



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA  
MECÂNICA

# Otimização do Consumo Específico de Combustível ao Freio de um Motor de Combustão Interna para Participar nas Edições 2014 da SHELL Eco-marathon

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

Autor

Jorge Miguel Ferreira Nunes

Orientador

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa  
Professor Associado c/ Agregação da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva  
Ribeiro  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Orientador Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

---

Coimbra, Fevereiro, 2014



“Transforme as pedras que você tropeça nas pedras da sua escada.”

Sócrates [469 a.C - 399 a.C]

A todos os que me fizeram ser como sou.



## Agradecimentos

Começo por agradecer à minha família, em particular aos meus pais, os grandes responsáveis pela educação da minha pessoa, alicerces da minha construção individual cuja competência como pais me permitiu sempre encontrar forças e concentração para lutar contra as adversidades e manter-me firme no sinuoso caminho que segui para atingir este objetivo.

À Sílvia, por sempre acreditar, apoiar e caminhar a meu lado quase desde o início e pelo estímulo que a sua curiosidade e interesse pelo meu saber me deu ao longo do curso.

Uma palavra de apreço particular à equipa de trabalho do armazém da ARS Centro, onde sou funcionário, pelo incentivo, preocupação e interesse demonstrados na parte final do meu percurso académico.

A todos os amigos e colegas de faculdade que de alguma forma contribuíram para a minha aprendizagem.

Aos professores que me transmitiram o seu conhecimento, nomeadamente os que se destacaram por ter a capacidade de me estimular, e em particular ao Professor Doutor Pedro Carvalheira pela empatia, confiança e disponibilidade que sempre demonstrou e pela sabedoria que me transmitiu ao longo destes últimos meses.

Ao Professor Doutor Baranda Ribeiro pela receptividade demonstrada, como Coordenador de Curso MIEM, aquando do meu pedido de transferência fora de prazo para a Universidade de Coimbra que culmina nesta Dissertação de Mestrado.

O meu profundo agradecimento!

## Resumo

O objetivo deste trabalho consiste em otimizar o consumo específico de combustível ao freio do motor de combustão interna M3165 que propulsiona o Eco Veículo XC20i com o intuito de o tornar mais competitivo na participação das edições de 2014 da SHELL Eco-marathon (SEM).

Como enquadramento são apresentadas as linhas gerais da estrutura e regulamento da SEM na categoria onde se insere o Eco Veículo, assim como um resumo do histórico do veículo, que o levou à forma e performance atuais, e explicados de forma detalhada os contornos e procedimentos da realização dos ensaios experimentais em ambiente laboratorial.

Seguidamente são apresentados os resultados das simulações numéricas realizadas em computador e dos testes experimentais, realizados em banco de ensaio, em que foi quantificado o efeito da utilização de diferentes óleos lubrificantes no motor e de algumas variáveis de operação deste, nomeadamente a temperatura do cárter, temperatura da cabeça do cilindro, tempos de injeção, riqueza da mistura ar-combustível, condições climáticas, entre outros.

A análise destes resultados permite perceber de que forma a combinação destas variáveis influencia o desempenho do motor, somando-se à experiência obtida nas edições anteriores, assim como permite o conhecimento mais pormenorizado de alguns componentes que, direta ou indiretamente, intervêm no bsfc do motor. Este conhecimento resulta numa melhor preparação para a prova, pois com a identificação das condições ótimas de funcionamento em termos térmicos permite promover alterações de materiais ou isolamento a curto prazo, aperfeiçoar a programação da centralina (ECU) do motor, adaptando-a a diferentes circunstâncias, definir a melhor estratégia de prova e melhorar a capacidade de intervenção imediata durante a competição sempre com o objetivo de minimizar o consumo e obter uma boa classificação.

**Palavras-chave:** [SHELL Eco-marathon], [Motor de combustão interna], [Eficiência energética], [Otimização], [Consumo específico de combustível ao freio], [Parâmetros de funcionamento].

## Abstract

The objective of this work is to optimize the brake specific fuel consumption of an internal combustion engine, the M3165, which drives the Eco Veículo XC20i in order to make it more competitive in the participation of the 2014 editions of the SHELL Eco-marathon (SEM).

As an introduction we present the outline of the structure and regulation of SEM in the category where the Eco Veículo is inserted, and a summary of the history of the vehicle, which led to the present form and performance, and are explained in detail the contours and procedures of the experimental tests in the laboratory.

Following, are presented the results of numerical simulations performed in a digital computer and of experimental tests conducted in an engine test bench, in which the effect of using different lubricants in the engine and some variables of its operation were quantified, namely the crankcase temperature, cylinder head temperature, injection duration, equivalence ratio of the air-fuel mixture, ambient conditions, among others.

The analysis of these results allows understanding how the combination of these variables influences the engine performance, adding to the experience gained in previous editions as well as allows more detailed knowledge of some components that directly or indirectly influences the engine's bsfc. This knowledge results in better preparedness for the competition, because the identification of the optimal operating thermal conditions, allows to promote changes in materials or thermal insulation in the short term, to improve the ECU programming, adapting it to different circumstances, to define the best race strategy and improves the capacity for immediate intervention during the competition, always aiming to minimize fuel consumption and get a good ranking.

**Keywords** [Internal combustion engine], [Energetic efficiency], [Optimization], [Brake specific fuel consumption], [Operating parameters], [SHELL Eco-marathon].

# Índice

1.	Introdução .....	1
2.	Enquadramento .....	3
2.1.	SHELL Eco-marathon.....	3
2.2.	Eco Veículo.....	3
2.2.1.	Protótipo XC01/XC01i.....	5
2.2.2.	Motor HONDA GX22.....	6
2.2.3.	Protótipo XC20i .....	7
2.2.4.	Motor M3165 .....	9
2.2.5.	Protótipo EV03i.....	10
2.3.	Estratégia de prova.....	10
3.	Banco de ensaios .....	11
3.1.	Roda de inércia.....	11
3.2.	Embraiagem .....	12
3.3.	Sistema de injeção/ignição ECU HALTECH E6K .....	12
3.4.	<i>Software</i> de programação da ECU .....	15
3.5.	Simulação do CFM .....	20
3.6.	Injetor .....	24
3.7.	Sistema de ignição.....	25
3.8.	Resistência de aquecimento da cabeça e do cárter.....	25
3.9.	Sistema de injeção e medição de combustível .....	26
3.10.	Lubrificação do motor.....	27
3.11.	Preparação do banco de ensaios .....	27
3.12.	Descrição resumida do procedimento de ensaio de aceleração .....	28
3.13.	Procedimento de determinação do binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia .. .....	31
3.14.	Inovações introduzidas no banco de ensaio durante a realização deste trabalho .....	31
3.15.	Tratamento de dados .....	32
4.	Resultados .....	34
4.1.	Atrito aerodinâmico do freio.....	34
4.2.	Efeito do óleo lubrificante no bsfc e no binário de atrito médio.....	35
4.3.	Determinação da viscosidade dinâmica do óleo para a temperatura do bsfc mínimo	38
4.4.	Efeito da alteração da programação da ECU no bsfc e no binário de atrito médio ...	38
4.5.	Efeito do aquecimento do ar na conduta de admissão na programação da ECU no bsfc e no binário de atrito médio.....	40
4.6.	Resultados do bsfc e do binário de atrito médio, utilizando a programação M3165_16 .....	45
4.7.	Influência da gasolina utilizada.....	47
4.8.	Otimização do pré-aquecimento .....	50
4.9.	Atuais curvas de binário e bsfc do motor.....	53
5.	Conclusões .....	54
	Bibliografia.....	56
	ANEXO A .....	57
	ANEXO B .....	64
	ANEXO C .....	66

---

ANEXO D .....	71
ANEXO E .....	72
APÊNDICE A .....	74
APÊNDICE B .....	76
APÊNDICE C .....	80
APÊNDICE D .....	82
APÊNDICE E.....	83

## Índice de Figuras

Figura 1 – Foto do Eco Veículo XC01i e Eco Veículo XC20i. ....	1
Figura 2 – Comparação entre o Eco Veículo e a equipa vencedora na SEM Europe. ....	5
Figura 3 – Comparação entre o Eco Veículo e a equipa vencedora na SEM UK. ....	5
Figura 4 – Foto do Protótipo XC01i do Eco Veículo com traseira longa. ....	6
Figura 5 – Foto do motor HONDA GX22. ....	7
Figura 6 – Foto do protótipo XC20i. ....	8
Figura 7 – Foto do motor M3165. ....	9
Figura 8 – Foto da roda de inércia utilizado no banco de ensaios. ....	11
Figura 9 – Esquema de interação da ECU HALTECH E6K. ....	13
Figura 10 – Foto do microprocessador HALTECH E6K. ....	13
Figura 11 – Sensor de temperatura do motor. ....	14
Figura 12 – Sensor de pressão no coletor de admissão. ....	14
Figura 13 – Sensor de posição angular da cambota. ....	15
Figura 14 – Sensor de posição angular da borboleta do acelerador. ....	15
Figura 15 – Esquema sequencial de funcionamento do microprocessador da ECU. ....	16
Figura 16 – Imagem da janela inicial do programa E6K V6.34. ....	16
Figura 17 – Foto do mapa do tempo de injeção primário às 3500 rpm. ....	17
Figura 18 – Foto do mapa de instante primário de ignição às 3500 rpm. ....	18
Figura 19 – Foto do <i>Fuel Coolant Map</i> . ....	18
Figura 20 – Foto do mapa <i>Fuel Air Temp</i> . ....	19
Figura 21 – <i>Battery Voltage Map</i> de correção do tempo de injeção. ....	19
Figura 22 – Temperaturas finais dos componentes do motor após aquecimento. ....	22
Figura 23 – Vista em corte do injetor de combustível BOSCH EV6. ....	24
Figura 24 – Representação do processo de injeção de combustível. ....	24
Figura 25 – Foto de módulo e vela, componentes do sistema de ignição. ....	25
Figura 26 – Resistência de aquecimento BOSCH 0250 201 031 Glow Plug Fast. ....	26
Figura 27 – Foto do sistema de armazenamento e medição de combustível do banco de ensaios. ....	26
Figura 28 – Representação gráfica dos principais componentes do banco de ensaios. ....	29
Figura 29 – Foto dos principais componentes do banco de ensaios. ....	30
Figura 30 – Binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia em função da velocidade de rotação. ....	34
Figura 31 – Comparação do bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ dos óleos testados. ....	35
Figura 32 – Comparação do bsfc Vs. $T_{i,cabeça}$ dos óleos testados. ....	36

Figura 33 – Comparação do $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{\text{óleo}}$ dos óleos testados.....	37
Figura 34 – Comparação do $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ dos óleos testados.....	37
Figura 35 – Resultados do bsfc Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações M3165_14 e M3165_15. ....	39
Figura 36 – Resultados do bsfc Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações estudadas.....	39
Figura 37 – Resultados do $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações estudadas.....	40
Figura 38 – Bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W30.....	41
Figura 39 – Bsfc Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W30..	41
Figura 40 – $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{\text{óleo}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W30. .....	42
Figura 41 – $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W30.....	42
Figura 42 – Bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W20.....	43
Figura 43 – Bsfc Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W20..	43
Figura 44 – $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{\text{óleo}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W20. .....	44
Figura 45 – $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ das programações M3165_14 e M3165_16 com o óleo 0W20.....	44
Figura 46 – Bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ dos óleos 0W20 e 0W30 com a programação M3165_16. ....	45
Figura 47 – Bsfc Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ dos óleos 0W20 e 0W30 com a programação M3165_16. ....	46
Figura 48 – $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{\text{óleo}}$ dos óleos 0W20 e 0W30 com a programação M3165_16. ....	46
Figura 49 – $T_{\text{atritomédio}}$ Vs. $T_{i,\text{cabeça}}$ dos óleos de menor viscosidade com a programação M3165_16.....	47
Figura 50 – Perfis de volatilidade típicos de gasolinas de verão, inverno e com adição de etanol.....	48
Figura 51 – Distribuição do número de carbonos presente nas gasolinas tradicionais e <i>premium</i> . ....	49
Figura 52 – Volatilidade em função do número de carbono do hidrocarboneto.....	49
Figura 53 – Simulação da evolução das $T_{\text{cabeça}}$ e $T_{\text{óleo}}$ do motor na prova SEM 2011. ....	50
Figura 54 – Simulação da evolução da $T_{\text{cabeça}}$ e $T_{\text{óleo}}$ do motor em função do tempo, com o motor M3165.....	50
Figura 55 – Simulação da evolução da $T_{\text{cabeça}}$ e $T_{\text{óleo}}$ do motor em função do tempo, com o motor M2208.....	51
Figura 56 – Comparação das evoluções de $T_{\text{cabeça}}$ e $T_{\text{óleo}}$ em função do tempo com modelo de 1ª ordem. ....	51
Figura 57 – Simulação de estratégia de pré-aquecimento na SEM de 2014, com o motor M3165. ....	52
Figura 58 – Comparação das evoluções de $T_{\text{cabeça}}$ , $T_{\text{óleo}}$ e $\Delta T$ em função do tempo com modelo de 1ª ordem.....	52

Figura 59 – Atual curva de binário ao freio em função da velocidade de rotação do motor. ..	53
Figura 60 – Atual curva de bsfc em função da velocidade de rotação do motor. ....	53
Figura 61 – Propriedades do óleo lubrificante SHELL HELIX ULTRA 5W40.....	71
Figura 62 – Propriedades do óleo lubrificante SHELL HELIX ULTRA EXTRA 5W30. ....	71
Figura 63 – Propriedades do óleo lubrificante SHELL HELIX ULTRA X 0W30.....	71
Figura 64 – Propriedades do óleo lubrificante MOTUL 300V HIGH RPM 0W20.....	71
Figura 65 – Propriedades da gasolina SHELL ULG95.....	72
Figura 66 – Algumas propriedades dos hidrocarbonetos que constituem os combustíveis. ....	73
Figura 67 – Viscosidade dinâmica dos óleos testados em função da temperatura.....	76
Figura 68 – Aproximação polinomial do bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ para o óleo 5W40.....	76
Figura 69 – Viscosidade dinâmica do óleo 5W40 a 115 °C.....	77
Figura 70 – Aproximação polinomial do bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ para o óleo 5W30.....	77
Figura 71 – Viscosidade dinâmica do óleo 5W30 a 109 °C.....	77
Figura 72 – Aproximação polinomial do bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ para o óleo 0W30.....	78
Figura 73 – Viscosidade dinâmica do óleo 0W30 a 100 °C.....	78
Figura 74 – Aproximação polinomial do bsfc Vs. $T_{\text{óleo}}$ para o óleo 0W20.....	78
Figura 75 – Viscosidade dinâmica do óleo 0W20 a 95 °C.....	79
Figura 76 – Tempos de injeção ( $t_{\text{inj}}$ ) e instantes de ignição (TI) primários em função de $n$ , resultantes da simulação do CFM. ....	80
Figura 77 – Tempos de injeção ( $t_{\text{inj}}$ ) e instantes de ignição (TI) primários em função de $n$ , resultantes do último estudo por Correia, 2011. ....	80
Figura 78 – Comparação entre os tempos de injeção primários das programações da ECU utilizadas. ....	81
Figura 79 – Comparação entre os instantes de ignição primários das programações da ECU utilizadas. ....	81
Figura 80 – Valores da massa volúmica da Gasolina SHELL FORMULA 95.....	82
Figura 81 – Valores da massa volúmica da Gasolina BP s/chumbo 95. ....	82

---

## Índice de Tabelas

Tabela 1 – Desempenho do Eco Veículo. ....	4
Tabela 2 – Caraterísticas técnicas da carroçaria XC01i. ....	6
Tabela 3 – Caraterísticas técnicas do motor Honda GX22. ....	7
Tabela 4 – Caraterísticas técnicas da carroçaria XC20i. ....	8
Tabela 5 – Caraterísticas técnicas do motor M3165. ....	10
Tabela 6 – Energias produzidas pelo veio de saída nas diferentes fases da ligação do motor, durante a SEM 2010, à temperatura ambiente igual a 15 °C. ....	23
Tabela 7 – Parâmetros medidos na determinação do binário de atrito aerodinâmico. ....	34
Tabela 8 – Velocidades dinâmicas para as temperaturas de bsfc mínimo. ....	38
Tabela 9 – Valores medidos de massa volúmica e desvio padrão das gasolinas utilizadas. ....	47
Tabela 10 – Momento de inércia do motor e momento de inércia e caraterísticas aerodinâmicas da roda de inércia e da fixação da roda de inércia ao motor. ....	60
Tabela 11 – Valores de inércia individual dos componentes do motor e fixação do freio. ....	74

## Simbologia

### Genérica

- $bsfc$  – Consumo específico de combustível ao freio do motor, g/kW · h  
 $bsfc_w$  – Consumo específico de combustível ao freio do motor calculado com base em  $E_w$ , g/kW · h  
 $bmep$  – Pressão média efetiva ao freio, Pa  
 $B$  – Diâmetro do cilindro, m  
 $d$  – Diâmetro, mm  
 $esp$  – Espessura, mm  
 $E_b$  – Energia mecânica produzida pelo motor para acelerar o motor, a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga, J  
 $E_w$  – Energia mecânica produzida pelo motor para acelerar a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga, J  
 $g$  – Aceleração normal da gravidade, 9,80665 m/s<sup>2</sup>  
 $h$  – Altitude, m  
 $h_{fg}$  – Entalpia de mudança de estado líquido a vapor, J/kg  
 $I_m$  – Momento de inércia do motor, kg · m<sup>2</sup>  
 $I_w$  – Momento de inércia da roda de inércia, kg · m<sup>2</sup>  
 $I_{wf}$  – Momento de inércia da fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga, kg · m<sup>2</sup>  
 $K$  – Condutibilidade térmica, W/m · K  
 $k_1$  – Constante aerodinâmica de primeira ordem da roda de inércia, N · m/rpm  
 $k_2$  – Constante aerodinâmica de segunda ordem da roda de inércia, N · m/rpm<sup>2</sup>  
 $k_3$  – Constante aerodinâmica de segunda ordem da roda de inércia, N · m/rpm<sup>3</sup>  
 $L$  – Curso do êmbolo, m  
 $m$  – Massa, kg  
 $\dot{m}_f$  – Caudal mássico de combustível, kg/s  
 $M$  – Massa molar, kg/mol  
 $n$  – Velocidade de rotação da cambota do motor, rpm  
 $nR$  – Número de rotações da cambota do motor por ciclo, rot  
 $N$  – Velocidade de rotação da cambota do motor, rps  
 $Nu_L$  – Número de Nusselt, adimensional  
 $p$  – Pressão total do ar, Pa  
 $p_v$  – Pressão de vapor da água, Pa  
 $p_{v,s}$  – Pressão de vapor de saturação da água, Pa  
 $p_{s,d}$  – Pressão padrão do ar seco, Pa  
 $P_b$  – Potência ao freio do motor, W  
 $P_{b,n}$  – Potência ao freio nominal do motor, W  
 $P_{b,s}$  – Potência ao freio do motor em condições padrão, W  
 $P_{i,m}$  – Potência indicada do motor medida, W

- $P_{f,m}$  – Potência de atrito do motor medida, W  
 $Pr$  – Número de Prandtl, adimensional  
 $Q_{LHVp}$  – Poder calorífico inferior a pressão constante, MJ/kg  
 $r_c$  – Relação de compressão, adimensional  
 $R$  – Constante específica do gás, J/(kg · K)  
 $Re$  – Número de Reynolds, adimensional  
 $R_u$  – Constante do gás universal, 8,314472 J/(mol · K)  
 $RH$  – Humidade relativa do ar, adimensional  
 $RON$  – Número de octano pelo método Research, adimensional  
 $\bar{S}_p$  – Velocidade média do êmbolo, m/s  
 $t$  – Tempo, s  
 $T$  – Temperatura, K  
 $T_a$  – Temperatura do ar, K  
 $T_{a,s}$  – Temperatura do ar padrão, K  
 $T_{ae}$  – Binário aerodinâmico da roda de inércia, N · m  
 $T_b$  – Binário ao freio do motor, N · m  
 $T_{b,w}$  – Binário ao freio disponível no veio de saída de potência do motor para a aceleração angular da roda de inércia que se verificou no ensaio, N · m  
 $T_{i,w}$  – Binário para acelerar a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga, N · m  
 $T_{i,t}$  – Binário para acelerar o motor, a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga, N · m  
 $V_d$  – Cilindrada, m<sup>3</sup>  
 $V_e$  – Volume do motor, m<sup>3</sup>  
 $V_f$  – Volume de combustível, mL

### Símbolos Gregos

- $\alpha$  – Coeficiente de expansão térmica do combustível, K<sup>-1</sup>  
 $\gamma$  – Aceleração angular da roda de inércia, rad/s<sup>2</sup>  
 $\phi$  – Riqueza da mistura ar-combustível, adimensional  
 $\eta_{f,b}$  – Rendimento de conversão do combustível ao freio, adimensional  
 $\mu$  – Viscosidade dinâmica, Pa·s  
 $\nu$  – Viscosidade cinemática, m<sup>2</sup>/s  
 $\rho_a$  – Massa volúmica do ar, kg/m<sup>3</sup>  
 $\rho_f$  – Massa volúmica do combustível, kg/m<sup>3</sup>  
 $\omega$  – Velocidade angular da roda de inércia, rad/s

### Índices

- $a$  – Ar  
 $ah$  – Ar húmido  
 $as$  – Ar seco

*e* – Motor  
*ext* – Externo  
*f* – Combustível  
 $H_2O$  – Água  
*i* – In  
*int* – Interno  
*m* – Medida  
*o* - Out  
*ref* – Referência  
*s* – Padrão  
*sup* - Superfície

## Siglas

ACEA – *European Automobile Manufacturer's Association*  
API – *American Petroleum Institute*  
APMS – Antes do Ponto Morto Superior  
APMI – Antes do Ponto Morto Inferior  
CFM – Ciclo de Funcionamento do Motor  
DPMS – Depois do Ponto Morto Superior  
DPMI – Depois do Ponto Morto Inferior  
EUA – Estados Unidos da América  
DEM – Departamento de Engenharia Mecânica  
ECU – *Electronic Control Unit*  
FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra  
GTL – *Gas-To-Liquids*  
IO RM – Índice de Octano, por *Research Method*  
IPMA – Instituto Português do Mar e da Atmosfera  
ISO – *International Organization of Standardization*  
IVO – *Intake Valve Opening*  
IVC – *Intake Valve Closure*  
PC – *Personal Computer*  
PIS – *Product Information Sheet*  
NTC – *Negative Temperature Coefficient*  
SEM – SHELL *Eco-marathon*  
SVA – Sede da Válvula de Admissão  
TDS – *Technical Data Sheet*  
TIG – *Tungsten Inert Gas*

# 1. INTRODUÇÃO

A criação da competição SEM surgiu como um desafio lançado pela SHELL para estimular estudantes e professores de todo o mundo a aplicar os conhecimentos obtidos a nível mecânico e energético na construção e desenvolvimento de veículos de elevada eficiência e economia. Havendo uma possibilidade de expor o resultado de anos de investigação de fenómenos e aperfeiçoamento de conhecimentos em diversas áreas, obtêm-se outros benefícios provenientes da criação de uma equipa onde a soma de todas as partes resulta num trabalho mais completo, com a interação humana e tecnológica, além da reunião multicultural de vivências a somarem-se aos ganhos que este conceito traz à engenharia. Ao mesmo tempo, funciona como um reconhecimento do trabalho desenvolvido nas universidades e das pessoas cuja vontade e entrega resulta na constante evolução tecnológica, estimulando-se assim o empreendedorismo, inovação e capacidade de gestão, em prol do conforto humano e da utilização racional dos recursos disponíveis na natureza.

A construção e desenvolvimento do projeto Eco Veículo vai ao encontro destes propósitos tendo vindo a ser desenvolvido desde 1998, encabeçado pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira, contando com a contribuição de outros professores e vários alunos, maioritariamente do DEM da FCTUC, cuja colaboração resultou na existência de um veículo que tem vindo a demonstrar resultados sustentados na competição, algo que contribui para o aumento da reputação da instituição e pessoas envolvidas no que se revela um ensino de excelência.

Contando já com a existência de 2 protótipos, o XC01i e o XC20i (Figura 1), com os respetivos motores GX22 e M3165, encontra-se em desenvolvimento o terceiro, EV03i, um veículo totalmente novo, que irá contar com um novo motor e carroçaria, que combina as qualidades já comprovadas dos seus antecessores com o acréscimo de experiência entretanto adquirida.



**Figura 1 – Foto do Eco Veículo XC01i e Eco Veículo XC20i.**

Tendo já sido atingida uma base bem-sucedida, com um aumento contínuo de quilómetros realizados com 1 litro de gasolina s/ chumbo 95, culminado com o melhor

resultado de sempre na 27<sup>a</sup> edição da SEM em 2011 com 2567,5 km/L à velocidade média de 30 km/h, revela-se importante continuar a otimizar e evoluir o veículo, aumentando a sua competitividade e alimentando-se o sonho de atingir e permanecer nos primeiros 3 lugares.

O motor M3165, alvo do estudo realizado nesta Dissertação, foi o primeiro totalmente desenvolvido pela equipa Eco Veículo, sucedendo ao motor Honda GX22 utilizado na primeira fase do projeto. Baseiado no ciclo de funcionamento de Atkinson, revela-se uma autêntica obra-prima da engenharia que tem sido alvo de constantes melhorias e evoluções, tanto a nível de isolamento térmico como de ciclo de funcionamento, fruto do estudo exaustivo dos parâmetros e condições de funcionamento, que serão transpostas para a próxima versão.

Existindo uma panóplia de áreas de intervenção no motor, este trabalho consiste no estudo de alguns parâmetros específicos do seu funcionamento com o intuito de reduzir ainda mais o bsfc, nomeadamente as temperaturas ideais de operação do óleo lubrificante no cárter e da cabeça do cilindro, o tipo de óleo adequado a utilizar mediante o intervalo tendencial destas temperaturas, a programação da ECU que maximiza o desempenho nas respetivas condições, e o ajuste do pré-aquecimento do motor para otimizar o intervalo de temperaturas de operação. Será estudado o efeito destes parâmetros através de ensaios efetuados em ambiente controlado, possibilitando testar o carro em condições cada vez mais aproximadas às que o mesmo tem quando está em prova. No entanto, estes parâmetros estão intrinsecamente ligados a outros que serão entretanto mencionados mas que não serão alvo de estudo tão detalhado.

Os resultados experimentais serão comparados à programação e afinações existentes anteriormente neste motor no sentido de influenciar positivamente o desenvolvimento do futuro motor, aplicando-as na simulação das condições de funcionamento ideais deste.

## 2. ENQUADRAMENTO

### 2.1. SHELL Eco-marathon

A competição SEM surgiu em 1939 como resultado de uma discussão amigável entre dois empregados de um dos laboratórios de pesquisa da SHELL OIL COMPANY nos EUA sobre quem conseguiria percorrer uma maior distância com a mesma quantidade de combustível. Nasceu assim um conceito de busca da economia de combustível que se expandiu para outros continentes, assim como os tipos de energias utilizadas para propulsionar os veículos.

Atualmente existem 3 competições: Américas, Europa e Ásia. Em 2014 irão decorrer em Manila, nas Filipinas, de 6 a 9 de Fevereiro, Houston, nos EUA, de 25 a 27 de Abril, e Roterdão, na Holanda, de 15 a 18 de Maio. Na Europa existiam 2 competições distintas que se efetuavam no Reino Unido e em França, a primeira foi extinta e a segunda transformou-se na versão Europeia, cuja localização tem variado consoante as pretensões da organização. Depois de um ano a desenvolver e testar os veículos as equipas reúnem-se em pista ou em circuito urbano para mostrar os resultados do seu trabalho, existindo troféus e prémios financeiros como estímulo, que se somam ao reconhecimento e orgulho de participar neste evento.

A competição divide-se em 2 classes: *Prototype* e *UrbanConcept*. A primeira, em que se insere o Eco Veículo, privilegia a máxima eficiência em detrimento do conforto, enquanto a segunda favorece *designs* mais práticos e adaptáveis à utilização corrente. Existem 7 categorias de veículos de acordo com a fonte de energia utilizada: gasolina, gasóleo, biocombustíveis, GTL, hidrogénio, energia solar ou eletricidade. No período da prova as equipas podem fazer um número de tentativas limitado, geralmente 4 tentativas, para atingir o melhor desempenho a uma dada velocidade mínima, sendo calculado o consumo segundo o critério específico de cada categoria, definindo-se assim um vencedor para cada uma. As equipas também são premiadas segundo outros critérios como a segurança, *design*, inovação tecnológica e o trabalho em equipa.

O que começou por ser uma “luta” para ultrapassar a barreira dos 18 km com 1 litro de combustível, 75 anos depois o desafio permanece e atualmente as equipas mais avançadas trabalham para atingir os 4000 km com a mesma quantidade de combustível, alimentando-se também a disputa de tecnologia mais limpa e adequada à propulsão de veículos.

### 2.2. Eco Veículo

O projeto Eco Veículo iniciou-se para conceber e desenvolver um veículo automóvel de elevada eficiência e economia energética para participar na SEM. Foi desenvolvido por uma equipa composto por professores e alunos do DEM da FCTUC, tendo como mentor o Professor Doutor Pedro Carvalheira. É atualmente o único membro ativo desde o início do projeto, em 1998, visto que a equipa tem contado com a participação dos alunos que revelam interesse e vontade em participar no projeto e contribuir com trabalho na sua passagem pelo DEM, tendo, por isso, vindo a ser renovada ao longo dos anos/gerações. Uma oportunidade de

acumular a vivência laboratorial e prática à componente teórica proveniente da frequência das aulas, permitindo a aplicação de conhecimentos de engenharia e de ferramentas avançadas de projeto em engenharia e o desenvolvimento de aptidões de empreendedorismo, inovação e gestão de recursos. A colaboração de outros professores da FCTUC também se revelou útil. Fundamentais também, foram as parcerias com diversas instituições, cuja contribuição em forma de patrocínio ou de fabricação de componentes, permitiu que se fossem reunindo as condições para dar vida ao veículo.

Para se tornar o automóvel competitivo e obter um bom desempenho é necessário minimizar as forças de atrito de rolamento do veículo em movimento e a força de resistência aerodinâmica. Os conhecimentos obtidos nas áreas de aerodinâmica e mecânica de fluidos tem vindo a conferir as diferentes formas, que resultam da modelação numérica. Em conjunto com o aperfeiçoamento técnico do motor a nível térmico e de rendimento, e de uma também eficiente transmissão, resulta um veículo de baixo consumo movido pela tradicional gasolina s/ chumbo IO 95 RM. O projeto já conta com 2 carroçarias e com 2 motores, estando de momento a ser desenvolvida a terceira carroçaria e o terceiro motor. Na Tabela 1 apresentam-se os resultados individuais das participações do Eco Veículo na SEM.

**Tabela 1 – Desempenho do Eco Veículo.**

<i>Prova</i>	<i>SEM Europe</i>			<i>SEM UK</i>		
	Veículo	Desempenho [km/L]	Vel. média [km/h]	Veículo	Desempenho [km/L]	Vel. média [km/h]
1999	XC01	613	25,0		Não concorreu	
2000	XC01	1032	25,0		Não concorreu	
2001	XC01i	1286	25,0		Não concorreu	
2002	XC01i	1734	25,0		Não concorreu	
2003	XC01i	1596	30,0	XC01i	1606	24,135
2004	XC01i	1685	30,0	XC01i	1663	24,135
2005	XC01i	Não se classificou		XC01i	1229	24,135
2006	XC01i	1467	30,0		Não concorreu	
2007	XC01i	1902	30,0	XC01i	1987	24,135
2008	XC01i	1445	30,0	XC20i	Não se classificou	
2009	XC20i	2042	30,0	XC20i	2307	24,135
2010	XC20i	2204	30,0	XC20i	2427	24,135
2011	XC20i	2568	30,0		Deixou de se realizar	
2012	XC20i	1845	25,0		Deixou de se realizar	

De realçar que a edição de 2012 decorreu em circuito urbano o que influenciou de um modo geral o desempenho dos veículos. Na Figura 2 apresenta-se uma comparação do desempenho do Eco Veículo com o participante com o melhor resultado em cada edição da prova SEM europeia.

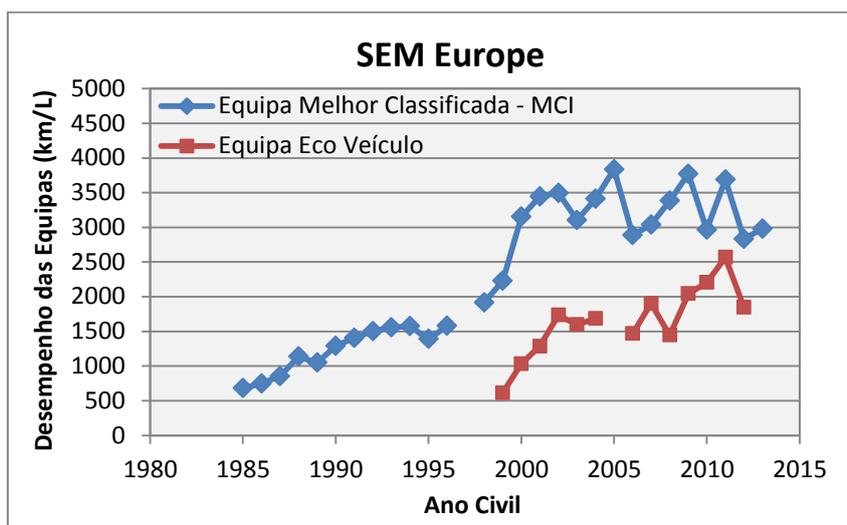


Figura 2 – Comparação entre o Eco Veículo e a equipa vencedora na SEM Europe.

Na Figura 3 pode ser observada semelhante comparação nas edições da SEM no Reino Unido.

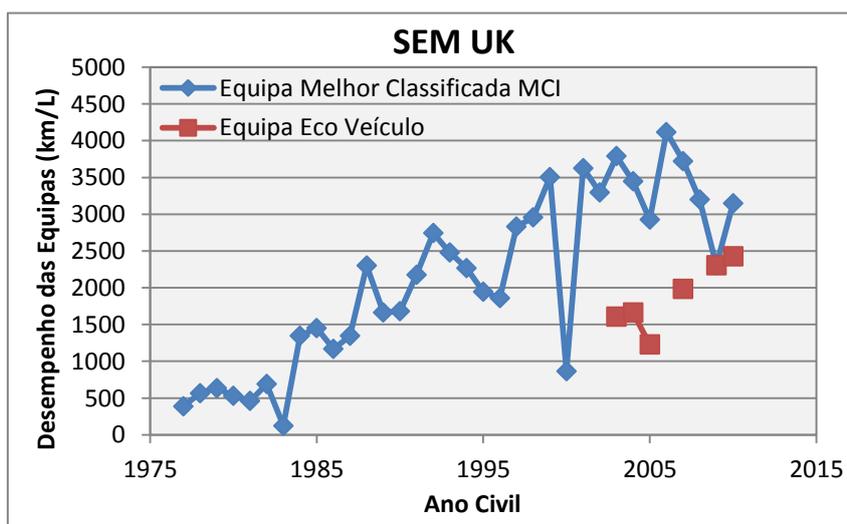


Figura 3 – Comparação entre o Eco Veículo e a equipa vencedora na SEM UK.

### 2.2.1. Protótipo XC01/XC01i

O primeiro modelo do Eco Veículo começou por se designar XC01 e foi o responsável pela reputação que é atualmente atribuída à equipa, tanto em termos de desempenho na prova como visuais, pois os elementos presentes relativos à cidade de Coimbra conferiram uma identidade ao veículo que o tornou distinto. Foi desenvolvido a partir de 1998 tendo participado pela primeira vez na competição em 1999. Movido pelo conjunto motor/carburador Honda GX22, no ano 2000 foi desenvolvido pela equipa um sistema de injeção eletrónica, responsável por uma melhoria significativa deste processo, tendo-se alterado o nome de código do veículo para XC01i. Em 2002 a carroçaria sofreu uma alteração importante da forma da parte traseira e da forma das carenagens das rodas da frente tendo sido

mantido o comprimento da carroçaria, que permitiu melhorar significativamente os resultados em prova. Em 2005 recebeu uma nova forma da parte traseira da carroçaria, mais comprida, passando o comprimento de 2650 mm para 3030 mm (Figura 4), que não produziu em prova os resultados desejados.



**Figura 4 – Foto do Protótipo XC01i do Eco Veículo com traseira longa.**

O melhor resultado atingido por este veículo foi na 31ª edição da SEM, em 2007 no Reino Unido, competição entretanto extinta, onde percorreu o equivalente a 1987 km com um litro de gasolina s/ chumbo IO 95 RM, estando já equipado com o novo motor M3165. Apresentam-se na Tabela 2 as principais características técnicas do XC01i, quando movido pelo motor HONDA GX22.

