



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Sílvia Osório da Nave Viana

**Atualização de um motor BMW M73 V12
para 1000 cavalos e provas de *drift***



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Sílvia Osório da Nave Viana

**Atualização de um motor BMW M73 V12
para 1000 cavalos e provas de *drift***

Dissertação de Mestrado
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do:
Professor Doutor Jorge José Gomes Martins
Professor Doutor Francisco C. Pimenta de Brito

DIREITOS DE AUTOR E CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO TRABALHO POR TERCEIROS

Este é um trabalho académico que pode ser utilizado por terceiros desde que respeitadas as regras e boas práticas internacionalmente aceites, no que concerne aos direitos de autor e direitos conexos.

Assim, o presente trabalho pode ser utilizado nos termos previstos na licença abaixo indicada.

Caso o utilizador necessite de permissão para poder fazer um uso do trabalho em condições não previstas no licenciamento indicado, deverá contactar o autor, através do RepositóriUM da Universidade do Minho.

Licença concedida aos utilizadores deste trabalho



Atribuição-NãoComercial

CC BY-NC

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>

AGRADECIMENTOS

Neste documento, que marca o final de um capítulo muito importante na vida de qualquer estudante, gostaria de prestar reconhecimento àqueles que me acompanharam diariamente nesta jornada, tanto a nível profissional como pessoal.

Queria primeiramente agradecer ao Professor Doutor Jorge Martins e ao Professor Francisco Brito por todo o tempo disponibilizado e, principalmente, pelo constante aconselhamento no decorrer do trabalho. Não podia deixar de agradecer à Rectificadora de Guimarães, em especial ao engenheiro Miguel Matos, pela ajuda técnica, pelo tempo despendido e pela partilha de conhecimento.

Desejo agradecer aos meus pais e ao meu irmão por todo o amor incondicional, pelo apoio ao longo de todos estes anos e por acreditarem sempre nas minhas capacidades. À minha mãe, que me recebe sempre de braços abertos e com quem confidencio todos os momentos bons e menos bons. Ao meu pai, que sempre faz questão de mostrar o orgulho que tem na filha. Ao meu irmão, que é o meu ídolo e que me mostrou que tudo é possível quando se trabalha para isso.

Gostava também de agradecer aos meus avós, aos que cá estão e aos que já partiram, pela partilha de valores e princípios que levo comigo para o resto da vida. Um bem-haja também à minha tia e madrinha por me incentivar sempre a dar o melhor de mim.

Um enorme obrigada ao meu namorado, que me apoiou ao longo de todo o processo e me deu a motivação para nunca parar de querer fazer melhor. Aos meus amigos, por todo o sofrimento conjunto, mas também por todos os momentos inesquecíveis, dentro e fora da universidade.

Muito obrigada a todos!

DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE

Declaro ter atuado com integridade na elaboração do presente trabalho académico e confirmo que não recorri à prática de plágio nem a qualquer forma de utilização indevida ou falsificação de informações ou resultados em nenhuma das etapas conducente à sua elaboração.

Mais declaro que conheço e que respeitei o Código de Conduta Ética da Universidade do Minho.

RESUMO

Neste trabalho, apresenta-se a preparação de um motor BMW V12 para um carro de *drift*, trabalhado na Rectificadora de Guimarães, que tem como objetivo passar dos seus cerca de 320 cv para quase 1000 cv. Para aumentar a potência do motor, foram feitas diversas alterações, nomeadamente o aumento significativo do caudal de ar e o aumento da sua rotação, tendo a velocidade de rotação na qual se obtém a potência máxima passado de 5000 rpm para 8500 rpm. Para tal, foi implementado um compressor volumétrico, que é o grande responsável pelo incremento de potência do motor. Assim, foram feitos cálculos para a seleção deste componente, de modo a garantir que seria indicado para as condições de utilização em questão. No que diz respeito às válvulas, estas foram fabricadas com maiores diâmetros do que as originais. Desenhou-se também uma nova árvore de cames, que será produzida na empresa, capaz de ser implementada no motor otimizado com compressor volumétrico e suportar as velocidades de rotação impostas. Além disso, a cambota foi aligeirada e equilibrada, utilizaram-se bielas forjadas em H e as condutas foram alargadas.

Posto isto, dimensionou-se um intercooler ar-água, com o intuito de baixar a temperatura do ar comprimido, antes deste entrar no motor. Para isso, aferiu-se a temperatura de entrada do ar no motor nas condições de potência máxima e a área de permutador necessária para dissipar essa carga térmica.

Para a elaboração do trabalho, recorreu-se ao software AVL Boost, que permitiu corroborar o desempenho do motor inicial e, posteriormente, analisar o desempenho do motor otimizado após as alterações realizadas. O estudo foi complementado com medições num fluxómetro. A simulação permitiu concluir que o motor otimizado, com as alterações mencionadas, pode atingir uma potência próxima da pretendida, excedendo os 1000 cv.

Palavras-Chave

Compressor volumétrico; Intercooler; AVL Boost; Simulação;

ABSTRACT

In this report, it is presented the preparation of a BMW V12 engine for a drift car, worked at Rectificadora de Guimarães, which aims to increase its power from about 320 hp to almost 1000 hp. To increase the engine power, several changes were made, such as the significant increase in air flow and the increase in its rotation, whereas the rotation speed at which the maximum power is obtained passed from 5000 rpm to 8500 rpm. To achieve this, a positive displacement compressor was implemented, which is largely responsible for the increase in engine power. Thus, calculations were made for the selection of this component, to ensure that it would be indicated for the conditions of use in question. Regarding the valves, these were manufactured with larger diameters than the original ones. It was also designed a new camshaft, which will be produced in the company, capable of being implemented in the optimized engine with the positive displacement compressor and withstand the imposed rotation speeds. In addition, the crankshaft was lightened, and balanced, H-forged connecting rods were used, and the ducts were widened.

That said, an air-water intercooler was designed to lower the temperature of the compressed air before it enters the engine. For this, the inlet temperature of the air in the engine at the maximum power conditions and the area of the exchanger necessary to dissipate this thermal load were calculated.

For the elaboration of the work, it was used the software AVL Boost, which allowed to corroborate the performance of the initial engine and, later, to analyse the performance of the optimized engine after the changes are made. The study was complemented with measurements in a flowmeter. The simulation allowed to conclude that the optimized engine, with the mentioned changes, can reach a power close to the intended target, exceeding 1000 hp.

Keywords

POSITIVE DISPLACEMENT COMPRESSOR; INTERCOOLER; AVL BOOST; SIMULATION

ÍNDICE

Agradecimentos.....	ii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Índice.....	vi
Índice de Figuras.....	9
Índice de Tabelas.....	14
Lista de Símbolos.....	17
1. Introdução.....	22
1.1. Objetivos do Trabalho.....	23
1.2. Organização da Dissertação.....	24
2. Revisão Bibliográfica.....	25
2.1. Motores de Combustão Interna.....	25
2.1.1. Mistura Ar-Combustível.....	25
2.1.2. Avanço da Ignição.....	26
2.1.3. Sistema de Lubrificação.....	28
2.1.4. Parâmetros de Funcionamento.....	29
2.1.5. Parâmetros Geométricos.....	30
2.1.6. Curvas Características do Motor.....	32
2.2. Otimização de Motores.....	33
2.2.1. Variação da Taxa de Compressão.....	33
2.2.2. Alteração das Válvulas.....	36
2.2.3. Alteração das Conduitas.....	39
2.2.4. Sobrealimentação.....	42
2.2.5. Sobre-expansão.....	47

2.3.	Sistema de Distribuição	48
2.3.1.	Válvulas	50
2.3.2.	Árvore de Cames	53
2.3.3.	Seguidor	54
2.3.4.	Molas das Válvulas	55
2.3.5.	Balanceros	56
2.4.	Design de Cames	56
2.4.1.	Curva Parabólica	59
2.4.2.	Curva Harmónica Simples	60
2.4.3.	Curva Cicloidal	61
2.4.4.	Curva Polinomial	62
3.	Especificações do Motor	66
3.1.	Motor BMW M73 Original	66
3.2.	Alterações Propostas	67
3.3.	Medições Realizadas	69
4.	Software de Simulação AVL Boost	74
4.1.	Modo de Funcionamento	74
4.2.	Criação do Modelo de Simulação	75
5.	Simulação do Motor	80
5.1.	Estudo do Avanço da Ignição do Motor Original	80
5.2.	Modelo de Simulação do Motor Original	84
5.3.	Seleção do Compressor Volumétrico	97
5.4.	Seleção do Intercooler	103
5.5.	Estudo do Avanço da Ignição do Motor Otimizado	114
5.6.	Modelo de Simulação do Motor Otimizado	117
5.7.	Discussão de Resultados	129
6.	Design da Árvore de Cames	136

6.1.	Curvas Caraterísticas das Cames Originais	136
6.2.	Caraterísticas da Nova Árvore de Cames.....	141
6.3.	Determinação das Curvas das Cames Modificadas.....	144
6.4.	Modelação da Árvore de Cames.....	147
7.	Considerações finais	151
7.1.	Conclusões	151
7.2.	Trabalhos Futuros	153
	Referências	155
	Anexo A - Cinemática de Curvas Básicas de Cames.....	159
	Anexo B - Elementos de Simulação	160
	Anexo C – Determinação dos Coeficientes de Fluxo.....	161
	Anexo D – Exemplos de Árvores de Cames	165
	Anexo E – Estudo da Abertura e Fecho das Válvulas.....	167

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de lubrificação do motor sob pressão a cárter seco [1].	29
Figura 2 - Curvas de potência e binário dos motores M73 e M70, da BMW [3].	32
Figura 3 - Consumo específico e binário em função do coeficiente de excesso de ar [1].	33
Figura 4 - Diferentes formas de variar a taxa de compressão de um motor [4].	34
Figura 5 - Bloco móvel desenvolvido pela Saab [4].	34
Figura 6 - Sistema de pressão a óleo da Ford para variação da altura do pistão [4].	35
Figura 7 - Sistema de membrana elástica para variação da taxa de compressão [4].	36
Figura 8 - Sistema VANOS, da BMW. [7]	37
Figura 9 - Sistema VTEC da Honda. (adaptado de [8])	38
Figura 10 - Sistema Valvetronic da BMW na posição de abertura mínima a) e na posição de abertura máxima b). (adaptado de [4]).	38
Figura 11 - Sistema <i>FreeValve</i> . (adaptado de [10])	39
Figura 12 - Conduta após técnica de <i>porting</i> (esquerda); conduta original (direita) [11].	39
Figura 13 - Remoção de material da guia da válvula [11].	40
Figura 14 - Conduta original (esquerda); conduta após dimpling (direita) [11].	41
Figura 15 - Tipos de turbulência [11].	41
Figura 16 - Diferentes tipos de compressores volumétricos existentes. [1]	43
Figura 17 - Processo de compressão do ar no compressor do tipo Roots. (Adaptado de [14])	43
Figura 18 - Funcionamento do compressor do tipo parafuso (Adaptado de [15])	44
Figura 19 - Funcionamento de um turbocompressor [16].	44
Figura 20 - Instalação de um turbocompressor [17].	45
Figura 21 - Funcionamento de um compressor de ondas [19].	46
Figura 22 - Ciclo termodinâmico de Miller [1].	47
Figura 23 - Implementação do fecho tardio da válvula de admissão [1].	48
Figura 24 - Implementação do fecho adiantado da válvula de admissão [1].	48
Figura 25 - Esquema de um motor com árvore de cames no bloco. (Adaptado de [25])	49
Figura 26 - Motores com árvores de cames à cabeça. (Adaptado de [25])	49
Figura 27 - Esquema de motor com finger followers [1].	50
Figura 28 - Dimensões das válvulas do motor (adaptado de [5]).	50

Figura 29 – Gráfico característico dos eventos de abertura e fecho das válvulas. (Adaptado de [26])	51
Figura 30 - Cruzamento das válvulas de escape e admissão para distintas opções [29].	52
Figura 31 - Representação do ângulo de separação dos lóbulos das cames [31].	53
Figura 32 - Classificação do movimento do seguidor [32].	54
Figura 33 - Seguidor de faca (a); Seguidor de prato (b); Seguidor de rolete (c); Seguidor de face esférica (d) [33].	55
Figura 34 - Molas helicoidais utilizadas em motores de combustão interna [36].	56
Figura 35 - Balanceiros oscilantes de contacto por prato [37].	56
Figura 36 - Balanceiros oscilantes de contacto por rolete [38].	56
Figura 37 - Nomenclatura do perfil de uma came radial. (adaptado de [39])	57
Figura 38 - Rácio do balanceiro (Adapatado de [40]).	57
Figura 39 - Diagrama de deslocamentos. (adaptado de [42])	58
Figura 40 - Diagrama s-v-a-j do movimento parabólico [43].	60
Figura 41 - Diagrama s-v-a-j do movimento harmónico simples [43].	61
Figura 42 - Diagrama s-v-a-j do movimento cicloidal [43].	62
Figura 43 - Diagramas representativos de uma curva polinomial 3-4-5-6 exemplificativa [44].	65
Figura 44 - Motor original M73 da BMW.	66
Figura 45 - Válvula de escape fabricada na Rectificadora de Guimarães para implementação no motor otimizado.	68
Figura 46 - Máquina CNC, Rottler F69ATC, utilizada para a medição das condutas.	69
Figura 47 - Funcionamento da máquina CNC, Rottler F69ATC, num outro motor.	70
Figura 48 - Culassa montada no fluxómetro utilizado nas medições.	71
Figura 49 - Evolução da passagem do caudal de ar nas condutas de admissão do motor original e do motor otimizado.	73
Figura 50 - Evolução da passagem do caudal de ar nas condutas de escape do motor original e do motor otimizado.	73
Figura 51 - Janela do software AVL Boost, referente aos ciclos de simulação.	76
Figura 52 - Janela do software AVL Boost, referente às propriedades do combustível.	76
Figura 53 - Tabela do AVL Boost para especificação das condições de simulação.	77
Figura 54 - Janela do AVL Boost onde se estabelecem os parâmetros de simulação.	77
Figura 55 - Definição dos parâmetros a utilizar na simulação.	78
Figura 56 - Configuração do " <i>Case Explorer</i> ", após definição dos parâmetros.	78

Figura 57 - Associação de um parâmetro pré-definido no elemento correspondente.....	78
Figura 58 - a) Janela do elemento do motor antes da associação do parâmetro; b) Janela após a associação ao <i>Case Explorer</i>	79
Figura 59 - Janela " <i>Run Simulation</i> ", na qual se definem os casos a serem simulados.	79
Figura 60 - Evolução da fração mássica queimada no decorrer da combustão para diferentes avanços da ignição.	82
Figura 61 - Gráfico representativo do integral do trabalho, em função da posição da cambota, para cada ângulo de ignição.	83
Figura 62 - Modelo de simulação final, no AVL Boost, do motor original BMW M73.....	85
Figura 63 – Condições de inicialização utilizadas na simulação do motor original.	85
Figura 64 - Especificação da ordem de disparo dos cilindros, no elemento correspondente ao motor.	86
Figura 65 – Informação genérica referente ao elemento do cilindro.	88
Figura 66 - Condições iniciais na abertura da válvula de escape e composição do combustível.	88
Figura 67 - Janela referente aos dados da combustão, no elemento do cilindro do motor original.....	89
Figura 68 - Modelo de transferência de calor utilizado na simulação do motor original.	90
Figura 69 - (a) Dados referentes à elevação da válvula de admissão do motor original; (b) elevação da válvula de escape.....	92
Figura 70 - (a) Coeficiente de fluxo da válvula de admissão do motor original; (b) Coeficiente de fluxo da válvula de escape.	92
Figura 71 – Especificações genéricas do elemento de filtro de ar do motor original.....	93
Figura 72 - Especificações do atrito criado pelo filtro de ar do motor original.....	93
Figura 73 – Dados relativos ao fluxo de massa do combustível injetado do motor original.	94
Figura 74 - Dados relativos aos tubos do motor original.....	96
Figura 75 - Dados do case explorer da modelação do motor original.....	97
Figura 76 - Mapa de desempenho de um turbocompressor com nomenclatura utilizada [49].....	97
Figura 77 - Mapa de desempenho do compressor volumétrico TVS R2650, da marca <i>Eaton</i> . (Adaptado de [50]).....	102
Figura 78 - Mapa de desempenho do compressor volumétrico LYS 3300 A do tipo parafuso, da marca <i>Lysholm</i> . (Adaptado de [51]).....	102
Figura 79 - Mapa de desempenho do compressor volumétrico LYS 1660 AX do tipo parafuso, da marca <i>Lysholm</i> . (Adaptado de [51]).....	103
Figura 80 - Instalação típica de um intercooler ar-ar [52].....	104

Figura 81 - Instalação típica de um intercooler ar-água [52].....	104
Figura 82 - Folha de cálculo do software Excel, para a determinação do NTU.	106
Figura 83 – Intercoolers disponibilizados pela marca <i>Garret Advancing Motion</i> e respectivas dimensões [54].	107
Figura 84 - Esquematização de um módulo do permutador de calor em estudo.	107
Figura 85 - Formato típico das alhetas de um permutador de calor [55].	108
Figura 86 – Configuração simplificada do intercooler ar-água utilizado.....	108
Figura 87 - Esquematização do tubo de um permutador de calor, com a respetiva nomenclatura utilizada.	109
Figura 88 - Evolução da fração mássica queimada no decorrer da combustão, para o motor otimizado, para diferentes avanços da ignição.	115
Figura 89 - Integral do trabalho, em função da posição da cambota, para cada ângulo de ignição, para o motor otimizado.	116
Figura 90 - Modelo de simulação final, no AVL Boost, do motor otimizado BMW M73.	118
Figura 91 - Condições de inicialização utilizadas na simulação do motor otimizado.	119
Figura 92 – (a) Dados referentes à elevação da válvula de admissão do motor otimizado; (b) elevação da válvula de escape.	122
Figura 93 – (a) Coeficiente de fluxo da válvula de admissão do motor otimizado; (b) Coeficiente de fluxo da válvula de escape.	123
Figura 94 - Especificações do atrito criado pelo filtro de ar do motor otimizado.	123
Figura 95 – Dados relativos ao fluxo de massa do combustível injetado do motor otimizado.	124
Figura 96 - Dados relativos ao compressor volumétrico do motor otimizado.	126
Figura 97 - Dados relativos ao intercooler do motor otimizado.	127
Figura 98 - Condições de funcionamento de referência do intercooler.....	127
Figura 99 - Dados do <i>case explorer</i> da modelação do motor otimizado.	128
Figura 100 - Dados relativos à potência e binário dos motores M73 e M70, fornecidos pela BMW [3]. ...	129
Figura 101 – Comparação dos valores reais e simulados de potência, em função da velocidade de rotação, do motor original.	130
Figura 102 - Comparação dos valores reais e simulados de binário, em função da velocidade de rotação, do motor original.	130
Figura 103 - Evolução do consumo específico (a), eficiência indicada (b) e eficiência efetiva (c), do motor original.	131

Figura 104 - Binário obtido em função da velocidade de rotação do motor otimizado.	133
Figura 105 - Potência obtida em função da velocidade de rotação do motor otimizado.	133
Figura 106 - Evolução do consumo específico (a), eficiência indicada (b) e eficiência efetiva (c), do motor otimizado.	134
Figura 107 - Comparação dos valores reais e simulados de potência, em função da velocidade de rotação, do motor original.	134
Figura 108 - Comparação do binário (a), consumo específico (b), eficiência indicada (c) e eficiência efetiva (d), dos motores original e otimizado.	135
Figura 109 - Diagrama representativo dos eventos das válvulas do motor original. (adaptado de [56]) ...	137
Figura 110 – Gráfico do deslocamento (a); velocidade (b); aceleração (c); e impulso do seguidor do motor original (d).	138
Figura 111 – Gráfico representativo do deslocamento da válvula.	139
Figura 112 - Diagrama de deslocamento das válvulas originais do motor, obtido através de funções polinomiais.	139
Figura 113 – Cálculo do curso efetivo da válvula, considerando a sua folga. (adaptado de [57])	140
Figura 114 - Ilustração do avanço e recuo da árvore de cames, em relação à cambota [60].	143
Figura 115 – Gráfico do deslocamento (a); velocidade (b); aceleração (c); e impulso do seguidor de admissão do motor otimizado (d).	145
Figura 116 – Gráfico do deslocamento (a); velocidade (b); aceleração (c); e impulso do seguidor de escape do motor otimizado (d).	146
Figura 117 - Diagrama de deslocamento das válvulas originais do motor, obtido através de funções polinomiais.	146
Figura 118 - Determinação gráfica do perfil de uma came radial com seguidor de rolete de movimento oscilatório.	148
Figura 119 - Modelação do perfil da came de admissão para a nova árvore de cames.	149
Figura 120 - Modelação do perfil da came de escape para a nova árvore de cames.	150
Figura 121 - Modelação de um excerto da nova árvore de cames.	150
Figura 122 - Vista frontal da nova árvore de cames.	150

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades de alguns combustíveis (adaptado de [1])	25
Tabela 2 - Técnicas para implementação da sobre-expansão.	47
Tabela 3 - Valores típicos dos eventos das válvulas de admissão e escape em diferentes aplicações [1]. .	53
Tabela 4 - Condições de fronteira para uma função polinomial 3-4-5-6.	62
Tabela 5 – Especificações do motor M73, da BMW.	67
Tabela 6 - Valores do motor modificado, obtidos através das medições no fluxómetro.	72
Tabela 7 - Valores do motor original, obtidos através das medições no fluxómetro.	72
Tabela 8 - Especificações do motor M73 da BMW.	80
Tabela 9 - Valores utilizados inicialmente na simulação do motor original, com base no estudo teórico. ..	83
Tabela 10 - Valores efetivamente utilizados na simulação do motor original, com base nos resultados do AVL Boost.	84
Tabela 11 - Elementos utilizados na modelação do motor original.....	84
Tabela 12 - Valores de <i>BMEP</i> utilizados na simulação do motor original.....	87
Tabela 13 - Valores de <i>FMEP</i> utilizados na simulação do motor original.....	87
Tabela 14 - Dados das condições de pressão e temperatura do cilindro, utilizados na simulação do motor original.....	88
Tabela 15 - Dados da combustão utilizados na simulação do motor original.....	89
Tabela 16 - Dados de transferência de calor utilizados na simulação do motor original.....	90
Tabela 17 – Dados das condutas e válvulas, de admissão e escape, utilizados na simulação do motor original.....	91
Tabela 18 – Dados utilizados na especificação das condições de fronteira do modelo do motor original. .	94
Tabela 19 - Dados utilizados na especificação dos <i>plenums</i> do modelo do motor original.....	95
Tabela 20 – Condições de inicialização utilizadas em cada elemento, na simulação do motor original.....	96
Tabela 21 - Dados para a seleção do compressor volumétrico.	101
Tabela 22 - Propriedades físicas dos fluidos quente e frio.	105
Tabela 23 - Características do intercooler ar-água utilizado no motor otimizado.	114
Tabela 24 - Dados utilizados no cálculo do avanço da ignição.....	114
Tabela 25 - Valores utilizados inicialmente na simulação do motor otimizado, com base no estudo teórico.	116

Tabela 26 - Valores efetivamente utilizados na simulação do motor otimizado, com base nos resultados do AVL Boost.....	117
Tabela 27 - Elementos utilizados na modelação do motor otimizado.	118
Tabela 28 - Valores de pressão e temperatura utilizados na simulação do motor otimizado.	119
Tabela 29 - Valores de <i>FMEP</i> utilizados na simulação do motor otimizado.	120
Tabela 30 - Dados da combustão utilizados na simulação do motor otimizado.	121
Tabela 31 – Dados das condutas e válvulas, de admissão e escape, utilizados na simulação do motor original.	122
Tabela 32 - Fluxo de massa utilizado para a simulação do filtro de ar do motor otimizado.....	124
Tabela 33 – Dados utilizados na especificação das condições de fronteira do modelo do motor otimizado.	125
Tabela 34 - Dados utilizados na especificação dos <i>plenums</i> do modelo do motor otimizado.	125
Tabela 35 - Dados relativos à simulação do compressor volumétrico.	126
Tabela 36 – Condições de inicialização utilizadas em cada elemento, na simulação do motor otimizado.	128
Tabela 37 – Comparação entre a potência e binário reais e os resultados obtidos na simulação.	129
Tabela 38 - Resultados na simulação do motor otimizado.....	132
Tabela 39 – Especificações das válvulas de admissão e escape do motor original, fornecidas na ficha técnica do motor.	136
Tabela 40 - Especificações das came originais do motor, obtidas através de funções polinomiais.	140
Tabela 41 - Especificações das válvulas de admissão e escape do motor otimizado.	144
Tabela 42 - Especificações das came originais do motor, obtidas através de funções polinomiais.	147
Tabela 43 - Características cinemáticas do movimento das válvulas [42].....	159
Tabela 44 - Elementos de simulação existentes no AVL Boost.....	160
Tabela 45 – Valores utilizados na determinação do caudal mássico do motor original.	162
Tabela 46 - Valores utilizados na determinação do caudal mássico do motor otimizado.	162
Tabela 47 – Sumário dos valores utilizados para a determinação do <i>Scaling Factor</i>	163
Tabela 48 – Valores utilizados para a determinação dos coeficientes de fluxo do motor original.	164
Tabela 49 - Valores utilizados para a determinação dos coeficientes de fluxo do motor otimizado.	164
Tabela 50 - Propriedades das árvores de came divulgadas pela marca <i>Crower</i>	165
Tabela 51 – Influência do cruzamento de válvulas, mantendo o ângulo de separação dos lóbulos e a duração do escape.	167

Tabela 52 - Estudo da influência da duração da came de admissão.....	168
Tabela 53 - Estudo da influência da duração da came de escape.	168
Tabela 54 – Estudo das diversas combinações de cames de admissão e escape.....	169
Tabela 55 - Especificações da árvore de cames modificada.	169

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras romanas

a	Fator de eficiência – Capítulo 2.1.2; 5.1; 5.5	[-]
a	Aceleração – Capítulo 2.4; 6.1; 6.3	[m/s ²]
A	Área	[m ²]
A_t	Área de transferência de calor	[m ²]
b	Largura	[mm]
B	Binário	[N.m]
$BMEP$	<i>Break mean effective pressure</i>	[Pa]
C	Curso	[m]
CF	Condições de fronteira	[-]
c_p	Capacidade calorífica específica a pressão constante	[kJ/kg.K]
C_R	Rácio de taxas de capacidade calorífica	[-]
C_s	Consumo específico	[g/J]
c_v	Capacidade calorífica específica a volume constante	[J/kg.K]
D	Diâmetro	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[mm]
d_{pi}	Diâmetro do tubo ligado à conduta	[mm]
d_{vi}	Diâmetro da conduta junto à sede da válvula	[mm]
e	Espessura das alhetas	[mm]
f_{sc}	<i>Scaling Factor</i>	[-]
F	Folga	[mm]
$FMEP$	<i>Friction mean effective pressure</i>	[bar]
f_{re}	Proporção	[-]
h	Altura	[mm]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² .K)]
j	Impulso	[m/s ³]
k	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
k	Razão das capacidades caloríficas específicas – Anexo C	[-]
L	Comprimento da biela – Capítulo 2.1.5; 5.1	[mm]

L	Elevação máxima do seguidor – Capítulo 2.4; 6.1; 6.3	[mm]
L_S	Deslocamento do seguidor	[mm]
L_V	Deslocamento da válvula	[mm]
m	Massa	[g]
M	Fator de forma	[-]
m_{ar}	Massa de ar fresco	[g]
M_{ar}	Massa molar do ar	[g/mol]
\dot{m}_f	Caudal mássico do combustível	[g/s]
m_{gases}	Massa dos gases quentes	[g]
$m_{mistura}$	Massa da mistura	[g]
n	Grau da função polinomial	[-]
N	Velocidade de rotação	[rpm]
N_{canais}	Número de canais	[-]
N_m	Número de módulos	[-]
N_R	Número de rotações por ciclo do motor	[rot]
NTU	Número de unidades de transferência	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
n_v	Número de válvulas na conduta	[-]
p	Passo da alheta	[m]
P	Pressão	[Pa]
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	[J/kg]
P_{er}	Perímetro	[m]
p_{ma}	Pressão média de atrito	[Pa]
p_{me}	Pressão média efetiva	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q	Calor libertado	[W]
Q_{ar}	Caudal de ar	[L/s]
Q_{tot}	Energia total libertada durante um ciclo	[J]
R	Raio da cambota	[m]
R_{ar}	Constante dos gases ideais	[J/mol.K]
R_B	Rácio do balanceiro	[-]
R_{BC}	Relação entre o comprimento da biela e o raio da cambota	[-]

R_{CD}	Relação entre o curso e o diâmetro do pistão	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
R_p	Razão de pressão	[-]
R_T	Resistência térmica	[K/W]
s	Deslocamento	[mm]
S	Posição do pistão	[m]
S_p	Velocidade média do pistão	[m/s]
t	Tamanho da alheta	[mm]
T	Temperatura	[K]
T_e	Número de tempos do motor	[-]
u	Velocidade de passagem	[m/s]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
v	Velocidade	[mm/s]
V	Volume	[m ³]
v_p	Velocidade instantânea do pistão	[m/s]
v_{med}	Velocidade média do pistão	[m/s]
V_V	Volume varrido pelo pistão	[m ³]
x_b	Fração mássica de diluição	[-]
W	Trabalho	[J]
\dot{W}_e	Potência útil	[W]

Letras gregas

α	Coeficiente de fluxo	[-]
β	Ângulo da came no qual se atinge a elevação máxima	[°]
ε	Taxa de compressão	[-]
ϕ	Riqueza da mistura	[-]
λ	Coeficiente de excesso de ar	[-]
Δ	Diferença	[-]
$\Delta\theta$	Duração da combustão	[°]
Δp	Queda de pressão	[Pa]
θ	Ângulo genérico da cambota	[°]

θ_i	Ângulo da cambota no início da combustão	[°]
ρ_i	Massa volúmica da mistura no ponto de ignição	[kg/m ³]
η_{comb}	Eficiência da combustão	[-]
η_{isc}	Rendimento isentrópico do compressor	[-]
η_t	Rendimento total	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[N.s/m ²]
γ	Coefficiente de expansão adiabática	[-]

Índices

<i>a</i>	Alheta
<i>adc</i>	Adicionada
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>c</i>	Frio
<i>cc</i>	Câmara de combustão
<i>CV</i>	Compressor volumétrico
<i>eff</i>	Efetiva de fluxo
<i>esc</i>	Escoamento
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>f</i>	Final
<i>h</i>	Quente
<i>i</i>	Inicial
<i>is</i>	Isentrópico
<i>j</i>	Jusante
<i>m</i>	Montante
<i>mat</i>	Material
<i>máx</i>	Máxima
<i>NA</i>	Naturalmente aspirado
<i>o</i>	Saída
<i>R</i>	Real
<i>rev</i>	Revestimento
<i>t</i>	Teórico

<i>transv</i>	Transversal
<i>tt</i>	Transversal do tubo

Siglas, abreviaturas e acrónimos

<i>A/F</i>	Relação ar-combustível
<i>AVA</i>	Abertura da válvula de admissão
<i>AVE</i>	Abertura da válvula de escape
<i>DOHC</i>	<i>Double Overhead Camshaft</i>
<i>EIVC</i>	Fecho antecipado da válvula de admissão
<i>EO</i>	Abertura da válvula de escape
<i>FPAK</i>	Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting
<i>FVA</i>	Fecho da válvula de admissão
<i>FVE</i>	Fecho da válvula de escape
<i>LIVC</i>	Fecho atrasado da válvula de admissão
<i>LSA</i>	Ângulo de separação dos lóbulos
<i>MFB</i>	Fração de massa queimada
<i>OHC</i>	<i>Overhead Camshaft</i>
<i>PMI</i>	Ponto Morto Inferior
<i>PMS</i>	Ponto Morto Superior

1. INTRODUÇÃO

Ao longo dos anos, a eficiência dos motores tem tido cada vez mais relevância na indústria automóvel, tanto a nível dos veículos utilizados no quotidiano, como no que diz respeito aos de competição. Atualmente, com toda a investigação realizada relativamente ao assunto, os motores de combustão interna já atingem potências incrivelmente elevadas. Assim, através da manipulação de alguns parâmetros do motor, é possível melhorar o seu desempenho.

As competições automobilísticas têm vindo a captar cada vez mais a atenção dos espetadores e a fomentar a competitividade das equipas em criarem motores com melhor desempenho. Quando o fator económico não é um problema, desenvolvem-se novos motores, com tecnologias cada vez mais inovadoras. Em competições de menor escala, o incremento do desempenho dos carros deve-se à melhoria de motores de série.

A Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting (FPAK) define o *drift* como sendo uma técnica de condução que consiste em fazer as curvas em derrapagem controlada, pelo que a parte traseira do carro percorre a parte exterior da curva, enquanto a parte da frente percorre o interior. Desta forma, as curvas devem ser feitas com a máxima velocidade possível. No que diz respeito ao regulamento desta competição, na categoria de iniciados, o motor tem de ser o original do veículo, não sendo permitida a sua alteração, substituição ou modificação. Por outro lado, tanto na categoria semi-pro como na pro, esse tipo de alterações já é permitido.

Como a velocidade é um fator importante para a técnica de *drift*, é benéfico que o motor apresente elevada potência e elevada velocidade de rotação. A sobrealimentação destes motores pode ser feita recorrendo a um compressor volumétrico ou a um turbocompressor. Contudo, os turbocompressores não funcionam quando o motor se encontra em desaceleração, pelo que, quando se pretende obter uma resposta rápida do motor, a inércia deste sistema não é vencida de imediato. Além disso, um outro inconveniente da utilização de um turbocompressor centra-se na necessidade de uma velocidade mínima para que a turbina seja acionada. Desta forma, o sistema não funciona bem a baixas velocidades de rotação do motor. Para implementar um motor num carro para *drift*, é necessário ter em conta que é impreterível que haja uma resposta rápida do mesmo, de modo a que seja atingida celeremente a potência máxima. Por este motivo, o uso de um compressor volumétrico demonstra ser mais vantajoso, comparativamente com um turbocompressor.

Torna-se então necessário compreender de que forma as modificações alteram o desempenho do motor e estudar de que modo as dimensões e o formato dos diversos componentes influenciam a sua

potência. A potência de um motor pode ser incrementada de diversas formas, nomeadamente variando a taxa de compressão, a abertura e fecho das válvulas, alterando as válvulas e sedes do motor, implementado a sobrealimentação, a sobre-expansão, entre outros. O estudo destes conceitos é fundamental para garantir o máximo benefício da modificação do motor.

1.1. OBJETIVOS DO TRABALHO

Deste modo, o objetivo deste projeto, desenvolvido na Rectificadora de Guimarães, é a preparação de um motor BMW V12 para um carro de *drift*, passando dos seus cerca de 320 cv para cerca de 1000 cv. Para tal, é necessário que haja um aumento significativo do caudal e um aumento da sua rotação, cumprindo os seguintes requisitos:

- A velocidade de rotação do motor na qual se obtém a potência máxima deve passar de 5000 rpm para 8500 rpm;
- Implementação de um compressor volumétrico;
- Implementação de válvulas de maiores diâmetros do que as originais e alargamento das condutas;
- Fabricação de uma nova árvore de cames, que possa ser utilizada com compressor volumétrico e a 8500 rpm;
- Implementação de um intercooler ar-água, responsável por baixar a temperatura do ar comprimido, antes deste entrar no motor. Apesar de apresentar um sistema mais complexo do que o intercooler ar-ar, o intercooler ar-água é mais eficiente, uma vez que a água tem uma maior capacidade de dissipação de calor. Além disso, apresenta menores dimensões e um menor volume de ar, de modo que, quando se acelera, o intercooler demora menos tempo a ser enchido.

Com este trabalho, pretende-se ainda corroborar o desempenho do motor BMW M73 original, recorrendo ao software AVL Boost, para posteriormente se analisar a previsão do desempenho do motor modificado.

Com o intuito de cumprir os objetivos do trabalho estipulados, foram realizadas diversas tarefas. Deste modo, no decorrer do projeto, foram realizadas medições ao motor, utilizando, nomeadamente, um fluxómetro. De seguida, foi feito um estudo do avanço da ignição no motor original e no motor otimizado, sendo que os valores obtidos foram utilizados para correr ambas as simulações. Além disso, foi possível fazer a seleção de um compressor volumétrico, passível de ser implementado no motor em estudo, e o dimensionamento de um intercooler ar-água, indicado para a aplicação em questão. Posteriormente, estudaram-se as características da nova árvore de cames e modelaram-se, em *Inventor*, as novas cames de

admissão e escape, desenhadas de acordo com o estudo efetuados dos eventos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape. Por fim, realizaram-se as simulações do motor original e otimizado.

1.2. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A estrutura deste documento está organizada em 7 capítulos, onde se abordam os diversos temas relevantes para a elaboração do trabalho. Inicialmente, apresenta-se uma breve introdução, na qual se abordam, de forma sucinta, os assuntos relatados no decorrer do documento e os objetivos gerais.

De seguida, no Capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica, onde se introduzem diferentes parâmetros constituintes de um motor de combustão interna. São ainda apresentadas diversas soluções passíveis de ser implementadas aquando da otimização de um motor. Além disso, referem-se também os componentes de um sistema de distribuição do motor e as curvas básicas utilizadas no design de cames.

No Capítulo 3 são especificadas as características do motor M73 original, da BMW. Abordam-se ainda as alterações propostas para que o desempenho do motor aumente desde os seus iniciais 322 cv, até cerca de 1000 cv. Neste capítulo, apresentam-se também as medições realizadas no decorrer do trabalho, recorrendo, nomeadamente, a um fluxómetro.

Posteriormente, no Capítulo 4, é apresentado o software de simulação utilizado, denominado por AVL Boost, sendo explicado o seu modo de funcionamento e a metodologia para a criação de um modelo de simulação.

No Capítulo 5, apresentam-se todos os procedimentos utilizados para a simulação do motor, inclusive os cálculos relevantes para obter os dados necessários. Assim, é demonstrado como foram feitos os estudos referentes ao avanço de ignição, a seleção do compressor volumétrico, a seleção do intercooler e o modelo de simulação do motor original e do motor otimizado. De seguida, é feita uma análise dos resultados apresentados no decorrer do capítulo.

Depois, no Capítulo 6, é apresentado o processo do design da nova árvore de cames. Para tal, determinam-se, inicialmente, as curvas características das cames originais. De seguida, é feito um estudo das particularidades da nova árvore de cames, considerando que será implementado um compressor volumétrico no motor e que a velocidade de rotação de funcionamento do motor será mais elevada. Posto isto, determinam-se as curvas das novas cames, tendo sido feito um estudo relativo à abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, recorrendo ao AVL Boost. A modelação das cames desenvolvidas é, posteriormente, apresentada, abordando-se o processo da sua modelação no software *Inventor*.

Por fim, no Capítulo 7, são enumeradas as conclusões do trabalho, as suas limitações e sugestões para um trabalho futuro.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna a pistão foram inventados no século XIX, tendo revolucionado o nível de vida da sociedade. A sua conceção possibilitou uma maior comodidade e rapidez na mobilidade, assegurando também uma melhor qualidade dos bens e serviços. Os motores de combustão interna transformam a energia química proveniente da combustão de uma mistura de ar com combustível, em energia mecânica útil. A conversão da energia é possível devido à implementação de ciclos termodinâmicos que consistem na variação de pressão e volume criada pela combustão.

2.1.1. MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

O trabalho útil resultante do funcionamento dos motores de ignição comandada deve-se à queima de uma mistura de ar com gasolina. Para que a combustão seja apropriada e íntegra, deve-se garantir que a mistura é feita com proporções congruentes de cada constituinte. Tipicamente, a relação ar-combustível (A/F – relação ar-combustível), em massa, toma o valor de cerca de 14.6 partes de ar para cada parte de gasolina. Se esta relação for quimicamente correta, a mistura denomina-se por mistura estequiométrica, sendo que a totalidade do ar nela presente é utilizado para a combustão de todo o combustível. Caso se verifique uma menor quantidade de combustível, a mistura será classificada como pobre, resultando num desaproveitamento da potência do motor. Por outro lado, se a mistura for rica em combustível, o excedente não será queimado. Por conseguinte, haverá um maior consumo e produção de hidrocarbonetos não queimados, que poluem o meio ambiente. A Tabela 1 apresenta as propriedades de alguns dos combustíveis mais utilizados [1].

Tabela 1 - Propriedades de alguns combustíveis (adaptado de [1])

Combustível	Fórmula	Calor latente vaporização (kJ/kg)	Capacidade calorífica específica		Poder calorífico		AFR estequiométrica
			Líquido (kJ/kg.K)	Vapor (kJ/kg.K)	Superior (MJ/kg)	Inferior (MJ/kg)	
Gasolina	$C_nH_{1,87n}$	350	2.4	1.7	47.3	44.0	14.6
Gasóleo	$C_nH_{1,8n}$	270	2.2	1.7	46.1	43.2	14.5
Fuel	$C_nH_{1,7n}$	230	1.9	1.7	45.5	42.8	14.4
Metano	CH_4	509	0.63	2.2	55.5	50.0	17.2
Propano	C_3H_8	426	2.5	1.6	50.4	46.4	15.7
Metanol	CH_4O	1103	2.6	1.72	22.7	20.0	6.5
Etanol	C_2H_6O	840	2.5	1.93	29.7	26.9	9.0
Hidrogénio	H_2			1.44	142	120	343

A riqueza da mistura (ϕ) e o coeficiente de excesso de ar (λ) podem ser calculados através das respectivas expressões:

$$\phi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}}{\left(\frac{A}{F}\right)} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)}{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}} \quad (2)$$

em que (A/F) é a relação ar-combustível e $(A/F)_{est}$ representa a relação de ar-combustível estequiométrica. No caso do combustível ser gasolina, $(A/F)_{est}$ é igual a 14.6. Perante o evidenciado, quando a mistura é estequiométrica, ϕ e λ apresentam um valor unitário. Quando λ é inferior a 1 e ϕ é superior à unidade, a mistura é rica. Por outro lado, quando λ e ϕ são, respetivamente, superiores e inferiores a 1, a mistura diz-se ser pobre.

Atualmente, o doseamento da mistura é feito através dos sistemas de injeção. Nestes sistemas, a quantidade de ar que entra no motor é medida, sendo, posteriormente, injetada uma quantidade adequada de combustível. A relação ar-combustível pode ser medida através da análise da composição dos gases de escape. Para tal, utiliza-se um sensor da sonda Lambda, que mede a concentração de oxigénio no escape.

2.1.2. AVANÇO DA IGNIÇÃO

A combustão da mistura ar-combustível nos motores de combustão interna é um processo complexo que depende das características do motor em análise, pelo que o estudo da sua influência no desempenho do motor é um processo moroso. O sistema de ignição é responsável por iniciar o fenómeno da combustão, através de uma faísca elétrica de alta tensão. A ignição deverá ser iniciada instantes antes do pistão atingir o PMS (Ponto Morto Superior), com o intuito de potencializar o trabalho útil da combustão, sendo esta antecipação da faísca elétrica denominada de avanço da ignição. O avanço ótimo da ignição depende de diversos fatores, nomeadamente da velocidade de rotação do motor e da pressão de admissão. Assim, a faísca deve ser lançada de maneira que o valor máximo de pressão seja obtido imediatamente após o PMS. Contudo, o avanço progressivo da ignição só é vantajoso até um certo valor, após o qual se verifica uma diminuição do binário [1].

Desta forma, é fundamental avaliar de que modo o avanço da ignição afeta o trabalho útil da combustão, conforme os parâmetros do motor em estudo. Para isso, torna-se necessário recorrer a modelos simples empíricos, zero-dimensionais, que não integram a geometria da câmara de combustão, nem a propagação da frente de chama. Estes modelos permitem obter informações referentes à fração mássica

queimada ao longo da combustão, em função da posição da cambota, o que permite estudar a evolução do processo de combustão. Assim, um dos métodos mais utilizados para descrever este processo recorre à função de Wiebe [2]:

$$MFB(\theta) = 1 - EXP \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^M \right] \quad (3)$$

onde MFB é a fração de massa queimada, θ é o ângulo genérico da cambota, θ_i é o ângulo da cambota no início da combustão, $\Delta\theta$ é a duração da combustão, a e M são fatores de eficiência e de forma, respetivamente.

Com base nesta função, pode-se calcular a percentagem da mistura já queimada e, conseqüentemente, a quantidade de calor libertado no processo, para cada ângulo da cambota. Para se determinar essa quantidade de calor libertado, é necessário conhecer a quantidade de energia total disponível em cada ciclo do motor [2].

O valor do fator de eficiência pode ser obtido da seguinte forma [2]:

$$a = -\ln(1 - \eta_{comb}) \quad (4)$$

em que η_{comb} é a eficiência da combustão, tendo sido considerado que esta seria 99.99%. Posto isto, neste caso, o fator de eficiência apresenta um valor constante de 9.21.

Relativamente ao fator de forma, este é expresso pela seguinte equação [2]:

$$M = 3.46 \left(\frac{1}{\sqrt{S_p}} \right)^{0.45} \left(\frac{1}{1 + \sqrt{\theta_i}} \right)^{-0.35} (1 - 1.28x_b) \quad (5)$$

onde S_p representa a velocidade média do pistão, expressa em m/s, θ_i é o ângulo da cambota no qual se dá a ignição, medido em graus antes do PMS, e x_b representa a fração mássica de diluição.

No que concerne a fração mássica de diluição, este é um parâmetro adimensional, definido pelo rácio entre os gases queimados que permanecem no cilindro e os gases totais nele existentes. Para a concretização do presente estudo, arbitrou-se que este valor seria de 0.1. Contudo, em condições práticas este valor será inferior, uma vez que os gases que se mantêm no cilindro apresentam uma temperatura muito superior relativamente aos gases frescos [1].

A duração da combustão, medida em função dos graus de rotação da cambota, é essencialmente influenciada por fatores como as condições de carga, velocidade e tempo de ignição. No modelo apresentado, este parâmetro é calculado entre 0 e 90% do processo total de combustão, uma vez que, em combustões de longa duração, a pressão no interior da câmara de combustão na etapa final não é calculada com tanta precisão. Assim, a duração da combustão é descrita pelo produto de quatro fatores [2]:

$$\Delta\theta = k \cdot R(\rho_i) \cdot S(S_p) \cdot X(x_b) \cdot T(\theta_i) \quad (6)$$

em que k é uma constante dimensional que assume o valor de 178, para uma massa volúmica medida em kg/m^3 .

Posto isto, a correlação final que descreve o tempo de total de combustão, em que 0 a 90% da fração mássica se encontra queimada, pode ser expressa por:

$$\Delta\theta_{90} = 178 \left(\frac{1}{\rho_i}\right) \left(1 - \frac{1.164}{\sqrt{S_p}}\right) \left(\frac{1}{1 - 2.06x_b^{0.77}}\right) (0.00033\theta_i^2 - 0.0263\theta_i + 1) \quad (7)$$

onde a massa volúmica da mistura no ponto de ignição, medida em kg/m^3 , pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\rho_{ig} = \frac{m_{mistura}}{V \cdot 10^{-6}} \quad (8)$$

sendo $m_{mistura}$ a massa da mistura, expressa em gramas, e V o volume no ponto de ignição especificado.

A taxa de calor libertado por cada grau de rotação da cambota, pode ainda ser determinado através da seguinte equação:

$$\frac{\partial Q}{d\theta} = Q_{tot} \frac{dMFB}{d\theta} \quad (9)$$

onde,

$$\frac{dMFB}{d\theta} = \frac{(1 - MFB) \cdot M \cdot a}{\Delta\theta} \cdot \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta}\right)^{M-1} \quad (10)$$

A quantidade de calor libertado pelos gases no interior do cilindro, resultantes da combustão, pode ser calculada através de:

$$\frac{\partial Q}{d\theta} = (m_{ar} + m_{gases}) \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (11)$$

em que m_{ar} é a massa de ar fresco e m_{gases} é a massa dos gases quentes.

2.1.3. SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

O sistema de lubrificação é essencial para se garantir o correto funcionamento do motor. Caso não existisse, o atrito entre os componentes metálicos seria tal que a temperatura aumentaria até ao ponto de fusão dos materiais, resultando na gripagem do motor.

Existem diversos tipos de sistemas de lubrificação, nomeadamente o sistema de chapinhagem, o sistema por pressão e chapinhagem, o sistema por pressão de óleo e o sistema sob pressão a cárter seco. O sistema de chapinhagem é o mais rudimentar, sendo que apenas se coloca óleo no cárter, de modo que as cabeças das bielas, dotadas de colheres, entrem em contacto com ele e o chapinhem para os diversos

componentes do motor. Contudo, a implementação deste sistema resulta numa rápida degradação do óleo, pelo que se utiliza somente em motores simples [1].

Os sistemas de lubrificação por pressão e chapinhagem são utilizados em motores que funcionem a baixas velocidades de rotação. Estes sistemas apresentam uma bomba de óleo responsável pela sua distribuição nos apoios da cambota e na árvore de cames, resultando na sua lubrificação hidrodinâmica. Em simultâneo, estes sistemas contam com o método de chapinhagem, proporcionado pelas colheres das bielas, para a distribuição do óleo pelos cilindros [1].

No que concerne ao sistema por pressão de óleo, este é o mais comumente utilizado nos motores de combustão interna a pistão. Neste sistema, o óleo encontra-se no cárter e é bombeado para todos os pontos que se pretende lubrificar. Posteriormente, regressa ao cárter do motor por gravidade.

No sistema a cárter seco existe um reservatório exterior no qual o óleo é armazenado. Assim, após o cárter recuperar o óleo que vai caindo por gravidade, bombeia-o para o reservatório exterior. Normalmente, este sistema é muito utilizado nos motores de competição, visto que a bomba de óleo pode trabalhar quando o veículo está sujeito a grandes acelerações laterais. Uma outra vantagem consiste no facto de possibilitar que o cárter seja mais pequeno, garantindo um arrefecimento mais eficaz do óleo. Este sistema encontra-se representado na Figura 1.

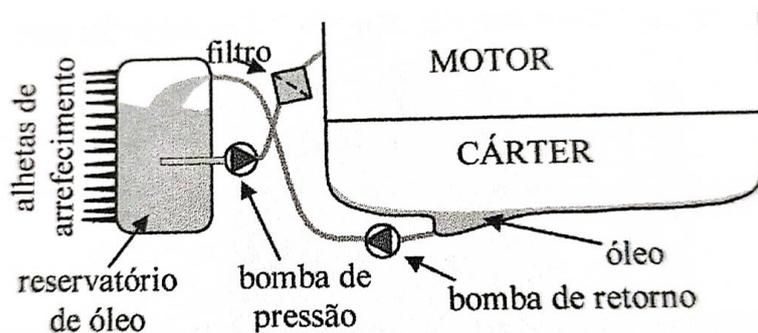


Figura 1 - Sistema de lubrificação do motor sob pressão a cárter seco [1].

2.1.4. PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

Os motores são caracterizados pelos respetivos parâmetros de funcionamento que definem o seu desempenho, tendo em conta os parâmetros geométricos a si inerentes. Por conseguinte, as características de um motor são fundamentais para adequá-lo à sua utilização, conforme se pretenda, por exemplo, um menor consumo, um maior rendimento ou uma melhor potência [1].

As especificações de um motor podem ser indicadas a partir dos seus valores máximos de potência e binário, atingidos a uma determinada velocidade de rotação. O binário retrata o trabalho produzido pelo

motor, podendo o seu valor ser obtido através de testes no dinamómetro. A potência indica a taxa a que o trabalho é produzido, podendo ser calculada através de:

$$\dot{W}_e = 2\pi \cdot N \cdot B \quad (12)$$

em que \dot{W}_e representa a potência útil, medida em W, N representa a velocidade de rotação, medida em rot/s, e B representa o binário, medido em N.m.

Para quantificar a conversão do combustível em trabalho, utilizam-se parâmetros como o rendimento total e o consumo específico. O rendimento total é especificado pelo rácio entre o trabalho útil realizado pelo motor e a energia do combustível queimado, calculado da seguinte forma:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (13)$$

onde \dot{m}_f é o caudal mássico do combustível, medido em g/s, e PCI é o poder calorífico inferior, medido em J/g.

O consumo específico, medido em g/J, é indicativo da massa de combustível que é necessária para produzir uma determinada quantidade de energia, de acordo com a equação:

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_e} \quad (14)$$

2.1.5. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

O desempenho do motor está diretamente relacionado com os seus parâmetros geométricos, pelo que motores com a mesma cilindrada podem apresentar diferentes valores de potência e binário. Desta forma, podem-se obter prestações distintas variando o número de cilindros, o seu diâmetro, o valor da taxa de compressão, o desenho da câmara de combustão, entre outros aspetos. No projeto de desenvolvimento de um motor, é impreterível que se estabeleçam adequadamente os parâmetros geométricos, para que estes satisfaçam o objetivo final de utilização do motor.

