XC20i, conseguiram obter o primeiro resultado válido na Shell Eco-Marathon Europe 2009, no EuroSpeedway Lausitz na Alemanha.



Figura 6 – XC01i em competição já na sua versão mais alongada [9].



Figura 7 – XC20i e equipa Eco Veículo na Shell Eco-Marathon Europe 2010 (2º Lugar da categoria 2204 km/L) [9].

A equipa sempre procurou obter cada vez melhores resultados trabalhando para isso consistentemente ao longo dos anos. Esse trabalho reflectiu-se ao longo dos anos nos resultados obtidos nas provas e na Tabela 2 pode ver-se o palmarés da equipa [1].

Tabela 2 – Palmarés da equipa Eco Veículo [1].

Prova	Shell Eco-Marathon Europe			Shell Eco-Marathon UK		
	Desempenho [km/L]	Velocidade média [km/h]	Veículo	Desempenho [km/L]	Velocidade média [km/h]	Veículo
1999	613	25.0	XC01		Não concorreu	
2000	1032	25.0	XC01		Não concorreu	
2001	1286	25.0	XC01i		Não concorreu	
2002	1734	25.0	XC01i		Não concorreu	
2003	1596	30.0	XC01i	1606	24.135	XC01i
2004	1685	30.0	XC01i	1663	24.135	XC01i
2005	Sem classificação		XC01i	1229	24.135	XC01i
2006	1467	30.0	XC01i		Não concorreu	
2007	1902	30.0	XC01i	1987	24.135	XC01i
2008	1445	30.0	XC01i	Sem classificação		XC20i
2009	2042	30.0	XC20i	2307	24.135	XC20i
2010	2204	30.0	XC20i	2427	24.135	XC20i
2011	2568	30.0	XC20i	Deixou de se realizar		

Em 2009 a equipa venceu a prova Shell Eco-Marathon Youth Challenge UK, em Rockingham, na Inglaterra, com um resultado de 2307 km/L a 24.135 km/h.

Em 2010 a equipa alcançou um brilhante 2º lugar na categoria dos motores de combustão interna a gasolina na principal competição a nível mundial, a Shell Eco-Marathon Europe em Lausitz.

Em 2011 a performance aumentou cerca de 16.5 % em relação ao ano anterior, mas a equipa posicionou-se uma posição abaixo da qual tinha alcançado. Esta melhoria deveu-se principalmente ao trabalho que tinha vindo a ser desenvolvido ao longo do ano relativamente ao motor no âmbito da tese de mestrado de José Correia [8], alterações na aerodinâmica com a introdução de uma fita para obrigar a camada limite laminar a transitar um pouco mais cedo, construção de um veio intermédio novo bem como a redução de massa de alguns componentes do veículo.

3. CONSIDERAÇÕES INICIAIS DE PROJECTO

Com o conhecimento até agora adquirido pela equipa e em especial pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira, bibliografia disponível e no contacto com outras equipas que também projectaram os seus motores, foi possível desde início fazer certas escolhas sem as quais não seria possível projectar um motor no tempo disponível para este trabalho.

De entre as várias escolhas tomadas podem destacar-se algumas pelo seu nível de importância:

- Câmara de combustão hemisférica;
- Ciclo termodinâmico de funcionamento de Miller-Atkinson;
- Construção do tipo cilindro/camisa;
- Duas velas de ignição;
- Duplo veio de excêntricos (DOHC);
- Elevada relação de compressão;
- Embraiagem centrífuga;
- Riqueza da mistura ar-combustível pobre ($\phi < 1$);
- Sistema de lubrificação por injeção.

3.1. Variáveis importantes no consumo de combustível ao freio

Para uma competição como a Shell Eco-Marathon em que o objectivo é ter a maior eficiência energética possível, é importante que todos os sistemas presentes no veículo sejam energeticamente eficientes.

Um desses sistemas é o motor que propulsionando o do veículo, que no caso da equipa Eco Veículo, é um motor de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca. O importante é que o motor tenha um rendimento de conversão de combustível ao freio, $\eta_{f,b}$, elevado, calculado usando a Equação (1).

$$\eta_{f,b} = \frac{3600}{\text{bsfc}[\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})] \times \text{PCI}_f[\text{MJ}/\text{kg}]} \quad (1)$$

Como o poder calorífico inferior do combustível, PCI_f , é uma constante para um determinado combustível o rendimento de conversão de combustível ao freio é determinado pelo consumo específico de combustível ao freio, $bsfc$.

O consumo específico de combustível ao freio por sua vez é dependente de outras variáveis, tais como:

- Área de contacto entre as peças móveis;
- Área de transferência de calor da câmara de combustão;
- Diagrama de distribuição (ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape);
- Folga entre as peças móveis;
- Ângulo do instante de ignição;
- Momento de inércia das peças móveis referido ao eixo de rotação da cambota;
- Número de velas de ignição;
- Número, tipo e perfil dos anéis do êmbolo utilizados;
- Regime de funcionamento (velocidade média do êmbolo);
- Relação de compressão;
- Riqueza da mistura ar-combustível;
- Temperatura de funcionamento;
- Tipo de câmara de combustão;
- Viscosidade dinâmica do lubrificante entre as peças móveis.

Os factores que são determinantes no projecto preliminar são os que estão ligados aos factores construtivos, tais como o curso, L e o diâmetro, B . De acordo com a Equação (2) pode ver-se o efeito da relação curso/diâmetro na cilindrada.

$$V_d[\text{m}^3] = \frac{\pi \times B^2[\text{m}]}{4} \times L[\text{m}] \quad (2)$$

A relação curso/diâmetro, L/B , vai ter grande influência no momento de inércia do motor e na relação superfície/volume da câmara de combustão Usando a Equação (3) pode calcular-se área de transferência de calor da superfície da coroa do êmbolo, A_p , em que k_p é a relação entre a área da superfície da coroa do êmbolo e a área de secção transversal do cilindro, para o caso de êmbolo com coroa plana e perpendicular ao eixo do cilindro k_p

toma o valor de 1.0. Usando a Equação (4) pode calcular-se, A_c , que representa a área de transferência de calor do cilindro. As áreas de transferência de calor apresentadas têm influência na área de transferência de calor total da câmara de combustão do motor durante o ciclo de funcionamento, sendo assim um factor importante na performance do mesmo.

$$A_p[\text{m}^2] = k_p \frac{\pi \times B^2[\text{m}]}{4} \quad (3)$$

$$A_c[\text{m}^2] = \pi \times B[\text{m}] \times (l + a - s)[\text{m}] \quad (4)$$

A relação curso/diâmetro tem ainda influência na forma como a velocidade média do êmbolo, \bar{S}_p , evoluiu com a velocidade de rotação do motor, n , demonstrado na Equação (5).

$$\bar{S}_p[\text{m/s}] = 2 \times L[\text{m}] \times N[\text{rps}] \quad (5)$$

3.1.1. Considerações de projecto para a câmara de combustão

O desenho da câmara de combustão influencia o rendimento de um motor de combustão interna, como constatado anteriormente, como tal o seu projecto teve em conta:

- Processos de combustão rápidos e sem variabilidade de ciclo para ciclo

Existem vários métodos para aumentar a velocidade de chama dentro de uma câmara de combustão, tais como a utilização de *swirl* na admissão para aumentar o nível de turbulência.

- Mínimo de perdas de calor pelas paredes da câmara de combustão;

A área de transferência de calor através das paredes da câmara de combustão tem um impacto significativo na eficiência do motor. Deve procurar-se ter câmaras com baixa área de transferência de calor.

3.1.2. Escolha da vela de ignição

Para a escolha de uma vela de ignição os parâmetros importantes a ter em conta são:

- Área de transferência de calor;
- Diâmetro dos eléctrodos;
- Folga entre eléctrodos (ajustável).

Como a área de transferência de calor é influenciada pela área de transferência de calor da vela de ignição procurou-se no mercado quais as alternativas existentes. No fabricante NGK encontrou-se a vela com a referência ME8, que é a mais pequena, sendo esta largamente utilizada nos motores pequenos presentes em veículos e aviões à escala

Tabela 3 – Comparação das velas já usadas com a vela proposta ME8.

Ano de utilização	2006	2009	Futuro?
Referência (NGK)	CMR6H	CR8HIX	ME8 [10]
Diâmetro da rosca /mm	10	10	6.35
Diâmetro do eléctrodo /mm	2	0.6	0.65
Área de transferência de calor /mm ²	337.1	268.2	139.0
Grau térmico	6	8	8
Massa /g	25.0	27.6	11.0

Na Tabela 3 pode ver-se a comparação entre as velas que já foram usadas no M3165, CMR6H e CR8HIX, e a vela proposta a ME8. Como se pode ver na Tabela 3, a área de transferência de calor da vela ME8 é cerca de 50% menor do que a da vela actualmente utilizada, a CR8HIX. Dado isto, foi escolhida a vela ME8 permitindo esta melhorar o rendimento global do motor, diminuindo as perdas de calor, aumentando assim o trabalho no ciclo *p-V*.

Na Figura 8 pode ver-se a representação em CAD (Computer Aided Design) de cada uma das velas de ignição apresentadas na Tabela 3.



Figura 8 – CAD das 3 velas CMR6H, CR8HIX e ME8.

Na Figura 9 pode ver-se o desenho da câmara de combustão do motor M3165, para a vela actualmente utilizada, à esquerda, e à direita com a vela proposta como óptima.

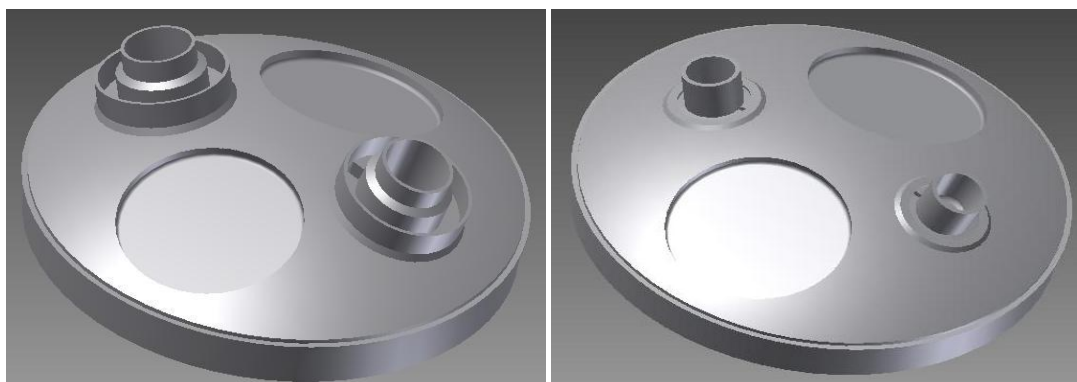


Figura 9 – CAD da câmara de combustão do M3165, na esquerda com a vela CR8HIX e na direita com a vela ME8.

Para uma avaliação mais rigorosa da performance das 3 velas pode estudar-se a evolução do parâmetro, A_{wb}/A_p , que é a razão entre a área da câmara de combustão em contacto com os gases queimados, A_{wb} , com a área de secção transversal do cilindro, A_p , com o parâmetro, r_b/B , que é a razão entre o raio da esfera dos gases queimados, r_b , e o diâmetro do cilindro B . Este método de comparação está apresentado com maior detalhe na referência [11] p.407. Na Figura 10 pode ver-se a evolução do parâmetro A_{wb}/A_p , com o parâmetro r_b/B para as 3 velas da Tabela 3. Pode ver-se ainda que a vela de ignição NGK ME8 é a que tem maior eficiência térmica já que esta tem um menor valor do parâmetro A_{wb}/A_p , significando por isso que os gases estão em contacto com uma menor área de transferência de calor.

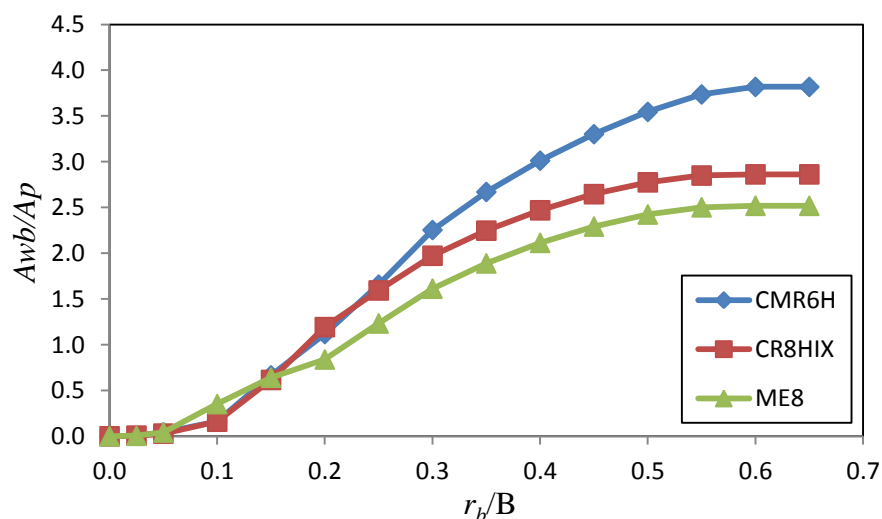


Figura 10 – Comparação da eficiência térmica das 3 velas para a mesma câmara de combustão, a actualmente utilizada no M3165.

4. DETERMINAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DO MOTOR ÓPTIMO

4.1. Família de motores com L/B variável

Perante a análise feita anteriormente decidiu-se proceder à construção de uma família de motores. Com ajuda do programa de simulação do CFM podem estudar-se as variáveis importantes no consumo específico de combustível ao freio e assim escolher qual a configuração óptima. Para se poder comparar realmente qual a melhor relação L/B decidiu-se então construir uma família de motores onde se varia a relação L/B enquanto se mantêm constantes os parâmetros mais importantes, tais como: a cilindrada, a relação de compressão, número e tipo de velas de ignição; de modo a minimizar a influência de quaisquer outros parâmetros excepto a relação L/B no consumo específico de combustível ao freio dos motores da família. A nomenclatura utilizada para identificar cada motor dentro da família foi $d_{\text{diâmetro do motor em causa}}$, por exemplo d_{33} , significa o motor com diâmetro 33 mm.

Tabela 4 – Família de motores proposta para comparação do L/B .

Referência do motor	d_{30}	$d_{31.5}$	d_{33}	$d_{34.25}$	d_{37}	d_{43}
L [mm]	44.78	40.61	37.00	34.30	29.43	21.79
B [mm]	30.00	31.50	33.00	34.25	37.00	43.00
L/B	1.49	1.29	1.12	1.00	0.80	0.51
Espessura da junta da cabeça do cilindro [mm]	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
Vela de ignição	NGK ME8	NGK ME8	NGK ME8	NGK ME8	NGK ME8	NGK ME8
Nº de velas de ignição	2	2	2	2	2	2
Volume mínimo da câmara de combustão [mm ³]	2185	2182	2184	2182	2178	2180
Cilindrada [cm ³]	31.65	31.65	31.65	31.65	31.65	31.65

4.1.1. Método de cálculo

Num motor de combustão interna existem muitas variáveis que podem influenciar o seu comportamento, nomeadamente o ângulo do instante de ignição, a riqueza da mistura, ângulos de abertura e fecho das válvulas, entre outros, então tem de se definir um método de cálculo que permita otimizar todas estas variáveis para cada motor da família de modo a que no fim se possa fazer uma comparação correcta. Desta forma, depois de alguma experiência a trabalhar com o programa e alguma consulta bibliográfica, [11], estabeleceu-se a seguinte estratégia de optimização:

- Escolha do ângulo de abertura da válvula de escape (EVO);
- Escolha do ângulo de fecho da válvula de admissão (IVC);
- Escolha da riqueza da mistura (ϕ);
- Escolha do ângulo do instante de ignição da mistura (TI).

Os ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape vão ser fixos para este motor, visto que a complexidade de um sistema de variação dos ângulos de abertura e fecho das válvulas é enorme e não representa ganhos significativos no bsfc quando se trabalha a regime de carga máxima. Portanto é necessário estabelecer uma velocidade de rotação para a qual se vai escolher fazer a optimização do valor dos ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape. A velocidade de rotação escolhida foi a rotação média de funcionamento durante a prova que é 4000 rpm.

O método de optimização é então escolher um motor da família, introduzir as características dimensionais no programa, assim como os polinómios que dizem respeito à câmara de combustão, escolher a velocidade de rotação de 4000 rpm, escolher um valor de EVO, IVC, ϕ e TI. Depois de introduzidas estas variáveis correr a macro do programa de simulação do CFM de modo a que ele calcule a duração de combustão, $\Delta\theta$, correcta, sendo depois registado uma linha com toda a informação relevante acerca dessa iteração. Depois varia-se o TI de forma a encontrar o TI que minimiza o bsfc para aquele EVO, IVC e ϕ . Depois de determinado o TI óptimo para aquela situação altera-se o parâmetro seguinte, ϕ , voltado a alterar-se o TI de modo a encontrar-se o óptimo, fazendo o mesmo com o resto da variáveis até se chegar à configuração óptima de EVO, IVC, ϕ e TI para a velocidade de rotação de 4000 rpm, e então desta forma são determinados os ângulos de EVO e IVC para todo o regime de funcionamento do motor. Posteriormente procede-se à determinação

do TI e ϕ óptimos para o resto do regime de funcionamento já com o valor dos ângulos de EVO e IVC determinados para as 4000 rpm, determinando-se assim as curvas características do motor.

4.2. Resultados da simulação para a família de motores com L/B variável

Depois de determinado o método de cálculo e a família de motores, fez-se um programa em Visual Basic de forma a tornar todo o processo iterativo automático, sendo necessário posteriormente fazer uma análise dos dados, captando apenas os pontos de consumo mínimo para cada velocidade de rotação em intervalos de 500 rpm.

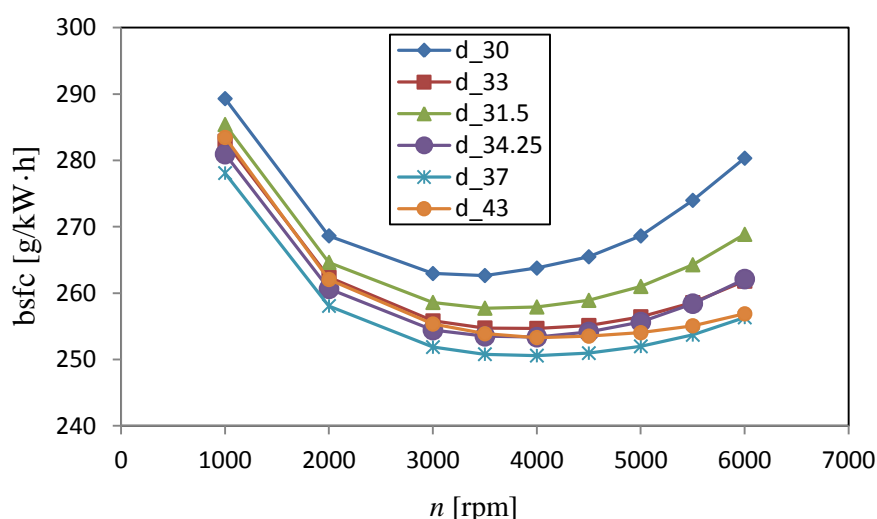


Figura 11 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação para a família de motores com L/B variável.

Na Figura 11 pode ver-se a evolução do bsfc com a velocidade de rotação para a família de motores com L/B variável, sendo que o motor com o menor consumo específico é o d_37. Na Figura 12 pode ver-se a evolução do binário ao freio com a velocidade de rotação também para a família de motores com L/B variável, onde se pode constatar que o binário máximo para motores com a mesma cilindrada pode variar de 2.08 N·m a 2.23 N·m, ou seja cerca de 10% apenas variando a relação entre o curso e o diâmetro.

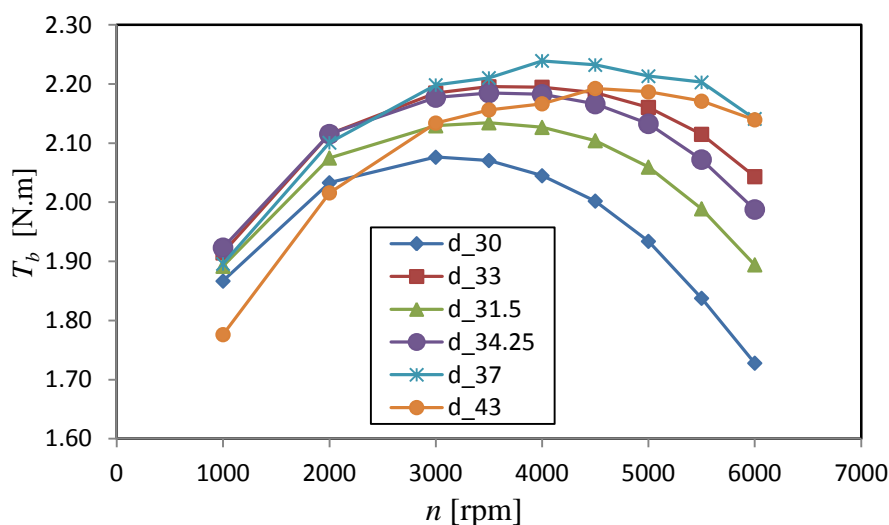


Figura 12 – Evolução do binário médio ao freio com a velocidade de rotação para a família de motores com L/B variável.

4.2.1. Discussão dos resultados

De acordo com os resultados apresentados em 4.2, a relação curso/diâmetro que permite otimizar o bsfc é 0.80, motor d_{37} . Os resultados são algo inesperados visto que as melhores equipas que participam na Shell Eco-Marathon utilizam motores com relação L/B entre 1.1 e 2.5 e estes resultados criaram desconfiança. Foi então revisto todo o método de cálculo para averiguar se estaria apenas a ser avaliada a influência da relação L/B , ou se estaria a avaliar-se a influência de outras variáveis. Chegou-se à conclusão de que a análise feita estava correcta e então foram procurar-se erros no programa de simulação do CFM de modo a poder explicar os resultados. Foram encontrados alguns erros de grau de influência pequeno no programa e foram corrigidos. Foram também introduzidas alterações em alguns dos algoritmos existentes, nomeadamente o cálculo da temperatura dos gases durante o ciclo, que passou a ser calculada com base na primeira Lei da Termodinâmica, alterou-se o método de cálculo da transferência de calor para a fase de admissão e de escape e fez-se uma pequena alteração na intensidade de turbulência estando esta mais de acordo com a realidade. Sabia-se também que o modelo de atrito baseado na Lei de Newton poderia estar a prever de forma errada o trabalho de atrito já que se estava a considerar uma espessura de filme lubrificante nos anéis do êmbolo constante ao longo do ciclo. Uma alteração do modelo utilizado para um modelo que pudesse prever a espessura do filme lubrificante e consequentemente o trabalho de atrito com mais precisão seria bastante mais complicado e moroso. Por isto, decidiu-se fazer primeiro as alterações e

analisar os resultados e só depois avançar, se necessário, para a construção de um modelo melhor para a previsão do atrito nos anéis do êmbolo. Após as alterações foram calculadas novas curvas do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação para a família de motores com L/B variável.

4.2.2. Novos resultados da simulação para a família de motores com L/B variável

Depois das alterações no programa de simulação do CFM mencionadas em 4.2.1 foram executadas novas simulações para a família de motores com L/B variável. Vão ser apenas apresentados os resultados para os motores d_31.5, d_33 e d_37 devido a que os outros motores têm piores prestações de consumo específico de combustível ao freio e a dúvida residia entre a relação L/B a variar no intervalo entre 0.80 e 1.29.