**Tabela 2 – Características técnicas da carroçaria XC01i.**

<b>Transmissão</b>	À roda traseira por correia dentada
<b>Pneumáticos</b>	MICHELIN 45/75 R16 (Radiais)
<b>Carroçaria</b>	Em fibra ao carbono/epoxy com vidros à face em policarbonato
<b>Chassis</b>	Tubular do tipo treliça tridimensional em liga de alumínio 7020 soldado a TIG
<b>Sistema de direção</b>	Por alavancas
<b>Comprimento</b>	3030 mm
<b>Largura</b>	690 mm
<b>Altura</b>	650 mm
<b>Distância entre eixos</b>	1450 mm
<b>Via dianteira</b>	525 mm
<b>Peso em vazio</b>	43,73 kgf
<b>Relação peso em vazio/potência</b>	73,9 kgf/kW
<b>Cx</b>	0,147 @ 30 km/h
<b>Área frontal (S)</b>	0,359 m <sup>2</sup>
<b>S·Cx</b>	0,0528 @ 30 km/h
<b>Área molhada</b>	4,653 m <sup>2</sup>
<b>Bateria</b>	NiCd 12 V 3,0 Ah
<b>Depósito de combustível</b>	30 cm <sup>3</sup>

### 2.2.2. Motor HONDA GX22

Funcionando segundo o ciclo Otto, o motor HONDA GX22 (Figura 5) é um motor de combustão interna de ciclo de 4 tempos, de ignição por faísca, estava equipado com um carburador, responsável pela preparação da mistura, e foi selecionado pela equipa por ser o

mais adequado e adaptável para a utilização pretendida, pois era o motor que tinha a cilindrada mais aproximada à que se considerava ideal (15 cm<sup>3</sup>). Ficou claro na pesquisa efetuada a inexistência no mercado de motores compactos que conseguissem alcançar os consumos específicos desejados, assim como menores emissões poluentes.



Figura 5 – Foto do motor HONDA GX22.

Com uma cilindrada de 22,2 cm<sup>3</sup> e relação curso/diâmetro de 0,788, apresentam-se na Tabela 3 outras características técnicas deste motor. Alguns componentes apresentam dois valores devido a ter sido substituída a biela do motor por uma mais comprida, correspondendo o primeiro valor à configuração de origem e o segundo à alteração introduzida.

Tabela 3 – Características técnicas do motor Honda GX22.

<b>Motor</b>	4 Tempos / 1 cilindro
<b>Ciclo de funcionamento</b>	Ciclo Otto
<b>Distribuição</b>	1 Árvore de cames lateral e 2 válvulas
<b>Ignição</b>	1 Vela de ignição ND 16FSR-UB
<b>Injeção/ignição</b>	ECU HALTECH E6S
<b>Curso</b>	26,0 mm
<b>Diâmetro</b>	33,0 mm
<b>Cilindrada</b>	22,2 cm <sup>3</sup>
<b>Potência</b>	0,592 kW @ 5500 rpm
<b>Taxa de compressão</b>	8,0/10,8 : 1
<b>Binário máximo ao</b>	0,80/1,05 N · m @ 4500 rpm
<b>Mínimo <i>bsfc</i></b>	340/333 g/kW · h @ 5500 rpm

### 2.2.3. Protótipo XC20i

A carroçaria XC20i começou a ser desenvolvida em 2004 e mostrou uma forma totalmente distinta da anterior (Figura 6), tendo-se estreado em competições na SEM *Youth Challenge* em 2008. Atingiu em 2011, na 27<sup>a</sup> edição da SEM na Alemanha, a sua melhor marca com o equivalente a 2568 km/l de combustível.



**Figura 6 – Foto do protótipo XC20i.**

Em relação à versão anterior, esta carroçaria apresentou uma redução substancial na área frontal e na área lateral, sendo mais estreito, curto e baixo. Por estes motivos e por possuir um chassis consideravelmente mais leve, embora construído numa liga de alumínio com piores propriedades mecânicas, o que aliado ao novo motor M3165 se veio a traduzir numa relação peso/potência inferior. Na Tabela 4 apresentam-se as características técnicas da segunda versão.

**Tabela 4 – Características técnicas da carroçaria XC20i.**

<b>Transmissão</b>	À roda traseira por correia dentada em dois estágios
<b>Pneumáticos</b>	MICHELIN 45/75 R16 (Radiais)
<b>Carroçaria</b>	Em fibra ao carbono/epoxy com vidros à face em policarbonato
<b>Chassis</b>	Tubular do tipo treliça tridimensional em liga de alumínio 6063-T5 soldado a TIG
<b>Sistema de direção</b>	Por alavancas
<b>Comprimento</b>	2906 mm
<b>Largura</b>	599 mm
<b>Altura</b>	609 mm
<b>Distância entre eixos</b>	1655 mm
<b>Via dianteira</b>	500 mm
<b>Peso em vazio</b>	32,0 kgf
<b>Relação peso em vazio/potência</b>	34,2 kgf/kW
<b>Cx</b>	0,095 @ 30 km/h
<b>Área frontal (S)</b>	0,260 m <sup>2</sup>
<b>S·Cx</b>	0,0259 @ 30 km/h
<b>Área molhada</b>	4,230 m <sup>2</sup>
<b>Bateria</b>	NiCd 12 V 3,0 Ah
<b>Depósito de combustível</b>	30 cm <sup>3</sup>

O projeto de uma carroçaria mais competente foi acompanhado pelo desafio de reunir conhecimentos e desenvolver um motor que rentabilizasse a elevada eficiência

aerodinâmica desta carroçaria e decidiu-se avançar para a construção de um motor de alto rendimento especificamente para a vertente de redução de consumo.

#### 2.2.4. Motor M3165

Desenvolvido integralmente no laboratório do DEM, contendo componentes fabricados em Portugal e por empresas portuguesas, e após semanas de acertos, o motor M3165 (Figura 7) trabalhou pela primeira vez a 29 de Abril de 2007. Foi submetido a centenas de ensaios de otimização de funcionamento e de programação, resultando na realização de várias modificações que o tornaram mais evoluído e eficiente.

Difere do motor anterior por funcionar segundo o ciclo de Miller-Atkinson que o torna até 10% mais eficiente que um motor de ciclo Otto na conversão do combustível ao freio. Este tipo de motor caracteriza-se por desenvolver menos binário e potência ao freio nos regimes de baixa rotação, tornando-o menos potente, além de trabalhar essencialmente com misturas pobres.



Figura 7 – Foto do motor M3165.

Na Tabela 5, apresentam-se as características que definem o motor M3165. Comparando-o ao motor HONDA GX22, destaca-se a existência de 2 árvores de cames à cabeça, de 2 velas de ignição e do injetor BOSCH. Apresenta maior cilindrada,  $31,65 \text{ cm}^3$ , e uma relação curso/diâmetro de 1,121, resultando na produção de cerca do dobro do binário relativamente ao motor que substitui, com o bsfc mínimo mais reduzido e obtido a um regime de rotação mais baixo.

Tabela 5 – Características técnicas do motor M3165.

<b>Motor</b>	4 Tempos / 1 cilindro
<b>Ciclo de funcionamento</b>	Ciclo Miller-Atkinson
<b>Distribuição</b>	2 Árvores de cames à cabeça e 2 válvulas
<b>Ignição</b>	2 Velas de ignição NGK CR8HIX
<b>Injeção/ignição</b>	ECU HALTECH E6K
<b>Injetor</b>	BOSCH B 280 434 801/1
<b>Curso</b>	37,0 mm
<b>Diâmetro</b>	33,0 mm
<b>Cilindrada</b>	31,65 cm <sup>3</sup>
<b>Taxa de compressão</b>	15,0 : 1
<b>Câmara de combustão</b>	Hemisférica
<b>Massa</b>	7,057 kg
<b>Potência máxima</b>	1126 W @ 5000 rpm
<b>Binário máximo ao</b>	2,15 N · m @ 5000 rpm
<b>bsfc mínimo</b>	288,14 g/kW · h @ 3750 rpm

### 2.2.5. Protótipo EV03i

Sendo o Eco Veículo um projeto em constante renovação, presentemente decorre o desenvolvimento de uma nova carroçaria e de um novo motor como consequência da frequente realização de estudos, modelações, simulações e testes que resultarão num novo veículo, mais evoluído e modernizado, com o objetivo de ser ainda mais competitivo que os seus antecessores. Este motor será designado por M2208 por possuir 22,45 cm<sup>3</sup> de cilindrada e relação curso/diâmetro igual a 0,80, com um binário máximo ao freio de 1,74 N · m. Pretende-se que seja mais leve que o anterior em 11,7%, com 6,058 kg de massa. O objetivo passa por atingir um bsfc de 248,40 g/kW·h que representa uma melhoria de 11% relativamente ao motor atual.

## 2.3. Estratégia de prova

Para minimizar o consumo de combustível, a estratégia em prova passa por utilizar essencialmente a inércia do veículo para o manter em movimento com uma velocidade o mais constante possível, efetuando-se ligações do motor com a duração de 4 a 6 segundos para repor sob a forma de energia cinética pelo aumento da velocidade do veículo, a energia mecânica consumida desde a última ligação do motor, desligando-se de seguida o motor e permanecendo este desligado cerca de 2 min.

### 3. BANCO DE ENSAIOS

A essência deste trabalho encontra-se a na realização de testes ao motor M3165 em banco de ensaios. Presente no laboratório de Termodinâmica no DEM da FCTUC, foi projetado, construído e melhorado sob a orientação do Prof. Doutor Pedro Carvalheira com a colaboração de vários alunos, estando ainda hoje a ser aperfeiçoado com o intuito de aumentar a sua eficácia e eficiência com o menor tempo de trabalho possível. Sem entrar em muito pormenor, desde a substituição da utilização de freios aerodinâmicos por uma roda de inércia, passando pela atualização e aperfeiçoamento dos componentes periféricos, introdução de isolamento térmico em oposição à existência de um sistema de arrefecimento, até à melhoria do processo de medição do consumo de combustível, as alterações efetuadas ao longo dos anos têm contribuído bastante para a melhoria do desempenho do Eco Veículo.

A aplicação correta do procedimento experimental em banco de ensaios, apresentado detalhadamente no ANEXO A, revela-se fundamental para a fiabilidade dos resultados. No ANEXO C descrevem-se os instrumentos de medida utilizados, assim como a análise de erros no ensaio experimental de um motor de ignição por faísca de ciclo de 4 tempos, através deste procedimento.

Além do motor propriamente dito, existem outros componentes que interagem com este, permitindo simular o funcionamento do veículo.

#### 3.1. Roda de inércia

A substituição de freios aerodinâmicos de madeira pela roda de inércia (Figura 8) trouxe, grosso modo, dois benefícios em relação à utilização de freios aerodinâmicos: abrange toda a gama de rotação e possuem inércia equivalente à dos veículos, consoante a roda. Assim, esta representa a inércia do respetivo veículo desde a fase de arranque do motor, em que a embraiagem ainda não transmite toda a potência da cambota e onde os freios aerodinâmicos não são eficazes, até à rotação máxima.



Figura 8 – Foto da roda de inércia utilizado no banco de ensaios.

O conhecimento total de cada peça do motor permitiu projetar a roda para que a sua inércia somada à do motor representasse, o mais aproximadamente possível, a inércia total do

carro e assim considerar a resistência que estes oferecem para serem movimentados, tanto em aceleração como em movimento livre. A inércia do motor já é considerada no procedimento devido à presença do próprio no banco de ensaios. Para todos os efeitos, o valor total de inércia de rotação dos componentes do motor em torno do eixo da cambota e de fixação do freio foi determinado através do somatório de cada um destes, com valores individuais apresentados no APÊNDICE A, cujo valor total é de  $I_x = 2,261 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Construíram-se 3 rodas diferentes em liga de alumínio 5083-H111 tendo sido utilizado nos ensaios realizados uma roda de inércia com 1,9680 kg de massa e  $I_x = 3,194 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , valor que se aproxima do esperado do futuro Eco Veículo EV03i. O valor é calculado considerando a massa da carroçaria sem motor mas com o piloto, o diâmetro e momentos de inércia das 3 rodas e a relação e rendimento da transmissão. O momento de inércia total, veículo com piloto e motor, fixa-se em  $I_x = 3,420 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

Existem dois instrumentos que conferem o movimento à roda de inércia, consoante o ensaio que se pretende efetuar. Quando se pretende um ensaio de aceleração para análise de bsfc utiliza-se um berbequim BOSCH PSB 650 RF de 650 W que atinge as 2500 rpm, tendo rotação máxima sem carga de 3000 rpm. Para determinar o atrito aerodinâmico da roda de inércia utiliza-se uma aparafusadora BOSCH GSR 6-60 TE PROFESSIONAL de 701 W, que atinge as 4800 rpm a acionar o freio, e tem uma rotação máxima sem carga de 6000 rpm.

### 3.2. Embraiagem

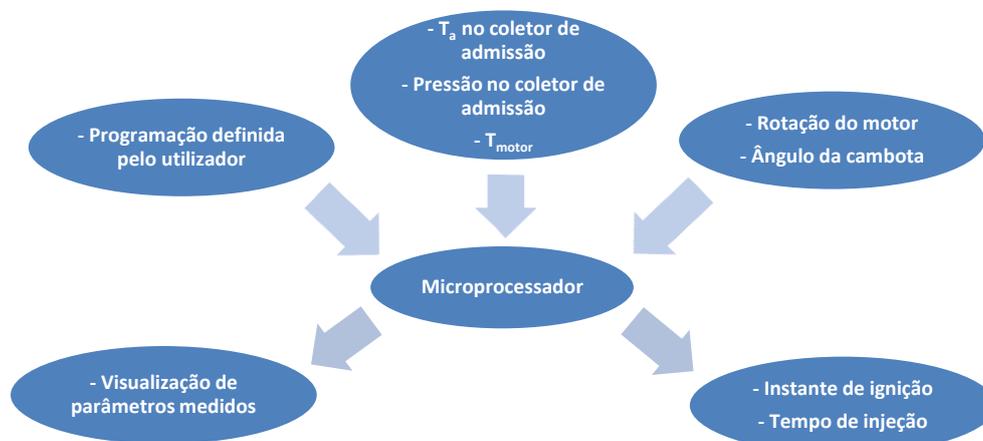
Responsável pela ligação do veio de saída à cambota, a embraiagem presente no motor foi projetada especificamente para este, tratando-se de uma embraiagem de acionamento centrífugo, com duas sapatas na posição sem auto-acionamento. Na configuração em que está, acopla pelo princípio indicado a cerca das 1320 rpm e transmite a potência total produzida pelo motor pelas 3200 rpm. Com o intervalo de aceleração das 2500 – 4500 rpm, isto resulta que em 35 % do intervalo de velocidade de rotação esta configuração da embraiagem não rentabiliza totalmente a potência gerada pelo motor. Por esse fato encontra-se em estudo a construção de uma nova embraiagem centrífuga com 3 sapatas ou a alteração da configuração da que atualmente está instalada, no sentido de reduzir a velocidade a que é transmitida totalmente a potência.

### 3.3. Sistema de injeção/ignição ECU HALTECH E6K

Apesar da existência de versões mais recentes e leves do microprocessador, assim como de *softwares* de visualização mais intuitivos, estes são comercializados com preços algo onerosos. O modelo de ECU HALTECH E6K apresenta-se como uma solução competente para gerir eletronicamente e de forma otimizada a injeção e ignição em motores de combustão interna, melhorando o seu desempenho e/ou consumos. Sendo o “cérebro” do funcionamento do motor torna-se importante conhecer o seu funcionamento.

O sistema HALTECH E6K é composto por um microprocessador, sensores que fornecem informações do motor, cabos de ligação, bobina de ignição, módulo de ignição e *software* de controlo e programação para ser instalado num PC. Na Figura 9 mostra-se

esquemáticamente como é feita a interação pelo microprocessador com o motor e com o utilizador. São de seguida especificados os componentes pertencentes ao sistema ECU HALTECH E6K e seu funcionamento de acordo com o E6K MANUAL, 2004 e AIRD, 2001.



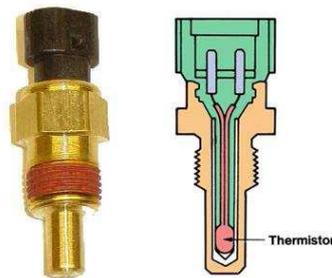
**Figura 9 – Esquema de interação da ECU HALTECH E6K.**

A programação do microprocessador HALTECH E6K (Figura 10) é efetuada através do controlo de mapas que apresentam a duração do tempo de injeção e o avanço da ignição, em função da pressão no coletor de admissão. Os parâmetros recebidos por este são a temperatura do ar no interior do coletor de admissão, pressão no coletor de admissão, temperatura do motor, posição angular da cambota e velocidade de rotação do motor. A unidade recebe estas condições instantâneas do motor, envia-as para o programa de visualização e efetua, de acordo com essa programação previamente inserida pelo utilizador no *software*, a leitura dos mapas, aplicando no motor os tempos primários de injeção e instantes de ignição afetados pelas correções adequadas às condições medidas pelos sensores.



**Figura 10 – Foto do microprocessador HALTECH E6K.**

Utilizam-se termístores NTC (Figura 11) que variam a sua resistência inversamente com a temperatura, ou seja, quando maior a temperatura menor a resistência.



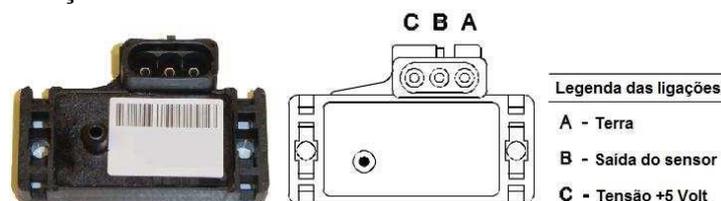
**Figura 11 – Sensor de temperatura do motor.**

É responsável por converter a temperatura num sinal elétrico, enviando-o para o microprocessador. Este determina as correções a efetuar na riqueza da mistura a ser admitida pelo motor durante o arranque e funcionamento a frio. Uma vez que na SEM o motor está a maior parte do tempo desligado, o sensor encontra-se no cárter, uma vez que esta representa a temperatura “mestra” do motor. Estando baixa, a mistura empobrece sendo necessária uma correção na injeção.

Como sensor de temperatura do ar no coletor de admissão utiliza-se igualmente um termistor NTC (Figura 11) para identificar as mudanças de massa volúmica do ar ambiente resultante das variações de temperatura do mesmo. Como o ar frio é mais denso que o quente, é necessário uma maior massa de combustível para manter a mesma relação ar-combustível da mistura, sendo feita a correção. É importante selecionar corretamente a posição do sensor no sentido de efetuar medições corretas e não interferir com o escoamento de ar no interior do coletor de admissão.

Com o objetivo de conhecer a carga de funcionamento do motor utiliza-se um sensor para medir a pressão absoluta do ar no interior do coletor de admissão (Figura 12).

O princípio consiste na existência de um tubo, proveniente de um orifício do coletor de admissão, ligado ao sensor que contém uma célula de pressão e uma câmara com um circuito de avaliação separadas por um diafragma. Uma ponte de resistências (ponte de Wheatstone) compõe o circuito de avaliação, dispostas para que qualquer deflexão no diafragma provoque uma variação de tensão na ponte, que é diretamente proporcional à pressão do ar no interior do coletor de admissão. Conhecida a pressão o microprocessador efetua a respetiva correção.



**Figura 12 – Sensor de pressão no coletor de admissão.**

É necessário outro sensor para determinar a posição angular da cambota (Figura 13). Este baseia-se no efeito de Hall, sendo constituído por um material semiconductor através do qual flui uma corrente elétrica com uma determinada intensidade. Quando um elemento ferromagnético, colocado em local específico no veio, passa junto ao sensor, interrompe o

circuito, diminuindo a tensão de saída deste. Desta forma informa-se o microprocessador do instante do ciclo de rotação para que este dê as ordens de ignição e de injeção programadas.



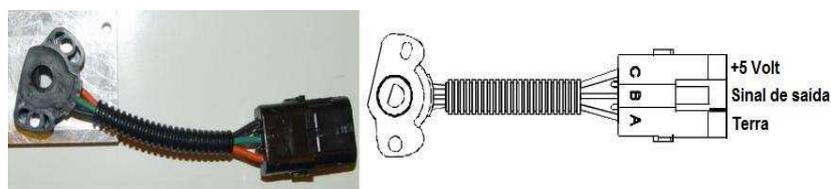
**Figura 13 – Sensor de posição angular da cambota.**

No motor M3165 estão montados dois sensores deste tipo na árvore de cames: *home* e *trigger*. O primeiro indica ao microprocessador que a próxima injeção ou ignição ocorrerá novamente no primeiro cilindro, por se tratar de um motor monocilíndrico. O segundo é responsável por indicar um instante de referência a partir do qual é contado o tempo programável que estabelece o instante de ignição e o instante de início de injeção, de acordo com a programação no *software* da ECU.

É através da informação transmitida por outro sensor deste tipo que se mede a velocidade instantânea de rotação do veio de saída da embraiagem centrífuga que após tratamento adequado permite calcular o valor de binário desenvolvido pelo motor a cada velocidade de rotação.

Na Figura 14 é possível observar o sensor que determina a posição angular do acelerador através da variação da tensão de saída provocada quando varia a resistência, resultante da rotação do veio da válvula de barril do acelerador. A resistência do potenciômetro é alterada pelo movimento angular da válvula de barril do acelerador.

Pelo fato deste motor revelar piores bsfc a carga parcial, trabalha-se sempre em carga total, ou seja, com o acelerador “a fundo”, o que reduz as variáveis envolvidas nas correções realizadas pela ECU e facilita o trabalho do piloto em pista, que apenas aciona o interruptor.



**Figura 14 – Sensor de posição angular da borboleta do acelerador.**

### 3.4. Software de programação da ECU

Como parte integrante e fundamental da ECU, o *software* de programação é responsável pela transmissão de informação entre o utilizador e o microprocessador e vice-versa. Utiliza-se para tal o programa E6K V6.34 (Figura 16), apenas compatível com as plataformas WINDOWS 95 e WINDOWS 98, instalado num PC.

Quando ligado ao circuito o programa permite visualizar a informação recolhida pelos sensores assim como programar os parâmetros de funcionamento através da alteração dos mapas de instante de ignição, de tempo de injeção e de correções. Com os mapas primários e de correções devidamente preenchidos, o microprocessador extrai essa informação e aplica as correções aos valores dos mapas primários, de acordo com a informação recebida pelos sensores. Na Figura 15 apresenta-se o processo de forma sequencial.

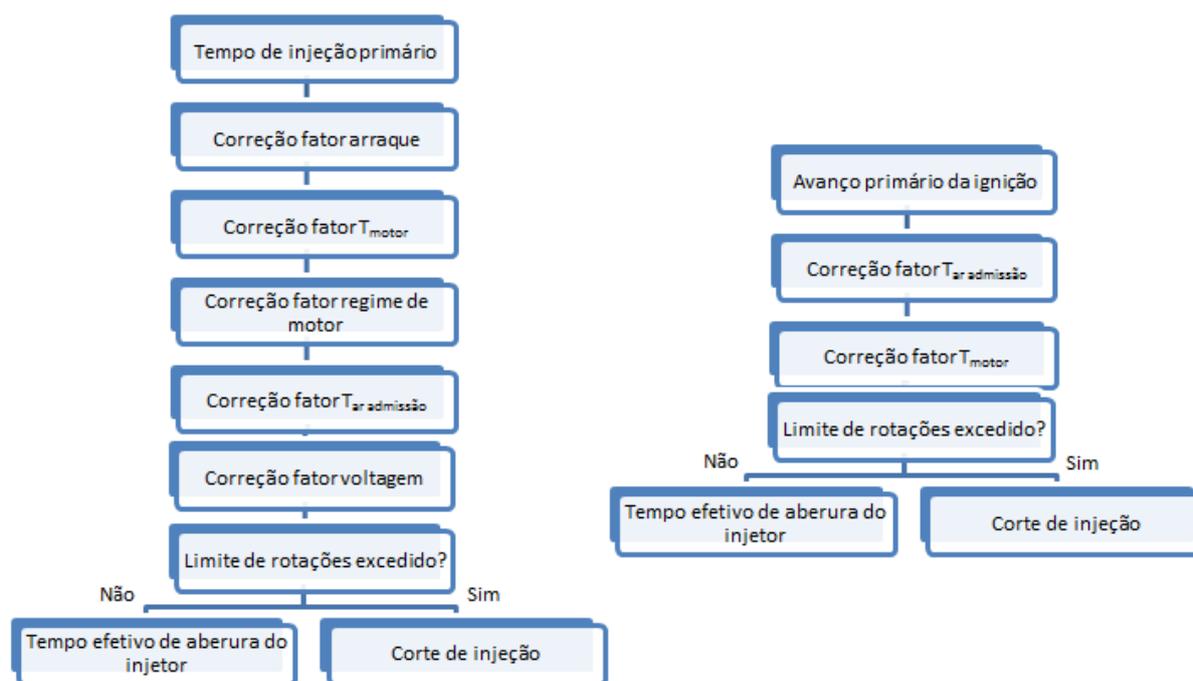


Figura 15 – Esquema sequencial de funcionamento do microprocessador da ECU.

Como foi referido, é através do preenchimento de mapas de duração de injeção e do ângulo do instante de ignição em função da pressão do ar no coletor de admissão. Estes têm o formato de gráficos de barras onde a altura de cada barra corresponde ao valor da respetiva variável de saída em função de uma variável de entrada, proveniente dos sensores.



Figura 16 – Imagem da janela inicial do programa E6K V6.34.

O programa apresenta um mapa para cada 500 rpm, começando em 0 e podendo acabar em 8500 ou 11000 rpm, consoante a opção que se escolha. No nosso caso, como o regime máximo é às 4500 rpm, programa-se até às 5500 rpm.

Na Figura 17 mostra-se o mapa onde se editam os tempos de injeção primários. Este mapa tem 32 barras e ajusta-se a altura de cada barra, que corresponde ao tempo de injeção em ms, em função da pressão do ar no coletor de admissão. Esta pressão varia entre -100 kPa, que corresponde à barra 1, e 0 kPa, que corresponde à barra 32, sendo uma pressão relativa de valor negativo por resultar da subtração da pressão atmosférica à pressão absoluta.

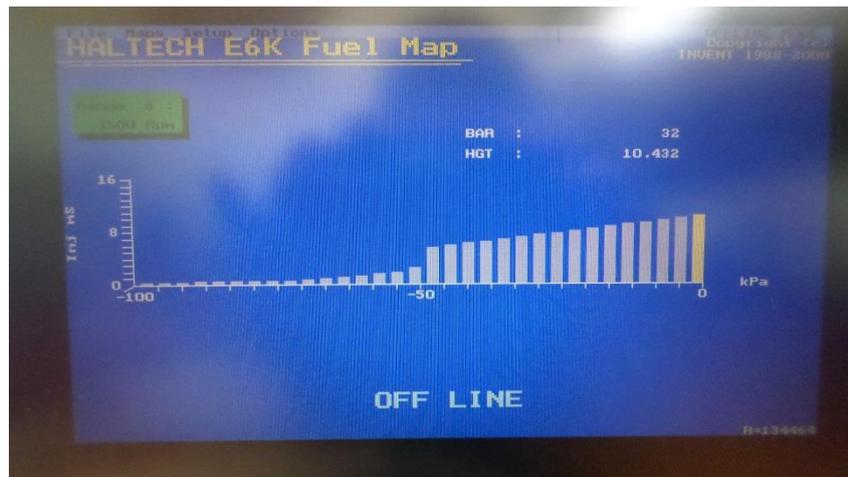


Figura 17 – Foto do mapa do tempo de injeção primário às 3500 rpm.

Uma vez que o motor M3165 é atmosférico, configura-se a barra 32, a mais à direita, correspondente à pressão atmosférica, a máxima atingida, linearizando-se progressivamente as outras até à barra 17 que corresponde a 0,5 bar, correspondendo a barra mais à esquerda ao vazio. Este procedimento permite que, ao haver flutuações de pressão no coletor de admissão, o microprocessador tenha informação disponível nos mapas sobre como adaptar a duração da injeção de forma coerente. Uma subida do valor da pressão absoluta faz a diferença de pressão diminuir, e corresponde a um aumento de massa de ar admitida, logo o tempo de injeção primário de combustível será maior para manter a relação ar-combustível da mistura.

A alteração do mapa dos instantes de ignição (Figura 18) é efetuada de forma análoga à anterior, sendo que, neste caso, ao variar a altura da barra altera-se o ângulo da manivela da cambota no instante de ignição, apresentado em  $^{\circ}$ , por se utilizar a posição da árvore de cames como referência.

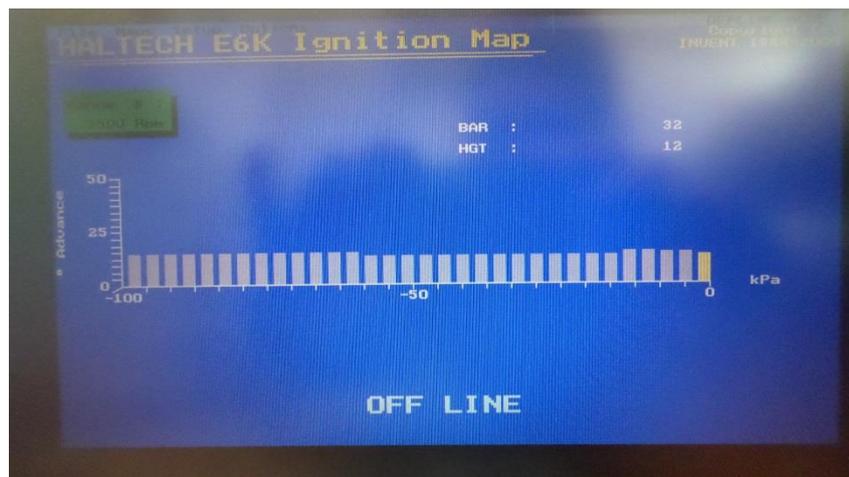


Figura 18 – Foto do mapa de instante primário de ignição às 3500 rpm.

Uma vez que o arranque do motor só é efetuado depois deste ser aquecido com resistências elétricas a uma temperatura da cabeça e do cárter superiores a 65 °C, torna-se desnecessário abordar as configurações da ECU para arranque a frio, no entanto, é definido um enriquecimento, em percentagem, do tempo de injeção quando a temperatura do motor é inferior à considerada ideal de funcionamento, no *Fuel Coolant Map*, como mostra a Figura 19.

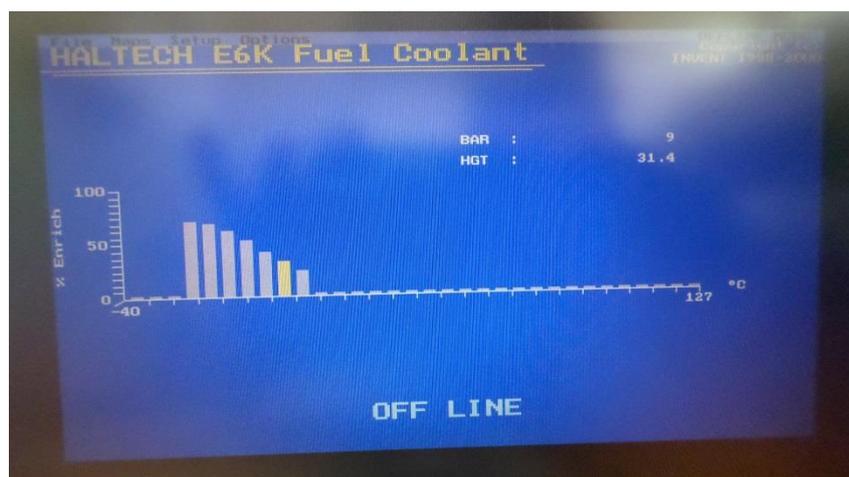


Figura 19 – Foto do *Fuel Coolant Map*.

Na fase de funcionamento normal a otimização pode ser efetuada de forma precisa uma vez que, sem as diferenças de injeção que ocorrem nas fases afastadas das ótimas, se pode refinar os tempos de injeção em regime estável. O microprocessador efetua as alterações de pequena escala resultantes da variação da temperatura do ar ou da tensão da bateria nos tempos de injeção.

A variação de temperatura do ar ambiente altera a quantidade de massa de ar admitida no coletor de admissão. Se a temperatura subir reduz-se a massa de ar admitida, logo a massa de combustível necessária é inferior, logo a ECU reduz o tempo de injeção. O mapa *Fuel Air Temp* (Figura 20) reflete a forma como é feita esta correção.

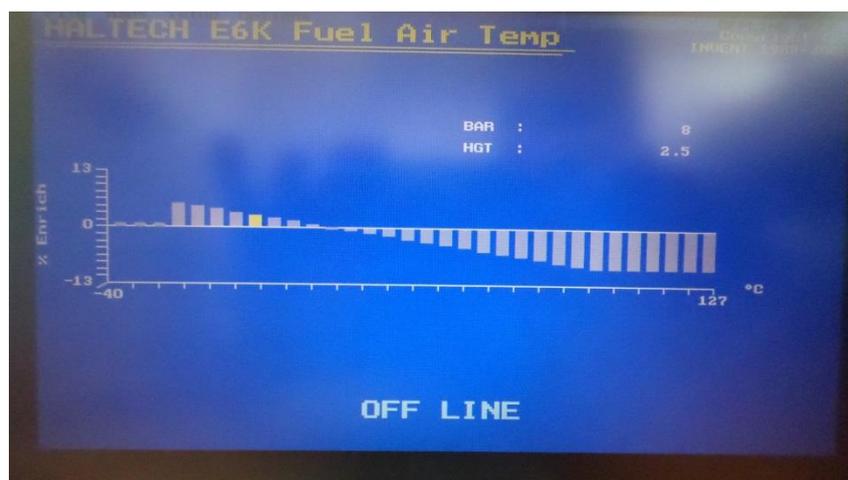


Figura 20 – Foto do mapa *Fuel Air Temp*.

A variação da tensão da bateria também altera o tempo de abertura do injetor. Sem correção, uma diminuição na tensão da bateria provoca um atraso na abertura do injetor, diminuindo o tempo efetivo que este está aberto. Para corrigir esse acontecimento, neste mapa (Figura 21) define-se o quanto é necessário aumentar os tempos de injeção, funcionando como um circuito extra que soluciona essas oscilações, acertando os tempos de injeção e mantendo a massa de combustível injetada no coletor de admissão independentemente da tensão da bateria.



Figura 21 – *Battery Voltage Map* de correção do tempo de injeção.

De forma análoga às correções dos tempos de injeção, quando funciona em regime estável o microprocessador corrige os instantes de ignição com as variações da temperatura do motor. Com o *Ignition Coolant Map*, é possível avançar ou retardar o instante de ignição até um máximo de  $10^\circ$  o ângulo da manivela da cambota de acordo com a temperatura do motor. O sistema vem equipado com um mapa modelo, que só deverá ser alterado se houver necessidade de ajustar o instante de ignição para muito altas ou muito baixas temperaturas.

### 3.5. Simulação do CFM

Desenvolvido e aperfeiçoado ao longo dos anos, o programa que simula o funcionamento do motor e determina os tempos de injeção e instantes de ignição congrega toda a informação recolhida ao longo dos anos sobre MCI, fenómenos de combustão e outros fenómenos físicos que permite simular teoricamente o funcionamento de um motor.

São efetuadas simulações do CFM para o intervalo de velocidade de rotação do motor incrementando de 500 em 500 rotações por minuto (rpm), tal como na ECU, de forma a ter os parâmetros ótimos para cada velocidade de rotação de motor. Pode-se assim comparar os resultados teóricos com os resultados experimentais efetuados no banco de ensaios do laboratório e otimizar o processo.

De reter que existe uma reciprocidade entre as simulações do CFM, que definem os parâmetros da ECU, e o funcionamento do motor, ou seja, consoante os parâmetros são definidos o motor tem um determinado desempenho, que por sua vez, define as diretrizes das escolhas a efetuar na seleção dos parâmetros.

Mais uma vez, no nosso caso, qualquer variação de parâmetros é efetuada para reduzir o consumo específico de combustível ao freio.

A influência da temperatura a que se encontra o cárter, abreviadamente  $T_{\text{óleo}}$ , divide-se em dois efeitos: a temperatura de operação do óleo lubrificante e a transferência de calor que efetua com a cabeça do cilindro. Em termos de lubrificação a sua variação tem influência na viscosidade do óleo, pois quanto maior for a temperatura de operação menor é a viscosidade de serviço. A nível térmico, quanto mais próxima estiver da temperatura da cabeça do cilindro maior será o tempo que esta se mantém. Visto por outro ponto de vista, quanto menor for a temperatura do cárter, maior será a diferença de temperatura entre esta e a cabeça do cilindro e mais rapidamente a cabeça do cilindro arrefece, reduzindo a eficiência energética, logo não é benéfico para o baixo consumo específico de combustível (Carvalho, 2010). Para favorecer a transferência de calor entre a cabeça do cilindro e o cárter introduziram-se três peças novas em alumínio em 2011. Esta alteração, estreada na prova SEM de 2011, resultou no melhor desempenho de sempre do Eco Veículo, em que a temperatura inicial do cárter foi de 81,9 °C, com uma temperatura ambiente média de 32 °C, apesar de os estudos anteriores mais recentes apontarem para um valor ideal de 87 °C (Correia, 2011).