A taxa de compressão é uma das propriedades mais importantes a ter em conta do projeto do motor. Este parâmetro representa o rácio entre o volume acima do pistão quando este se encontra em PMI (Ponto Morto Inferior) e o volume acima do pistão quando este se encontra em PMS (Ponto Morto Superior). Por outras palavras, a taxa de compressão (ε) define a relação entre a soma do volume varrido pelo pistão (V_V) com o volume da câmara de combustão (V_{cc}) e o volume da câmara de combustão, podendo ser calculada através da seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_V + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (15)$$

O volume acima do pistão é função da posição da cambota e pode ser determinado por [1]:

$$V = V_{cc} \left[1 + \frac{1}{2} (\varepsilon - 1) \left(R_{BC} + 1 - \cos \theta - \sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2 \theta} \right) \right] \quad (16)$$

em que θ representa a posição da cambota e R_{BC} a relação entre o comprimento da biela (L) e o raio da cambota (R), dada por [1]:

$$R_{BC} = \frac{L}{R} \quad (17)$$

A velocidade instantânea do pistão é função da velocidade média do pistão, da posição da cambota e da relação entre o comprimento da biela e o raio da cambota. Este parâmetro pode ser calculado através da seguinte expressão [1]:

$$v_p = v_{med} \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (18)$$

onde v_{med} representa a velocidade média do pistão, calculada a partir do curso (C) e da velocidade de rotação (N), dada por [1]:

$$v_{med} = 2 \cdot C \cdot N \quad (19)$$

A posição do pistão, em função da posição da cambota, pode ser determinada da seguinte forma [1]:

$$S = R \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \quad (20)$$

Um outro parâmetro a considerar aquando da conceção do motor é a relação entre o curso e o diâmetro do pistão. A importância deste parâmetro geométrico centra-se no facto de este estar diretamente relacionado com a velocidade máxima do motor. Deste modo, para a mesma cilindrada, quanto maior for o valor do diâmetro (D) e menor o do curso (C), maior será a velocidade de rotação do motor, pelo que se terá mais potência. Além disso, um pistão com maior diâmetro possibilita também a utilização de válvulas com maior diâmetro, o que é benéfico na entrada dos gases frescos nos cilindros. Não obstante, para um bom funcionamento do motor não é favorável que o diâmetro seja excessivamente superior ao seu curso, uma vez que o motor deixa de ter capacidade de queimar devidamente a mistura ar-combustível. Nestes casos, os motores têm muitas perdas térmicas e apresentam uma taxa de compressão mais reduzida [1].

A referida relação pode ser determinada através da seguinte expressão:

$$R_{CD} = \frac{C}{D} \quad (21)$$

2.1.6. CURVAS CARACTERÍSTICAS DO MOTOR

O desempenho do motor pode ser descrito através das suas curvas de potência, binário e consumo específico. Estes gráficos mostram a evolução destas propriedades em função da velocidade de rotação do motor. No caso do motor M73 da BMW, as curvas de binário e potência são fornecidas pela marca, conforme apresentado na Figura 2. Nestes gráficos, o fabricante apresenta a comparação entre o desempenho do motor M73 e o motor mais antigo, M70, sendo ambos de 12 cilindros, com disposição em “V”.

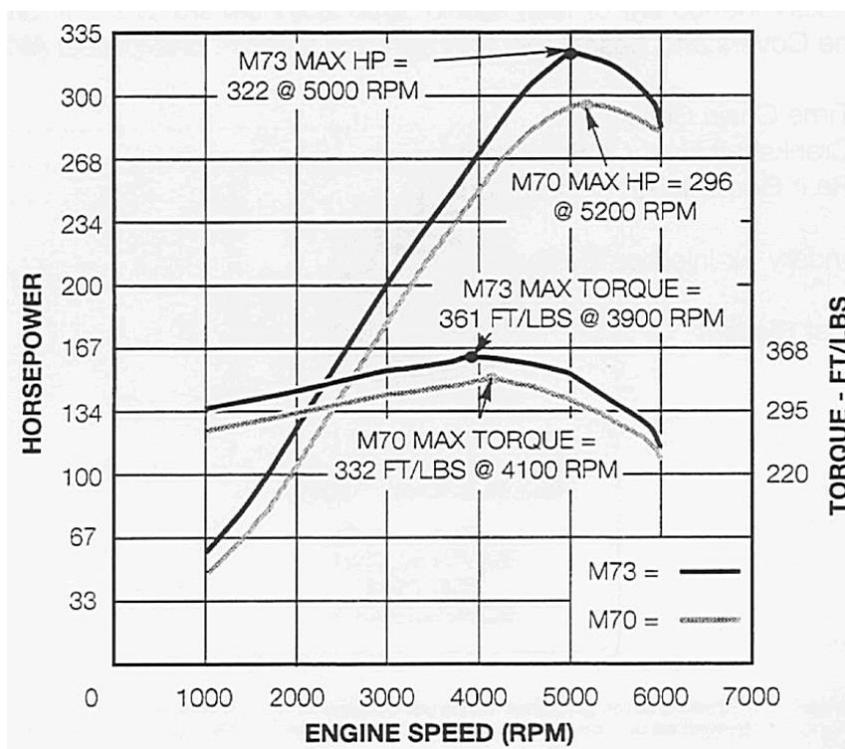


Figura 2 - Curvas de potência e binário dos motores M73 e M70, da BMW [3].

Para se obterem estes valores, é necessário recorrer-se a testes no dinamómetro, onde se retiram os valores relativos ao binário efetivo do motor. Para uma baixa velocidade de rotação, há baixos valores de binário devido aos avanços e atrasos da abertura e fecho das válvulas. Há medida que a velocidade vai aumentando, o binário vai também aumentando até atingir o seu valor máximo. Após chegar a esse valor, o binário começa a decrescer, uma vez que, com o aumento da velocidade, se verifica um acréscimo das perdas de carga.

A potência efetiva corresponde à potência útil do motor e, tal como mencionado anteriormente, pode ser determinada com base no binário efetivo e na velocidade de rotação do motor. O comportamento da curva de potência é caracterizado por um rápido crescimento até ao ponto no qual o binário atinge o seu valor máximo. Posteriormente, continua a verificar-se um aumento da potência menos acentuado até ao seu valor máximo, que se deve somente ao aumento da velocidade de rotação. Após a potência máxima ser

atingida, observa-se um decréscimo da mesma, uma vez que há um declínio de binário maior do que o aumento da velocidade de rotação [1].

No que concerne o consumo específico, o seu valor mínimo deve situar-se entre os pontos em que a potência e o binário atingem os seus valores máximos. Quando representado em função do coeficiente de excesso de ar da mistura, verifica-se que o consumo específico mínimo se dá em misturas pobres, enquanto o consumo máximo se dá em misturas ricas, conforme representado na Figura 3. Nas misturas pobres, o combustível é totalmente queimado, constatando-se um aumento do rendimento do motor. Contudo, em casos onde a mistura é excessivamente pobre, pode haver uma redução significativa do rendimento, resultante de uma combustão pouco eficiente e lenta. Por outro lado, nas misturas ricas há um aumento do binário, uma vez que todo o ar é consumido [1].

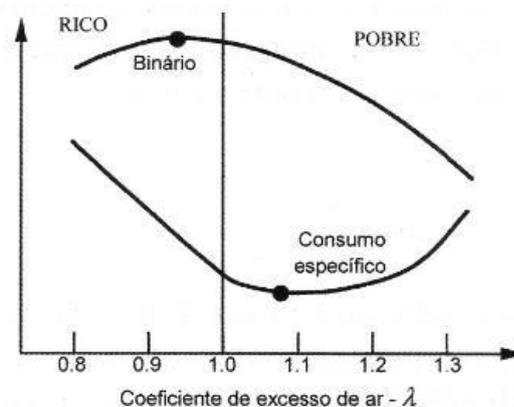


Figura 3 - Consumo específico e binário em função do coeficiente de excesso de ar [1].

2.2. OTIMIZAÇÃO DE MOTORES

Ao longo dos anos, a questão da eficiência dos motores tem tido cada vez mais relevância na indústria automóvel, tanto a nível dos veículos que são utilizados no quotidiano, como no que diz respeito aos de competição. Assim, têm-se vindo a desenvolver diversos processos, através da manipulação de alguns parâmetros do motor, para aumentar a sua potência e binário. Desta forma, a alteração da geometria de alguns componentes pode influenciar o desempenho do motor, nomeadamente no que concerne a admissão de ar, a formação da mistura ar/combustível, a velocidade de propagação da chama e a eficiência da combustão.

2.2.1. VARIAÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO

O aumento da taxa de compressão e o aumento do caudal de ar que entra na câmara de combustão são dois fatores que podem resultar num incremento da potência do motor. Isto acontece, uma vez que havendo um acréscimo da taxa de compressão e, conseqüentemente, da pressão, a combustão dá-se mais

rapidamente. Contudo, é importante referir que cada motor tem um limite, após o qual se dá o “knock”, pelo que este não deve ser excedido [4].

No que diz respeito ao aumento do caudal de ar que entra nas câmaras de combustão, este pode ser feito através da utilização de um maior número de válvulas de admissão e escape e/ou maior diâmetro das mesmas. Deste modo, beneficia-se a entrada e saída da mistura de ar/combustível na câmara de combustão. Este tipo de alteração das câmaras de combustão tem como intuito aumentar o rendimento termodinâmico do motor, por via do acréscimo da taxa de compressão [5] [6].

Tal como já foi mencionado, a variação da taxa de compressão pode influenciar o rendimento do motor, dependendo das suas condições de funcionamento. Se houver uma adaptação deste parâmetro em função das condições nas quais o motor opera, as perdas em termos de eficiência serão menores. Desta forma, a Figura 4 demonstra algumas técnicas que permitem a variação da taxa de compressão.

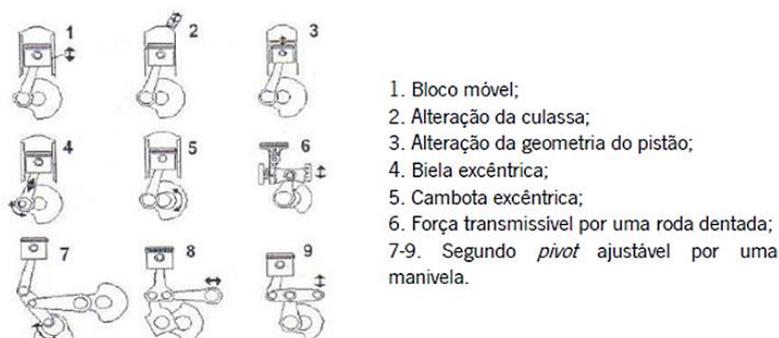


Figura 4 - Diferentes formas de variar a taxa de compressão de um motor [4].

No que concerne a alternativa do bloco móvel, a Saab desenvolveu um sistema que consistia no deslocamento da parte superior do bloco do motor. Este sistema ajusta a compressão, de acordo com as condições de funcionamento do motor, ao variar a posição do cilindro. Desta forma, é possível obter uma variação contínua da taxa de compressão, dependendo da carga à qual o motor está sujeito. A Figura 5 apresenta o sistema acima descrito.

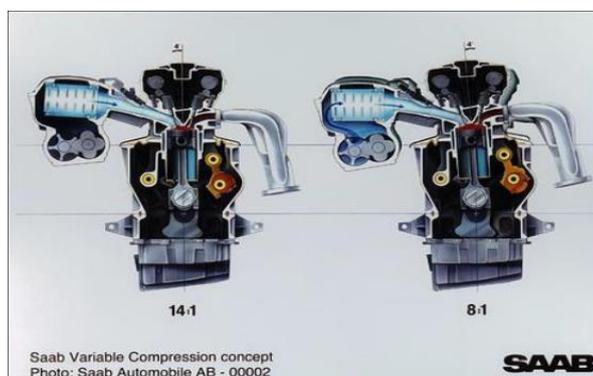


Figura 5 - Bloco móvel desenvolvido pela Saab [4].

Uma outra forma de variar a taxa de compressão foi desenvolvida pela Ford, onde a posição de um êmbolo colocado no topo da câmara de combustão é controlada dependendo dos dados fornecidos por sensores presentes no motor. Este êmbolo tem um movimento ascendente ou descendente, de modo que o volume da câmara de combustão seja ajustável conforme os inputs desses mesmos sensores. Estes são responsáveis por medir a posição do acelerador, a velocidade do motor, a pressão no coletor de admissão e nos cilindros, a pressão e temperatura dos gases de escape, a riqueza da mistura ar/combustível, entre outros.

Um outro método desenvolvido pela Ford consiste na variação da taxa de compressão, recorrendo à variação da altura do pistão, a partir de um sistema que utiliza pressão a óleo. Quando a pressão do óleo no interior da câmara do pistão é maior, este aumenta a sua altura e a taxa de compressão. Em contrapartida, ao haver uma diminuição da pressão do óleo no interior da câmara do pistão, vai haver uma diminuição da altura do pistão e da taxa de compressão. Na Figura 6 está esquematizado o sistema relativo a este método [4].

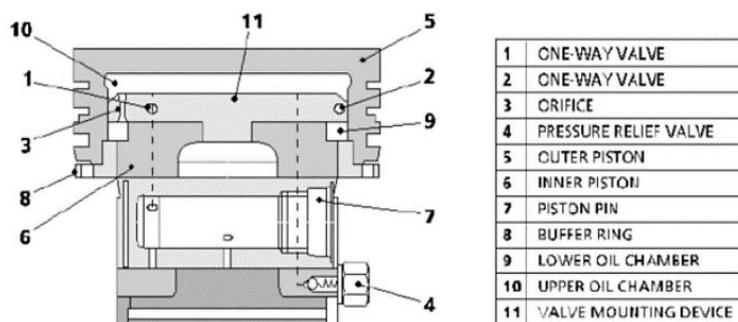


Figura 6 - Sistema de pressão a óleo da Ford para variação da altura do pistão [4].

Ainda referente à variação da altura do pistão e conseqüente variação do volume dos cilindros, um sistema semelhante foi posteriormente desenvolvido pelo grupo Daimler-Benz. Este processo é idêntico ao já mencionado, contudo recorre a uma membrana elástica. Desta forma, quando há uma diminuição da velocidade de funcionamento do motor, a pressão é menor e o pistão está na sua altura máxima. Assim, a taxa de compressão aumenta, uma vez que o volume da câmara de combustão é menor. Em contrapartida, quando há um aumento da velocidade, que resulta num aumento da pressão do cilindro, a membrana elástica obriga o pistão a reduzir a sua altura. Posto isto, a câmara de combustão aumenta o seu volume e reduz, conseqüentemente, a taxa de compressão. A Figura 7 ilustra o método utilizado pelo grupo Daimler-Benz para a variação da taxa de compressão, através da variação da altura do pistão [4].

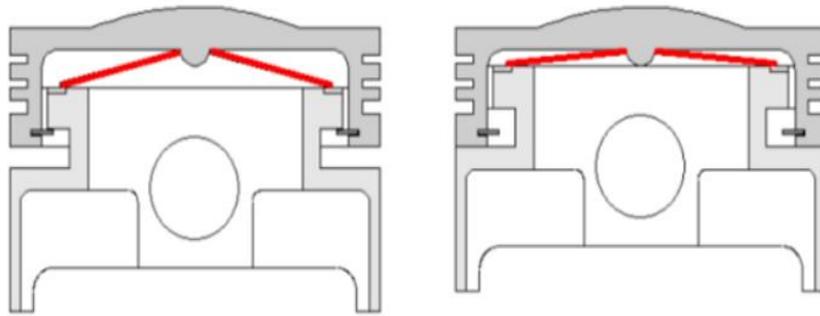


Figura 7 - Sistema de membrana elástica para variação da taxa de compressão [4].

No que concerne o sistema de biela com tamanho ajustável, este compreende a alteração da excentricidade da biela, dependendo da carga imposta ao motor. Deste modo, há uma alteração da altura do pistão.

Um outro método envolve um pivot com posição ajustável, que inclui um cilindro hidráulico de dupla ação, acoplado a um sistema biela-manivela. Este sistema faz movimentar uma roda dentada, ligada à cambota, que transmite o movimento a uma cremalheira conectada ao pistão do motor. Com este sistema, há uma variação da taxa de compressão, dependendo do deslocamento do pistão.

Por fim, ao adicionar-se material à câmara de combustão, o escoamento é alterado à saída da válvula de admissão. Desta forma, há um aumento do caudal mássico de ar e uma diminuição do volume da câmara de combustão, que resulta num aumento da taxa de compressão.

2.2.2. ALTERAÇÃO DAS VÁLVULAS

A variação da atuação das válvulas é outra solução que permite melhorar a eficiência térmica do motor. Esta variação pode ser feita através de sistemas:

- Variadores de fase (CVVT);
- Com mudança de came (VVT e VWL);
- Variadores de fase e com mudança de came (CVVT e VWL);
- Variação contínua de levantamento de válvulas e variação da duração de abertura de válvulas (CVWL e CVVT);
- Sistema *FreeValve*.

No que concernem os sistemas variadores de fase (CVVT), podem-se referir os modelos VANOS da BMW e o VVT-i da Toyota. Estes modelos possibilitam a alteração do momento de início e fim da abertura das válvulas, preservando a sua duração e o seu curso.

Um outro sistema variador de fase, desenvolvido pela BMW e denominado por Double VANOS, permite que haja uma variação da fase contínua na árvore de cames de admissão e escape, num determinado

conjunto de intervalos. Desta forma, para obter um melhor aproveitamento das velocidades mais baixas, as válvulas abrem mais tarde. Por outro lado, aumentando progressivamente a velocidade do motor, as válvulas vão abrindo mais cedo. Por estas razões, verifica-se um aumento do binário e da potência do motor aquando da implementação deste sistema [4]. A Figura 8 ilustra o sistema variador de fase, VANOS, da marca BMW, anteriormente mencionado.



Figura 8 - Sistema VANOS, da BMW. [7]

Os sistemas com mudança de came, VVT e VWL, são caracterizados pela variação dos tempos de abertura e fecho das válvulas e ainda pela variação do curso das válvulas. Para isso, recorre-se a uma terceira came, sendo que estes sistemas são controlados eletronicamente. Um exemplo disso é o sistema VTEC, da Honda, que é constituído por 3 cames e 3 balanceiros, por cada duas válvulas de admissão e de escape, representado na Figura 9. Quando o motor está a trabalhar a baixas velocidades de rotação, a came central não está a funcionar, enquanto as restantes atuam as respetivas válvulas. Note-se que a came central apresenta um maior perfil e altura de topo. Por outro lado, quando o motor está a trabalhar a altas velocidades, há um pino de sincronismo que desliza devido à pressão do óleo, forçando o terceiro balanceiro a sincronizar-se com os demais. Tendo em conta que a came central está em concordância com este terceiro balanceiro e que é a que apresenta um maior perfil, então esta irá ditar o movimento nas válvulas. Por conseguinte, dá-se uma alteração tanto dos tempos de abertura e fecho das válvulas de admissão, como do curso das mesmas. Por esta razão, verifica-se um aumento da eficiência volumétrica, do binário e da potência [1] [4].

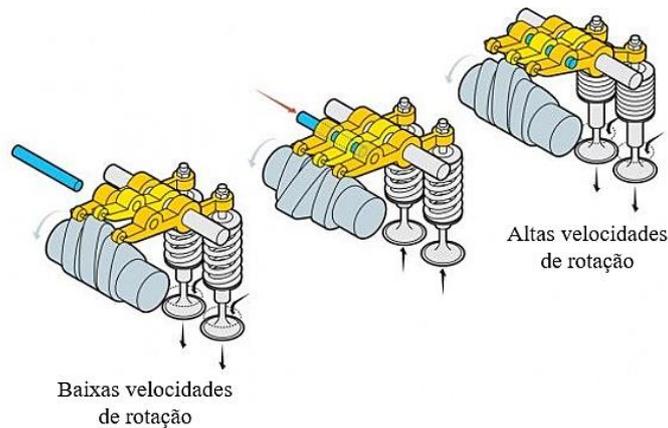


Figura 9 - Sistema VTEC da Honda. (adaptado de [8])

Relativamente aos sistemas variadores de fase com mudança de came, CVT e VL, estes normalmente provêm de outros já existentes. No caso da Honda, desenvolveu o sistema i-VTEC a partir do antigo sistema VTEC anteriormente mencionado. Já a Toyota melhorou o seu sistema VT-i, originando o sistema VTL-i.

No que concerne o sistema de variação contínua do curso das válvulas e variação da duração de abertura das válvulas, CVL e CVT, este consiste na redução da abertura das válvulas a nível da sua duração e curso. Deste modo, deixa de ser necessário recorrer à borboleta existente no tubo de admissão. Este sistema emprega um veio com cames parciais que vão alterando o ponto de pivotagem dos balanceiros, pelo que as válvulas podem mover-se desde o seu ponto de deslocamento mínimo, até ao seu máximo de abertura. A BMW desenvolveu o sistema denominado de Valvetronic, que se rege por este conceito, conforme é ilustrado na Figura 10. Dispensando as válvulas no coletor de admissão, há uma diminuição nas perdas por bombagem quando o motor está a funcionar a baixas velocidades de rotação. Desta forma, há um aumento da eficiência do motor [9].

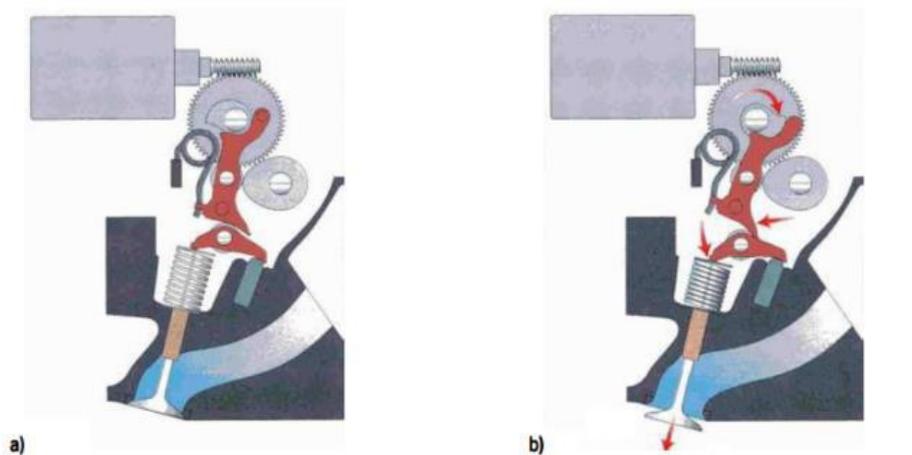


Figura 10 - Sistema Valvetronic da BMW na posição de abertura mínima a) e na posição de abertura máxima b). (adaptado de [4])

Por fim, o sistema *FreeValve*, apresentado na Figura 11, foi concebido para garantir o controlo das válvulas do motor. Desta forma, recorre a um sistema pneumático como atuador da válvula, controlando cada válvula de admissão ou escape, independentemente. Assim, é possível programar a abertura e fecho das válvulas, dependendo das condições e de acordo com o objetivo.



Figura 11 - Sistema *FreeValve*. (adaptado de [10])

2.2.3. ALTERAÇÃO DAS CONDUTAS

Uma das técnicas utilizadas para a alteração das condutas do motor denomina-se por *porting*. Esta técnica consiste na ampliação e aperfeiçoamento das condutas de admissão e de escape, através de máquinas CNC. Na Figura 12 é possível observar o antes e depois da técnica de *porting* executada nestes elementos.

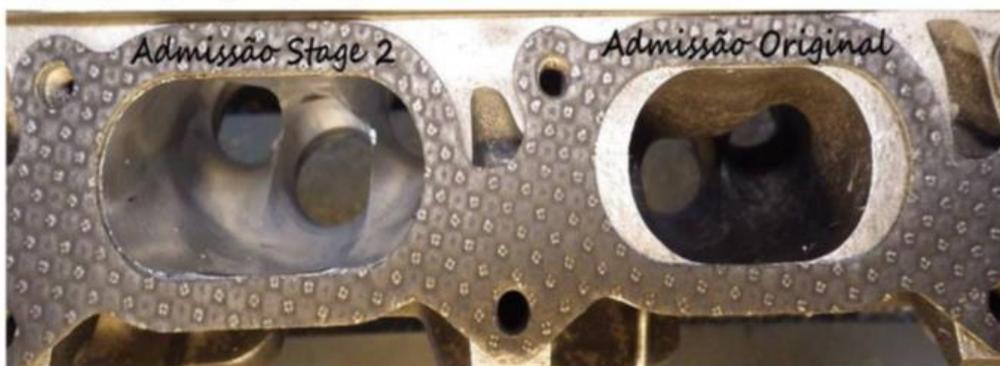


Figura 12 - Conduta após técnica de *porting* (esquerda); conduta original (direita) [11].

Uma das alterações que se pode fazer é a remoção de material na zona da guia da válvula para que o fluxo não percorra uma curva tão acentuada e não haja tanta perda de carga. Contudo, a remoção excessiva de material pode resultar no efeito contrário ao que é pretendido. A Figura 13 demonstra a modificação descrita.

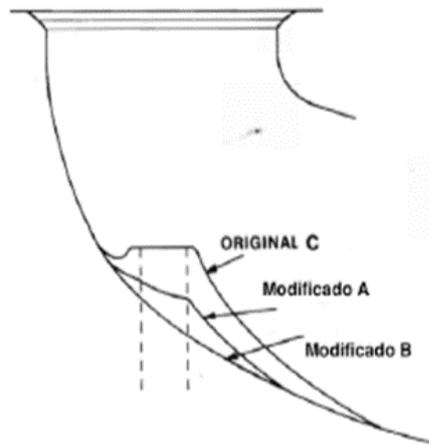


Figura 13 - Remoção de material da guia da válvula [11].

A alteração do ângulo da conduta pode ser uma modificação interessante para o aumento de desempenho do motor. Se o ângulo que o escoamento percorre for mais suave, haverá uma diminuição das perdas de carga. Desta forma, o caudal de ar que entra no motor será maior.

Uma outra técnica utilizada é o *polishing*. Esta técnica tem como objetivo aumentar o caudal de ar admitido, como consequência da diminuição do atrito. Este procedimento é realizado normalmente nas condutas de escape, para que o fluxo escoe rapidamente e para evitar que haja acumulação de resíduos. Em contrapartida, nas condutas de admissão espera-se que haja o desenvolvimento de um fluxo turbulento, para promover uma boa mistura entre o ar e o combustível. Para isso, recorre-se à técnica de *dimpling*, apresentada detalhadamente posteriormente.

Com o aumento do desempenho dos motores, há um aumento da energia e, conseqüentemente, dos esforços, tensões, temperaturas e pressões. Com o intuito de aprimorar a robustez do bloco, recorre-se ao polimento interior do bloco dos cilindros e à retificação do plano superior do bloco, que propicia uma superfície o mais plana possível. No que diz respeito ao polimento interior do bloco de cilindros, este deve ser feito para se obter uma superfície mais lisa, o que promove a redução do atrito entre os elementos móveis. Assim, haverá um melhor escoamento dos óleos lubrificantes e do líquido de arrefecimento no interior. Para otimizar o deslizamento do pistão no interior do cilindro, podem-se polir as camisas dos cilindros. Deste modo, o óleo circula mais facilmente entre ambos os elementos [5].

Tal como já foi mencionado, as condutas de admissão devem ser melhoradas de forma a impedir a acumulação de combustível nas condutas. O aumento da turbulência promove o escoamento e a mistura do ar com o combustível. Uma das alterações que se pode fazer às condutas é a criação de pequenas cavidades, semelhantes à que se encontram nas bolas de golfe, através da técnica de *dimpling*. Desta forma, há uma diminuição da resistência à passagem do ar e um incremento da pressão do ar no centro da conduta, que resulta numa maior impulsão. A existência destas cavidades influencia o escoamento do ar,

proporcionando vórtices e aumentando, por consequência, a velocidade do escoamento da mistura. Assim, possibilita uma melhor turbulência, que auxilia a mistura do ar com o combustível. A Figura 14 apresenta uma conduta original e uma conduta com o efeito de *dimpling* [5] [11].



Figura 14 - Conduta original (esquerda); conduta após dimpling (direita) [11].

A turbulência do escoamento promove uma mistura mais homogênea, resultando numa mistura mais eficiente, num aumento da velocidade de propagação da chama e na redução do tempo de combustão. Assim, existem quatro tipos de turbulência, denominados por “swirl”, “tumble”, “cross-tumble” e “squish”. Na Figura 15 são apresentados os três primeiros de turbulência mencionados [11].

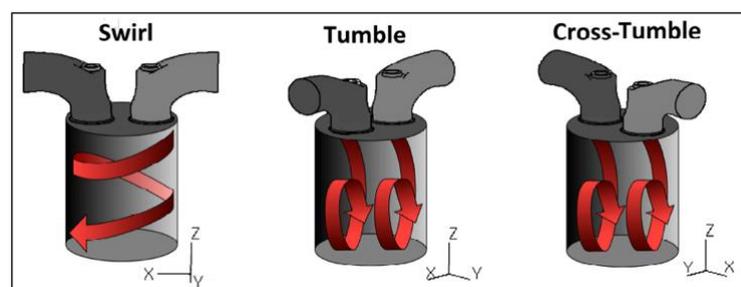


Figura 15 - Tipos de turbulência [11].

A turbulência do tipo “swirl” é a mais comumente utilizada em motores com duas válvulas. Já nos motores com mais do que duas válvulas, normalmente com câmaras de combustão hemisféricas, utiliza-se a turbulência “tumble”. O efeito “swirl”, ou efeito de rotação, é caracterizado por ter um escoamento com rotação na direção axial do cilindro, no eixo z. Por outro lado, o efeito “tumble”, ou efeito de rolamento, dá-se quando há uma rotação na direção radial, no plano x-z. Por último, o escoamento cruzado, ou efeito “cross-tumble”, acontece quando há uma rotação na direção radial do cilindro, contudo, esta dá-se em torno do eixo x, no plano y-z.

O efeito de “swirl” apresenta maiores valores de potência e binário quando o motor se encontra a altas rotações, em comparação com rotações baixas. Assim, com uma maior quantidade de ar no cilindro, há um maior caudal de combustível, resultando numa maior potência térmica. O efeito de “tumble” garante

uma boa eficiência da combustão, especialmente em regimes de rotação baixos. Todavia, compromete o fluxo que entra no cilindro, afetando a potência se os níveis deste efeito forem altos [12] [13].

No que concerne o processo de turbulência “squish”, este baseia-se no esmagamento da mistura na periferia da câmara de combustão quando o pistão sobe até ao ponto morto superior. Assim, a mistura que se encontrava nesse lugar é tumultoosamente atirada para o centro da câmara de combustão, criando uma grande turbulência [1].

2.2.4. SOBREALIMENTAÇÃO

Para que haja um aumento significativo de potência, uma das soluções imprescindíveis de ser implementada é a sobrealimentação do motor, sendo esta a principal alteração a ser efetuada. Para isso, pode-se recorrer a um compressor acoplado à cambota do motor, a um turbocompressor ou então a um compressor de ondas. Tantos os compressores, como os turbocompressores aumentam a pressão absoluta do coletor de admissão, acima da pressão atmosférica. Por esta razão, há um aumento da densidade da carga, que resulta num incremento da potência máxima do motor [1].

Nos motores de ignição por faísca, surge a possibilidade do aparecimento do “knock”, pelo que, para se recorrer à sobrealimentação, é necessário haver uma diminuição da taxa de compressão e, conseqüentemente, do rendimento do motor. Isto deve-se ao facto de, ao passar pelo compressor, a temperatura do ar aumentar significativamente. O “knock” caracteriza-se pelas elevadas velocidades de propagação de chama e pela elevada pressão, que fazem aumentar a temperatura da mistura. Assim, a temperatura excessiva pode danificar os materiais do motor, especialmente os pistões, que devem ser capazes de suportar a carga imposta. Para prevenir o “knock” sem que seja necessário diminuir a taxa de compressão, pode-se recorrer a um permutador de calor, denominado por intercooler, responsável pela redução da temperatura. Este componente pode funcionar a ar-ar ou ar-água. O intercooler ar-ar utiliza ar para arrefecer o ar comprimido, enquanto o intercooler ar-água recorre a água para que se dê a transferência de calor [1]. A utilização de um intercooler ar-água, em detrimento de um intercooler ar-ar, apresenta algumas vantagens. Os intercoolers ar-ar são compostos por tubagens de grandes dimensões e têm de ser colocados à frente, com o intuito de receberem a quantidade de ar fresco necessária para dissiparem o calor. No caso dos intercoolers ar-água, estes apresentam um sistema mais complexo, no entanto, não precisam de uma quantidade de ar tão grande, uma vez que o volume desde o local do acelerador, até à entrada nas válvulas, é muito mais pequeno. Por conseguinte, não é necessário tanto tempo para o intercooler ser enchido. Além disso, como os intercoolers ar-água são mais eficientes relativamente aos intercoolers ar-ar, já que a água tem uma maior capacidade de dissipação de calor, estes apresentam a clara vantagem de terem menores dimensões. Um outro motivo centra-se no facto da eficiência dos

intercoolers ar-ar estar muito dependente da temperatura do ambiente, pelo que em ambientes mais quentes a sua eficiência pode ser comprometida.

Os compressores volumétricos podem ser de diferentes tipos, nomeadamente de pistão (a), "G" (b), de palhetas (c), Centrix (d), Roots (e), Eaton (f) e de parafuso (g), representados na Figura 16.

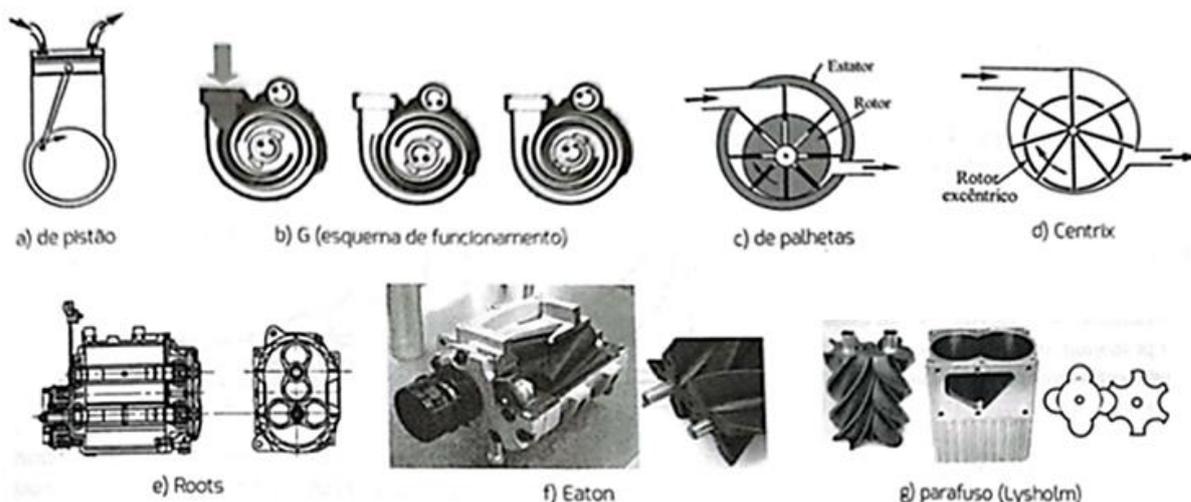


Figura 16 – Diferentes tipos de compressores volumétricos existentes. [1]

Embora exista uma vasta variedade de compressores volumétricos, os mais utilizados são os do tipo Roots e parafuso. No que concerne o compressor Roots, este é composto por dois ou três rotores que trabalham em conjunto por via de rodas dentadas [1]. Para o correto funcionamento deste sistema, os lóbulos rodam em direções opostas. Há medida que o ar vai entrando no compressor, este fica confinado entre os lóbulos e o revestimento do compressor. Posteriormente, o ar outrora comprimido passa pelo intercooler e, de seguida, é admitido no coletor de admissão. A Figura 17 ilustra o processo descrito de compressão do ar, recorrendo a um compressor do tipo Roots.

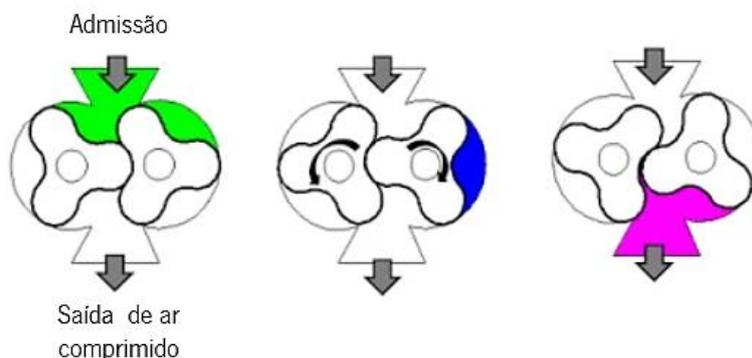


Figura 17 - Processo de compressão do ar no compressor do tipo Roots. (Adaptado de [14])

O compressor do tipo parafuso é semelhante ao Roots, contudo difere na direção da passagem do ar [1]. À semelhança dos compressores anteriormente apresentados, os rotores destes dispositivos também

funcionam em direções opostas, visando a compressão do ar admitido. No entanto, a geometria dos compressores do tipo parafuso distingue-se da geometria dos compressores do tipo Roots pelo facto dos lóbulos serem diferentes, sendo um dos parafusos um macho e o outro uma fêmea. Desta forma, quando ambos se encontram encaixados, o ar que passa entre eles é comprimido e é, posteriormente, expelido no sentido radial, conforme apresentado na Figura 18.



Figura 18 - Funcionamento do compressor do tipo parafuso (Adaptado de [15])

Para além dos compressores volumétricos, os compressores centrífugos são também muito utilizados na sobrealimentação de motores e são muito semelhantes aos turbocompressores. Contudo, enquanto os compressores centrífugos se encontram ligados à cambota do motor, os turbocompressores ligam-se a uma turbina [1].

Os turbocompressores aproveitam a entalpia dos gases de escape para fazer a sobrealimentação do motor. Para isso, são compostos por uma turbina, responsável por retirar potência aos gases de escape, e por um compressor colocado no mesmo veio. Desta forma, o compressor é acionado pela turbina e os gases frescos de admissão são comprimidos. Na maioria das aplicações, os gases de escape entram radialmente na turbina, saindo axialmente, enquanto os gases de admissão entram axialmente e saem radialmente, conforme representado na Figura 19 [1] [16].

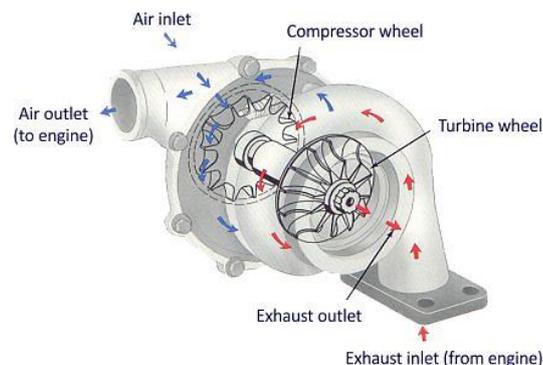


Figura 19 - Funcionamento de um turbocompressor [16].

Tal como nos restantes sistemas, o uso de um intercooler é imprescindível para garantir a redução da temperatura de entrada dos gases no motor, após serem comprimidos. Tendo em conta que os gases de escape passam pela turbina a elevadas temperaturas, esta deve ser fabricada em materiais de elevada qualidade. Por outro lado, o compressor não tem essa necessidade, uma vez que não está sujeito a temperaturas tão altas. Em termos geométricos, a turbina não é tão sofisticada como o compressor, sendo condescendente a alterações de carga. Assim, é comum que estes componentes apresentem uma geometria variável, de modo a poderem ser utilizados em diversos motores, sem que sejam limitados pelas baixas rotações do motor [1].

Por norma, os motores de ignição comandada não recorrem a turbinas de geometria variável, pelo que o controlo do turbocompressor pode ser feito através de uma válvula “wastegate”. A sua função é fazer com que parte dos gases de escape contornem a turbina, quando a pressão de admissão atinge o valor exigido pelo motor. Caso parte desses gases de escape não seja contornado, a velocidade da turbina pode comprometer o funcionamento normal do motor [1]. A Figura 20 apresenta um esquema ilustrativo da instalação de um turbocompressor.

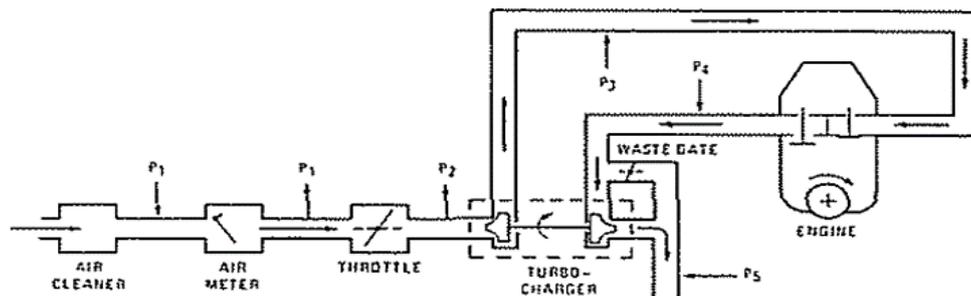


Figura 20 - Instalação de um turbocompressor [17].

A maior vantagem dos turbocompressores é o facto de usufruírem da entalpia dos gases de escape para aumentar o caudal mássico a fornecer ao motor. Contudo, há uma grande desvantagem associada à utilização destes sistemas, denominada por “turbo-lag”. Além do turbocompressor não funcionar quando o motor se encontra em desaceleração, quando se pretende obter uma resposta rápida do motor, a inércia deste sistema não é vencida de imediato. Um outro inconveniente centra-se na necessidade de uma velocidade mínima para que os gases de escape acionem a turbina, pelo que o sistema não funciona bem a baixas velocidades de rotação do motor. Atualmente, este problema é atenuado com a utilização de turbocompressores mais pequenos e com menos inércia. Além disso, há diversas soluções que permitem aligeirar ou eliminar estes inconvenientes, nomeadamente o uso de múltiplos turbocompressores, de turbocompressores assistidos eletricamente, de sistemas constituídos por um compressor volumétrico e sistemas “anti-lag” [1].

No que diz respeito aos compressores de ondas, os mais utilizados são os Comprex, desenvolvidos pelo grupo suíço Brown, Boveri & Cie. Tal como os turbocompressores, aproveitam a energia dos gases de escape para induzir ar forçado no coletor de admissão, mas fazem-no por intermédio de ondas de pressão. Este sistema consiste essencialmente num rotor, ligado à cambota do motor por uma correia, composto por canais longitudinais abertos e por uma carcaça. Nestes canais, dá-se o contacto direto entre o ar fresco e os gases de escape. Assim, com a rotação do rotor, os gases de escape são responsáveis por produzirem ondas de choque que se expandem pelos canais, resultando numa compressão dos gases frescos de admissão. Isto acontece, visto que quando dois fluidos, a diferentes pressões, entram em contacto direto durante um curto intervalo de tempo, dá-se uma homogeneização da pressão em detrimento da mistura desses fluidos [18] [19] [20]. Na Figura 21 é apresentada uma ilustração do funcionamento deste tipo de compressores.

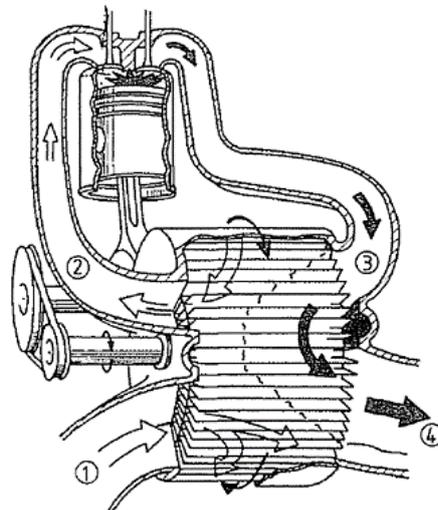


Figura 21 - Funcionamento de um compressor de ondas [19].

Neste sistema, a transferência de energia é realizada num curto intervalo de tempo, pelo que o compressor de ondas é caracterizado pela sua resposta rápida, mesmo a baixas velocidades do motor. Esta característica confere-lhe uma notável vantagem, uma vez que não está sujeito ao problema de “turbo-lag” inerente aos turbocompressores [20]. Além disso, como recorre à recirculação dos gases de escape, a utilização destes sistemas evita a formação de poluentes [19]. Contudo, a vedação dos seus componentes pode ser complicada e há uma probabilidade considerável de haver mistura dos gases de escape com o ar fresco [21]. Outro problema associado à utilização de um compressor de ondas está relacionado com a sua dificuldade em compatibilizar os requisitos de velocidade e de carga do rotor para toda a gama operacional do motor. Como a velocidade do rotor é desajustada às exigências, este fenómeno pode resultar numa distribuição insatisfatória da onda de pressão. Deste modo, o funcionamento do motor pode ser afetado [22].

2.2.5. SOBRE-EXPANSÃO

A sobre-expansão consiste no aproveitamento da entalpia dos gases de escape, que saem a temperatura e pressão elevadas, e que seriam desperdiçados. Isto acontece através do aumento do tempo de expansão, ou da redução do tempo de compressão, aumentando a eficiência do motor. Assim, os gases que resultam da compressão são expandidos a um ponto de menor pressão e temperatura, obtendo-se uma maior quantidade de trabalho por volume de ar admitido.

Tendo em conta que o funcionamento da sobre-expansão tem como base o ciclo Otto, pode-se fazer modificações ao motor para funcionar a ciclo Miller. Desta forma, aumenta-se o rendimento do motor. É possível realizar a sobre-expansão seguindo as técnicas apresentadas na Tabela 2 [4] [23].

Tabela 2 - Técnicas para implementação da sobre-expansão.

Elementos	Descrição
Sistema biela-manivela especial	Este sistema permite o uso de diferentes cursos, em que os volumes de compressão/admissão são menores aos de expansão/escape.
Redução da admissão/compressão	Fecho tardio da válvula de admissão – A válvula fecha depois do PMI, mantendo a expansão e retirando alguns gases admitidos para o coletor de admissão, mantendo a extensão da expansão (LIVC – <i>Late Intake Valve Closure</i>)
	Fecho adiantado da válvula de admissão – A válvula fecha antes do PMI, mantendo assim a expansão (EIVC – <i>Early Intake Valve Closure</i>)

O ciclo de Miller, apresentado na Figura 22, baseia-se no ciclo de Otto, contudo a sua expansão é mais longa do que a compressão, o que possibilita uma sobre-expansão dos gases queimados, com alta pressão e temperatura. Este ciclo permite uma redução das emissões de NOx, porém pode-se observar uma redução da potência do motor, uma vez que há uma diminuição da eficiência volumétrica [23]. Combinando o ciclo de Miller com o uso de um turbocompressor, podem-se diminuir as emissões de NOx, sem que isso implique perda de energia. Deste modo, pode-se dar um aumento da potência do motor [24].

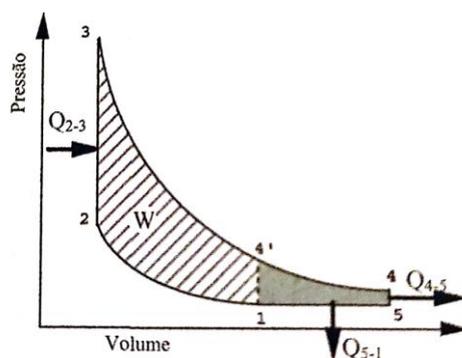


Figura 22 - Ciclo termodinâmico de Miller [1].

Note-se que a área apresentada a tracejado representa o ciclo Otto, enquanto a área a cinza representa o trabalho realizado pela sobre-expansão dos gases de escape.

O motor pode fazer variar a sua carga através do atraso do fecho da válvula de admissão. Neste caso, representado graficamente na Figura 23, diz-se que o motor Miller está a funcionar em “Back-flow”. De salientar que entre o ponto 5 e 6 se dá o escape, seguido pela admissão, realizada entre o ponto 6 e o ponto 5. A válvula de admissão permanece aberta até ao ponto 1, sendo que parte do ar volta a ser empurrado para a admissão.

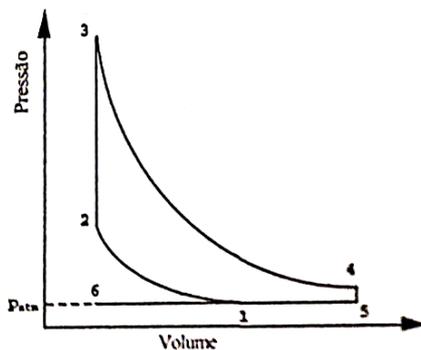


Figura 23 - Implementação do fecho tardio da válvula de admissão [1].

No caso de a válvula de admissão ser fechada antes do pistão alcançar o PMI, assinalado pelo ponto 7 na Figura 24, irá haver uma diminuição da pressão. Seguidamente, haverá uma compressão até ao ponto 2. De salientar que o ponto 1 se encontra à pressão atmosférica, pelo que se considera que a compressão começa a partir desse ponto [1].

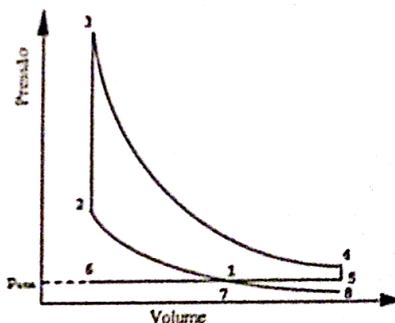


Figura 24 – Implementação do fecho adiantado da válvula de admissão [1].

2.3. SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO

O sistema de distribuição do motor tem um papel preponderante no que concerne o seu desempenho, uma vez que é responsável pela regulação da entrada e saída dos gases no cilindro. A configuração do sistema de distribuição está dependente da posição da árvore de cames no motor, podendo esta localizar-se lateralmente ou à cabeça.

Quando a árvore de cames se encontra no bloco do motor, o movimento tem de ser transferido para as válvulas com o auxílio de outros componentes, conforme representado na Figura 25. Neste caso, os impulsadores trabalham sobre as cames e transmitem o movimento às varetas. Por sua vez, as varetas atuam os balanceiros que, conseqüentemente, acionam as válvulas.

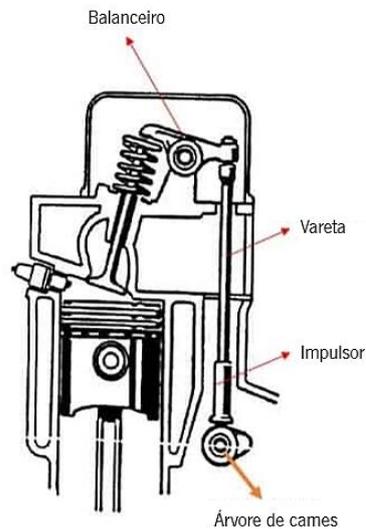


Figura 25 - Esquema de um motor com árvore de cames no bloco. (Adaptado de [25])

Em contrapartida, quando a árvore de cames está localizada à cabeça, o movimento é direto ou facilitado, tal como apresentado na Figura 26. Quando se recorre a esta solução, pode-se utilizar apenas uma árvore de cames para acionar ambas as válvulas de admissão e de escape (OHC – “Overhead Camshaft”). Em alternativa, pode-se recorrer a duas árvores de cames (DOHC – “Double Overhead Camshaft”), sendo que uma atua na admissão e a outra no escape.

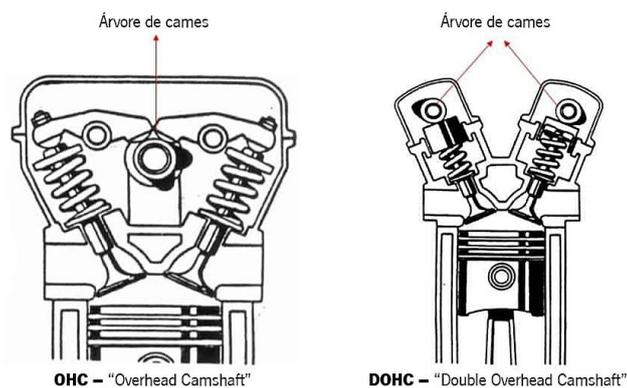


Figura 26 - Motores com árvores de cames à cabeça. (Adaptado de [25])

Em alguns casos, utilizam-se “finger followers”, ilustrados na Figura 27, que apresentam menos atrito, quando comparados com sistemas em que os cames atuam diretamente as válvulas. Além disso, conforme a geometria deste componente, é possível obter um maior curso das válvulas e, conseqüentemente, um maior caudal de admissão da mistura ar-combustível e escape dos gases.

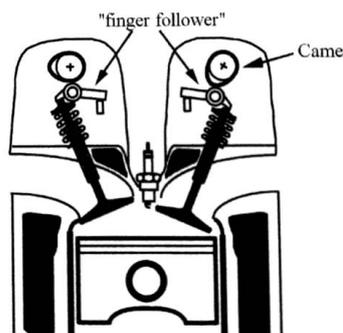


Figura 27 - Esquema de motor com finger followers [1].

2.3.1. VÁLVULAS

Quando se quer modificar um motor para competição, normalmente procede-se à alteração do diâmetro das válvulas, do seu ângulo e à abertura das sedes. A Figura 28 ilustra as dimensões das válvulas, nomeadamente os seus ângulos específicos.

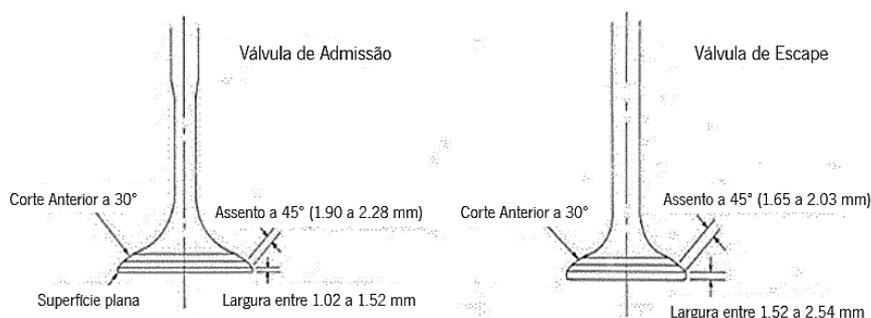


Figura 28 - Dimensões das válvulas do motor (adaptado de [5]).

O ângulo assinalado a 45°, na figura anterior, corresponde ao sítio onde a sede assenta na válvula. O corte anterior, referido na mesma figura, tem um ângulo de 30°, com o intuito de aumentar o caudal de ar que entra nos cilindros. A nível da alteração das sedes, pode-se modificar o seu ângulo, de modo a coincidirem com os ângulos das válvulas. Assim, para menores aberturas das válvulas, o caudal de ar é mais elevado, como efeito da redução da zona de restrição de escoamento [5].