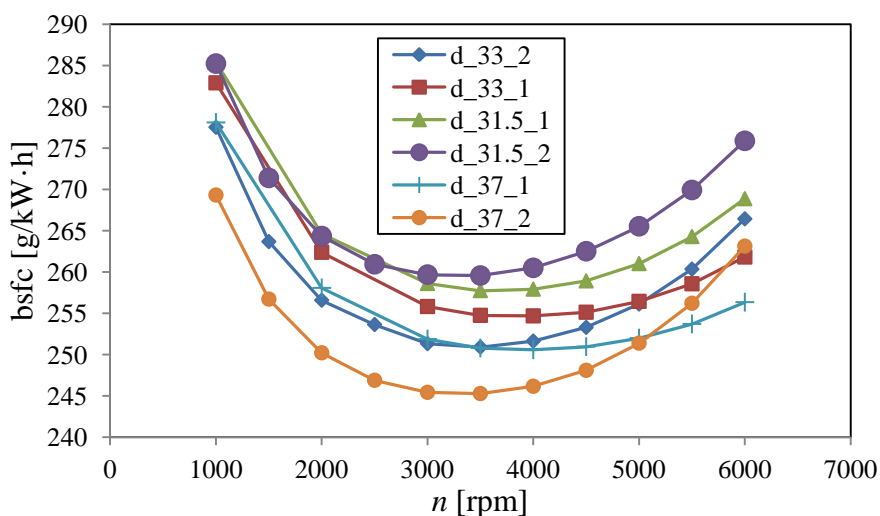


Figura 13 – Comparação entre a simulação antes (_1) e depois (_2) das alterações ao programa de CFM para os 3 melhores motores da família com L/B variável.

A nomenclatura utilizada na Figura 13 é idêntica à anteriormente introduzida em 4.1, com a diferença de que o número que surge a seguir à referência do motor indica se são resultados antes (_1) ou depois (_2) das alterações ao programa de simulação do CFM.

Como se pode ver na Figura 13 o motor d_37_2 é o que tem o menor bsfc no regime de funcionamento em prova, 3000 rpm às 5000 rpm.

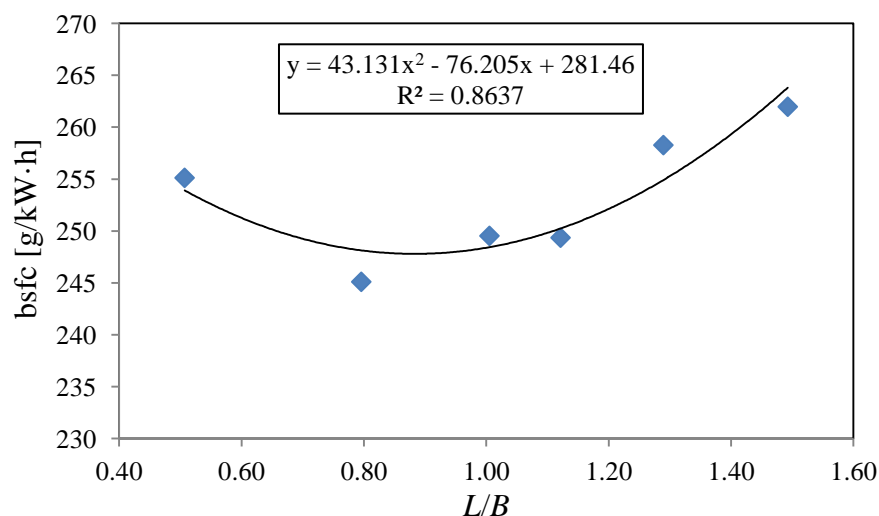


Figura 14 – bsfc para os vários motores da família com L/B variável para a velocidade de rotação média de funcionamento, 4000 rpm, depois das alterações no programa.

Na Figura 14 pode ver-se que o valor da relação L/B que otimiza o bsfc para velocidade de rotação média de funcionamento de 4000 rpm é 0.80.

4.2.3. Discussão dos resultados

Após as alterações feitas no programa de simulação do CFM a relação L/B que otimiza o bsfc continua a ser a mesma, 0.80, Figura 14. Pode ver-se na Figura 13 que as alterações introduzidas modificaram a forma como o bsfc evolui com a velocidade de rotação para todos os motores representados assim como o valor do bsfc mínimo que agora é cerca de 245 g/kW·h.

Como as melhorias introduzidas no programa de simulação do CFM não causaram mudança na relação L/B ótima, julgou-se que o problema deveria estar a surgir do facto do atrito não estar a ser bem calculado, visto que após alguma pesquisa bibliográfica sobre o assunto, [12], [13], [14], [15], [16], chegou-se à conclusão que era necessário fazer uma análise mais detalhada do comportamento do filme lubrificante para cada um dos três motores melhores, visto que estes possuíam diferentes velocidades médias do êmbolo e que esta variável é bastante importante no mecanismo de geração do filme lubrificante.

5. CONCEPÇÃO DO MODELO DE PREVISÃO DA FORÇA DE ATRITO NOS ANÉIS DO ÊMBOLO

Como se chegou à conclusão no capítulo 4, teria de se aperfeiçoar o modelo de previsão do atrito nos anéis do êmbolo já que o existente não o conseguia fazer com exactidão e poderia estar a influenciar os resultados da simulação. Neste modelo não foi considerado o efeito de *tilt* do êmbolo e o anel não possui massa. A análise feita é unidimensional e não prevê o efeito de esmagamento do fluido devido à velocidade de aproximação entre o cilindro e o anel, não se considerou o ponto de descolamento do fluido para o cálculo do equilíbrio das forças de pressão do gás no anel. Foi considerado que a viscosidade do fluido é a calculada para a pressão atmosférica e para a temperatura de funcionamento do óleo. A determinação das propriedades do fluido locais não é considerado já que a adição deste cálculo iria aumentar bastante o tempo total de execução das simulações e a influência nos resultados não é muito relevante. Apenas para um cálculo mais exacto e da degradação do fluido é estritamente necessário considerar a alteração da viscosidade com a pressão e a temperatura. Prevê-se a utilização de apenas dois anéis do êmbolo, o anel de fogo e o segundo anel de compressão e o cálculo vai ser executado utilizando o perfil dos anéis actualmente usados no M3165 que são utilizados no motor Honda GX22.

5.1. Forças presentes nos anéis do êmbolo

Os anéis do êmbolo estão sujeitos, durante o ciclo de funcionamento, a várias forças:

- Força devido à pressão do gás acima do anel, F_{+a} ;
- Força devido à pressão do gás abaixo do anel F_{-a} ;
- Força média radial devido à elasticidade do anel, F_{ae} ;
- Força devido à pressão hidrodinâmica criada pelo fluido entre o anel e o cilindro, F_{Nh} ;
- Força devido ao contacto que pode surgir entre o anel e o cilindro, F_{Nc} .

Na Figura 15 pode ver-se em corte um anel do êmbolo e as forças que actuam no mesmo. A vermelho a força devido à pressão do gás acima do anel, a verde a força devido à pressão do gás abaixo do anel, a amarelo a força devido à pressão hidrodinâmica e a azul a força devido ao eventual contacto entre o cilindro e o anel.

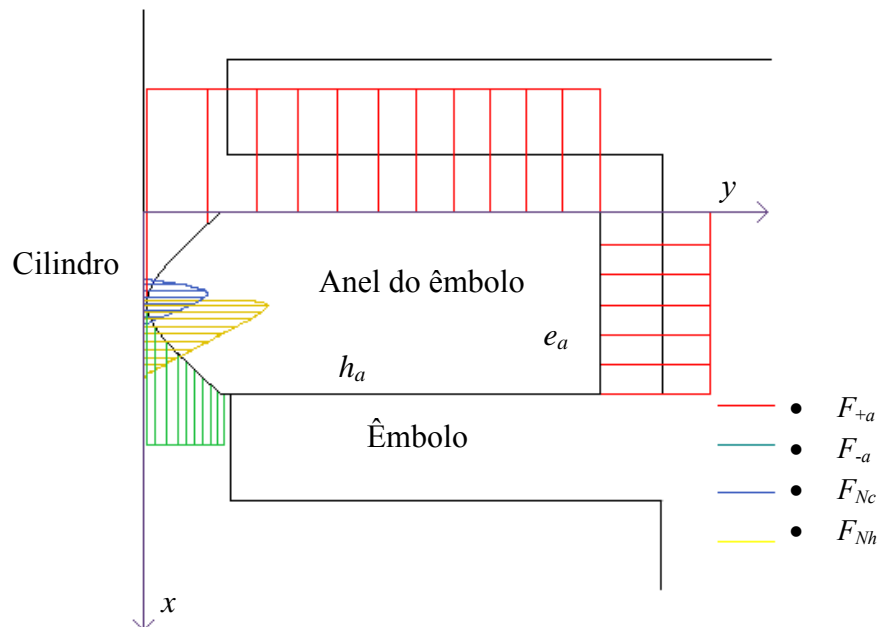


Figura 15 – Esquema representativo das forças que actuam num anel do êmbolo.

Para a resolução do problema é necessário fazer o equilíbrio das forças segundo y já que da resolução do sistema vai obter-se a distância entre o anel e o cilindro, sendo a variável necessária para depois se poder calcular as componentes tangenciais quer da força hidrodinâmica quer da força de contacto para assim se poder calcular a força de atrito total e o trabalho de atrito para o ciclo completo.

5.1.1. Força devido à elasticidade do anel

O anel do êmbolo no seu estado livre não tem uma forma circular, tem um raio de curvatura que não é constante. Quando este é introduzido dentro do cilindro do motor ele adquire uma forma circular e então surge uma força, a qual se pode chamar própria, devido ao anel estar deformado elasticamente. De acordo com [17] a pressão que surge no anel não é uniforme, já que este não tem um raio de curvatura constante quando livre. A Equação (6) é proposta por [17] para o cálculo da pressão média que surge no anel, p_{ae} .

$$p_{ae} = \frac{0.425 \times E_a \times \frac{S_{0a}}{h_a}}{(3 - \xi) \times \left(\frac{d_{ext}}{e_a} - 1\right)^3 \times \left(\frac{d_{ext}}{e_a}\right)} \quad (6)$$

Em que S_{0a} pode ser calculado usando a Equação (7) e é a diferença entre a folga do anel aberto, e_{gap_a} , e fechado, e_{gap_f} .

$$S_{0a} = e_{gap_a} - e_{gap_f} \quad (7)$$

Na Equação (6), ξ é uma constante que depende do diagrama de pressão radial no anel, d_{ext} é o diâmetro exterior do anel, h_a é a altura do anel e E_a é o módulo de Young do material de que é feito o anel.

A pressão, p_{ae} , pode ser integrada para todo o anel de modo a obter a força resultante, F_{ae} , usando a Equação (8).

$$F_{ae} = p_{ae} \times h_a \times \pi \times d_{ext} \quad (8)$$

A força devido ao anel estar comprimido considerou-se constante ao longo do ciclo de funcionamento do motor.

5.1.2. Força devido à pressão do gás

A força é calculada com base na pressão existente na câmara de combustão para um determinado ângulo da manivela da cambota, θ . Considerou-se que a quebra de pressão no 1º anel é de 80%, e que a pressão abaixo do 2º anel é a pressão atmosférica visto o cárter estar à pressão atmosférica.

A integração da pressão é feita segundo o eixo x , sendo $p_{cc,\theta}$ a pressão na câmara de combustão para o ângulo de rotação da manivela da cambota, θ , e_{a1} a espessura do 1º anel, h_{a1} a altura do 1º anel, h_{a1is} a altura da superfície inclinada superior do 1º anel e h_{a1ii} a altura da superfície inclinada inferior do 1º anel.

$$F_{p1,\theta} = (p_{cc,\theta} \times \pi \times (d_{ext} - 2 \times e_{a1}) \times h_{a1}) - (p_{cc,\theta} \times \pi \times d_{ext} \times h_{a1is}) - (p_{cc,\theta} \times 0.2 \times \pi \times d_{ext} \times h_{a1ii}) \quad (9)$$

Para o 2º anel a pressão acima é 20% a pressão na câmara de combustão e a pressão abaixo do anel é a pressão atmosférica, p_{atm} , como admitido anteriormente.

$$F_{p2,\theta} = (p_{cc,\theta} \times 0.2 \times \pi \times (d_{ext} - 2 \times e_{a2}) \times h_{a2}) - (p_{cc,\theta} \times 0.2 \times \pi \times d_{ext} \times h_{a2is}) - (p_{atm} \times \pi \times d_{ext} \times h_{a2ii}) \quad (10)$$

A integração da pressão é feita segundo o eixo x , sendo e_{a2} a espessura do 2º anel, h_{a2} a altura do 2º anel, h_{a2is} a altura da superfície inclinada superior do 2º anel e h_{a2ii} a altura da superfície inclinada inferior do 2º anel.

5.1.3. Força devido ao contacto entre o anel e o cilindro

Existem vários modelos que descrevem a interacção entre duas superfícies rugosas. Depois de alguma pesquisa bibliográfica o modelo de Greenwood-Williamson (G-W) é o que mais vezes aparece associado aos anéis do êmbolo e por isso foi o escolhido para simular a força normal existente entre os anéis e o cilindro. O modelo utilizado foi apresentado em Tomanik [13].

De acordo com este modelo quando a distância entre o anel e o cilindro atinge 3 vezes a rugosidade local combinada entre o anel e o cilindro começam a existir interacções entre as asperidades e surge então uma pressão de contacto p_{G-W} . A pressão de contacto pode ser calculada usando a Equação (11), em, que η é a densidade de picos de rugosidade, E' é o módulo de Young combinado das duas superfícies em contacto, β_r é o raio médio de uma rugosidade, $\sigma_i^{3/2}$ é a rugosidade combinada das duas superfícies em contacto e $F_{3/2}(s)$ é o integral do modelo G-W.

$$p_{G-W}(x) = \frac{4}{3} \times \eta \times E' \times \sqrt{\beta_r} \times \sigma_i^{3/2} \times F_{3/2}(s) \quad (11)$$

Para o cálculo de E' é utilizada a Equação (12), sendo E_a o módulo de Young do anel, E_c o módulo de Young do cilindro, ν_a o coeficiente de Poisson do anel e ν_c o coeficiente de Poisson do cilindro.

$$E' = \frac{1}{\left(\frac{1 - \nu_a^2}{E_a}\right) + \left(\frac{1 - \nu_c^2}{E_c}\right)} \quad (12)$$

A função $F_{3/2}(s)$ é calculada usando a Equação (13).

$$\begin{aligned} F_{3/2}(s) = & -6.85507 \times 10^{-4} \times s^6 + 6.22034 \times 10^{-3} \times s^5 - \\ & 1.25047 \times 10^{-2} \times s^4 - 5.59306 \times 10^{-2} \times s^3 + 0.32596 \times s^2 - 0.617398 \times \\ & s + 0.429964, \text{ se } s < 3.0 \\ & F_{3/2}(s) = 58.788e^{-4.085s}, \text{ se } s > 3.0 \end{aligned} \quad (13)$$

Para o cálculo de, s , utiliza-se a Equação (14) e de $\sigma_i^{3/2}$ a Equação (15).

$$s = \frac{h(x) + h_{min}}{\sigma_i^{3/2}} \quad (14)$$

$$\sigma_i^{3/2} = \sqrt{R_{qc}^2 + R_{qa}^2} \quad (15)$$

Sendo que $h(x)$ é a função que descreve o perfil do anel, h_{min} é a distância mínima entre a superfície do anel e do cilindro, R_{qc} é o desvio padrão da altura média dos picos para o cilindro e R_{qa} para o anel.

Para o cálculo da força normal de contacto, p_{G-w} é integrado para a altura do anel e depois é integrado para todo o perímetro do anel obtendo se assim a força normal de contacto total resultante para o anel.

5.1.4. Força hidrodinâmica

Efectuou-se alguma pesquisa bibliográfica, [12], [13], [14], [15] e [16] à procura de equações que descrevessem o fenómeno de formação de película lubrificante entre o anel e o cilindro. Esta pesquisa revelou que a equação que aparece sempre associada ao fenómeno foi deduzida por Osborne Reynolds a partir das equações de Navier-Stokes, quando este estava à procura de uma lei que descrevesse o fenómeno de formação de película lubrificante em chumaceiras lisas. A equação utilizada para descrever o fenómeno é uma equação a 3 dimensões, mas como referido no início do Capítulo 5 neste modelo foi utilizada uma abordagem unidimensional, então a equação original é reduzida à Equação (16).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U\mu \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (16)$$

A Equação (16) não tem solução analítica, portanto para a resolução do problema foi necessário discretizar a Equação (16), demonstrada nas Equações (17), (18), (19), (20), (21) e (22), em que x_1 e x_2 são os limites de integração correspondentes aos limites do anel, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e U_x é a velocidade do anel relativamente ao cilindro no eixo x .

$$\int_{x_1}^{x_2} \partial \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \int_{x_1}^{x_2} 6U_x \mu \frac{\partial h}{\partial x} \partial x + \int_{x_1}^{x_2} 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \partial x \quad (17)$$

$$\left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right]_{x_1}^{x_2} = 6U_x \mu \frac{h(x_2) - h(x_1)}{x_2 - x_1} (x_2 - x_1) + 12\mu \frac{h(t_2) - h(t_1)}{t_2 - t_1} (x_2 - x_1) \quad (18)$$

$$h^3(x_2) \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x_2} = 6U_x \mu \frac{h(x_2) - h(x_1)}{x_2 - x_1} (x_2 - x_1) + 12\mu \frac{h(t_2) - h(t_1)}{t_2 - t_1} (x_2 - x_1) + h^3(x_1) \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x_1} \quad (19)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x_2} = \frac{1}{h^3(x_2)} \left[6U_x \mu \frac{h(x_2) - h(x_1)}{x_2 - x_1} (x_2 - x_1) + 12\mu \frac{h(t_2) - h(t_1)}{t_2 - t_1} (x_2 - x_1) \right] + \frac{h^3(x_1)}{h^3(x_2)} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x_1} \quad (20)$$

$$\int_{x_1}^{x_2} \partial p = \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{h^3(x_2)} \left[6U_x \mu \frac{h(x_2) - h(x_1)}{x_2 - x_1} (x_2 - x_1) + 12\mu \frac{h(t_2) - h(t_1)}{t_2 - t_1} (x_2 - x_1) \right] \partial x + \int_{x_1}^{x_2} \frac{h^3(x_1)}{h^3(x_2)} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x_1} \partial x \quad (21)$$

$$p(x_2) = p(x_1) + \frac{1}{h^3(x_2)} \left[6U_x \mu \frac{h(x_2) - h(x_1)}{x_2 - x_1} (x_2 - x_1) + 12\mu \frac{h(t_2) - h(t_1)}{t_2 - t_1} (x_2 - x_1) \right] (x_2 - x_1) + \frac{h^3(x_1)}{h^3(x_2)} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x_1} (x_2 - x_1) \quad (22)$$

Como dito no início do Capítulo 5 não foi considerado o efeito de esmagamento do fluido, ou seja o termo que depende do tempo, t , vai ser desprezado. Este termo é usualmente desprezado na bibliografia, foi feita uma análise considerando este termo e chegou-se à conclusão que não era necessário considerar o termo já que a influência do termo no resultado final não é notória e o tempo de cálculo aumenta cerca de 5 a 6 vezes, dependendo do erro mínimo que se pretende.

Este problema é do tipo *boundary value problem*. Para fazer a integração desta equação tem de se atribuir um valor da pressão para $x = 0$, da pressão para $x = h_a$, em que h_a é altura do anel, e ajustar $\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=0}$ para que a pressão para $x = h_a$ seja a estipulada nas

condições iniciais. Este problema foi resolvido com um programa criado em Visual Basic, em que é utilizado o método da bissecção para a resolução do problema.

Para a distribuição da pressão no anel só se considera a pressão quando é positiva já que o fluido não suporta pressões negativas, (tensões de tracção), nesses pontos considera-se que o fluido descola da superfície do anel.

5.1.4.1. Força hidrodinâmica no anel normal à superfície do cilindro

Para o cálculo da componente segundo y da força hidrodinâmica no anel é necessário considerar a contribuição quer da tensão tangencial quer da tensão normal, usando as Equações (23) e (24) para um elemento na superfície do anel. Posteriormente faz-se a soma de todos os elementos em que $p(x) > 0$ e faz-se a integração para todo o anel obtendo-se assim F_{Nh} .

$$F_y(x) = -\tau(x)dx \times \text{sen } \alpha(x) + p(x)dx \times \text{cos } \alpha(x) \quad (23)$$

$$F_y(x) = -\mu \frac{2 \times U}{(h(x_2) + h(x_1))} \times (x_2 - x_1) \times \text{sen} \left(\arctan \left(\frac{h(x_2) + h(x_1)}{x_2 - x_1} \right) \right) + \frac{1}{2} \times (p(x_2) + p(x_1)) \times (x_2 - x_1) \times \text{cos} \left(\arctan \left(\frac{h(x_2) + h(x_1)}{x_2 - x_1} \right) \right) \quad (24)$$

5.2. Cálculo da força de atrito

Para o cálculo da força de atrito no anel, F_{aa} , são utilizadas as Equações (25) e (26), em que F_{tc} é a força de atrito devido ao contacto, F_{th} é a força de atrito devido à componente hidrodinâmica e μ_c é o coeficiente de atrito cinemático entre o anel e o cilindro no estado lubrificados.

$$F_{aa} = F_{tc} + F_{th} \quad (25)$$

$$F_{tc} = \mu_c \times F_{Nc} \quad (26)$$

Para o cálculo da força de atrito devido à componente hidrodinâmica é necessário ter em conta a tensão tangencial e a tensão normal. É calculada a força tangencial por unidade de comprimento para um elemento do anel, $F_x(x)$, usando as Equações (27) e (28)

fazendo-se a soma para todos os elementos do anel, sendo posteriormente integrado para todo o diâmetro do anel, obtendo se assim F_{th} .

$$F_x(x) = -\tau(x)dx \times \cos \alpha(x) - p(x)dx \times \sin \alpha(x) \quad (27)$$

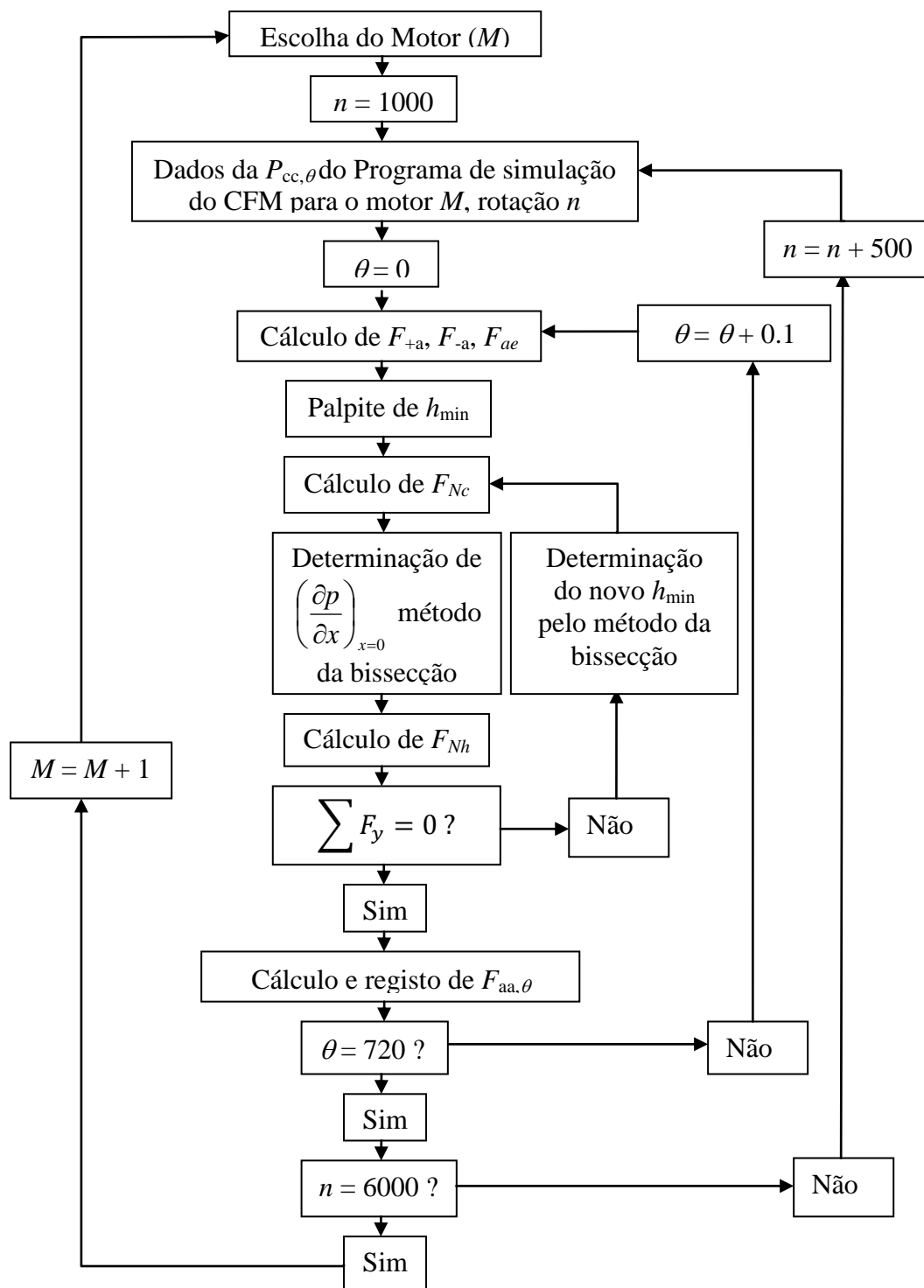
$$F_x(x) = -\mu \frac{2 \times U}{(h(x_2) + h(x_1))} \times (x_2 - x_1) \times \cos \left(\arctan \left(\frac{h(x_2) + h(x_1)}{x_2 - x_1} \right) \right) - \frac{1}{2} \times (p(x_2) + p(x_1)) \times (x_2 - x_1) \times \sin \left(\arctan \left(\frac{h(x_2) + h(x_1)}{x_2 - x_1} \right) \right) \quad (28)$$

5.3. Método de cálculo

Para a resolução deste problema é necessário resolver a Equação (29), do somatório das forças segundo y :

$$\sum F_y = F_{y+a} + F_{y-a} + F_{ae} + F_{Nh} + F_{Nc} = 0 \quad (29)$$

O problema reside em que quer F_{Nh} , quer F_{Nc} , dependem da distância mínima entre o anel e o cilindro, h_{\min} . Como h_{\min} é uma variável de entrada quer para F_{Nh} quer para F_{Nc} não é possível resolver este sistema directamente já que para determinar h_{\min} é necessário saber o valor da força previamente. Por isso para a resolução deste problema é utilizado um método iterativo. Foi necessário implementar dentro do ciclo o método da bissecção referido anteriormente em 5.1.4 e outro ciclo com o método da bissecção para que cada vez que fosse admitido um novo h_{\min} fosse recalculado F_{Nc} e assim se soubesse qual era a força que restava equilibrar equivalente a F_{Nh} e então ao fim de alguns ciclos obter um h_{\min} que para os valores de F_{Nh} e F_{Nc} calculados satisfizesse a Equação (29). A seguir pode ser visto um fluxograma do algoritmo de cálculo utilizado para calcular a força de atrito para cada ângulo, θ , de cada velocidade de rotação, n , de cada motor da família com L/B variável.