A temperatura da cabeça do cilindro do motor, abreviada por  $T_{i,\text{cabeça}}$  revela-se a mais influente em termos de consumo específico de combustível pois condiciona fortemente o processo de evaporação do combustível e formação de uma mistura ar-combustível homogénea até ao instante em que se inicia a combustão, assim como a quantidade de mistura admitida no motor em cada ciclo. Estes dois fatores são fundamentais para a evolução da pressão durante os processos de compressão, combustão e expansão e o trabalho realizado pelo motor em cada CFM.

A temperatura do ar à entrada da válvula de admissão é tanto maior quanto maior for a temperatura da cabeça do cilindro, uma vez que é aquecido na conduta de admissão à medida que se aproxima da cabeça do cilindro. Quanto maior a temperatura do ar à entrada do motor menor será o rendimento volumétrico do motor.

Quanto maior a temperatura da cabeça do cilindro maior é a facilidade que o combustível tem de evaporar ao entrar em contato com as paredes da porta de admissão, da

válvula de admissão e da câmara de combustão, e mais homogênea será a mistura ar-combustível no instante em que se inicia a combustão, que é maior quanto maior for a temperatura, fator que beneficia a combustão, logo, contribui para baixar o bsfc.

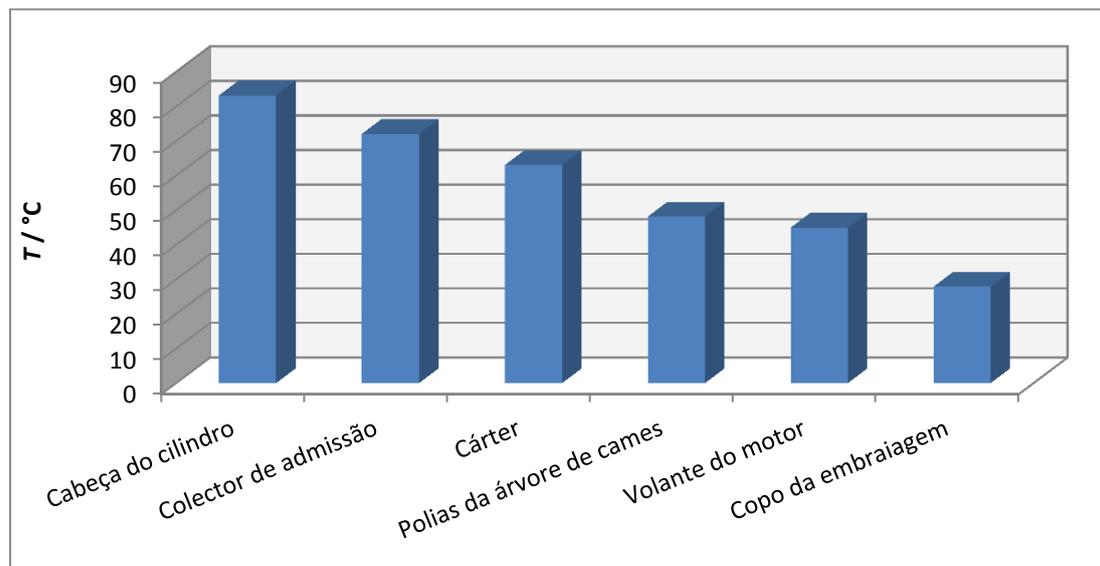
Na SEM de 2011 a temperatura da cabeça do cilindro inicial foi 74,6 °C, ou seja, cerca de 7,3 °C de diferença da temperatura do cárter. Isto deve-se ao fato da primeira ligação do motor, por ser a mais longa e a que consome mais combustível, provocar um aumento de temperatura da cabeça do cilindro de cerca de 20 °C e assim na 2ª ligação do motor a temperatura da cabeça do cilindro já estaria próxima de 95 °C que um estudo prévio efetuado apontou como valor ideal (Correia, 2011).

A riqueza da mistura ar-combustível é influenciada por vários parâmetros. Estudos anteriores comprovam que riquezas no intervalo 0,82 – 0,85 (Marques, 2009) são as adequadas para o melhor funcionamento deste motor, ou seja, resultam em consumo específico de combustível ao freio mais baixo. No motor, a temperatura da cabeça do cilindro é o parâmetro que tem maior influência na variação da riqueza da mistura, pelas razões antes avançadas, assim como as condições climáticas, nomeadamente pressão, temperatura e humidade relativa. Estas influências devem ser estudadas e consideradas na simulação do CFM, e, conseqüentemente, na programação da ECU, que procede às devidas correções no sentido de manter a riqueza ideal. Existem diferentes combinações de riqueza, instante de instante de ignição e tempo de injeção que resultam no mesmo bsfc.

Relativamente aos ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, as simulações do CFM permitem afirmar que o bsfc do motor diminui com o aumento do IVO. Foram realizadas simulações e variou-se o IVO desde 5° APMS até 30° APMS e verificou-se que o consumo ótimo se verifica quando o ângulo de abertura da válvula de admissão é 30° APMS. No motor M3165 a abertura da válvula de admissão é 10° APMS e o fecho da válvula de admissão é 75° DPMS. A abertura da válvula de escape é 44 ° APMS e o fecho é 0 ° DPMS (Gonçalves, 2008).

Como fator estratégico importante, surge a definição do intervalo de funcionamento do motor. Tendo o motor M3165 regime das 0 às 6000 rpm, estudos anteriores indicam que o regime onde se obtêm melhores consumos específicos de combustível é das 2500 às 4500 rpm, em aceleração máxima. Posto isto, a programação da ECU realizou-se entre as 500 e as 5500 rpm.

O aquecimento do ar quando entra na câmara de combustão, anteriormente desconsiderando, também revela influência importante na ocorrência da combustão. Ao considerar que a temperatura do ar quando entra na câmara de combustão é igual à temperatura do ar exterior despreza-se o efeito do aquecimento na passagem pela conduta de admissão e sede das válvulas de admissão, que por se encontrarem nas imediações da cabeça do cilindro, aproximam-se da temperatura desta. Para a riqueza da mistura ar-combustível também contribui o arrefecimento do ar provocado pela evaporação de uma fração da gasolina injetada e o arrefecimento da conduta de admissão provocado pela passagem do ar de admissão. Quando estão em causa diferenças de temperatura entre a cabeça do cilindro e o ar ambiente na ordem dos 70 °C, e entre o coletor de admissão e o ar ambiente em torno dos 50 °C, (Figura 22), é possível entender a importância da consideração deste fenómeno na simulação do CFM, de forma a este representar rigorosamente o funcionamento real do motor.



**Figura 22 – Temperaturas finais dos componentes do motor após aquecimento.**

A variação de temperatura do ar entre o exterior e a entrada da câmara de combustão é então dada pela soma de quatro parcelas, estando a parcela relativa ao aquecimento que ocorre na passagem do ar pela conduta até à válvula de admissão, desenvolvida no APÊNDICE E, cujo efeito é o mais considerável neste fenómeno.

O tempo de injeção é o parâmetro que controla a massa de combustível a ser injetada em cada ciclo, quanto mais tempo o injetor fica aberto maior é a massa de combustível injetada na câmara de combustão em cada CFM. O tempo de injeção aumenta com a velocidade de rotação do motor, isto significa que para maiores velocidades de rotação é necessário maior massa de combustível injetado na câmara de combustão em cada ciclo, (Correia, 2011). O sucesso da correta determinação deste fator passa por considerar de forma rigorosa os parâmetros e fenómenos envolvidos no sentido de otimizar a quantidade de combustível fornecida, ou seja, não utilizar tempos de injeção demasiado longos que fornecem demasiado combustível à mistura, enriquecendo-a excessivamente, nem demasiado curtos, o que a empobrece. A combinação da experiência com as simulações teóricas e experimentais pode resultar na descoberta dos tempos de injeção ideais.

Na programação da ECU o ângulo do instante de ignição, abreviadamente instante de ignição, é o ângulo da manivela da cambota, medido em graus APMS, em que a faísca salta entre os eléctrodos da vela de ignição. Este é um dos principais parâmetros da otimização, pois dispomos de tecnologia de medição, ajuste e controlo deste parâmetro do CFM.

Tal como no tempo de injeção, com o qual se relaciona, o melhor ajuste tem vindo a ser procurado de forma ao motor ser o mais eficiente possível. O mesmo bsfc pode ser obtido, para uma dada velocidade de rotação do motor, combinando-se um tempo de injeção de valor superior com um instante de ignição de valor inferior (Correia, 2011).

A performance do veículo em prova é dada por:

$$P[\text{km/L}] = \frac{d_{\text{trial}}[\text{m}]\rho_f(T_0)[\text{kg/m}^3]}{m_{f,\text{prova}}[\text{kg}]\times 10^6}. \quad (1)$$

Em que  $d_{\text{trial}}$  corresponde à distância total percorrida em pista,  $\rho_f$  à massa volúmica do combustível à temperatura de referência  $T_0$  e  $m_{f,\text{prova}}$  a massa total de combustível consumido na prova.

O bsfc é tanto menor quanto maior for o rendimento de conversão de combustível ao freio e representa a razão entre a massa de combustível consumido e a energia mecânica produzida pelo motor ao freio. Considera-se que a massa de combustível numa prova é dada pela soma de 3 componentes (Carvalho, 2010):

$$m_{f,\text{prova}}[\text{kg}] = \frac{E_1[\text{J}]\text{bsfc}_1[\text{g/kW}\cdot\text{h}]}{3,6\text{E}9} + \sum_{j=1}^n \frac{E_{2,1}[\text{J}]\text{bsfc}_{2,1}[\text{g/kW}\cdot\text{h}]}{3,6\text{E}9} + \frac{E_{2,2}[\text{J}]\text{bsfc}_{2,2}[\text{g/kW}\cdot\text{h}]}{3,6\text{E}9}. \quad (2)$$

Considerando o desempenho do Eco Veículo na SEM 2011, nesta expressão,  $E_1$  corresponde à energia mecânica produzida pelo veio de saída acoplado à embraiagem na primeira ligação do motor, quando este é acelerado dos 0 – 30 km/h, que inclui a gama em que a embraiagem escorrega e não transmite toda a potência ao eixo de saída e a fase em que esta já transmite toda a potência, e  $\text{bsfc}_1$  corresponde ao consumo específico de combustível ao freio nessa ligação.  $E_{2,1}$  traduz a energia mecânica produzida, na primeira fase de uma ligação normal, para acelerar o mesmo veio das 0 – 2900 rpm, processo realizado  $n$  vezes na prova, que representa a energia de acelerar o motor, vencendo a inércia do veio e da transmissão, que neste intervalo só transmite parte da potência à roda motriz, e o  $\text{bsfc}_{2,1}$  o consumo específico nesta fase. Por fim,  $E_{2,2}$  representa a energia mecânica produzida, na segunda fase de uma ligação normal, pelo mesmo veio de saída para acelerar todo o veículo das 2900 – 4520 rpm, com a transmissão total da potência à roda motriz, e o  $\text{bsfc}_{2,2}$  o respetivo consumo específico de combustível ao freio. Na expressão,  $n$  representa o número de vezes que o motor é ligado na prova, dado por  $n = x \times v - 1$ , sendo  $x$  o número de vezes que se liga o motor por volta e  $v - 1$  o número de voltas, onde se subtrai a primeira ligação.

Esta divisão de tarefas permite identificar isoladamente o peso de cada uma das fases e respetivas possibilidades de otimização, podendo intervir em cada uma delas no sentido de reduzir o consumo, sendo a melhor combinação a que melhor rentabiliza o conjunto. A análise referida identifica  $E_1$  e  $E_{2,2}$  como as energias maioritárias no processo, 2 ordens de grandeza superiores a  $E_{2,1}$ , como se mostra na Tabela 6. No entanto, por este se verificar  $n$  vezes em prova e corresponder ao bsfc mais elevado dos 3, a  $E_{2,1}$  também se revela importante. Neste trabalho o estudo recai maioritariamente sobre o  $\text{bsfc}_{2,2}$ .

**Tabela 6 – Energias produzidas pelo veio de saída nas diferentes fases da ligação do motor, durante a SEM 2010, à temperatura ambiente igual a 15 °C.**

$E_1$ /(J)	$E_{2,1}$ /(J)	$E_{2,2}$ /(J)
3178	24,31	3251

### 3.6. Injetor

O injetor (Figura 23) é o componente responsável por efetuar a injeção de combustível na porta de admissão.

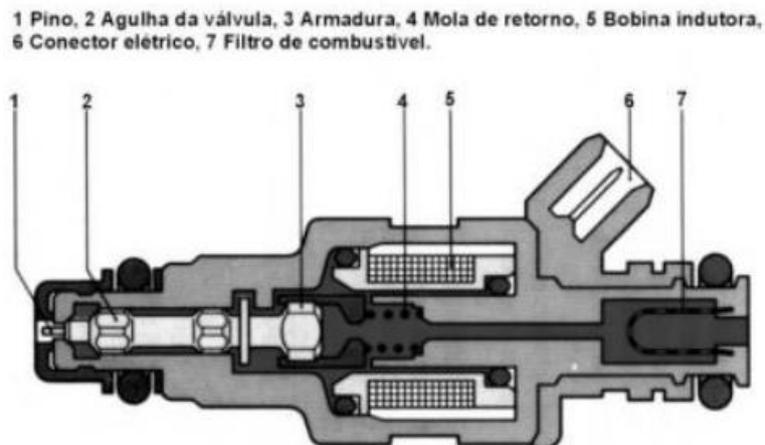


Figura 23 – Vista em corte do injetor de combustível BOSCH EV6.

O seu princípio de funcionamento consiste na existência de um estado de repouso em que não existe passagem de corrente pelo enrolamento do solenoide, que permite que a válvula seja pressionada contra o assento pela mola, impedindo a passagem de combustível. Quando um fluxo de corrente elétrica, controlado pela ECU, for recebido pelo solenoide através de uma força eletromotriz, este atrai o conjunto armadura-válvula no sentido oposto à força da mola, levantando a agulha cerca de 0,1 mm do assento. Esta ação permite a passagem de combustível e conseqüente injeção pelo orifício de precisão, que atomiza a gasolina injetada, processo que favorece a combustão (Figura 24). Para um dado injetor a massa de gasolina injetada é determinada pela duração do impulso elétrico, pela diferença de pressão existente entre a entrada e saída de gasolina do injetor e pela tensão de alimentação do injetor.

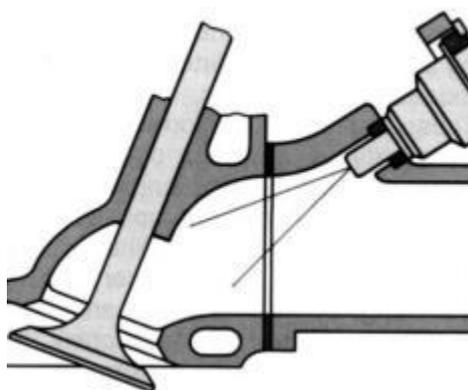


Figura 24 – Representação do processo de injeção de combustível.

### 3.7. Sistema de ignição

O sistema de ignição é constituído pela vela, bobina e módulo (Figura 25) e tem a tarefa de inflamar a mistura ar-combustível num certo instante, com precisão, estando a energia mínima de ignição dependente da relação ar-combustível da mistura.



Figura 25 – Foto de módulo e vela, componentes do sistema de ignição.

Este motor possui 2 velas NGK CR8HIX, responsáveis por soltar a faísca que inflama a mistura presente na câmara de combustão. Simulações mostram que o motor só com uma vela NGK CR8HIX teria menor bsfc, no entanto, ensaios experimentais não confirmaram a previsão teórica. Outra opção seria o motor possuir duas velas de ignição de menores dimensões de forma a diminuir as perdas térmicas. No âmbito deste trabalho estava previsto o estudo da substituição das velas atuais por outras mas revelou-se mais útil o aprofundamento do estudo dos parâmetros referidos devido a terem mostrado relevância e progressos.

O módulo de ignição usado. Designado por BOSCH 1227 022 088, tem a capacidade de determinar quando deve ser ligado o circuito primário, o ângulo e a duração do fecho. Independentemente do regime em que funciona o motor, este deve deixar decorrer o tempo necessário para que a corrente no circuito primário alcance o seu valor ótimo, no entanto possui um circuito de proteção incorporado que impede que esta aumente em demasia. A função da bobina de ignição é gerar toda a tensão elétrica necessária para a vela soltar a faísca. É constituído por dois enrolamentos, o primário e o secundário, e quando o enrolamento primário de baixa tensão é desligado por ordem do módulo de ignição, faz gerar um fluxo de corrente de alta tensão no enrolamento secundário que o transmite à vela. No nosso caso utiliza-se um modelo de baixa resistência, que sem resistência compensadora, produz elevada corrente de arranque com baixas tensões na bateria.

### 3.8. Resistência de aquecimento da cabeça e do cárter

Essencial para a maximização do desempenho do motor, o controlo térmico revela-se parte fulcral da estratégia de funcionamento do motor. Para reduzir o tempo necessário para serem atingidas as temperaturas ótimas de funcionamento, o motor incorpora duas resistências elétricas de aquecimento (Figura 26), uma instalada na cabeça do cilindro e outra no cárter, ligadas a uma fonte de alimentação.



**Figura 26 – Resistência de aquecimento BOSCH 0250 201 031 Glow Plug Fast.**

A regulação de tensão e intensidade de corrente na fonte de alimentação permite o aquecimento isolado da cabeça ou do cárter, ou de ambas em simultâneo, permitindo atingir as temperaturas da cabeça e do óleo pretendidas, tanto no início de cada ensaio do motor como na fase prévia à entrada do veículo em prova, de acordo com os regulamentos da SEM. Por motivos de segurança, opta-se por não ultrapassar os 10,0 A de intensidade de corrente em qualquer das 3 situações de aquecimento (cárter, cabeça ou ambas).

### **3.9. Sistema de injeção e medição de combustível**

Este sistema (Figura 27) é responsável pelo armazenamento e acondicionamento do combustível de forma a este ser injetado à pressão desejada para realizar cada ensaio. É efetuado o enchimento da pipeta graduada até o nível do combustível coincidir com a marcação do 0,05 mL na pipeta, por uma questão de conveniência, pois, para facilitar a leitura, é a linha horizontal tangente à base do menisco que é utilizada como referência. Na Figura 28 mostram-se os diversos componentes deste sistema presentes na estrutura.



**Figura 27 – Foto do sistema de armazenamento e medição de combustível do banco de ensaios.**

De realçar o cuidado necessário ao efetuar a reposição de gasolina no reservatório, pois é necessário purgar o ar que permanecer na tubagem, pois a presença deste influencia de forma grave os resultados dos ensaios. Para efeito de tratamento de resultados é importante conhecer o  $\rho$  do combustível utilizado. Este deve ser efetuado através do procedimento experimental descrito no ANEXO B. É também necessário pressurizar frequentemente o

sistema a 5,0 bar para manter a pressão acima de 3,4 bar, procedimento que garante a correta injeção de combustível.

### **3.10. Lubrificação do motor**

A lubrificação do motor é uma tarefa cuja importância se revela também essencial, pelos tamanhos reduzidos das folgas e componentes do motor. Uma vez que a lubrificação do cilindro é efetuada por chapinhagem, quanto maior for a quantidade de óleo que tiver que ser arrastada pela cambota, mais trabalho se perderá nessa operação, pelo deve existir a quantidade de óleo suficiente para uma lubrificação eficaz (Marques, 2009). Para tal, a quantidade de óleo a colocar deve ser sequenciada, injetando-se pequenas quantidades de cada vez, até o nível superficial deste estiver em contato tangencial com a base da parte inferior da cambota. De seguida adiciona-se o volume de 7,5 mL de óleo. Por possuir uma câmara hemisférica, o processo de extração de óleo é mais complicado devido ao difícil acesso, tanto físico como visual, à câmara mais afastada do orifício de acesso ao cárter.

Na realização em série de ensaios, para evitar tanto o contato entre os componentes móveis como a saturação do óleo, injeta-se 1,5 mL de óleo a cada bloco de 6 ensaios realizados. Esta adição compensa o óleo que é expelido quer pelo filtro quer pelas folgas existentes no motor devido à inexistência de vedantes na cambota que iriam aumentar consideravelmente o atrito.

Com o mesmo óleo que se lubrifica o cárter lubrificam-se outros componentes da cabeça do cilindro, como é o caso das guias das válvulas, eixo dos balanceiros e o rolamento do esticador da correia, elementos exteriores sujeitos a pequenas cargas. Com um óleo mais viscoso, o SHELL SPIRAX A 85W-140 ISO VG360, lubrificam-se os rolamentos das chumaceiras da árvore de cames e nos rolamentos dos balanceiros, elementos de pequena dimensão solicitados com elevadas cargas a baixa velocidade.

Em banco de ensaios foram testados os óleos SHELL HELIX ULTRA 5W40, SHELL HELIX ULTRA EXTRA 5W30, SHELL HELIX ULTRA X 0W30 e MOTUL 300V HIGH RPM 0W20. Embora as regras da SEM obriguem à utilização exclusiva de combustíveis e lubrificantes da marca SHELL, a inexistência no mercado comum de um óleo lubrificante para motores de automóveis da marca SHELL com viscosidade inferior à do SHELL 0W30 levou a optarmos por adquirir o óleo 0W20 da marca MOTUL cujo valor de viscosidade à temperatura ambiente se insere no que pretendíamos estudar. As propriedades destes óleos apresentam-se no ANEXO D.

### **3.11. Preparação do banco de ensaios**

A realização dos ensaios experimentais com o objetivo de otimizar o consumo específico de combustível ao freio do motor, é uma fase crucial neste trabalho. Por esse motivo a preparação do banco de ensaios é um processo onde todos os requisitos têm de ser cumpridos antes destes começarem. As etapas para a preparação do banco são as seguintes, considerando que o motor já se encontra instalado no banco de ensaios:

- 1 - Encher o depósito do combustível com a quantidade adequada de gasolina para o número de ensaios a ser realizado;
- 2 - Pressurizar o sistema de alimentação de combustível e ligar a alimentação da válvula de regulação do nível de combustível na pipeta;
- 3 - Ligar os computadores, a fonte de alimentação do microprocessador, a bateria de alimentação do motor de arranque e a bateria de alimentação do sensor de efeito de Hall de medição da velocidade de rotação da roda de inércia;
- 4 - Lubrificar a cabeça do cilindro e verificar do nível do óleo no cárter;
- 5 - Ligar o termómetro digital que regista a temperatura do óleo no cárter e a temperatura da cabeça do cilindro;
- 6 - Ligar a fonte de alimentação das resistências de aquecimento do cárter e da cabeça do cilindro e regular a tensão de alimentação de cada uma das resistências de forma que a temperatura do cárter e a temperatura da cabeça do cilindro estabilizem nos valores pretendidos para a realização do ensaio do motor;
- 7 - Ligar o cabo de série que estabelece a ligação entre o microprocessador e o computador onde está o *software* de programação da ECU;
- 8 - Ligar o higrómetro e o termómetro digitais para medir, respetivamente, a humidade relativa e a temperatura do ar ambiente;
- 9 - Ligar o sistema de extração dos gases de escape;
- 10 - Escolher a roda de inércia que se pretende realizar e montá-la no motor;
- 11 - Quando se atingir a temperatura do óleo no cárter e a temperatura da cabeça do cilindro a que se pretende realizar o ensaio do motor, colocar o veio a rodar utilizando o berbequim elétrico para acionar a roda de inércia e ligar o motor a cerca das 1350 rpm para se proceder à realização do ensaio.

### **3.12. Descrição resumida do procedimento de ensaio de aceleração**

Quando está instalado no veículo, o veio de saída do motor encontra-se ligado ao sistema de transmissão, responsável por transferir a potência às rodas, movimentando-as. Em banco de ensaio o veio de saída aciona uma roda de inércia, sendo acoplado à cambota através de uma embraiagem centrífuga, representando assim a velocidade de rotação do motor transmitida pela embraiagem. A medição da rotação do veio é efetuada por um sensor, segundo o efeito de Hall, fixado na estrutura do banco de ensaios, que deteta a passagem do magneto montado na base da roda de inércia, transmitindo o sinal para um sistema de aquisição de dados, que mostra o valor e permite o seu controlo. Coloca-se a roda de inércia a rodar à velocidade pretendida com o auxílio de um berbequim elétrico, a fim de evitar o esforço do motor de arranque a baixas rotações, onde a embraiagem sofre de elevado escorregamento, mas essencialmente devido ao objetivo dos ensaios ser otimizar a fase de aceleração e não de arranque. Retira-se o berbequim e liga-se o motor até à rotação pretendida através do acionamento do interruptor da ECU, sendo importante estar totalmente aberta a válvula do acelerador. A ECU é eletronicamente responsável pelo “corte” da injeção à velocidade de rotação pré-definida, devendo ocorrer em simultâneo o desligamento manual do

interruptor. Na Figura 28 apresenta-se uma esquematização gráfica do banco de ensaios e respetivos componentes.

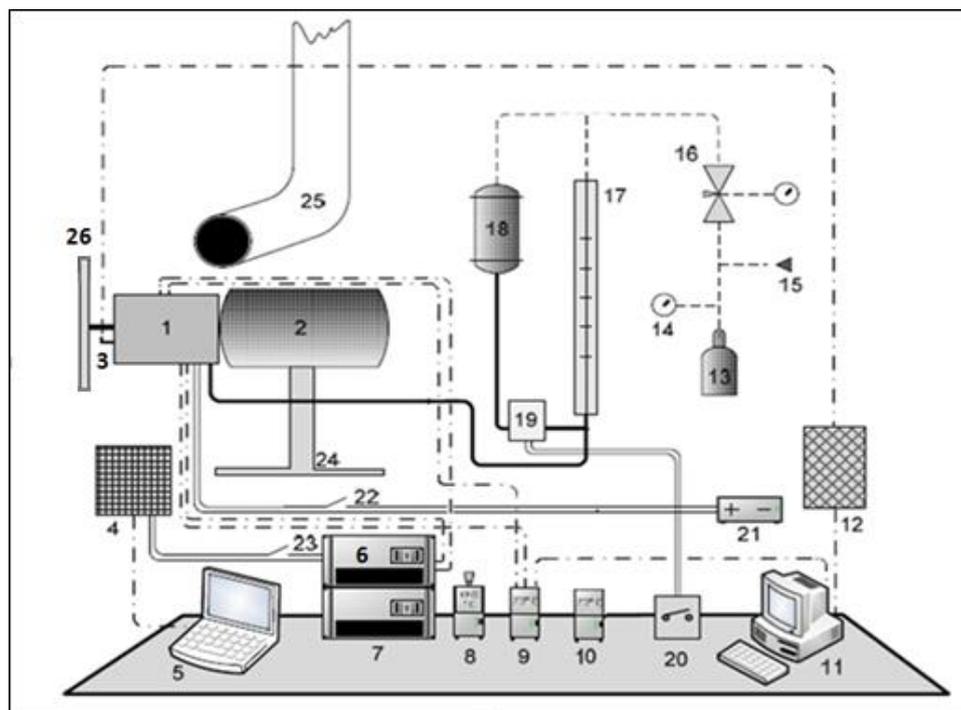


Figura 28 – Representação gráfica dos principais componentes do banco de ensaios.

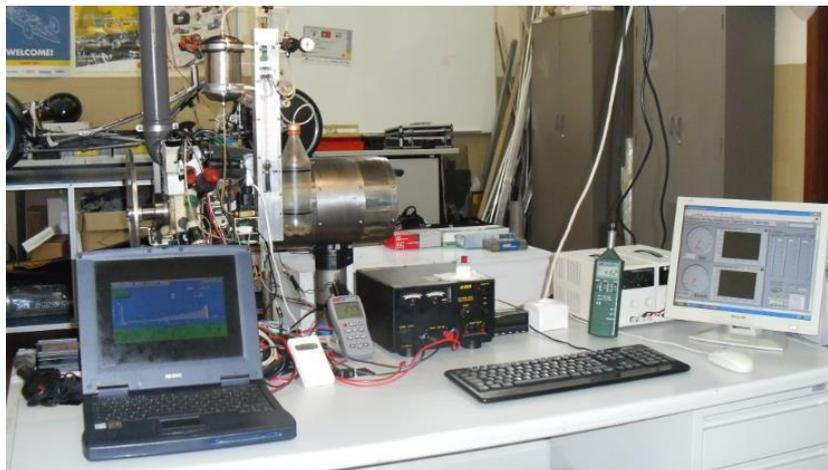
Legenda:

1 – Motor M3165	14 – Indicador de pressão com válvula de segurança 5,0 bar
2 – Contrapeso do motor	15 – Válvula de entrada de ar comprimido
3 – Sensor de velocidade de rotação da roda de inércia	16 – Regulador de pressão
4 – Centralina (ECU) HALTECH E6K	17 – Pipeta
5 – PC com <i>software</i> E6K V6.34	18 – Reservatório de combustível
6 – Fonte de alimentação de aquecimento 0-18 V, 0-20 A	19 – Válvula de abertura elétrica
7 – Fonte de alimentação 0-16 V, 35 A	20 – Interruptor elétrico 220 V
8 – Higrómetro digital	21 – Bateria 12 V
9 – Termómetro digital (Aquecimento)	22 – Interruptor do motor de arranque
10 – Termómetro digital (Ar)	23 – Interruptor da ECU
11 – PC com interface LABVIEW	24 – Apoio metálico do banco
12 – Placa de aquisição de dados	25 – Tubo de extração de gases
13 – Reservatório de ar comprimido	26 – Roda de inércia
	— Tubo de combustível
	== Cabos elétricos
	- - - - Cabos de transmissão de dados
	- - - - Linha de pressão

Para cada ensaio são medidas e registados a hora, a temperatura e humidade relativa do ar ambiente, pressão atmosférica ao nível do mar, o volume de combustível consumido pelo motor, a temperatura inicial do óleo lubrificante no cárter, as temperaturas inicial e final da cabeça do cilindro, a pressão de injeção, assim como a tensão da bateria e temperatura do ar medida pela ECU. A leitura do volume de combustível consumido em cada ensaio é efetuada por intermédio da pipeta (Figura 27) que se encontra ligada à entrada do injetor de combustível do motor.

São montados 2 termopares do tipo K, um no cárter e outro na cabeça do cilindro, para medir as suas temperaturas. O termopar montado na cabeça do cilindro é um termopar de bainha em aço inox de 1,5 mm de diâmetro. O termopar montado no cárter tem a forma de uma anilha com diâmetro interno igual a 6 mm. A temperatura do cárter representa a temperatura do óleo de lubrificação no cárter uma vez que este é em liga de alumínio e está termicamente isolado na parede exterior por uma cobertura de espuma de poliuretano rígida com 12 mm de espessura.

Toda a informação é recolhida por um conjunto de sensores que estão ligados a 3 plataformas de leitura e processamento de dados (Figura 29). São elas a ECU HALTECH E6K, ligada ao respetivo PC com visualização através de *software* próprio, uma placa de aquisição de dados NI PCI-6229 conectada a outro PC que possui um programa de *interface* desenvolvido em LABVIEW da NATIONAL INSTRUMENTS, onde se visualiza a velocidade de rotação do veio de saída, em função do tempo, medida pelo sensor RS 304-172, e um termómetro digital que mostra os valores medidos nos 2 termopares e os envia para o *PC* que os reproduz e grava, através do *software* DLTHERMO. Para cada parâmetro estudado realizam-se entre 3 e 5 ensaios, utilizando-se os valores médios destes, para aumentar a confiança nos resultados.



**Figura 29 – Foto dos principais componentes do banco de ensaios.**

Outros equipamentos são utilizados tal como um termómetro digital e um higrómetro digital para medir, respetivamente, a temperatura e a humidade relativa do ar ambiente. Os valores de pressão ao nível do mar são obtidos através da consulta dos gráficos de observação divulgados no *site* do IPMA, para a localidade Coimbra (Aeródromo), por esta se revelar a fonte mais fiável resultante da exigência inerente à atividade que nele se realiza.

O tratamento dos dados permite determinar o intervalo de velocidade de rotação de aceleração real, ou seja, os valores mínimo e máximo reais de velocidade de rotação do veio de saída. Consequentemente obtêm-se as curvas de binário do motor em função do tempo e da rotação e o bsfc médio do ensaio. A rotação livre do conjunto veio/roda permite também calcular o valor de binário de atrito médio deste, ao longo da fase de desaceleração do motor, até ao momento de desacoplamento da embraiagem. É fundamental voltar a referir a importância de pressurizar frequentemente o circuito pneumático do sistema de injeção de combustível, para garantir a injeção deste a 3,4 bar, e de repor o nível do óleo, de 6 em 6 ensaios, para que o volume existente no cárter seja de 7,5 mL acima do nível tangente à parte inferior da cambota o que garante a correta lubrificação.

### **3.13. Procedimento de determinação do binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia**

- 1 - Ligar o PC que contém o LABVIEW e a bateria de alimentação do sensor de efeito de Hall de medição da velocidade de rotação da roda de inércia;
- 2 - Verificar o nível do óleo no cárter;
- 3 - Ligar o termómetro digital que regista a temperatura do óleo no cárter;
- 4 - Ligar a fonte de alimentação da resistência de aquecimento do cárter e regular a tensão de alimentação de cada uma das resistências de forma que a temperatura do cárter estabilize no valor pretendido para a realização do ensaio da roda de inércia;
- 5 - Ligar o higrómetro e o termómetro digitais para medir, respetivamente, a humidade relativa e a temperatura do ar ambiente;
- 6 - Escolher a roda de inércia em função do tipo de ensaios que se pretende realizar e montá-la no motor;
- 7 - Quando se atingir a temperatura do óleo no cárter pretendida, colocar o veio a rodar até às 4800 rpm, utilizando a aparafusadora;
- 8 - Soltar a aparafusadora e deixar a roda rodar livremente até parar.

### **3.14. Inovações introduzidas no banco de ensaio durante a realização deste trabalho**

Durante a realização deste trabalho foram identificados e alterados alguns fatores que permitem otimizar a realização dos ensaios experimentais e ou melhorar a conceção do futuro motor.

A vídeo-gravação da variação de volume de combustível consumido pelo motor na realização de ensaios em regime transitório permite calcular o consumo específico de combustível ao freio, bsfc, em função da velocidade de rotação do motor, através da realização de apenas 1 ensaio ao invés dos anteriores 21 ensaios. O tratamento *frame a frame* do filme obtido permite associar o tempo a que ocorrem variações de volume às respetivas velocidades de rotação e determinar o bsfc correspondente a cada velocidade de rotação. Devido à elevada flutuação dos valores de bsfc obtidos por este método, torna-se necessário ajustar um polinómio de 6º grau para obter uma curva mais suave de evolução do bsfc com a

velocidade de rotação do motor. O tratamento tradicional implicava a utilização de 43 ficheiros de dados em EXCEL passando-se a necessitar apenas de 2 ficheiros mais o filme. Outro benefício é a existência de um registo visual do ensaio embora este resulta na ocupação de maior espaço virtual em disco rígido.

Com o objetivo de melhorar o isolamento térmico do motor relativamente ao banco de ensaios efetuou-se a substituição dos 4 parafusos M6x50 de cabeça sextavada em aço 8.8, e respetivas anilhas de fixação do motor à estrutura do banco de ensaios, por parafusos M6x50 em Nylon 66 + 30 % GF (*glass fiber reinforced*). Este material é dos polímeros que possui maior resistência mecânica e resistência a solicitações térmicas, com 186 MPa de tensão de rotura à temperatura ambiente e temperatura de deflexão térmica próxima à de fusão, na ordem dos 200 °C, e massa volúmica de 1351 kg/m<sup>3</sup>.

Conforme referido anteriormente, o acerto da temperatura de entrada do ar na válvula de admissão permite a determinação mais exata dos tempos de injeção e instantes de ignição na programação da ECU.

Foi revisto o valor considerado da altura acima do nível médio do mar do laboratório. Para tal, foram efetuadas várias medições com a função altímetro de um pulsímetro para ciclismo POLAR CS400, com resolução de altitude de 1 m e com erro máximo de  $\pm 2$ m, que permitiram a correção da altura do laboratório acima do nível médio do mar de 47,2 m para 40 m. O princípio de funcionamento do altímetro consiste na determinação da diferença de altura do local onde se pretende calcular a altura em relação a uma altura de referência. Na medição efetuada consideraram-se locais indicados nos mapas de Coimbra do Instituto Geográfico do Exército. Este acerto permite ser mais preciso na determinação da pressão absoluta existente no laboratório no momento do ensaio.