O movimento das válvulas é controlado pela árvore de cames que roda a metade da velocidade da cambota. Por conseguinte, num ciclo de um motor a 4 tempos, a cambota completa duas rotações, enquanto a árvore de cames completa apenas uma. Em suma, um ciclo é finalizado quando a cambota roda 720° e, por consequência, a árvore de cames roda 360°. Desta forma, as válvulas de admissão e escape totalizam um ciclo cada, aquando da rotação íntegra da árvore de cames. Os eventos de abertura e fecho das válvulas são geralmente analisados considerando a posição do pistão, recorrendo ao ângulo da cambota medido a partir do ponto morto superior (PMS) ou do ponto morto inferior (PMI), conforme apresentado na

Figura 29. Posto isto, é importante referir que a duração da elevação da válvula apresentada considerando o ângulo da cambota será o dobro do perfil representado a partir da rotação da árvore de cames [26].

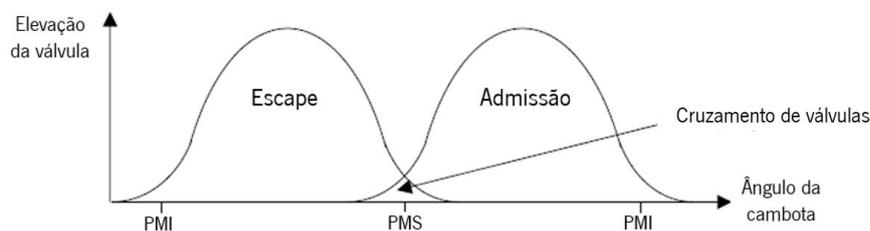


Figura 29 – Gráfico característico dos eventos de abertura e fecho das válvulas. (Adaptado de [26])

Em alguns casos, verifica-se a existência de uma zona de cruzamento de válvulas que corresponde à altura do ciclo em que, tanto as válvulas de admissão, como as válvulas de escape se encontram abertas ao mesmo tempo. Este fenómeno apresenta, em alguns casos, vantagens a nível da eficiência do motor. Isto deve-se ao facto de os gases de escape saírem do cilindro a elevada pressão, o que provoca uma pressão negativa no interior deste componente. Deste modo, os gases frescos de admissão têm uma maior facilidade em entrar no cilindro, enchendo-o mais eficientemente.

No que diz respeito aos tempos ideais de abertura e fecho das válvulas, há opiniões muito distintas na literatura. Segundo Heywood [27], o tempo de abertura da válvula de admissão ocorre tipicamente entre os 10° e os 20° e é um dos parâmetros que define o cruzamento das válvulas. Neste caso, se a válvula de admissão for aberta antes do PMS, poderá haver entrada de gases de escape no coletor de admissão. Por outro lado, se a válvula for aberta demasiado tarde, o caudal de gases frescos pode ser mais restrito, causando uma diminuição da pressão no cilindro, enquanto o pistão começa o seu movimento descendente, depois do PMS. Se a válvula de escape estiver fechada, o atraso da abertura da válvula de admissão não apresenta inconvenientes, visto que não afeta a quantidade de ar fresco que entra no cilindro [27].

A eficiência volumétrica de um motor é fortemente afetada pelo tempo de fecho da válvula de admissão que, segundo Heywood [27], por norma, ocorre entre os 50° e os 70° depois do PMI. Este valor tem uma grande influência na quantidade de gás fresco que entra no cilindro, sendo que o desempenho do motor é extremamente dependente desse caudal. As ondas de pressão na admissão resultam, habitualmente, em fluxo de ar para o cilindro depois do PMI. Para se obter o máximo proveito das ondas de pressão, à medida que a velocidade de rotação do motor vai aumentando, o tempo ótimo de fecho da válvula de admissão avança mais para depois do PMI. Contudo, para se obter a máxima eficiência, a válvula de admissão deve fechar no ponto ótimo. Caso contrário, ao fechar mais cedo, entra menos gás fresco, enquanto se fechar mais tarde, há o risco de parte desse fluxo retroceder [27].

Tendo em conta que se atrasa o fecho da válvula de admissão, no que concerne a abertura da válvula de escape, esta deve ser antecipada. Em condições normais, esta seria apenas aberta após a combustão dar-se na íntegra, no entanto, considerando o atraso da válvula de admissão, esta será aberta antes do término do tempo de combustão. Normalmente, de acordo com Heywood [27], este atraso ocorre entre os 40° e os 60° antes do pistão chegar a PMI, o que possibilita a saída prematura dos gases de escape, reduzindo, assim, a pressão no interior do cilindro. Como consequência, deve haver o atraso do fecho da válvula de escape, tipicamente entre o 15 e os 35°, depois do PMS [27].

Os valores referentes aos eventos das válvulas variam consoante os autores que os apresentam. Por exemplo, um outro autor [28] defende que o avanço da abertura da válvula de admissão deve ocorrer entre os 10° e os 40°, tendo em conta que o valor mais adequado seriam os 20°. No que concerne o atraso do fecho da admissão, este deve verificar-se entre os 45° e os 100°, sendo 65° o valor mais comumente utilizado. Por outro lado, segundo esse autor [28], o avanço da abertura das válvulas de escape deve acontecer entre os 45° e os 90°, recorrendo-se habitualmente aos 60°. No que diz respeito o atraso do fecho das válvulas de escape deve verificar-se entre os 0° e os 60°, sendo frequente recorrer-se aos 20° [29]. Numa abordagem diferente, Smith [30] afirma que se estes valores devem diferir conforme o cruzamento existente nas válvulas, tal como é apresentado na Figura 30. Neste caso, as opções A, B, C e D correspondem a um veículo típico de passageiros, a um veículo de estrada desportivo, a um carro desportivo topo de gama e a motores de competição, respetivamente [29].

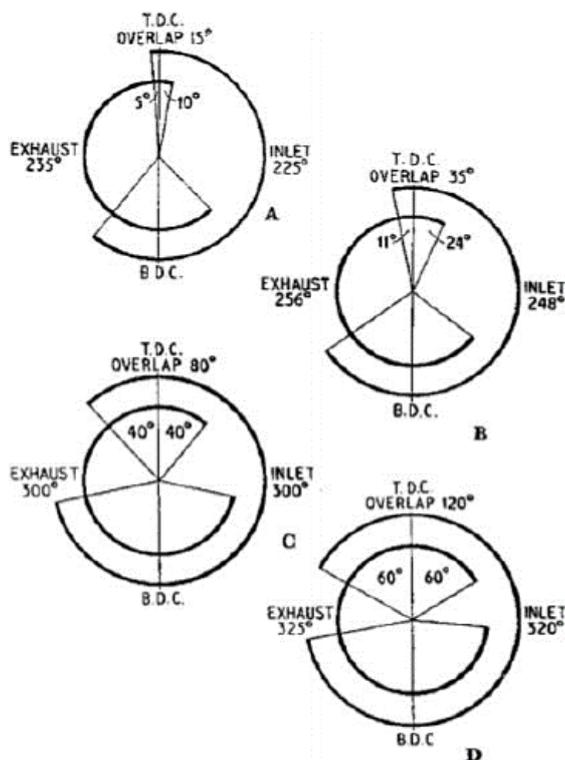


Figura 30 - Cruzamento das válvulas de escape e admissão para distintas opções [29].

Desde logo é notável que a abertura total das válvulas de admissão e escape é inferior em carros de passageiros, sendo bastante superior em motores de veículos de competição. Por conseguinte, a Tabela 3 compara os valores comumente utilizados em veículos com motores convencionais e em veículos de corrida.

Tabela 3 - Valores típicos dos eventos das válvulas de admissão e escape em diferentes aplicações [1].

Válvulas	Tipo de motor	Abertura	Fecho
Admissão	Normal	5° antes PMS	45° após PMI
	Corrida	30° antes PMS	75° após PMI
Escape	Normal	45° antes PMI	10° após PMS
	Corrida	70° antes PMI	35° após PMS

2.3.2. ÁRVORE DE CAMES

A árvore de cames tem a função de comandar a abertura e fecho das válvulas, rodando a metade da velocidade da cambota. Deste modo, num ciclo de funcionamento a 4 tempos a cambota completa duas rotações, enquanto as válvulas de admissão e escape apenas são abertas uma vez.

O ângulo de separação dos lóbulos das cames corresponde ao ângulo entre o ponto máximo de elevação dos lóbulos de admissão e escape, tal como apresentado na Figura 31. Este ângulo tem um papel preponderante no tempo de cruzamento das válvulas. Deste modo, um ângulo mais pequeno resulta num maior tempo de cruzamento, enquanto um ângulo maior resulta num menor tempo de cruzamento de válvulas.

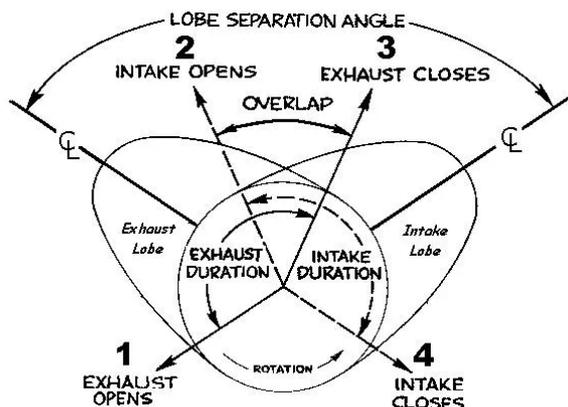


Figura 31 - Representação do ângulo de separação dos lóbulos das cames [31].

O cruzamento de válvulas ideal dependerá se o motor é naturalmente aspirado, se recorre a turbocompressor ou se utiliza compressor volumétrico. No caso de um motor que recorra a um compressor volumétrico, o ideal é haver um cruzamento de válvulas reduzido ou nulo. Caso contrário, como há uma

pressão positiva na admissão, independente do movimento do pistão, pode-se verificar a saída de gases frescos pelo escape.

No caso dos turbocompressores, como há contrapressão, utilizam-se árvores de cames cujo ângulo de separação dos lóbulos seja amplo, de modo a garantir que não há cruzamento das válvulas. Caso contrário, os gases de escape podem voltar a entrar no cilindro do motor, visto que este se encontra a uma pressão mais baixa. Atualmente, os turbocompressores são mais eficientes e já não se verifica tanto este diferencial de pressão.

Num motor naturalmente aspirado, a pressão na admissão e no escape é aproximadamente igual à pressão ambiente. Por conseguinte, há vantagem em haver cruzamento das válvulas, uma vez que a pressão negativa no interior do cilindro, resultante da saída dos gases pelo escape, contribui para uma admissão mais eficiente dos gases frescos no cilindro. Assim, o ângulo de separação dos lóbulos das cames pode ser mais reduzido.

2.3.3. SEGUIDOR

Os seguidores são responsáveis pelo acionamento das válvulas, podendo ser classificados de acordo com o seu movimento descrito, a sua forma geométrica ou a posição que ocupam relativamente ao centro de rotação da came.

No que diz respeito ao movimento descrito pelo seguidor, este pode ser oscilatório ou de translação, tal como é apresentado na Figura 32.

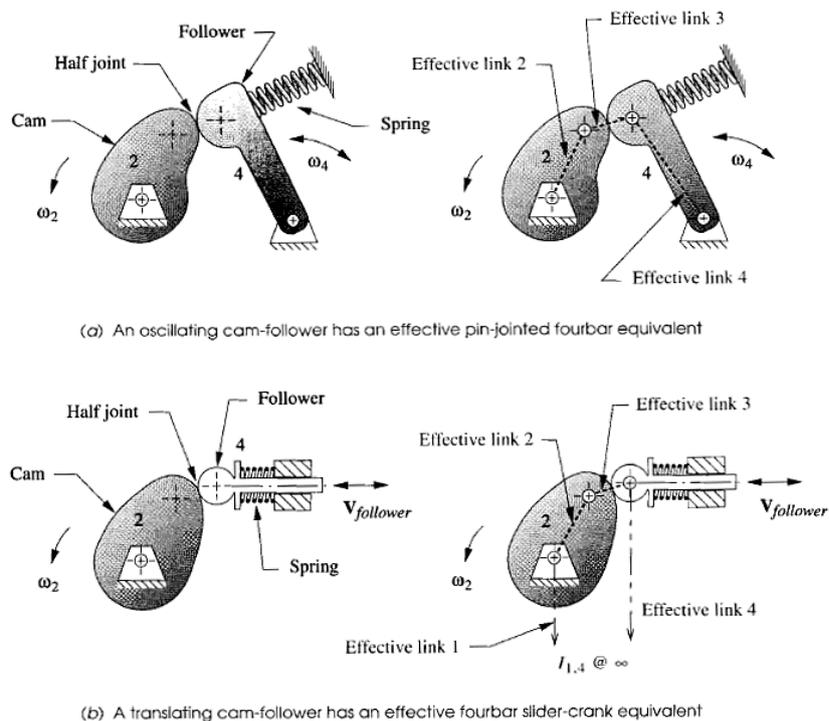


Figura 32 - Classificação do movimento do seguidor [32].

Relativamente à forma geométrica, o seguidor pode apresentar um formato de faca, prato, rolete ou face esférica [33]. Os seguidores mais comumente utilizados são os de rolete, como os utilizados no caso em estudo, já que estão sujeitos a um baixo nível de tensões de contacto, estando ligados por um balanceiro. Quando se recorre a este tipo de seguidores, o contacto entre os roletes e a superfície da came é sempre garantido, à medida que a came roda em torno do seu eixo de rotação [34]. A Figura 33 ilustra os diferentes tipos de seguidores existentes.

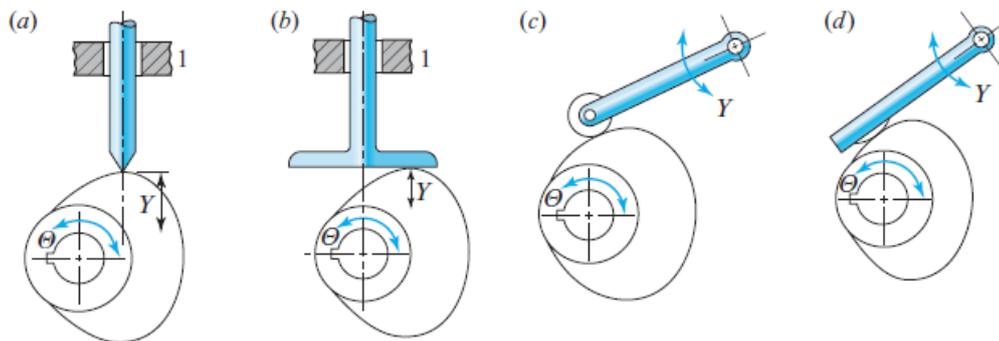


Figura 33 - Seguidor de faca (a); Seguidor de prato (b); Seguidor de rolete (c); Seguidor de face esférica (d) [33].

Quanto à sua posição relativamente ao centro de rotação da came, o seguidor pode ser alinhado ou desalinhado. Diz-se que o seguidor é alinhado, quando a linha que define a direção do seu movimento está alinhada com o eixo de rotação. Caso contrário, o seguidor define-se como desalinhado.

2.3.4. MOLAS DAS VÁLVULAS

As molas das válvulas apresentam um papel preponderante em garantir que o contacto entre o seguidor e a came é mantido durante o movimento das válvulas. Estes componentes têm de ser capazes de suportar grandes forças, pelo que a sua rigidez é uma característica fundamental. Se a sua rigidez for excessivamente elevada, verifica-se a existência de grandes pressões entre as faces da came e o seguidor, o que pode levar ao colapso da mola, provocado pelo seu desgaste. Por outro lado, se a rigidez for muito baixa, pode não haver contacto entre a came e o seguidor, pelo que a válvula não será atuada.

O tamanho das molas é um fator importante a nível do seu dimensionamento, uma vez que uma mola de maiores dimensões implica a utilização de uma válvula com uma haste maior. Deste modo, deve-se optar por molas de pequenas dimensões, pois estas apresentam um melhor comportamento dinâmico, resultante da menor massa e apresentam menor desgaste [35]. Por norma, as molas utilizadas nas válvulas são helicoidais de compressão, sendo o seu movimento axial. Este tipo de mola encontra-se apresentada na Figura 34.



Figura 34 - Molas helicoidais utilizadas em motores de combustão interna [36].

2.3.5. BALANCEIROS

Os balanceiros são fundamentais para o funcionamento dos motores de combustão interna, uma vez que são os principais responsáveis pela comunicação entre a árvore de cames e as válvulas, em motores cujo contacto destes componentes não é direto. A classificação dos balanceiros é feita de acordo com a forma como se dá o contacto. No caso dos balanceiros oscilantes com contacto por prato, apresentados na Figura 35, estes são caracterizados pela existência de uma zona plana onde se dá o contacto entre a came e o balanceiro.



Figura 35 - Balanceiros oscilantes de contacto por prato [37].

Menos utilizados nos motores de combustão interna, os balanceiros oscilantes com contacto por rolete, apresentados na Figura 36, apresentam menos força de atrito entre o balanceiro e a árvore de cames. Apesar desta clara vantagem, o elevado custo de produção implica um acréscimo significativo no preço final.



Figura 36 - Balanceiros oscilantes de contacto por rolete [38].

2.4. DESIGN DE CAMES

A geometria das cames influencia diretamente a abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, atuando no deslocamento, velocidade, aceleração e impulso do seguidor. Apesar de haver cames de variados formatos, o mais comumente utilizado é a came de disco.

No projeto de desenvolvimento de uma came com seguidor de rolete, centrado com o seu eixo de rotação, torna-se importante conhecer as características do respetivo perfil, especificadas na Figura 37. O ângulo de pressão é caracterizado pelo ângulo formado entre a direção do movimento do seguidor e a normal ao perfil primitivo, em cada ponto da came. No que diz respeito à circunferência de base, esta corresponde à menor circunferência, com centro no eixo da came, tangente ao perfil da came. A circunferência primitiva representa a circunferência com centro no eixo da came, que passa pelo ponto primitivo, enquanto a circunferência principal corresponde à menor circunferência, com centro no eixo da came, tangente à curva primitiva. No que diz respeito aos pontos traçador e primitivo, estes retratam um ponto teórico do seguidor que auxilia a definição da curva primitiva e o ponto da curva primitiva no qual se verifica o valor máximo do ângulo de pressão, respetivamente.

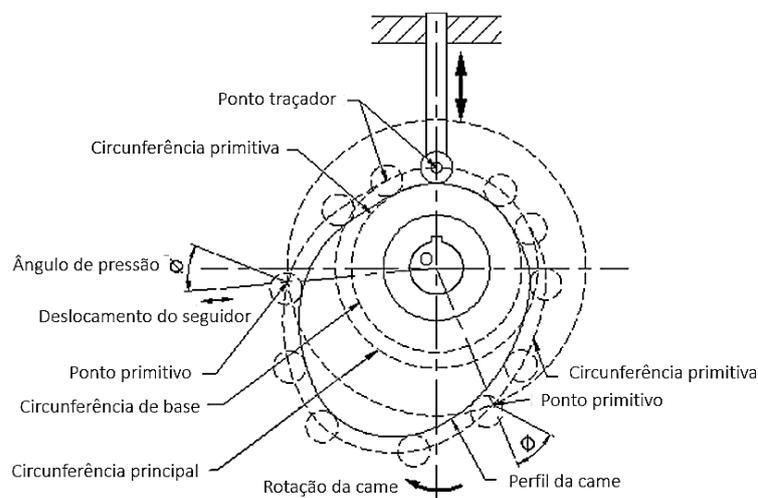


Figura 37 - Nomenclatura do perfil de uma came radial. (adaptado de [39])

A geometria da came é determinada de acordo com o movimento que se pretende impor ao seguidor. A partir do gráfico de deslocamento das válvulas, é possível caracterizar o movimento do respetivo seguidor. Para isso, no caso particular de um sistema composto por um movimento oscilatório do seguidor de rolete, é necessário conhecer-se o rácio do balanceiro. Este rácio é definido como a relação entre o comprimento do lado da válvula deste componente até ao seu centro e o comprimento do lado da came até ao centro do balanceiro, conforme apresentado na Figura 38.



Figura 38 - Rácio do balanceiro (Adapatado de [40]).

Com base no gráfico de deslocamento da válvula, é possível especificar o deslocamento do seguidor, através da seguinte expressão:

$$L_S = \frac{L_V}{R_B} \quad (22)$$

em que L_S é o deslocamento do seguidor, L_V é o deslocamento da válvula e R_B é o rácio do balanceiro.

O sistema de distribuição é caracterizado pelo movimento da válvula, que pode ser discretizado em [41]: rampa inicial; aceleração; controlo da mola; desaceleração; rampa final. Desta forma, o movimento divide-se em três zonas, sendo elas a abertura da válvula, o chamado “dwell” e o fecho da mesma. A rampa inicial representa a válvula a ser atuada pelo sistema came-seguidor e a deixar de estar em contacto com as respetivas sedes. Na zona de aceleração, o movimento da válvula é descrito por uma curva de declive crescente, sem que haja uma alteração súbita da carga transmitida, garantindo que a válvula segue o came. Quando a válvula está sob o controlo da mola, a válvula perde velocidade até esta ser igual a zero. Seguidamente, a fase de desaceleração representa a válvula a fechar até entrar novamente em contacto com as sedes, na rampa final [41].

O diagrama de deslocamentos apresenta o deslocamento do seguidor em função do ângulo de rotação da came, que é convenientemente dividido num determinado número de partes correspondentes a setores angulares de rotação, dependendo da precisão pretendida. Este gráfico é caracterizado pelos períodos de subida, retorno e estacionamento do seguidor, tal como apresentado na Figura 39. É de notar a existência de pontos de inflexão das curvas, correspondentes aos pontos primitivos do traçado da came, que coincidem com o maior ponto de inclinação da curva primitiva, resultando em pontos de ângulo de pressão máximo [42].

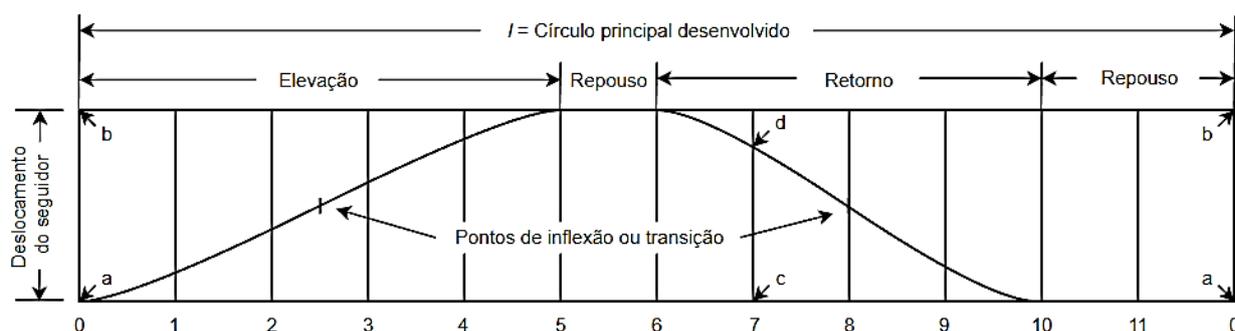


Figura 39 - Diagrama de deslocamentos. (adaptado de [42])

Para o correto desenvolvimento de um novo perfil de came, é necessário atender a alguns critérios que garantem a sustentabilidade do seu fabrico. A lei fundamental do design de cames refere que, exceto em condições em que as velocidades de funcionamento são extremamente baixas, as suas funções de velocidade (v), aceleração (a) e impulso (j) ao longo de todo o intervalo de rotação da came (360°) devem

ser finitas [32]. Tanto a função de deslocamento (s), como as restantes funções mencionadas, são fundamentais no desenho das cames, uma vez que descrevem o sistema came-seguidor. A partir da primeira, segunda e terceira derivada da função do deslocamento, podem-se determinar facilmente as funções da velocidade, aceleração e impulso, respetivamente. Assim, o conjunto destas funções forma um gráfico denominado por diagrama $s-v-a-j$, através do qual é possível averiguar se o comportamento da came obedece à lei fundamental. Na literatura são especificadas diversas curvas básicas que descrevem o movimento do seguidor, cujas principais características se encontram listadas na tabela do Anexo A. Ao longo deste capítulo serão apresentadas algumas das curvas que podem descrever o movimento do seguidor.

2.4.1. CURVA PARABÓLICA

A curva do movimento parabólico, também intitulada por curva de aceleração constante, apresenta valores de aceleração positivos e negativos. O diagrama $s-v-a-j$ correspondente a este tipo de curva pode ser determinado a partir das seguintes equações [43]:

Para $\frac{\theta}{\beta} \leq 0.5$:

$$s = 2L \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 \quad (23)$$

$$v = \frac{4L\theta}{\beta^2} \quad (24)$$

$$a = \frac{4L}{\beta^2} \quad (25)$$

$$j = 0 \quad (26)$$

Para $\frac{\theta}{\beta} > 0.5$:

$$s = L \left[1 - 2 \left(1 - \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \right] \quad (27)$$

$$v = \frac{4L}{\beta} \left(1 - \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (28)$$

$$a = -\frac{4L}{\beta^2} \quad (29)$$

$$j = 0 \quad (30)$$

onde L é a elevação máxima do seguidor [mm], θ é o ângulo de rotação da came [°] e β é o ângulo da came no qual se atinge a elevação máxima [°].

Neste caso, o impulso é nulo exceto quando a aceleração sofre alterações. Deste modo, apesar da aceleração ser constante, o movimento parabólico apresenta impulso infinito, no princípio do movimento,

no final do movimento e no ponto de inflexão, conforme apresentado na Figura 40. Por conseguinte, esta curva não obedece à lei fundamental anteriormente enunciada, pelo que se esperam problemas de funcionamento [42] [43].

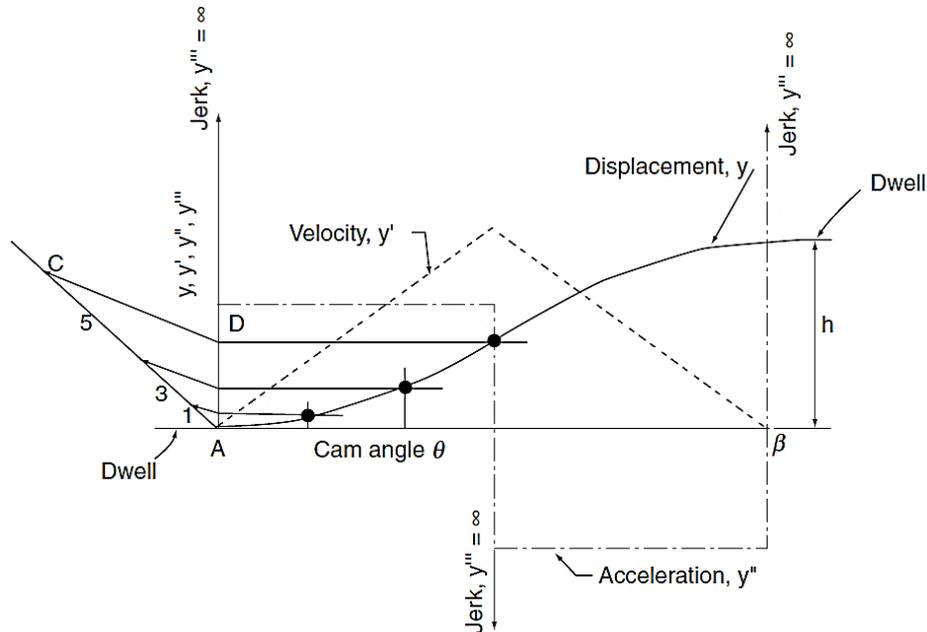


Figura 40 - Diagrama s-v-a-j do movimento parabólico [43].

2.4.2. CURVA HARMÓNICA SIMPLES

Uma das curvas mais conhecidas na literatura é a curva do movimento harmónico simples. Para traçar o diagrama de deslocamento desta curva, recorrem-se às seguintes equações [43]:

$$s = \frac{L}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (31)$$

$$v = \frac{\pi L}{\beta} \sin \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (32)$$

$$a = \frac{\pi^2 L}{\beta^2} \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (33)$$

$$j = -\frac{\pi^3 L}{\beta^3} \sin \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (34)$$

Tal como se pode verificar na Figura 41, este movimento é caracterizado pela existência de impulso infinito no início e no final do movimento. Desta forma, as suas aplicações são limitadas, tal como no movimento parabólico.

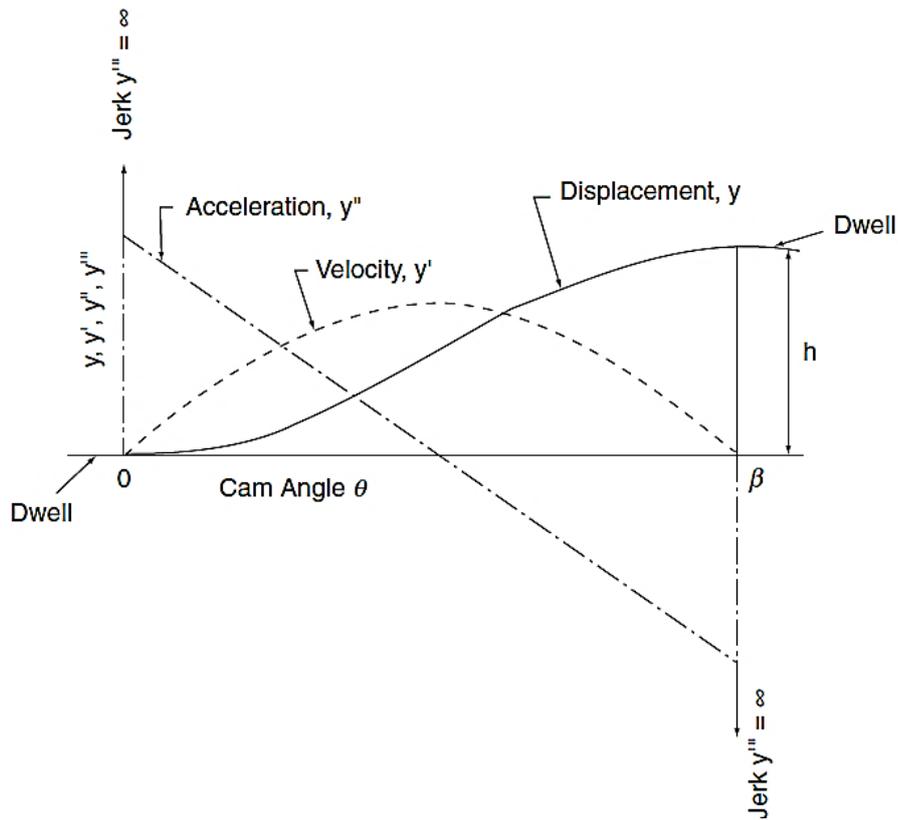


Figura 41 - Diagrama s-v-a-j do movimento harmônico simples [43].

2.4.3. CURVA CICLOIDAL

O diagrama do movimento cicloidal não apresenta descontinuidades na sua curva de aceleração, pelo que é muitas vezes utilizado em aplicações de elevadas velocidades de rotação. As equações utilizadas para descrever este movimento são as seguintes [43]:

$$s = L \left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \right] \quad (35)$$

$$v = \frac{h}{\beta} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \right] \quad (36)$$

$$a = \frac{2L\pi}{\beta^2} \sin \left(\frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \quad (37)$$

$$j = -\frac{4L\pi^2}{\beta^3} \frac{L}{2} \cos \left(\frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \quad (38)$$

A Figura 42 descreve o deslocamento, velocidade e aceleração do movimento cicloidal, de acordo com as equações apresentadas.

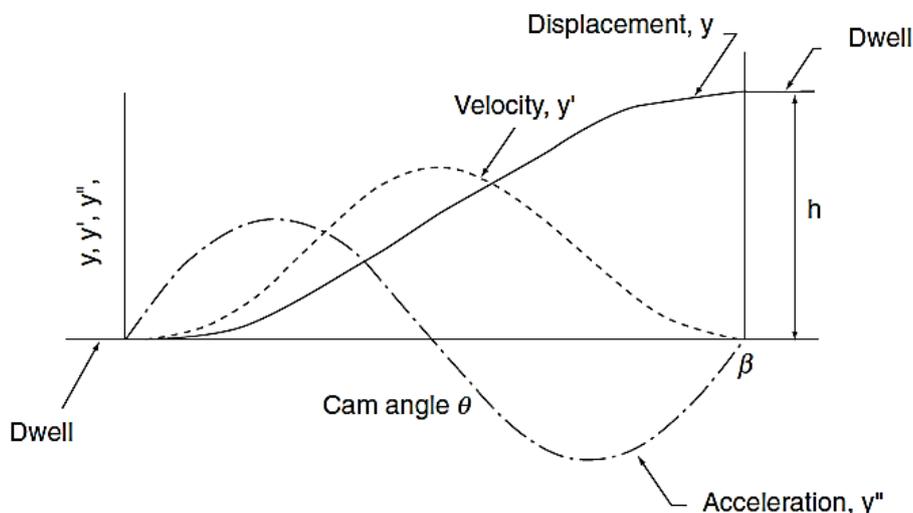


Figura 42 - Diagrama s-v-a-j do movimento cicloidal [43].

2.4.4. CURVA POLINOMIAL

Tendo em conta todos os inconvenientes das curvas básicas referidas, torna-se necessário recorrer a curvas polinomiais. Estas curvas são bastante versáteis, permitindo uma boa aproximação a qualquer movimento. A equação geral das curvas polinomiais pode ser dada por:

$$s = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 + C_4\theta^4 + C_5\theta^5 + \dots + C_n\theta^n \quad (39)$$

em que s é o deslocamento do seguidor, θ é o ângulo de rotação da came e $C_{1,2,\dots,n}$ são coeficientes constantes, desconhecidos, que dependem dos requisitos definidos para cada came. O grau da função polinomial depende do número de condições de fronteira estipulado no início do processo de desenvolvimento da came e pode ser calculado através de:

$$n = CF - 1 \quad (40)$$

onde CF são as condições de fronteira definidos pelo designer, de maneira a obter as curvas pretendidas.

Assim, o primeiro passo para a determinação de qualquer curva polinomial é definir as condições de fronteira. Como exemplo, será apresentada uma função polinomial 3-4-5-6, usando as condições de fronteira especificadas na Tabela 4 [44].

Tabela 4 - Condições de fronteira para uma função polinomial 3-4-5-6.

Posição de θ	Condições de Fronteira		
$\theta = 0$	$s = 0$	$v = 0$	$a = 0$
$\theta = \beta/2$	$s = L$		
$\theta = \beta$	$s = 0$	$v = 0$	$a = 0$

Posto isto, pode-se verificar que, neste caso exemplificativo, há 7 condições de fronteira, pelo que a equação polinomial tem 6 graus e é dada por:

$$s = C_0 + C_1 \frac{\theta}{\beta} + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 \quad (41)$$

Por conseguinte, é possível obter as equações correspondentes à velocidade, aceleração e impulso do seguidor, através da primeira, segunda e terceira derivadas:

$$v = \frac{1}{\beta} \left[C_1 + 2C_2 \frac{\theta}{\beta} + 3C_3 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 4C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 5C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 6C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 \right] \quad (42)$$

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[2C_2 + 6C_3 \frac{\theta}{\beta} + 12C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 20C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 30C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 \right] \quad (43)$$

$$j = \frac{1}{\beta^3} \left[6C_3 + 24C_4 \frac{\theta}{\beta} + 60C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 120C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 \right] \quad (44)$$

Como o impulso não está incluído nas condições de fronteira, não será necessário para a determinação dos coeficientes constantes. De seguida, é necessário substituir nas equações 37, 38 e 39 as condições de fronteira inicialmente estipuladas. Começando com a primeira condição ($\theta = 0$), em que o deslocamento é nulo, obtém-se que:

$$0 = C_0 + C_1 \frac{0}{\beta} + C_2 \left(\frac{0}{\beta}\right)^2 + C_3 \left(\frac{0}{\beta}\right)^3 + C_4 \left(\frac{0}{\beta}\right)^4 + C_5 \left(\frac{0}{\beta}\right)^5 + C_6 \left(\frac{0}{\beta}\right)^6 \Leftrightarrow \quad (45)$$

$$\Leftrightarrow C_0 = 0$$

Repetindo o processo para a velocidade o resultado é:

$$v = \frac{1}{\beta} \left[C_1 + 2C_2 \frac{0}{\beta} + 3C_3 \left(\frac{0}{\beta}\right)^2 + 4C_4 \left(\frac{0}{\beta}\right)^3 + 5C_5 \left(\frac{0}{\beta}\right)^4 + 6C_6 \left(\frac{0}{\beta}\right)^5 \right] \Leftrightarrow \quad (46)$$

$$\Leftrightarrow C_1 = 0$$

E para a aceleração:

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[2C_2 + 6C_3 \frac{0}{\beta} + 12C_4 \left(\frac{0}{\beta}\right)^2 + 20C_5 \left(\frac{0}{\beta}\right)^3 + 30C_6 \left(\frac{0}{\beta}\right)^4 \right] \Leftrightarrow \quad (47)$$

$$\Leftrightarrow C_2 = 0$$

A partir destes cálculos, já se conhecem três dos coeficientes que se pretendem determinar. Desta forma, repetindo o procedimento anterior para a condição $\theta = \beta/2$, tem-se que:

$$L = C_3 \left(\frac{1}{2}\right)^3 + C_4 \left(\frac{1}{2}\right)^4 + C_5 \left(\frac{1}{2}\right)^5 + C_6 \left(\frac{1}{2}\right)^6 \Leftrightarrow \quad (48)$$

$$\Leftrightarrow L = C_3 \frac{1}{8} + C_4 \frac{1}{16} + C_5 \frac{1}{32} + C_6 \frac{1}{64}$$

Por fim, realizando os cálculos para $\theta = \beta$, obtêm-se ainda que:

$$C_3 + C_4 + C_5 + C_6 = 0 \quad (49)$$

$$\frac{1}{\beta} (3C_3 + 4C_4 + 5C_5 + 6C_6) = 0 \quad (50)$$

$$\frac{1}{\beta^2} (6C_3 + 12C_4 + 20C_5 + 30C_6) = 0 \quad (51)$$

Assim, após obter as quatro equações que permitem determinar os restantes coeficientes, estas podem ser resolvidas num sistema, analiticamente ou recorrendo a ajuda computacional.

$$\begin{cases} L = C_3 \frac{1}{8} + C_4 \frac{1}{16} + C_5 \frac{1}{32} + C_6 \frac{1}{64} \\ C_3 + C_4 + C_5 + C_6 = 0 \\ \frac{1}{\beta} (3C_3 + 4C_4 + 5C_5 + 6C_6) = 0 \\ \frac{1}{\beta^2} (6C_3 + 12C_4 + 20C_5 + 30C_6) = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} C_3 = 64L \\ C_4 = -192L \\ C_5 = 192L \\ C_6 = -64L \end{cases}$$

Conhecendo todos os coeficientes, as funções polinomiais 3-4-5-6 podem ser obtidas através da substituição destas constantes nas equações 37, 38, 39 e 40, respetivamente:

$$s = L \left[64 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 192 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 192 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 64 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 \right] \quad (52)$$

$$v = \frac{L}{\beta} \left[192 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 - 768 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 960 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 - 384 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 \right] \quad (53)$$

$$a = \frac{L}{\beta^2} \left[384 \frac{\theta}{\beta} - 2304 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 3840 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 1920 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 \right] \quad (54)$$

$$j = \frac{L}{\beta^3} \left[384 - 4608 \frac{\theta}{\beta} + 11520 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 - 7680 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 \right] \quad (55)$$

O diagrama resultante, considerando $\beta = 360^\circ$, $\theta \in [0^\circ; 360^\circ]$ e $L = 3 \text{ mm}$, encontra-se representado na Figura 43.

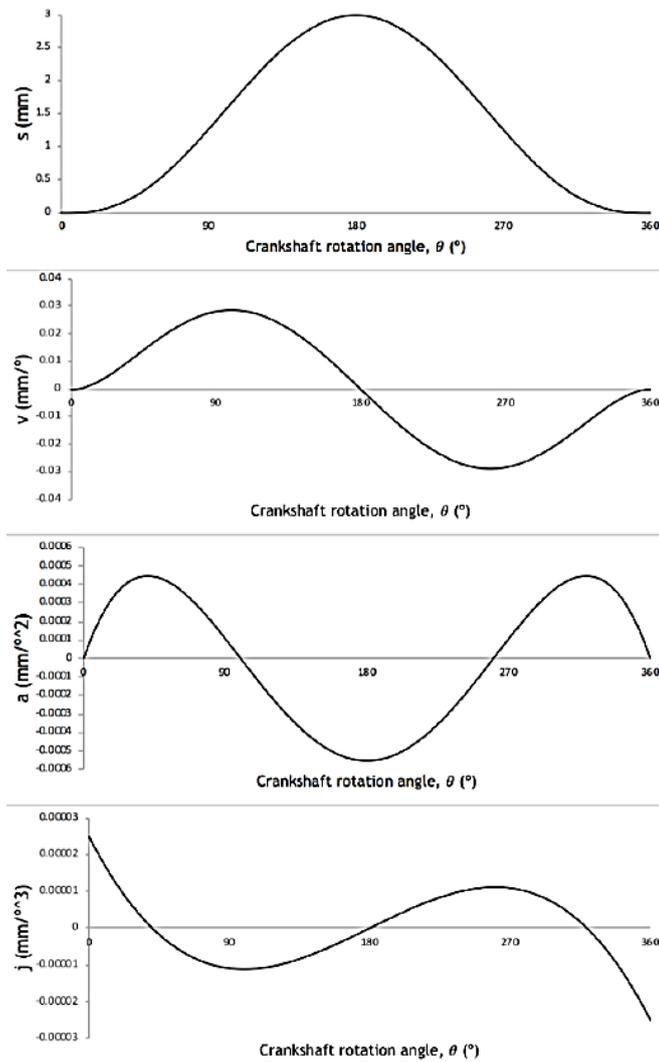


Figura 43 - Diagramas representativos de uma curva polinomial 3-4-5-6 exemplificativa [44].

Pode-se verificar que não há descontinuidades em nenhuma das funções apresentadas, sendo que a função relativa ao impulso é sempre finita, cumprindo a lei fundamental do design de cames.

3. ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR

Para o incremento do desempenho do motor ser possível, é necessário conhecer bem as características do motor de série original. Deste modo, neste capítulo serão apresentadas as especificações do motor BMW M73 original, as alterações que se propõe fazer para atingir a potência desejada e as medições realizadas no decorrer do trabalho.

3.1. MOTOR BMW M73 ORIGINAL

Tal como mencionado anteriormente, para este projeto foi utilizado o motor M73 da BMW, apresentado na Figura 44. Este motor veio substituir o M70 e foi produzido entre 1993 e 2002, tendo sido utilizado no BMW Série 7, BMW Série 8 e no Rolls-Royce Silver Seraph [45]. Apesar de, na altura em que este motor foi produzido, já se utilizarem quatro válvulas por cilindro, este manteve-se com apenas duas, uma de admissão e outra de escape.



Figura 44 - Motor original M73 da BMW.

Para o desenvolvimento do projeto, é necessário conhecer as especificações do motor em estudo. Assim, este motor é caracterizado pelos seus doze cilindros dispostos em “V”, a 60°, apresentando dois coletores de admissão. Algumas destas especificações estão presentes na ficha técnica do motor e incluem a sua potência, binário e diversas características, expostas na Tabela 5.

Tabela 5 – Especificações do motor M73, da BMW.

Motor BMW V12 M73	
Tipo de motor	12 cilindros dispostos em “V”, 4 Tempos, Otto, Taxa de compressão de 10:1
Capacidade	5379 cm ³ , Diâmetro e curso do cilindro: 85x79 mm
Potência e Binário	322 cv às 5000 rpm e 489 N.m às 3900 rpm
Máxima velocidade	6000 rpm
Válvula de admissão	1 válvula por cilindro, tempo de abertura de 240°, máxima elevação de 10.3 mm, diâmetro de admissão de 37.1 mm
Válvula de escape	1 válvula por cilindro, tempo de abertura de 240°, máxima elevação de 10.3 mm, diâmetro de escape de 31.4 mm
Biela	Distância centro a centro: 135 mm
Ignição	Ordem de disparo: <u>1</u> -7-5-11-3-9-6-12-2-8-4-10

Algumas das características do motor, fundamentais para o seu estudo, não são referidas pela BMW. Por conseguinte, tiveram de se realizar diversas medições para obter esses dados, que serão apresentadas no Capítulo 3.3.

3.2. ALTERAÇÕES PROPOSTAS

Para aumentar a potência do motor, diversas alterações têm de ser implementadas, nomeadamente o aumento significativo do caudal de ar e o aumento da sua rotação. No que diz respeito à velocidade de rotação para a qual se obtém a potência máxima, esta verifica-se, inicialmente, às 5000 rpm e será aumentada para cerca de 8500 rpm.

Desta forma, para que a potência atinja o valor pretendido, é necessário implementar um compressor volumétrico, que será o grande responsável pelo incremento de potência do motor. Para tal, é necessário realizar diversos cálculos para garantir que a seleção deste componente é adequada às condições de utilização.

Além disso, a alteração das válvulas do motor é fundamental para a sua otimização. Deste modo, foram fabricadas novas válvulas com diâmetros maiores do que as originais e com um curso maior. Na Figura 45, apresenta-se a válvula de escape fabricada na Rectificadora de Guimarães, com o intuito de ser implementada no motor otimizado. De notar que o aumento do curso das válvulas permite uma maior entrada e saída da mistura ar-combustível, o que potencia o desempenho do motor. Tendo em conta que o motor trabalhará a velocidades de rotação muito superiores às do motor original, é necessário utilizar novas molas, mais resistentes, capazes de aguentar a carga imposta.



Figura 45 - Válvula de escape fabricada na Rectificadora de Guimarães para implementação no motor otimizado.

Propõe-se também a implementação de uma nova árvore de cames, que será produzida na empresa, capaz de ser implementada no motor otimizado com compressor volumétrico e de suportar as velocidades de rotação impostas. Para tal, é necessário compreender como trabalhará o sistema de distribuição do motor otimizado. No caso do motor M73 original, o sistema de distribuição é hidráulico. Apesar do motor otimizado utilizar o mesmo sistema, não será utilizado óleo. Além disso, a cambota foi inicialmente aligeirada e equilibrada, usaram-se também bielas forjadas em H e as condutas foram alargadas.

Com a utilização de um compressor volumétrico, torna-se necessária a implementação de um intercooler ar-água, cujo dimensionamento depende da sua aplicação. Este componente é fundamental para garantir a redução da temperatura dos gases à entrada do motor e, por conseguinte, prevenir o “knock”. O “knock” caracteriza-se pelas elevadas velocidades de propagação de chama e pela elevada pressão, que fazem aumentar a temperatura da mistura, sendo que a temperatura excessiva pode danificar os materiais do motor. Como a implementação de um compressor volumétrico resulta num aumento da temperatura dos gases, é necessário garantir que esta é reduzida antes de entrar no motor. Apesar dos intercoolers ar-água apresentarem um sistema mais complexo do que os intercoolers ar-ar, estes não necessitam de um volume tão grande de ar, visto que o volume desde o local do acelerador, até à entrada nas válvulas, é muito mais pequeno. Consequentemente, não é necessário tanto tempo para o intercooler ser enchido. Além disso, como a água tem uma maior capacidade de dissipação de calor, são mais eficientes e apresentam menores dimensões. No caso dos intercoolers ar-ar, estes estão muito dependentes da temperatura do ambiente, pelo que a sua eficiência pode ser comprometida em ambientes mais quentes. Assim, optou-se por utilizar um intercooler ar-água e determinou-se tanto a temperatura de entrada do ar no motor otimizado nas condições de potência máxima, como a área de permutador necessária para dissipar essa carga térmica.

Estes cálculos facilitam a escolha do permutador a instalar, de modo a garantir que a mistura ar-combustível entra no motor à temperatura necessária.

Uma outra alteração consiste na utilização de um sistema de lubrificação a cárter seco, que é habitualmente utilizado em motores de competição, uma vez que a bomba de óleo pode trabalhar quando o veículo está sujeito a grandes acelerações laterais. Além disso, este sistema não utiliza muito óleo, pelo que a cambota está a operar essencialmente com ar.

Com a implementação destas alterações, pretende-se que o motor trabalhado seja capaz de atingir cerca de 1000 cv. Através da simulação do motor modificado, é possível prever se o objetivo poderá ser alcançado e, caso contrário, compreender que alterações nos parâmetros poderão ser essenciais para o efeito.

3.3. MEDIÇÕES REALIZADAS

Para determinar o desempenho de um motor com auxílio a softwares de simulação, é necessário conhecer detalhadamente as propriedades desse mesmo motor. Para isso, foram realizadas diversas medições.

As primeiras medições a serem realizadas no motor original permitiram obter o diâmetro da conduta que está em contacto com a válvula. Deste modo, para a admissão, verificou-se que este diâmetro toma o valor de 37.1 mm, enquanto no escape é igual a 30.4 mm. No que diz respeito ao motor otimizado, os diâmetros das condutas de admissão e escape que estão em contacto com as válvulas são, respetivamente, 38.29 e 31.4 mm.

Posteriormente, realizaram-se medições no motor contando com o apoio da máquina CNC Rottler F69ATC, apresentada na Figura 46. Esta máquina é responsável por modelar o motor através de sensores, enviando a informação para o seu software. Posteriormente, o utilizador pode definir as alterações que pretende realizar e a máquina procede à sua retificação, tal como demonstrado na Figura 47.



Figura 46 - Máquina CNC, Rottler F69ATC, utilizada para a medição das condutas.



Figura 47 - Funcionamento da máquina CNC, Rottler F69ATC, num outro motor.

Deste modo, recorreu-se a esta máquina CNC para se obterem os dados necessários para a simulação do motor original. No que concerne o diâmetro à entrada do coletor de admissão, verificou-se que este assume um valor de 39.7 mm. Por outro lado, a tubagem do sistema de escape é retangular, pelo que, para se introduzirem os dados no programa, foi necessário recorrer à seguinte fórmula do diâmetro equivalente:

$$D_h = \frac{2 \cdot h \cdot b}{h + b} \quad (56)$$

onde h é a altura e b a largura do tubo.

Assim, considerando uma altura de 29.7 mm e uma largura de 36.7 mm, obtém-se que o diâmetro equivalente final da tubagem de escape é igual a 32.83 mm.

Recorrendo ao mesmo procedimento, foi possível obter os dados referentes ao motor otimizado, após as alterações nas condutas. Assim, verificou-se que o diâmetro à entrada do coletor de admissão é igual a 41.5 mm. Além disso, averiguou-se também que as condutas de escape, depois de trabalhadas, apresentam um diâmetro hidráulico igual a 34.73 mm.

De seguida, foi necessário realizar algumas medições referentes aos parâmetros relacionados com o caudal de ar que entra na câmara de combustão do motor. Estes dados são muito importantes, uma vez que a potência dos motores de combustão interna depende, em grande parte, da quantidade de ar e combustível que entra e sai do motor. Deste modo, atendendo a que se pretende simular o motor original e o modificado, é conveniente determinar o fluxo de ar. Para o efeito, utilizou-se um fluxómetro que mede, principalmente, o volume de ar que entra na admissão e o volume que sai pelo escape [5]. Os parâmetros são medidos através da perda de carga do dispositivo, calculando, assim, o caudal volúmico de ar. Inicialmente, o ar é admitido numa placa de teste que controla o caudal que passa para uma bomba. De seguida, esta bomba insere o ar numa placa de medição, onde, através da passagem por um orifício de medição, se mede o volume de ar por unidade de tempo. [5]

O funcionamento do fluxómetro consiste na sucção do ar ou no seu sopro através das condutas de admissão e escape, sendo que os valores são automaticamente guardados pelo software de aquisição de dados. Para isso, a culassa é colocada numa plataforma que contém um cilindro de diâmetro igual ao do bloco do motor em estudo. O fluxómetro utilizado para a realização dos testes foi o que se encontra apresentado na Figura 48, da marca SAENZ, modelo J-600. Este dispositivo tem a capacidade de produzir 600 cfm (*cubic feet per minute*) a 28 polegadas de água, o que equivale aproximadamente a 7000 Pa.



Figura 48 - Culassa montada no fluxómetro utilizado nas medições.

Para se procederem às medições utilizando este dispositivo, começa-se por montar a válvula, utilizando molas que possibilitassem a abertura através de um atuador linear, com um motor de passo controlado por um micrómetro digital. De seguida, coloca-se no dispositivo um cilindro cujo diâmetro seja análogo ao dos cilindros do motor, de modo a obter uma geometria próxima da real e garantir, assim, a fidelidade das medições. Após a fixação da culassa, deve-se montar o atuador e verificar que este se encontra o mais alinhado possível com a guia da válvula, com o intuito de garantir que a sua abertura corresponde ao valor indicado pelo micrómetro digital. Posto isto, realizaram-se, inicialmente, as medições do motor otimizado a uma temperatura ambiente de 24°C e a uma pressão ambiente de 1.013 bar, tendo-se obtido os resultados indicados na Tabela 6.

Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de *drift*

Tabela 6 - Valores do motor modificado, obtidos através das medições no fluxómetro.