Fluxograma do algoritmo de cálculo utilizado para calcular a força de atrito num anel do êmbolo para cada ângulo da manivela da cambota e cada velocidade de rotação do motor para cada motor da família com L/B variável.

5.4. Micrografia dos anéis do êmbolo do motor Honda GX22

Como foi dito anteriormente um dos dados de entrada para o modelo proposto é o perfil do anel a avaliar. Para a determinação do perfil foi feita uma micrografia, Figura 16, a cada um dos anéis a utilizar, o 1º e 2º anéis do êmbolo do motor Honda GX22. Para a realização das micrografias foi adquirido um conjunto de anéis novos, desse conjunto foram cortadas, com uma serra de disco rotativa, amostras de cada anel com cerca de 1 mm de espessura. As amostras foram todas agrupadas e coladas num suporte com resina Epoxy para poderem ser polidas progressivamente até lixa 1200. As amostras foram medidas no microscópio estéreo de forma a se poderem retirar pontos que pudessem descrever com fidelidade o perfil de cada anel.

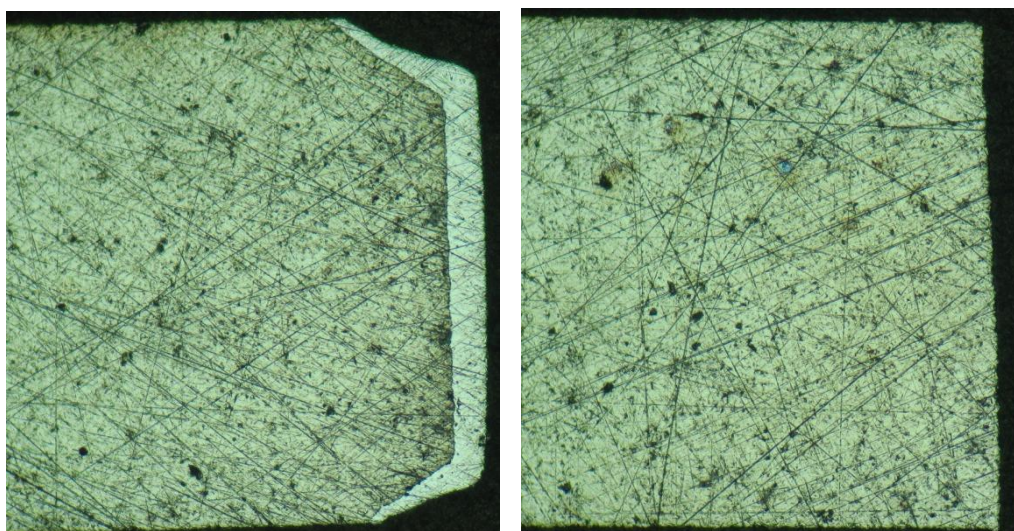


Figura 16 – Micrografia do 1º (esquerda) e 2º (direita) anéis do êmbolo do motor Honda GX22, a espessura do 1º e 2º anéis é igual a 1 mm.

A estratégia utilizada foi dividir o anel por zonas e considerar em aproximação uma equação de uma recta ou parábola que se ajustasse devidamente. Para o 1º anel que é simétrico em relação ao plano de meia altura, foi utilizada uma recta, um arco de círculo e uma parábola para descrever o perfil, Figura 17.

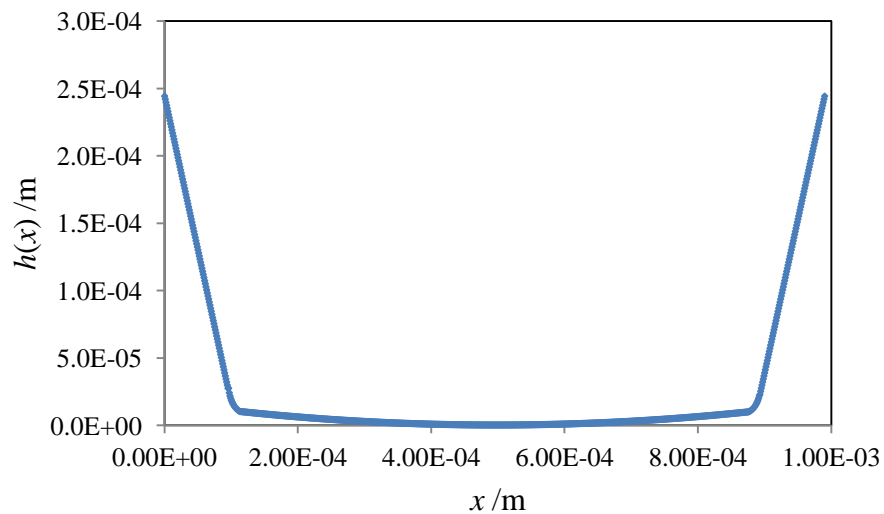


Figura 17 – Representação gráfica do perfil do 1º anel do êmbolo do motor Honda GX22.

Quanto ao 2º anel foi utilizado um arco de círculo, uma recta para a superfície inclinada e outra recta para a parte inferior do anel, Figura 18.

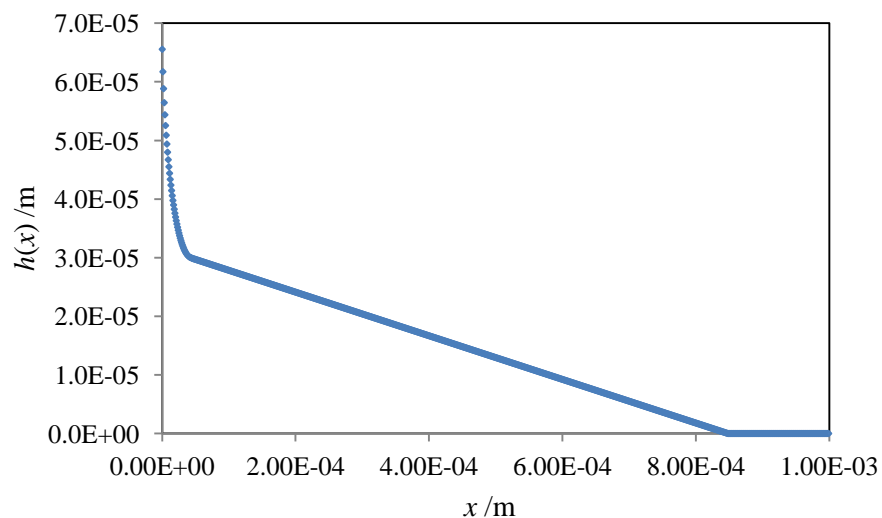


Figura 18 - Representação gráfica do perfil do 2º anel do êmbolo do motor Honda GX22.

5.5. Resultados da simulação

Para a validação do modelo proposto foram realizadas algumas simulações da geração de pressão em cada um dos anéis assim como a força de atrito para todo o ciclo de funcionamento do motor. Na Figura 19 pode ver-se a geração de pressão hidrodinâmica pelo 1º anel e na Figura 20 pelo o 2º anel.

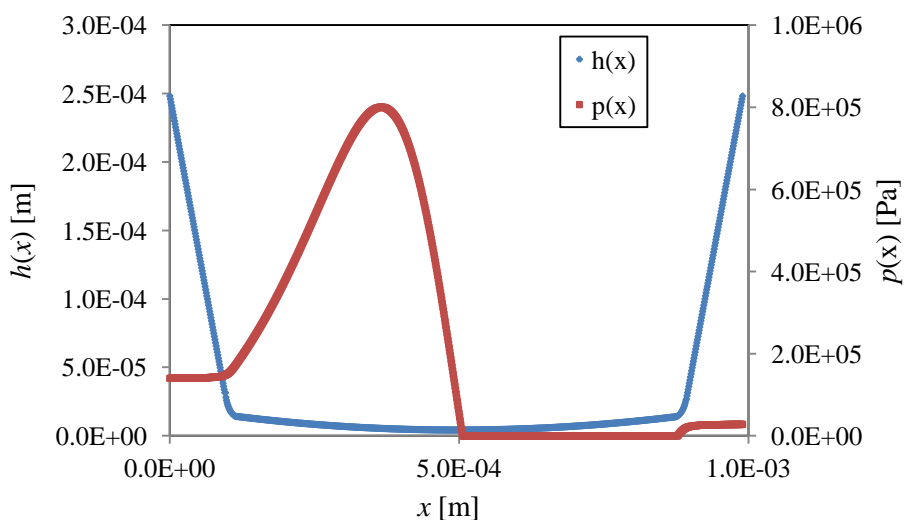


Figura 19 – Pressão hidrodinâmica gerada pelo 1º anel para o motor d_37, ($n = 4000$ rpm, $\theta = 250^\circ$, $U = 7.87$ m/s e $pcc = 1.40 \times 10^5$ Pa).

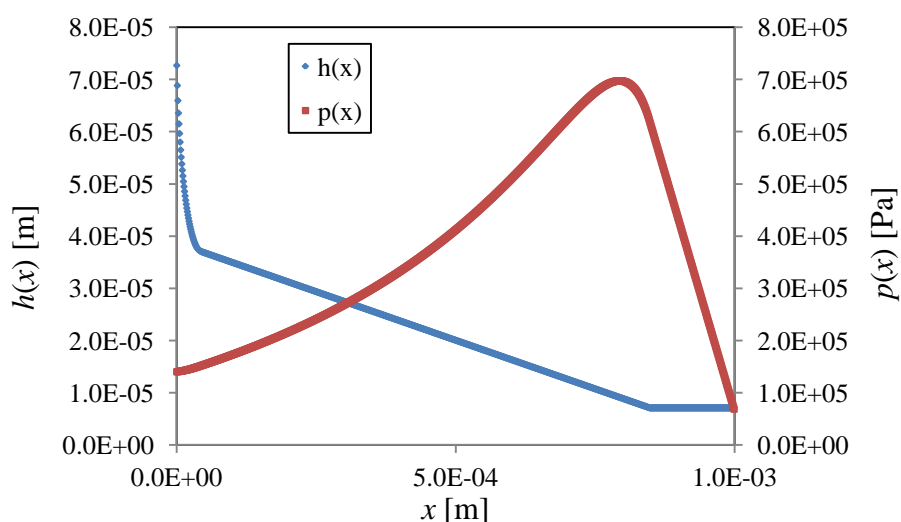


Figura 20 – Pressão hidrodinâmica gerada pelo 2º anel para o motor d_37, ($n = 4000$ rpm, $\theta = 250^\circ$, $U = 7.87$ m/s e $pcc = 1.40 \times 10^5$ Pa).

Para melhor se validar o modelo é necessário fazer uma análise da força de atrito, F_{aa} para todo o ciclo de funcionamento. Na Figura 21 podem ver-se os resultados da simulação para todo o ciclo de funcionamento para o motor d_33 a uma velocidade de rotação de 4000 rpm para o 1º anel.

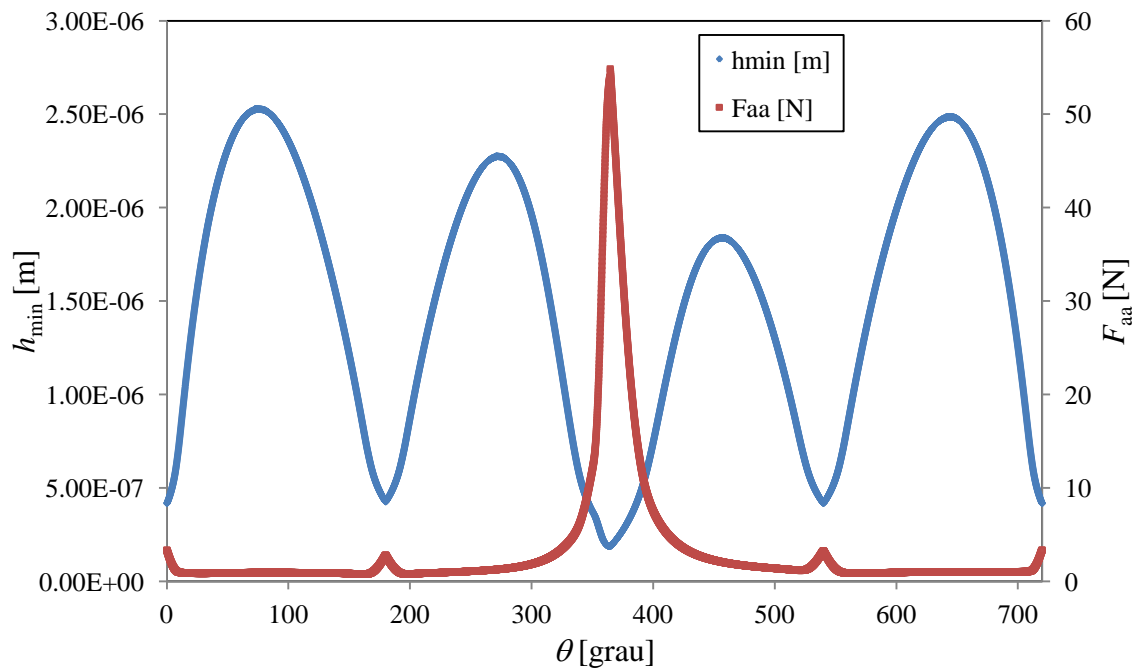


Figura 21 – Resultados da simulação do 1º anel para as 4000 rpm para o motor d_33.

A evolução da espessura mínima de filme lubrificante, h_{\min} , durante o ciclo, está de acordo com o que é apresentado em alguns artigos da bibliografia consultada, [13], [14] e [15] o que é um bom indicador de que o modelo está a prever correctamente a força de atrito no anel, F_{aa} .

6. DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO L/B QUE MINIMIZA O BSFC

6.1. Resultados da simulação após integração do novo modelo de previsão do trabalho de atrito dos anéis do êmbolo

Depois da criação do modelo para melhor prever o trabalho de atrito dos anéis, pode-se refazer a análise proposta no Capítulo 4 para a determinação de qual a relação L/B que minimiza o bsfc.

Utilizando o método de cálculo descrito em 5.2 foi determinado o trabalho de atrito para os motores da família com L/B variável, para todo o espectro de funcionamento, desde as 1000 rpm até às 5000 rpm com intervalo de 500 rpm.

Com os resultados da simulação para a força de atrito pode então calcular-se os novos valores do bsfc. Foi executada a mesma análise utilizada em 4.2.2, visto que a dúvida relativa à selecção recaía apenas sobre os motores d_31.5, d_33 e d_37.

As Figuras 22, 23 e 24 apresentam para comparação os resultados apresentados em 4.2.2, (_2), e a evolução do bsfc com a velocidade de rotação depois da implementação do novo modelo de cálculo do trabalho de atrito dos anéis do êmbolo para o motor (_3).

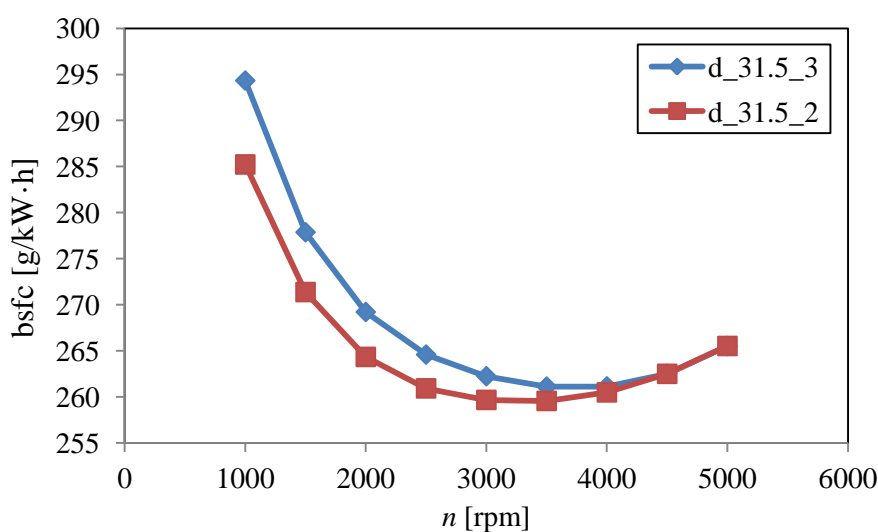


Figura 22 – Curvas do bsfc para o motor d_31.5 antes, (_2), e depois, (_3), da introdução do novo modelo de previsão do trabalho de atrito.

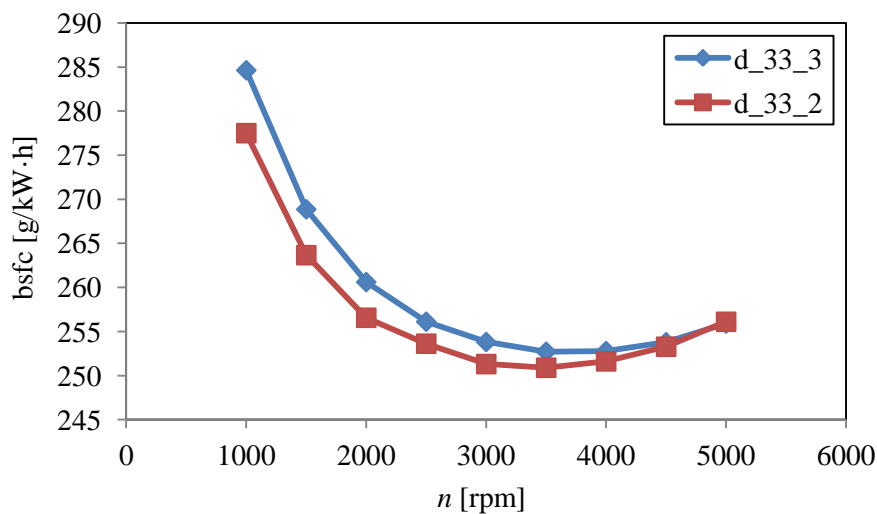


Figura 23 – Curvas do bsfc para o motor d_33 antes, (_2), e depois, (_3), da introdução do novo modelo de previsão do trabalho de atrito.

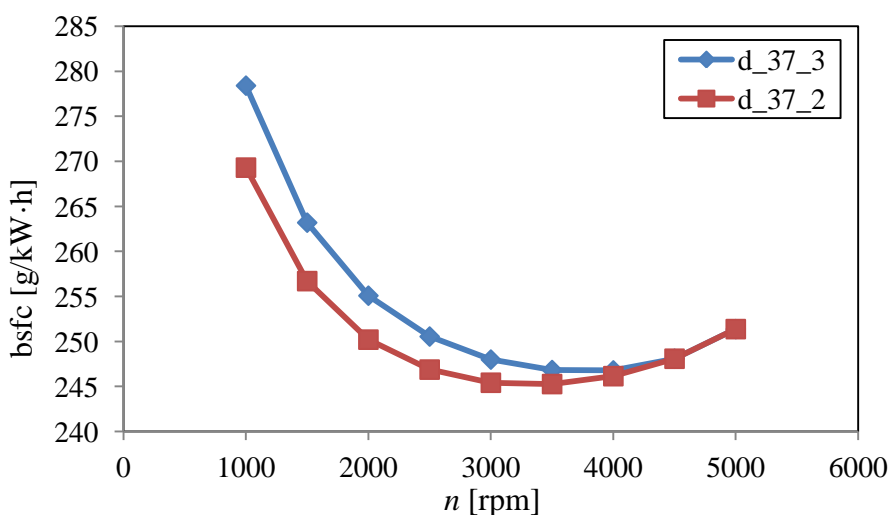


Figura 24 – Curvas do bsfc para o motor d_37 antes, (_2), e depois, (_3), da introdução do novo modelo de previsão do trabalho de atrito.

As Figuras 22, 23 e 24 mostram que o novo modelo prevê mais trabalho de atrito para velocidades de rotação menores, prevendo o mesmo trabalho de atrito para velocidades de rotação mais elevadas.

6.2. Análise dos resultados

Apesar de os novos resultados trazerem algumas mudanças nas curvas de bsfc para cada motor a melhor performance continua a pertencer ao motor d_37 com uma relação L/B de 0.80.

O novo método de cálculo do trabalho de atrito nos anéis é muito mais preciso que o anteriormente utilizado, mas o tempo de cálculo é também muito superior, tendo demorado cerca de um mês a ser feita a análise para todos os motores da família com L/B variável.

As alterações feitas no programa de simulação do CFM e a criação de um novo modelo que descrevesse melhor o trabalho de atrito nos anéis do êmbolo não alteraram o valor da relação L/B óptima.

O programa de simulação do CFM tem-se demonstrado bastante fiável, porque apresenta uma aproximação bastante boa entre os resultados práticos, realizados em banco de ensaios, e os resultados da simulação para o motor M3165. O programa tem também demonstrado a sua fiabilidade com motores como o TU3JP-KFW da Peugeot, para o qual também prevê bastante bem as curvas características mais importantes como bsfc, binário ao freio e o ângulo do instante de ignição, TI com a velocidade de rotação.