### 3.15. Tratamento de dados

Para determinar os resultados de cada ensaio é necessária a utilização de 3 *templates* de tratamento de dados em EXCEL: RegistoEnsaioaammdd, CCTaammddtestx e CATaammddtestx.

Na posse do registo dos parâmetros climatéricos e de funcionamento do motor medidos, quando realizados em condições idênticas, são inseridos no *template* RegistoEnsaioaammdd.xls que determina os outros parâmetros necessários como pressão absoluta, massa volúmica do ar e massa volúmica da gasolina.

O bsfc de cada ensaio é determinado utilizando-se o *template* CCTaammddtestx.xls onde se inserem os dados correspondentes à fase de aceleração do motor, presentes no ficheiro testx.txt gerado pelo *software* LABVIEW no fim de cada ensaio, volume consumido e massa volúmica do combustível e a massa volúmica do ar. Pela determinação da energia mecânica total produzida no ensaio e respetiva massa de combustível consumida, determina-se o bsfc, segundo as equações apresentadas no ANEXO A.

Através do *template* CATaammddtestx.xls determina-se o binário de atrito médio produzido na desaceleração do motor onde se inserem os respetivos dados do ficheiro testx.txt e a massa volúmica do ar. Através da energia mecânica perdida pela roda determina-se um

valor médio de binário de atrito. Estes procedimentos resultam na existência de  $x$  ficheiros test, CAT, CCT e um 1 de RegistoEnsaio na realização de  $x$  ensaios.

Quanto à determinação do binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia, utiliza-se o *template* RegistoEnsaioaammdd\_AtritoAerodinâmico para inserir os dados registados e coloca-se a pressão absoluta, calculada neste, humidade relativa e temperatura do ar e os dados da desaceleração livre registados no ficheiro testx, no *template* CalculoAtritoRodaAITransitorioaammddtextx. Este, por aproximação de uma linha de tendência de 3<sup>a</sup> ordem, determina os coeficientes da equação que traduz o binário de atrito aerodinâmico produzido pela roda de inércia em função do tempo e da rotação.

## 4. RESULTADOS

Os resultados dos diversos ensaios realizados são apresentados e explicados detalhadamente de seguida. Em cada tópico serão indicadas as condições específicas dos ensaios, nomeadamente os parâmetros variados. Em termos de simulação do CFM, que determina a programação da ECU, fixaram-se alguns parâmetros mesmo que nos ensaios estes não correspondessem à realidade. Definiu-se como temperatura média de funcionamento da cabeça e cárter o valor de  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ , óleo lubrificante do cárter SHELL HELIX ULTRA X 0W30,  $T_a = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $RH = 0\%$  e  $p = p_{atm} = 101350\text{ hPa}$ .

### 4.1. Atrito aerodinâmico do freio

Para determinar a componente aerodinâmica do binário de atrito da roda de inércia efetuaram-se 4 ensaios, de forma a quantificar a influência desta no binário de atrito total do veículo. Estes apresentam-se na Figura 30.

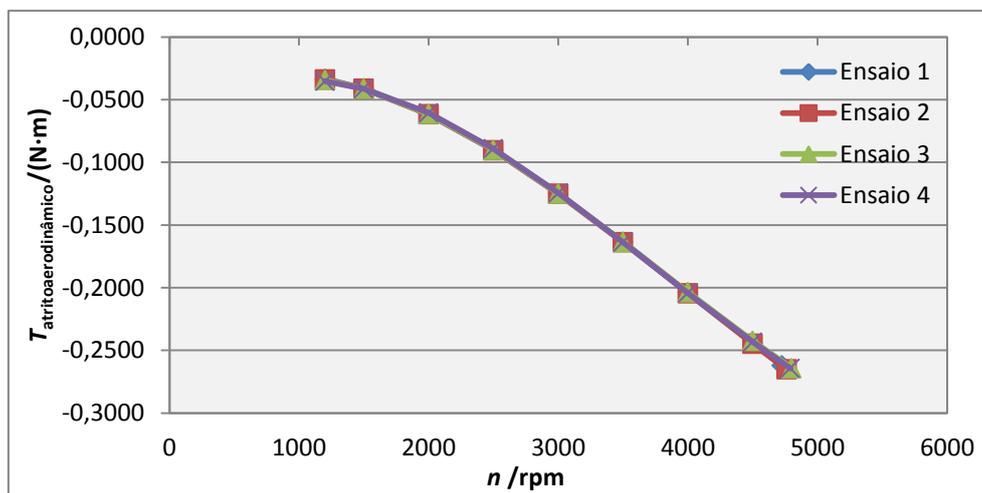


Figura 30 – Binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia em função da velocidade de rotação.

Pode-se verificar a reprodutibilidade que estes ensaios têm pela coincidência das curvas determinadas nos 4 ensaios. Verifica-se que quanto menor for a rotação menor é o binário de atrito oferecido pela roda de inércia. Apresentam-se na Tabela 7 os valores de humidade relativa e temperatura do ar, cabeça do cilindro e cárter registados em cada ensaio.

Tabela 7 – Parâmetros medidos na determinação do binário de atrito aerodinâmico.

Ensaio	$T_a / ^{\circ}\text{C}$	$RH / \%$	$T_{i,\text{óleo}} / ^{\circ}\text{C}$	$T_{f,\text{óleo}} / ^{\circ}\text{C}$
1	18,2	62,4	77,3	76,6
2	18,4	62,2	79,3	79,8
3	18,4	61,0	84,8	85,9
4	18,6	59,3	88,3	85,1

Se considerarmos o valor do ensaio 3 a  $T_{i,\text{óleo}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$  e às 3500 rpm, de cerca de -0,1650 N·m, e o compararmos com os valores de binário de atrito médio típicos à mesma temperatura e rotação, de cerca de -0,3860 N·m, esta componente representa 42,7 % do total.

## 4.2. Efeito do óleo lubrificante no bsfc e no binário de atrito médio

Realizaram-se ensaios do motor alterando o óleo lubrificante do cárter no sentido de estudar o efeito deste, tanto ao nível do bsfc na aceleração em regime transitório como no binário de atrito médio produzido na fase de desaceleração do motor até a embraiagem desacoplar. Foram testados os óleos lubrificantes SHELL HELIX ULTRA 5W40, SHELL HELIX ULTRA EXTRA 5W30, SHELL HELIX ULTRA X 0W30 e MOTUL 300V HIGH RPM 0W20. Nesta fase todos os ensaios foram realizados com a programação da ECU M3165\_14. Esta programação foi resultado de uma linearização dos valores de tempos de injeção e instantes de ignição da programação M3165\_10 (Correia, 2011) com base nos valores obtidos da simulação do CFM. As curvas que representam estas programações são descritas no APÊNDICE C.

Na realização destes ensaios, fixou-se a  $T_{i,\text{cabeça}}$  em  $95 \text{ }^\circ\text{C}$ , valor que foi definido como ótimo nos últimos ensaios realizados (Correia, 2011). Os resultados dos ensaios realizados, nomeadamente do bsfc em função da temperatura de cada óleo lubrificante apresentam-se no Figura 31.

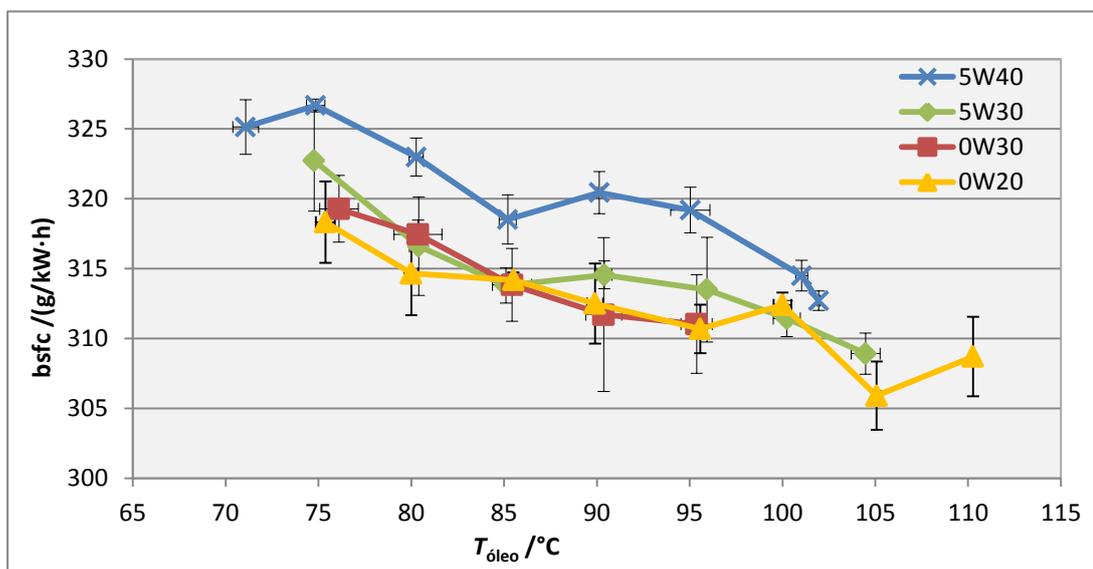


Figura 31 – Comparação do bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  dos óleos testados.

Pela análise do gráfico verifica-se que quanto menor for a viscosidade do óleo menor é o bsfc obtido. No entanto, com o óleo 0W20 os valores de bsfc estão bastante próximos dos obtidos com o 0W30. A  $T_{\text{óleo}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ , ao compararmos os óleos 5W40 e 0W30, respetivamente o óleo mais e menos viscoso da marca SHELL, os autorizados a utilizar em prova, conclui-se que a utilização do óleo 0W30 resulta numa melhoria de 2,7 % do bsfc.

Também se verifica que, para a programação e intervalo de temperatura referidos, quanto maior a temperatura do óleo menor os valores de bsfc obtidos em qualquer dos 4 óleos testados. No caso do óleo 0W20, o que apresenta menor bsfc em geral, de 75 – 105 °C o bsfc reduz-se em 3,9 %, ou seja, cerca de 1,3 % a cada 10 °C.

Relativamente ao bsfc em função da variação da  $T_{i,cabeça}$  para cada óleo, na realização destes ensaios fixou-se a  $T_{óleo}$  em 90 °C, valor definido com base nos últimos ensaios realizados (Correia, 2011). Os resultados apresentam-se no Figura 32, com respetivas barras de erro, também ordenados de forma decrescente de viscosidade.

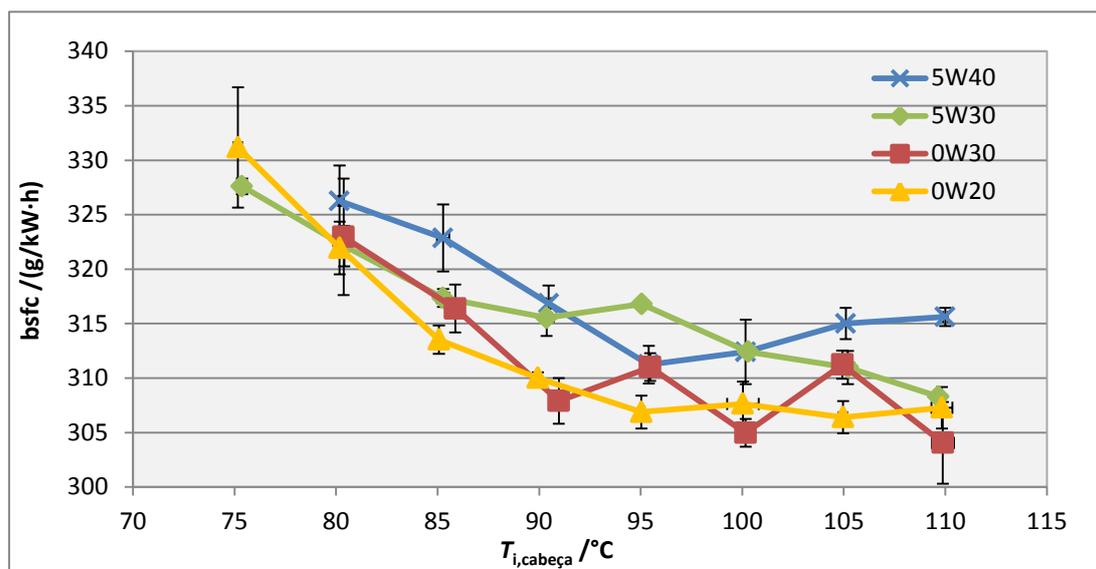


Figura 32 – Comparação do bsfc Vs.  $T_{i,cabeça}$  dos óleos testados.

Pela análise do gráfico verifica-se que quanto menor for a viscosidade do óleo menores os valores de bsfc obtidos, tal como acontece com a variação da temperatura do óleo. Todavia, verifica-se que aos 95 °C, o óleo 5W30 piora em relação ao 5W40. Os óleos 0W20 e 0W30 apresentam resultados semelhantes, no entanto o 0W20 mostra-se mais regular, com bsfc quase constante, no intervalo 95 – 110 °C, com valor médio aproximado de 307 g/kW·h. À temperatura de 95 °C, a redução de bsfc entre o valor máximo, correspondente ao óleo 5W30, e o mínimo, obtido com o óleo 0W20, é de 3,1 %. Também se verifica que, para a programação e intervalo de temperatura referidos, quanto maior a temperatura menores os valores de bsfc para os 4 óleos, à exceção do 5W40 que apresenta um mínimo bem definido aos 95 °C. No caso do óleo 0W20, o que apresenta menor bsfc em geral, de 75 – 105 °C o bsfc reduz-se em 7,5 %, ou seja, cerca de 2,5 % a cada aumento de 10 °C. De realçar a pouca dispersão dos resultados de bsfc do óleo 0W20, comprovados pelo reduzido tamanho das barras de erro.

Foram também calculados os valores de binário de atrito médio para os dois casos anteriormente considerados. Na Figura 33 demonstram-se os resultados obtidos da variação do binário de atrito médio com a variação da temperatura do óleo, e respetivas barras de erro, para cada óleo.

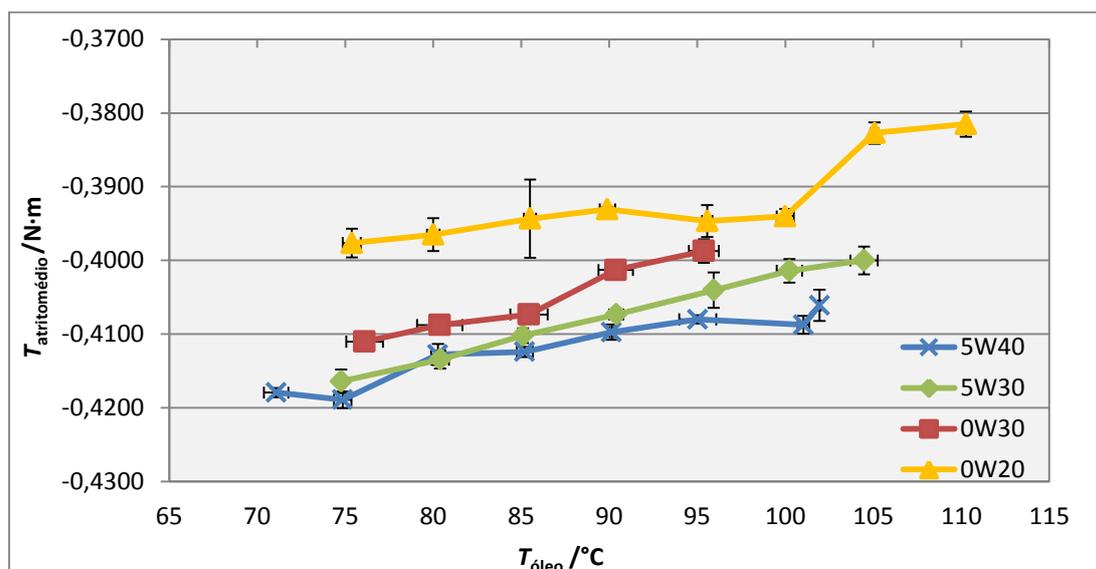


Figura 33 – Comparação do  $T_{\text{átrito médio}}$  Vs.  $T_{\text{óleo}}$  dos óleos testados.

Este gráfico demonstra a influência da viscosidade do óleo lubrificante no atrito médio produzido pelo motor, sendo nítido que quanto menor for a viscosidade menor o atrito que a cambota vence para rodar. Também se confirma que quanto maior a temperatura, menor a viscosidade, logo menor o binário de atrito. Não se vislumbram, pelo gráfico, problemas de lubrificação na utilização do óleo 0W20 na gama de temperaturas testadas.

Na Figura 34 demonstram-se os resultados obtidos de binário de atrito médio produzido com a variação da temperatura inicial da cabeça, e respectivas barras de erro, para cada óleo. Esta análise revela-se útil pois indica se a troca térmica que ocorre entre cabeça e cárter afeta o binário de atrito na cambota.

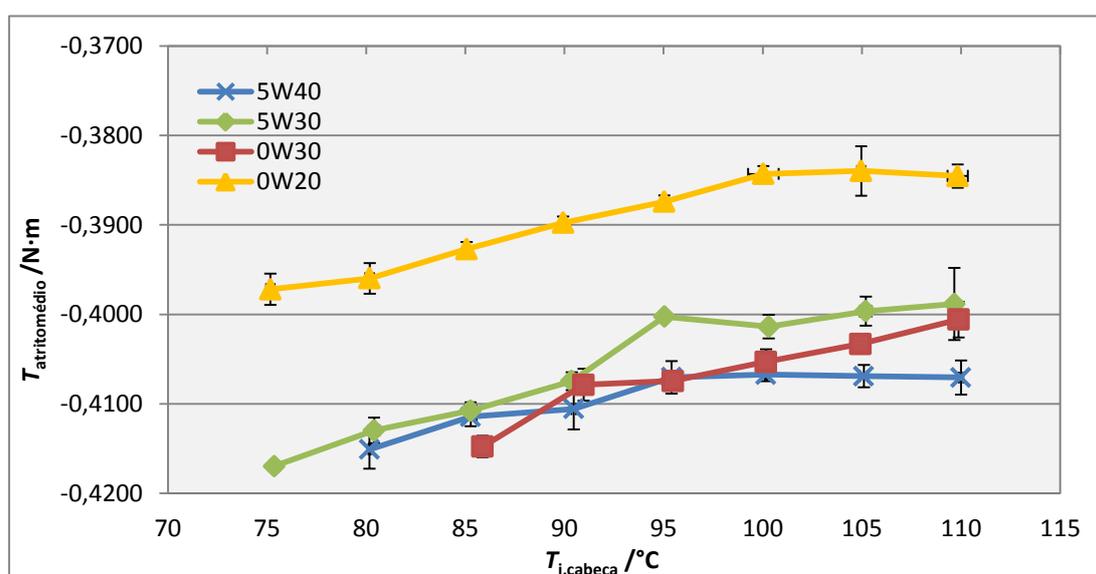


Figura 34 – Comparação do  $T_{\text{átrito médio}}$  Vs.  $T_{i,cabeça}$  dos óleos testados.

Neste gráfico verifica-se que o óleo 0W20 produz consideravelmente menos binário de atrito que os restantes, e que este também diminui com o aumento da temperatura inicial da

cabeça. Tal se justifica pelo maior calor fornecido pela cabeça do cilindro quanto maior for a sua temperatura, o que reduz a viscosidade do óleo. Tendo em conta que nestes ensaios o óleo se encontra a 90 °C, valores de  $T_{i,cabeça}$  superiores a 90 °C contribuem para o aquecimento do óleo no cárter acontecendo o contrário quando as temperaturas são inferiores a este valor. Verifica-se que com o óleo 0W20 o binário de atrito mínimo ocorre aos 100 °C e mantém-se até aos 110 °C. De notar que aos 110 °C o óleo 0W20, o menos viscoso, produz menos 5,5% do binário de atrito médio que o óleo 5W40, o mais viscoso.

### 4.3. Determinação da viscosidade dinâmica do óleo para a temperatura do bsfc mínimo

Pela inexistência de um valor de bsfc mínimo visível no intervalo de variação de  $T_{óleo}$  testado, para cada óleo efetuaram-se aproximações com polinómio de 2º grau às curvas bsfc Vs.  $T_{óleo}$  obtidas anteriormente, de forma a determinar a temperatura a que corresponde o bsfc mínimo. De seguida identificou-se a viscosidade dinâmica correspondente a esta temperatura no respetivo gráfico de viscosidade em função da temperatura, determinados pela interpolação dos valores de viscosidade fornecidos pelo fabricante de cada óleo. Estes procedimentos são apresentados no APÊNDICE B. Na Tabela 8 apresentam-se os valores das temperaturas de óleo obtidas pela aproximação polinomial e respetivos valores de viscosidade dinâmica.

Tabela 8 – Velocidades dinâmicas para as temperaturas de bsfc mínimo.

Óleo	$T_{óleo} / ^\circ C$	$\mu / mPa \cdot s$
5W40	120	6,933
5W30	110	7,480
0W30	100	7,689
0W20	95	7,180

Verifica-se que os valores de viscosidade dinâmica se encontram, de grosso modo, entre 6,8 – 7,8 mPa·s, que se revela um intervalo bastante restrito, com um valor médio de 7,3 mPa·s.

### 4.4. Efeito da alteração da programação da ECU no bsfc e no binário de atrito médio

Através dos resultados obtidos pelo estudo de diferentes óleos, verificou-se que a programação M3165\_14 não resultou em melhores resultados de bsfc quando comparada com a M3165\_10. Este fato levou a realizar novas simulações do CFM que resultaram na programação M3165\_15. A comparação dos resultados dos ensaios experimentais desta programação com os obtidos com a programação M3165\_14, com parâmetros idênticos, nomeadamente, intervalo de temperaturas a testar e óleo lubrificante MOTUL 300V HIGH RPM 0W20, revelaram resultados ainda mais afastados dos que seriam previstos. Estes são apresentados na Figura 35.

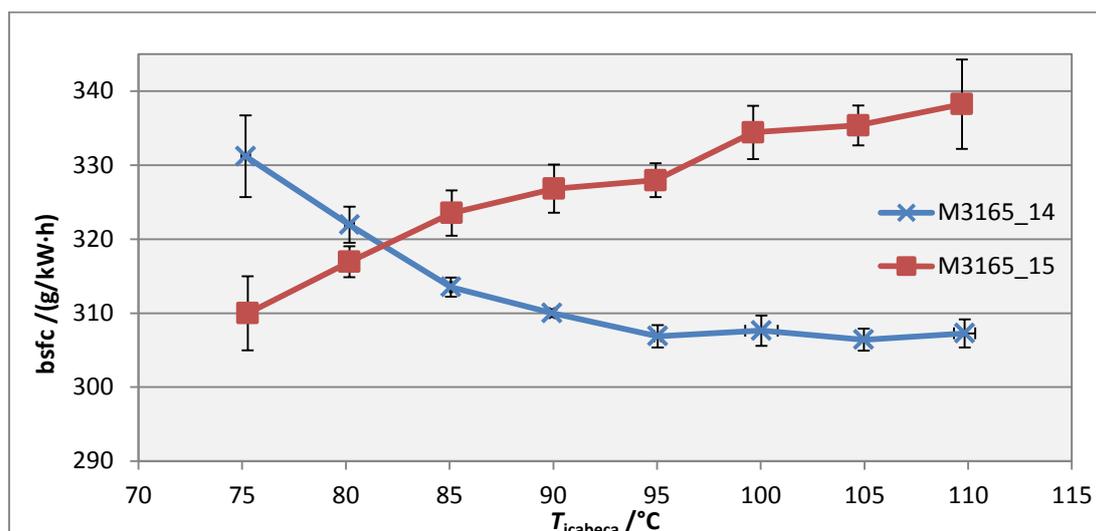


Figura 35 – Resultados do bsfc Vs.  $T_{i,cabeça}$  das programações M3165\_14 e M3165\_15.

Como consequência destes resultados, efetuou-se uma nova programação, com cálculos de tempo de injeção e instantes de ignição mais rigorosos, denominada por M3165\_16, onde foi considerado o efeito do aquecimento do ar na passagem da conduta do coletor de admissão e da correção da diferença entre a tensão de saída da bateria para a medida pela ECU. Os valores de tempos de injeção e instantes de ignição são apresentados e comparados no APÊNDICE C. Apresentam-se na Figura 36 os resultados da comparação dos resultados de bsfc, quando se varia a temperatura da cabeça.

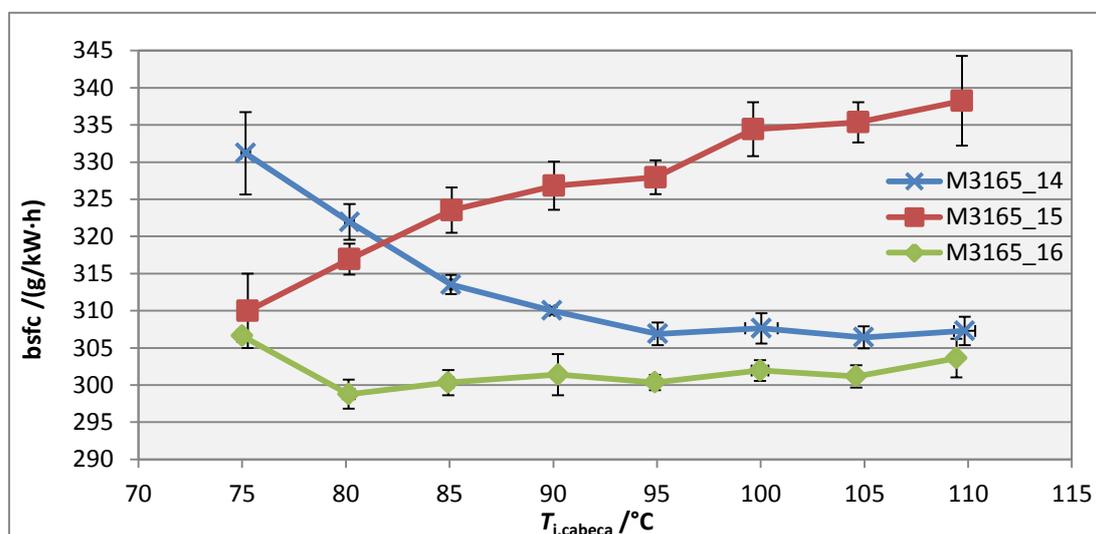


Figura 36 – Resultados do bsfc Vs.  $T_{i,cabeça}$  das programações estudadas.

Estes resultados permitem concluir que a programação que apresentou melhores valores de bsfc foi a M3165\_16, tanto por serem os mais reduzidos como por serem praticamente constantes no intervalo de temperaturas da cabeça do cilindro estudado. Verifica-se que a programação com valores mais elevados de tempo de injeção, a M3165\_15, é a que apresenta resultados de bsfc superiores, com valor mínimo à temperatura mais baixa testada, 75 °C, trasladando o mínimo para a esquerda, para zonas onde a evaporação do

combustível é menos favorecida. Também se observa que aos 95 °C, com a programação M3165\_16, se obteve um bsfc 2,1 % inferior ao da programação M3165\_14 e 8,4 % inferior ao da programação M3165\_15, o que é elucidativo do efeito que uma programação inadequada provoca no bsfc.

Apresenta-se na Figura 37 os resultados da comparação dos resultados de binário de atrito médio obtidos em cada uma das programações referidas.

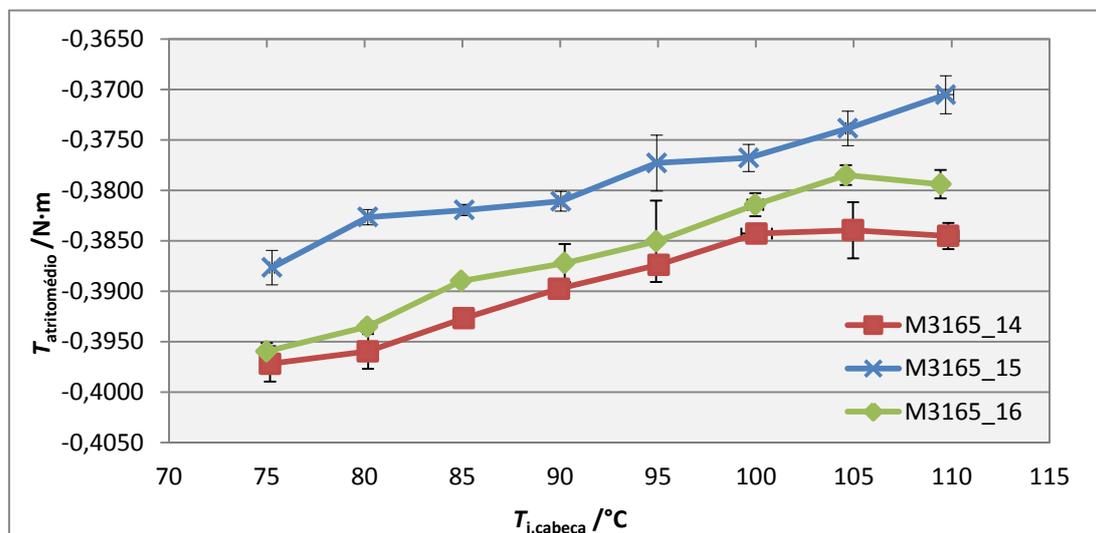


Figura 37 – Resultados do  $T_{atritomédio}$  Vs.  $T_{i,cabeça}$  das programações estudadas.

Esta comparação confirma a redução de binário de atrito com o aumento da  $T_{i,cabeça}$ , resultado do calor transmitido ao cárter, que reduz a viscosidade do óleo lubrificante. Verifica-se também neste gráfico que a programação que resulta em menores valores de binário de atrito médio produzido na desaceleração do motor é a M3165\_15. A programação M3165\_14 revela-se a que produz maior binário de atrito médio. Tratando-se da utilização do mesmo óleo lubrificante, identifica-se um padrão que relaciona o menor binário de atrito produzido em função da programação com maiores tempos de injeção. Tal pode dever-se ao fato da existência de uma fração de gasolina que não evapora quando entra em contato com as paredes da câmara de combustão, permanecendo nas paredes do cilindro durante a fase de compressão, efeito maximizado pelo excesso de gasolina injetada, resultado dos elevados tempos de injeção da programação M3165\_15. Com a pressão existente neste e sendo um líquido com baixa massa volúmica, esta porção de gasolina infiltra-se pelos segmentos chegando ao cárter, contaminando o óleo lubrificante e baixando a viscosidade deste.

#### 4.5. Efeito do aquecimento do ar na conduta de admissão na programação da ECU no bsfc e no binário de atrito médio

O fato da programação M3165\_16, fruto da consideração do aquecimento do ar na passagem pela conduta e sede das válvulas de admissão, ter revelado melhores resultados de bsfc, considerou-se útil comparar os resultados desta programação com as obtidas com a

programação M3165\_14 onde este efeito não foi considerado, para os óleos 0W30 e 0W20. Mostram-se de seguida os resultados da comparação do bsfc com a variação da  $T_{\text{óleo}}$  e com a variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$  e binário de atrito produzidos pelo motor, com as programações M3165\_14 e M3165\_16, utilizando-se o óleo SHELL HELIX ULTRA X 0W30. Na Figura 38 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do bsfc com a variação da  $T_{\text{óleo}}$ , utilizando-se as programações M3165\_14 e M3165\_16.

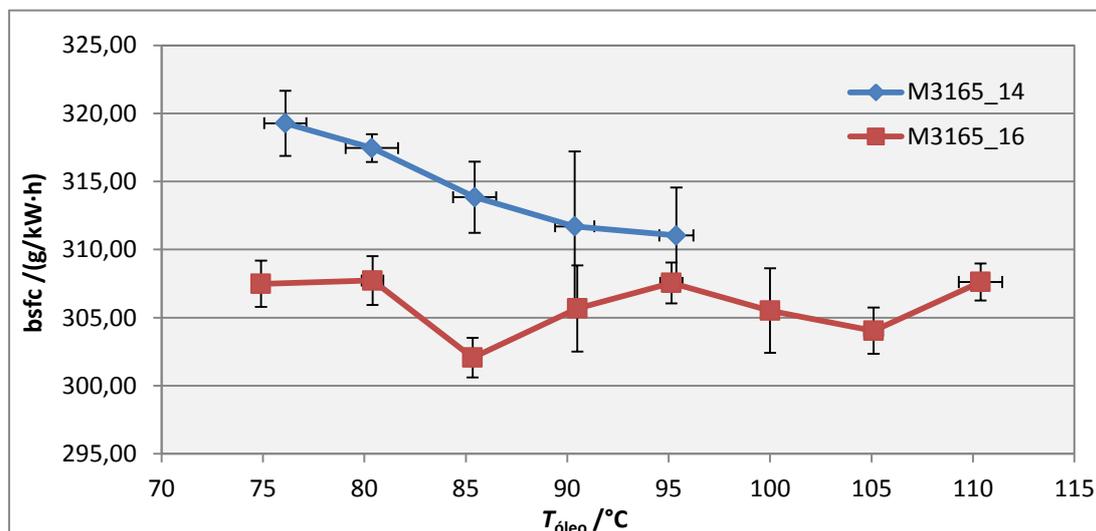


Figura 38 – Bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W30.

Observa-se que os bsfc obtidos com a programação M3165\_16 são substancialmente inferiores, com redução do bsfc de 3,8 %, com  $T_{\text{óleo}}$  a 85 °C, em relação à M3165\_14, sustentando que os tempos de injeção da programação M3165\_16 são mais adequados. Identifica-se também a existência de dois valores de bsfc mínimo afastados, um aos 85 °C e outro aos 105 °C, verificada nos ensaios com a programação M3165\_16.

Na Figura 39 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do bsfc com a variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$ , entre as mesmas programações.

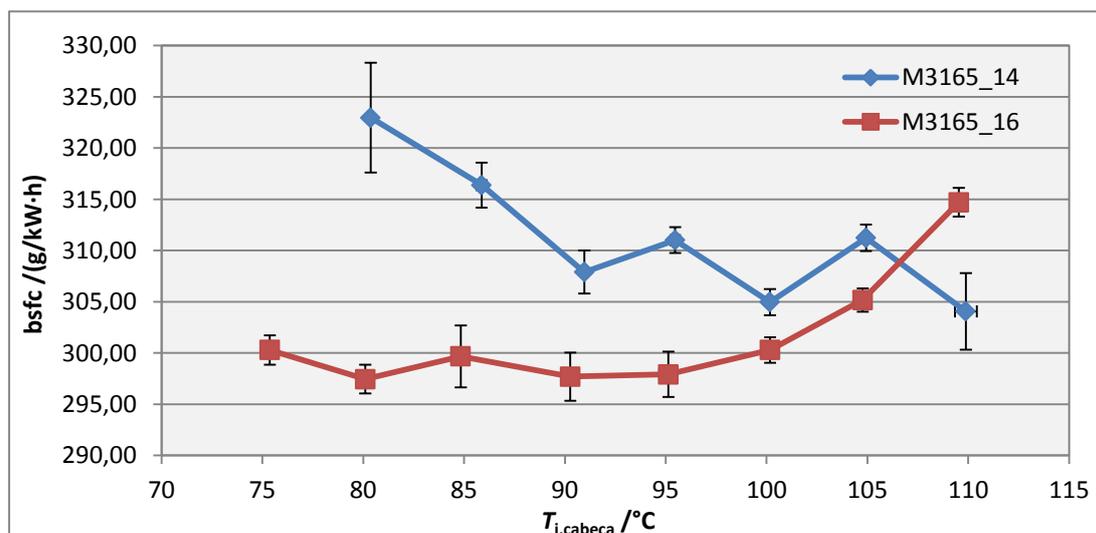


Figura 39 – Bsfc Vs.  $T_{i,\text{cabeça}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W30.

Nesta comparação destaca-se a regularidade dos valores de bsfc obtidos no intervalo 75 – 100 °C para a programação M3165\_16, manifestamente mais baixos que as anteriores. Se considerarmos a  $T_{i,cabeça}$  a 80 °C, valor medido no início da SEM de 2011, a programação M3165\_16 apresenta uma redução de 7,9 %.

Na Figura 40 apresentam-se os resultados da comparação das curvas obtidas de binário de atrito médio com a variação da  $T_{\text{óleo}}$  das programações referidas.