Curso da válvula [mm]	Admissão		Escape	
	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]
0	0	0	0	0
1	14.40	6.800	25.50	12.03
2	46.20	21.80	51.10	24.12
3	69.70	32.89	70.20	33.13
4	86.90	41.01	81.60	38.51
5	105.4	49.74	92.40	43.61
6	123.6	58.33	102.6	48.42
7	138.9	65.55	111.3	52.53
8	153.8	72.59	119.5	56.40
9	166.8	78.72	123.8	58.43
10	177.5	83.77	127.0	59.94
11	186.0	87.78	128.5	60.65
12	190.8	90.05	129.9	61.31

Não tendo sido possível realizar as respetivas medições no motor original, e considerando que se alargaram as condutas menos de 1.5 mm, optou-se por arbitrar que, no motor otimizado, há um ganho de 10% do caudal de ar, comparativamente ao motor original. Considerou-se esse incremento de caudal, uma vez que é o valor típico observado noutros motores, previamente alterados na Rectificadora de Guimarães. Assim, para a simulação do motor original, os valores utilizados foram os apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Valores do motor original, obtidos através das medições no fluxómetro.

Curso da válvula [mm]	Admissão		Escape	
	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]
0	0	0	0	0
1	13.09	6.178	23.18	10.94
2	42.00	19.82	46.45	21.92
3	63.36	29.90	63.82	30.12
4	79.00	37.28	74.18	35.01
5	95.82	45.22	84.00	39.64
6	112.4	53.05	93.27	44.02
7	126.3	59.61	101.2	47.76
8	139.8	65.98	108.6	51.25
9	151.6	71.55	112.6	53.14
10	161.4	76.17	115.5	54.51
11	169.1	79.81	116.8	55.12
12	173.5	81.88	118.1	55.74

Com base nos dados apresentados, elaboraram-se dois gráficos que descrevem a evolução da passagem do caudal de ar nas condutas de admissão e escape. Deste modo, a Figura 49 e a Figura 50 apresentam, respetivamente, o caudal de ar que passa na admissão e no escape, medido em litros por segundo, em função do curso da válvula.

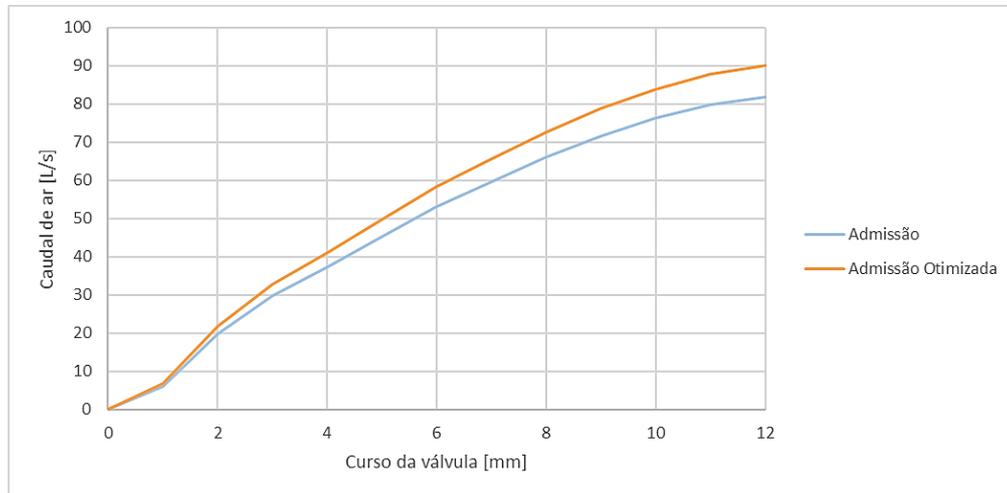


Figura 49 - Evolução da passagem do caudal de ar nas condutas de admissão do motor original e do motor otimizado.

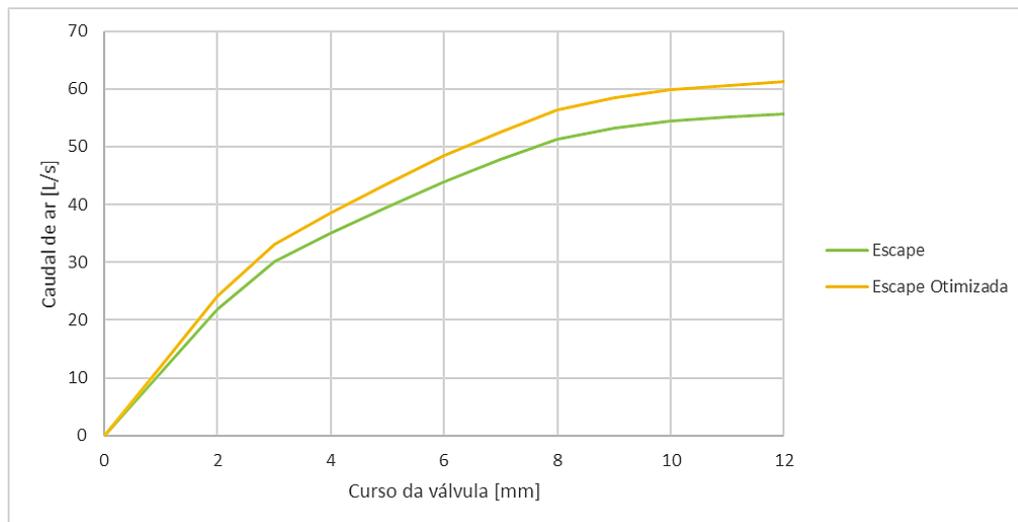


Figura 50 - Evolução da passagem do caudal de ar nas condutas de escape do motor original e do motor otimizado.

4. SOFTWARE DE SIMULAÇÃO AVL BOOST

O software utilizado para simular o motor M73 da BMW naturalmente aspirado e, posteriormente, simular esse mesmo motor com as alterações propostas, incluindo o compressor volumétrico, foi o AVL Boost. Este possibilita um estudo intensivo do desempenho de qualquer motor, desde que se introduzam as variáveis necessárias.

A AVL disponibiliza diversos subprodutos, nomeadamente o AVL Boost, AVL Cruise, AVL Fire, entre outros. No que concerne o AVL Boost, este permite calcular com precisão o desempenho do motor, as emissões de gases de escape e a acústica nas condutas. Este programa pode ser implementado no estudo de motores a dois ou quatro tempos, que utilizem combustíveis convencionais ou alternativos, em regime estacionário ou transiente.

Tal como anteriormente mencionado, neste projeto foram realizados dois estudos distintos. Com o intuito de se garantirem resultados plausíveis que coincidam com o ambiente real, obtiveram-se inicialmente os resultados de desempenho esperados para o motor original, tendo em conta as suas especificações. De seguida, estudaram-se as alterações passíveis de ser implementadas para a otimização do motor, nomeadamente a instalação de um compressor volumétrico que promove um incremento bastante significativo da sua performance. Deste modo, o AVL Boost é uma ferramenta importante neste estudo, uma vez que prevê a alteração do desempenho do motor, aquando da modificação de certas características.

4.1. MODO DE FUNCIONAMENTO

Para iniciar a elaboração do modelo do motor, deve-se selecionar uma das seguintes opções, dependendo do objetivo da simulação:

- Simulação do ciclo: são feitos cálculos relativos à combustão e à troca de gás;
- Análise pós-tratamento: simulação de processos químicos e físicos para dispositivos de pós-tratamento;
- Acústica linear: prevê o desempenho acústico dos componentes;

Posteriormente, o modelo de simulação pode ser construído começando pela seleção de todos os elementos relevantes disponibilizados pelo programa e por ligá-los entre si através de tubos. De seguida, deve-se introduzir a informação de cada elemento e definir corretamente as condições de fronteira do nosso sistema, nomeadamente a temperatura e pressão ambiente. Os principais elementos incluem o motor, cilindro, pontos de medição, que fornecem dados relativos ao fluxo de gás, condições, limites do sistema,

injetor, plenum, filtro de ar, compressor, entre outros. Além disso, é possível adicionar elementos externos que fazem a ligação com os restantes subprodutos do software. Por último, após correr a simulação, os resultados podem ser apresentados sob a forma dos seguintes tipos de relatório [46]:

- “*Summary*”: apresenta um resumo da análise de dados globais do desempenho do motor;
- “*Transients*”: apresenta a análise dos resultados dos cálculos globais ao longo dos ciclos calculados;
- “*Traces*”: os resultados são apresentados em função do ângulo da cambota;
- “*Acoustic*”: análise do ruído;
- “*Case series*”: análise dos resultados de um cálculo de séries de caso;
- “*Animation*”: análise animada dos resultados;
- “*Messages*”: análise das mensagens do programa de cálculo;

A simulação apenas pode correr após a introdução de parâmetros básicos que permitam prever o desempenho do motor.

4.2. CRIAÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

O primeiro passo para a criação de um modelo é especificar os dados gerais da simulação, antes de definir quaisquer dados referentes aos elementos. Assim, na barra de ferramentas do software encontra-se uma parcela denominada por “*Simulation*”, na qual é possível estabelecer os dados dos diversos campos do “*Control*”.

Deste modo, selecionando a opção “*Cycle Simulation*”, definem-se o número de ciclos que se pretendem simular e a dimensão de cada célula. O número de ciclos estipulado deve ser suficientemente grande para os resultados convergirem, mas não em excesso, uma vez que o aumento do número de ciclos resulta numa simulação mais morosa. No que concerne a dimensão de cada célula, este parâmetro foi arbitrado tendo em conta os exemplos de modelos fornecidos pelo software. Esta propriedade representa o tamanho das células utilizadas na discretização dos tubos do modelo. Na Figura 51 encontra-se a janela exibida pelo AVL Boost, referente ao controlo dos ciclos de simulação, onde se definem os parâmetros mencionados.

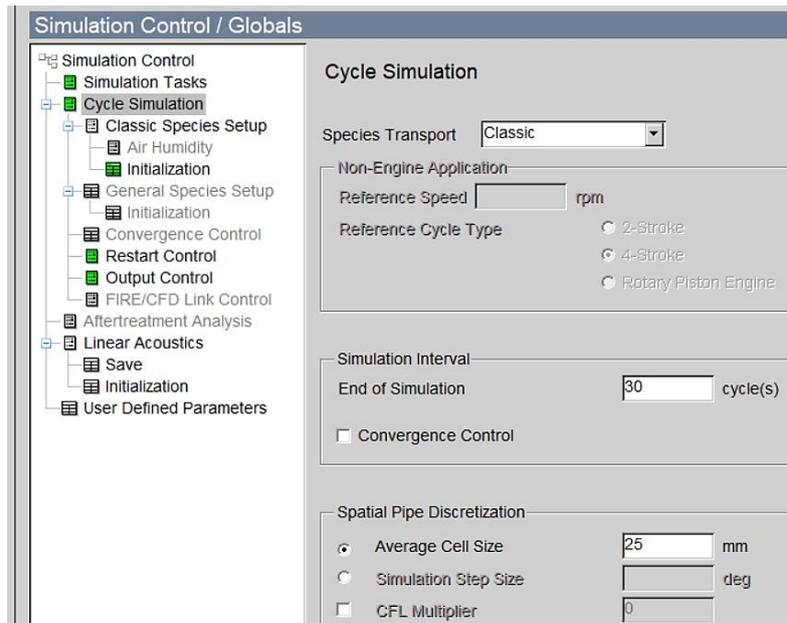


Figura 51 - Janela do software AVL Boost, referente aos ciclos de simulação.

De seguida, na janela “*Classic Species Setup*”, é possível especificar as propriedades do combustível que se pretende utilizar na simulação do motor, nomeadamente o seu PCI, a relação ar-combustível e as condições de pressão e temperatura de referência, conforme apresentado na Figura 52.

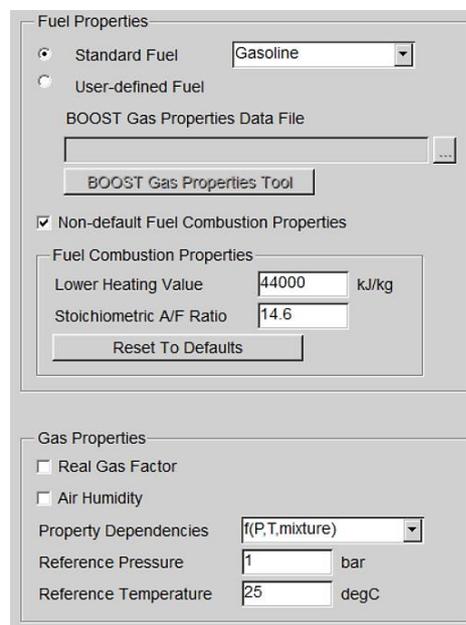


Figura 52 - Janela do software AVL Boost, referente às propriedades do combustível.

Selecionando a parcela “*Initialization*”, podem-se definir sets de simulação. Em elementos com o mesmo set, as condições são as que se especificam na tabela, nomeadamente a pressão, temperatura, vapor de combustível, produtos de combustão e relação ar-combustível, como se pode verificar na tabela da Figura 53.

	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio	
	bar	degC	[-]	[-]	[-]	
1	1	25	0	0	14.6	<input type="button" value="Add Set"/> <input type="button" value="Remove Set"/> <input type="button" value="Load"/> <input type="button" value="Store"/>
2	0.97	25	0.074	0	14.6	
3	1.2	550	0	1	14.6	
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

Figura 53 - Tabela do AVL Boost para especificação das condições de simulação.

Posteriormente, na secção “*Output Control*” define-se como o *output* será apresentado. No caso das simulações “*traces*”, onde os parâmetros são apresentados em função do ângulo da cambota, pode-se estabelecer o intervalo em que a simulação é salva, em graus. Por outro lado, nas simulações “*transients*” define-se se é pretendido visualizar os resultados gráficos em função dos ciclos de simulação ou do tempo. Além disso, estabelecem-se também as condições do ambiente de referência.

De seguida, podem-se colocar os elementos no ambiente de construção e ligá-los por intermédio de tubos. No Anexo B encontram-se alguns dos elementos disponibilizados pelo software, cujos *inputs* serão apresentados nos capítulos seguintes.

Para que seja feita uma simulação das diversas velocidades de rotação do motor, podem-se atribuir parâmetros, estabelecidos na secção “*Model*” da barra de ferramentas. Assim, o utilizador pode definir os parâmetros que quer que variem na simulação, um valor genérico e a respetiva unidade. Note-se que, posteriormente, alterar-se-ão os valores de cada propriedade de acordo com o desejado. A título de exemplo, na Figura 54 apresentam-se alguns parâmetros que se podem incluir no estudo, nomeadamente a velocidade de rotação, a temperatura e pressão na abertura da válvula de escape, entre outros.

Parameter	Type	Value	Unit
BMEP	global	11.214	bar (Pressure)
Combustion_Duration	global	40	deg (Angle)
Cylinder_Head_Temp	global	278	degC (Temperature)
Engine_Speed	global	4000	rpm (Angular Velocity)
Liner_BDC_Temp	global	137	degC (Temperature)
Liner_TDC_Temp	global	153	degC (Temperature)
Piston_Temp	global	236	degC (Temperature)
Pressure_EO	global	8.144	bar (Pressure)
Start_Combustion	global	-20	deg (Angle)
Temp_EO	global	1855	degC (Temperature)
Vibe_Shape	global	4.165	[-] (Ratio)

Figura 54 - Janela do AVL Boost onde se estabelecem os parâmetros de simulação.

Posteriormente, abrindo o “*Case explorer*”, na mesma secção da barra de ferramentas, podem-se criar casos, que vão corresponder ao número de simulações que se pretende correr de uma só vez. No caso da simulação do motor M73 original, criaram-se seis casos, um para cada velocidade de rotação a simular. Posteriormente, no símbolo correspondente a “*Edit Parameter Group*”, acrescentam-se os parâmetros que se desejam utilizar, passando da coluna “*Unused Parameters*” para “*Used Parameters*”, conforme apresentado na Figura 55.

Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de *drift*

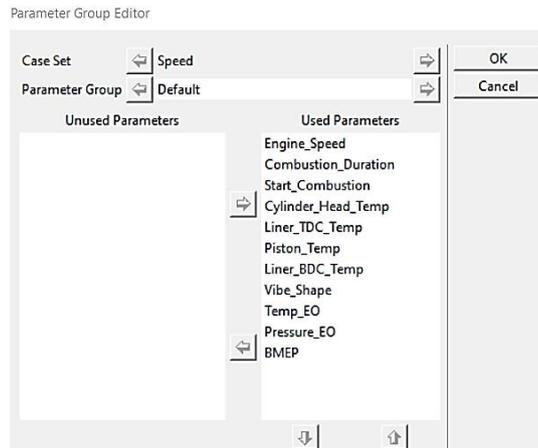


Figura 55 - Definição dos parâmetros a utilizar na simulação.

Deste modo, o “*Case explorer*” terá a configuração apresentada na Figura 56, sendo possível editar os valores pré-definidos de cada parâmetro.

Speed	Engine_Speed	Combustion_Duration	Start_Combustion	Cylinder_Head_Temp	Liner_TDC_Temp	Piston_Temp	Liner_BDC_Temp	Vibe_Shape
	rpm	deg	deg	degC	degC	degC	degC	[-]
1000	1000	28	-5	210	117	117	87	4.735
2000	2000	34	-15	230	129	197	102	4.675
3000	3000	36	-20	255	141	217	117	4.444
4000	4000	40	-20	278	153	236	137	4.165
5000	5000	42	-20	286	162	248	146	3.961
6000	6000	44	-22	332	189	278	167	3.855

Figura 56 - Configuração do “*Case Explorer*”, após definição dos parâmetros.

Para, efetivamente, incluir na simulação a variação de cada parâmetro, tal como especificado, é necessário associar cada um deles ao elemento que os constitui. No caso particular da velocidade de rotação, esta pode ser atribuída no elemento correspondente ao motor, tal como apresentado na Figura 57, ao clicar no botão direito do rato, por cima da propriedade que se pretende associar. A partir da opção “*Assign existing parameter*”, seleciona-se o parâmetro definido a priori que se pretende associar, sendo neste exemplo o “*Engine_Speed*”.

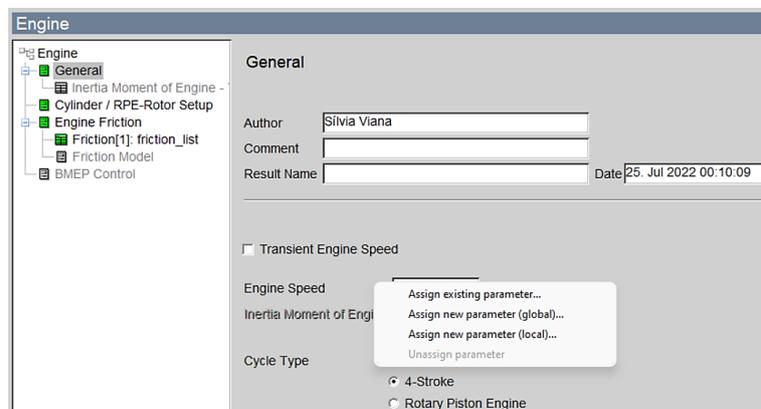


Figura 57 - Associação de um parâmetro pré-definido no elemento correspondente.

Após a associação do parâmetro no elemento correspondente, a apresentação da respectiva janela inclui a ligação ao “*Case Explorer*”, conforme apresentado na Figura 58.

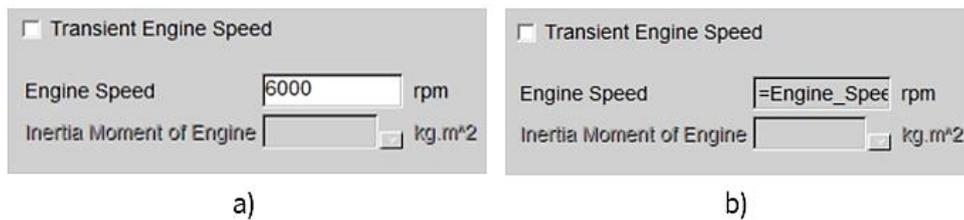


Figura 58 - a) Janela do elemento do motor antes da associação do parâmetro; b) Janela após a associação ao *Case Explorer*.

Depois de associar todos os parâmetros e preencher os elementos com as respectivas propriedades, a simulação pode finalmente ser corrida. Deste modo, selecionando o símbolo “*Run Simulation*”, escolhem-se os casos que se pretendem simular, podendo simular todos ou apenas um em específico. A Figura 59 apresenta a janela na qual se podem estabelecer os casos a serem corridos pela simulação.

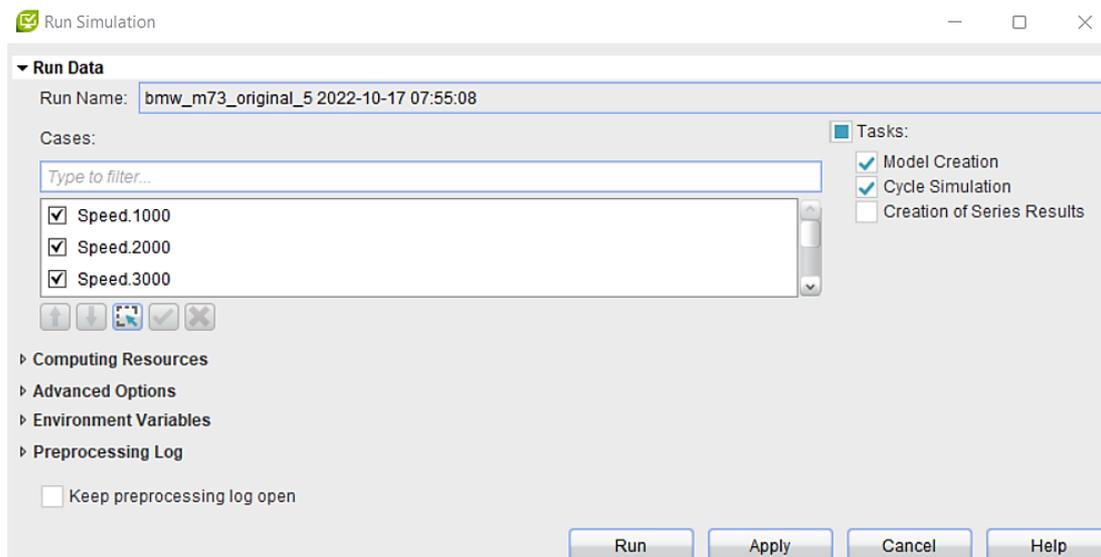


Figura 59 - Janela “*Run Simulation*”, na qual se definem os casos a serem simulados.

5. SIMULAÇÃO DO MOTOR

Para o motor BMW M73 em estudo, inicialmente, começou-se por simular o motor original, visando corroborar o seu desempenho. Posteriormente, analisou-se o desempenho do motor otimizado após as alterações realizadas. Deste modo, neste capítulo serão apresentados os modelos de simulação de cada motor, bem como os estudos realizados para chegar aos resultados obtidos.

5.1. ESTUDO DO AVANÇO DA IGNIÇÃO DO MOTOR ORIGINAL

Para se proceder ao estudo do processo de combustão, contabilizou-se apenas a fase de compressão e expansão do ciclo, uma vez que estas são as fases que compreendem este fenómeno. De modo a aplicar o modelo apresentado, é necessário ter em conta alguns dos dados inerentes ao motor, apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Especificações do motor M73 da BMW.

	Dados
Tipo de motor	Ignição por faísca a 4 tempos
Número de cilindros	12
Taxa de compressão (ϵ)	10:1
Relação Ar/Combustível (AFR)	14.6
Velocidade de rotação (N)	1000 - 6000 rpm
Temperatura inicial (T_i)	25 °C
Pressão inicial (P_i)	1 bar
Curso (C)	79 mm
Diâmetro (D)	85 mm
Comprimento da biela (L)	135 mm

Para se analisar o processo de combustão, é impreterível compreender o ciclo teórico do motor. Tendo em conta que o presente estudo tem início na fase de compressão, o pistão inicia o seu movimento em PMI (Ponto Morto Inferior). Nesta posição, o cilindro e a câmara de combustão encontram-se totalmente preenchidos com a mistura ar-combustível e com gases já queimados, em condições atmosféricas. Iniciando-se a fase de compressão, que se considera adiabática e que termina quando o pistão atinge o PMS, verifica-se gradualmente uma diminuição do volume da mistura resultando, naturalmente, no aumento da sua pressão e temperatura. Momentos antes do pistão atingir o PMS, dá-se a ignição na vela e inicia-se, por conseguinte, o processo de combustão.

De modo a determinar a quantidade de calor libertado, subsequente da combustão, é preciso calcular a quantidade de calor fornecido ao sistema, no decorrer de um ciclo. Para tal, é necessário conhecer o poder calorífico inferior do combustível (PCI), a relação ar-combustível (A/F) e a respetiva massa de cada elemento da mistura que entra no cilindro em cada rotação. Neste caso, determinou-se que a quantidade de calor fornecida ao sistema é 1754 J.

A variação do volume presente no cilindro, ao longo do movimento do pistão, é inerente ao funcionamento do motor. Assim, o volume acima do pistão pode ser calculado em função do ângulo de posição da cambota, através da expressão 16.

Posto isto, é possível determinar a variação da temperatura, para cada grau de rotação da cambota, resultante da variação de volume ao longo do ciclo. Para tal, é necessário conhecer a variação de volume e a temperatura de admissão dos gases no cilindro e, posteriormente, aplicar a seguinte equação da transformação adiabática:

$$T_i V_i^{\gamma-1} = T_f V_f^{\gamma-1} \quad (57)$$

O valor da temperatura medida em cada ângulo da cambota (T_{final}) é dado pela soma da variação de temperatura devido à variação de volume, com a variação de temperatura aquando do fornecimento de calor e com a temperatura medida no ângulo anterior da cambota. No que concerne o valor da pressão, medida em Pascal, em cada ângulo da cambota, este pode ser calculado a partir da lei dos gases ideais. Assim, considerando a temperatura num determinado grau (T_{final}), a pressão nesse mesmo grau, é dada por [47]:

$$P = \frac{m_{ar} \cdot R_{ar} \cdot T_{final}}{M_{ar} \cdot V \cdot 10^{-6}} \quad (58)$$

em que R_{ar} representa a constante dos gases ideais, M_{ar} a massa molar do ar, medida em g/mol, e V o volume acima do pistão, no grau da cambota em estudo, medido em cm^3 .

Através da pressão calculada e da variação de volume num determinado grau em estudo, o trabalho instantâneo produzido pode ser calculado pela seguinte forma:

$$W = P \cdot \Delta V \cdot 10^{-5} \quad (59)$$

Posteriormente, realizando o integral do trabalho instantâneo ($\int W$) é possível avaliar a evolução do processo de combustão e verificar de que forma o trabalho vai progredindo nas fases de compressão e expansão. Considerando apenas o valor pontual do trabalho instantâneo num certo ângulo da cambota não é possível analisar a evolução do trabalho realizado ao longo do ciclo do motor [47].

Tal como anteriormente mencionado, o avanço da ignição é medido de acordo com o grau no qual se dá a ignição, antes do PMS. Deste modo, dizer que o ângulo de ignição é, por exemplo, aos -10° é

sinónimo de se dizer que a ignição se dá 10° antes do pistão atingir o PMS, sendo que para a realização de cálculos, θ_i tomará esse valor. Para o estudo do avanço da ignição realizaram-se os cálculos anteriormente apresentados, visando compreender para que valor se consegue obter o maior proveito da combustão. Para isso, é necessário conhecer a quantidade de calor fornecida em cada grau de rotação da cambota, recorrendo à determinação da fração mássica queimada ao longo da combustão (MFB). Deste modo, aplicou-se a função de Wiebe para doze cenários hipotéticos, onde se variou somente o ângulo no qual se dá a ignição, conforme apresentado na Figura 60.

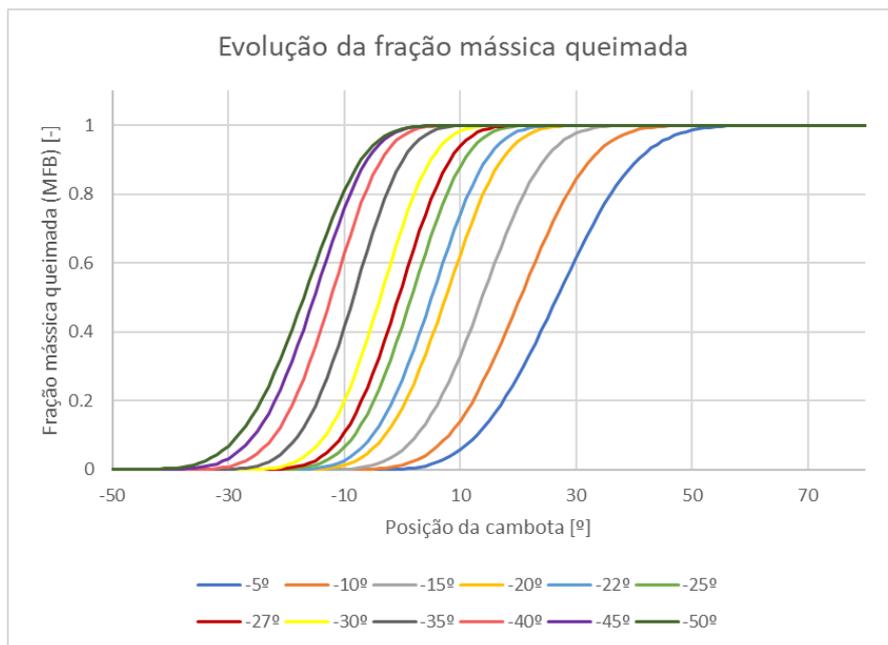


Figura 60 - Evolução da fração mássica queimada no decorrer da combustão para diferentes avanços da ignição.

No início do desenvolvimento da chama, a energia libertada na combustão é ínfima, sendo que, nos cerca de 10° de rotação da cambota posteriores, o valor da fração de massa queimada tem um aumento irrisório. Numa fase posterior da combustão, há libertação de energia química que provoca um aumento substancial desse valor, até que este seja igual a 1. O facto da fração mássica queimada atingir esse valor é indicativo de que 100% da mistura presente no cilindro se encontra queimada e, conseqüentemente, que o processo de combustão terminou. Para se analisar o calor fornecido em cada grau da cambota, é necessário determinar o incremento de MFB de um ângulo para o outro e, posteriormente, multiplicar esse valor pela quantidade de energia total disponível em cada ciclo do motor.

Tendo por base as equações apresentadas, é possível avaliar o valor máximo que o trabalho acumulado assume em cada caso em estudo. Assim, para uma velocidade de rotação de 5000 rpm, verifica-se um maior proveito da combustão quando esta apresenta um avanço de -27° , sendo que o integral do trabalho toma o valor de 10652 J, tal como se pode verificar na Figura 61.

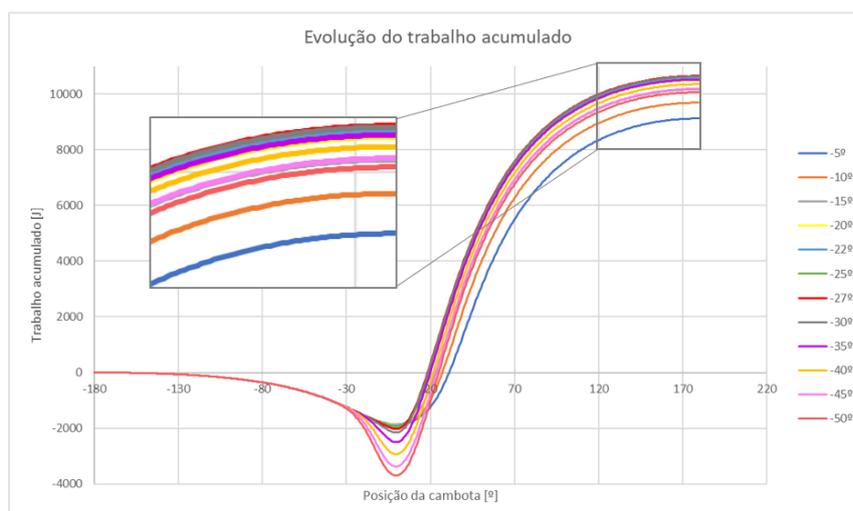


Figura 61 - Gráfico representativo do integral do trabalho, em função da posição da cambota, para cada ângulo de ignição.

No caso do motor M73 da BMW, os valores referentes ao processo de combustão não são explicitados na ficha técnica do motor, fornecida pela marca. Posto isto, para a realização da simulação, assumiu-se que os valores seriam os que trazem maior proveito da combustão, isto é, os que resultam numa potência mais elevada. Assim, o avanço de ignição utilizado inicialmente, para cada velocidade de rotação, é o que apresenta um valor maior do trabalho acumulado calculado através do processo apresentado. Na Tabela 9 encontram-se os valores implementados inicialmente na simulação do motor em estudo, em função da velocidade de rotação do motor, sendo que “EO” é indicativo das condições aquando da abertura da válvula de escape.

Tabela 9 - Valores utilizados inicialmente na simulação do motor original, com base no estudo teórico.

Velocidade de rotação [rpm]	Início da combustão [°]	Duração da combustão [°]	Fator de forma (M) [-]	Temperatura “EO” [°C]	Pressão “EO” [bar]	Pressão máxima [bar]
1000	-20	20	5.69	1808	7.90	160.8
2000	-25	29	5.03	1886	8.20	153.4
3000	-25	34	4.59	1821	7.95	143.3
4000	-27	37	4.35	1825	7.97	145.1
5000	-27	39	4.14	1828	7.98	142.0
6000	-27	42	3.97	1831	7.99	140.0

Contudo, o método utilizado para calcular o avanço da ignição não considera a existência de transferência de calor, pelo que foi feito posteriormente um estudo no software. Assim, para cada velocidade de rotação do motor, determinou-se qual seria o avanço da ignição que resultaria numa potência mais elevada, cujos resultados se encontram apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Valores efetivamente utilizados na simulação do motor original, com base nos resultados do AVL Boost.

Velocidade de rotação [rpm]	Início da combustão [°]	Duração da combustão [°]	Fator de forma (M) [-]	Temperatura "EO" [°C]	Pressão "EO" [bar]	Pressão máxima [bar]
1000	-5	28	4.74	1967	8.51	97.82
2000	-15	34	4.68	1886	8.20	111.0
3000	-20	36	4.44	1849	8.06	122.3
4000	-20	40	4.17	1861	8.10	116.5
5000	-20	42	3.96	1868	8.13	113.3
6000	-22	44	3.86	1852	8.07	120.1

5.2. MODELO DE SIMULAÇÃO DO MOTOR ORIGINAL

Para a elaboração do modelo de simulação do motor original, adicionaram-se ao ambiente de construção do programa os elementos que constituem o motor M73 da BMW, apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Elementos utilizados na modelação do motor original.

Ícone	Elemento	Designação	Número de Elementos
	Motor	"E"	1
	Cilindro	"C"	12
	Ponto de medição	"MP"	44
	Junção	"J"	5
	Tubo	"-"	48
	Condições de Fronteira	"SB"	3
	Injetor	"I"	12
	Plenum	"PL"	3
	Filtro de ar	"CL"	2

Desta forma, pretende-se elaborar um modelo de simulação que seja fiel à disposição do motor original, tendo-se optado pela configuração apresentada na Figura 62.

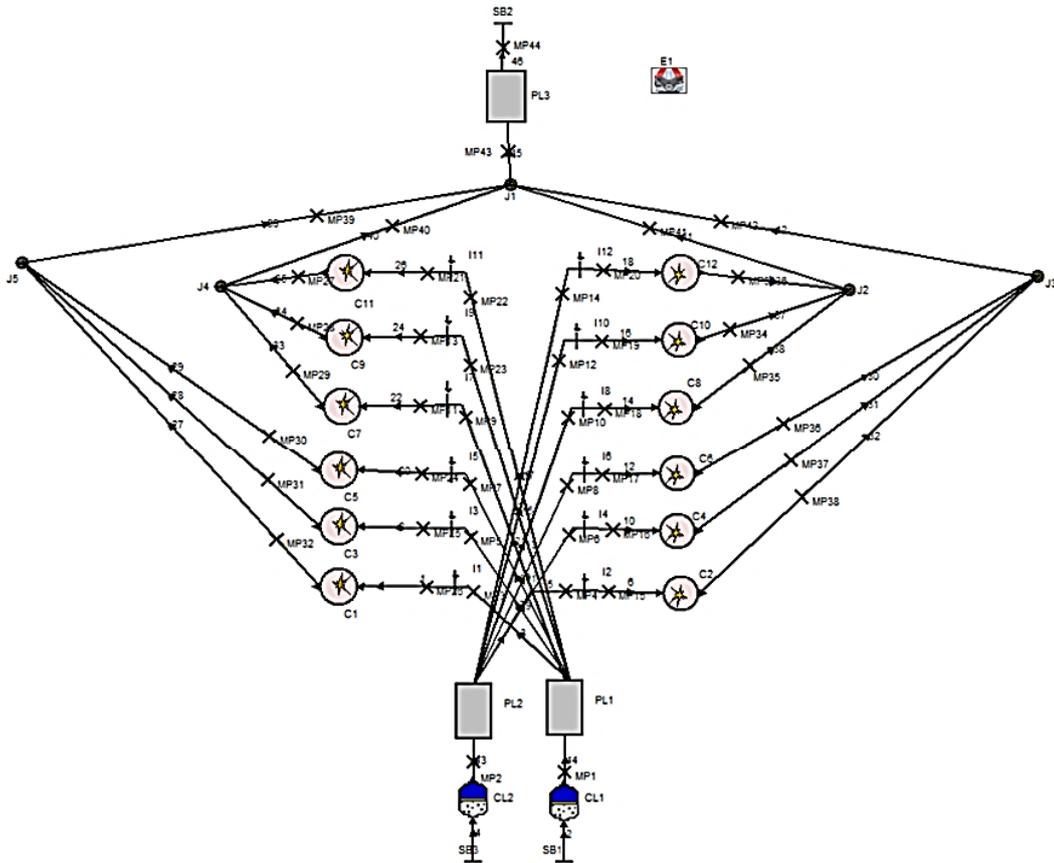


Figura 62 - Modelo de simulação final, no AVL Boost, do motor original BMW M73.

Dados gerais da simulação

Inicialmente, para a criação do modelo original do motor, é necessário especificar os dados gerais da simulação. Assim, na parcela “*Simulation*”, da barra de ferramentas, definiu-se que seriam simulados 30 ciclos, com uma dimensão de cada célula igual a 25 mm. De seguida, é necessário definir as propriedades do combustível utilizado no motor. Para isso, na janela “*Classic Species Setup*”, selecionou-se a opção referente ao uso de gasolina, tendo-se definido as suas especificidades consoante a Tabela 1. Relativamente às condições de inicialização, foram definidos os sets apresentados na Figura 63, sendo que os valores dos sets 2 e 3 foram arbitrados de acordo com os exemplos fornecidos pelo software.

	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio	
	bar	degC	[-]	[-]	[-]	
1	1	25	0	0	14.6	Add Set Remove Set Load Store
2	0.97	25	0.07	0	14.6	
3	1.2	550	0	1	14.6	
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

Figura 63 – Condições de inicialização utilizadas na simulação do motor original.

Posteriormente, na secção “*Output Control*” definiu-se que a simulação deve ser salva a cada 3 graus de rotação da cambota, conforme os dados utilizados nos exemplos do AVL. Além disso, estabeleceu-se que os gráficos transientes são apresentados em função do número de ciclos, que a pressão de referência é 1 bar e que a temperatura de referência é igual a 25°C.

Dados do Motor

O primeiro elemento cujas propriedades devem ser especificadas é o motor. Na informação geral deste elemento, estabeleceu-se que a velocidade de rotação do motor variava de acordo com os casos apresentados no “*Case Explorer*”. Neste caso, a velocidade de rotação do motor varia entre 1000 rpm e 6000 rpm, pelo que se simularam 6 casos. Um outro parâmetro fundamental de se definir é a ordem de disparo dos cilindros, na janela apresentada na Figura 64, sendo esta informação fornecida pelo fabricante na ficha técnica do motor.

Cylinder / RPE-Rotor Setup	
<input checked="" type="checkbox"/> Identical Cylinders	
Firing Order	
	Firing Angle deg
1	0
2	480
3	240
4	600
5	120
6	360
7	60
8	540
9	300
10	660
11	180
12	420

Figura 64 - Especificação da ordem de disparo dos cilindros, no elemento correspondente ao motor.

Nesta mesma janela, pode-se especificar que se pretende que todos os cilindros sejam idênticos. Deste modo, as propriedades inseridas num cilindro serão introduzidas, simultaneamente, nos restantes. Caso contrário, seria necessário introduzir manualmente cada propriedade em todos os cilindros do modelo.

No elemento correspondente ao motor, pode-se ainda especificar o modelo de atrito que se pretende implementar. No que concerne a pressão média efetiva, esta pode ser calculada de acordo com a equação:

$$pme = \frac{2\pi BT}{V_V} \quad (60)$$

onde B é o binário; T é o número de tempos do motor, sendo $T=2$ para motores a 4 tempos e $T=1$ para motores a 2 tempos; e V_V é a cilindrada.

Neste caso, o binário do motor é conhecido, pelo que se obtém os valores de *pme* apresentados na Tabela 12. De notar que *brake mean effective pressure (BMEP)* é o mesmo que pressão média efetiva (*pme*).

Tabela 12 - Valores de *BMEP* utilizados na simulação do motor original.

Velocidade de rotação	Binário	BMEP
1000 rpm	400 N.m	9.345 bar
2000 rpm	458 N.m	10.70 bar
3000 rpm	474 N.m	11.07 bar
4000 rpm	485 N.m	11.33 bar
5000 rpm	458 N.m	10.70 bar
6000 rpm	350 N.m	8.177 bar

Para o cálculo da pressão média de atrito (*pma*), também denominada em inglês por *friction mean effective pressure (FMEP)*, recorreu-se ao modelo de *Winterbone* (1986), que se pode calcular através de [48]:

$$FMEP = 0.061 + 0.15 \frac{P_{m\acute{a}x}}{60} + 0.294 \frac{N}{1000} \quad (61)$$

onde $P_{m\acute{a}x}$ é a pressão máxima e N é a velocidade de rotação do motor. De notar que os cálculos dos valores de pressão máxima são os especificados no Capítulo 5.1.

Deste modo, os valores utilizados para o modelo de atrito encontram-se apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Valores de *FMEP* utilizados na simulação do motor original.

Velocidade de rotação	Pressão Máxima	FMEP
1000 rpm	97.82 bar	0.5996 bar
2000 rpm	111.0 bar	0.9260 bar
3000 rpm	122.3 bar	1.249 bar
4000 rpm	116.5 bar	1.528 bar
5000 rpm	113.3 bar	1.814 bar
6000 rpm	120.1 bar	2.125 bar

Dados dos Cilindros

No que diz respeito ao elemento representativo do cilindro, inicialmente introduziram-se as propriedades genéricas, tais como o diâmetro e o curso do cilindro, a taxa de compressão e o comprimento da biela, conforme apresentado na Figura 65.

Figura 65 – Informação genérica referente ao elemento do cilindro.

Na janela referente à inicialização do cilindro, é necessário introduzir informações relativas às condições iniciais de pressão e temperatura, aquando da abertura da válvula de escape (EO), sendo que os dados utilizados foram os calculados no estudo de avanço da ignição no motor original. Tendo em conta que a pressão e a temperatura variam com a velocidade de rotação, é necessário associar este parâmetro ao *case explorer*. Deste modo, os valores utilizados para cada velocidade simulada encontram-se especificados na Tabela 14.

Tabela 14 - Dados das condições de pressão e temperatura do cilindro, utilizados na simulação do motor original

Velocidade de rotação	Pressão EO	Temperatura EO
1000 rpm	8.506 bar	1967 °C
2000 rpm	8.200 bar	1886 °C
3000 rpm	8.057 bar	1849 °C
4000 rpm	8.102 bar	1861 °C
5000 rpm	8.130 bar	1868 °C
6000 rpm	8.070 bar	1852 °C

Além disso, seleciona-se também a composição inicial do combustível, sendo que se considera que a relação ar-combustível é estequiométrica, conforme apresentado na Figura 66.

Figura 66 - Condições iniciais na abertura da válvula de escape e composição do combustível.

No que diz respeito aos dados da combustão, pode-se definir o ângulo da cambota no qual se inicia este processo, a duração da combustão, o fator de forma (M) e o fator de eficiência (a). Neste caso, após o estudo apresentado no Capítulo 5.1, estes valores foram atribuídos de acordo com a velocidade de rotação do motor. Assim, o ângulo de início da combustão, a sua duração e o fator de forma foram introduzidos no *Case Explorer*. Contudo, o fator de eficiência é sempre o mesmo, independentemente da velocidade de rotação, pelo que não é necessário fazer a ligação deste parâmetro. Na Tabela 15 encontram-se os valores definidos para cada caso.

Tabela 15 - Dados da combustão utilizados na simulação do motor original.

Velocidade de rotação	Início da Combustão	Duração	Fator de Forma (M)	Fator de eficiência (a)
1000 rpm	-5°	28°	4.735	9.21
2000 rpm	-15°	34°	4.675	9.21
3000 rpm	-20°	36°	4.444	9.21
4000 rpm	-20°	40°	4.165	9.21
5000 rpm	-20°	42°	3.961	9.21
6000 rpm	-22°	44°	3.855	9.21

Deste modo, a janela correspondente ao elemento do cilindro, na qual se podem introduzir os referidos valores, encontra-se representada na Figura 67.

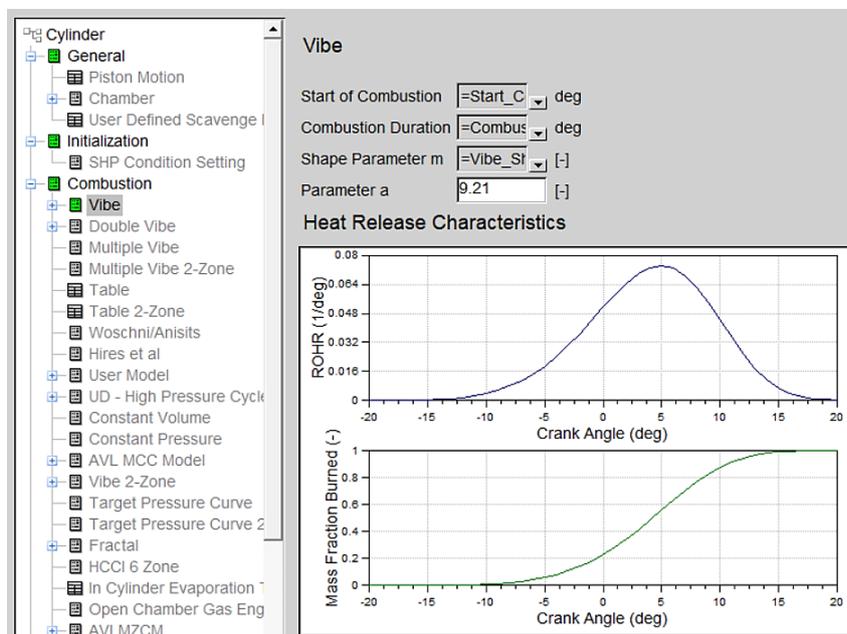


Figura 67 - Janela referente aos dados da combustão, no elemento do cilindro do motor original.

No que concerne a transferência de calor no cilindro, utilizou-se o modelo de Woschni 1978, sugerido pelo próprio AVL Boost. Para isso, é necessário conhecer alguns dados referentes ao pistão, à cabeça do cilindro e ao revestimento, conforme apresentado na Figura 68.

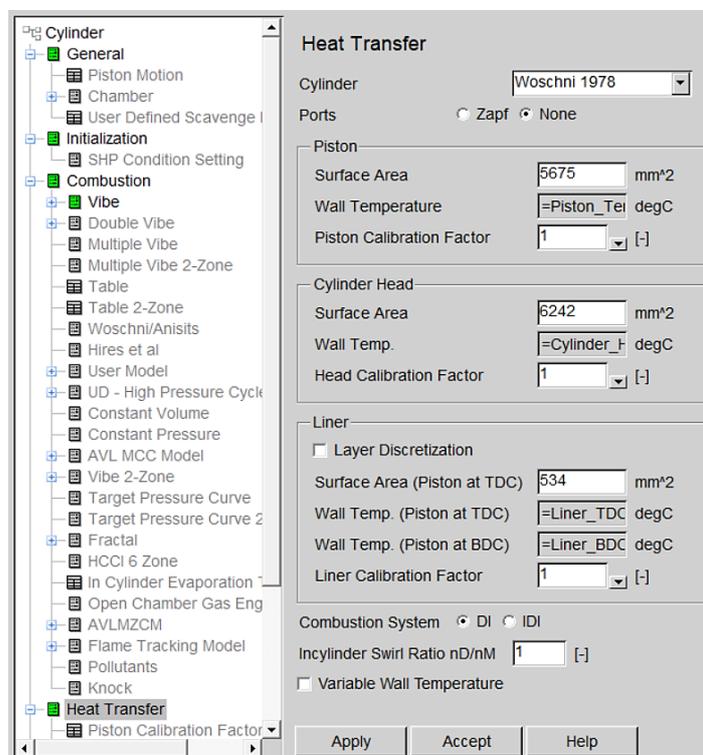


Figura 68 - Modelo de transferência de calor utilizado na simulação do motor original.

Considerou-se que as temperaturas especificadas no modelo de transferência de calor do cilindro variam, naturalmente, com a velocidade de rotação do motor. Tendo em conta a complexidade da obtenção destes valores, utilizaram-se temperaturas apresentadas em exemplos de modelos de simulação fornecidos pelo próprio software, sendo a estas as especificadas na Tabela 16.

Tabela 16 - Dados de transferência de calor utilizados na simulação do motor original.

Velocidade de rotação	Temp. pistão	Temp. cabeça do cilindro	Temp. revestimento (pistão em PMS)	Temp. revestimento (pistão em PMI)
1000 rpm	117°C	210°C	117°C	87°C
2000 rpm	197°C	230°C	129°C	102°C
3000 rpm	217°C	255°C	141°C	117°C
4000 rpm	236°C	278°C	153°C	137°C
5000 rpm	248°C	286°C	162°C	146°C
6000 rpm	278°C	332°C	189°C	167°C

Quanto à área de superfície do pistão, da cabeça do cilindro e do revestimento, estas podem ser calculadas, para motores de ignição por faísca, através das seguintes equações, respetivamente:

$$A_{pist\tilde{a}o} \approx \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi \left(\frac{85}{2}\right)^2 = 5675 \text{ mm}^2 \quad (62)$$

$$A_{cilindro} \approx 1.1A_{pist\tilde{a}o} = 6242 \text{ mm}^2 \quad (63)$$

$$A_{rev} \approx 2\pi \left(\frac{D}{2}\right) F = 2\pi \cdot \left(\frac{85}{2}\right) \cdot 2 = 534 \text{ mm}^2 \quad (64)$$

em que D é o diâmetro do cilindro, em mm, e F é uma folga estimada entre o pistão e a cabeça do cilindro, medida em mm.

Os últimos parâmetros a definirem-se no elemento do cilindro são as propriedades relativas às válvulas e condutas. Tanto para a admissão, como para o escape, podem-se definir os diâmetros das condutas, junto às sedes das válvulas, as folgas das válvulas e o “*Scaling Factor for Eff. Flow Area*”. No que concerne o *Scaling Factor*, este pode ser calculado a partir da seguinte expressão:

$$f_{sc} = \frac{n_v \cdot d_{vi}^2}{d_{pi}^2} \quad (65)$$

onde d_{vi} é o diâmetro da conduta junto à sede da válvula; d_{pi} é o diâmetro do tubo ligado à conduta; e n_v é o número de válvulas na conduta em estudo, sendo que, neste caso, $n_v = 1$, uma vez que cada cilindro tem apenas duas válvulas, uma de admissão e outra de escape.

O AVL interpreta os coeficientes de fluxo das condutas, especificados a posteriori, relacionados com a secção transversal do tubo conectado ao cilindro. O *Scaling Factor* é utilizado no caso dos coeficientes de fluxo das condutas estarem relacionados com uma secção transversal diferente, de modo a se obterem as áreas de fluxo efetivas corretas. Posto isto, os dados das válvulas e condutas introduzidos no programa encontram-se apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 – Dados das condutas e válvulas, de admissão e escape, utilizados na simulação do motor original.

	Folga das Válvulas	Diâmetro tubagem	Diâmetro condutas	Scaling Factor
Admissão	0.2 mm	39.7 mm	37.1 mm	0.873
Escape	0.2 mm	32.83 mm	30.4 mm	0.857

Quanto à elevação das válvulas, pode-se definir o ângulo de abertura das válvulas e a respetiva duração. Utilizando os valores obtidos através do método apresentado no Capítulo 6.1, a elevação da válvula pode ser introduzida em função do ângulo da cambota. A Figura 69 apresenta os dados referentes à elevação das válvulas de admissão e escape do motor original, respetivamente.