Assim foi decidido confiar nos resultados da simulação e utilizar a relação L/B de 0.80, prevista pelo programa de simulação do CFM, como a relação que optimiza o bsfc.

7. DETERMINAÇÃO DA CILINDRADA ÓPTIMA

A cilindrada, V_d , vai ter uma grande influência no binário ao freio, T_b , disponível, já que de acordo com a Equação (30) existe uma proporcionalidade directa entre o binário ao freio e a cilindrada. A pressão média efectiva ao freio, bme_p , é muito pouco influenciada pela cilindrada, portanto quanto maior for a cilindrada maior será o binário ao freio disponível.

$$V_d[\text{dm}^3] = \frac{2 \times \pi \times T_{bn} [\text{N.m}]}{bme_p [\text{kPa}]} \quad (30)$$

O binário ao freio disponível é uma variável importante na performance do veículo já que este tem de ser suficiente para assegurar a propulsão do mesmo e tem de ser inferior ao valor máximo que a roda permite transmitir sem existirem fenómenos de patinagem, que causam perdas de energia e consequentemente redução da performance.

O objectivo é encontrar qual o valor da cilindrada que maximize a performance global do veículo em prova. Com recurso ao programa de simulação do CFM podem determinar-se as curvas características de motores com várias cilindradas, com relação L/B igual para todos, com o valor anteriormente determinado como óptimo, 0.80, e comparar esses motores. Para determinar o valor óptimo da cilindrada é necessário integrar o motor com o veículo e analisar o conjunto, num programa de simulação do veículo em pista.

7.1. Família de motores com V_d variável

Foi construída uma família de motores em que se varia a cilindrada V_d , mantendo-se constante a relação L/B . A estratégia utilizada para determinar a configuração óptima para cada motor da família é a mesma que foi descrita em 4.1.1.

A Tabela 5 apresenta as principais características de cada motor da família. A nomenclatura utilizada para identificar cada motor foi d_”diâmetro”_”cilindrada”.

Tabela 5 – Família de motores propostos para comparação da cilindrada.

Referência do motor	d_30_17	d_33_22	d_37_32
L [mm]	23.87	26.25	29.44
B [mm]	30.00	33.00	37.00
L/B	0.80	0.80	0.80
Relação de compressão (r_c)	15.5:1	15.5:1	15.5:1
Vela de ignição	NGK ME8	NGK ME8	NGK ME8
Nº de velas de ignição	2	2	2
Volume mínimo da câmara de combustão [mm ³]	1098	1475	2096
Cilindrada [cm ³]	16.87	22.45	31.65

7.1.1. Resultados da simulação

Utilizando o método, descrito em 4.1.1, foram determinadas as curvas características para cada motor da família com V_d variável. A Figura 25 mostra a curva de consumo específico de combustível ao freio para os motores da família com V_d variável.

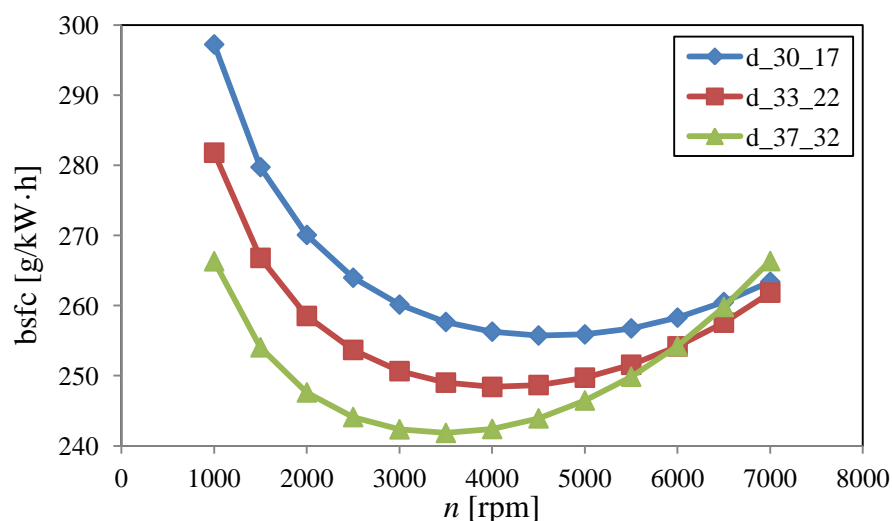


Figura 25 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio, bsfc, com a velocidade de rotação, n , para a família de motores com V_d variável.

A Figura 25 mostra ainda que o motor que tem a melhor curva de consumo específico de combustível ao freio é o motor d_37_32.

A Figura 26 mostra que o motor d_37_32 é o que desenvolve maior binário médio ao freio, e que o motor d_30_17 é o que desenvolve o menor binário médio ao freio, o que está de acordo com o que foi dito no início do Capítulo 7.

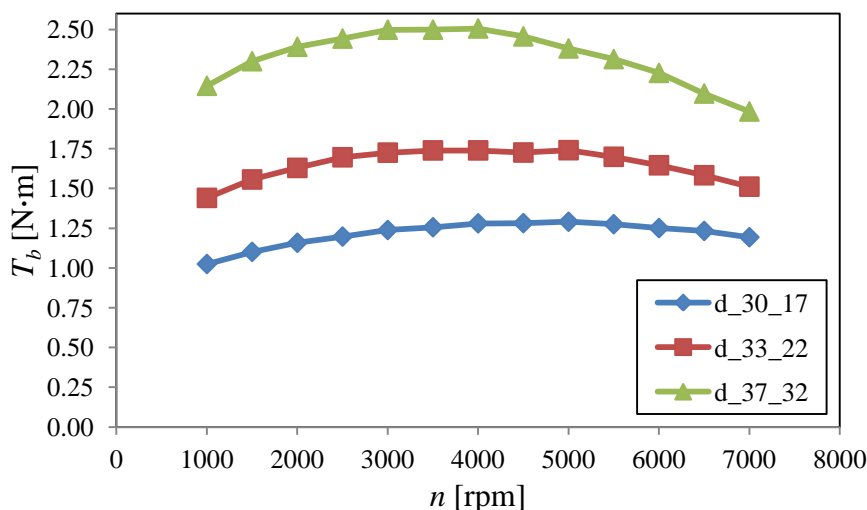


Figura 26 – Evolução do binário médio ao freio, T_b , com a velocidade de rotação para a família de motores com Vd variável.

7.2. Simulação do conjunto veículo-motor em pista

Como dito no início do Capítulo 7, é necessário para determinar o motor óptimo, analisar o motor e o veículo em conjunto.

Existia um programa que permitia analisar a performance do veículo em pista, construído pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira, em Microsoft Excel, mas este estava separado em 3 partes, primeira volta, voltas intermédias e última volta. O programa foi melhorado, tendo sido revistas e alteradas algumas das equações presentes no programa, nomeadamente o cálculo da força de atrito de rolamento em curvas com declive transversal, assim como a velocidade máxima de curva. Foi também introduzida uma lei de decaimento da temperatura do óleo do cárter e da temperatura da cabeça ao longo do tempo, assim como o novo método de cálculo do consumo específico de combustível ao freio do motor com base na temperatura de funcionamento no momento em questão. A maior alteração do programa foi a junção de todas as folhas de cálculo em apenas uma, de

forma a poder ser analisada toda a prova como um só, não havendo incoerências entre voltas. Foi ainda aumentada a resolução da distância percorrida de 1.0 metro para 0.5 metro, de modo a melhorar a precisão e a exactidão dos resultados. A resolução não foi aumentada para 0.25 metro porque o programa já ocupava cerca de 100 MB e ainda porque o tempo de cálculo iria aumentar para o dobro, não sendo necessário visto os resultados não estarem a ser muito influenciados pela resolução da distância.

Como dados de entrada para o programa são necessários vários dados do veículo, do motor e da pista. Para o veículo é necessário saber, por exemplo, a evolução do coeficiente de arrasto aerodinâmico e de rolamento com a velocidade, posição do centro de massa, massa do veículo, massa do piloto, temperatura e humidade relativa do ar, diâmetro das rodas, momento de inércia das rodas, inércia da transmissão, relação de transmissão, etc. Para o motor é necessária a evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário médio ao freio com a velocidade de rotação, evolução da temperatura da cabeça e do cárter com o tempo, inércia da embraiagem, etc. Para a pista é necessário saber a topografia da pista, temperatura da mesma entre outros.

Para a análise da família de motores com V_d variável, não foi considerada a performance térmica, visto esta ser desconhecida, sendo os mesmos avaliados para as mesmas condições de funcionamento.

Com recurso ao programa de simulação do veículo em pista foi calculada, para cada um dos motores da família com V_d variável, o desempenho do conjunto veículo-motor de modo a saber-se qual a cilindrada óptima.

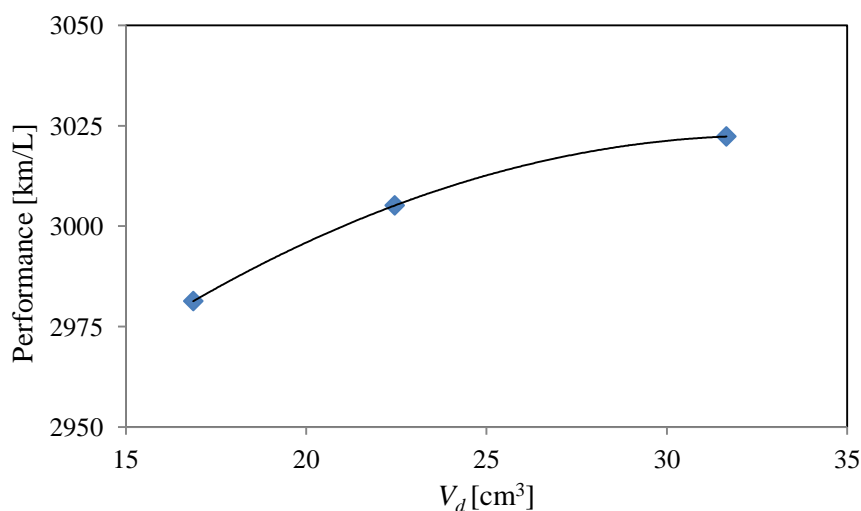


Figura 27 – Comparação do melhor desempenho em pista do conjunto veículo-motor para cada motor da família com V_d variável.

Na Figura 27 são apresentados os resultados da simulação do conjunto veículo-motor, para cada motor da família com V_d variável o motor que permite obter melhor resultado é o motor com cilindrada 31.65 cm^3 , o motor d_37_32.

Os resultados são de algum modo surpreendentes, visto que apesar de o consumo específico de combustível ao freio para cada motor ser bastante diferente, a diferença de performance é muito pequena entre os motores, sendo que cerca de 50 km/L separam o melhor, d_37_32, do motor pior d_30_17. Existe um factor que não é tido em conta no programa de simulação que pode determinar a cilindrada óptima, sendo que não é considerado a eventual patinagem da roda motriz devido ao excesso de binário fornecido pelo motor. Para a determinação do binário máximo que é possível transmitir através da roda motriz sem existirem fenómenos de patinagem é necessário calcular a força tangencial máxima que a roda motriz consegue transmitir. O cálculo dessa força seria simples se o motor estivesse a propulsionar a roda directamente, mas no caso do XC20i entre o motor e a roda existe um sistema de transmissão de dois estágios, em que entre eles existe um veio, chamado veio intermédio. Este veio tem como função absorver os picos de binário provenientes do irregular binário do motor durante o ciclo de funcionamento. A análise do veio em questão é bastante complexa, mas de um modo simplificado ele permite absorver os picos de binário e transformar essa energia em energia potencial elástica, de modo a voltar a cede-la à roda motriz um pouco depois, funcionando assim como um filtro deixando apenas transmitir para a roda um certo nível de binário menor do que aquele que transmitiria se o veio não existisse. Do veio intermédio actualmente montado no XC20i, calculou-se teoricamente que consegue para qualquer valor de velocidade de rotação do motor a força tangencial máxima que surge na roda motriz não ultrapassasse os 275 N.

Com a massa do veículo, com a massa do piloto e a posição do centro de massa do veículo é possível calcular a reacção normal existente em cada uma das rodas do veículo, em particular da roda motriz, R_{Nm} , e assim em conjunto com o coeficiente de atrito estático, μ_e , entre o pneu e o pavimento (alcatrão), é possível calcular através da Equação (31) a força tangencial máxima que a roda motriz consegue transmitir sem existir perda de energia por fenómenos de patinagem, F_{msp} .

$$F_{msp} = \mu_e \times R_{Nm} \quad (31)$$

Sabendo que a reacção normal na roda motriz, R_{Nm} , é de aproximadamente 262.9 N e que o coeficiente de atrito estático, μ_e , é 0.80 pode assim chegar-se ao valor para F_{msp} de

227.5 N. Verificando-se assim que o motor M3165, em certas alturas do ciclo de funcionamento, faz com que a roda motriz não consiga transmitir todo o binário e patine. Deste modo pode então calcular-se qual seria o binário médio que não faria patinar a roda motriz, T_{sp} , com base no binário médio do motor M3165, T_{M3165} , e a força máxima que o actual veio intermédio garante não transmitir para a roda motriz, F_{vi} , usando a Equação (32).

$$T_{sp} = \frac{F_{msp}}{F_{vi}} \times T_{M3165} \quad (32)$$

Calculando-se T_{sp} , sabendo que o valor de T_{M3165} era 2.07 N·m na altura do cálculo teórico de F_{vi} para o veio intermédio, pode chegar-se ao valor de aproximadamente 1.71 N·m. Analisando a Figura 26 pode ver-se que o motor d_33_22 tem um binário máximo de 1.74 N·m, o que é bastante próximo de 1.71 N·m. Sendo assim o motor d_33_22 foi escolhido como o que melhor otimiza a performance do conjunto veículo-motor, sendo assim a cilindrada óptima de 22.45 cm³.

No Anexo A encontram-se algumas características geométricas, mássicas e de operação do motor projectado.

8. DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO DE COMPRESSÃO ÓPTIMA

A relação de compressão do motor é mais um dos parâmetros que é passível de optimização. A relação de compressão óptima varia mais com o tipo de combustível do que qualquer outra variável existente no motor, e para a gasolina, de acordo com a bibliografia [11] o valor óptimo ronda os 17:1. Com o programa de simulação do CFM é possível também otimizar a relação de compressão.

8.1. Família de motores com r_c variável

Para a comparação entre motores com diferentes valores de relação de compressão, foi criada uma família de motores com r_c variável. Esta família é caracterizada por todos os motores possuírem as mesmas características geométricas e por variarem apenas a relação de compressão. Na Tabela 6 podem ver-se as características dos motores da família com r_c variável. A designação utilizada para identificar cada motor da família foi $rc_$ ”valor da relação de compressão”.

Tabela 6 – Principais características da família de motores rc .

Referência do motor	$rc_{15.5}$	$rc_{16.5}$	$rc_{17.6}$	$rc_{19.0}$	$rc_{20.5}$
L [mm]	26.25	26.25	26.25	26.25	26.25
B [mm]	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00
L/B	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
Relação de compressão (r_c)	15.5:1	16.5:1	17.6:1	19.0:1	20.5:1
Vela de ignição	NGK	NGK	NGK	NGK	NGK
	ME8	ME8	ME8	ME8	ME8
Nº de velas de ignição	2	2	2	2	2
Volume mínimo da câmara de combustão [mm ³]	1475	1375	1275	1175	1075
Cilindrada [cm ³]	22.45	22.45	22.45	22.45	22.45

8.2. Resultados da simulação

O método utilizado para a determinação da configuração óptima para cada motor da família é novamente a descrita em 4.1.1. De acordo com os resultados do programa de simulação do CFM o consumo específico de combustível ao freio é pouco influenciado pela relação de compressão, pelo menos para os valores utilizados na família de motores. Por isso para uma melhor visualização apenas vão ser apresentados os resultados da simulação para a velocidade de rotação de 4500 rpm que equivale à velocidade de rotação média de funcionamento para o motor de 22.45 cm³.

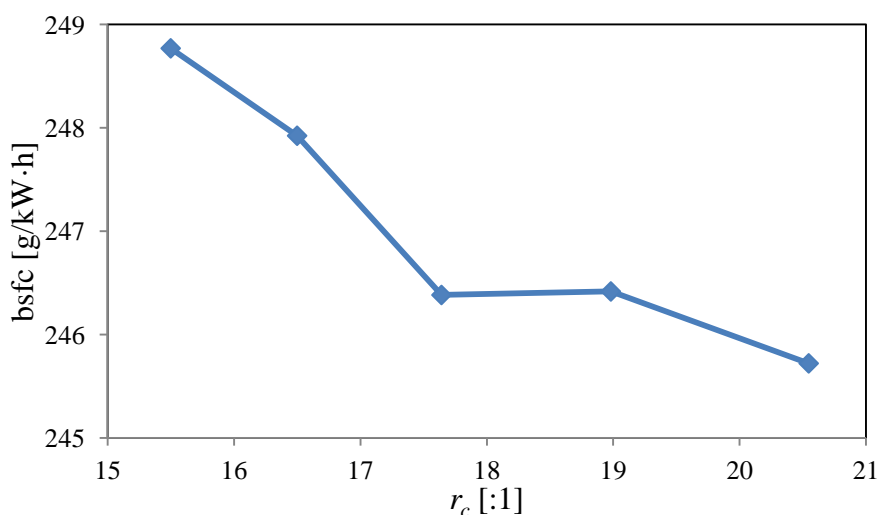


Figura 28 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a relação de compressão para as 4500 rpm.

A Figura 28 mostra os resultados da simulação para a família de motores com r_c variável para as 4500 rpm, sendo que o motor com melhor performance é o rc_20.5. Mas existe uma variável importante que não está a ser demonstrada na Figura 28 que é o factor de detonação do motor, que avalia a existência de detonação do motor.

A detonação é um fenómeno indesejável e é necessário garantir que não ocorre durante o funcionamento do motor.

Para avaliar a existência de detonação utiliza-se o factor de detonação, F_{det} , em que se este for superior a 1.0 ocorre detonação e se for inferior não ocorre.

O factor de detonação tem de ser sempre inferior ao valor de 1.0 para o regime de funcionamento do motor e de acordo com o programa de simulação do CFM apenas o motor rc_15.5 e rc_16.5 têm um valor do factor de detonação satisfatório.

Na Figura 29 pode ver-se a evolução do factor de detonação com a velocidade de rotação para os motores rc_15.5 e rc_16.5.

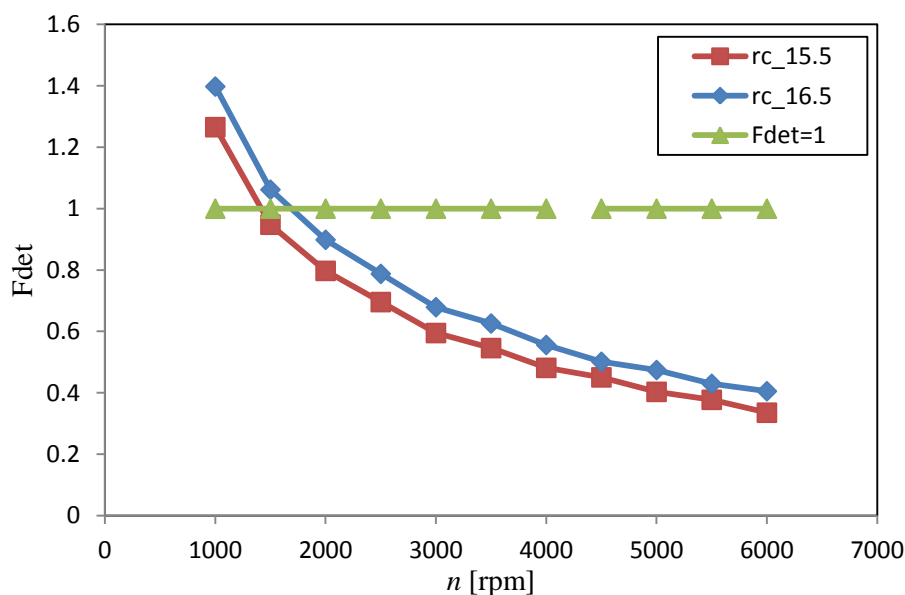


Figura 29 – Evolução do factor de detonação, Fdet, com a velocidade de rotação para os motores rc_15.5 e rc_16.5.

No caso do motor M3165 a embraiagem centrífuga começa a acoplar por volta das 1320 rpm e o motor de arranque acelera o motor até cerca das 1100 rpm portanto é necessário garantir que o factor de detonação é inferior a 1 pelo menos ao valor de velocidade de rotação de acoplamento da embraiagem centrífuga. De acordo com a Figura 29 apenas o motor rc_15.5 consegue respeitar as restrições anteriormente descritas.

Na Figura 30 pode ver-se a evolução do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação entre os motores rc_15.5 e rc_16.5 e verificar-se que não existe praticamente diferença entre a curva de consumo específico de combustível ao freio entre os dois.

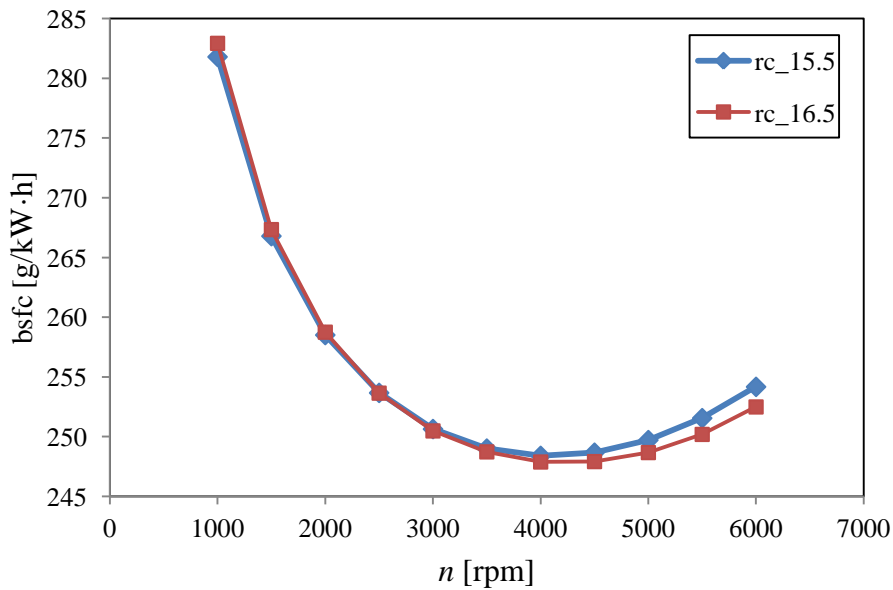


Figura 30 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação para os motores rc_15.5 e rc_16.5.

Foi decidido escolher a configuração do motor rc_15.5 como óptima por duas razões. A primeira é porque a configuração do motor rc_15.5 permite estar a um nível de segurança superior no que toca ao factor de detonação. A segunda é porque a redução no rendimento de conversão de combustível ao freio, face ao motor com maior relação de compressão, é muito pequena e apenas se faz sentir para uma velocidade de rotação mais elevada, que não é praticada durante a prova e portanto sem qualquer interesse de exploração.

9. PROJECTO MECÂNICO DOS COMPONENTES DO MOTOR

Após a conclusão da simulação e das principais variáveis estarem determinadas, é necessário proceder ao projecto pormenorizado dos componentes do motor. Devido às limitações de extensão desta dissertação e ao grande número de componentes presentes no motor, vai ser apenas exposto o projecto de alguns dos componentes mais importantes e cruciais para o desenvolvimento de todo o conjunto. Vai ser explorado o projecto do êmbolo, dos contrapesos da cambota para o equilíbrio do motor e ainda a verificação da vedação da junta da cabeça do cilindro.