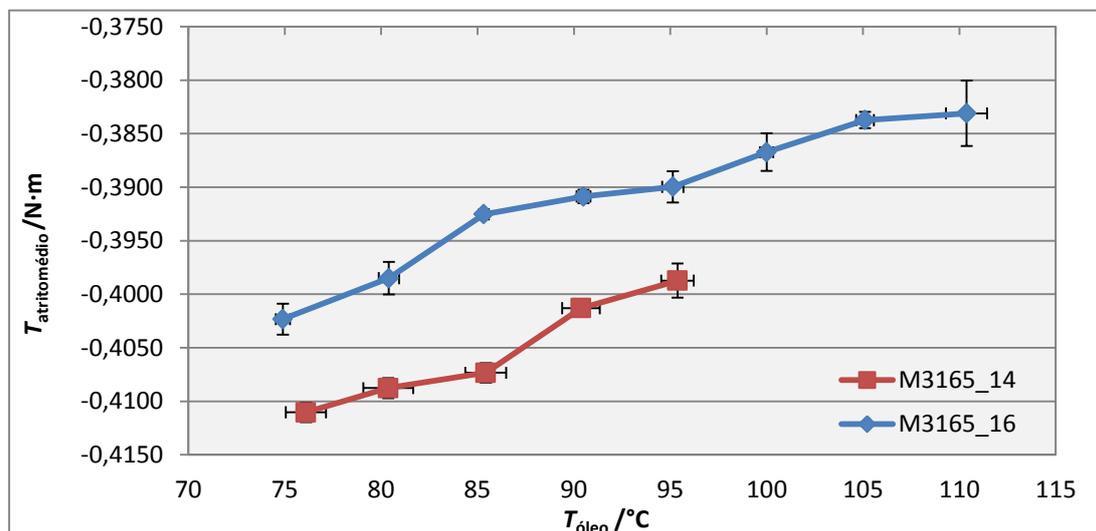


Figura 40 –  $T_{\text{atritomédio}}$  Vs.  $T_{\text{óleo}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W30.

Neste gráfico volta-se a verificar o efeito da redução de viscosidade à medida que a  $T_{\text{óleo}}$  aumenta, assim como o maior efeito de contaminação do óleo pela gasolina com a programação M3165\_16, que justificará o menor  $T_{\text{atritomédio}}$  obtido. Com a  $T_{\text{óleo}}$  a 85 °C verifica-se numa diminuição de 3,6 %. Nesta programação verifica-se que, dos 75 aos 110 °C, o  $T_{\text{atritomédio}}$  decresce 4,8 %.

Na Figura 41 apresentam-se os resultados da comparação dos resultados de bsfc obtidos em cada uma das programações referidas, com a variação da  $T_{i,cabeça}$ .

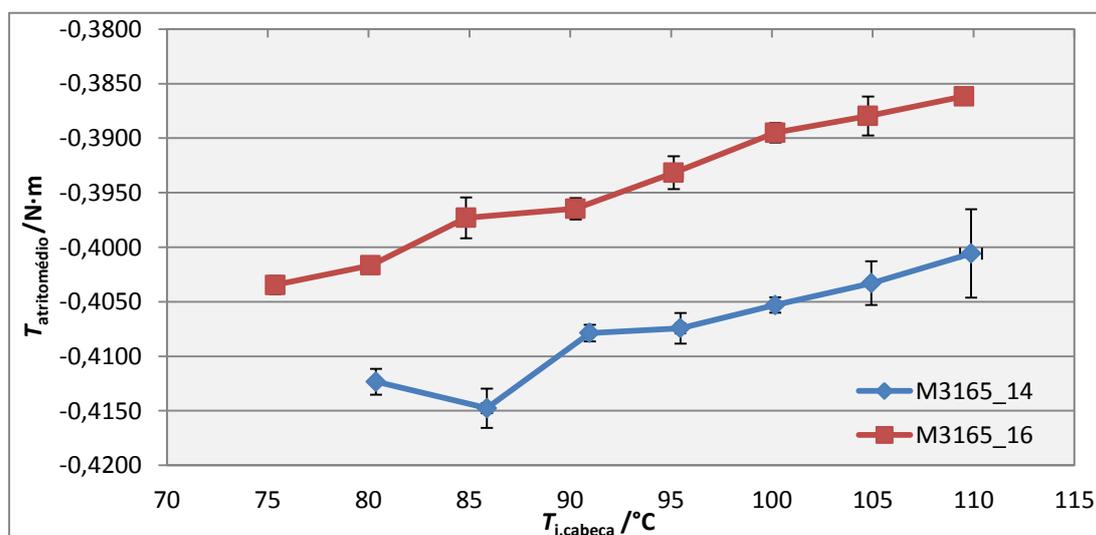


Figura 41 –  $T_{\text{atritomédio}}$  Vs.  $T_{i,cabeça}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W30.

As mesmas conclusões se obtêm da análise deste gráfico, no que diz respeito ao efeito da temperatura e da programação da ECU no  $T_{\text{atritomédio}}$ . Verifica-se também que com a última programação efetuada, dos 75 aos 110 °C de  $T_{i,\text{cabeça}}$ , o  $T_{\text{atritomédio}}$  decresce 4,3 %, o que é representativo do efeito de aquecimento provocado pela cabeça do cilindro. Aos 85 °C o motor produz menos 4,2 % do  $T_{\text{atritomédio}}$  produzido com a programação M3165\_14.

De seguida apresentam-se as comparações dos resultados de bsfc com a variação da  $T_{\text{óleo}}$  e variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$  e  $T_{\text{atritomédio}}$  produzidos pelo motor, com o óleo MOTUL 300V HIGH RPM 0W20. Na Figura 42 apresentam-se os resultados da variação do bsfc com a variação da  $T_{\text{óleo}}$ , utilizando-se as programações M3165\_14 e M3165\_16.

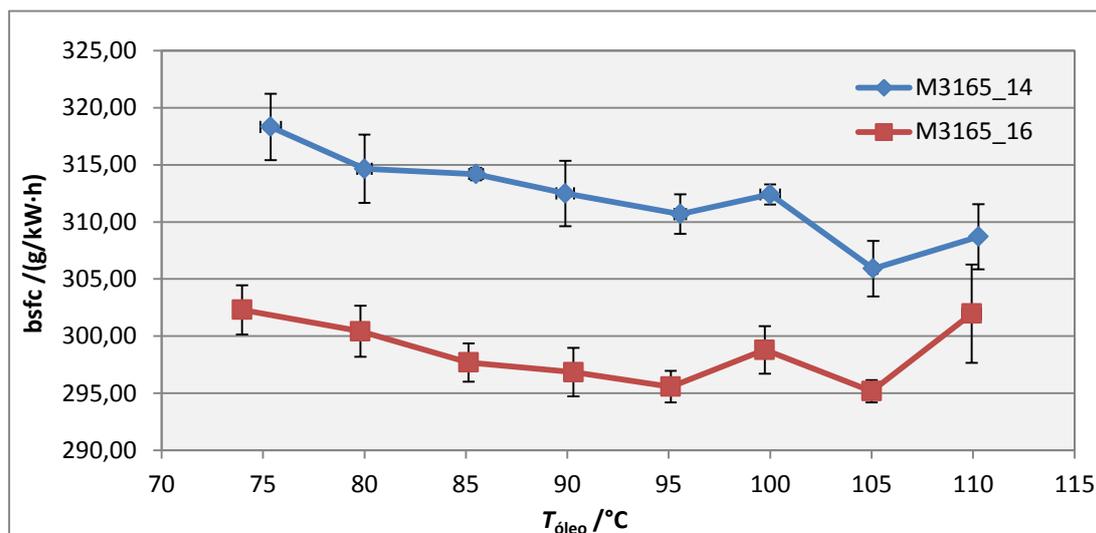


Figura 42 – Bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W20.

Com a utilização do óleo lubrificante 0W20 repetem-se os menores valores de bsfc com a programação M3165\_16, resultando num decréscimo de 5 % com a  $T_{\text{óleo}}$  a 90 °C.

Na Figura 43 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do bsfc com a variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$  das respetivas programações.

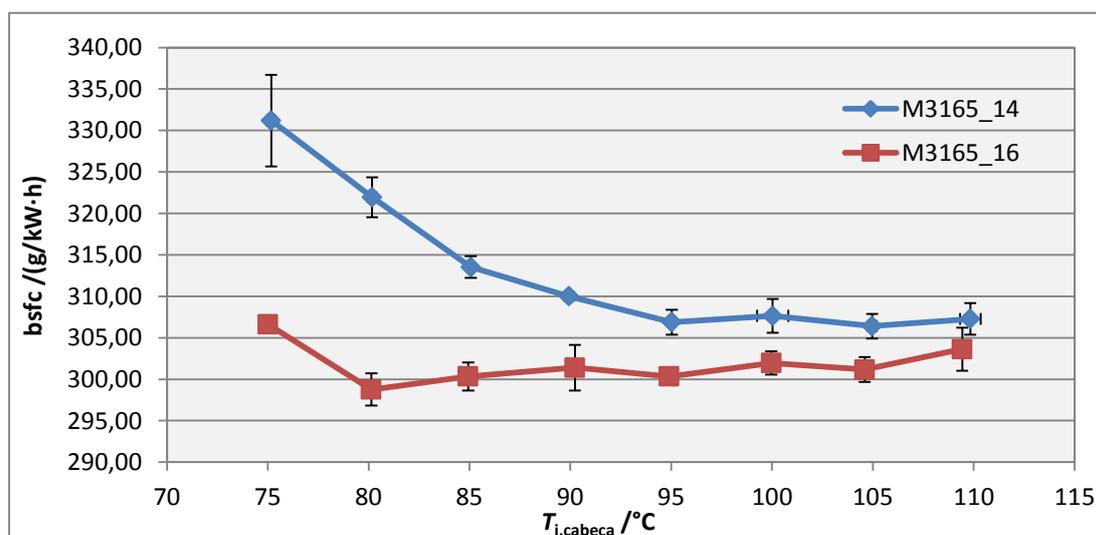
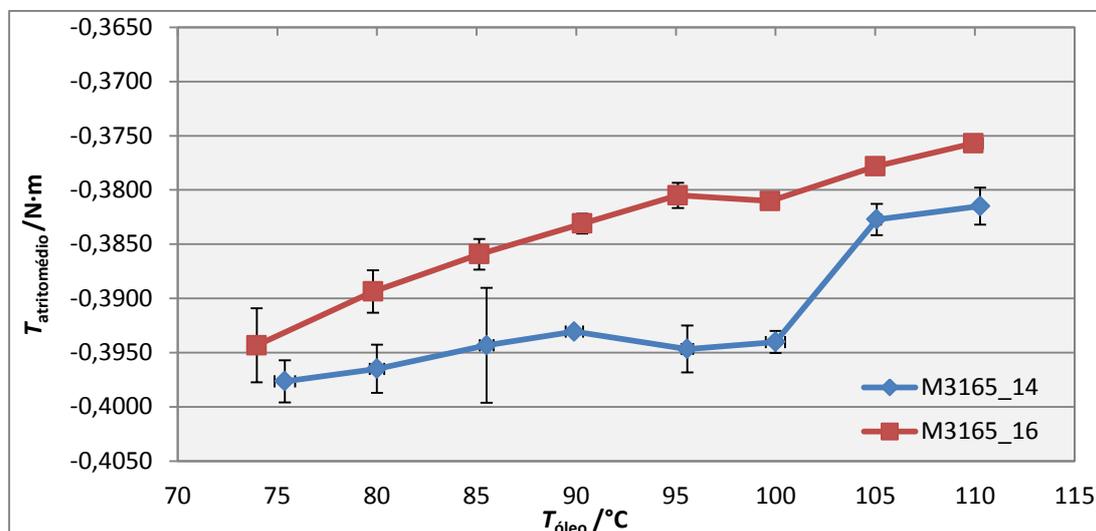


Figura 43 – Bsfc Vs.  $T_{i,\text{cabeça}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W20.

As conclusões resultantes da análise deste gráfico já foram referidas na análise da Figura 36.

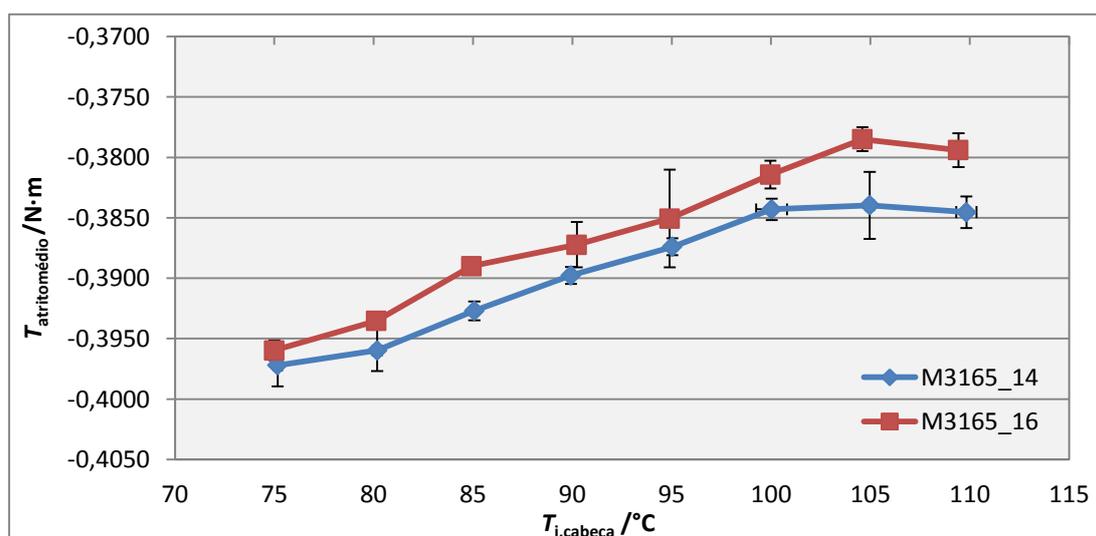
Na Figura 44 apresentam-se os resultados da comparação das curvas de binário de atrito médio obtidas com cada uma das programações referidas, com a variação da  $T_{\text{óleo}}$ .



**Figura 44** –  $T_{\text{atritomédio}}$  Vs.  $T_{\text{óleo}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W20.

Os resultados demonstram efeito idêntico ao do óleo anteriormente testado, neste caso com uma redução de 4,7 % da sua viscosidade entre os 75 – 110 °C. À  $T_{\text{óleo}}$  de 95 °C o motor com a programação M3165\_16 produz menos 3,6 % do binário de atrito médio do que com a programação M3165\_14.

Na Figura 45 apresentam-se os resultados da comparação dos resultados de bsfc obtidos em cada uma das programações referidas, com a variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$ .



**Figura 45** –  $T_{\text{atritomédio}}$  Vs.  $T_{i,\text{cabeça}}$  das programações M3165\_14 e M3165\_16 com o óleo 0W20.

Verifica-se novamente a redução do  $T_{\text{atritomédio}}$  com o aumento da  $T_{i,\text{cabeça}}$ , assim como o efeito da entrada de maior massa de combustível na câmara de combustão, mantendo-se o

menor  $T_{\text{atritomédio}}$  associado à programação com maiores tempos de injeção. No entanto a diferença revela-se mais reduzida com valores de  $T_{\text{atritomédio}}$  muito próximos entre as duas programações, com uma diminuição de 4,2 % e 3,2 % na viscosidade, para a programação M3165\_16 e M3165\_14, respetivamente, no intervalo de  $T_{i,\text{cabeça}}$  75 – 110 °C.

#### 4.6. Resultados do bsfc e do binário de atrito médio, utilizando a programação M3165\_16

Com os resultados animadores da otimização da programação da ECU, comprovada com os menores valores de bsfc da programação M3165\_16 em relação às anteriores, é importante verificar de que forma esta melhoria se manifesta quando se testam os óleos que anteriormente revelaram melhores resultados, SHELL HELIX ULTRA X 0W30 e MOTUL 300V HIGH RPM 0W20. Mostram-se de seguida os resultados dessa comparação de acordo com a lógica anteriormente apresentada. Na Figura 46 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do bsfc com a variação da  $T_{\text{óleo}}$ , com a programação M3165\_16, entre os referidos óleos 0W30 e 0W20.

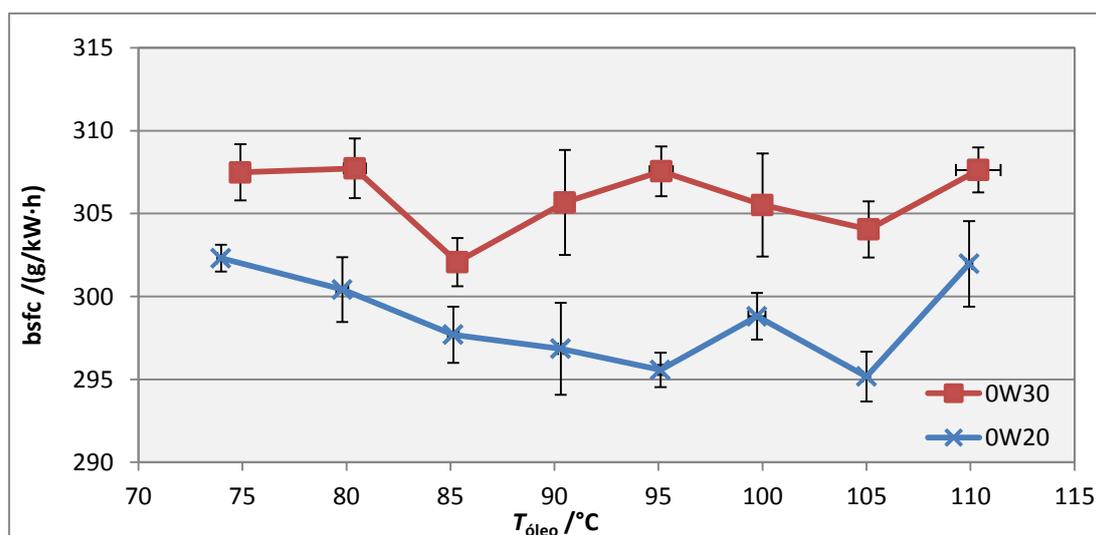


Figura 46 – Bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  dos óleos 0W20 e 0W30 com a programação M3165\_16.

Com esta programação também se verificam os melhores valores de bsfc associados ao óleo com menor viscosidade, salientando-se que à  $T_{\text{óleo}}$  de 95 °C a diferença é de 3,9 %. Verifica-se também que, nos dois casos, a tendência acima dos 105 °C é de aumento do bsfc.

Na Figura 47 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do bsfc com a variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$ , com a programação M3165\_16.

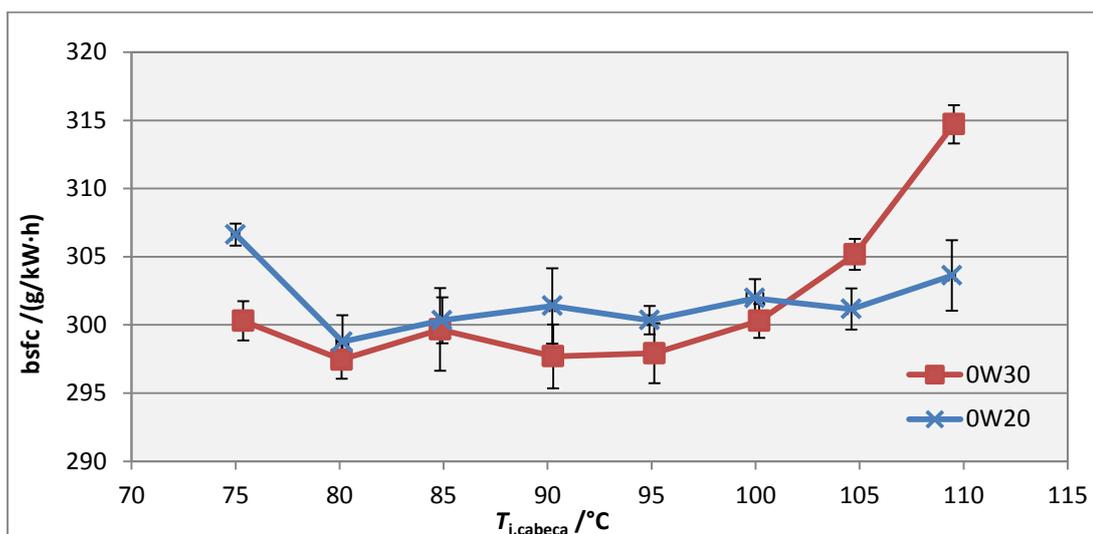


Figura 47 – Bsfsc Vs.  $T_{i,cabeça}$  dos óleos 0W20 e 0W30 com a programação M3165\_16.

Nesta comparação verifica-se que o óleo 0W30 apresenta menores valores de bsfc que o 0W20, mas com valores muito aproximados, na ordem de 1 %, no intervalo 80 – 100 °C. A partir dos 100 °C o bsfc aumenta significativamente com o óleo 0W30, que apresenta uma média de cerca de 299 g/kW·h no intervalo de  $T_{i,cabeça}$  de 75 – 100 °C. Efeito semelhante se verifica com o óleo 0W20, mas com bsfc mais alto aos 75 °C, realçando-se os valores quase constantes no intervalo de  $T_{i,cabeça}$  de 80 – 110 °C. Esta regularidade revela-se muito positiva, pois é uma zona de operação de cerca de 20 °C com uma quase reta de valores de bsfc mínimo, ao invés da existência de um ponto a uma determinada temperatura.

Na Figura 48 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do  $T_{atritomédio}$  produzido com a variação da  $T_{óleo}$ , com a programação M3165\_16.

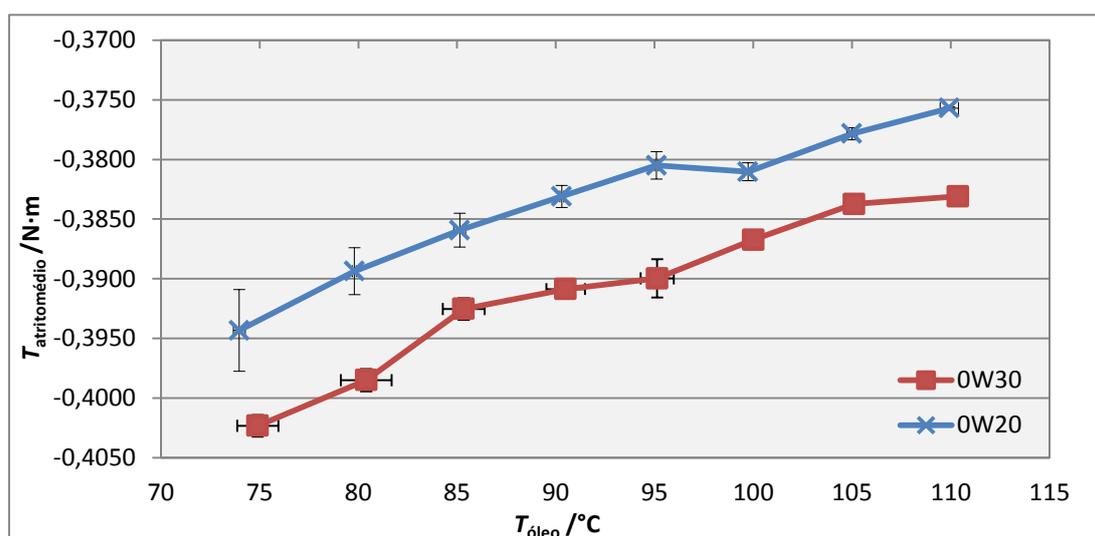


Figura 48 –  $T_{atritomédio}$  Vs.  $T_{óleo}$  dos óleos 0W20 e 0W30 com a programação M3165\_16.

Verifica-se o efeito de redução de viscosidade do óleo com o aumento da  $T_{óleo}$ , que resulta em menor binário de atrito produzido pelo motor. Com ambos os óleos ocorre uma redução em torno dos 4,7 % com o aumento da  $T_{óleo}$  no intervalo estudado.

Na Figura 49 apresenta-se a comparação dos resultados da variação do  $T_{\text{atritomédio}}$  produzido com a variação da  $T_{i,\text{cabeça}}$ , com a programação M3165\_16, para os referidos óleos 0W30 e 0W20.

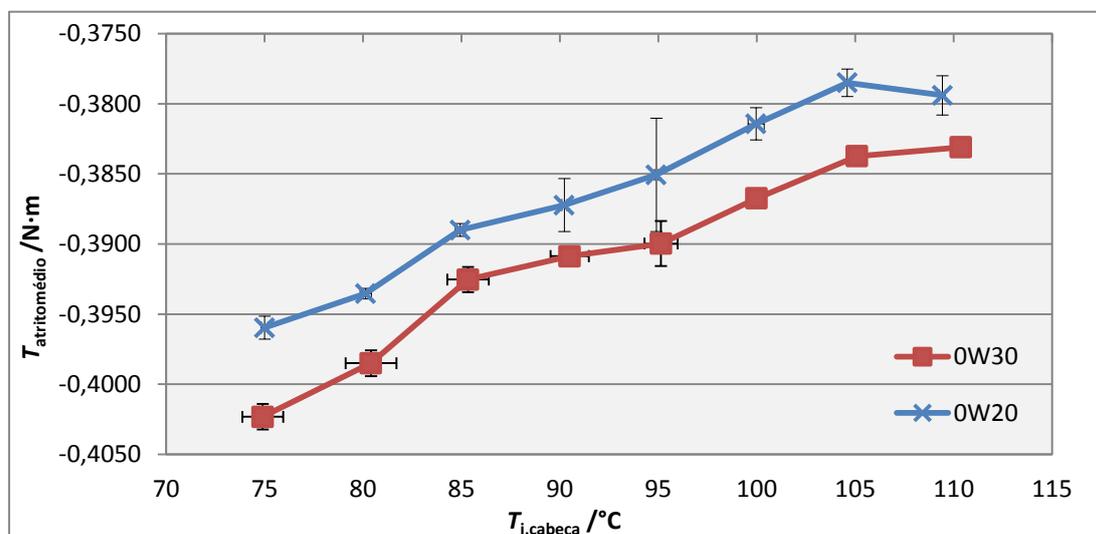


Figura 49 –  $T_{\text{atritomédio}}$  Vs.  $T_{i,\text{cabeça}}$  dos óleos de menor viscosidade com a programação M3165\_16.

Este gráfico reflete uma vez mais o efeito da troca de calor entre a cabeça do cilindro e o óleo, pela redução do  $T_{\text{atritomédio}}$  com o aumento da  $T_{i,\text{cabeça}}$ , aliado ao efeito da menor viscosidade do óleo 0W20, que resulta em menores valores de binário de atrito médio produzidos.

#### 4.7. Influência da gasolina utilizada

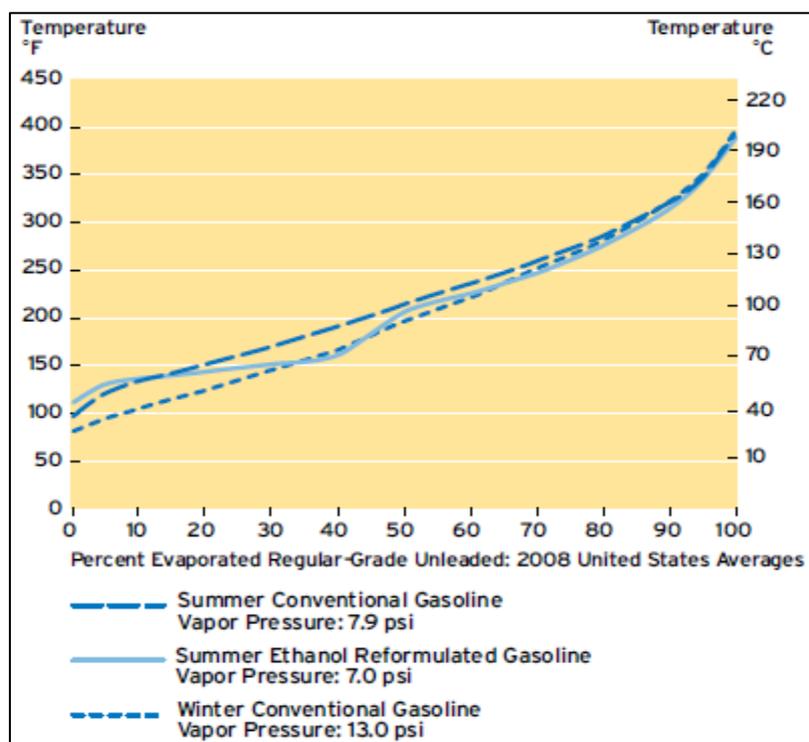
Durante o período de realização dos ensaios experimentais efetuados no âmbito deste trabalho, só por uma vez foi efetuada a alteração da gasolina, aquando da mudança para a programação M3165\_15. Após o consumo total da Gasolina SHELL FORMULA s/chumbo 95 IO RM, adquirida no verão de 2009 em França, utilizou-se a Gasolina BP s/chumbo 95 IO RM, adquirida em Janeiro de 2014 em Coimbra. Ao nível da determinação de parâmetros do CFM, esta alteração apenas provoca alteração no valor de massa volúmica do combustível, utilizada para determinar a massa de combustível correspondente ao volume de combustível injetado na câmara de combustão. Na Tabela 9 apresentam-se os valores medidos para ambas as gasolinas referidas.

Tabela 9 – Valores medidos de massa volúmica e desvio padrão das gasolinas utilizadas.

Gasolina	BP 95	SHELL F. 95
$\rho / \text{kg}/\text{m}^3$	735,70	740,62
$\sigma / \text{kg}/\text{m}^3$ (I.C. 95 %)	0,85	0,26
$\sigma / \text{kg}/\text{m}^3$ (I.C. 98 %)	1,09	0,34
$\sigma / \text{kg}/\text{m}^3$ (I.C. 99,8 %)	1,81	0,56

No APÊNDICE D apresentam-se os resultados gráficos da determinação da massa volúmica de ambos os combustíveis utilizados. São apresentados os valores de massa volúmica e respetivos desvios padrões, consoante o grau de confiança, para as 2 gasolinas utilizadas, SHELL FORMULA s/chumbo 95 IO RM e BP s/ chumbo 95 IO RM. Conclui-se que as gasolinas têm valores de massa volúmica muito aproximados, o que resulta em diferenças residuais no bsfc.

No ANEXO E mostram-se as propriedades da Gasolina SHELL ULG95 fornecida na SEM 2011, que dão uma indicação da diferença entre esta e as tipicamente utilizadas. De realçar que da análise das propriedades indicadas como típicas das gasolinas s/ chumbo 95 IO RM se identifica a existência de até um máximo de 5 % de etanol, composto com presença de oxigénio. Este fator merece estudo aprofundado da sua influência na relação ar-combustível da mistura e, conseqüentemente, no bsfc, uma vez que este evapora na totalidade a cerca de 70 °C. Na Figura 50 apresenta-se o efeito da presença de etanol na volatilidade da gasolina pela comparação com gasolinas de verão e inverno típicas (Chevron Corporation, 2009).



**Figura 50 – Perfis de volatilidade típicos de gasolinas de verão, inverno e com adição de etanol.**

Verifica-se igualmente, tanto na análise da Figura 65 do ANEXO E como da Figura 50, que existem diferenças entre as gasolinas comercializadas no verão e no inverno no que diz respeito à sua volatilidade, pois aos 70 °C a fração de gasolina evaporada é de cerca de 30 % no verão e 38 % no inverno, podendo-se concluir que a gasolina de inverno permitirá um maior rendimento de combustão.

Embora o combustível utilizado na SEM seja fornecido pela SHELL, revelou-se útil comparar também as características das gasolinas s/chumbo típicas com as designadas *premium*. Na Figura 51 mostra-se a diferença existente ao nível da composição química, nomeadamente da percentagem que possuem de cada hidrocarboneto, e na Figura 52

apresenta-se a volatilidade associada a cada hidrocarboneto. Ambos os gráficos são apresentados em função do respetivo número de carbono do hidrocarboneto (Chevron Corporation, 2009).

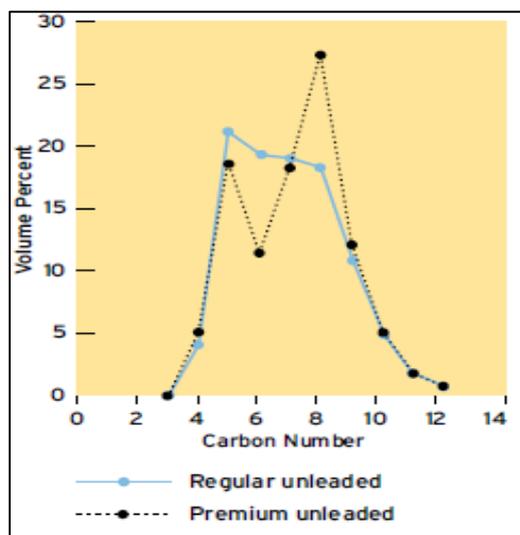


Figura 51 – Distribuição do número de carbonos presente nas gasolinas tradicionais e *premium*.

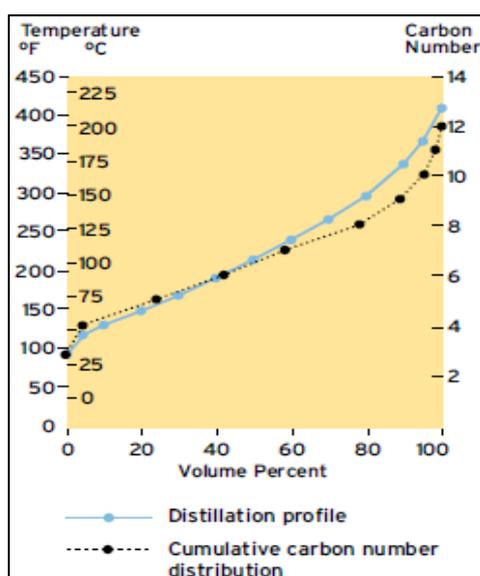


Figura 52 – Volatilidade em função do número de carbono do hidrocarboneto.

De acordo com os dados destas Figuras e dos dados da Figura 66 do ANEXO E pode-se concluir que a diferença entre as gasolinas tradicionais e as *premium* são em parte resultado da sua composição química, uma vez que o aumento de hidrocarbonetos com 8 carbonos e respetiva redução de hidrocarbonetos com 6 carbonos nas gasolinas *premium*, contribui para um maior índice de volatilidade desta em relação às gasolinas tradicionais pois, somado ao fato de terem menor índice de volatilidade, o benzeno particularmente apresenta o menor valor de poder calorífico inferior entre os hidrocarbonetos frequentemente utilizados nas gasolinas. De acrescentar que em termos de formação de depósitos, o grupo benzeno é um elemento que contribui bastante para a acumulação destes devido à sua estrutura química.

## 4.8. Otimização do pré-aquecimento

A otimização do pré-aquecimento é um fator que condiciona fortemente a temperatura de funcionamento do motor durante a prova. O objetivo passa por promover o funcionamento deste às temperaturas de cabeça do cilindro e óleo do cárter que resultam em menor bsfc. A Figura 53 representa a evolução das temperaturas de cabeça, cárter e diferença entre estas. Realizou-se o pré-aquecimento em simultâneo até  $T_{i,cabeça}$  de 95 °C e  $T_{óleo}$  de 70 °C, com posterior aquecimento apenas da cabeça do cilindro com 9,1 A de corrente e seguido de 35 W de potência de aquecimento, que representa a potência calorífica gerada pelo motor M3165, simulando-se assim a estratégia utilizada na prova SEM 2012.

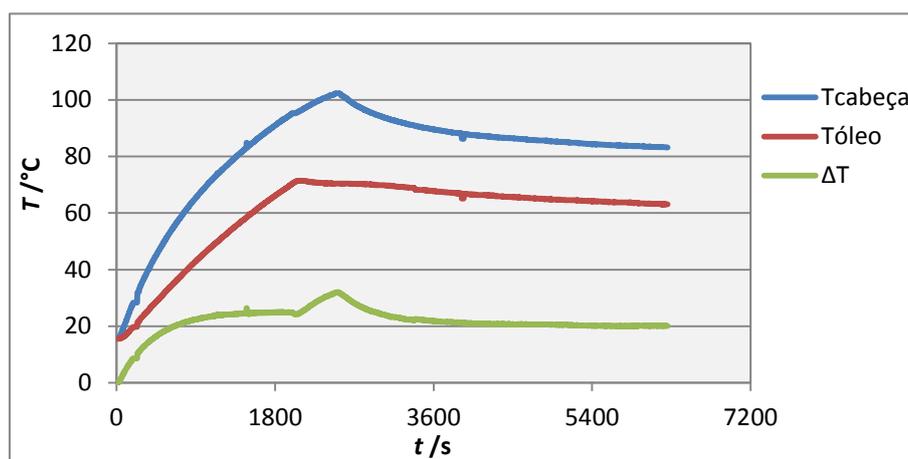


Figura 53 – Simulação da evolução das  $T_{cabeça}$  e  $T_{óleo}$  do motor na prova SEM 2011.

Verifica-se que ao fim de cerca de 1 hora e 30 minutos a diferença de temperatura estabiliza em 20 °C, com a  $T_{cabeça}$  a 83 °C e  $T_{óleo}$  a 63 °C. A  $T_{cabeça}$  atingiu o máximo de 102 °C ao fim de 45 minutos. Na Figura 54 é representada a evolução análoga com o aquecimento apenas aplicado à cabeça do cilindro, uma vez mais com 35 W de potência.