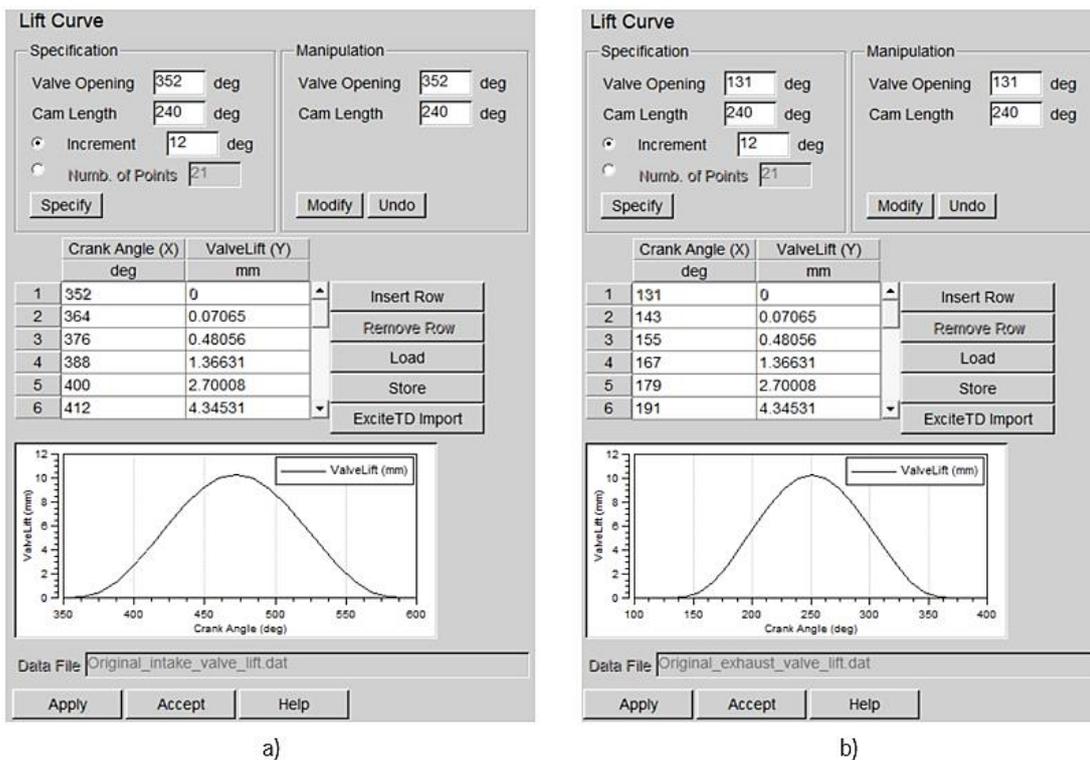


Figura 69 - (a) Dados referentes à elevação da válvula de admissão do motor original; (b) elevação da válvula de escape.

Por fim, a partir dos dados medidos no fluxómetro, pode-se introduzir o coeficiente de fluxo, tanto para a válvula de admissão, como para a válvula de escape. No Anexo C, apresenta-se o método utilizado para a determinação dos coeficientes de fluxo e os valores introduzidos nas simulações dos motores original e otimizado. A Figura 70 apresenta a janela referente à introdução dos dados dos coeficientes de fluxo das válvulas de admissão e escape, respetivamente, em função do curso das válvulas.

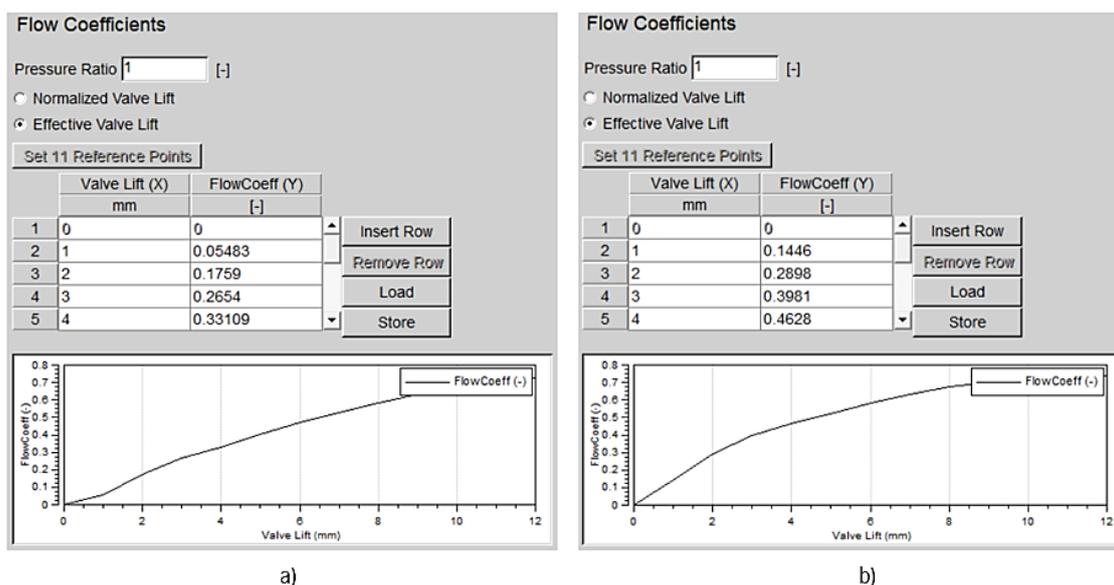
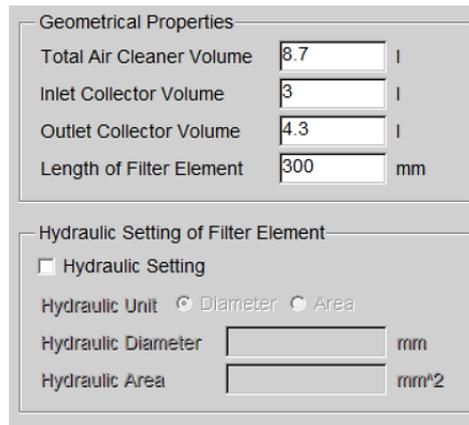


Figura 70 - (a) Coeficiente de fluxo da válvula de admissão do motor original; (b) Coeficiente de fluxo da válvula de escape.

Dados dos Filtros de Ar

No motor original BMW M73, utilizam-se dois filtros de ar, pelo que as suas propriedades devem ser especificadas. Neste caso, considerou-se que ambos eram iguais. Devido à falta de informação relativamente a este elemento, os valores utilizados foram retirados de uma modelação exemplificativa, fornecida pelo AVL Boost. Deste modo, as propriedades genéricas do filtro de ar utilizadas na simulação encontram-se apresentadas na Figura 71.

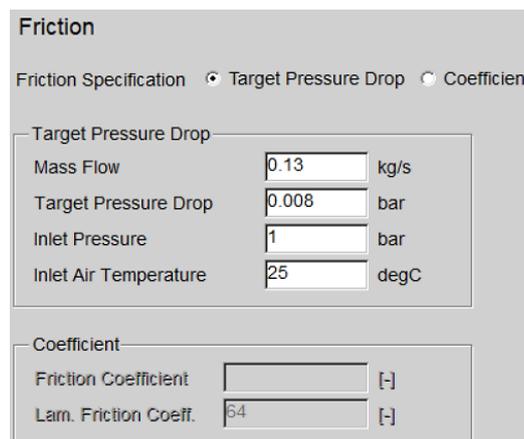


Geometrical Properties	
Total Air Cleaner Volume	8.7 l
Inlet Collector Volume	3 l
Outlet Collector Volume	4.3 l
Length of Filter Element	300 mm

Hydraulic Setting of Filter Element	
<input type="checkbox"/> Hydraulic Setting	
Hydraulic Unit	<input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area
Hydraulic Diameter	[] mm
Hydraulic Area	[] mm ²

Figura 71 – Especificações genéricas do elemento de filtro de ar do motor original.

Um outro aspeto importante a ter em conta é o atrito criado na passagem do ar por este componente. Posto isto, os valores utilizados, especificados na Figura 72, foram arbitrados, tendo em conta o mesmo exemplo fornecido pelo software.



Friction	
Friction Specification	<input checked="" type="radio"/> Target Pressure Drop <input type="radio"/> Coefficient
Target Pressure Drop	
Mass Flow	0.13 kg/s
Target Pressure Drop	0.008 bar
Inlet Pressure	1 bar
Inlet Air Temperature	25 degC
Coefficient	
Friction Coefficient	[] [-]
Lam. Friction Coeff.	64 [-]

Figura 72 - Especificações do atrito criado pelo filtro de ar do motor original.

Dados dos Injetores

No que diz respeito aos injetores, considerou-se que seriam todos iguais. Na janela das propriedades gerais deste elemento, define-se o método de injeção, isto é, se será contínua ou intermitente, sendo neste caso contínua. Assim, é possível determinar o fluxo de massa do combustível que se pretende que seja

injetado, conforme se pode verificar na Figura 73. A parcela “*Ratio*” permite selecionar a relação ar-combustível que se deseja, tendo-se optado por um rácio igual a 14.6, para que a mistura seja estequiométrica. De seguida, selecionando um ponto de medição do modelo de simulação, o software calcula o fluxo de ar que por ele passa e determina o fluxo de combustível a injetar. Apesar do motor apresentar um formato em “V”, funciona praticamente como dois motores de 6 cilindros em linha, uma vez que tem dois coletores de admissão e duas entradas de ar distintas. Posto isto, metade dos cilindros terão ar proveniente de um coletor de admissão, onde foi colocado um ponto de medição (MP1), enquanto os restantes serão abastecidos de ar pelo outro coletor, que também apresenta um ponto de medição (MP2). Deste modo, cada injetor cobre cerca de 16.7% do ar total medido no ponto de medição correspondente.

Mass Flow Specification

Ratio Control Direct Control

Ratio Control

Ratio [-]

Injector Model : Carburettor
 Injection Nozzle (Continuous Injection)

Air Flow taken from Measuring Point

The Injector Covers % of the Total Air Flow

Direct Control

Mass / Cycle kg/cycle
 Mass / Time kg/s

Figura 73 – Dados relativos ao fluxo de massa do combustível injetado do motor original.

Dados das Condições de Fronteira

Relativamente aos elementos das fronteiras do sistema, denominados por “*System Boundary*”, podem-se especificar as condições de fronteira do modelo de simulação. Assim, a Tabela 18 apresenta os dados utilizados nos diferentes limites.

Tabela 18 – Dados utilizados na especificação das condições de fronteira do modelo do motor original.

	Limite	Pressão	Temperatura	Vapor de combustível	Produtos da combustão	Relação ar-combustível
SB1	Admissão	1 bar	25°C	0	0	14.6
SB2	Admissão	1 bar	25°C	0	0	14.6
SB3	Escape	1 bar	176°C	0	0	14.6

Dados dos Plenums

Os elementos “*Plenum*” representam os coletores de admissão e escape. Para especificar as suas propriedades, apenas é necessário conhecer o seu volume, e as condições de inicialização. Devido à falta de informação relativa ao volume destes componentes, estes valores foram arbitrados. Assim, a Tabela 19 apresenta os dados utilizados na simulação dos *plenums*.

Tabela 19 - Dados utilizados na especificação dos *plenums* do modelo do motor original.

	Sistema	Volume	Pressão	Temperatura	Vapor de combustível	Produtos da combustão	Relação ar-combustível
PL1	Admissão	2 L	1 bar	25°C	0	0	14.6
PL2	Admissão	2 L	1 bar	25°C	0	0	14.6
PL3	Escape	2.5 L	1.2 bar	550°C	0	1	14.6

Dados das Junções

No que concerne as junções, considerou-se que a pressão nestes elementos seria constante, pelo que é necessário definir apenas o atrito. Assim, arbitrou-se que, à entrada e saída de cada tubo, o coeficiente de fluxo seria 0.97.

Dados dos Pontos de Medição

Os pontos de medição permitem recolher informações relativas a dados de fluxo e condições de gás. Para tal, apenas é necessário indicar a localização do ponto de medição, em relação ao comprimento do tubo onde este é colocado.

Dados dos Tubos

No que diz respeito aos tubos, para correr uma simulação, apenas é necessário introduzir os dados relativos à sua inicialização e os dados genéricos, nomeadamente o diâmetro e o comprimento, conforme a Figura 74. Posto isto, o preenchimento dos restantes valores é opcional, sendo que as parcelas com o fundo branco relativas ao atrito e à transferência de calor são preenchidas pelo software a priori, podendo ser posteriormente alteradas, caso se justifique.

Figura 74 - Dados relativos aos tubos do motor original.

Condições de Inicialização

Tal como mencionado anteriormente, as condições de inicialização de cada elemento podem ser estabelecidas no início da simulação, aquando da especificação dos dados gerais. Para isso, definiram-se diversos sets, sendo que elementos com o mesmo set apresentam as mesmas condições. Deste modo, alguns dos elementos enumerados ao longo deste capítulo permitem definir condições de inicialização, conforme especificado na Tabela 20.

Tabela 20 – Condições de inicialização utilizadas em cada elemento, na simulação do motor original.

Elementos	Set	Pressão	Temperatura	Vapor de combustível	Produtos da combustão	Relação ar-combustível
System Boundary 1	1	1 bar	25°C	0	0	14.6
System Boundary 2	1	1 bar	25°C	0	0	14.6
System Boundary 3	1	1 bar	176°C	0	1	14.6
Plenum 1	1	1 bar	25°C	0	0	14.6
Plenum 2	1	1 bar	25°C	0	0	14.6
Plenum 3	3	1.2 bar	550°C	0	1	14.6
Tubos Admissão (até aos injetores)	1	1 bar	25°C	0	0	14.6
Tubos Admissão (entre injetores e cilindros)	2	0.97 bar	25°C	0.07	0	14.6
Tubos escape	3	1.2 bar	550°C	0	1	14.6

A janela obtida no “Case Explorer” da modelação do motor original encontra-se representada na Figura 75.

Speed	Engine_Speed	nbustion_Duration	Start_Combustion	h_Port_Wall_Temp	liner_Head_Temp	Liner_TDC_Temp	Piston_Temp	Liner_BDC_Temp	Vibe_Shape	Temp_EO	Pressure_EO	BMEP
	rpm		deg	deg	degC	degC	degC	degC	[-]	degC	bar	bar
1000	1000	28	-5	160	210	117	117	87	4.735	1967	8.506	9.345
2000	2000	34	-15	185	230	129	197	102	4.675	1886	8.2	10.7
3000	3000	36	-20	214	255	141	217	117	4.444	1849	8.057	11.07
4000	4000	40	-20	242	278	153	236	137	4.165	1861	8.102	11.33
5000	5000	42	-20	260	286	162	248	146	3.961	1868	8.13	10.7
6000	6000	44	-22	315	332	189	278	167	3.855	1852	8.070	8.177

Figura 75 - Dados do case explorer da modelação do motor original.

5.3. SELEÇÃO DO COMPRESSOR VOLUMÉTRICO

Para descrever o funcionamento dos compressores, utilizam-se normalmente mapas de desempenho. Este tipo de mapas descrevem o desempenho de um compressor em particular, nomeadamente a sua eficiência, intervalo de caudal mássico, capacidade de aumento de pressão e a velocidade do compressor. Na Figura 76 apresenta-se um mapa de desempenho de um turbocompressor, que identifica os aspetos mencionados. Note-se que, apesar do mapa de um turbocompressor diferir bastante do mapa de um compressor volumétrico, a metodologia de seleção deste componente é semelhante, podendo ser utilizada a mesma nomenclatura.

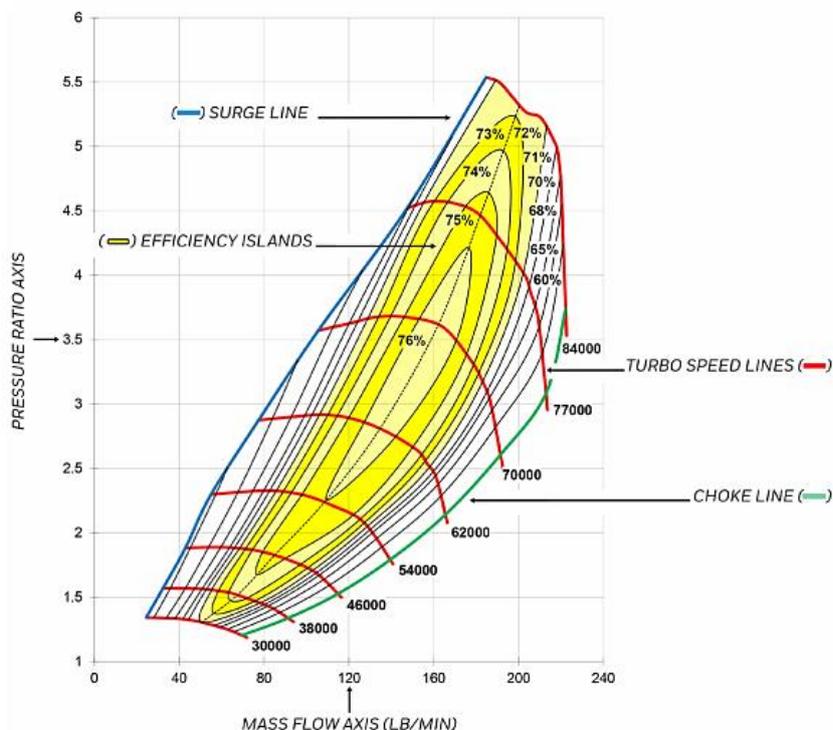


Figura 76 - Mapa de desempenho de um turbocompressor com nomenclatura utilizada [49].

As ilhas de eficiência são representadas pelas regiões concêntricas dos mapas, que indicam a eficiência do compressor em qualquer ponto. A ilha de menor dimensão, centrada no mapa, corresponde à

ilha de maior eficiência. À medida que se vai afastando da ilha central, a eficiência vai diminuindo até chegar ao limite de *surge* e ao limite de *choke*. No que diz respeito ao limite de *surge*, este é o limite apresentado à esquerda do mapa. À esquerda deste limite, o compressor estará a trabalhar numa região de instabilidade do fluxo, sendo que uma operação continuada nesta região pode resultar na falha prematura do compressor. Por outro lado, o limite de *choke* é o limite à direita do mapa, após o qual se verifica uma queda acentuada da eficiência do compressor e um excedente da velocidade máxima. Se o funcionamento de um compressor ultrapassar esse limite, é sinal que é necessário um compressor maior. No que concernem as linhas de velocidade, estas são linhas de funcionamento onde a velocidade do compressor é constante, sendo que a velocidade em pontos entre essas linhas pode ser estimada por meio de uma interpolação. Conforme a velocidade do compressor aumenta, a razão de pressão e/ou o fluxo de massa aumentam também [49].

Para aferir o ponto de funcionamento de um motor no mapa, é necessário conhecer a razão de pressão e o fluxo de massa. A razão de pressão pode ser definida pelo rácio entre a pressão absoluta à saída do compressor e a pressão absoluta à entrada deste componente. Neste caso, como a pressão atmosférica depende da altitude e das condições meteorológicas, considerou-se que a pressão à entrada seria a pressão ambiente ao nível do mar (P_{atm}) e que tomaria o valor de 101325 Pa. Assim, arbitrou-se que, à saída do compressor, seriam adicionados 82800 Pa (P_{adc}) em relação à pressão ambiente, resultando numa pressão final de 304650 Pa. Contudo, é necessário considerar possíveis perdas anteriores à entrada do ar no compressor, causadas pelo filtro de ar ou por restrições na tubagem. Deste modo, assumindo que essas perdas tomam um valor de 6900 Pa (P_{perdas}), obtém-se que:

$$R_p = \frac{P_{adc} + P_{atm}}{P_{atm} - P_{perdas}} = \frac{82800 + 101325}{101325 - 6900} = 1.95 \quad (66)$$

O fluxo de massa é a massa de ar que flui pelo compressor e pelo motor num determinado intervalo de tempo, medido em kg/s. Alguns fabricantes utilizam, por vezes, o fluxo volumétrico, que pode ser obtido através do fluxo mássico e da massa volúmica do ar. Num motor naturalmente aspirado, o fluxo mássico (\dot{m}_{NA}) pode ser calculado através de:

$$\dot{m}_{NA} = \frac{V_V \rho_{NA} n \eta_v}{N_R} \quad (67)$$

onde V_V é a cilindrada do motor, medida em m³; ρ_{NA} é a massa volúmica nas condições do motor naturalmente aspirado, medida em kg/m³; n é a velocidade de rotação, medida em rot/s; η_v é a eficiência volumétrica e N_R é o número de rotações por ciclo do motor, sendo que, para um motor a 4 tempos, $N_R=2$.

A massa volúmica, nas condições de funcionamento de um motor naturalmente aspirado, pode ser determinada através da lei dos gases ideais, obtendo-se:

$$\rho_{NA} = \frac{P_{atm}M_{ar}}{R_{ar}T_{atm}} = \frac{101325 \times 0.02896}{8.31 \times 298.15} = 1.184 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (68)$$

em que P_{atm} representa a pressão atmosférica, medida em Pascal; T_{atm} representa a temperatura atmosférica, medida em K, assumida como sendo igual a 298.15 K; M_{ar} representa a massa molar do ar, medida em g/mol; R_{ar} representa a constante do ar, medida em J/(K.mol). Assim, para uma velocidade de potência máxima de 8500 rpm, obtém-se \dot{m}_{NA} igual a 0.4422 kg/s.

Num motor sobrealimentado, o fluxo mássico (\dot{m}_{CV}) que entra nesse mesmo motor pode ser calculado pelo mesmo método, considerando as suas condições de funcionamento, através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{CV} = \frac{V_V \rho_{CV} n \eta_v}{N_R} \quad (69)$$

Neste caso, a massa volúmica (ρ_{CV}) também pode ser determinada através da lei dos gases ideais, tendo em conta a pressão (P_{CV}) e temperatura no compressor volumétrico (T_{CV}), sendo que:

$$\rho_{CV} = \frac{P_{CV}M_{ar}}{R_{ar}T_{CV}} \quad (70)$$

onde P_{CV} é a pressão no compressor volumétrico, medida em Pascal e T_{CV} é a temperatura neste mesmo componente.

Para determinar a massa volúmica à entrada do motor, é necessário considerar a passagem do ar comprimido pelo intercooler, responsável pelo seu arrefecimento. Assim, torna-se necessário conhecer a temperatura do fluido quente à saída do compressor volumétrico, que equivale à temperatura de entrada no intercooler. Este parâmetro pode ser determinado recorrendo ao rendimento isentrópico do compressor, sendo que:

$$\eta_{isc} = \frac{\dot{m}c_p(T_{2\ is} - T_1)}{\dot{m}c_p(T_{2\ R} - T_1)} \quad (71)$$

onde \dot{m} [kg/s] é o caudal de ar, c_p [kJ/kg.K] é o calor específico, $T_{2\ is}$ e $T_{2\ R}$ [K] representam, respetivamente, a temperatura isentrópica e real do ar após a passagem pelo compressor, T_1 representa a temperatura antes de entrar neste mesmo componente.

Assim, a temperatura que se pretende conhecer é a temperatura real à saída do compressor volumétrico ($T_{2\ R}$), que pode ser dada por:

$$T_{2\ R} = \frac{(T_{2\ is} - T_1)}{\eta_{isc}} + T_1 \quad (72)$$

Considerando o ar um gás ideal, a temperatura isentrópica pode ser calculada através da seguinte equação:

$$T_1 P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_{2\ is} P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Leftrightarrow T_{2\ is} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (73)$$

em que P_1 e P_2 [bar] representam, respetivamente, a pressão antes e depois da passagem no compressor e γ é o coeficiente de expansão adiabática, que assume um valor igual a 1.4.

Deste modo, substituindo esta expressão na equação 72, obtém-se a temperatura desejada, dada por:

$$T_{2R} = \frac{\left(T_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - T_1 \right)}{\eta_{isc}} + T_1 \quad (74)$$

Neste caso, arbitrou-se que a eficiência do compressor seria 60%, pelo que T_{2R} assume um valor de 403 K. Para determinar a temperatura à saída do intercooler, é necessário recorrer à fórmula da eficiência do intercooler (ε):

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}_h c_{p\ h} (T_{h\ i} - T_{h\ o})}{\dot{m}_h c_{p\ h} (T_{h\ i} - T_{c\ i})} = \frac{(T_{h\ i} - T_{h\ o})}{(T_{h\ i} - T_{c\ i})} \quad (75)$$

em que Q é o calor trocado, em W; $Q_{m\acute{a}x}$ é o calor máximo trocado, em W; \dot{m}_h é o caudal mássico do ar, em kg/s; $c_{p\ h}$ é calor específico, em J/(kg.K); $T_{h\ i}$ é a temperatura do ar à entrada do intercooler, em K; $T_{h\ o}$ é a temperatura do ar à saída do intercooler; $T_{c\ i}$ é a temperatura do fluido frio à entrada do intercooler, conforme apresentado no Capítulo 5.4.

Deste modo, a temperatura do ar à saída do intercooler ($T_{h\ o}$) é dada por:

$$T_{h\ o} = T_{h\ i} - (T_{h\ i} - T_{c\ i})\varepsilon \quad (76)$$

Considerando-se uma eficiência do intercooler de 80% e a temperatura inicial do fluido frio igual a 298.15 K, verifica-se que $T_{h\ o}$ toma o valor de 319.1 K.

Posto isto, resolvendo as equações acima mencionadas, verifica-se que:

$$\rho_{CV} = \frac{1.95 \times 101325 \times 0.02896}{8.31 \times 319.1} = 2.158 \text{ kg/m}^3 \quad (77)$$

$$\dot{m}_{CV} = \frac{0.005379 \times 2.158 \times 141.7 \times 0.98}{2} = 0.8058 \text{ kg/s} \quad (78)$$

Para calcular o fluxo volumétrico, basta dividir o fluxo mássico pela massa volúmica. Logo, neste caso, o fluxo volumétrico é cerca de 0.37 m³/s.

Por fim, pode-se prever a potência efetiva ($\dot{W}_{e\ o}$), medida em W, aquando da utilização de um compressor volumétrico, através da equação:

$$\dot{W}_{e o} = \eta_t \cdot \eta_v \frac{\rho_{CV} \cdot V_V \cdot n}{\frac{A}{F}} \frac{2}{N_R} PCI \quad (79)$$

onde η_t é o rendimento teórico do motor; $\frac{A}{F}$ é a relação ar-combustível; e PCI é o poder calorífico inferior do combustível, medido em J/kg. Neste caso, para 8500 rpm, assumindo um rendimento teórico de 30%, uma eficiência volumétrica de 98%, uma relação ar-combustível igual a 12 e PCI igual a 44000000 J/kg, obtém-se que a potência efetiva é igual a 886.3 kW. Fazendo a conversão, conclui-se que o motor sobrealimentado pode chegar aos 1205 cv. Contudo, a potência efetiva calculada não considera a existência de atrito no funcionamento do motor, nem consumo de potência por parte do compressor volumétrico, pelo que é de esperar que o valor real de potência seja bastante inferior ao apresentado.

A partir da razão de pressão e do fluxo de massa calculados, conforme apresentado na Tabela 21, pode-se agora averiguar se o ponto de funcionamento do motor se encontra dentro dos limites de *surge* e *choke*.

Tabela 21 - Dados para a seleção do compressor volumétrico.

	Dados
Velocidade de potência máxima [rpm]	8500
Razão de pressão [-]	1.95
Fluxo de massa [kg/s]	0.8058
Fluxo de massa [kg/h]	2901
Fluxo volumétrico [m ³ /s]	0.3734
Fluxo volumétrico [m ³ /min]	22.40

Recorrendo aos mapas de desempenho fornecidos por algumas das marcas existentes no mercado, é possível verificar se o compressor volumétrico em questão é adequado à utilização que lhe será dada. Inicialmente analisou-se a marca *Eaton*, cujos compressores volumétricos são semelhantes aos do tipo parafuso. A direção do ar nestes compressores é perpendicular aos eixos dos rotores, enquanto nos compressores anteriormente apresentados a direção é paralela. Além disso, uma outra diferença reside no desenho dos lóbulos, sendo que nos *Eaton* ambos são iguais, ao passo que nos compressores do tipo parafuso são diferentes, havendo um macho e uma fêmea [1]. Assim, o único compressor da marca *Eaton* capaz de suportar a razão de pressão e o fluxo mássicos impostos é o modelo TVS R2650, apresentado na Figura 77.

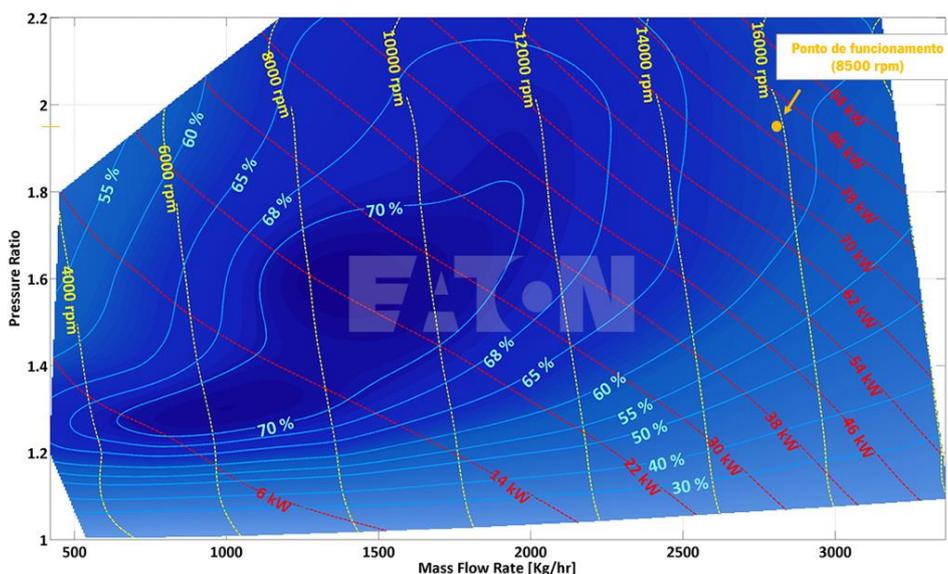


Figura 77 - Mapa de desempenho do compressor volumétrico TVS R2650, da marca *Eaton*. (Adaptado de [50])

Tal como se pode verificar, o ponto de funcionamento do motor a 8500 rpm encontra-se dentro dos limites do mapa. Como este se situa longe do limite de *choke*, em princípio, não há risco de se verificar uma queda acentuada da eficiência ou de exceder a velocidade máxima. Neste caso, o ponto de funcionamento situa-se numa ilha de eficiência de 60% e com um consumo de potência próximo de 78 kW. Contudo, quando o motor trabalha a 1000 rpm, o fluxo de massa toma um valor de 278 kg/h. Por esta razão, não se deve utilizar este compressor, uma vez que o fluxo mínimo ronda os 390 kg/h.

No que diz respeito aos compressores do tipo parafuso, da marca *Lysholm*, analisou-se o modelo LYS 3300 A, cujo mapa de desempenho se encontra apresentado na Figura 78.

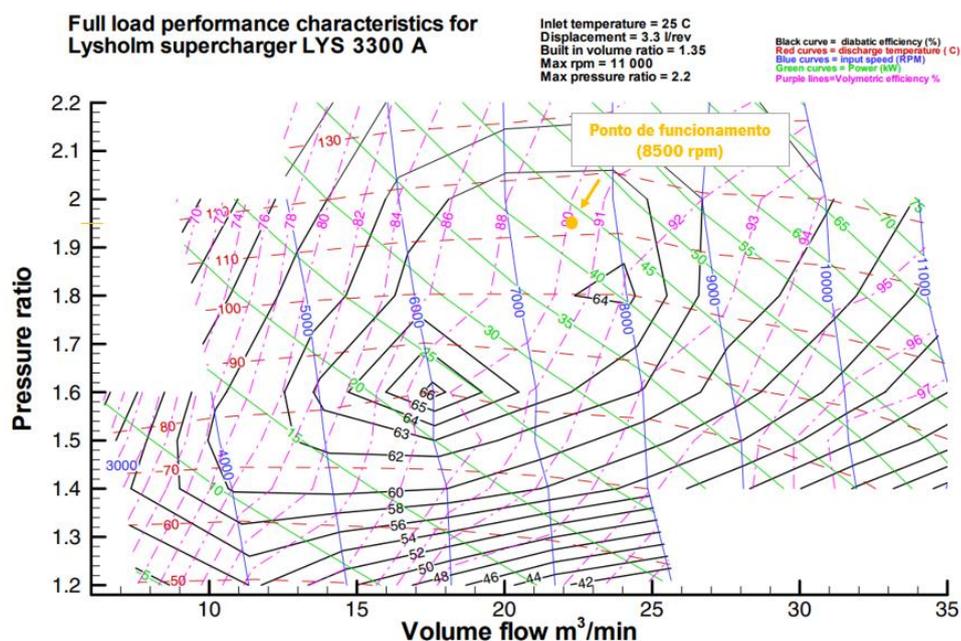


Figura 78 - Mapa de desempenho do compressor volumétrico LYS 3300 A do tipo parafuso, da marca *Lysholm*. (Adaptado de [51])

A partir da observação do mapa, conclui-se que, para uma velocidade de rotação de 8500 rpm, o ponto de funcionamento do motor se encontra dentro dos limites, numa ilha de eficiência relativamente alta. No entanto, o modelo LYS 3300 A não deve ser implementado no motor em estudo, visto que o fluxo mínimo de ar é igual a 5 m³/min e excede o utilizado às 1000 rpm, que é igual a 2.64 m³/min. Assim, é necessário utilizar um compressor mais pequeno, tal como o apresentado na Figura 79, onde o fluxo de ar mínimo, independentemente da razão de pressão, é cerca de 1 m³/min.

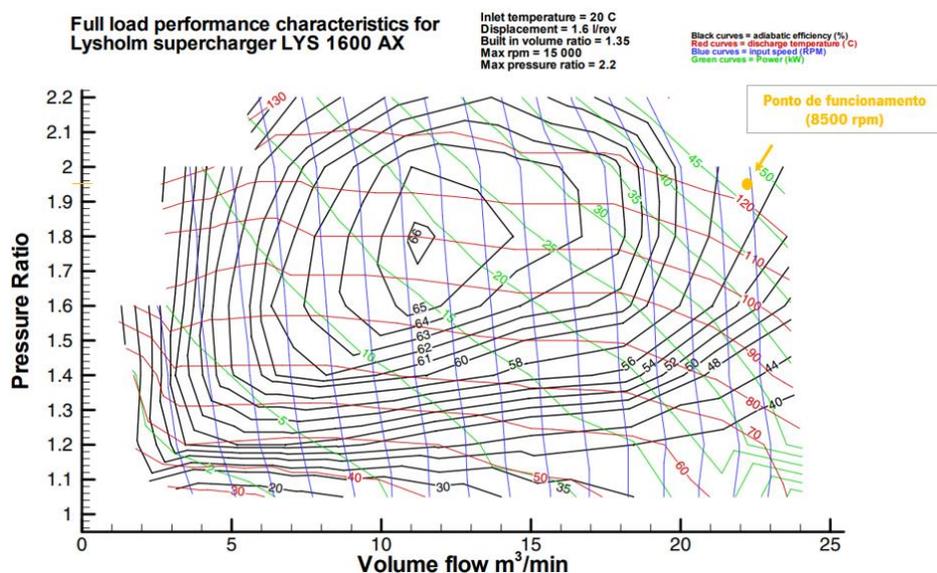


Figura 79 - Mapa de desempenho do compressor volumétrico LYS 1660 AX do tipo parafuso, da marca Lysholm. (Adaptado de [51])

Com este compressor, o ponto de funcionamento do motor a 8500 rpm encontra-se sempre dentro dos limites do mapa, pelo que este pode ser implementado. De notar que este ponto se encontra numa ilha de eficiência de 56%, com um consumo de potência de cerca de 45 kW.

No que concernem os restantes modelos da *Lysholm*, estes apresentam limitações a nível do fluxo mínimo de ar, tal como o LYS 2300 AX, ou do fluxo mássico máximo, como o LYS 1200 AX. Deste modo, o compressor volumétrico mais indicado para esta utilização é o modelo LYS 1660 AX, da *Lysholm*, sendo que os valores relativos a este componente, utilizados para a simulação do motor otimizado, serão, posteriormente, apresentados.

5.4. SELEÇÃO DO INTERCOOLER

Com a implementação do compressor volumétrico, torna-se necessário reduzir a temperatura dos gases antes destes entrarem no cilindro. Para isso, utiliza-se um permutador de calor denominado por intercooler, frequentemente utilizado em motores sobrealimentados. O dimensionamento deste componente está dependente da área útil necessária para que o calor seja convenientemente dissipado.

Os intercoolers podem fazer o arrefecimento do ar recorrendo a ar a uma temperatura mais baixa ou a água. No primeiro caso, diz-se que o permutador de calor é denominado por intercooler ar-ar e apresenta uma instalação semelhante à apresentada na Figura 80. Este tipo de componente é bastante fácil de instalar e apresenta um custo acessível. Contudo, a sua eficiência depende da temperatura ambiente e da velocidade do carro.

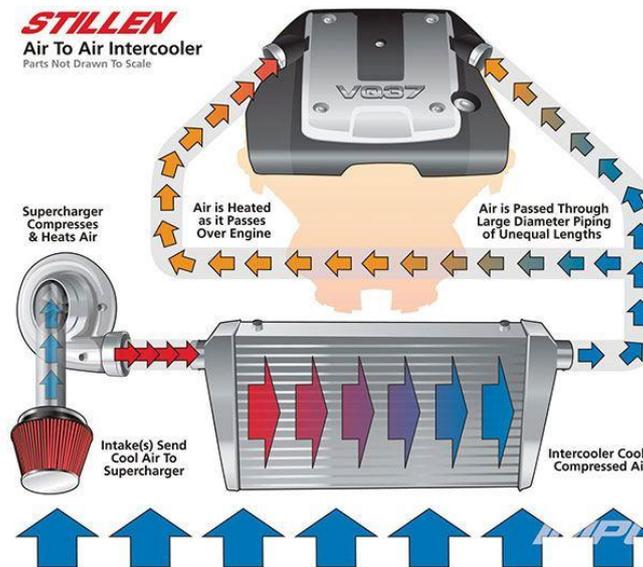


Figura 80 - Instalação típica de um intercooler ar-ar [52].

No que concerne aos intercoolers ar-água, apesar de obrigarem ao uso de um sistema de arrefecimento de água, estes são mais eficientes e mais compactos quando comparados com os intercoolers ar-ar [53]. Assim, neste caso, optou-se por utilizar um intercooler ar-água, cuja instalação típica se encontra apresentada na Figura 81.

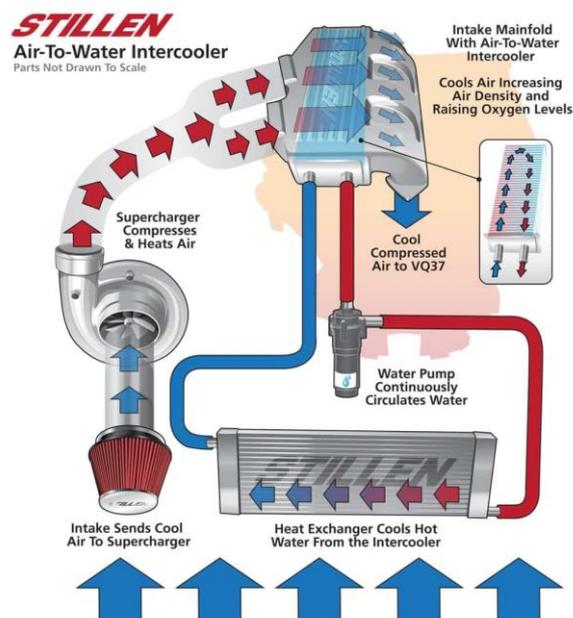


Figura 81 - Instalação típica de um intercooler ar-água [52].

O dimensionamento deste componente foi tratado como um problema típico de um permutador de calor de fluxo cruzado, resolvido de forma iterativa com recurso ao programa *Microsoft Excel*. Deste modo, pretendem-se encontrar as dimensões necessárias que garantem a dissipação do fluxo de calor em questão. Para tal, consideraram-se as temperaturas quer de entrada do fluido quente, determinada no Capítulo 5.3, quer do fluido frio, que se admitiu ser igual a 25°C, bem como os respetivos caudais. Assim, recorrendo às tabelas termodinâmicas, determinaram-se as propriedades dos fluidos correspondentes às suas condições de temperatura, conforme apresentado na Tabela 22.

Tabela 22 - Propriedades físicas dos fluidos quente e frio.

	Temperatura (T)	Massa volúmica (ρ)	Capacidade térmica específica (c_p)	Condutividade térmica (k)	Número de Prandtl (Pr)	Viscosidade dinâmica (μ)
Fluido quente (ar)	130 °C	0.8710 kg/m ³	1014 J/(kg.K)	0.03402 W/(m.K)	0.6897	0.00002314 N.s/m ²
Fluido frio (água)	25 °C	997 kg/m ³	4180 J/(kg.K)	0.61 W/(m.K)	6.112	0.0009205 N.s/m ²

Posto isto, considerou-se que o caudal de água assume um valor de 5 kg/s, enquanto o caudal de ar quente é igual a 0.8058 kg/s, conforme determinado no Capítulo 5.3. Multiplicando o caudal pelo calor específico, obtém-se que:

$$(\dot{m}c_p)_{ar} = (\dot{m}c_p)_{mínimo} = 817.4 \text{ J/(s.K)} \quad (80)$$

$$(\dot{m}c_p)_{água} = (\dot{m}c_p)_{máximo} = 20900 \text{ J/(s.K)} \quad (81)$$

Assim, é possível calcular o rácio de taxas de capacidade calorífica, dado por:

$$C_R = \frac{(\dot{m}c_p)_{mínimo}}{(\dot{m}c_p)_{máximo}} = 0.03911 \quad (82)$$

Para os cálculos do dimensionamento do intercooler, torna-se necessário atribuir um valor para o calor trocado (Q) no processo de transferência de calor. Para isso, arbitrou-se que a eficiência (ϵ) seria igual a 80%. Deste modo, conhecendo o calor máximo trocado ($Q_{máx}$), é possível conhecer o calor efetivamente trocado no processo, uma vez que:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{máx}} \quad (83)$$

E o calor máximo trocado pode ser calculado através da seguinte expressão:

$$Q_{máx} = \dot{m}_h c_{p h} (T_{h i} - T_{c i}) \quad (84)$$

$$\Leftrightarrow Q_{máx} = 817.4 \times (130 - 25) = 85831 \text{ W}$$

onde o índice inferior h representa o fluido quente, o c representa o fluido frio e o i é indicativo da entrada no permutador.

Desta forma, substituindo o valor obtido de calor máximo, conclui-se que o calor efetivamente trocado, para uma eficiência de 80%, assume o valor de cerca de 68665 W.

A partir dos dados até agora conhecidos, é possível determinar o valor da função implícita que calcula o NTU (Número de unidades de transferência) correspondente ao calor que se pretende trocar. Este parâmetro pode ser calculado a partir do rácio C_R e da eficiência do intercooler, a partir da seguinte expressão:

$$NTU = \left(\frac{C_R \ln(1 - \varepsilon)}{e^{-C_R \cdot NTU^{0.78}} - 1} \right)^{\frac{1}{0.22}} \quad (85)$$

Contudo, a equação apresentada implica, a priori, o conhecimento do valor de NTU. Por conseguinte, para a sua resolução, é necessário atribuir um valor inicial a este parâmetro, tendo sido considerado igual a 0.5. Após a resolução da equação com este valor, definiu-se uma proporção (f_{re}) entre o valor determinado (NTU_i) e o valor que se assumiu inicialmente (NTU_{i-1}). Desta forma, o resultado (NTU_f) é dado por:

$$NTU_f = NTU_i \cdot f_{re} + (1 - f_{re})NTU_{i-1} \quad (86)$$

O processo repete-se até que NTU_f convirja num determinado valor, sendo, neste caso, igual a 1.66. De notar que, à medida que se realizam as iterações necessárias, excetuando a primeira iteração em que se arbitra um valor de 0.5, NTU_{i-1} assume o valor de NTU_f da iteração anterior, tal como apresentado na Figura 82.

ε	CR	(NTU) inicial	f re
0.80	0.03911	0.5	0.25

$$NTU = \left(\frac{C_R \ln(1 - \varepsilon)}{e^{-C_R \cdot NTU^{0.78}} - 1} \right)^{\frac{1}{0.22}}$$

Iteração (i)	(NTU) i-1	CR ln(1-ε)	$e^{-C_R \cdot NTU^{0.78}} - 1$	Divisão	(NTU) i	NTU f
1	0.5	-0.06295	-0.02252	2.795	106.9	27.11
2	27.11	-0.06295	-0.40135	0.157	0.0002	20.33
3	20.33	-0.06295	-0.33631	0.187	0.0005	15.25
4	15.25	-0.06295	-0.27931	0.225	0.0011	11.44
5	11.44	-0.06295	-0.23027	0.273	0.0028	8.58
6	8.58	-0.06295	-0.18871	0.334	0.0068	6.44
7	6.44	-0.06295	-0.15391	0.409	0.0172	4.83
8	4.83	-0.06295	-0.12508	0.503	0.0441	3.63
9	3.63	-0.06295	-0.10149	0.620	0.1140	2.75
10	2.75	-0.06295	-0.08260	0.762	0.2909	2.14
11	2.14	-0.06295	-0.06832	0.921	0.6893	1.78
12	1.78	-0.06295	-0.05939	1.060	1.30	1.66
13	1.66	-0.06295	-0.05637	1.117	1.65	1.66
14	1.66	-0.06295	-0.05633	1.118	1.66	1.66
15	1.66	-0.06295	-0.05633	1.117	1.66	1.66
16	1.66	-0.06295	-0.05633	1.117	1.66	1.66
17	1.66	-0.06295	-0.05633	1.117	1.66	1.66
18	1.66	-0.06295	-0.05633	1.117	1.66	1.66
19	1.66	-0.06295	-0.05633	1.117	1.66	1.66
20	1.66	-0.06295	-0.05633	1.117	1.66	1.66

Figura 82 - Folha de cálculo do software Excel, para a determinação do NTU.

Conhecendo o valor de NTU, é possível calcular o valor resultante da multiplicação do coeficiente global de transferência de calor (U) com a área (A) e a resistência térmica do permutador (R_T), uma vez que:

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \Leftrightarrow UA = 1.66 \times 817.4 = 1357 \text{ W/K} \quad (87)$$

$$R_T = \frac{1}{UA} \Leftrightarrow R_T = \frac{1}{1357} = 0.0007369 \text{ K/W} \quad (88)$$

Posto isto, inicialmente procurou-se um intercooler ar-água já existente no mercado, desenhado para ser instalado num motor até cerca de 1000 cv, cujas dimensões serviram de ponto de partida para os cálculos. Deste modo, recorreu-se aos valores de largura e comprimento de um intercooler da marca *Garret Advancing Motion* para definir uma possível configuração para o permutador a implementar no motor em estudo. Na Figura 83 é possível verificar tanto as opções de intercoolers apresentados pela marca, como as respetivas especificações.

Part Number	Model	Supported Horsepower	Length/Hot Flow		Height/No Flow		Width/Cold Flow	
			(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)
717874-6009	Air / Liquid	500	3.8	97	3.7	95	9.8	249
717874-6008	Air / Liquid	750	3.8	97	3.7	95	11.7	297
873213-6002	Air / Liquid	980	7.2	183	3.6	91	9.8	249
734408-6005	Air / Liquid	1000	4.8	122	4.5	114	11.9	302

* Horsepower rating shown for normal operating conditions, Maximum horsepower potential will be higher than the listed values.

Figura 83 – Intercoolers disponibilizados pela marca *Garret Advancing Motion* e respetivas dimensões [54].

Um permutador de calor é constituído por tubos, preenchidos por alhetas que formam vários canais dentro do próprio tubo. Definiu-se que o intercooler é dividido em módulos, sendo que se pretende verificar quantos são necessários para se dissipar o calor pretendido. Para tal, fez o estudo posteriormente apresentado para um número crescente de módulos, até que se atinja o número de NTU pretendido. Assim, considerou-se que um módulo de permuta de calor é composto por uma placa (302x120 mm) com alhetas em ambos os lados, conforme esquematizado na Figura 84. De notar que, num dos lados da placa passa o fluido quente, enquanto no outro passa o fluido frio, uma vez que se trata de um permutador de fluxo cruzado, no qual não se verifica mistura dos fluidos.

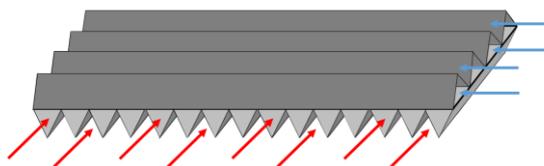


Figura 84 - Esquematização de um módulo do permutador de calor em estudo.

Tendo em conta que os canais existentes num intercooler apresentam, por norma, uma configuração semelhante à apresentada na Figura 85, considerou-se que as alhetas formariam canais de forma triangular, com vista a simplificar o problema.



Figura 85 - Formato típico das alhetas de um permutador de calor [55].

Para o dimensionado deste componente, foi ainda necessário definir previamente algumas dimensões tais como a altura de separação das placas, a espessura das alhetas e ainda o número de canais presente em cada camada. Por conseguinte, considerou-se que a separação das placas seria 10 mm e que a espessura das alhetas seria 1 mm. Para os tubos por onde passa o ar, assumiu-se que cada um teria 280 canais, enquanto, para os tubos por onde passa a água, teriam apenas 136 canais. Assim, o intercooler utilizado terá uma configuração semelhante à esquematizada na Figura 86.

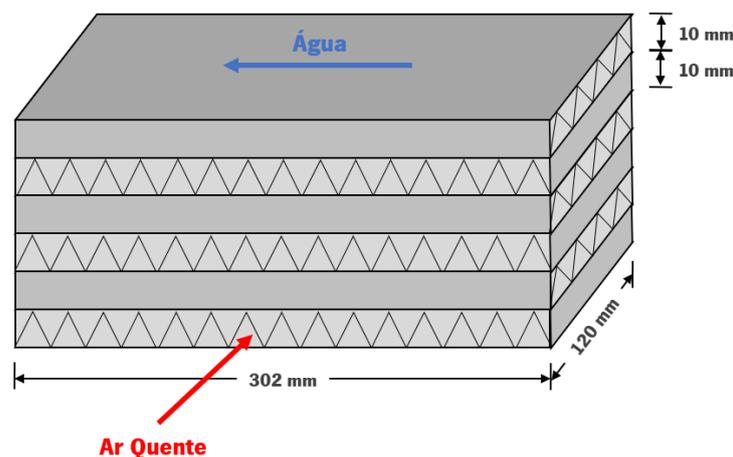


Figura 86 – Configuração simplificada do intercooler ar-água utilizado.

A partir dos valores até agora conhecidos, é possível determinar alguns parâmetros importantes que permitirão concluir qual a área útil de transferência de calor, para a qual se verifica a troca de calor pretendida. O número de alhetas de cada tubo corresponde a metade da quantidade de canais nele existentes, uma vez que se considerou que uma alheta é o que se encontra assinalado na Figura 87. No exemplo demonstrado na figura, o tubo apresenta seis alhetas e doze canais.

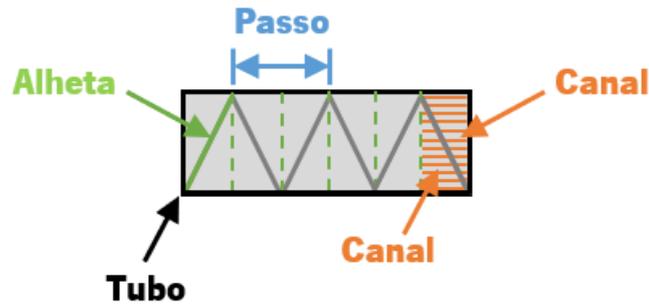


Figura 87 - Esquematização do tubo de um permutador de calor, com a respectiva nomenclatura utilizada.

Posto isto, é possível determinar o passo das alhetas tanto para o tubo por onde passa o ar quente, como para o tubo por onde passa a água, através do comprimento e da largura do intercooler, respetivamente. Assim, tendo em conta o número de alhetas de cada tubo, concluiu-se que o passo das alhetas para o fluido quente é cerca de 4.3 mm, enquanto o passo das alhetas para o fluido frio é, aproximadamente, 3.5 mm. A partir do passo da alheta (p) e da altura de separação entre placas (h), é possível determinar o tamanho da alheta (t), a partir da seguinte equação:

$$t = \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 + h^2} \quad (89)$$

Deste modo, é possível calcular a área de permuta de calor das alhetas por onde passa cada fluido, sendo que o estudo será, posteriormente, feito para ambos. No que concerne o ar quente, a área de transferência de calor nas alhetas pode ser calculada recorrendo ao número de alhetas por onde este passa ($N_{a,h}$), ao passo dessas mesmas alhetas (p_h) e à separação das placas (h), do seguinte modo:

$$A_{t,h} = N_{a,h} 2 \sqrt{\left(\frac{p_h}{2}\right)^2 + h^2} \cdot L \quad (90)$$

Quanto ao fluido frio, a área de transferência de calor pode ser determinada homologamente através do número de alhetas por onde este passa ($N_{a,c}$), do passo das mesmas (p_c) e da separação das placas, sendo que:

$$A_{t,c} = N_{a,c} 2 \sqrt{\left(\frac{p_h}{2}\right)^2 + h^2} \cdot C \quad (91)$$

A permuta de calor num intercooler depende do número de placas (N_{placas}) por ele compostas, que, por sua vez, é função do número de módulos existente (N_m). Deste modo, a equação que descreve esta relação pode ser escrita por:

$$N_{placas} = (2N_m - 1) \quad (92)$$

Consequentemente, a área de transferência de calor nas placas é calculada em função do número de placas, da sua largura (L) e do seu comprimento (C).

$$A_{t,placas} = N_{placas}(L \cdot C) \quad (93)$$

Em suma, para determinar a área total de transferência de calor num intercooler ($A_{t,total}$), é necessário ter em conta a área de transferência das placas ($A_{t,placas}$), das alhetas por onde passa o fluido quente ($A_{t,h}$) e das alhetas por onde passa o fluido frio ($A_{t,c}$). Neste caso, para simplificar o problema, considerou-se que haveria tantos tubos de alhetas para o ar quente, como para a água. Contudo, na realidade, isto nem sempre se verifica. Posto isto, nestas condições, a área total é dada por:

$$A_{t,total} = A_{t,placas} + N_m \cdot A_{t,h} + N_m \cdot A_{t,c} \quad (94)$$

Em permutadores compostos por dois ou mais módulos, o caudal de cada fluido reparte-se por esses módulos. Quanto ao fluido quente, a área de escoamento ($A_{esc,h}$) pode ser calculada através de:

$$A_{esc,h} = C \cdot h \quad (95)$$

Por outro lado, a área de escoamento do fluido frio ($A_{esc,c}$) depende da largura do permutador (L) e da altura de separação de placas (h), sendo que:

$$A_{esc,c} = L \cdot h \quad (96)$$

Sabendo a área de escoamento de cada fluido, pode-se determinar a respetiva velocidade de passagem (u_h para o fluido quente, u_c para o fluido frio), conforme a expressão:

$$u_{h,c} = \frac{\dot{m}_{h,c}}{\rho_{h,c} \cdot A_{esc,h,c} \cdot N_m} \quad (97)$$

em que \dot{m} representa o caudal, medido em kg/s, ρ representa a massa volúmica, medida em kg/m³, A_{esc} representa a área de escoamento, medida em m², e N_m o número de módulos. De salientar que a letra h é indicativa do estudo para o fluido quente, enquanto a letra c é indicativa do estudo para o fluido frio.