9.1. Projecto do êmbolo

O êmbolo é um dos principais componentes de um motor de combustão interna e pode ser ponto de partida para o projecto de um motor de combustão interna. Este componente é que vai definir o diâmetro do cavilhão do êmbolo assim como o diâmetro e a largura do pé da biela.

Para o projecto do êmbolo é necessário conhecer as forças que actuam no mesmo, assim como o fluxo de calor para a coroa do êmbolo proveniente do gás na câmara de combustão, sendo assim necessário fazer uma simulação multifísica do componente de modo a se poder avaliar com precisão a tensão que surge assim como a deformação nas várias direcções principais em cada ponto do êmbolo.

9.1.1. Material de construção

O material de que é constituído o êmbolo é bastante importante e é o que tem vindo a sofrer mais alterações ao longo dos anos e que tem permitido aumentar bastante a performance dos motores em geral, e em particular dos motores de combustão interna de ignição por compressão. A evolução do material constituinte do êmbolo vem desde o uso do ferro fundido até às ligas de alumínio mais utilizadas hoje em dia. As ligas de alumínio

apresentam grandes vantagens tais como maior coeficiente de transferência de calor por condução e a menor massa volúmica. Como desvantagens têm menor tensão limite de resistência à fadiga, e maior quebra de propriedades mecânicas com o aumento da temperatura. A vantagem das ligas de alumínio em relação às ferrosas advém principalmente de permitir construir êmbolos com menor massa, diminuindo fortemente toda a massa do motor e à grande capacidade de escoamento de calor proveniente do gás na câmara de combustão, conseguindo assim aumentar a potência específica do motor para a mesma temperatura do êmbolo. Em [18] pode ver-se com mais clareza a vantagem de uma liga de alumínio em relação ao ferro fundido. Na Figura 50 retirada de [19], presente no Anexo B, podem ver-se as principais propriedades de uma das ligas de alumínio mais utilizadas para a produção de êmbolos na indústria automóvel, a AlSi12CuNiMg.

Para um motor de combustão interna conseguir obter um bom rendimento é necessário que a energia despendida para acelerar as peças do mesmo em regime transitório seja o menor possível. No caso do XC20i, ao concorrer na prova da Shell Eco-Marathon, o motor opera apenas em regime transitório, tipicamente entre as 3000 rpm e as 5000 rpm, sendo por isso importante minimizar a massa dos componentes móveis do motor de modo a diminuir ao máximo a energia perdida a acelerá-los. Assim foi decidido à partida escolher a liga de alumínio AlSi12CuNiMg, já que esta vai permitir uma diminuição da massa do êmbolo e por consequência de todos os componentes móveis associados, e ainda por ser uma das ligas de alumínio com maior resistência à fadiga utilizadas na produção de êmbolos na indústria automóvel. Se esta for forjada e tratada termicamente pode alcançar uma tensão limite de fadiga em flexão rotativa de cerca de 120 MPa para a temperatura de 150°C. No Anexo B, Figura 50, podem encontrar-se com mais detalhe as propriedades mecânicas consideradas para a liga de alumínio AlSi12CuNiMg, para a simulação e na Tabela 17, Anexo B, a composição química da liga.

9.1.2. Esforços mecânicos e térmicos

Do programa de simulação do CFM é possível saber a pressão máxima na câmara de combustão, p_{\max} , para cada velocidade de rotação assim como a densidade de fluxo de calor presente na coroa do êmbolo, Q_{emb} .

Na Tabela 7 podem ver-se os valores máximos, durante o ciclo de funcionamento, do fluxo de calor na coroa do êmbolo e da pressão na câmara de combustão para cada velocidade de rotação com intervalo de 500 rpm.

Tabela 7 – Valores máximos de densidade de fluxo de calor, Q_{emb} , e de pressão máxima na câmara de combustão, p_{max} , para cada velocidade de rotação do motor durante o ciclo de funcionamento.

n [rpm]	Q_{emb} [W/m ²]	p_{max} [MPa]
1000	-114974.7	11.45
1500	-162142.1	11.34
2000	-206973.4	11.52
2500	-252451.0	11.82
3000	-292694.5	11.64
3500	-332106.9	11.72
4000	-368213.3	11.47
4500	-403265.7	11.45
5000	-443829.5	11.40
5500	-473567.1	11.23
6000	-498384.2	10.72

9.1.3. Cálculo da densidade de fluxo de calor de saída do êmbolo

O êmbolo recebe calor pela coroa e de alguma forma tem de perder o calor que recebe, porque de outra forma a temperatura aumentaria até ser igual à do gás presente na câmara de combustão. O êmbolo perde calor principalmente pelos anéis, *lands*, saia e cavilhão. O programa utilizado para o cálculo por elementos finitos foi o ANSYS Workbench 10.0. A forma de introduzir um fluxo de calor no programa passa por seleccionar uma área e adicionar a essa área um coeficiente de transferência de calor por convecção, h , assim como um valor de temperatura para a superfície. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor é utilizada a Equação (36), calculando-se o coeficiente global de transferência de calor U , que tendo a mesma dimensão que o coeficiente de

transferência de calor por convecção, h , é utilizado como se deste se tratasse. A Equação (33) [20] pode ser utilizada para o cálculo do fluxo de calor por condução unidireccional, em que k é o coeficiente de transferência de calor por condução, A_p representa a área da superfície no êmbolo em questão, T_{se} representa a temperatura da superfície do êmbolo em questão, T_{sc} representa a temperatura da superfície do cilindro e l representa a distância entre a superfície em questão no êmbolo e a superfície do cilindro.

$$\dot{Q} = k \times A_p \times \frac{T_{se} - T_{sc}}{l} \quad (33)$$

Manipulando a Equação (33) pode chegar-se às equações (34) e (35).

$$U = \frac{\dot{Q}}{(T_{se} - T_{sc}) \times A_p} = \frac{k}{l} \quad (34)$$

$$U[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] = \frac{k[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]}{l[\text{m}]} \quad (35)$$

A Equação (36) [20] é equivalente à Equação (35) mas para coordenadas cilíndricas, útil para o caso dos anéis do êmbolo, dos *lands* e da saia.

$$U = \frac{1}{\frac{(r-l)}{k} \times \ln\left(\frac{r}{(r-l)}\right)} \quad (36)$$

9.1.3.1. Densidade de fluxo de calor através dos anéis do êmbolo

Para o cálculo de U através dos anéis do êmbolo é utilizada a Equação (36). Na Figura 31 apresenta um esquema que pretende representar um corte do êmbolo do 1º anel e do cilindro de forma a poder perceber-se o trajecto percorrido pelo calor.

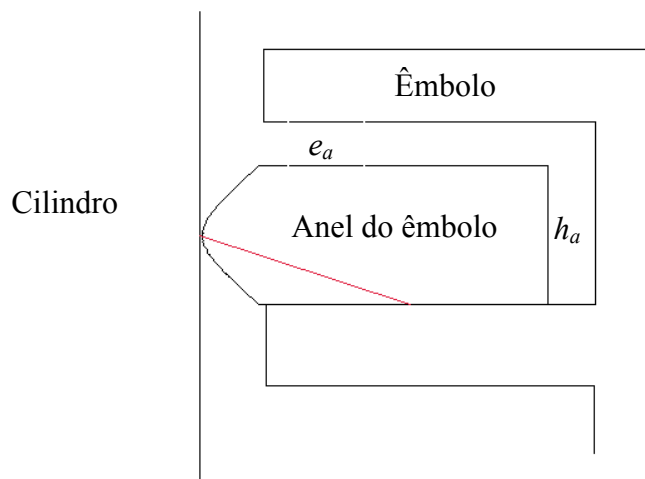


Figura 31 – Esquema representativo do caminho médio do fluxo de calor (a vermelho) desde o êmbolo até ao cilindro passando pelo anel.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor entre o êmbolo e o cilindro através dos anéis não foi considerada a resistência de interface entre o anel e a cavidade e é considerada a existência de fluido, óleo lubrificante, entre o anel e o cilindro e que A_1 é igual a A_2 , Figura 32.

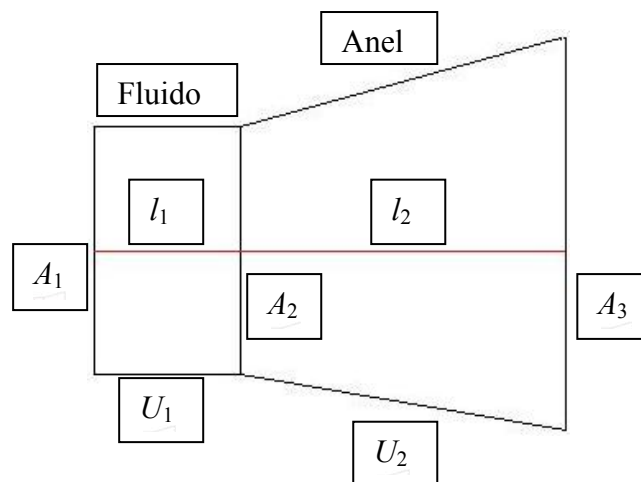


Figura 32 – Esquema do caminho percorrido pelo fluxo de calor.

Para o cálculo de U , entre o cilindro e o êmbolo através do anel, na Figura 31, é dividido o caminho a vermelho em vários troços. Na Figura 32 podem ver-se as divisões, o troço 1, U_1 , diz respeito à resistência provocada pelo fluido entre o cilindro e o anel e o troço 2, U_2 , à resistência provocada pelo anel. A área do anel em contacto com o cilindro é diferente da área em contacto com a caixa por isso utiliza-se a Equação (37).

$$U_i \times A_i = \text{constante} \quad (37)$$

Na Tabela 8 podem ver-se todos os dados necessários para o cálculo das áreas e das distâncias para o 1º e 2º anéis.

Tabela 8 – Dados referentes às dimensões dos anéis e das caixas dos anéis no êmbolo.

	1º anel	2º anel	1ª caixa	2ª caixa
r_{externo} [mm]	33.00	33.00	32.90	32.90
h_a [mm]	1.00	1.00	1.023	1.023
e_a [mm]	1.50	1.50	2.010	2.010
r_{interno} [mm]	30.00	30.00	28.90	28.90

Durante o ciclo de funcionamento os anéis do êmbolo podem estar em contacto com a caixa na parte inferior ou superior, dependendo de uma forma simples do balanço entre as forças de pressão e as forças de inércia. Foi admitido que 1/4 do tempo o anel está encostado à superfície superior da caixa e 3/4 do tempo à superfície inferior da caixa. Cerca de 25% do U_{total} está inerente à superfície superior da caixa e 75% à superfície inferior da caixa.

Pelo facto de se utilizarem as superfícies da caixa para se retirar calor do êmbolo, na simulação, é necessário após o cálculo de U_{total} , fazer uma correcção já que A_3 é diferente da área da superfície inferior e/ou superior da caixa, utilizando a Equação (37) para o efeito, tendo-se chamado U_{cima} e U_{baixo} ao coeficiente de transmissão de calor para a superfície de cima e de baixo da caixa respectivamente.

A Tabela 9 apresenta os coeficientes de transmissão de calor por condução do óleo lubrificante usado, Shell Helix Ultra 5W30, e do ferro fundido, de que são feitos os anéis, assim como as distâncias necessárias para o cálculo.

Tabela 9 – Dados necessários ao cálculo de U_{total}

Anel	$k_{\text{óleo}}$ [W/m·K]@90°C	k_{anel} [W/m·K]@90°C	l_1 [m]	l_2 [m]
1º	0.138	42.0	4.0E-6	9.10E-4
2º	0.138	42.0	6.0E-6	9.09E-4

A Tabela 10 apresenta os coeficientes de transmissão de calor calculados para todo o caminho do fluxo de calor e a distribuição para as superfícies superior e inferior das caixas.

Tabela 10 – Coeficientes de transmissão de calor para o 1º e 2º anéis do êmbolo.

Anel	U_2 [W/m ² ·K]	U_{total} [W/m ² ·K]	U_{cima} [W/m ² ·K]	U_{baixo} [W/m ² ·K]
1º	1.95E4	1.13E4	2.831E3	8.496E3
2º	1.52E4	8.83E3	2.208E4	6.625E4

Na Figura 33 pode ver-se o êmbolo no programa de simulação estando a laranja a área correspondente à superfície inferior da 1ª caixa e na legenda o coeficiente de transmissão de calor atribuído à mesma.

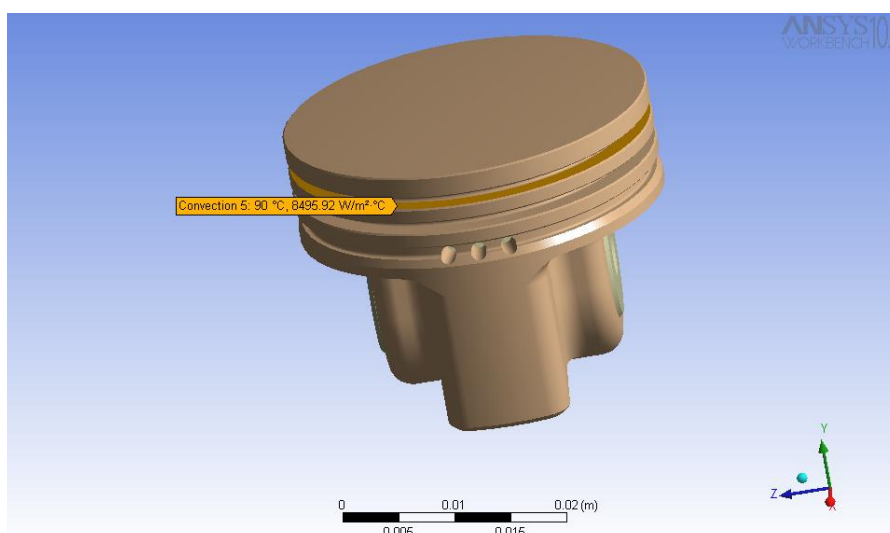


Figura 33 – Representação do fluxo de saída de calor através da superfície inferior da 1ª caixa.

9.1.3.2. Densidade de fluxo de calor através dos *lands* e da saia do êmbolo

Para o caso dos *lands* e da saia do êmbolo o cálculo é mais simples, visto que apenas existe um meio entre a superfície do *land*/saia e o cilindro. O *land* imediatamente acima do 1º anel é chamado o *top land*, o *land* abaixo do 1º anel é chamado o 1º *land* e o *land* abaixo do 2º anel é chamado o 2º *land*. Entre o *top land* e o cilindro é considerado estar presente gás da câmara de combustão, e nos restantes *lands* e saia, óleo do motor. Na

Tabela 11 podem ver-se os coeficientes de transmissão de calor por condução para os meios existentes entre os *lands* e saia e o cilindro assim como as distâncias respectivas.

Tabela 11 – Dados necessários ao cálculo dos coeficientes de transmissão de calor

Superfície	k [W/m·K]	l [m]
<i>top land</i>	0.044	25.0E-6
1° <i>land</i>	0.138	25.0E-6
2° <i>land</i>	0.138	25.0E-6
Saia	0.138	15.0E-6

Utilizando a Equação (36) podem-se calcular os coeficientes de transmissão de calor relativos a cada um dos *lands* e à saia, resultados apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Coeficiente de transmissão de calor para os *lands* e saia do êmbolo.

Superfície	U [W/m ² ·K]
<i>top land</i>	1761
1° <i>land</i>	5524
2° <i>land</i>	5524
Saia	9204

9.1.3.3. Densidade de fluxo de calor através das superfícies chapinhadas pelo óleo do motor

Para calcular o calor removido pelo óleo do motor devido à chapinhagem no êmbolo foi considerada a situação de velocidade de rotação máxima de funcionamento 6000 rpm, visto que é esta que representa o pior caso combinado de esforço mecânico e térmico, sendo feita uma estimativa de 9% de óleo projectado para o êmbolo [18].

Desta forma foi calculado o fluxo mássico de óleo que estava em contacto com o êmbolo, podendo ser calculado um coeficiente de transmissão de calor por convecção. O coeficiente de transmissão de calor por convecção para o óleo do motor proveniente da chapinarem em contacto com o êmbolo tem o valor de 750 W/m²·K [18].

Na Figura 34 pode ver-se a área do êmbolo considerada como chapinhada pelo óleo do motor.

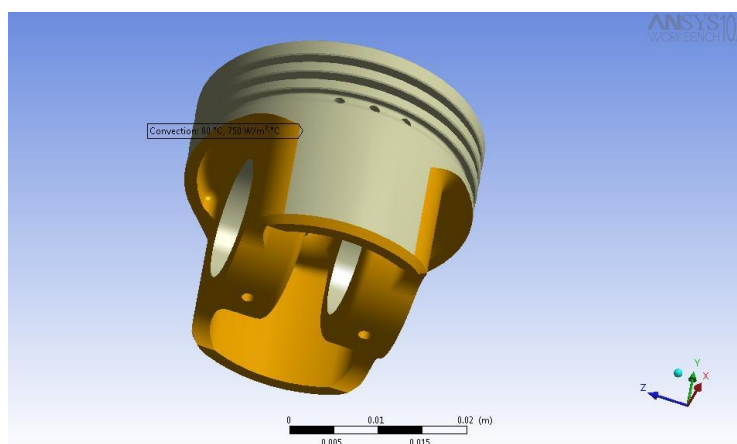


Figura 34 – Zona do êmbolo chapinhada pelo óleo do motor.

9.1.3.4. Densidade de fluxo de calor através do cavilhão

O cavilhão do êmbolo representa um papel importante no que toca à remoção de calor do êmbolo. O cavilhão retira calor ao êmbolo através das chumaceiras do êmbolo, sendo este removido do cavilhão parte por chapinhem e outra parte pela biela, já que o cavilhão se encontra unido através de um suporte fixo com interferência ao pé da mesma. O método utilizado anteriormente é o mesmo para o cálculo do coeficiente de transmissão de calor para o cavilhão e tem o valor de $22300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

9.1.4. Suportes e contactos

Como dito anteriormente foi utilizado um programa de simulação por elementos finitos, ANSYS Workbench 10.0, capaz de executar simulações de multifísica.

Para a análise correcta é necessário analisar o êmbolo em conjunto com o cavilhão e a biela, como uma montagem, Figura 35.

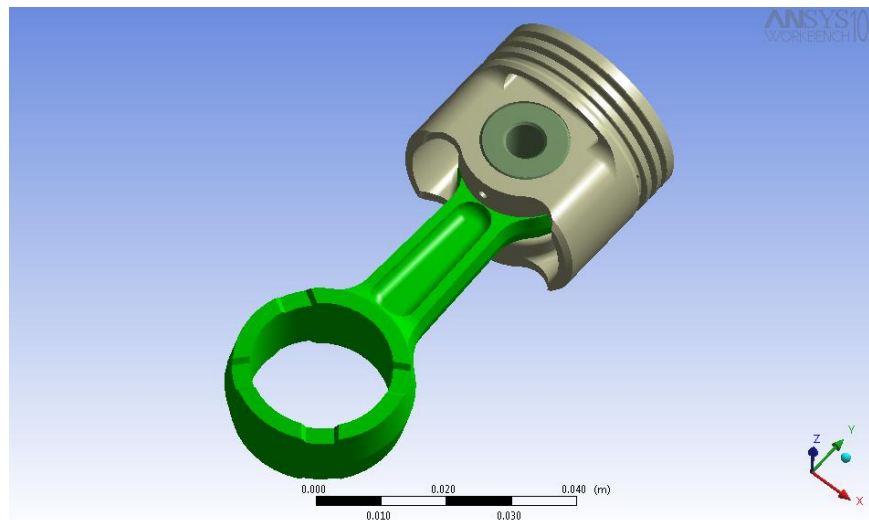


Figura 35 – Conjunto êmbolo-cavilhão-biela.

Na Figura 36 pode ver-se um resumo de todos os carregamentos mecânicos e térmicos presentes no conjunto assim como o suporte fixo usado na cabeça da biela.

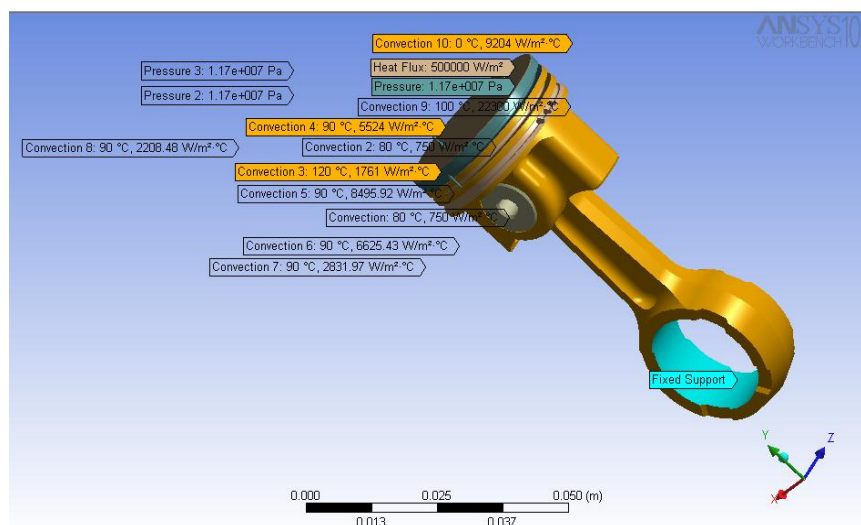


Figura 36 - Modelo do conjunto estando representados os carregamentos mecânicos, os carregamentos térmicos e os suportes.

Foi considerado um suporte fixo na cabeça da biela, um contacto ligado entre o pé da biela e o cavilhão, e um contacto com atrito entre o cavilhão e as chumaceiras do êmbolo, em que o coeficiente de atrito, μ , tem o valor de 0.01.

9.1.5. Método de análise e de optimização

O objectivo de projecto para um êmbolo é que possa ter a menor massa possível, que a temperatura de contacto com o gás da câmara de combustão não seja muito elevada assim como que a temperatura dos *lands* não ultrapasse a temperatura suportada pelo óleo do motor e ainda que a tensão equivalente máxima não ultrapasse a tensão de limite de fadiga.

O primeiro passo na análise do conjunto foi ajustar o programa de simulação de modo a que os resultados fossem credíveis e o mais próximo da realidade. Foi feito um estudo da influência do número de nós na tensão máxima equivalente de von Mises e concluiu-se que era necessário que a malha geral estivesse muito refinada e que eram ainda necessários refinamentos locais nomeadamente nos raios de concordância entre as chumaceiras e a coroa do êmbolo.

Os parâmetros importantes a avaliar no êmbolo são a distribuição de temperatura, tensão equivalente de von Mises e deformação direccional.

Para a optimização do êmbolo foram estudados diferentes valores para o diâmetro interno e exterior do cavilhão e diferentes valores da largura da saia.

A Figura 37 apresenta o aspecto final da malha utilizada nas simulações.

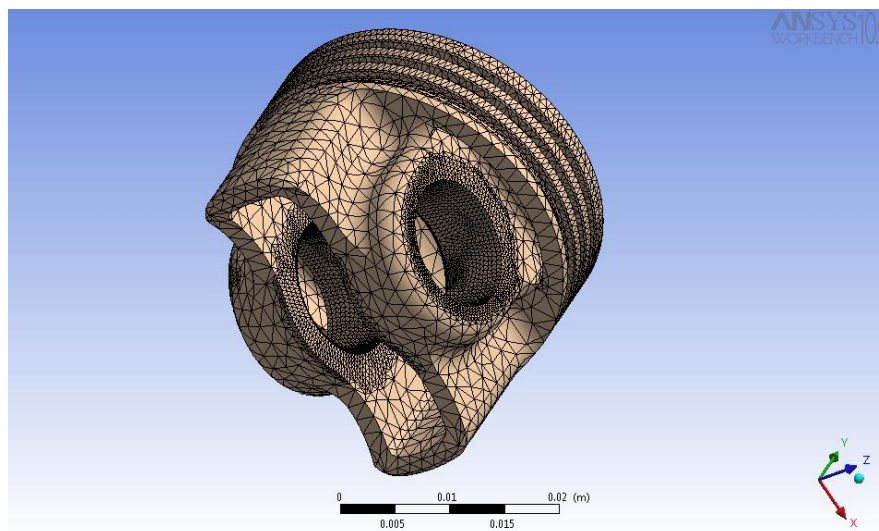


Figura 37 – Malha utilizada para as simulações.