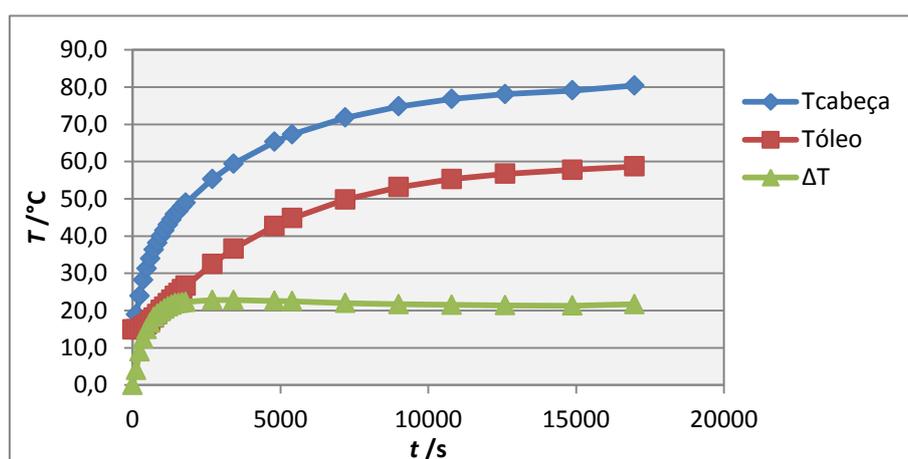
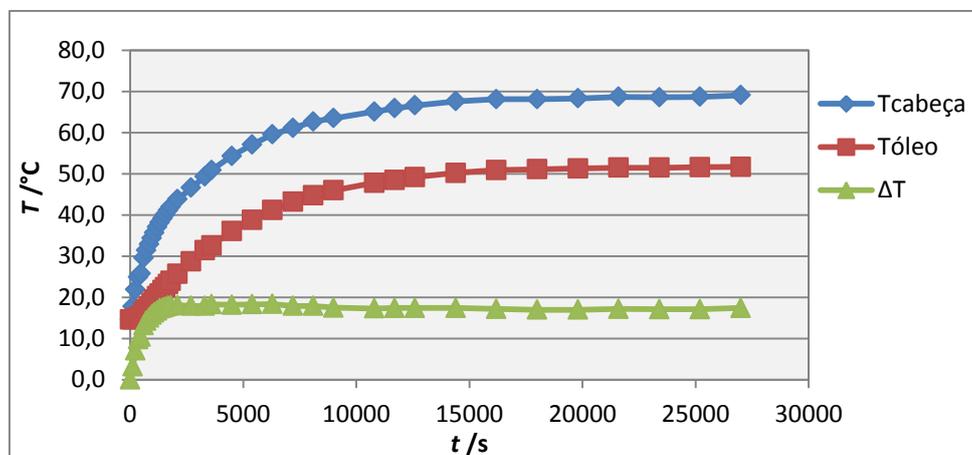


Figura 54 – Simulação da evolução da  $T_{cabeça}$  e  $T_{óleo}$  do motor em função do tempo, com o motor M3165.

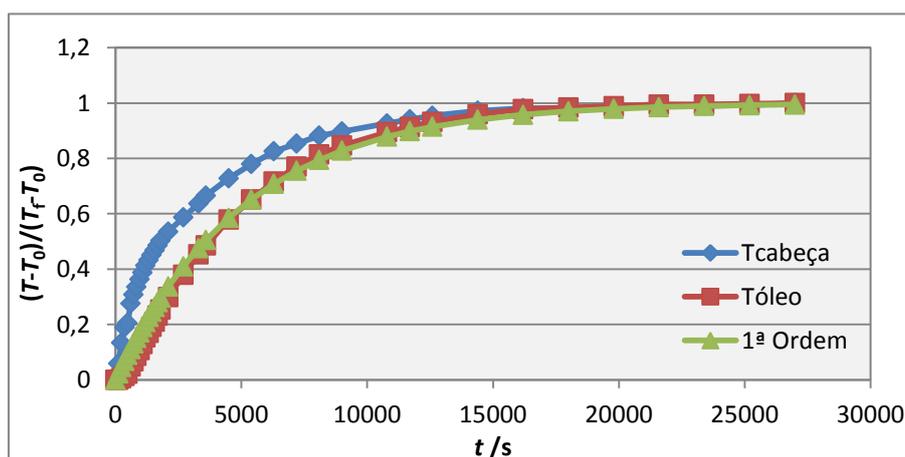
Verifica-se que a diferença entre a  $T_{cabeça}$  e  $T_{óleo}$  estabiliza em 20 °C ao fim de 1000 segundos, cerca de 17 minutos, atingindo o máximo de  $T_{cabeça}$  perto de 80 °C e  $T_{óleo}$  de 60 °C

ao fim de 4 horas. Estes dados mostram o elevado tempo que o motor leva a atingir as temperaturas máximas de operação, comprovando a extrema importância de efetuar o pré-aquecimento. Na Figura 55 repete-se a simulação anterior mas considerando a potência gerada pelo motor M2208 em conceção, no valor de 29 W.



**Figura 55 – Simulação da evolução da  $T_{cabeça}$  e  $T_{óleo}$  do motor em função do tempo, com o motor M2208.**

Como resultado da menor potência calorífica gerada pelo novo motor, o tempo necessário para este estabilizar a  $\Delta T$  entre cabeça e óleo é substancialmente maior. São necessários cerca de 20 minutos para obter  $\Delta T$  constante de 17/18 °C e cerca de 7 horas e 30 minutos para cada uma delas estabilizar. Além disso, as temperaturas máximas atingidas são de 70 °C de  $T_{cabeça}$  e 52 °C de  $T_{óleo}$ . Verificou-se que nestas condições de simulação se pode aproximar um modelo de 1ª ordem que reflete a evolução da  $T_{óleo}$ . Na Figura 56 apresenta-se a comparação do modelo de 1ª ordem com as evoluções de temperatura reveladas pela simulação anterior.



**Figura 56 – Comparação das evoluções de  $T_{cabeça}$  e  $T_{óleo}$  em função do tempo com modelo de 1ª ordem.**

Esta aproximação possibilita determinar o tempo necessário a atingir uma determinada  $T_{óleo}$  máxima o que, conhecendo o  $\Delta T$  que se estabelece entre o óleo e a cabeça do cilindro, permite otimizar as temperaturas de pré-aquecimento.

Na Figura 57 apresenta-se um exemplo de estratégia de pré-aquecimento com o objetivo de efetuar o arranque do Eco Veículo na SEM de 2014 o mais próximo possível das temperaturas de operação ótimas identificadas, com a utilização do motor M3165.

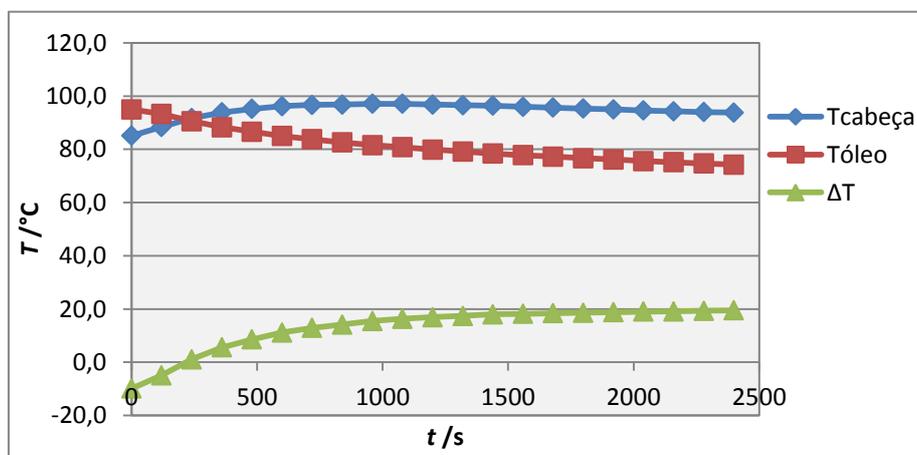


Figura 57 – Simulação de estratégia de pré-aquecimento na SEM de 2014, com o motor M3165.

Este exemplo demonstra os avanços obtidos, com as temperaturas de operação da cabeça do cilindro com valores em torno dos 95 °C e do óleo com valores entre 95 °C iniciais e os 75 °C finais. A Figura 58 apresenta o resultado do estudo da aproximação de um modelo de 1ª ordem aplicado a esta simulação.

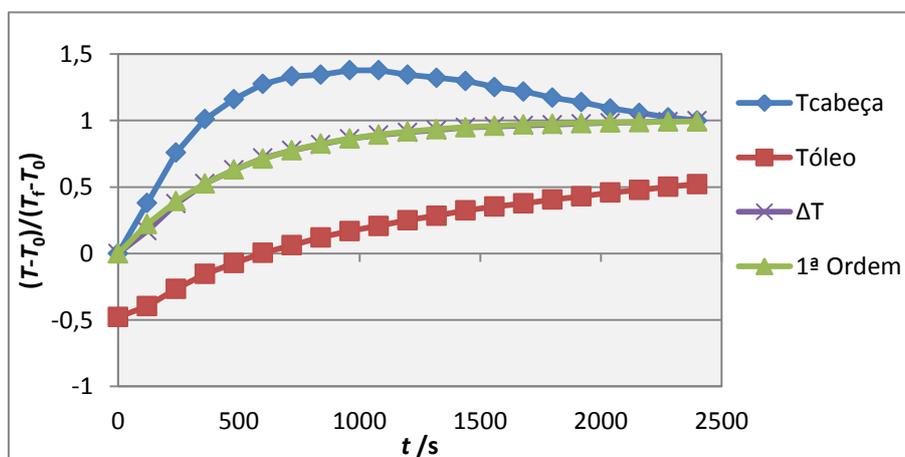


Figura 58 – Comparação das evoluções de  $T_{cabeça}$ ,  $T_{óleo}$  e  $\Delta T$  em função do tempo com modelo de 1ª ordem.

Verifica-se a coincidência da curva do modelo de 1ª ordem com a curva do  $\Delta T$  entre a cabeça do cilindro e de óleo do cárter. Esta informação permite definir o pré-aquecimento com base na temperatura máxima pretendida para a cabeça do cilindro ou do óleo, obtendo-se a temperatura máxima atingida pelo outro componente e tempo que decorre para tal, através deste modelo de 1ª ordem. Seria importante efetuar esta simulação considerando o motor M2208, no âmbito deste trabalho mas, por falta de tempo, tal não foi possível.

## 4.9. Atuais curvas de binário e bsfc do motor

O estado atual da programação do motor apresenta a seguinte curva de binário ao freio em função da velocidade de rotação da cambota, Figura 59:

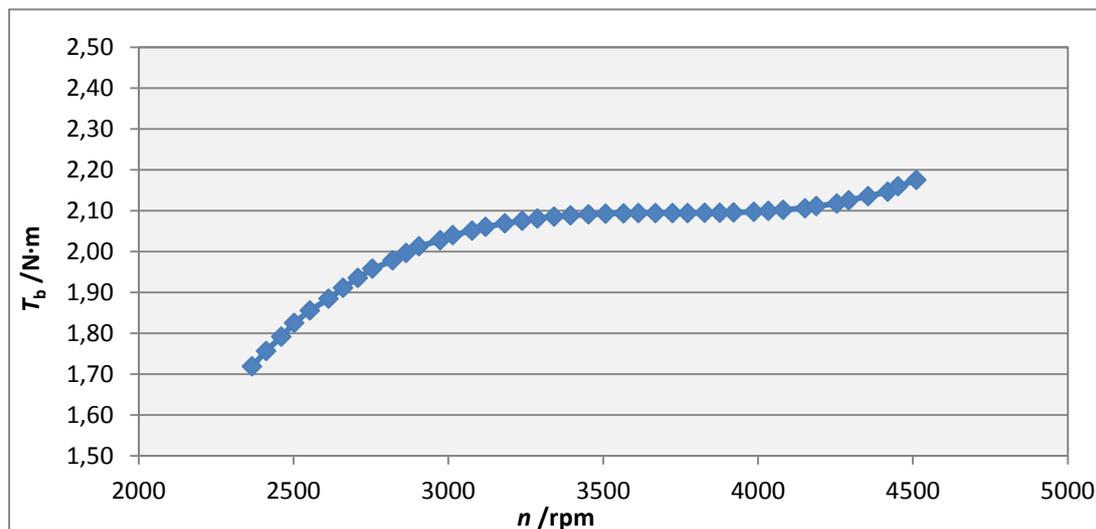


Figura 59 – Atual curva de binário ao freio em função da velocidade de rotação do motor.

Pode-se observar que o binário ao freio máximo ocorre pelas 4500 rpm no valor de 2,15 N·m, sendo praticamente constante no valor de 2,10 N·m entre as 3000 e as 4250 rpm. Este intervalo corresponde às rotações onde se atingem os valores mínimos de bsfc, que se apresentam na Figura 60.

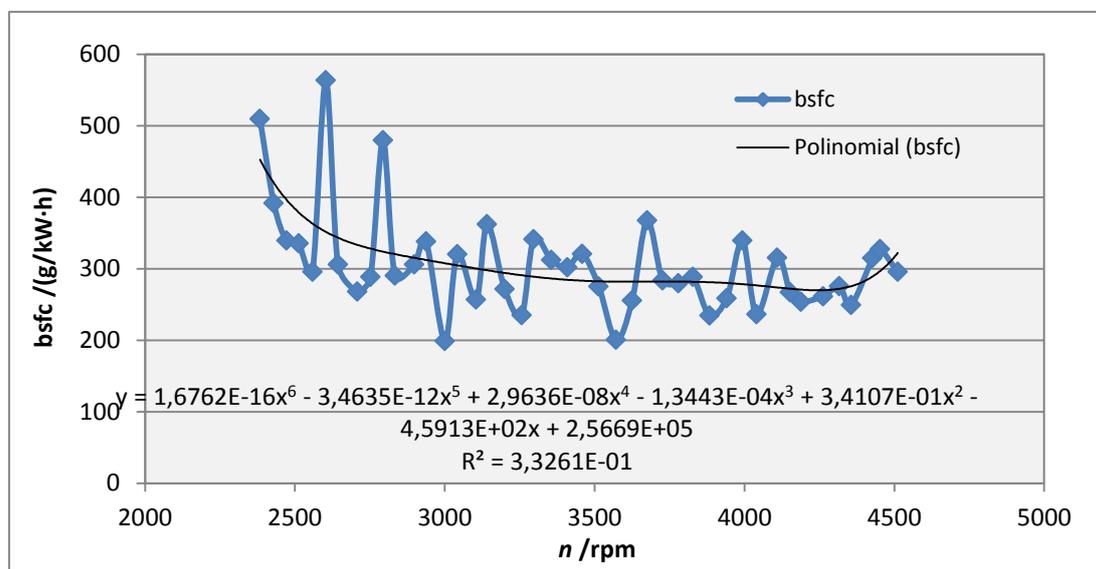


Figura 60 – Atual curva de bsfc em função da velocidade de rotação do motor.

É possível observar que atualmente o bsfc mínimo é de cerca de 270 g/kW·h e obtém-se a cerca das 4400 rpm. É de salientar que entre as 3600 e as 4400 rpm o bsfc é bastante regular, com valores em torno de 275 g/kW·h.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados dos ensaios experimentais efetuados para a otimização do consumo específico de combustível ao freio do motor M3165 que propulsiona o Eco Veículo permitem chegar a conclusões bastante importantes para melhorar o seu desempenho na participação das futuras edições da SEM.

O estudo da influência da viscosidade dos diferentes óleos de lubrificação do cárter utilizados permite concluir que os menores valores de bsfc foram obtidos com o óleo menos viscoso e que cada óleo resulta numa determinada temperatura ótima de funcionamento a que se atinge o valor de bsfc mínimo, permitindo identificar a viscosidade ótima. O valor dessa viscosidade é muito próximo entre os óleos testados, podendo ser definida como a viscosidade dinâmica ótima e o seu valor é cerca de 7,3 mPa·s.

Ao nível da temperatura de operação do cárter, destes resultados conclui-se que o aquecimento do óleo até cerca de 110 °C é seguro, permitindo o conhecimento dos resultados de bsfc num intervalo de temperatura do óleo mais alargado. Este fator é útil tanto ao nível do funcionamento do motor como do pré-aquecimento.

Relativamente às temperaturas ótimas de operação da cabeça do cilindro, confirmaram-se os valores determinados no estudo anterior (Correia, 2011), tendo-se obtido os melhores bsfc por volta dos 95/100 °C. No entanto conclui-se que esta temperatura é fortemente condicionada pela programação da ECU, nomeadamente pelos tempos de injeção de combustível podendo ser manipulada de acordo com a conveniência, obtendo-se valores de bsfc mínimos a temperatura menor quanto maiores forem os tempos de injeção.

Acerca da programação da ECU, conclui-se a importância de realizar a simulação do CFM do motor da forma mais rigorosa possível, devendo-se determinar com exatidão os parâmetros envolvidos, sendo fundamental para uma programação adequada para o funcionamento previsto. Em particular a quantificação do aquecimento do ar de admissão na passagem pela conduta de admissão, devido à elevada influência deste fator na determinação dos tempos de injeção e instantes de ignição. Assim garante-se uma programação otimizada que garante a riqueza ideal da mistura ar-combustível quando ocorre a combustão. Conclui-se também que é considerável o efeito de contaminação do óleo, por parte da fração de combustível que não evapora e passa do cilindro para o cárter, na redução da viscosidade deste, devendo ser minimizado. De um modo geral, as atuais curvas de binário e de bsfc são bastante animadoras para este motor.

Conclui-se também que 42,7 % do binário de atrito que o motor produz está associado ao atrito aerodinâmico provocado pelo freio.

Quanto à estratégia de pré-aquecimento comprova-se a importância do seu planeamento de forma cuidada, pois contribui de forma crucial para o funcionamento do motor às temperaturas ideais, tanto na fase inicial como no decorrer da prova. A possibilidade de o cárter poder ultrapassar os 100 °C é mais um fator que permite alargar as possibilidades a testar neste procedimento.

Todos estes fatores, apesar de individualmente terem pouca influência percentual em termos de redução do bsfc, contribuem para realizar de forma eficaz a conceção e desenvolvimento do novo motor M2208, nomeadamente nos critérios de isolamento das zonas de maior perda de calor, favorecendo o funcionamento deste nas temperaturas identificadas como , aumentando o rendimento energético deste em relação ao atual M3165. Também permitem otimizar a programação da ECU para o regime de funcionamento que este terá, de acordo com as suas características, que aliado à nova carroçaria permita ao Eco Veículo reduzir a distância para os concorrentes que nos últimos anos se revelaram mais fortes.

Numa perspetiva de futuro, e pelos motivos referidos atrás, propõe-se o estudo de alguns fatores que ficaram em aberto com os resultados deste trabalho:

- Quanto ao óleo lubrificante, os resultados da análise, favoráveis ao óleo menos viscoso, deixaram em aberto a possibilidade de estudo de outros óleos existentes no mercado com menor viscosidade, algo que se revelou difícil pelo difícil acesso a óleos com viscosidades inferiores à do óleo SHELL HELIX ULTRA EXTRA 0W30. A pesquisa dos critérios de classificação de óleos comumente utilizados nos automóveis levou à conclusão que, devido à vasta variação das condições de operação destes, existe uma elevada margem de segurança nas propriedades e gamas de óleos comercializados ao público. Esta foi implementada pela imposição de limites normalizados nas características dos óleos, por exemplo com viscosidade a 100 °C obrigatoriamente superiores a 9 mm<sup>2</sup>/s. O fim muito específico que justifica a existência deste motor permite a exploração da utilização de óleos cuja utilização se aplica a outro tipo de máquinas, como por exemplo o óleo lubrificante AEROSHELL TURBINE OIL 555, utilizado na lubrificação de turbinas a gás, com viscosidade a 100 °C de 5,4 mm<sup>2</sup>/s.

- As diferentes programações utilizadas nos ensaios experimentais ao longo deste trabalho deram indícios da possibilidade de existência de melhorias ao nível de detalhe que podem reduzir ainda mais o bsfc do motor. A influência dos tempos de injeção na temperatura de cabeça de cilindro ótima de funcionamento abre caminho à existência de uma programação ideal para o funcionamento do motor a determinada temperatura. Os diferentes circuitos onde a SEM se pode realizar resultam em diferentes condições de prova, logo pode-se estudar a adaptabilidade do funcionamento do motor e definir a programação ideal para determinada prova. A reavaliação dos mapas de correção da ECU e determinação exata dos parâmetros introduzidos na simulação CFM deverão ser alvo de análise mais detalhada. O objetivo passa por estender a regularidade atingida aos baixos regimes e reduzir os respetivos valores de bsfc.

- Realização de mais ensaios de pré-aquecimento da cabeça do cilindro e do cárter como simulação do funcionamento em prova de forma a descobrir a estratégia ideal de ligação do motor.

## BIBLIOGRAFIA

- Aird, F., (2001), “Bosch Fuel Injection Systems”, HPBooks.
- Carvalho, P. F. V., (2010), “Optimization of the Fuel Efficiency of the M3165 Internal Combustion Engine in Transitory Operation”. DEM, FCTUC.
- Carvalho, P. F. V., (2013), “Guião do Trabalho Prático nº 2: Ensaio Experimental em Banco de Ensaio de um Motor de Ciclo de 4 Tempos de Ignição por Faísca”. DEM, FCTUC.
- Chevron with Techron, (2009), “Motor Gasolines Technical Review”. Descarregado em: [https://www.chevronwithtechron.com/products/documents/69083\\_MotorGas\\_Tech\\_Review.pdf](https://www.chevronwithtechron.com/products/documents/69083_MotorGas_Tech_Review.pdf).
- Correia, José T. C. (2011), “Optimização do rendimento energético de um motor de combustão interna para participar nas edições 2011 da SHELL Eco-marathon”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente, DEM, FCTUC.
- HALTECH, (2004), “Haltech E6K Manual”.
- Haltech. Acedido a 04 de Fevereiro de 2014 em: <http://www.haltech.com/>.
- Marques, A. M. S. (2009), “Optimização de um sistema de injeção/ignição eletrónica programável aplicado a um motor para participar nas edições 2009 da SHELL Eco-Marathon”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, DEM, FCTUC.
- Opie Oils, (2014), “Viscosity Classifications”. Descarregado em: <http://www.opieoils.co.uk/pdfs/viscosities.pdf>.
- Plastic Products. Acedido a 05 de Fevereiro de 2014 em: <http://www.plastic-products.com/nylon66.htm>.
- SHELL, “SHELL Eco-marathon Official Rules 2014 , Chapter 1”. Descarregado a 11 de Setembro de 2013, em: <http://www.SHELL.com/global/environment-society/ecomarathon/for-participants/general-information/rules.html>.
- Site da Motul, (2014). Acedido em: <http://www.motul.com/es/pt/products/oils-lubricants>.
- Site da Shell Product Catalogues, (2014). Acedido em: <http://www.epc.shell.com/>.
- Site do Eco Veículo A.I.D.T. 2011. Acedido a 01 de fevereiro de 2014 em: <http://www.ecoveiculo.com/pt/index.html>.
- Site do IPMA. Acedido em: <http://www.ipma.pt/en/otempo/obs.superficie.grafica/>.
- Turns, S. R., “An Introduction to Combustion”, McGraw-Hill, 2nd Ed., 2000.

## ANEXO A

### MONTAGEM E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA A REALIZAÇÃO DE ENSAIO EM BANCO DE ENSAIO DE UM MOTOR DE CICLO DE 4 TEMPOS DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA

#### Montagem Experimental:

A montagem experimental usada consiste no motor com uma embraiagem centrífuga montada na cambota. O veio de saída de potência do motor é o veio de saída de potência da embraiagem centrífuga. Uma roda com um momento de inércia conhecido é montada no veio de saída de potência da embraiagem centrífuga. No veio de saída de potência da embraiagem centrífuga é montado um magneto e é montado um sensor de efeito de Hall na proximidade do magneto para detetar a passagem do magneto. O sensor de efeito de Hall está ligado a um sistema de aquisição de dados que mede e regista a evolução da velocidade de rotação do veio de saída de potência da embraiagem centrífuga com o tempo. A menos que seja dito expressamente o contrário, quando nos referimos à velocidade do motor, estamos a referir-nos à velocidade de rotação do veio de saída de potência da embraiagem centrífuga. Uma pipeta está ligada à entrada do injetor de combustível do motor para medir o volume de combustível consumido pelo motor em cada ensaio. Esta pipeta é uma pipeta ISO classe A com uma capacidade de 1,0 mL e uma resolução de 0,01 mL. Um termopar tipo K é montado no cárter do motor para medir a sua temperatura. Este termopar tem a forma de uma anilha com diâmetro interno igual a 6 mm. Esta temperatura é considerada igual à temperatura do óleo de lubrificação no cárter porque o cárter é em liga de alumínio e está termicamente isolado na parede exterior por uma cobertura de espuma de poliuretano rígida com 12 mm de espessura. Um termopar tipo K está montado na cabeça do cilindro do motor para medir a sua temperatura. Este termopar tem uma junção isolada com MgO dentro de uma bainha em aço inox AISI 310 com 1,5 mm de diâmetro externo. Um termómetro digital com um sensor do tipo termístor mede a temperatura de bolbo seco do ar ambiente. Um termómetro/higrómetro mede a humidade relativa do ar ambiente.

#### Procedimento Experimental:

O sistema de injeção é pressurizado a 5,0 bar e a pressão de injeção é ajustada para o valor a que se pretende realizar o ensaio manipulando a roda de regulação do regulador de pressão para que o manómetro na saída do regulador de pressão indique o valor a que se pretende realizar o ensaio. O nível de combustível na pipeta que alimenta o injetor é colocado cerca de 0,05 mL acima do zero da escala da pipeta. É registada a hora, a temperatura de bolbo seco do ar e a humidade relativa do ar. A pressão atmosférica do ar é determinada conhecendo a hora do ensaio, a altitude do laboratório onde são feitos os ensaios e o registo de pressão ao nível do mar medido hora a hora no Aeródromo de Cernache, que está situado a cerca de 5,6 km, medidos em linha reta, do laboratório onde se realizam os ensaios. Os valores da pressão ao nível do mar medida hora a hora no Aeródromo de Cernache estão disponíveis no *site* IPMA, na rubrica observações de superfície, entre a primeira e a segunda hora após a medição. O sistema de aquisição de dados para adquirir e registar a evolução da velocidade de rotação do

motor com o tempo é colocado a adquirir dados e a registar valores da evolução da velocidade de rotação do motor em função do tempo. Nos ensaios que se iniciam cerca das 2500 rpm a roda de inércia que está solidária com o copo da embraiagem centrífuga do motor é posta a rodar a uma velocidade de rotação de cerca de 1350 rpm com o auxílio de um berbequim elétrico com regulação eletrónica da velocidade de rotação. O berbequim tem montado na bucha uma peça que permite acionar a roda de inércia. Quando se atinge uma velocidade de rotação nesse intervalo o motor é ligado através do acionamento do motor de arranque elétrico do motor e por ligação da ignição e de seguida o motor de combustão é desligado, desligando o sistema de ignição e injeção, quando o nível de combustível na escala da pipeta atinge 0,0 mL. Enquanto o motor é ligado a embraiagem acopla e o motor de combustão fica solidário com a roda de inércia através da embraiagem centrífuga. Simultaneamente a velocidade de rotação do motor aumenta e o berbequim elétrico continua a acionar a roda de inércia. Depois do motor ser desligado este continua a ser acionado pelo berbequim elétrico e acelera a sua velocidade de rotação até estabilizar em aproximadamente 2500 rpm. Quando se atinge esta velocidade de rotação o berbequim é desacoplado da roda de inércia e o motor de combustão é ligado imediatamente a seguir sendo desligado quando se atinge a velocidade de rotação máxima do ensaio. A primeira fase relevante do ensaio é esta e inicia-se quando o motor é ligado e termina quando o motor é desligado. O tratamento dos dados do motor, medidos e registados nesta fase, permite determinar o binário e a potência desenvolvidos pelo motor em função da velocidade de rotação do motor e o consumo específico de combustível em função da velocidade de rotação do motor. A velocidade máxima de cada ensaio é previamente introduzida na unidade eletrónica de controlo (ECU) do motor para que a injeção de combustível seja cortada quando é atingida essa velocidade. O operador desliga o motor imediatamente depois de deixar de ouvir as explosões do motor quando há o corte da alimentação de combustível ao motor. Quando o motor é desligado inicia-se a segunda fase relevante do ensaio. Esta fase termina quando a embraiagem centrífuga desacopla o que no motor ensaiado ocorre cerca das 1320 rpm. O tratamento dos dados do motor, medidos e registados nesta fase, permite determinar o binário de atrito do motor em função da velocidade de rotação do motor. Imediatamente a seguir à embraiagem centrífuga desacoplar, o que é assinalado por um ruído característico emitido pela mesma, é lido e feito o registo do nível de combustível na pipeta que está ligada à entrada do injetor de combustível do motor e que corresponde ao volume de combustível consumido no ensaio. Depois da embraiagem centrífuga desacoplar o programa de aquisição e registo de dados da evolução da velocidade de rotação do motor com o tempo é parado. A temperatura do cárter do motor e a temperatura da cabeça do cilindro são registadas no início da primeira fase relevante do ensaio. A temperatura máxima atingida pela cabeça do cilindro após o motor ser desligado no fim da primeira fase relevante do ensaio também é registada. A pressão de injeção do combustível, indicada pelo manómetro a montante do regulador de pressão de injeção, é lida e registada. Nos ensaios que se iniciam a 1350 rpm o procedimento é semelhante exceto no que se segue. O ensaio inicia-se com o nível de combustível na escala da pipeta em 0,0 mL. A roda de inércia que está solidária com o copo da embraiagem centrífuga do motor é posta a rodar no início do ensaio a uma velocidade de rotação de cerca de 1450 rpm com o auxílio de um berbequim elétrico com regulação eletrónica da velocidade de rotação e o motor é ligado quando a velocidade de rotação da roda de inércia atinge as 1350 rpm. Ao efetuar o tratamento dos dados recolhidos durante a primeira fase relevante de ensaios do motor podemos considerar dois binários ao freio desenvolvidos pelo motor. O primeiro binário ao freio desenvolvido pelo motor que podemos considerar representa o binário ao freio disponível no veio de saída de potência do motor para a aceleração angular da roda de inércia que se verificou no ensaio. Este binário ao freio,  $T_{b,w}$ , é dado pela Eq. (3) e é a soma de duas componentes: o binário aerodinâmico da roda de inércia, da fixação da roda de inércia ao

copo da embraiagem centrífuga e do copo da embraiagem centrífuga,  $T_{ae}$ ; o binário para acelerar a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga,  $T_{i,w}$ ,

$$T_{b,w} = T_{ae} + T_{i,w}. \quad (3)$$

O segundo binário ao freio desenvolvido pelo motor que podemos considerar representa o binário ao freio desenvolvido pelo motor se este operasse em condições estacionárias. Este binário ao freio,  $T_b$ , é dado pela Eq. (4) e é a soma de duas componentes: O binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia, da fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga e do copo da embraiagem centrífuga,  $T_{ae}$ ; o binário para acelerar o motor, a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga,  $T_{i,t}$ ,

$$T_b = T_{ae} + T_{i,t}. \quad (4)$$

O binário de atrito aerodinâmico da roda de inércia, da fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga e do copo da embraiagem centrífuga é dado pela Eq. (5) onde  $n$  é a velocidade angular da roda de inércia em rotações por minuto, rpm. As constantes  $k_2$ ,  $k_1$  e  $k_0$  foram determinadas experimentalmente para uma massa volúmica do ar igual a  $1,200 \text{ kg/m}^3$ , efetuando testes de desaceleração da roda de inércia, fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga e copo da embraiagem centrífuga que eram previamente colocados a rodar solidários e desacoplados da cambota do motor a uma velocidade de rotação de aproximadamente 2800 rpm, utilizando um berbequim elétrico com regulação eletrônica da velocidade de rotação com uma peça que permite acionar a roda de inércia montada na bucha. Os dados experimentais destes testes e o respetivo tratamento estão contidos na folha de cálculo em MS Excel *CalculoAtritoRodaAlTransitorioaammdd.xls*. Neste ensaio  $I_{wf} = 7,205\text{E-}4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ , porque foi utilizado o copo de embraiagem  $3,0 \times 3,0$ . Os valores das constantes  $k_2$ ,  $k_1$  e  $k_0$  determinados experimentalmente para a roda de inércia utilizada neste trabalho estão apresentados na Tabela 10.

$$T_{ae} = \frac{\rho_a}{1,200} (k_2 n^2 + k_1 n + k_0). \quad (5)$$

O binário para acelerar a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga é dado pela Eq. (6) onde  $\gamma$  é a aceleração angular da roda de inércia,  $I_w$  é o momento de inércia da roda de inércia e  $I_{wf}$  é o momento de inércia da fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga.

$$T_{i,w} = (I_w + I_{wf})\gamma. \quad (6)$$

O binário para acelerar o motor, a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga é dado pela Eq. (7) onde  $I_m$  é o momento de inércia do motor, cujo valor é apresentado na Tabela 10, e as restantes variáveis têm o significado já indicado anteriormente.

$$T_{i,t} = (I_m + I_w + I_{wf})\gamma. \quad (7)$$

A aceleração angular da roda de inércia  $\gamma$  em  $(\text{rad/s}^2)$  é dada pela Eq. (8) onde  $\omega$  é a velocidade angular da roda de inércia em rad/s, sendo dada pela Eq. (9) e  $t$  é o tempo em segundos.

$$\gamma = \frac{d\omega}{dt}, \quad (8)$$

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60}. \quad (9)$$

A energia mecânica,  $E_w$ , em J, produzida pelo motor para acelerar a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga durante o teste é dada pela Eq. (10) onde  $\theta$  é o ângulo de rotação do veio de saída de potência da embraiagem centrífuga em rad.

$$E_w = \int_0^t T_{b,w} d\theta. \quad (10)$$

A energia mecânica,  $E_b$ , em J, produzida pelo motor para acelerar o motor, a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga é dada pela Eq. (11).

$$E_b = \int_0^t T_b d\theta, \quad (11)$$

Com  $d\theta$  dado pela Eq. (12).

$$d\theta = \omega dt. \quad (12)$$

O consumo específico de combustível ao freio do motor num teste calculado com base em  $E_w$ ,  $bsfc_w$ , em  $g/kW \cdot h$ , é dado pela Eq. (13) onde  $\rho_f$  é a massa volúmica do combustível em  $kg/m^3$  e  $V_f$  é o volume de combustível consumido pelo motor no teste em mL.

$$bsfc_w = \frac{3600\rho_f V_f}{E_w}. \quad (13)$$

O consumo específico de combustível ao freio do motor num teste calculado com base em  $E_b$ ,  $bsfc$ , em  $g/kW \cdot h$ , é dado pela Eq. (14), onde  $\rho_f$  é a massa volúmica do combustível em  $kg/m^3$  e  $V_f$  é o volume de combustível consumido pelo motor no teste em mL.

$$bsfc = \frac{3600\rho_f V_f}{E_b}. \quad (14)$$

O combustível utilizado nos ensaios é gasolina sem chumbo com índice de octano IO 95 R. A massa volúmica do combustível foi medida experimentalmente e o seu valor foi corrigido para  $T_0 = 15^\circ C$ . O valor obtido foi  $740,62 \pm 0,26 kg/m^3$  para um nível de confiança de 95 %. A massa volúmica do combustível em  $kg/m^3$  a qualquer temperatura do combustível,  $T_f$ , em  $^\circ C$ , é dada pela Eq. (15).

$$\rho_f(T_f) = \frac{\rho_f(T_0)}{\exp(\alpha(T_f - T_0))}. \quad (15)$$

O valor de  $\alpha$  na Eq. (15) é dado pela Eq. (16) e o valor de  $\alpha_T$  é dado pela Eq. (17) onde, para a gasolina,  $K_0 = 346,4228$  e  $K_1 = 0,4388$ .

$$\alpha = \alpha_T + 0,8\alpha_T^2(T_f - T_0), \quad (16)$$

$$\alpha_T = \frac{K_0 + K_1\rho_f(T_0)}{(\rho_f(T_0))^2}. \quad (17)$$

Nos testes de desaceleração que ocorrem depois do motor ser desligado no fim de um teste normal de aceleração o motor mantém-se ligado à roda de inércia porque a embraiagem centrífuga está acoplada enquanto a velocidade do motor for superior à velocidade em que a embraiagem centrífuga desacopla que é cerca das 1320 rpm com a embraiagem utilizada. Isto permite medir o binário de atrito do motor em função da velocidade de rotação do motor desde a velocidade de rotação em que o motor é desligado até à velocidade de rotação em que a embraiagem desacopla. O binário de atrito médio num teste de desaceleração entre as velocidades de rotação do motor  $n_2$  e  $n_1$  é dado pela Eq. (18). Um exemplo deste tratamento dos dados pode ser encontrado no ficheiro CATaammddtestx.xls.

$$\bar{T}_f = \frac{\int_{n_1}^{n_2} T d\theta}{\int_{n_1}^{n_2} d\theta}. \quad (18)$$

**Tabela 10 – Momento de inércia do motor e momento de inércia e características aerodinâmicas da roda de inércia e da fixação da roda de inércia ao motor.**

$I_m$	$I_w$	$I_{wf}$	$k_3$	$k_2$	$k_1$	$k_0$
$/kg \cdot m^2$	$/kg \cdot m^2$	$/kg \cdot m^2$	$/N \cdot m/rpm^3$	$/N \cdot m/rpm^2$	$/N \cdot m/rpm$	$/N \cdot m$
1,7643E-	3,194E-3	4,967E-4	-3,9934E-12	4,3178E-8	-7,4900E-5	7,0813E-2

O rendimento de conversão do combustível ao freio do motor com base em  $E_w$ ,  $\eta_{f,w}$ , num ensaio é dado pela Eq. (19) onde  $bsfc_w$  é o consumo específico de combustível ao freio num teste como dado pela Eq. (13), em  $g/kW \cdot h$ , e  $Q_{LHVp}$  é o poder calorífico inferior a pressão constante do combustível em MJ/kg. Uma vez que  $Q_{LHVp}$  é constante para um dado combustível o rendimento de conversão do combustível ao freio do motor é inversamente proporcional ao consumo específico de combustível ao freio.

$$\eta_{f,w} = \frac{3600}{\text{bsfc}_w[\text{g/kW}\cdot\text{h}]Q_{\text{LHVp}}[\text{MJ/kg}]} \quad (19)$$

O rendimento de conversão do combustível ao freio do motor com base em  $E_b$ ,  $\eta_{f,b}$ , num ensaio é dado pela Eq. (20) onde  $\text{bsfc}$  é o consumo específico de combustível ao freio num teste como dado pela Eq. (20), em  $\text{g/kW}\cdot\text{h}$ , e  $Q_{\text{LHVp}}$  é o poder calorífico inferior a pressão constante do combustível em  $\text{MJ/kg}$ . Uma vez que  $Q_{\text{LHVp}}$  é constante para um dado combustível o rendimento de conversão do combustível ao freio do motor é inversamente proporcional ao consumo específico de combustível ao freio.

$$\eta_{f,b} = \frac{3600}{\text{bsfc}[\text{g/kW}\cdot\text{h}]Q_{\text{LHVp}}[\text{MJ/kg}]} \quad (20)$$

A potência ao freio é calculada pela Eq. (21).

$$P_b[\text{W}] = T_b[\text{N}\cdot\text{m}] \times \frac{2\pi}{60} n[\text{rpm}]. \quad (21)$$

Inicialmente foi realizado um conjunto de ensaios entre os seguintes valores da velocidade de rotação: 1350-2000 rpm, 1350-2500 rpm e 1350-3000 rpm. Posteriormente foi realizado outro conjunto de ensaios entre os seguintes valores da velocidade de rotação: 2500-3000 rpm, 2500-3500 rpm, 2500-4000 rpm, 2500-4500 rpm e 2500-5000 rpm. Para cada intervalo de velocidade de rotação foram realizados entre 3 e 5 ensaios. Para se obter a curva de binário ao freio do motor no intervalo 1350-5000 rpm basta selecionar a curva de binário ao freio em função da velocidade de rotação do ensaio mais representativo dos ensaios realizados no intervalo de velocidades de rotação (1350- 3000 rpm) e selecionar a curva de binário ao freio em função da velocidade de rotação do ensaio mais representativo dos ensaios realizados no intervalo de velocidades de rotação (2500-5000 rpm) e construir uma curva de evolução do máximo binário ao freio, entre estes dois binários ao freio, em função da velocidade de rotação. A potência ao freio em função da velocidade de rotação é calculada utilizando os pares de valores de binário ao freio e velocidade de rotação que constituem a curva obtida como agora se indicou, no intervalo de velocidade de rotação 1350-5000 rpm e a Eq. (21). Este tratamento de dados pode ser feito num ficheiro semelhante ao ficheiro de exemplo `bsfc_vs_n_M3165_aammdd.xls`.