A partir da velocidade de passagem, pode-se determinar o número de *Reynolds* (Re) de ambos os fluidos, tendo em conta as suas propriedades, recorrendo à expressão:

$$Re_{h,c} = \frac{u_{h,c} \cdot \rho_{h,c} \cdot D_{h,h,c}}{\mu_{h,c}} \quad (98)$$

onde u é a velocidade de passagem, expressa em m/s, ρ é a massa volúmica, medida em kg/m³, D_h é o diâmetro hidráulico, expresso em m, e μ é a viscosidade dinâmica, medida em N.s/m².

No que diz respeito ao diâmetro hidráulico, este é função da área transversal dos canais (A_{transv}) e do seu perímetro (P_{er}), conforme a expressão:

$$D_{h\ h,c} = \frac{4A_{transv}}{P_{er}} \quad (99)$$

em que a área transversal é dada por:

$$A_{transv\ h,c} = \frac{A_{tubo\ h,c} - A_{mat\ h,c}}{N_{canais\ h,c}} \quad (100)$$

onde A_{tubo} é a área de cada tubo, A_{mat} é a área ocupada pelo material das alhetas desse mesmo tubo e N_{canais} é o número de canais.

Por sua vez, a área de cada tubo por onde passa o fluido quente é dada por:

$$A_{tubo\ h,c} = h \cdot C \quad (101)$$

onde C representa o comprimento da placa e h a separação entre as placas.

E para o fluido frio:

$$A_{tubo\ h,c} = h \cdot L \quad (102)$$

em que L representa a largura da placa.

Quanto à área ocupada pelo material das alhetas, esta pode ser calculada através da seguinte equação:

$$A_{mat\ h,c} = \sqrt{\left(\frac{p_{h,c}}{2}\right)^2 + h^2} \cdot e_{h,c} \cdot N_{a\ h,c} \quad (103)$$

em que e representa a espessura das alhetas.

No que concerne o perímetro de cada canal, pode ser calculado através da seguinte expressão:

$$P_{er\ h,c} = 2 \sqrt{\left(\frac{p_{h,c}}{2}\right)^2 + h^2} + p \quad (104)$$

Posto isto, o diâmetro hidráulico para o fluido quente pode ser determinado através de:

$$D_{h\ h} = \frac{4 \left(h \cdot C - \sqrt{\left(\frac{p_h}{2}\right)^2 + h^2} \cdot e_h \cdot N_{a\ h} \right)}{\left(2 \sqrt{\left(\frac{p_h}{2}\right)^2 + h^2} + p \right) N_{canais\ h}} \quad (105)$$

onde h é a separação das placas, C é o comprimento das placas, e representa a espessura das alhetas, p_h é o seu passo, N_a é o número de alhetas e N_{canais} é o número de canais.

Enquanto o diâmetro hidráulico para os cálculos do fluido frio pode ser determinado por:

$$D_{h,c} = \frac{4 \left(h \cdot L - \sqrt{\left(\frac{p_c}{2}\right)^2 + h^2} \cdot e_c \cdot N_{a,c} \right)}{\left(2 \sqrt{\left(\frac{p_c}{2}\right)^2 + h^2} + p \right) N_{canais,c}} \quad (106)$$

Assim, é possível calcular o número de *Nusselt* (Nu), tendo sido utilizada a seguinte expressão:

$$Nu_{h,c} = 0.023 Re_{h,c}^{0.8} Pr_{h,c}^n \quad (107)$$

onde Pr é o número de *Prandtl* e o expoente n toma o valor $n=0.3$ para arrefecimento e $n=0.4$ para aquecimento.

A partir do número de *Nusselt*, pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), medido em $W/(m^2.K)$, tendo em conta o diâmetro hidráulico e a condutividade térmica do ar (k), expressa em $W/(m.K)$.

$$h_{h,c} = \frac{Nu_{h,c} \cdot k_{h,c}}{D_{h,h,c}} \quad (108)$$

Posto isto, pode-se determinar a resistência térmica ($R_{t,h,c}$) e a resistência térmica total ($R_{t,total}$), medidas em K/W , recorrendo às expressões:

$$R_{t,h,c} = \frac{1}{h_{h,c} \cdot A_{t,total}} \quad (109)$$

$$R_{t,total} = \frac{1}{h_h \cdot A_{t,total}} + \frac{1}{h_c \cdot A_{t,total}} \quad (110)$$

A resistência total é inversamente proporcional ao produto do coeficiente global de transferência de calor (U), expresso em $W/(m^2.K)$, com a área, conforme apresentado:

$$UA = \frac{1}{R_{t,total}} \quad (111)$$

Deste modo, o coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido através de:

$$U = \frac{UA_{t,total}}{A_{t,total}} \quad (112)$$

Por fim, o NTU pode ser novamente calculado, recorrendo à expressão 84, previamente referida. Com o valor obtido, é possível determinar a eficiência do intercooler, recorrendo ao método da eficiência para permutadores de calor de fluxo cruzado, dada por:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{C_R} NTU^{0.22} [\exp(-C_R NTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (113)$$

em que C_R é o rácio de taxas de capacidade calorífica e NTU é o número de unidades de transferência.

Com o valor obtido através da implementação deste método e com o valor de calor máximo trocado ($Q_{máx}$), determina-se o calor efetivamente trocado, recorrendo à equação 83.

Para o fluido quente, é ainda possível determinar a queda de pressão (Δp), através de:

$$\Delta p_h = \frac{1}{2} \rho_h u_h^2 \frac{0.316 Re_h^{-0.25} L}{D_{hh}} \quad (114)$$

Por outro lado, para o fluido frio, a queda de pressão é dada por:

$$\Delta p_c = \frac{1}{2} \rho_c u_c^2 \frac{0.316 Re_c^{-0.25} C}{D_{hc}} \quad (115)$$

Após a realização deste estudo para um número crescente de módulos, é necessário analisar o comportamento do NTU, de modo a compreender quando é que este atinge o valor pretendido. Assim, deseja-se obter um valor o mais próximo possível do calculado inicialmente, através do processo iterativo anteriormente mencionado. Neste caso, verificou-se que, quando se utilizam 4 módulos, o valor de NTU obtido é exatamente 1.66, o que coincide com o valor que obteve no processo acima descrito.

De seguida, é possível calcular a temperatura a que o fluido quente sai do permutador (T_{ho}) e a temperatura final do fluido frio (T_{co}), sendo que:

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{Q}{(\dot{m}c_p)_h} \quad (116)$$

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{Q}{(\dot{m}c_p)_c} \quad (117)$$

Por fim, a altura do intercooler pode ser determinada, sabendo o número de módulos utilizados e a separação entre as placas, de acordo com:

$$H = 2N_m \cdot h \quad (118)$$

Em suma, é possível concluir que o intercooler poderá ter as especificações referidas na Tabela 23. De notar que, como foram arbitrados alguns valores, um intercooler com características diferentes poderá garantir os mesmos resultados. Deste modo, a partir da folha de cálculo desenvolvida no *Excel*, podem-se

averiguar as características de um determinado intercooler, substituindo os parâmetros que forem necessários para tal.

Tabela 23 - Características do intercooler ar-água utilizado no motor otimizado.

Caraterísticas do Intercooler	
Altura (H)	0.080 m
Largura (L)	0.120 m
Comprimento (C)	0.302 m
Eficiência (ϵ)	0.8
Número de unidades de transferência (NTU)	1.66
Calor trocado (Q)	68711 W
Temperatura entrada fluido quente (T_{hi})	130°C
Temperatura entrada fluido frio (T_{ci})	25°C
Temperatura saída fluido quente (T_{ho})	46°C
Temperatura saída fluido frio (T_{co})	28.29°C
Queda de pressão fluido quente (Δp)	18040 Pa
Queda de pressão fluido frio (Δp)	19010 Pa
Coeficiente global de transferência de calor (U)	411 W/m ² K

5.5. ESTUDO DO AVANÇO DA IGNIÇÃO DO MOTOR OTIMIZADO

Para determinar o avanço da ignição do motor otimizado, foi feito um estudo idêntico ao realizado previamente para a simulação do motor original. Neste caso, o modelo foi aplicado considerando as alterações propostas, conforme apresentado na Tabela 24.

Tabela 24 - Dados utilizados no cálculo do avanço da ignição.

	Dados
Relação Ar/Combustível (AFR)	12
Velocidade de rotação (N)	1000 - 8500 rpm
Temperatura inicial (Ti) 1000 rpm	38°C
Temperatura inicial (Ti) 1500 – 8500 rpm	46°C
Pressão inicial (Pi) 1000 rpm	1.55 bar
Pressão inicial (Pi) 1500 – 8500 rpm	1.95 bar

Posto isto, a quantidade de calor fornecido ao sistema, resultante da combustão, pode ser obtida através do poder calorífico inferior do combustível (PCI), a relação ar-combustível (A/F) e a respetiva massa de cada elemento da mistura que entra no cilindro em cada rotação. Assim, para o motor otimizado, obteve-se que a quantidade de calor fornecida ao sistema é de 3196 J.

Através do mesmo procedimento apresentado no Capítulo 5.1, verificou-se, analiticamente, para que avanço da ignição se consegue obter o maior proveito da combustão. Para isso, determinou-se a quantidade de calor fornecida em cada grau de rotação da cambota, mediante a determinação da fração mássica queimada ao longo da combustão (MFB). Deste modo, aplicou-se a função de Wiebe para os mesmo doze cenários hipotéticos apresentados anteriormente, obtendo-se o gráfico representado na Figura 88.

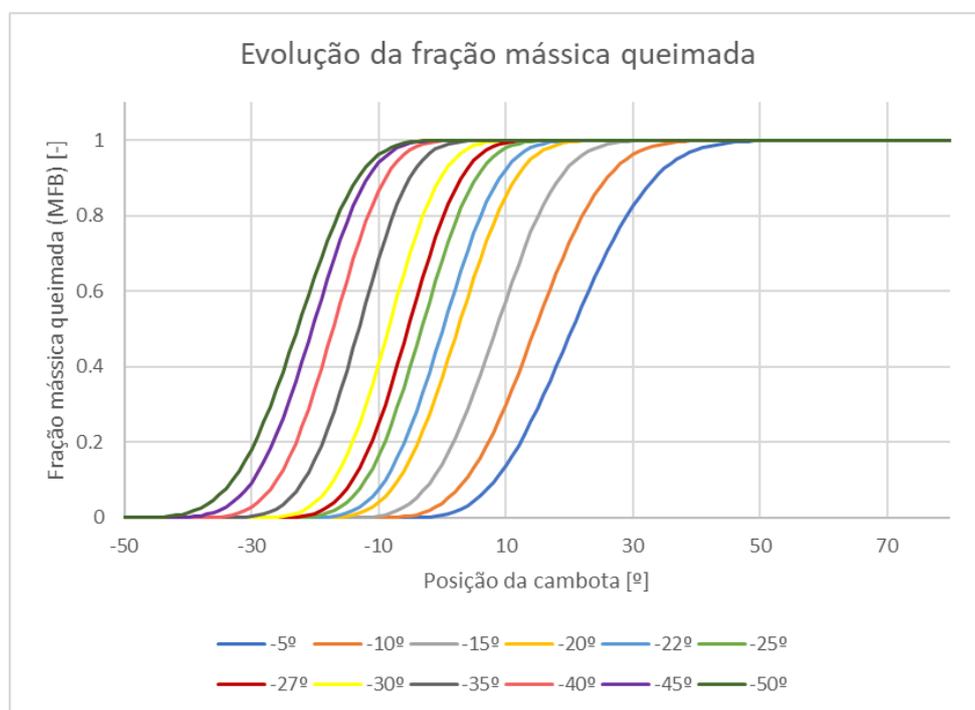


Figura 88 - Evolução da fração mássica queimada no decorrer da combustão, para o motor otimizado, para diferentes avanços da ignição.

Atendendo às equações previamente enunciadas, é possível avaliar o valor máximo que o trabalho acumulado assume em cada caso em estudo. Assim, para uma velocidade de rotação de 8500 rpm, verifica-se um maior proveito da combustão quando esta apresenta um avanço de -22° , sendo que o integral do trabalho toma o valor de 19451 J, tal como se pode verificar na Figura 89.

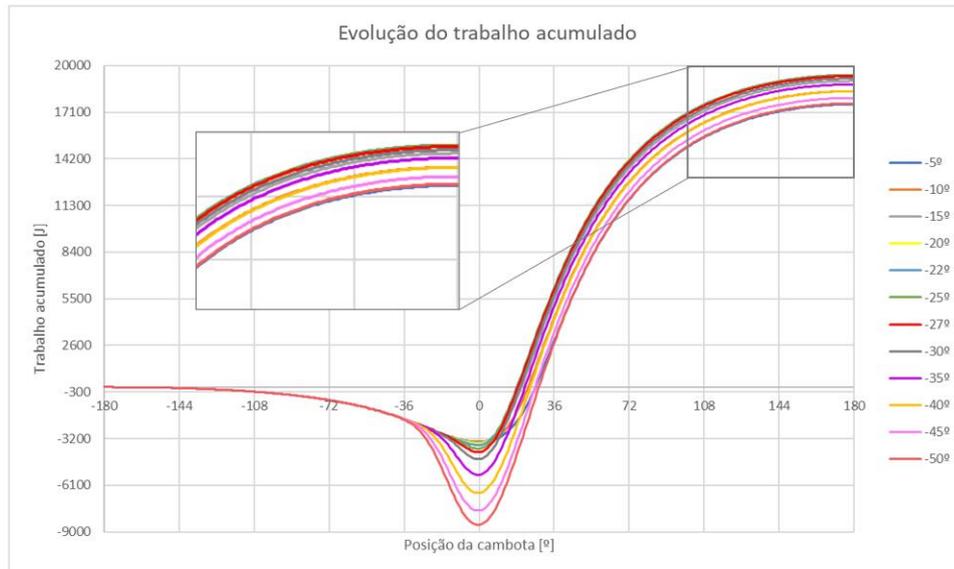


Figura 89 - Integral do trabalho, em função da posição da cambota, para cada ângulo de ignição, para o motor otimizado.

Inicialmente, para a simulação do motor otimizado, utilizaram-se os valores que trazem maior proveito da combustão, tal como se fez anteriormente para o estudo do avanço da ignição do motor original. Deste modo, o avanço de ignição utilizado, para cada velocidade de rotação, é o que apresenta um valor maior do trabalho acumulado, conforme indicado na Tabela 25.

Tabela 25 - Valores utilizados inicialmente na simulação do motor otimizado, com base no estudo teórico.

Velocidade de rotação [rpm]	Início da combustão [°]	Duração da combustão [°]	Fator de forma (M) [-]	Temperatura "EO" [°C]	Pressão "EO" [bar]	Pressão máxima [bar]
1000	-15	18	5.464	2235	22.50	285.4
1500	-20	22	5.194	2237	27.72	289.8
2000	-20	26	4.868	2239	27.74	276.7
2500	-22	27	4.694	2243	27.78	280.6
3000	-22	29	4.505	2244	27.80	274.4
3500	-22	31	4.352	2246	27.82	270.0
4000	-22	32	4.223	2248	27.84	266.3
4500	-22	34	4.112	2250	27.86	263.6
5000	-22	34	4.016	2251	27.87	261.4
5500	-22	34	3.931	2253	27.89	259.6
6000	-22	36	3.855	2254	27.90	258.1
6500	-22	36	3.786	2255	27.91	256.8
7000	-22	36	3.723	2256	27.93	255.9
7500	-22	36	3.666	2257	27.93	255.2
8000	-22	37	3.613	2258	27.94	254.5
8500	-22	37	3.564	2258	27.95	254.0

No entanto, atendendo a que o método utilizado para calcular o avanço da ignição não considera a existência de transferência de calor, foi feito posteriormente um estudo no software. Deste modo, para cada velocidade de rotação do motor, determinou-se qual seria o avanço da ignição que resultaria num melhor desempenho. Posto isto, os resultados encontram-se apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 - Valores efetivamente utilizados na simulação do motor otimizado, com base nos resultados do AVL Boost.

Velocidade de rotação [rpm]	Início da combustão [°]	Duração da combustão [°]	Fator de forma (M) [-]	Temperatura "EO" [°C]	Pressão "EO" [bar]	Pressão máxima [bar]
1000	-5	23	4.735	2373	23.82	208.9
1500	-10	27	4.720	2318	28.61	215.4
2000	-10	31	4.424	2352	28.99	196.8
2500	-15	31	4.446	2282	28.21	228.3
3000	-15	33	4.267	2292	28.32	220.7
3500	-15	35	4.122	2299	28.40	215.1
4000	-15	35	4.000	2305	28.47	211.3
4500	-15	36	3.895	2309	28.51	208.3
5000	-15	34	3.804	2312	28.55	206.0
5500	-20	35	3.877	2260	27.97	244.8
6000	-20	36	3.802	2261	27.98	243.2
6500	-20	37	3.734	2262	28.00	242.0
7000	-20	37	3.673	2264	28.01	241.0
7500	-20	38	3.616	2264	28.02	240.2
8000	-20	38	3.564	2265	28.03	239.5
8500	-20	38	3.516	2266	28.04	239.0

5.6. MODELO DE SIMULAÇÃO DO MOTOR OTIMIZADO

Tal como mencionado no Capítulo 3.2, para o motor aumentar a sua potência e passar dos iniciais 322 cv para os 1000 cv que se pretendem implementar, serão realizadas diversas alterações. O modelo de simulação do motor otimizado tem por base o modelo já desenvolvido para o motor original. Como não se tenciona alterar o escape, o escape do modelo de simulação não será modificado. No entanto, há outras alterações a ser executadas no modelo, nomeadamente a implementação de um elemento representativo do compressor volumétrico e outro de um intercooler. Além disso, a admissão será também modificada, passando a existir apenas um coletor de admissão e um único filtro de ar. Deste modo, para a elaboração do modelo de simulação do motor otimizado, utilizaram-se os elementos apresentados na Tabela 27.

Tabela 27 - Elementos utilizados na modelação do motor otimizado.

Ícone	Elemento	Designação	Número de Elementos
	Motor	"E"	1
	Cilindro	"C"	12
	Ponto de medição	"MP"	44
	Junção	"J"	5
	Tubo	"["	48
	Condições de Fronteira	"SB"	2
	Injetor	"I"	12
	Plenum	"PL"	2
	Filtro de ar	"CL"	1
	Compressor volumétrico	"PDC"	1
	Intercooler	"CO"	1

Assim, após as modificações enunciadas, o modelo de simulação do motor otimizado apresenta a configuração da Figura 90.

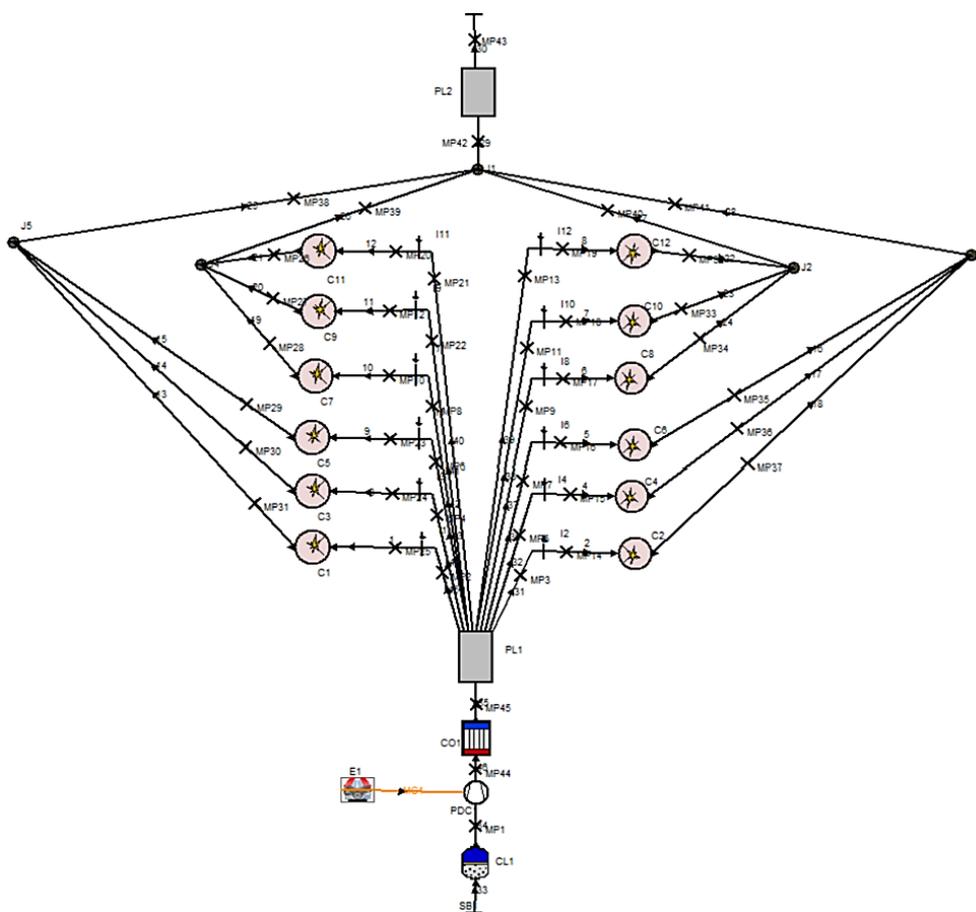


Figura 90 - Modelo de simulação final, no AVL Boost, do motor otimizado BMW M73.

Dados gerais da simulação

No que diz respeito aos dados gerais da simulação, a simulação do motor otimizado manteve os mesmos dados estabelecidos para a simulação do motor original, apresentados no Capítulo 5.2, à exceção das condições de inicialização. Assim, foram definidos os sets apresentados na Figura 91, em que a relação ar-combustível especificada é igual a 12, uma vez que há uma grande vantagem a nível do incremento de potência quando se utiliza uma mistura rica. De notar que os valores do set 5 foram arbitrados.

	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio
	bar	degC	[-]	[-]	[-]
1	1	25	0	0	12
2	1.95	130	0	0	12
3	1.95	46	0	0	12
4	1.95	46	0.07	0	12
5	2.2	600	0	1	12

Figura 91 - Condições de inicialização utilizadas na simulação do motor otimizado.

Contudo, como é feita a implementação de um compressor volumétrico no motor, a pressão e a temperatura definida nos sets 2, 3 e 4 variam à medida que a velocidade de rotação vai aumentando. Tendo em conta que a velocidade de rotação varia entre 1000 rpm e a velocidade de potência máxima (8500 rpm), podem-se retirar os valores necessários. Assim, pela leitura do mapa de desempenho do compressor volumétrico LYS 1660 AX apresentada no Capítulo 5.3, estimam-se os valores de pressão e temperatura apresentados na Tabela 28.

Tabela 28 - Valores de pressão e temperatura utilizados na simulação do motor otimizado.

Velocidade de rotação	Pressão	Temperatura Saída Compressor (Set 2)	Temperatura Saída Intercooler (Set 3 e 4)
1000 rpm	1.55 bar	91 °C	38 °C
1500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
2000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
2500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
3000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
3500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
4000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
4500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
5000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
5500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
6000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
6500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
7000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
7500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
8000 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C
8500 rpm	1.95 bar	130 °C	46 °C

Aumentando a velocidade máxima de rotação e aumentando a pressão de admissão da mistura ar-combustível nos cilindros, é de esperar que haja também um incremento do atrito. Por isso, é necessário calcular a pressão média de atrito (p_{ma}), também denominada por “*Friction Mean Effective Pressure*” ($FMEP$), para as novas condições de funcionamento do motor. Deste modo, recorreu-se novamente ao modelo de *Winterbone* (1986), a partir da expressão [48]:

$$FMEP = 0.061 + 0.15 \frac{P_{m\acute{a}x}}{60} + 0.294 \frac{N}{1000} \quad (119)$$

Posto isto, os valores utilizados para o modelo de atrito do motor otimizado encontram-se apresentados na Tabela 29.

Tabela 29 - Valores de $FMEP$ utilizados na simulação do motor otimizado.

Velocidade de rotação	Pressão Máxima	FMEP
1000 rpm	208.9 bar	0.8773 bar
1500 rpm	215.4 bar	1.041 bar
2000 rpm	196.8 bar	1.141 bar
2500 rpm	228.3 bar	1.367 bar
3000 rpm	220.7 bar	1.495 bar
3500 rpm	215.1 bar	1.628 bar
4000 rpm	211.3 bar	1.765 bar
4500 rpm	208.3 bar	1.905 bar
5000 rpm	206.0 bar	2.046 bar
5500 rpm	244.8 bar	2.290 bar
6000 rpm	243.2 bar	2.433 bar
6500 rpm	242.0 bar	2.577 bar
7000 rpm	241.0 bar	2.722 bar
7500 rpm	240.2 bar	2.867 bar
8000 rpm	239.5 bar	3.012 bar
8500 rpm	239.0 bar	3.158 bar

Dados dos Cilindros

Nos cilindros, é necessário introduzir informações relativas às condições iniciais de pressão e temperatura, aquando da abertura da válvula de escape (EO). Para isso, os dados utilizados foram os calculados no estudo de avanço da ignição no motor otimizado, sendo que a pressão e a temperatura variam

com a velocidade de rotação do motor. Neste caso, assumiu-se que a válvula de escape abre aos 82°, de acordo com a análise efetuada no Capítulo 6.3. Deste modo, os valores utilizados para cada velocidade simulada, são os indicados na Tabela 26, no Capítulo 5.5.

Relativamente aos dados da combustão, pode-se definir o ângulo da cambota no qual se inicia este processo, a duração da combustão, o fator de forma (M) e o fator de eficiência (a). Neste caso, após o estudo apresentado no Capítulo 5.5, estes valores foram atribuídos de acordo com a velocidade de rotação do motor. De notar que o fator de eficiência não sofre qualquer alteração em função da velocidade do motor, pelo que se considerou que este valor era 9.21 para todos os casos. Na Tabela 30 encontram-se os valores definidos para cada caso.

Tabela 30 - Dados da combustão utilizados na simulação do motor otimizado.

Velocidade de rotação	Início da Combustão	Duração	Fator de Forma (M)	Fator de eficiência (a)
1000 rpm	-5°	23°	4.735	9.21
1500 rpm	-10°	27°	4.720	9.21
2000 rpm	-10°	31°	4.424	9.21
2500 rpm	-15°	31°	4.446	9.21
3000 rpm	-15°	33°	4.267	9.21
3500 rpm	-15°	35°	4.122	9.21
4000 rpm	-15°	35°	4.000	9.21
4500 rpm	-15°	35°	3.895	9.21
5000 rpm	-15°	37°	3.961	9.21
5500 rpm	-20°	35°	3.877	9.21
6000 rpm	-20°	36°	3.802	9.21
6500 rpm	-20°	37°	3.734	9.21
7000 rpm	-20°	37°	3.673	9.21
7500 rpm	-20°	38°	3.616	9.21
8000 rpm	-20°	38°	3.564	9.21
8500 rpm	-20°	38°	3.516	9.21

No motor otimizado, os diâmetros das condutas foram alargados, comparativamente com o motor original. No que diz respeito ao *Scaling Factor*, este assume valores diferentes, uma vez que tanto as condutas, como os tubos a elas ligados apresentam maior diâmetro. Posto isto, os dados introduzidos encontram-se apresentados na Tabela 31.

Tabela 31 – Dados das condutas e válvulas, de admissão e escape, utilizados na simulação do motor original.

	Folga das Válvulas	Diâmetro tubagem	Diâmetro condutas	Scaling Factor
Admissão	0.2 mm	41.5 mm	38.39 mm	0.8557
Escape	0.2 mm	34.73 mm	31.40 mm	0.8174

Quanto à elevação das válvulas, pode-se definir o ângulo de abertura das válvulas e a respetiva duração. Após o estudo realizado no Capítulo 6.1, foram introduzidos os valores que permitem obter um maior proveito do motor. A Figura 92 apresenta os dados referentes à elevação das válvulas de admissão e escape, respetivamente.

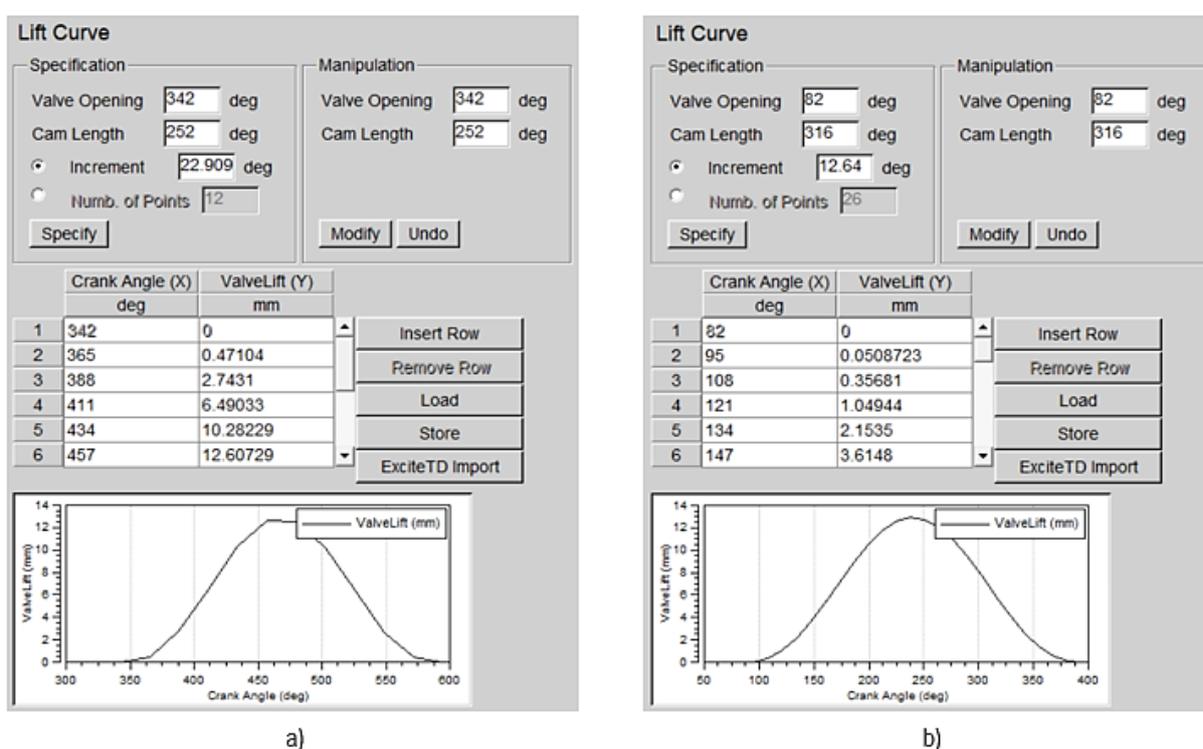


Figura 92 – (a) Dados referentes à elevação da válvula de admissão do motor otimizado; (b) elevação da válvula de escape.

Por fim, a partir dos dados medidos no fluxómetro, pode-se introduzir o coeficiente de fluxo, tanto para a válvula de admissão, como para a válvula de escape. No Anexo C, apresenta-se o método utilizado para a determinação dos coeficientes de fluxo e os valores introduzidos nas simulações. A Figura 93 apresenta a janela referente à introdução dos dados dos coeficientes de fluxo das válvulas de admissão e escape, respetivamente, em função do curso das válvulas.

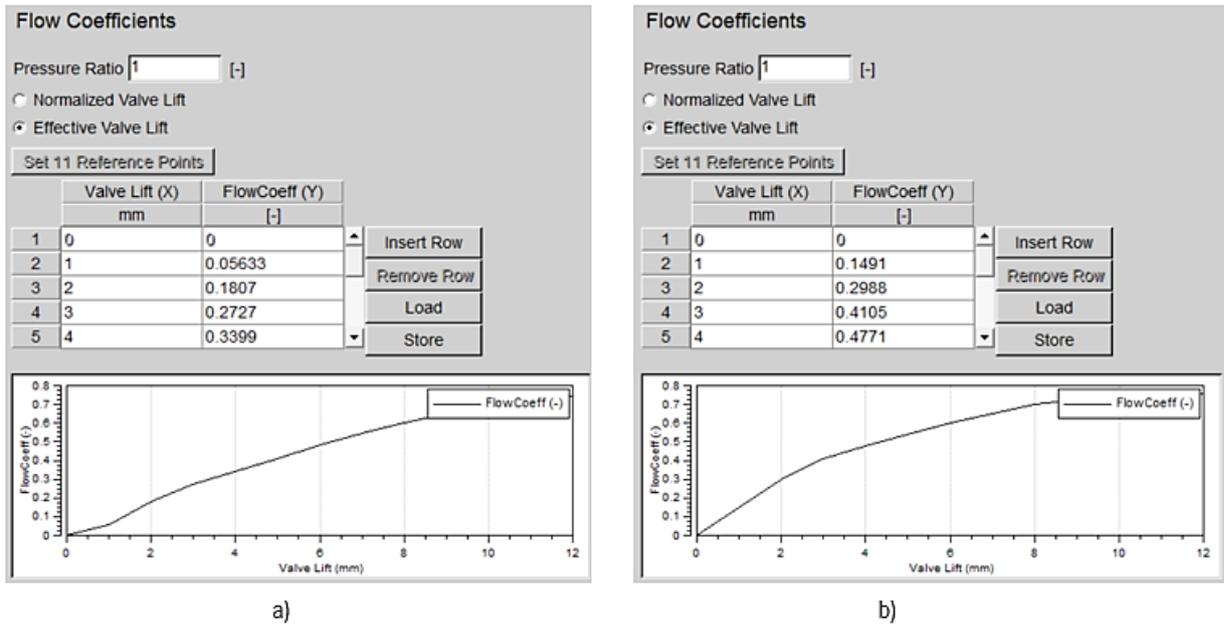


Figura 93 – (a) Coeficiente de fluxo da válvula de admissão do motor otimizado; (b) Coeficiente de fluxo da válvula de escape.

Dados do Filtro de Ar

Ao contrário do motor original, no motor otimizado é apenas utilizado um filtro de ar. Neste caso, considerou-se que este apresenta as mesmas propriedades do motor original, excetuando o fluxo de massa, conforme se pode verificar na Figura 94. Posto isto, o fluxo mássico vai depender da velocidade de rotação do motor, podendo este ser determinado através da metodologia apresentada no Capítulo 5.3.

Friction

Friction Specification Target Pressure Drop Coefficient

Target Pressure Drop

Mass Flow kg/s

Target Pressure Drop bar

Inlet Pressure bar

Inlet Air Temperature degC

Coefficient

Friction Coefficient [-]

Lam. Friction Coeff. [-]

Figura 94 - Especificações do atrito criado pelo filtro de ar do motor otimizado.

Os valores introduzidos da parcela correspondente ao fluxo de massa são os mesmo que foram utilizados para a simulação do compressor volumétrico, que será abordada posteriormente, e encontram-se especificados na Tabela 32.

Tabela 32 - Fluxo de massa utilizado para a simulação do filtro de ar do motor otimizado.

Velocidade de rotação	Fluxo de massa
1000 rpm	0.0772 kg/s
1500 rpm	0.1422 kg/s
2000 rpm	0.1544 kg/s
2500 rpm	0.2370 kg/s
3000 rpm	0.2844 kg/s
3500 rpm	0.3318 kg/s
4000 rpm	0.3792 kg/s
4500 rpm	0.4266 kg/s
5000 rpm	0.4740 kg/s
5500 rpm	0.5214 kg/s
6000 rpm	0.5688 kg/s
6500 rpm	0.6162 kg/s
7000 rpm	0.6636 kg/s
7500 rpm	0.7110 kg/s
8000 rpm	0.7584 kg/s
8500 rpm	0.8058 kg/s

Dados dos Injetores

No que diz respeito aos injetores, considerou-se novamente que seriam todos iguais. Deste modo, o fluxo de massa do combustível que se pretende que seja injetado, pode ser introduzido conforme apresentado na Figura 95. Na parcela “*Ratio*”, seleciona-se a relação ar-combustível que se deseja, sendo neste caso igual a 12, para que a mistura seja rica. De seguida, selecionando um ponto de medição do modelo de simulação, o software determina o fluxo de combustível a injetar. Como o motor otimizado tem apenas um coletor de admissão, cada injetor cobre 8.33% do ar total medido no ponto de medição. Isto, porque o ar medido no ponto de medição será dividido pelos 12 cilindros do motor. De notar que o *Measuring Point 45* é o ponto de medição colocado imediatamente antes do coletor de admissão.

The image shows a software dialog box titled "Mass Flow Specification". It has two main sections: "Ratio Control" and "Direct Control".

- Ratio Control:**
 - Radio buttons: Ratio Control, Direct Control
 - Ratio: 12 [-]
 - Injector Model: Carburettor, Injection Nozzle (Continuous Injection)
 - Air Flow taken from Measuring Point: Measuring Point 45 (dropdown menu)
 - The Injector Covers: 8.333 % of the Total Air Flow
- Direct Control:**
 - Radio buttons: Mass / Cycle, Mass / Time
 - Mass / Cycle: 0 kg/cycle
 - Mass / Time: =Fuel_mas! kg/s

Figura 95 – Dados relativos ao fluxo de massa do combustível injetado do motor otimizado.

Dados das Condições de Fronteira

No que concernem os elementos das fronteiras do sistema, denominados por “*System Boundary*”, estes permitem definir as condições de fronteira do modelo de simulação. Desta forma, a Tabela 33 apresenta os dados utilizados nos diferentes limites do sistema.

Tabela 33 – Dados utilizados na especificação das condições de fronteira do modelo do motor otimizado.

	Limite	Pressão	Temperatura	Vapor de combustível	Produtos da combustão	A/F
SB1	Admissão	1 bar	25°C	0	0	12
SB2	Escape	1 bar	180°C	0	1	12

Dados dos Plenums

Devido à falta de informação relativa ao volume dos “*Plenum*” a implementar, estes valores foram arbitrados. Como não se vai alterar o escape, então é apenas necessário redefinir as propriedades do coletor de admissão. Assim, a Tabela 34 apresenta os dados utilizados na simulação dos *plenums* do motor otimizado, sendo que a pressão e temperatura do coletor de admissão varia com a velocidade de rotação.

Tabela 34 - Dados utilizados na especificação dos *plenums* do modelo do motor otimizado.

	Sistema	Volume	Pressão	Temperatura	Vapor de combustível	Produtos da combustão	A/F
PL1	Admissão	3 L	Set 3	Set 3	0	0	12
PL2	Escape	2.5 L	2.2 bar	600 °C	0	1	12

Dados do Compressor Volumétrico

O elemento representativo do compressor volumétrico, pode ser definido através de um modelo simplificado, no qual é necessário conhecer o fluxo mássico, a eficiência isentrópica e o consumo de potência. Além disso, é necessário estabelecer as condições de referência da admissão, isto é, a pressão e temperatura, tal como apresentado na Figura 96.

Simplified Model

Corrected Mass Flow [=Correct] kg/s
 Volume Flow m³/s
 Temperature Increase degC
 Isentropic Efficiency [=Superct] [-]
 Power Consumption [=Power_] kW
 Mechanical Efficiency [-]

Reference Inlet Conditions

Pressure 1 bar
 Temperature 25 degC

Figura 96 - Dados relativos ao compressor volumétrico do motor otimizado.

Para obter valores fidedignos, é necessário variar os parâmetros do modelo simplificado em função da velocidade de rotação. Assim, o fluxo de massa varia de acordo com o especificado na Tabela 32 anteriormente apresentada, enquanto a eficiência isentrópica e a potência consumida variam conforme o definido na Tabela 35.

Tabela 35 - Dados relativos à simulação do compressor volumétrico.

Velocidade de rotação	Eficiência isentrópica	Potência consumida
1000 rpm	0.42	4 kW
1500 rpm	0.48	9 kW
2000 rpm	0.56	12 kW
2500 rpm	0.58	13 kW
3000 rpm	0.62	15 kW
3500 rpm	0.63	17 kW
4000 rpm	0.64	19 kW
4500 rpm	0.65	22 kW
5000 rpm	0.64	24 kW
5500 rpm	0.64	27 kW
6000 rpm	0.64	29 kW
6500 rpm	0.63	32 kW
7000 rpm	0.62	36 kW
7500 rpm	0.60	39 kW
8000 rpm	0.58	43 kW
8500 rpm	0.56	47 kW

Dados do Intercooler

No que concerne o intercooler, através dos cálculos apresentados no Capítulo 5.4, os valores de volume total e comprimento do core são conhecidos. Deste modo, o comprimento do permutador determinou-se que seria 302 mm e o volume pode ser facilmente calculado através das dimensões deste componente (302x120x80 mm). Assim, apenas é necessário arbitrar o volume de entrada e saída do coletor, tal como apresentado na Figura 97.

Geometrical Properties	
Total Air Cooler Volume	2.9 l
Inlet Collector Volume	0.8 l
Outlet Collector Volume	1.3 l
Length of Cooling Core	302 mm

Figura 97 - Dados relativos ao intercooler do motor otimizado.

Relativamente às condições de funcionamento do intercooler, é necessário introduzir o fluxo de massa, a temperatura de entrada e saída do ar, a pressão, a perda de pressão e a temperatura de entrada fluido frio, tal como se pode verificar na Figura 98. Todos estes valores foram determinados no Capítulo 5.4, sendo que o fluxo de massa varia de acordo com o especificado na Tabela 32 e a pressão e as temperaturas variam conforme os valores indicados na Tabela 28.

Reference Operating Conditions	
Mass Flow	=Corrected_mass kg/s
Inlet Air Temperature	=Temp_Compress degC
Inlet Pressure	=Pressure_Ratio bar
Friction	
Target Pressure Drop	19010 Pa
Friction Coefficient	[-]
Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Heat Transfer	
Coolant Temperature	25 degC
Target Outlet Temperature	=Temp_Intercoole degC
Target Efficiency	0.79674797 [-]
Heat Transfer Factor	0 [-]

Figura 98 - Condições de funcionamento de referência do intercooler.

Condições de Inicialização

Tal como mencionado anteriormente, as condições de inicialização de cada elemento podem ser estabelecidas no início da simulação, aquando da especificação dos dados gerais. Para isso, definiram-se diversos sets, sendo que elementos com o mesmo set apresentam as mesmas condições. Deste modo, alguns dos elementos enumerados ao longo deste capítulo permitem definir condições de inicialização, conforme especificado na Tabela 36.

Tabela 36 – Condições de inicialização utilizadas em cada elemento, na simulação do motor otimizado.

Elementos	Set	Pressão	Temperatura	Vapor de combustível	Produtos da combustão	A/F
System Boundary 1	1	1 bar	25°C	0	0	12
System Boundary 2	1	1 bar	180°C	0	1	12
Plenum 1	1	1 bar	25°C	0	0	12
Plenum 2	5	2.2 bar	600°C	0	1	12
Tubos Admissão (antes do compressor)	1	1 bar	25°C	0	0	12
Tubos Admissão (entre o compressor e o intercooler)	2	Set 2	Set 2	0	0	12
Tubos Admissão (entre o intercooler e os injetores)	3	Set 3	Set 3	0	0	12
Tubos Admissão (após os injetores)	4	Set 4	Set 4	0.07	0	12
Tubos escape	5	2.2 bar	600°C	0	1	12

As condições de pressão e temperatura dos sets 2, 3 e 4 variam com a velocidade de rotação do motor, de acordo com os valores apresentados anteriormente na Tabela 28. Por fim, a janela do “*Case Explorer*” da modelação do motor otimizado, encontra-se representada na Figura 99.

Speed	Engine_Speed	Combustion_Duration	Start_Combustion	Vibe_Shape	Pressure_EO	Temp_EO	Corrected_mass_flow	charger_efficiency	Power_consumption	Pressure_Ratio	Temp_Compressor	Temp_Intercooler
	rpm	deg	deg	[-]	bar	degC	kg/s	[-]	kW	bar	degC	degC
1000	1000	23	-5	4.735	23.82	2373	0.0772	0.42	4	1.55	91	38
1500	1500	27	-10	4.720	28.61	2318	0.1422	0.48	9	1.95	130	46
2000	2000	31	-10	4.424	28.99	2352	0.1544	0.56	12	1.95	130	46
2500	2500	31	-15	4.446	28.21	2282	0.2370	0.58	13	1.95	130	46
3000	3000	33	-15	4.267	28.32	2292	0.2844	0.62	15	1.95	130	46
3500	3500	35	-15	4.122	28.40	2299	0.3318	0.63	17	1.95	130	46
4000	4000	35	-15	4.000	28.47	2305	0.3792	0.64	19	1.95	130	46
4500	4500	35	-15	3.895	28.51	2309	0.4266	0.65	22	1.95	130	46
5000	5000	37	-15	3.804	28.55	2312	0.4740	0.64	24	1.95	130	46
5500	5500	35	-20	3.877	27.97	2260	0.5214	0.64	27	1.95	130	46
6000	6000	36	-20	3.802	27.98	2261	0.5688	0.64	29	1.95	130	46
6500	6500	37	-20	3.734	28.00	2262	0.6162	0.63	32	1.95	130	46
7000	7000	37	-20	3.673	28.01	2264	0.6636	0.62	36	1.95	130	46
7500	7500	38	-20	3.616	28.02	2264	0.7110	0.60	39	1.95	130	46
8000	8000	38	-20	3.564	28.03	2265	0.7584	0.58	43	1.95	130	46
8500	8500	38	-20	3.516	28.04	2266	0.8058	0.56	47	1.95	130	46

Figura 99 - Dados do *case explorer* da modelação do motor otimizado.

5.7. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Inicialmente, começou-se por simular no software AVL Boost o motor original em estudo, com o intuito de corroborar o seu desempenho. Para o efeito, os resultados obtidos na simulação foram comparados com os dados retirados do gráfico, fornecido pela BMW, apresentado na Figura 100. Neste caso, o motor em análise é o modelo M73 que, tal como o M70, é um motor composto por doze cilindros, dispostos em “V”.

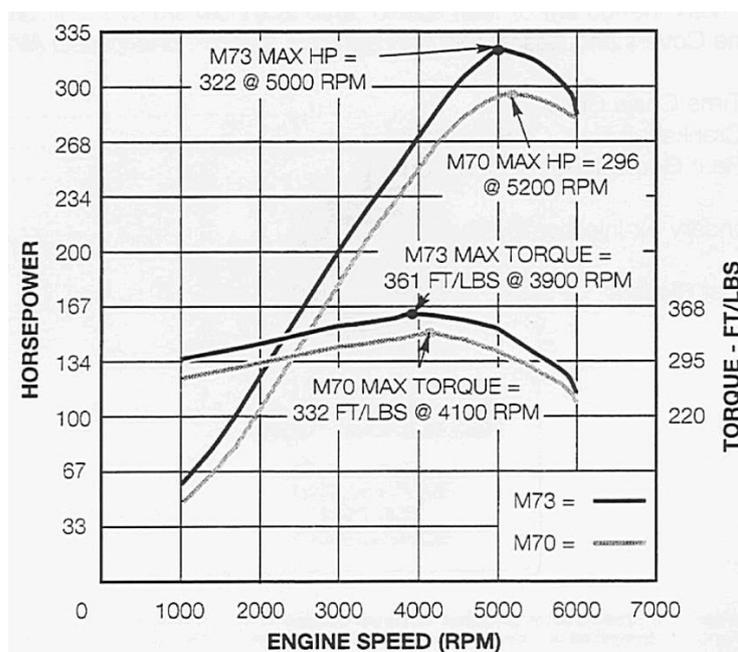


Figura 100 - Dados relativos à potência e binário dos motores M73 e M70, fornecidos pela BMW [3].

Após a leitura do gráfico, é possível recolher os dados referentes à potência e binário do motor em estudo. Tanto os resultados obtidos na simulação do motor, como os dados retirados do gráfico, apresentam-se especificados na Tabela 37.

Tabela 37 – Comparação entre a potência e binário reais e os resultados obtidos na simulação.

Velocidade de rotação	Motor M73 BMW		Simulação AVL	
	Potência	Binário	Potência	Binário
1000 rpm	43.0 kW	410 N.m	50.0 kW	477 N.m
2000 rpm	95.0 kW	454 N.m	101 kW	478 N.m
3000 rpm	145 kW	461 N.m	150 kW	476 N.m
4000 rpm	201 kW	480 N.m	206 kW	492 N.m
5000 rpm	240 kW	458 N.m	236 kW	452 N.m
6000 rpm	225 kW	358 N.m	218 kW	347 N.m

Tal como se pode verificar, há uma diferença considerável entre os valores de potência reais e os simulados, mais notória nas velocidades de rotação mais baixas, sendo que o erro relativo médio ronda os 5.6%. Verifica-se também uma discrepância nos valores do binário, que se deve essencialmente ao erro associado aos resultados da potência. Contudo, é necessário ter em conta que os valores retirados das curvas de potência e binário, fornecidas pela BMW, têm também um erro associado. Na Figura 101 e na Figura 102, apresentam-se os resultados previamente referidos, de potência e binário, expressos sob a forma de um gráfico.

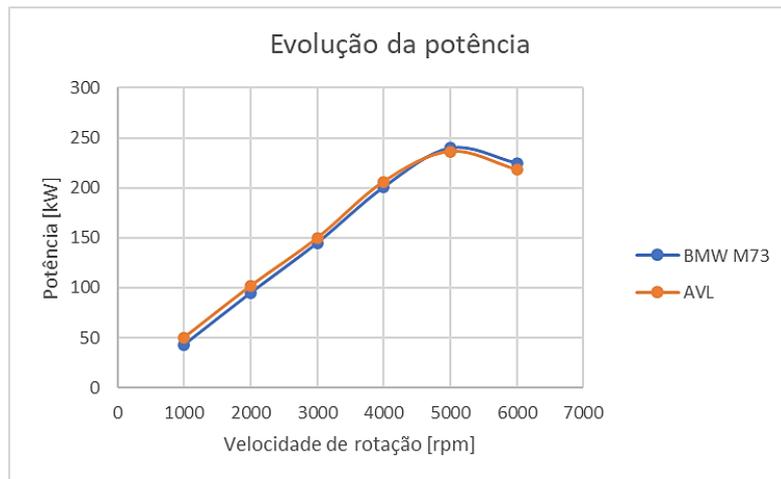


Figura 101 – Comparação dos valores reais e simulados de potência, em função da velocidade de rotação, do motor original.

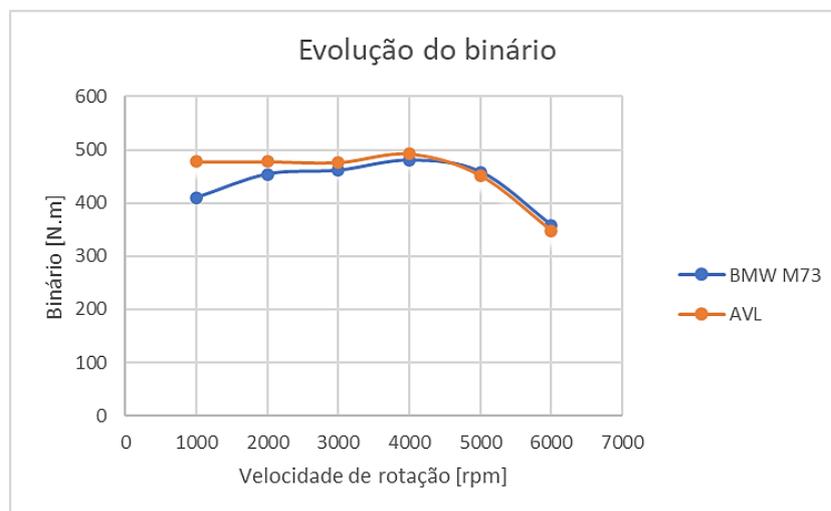


Figura 102 - Comparação dos valores reais e simulados de binário, em função da velocidade de rotação, do motor original.

Pela observação dos gráficos, pode-se concluir que as curvas de potência apresentam um comportamento semelhante, conforme o esperado. Em contrapartida, verifica-se uma ligeira diferença entre as curvas de binário, que se deve ao erro associado aos resultados da potência.

Posteriormente, foram analisados outros parâmetros, nomeadamente o consumo específico, a eficiência indicada e a eficiência efetiva, cujo comportamento das respetivas curvas se encontra descrito na Figura 103.