9.1.6. Resultados da simulação

O diâmetro exterior do cavilhão, d_{ext} , foi mantido constante enquanto se variava o diâmetro interno do mesmo, d_{int} . Foram estudados os seguintes valores para o diâmetro exterior do cavilhão: 10 mm, 12 mm e 14 mm.

A Figura 37 apresenta os resultados da simulação para o cavilhão de diâmetro exterior de 12 mm.

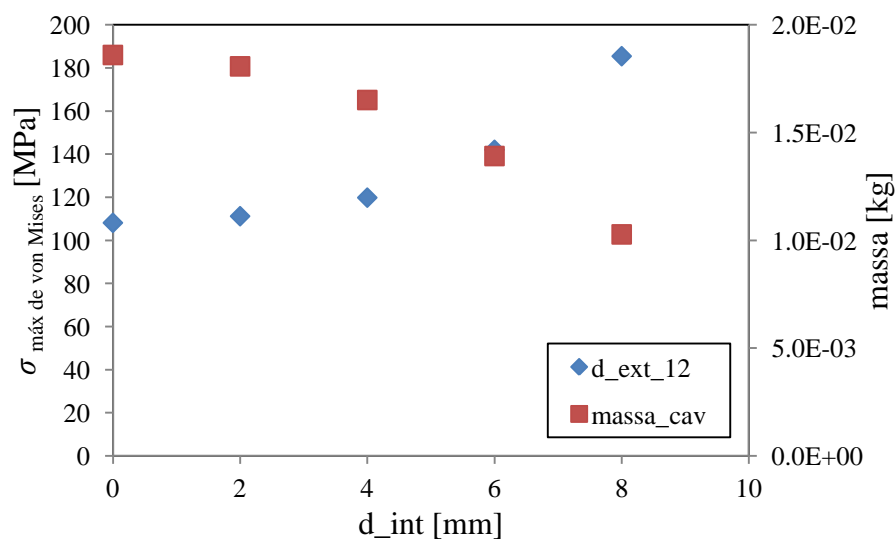


Figura 38 – Evolução da tensão equivalente de von Mises no êmbolo e da massa do cavilhão com o diâmetro interno do cavilhão.

A Figura 38 apresenta os resultados da simulação para o cavilhão um diâmetro exterior de 14 mm.

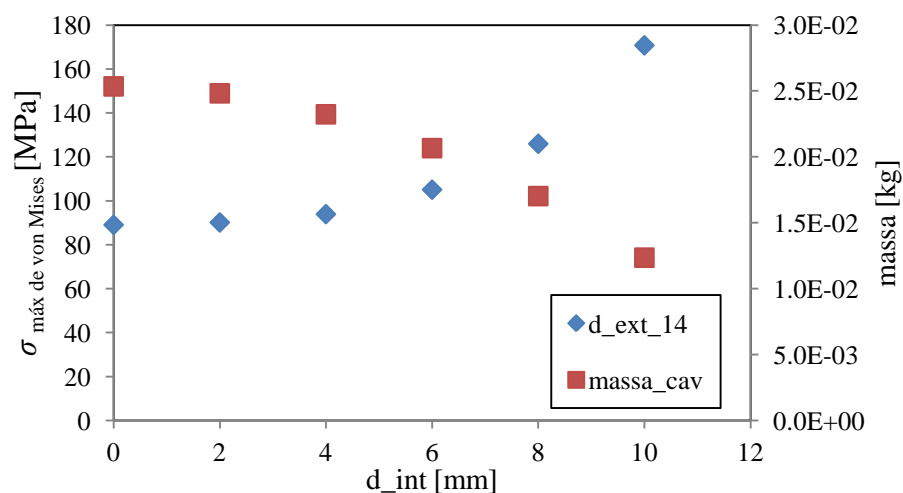


Figura 39 – Evolução da tensão equivalente de von Mises no êmbolo e da massa do cavilhão com o diâmetro interno do cavilhão.

O cavilhão com diâmetro externo de 12 mm e diâmetro interno de 4 mm foi escolhido porque assegura uma tensão máxima de von Mises no êmbolo inferior a 140 MPa e garante o menor valor da massa do conjunto êmbolo-cavilhão-biela. É importante ainda referir que a temperatura na zona de tensão máxima é de 120 °C e que a tensão limite à fadiga, utilizando o critério ASME elíptico, para esta temperatura é superior a 157.2 MPa, garantindo assim um coeficiente de segurança superior a 1.0.

A Figura 40 apresenta a distribuição da tensão equivalente de von Mises no êmbolo para o cavilhão seleccionado.

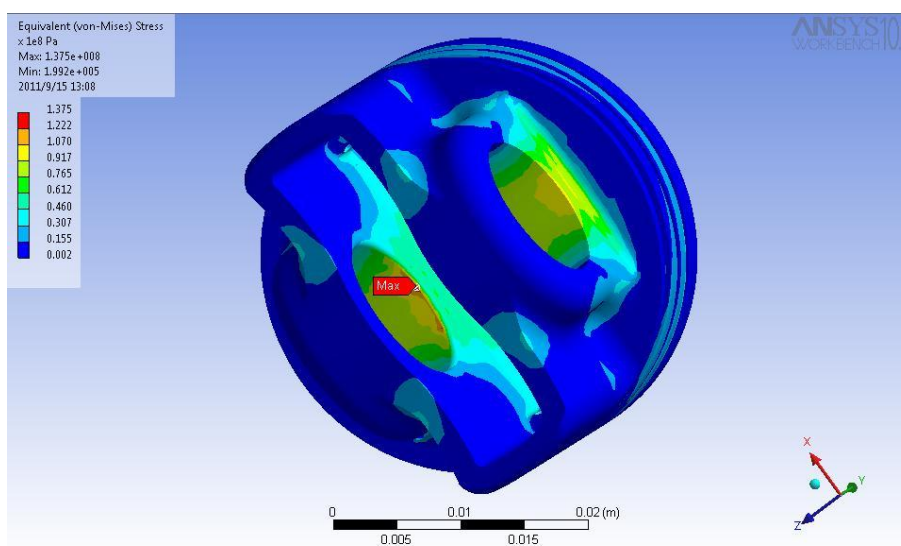


Figura 40 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises no êmbolo para o cavilhão de diâmetro externo de 12 mm e interno de 4 mm.

Para a largura da saia foram feitas 3 simulações, saia com largura máxima das chumaceiras, saia entre os planos médios das chumaceiras e saia com a largura mínima das chumaceiras, a tensão equivalente máxima de von Mises não é praticamente afectada pela largura da saia e optou-se por escolher a saia mais estreita já que esta proporcionara menor binário de atrito do motor, melhorando assim o consumo específico de combustível ao freio.

A Figura 41 apresenta o aspecto final do êmbolo e a distribuição de temperatura no mesmo.

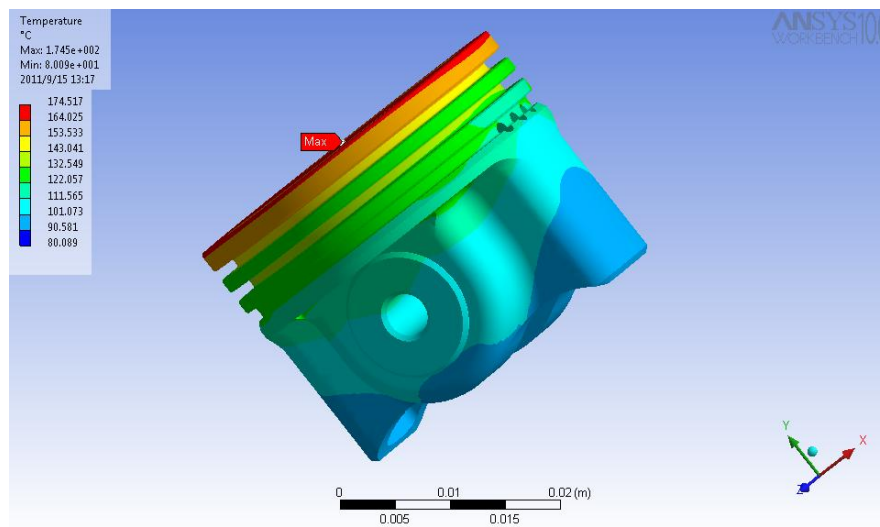


Figura 41 – Distribuição de temperatura no êmbolo versão final.

9.2. Dimensionamento dos contrapesos da cambota para o equilíbrio do mecanismo êmbolo-biela-manivela

O equilíbrio do mecanismo êmbolo-biela-manivela é bastante importante já que vai permitir diminuir os esforços presentes nos rolamentos de apoio da cambota e ainda diminuir a vibração do motor em geral. O sistema em questão é dinâmico mas é analisado de forma estática, sendo feito uma análise a velocidade de rotação da cambota constante.

A forma de equilibrar um motor monocilíndrico passa pela introdução de massa na cambota de forma a poder minimizar as forças de inércia que surgem durante o ciclo.

Para a determinação do raio do centro de gravidade, $r_{cg,c}$, e massa, m_c , necessários para cada metade do contrapeso da cambota é necessário construir um programa que permita fazer uma análise das forças que surgem durante o ciclo de modo a poder-se determinar qual o valor do parâmetro $r_{cg,c} \times m_c$ que melhor equilibra o motor.

Para a resolução deste problema foi utilizado um programa já existente, criado pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira, encontrando-se no Anexo C a explicação da concepção do programa.

É ainda de registar que a adição de contrapesos na cambota apenas permite fazer um equilíbrio das forças de inércia de primeira ordem, sendo que para o equilíbrio das forças de inércia de segunda ordem é necessário introduzir 2 veios de equilíbrio a rodar

com a velocidade de rotação igual à da cambota e a girarem em sentido contrário um relativamente ao outro e é necessário introduzir mais 2 veios de equilíbrio a rodar com o dobro da velocidade de rotação da cambota a girarem em sentido contrário um ao outro. Apenas vai ser considerado o equilíbrio das forças de inércia de primeira ordem já que a adição dos veios de equilíbrio vai aumentar a massa e o atrito do motor, não sendo necessário já que o nível de vibração é já bastante reduzido e ainda porque não é um objectivo que o motor tenha o mínimo de vibração possível.

O primeiro passo passa por desenhar, com uma ferramenta CAD, o contrapeso, Figura 42, e registar o valor de $r_{cg,c}$ e m_c . Apenas é necessário o desenho de um dos contrapesos já que como o motor é monocilíndrico os dois contrapesos da cambota têm as mesmas características.

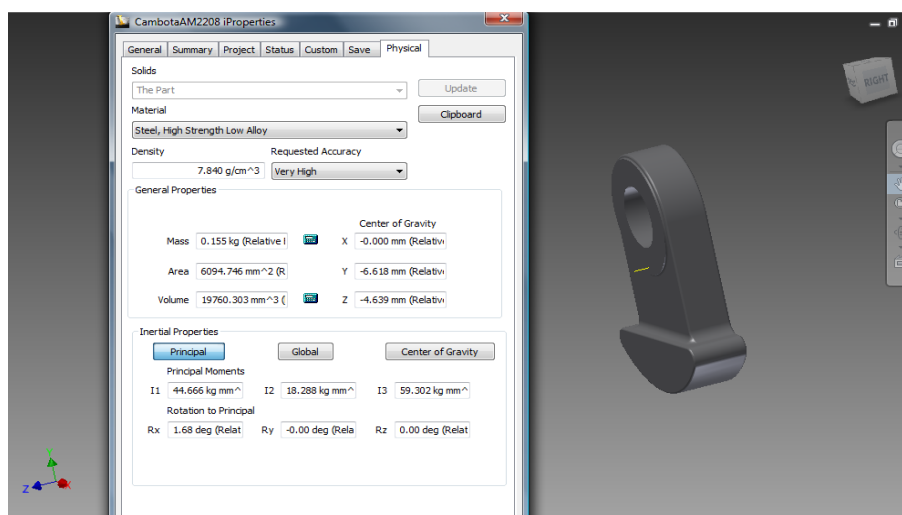


Figura 42 – Representação e principais propriedades do contrapeso de meia cambota em Autodesk Inventor Professional 2011.

O segundo passo para a determinação de qual o valor do parâmetro $r_{cg,c} \times m_c$ que minimiza o máximo do somatório das forças de inércia. A determinação do valor do parâmetro foi feita experimentando-se vários valores do parâmetro, desenhando-se assim para cada caso um novo contrapeso, de modo a encontrar-se o valor do produto óptimo.

Na Figura 43 pode ver-se a evolução do máximo do somatório das forças de inércia com o parâmetro $r_{cg,c} \times m_c$, o valor óptimo é de 1.138 E-3 m-kg para o mínimo de 74.72 N do máximo do somatório das forças de inércia.

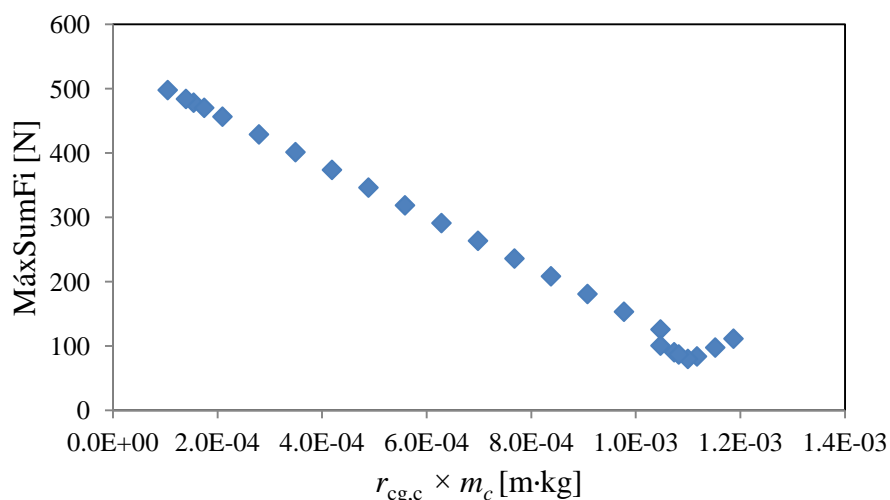


Figura 43 – Evolução do MáxSumFi com $r_{cg,c} \times m_c$ para o contrapeso da cambota.

A estratégia utilizada para a optimização de melhor relação $r_{cg,c}/m_c$ para os contrapesos da cambota, passa por variar $r_{cg,c}$ e m_c , de forma a manter constante o produto, sendo o óptimo aquele que permite diminuir o máximo do somatório das forças de inércia, MáxSumFi, e ainda de forma a minimizar o momento de inércia da cambota relativamente ao seu eixo de rotação. Tem-se como objectivo ter o motor o mais equilibrado possível gastando menor quantidade de energia para ser acelerado durante o funcionamento.

9.3. Determinação da espessura e largura da junta da cabeça do cilindro e da pré-tensão dos parafusos de aperto

A junta existente entre a cabeça do cilindro e o cilindro desempenha um papel fundamental no desempenho de um motor de combustão interna, já que esta é responsável principalmente pela vedação do gás presente na câmara de combustão. Por isso é importante que esta esteja em condições de permitir uma boa vedação, sendo assim necessário determinar qual a pré-tensão necessária nos parafusos de aperto da cabeça do cilindro ao cilindro em conjunto com a espessura e largura da junta. De uma forma simples a pré-tensão e a largura da junta vão ter uma grande influência na tensão de von Mises que surge na junta e a espessura vai ter influência na capacidade da junta suportar deformações normais à superfície superiores à deformação normal da cabeça do cilindro e do cilindro em regime elástico.

Para o cálculo da tensão equivalente de von Mises que surge na junta foi construída uma folha de cálculo de modo a que se pudesse avaliar a influência da largura e da pré-tensão dos parafusos. Posteriormente a junta em conjunto com a cabeça do cilindro foi analisada num programa de análise estrutural por elementos finitos, o mesmo utilizado para a análise do êmbolo, ANSYS Workbench 10.0, de modo a se poder verificar se a cabeça do cilindro teria rigidez suficiente para a tensão de von Mises que surgia na junta fosse o mais uniforme possível em toda junta.

A estratégia utilizada para a determinação da malha foi a mesma descrita para o caso do êmbolo, em 9.1.5, de forma a minimizar a influência do número de elementos na tensão de von Mises. Na Figura 43 pode ver-se a malha utilizada nas análises do conjunto cabeça do cilindro–junta.

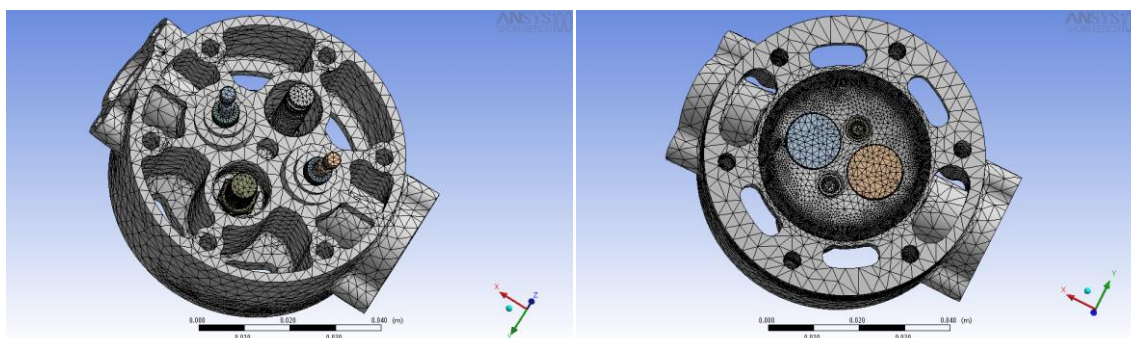


Figura 44 – Malha utilizada para a análise do conjunto cabeça do cilindro–junta.

Como se pode ver na Figura 44 foram utilizados 6 parafusos de modo a que a distribuição de tensão de von Mises na junta fosse o mais constante possível, sendo pouco influenciada pelos parafusos e também para diminuir a pré-tensão em cada parafuso.

Os critérios utilizados para garantir que a junta estava em condições de exercer a sua função são:

- Garantir que a tensão mínima de compressão na junta é não inferior à pressão máxima no cilindro durante o ciclo de funcionamento, 11.7 MPa;
- Garantir que com pressão no cilindro igual à pressão atmosférica a tensão na junta é superior à tensão limite elástico do material da junta e inferior à tensão de ruptura de modo a garantir que esta se deforma plasticamente quando é montada para se conseguir ajustar à superfície da cabeça do cilindro e do cilindro.

O material escolhido para a junta foi o cobre recozido devido ao facto de que a tensão de limite elástico, 70 MPa, e a de ruptura estarem bastante afastadas, 220 MPa.

Na Tabela 13 podem ver-se as características finais da junta e a pré-tensão dos parafusos utilizados.

Tabela 13 – Características da junta e dos parafusos utilizados.

Junta	
Material	Cobre recozido
$d_{int,j}$ [mm]	33.8
$d_{ext,j}$ [mm]	38.0
espessura, l_j [mm]	0.55
A_{junta} [m ²]	2.37E-4
Módulo de Young, E , [GPa]	110
Parafusos	
Material	Aço 12.9
Nº	6
Tipo	M4
F_{aperto} [N]	4680

A Figura 45 apresenta os carregamentos e constrangimentos usados na simulação.

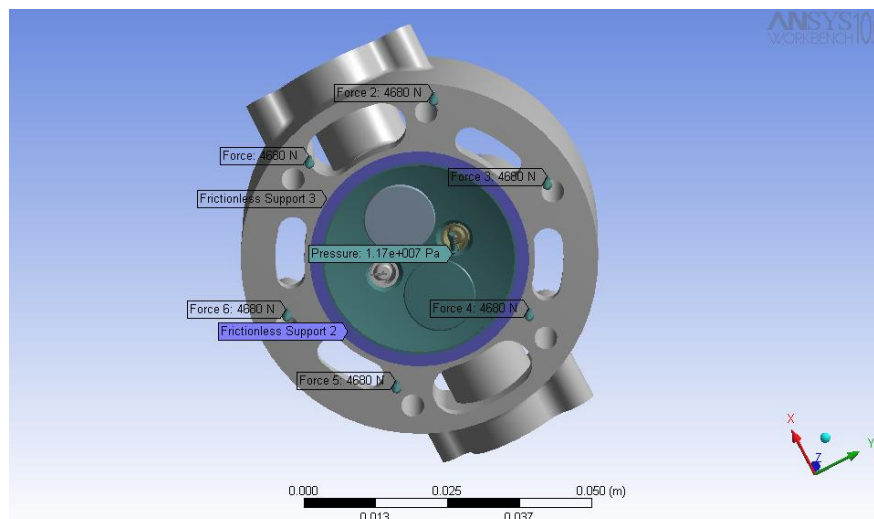


Figura 45 – Carregamento e constrangimentos utilizados na simulação do conjunto cabeça do cilindro-junta.

Na Figura 46 são apresentados os resultados para a tensão equivalente de von Mises e pode ver-se que a tensão mínima é de 13 MPa, verificada na periferia da junta, e que a tensão máxima é de 125 MPa. A distribuição de tensão na junta no diâmetro médio desta, é bastante uniforme, tendo valores desde os 45 MPa até aos 60 MPa.

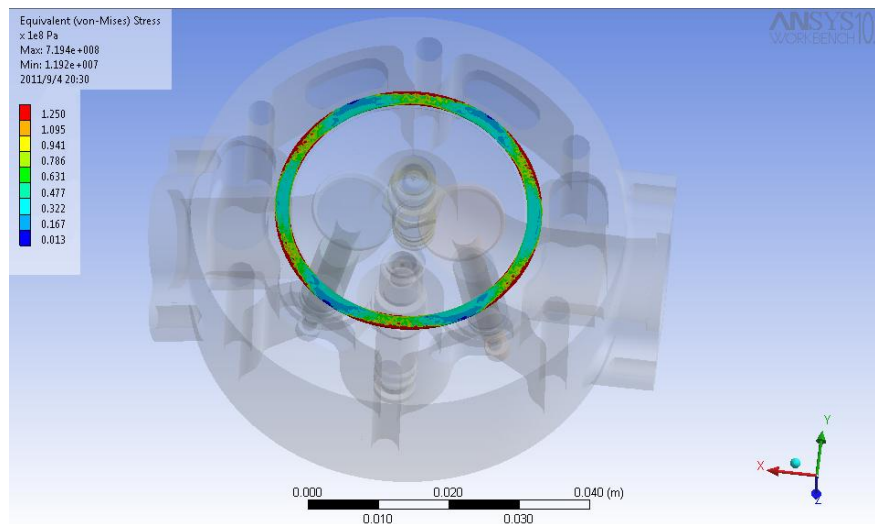


Figura 46 – Resultados da simulação para a tensão equivalente de von Mises, pré-tensão nos parafusos de 4680 N e pressão na câmara de combustão de 11.7 MPa.

Para a verificação da espessura da junta, l_j , é necessário calcular qual o alongamento máximo, Δl , a que a junta se consegue adaptar. Para o cálculo de Δl é utilizado o valor de tensão equivalente de von Mises de 30 MPa visto ser o valor que surge na parte mais interior da junta em relação à câmara de combustão. Para o cálculo de Δl foi utilizada a Lei de Hooke, Equação (38).

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (38)$$

Em que E representa o modulo de Young do material e ε a deformação, e é dado pela Equação (39).