Com este método de teste do motor em regime transitório como a fase inicial de cada ensaio tem um carácter transitório muito marcado para calcular o consumo específico de combustível ao freio do motor em função da velocidade de rotação do motor com mais precisão tem que se utilizar um método diferencial que consiste em calcular o consumo específico médio num intervalo de velocidade de rotação através da diferença entre a energia produzida em dois ensaios e da diferença entre a massa de combustível consumido nos dois ensaios, sendo a massa de combustível consumida em cada ensaio dada pelo produto da massa volúmica do combustível pelo volume do combustível consumido em cada ensaio.

Se considerarmos os dados dos ensaios entre as velocidades de rotação  $n_1$  e  $n_2$  e  $n_1$  e  $n_3$ , em que  $n_1$  tem de ser sempre a rotação mínima de um conjunto de ensaios, no caso dos nossos dois conjuntos de ensaios  $n_1 = 2500$  rpm para o primeiro conjunto de ensaios e  $n_1 = 1350$  rpm para o segundo conjunto de ensaios, o consumo específico de combustível ao freio com base em  $E_w$  no intervalo de velocidade de rotação  $[n_2, n_3]$  é dado pela Eq. (22) e o consumo específico de combustível ao freio com base em  $E_b$  no intervalo de velocidade de rotação  $[n_2, n_3]$  é dado pela Eq. (23).

$$\text{bsfc}_{w,n_2,n_3} = \frac{3600(\rho_{f,n_1,n_3}V_{f,n_1,n_3} - \rho_{f,n_1,n_2}V_{f,n_1,n_2})}{E_{w,n_1,n_3} - E_{w,n_1,n_2}}, \quad (22)$$

$$\text{bsfc}_{n_2,n_3} = \frac{3600(\rho_{f,n_1,n_3}V_{f,n_1,n_3} - \rho_{f,n_1,n_2}V_{f,n_1,n_2})}{E_{b,n_1,n_3} - E_{b,n_1,n_2}}. \quad (23)$$

Para minimizar o número de cálculos a efetuar e para tornar o resultado obtido em cada ensaio mais representativo o consumo específico de combustível com base em  $E_w$  é calculado utilizando a Eq.(24).

$$\text{bsfc}_{w,n_2,n_3} = \frac{3600(\rho_{f,n_1,n_3} V_{f,n_1,n_3} - \frac{\text{bsfc}_{w,n_1,n_2} E_{w,n_1,n_3}}{3600})}{E_{w,n_1,n_3} - E_{w,n_1,n_2}} \quad (24)$$

Em que  $\text{bsfc}_{w,n_1,n_2}$  é a média do consumo específico de combustível (não diferencial), com base em  $E_w$ , dos ensaios para o intervalo de velocidades de rotação  $[n_1, n_2]$  e  $E_{w,n_1,n_2}$  é a energia mecânica, em J, produzida pelo motor para acelerar a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga durante o teste entre as velocidades de rotação  $n_1$  e  $n_2$ .  $\text{bsfc}_{w,n_1,n_2}$  é representativo do consumo específico à velocidade de rotação média no intervalo  $[n_1, n_2]$ .

Para minimizar o número de cálculos a efetuar e para tornar o resultado obtido em cada ensaio mais representativo o consumo específico de combustível com base em  $E_b$  é calculado utilizando a Eq. (25).

$$\text{bsfc}_{n_2,n_3} = \frac{3600(\rho_{f,n_1,n_3} V_{f,n_1,n_3} - \frac{\text{bsfc}_{n_1,n_2} E_{b,n_1,n_3}}{3600})}{E_{b,n_1,n_3} - E_{b,n_1,n_2}} \quad (25)$$

Em que  $\text{bsfc}_{n_1,n_2}$  é a média do consumo específico de combustível (não diferencial), com base em  $E_b$ , dos ensaios para o intervalo de velocidades de rotação  $[n_1, n_2]$  e  $E_{b,n_1,n_2}$  é a energia mecânica, em J, produzida pelo motor para acelerar o motor, a roda de inércia e a fixação da roda de inércia ao copo da embraiagem centrífuga durante o teste entre as velocidades de rotação  $n_1$  e  $n_2$ .  $\text{bsfc}_{n_1,n_2}$  é representativo do consumo específico à velocidade de rotação média no intervalo  $[n_1, n_2]$ . Um exemplo deste tratamento dos dados pode ser encontrado no ficheiro CCTaammddtestx.xls.

O caudal mássico de combustível é calculado pela Eq. (26):

$$\dot{m}_f [\text{g/h}] = \text{bsfc}[(\text{g/kW} \cdot \text{h})] \times P_b [\text{W}] \times 10^{-3} \quad (26)$$

A pressão média efetiva ao freio é calculada pela Eq. (27).

$$\text{bmep}[\text{kPa}] = \frac{P_b [\text{W}] \times n_R}{V_d [\text{dm}^3] \times N [\text{rot/s}]} \quad (27)$$

O trabalho por ciclo ao freio é calculado pela Eq. (28).

$$W_{c,b} [\text{J}] = \frac{P_b [\text{W}] \times n_R}{N [\text{rot/s}]} \quad (28)$$

A velocidade média do êmbolo é calculada pela Eq.(29).

$$\bar{S}_p [\text{m/s}] = 2 \times L [\text{m}] \times N [\text{rot/s}] \quad (29)$$

A potência específica ao freio é calculada pela Eq.(30).

$$\frac{P_b}{A_p} [\text{MW/m}^2] = \frac{\text{bmep}[\text{kPa}] \times \bar{S}_p [\text{m/s}] \times 10^{-3}}{2 \times n_R} \quad (30)$$

O peso específico do motor é calculado através da Eq.(31).

$$\frac{W_e}{P_{b,n}} [\text{kgf/kW}] = \frac{\text{Peso do motor}[\text{kgf}] \times 10^{-3}}{\text{potência nominal do motor}[\text{W}]} \quad (31)$$

O volume específico do motor é calculado através da Eq. (32).

$$\frac{V_e}{P_{b,n}} [\text{dm}^3/\text{kW}] = \frac{\text{Volume do motor}[\text{dm}^3] \times 10^{-3}}{\text{potência nominal do motor}[\text{W}]} \quad (32)$$

Para motores operando com mistura ar-combustível estequiométrica ou rica o fator de correção de potência para condições padrão é calculado através da Eq. (33).

$$C_F = \frac{p_{s,d} [\text{Pa}] T_a [\text{K}]}{p [\text{Pa}] - p_v [\text{Pa}] T_{a,s} [\text{K}]} \quad (33)$$

Condições padrão:  $p_{s,d} = 99000 \text{ Pa}$  (ISO 1585)

$T_{a,s} = 298,15 \text{ K}$  (ISO 1585)

A potência ao freio para condições padrão é calculada através da Eq. (34).

$$P_{b,s} [\text{W}] = C_F P_{i,w} [\text{W}] - P_{f,m} [\text{W}] \quad (34)$$

A pressão atmosférica no local do ensaio (Laboratório de Motores de Combustão Interna) é calculada a partir da pressão atmosférica ao nível do mar medida num local próximo do local do ensaio (Aeródromo de Cernache), com base na massa volúmica do ar e na diferença de

altitude entre o nível do mar  $h_{NM} = 0$  m, e a altitude no local do ensaio,  $h = 40$  m, pela Eq. (35).

$$p[\text{Pa}] = p_{NM}[\text{Pa}] + \rho_a[\text{kg/m}^3] \times g[\text{m/s}^2] \times (h_{NM}[\text{m}] - h[\text{m}]). \quad (35)$$

A pressão de vapor de água no ar para a temperatura do ar (temperatura de bolbo seco),  $p_v(T_a)$ , é dada pelo produto da humidade relativa do ar pela pressão de vapor de saturação da água, para a temperatura do ar (temperatura de bolbo seco),  $p_{v,s}(T_a)$ , de acordo com a Eq. (36).

$$p_v(T_a)[\text{Pa}] = \frac{RH[\%]}{100} \times p_{v,s}(T_a)[\text{Pa}]. \quad (36)$$

A pressão de vapor de saturação da água é uma grandeza que está tabelada em função da temperatura da água. A equação de Clausius-Clapeyron, Eq. (37), utiliza aqui os valores de referência da pressão de vapor da água saturada e da entalpia de mudança de fase da água para a temperatura de 298,15 K = 25 °C, temperatura média do intervalo para o qual se pretende aplicar a equação. Esta equação dá valores para a pressão de vapor de saturação em função da temperatura que têm um erro relativo inferior a 2,14 % e um erro relativo médio de 0,69 % relativamente aos valores tabelados da pressão de vapor de saturação da água em função da temperatura da água no intervalo de temperatura [273,15 K; 323,15 K] ou [0 °C; 50 °C].

$$p_{v,s}(T[\text{K}])[\text{Pa}] = p_{v,s}(T_{ref}[\text{K}])[\text{Pa}] \times \exp\left(\frac{h_{fg}(T_{ref})[\text{J/kg}] \times M_{\text{H}_2\text{O}}[\text{kg/mol}]}{R_u[\text{J/mol}\cdot\text{K}]} \left(\frac{1}{T_{ref}[\text{K}]} - \frac{1}{T[\text{K}]}\right)\right). \quad (37)$$

$$\text{Com: } T_{ref} = 298,15 \text{ K,}$$

$$h_{fg}(298,15 \text{ K}) = 2442,3 \times 10^3 \text{ J/kg,}$$

$$p_{v,s}(298,15 \text{ K}) = 3169 \text{ Pa.}$$

A fração molar de vapor de água no ar húmido é dada pela Eq. (38).

$$\tilde{x}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{p_v[\text{Pa}]}{p[\text{Pa}]} \quad (38)$$

A fração molar de ar seco é dada pela Eq. (39).

$$\tilde{x}_{as} = 1 - \tilde{x}_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (39)$$

A massa molar do ar húmido é dada pela Eq. (40).

$$M_{ah}[\text{kg/mol}] = \tilde{x}_{as}M_{as}[\text{kg/mol}] + \tilde{x}_{\text{H}_2\text{O}}M_{\text{H}_2\text{O}}[\text{kg/mol}]. \quad (40)$$

$$\text{Com: } M_{as} = 28,964 \times 10^{-3} \text{ kg/mol,}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = (2 \times 1,0079 + 15,994) \times 10^{-3} \text{ kg/mol} = 18,0152 \times 10^{-3} \text{ kg/mol.}$$

A massa volúmica do ar húmido é calculada pela equação dos gases perfeitos, Eq. (41).

$$\rho_{ah}[\text{kg/m}^3] = \frac{p[\text{Pa}] \times M_{ah}[\text{kg/mol}]}{R_u[\text{J/(kg}\cdot\text{K)}] \times T_a[\text{K}]} \quad (41)$$

Exemplos de tratamento dos dados dos ensaios utilizando estas equações podem ser encontrados no ficheiro RegistoEnsaioaammdd.xls que estão incompletos e têm de ser acabados de preencher com os resultados dos tratamentos dos dados efetuados de acordo com os procedimentos e algoritmos aqui apresentados.

## ANEXO B

### PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA A MEDIÇÃO DA MASSA VOLÚMICA DO COMBUSTÍVEL

#### Instrumentos Utilizados:

Para a medição experimental da massa volúmica do combustível consumido pelo motor é necessário o seguinte material e instrumentos:

- Bureta graduada NORMAX ISO A 0-10,0/0,05 mL  $\pm$  0,02 mL;
- Balança digital AND EK-200G;
- Cronómetro digital CASIO HS-30W;
- Termómetro digital HANNA Checktemp1 (medição da temperatura do combustível);
- Termómetro/Higrómetro digital TES 1360 (medição da temperatura e humidade relativa do ar);
- 25 mL de combustível;
- Esguicho de 250 mL;
- Recipiente com um volume de 20 mL;
- Recipiente com volume de 250 mL, para guardar o combustível após a medição.

#### Método de Determinação da Massa Volúmica do Combustível:

O procedimento utilizado na determinação da massa volúmica do combustível consumido pelo motor foi o seguinte:

- Nivelamento da balança digital;
- Colocação do recipiente na balança e reposição da balança a zero ;
- Enchimento da bureta com o combustível até ao zero da escala da bureta;
- Medição da temperatura do combustível na bureta com o termómetro digital HANNA Checktemp1 e registo da mesma;
- Acerto do volume de combustível na bureta até ao zero da escala da bureta (parte inferior do menisco da superfície livre do combustível a coincidir com o traço do zero da escala da bureta);
- Medição da temperatura de bolbo seco e da humidade relativa do ar (termómetro/higrómetro digital TES 1360) e registo das mesmas;
- Deixar escoar o combustível da bureta para o recipiente colocado na balança. Parar o escoamento na bureta de modo a que a superfície livre do combustível pare entre os 9,5 e os 10,00 mL da escala e medir o tempo de escoamento do combustível com o cronómetro CASIO HS-30W;
- Imediatamente registar o valor da massa de combustível,  $m_1$ , indicado na balança digital, que se escoou da bureta;
- Após passar um tempo igual ao tempo de escoamento do combustível da bureta para o recipiente sobre a balança registar o valor da massa de combustível,  $m_2$ , indicado na balança digital;
- Registar o volume de combustível escoado da bureta para o recipiente colocado na balança,  $V_f$ ;
- Repetir o procedimento 7 vezes;
- Calcular a massa volúmica do combustível com base nos valores de  $m_1$ ,  $m_2$  e do volume do combustível,  $V_f$ , que se escoou da bureta, para cada uma das 7 medições efetuadas, utilizando a Eq. (42),

$$\rho_f [\text{kg/m}^3] = \frac{m_1[\text{g}] + (m_1 - m_2)[\text{g}]}{V_f[\text{mL}]} \times 10^3; \quad (42)$$

- Calcular média da amostra das sete medições e o desvio padrão da população estimado,  $\sigma_{n-1}$ ;
- Apresentar o valor médio da medição da massa volúmica mais uma tolerância para definir o intervalo de massa volúmica com um grau de confiança de 95 %.

Os dados experimentais e o respetivo tratamento relativos à medição da massa volúmica do combustível utilizado nos ensaios estão contidos na folha de cálculo em MS Excel DensCombaammdd.xls.

## ANEXO C

### ESPECIFICAÇÕES E ANÁLISE DE ERROS DOS INSTRUMENTOS DE MEDIDA UTILIZADOS NO ENSAIO EXPERIMENTAL DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA DE CICLO DE 4 TEMPOS

#### Especificações dos Instrumentos de Medida:

- 1- Pipeta graduada 0 – 1,0 mL:  
Marca: NORMAX;  
Modelo: 1,0 – 0,01 A;  
Resolução: 0,01 mL;  
Escala: 0 – 1,0 mL.
- 2- Bureta graduada 0 – 10,0 mL:  
Marca: NORMAX;  
Modelo: 10,0 – 0,05 A;  
Resolução: 0,05 mL;  
Escala: 0 – 10,0 mL;  
Erro da escala:  $\pm 0,02$  mL.
- 3- Balança Digital 0 – 200 g:  
Marca: AND;  
Modelo: EK – 200G;  
Resolução: 0,01 g;  
Precisão: 0,01 g;  
Escala: 0 – 200 g.
- 4- Balança Digital 0 – 60 kg:  
Marca: AND;  
Modelo: HD – 60KB;  
Resolução: 0,001 kg;  
Precisão:  $\pm 0,01$  kg;  
Intervalo de medição: 0 – 60,000 kg.
- 5- Cronómetro Digital:  
Marca: CASIO;  
Modelo: HS – 30W;  
Resolução: 0,01 s;  
Precisão: 0,01 s.
- 6- Sensor de Efeito de Hall Digital (*Digital Magnetic Pickup*):  
Marca: TSI;  
Modelo (Referência RS Components): RS 304–172;  
Tensão de alimentação: + 5 a + 15 VDC;  
Tempo máximo de subida (Maximum rise time): 1000 ns;  
Tempo máximo de descida (Maximum fall time): 50 ns;

Distância mínima de detecção do sensor com diâmetro do cilindro onde está montado o magneto  $d = 48,0$  mm e para 6000 rpm (594 inch/s): 2,4 mm;  
Número de magnetos montados no veio de saída de potência da embraiagem centrífuga do motor: 1.

7- Placa de aquisição de dados:

Marca: NATIONAL INSTRUMENTS;

Modelo: NI-6229 PCI;

Nº de canais: 32 *single ended* /16 *diferential*;

Frequência de aquisição máxima: 250 kHz;

Frequência de aquisição do sinal do sensor de efeito de Hall digital usado para medir a velocidade de rotação do motor: 40 kHz;

Resolução de entrada: 16 bits;

Tensão de entrada máxima:  $\pm 10V$ ;

Número de intervalos de tensão de entrada: 4;

Número de saídas analógicas: 4;

Resolução de saída: 16 bits;

DIO: 48.

8- Barómetro do INMG – Estação Meteorológica do Aeródromo de Cernache

Marca: desconhecida;

Modelo: desconhecido;

Resolução: 10 Pa = 0,1 hPa;

Precisão: 10 Pa = 0,1 hPa.

9- Termómetro/Higrómetro Digital:

Marca: TES;

Modelo: TES 1360;

Temperatura:

Intervalo de medição:  $-20\text{ °C}$  a  $+60\text{ °C}$ ;

Precisão:  $\pm 0,8\text{ °C}$ ;

Resolução:  $0,1\text{ °C}$ ;

Humidade Relativa:

Intervalo de medição: 10 % RH a 90 % RH;

Precisão:  $\pm 3\%$  RH (a  $25\text{ °C}$ , 30 – 95 % RH);

$\pm 5\%$  RH (a  $25\text{ °C}$ , 10 – 30 % RH);

Resolução: 0,1% RH;

Tipo de Sensor:

Temperatura: Sensor de semicondutor;

Humidade: Sensor capacitivo de precisão;

Tempo de Resposta:

Temperatura:  $1\text{ °C} / 2s$ ;

Humidade:  $45\% \text{ RH} \rightarrow 95\% \text{ RH} \leq 3\text{ min}$ ;

$95\% \text{ RH} \rightarrow 45\% \text{ RH} \leq 5\text{ min}$ ;

Taxa de amostragem: 2,5 Hz.

10- Termómetro Digital e *Data Logger* de Canal Duplo:

Marca: RS;

Modelo: RS 1316;

Sonda utilizada: Termopar tipo K;

Resolução:  $0,1\text{ °C}$  de  $-150,0\text{ °C}$  a  $1370,0\text{ °C}$ ;

Precisão:  $\pm(0,15\% \times \text{Leitura} + 0,5\text{ °C})$  de  $-150\text{ °C}$  a  $-100\text{ °C}$ ;

$\pm(0,05\% \times \text{Leitura} + 0,5\text{ °C})$  de  $-100\text{ °C}$  a  $1370\text{ °C}$ ;

Intervalo de Medição: -150,0 °C a 1370,0 °C;

Condições Ambientais de Operação:

Temperatura: 0 a 50 °C;

Humidade: 0 a 80 % RH.

11- Termómetro Digital:

Marca: HANNA INSTRUMENTS;

Modelo: Checktemp 1;

Sensor: High Tech Termístor NTC;

Resolução: 0,1 °C;

Precisão:  $\pm(0,3 \text{ °C})$  de -20 °C a 90 °C;

$\pm(0,5 \text{ °C})$  de -50 °C a -20 °C e de 90 °C a 150 °C;

Intervalo de Medição: -50 °C a 150 °C;

Condições Ambientais de Operação:

Temperatura: 0 a 50 °C;

Humidade: 0 a 95 % RH.

12- Unidade Eletrónica de Controlo (ECU) do Motor:

Marca: HALTECH;

Modelo: E6K;

Tensão de alimentação: 8 – 16 VDC.

13- Manómetro para medir a pressão de injeção do combustível:

Marca: WIKA;

Tipo: Tubo de Bourdon;

Modelo: 111.10, 0 – 4 bar com conexão inferior *standard* G1/8 B (macho);

Intervalo de Medição: 0 a 4 bar (pressão relativa);

Resolução: 0,2 bar;

Precisão: 0,1 bar (2,5 % do intervalo de medição);

Diâmetro do Mostrador: 40 mm.

14- Fonte de alimentação regulável para a ECU do Motor:

Marca: ALINCO;

Modelo: DM-340MV;

Tensão: 0 – 15 VDC;

Corrente: 0 – 35 A.

### Análise de Erros:

Com base na precisão dos equipamentos de medida, em análises estatísticas e com base na teoria da combinação das componentes de erros em todos os cálculos da precisão do sistema, que utiliza séries de Taylor simplificadas para relacionar as componentes de erro dependentes, e assumindo que os erros têm uma distribuição normal, tem-se:

A teoria da combinação de erros é descrita de seguida.

Sendo:

$$X = f(u_1, u_2, u_3, \dots, u_n). \quad (43)$$

Onde X é uma quantidade função de n variáveis independentes  $u_1, u_2, \dots, u_n$  e  $u_i$  são quantidades medidas que estão afetadas de um erro  $\pm \Delta u_i$ . Os  $\Delta u_i$  podem ser valores absolutos ou valores estatísticos.

$$X \pm \Delta X = f(u_1 \pm \Delta u_1, u_2 \pm \Delta u_2, u_3 \pm \Delta u_3, \dots, u_n \pm \Delta u_n). \quad (44)$$

Desenvolvendo a função f numa série de Taylor simplificada vem:

$$f(u_1 \pm \Delta u_1, u_2 \pm \Delta u_2, \dots, u_n \pm \Delta u_n) = f(u_1, u_2, \dots, u_n) + \Delta u_1 \frac{\partial f}{\partial u_1} + \Delta u_2 \frac{\partial f}{\partial u_2} + \dots + \Delta u_n \frac{\partial f}{\partial u_n}. \quad (45)$$

Então o erro absoluto é dado por:

$$E = \Delta X = \left| \Delta u_1 \frac{\partial f}{\partial u_1} \right| + \left| \Delta u_2 \frac{\partial f}{\partial u_2} \right| + \dots + \left| \Delta u_n \frac{\partial f}{\partial u_n} \right|. \quad (46)$$

Mas caso os  $\Delta u$  sejam limites estatísticos vem:

$$E_a = \Delta X = \sqrt{\left( \Delta u_1 \frac{\partial f}{\partial u_1} \right)^2 + \left( \Delta u_2 \frac{\partial f}{\partial u_2} \right)^2 + \dots + \left( \Delta u_n \frac{\partial f}{\partial u_n} \right)^2}. \quad (47)$$

Como exemplo consideramos os cálculos efetuados para a potência, para o caudal volúmico de combustível, para o caudal mássico de combustível, para o consumo específico de combustível ao freio, para o rendimento de conversão do combustível ao freio, para a pressão média efetiva ao freio, para o trabalho por ciclo ao freio e para a velocidade média do êmbolo. A potência é calculada pela Eq. (46).

$$P_b [\text{W}] = T_b [\text{N} \cdot \text{m}] \times \frac{2\pi}{60} n [\text{rpm}], \quad (48)$$

então,

$$\Delta P_b = \sqrt{\left( \frac{\partial P_b}{\partial T_b} \Big|_n \Delta T_b \right)^2 + \left( \frac{\partial P_b}{\partial n} \Big|_{T_b} \Delta n \right)^2}, \quad (49)$$

$$\Delta P_b = \sqrt{\left( \frac{2\pi}{60} n \times \Delta T_b \right)^2 + \left( \frac{2\pi}{60} T_b \times \Delta n \right)^2}. \quad (50)$$

O consumo específico de combustível ao freio é calculado pela Eq. (49).

$$\text{bsfc} [\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})] = \frac{3600 \rho_f [\text{kg}/\text{m}^3] V_f [\text{mL}]}{E_b [\text{J}]}, \quad (51)$$

então,

$$\Delta \text{bsfc} = \sqrt{\left( \frac{\partial \text{bsfc}}{\partial \rho_f} \Big|_{V_f, E_b} \Delta \rho_f \right)^2 + \left( \frac{\partial \text{bsfc}}{\partial V_f} \Big|_{\rho_f, E_b} \Delta V_f \right)^2 + \left( \frac{\partial \text{bsfc}}{\partial E_b} \Big|_{\rho_f, V_f} \Delta E_b \right)^2}, \quad (52)$$

$$\Delta \text{bsfc} = \sqrt{\left( \frac{V_f}{E_b} \times 3600 \times \Delta \rho_f \right)^2 + \left( \frac{\rho_f}{E_b} \times 3600 \times \Delta V_f \right)^2 + \left( -\frac{\rho_f \times V_f}{E_b^2} \times 3600 \times \Delta E_b \right)^2}. \quad (53)$$

O rendimento de conversão de combustível ao freio é calculado pela Eq. (52)

$$\eta_{f,b} = \frac{3600}{\text{bsfc} [\text{g}/\text{kW} \cdot \text{h}] Q_{LHVp} [\text{MJ}/\text{kg}]}, \quad (54)$$

então,

$$\Delta \eta_{f,b} = \sqrt{\left( \frac{\partial \eta_{f,b}}{\partial \text{bsfc}} \Big|_{Q_{LHVp}} \Delta \text{bsfc} \right)^2 + \left( \frac{\partial \eta_{f,b}}{\partial Q_{LHVp}} \Big|_{\text{bsfc}} \Delta Q_{LHVp} \right)^2}, \quad (55)$$

$$\Delta \eta_{f,b} = \sqrt{\left( -\frac{1}{\text{bsfc}^2} \times \frac{3600}{Q_{LHVp}} \Delta \text{bsfc} \right)^2 + \left( -\frac{1}{Q_{LHVp}^2} \times \frac{3600}{\text{bsfc}} \Delta Q_{LHVp} \right)^2}. \quad (56)$$

A pressão média efetiva ao freio é calculada pela Eq. (55)

$$\text{bmep} [\text{kPa}] = \frac{P_b [\text{W}] \times n_R}{V_d [\text{dm}^3] \times N [\text{rot}/\text{s}]}, \quad (57)$$

então,

$$\Delta \text{bmep} = \sqrt{\left( \frac{\partial \text{bmep}}{\partial P_b} \Big|_{V_d, N} \Delta P_b \right)^2 + \left( \frac{\partial \text{bmep}}{\partial V_d} \Big|_{P_b, N} \Delta V_d \right)^2 + \left( \frac{\partial \text{bmep}}{\partial N} \Big|_{P_b, V_d} \Delta N \right)^2}, \quad (58)$$

$$\Delta \text{bmep} = \sqrt{\left( \frac{n_R}{V_d \times N} \Delta P_b \right)^2 + \left( -\frac{1}{V_d^2} \frac{P_b \times n_R}{N} \Delta V_d \right)^2 + \left( -\frac{1}{N^2} \frac{P_b \times n_R}{V_d} \Delta N \right)^2}. \quad (59)$$

O trabalho por ciclo ao freio é calculado pela Eq. (58).

$$W_{c,b} [\text{J}] = \frac{P_b [\text{W}] \times n_R}{N [\text{rot}/\text{s}]}, \quad (60)$$

então,

$$\Delta W_{c,b} = \sqrt{\left(\frac{\partial W_{c,b}}{\partial P_b}\bigg|_N \Delta P_b\right)^2 + \left(\frac{\partial W_{c,b}}{\partial N}\bigg|_{P_b} \Delta N\right)^2}, \quad (61)$$

$$\Delta W_{c,b} = \sqrt{\left(\frac{n_R}{N} \Delta P_b\right)^2 + \left(-\frac{P_b \times n_R}{N^2} \Delta N\right)^2}. \quad (62)$$

A velocidade média do êmbolo é calculada pela Eq. (61):

$$\bar{S}_p[m/s] = 2 \times L[m] \times N[rot/s], \quad (63)$$

então,

$$\Delta \bar{S}_p = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{S}_p}{\partial L}\bigg|_N \Delta L\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{S}_p}{\partial N}\bigg|_L \Delta N\right)^2}, \quad (64)$$

$$\Delta \bar{S}_p = \sqrt{(2 \times N \times \Delta L)^2 + (2 \times L \times \Delta N)^2}. \quad (65)$$

## ANEXO D

### PROPRIEDADES DOS ÓLEOS LUBRIFICANTES UTILIZADOS

SHELL HELIX ULTRA 5W40 TDS:

Properties			Method	Shell Helix Ultra 5W-40
Kinematic Viscosity	@100°C	cSt	ASTM D445	13.10
Kinematic Viscosity	@40°C	cSt	ASTM D445	79.10
Viscosity Index			ASTM D2270	168
MRV	@-35°C	cP	ASTM D4684	19300
Density	@15°C	kg/m <sup>3</sup>	ASTM D4052	840.3
Flash Point			ASTM D92	242
Pour Point			ASTM D97	-45

Figura 61 – Propriedades do óleo lubrificante SHELL HELIX ULTRA 5W40.

SHELL HELIX ULTRA EXTRA 5W30 TDS:

Properties			Method	Shell Helix Ultra Extra 5W-30
SAE Viscosity Grade				5W-30
Kinematic Viscosity	@40°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	73.95
Kinematic Viscosity	@100°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	12.02
Viscosity Index			ASTM D2270	159
Density	@15°C	kg/m <sup>3</sup>	ASTM D4052	848
Pour Point			ASTM D97	-48

Figura 62 – Propriedades do óleo lubrificante SHELL HELIX ULTRA EXTRA 5W30.

SHELL HELIX ULTRA X 0W30 TDS:

Properties			Method	Shell Helix Ultra Extra
SAE Viscosity grade				0W-30
Kinematic Viscosity	@40°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	67
Kinematic Viscosity	@100°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	12.1
Viscosity Index			ASTM D2270	180
Density	@15°C	kg/m <sup>3</sup>	ASTM D4052	835.1
Pour Point			ASTM D97	-54

Figura 63 – Propriedades do óleo lubrificante SHELL HELIX ULTRA X 0W30.

MOTUL 300V HIGH RPM 0W20 TDS:

Viscosity grade	SAE J 300	<b>0W-20</b>
Density at 20°C (68°F)	ASTM D1298	0.853
Viscosity at 40°C (104°F)	ASTM D445	40.1 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100°C (212°F)	ASTM D445	8.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity index	ASTM D2270	177
HTHS viscosity at 150°C (302°F)	ASTM D4741	2.68 mPa.s
Pour point	ASTM D97	-39°C / -38°F
Flash point	ASTM D92	220°C / 428°F
TBN	ASTM D2896	11.3 mg KOH/g

Figura 64 – Propriedades do óleo lubrificante MOTUL 300V HIGH RPM 0W20.

## ANEXO E

### PROPRIEDADES GERAIS DOS COMBUSTÍVEIS

Gasolina SHELL ULG95, Fornecida pela SHELL na SEM 2011:

Specification Parameter	Test Method	Units	Limit	Guarantee	Typicals
RON	EN ISO 5164	ON	min	95	95.2
MON	EN ISO 5163	ON	min	85	85.0
Sulphur	EN ISO 20846 EN ISO 20884	mg/kg	max	10.0	10.0
Density at 15°C	EN ISO 3675 EN ISO 12185	kg/m <sup>3</sup>	min max	720 - 775	735
Ethanol	EN13132	% v/v	max	0.0 – 5.0	4.8

#### Other Properties

Specification Parameter	Test Method	Units	Limit	Guarantee	Typicals
Appearance	Visual	Visual		Clear & Bright	Clear & Bright
Distillation	EN ISO 3405				
E 70°C Summer		% v/v	min max	20 - 48	30
Winter				22 - 50	38
E 100°C		% v/v	min max	46 - 71	60
E 150°C		% v/v	min	75	90
FBP		°C	max	210	200
Benzene	EN238 EN12177 EN 14517	% v/v	max	1.0	0.7
Olefins	EN 14517 EN 15533	% v/v	max.	18.0	16
Aromatics	EN 14517 EN 15533	% v/v	max.	35.0	32
Lead Content	EN 237	mg/litre	max.	5	<1
Vapour Pressure Summer	EN 13016-1	KPa	min max	45 - 70	69
Winter				70 - 100	98
Oxidation Stability	EN ISO 7536		min	360	>480
Copper Corrosion	EN ISO 2160	3hrs 50°C	max	Class 1	Class 1

\* Seasonal Dates for deliveries from terminals  
 Winter 1<sup>st</sup> October to 31<sup>st</sup> March  
 Transition Periods 1<sup>st</sup> April to 14<sup>th</sup> May; 1<sup>st</sup> to 30<sup>th</sup> September  
 Summer 15<sup>th</sup> May to the 31<sup>st</sup> August

Figura 65 – Propriedades da gasolina SHELL ULG95.