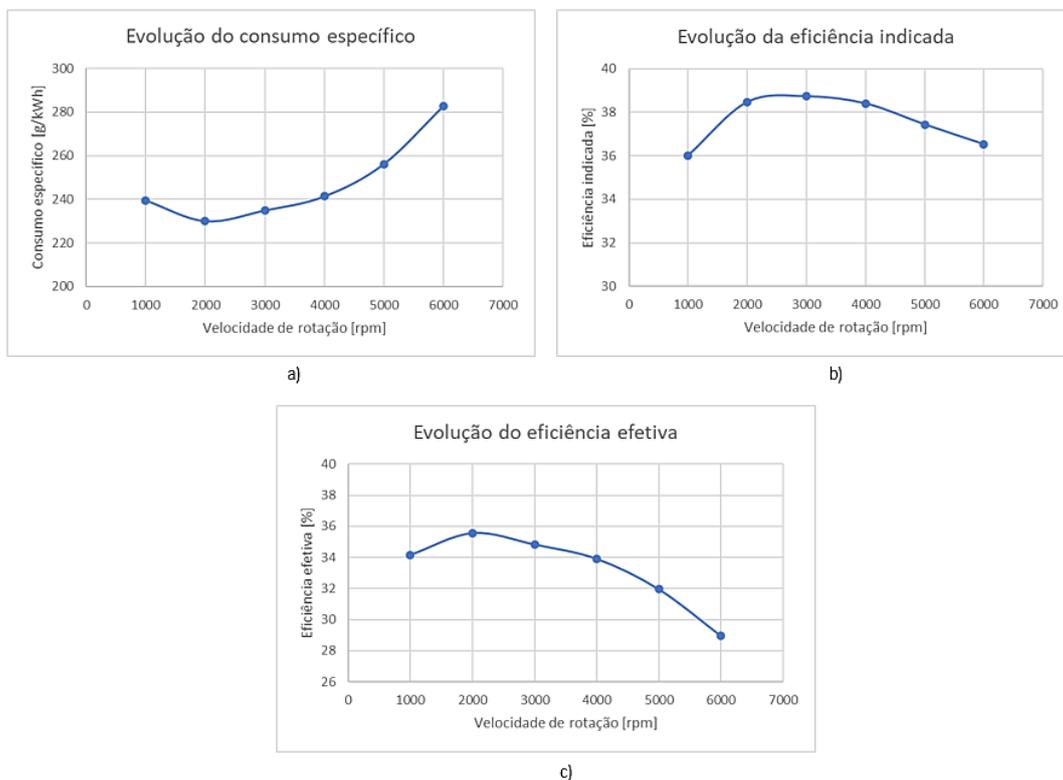


Figura 103 - Evolução do consumo específico (a), eficiência indicada (b) e eficiência efetiva (c), do motor original.

Pela análise dos gráficos, averigua-se que, conforme se previa, o consumo específico é inversamente proporcional à eficiência efetiva. Além disso, o seu valor mínimo corresponde a uma velocidade intermédia. Assim, verifica-se que o valor do consumo é superior na velocidade de rotação mínima e a eficiência é baixa, devido às elevadas perdas térmicas. Em velocidades de rotações mais elevadas, observa-se também um aumento do consumo, uma vez que há um aumento das perdas mecânicas. Deste modo, as curvas dos gráficos apresentados comportam-se conforme o esperado.

Após a simulação do motor original, conclui-se que o desempenho obtido apresenta algumas incoerências com os dados reais, uma vez que se arbitram alguns valores. No entanto, consegue-se uma boa aproximação, sendo possível prever a potência do motor em estudo. Posto isto, é de esperar que os resultados obtidos na simulação do motor otimizado apresentem também um erro relativo considerável. Por este motivo, é importante testar posteriormente o motor modificado no banco de potência e validar os valores obtidos no AVL Boost. Assim, simulando o motor com as alterações propostas, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 38.

Tabela 38 - Resultados na simulação do motor otimizado.

Motor otimizado					
Velocidade de rotação	Potência	Binário	Consumo específico	Eficiência Indicada	Eficiência Efetiva
1000 rpm	76.68 kW	732.2 N.m	300.4 g/kWh	30.43 %	27.55 %
1500 rpm	150.9 kW	960.3 N.m	281.2 g/kWh	32.54 %	29.43 %
2000 rpm	205.9 kW	983.4 N.m	274.5 g/kWh	33.41 %	30.15 %
2500 rpm	261.1 kW	997.4 N.m	270.5 g/kWh	33.90 %	30.59 %
3000 rpm	314.7 kW	1001 N.m	269.2 g/kWh	34.16 %	30.74 %
3500 rpm	366.5 kW	999.9 N.m	269.7 g/kWh	34.24 %	30.68 %
4000 rpm	415.0 kW	990.7 N.m	272.2 g/kWh	34.10 %	30.40 %
4500 rpm	459.5 kW	975.0 N.m	276.8 g/kWh	33.82 %	29.89 %
5000 rpm	501.6 kW	958.0 N.m	281.8 g/kWh	33.46 %	29.37 %
5500 rpm	539.1 kW	936.1 N.m	288.2 g/kWh	33.15 %	28.71 %
6000 rpm	576.6 kW	917.6 N.m	294.1 g/kWh	32.76 %	28.14 %
6500 rpm	614.9 kW	903.3 N.m	298.3 g/kWh	32.57 %	27.74 %
7000 rpm	648.6 kW	884.9 N.m	304.0 g/kWh	32.30 %	27.22 %
7500 rpm	677.1 kW	862.2 N.m	311.6 g/kWh	31.85 %	26.56 %
8000 rpm	707.0 kW	843.9 N.m	318.2 g/kWh	31.57 %	26.01 %
8500 rpm	741.0 kW	832.5 N.m	321.7 g/kWh	31.50 %	25.73 %

Analisando os dados, é possível averiguar que a potência máxima se obtém às 8500 rpm e assume um valor de 741 kW, o que corresponde a cerca de 1007 cv. Deste modo, conclui-se que, teoricamente, é possível alcançar a potência pretendida. Constata-se ainda que tanto o binário, como a eficiência indicada e a eficiência efetiva atingem o seu valor máximo às 3000 rpm, sendo a esta velocidade de rotação que o consumo se reduz ao seu valor mínimo. Na Figura 104 e na Figura 105 é possível observar o comportamento das curvas de binário e potência, respetivamente.

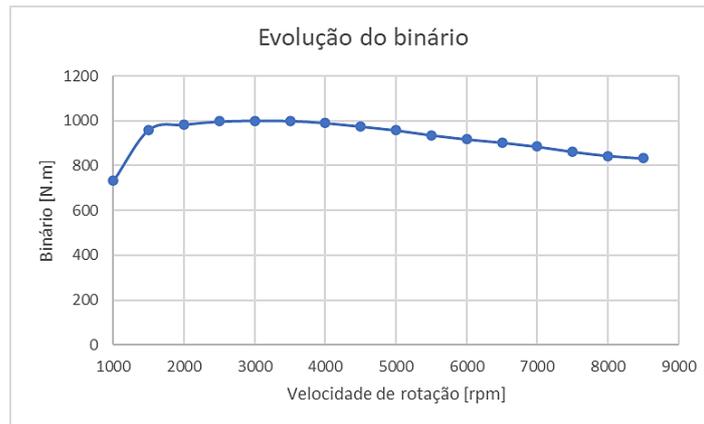


Figura 104 - Binário obtido em função da velocidade de rotação do motor otimizado.

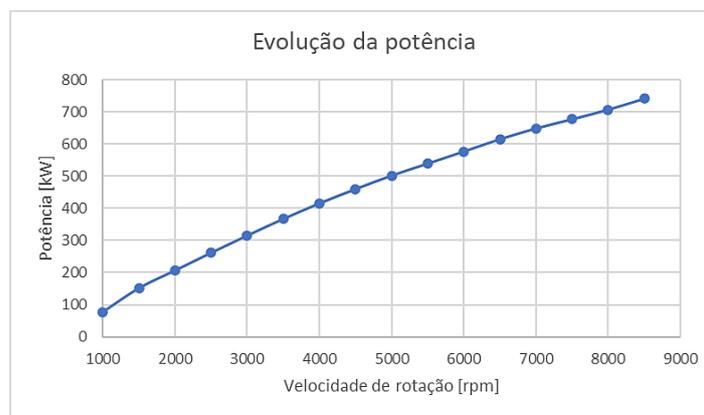


Figura 105 - Potência obtida em função da velocidade de rotação do motor otimizado.

No que concerne a curva do binário, esta apresenta o comportamento esperado, sendo que vai aumentando com a velocidade de rotação até chegar ao seu ponto máximo. A partir daí, sofre uma diminuição, resultante das perdas de carga nos coletores e válvulas. Além disso, verifica-se também um aumento das perdas por atrito, o que contribui para a diminuição do binário efetivo. Relativamente à curva da potência, esta advém da curva do binário. Assim, na fase de aumento do binário, espera-se um crescimento rápido. Após o binário alcançar o seu valor máximo, o aumento da potência deve-se apenas ao incremento da velocidade até atingir o seu valor máximo. Tipicamente, a partir deste ponto, a redução da curva do binário sobrepõe-se ao aumento da velocidade de rotação, verificando-se uma diminuição da potência. Neste caso, não se constata um decréscimo deste valor, possivelmente, porque o aumento da velocidade de rotação continua a ser vantajosa para o desempenho do motor. A nível do consumo e eficiência, cujos gráficos se apresentam na Figura 106, o comportamento das respetivas curvas encontra-se dentro do esperado, sendo que o consumo atinge o seu consumo mínimo numa velocidade intermédia.

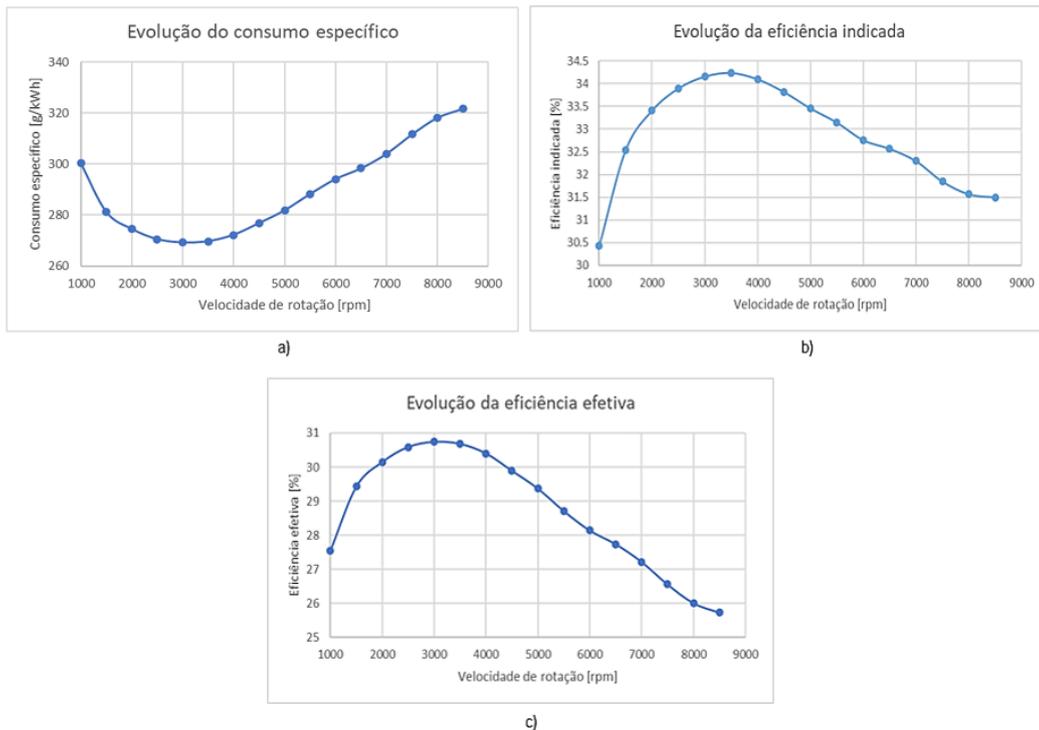


Figura 106 - Evolução do consumo específico (a), eficiência indicada (b) e eficiência efetiva (c), do motor otimizado.

Comparando os resultados de ambas as simulações, confirma-se que é possível incrementar significativamente a potência do motor, recorrendo às alterações implementadas. Na Figura 107 dá-se a conhecer o gráfico comparativo do desempenho do motor original, naturalmente aspirado, e do motor otimizado, que recorre a um compressor volumétrico.

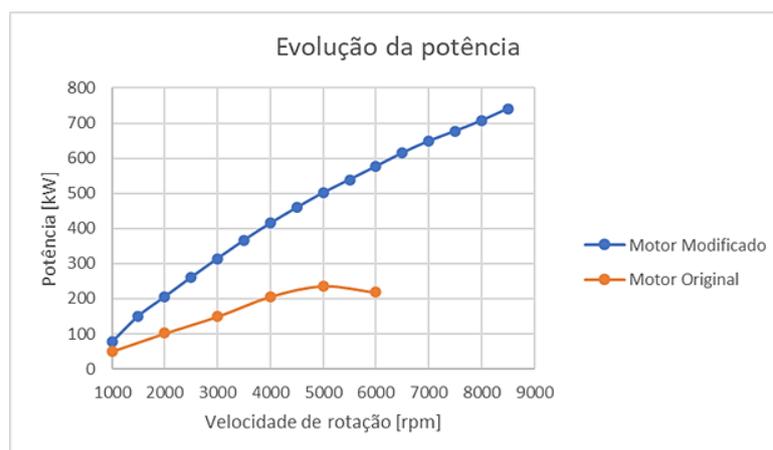


Figura 107 - Comparação dos valores reais e simulados de potência, em função da velocidade de rotação, do motor original.

Relativamente ao binário, consumo específico, eficiência indicada e eficiência efetiva, os gráficos que permitem comparar os resultados das simulações do motor original e do motor otimizado encontram-se apresentados na Figura 108.

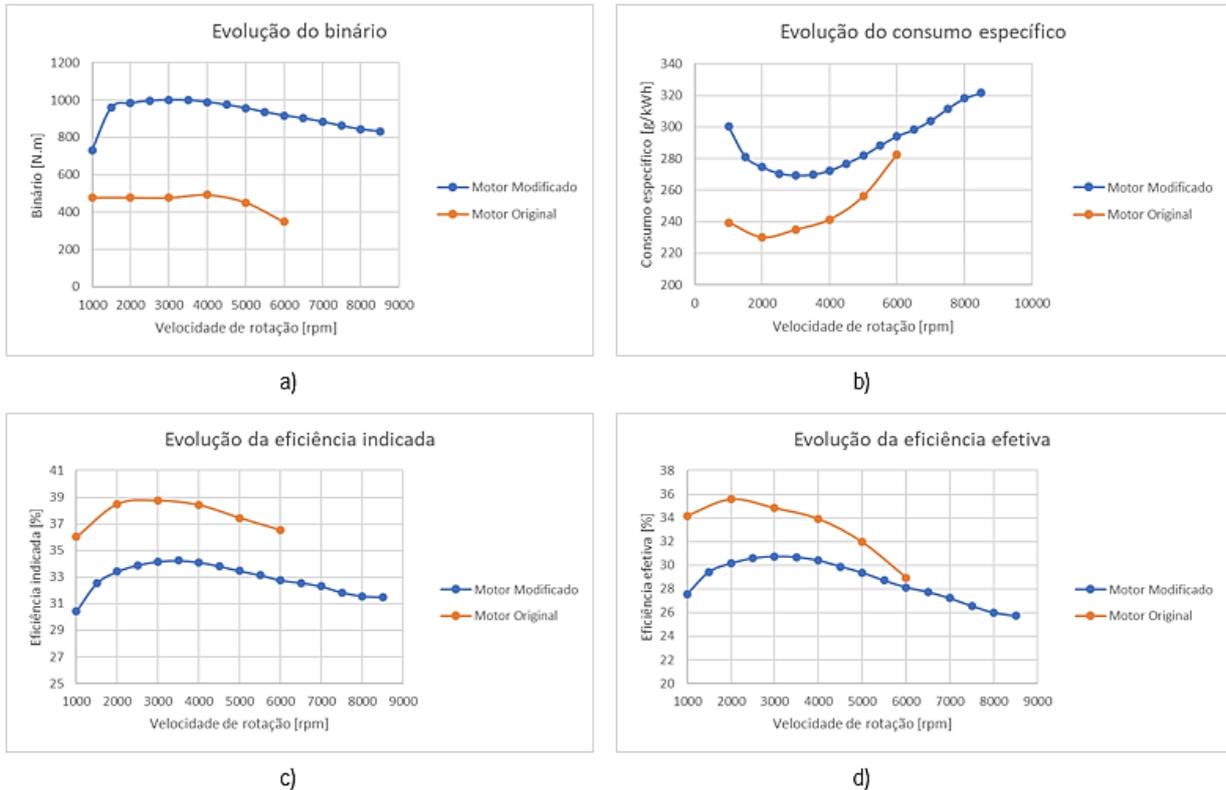


Figura 108 - Comparação do binário (a), consumo específico (b), eficiência indicada (c) e eficiência efetiva (d), dos motores original e otimizado.

Naturalmente, tanto o binário, como o consumo específico apresentam valores superiores na simulação do motor otimizado, comparativamente com a simulação do motor original. No caso do consumo específico, este é visivelmente superior no motor otimizado, visto que se utiliza uma mistura rica. Por outro lado, a eficiência apresenta valores inferiores, uma vez que o compressor volumétrico consome energia do motor para funcionar. Em suma, conclui-se que é possível obter o incremento de potência pretendido, contudo é necessário considerar que há um erro associado à utilização do software. Em parte, esse erro deve-se ao facto de terem sido arbitrados alguns valores de certos componentes, para se proceder às simulações.

6. DESIGN DA ÁRVORE DE CAMES

A seleção da árvore de cames ideal depende das características pretendidas para o motor em questão. Num motor sobrealimentado com compressor volumétrico, a árvore de cames apresenta diferentes especificações, quando comparada com um motor turbocomprimido ou naturalmente aspirado. A escolha desajustada deste componente pode implicar um mau funcionamento do motor, perda de potência e um aumento significativo das emissões de poluentes. Assim, os parâmetros mais relevantes a ter em conta aquando da seleção da árvore de cames são a duração, o curso das válvulas e o cruzamento de válvulas.

A duração corresponde ao número de graus em que as válvulas estão efetivamente abertas, sem estarem em contacto com as sedes. Apesar da árvore de cames rodar a metade da velocidade do motor, a duração da árvore de cames é medida em função dos graus de rotação da cambota. No que diz respeito ao curso das válvulas, este termo refere-se à sua elevação máxima, em milímetros. Por outras palavras, o curso da válvula corresponde à distância máxima atingida entre a válvula e as respetivas sedes, no decorrer do seu processo de abertura e fecho. O cruzamento de válvulas, conforme já especificado, é o número de graus em que se verifica o cruzamento das válvulas de admissão e escape, isto é, em que a válvula de escape ainda está a fechar e a de admissão já está a abrir.

6.1. CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS CAMES ORIGINAIS

Para se realizar a simulação do motor original é imperativo que se conheça o movimento realizado pelas válvulas, desde a sua abertura, onde deixam de estar em contacto com as sedes, até ao seu fecho, em que o contacto é retomado. As cames, que atuam as válvulas e cujo perfil determina o seu movimento, podem apresentar inúmeros perfis. Deste modo, o seu perfil depende de diversos fatores, nomeadamente da duração e do curso máximo que se pretende impor à válvula. Por norma, estes dados são fornecidos pela marca do motor na respetiva ficha técnica. No caso do motor M73, os valores disponibilizados pela BMW encontram-se especificados na Tabela 39.

Tabela 39 – Especificações das válvulas de admissão e escape do motor original, fornecidas na ficha técnica do motor.

	Duração de abertura	“Lobe Centerline”	Curso máximo da válvula
Admissão	240º	112º	10.3 mm
Escape	240º	109º	10.3 mm

A partir das especificações apresentadas, é possível determinar os eventos de abertura e fecho das válvulas e, posteriormente, elaborar um diagrama representativo do deslocamento das mesmas. O “Lobe

Centerline”, medido em graus da cambota, corresponde à distância entre o grau no qual a elevação da válvula é máxima e o PMS (Ponto Morto Superior). Tendo em conta que o deslocamento das válvulas é simétrico e que estas apresentam uma duração de 240°, entre o “Lobe Centerline” e a abertura da válvula distam 120°. O mesmo se verifica entre o “Lobe Centerline” e o fecho das mesmas, pelo que se obtêm os eventos apresentados na Figura 109.

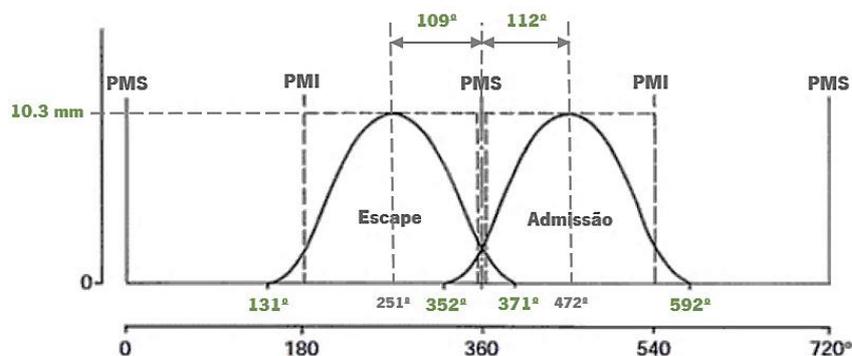


Figura 109 - Diagrama representativo dos eventos das válvulas do motor original. (adaptado de [56])

Assim, a válvula de admissão abre aos 352° de rotação da cambota e fecha aos 592°, enquanto a válvula de escape abre aos 131° e fecha aos 371°. Conhecidos todos os dados relativos aos eventos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, é possível prever o deslocamento de cada válvula. Conforme mencionado previamente, na literatura são especificadas diversas curvas que permitem descrever o movimento do seguidor, a partir das quais se estabelece o deslocamento das válvulas. Cada tipo de curva confere as próprias características ao movimento do seguidor, tornando-se mais ou menos apropriada para a aplicação em questão. Alterando as rampas representativas do deslocamento do seguidor e a sua duração em “dwell”, verifica-se uma mudança na variação do caudal da mistura, ao longo do ciclo de abertura e fecho das válvulas. A título de exemplo, imagine-se uma curva em que o seguidor fica vários graus de rotação da came em “dwell”, isto é, no ponto de abertura máxima da válvula. Comparando-a com uma outra curva, na qual o seguidor fica apenas um instante nesse mesmo ponto, esta permitirá que haja uma maior quantidade de mistura a entrar no cilindro. Isto significa que, recorrendo a diferentes curvas, podem-se obter diferentes resultados a nível do fluxo da mistura ar-combustível e, conseqüentemente, do desempenho do motor. Em suma, para uma mesma duração de abertura da válvula e igual valor de elevação máxima, utilizando diferentes curvas, serão obtidos resultados distintos.

Neste caso, desconhecendo a curva que efetivamente descreve o movimento do seguidor, recorre-se a uma curva polinomial 3-4-5-6, de modo a ser possível correr a simulação do motor. A função polinomial pode ser determinada de acordo com o procedimento apresentado no Capítulo 2.4.4, considerando que β assumirá o valor da duração de abertura da válvula apresentado na Tabela 39, expresso em graus de rotação

da cambota. Sabendo que a válvula apresenta um deslocamento máximo de 10.3 mm e que o rácio do balanceiro é 1.72, é possível determinar o deslocamento máximo do seguidor (L), sendo este igual a 5.988 mm. Isto deve-se ao facto de a elevação máxima da válvula ser obtida através da multiplicação da elevação máxima do seguidor com o rácio do balanceiro. Deste modo, para as mesmas condições de fronteira apresentadas no Capítulo 2.4.4, obtêm-se respetivamente as seguintes equações de deslocamento, velocidade, aceleração e impulso:

$$s = 5.988 \left[64 \left(\frac{\theta}{240} \right)^3 - 192 \left(\frac{\theta}{240} \right)^4 + 192 \left(\frac{\theta}{240} \right)^5 - 64 \left(\frac{\theta}{240} \right)^6 \right] \quad (120)$$

$$v = \frac{5.988}{240} \left[192 \left(\frac{\theta}{240} \right)^2 - 768 \left(\frac{\theta}{240} \right)^3 + 960 \left(\frac{\theta}{240} \right)^4 - 384 \left(\frac{\theta}{240} \right)^5 \right] \quad (121)$$

$$a = \frac{5.988}{240^2} \left[384 \frac{\theta}{240} - 2304 \left(\frac{\theta}{240} \right)^2 + 3840 \left(\frac{\theta}{240} \right)^3 - 1920 \left(\frac{\theta}{240} \right)^4 \right] \quad (122)$$

$$j = \frac{5.988}{240^3} \left[384 - 4608 \frac{\theta}{240} + 11520 \left(\frac{\theta}{240} \right)^2 - 7680 \left(\frac{\theta}{240} \right)^3 \right] \quad (123)$$

Deste modo, variando o ângulo de rotação da cambota (θ), desde os 0° até aos 240° , obtêm-se os gráficos de deslocamento, velocidade, aceleração e impulso do seguidor, apresentados na Figura 110. Tal como se pode verificar, estas equações cumprem as leis fundamentais do projeto de cames, sendo que as funções de velocidade e aceleração são contínuas e o impulso é finito em todo o intervalo.

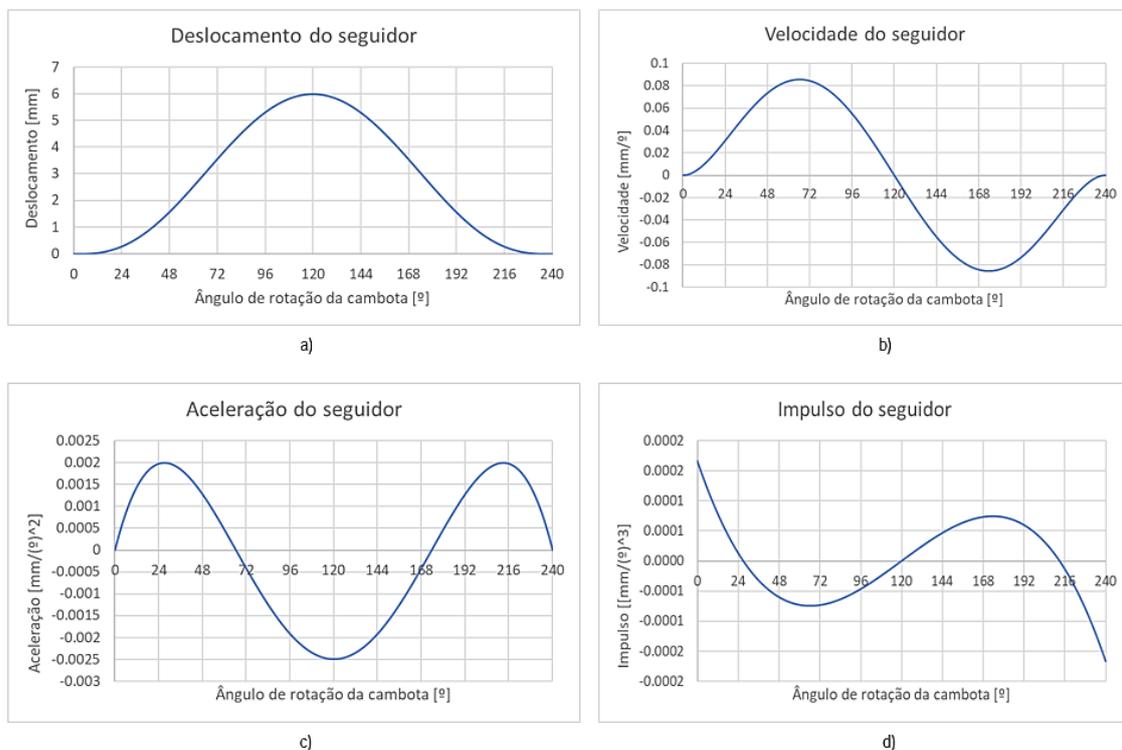


Figura 110 – Gráfico do deslocamento (a); velocidade (b); aceleração (c); e impulso do seguidor do motor original (d).

Por fim, para obter o diagrama de deslocamento das válvulas a partir da aplicação da função polinomial, é necessário considerar o rácio do balanceteiro do sistema de distribuição. Consoante referido, a elevação máxima da válvula é igual a 10.3 mm. Deste modo, tendo em conta que o balanceteiro apresenta um rácio de 1.72, o deslocamento da válvula em cada grau de rotação da came pode ser calculado multiplicando esse rácio pelo deslocamento do seguidor nesse mesmo ângulo. Assim, o deslocamento das válvulas originais apresenta um comportamento semelhante ao ilustrado na Figura 111, desde a sua abertura, até ao seu fecho.

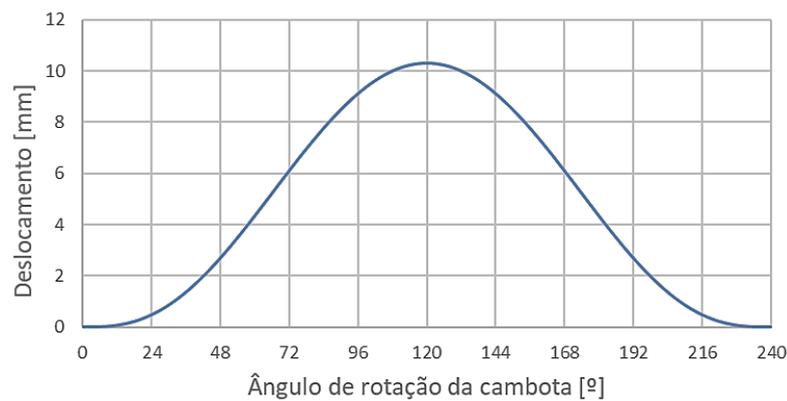


Figura 111 – Gráfico representativo do deslocamento da válvula.

Ambas as válvulas, de admissão e escape, apresentam a mesma curva de deslocamento, diferindo apenas os seus eventos de abertura e fecho. Conforme especificado anteriormente, a válvula de admissão encontra-se aberta entre os 352° e os 592° da cambota, enquanto a válvula de escape abre aos 131° e fecha aos 371°. Após definida a curva de deslocamento das válvulas, é possível obter o diagrama que descreve o comportamento de abertura e fecho de ambas as válvulas. Deste modo, os eventos das válvulas originais do motor podem ser representados consoante o diagrama da Figura 112.

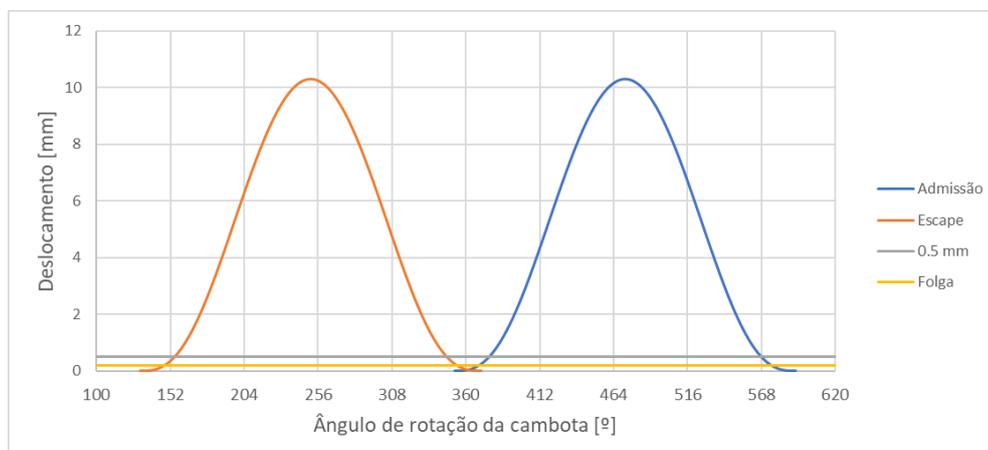


Figura 112 - Diagrama de deslocamento das válvulas originais do motor, obtido através de funções polinomiais.

Por norma, as especificações das válvulas são lidas a partir de um determinado valor de elevação da válvula. Isto deve-se ao facto de ser mais fácil determinar a sua duração total, uma vez que medir o momento exato em que a válvula começa a sua elevação não é tão fácil como medir, por exemplo, a 0.5 mm. Deste modo, há uma maior precisão na comparação das diferentes árvores de cames existentes no mercado. Além disso, antes dos 0.5 mm de elevação, a posição da válvula não possibilita o fluxo de uma grande quantidade da mistura ar-combustível. Nos Estados Unidos, estipulou-se que as medições seriam feitas às 0.050 polegadas (@ 0.050"), o que equivale a 1.27 mm, enquanto na União Europeia o valor convencionado é de 0.5 mm. Posto isto, no diagrama de deslocamento das válvulas apresentado previamente, observa-se uma linha correspondente a esta convenção. Além disso, conforme se pode verificar nesse mesmo diagrama, foi considerada uma folga, definida como sendo o espaço entre o seguidor e o topo da haste da válvula. Tal é necessário para o cálculo do curso efetivo da válvula, exemplificado na Figura 113. Neste caso, para a simulação, estipulou-se que a folga assumiria um valor de 0.2 mm.

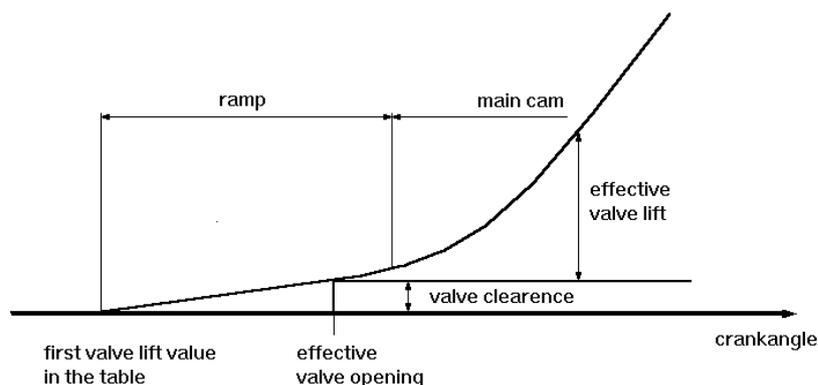


Figura 113 – Cálculo do curso efetivo da válvula, considerando a sua folga. (adaptado de [57])

Em suma, as especificações relativas à abertura e fecho das válvulas podem ser apresentadas de diferentes formas. Embora, habitualmente, sejam indicadas a 0.5 mm da elevação, também se verifica com alguma frequência a apresentação das especificações a 0 mm. Neste último caso, referem-se como sendo especificações anunciadas. Posto isto, no motor original M73 da BMW, as cames apresentam as características expostas na Tabela 40.

Tabela 40 - Especificações das cames originais do motor, obtidas através de funções polinomiais.

	Duração anunciada / Duração a 0.5 mm	Curso máximo do seguidor / Curso máximo da válvula	Abertura anunciada / Abertura a 0.5 mm	Fecho anunciado / Fecho a 0.5 mm
Admissão	240° / 192°	5.988 mm / 10.3 mm	352° / 376°	592° / 568°
Escape	240° / 192°	5.988 mm / 10.3 mm	131° / 155°	371° / 347°

6.2. CARATERÍSTICAS DA NOVA ÁRVORE DE CAMES

O design das árvores de cames é um trabalho extremamente complexo, estando dependente de diversas variáveis. O seu projeto implica um estudo intensivo e uma compreensão íntegra das características do motor em questão. Indubitavelmente, a árvore de cames de um motor naturalmente aspirado será diferente de uma que se pretenda implementar num motor sobrealimentado. De igual modo, um motor com compressor volumétrico apresentará uma árvore de cames com particularidades distintas às de um outro que disponha de um turbocompressor.

Como as cames são responsáveis por atuar as válvulas, é fundamental ter em conta que eventos de abertura e fecho se pretendem implementar no motor, aquando do seu projeto. Num motor naturalmente aspirado, a pressão na admissão e no escape é sensivelmente igual à pressão ambiente. Posto isto, há vantagem em haver o cruzamento das válvulas, visto que a pressão negativa no interior do cilindro, resultante da saída dos gases pelo escape, contribui para uma admissão mais eficiente dos gases frescos no cilindro. Por conseguinte, potencia-se a eficiência volumétrica e a potência do motor. No caso dos motores turbocomprimidos, não pode haver cruzamento de válvulas. Caso contrário, a câmara de combustão será preenchida por gases de escape e não por gases frescos, devido à contrapressão existente. Em motores com compressor volumétrico, a admissão encontra-se a uma pressão superior à do escape. Deste modo, o ideal é haver pouco ou até mesmo nenhum cruzamento de válvulas. Na eventualidade de haver cruzamento, poderá verificar-se um aumento do consumo, decorrente da passagem de gases frescos diretamente para o escape.

No que concerne a duração da came, esta é uma especificação impreterível de ser estudada, visto que interfere com o funcionamento do motor na sua totalidade. Caso se estabeleça uma duração da came demasiado baixa, as válvulas não estarão abertas o tempo necessário para que entre a devida quantidade de mistura ar-combustível e verificar-se-á um escape insuficiente dos gases queimados. Deste modo, quanto maior for a duração, maior é a quantidade de mistura ar-combustível entra no motor. Num motor naturalmente aspirado, para um intervalo de velocidade de funcionamento entre 5000 e 8500 rpm, a duração deve rondar os 300° a 310° [58]. No entanto, a duração afeta o cruzamento de válvulas, pelo que é necessário encontrar o equilíbrio entre ambos os parâmetros. Além disso, em motores sobrealimentados, como a admissão está pressurizada, não é necessário que haja uma duração tão grande comparativamente com um motor naturalmente aspirado.

Um outro aspeto importante na seleção da árvore de cames é o intervalo de velocidades de funcionamento do motor, já que os tempos de abertura e fecho das válvulas dependem desse fator. À medida que se aumenta a velocidade de rotação do motor, para uma mesma duração da came, verifica-se

uma diminuição do tempo de abertura da válvula. Por este motivo, quando se utiliza uma velocidade de rotação elevada, deve-se considerar um aumento da duração de abertura da válvula, de modo a garantir que entra e sai dos cilindros todo o ar necessário. Neste projeto, a velocidade máxima do motor rondará as 8500 rpm e será utilizado um compressor volumétrico.

No que diz respeito ao curso das válvulas, este representa o valor máximo de distância percorrida pela válvula, em relação à sua sede. Este parâmetro é definido pelo perfil da came que atua a válvula e depende do tipo de motor. Teoricamente, um maior curso permite a entrada de uma maior quantidade da mistura ar-combustível. No caso de um motor de competição, este valor pode variar entre 30 e 35% do diâmetro da válvula [59]. Quando se aumenta a velocidade de rotação do motor, o aumento do curso da válvula é também benéfico, uma vez que possibilita a entrada de uma maior quantidade de ar. Em suma, num motor que recorra a um compressor volumétrico, o ideal é que o escape apresente um curso das válvulas e uma duração maior do que na admissão, já que a mistura ar-combustível entra pressurizada no cilindro e é necessário garantir a saída dos gases de escape. No caso de motores com turbocompressor, como há contrapressão, a duração do escape deve ser inferior à da admissão, de modo a garantir que os gases de escape não retornam à câmara de combustão. No Anexo D são apresentados exemplos de árvores de cames existentes no mercado, para aplicação em motores naturalmente aspirados, com compressor volumétrico e com turbocompressor, sendo feita uma comparação entre elas.

Com o aumento do curso das válvulas, torna-se necessário substituir as molas originais por umas com maior rigidez. Contudo, o aumento excessivo do curso das válvulas pode ser um problema, resultando na fadiga das molas. Quanto maior for a elevação das válvulas, mais as molas terão de expandir e contrair em cada rotação da came, pelo que há uma redução do tempo de vida útil destes componentes. Um outro motivo que leva à utilização de molas mais rígidas está relacionado com o perfil das cames. Isto deve-se ao facto do máximo desempenho de um motor se obter quando a válvula está completamente fechada e selada e, instantaneamente, se abre no tempo apropriado, de modo a garantir o máximo fluxo de ar. Como tal não é possível, deve-se optar por um perfil extremo das cames, para que as válvulas abram o mais rapidamente possível. Para o efeito, é necessário utilizar molas mais rígidas, para manter o controlo do movimento das válvulas.

Os eventos de abertura e fecho das válvulas são parâmetros imprescindíveis de serem estudados, uma vez que influenciam diretamente o desempenho de qualquer motor. Num motor que utilize um compressor volumétrico, como pode ser benéfica a ausência de cruzamento das válvulas, há vantagens em retardar a abertura da válvula de admissão. No entanto, é necessário ter em conta que, com o aumento da velocidade de rotação do motor, é também conveniente ir abrindo a válvula de admissão mais cedo e fechá-

la mais tarde, depois do PMI (Ponto Morto Inferior). Isto deve-se ao facto da antecipação da abertura da válvula de admissão e o seu fecho tardio possibilitarem a entrada de uma maior quantidade de mistura ar-combustível. No que concernem os eventos da came de escape, estes devem ser avançados, contribuindo, assim, para uma redução ou eliminação do cruzamento das válvulas. Em contrapartida, fechar a válvula de escape mais tarde pode também ser favorável, quando se utilizam velocidades de rotação elevadas.

Tal como mencionado anteriormente, o ângulo de separação dos lóbulos (LSA – “*Lobe Separation Angle*”) é o ângulo formado pelo ponto máximo de elevação dos lóbulos de admissão e escape. Este pode ser classificado como sendo estreito ou amplo. Apesar do intervalo de valores não ser consensual, por norma, considera-se que um LSA estreito varia entre os 105° e os 109°, enquanto uma LSA amplo varia entre 110 e 118°. Naturalmente, quanto maior for o ângulo de separação dos lóbulos, menor será o cruzamento das válvulas. Por conseguinte, em motores que utilizem compressor volumétrico, pode ser vantajosa a utilização de um ângulo amplo.

A árvore de cames podem ser avançadas ou retardadas, de acordo com a alteração do seu alinhamento com a cambota. Considerando que uma came é instalada com o ponto máximo de elevação dos lóbulos para cima, as linhas de centro imaginárias da árvore de cames e da cambota são, nesse caso, coincidentes. Quando se avança ou retarda a came, a linha central da árvore de cames é deslocada em relação à linha da cambota, alterando os eventos de abertura e fecho das válvulas. Isto é importante, visto que, ao avançar as cames, a abertura da válvula de admissão ocorre mais cedo. A Figura 114 representa os conceitos mencionados.

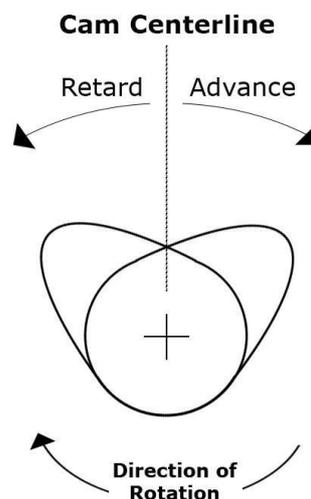


Figura 114 - Ilustração do avanço e recuo da árvore de cames, em relação à cambota [60].

6.3. DETERMINAÇÃO DAS CURVAS DAS CAMES MODIFICADAS

Atendendo aos aspetos mencionados anteriormente, foi feito um estudo da abertura e fecho das válvulas de admissão e escape. Este teve como intuito aferir para que eventos se obtém o melhor desempenho do motor, recorrendo, para isso, ao software de simulação. No Anexo E são apresentadas as diferentes hipóteses consideradas neste estudo, tendo sido especificada aquela que, segundo o AVL, possibilita um maior aproveitamento do desempenho do motor.

As curvas representativas da nova árvore de cames podem ser obtidas seguindo o procedimento apresentado previamente, recorrendo a uma curva polinomial 3-4-5-6. Para o efeito, é necessário especificar o curso da válvula em estudo e a sua duração. Conforme especificado no Capítulo 6.2, nos motores de competição, o curso pode variar entre 30 e 35% do diâmetro da válvula. Posto isto, os valores utilizados para a determinação das curvas das cames foram os apresentados na Tabela 41.

Tabela 41 - Especificações das válvulas de admissão e escape do motor otimizado.

	Duração de abertura	“Lobe Centerline”	Curso máximo da válvula
Admissão	252º	110º	12.90 mm
Escape	316º	118º	12.95 mm

Tendo em conta que se pretende que a válvula de admissão apresente um deslocamento máximo de 12.9 mm, e que o rácio do balanceteiro é 1.72, é possível determinar o deslocamento máximo do seguidor (L), sendo este igual a 7.5 mm. Este valor pode ser obtido através da multiplicação da elevação máxima do seguidor com o rácio do balanceteiro. Deste modo, para as mesmas condições de fronteira apresentadas no Capítulo 2.4.4, obtêm-se as seguintes equações de deslocamento, velocidade, aceleração e impulso, para a válvula de admissão:

$$s = 7.5 \left[64 \left(\frac{\theta}{252} \right)^3 - 192 \left(\frac{\theta}{252} \right)^4 + 192 \left(\frac{\theta}{252} \right)^5 - 64 \left(\frac{\theta}{252} \right)^6 \right] \quad (124)$$

$$v = \frac{7.5}{252} \left[192 \left(\frac{\theta}{252} \right)^2 - 768 \left(\frac{\theta}{252} \right)^3 + 960 \left(\frac{\theta}{252} \right)^4 - 384 \left(\frac{\theta}{252} \right)^5 \right] \quad (125)$$

$$a = \frac{7.5}{252^2} \left[384 \frac{\theta}{252} - 2304 \left(\frac{\theta}{252} \right)^2 + 3840 \left(\frac{\theta}{252} \right)^3 - 1920 \left(\frac{\theta}{252} \right)^4 \right] \quad (126)$$

$$j = \frac{7.5}{252^3} \left[384 - 4608 \frac{\theta}{252} + 11520 \left(\frac{\theta}{252} \right)^2 - 7680 \left(\frac{\theta}{252} \right)^3 \right] \quad (127)$$

Assim, obtêm-se os respectivos gráficos de deslocamento, velocidade, aceleração e impulso do seguidor, apresentados na Figura 115. Através da sua análise, pode-se concluir que as equações referentes ao seguidor de admissão cumprem as leis fundamentais do projeto de cames, sendo que as funções de velocidade e aceleração são contínuas e o impulso é finito em todo o intervalo.

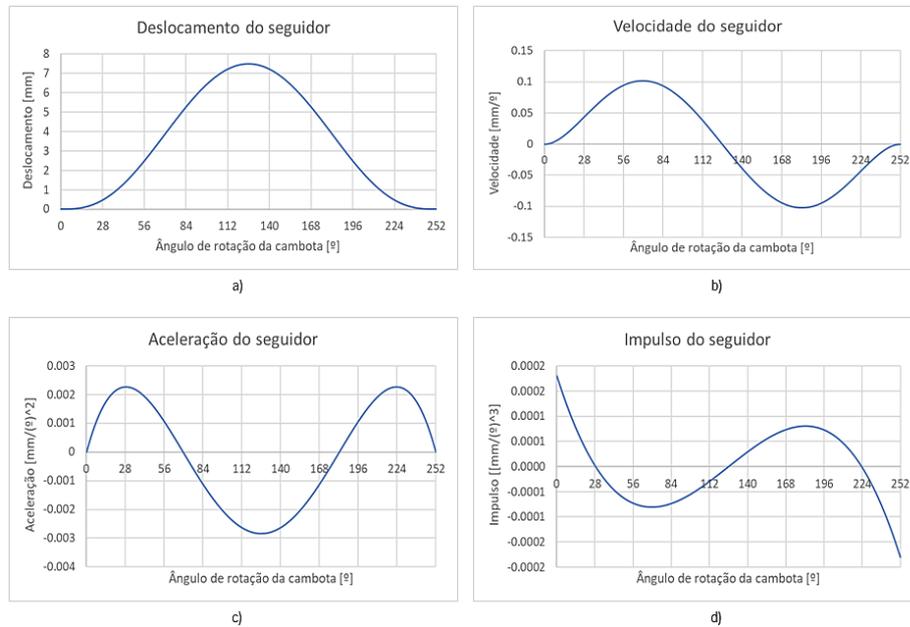


Figura 115 – Gráfico do deslocamento (a); velocidade (b); aceleração (c); e impulso do seguidor de admissão do motor otimizado (d).

No que concerne a válvula de escape, pretende-se que o seu curso assuma um valor igual a 12.95 mm. Por este motivo, considerando um rácio do balanceiro de 1.72, o curso máximo do seguidor será 7.529 mm. Assim, para as mesmas condições de fronteira especificadas anteriormente, obtêm-se as equações de deslocamento, velocidade, aceleração e impulso seguintes:

$$s = 7.529 \left[64 \left(\frac{\theta}{316} \right)^3 - 192 \left(\frac{\theta}{316} \right)^4 + 192 \left(\frac{\theta}{316} \right)^5 - 64 \left(\frac{\theta}{316} \right)^6 \right] \quad (128)$$

$$v = \frac{7.529}{316} \left[192 \left(\frac{\theta}{316} \right)^2 - 768 \left(\frac{\theta}{316} \right)^3 + 960 \left(\frac{\theta}{316} \right)^4 - 384 \left(\frac{\theta}{316} \right)^5 \right] \quad (129)$$

$$a = \frac{7.529}{316^2} \left[384 \frac{\theta}{316} - 2304 \left(\frac{\theta}{316} \right)^2 + 3840 \left(\frac{\theta}{316} \right)^3 - 1920 \left(\frac{\theta}{316} \right)^4 \right] \quad (130)$$

$$j = \frac{7.529}{316^3} \left[384 - 4608 \frac{\theta}{316} + 11520 \left(\frac{\theta}{316} \right)^2 - 7680 \left(\frac{\theta}{316} \right)^3 \right] \quad (131)$$

Os gráficos de deslocamento, velocidade, aceleração e impulso do seguidor, relativos ao seguidor de escape, encontram-se apresentados na Figura 116. Conforme se pode verificar, estas equações cumprem as leis fundamentais do projeto de cames, uma vez que as funções de velocidade e aceleração são contínuas e o impulso é finito em todo o intervalo.

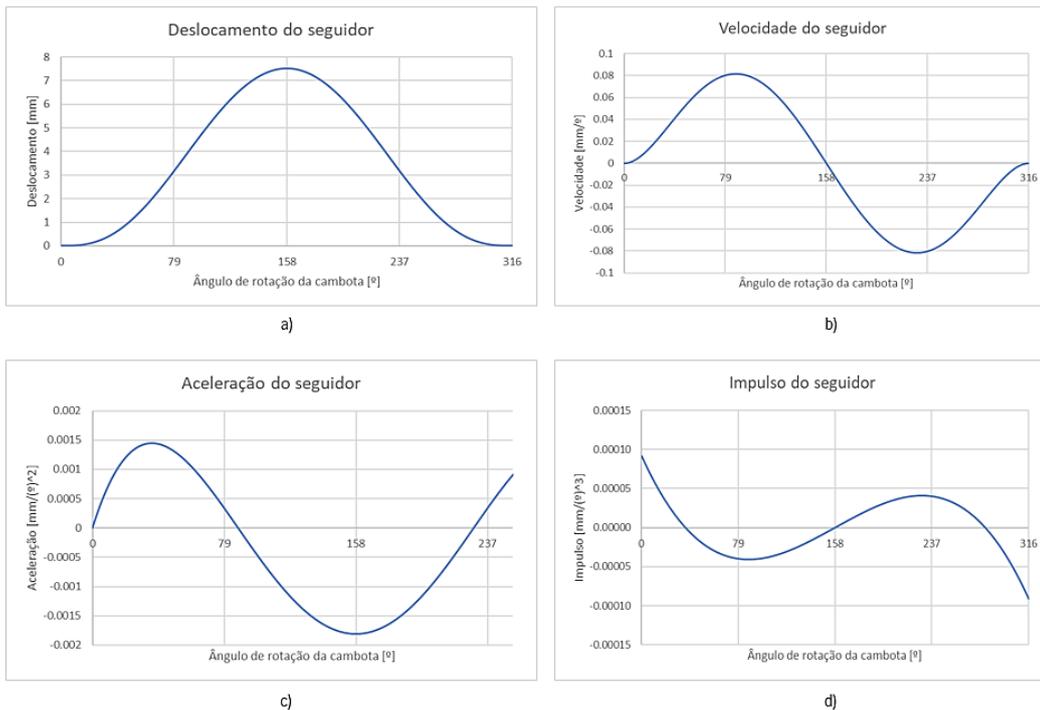


Figura 116 – Gráfico do deslocamento (a); velocidade (b); aceleração (c); e impulso do seguidor de escape do motor otimizado (d).

De acordo com o estudo realizado recorrendo ao AVL, é possível obter o diagrama de deslocamentos das válvulas do motor otimizado, atendendo aos eventos que demonstram garantir um melhor desempenho. Deste modo, considerou-se que a válvula de admissão se encontra aberta entre os 342° e os 594° da cambota, enquanto a válvula de escape abre aos 82° e fecha aos 398°, sendo que estes valores negligenciam a existência de folga nas válvulas. Posto isto, é possível obter o diagrama que descreve o comportamento de abertura e fecho de ambas as válvulas otimizadas, consoante apresentado no diagrama da Figura 117.

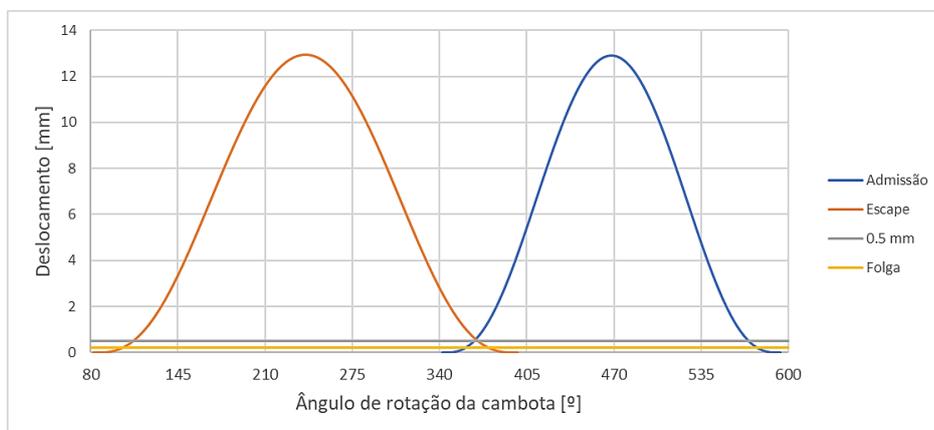


Figura 117 - Diagrama de deslocamento das válvulas originais do motor, obtido através de funções polinomiais.