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_j} \quad (39)$$

De que resulta a Equação (40).

$$\sigma = E \times \frac{\Delta l}{l_j} \quad (40)$$

Manipulando a Equação (40) pode chegar-se à Equação (41).

$$\Delta l = \frac{l_j \times \sigma}{E_a} \quad (41)$$

Usando a Equação (41) e os dados da Tabela 13 pode calcular-se o valor do alongamento normal máximo ao qual a junta se consegue adaptar, chegando-se assim ao valor de $0.1375E-6$ m. Na Figura 47 podem ver-se os resultados da simulação para o alongamento normal, segundo o eixo z, em que o alongamento máximo entre a zona a amarelo e a vermelho é de $0.076E-6$ m, verificando-se assim que a espessura da junta é suficiente.

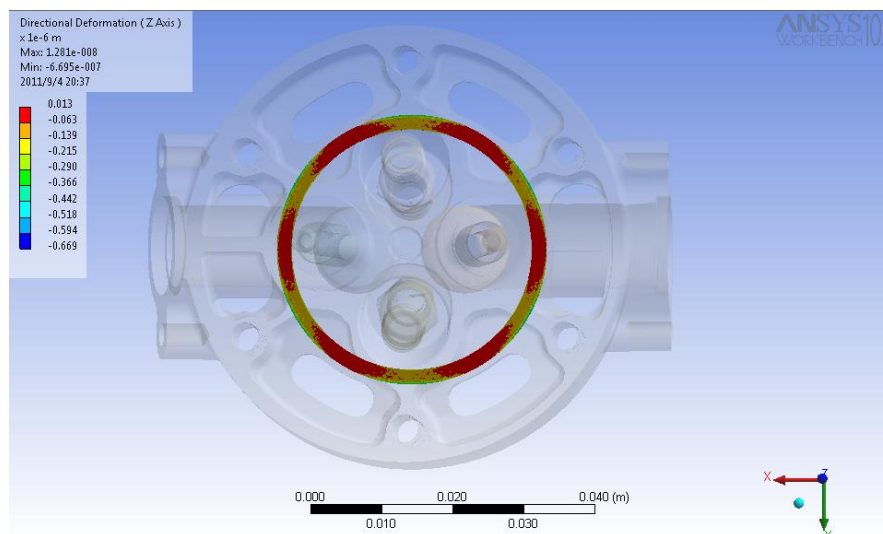


Figura 47 – Resultados da simulação para a deformação no eixo z, pré-tensão nos parafusos de 4680 N e pressão na câmara de combustão de 11.7 MPa.

O Anexo D apresenta algumas imagens do motor desenhadas em CAD.

10. CONCLUSÕES

Pode concluir-se que o estudo feito nesta dissertação conseguiu cumprir os objectivos de diminuir o consumo específico de combustível ao freio e a massa em relação ao motor actualmente ao serviço no Eco Veículo XC20i.

Foi criado um programa de simulação do conjunto veículo-motor que permite prever o desempenho do veículo em prova e ainda permite que sejam optimizadas as mais importantes variáveis como a velocidade de ligar/desligar o motor, relação de transmissão e número de ligações entre outros.

Também foi criado um programa de previsão da espessura de filme lubrificante entre o anel do êmbolo e o cilindro, já que o programa de simulação do CFM não estava a prever com fiabilidade o trabalho de atrito. O programa criado pode ser usado no futuro para optimização de perfis de anel do êmbolo e ser melhorado de modo a também prever o desgaste no anel do êmbolo e no cilindro.

O projecto preliminar do motor foi realizado utilizando o programa de simulação do CFM determinando-se assim as principais características geométricas e de operação do motor: diâmetro do cilindro; curso do êmbolo; comprimento da biela, ângulo do instante de ignição, ângulo de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, t_{inj} , etc, assim como as curvas características de desempenho e de funcionamento do motor

É apresentado o projecto pormenorizado de alguns componentes do motor, já que devido às limitações de espaço para a tese é impossível descrever o projecto pormenorizado de todos os componentes do motor. Foi apresentado o projecto detalhado do êmbolo, dos contrapesos da cambota de forma a garantir o equilíbrio do motor, e da junta da cabeça do cilindro.

O motor projectado tem uma cilindrada de 22.45 cm^3 e uma relação curso/diâmetro de 0.80, sendo a cilindrada e a relação curso/diâmetro bastante inferiores às do motor actual, respectivamente 31.65 cm^3 e 1.12. O binário máximo ao freio do motor projectado é de $1.74 \text{ N}\cdot\text{m}$ face aos $2.07 \text{ N}\cdot\text{m}$ do motor actual.

Os objectivos para este trabalho foram alcançados tendo-se projectado um motor com um consumo específico de combustível ao freio de $248.40 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ relativamente ao

valor de 272.62 g/kW·h do motor actualmente utilizado, M3165, representando uma melhoria de 11.0%. A massa do motor alcançada no fim do projecto foi de 6.058 kg, face a 7.057 kg do motor usado actualmente, verificando-se assim uma redução de 11.7%.

11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <http://www.ecoveiculo.com/pt/palmares.html>
- [2] http://fancyCarol.free.fr/activity/1_history.htm
- [3] <http://www.la-joliverie.com/microjoule---projets-pedagogiques/microjoule/lesresultats>
- [4] <http://www.estaca.fr/en/associations/pv3e.html>
- [5] <http://remmi-team.com/content/vehicles/>
- [6] <http://www.netcomposites.com/newspic.asp?6612>
- [7] Gonçalves, P. M. F. (2008), “Concepção de Um Motor de Combustão Interna para Um Veículo Automóvel de Extra-baixo Consumo de Combustível”, Tese de Mestrado, DEM-FCTUC, Coimbra, Setembro 2008.
- [8] Correia, J. P. T. (2011), “Optimização do Rendimento Energético de Um Motor de Combustão Interna para Participar nas Edições 2011 da Shell Eco-Marathon”, Tese de Mestrado, DEM-FCTUC, Coimbra, Julho 2011.
- [9] <http://www.ecoveiculo.com/pt/galeria.html>
- [10] <http://www.mister-solutions.co.uk/me-8-me8-ngk-spark-plug-h83-p.nsp>
- [11] Heywood, J. B. (1988), “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series.
- [12] Hamrock, B. J. (1994), “Fundamentals of Fluid Film Lubrication”, McGraw-Hill Inc., New York, 1994.
- [13] Tomanik, E. (2000), “Modelamento do Desgaste por Deslizamento em Anéis de Pistão de Motores de Combustão Interna”, Tese de Doutoramento, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, Julho 2000.
- [14] Smedley, G. (2004), “Piston Ring Design For Reduced Friction in Modern Internal Combustion Engines”, Master of Science in Mechanical Engineering, MIT, Massachusetts, USA, June 2004.
- [15] Wang, W. *et al.* (2001), “Numerical Simulation of Piston Ring in Mixed Lubrication”, State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing, China.
- [16] Takata, R and Wong, W., V. (2006) ”Effects of Lubricant Viscosity on Ring/Liner Friction in Advanced Reciprocating Engine Systems”, Sacramento, California, USA.
- [17] Khovakh, M. *et al* “Motor Vehicle Engines” MIR Publishers Moscow, Russia, 1976.

- [18] Carvalheira, P. and Gonçalves, P. (2006), “FEA of Two Engine Pistons Made of Aluminium Cast Alloy A390 and Ductile Iron 65-45-12 Under Service Conditions”, 5th International Conference on Mechanics and Materials in Design, Porto, Portugal, 24-26 July 2006.
- [19] Mollenhaur, K, *et al.* “Handbook of Diesel Engines”, Springer-Verlag, Heidelberg, Berlin, 2010.
- [20] Incropera, F. P., DeWitt, D.P. “Introduction to Heat Transfer”, 3rd edition, John Willey & Sons, 1996.

ANEXO A

A.1 Características técnicas do motor e de outros componentes

Na Tabela 14 são apresentadas as principais características do motor e de alguns componentes que o constituem.

Tabela 14 – Principais características do motor e de outros componentes

MOTOR	M2208
Curso do êmbolo, L , [mm]	26.25
Diâmetro do cilindro, B , [mm]	33.00
Cilindrada, V_d , [cm ³]	22.45
Relação de compressão, r_c , adimensional	15.50
Comprimento da biela, l , [mm]	58.00
Relação L/B , adimensional	0.80
Volume mínimo da câmara de combustão, V_c , [mm ³]	1475.3
Número de cilindros, n_c , adimensional	1
Raio da manivela, a , [mm]	13.13
Relação l/a , adimensional	4.42
VÁLVULA DE ADMISSÃO	
Ângulo de abertura da válvula de admissão, BTDC, IVO, [grau]	10
Ângulo de fecho da válvula de admissão, ABDC, IVC, [grau]	15
Diâmetro da válvula de admissão, DVI, [mm]	12.32
Largura da sede da válvula de admissão, WI, [mm]	0.831
Ângulo da sede da válvula de admissão, βI , [grau]	45
Levantamento da válvula de admissão, LVI, [mm]	3.35
Diâmetro da haste da válvula de admissão, DSI, [mm]	3.475
Número de válvulas de admissão, n_{VI} , adimensional	1
VÁLVULA DE ESCAPE	
Ângulo de abertura da válvula de escape, BBDC, EVO, [grau]	35
Ângulo de fecho da válvula de escape, ATDC, EVC, [grau]	0
Diâmetro da válvula de escape, DVE, [mm]	12.14
Largura da sede da válvula de escape, WE, [mm]	0.648
Ângulo da sede da válvula de escape, βE , [grau]	45
Levantamento da válvula de escape, LVE, [mm]	2.950
Diâmetro da haste da válvula de escape, DSE, [mm]	3.440
Número de válvulas de escape, n_{VE} , adimensional	1
VELA DE IGNIÇÃO	
Número de velas de ignição, n_{sp} , adimensional	2
INJECTOR	
	BOSCH EV6

A.2 Curvas características do motor final

A Figura 48 apresenta a evolução da potência ao freio, P_b , binário ao freio, T_b , e consumo específico de combustível ao freio, bsfc, com a velocidade de rotação, n , para o motor M2208.

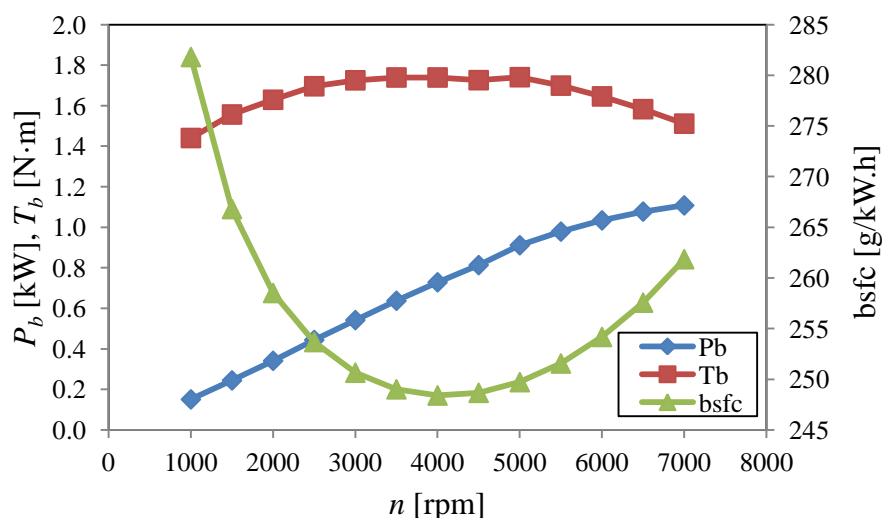


Figura 48 – Evolução da potência ao freio, binário ao freio e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação.

A Figura 49 apresenta a evolução do tempo de injeção, t_{inj} , e do ângulo de avanço de ignição, TI, com a velocidade de rotação, n , para o motor M2208, para uma pressão de injeção de 3.4 bar e uma densidade do combustível de 740 kg/m^3 .

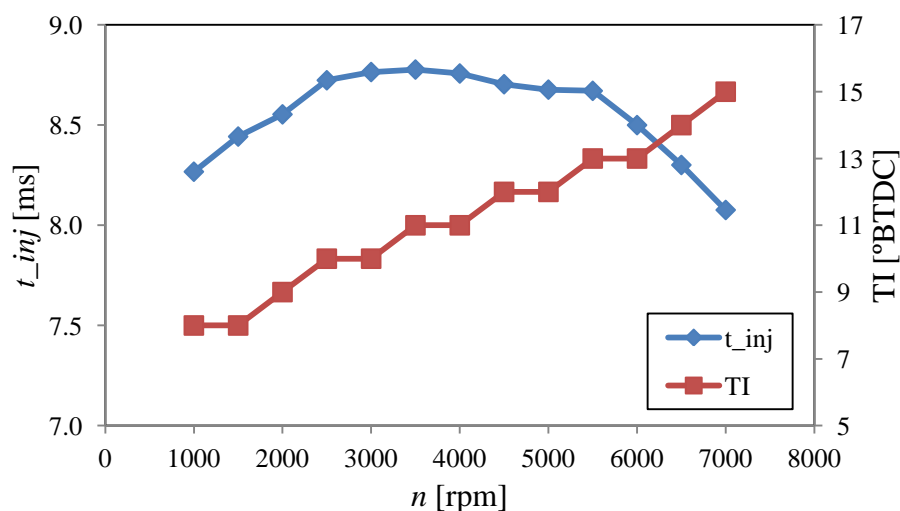


Figura 49 – Evolução do tempo de injeção e ângulo de avanço de ignição com a velocidade de rotação.

A.2 Comparação de massa dos principais componentes do motor M2208 e do motor M3165

Tabela 15 – Massa dos principais componentes do motor M2208.

Componente	Material	Nº	Massa unitária [kg]	Massa total [kg]	% na massa total
Cárter AM	Alumínio	1	0.257	0.257	4.09
Cárter VM	Alumínio	1	0.240	0.240	3.82
Cambota AM	Aço	1	0.214	0.214	3.41
Cambota VM	Aço	1	0.259	0.259	4.12
Volante Motor	Alumínio	1	0.188	0.188	2.99
Biela	Aço	1	0.042	0.042	0.67
Cilindro	Ferro Fundido	1	0.111	0.111	1.77
Embolo	Alumínio	1	0.026	0.026	0.42
Anéis (2)	Aço	1	0.002	0.002	0.04
Cavilhão Êmbolo	Aço	1	0.021	0.021	0.33
Cavilhão Cambota	Aço	1	0.056	0.056	0.89
Parafusos	Aço	6	0.004	0.024	0.38
Cilindro_M4x20					
Parafusos Aperto	Aço	6	0.007	0.042	0.67
Cabeça_M4x45					
Cabeça	Bronze-Alumínio	1	0.297	0.297	4.73
	AMPCO M4				
Vela	NGK ME8	2	0.011	0.022	0.35
Maxila	WC-CO	3	0.186	0.557	8.87
Embraiagem					
Molas	Aço	3	0.009	0.028	0.44
Embraiagem					
Parafuso Maxilas	Aço	3	0.021	0.064	1.02
Embraiagem					
Cilindro exterior	Alumínio	1	0.064	0.064	1.02
Total [kg]				2.51	40.01

Tabela 16 – Massa dos principais componentes do motor M3165.

Componente	Material	Nº	Massa unitária [kg]	Massa total [kg]	% na massa total
Cárter AM	Alumínio	1	0.425	0.425	6.03
Cárter VM	Alumínio	1	0.383	0.383	5.43
Cambota AM	Aço	1	0.257	0.257	3.64
Cambota VM	Aço	1	0.297	0.297	4.20
Volante Motor	Alumínio	1	0.187	0.187	2.65
Biela	Aço	1	0.054	0.054	0.76
Cilindro	Ferro Fundido	1	0.316	0.316	4.48
Embolo	Alumínio	1	0.029	0.029	0.41
Anéis (3)	Aço	1	0.003	0.003	0.05
Cavilhão Embolo	Aço	1	0.019	0.019	0.26
Cavilhão	Aço	1	0.056	0.056	0.79
Cambota					
Parafusos	Aço	4	0.007	0.030	0.42
Cilindro_M4x20					
Parafusos Aperto	Aço	4	0.006	0.023	0.32
Cabeça_M4x45					
Cabeça	Bronze-Alumínio	1	0.491	0.491	6.96
	AMPCO M4				
Vela	NGK CR6HIX	2	0.0276	0.055	0.72
Maxila	WC-CO	2	0.416	0.832	11.80
Embraiagem					
Molas	Aço	2	0.005	0.011	0.15
Embraiagem					
Parafuso Maxilas	Aço	2	0.021	0.043	0.60
Embraiagem					
Total [kg]				3.50	49.66

ANEXO B

Table 8-7 Material properties of aluminum piston alloys (strength values determined from bars produced separately)

Parameter		Eutectic			Hypereutectic	
		AlSi 12 CuNiMg permanent mold casting	AlSi 12 CuNiMg forged	AlSi 12 Cu4Ni2Mg permanent mold casting	AlSi 18 CuNiMg permanent mold casting	AlSi 25 CuNiMg forged
Tensile strength R_m N/mm ²	20°C	200...250	300...370	200...280	180...220	230...300
	50°C	180...200	250...300	180...240	170...210	210...260
	250°C	90...110	80...140	100...120	100...140	100...160
	350°C	35...55	50...100	45...65	60...80	60...80
Yield limit R_p 0,2 N/mm ²	20°C	190...230	280...340	190...260	170...210	220...260
	150°C	170...200	220...280	170...220	150...190	200...250
	250°C	70...100	60...120	80...110	100...140	80...120
	350°C	20...30	30...70	35...60	20...40	30...40
Elongation at fracture A %	20°C	0.1...1.5	1...3	<1	0.2...1.0	0.5...1.5
	150°C	1.0...1.5	2.5...4.5	<1	0.3...1.2	1...2
	250°C	2...4	10...20	1.5...2	1.0...2.2	3...5
	350°C	9...15	30...35	7...9	5...7	10...15
Fatigue strength (rotating bending fatigue) σ_{bw} N/mm ²	20°C	90...110	110...140	100...110	80...110	90...120
	150°C	75...85	90...120	80...90	60...90	70...110
	250°C	45...50	45...55	50...55	40...60	50...70
	350°C	20...25	30...40	35...40	15...30	20...30
Young's modulus E N/mm ²	20°C	80,000	80,000	84,000	83,000	84,000
	150°C	77,000	77,000	79,000	79,000	79,000
	250°C	72,000	72,000	75,000	75,000	76,000
	350°C	65,000	69,000	70,000	70,500	70,000
Thermal conductivity λ W/(mK)	20°C	155	158	125	143	157
	150°C	156	162	130	147	160
	250°C	159	166	135	150	163
	350°C	164	168	140	156	-
Mean linear thermal expansion 20...200°C (1/K)x10 ⁻⁶		20.6	20.6	20.0	19.9	20.3
Density ρ (g/cm ³)		2.68	2.68	2.77	2.68	2.68
Relative wear		1	1	~0.9	~0.8	~0.8
Brinell hardness HB 2.5/625			90...125			

Figura 50 – Propriedades da liga de alumínio AlSi12CuNiMg [19].

Tabela 17 – Principais elementos presentes na liga de alumínio AlSi12CuNiMg.

Elemento	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ni	Zn	Ti	Al
Quantidade %	11.8- 12.7	0.15	1.15- 1.45	0.09	1.2 - 1.5	0.85 - 1.15	0.04	0.09	restante

ANEXO C

C.1 Cinemática e dinâmica do sistema biela-manivela

C.1.1 Cinemática do movimento biela-manivela

Se o eixo do cilindro do motor for concorrente com o eixo da cambota, a distância entre o eixo do cavilhão do êmbolo e o eixo de rotação da cambota, s , é dada pela Eq. (C.1).

$$s = \left[a \cos \theta + (l^2 - a^2 (\sin \theta)^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{C.1})$$

Onde a é o raio da manivela da cambota, l é o comprimento da biela e θ é o ângulo de rotação da cambota.

O ângulo de inclinação da biela ϕ é dado pela Eq. (C.2).

$$\phi = \arcsin \left(\frac{a \sin \theta}{l} \right) \quad (\text{C.2})$$

O ângulo entre a manivela da cambota e a linha perpendicular ao eixo da biela, β , é dado pela Eq. (C.3).

$$\beta = 90^\circ - \phi - \theta \quad (\text{C.3})$$

L_{CGb} é a distância do centro de gravidade da biela ao eixo do pé da biela. Considera-se que o centro de gravidade da biela está sobre a linha que resulta da intersecção do plano que contem os eixos das chumaceiras do pé e da cabeça da biela e o plano de simetria da biela perpendicular aos eixos das chumaceiras do pé e da cabeça da biela.

Considera-se um sistema de eixos de referência com origem na intersecção do eixo da cambota, e do eixo do cilindro em que o eixo y tem origem no sistema de eixos, coincide com o eixo da cambota e tem sentido positivo para o lado do volante do motor, o eixo z tem origem no sistema de eixos e coincide com o eixo do cilindro e tem sentido positivo na direcção do cilindro, o eixo x tem origem no sistema de eixos, é perpendicular aos eixos y e z e forma com estes um sistema directo.

As coordenadas do centro de gravidade da biela relativamente a este sistema de eixos são dadas pelas Eq.(C.4) e Eq.(C.5).

$$x_{CGb} = L_{CGb} \sin \phi \quad (C.4)$$

$$z_{CGb} = s - L_{CGb} \cos \phi \quad (C.5)$$

A velocidade e a aceleração do centro de gravidade da biela são dadas pelas Eq.(C.6) e Eq.(C.7), respectivamente.

$$\mathbf{v}_{CGb} = \frac{d\mathbf{r}_{CGb}}{dt} = \frac{dx_{CGb}}{dt} \mathbf{i} + \frac{dz_{CGb}}{dt} \mathbf{k} \quad (C.6)$$

$$\mathbf{a}_{CGb} = \frac{d^2\mathbf{r}_{CGb}}{dt^2} = \frac{d^2x_{CGb}}{dt^2} \mathbf{i} + \frac{d^2z_{CGb}}{dt^2} \mathbf{k} \quad (C.7)$$

No mecanismo biela-manivela designamos pelo número 1 a chumaceira do pé da biela, pelo número 2 a chumaceira da cabeça da biela e pelo número 3 a chumaceira principal da cambota.

C.2 Forças de inércia e momentos de inércia

Na análise que efectuaremos a seguir iremos analisar de forma estática um problema de dinâmica pelo que as forças de inércia \mathbf{F}_i que actuam num componente serão

dadas pela Eq. (C.8) e os momentos de inércia M_i que actuam num componente serão dados pela Eq. (C.9).

$$F_i = -ma \quad (C.8)$$

$$M_i = -I\gamma \quad (C.9)$$

C.2.1 Força de inércia devida ao movimento de translação do êmbolo

A força de inércia aplicada na chumaceira do pé da biela devida ao movimento de translação no êmbolo é dada pelas Eqs. (C.10) e (C.11) ou (C.12) e (C.13).

$$F_{1xi,p} = -m_p a_{x,p} \quad (C.10)$$

$$F_{1zi,p} = -m_p a_{z,p} \quad (C.11)$$

$$F_{1xi,p} = -m_p \times 0 = 0 \quad (C.12)$$

$$F_{1zi,p} = -m_p \frac{d^2 s}{dt^2} \quad (C.13)$$

$$m_p = m_{emb} + m_{seg} + m_{cavp} + m_{rolp} + m_{fjp} \quad (C.14)$$

Na massa do êmbolo, m_p , está incluída a massa do êmbolo, m_{emb} , a massa dos anéis do êmbolo, m_{seg} , a massa do cavilhão do êmbolo, m_{cavp} , a massa do rolamento do cavilhão do êmbolo, m_{rolp} , se existir, e a massa dos freios do cavilhão do êmbolo, m_{fjp} , se existirem.