Algumas Propriedades dos Hidrocarbonetos que Constituem os Combustíveis (Turns 2000):

Formula	Fuel	MW (kg/kmol)	$\bar{h}_f^o$ (kJ/kmol)	$\bar{g}_f^o$ (kJ/kmol)	$s^o$ (kJ/kmol-K)	HHV <sup>†</sup> (kJ/kg)	LHV <sup>†</sup> (kJ/kg)	Boiling pt. (°C)
CH <sub>4</sub>	Methane	16.043	-74,831	-50,794	186.188	55,528	50,016	-164
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	Acetylene	26.038	226,748	209,200	200.819	49,923	48,225	-84
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	Ethene	28.054	52,283	68,124	219.827	50,313	47,161	-103.7
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Ethane	30.069	-84,667	-32,886	229.492	51,901	47,489	-88.6
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	Propene	42.080	20,414	62,718	266.939	48,936	45,784	-47.4
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propane	44.096	-103,847	-23,489	269.910	50,368	46,357	-42.1
C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	1-Butene	56.107	1,172	72,036	307.440	48,471	45,319	-63
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	<i>n</i> -Butane	58.123	-124,733	-15,707	310.034	49,546	45,742	-0.5
C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	1-Pentene	70.134	-20,920	78,605	347.607	48,152	45,000	30
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	<i>n</i> -Pentane	72.150	-146,440	-8,201	348.402	49,032	45,355	36.1
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	Benzene	78.113	82,927	129,658	269.199	42,277	40,579	80.1
C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	1-Hexene	84.161	-41,673	87,027	385.974	47,955	44,803	63.4
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	<i>n</i> -Hexane	86.177	-167,193	209	386.811	48,696	45,105	69
C <sub>7</sub> H <sub>14</sub>	1-Heptene	98.188	-62,132	95,563	424.383	47,817	44,665	93.6
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	<i>n</i> -Heptane	100.203	-187,820	8,745	425.262	48,456	44,926	98.4
C <sub>8</sub> H <sub>16</sub>	1-Octene	112.214	-82,927	104,140	462.792	47,712	44,560	121.3
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	<i>n</i> -Octane	114.230	-208,447	17,322	463.671	48,275	44,791	125.7
C <sub>9</sub> H <sub>18</sub>	1-Nonene	126.241	-103,512	112,717	501.243	47,631	44,478	—
C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	<i>n</i> -Nonane	128.257	-229,032	25,857	502.080	48,134	44,686	150.8
C <sub>10</sub> H <sub>20</sub>	1-Decene	140.268	-124,139	121,294	539.652	47,565	44,413	170.6
C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	<i>n</i> -Decane	142.284	-249,659	34,434	540.531	48,020	44,602	174.1
C <sub>11</sub> H <sub>22</sub>	1-Undecene	154.295	-144,766	129,830	578.061	47,512	44,360	—
C <sub>11</sub> H <sub>24</sub>	<i>n</i> -Undecane	156.311	-270,286	43,012	578.940	47,926	44,532	195.9

Figura 66 – Algumas propriedades dos hidrocarbonetos que constituem os combustíveis.

## APÊNDICE A

### VALORES DE INÉRCIA DOS COMPONENTES DO MOTOR E FIXAÇÃO DO FREIO

Tabela 11 – Valores de inércia individual dos componentes do motor e fixação do freio.

Peça do motor	$I_x$ /kg·m <sup>2</sup>
2 Maxilas da Embraiagem	1,16E-03
2 <i>Ferodos</i> das Maxilas da Embraiagem	3,27E-05
Porca do Volante do Motor em Aço	1,98E-06
2 Parafusos de Fixação das Maxilas da Embraiagem ao Volante do Motor	5,56E-05
2 Molas da Embraiagem	4,84E-06
Volante do Motor	2,07E-04
Cambota VM	9,90E-05
Pistão + Segmentos	2,73E-06
Cavilhão do Pistão	1,35E-06
Biela (Massa com Movimento de Translação)	1,84E-06
Biela (Massa com Movimento de Rotação)	1,74E-05
Cavilhão da Cambota	2,09E-05
Rolamento do Cavilhão da Cambota	6,68E-06
2 Anilhas Laterais da Cabeça da Biela	1,80E-06
Cambota AM	9,68E-05
Roda do Motor de Arranque	4,68E-05
Guia Interior da Polia da Distribuição da Cambota	5,98E-07
Polia da Distribuição da Cambota	1,89E-07
Guia Exterior da Polia da Distribuição da Cambota	5,98E-07
Porca da Polia da Distribuição da Cambota	9,50E-08
Polia do Esticador da Correia de Distribuição	4,08E-07
Árvore de Cames da Admissão	6,60E-08
Centrador da Polia da Árvore de Cames da Admissão	1,55E-06
Guia da Polia da Árvore de Cames da Admissão	2,90E-07
Polia da Árvore de Cames da Admissão	5,82E-07
Guia Exterior da Polia da Árvore de Cames da Admissão	3,19E-07
Porca do Centrador da Polia da Árvore de Cames da Admissão	2,38E-08
Árvore de Cames da Escape	6,60E-08
Centrador da Polia da Árvore de Cames da Escape	1,57E-06
Guia da Polia da Árvore de Cames da Escape	2,90E-07
Polia da Árvore de Cames de Escape	5,82E-07
Guia Exterior da Polia da Árvore de Cames da Escape	3,19E-07
Porca do Centrador da Polia da Árvore de Cames de Escape	2,38E-08
Correia da Distribuição	6,84E-07
<b>Total do motor</b>	<b>1,764E-03</b>
<b>Peça da fixação do Freio</b>	<b><math>I_x</math> /kg·m<sup>2</sup></b>
Porca em Aço M8x1,0 de Fixação do Freio	1,69E-07

Anilha M8 de precisão em aço ( $d_{ext} = 14,00$ mm, $d_{int} = 8,15$ mm, $esp = 1,0$ mm)	2,62E-08
Tampa do Prato do Freio	5,00E-06
Prato do Freio	2,18E-05
Eixo de Saída Cônico e Roscado	1,31E-05
4 Parafusos de Cabeça de Embeber Sextavada Interior de M5x16 de Fixação do eixo de saída cônico	2,47E-06
Copo da Embraiagem 2,0 x 2,0	4,43E-04
Anel Externo do Rolamento 16100 (10 x 28 x 8) do Copo da Embraiagem	2,03E-06
Anel Externo do Rolamento 608 (8 x 22 x 7) do Copo da Embraiagem	6,79E-07
6 Parafusos de Cabeça Cilíndrica Sextavada Interior M5 x 35 de Fixação do Freio	7,44E-06
6 Anilhas M5 em aço inox ( $d_{ext} = 9,9$ mm, $d_{int} = 5,35$ mm, $esp = 1,0$ mm)	4,42E-07
<b>Total da Fixação do Freio</b>	<b>4,967E-04</b>
<b>Total do Motor e Fixação do Freio</b>	<b>2,261E-03</b>

## APÊNDICE B

### ANÁLISE DA VISCOSIDADE DINÂMICA DOS ÓLEOS TESTADOS

Curvas de Viscosidade Dinâmica Teóricas dos Óleos, em Função da Temperatura:

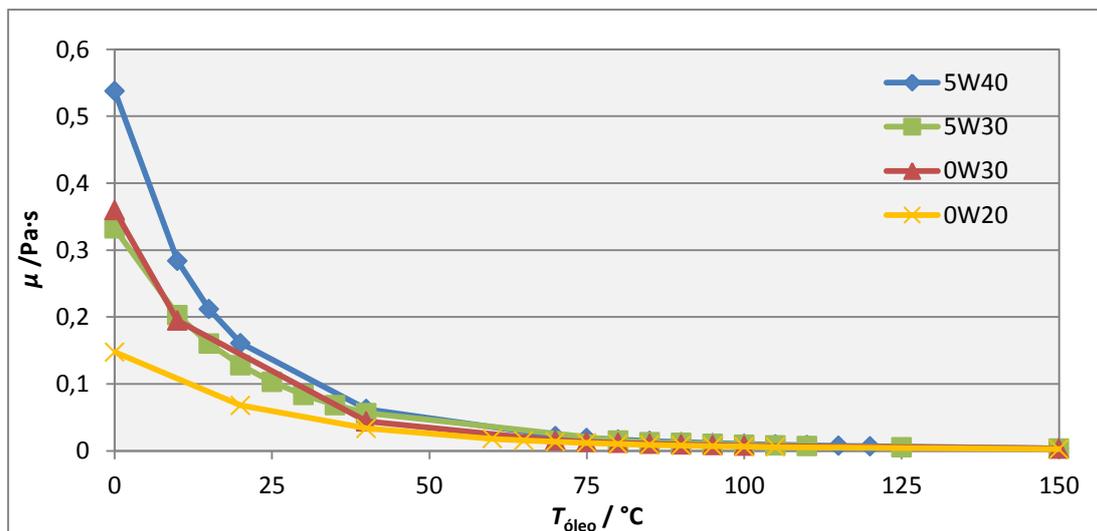


Figura 67 – Viscosidade dinâmica dos óleos testados em função da temperatura.

SHELL HELIX ULTRA 5W40 – Polinómio de 2º grau:

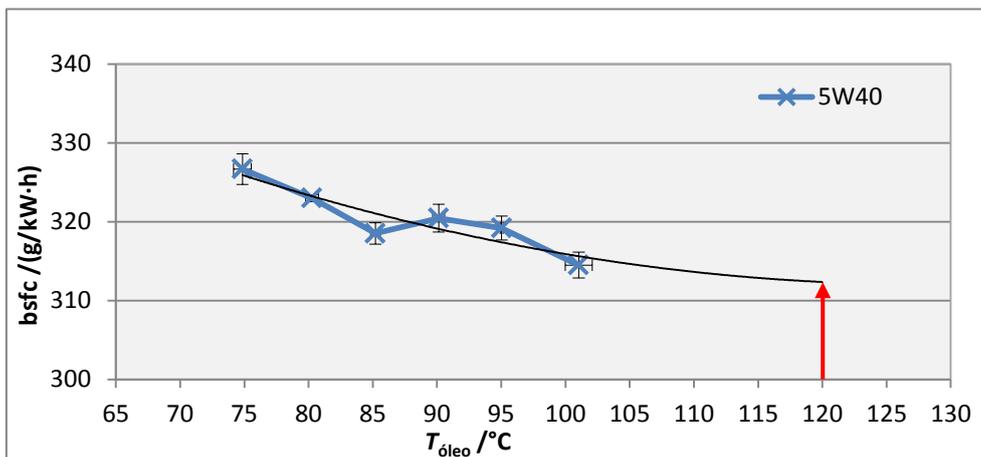


Figura 68 – Aproximação polinomial do bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  para o óleo 5W40.

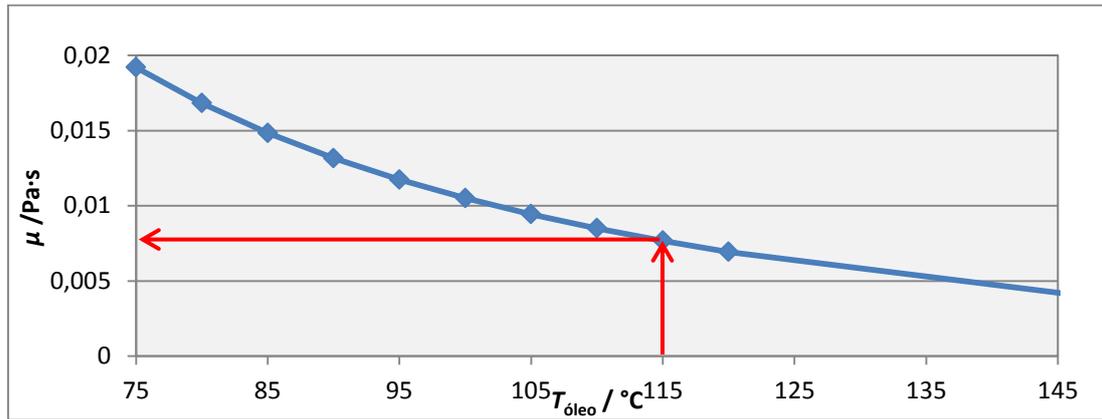


Figura 69 – Viscosidade dinâmica do óleo 5W40 a 115 °C.

SHELL HELIX ULTRA EXTRA 5W30 – Polinómio de 2º grau:

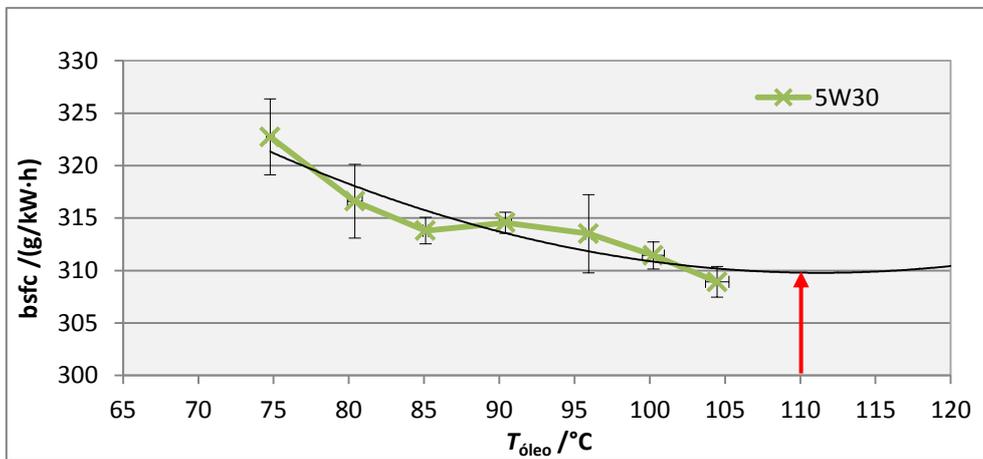


Figura 70 – Aproximação polinomial do bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  para o óleo 5W30.

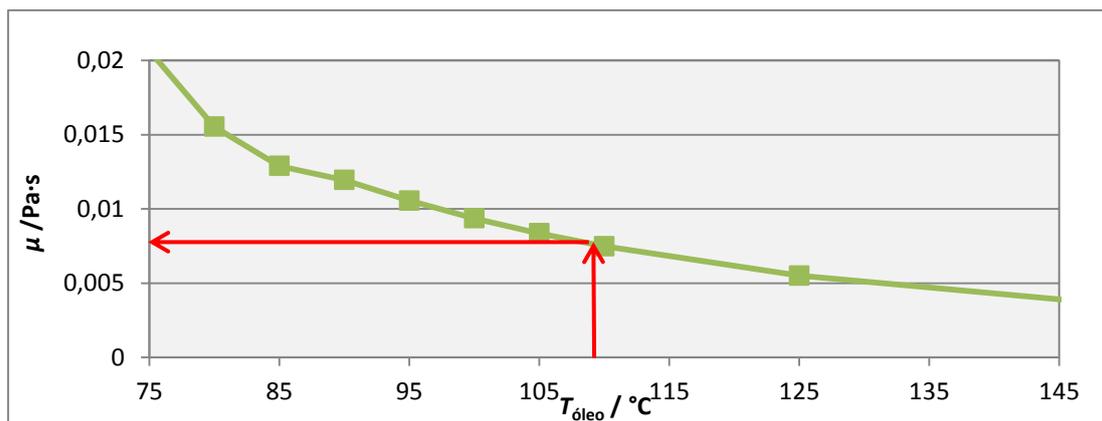


Figura 71 – Viscosidade dinâmica do óleo 5W30 a 109 °C.

SHELL HELIX ULTRA X 0W30 – Polinómio de 2º grau:

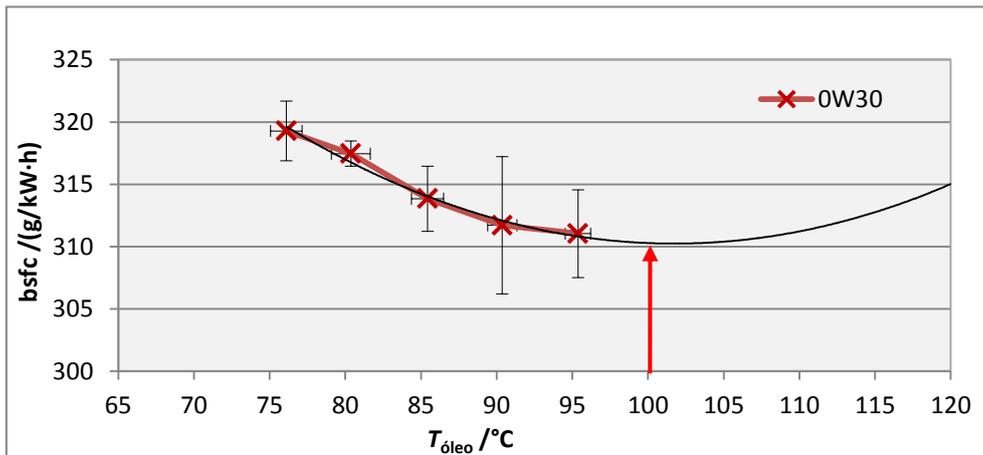


Figura 72 – Aproximação polinomial do bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  para o óleo 0W30.

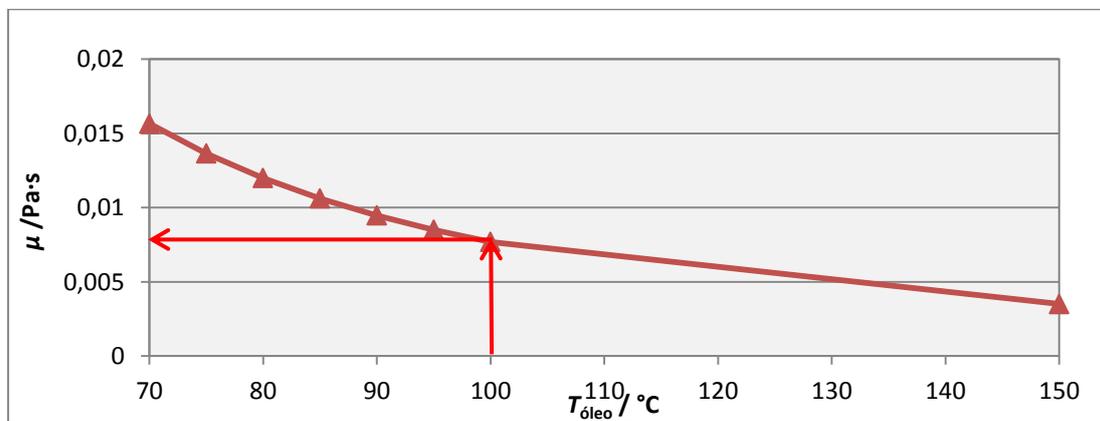


Figura 73 – Viscosidade dinâmica do óleo 0W30 a 100 °C.

MOTUL 300V HIGH RPM 0W20 – Polinómio de 2º grau:

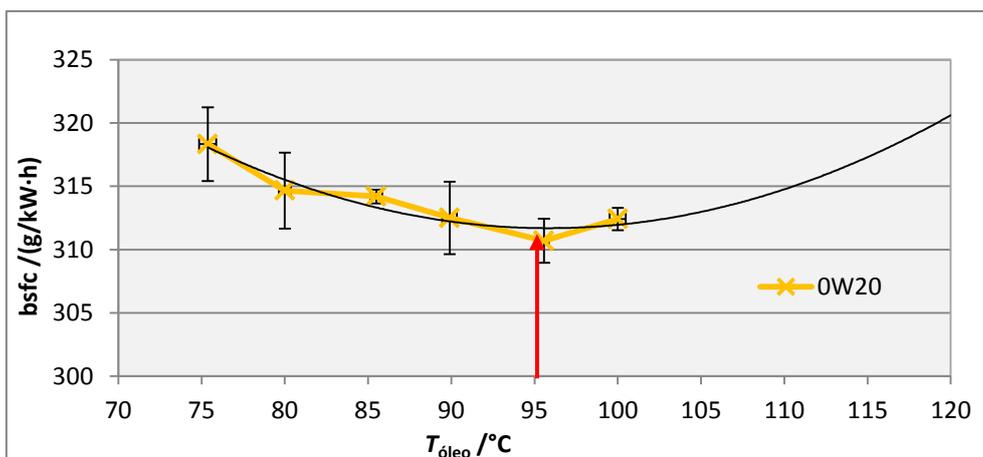


Figura 74 – Aproximação polinomial do bsfc Vs.  $T_{\text{óleo}}$  para o óleo 0W20.

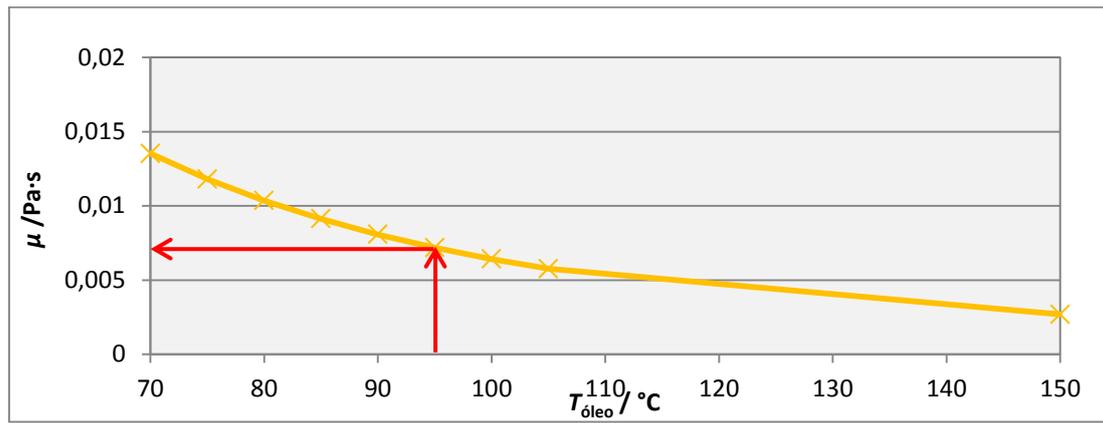


Figura 75 – Viscosidade dinâmica do óleo 0W20 a 95 °C.

## APÊNDICE C

### TEMPOS DE INJEÇÃO E INSTANTES DE IGNIÇÃO PRIMÁRIOS CONSIDERADOS NAS PROGRAMAÇÕES DA ECU

Resultantes da Simulação do CFM:

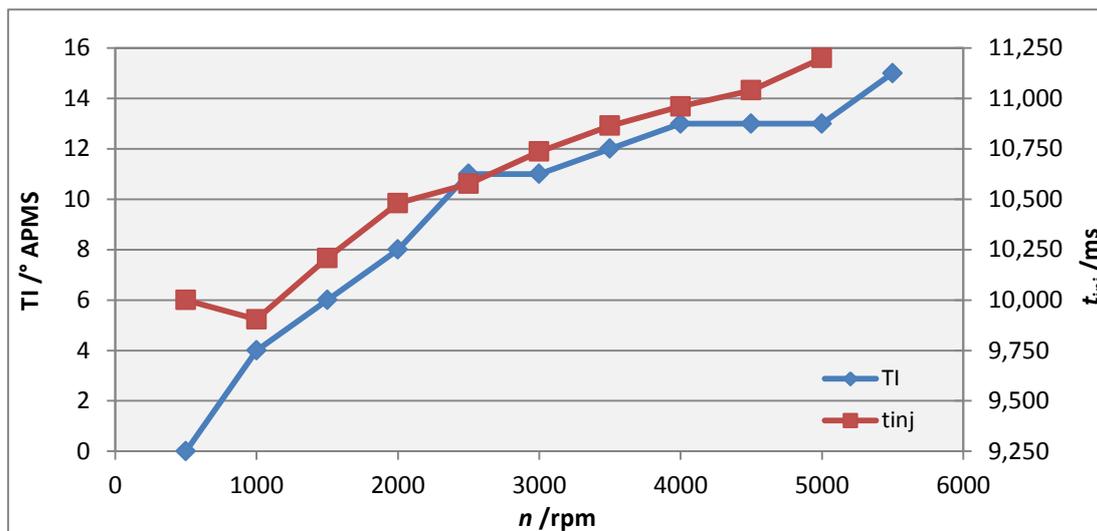


Figura 76 – Tempos de injeção ( $t_{inj}$ ) e instantes de ignição (TI) primários em função de  $n$ , resultantes da simulação do CFM.

M3165\_10 Resultante do Último Estudo Efetuado (Correia, 2011):

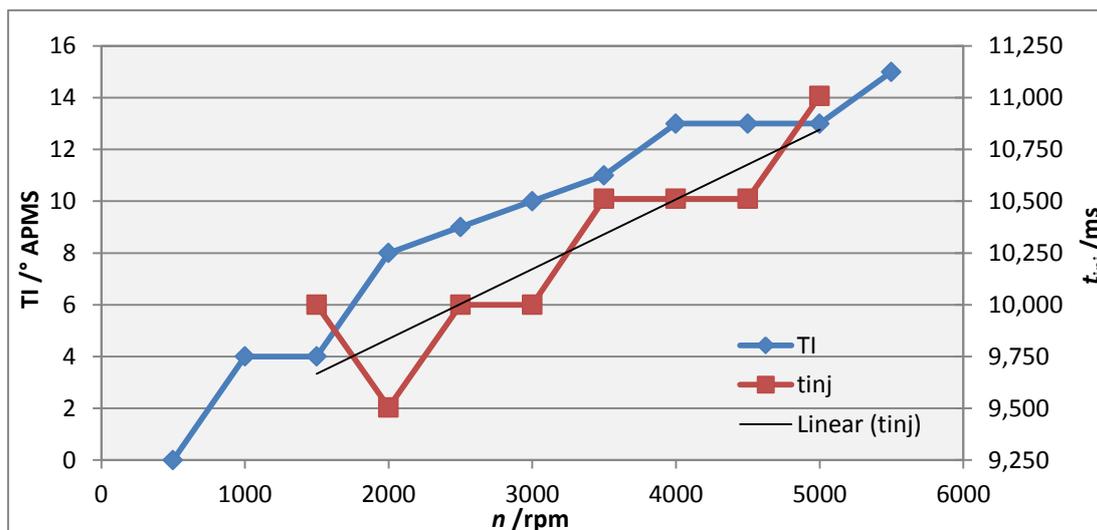


Figura 77 – Tempos de injeção ( $t_{inj}$ ) e instantes de ignição (TI) primários em função de  $n$ , resultantes do último estudo por Correia, 2011.

Tempos de Injeção Primários Utilizados nos Ensaio Experimentais:

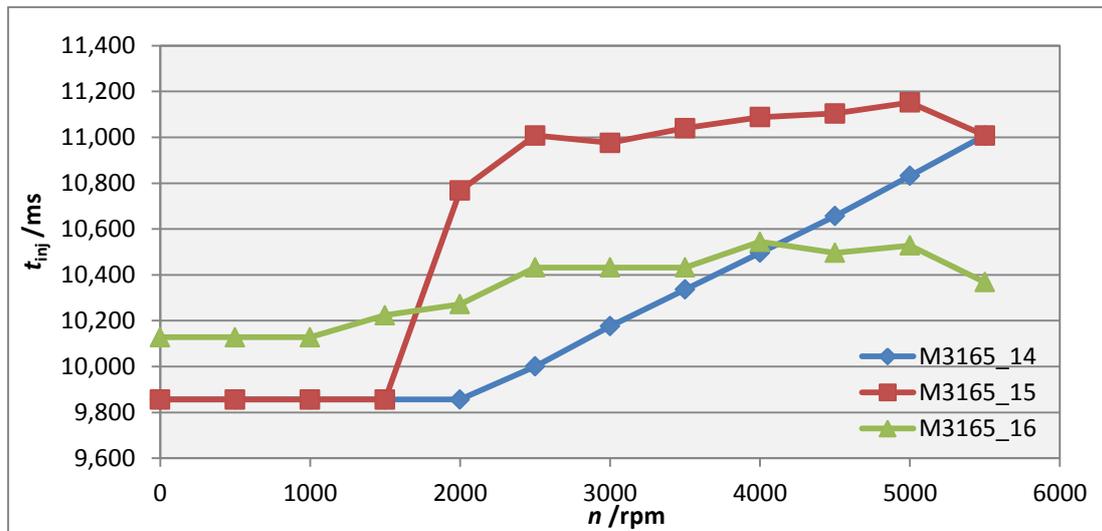


Figura 78 – Comparação entre os tempos de injeção primários das programações da ECU utilizadas.

Instante de Ignição Primários Utilizados nos Ensaio Experimentais:

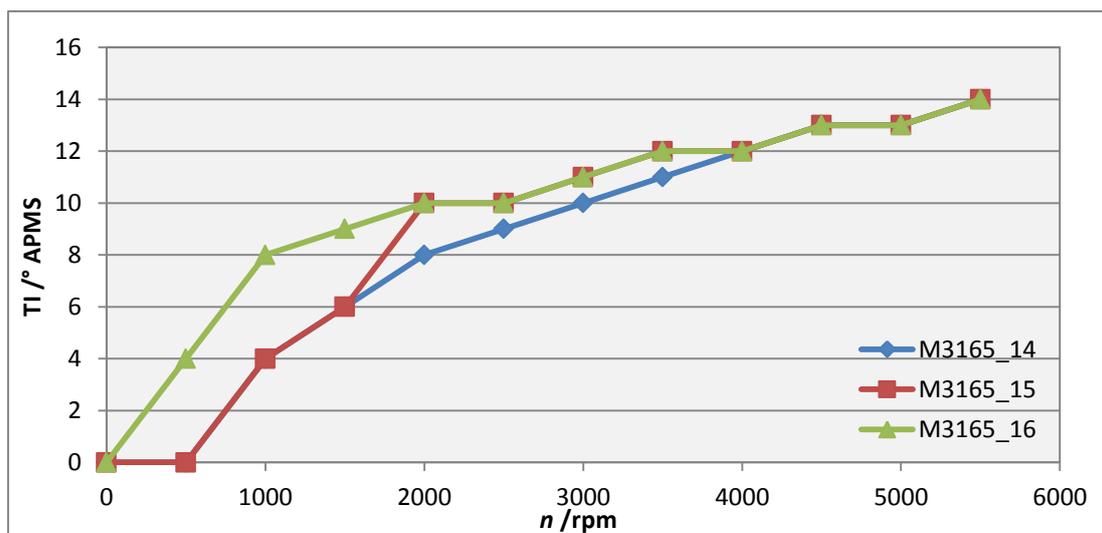


Figura 79 – Comparação entre os instantes de ignição primários das programações da ECU utilizadas

## APÊNDICE D

### RESULTADOS DAS MEDIÇÕES DA MASSA VOLÚMICA DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS

Gasolina SHELL FORMULA s/chumbo 95 IO RM Francesa:

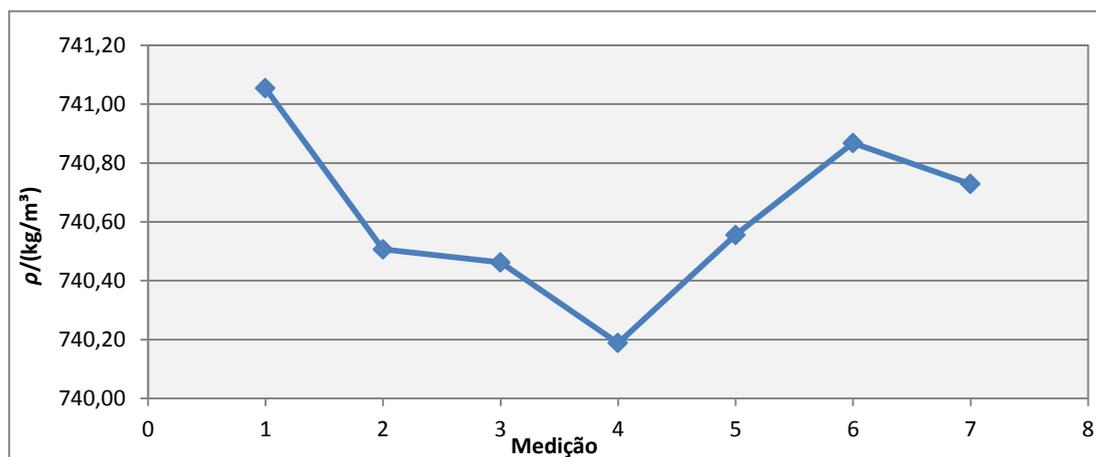


Figura 80 – Valores da massa volúmica da Gasolina SHELL FORMULA 95.

Média determinada de  $\rho = 740,62$ , com desvios padrão de 0,26 num I.C. de 95 %, de 0,34 num I.C. de 98 % e de 0,56 num I.C. de 99,8 %. Adquirida em França no inverno de 2009.

Gasolina BP s/chumbo 95 IO RM Portuguesa:

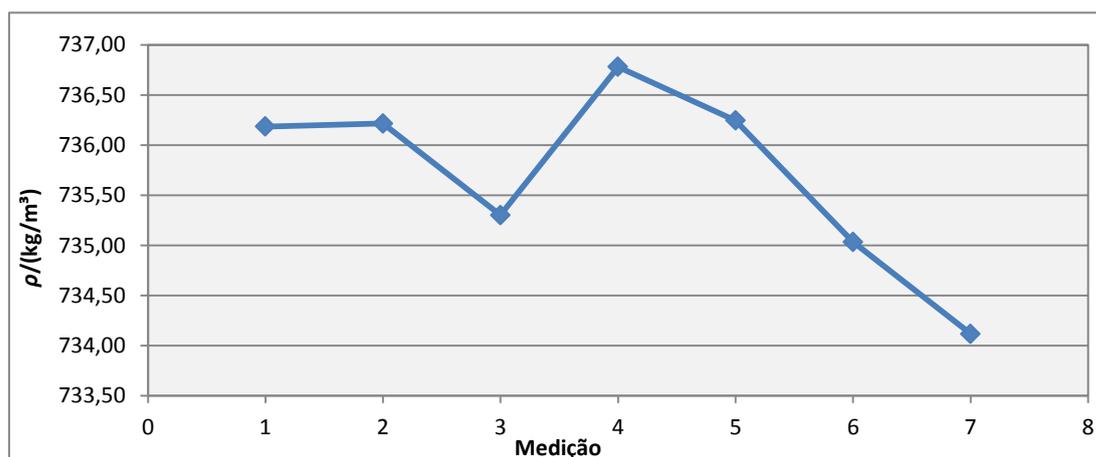


Figura 81 – Valores da massa volúmica da Gasolina BP s/chumbo 95.

Média determinada de  $\rho = 735,70$ , com desvios padrão de 0,85 num I.C. de 95 %, de 1,09 num I.C. de 98 % e de 1,81 num I.C. de 99,8 %. Adquirida em Coimbra em Janeiro de 2014.

## APÊNDICE E

### DESENVOLVIMENTO DA EXPRESSÃO DO EFEITO DE AQUECIMENTO DO AR NA PASSAGEM PELA CONDUTA DO COLETOR DE ADMISSÃO

A expressão que permite calcular a diferença de temperatura do ar ambiente desde que entra no coletor de admissão até entrar na câmara de combustão é dada pela Eq. (66):

$$\Delta T_{ar} = \Delta T_{ar,CA} + \Delta T_{ar,SVA} \quad (66)$$

A componente que determina a subida de temperatura do ar na passagem pela conduta do coletor de admissão até à entrada da câmara de combustão parte do princípio de transferência de calor, Eq (67):

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T. \quad (67)$$

Esta subdivide-se, considerando transferência térmica por convecção devido ao contato entre a conduta e o ar, Eq. (68):

$$hA(T_s - T_a) = \dot{m}c_p(T_2 - T_1). \quad (68)$$

Sendo a  $A$  área de contato entre o ar e a conduta, com comprimento  $L$  e diâmetro  $d$ , é dada pela Eq. (69) e  $h$  o coeficiente de transferência térmica dado pela Eq. (70):

$$A = \pi dL, \quad (69)$$

$$h = \frac{K_a}{d} a Re^b Pr^c. \quad (70)$$

Como  $\rho$  é dado pela Eq. (71):

$$\rho v A = \dot{m} \leftrightarrow \rho v = \frac{4\dot{m}}{\pi d^2}. \quad (71)$$

Sendo  $Re$  dado pela Eq. (72):

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{4\dot{m}d}{\pi d^2 \mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}. \quad (72)$$

Voltando à Eq. (68), expressa em ordem a  $\Delta T = T_2 - T_1$  resulta na Eq. (73):

$$\Delta T = \frac{\frac{K_a}{d} a \left(\frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}\right)^b Pr^c \pi d L (T_s - T_a)}{\dot{m} c_p} = \frac{K_a a \left(\frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}\right)^b Pr^c \pi L (T_s - T_a)}{\dot{m} c_p}. \quad (73)$$

Coma = 0,023, b = 0,8, c = 0,4, Pr = 0,707 e  $K_a = 0,026 \text{ W/m} \cdot \text{K}$  por se tratar de escoamento em regime turbulento.

A componente que determina a subida de temperatura do ar quando entra em contato com a sede da válvula de admissão que dá acesso à câmara de combustão. Esta parte do princípio de transferência de calor de uma superfície, apresentando-se a expressão simplificada na Eq. (74):

$$\Delta T_{ar,SVA} = \frac{h_i A_i (T_{s,i} - T_a) + h_s A_o (T_{s,o} - a)}{\dot{m} c_p}. \quad (74)$$