Para se simular o motor no software, é necessário introduzir os dados relativos às curvas das válvulas, sem considerar qualquer existência de folga. Posteriormente, define-se no programa a folga pretendida, sendo que os resultados apresentados pelo AVL têm em consideração o valor estipulado. Como os eventos das válvulas previamente apresentados descuram a existência dessa folga, é importante compreender que, efetivamente, a abertura e fecho das válvulas se verifica em diferentes instantes. Em suma, ao considerar-se a existência de uma folga, as especificações relativas à abertura e fecho das válvulas apresentam valores diferentes daqueles que se observam quando se negligencia essa mesma folga. Assim, no motor otimizado, as cames apresentam as características expostas na Tabela 42.

Tabela 42 - Especificações das cames originais do motor, obtidas através de funções polinomiais.

	Duração anunciada / Duração a 0.2 mm (folga)	Curso máximo do seguidor / Curso máximo da válvula	Abertura anunciada / Abertura a 0.2 mm (folga)	Fecho anunciado / Fecho a 0.2 mm (folga)
Admissão	252° / 218°	7.500 mm / 12.90 mm	342° / 359°	594° / 577°
Escape	316° / 272°	7.529 mm / 12.95 mm	82° / 104°	398° / 376°

6.4. MODELAÇÃO DA ÁRVORE DE CAMES

Após concluir qual a curva que melhor desempenho garante, as cames podem ser modeladas no software *Inventor*. Para tal, é necessário ter em conta que o sistema de distribuição conta com um balanceteiro de rolete, cujo movimento é oscilatório. Assim, é necessário conhecer o diagrama de deslocamentos correspondente à came que se pretende modelar, bem como o diâmetro da circunferência de base, o diâmetro da rolete, a distância entre o centro do pivot e o centro da rolete. Sabendo que:

- Diâmetro da circunferência de base = 29 mm;
- Diâmetro do rolete = 19 mm;
- Distância entre o centro do pivot e o centro da rolete = 38 mm;

A determinação gráfica do perfil de uma came radial com seguidor oscilante de rolete é um processo algo moroso, conforme se pode verificar na Figura 118, onde se exemplifica a construção do perfil de um destes componentes.

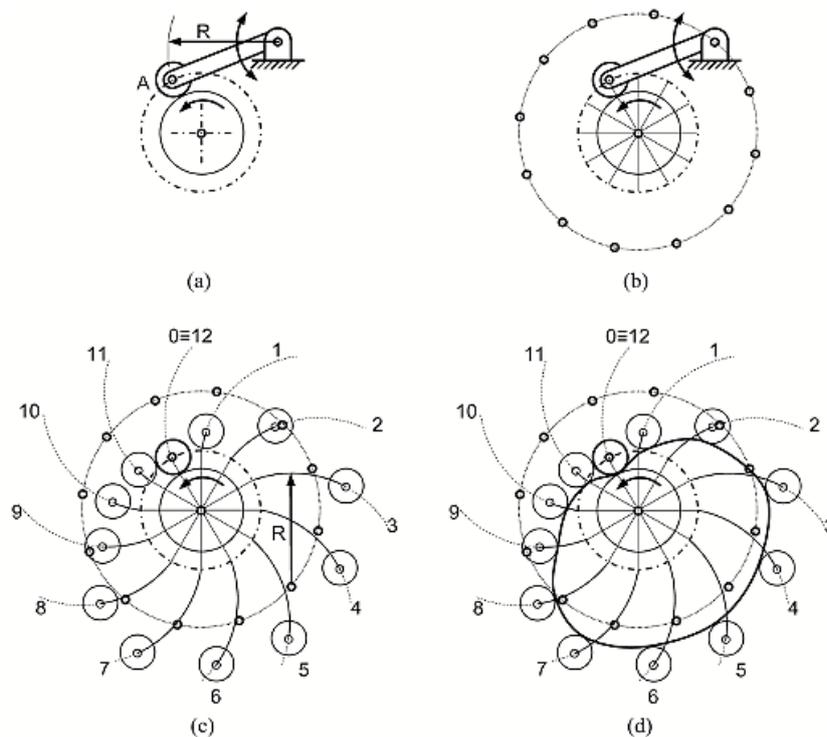


Figura 118 - Determinação gráfica do perfil de uma came radial com seguidor de rolete de movimento oscilatório.

Posto isto, o procedimento da modelação gráfica do perfil de uma came passa por [34]:

1. Desenhar a circunferência de base, sendo que o seu raio afetará a dimensão final da came;
2. Desenhar o seguidor correspondente à sua posição inicial e tangente à circunferência de base, conforme demonstrado na Figura 118 (a);
3. Desenhar a circunferência principal, concêntrica com a circunferência de base. A circunferência é principal passa pelo centro geométrico do rolete, como se pode observar na Figura 118 (a);
4. Dividir o círculo que contém a circunferência de base em setores angulares de iguais dimensões. O número de setores tem de ser igual ao número de divisões consideradas no diagrama de deslocamentos. Atendendo ao princípio da inversão do mecanismo, cada posição angular do seguidor relativamente à came representa uma das divisões do diagrama. Assim, partindo das divisões estabelecidas, desenham-se segmentos de reta radiais até à circunferência principal, exemplificado na Figura 118 (b);
5. Desenhar a circunferência pivot, centrada com a circunferência de base, que passa pelo eixo de oscilação do seguidor, tal como se pode verificar na Figura 118 (b);
6. Localizar os centros de rotação do seguidor, que correspondem aos pontos do pivot nas divisões estabelecidas para o eixo de rotação da came, no diagrama de deslocamentos, como ilustra a Figura 118 (b);

7. De seguida, conforme representado na Figura 118 (c), desenhar arcos de circunferência cujo centro corresponde aos pivots anteriormente determinados e com um raio igual ao comprimento do seguidor, de fora para dentro e até à circunferência principal. De notar que o comprimento do seguidor equivale à distância entre o centro de rotação do seguidor e o centro de rotação do rolete;
8. A partir da posição inicial, numerar os arcos de acordo de com as divisões numeradas no diagrama de deslocamento. Esta numeração é feita no sentido oposto ao sentido de rotação da came, tal como ilustrado na Figura 118 (c);
9. Utilizar o valor da ordenada de cada ponto considerado no diagrama de deslocamentos no arco do pivot correspondente, iniciando a medição a partir da circunferência principal, como ilustrado na Figura 118 (c). No caso das cames radiais com seguidor de rolete oscilatório, a ordenada do diagrama de deslocamentos não corresponde a variações lineares, mas sim a variações angulares. Posto isto, os pontos obtidos representam as posições sucessivamente ocupadas pelo ponto de traçagem. Unindo estes pontos, obtém-se a curva primitiva da came, correspondente à trajetória descrita pelo ponto de traçagem;
10. Desenhar circunferências com um raio igual ao do rolete em cada um dos pontos de traçagem anteriormente obtidos, como representado na Figura 118 (c), resultando na envolvente do perfil da came;
11. Desenhar uma linha curva tangente a todas as circunferências construídas anteriormente, obtendo assim o perfil da came, tal como apresentado na Figura 118 (d).

Naturalmente, aumentando o número de divisões no diagrama de deslocamentos possibilita uma maior exatidão do perfil da came. Assim, no que diz respeito às cames de admissão para o motor otimizado, estas serão produzidas com o perfil apresentado na Figura 119, enquanto as cames de escape serão produzidas com o perfil apresentado na Figura 120.

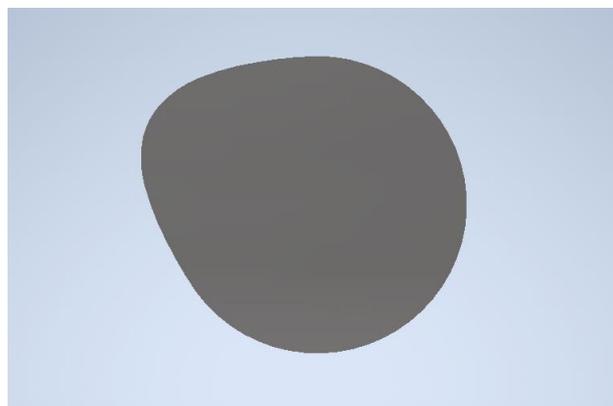


Figura 119 - Modelação do perfil da came de admissão para a nova árvore de cames.

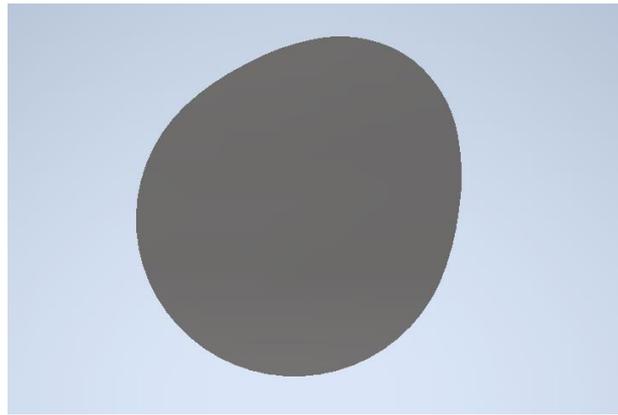


Figura 120 - Modelação do perfil da came de escape para a nova árvore de cames.

Por fim, é possível modelar um excerto da nova árvore de cames a ser implementada no motor sobrealimentado, conforme apresentado na Figura 121. Na Figura 122 apresenta-se a vista frontal da nova árvore de cames, que permite analisar as diferenças entre a duração da came de admissão e a duração da came de escape.



Figura 121 - Modelação de um excerto da nova árvore de cames.

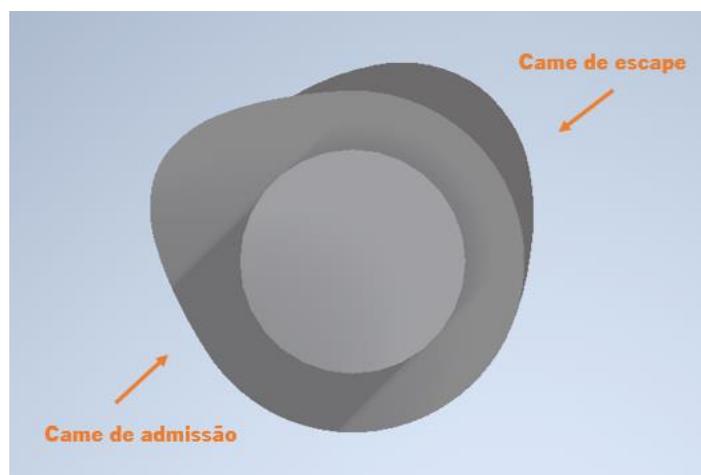


Figura 122 - Vista frontal da nova árvore de cames.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A conclusão deste trabalho possibilitou que fossem tecidas diversas considerações. Apesar dos contratempos que surgiram no decorrer do projeto, foi possível chegar a um resultado satisfatório nas simulações dos motores original e otimizado. Não obstante, é necessário ter em conta que o desempenho simulado pode não corresponder ao real. Assim, neste capítulo serão abordadas as principais conclusões deste trabalho e sugeridos trabalhos futuros, que permitirão a continuidade e aprimoramento do projeto.

7.1. CONCLUSÕES

Este trabalho tem como intuito a preparação de um motor BMW V12, para um carro de *drift*, trabalhado na Rectificadora de Guimarães, de modo que este passe dos seus cerca de 320 cv para quase 1000 cv. Para isso, o motor sofreu diversas modificações que permitissem alcançar o desempenho pretendido, particularmente o aumento significativo do caudal de ar e o aumento da sua velocidade de rotação na qual se obtém a potência máxima, tendo passando de 5000 rpm para 8500 rpm. Para o projeto, recorreu-se a um software de simulação denominado por AVL Boost, que permite corroborar o desempenho do motor original e prever o desempenho do motor otimizado.

Para se proceder com a simulação, foram feitas diversas medições a componentes tanto do motor original, como do motor com algumas das alterações propostas já concretizadas. As medições centraram-se essencialmente nos diâmetros das válvulas e das condutas e em ensaios no fluxómetro. Como não foi possível realizar o teste no fluxómetro para a culassa e para as válvulas originais, assumiu-se que o caudal de ar seria reduzido em 10%, comparativamente com as medições efetuadas no motor otimizado.

Para a simulação do motor original, é fundamental conhecer-se o movimento realizado pelas válvulas, visto que este tem uma forte influência na quantidade de mistura ar-combustível que entra no motor. Para tal, assumiu-se que o respetivo seguidor apresentaria um movimento que poderia ser descrito através de uma curva polinomial 3-4-5-6. Deste modo, conhecendo os eventos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, determinou-se a curva correspondente ao movimento do seguidor. Multiplicando o rácio do balanceiro com o deslocamento dos seguidores, obtiveram-se as curvas que representam o movimento das válvulas originais.

Posteriormente, foi feito um estudo do avanço da ignição do motor original, uma vez que este aspeto têm uma grande influência no desempenho do motor. Para o efeito, assumiu-se, inicialmente, que os valores relativos ao avanço da ignição seriam os que trazem maior proveito da combustão, ou seja, aqueles nos quais se verifica um maior valor do trabalho acumulado. No entanto, concluiu-se que, como o modelo

utilizado não considera a existência de transferência de calor, o avanço da ignição que resulta numa potência mais elevada não coincide com o determinado anteriormente. Posto isto, recorreu-se ao software para determinar quais os valores permitem, efetivamente, obter o melhor desempenho.

Após a modelação do motor original, verificou-se que há uma pequena discrepância entre os valores reais e os obtidos na simulação. Contudo, há um erro associado à leitura do gráfico da potência e binário, fornecido pela BMW, o que contribui para essa diferença. Além disso, é necessário ter em conta que alguns dos parâmetros introduzidos foram arbitrados, nomeadamente as medições do fluxómetro, pelo que é natural que os resultados da simulação não sejam totalmente fiéis aos dados reais. No que diz respeito ao consumo específico e à eficiência, a curva destes parâmetros apresenta um comportamento conforme o esperado.

A implementação de um compressor volumétrico é indispensável para que haja um aumento da pressão absoluta do coletor de admissão e, por conseguinte, um aumento da densidade da carga, que resulta num incremento da potência máxima do motor. Deste modo, concluiu-se que seria possível implementar um compressor volumétrico LYS 1660 AX, do tipo parafuso, uma vez que as suas características são compatíveis com a razão de pressão e os fluxos de massa utilizados para a sobrealimentação do motor. Com a utilização de um compressor volumétrico, torna-se impreterível a implementação de um intercooler ar-água, cuja função é diminuir a temperatura dos gases à entrada do motor. Após se arbitrarem alguns valores, foi feito um estudo iterativo, tendo-se concluído que seria possível dissipar o calor pretendido se, para as características estabelecidas, o intercooler apresenta-se dimensões iguais a 0.080 x 0.120 x 0.302 metros. Deste modo, a temperatura dos gases poderá passar de cerca de 130°C para 46°C. No motor otimizado, foram ainda utilizadas válvulas de maiores diâmetros, a cambota foi aligeirada e equilibrada e as condutas foram alargadas. Estas alterações possibilitam um incremento do desempenho do motor.

Com a utilização de um compressor volumétrico e com o aumento da velocidade de rotação, torna-se necessário implementar uma nova árvore de cames. Deste modo, foi feito um estudo das características de uma árvore de cames que seja indicada para a aplicação em questão. Teoricamente, quanto maior a velocidade de rotação imposta ao motor, maior a duração das cames, para que seja garantida a entrada e a saída total dos gases. Contudo, num motor com compressor volumétrico, a duração da admissão não necessita de ser tão grande como a duração do escape, uma vez que a mistura entra pressurizada no cilindro. Além disso, por norma, há vantagens em reduzir-se o cruzamento de válvulas e, por conseguinte, utilizar um ângulo amplo de separação dos lóbulos. Assim, realizou-se um estudo referente à abertura e fecho das válvulas, recorrendo ao software de simulação, com o intuito de corroborar as características

anteriormente descritas. Deste modo, verificou-se que a potência obtida, para uma folga de 0.2 mm, é máxima quando há um ângulo de separação de lóbulos de 114° , um avanço da árvore de cames e um cruzamento de válvulas de 17° . Como o aumento da velocidade de rotação origina uma diminuição da duração das cames a nível de tempo de abertura das válvulas, para uma mesma duração angular, o cruzamento das válvulas torna-se residual às 8500 rpm. Além disso, aferiu-se também que se obtêm melhores resultados quando a duração da came de escape é superior à duração da came de admissão, conforme seria de esperar. Para a determinação das curvas das cames modificadas, definiu-se que estas seriam, igualmente, polinomiais 3-4-5-6.

Para a simulação do motor otimizado, o estudo do avanço da ignição revelou que há uma diferença entre os valores que, na folha de cálculo, sugerem um maior proveito da combustão e os valores que o software determina como sendo os que resultam numa melhor potência máxima. Depois da simulação ser efetuada com os parâmetros calculados no decorrer deste trabalho, concluiu-se que é possível obter uma potência próxima à desejada. Desta forma, às 8500 rpm, a potência poderá atingir os 1007 cv, contudo, é necessário corroborar no banco de potência se, de facto, este desempenho é obtido. Tal como seria expectável, a potência, o binário e o consumo específico demonstraram ser superiores na simulação do motor otimizado. Em contrapartida, a eficiência do motor original é maior, o que seria de esperar, uma vez que o compressor volumétrico recorre a energia do motor para o seu funcionamento.

Em suma, embora não tenha sido possível realizar todas as medições desejadas, nem comprovar o desempenho do motor otimizado no banco de potência, ambas as simulações apresentaram resultados bastante satisfatórios, que permitiram uma melhor compreensão da influência dos diversos parâmetros no desempenho do motor. Concluiu-se também que é possível alcançar uma potência próxima de 1000 cv, cumprindo, assim, o objetivo principal deste projeto.

7.2. TRABALHOS FUTUROS

Uma vez que, por diversos motivos, não foi possível terminar este projeto, são propostas diversas etapas para a sua conclusão. Assim, sugerem-se fazer as medições no fluxómetro com a culassa e as válvulas do motor original e, de seguida, utilizar um modelo tridimensional para corroborar o coeficiente de passagem nas válvulas. Posteriormente, é necessário averiguar que molas são capazes de suportar as forças impostas pelo motor otimizado. Além disso, sugere-se também a implementação do intercooler e do compressor volumétrico e a fabricação da nova árvore de cames, de acordo com os eventos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape apresentados nesta dissertação. Por fim, propõe-se ainda um teste

Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de *drift*

ao motor otimizado no banco de potência, com o intuito de comprovar se, efetivamente, a potência desejada é alcançada. Deste modo, será possível comparar os resultados com os valores obtidos na simulação.

REFERÊNCIAS

- [1] J. Martins, *Motores de Combustão Interna (Sexta Edição, revista e aumentada)*. Quântica Editora, 2020.
- [2] F. Bonatesta, *Premixed Combustion in Spark Ignition Engines and the Influence of Operating Variable*. Intech, 2013.
- [3] Timm's BMW Information, «The M73 V12 Engine». <https://www.meeeknet.co.uk/E38/Pdf/M73TechBrief.htm> (acedido 27 de Dezembro de 2021).
- [4] C. Castro, «Desenvolvimento de um motor BMW para servir de Range Extender», Universidade do Minho, 2016.
- [5] J. Oliveira, «Relacionamento entre a Melhoria no Escoamento de Ar e o Aumento de Potência em Motores de Competição», Universidade do Minho, 2017.
- [6] S. Souza, «Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo», 2004. doi: 10.11606/D.18.2004.tde-16112004-103714.
- [7] Bimmertips, «BMW Vanos Basics Explained». <https://bimmertips.com/bmw-vanos-basics-explained/> (acedido 23 de Dezembro de 2021).
- [8] Car and Driver, «Timing Changes: How Honda's VTEC Variable-Timing System Works». <https://www.caranddriver.com/news/a15353612/timing-changes-how-hondas-vtec-variable-timing-system-works/> (acedido 23 de Dezembro de 2021).
- [9] P. Santos, «Desenvolvimento de um Range Extender baseado num motor BMW K75 : transformação de ciclo Otto para ciclo Miller», Universidade do Minho, 2013.
- [10] autoevolution, «Freevalve Engine - What Is It, And How Will It Change The Car Industry». <https://www.autoevolution.com/news/freevalve-engine-what-is-it-and-how-will-it-change-the-car-industry-113057.html> (acedido 22 de Outubro de 2021).
- [11] T. Fialho, «Otimização de portas de admissão e escape em motores de 4 tempos», Instituto Politécnico de Leiria, 2017.
- [12] E. Antila, M. Imperato, O. Kaario, e M. Larmi, «Effect of Intake Channel Design to Cylinder Charge and Initial Swirl», *SAE International*, 2010, doi: <https://doi.org/10.4271/2010-01-0624>.
- [13] S. Omori, K. Iwachido, M. Motomochi, e O. Hirako, «Effect of Intake Port Flow Pattern on the In-Cylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve SI Engines», *SAE International*, 1991, doi: <https://doi.org/10.4271/910477>.

- [14] Mechanical Booster, «How Roots Supercharger Works – Easily Explained?» <https://www.mechanicalbooster.com/2017/08/roots-supercharger.html> (acedido 11 de Março de 2022).
- [15] W. Harris e K. Hall-Geisler, «How Superchargers Work», 2021. <https://auto.howstuffworks.com/supercharger.htm#pt3> (acedido 11 de Março de 2022).
- [16] H. Jääskeläinen e M. Khair, «Turbocharger Fundamentals». https://dieselnet.com/tech/air_turbocharger.php (acedido 11 de Março de 2022).
- [17] D. Singer, «Comparison of a Supercharger vs. a Turbocharger in a Small Displacement Gasoline Engine Application», *SAE International*, 1985, doi: <https://doi.org/10.4271/850244>.
- [18] I. Costiuc e A. Chiru, «Evolution of the pressure wave supercharger concept», 2017, doi: [:10.1088/1757-899X/252/1/012081](https://doi.org/10.1088/1757-899X/252/1/012081).
- [19] G. Gyarmathy, «How Does the Compres Pressure-Wave supercharger Work», 1983, doi: [10.4271/830234](https://doi.org/10.4271/830234).
- [20] A. George e A. Chiru, «Internal combustion engine supercharging: turbocharger vs. pressure wave compressor. Performance comparison», 2014, doi: <https://doi.org/10.2478/s13531-013-0133-6>.
- [21] T. Ankit, K. Seihra, N. Sen, A. Vatsh, e M. Udayakumaran, «Design and Analysis of Pressure Wave Supercharger», 2019.
- [22] V. Mardarescu, M. Hirceaga, G.-A. Radu, e C. Leahu, «A study of parameters influencing the performance of a pressure wave supercharger (PWS)», 2010.
- [23] J. Martins e B. Ribeiro, «Desenvolvimento do conceito de motor sobre-expandido: análise teórica, numérica e experimental», 2007.
- [24] G. Gonca, B. Sahin, A. Parlak, V. Ayhan, I. Cesur, e S. Koksall, «Application of the Miller cycle and turbo charging into a diesel engine to improve performance and decrease NO emissions», doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.032>.
- [25] B. Santoso, «Komponen Mekanisme Katup OHV dan OHC + Fungsinya», 2019.
- [26] Mechadyne International, «The impact of Valve Events Upon Engine Performance and Emissions», 2006.
- [27] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [28] M. Arias-Paz, *Manual de Automóviles*. España: S.L. CIE Inversiones editoriales dossat, 2010.
- [29] P. Santos, «Estudo Numérico das Possibilidades de Preparação de um Motor de Combustão para Competição», Universidade do Porto, 2020.
- [30] P. H. Smith, *The Design and Tuning of Competition Engines*. Cambridge: Robert Bentley.INC., 1977.

- [31] Pantera International, «351C 4V Street Cams». <https://pantera.infopop.cc/topic/351c-4v-street-cams> (acedido 29 de Abril de 2022).
- [32] R. Norton, *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, 2.ª ed. McGraw-Hill, 1999.
- [33] J. Uicker, G. Pennock, e J. Shigley, *Theory of Machines and Mechanisms*, 5.ª ed. Oxford University Press, 2017.
- [34] P. Flores, *Projecto de Mecanismos Came-Seguidor*. Publindústria, 2010.
- [35] J. Almeida, «Dimensionamento e Modificação de Árvore de Cames», Universidade da Beira Interior, 2018.
- [36] NHRA, «How to pick valve springs for your race car». <https://www.nhra.com/news/2019/how-pick-valve-springs-your-race-car> (acedido 12 de Setembro de 2022).
- [37] Wikipedia, «Balanceiro». <https://pt.wikipedia.org/wiki/Balanceiro> (acedido 12 de Setembro de 2022).
- [38] Autodoc, «motive RA71 Balanceiro». <https://www.auto-doc.pt/motive/15467425> (acedido 12 de Setembro de 2022).
- [39] ME Mechanical, «Cams, Followers and their Types». <https://mechanicalengineering.blog/cams-followers-types/> (acedido 11 de Julho de 2022).
- [40] Fordmuscle, «Rocker Arm Ratios: Is more better?». <https://www.fordmuscle.com/archives/2001/10/rockerarms/> (acedido 11 de Julho de 2022).
- [41] A. Cardona, E. Lens, e N. Nigro, «Optimal Design of Cams», 2002.
- [42] J. Pimenta Claro, «Mecânica Geral - Conteúdo Programático», 2017.
- [43] H. Rothbart, *Cam Design Handbook*. McGraw-Hill, 2004. doi: 10.1036/0071433287.
- [44] F. Figueira, «Cam design and implementation to a single-cylinder engine to allow for high-altitude operation», Universidade da Beira Interior, 2019.
- [45] Motor Car, «BMW M73 V12 engine». <https://motor-car.net/bmw-engine/item/16058-m73-engine> (acedido 2 de Janeiro de 2022).
- [46] G. Bellér, I. Árpád, J. Kiss, e D. Kocsis, «AVL Boost: a powerful tool for research and education», 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1935/1/012015.
- [47] M. F. Serra, «Adaptação de um Motor 125cc a 2 Tempos a Carburador para Injeção e Ignição Eletrónicas », Universidade do Minho, 2021.
- [48] K. Tsatsoulis, A. Zavos, e P. Nikolakopoulos, «Tribotronic Analysis of Internal Combustion Engine Compression Ring», 2021, doi: 10.2474/trol.16.125.

- [49] Garret Advancing Motion, «Turbo Tech 103 | Expert: Compressor Mapping», 2019. [Em linha]. Disponível em: www.garrettmotion.com
- [50] Eaton, «TVS R2650». <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-r2650.specifications.html> (acedido 2 de Setembro de 2022).
- [51] Lysholm, «Twin-Screw Superchargers». <http://www.lysholm.us/superchargers.php> (acedido 2 de Setembro de 2022).
- [52] Automotivebros, «What Does an Intercooler Do? Know How to Improve Fuel Efficiency in Your Vehicle». <http://automotivebros.com/what-does-intercooler-do/> (acedido 12 de Setembro de 2022).
- [53] H. Nasutiona, A. Aziza, Z. Latiffa, e S. Engkuah, «Comparison of air to air and air to water intercoolers in the cooling process of a turbocharger engine», 2015, doi: 10.11113/jt.v74.4832.
- [54] Garret Advancing Motion, «Garrett Intercoolers and Intercooler Cores». <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/intercoolers/> (acedido 15 de Agosto de 2022).
- [55] Jemo motorsport, «BOOST products intercooler core 280x300x76mm». <https://www.jemo-motorsport.de/BOOST-products-intercooler-core-280x300x76mm> (acedido 24 de Agosto de 2022).
- [56] Dieselnet, «Valves and Ports in Four-Stroke Engines». https://dieselnet.com/tech/air_ports.php#valves (acedido 3 de Novembro de 2022).
- [57] A. Boost, «Boost Users Guide», 2021.
- [58] D. Hammil, *How to choose camshafts and time them for maximum power*. Veloce, 2007.
- [59] SuperFlow, «SF-1020 Flowbench Operator Manual», 2020.
- [60] Summit Racing Equipment, «Advancing / Retarding a Camshaft: A Basic Overview of Cam Timing». https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/4706/~/advancing-%2F-retarding-a-camshaft (acedido 10 de Novembro de 2022).

ANEXO A - CINEMÁTICA DE CURVAS BÁSICAS DE CAMES

Tabela 43 - Características cinemáticas do movimento das válvulas [42].

Curva	Velocidade	Aceleração	Observações	Aplicações
Reta	Constante	Infinita nos extremos	Choques nos extremos	Impraticável com estacionamento nos extremos
Arcos de circunferência	Menor nos extremos	Elevada nos extremos	Impulso considerável	Baixas velocidades
Elítica	Valores dependentes da relação Eixo maior/Eixo menor			
Harmónica Simples	Nula nos extremos e máxima no ponto médio	Reduzida nos extremos e nula no ponto médio	Impulso razoável para médias velocidades	Excelente para velocidades moderadas
Cicloidal	Baixa nos extremos e elevada no ponto médio	Varição suave	Baixa vibração, ruído e desgaste	Excelente para altas velocidades
Parabólica	Varição uniforme dos extremos para o ponto médio	Muito baixa, mas de aplicação brusca		Velocidades baixas e moderadas
Cúbica Nº1		Brusca no ponto médio	Ângulo de pressão elevado	Baixas velocidades
Cúbica Nº2	Comportamento muito semelhante ao da curva Harmónica Simples			
Harmónica Dupla	Muito suave no início do levantamento	Muito suave no início do levantamento	Exige grande precisão de fabrico	Moderadas a altas velocidades

ANEXO B - ELEMENTOS DE SIMULAÇÃO

Tabela 44 - Elementos de simulação existentes no AVL Boost.

Ícone	Elemento	Designação	Descrição
	Motor	“E”	Introdução de dados inerentes ao motor, como a ordem de disparo dos cilindros, velocidade e tipo de ciclo;
	Cilindro	“C”	Introdução de dados relativos à combustão, transferência de calor e válvulas;
	Ponto de medição	“MP”	Permite recolher informações relativas a dados de fluxo e condições de gás, em função do ângulo da cambota;
	Tubo	[]	Elemento de ligação entre os restantes componentes do motor;
	Condições de Fronteira	“SB”	Introdução de dados referentes à temperatura e pressão dos gases e coeficiente de fluxo;
	Junção	“J”	Utilizado na junção dos tubos;
	Restrição	“R”	Utilizado para considerar uma perda de pressão distinta num determinado local de um tubo;
	Borboleta de aceleração	“TH”	Utilizado para considerar uma perda de pressão diferente no elemento;
	Injetor	“I”	Utilizado para especificar o fluxo de massa de combustível injetado;
	Plenum	“PL”	Introdução de dados relativos ao volume dos coletores, às condições de temperatura e pressão e coeficientes de fluxo;
	Filtro de ar	“CL”	Introdução de informações referentes ao volume, atrito e coeficientes de fluxo;
	Catalisador	“CAT”	Introdução de dados para obter o desempenho dinâmico do catalisador e a queda de pressão;
	Intercooler	“CO”	Introdução de dados para obter o desempenho dinâmico do intercooler e a queda de pressão;
	Compressor de ondas	“PWSC”	Introdução de dados relativos ao compressor de ondas, caso seja utilizado;
	Compressor volumétrico	“PDC”	Introdução de dados relativos ao compressor volumétrico, caso seja utilizado;
	Turbocompressor	“TC”	Introdução de dados relativos ao turbocompressor, caso seja utilizado;
	Válvula <i>wastegate</i>	“WG”	Introdução de dados relativos à válvula de wastegate, caso seja utilizada;

ANEXO C – DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE FLUXO

Quando se pretende realizar uma simulação no AVL Boost, é necessário especificar os valores de coeficiente de fluxo, em função da elevação da válvula. Para o efeito, o software indica a equação que permite obter os referidos coeficientes de fluxo (α), sendo que:

$$\alpha = \frac{A_{eff}}{f_{sc} \cdot A_{tt}} \quad (132)$$

onde A_{eff} representa a área efetiva de fluxo, medida em m²; f_{sc} representa o *Scaling Factor*, que é um fator adimensional; A_{tt} representa a área transversal do tubo, medida em m².

A área efetiva de fluxo, necessária para a determinação dos coeficientes de fluxo, pode ser calculada através da seguinte equação [11]:

$$A_{eff} = \frac{\frac{\sqrt{R_{ar} \cdot T_m}}{P_m} \dot{m}}{\left[\left(\frac{2k}{k-1} \right) \left(\frac{P_j}{P_m} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_j}{P_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (133)$$

em que P_j é a pressão estática a jusante da válvula [Pa]; P_m é a pressão de estagnação a montante [Pa]; k representa a razão dos valores correspondente aos calores específicos a pressão e volume constante do gás (c_p/c_v); R_{ar} é a constante específica do ar [J/kg.K]; T_m é a temperatura de estagnação a montante [K]; e \dot{m} é o caudal mássico de ar [kg/s];

Posto isto, inicialmente, recorreu-se à lei dos gases ideais para determinar a massa volúmica, considerando que, aquando das medições no fluxómetro, o ambiente se encontrava a uma temperatura de 297 K e a uma pressão igual a 101300 Pa. Atendendo a que a massa molar do ar é 28.96 g/mol e o coeficiente dos gases perfeitos é 8.31 J/(mol.K), conclui-se que a massa volúmica do ar assume um valor de 1.189 kg/m³. O caudal mássico, necessário para determinar o coeficiente de fluxo, é calculado por:

$$\dot{m} = \frac{\rho \cdot Q_{ar}}{1000} \quad (134)$$

sendo que ρ representa a massa volúmica, medida em kg/m³, e Q_{ar} equivale ao caudal de ar, expresso em L/s.

Deste modo, os valores utilizados para os cálculos do motor original e do motor otimizado encontram-se, respetivamente, apresentados na Tabela 45 e na Tabela 46, em função do curso da válvula.

Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de *drift*

Tabela 45 – Valores utilizados na determinação do caudal mássico do motor original.

Curso da válvula [mm]	Admissão				Escape			
	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]	Massa volúmica [kg/m ³]	Caudal mássico [kg/s]	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]	Massa volúmica [kg/m ³]	Caudal mássico [kg/s]
0	0	0	1.189	0	0	0	1.189	0
1	13.09	6.178	1.189	0.007343	23.18	10.94	1.189	0.01300
2	42.00	19.82	1.189	0.02356	46.45	21.92	1.189	0.02606
3	63.36	29.90	1.189	0.03554	63.82	30.12	1.189	0.03580
4	79.00	37.28	1.189	0.04432	74.18	35.01	1.189	0.04161
5	95.82	45.22	1.189	0.05375	84.00	39.64	1.189	0.04712
6	112.4	53.05	1.189	0.06305	93.27	44.02	1.189	0.05232
7	126.3	59.61	1.189	0.07085	101.2	47.76	1.189	0.05677
8	139.8	65.98	1.189	0.07842	108.6	51.25	1.189	0.06092
9	151.6	71.55	1.189	0.08504	112.6	53.14	1.189	0.06317
10	161.4	76.17	1.189	0.09054	115.5	54.51	1.189	0.06479
11	169.1	79.81	1.189	0.09486	116.8	55.12	1.189	0.06552
12	173.5	81.88	1.189	0.09733	118.1	55.74	1.189	0.06625

Tabela 46 - Valores utilizados na determinação do caudal mássico do motor otimizado.

Curso da válvula [mm]	Admissão				Escape			
	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]	Massa volúmica [kg/m ³]	Caudal mássico [kg/s]	Caudal de ar [cfm]	Caudal de ar [L/s]	Massa volúmica [kg/m ³]	Caudal mássico [kg/s]
0	0	0	1.189	0	0	0	1.189	0
1	14.40	6.796	1.189	0.008078	25.50	12.03	1.189	0.01430
2	46.20	21.80	1.189	0.02592	51.10	24.12	1.189	0.02867
3	69.70	32.89	1.189	0.03910	70.20	33.13	1.189	0.03938
4	86.90	41.01	1.189	0.04875	81.60	38.51	1.189	0.04578
5	105.4	49.74	1.189	0.05913	92.40	43.61	1.189	0.05183
6	123.6	58.33	1.189	0.06934	102.6	48.42	1.189	0.05756
7	138.9	65.55	1.189	0.07792	111.3	52.53	1.189	0.06244
8	153.8	72.59	1.189	0.08628	119.5	56.40	1.189	0.06704
9	166.8	78.72	1.189	0.09357	123.8	58.43	1.189	0.06945
10	177.5	83.77	1.189	0.09957	127.0	59.94	1.189	0.07124
11	186.0	87.78	1.189	0.1043	128.5	60.65	1.189	0.07209
12	190.8	90.05	1.189	0.1070	129.9	61.31	1.189	0.07287

Após a determinação do caudal mássico, é possível efetuar o cálculo da área efetiva de fluxo. Para o efeito, torna-se necessário conhecer as variáveis que integram a respetiva equação. No que concerne a temperatura de estagnação a montante (T_m), esta toma o valor de 297 K. A pressão a montante da válvula (P_m) corresponde à pressão atmosférica que, aquando das medições realizadas no fluxómetro, rondava os 101300 Pa. Por outro lado, a pressão estática a jusante (P_j) equivale à diferença entre a pressão atmosférica e a pressão de teste. Assim, considerando que a pressão de teste foi 28 polegadas coluna de água (6974 Pa), o valor correspondente à pressão a jusante, utilizado para o cálculo da área efetiva, foi 94326 Pa. Por fim, a razão entre os calores específicos a pressão e volume constante (k) toma um valor de 1.4 e a constante específica do ar (R) de 287.05 J/kg.K.

Para se determinar o coeficiente de fluxo, apenas resta conhecer os valores da área transversal do tubo e do *Scaling Factor*. No que diz respeito à área transversal do tubo, esta depende somente do seu diâmetro. No caso do motor original, o tubo conectado à conduta de admissão tem um diâmetro de 39.70 mm e o diâmetro do tubo de escape apresenta um diâmetro de 32.83 mm. Por outro lado, no motor otimizado, os tubos de admissão e escape têm um diâmetro de 41.50 e 34.73 mm, respetivamente. Relativamente ao *Scaling Factor*, a expressão que permite obter esta variável é indicada pelo AVL Boost, conforme descrito no Capítulo 5.2. Para a sua implementação, é necessário recorrer, novamente, aos valores referentes ao diâmetro dos tubos ligados à conduta e conhecer os valores dos diâmetros das condutas junto às sedes das respetivas válvulas. Além disso, o número de válvulas existente em cada conduta em estudo é também uma variável da equação. Posto isto, a Tabela 47 apresenta os referidos valores, necessários para a determinação do *Scaling Factor*.

Tabela 47 – Sumário dos valores utilizados para a determinação do *Scaling Factor*.

	Diâmetro do tubo conectado à conduta	Diâmetro da conduta junto à sede da válvula	Número de válvulas	<i>Scaling Factor</i>
Admissão (Motor Original)	39.70 mm	37.10 mm	1	0.8733
Escape (Motor Original)	32.83 mm	30.40 mm	1	0.8574
Admissão (Motor Otimizado)	41.50 mm	38.39 mm	1	0.8557
Escape (Motor Otimizado)	34.73 mm	31.40 mm	1	0.8174

Tendo conhecimento de todas as variáveis que constituem a equação, é possível determinar os coeficientes de fluxo. Assim, a Tabela 48 e a Tabela 49 apresentam esses mesmos valores, em função do curso da válvula, utilizados para a simulação do motor original e do motor otimizado, respetivamente.

Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de *drift*

Tabela 48 – Valores utilizados para a determinação dos coeficientes de fluxo do motor original.

Curso da válvula [mm]	Admissão				Escape			
	<i>Scaling Factor</i> [-]	Área transversal do tubo [m ²]	Área efetiva de fluxo [m ²]	Coeficiente de fluxo [-]	<i>Scaling Factor</i> [-]	Área transversal do tubo [m ²]	Área efetiva de fluxo [m ²]	Coeficiente de fluxo [-]
0	0.8733	0.001238	0	0	0.8574	0.0008465	0	0
1	0.8733	0.001238	5.927 x 10 ⁻⁵	0.05483	0.8574	0.0008465	1.050 x 10 ⁻⁴	0.1446
2	0.8733	0.001238	1.902 x 10 ⁻⁴	0.1759	0.8574	0.0008465	2.103 x 10 ⁻⁴	0.2898
3	0.8733	0.001238	2.869 x 10 ⁻⁴	0.2654	0.8574	0.0008465	2.890 x 10 ⁻⁴	0.3981
4	0.8733	0.001238	3.577 x 10 ⁻⁴	0.3309	0.8574	0.0008465	3.359 x 10 ⁻⁴	0.4628
5	0.8733	0.001238	4.338 x 10 ⁻⁴	0.4013	0.8574	0.0008465	3.803 x 10 ⁻⁴	0.5240
6	0.8733	0.001238	5.089 x 10 ⁻⁴	0.4708	0.8574	0.0008465	4.223 x 10 ⁻⁴	0.5818
7	0.8733	0.001238	5.719 x 10 ⁻⁴	0.5290	0.8574	0.0008465	4.582 x 10 ⁻⁴	0.6313
8	0.8733	0.001238	6.330 x 10 ⁻⁴	0.5855	0.8574	0.0008465	4.917 x 10 ⁻⁴	0.6775
9	0.8733	0.001238	6.864 x 10 ⁻⁴	0.6350	0.8574	0.0008465	5.098 x 10 ⁻⁴	0.7024
10	0.8733	0.001238	7.308 x 10 ⁻⁴	0.6760	0.8574	0.0008465	5.230 x 10 ⁻⁴	0.7205
11	0.8733	0.001238	7.656 x 10 ⁻⁴	0.7083	0.8574	0.0008465	5.288 x 10 ⁻⁴	0.7286
12	0.8733	0.001238	7.856 x 10 ⁻⁴	0.7267	0.8574	0.0008465	5.347 x 10 ⁻⁴	0.7367

Tabela 49 - Valores utilizados para a determinação dos coeficientes de fluxo do motor otimizado.

Curso da válvula [mm]	Admissão				Escape			
	<i>Scaling Factor</i> [-]	Área transversal do tubo [m ²]	Área efetiva de fluxo [m ²]	Coeficiente de fluxo [-]	<i>Scaling Factor</i> [-]	Área transversal do tubo [m ²]	Área efetiva de fluxo [m ²]	Coeficiente de fluxo [-]
0	0.8557	0.001353	0	0	0.8174	0.0009473	0	0
1	0.8557	0.001353	6.520 x 10 ⁻⁴	0.05633	0.8174	0.0009473	1.155 x 10 ⁻⁴	0.1491
2	0.8557	0.001353	2.092 x 10 ⁻⁴	0.1807	0.8174	0.0009473	2.314 x 10 ⁻⁴	0.2988
3	0.8557	0.001353	3.156 x 10 ⁻⁴	0.2727	0.8174	0.0009473	3.178 x 10 ⁻⁴	0.4105
4	0.8557	0.001353	3.935 x 10 ⁻⁴	0.3399	0.8174	0.0009473	3.695 x 10 ⁻⁴	0.4771
5	0.8557	0.001353	4.772 x 10 ⁻⁴	0.4123	0.8174	0.0009473	4.184 x 10 ⁻⁴	0.5403
6	0.8557	0.001353	5.596 x 10 ⁻⁴	0.4835	0.8174	0.0009473	4.645 x 10 ⁻⁴	0.5999
7	0.8557	0.001353	6.289 x 10 ⁻⁴	0.5433	0.8174	0.0009473	5.039 x 10 ⁻⁴	0.6508
8	0.8557	0.001353	6.964 x 10 ⁻⁴	0.6016	0.8174	0.0009473	5.411 x 10 ⁻⁴	0.6987
9	0.8557	0.001353	7.552 x 10 ⁻⁴	0.6525	0.8174	0.0009473	5.605 x 10 ⁻⁴	0.7239
10	0.8557	0.001353	8.037 x 10 ⁻⁴	0.6943	0.8174	0.0009473	5.750 x 10 ⁻⁴	0.7426
11	0.8557	0.001353	8.422 x 10 ⁻⁴	0.7276	0.8174	0.0009473	5.818 x 10 ⁻⁴	0.7514
12	0.8557	0.001353	8.639 x 10 ⁻⁴	0.7464	0.8174	0.0009473	5.882 x 10 ⁻⁴	0.7596

ANEXO D – EXEMPLOS DE ÁRVORES DE CAMES

Conforme referido no decorrer desta dissertação, as árvores de cames implementadas em motores naturalmente aspirados apresentam características muito diferentes das aplicadas a motores com compressor volumétrico ou turbocompressor. A seleção da árvore de cames é um processo extremamente complexo, uma vez que é necessário ter em consideração diversos fatores, particularmente o intervalo de velocidades de rotação que se pretende impor ao motor. Por este motivo, foi feito um estudo comparativo de várias árvores de cames existentes no mercado, de modo a compreender de que maneira é que os diferentes fatores influenciam as características destes componentes. Para o efeito, selecionou-se a marca *Crower*, analisando as propriedades por eles apresentadas no catálogo de árvores de cames. Na Tabela 50 apresentam-se as propriedades das árvores de cames indicadas pela marca para serem utilizadas em motores naturalmente aspirados, com turbocompressor e com compressor volumétrico.

Tabela 50 - Propriedades das árvores de cames divulgadas pela marca *Crower*.

Came	Naturalmente Aspirado		Turbocompressor		Compressor Volumétrico	
	Admissão	Escape	Admissão	Escape	Admissão	Escape
Número do componente	15925		15929		15930	
Duração anunciada	304º	312º	290º	272º	288º	288º
Cruzamento sem folga	92º		53º		60º	
Duração @ 0.050"	240º	248º	226º	210º	228º	228º
Curso da válvula	0.536"	0.563"	0.486"	0.462"	0.464"	0.464"
Ângulo de separação dos lóbulos	108º		114º		114º	
Máxima velocidade de rotação	6500 rpm		6500 rpm		6500 rpm	

Fazendo uma apreciação dos valores apresentados, é possível aferir que, para uma mesma velocidade máxima de rotação, o ângulo de separação dos lóbulos é superior nos motores com compressor volumétrico e com turbocompressor, quando comparado com motores naturalmente aspirados. Conforme mencionado anteriormente, motores naturalmente aspirados beneficiam do cruzamento das válvulas, enquanto, nos restantes casos referidos, pode ser conveniente reduzi-lo ou eliminá-lo. Assim, o ângulo de separação dos lóbulos deve apresentar um valor suficientemente grande para tal se concretizar.

No que diz respeito ao curso das válvulas, este assume um valor consideravelmente superior nos motores naturalmente aspirados. O mesmo se verifica em relação à duração da came de admissão e de

escape. Tal era expectável, uma vez que, em motores naturalmente aspirados, a mistura ar-combustível se encontra a uma pressão muito próxima da pressão ambiente. Por este motivo, a mistura ar-combustível não entra e sai com a mesma facilidade que se constata em motores sobrealimentados, cuja mistura se encontra pressurizada. Observa-se também que, na came idealizada para uma aplicação com turbocompressor, tanto a duração, como o curso da válvula de admissão são superiores à do escape. Este facto corrobora a conclusão enunciada no Capítulo 6.2, onde se indica que, devido à contrapressão, é necessário reduzir o valor deste parâmetro. No que concerne a árvore de cames concebida para um motor sobrealimentado com compressor volumétrico, esta apresenta um valor igual de duração e curso da válvula para a admissão e para o escape. Por fim, verifica-se que o cruzamento de válvulas é muito superior no motor naturalmente aspirado, comparativamente aos motores com compressor volumétrico e com turbocompressor. No motor com turbocompressor observa-se um cruzamento ligeiramente inferior ao do motor com compressor volumétrico, conforme expectável.

ANEXO E – ESTUDO DA ABERTURA E FECHO DAS VÁLVULAS

Para reduzir o cruzamento de válvulas, quando se utiliza um compressor volumétrico, por norma, utilizam-se ângulos de separação dos lóbulos maiores, comparativamente a motores naturalmente aspirados. Assim, os valores de LSA para estas condições rondam os 110° a 114°, podendo chegar aos 118°. Para determinar os eventos de abertura e fecho das válvulas, foi feito um estudo no software de simulação, de modo a aferir que valores podem assegurar um bom desempenho do motor. Deste modo, arbitrou-se que a árvore de cames teria um avanço de 4°, uma vez que este foi o valor mais observado nas árvores de cames do mercado, nomeadamente, na marca *Crower*. De seguida, foi feita uma análise da influência do cruzamento de válvulas, mantendo inalterável o ângulo de separação dos lóbulos e a duração da came de escape, modificando apenas a duração da came de admissão. Assim, para um ângulo de separação dos lóbulos de 112° e uma duração de escape igual a 258°, não descurando a folga, obtiveram-se os resultados indicados na Tabela 51.

Tabela 51 – Influência do cruzamento de válvulas, mantendo o ângulo de separação dos lóbulos e a duração do escape.

Simulação	AVA	FVA	AVE	FVE	Duração Ad.	Duração Esc.	Cruzamento	LSA	Potência (8500 rpm)
1	352°	584°	115°	373°	232°	258°	21°	112°	738.2 kW
2	356°	580°	115°	373°	224°	258°	17°	112°	738.5 kW
3	359°	577°	115°	373°	218°	258°	14°	112°	738.5 kW
4	363°	573°	115°	373°	210°	258°	10°	112°	737.5 kW
5	366°	570°	115°	373°	204°	258°	7°	112°	736.7 kW

Como a potência obtida na simulação 2 e 3 assume o mesmo valor, para os estudos feitos a posteriori, considerou-se que o cruzamento de válvulas seria o menor possível. Deste modo, de seguida, analisou-se a influência da duração da came de admissão, mantendo a duração da came de escape e o cruzamento de válvulas, conforme especificado na Tabela 52. Como os valores das válvulas apresentados levam em consideração a existência de uma folga de 0.2 mm, o cruzamento não é igual em todas as hipóteses indicadas na tabela. Contudo, como os dados introduzidos no programa de simulação não consideram essa folga, o cruzamento é igual em todas as opções inseridas no AVL. Por conseguinte, as curvas introduzidas no software para este estudo apresentam todas elas, um cruzamento de válvulas igual a 52°.

Tabela 52 - Estudo da influência da duração da came de admissão.

	Simulação Adm.	AVA	FVA	AVE	FVE	Duração Ad.	Duração Esc.	LSA	Potência (8500 rpm)
	1	359°	577°	115°	373°	218°	258°	112°	738.5 kW
	2	358°	582°	113°	371°	224°	258°	114°	737.6 kW
	3	356°	588°	111°	369°	232°	258°	116°	736.9 kW
	4	355°	593°	109°	367°	238°	258°	118°	736.9 kW

Posteriormente, estudou-se a influência da duração da came de escape, tendo-se obtido os resultados apresentados na Tabela 53. No caso da válvula de admissão, verificou-se que a potência, para os ângulos de separação dos lóbulos compreendidos entre 112° e 118°, é inversamente proporcional à duração. Em contrapartida, na válvula de escape, observa-se um melhor resultado para a hipótese cujo ângulo de separação de lóbulos é 114°.

Tabela 53 - Estudo da influência da duração da came de escape.

	Simulação Escp.	AVA	FVA	AVE	FVE	Duração Ad.	Duração Esc.	LSA	Potência (8500 rpm)
	1	359°	577°	115°	373°	218°	258°	112°	738.5 kW
	2	361°	579°	109°	375°	218°	266°	114°	738.6 kW
	3	363°	581°	104°	376°	218°	272°	116°	735.8 kW
	4	365°	583°	98°	378°	218°	280°	118°	735.0 kW

Por fim, analisou-se ainda o desempenho do motor, em função da combinação das diversas hipóteses de duração das cames de admissão e escape anteriormente especificadas, conforme se pode observar na Tabela 54.

Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de *drift*

Tabela 54 – Estudo das diversas combinações de cames de admissão e escape.

Teste	Simulação Ad.	Simulação Esc.	AVA	FVA	AVE	FVE	Duração Ad.	Duração Esc.	LSA	Potência
1	1	1	359º	577º	115º	373º	218º	258º	112º	738.5 kW
2	1	2	359º	577º	109º	375º	218º	266º	113º	740.7 kW
3	1	3	359º	577º	104º	376º	218º	272º	114º	741.0 kW
4	1	4	359º	577º	98º	378º	218º	280º	115º	740.7 kW
5	2	1	358º	582º	115º	373º	224º	258º	113º	736.9 kW
6	2	2	358º	582º	109º	375º	224º	266º	114º	738.7 kW
7	2	3	358º	582º	104º	376º	224º	272º	115º	739.6 kW
8	2	4	358º	582º	98º	378º	224º	280º	116º	739.2 kW
9	3	1	356º	588º	115º	373º	232º	258º	114º	735.4 kW
10	3	2	356º	588º	109º	375º	232º	266º	115º	736.9 kW
11	3	3	356º	588º	104º	376º	232º	272º	116º	737.7 kW
12	3	4	356º	588º	98º	378º	232º	280º	117º	737.8 kW
13	4	1	355º	593º	115º	373º	238º	258º	115º	733.7 kW
14	4	2	355º	593º	109º	375º	238º	266º	116º	735.5 kW
15	4	3	355º	593º	104º	376º	238º	272º	117º	736.3 kW
16	4	4	355º	593º	98º	378º	238º	280º	118º	736.0 kW

Através da análise dos resultados, pode-se concluir que o melhor desempenho é obtido no teste 3, sendo que as especificações da respetiva árvore de cames são as apresentadas na Tabela 55.

Tabela 55 - Especificações da árvore de cames modificada.

Simulação	AVA	FVA	AVE	FVE	Duração Ad.	Duração Esc.	LSA	Potência
Com folga de 0.2 mm	359º	577º	104º	376º	218º	272º	114º	741.0 kW
Sem folga	342º	594º	82º	398º	252º	316º		