C.2.2 Forças de inércia na biela

C.2.2.1 Forças de inércia devidas ao movimento de translação da biela

As forças de inércia que actuam no centro de gravidade (ou centro de massa) da biela e devidas ao movimento de translação na biela são dadas pelas Eqs. (C.15) e (C.16).

$$F_{xi,CGb} = -m_b a_{x,CGb} \quad (C.15)$$

$$F_{zi,CGb} = -m_b a_{z,CGb} \quad (C.16)$$

As forças que actuam nas chumaceiras 1 e 2 da biela e que são equivalentes às forças de inércia que actuam no centro de gravidade da biela e que são devidas ao movimento de translação na biela são dadas pelas Eqs. (C.17) a (C.20) ou (C.21) a (C.24).

$F_{1xi,mt}$ – Componente segundo x da força de inércia que actua na chumaceira 1 e que é devida ao movimento de translação da biela.

$F_{1zi,mt}$ – Componente segundo z da força de inércia que actua na chumaceira 1 e que é devida ao movimento de translação da biela.

$F_{2xi,mt}$ – Componente segundo x da força de inércia que actua na chumaceira 2 e que é devida ao movimento de translação da biela.

$F_{2zi,mt}$ – Componente segundo z da força de inércia que actua na chumaceira 2 e que é devida ao movimento de translação da biela.

$$F_{1xi,mt} = F_{x,CGb} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) \quad (C.17)$$

$$F_{1zi,mt} = F_{z,CGb} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) \quad (C.18)$$

$$F_{2xi,mt} = F_{x,CGb} \frac{L_{CGb}}{l} \quad (C.19)$$

$$F_{2zi,mt} = F_{z,CGb} \frac{L_{CGb}}{l} \quad (C.20)$$

$$F_{1xi,mt} = -m_b \frac{d^2 x_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) \quad (C.21)$$

$$F_{1zi,mt} = -m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) \quad (C.22)$$

$$F_{2xi,mt} = -m_b \frac{d^2 x_{CGb}}{dt^2} \frac{L_{CGb}}{l} \quad (C.23)$$

$$F_{2zi,mt} = -m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \frac{L_{CGb}}{l} \quad (C.24)$$

C.2.2.2 Forças de inércia devidas ao movimento de rotação da biela

O momento do binário das forças de inércia que actuam na biela e que são devidas ao movimento de rotação da biela é dado pela Eq. (C.25):

$$M = -I_{yy,CGb} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (C.25)$$

Consideremos um binário de forças F_{T1} e F_{T2} no plano xz , com linhas de acção perpendiculares ao eixo da biela, de igual módulo e de sentido oposto, actuando nas chumaceiras 1 e 2 da biela e que produz um momento igual ao das forças de inércia que são devidas ao movimento de rotação da biela. F_{T2} relaciona-se com M pela Eq. (C.26) seguinte onde l é o comprimento da biela:

$$M = lF_{T2} \quad (C.26)$$

De onde resulta a Eq. (C.27):

$$F_{T2} = -\frac{I_{yy,CGb} \frac{d^2\phi}{dt^2}}{l} \quad (C.27)$$

$$F_{T1} = -F_{T2} \quad (C.28)$$

As forças que actuam nas chumaceiras 1 e 2 da biela e que são equivalentes às forças de inércia que actuam na biela e que são devidas o movimento de rotação na biela são dadas pelas Eqs. (C.29) a (C.32) ou (C.33) a (C.36).

$F_{1xi,ma}$ – Componente segundo x da força de inércia que actua na chumaceira 1 e que é devida ao movimento angular da biela.

$F_{1zi,ma}$ – Componente segundo z da força de inércia que actua na chumaceira 1 e que é devida ao movimento angular da biela.

$F_{2xi,ma}$ – Componente segundo x da força de inércia que actua na chumaceira 2 e que é devida ao movimento angular da biela.

$F_{2zi,ma}$ – Componente segundo z da força de inércia que actua na chumaceira 2 e que é devida ao movimento angular da biela.

$$F_{1xi,ma} = F_{T1} \cos \phi \quad (C.29)$$

$$F_{1zi,ma} = F_{T1} \sin \phi \quad (C.30)$$

$$F_{2xi,ma} = F_{T2} \cos \phi \quad (C.31)$$

$$F_{2zi,ma} = F_{T2} \sin \phi \quad (\text{C.32})$$

$$F_{1xi,ma} = \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \cos \phi \quad (\text{C.33})$$

$$F_{1zi,ma} = \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi \quad (\text{C.34})$$

$$F_{2xi,ma} = -\frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \cos \phi \quad (\text{C.35})$$

$$F_{2zi,ma} = -\frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi \quad (\text{C.36})$$

C.2.3 Força de inércia que actua na cambota

A força de inércia que actua na cambota resulta do movimento de rotação desta em torno do seu eixo de rotação à velocidade angular ω e do facto do seu centro de massa não coincidir com o eixo de rotação da cambota estando afastado deste de uma distância R_{CGc} . As componentes desta força segundo os eixos dos x e dos z são dadas pelas Eqs. (C.37) e (C.38).

$$F_{3xi} = -(m_{cambota} + m_{rolcabbie}) \omega^2 R_{CGc} \sin \theta \quad (\text{C.37})$$

$$F_{3zi} = -(m_{cambota} + m_{rolcabbie}) \omega^2 R_{CGc} \cos \theta \quad (\text{C.38})$$

C.2.4 Resultante das forças de inércia

A resultante das forças de inércia é responsável pelas vibrações do motor segundo os eixos dos x e z .

A resultante das forças de inércia segundo o eixo dos x é F_{xi} e é dada pela Eq. (C.39).

$$F_{xi} = F_{1xi,p} + F_{1xi,mt} + F_{1xi,ma} + F_{2xi,mt} + F_{2xi,ma} + F_{3xi} \quad (C.39)$$

A resultante das forças de inércia segundo o eixo dos z é F_{zi} e é dada pela Eq. (C.40).

$$F_{zi} = F_{1zi,p} + F_{1zi,mt} + F_{1zi,ma} + F_{2zi,mt} + F_{2zi,ma} + F_{3zi} \quad (C.40)$$

C.2.5 Momento resultante das forças de inércia

O momento resultante das forças de inércia relativamente ao eixo dos y é um dos responsáveis pelas vibrações do motor em torno do eixo dos y e é dado pela Eq. (C.41).

$$M_{y,Fi} = (F_{1xi,p} + F_{1xi,mt} + F_{1xi,ma})s + (F_{2xi,mt} + F_{2xi,ma})a \cos \theta + F_{3xi} \times 0 - (F_{1zi,p} + F_{1zi,mt} + F_{1zi,ma}) \times 0 - (F_{2zi,mt} + F_{2zi,ma})a \sin \theta - F_{3zi} \times 0 \quad (C.41)$$

C.3 Outras forças que actuam no êmbolo

C.3.1 Força devida às pressões a actuarem no êmbolo

Dado que a face do êmbolo virada para o cilindro está sujeita à pressão no cilindro, p_c , e a face do êmbolo virada para o cárter do motor está sujeita à pressão atmosférica, p_{atm} ,

a força resultante devida às pressões a actuarem no êmbolo é dada pela Eqs. (C.42) e (C.43).

$$F_{px} = 0 \quad (C.42)$$

$$F_{pz} = -(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} \quad (C.43)$$

C.3.2 Força devida ao atrito entre êmbolo e cilindro e anéis e cilindro

A força devida ao atrito entre o êmbolo e cilindro e entre os anéis e cilindro é calculada considerando que o atrito entre o êmbolo e o cilindro e entre os anéis e cilindro é devido a tensões viscosas de acordo com a lei de Newton, Eq. (C.44), e é dada pelas Eqs. (C.45) a (C.49). Na Eq. (C.44) τ_j é a tensão viscosa, μ_j é a viscosidade dinâmica do fluido, dv é a diferença de velocidade entre duas camadas de fluido separadas de uma distância dy na direcção perpendicular à das camadas de fluido. Nas Eqs. (C.44) a (C.49) A_j é a área do êmbolo ou do anel sujeita à tensão viscosa τ_j , $e_{j\theta}$ é a espessura do filme de lubrificante entre o êmbolo e o cilindro ou entre o anel e o cilindro, h_j é a altura do êmbolo correspondente à área A_j ou a altura do anel correspondente à área A_j , $\mu_{j\theta}$ é a viscosidade dinâmica do lubrificante.

$$\tau_j = \mu_j \frac{dv}{dy} \quad (C.44)$$

$$F_{apx} = 0 \quad (C.45)$$

$$F_{apz} = -\sum_j \tau_j A_j \quad (C.46)$$

$$F_{apz} = -\sum_j \mu_{j\theta} \frac{ds}{dt} \frac{1}{e_{j\theta}} \pi B h_j \quad (\text{C.47})$$

$$F_{apz} = -\frac{ds}{dt} \sum_j \mu_{j\theta} \frac{\pi B h_j}{e_{j\theta}} \quad (\text{C.48})$$

$$F_{apz} = -k_\theta \frac{ds}{dt} \quad (\text{C.49})$$

C.3.3 Reacção normal exercida pela parede do cilindro no êmbolo

A reacção normal exercida pela superfície da parede do cilindro no êmbolo é devida às forças que actuam no êmbolo com a direcção do cilindro e ao ângulo de inclinação da biela e às forças que actuam no êmbolo com a direcção do eixo dos xx e surge para que o êmbolo tenha um movimento linear segundo o eixo do cilindro. Esta força é calculada usando as Eqs. (C.50) e (C.51).

$$\begin{aligned} R_{1x} = & - \left[- (p_c - p_{am}) \frac{\pi B^2}{4} - k_\theta \frac{ds}{dt} - (m_{emb} + m_{seg} + m_{cavp} + m_{rotp} + m_{fp}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] \tan \phi \\ & - \left[+ m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) + \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi \right] \tan \phi \\ & + m_b \frac{d^2 x_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) - \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \cos \phi \end{aligned} \quad (\text{C.50})$$

$$R_{1z} = 0 \quad (\text{C.51})$$

C.4 Forças que actuam na chumaceira do pé da biela

Para analisarmos as forças que actuam na biela vamos utilizar a abordagem de transformar um problema de dinâmica num problema de estática introduzindo uma força de inércia igual ao produto da massa da biela pelo simétrico da aceleração linear da biela e introduzindo um binário cujo momento é igual ao produto do momento de inércia da biela relativamente ao eixo dos yy que passa pelo centro de gravidade da biela pelo simétrico da aceleração angular da biela.

Designamos por F_1 a força aplicada na chumaceira do pé da biela actuando na biela. Para esta força são válidas as equações seguintes:

$$F_1 = F_{1x}i + F_{1z}k \quad (C.52)$$

$$F_1 = F_1 \cos \theta_1 i + F_1 \sin \theta_1 k \quad (C.53)$$

$$F_1 = (F_{1x}^2 + F_{1z}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (C.54)$$

$$\theta_1 = \arctan \frac{F_{1z}}{F_{1x}} \quad (C.55)$$

A força F_1 tem componentes devidas à pressão no cilindro, ao atrito entre o êmbolo e anel e o cilindro, às forças de inércia devidas ao movimento do êmbolo, anel e cavilhão do êmbolo

$$F_1 = F_p + F_{ap} + F_{li,p} + R_1 + F_{1,mt} + F_{1,ma} \quad (C.56)$$

$$\begin{aligned}
F_{1x} = & \left[(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} + k_\theta \frac{ds}{dt} + (m_{emb} + m_{seg} + m_{cavp} + m_{rolp} + m_{fp}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] \tan \phi \\
& + \left[-m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) - \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi \right] \tan \phi \\
& + m_b \frac{d^2 x_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) - \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \cos \phi
\end{aligned} \tag{C.57}$$

$$\begin{aligned}
F_{1z} = & \left[-(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} - k_\theta \frac{ds}{dt} - (m_{emb} + m_{seg} + m_{cavp} + m_{rolp} + m_{fp}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] \\
& + m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \left(1 - \frac{L_{CGb}}{l} \right) - \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi
\end{aligned} \tag{C.58}$$

Designamos por F_2 a força aplicada na chumaceira da cabeça da biela actuando na biela. Para esta força são válidas as equações seguintes:

$$\mathbf{F}_2 = F_{2x} \mathbf{i} + F_{2z} \mathbf{k} \tag{C.59}$$

$$\mathbf{F}_2 = F_2 \cos \theta_2 \mathbf{i} + F_2 \sin \theta_2 \mathbf{k} \tag{C.60}$$

$$F_2 = (F_{2x}^2 + F_{2z}^2)^{\frac{1}{2}} \tag{C.61}$$

$$\theta_2 = \arctan \frac{F_{2z}}{F_{2x}} \tag{C.62}$$

A força F_2 tem componentes devidas à pressão no cilindro, ao atrito entre o êmbolo e anéis e o cilindro, às forças de inércia devidas ao movimento do êmbolo, anéis e cavilhão do êmbolo, à reacção normal da parede do cilindro no êmbolo, às forças de inércia devidas ao movimento de translação da biela e forças de inércia devidas ao movimento de rotação da biela.

$$\mathbf{F}_2 = -\mathbf{F}_p - \mathbf{F}_{ap} - \mathbf{F}_{i,p} - \mathbf{R}_1 + \mathbf{F}_{2,mt} + \mathbf{F}_{2,ma} \tag{C.63}$$

$$F_{2x} = \left[-(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} - k_\theta \frac{ds}{dt} - (m_{emb} + m_{seg} + m_{cavp} + m_{rolp} + m_{fp}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] \tan \phi - m_b \frac{d^2 x_{CGb}}{dt^2} \frac{L_{CGb}}{l} - \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \cos \phi \quad (C.64)$$

$$F_{2z} = \left[(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} + k \frac{ds}{dt} + (m_{emb} + m_{seg} + m_{cavp} + m_{rolp} + m_{fp}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] - m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \frac{L_{CGb}}{l} - \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi \quad (C.65)$$

Designamos por F_3 a força total aplicada nas duas chumaceiras da cambota que suportam o cilindro. Para esta força são válidas as equações seguintes:

$$F_3 = F_{3x} \mathbf{i} + F_{3z} \mathbf{k} \quad (C.66)$$

$$F_3 = F_3 \cos \theta_3 \mathbf{i} + F_3 \sin \theta_3 \mathbf{k} \quad (C.67)$$

$$F_3 = (F_{3x}^2 + F_{3z}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (C.68)$$

$$\theta_3 = \arctan \frac{F_{3z}}{F_{3x}} \quad (C.69)$$

A força que o moente da cambota exerce na biela é igual em módulo e de sentido contrário à força que a biela exerce no moente da cambota.

A força que a cambota exerce na chumaceira principal da cambota, chumaceira 3, é igual à soma da força que a biela exerce no moente da cambota com a força de inércia que actua na cambota devida ao seu movimento de rotação e ao facto do seu centro de massa não coincidir com o seu eixo de rotação e é dada pela Eqs. (C.70) e (C.71).

$$F_{3x} = -(m_{cambota} + m_{rolcabbie})\omega^2 R_{CGc} \sin \theta - F_{2x} \quad (C.70)$$

$$F_{3z} = -(m_{cambota} + m_{rolcabbie})\omega^2 R_{CGc} \cos \theta - F_{2z} \quad (C.71)$$

$$\begin{aligned} F_{3x} = & -(m_{cambota} + m_{rolcabbie})\omega^2 R_{CGc} \sin \theta \\ & + \left[(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} + k \frac{ds}{dt} + (m_{emb} + m_{seg} + m_{cav,emb} + m_{rol} + m_{freios}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] \tan \phi \\ & + m_b \frac{d^2 x_{CGb}}{dt^2} \frac{L_{CGb}}{l} + \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \cos \phi \end{aligned} \quad (C.72)$$

$$\begin{aligned} F_{3z} = & -(m_{cambota} + m_{rolcabbie})\omega^2 R_{CGc} \cos \theta \\ & - \left[(p_c - p_{atm}) \frac{\pi B^2}{4} + k \frac{ds}{dt} + (m_{emb} + m_{seg} + m_{cav,emb} + m_{rol} + m_{freios}) \frac{d^2 s}{dt^2} \right] \\ & + m_b \frac{d^2 z_{CGb}}{dt^2} \frac{L_{CGb}}{l} + \frac{I_{yy,CGb}}{l} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \sin \phi \end{aligned} \quad (C.73)$$

A força de inércia que actua na estrutura do motor e responsável pelas vibrações com movimentos segundo os eixos dos x e dos z é igual à soma das forças de inércia que actuam no êmbolo, na biela e na cambota. A resultante que actua na estrutura do motor é a soma das forças de atrito e de inércia que actuam na estrutura do motor.

$$\sum F_{xi} = F_{x,ip} + F_{x,ib,mt} + F_{x,ib,ma} + F_{x,ic} \quad (C.74)$$

$$\sum F_{zi} = F_{z,ip} + F_{z,ib,mt} + F_{z,ib,ma} + F_{z,ic} \quad (C.75)$$

Desprezando o atrito nas chumaceiras do motor, o momento que actua na estrutura do motor resultante de forças não inerciais é igual ao produto da força lateral aplicada no êmbolo pela distância s entre o eixo de rotação da cambota e o eixo do cavilhão do êmbolo.

$$M_{y,nFi} = F_{1x} \times s \quad (C.76)$$

C.5 Momento resultante

O momento resultante aplicado na cambota do motor é igual à soma do momento resultante das forças não inerciais e do momento resultante das forças inerciais de acordo com a Eq. (C.77)

$$M_y = M_{y,Fi} + M_{y,Fni} \quad (C.77)$$

ANEXO D

D.1 Imagens do Motor

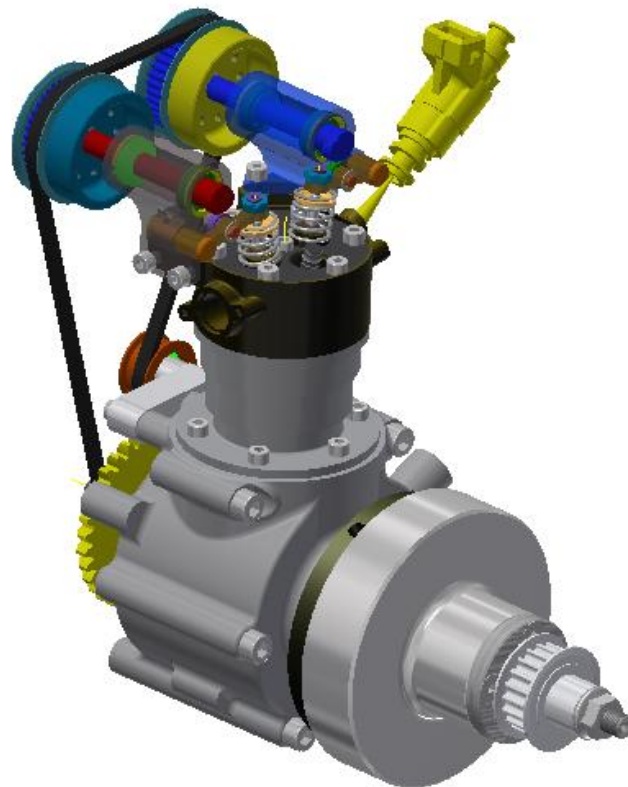


Figura 51 – Representação em CAD do motor M2208.

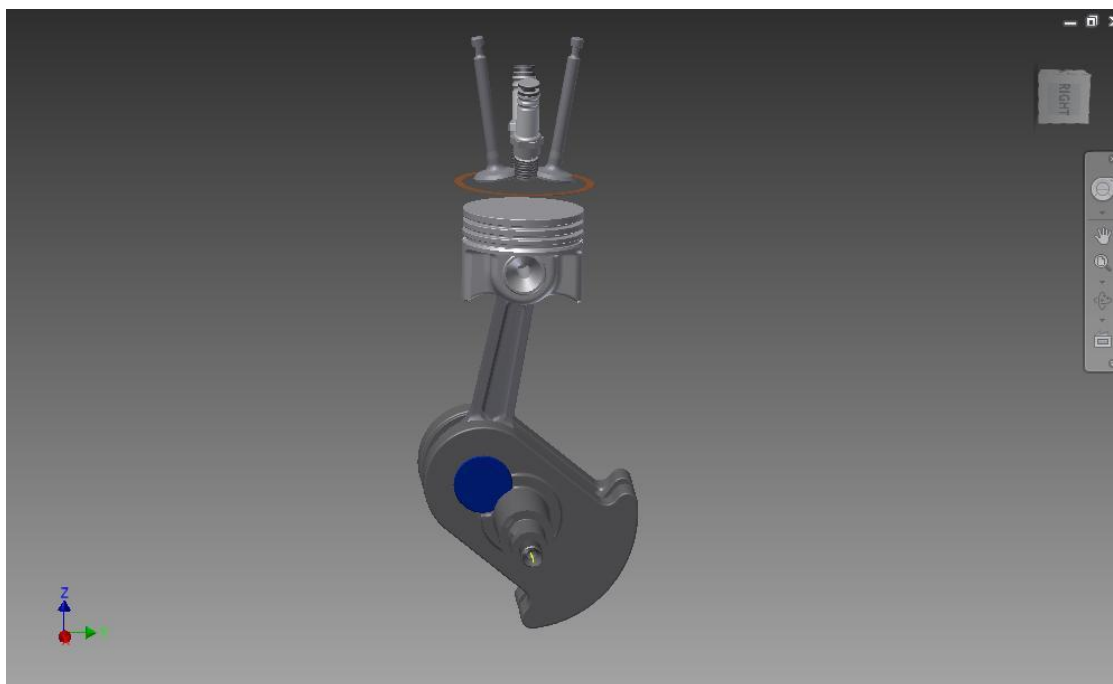


Figura 52 – Sistema êmbolo-biela-manivela em CAD.

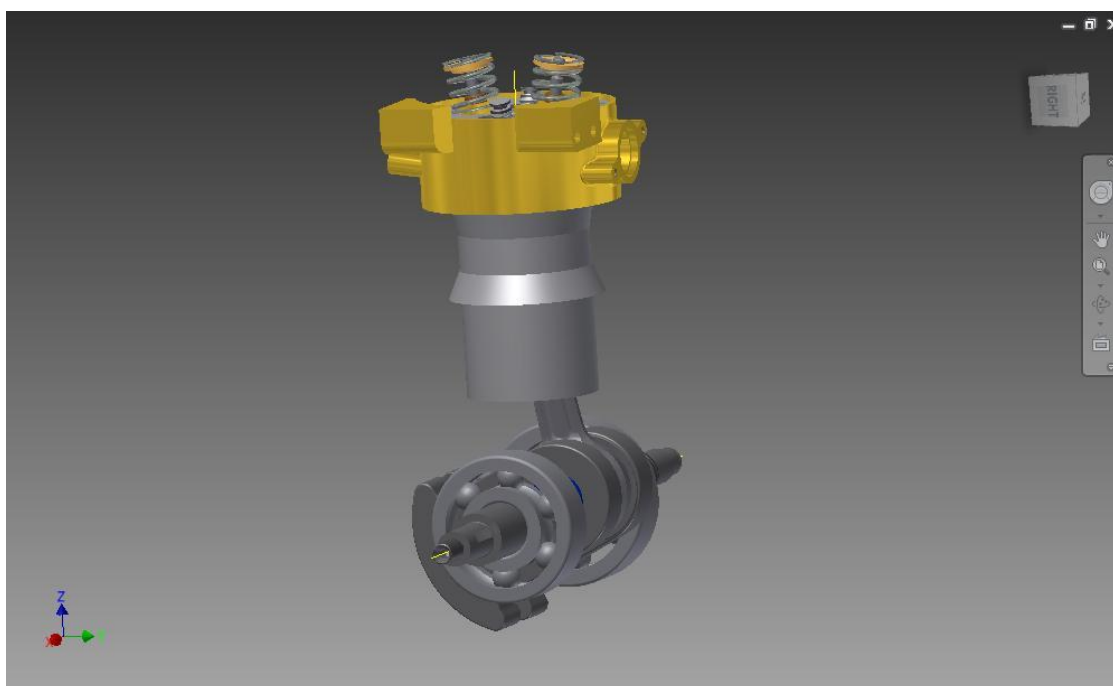


Figura 53 – Alguns componentes do motor M2208.