



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Comparação de modelação de motor de ciclo
Otto em AVL BOOST com LOTUS LES***

João Diogo Outeiro Medeiros

Leiria, abril de 2026



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

Comparação de modelação de motor de ciclo Otto em AVL BOOST com LOTUS LES

João Diogo Outeiro Medeiros

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor João Francisco Romeiro da Fonseca Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, abril de 2026

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Gostaria de agradecer, em primeiro lugar, à minha família, particularmente ao meu pai, à minha mãe, ao meu avô, ao meu irmão e à minha namorada, pela ajuda, apoio e incentivo dados ao longo da realização de todo o trabalho. Agradecer aos meus amigos que, direta ou indiretamente, também me apoiaram ao longo de todo este percurso acadêmico.

Ao meu orientador, Professor Doutor João Romeiro da Fonseca Pereira, pela sua disponibilidade e apoio ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho. A sua experiência e trabalho desenvolvido na área foram fundamentais para a sua realização.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

Nos dias de hoje, a simulação computacional é uma ferramenta fundamental no desenvolvimento e análise dos motores de combustão interna, permitindo analisar diferentes parâmetros e avaliar o impacto de alterações e testes necessários em fase de projeto, sem necessidade de recorrer a ensaios experimentais.

O principal objetivo deste trabalho é avaliar comparativamente os softwares *LES* (*Lotus Engine Simulation*) e o *AVL Boost*, de modo a determinar a sua adequação técnica e pedagógica no ensino da modelação, simulação de motores de combustão interna. Para o alcançar, foram desenvolvidos modelos de um motor de ignição por faísca em ambos, permitindo analisar e comparar resultados, quer a nível de desempenho quer de diversos parâmetros de funcionamento.

Nesta área, o ensino foca-se no desempenho e otimização de motores de combustão interna atmosféricos, especificamente no que diz respeito à capacidade de admissão de ar. Consequentemente, o trabalho incide sobre os sistemas com maior influência neste processo, nomeadamente as geometrias da árvore de cames e dos coletores de admissão e de escape, bem como na respetiva influência na variação de pressão (ondas de pressão) entre estes sistemas do motor.

De forma a validar os resultados obtidos nos softwares, as curvas de binário, as ondas de pressão e outros parâmetros foram comparados entre si, assim como com dados experimentais provenientes de ensaios realizados num banco de ensaio de veículos.

Os resultados obtidos permitiram avaliar as diferenças entre os processos de caracterização e modelação de cada software, contribuindo para uma melhor compreensão das suas potencialidades e limitações no contexto pedagógico, bem como para a análise da pertinência da eventual substituição do *LES* pelo *AVL Boost* nas unidades curriculares do Mestrado em Engenharia Automóvel.

Palavras-chave: motores de combustão interna, simulação computacional, modelação unidimensional, validação experimental, ensaios experimentais

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

Nowadays, computational simulation is a fundamental tool in the development and analysis of internal combustion engines, allowing the analysis of different parameters and the evaluation of the impact of modifications and tests required during the design phase without the need to resort to experimental testing.

The main objective of this work is to comparatively evaluate the *LES (Lotus Engine Simulation)* and *AVL Boost* software packages in order to determine their technical and pedagogical suitability for teaching engine modelling and simulation. To achieve this, models of a spark-ignition engine were developed in both software tools, allowing the analysis and comparison of results, both in terms of performance and several operating parameters.

In this field, teaching is focused on the performance and optimization of naturally aspirated internal combustion engines, particularly about their air intake capacity. Consequently, this work focuses on the systems with the greatest influence on this process, namely the camshaft geometries and the intake and exhaust manifold geometries, as well as their influence on pressure variations (pressure waves) within these engine systems.

In order to validate the results obtained from the software, torque curves, pressure waves and other operating parameters were compared both with each other and with experimental data obtained from tests carried out on a vehicle dynamometer test bench.

The results of these comparisons made it possible to evaluate the differences between the characterisation and modelling processes of each software, contributing to a better understanding of their potential and limitations, considering their use in a pedagogical context and to analyse the relevance of the possible replacement of LES by AVL Boost in the Master's Degree in Automotive Engineering.

Keywords: internal combustion engines, computational simulation, one-dimensional modelling, experimental validation, experimental testing.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

Figura 1 Componentes Fundamentais de um Motor de Ignição por Faísca.....	5
Figura 2 Ciclo de Funcionamento de um Motor Otto 4 tempos	6
Figura 3 Diagramas de Pressão-Volume (p-V) e T-s do ciclo Otto Ideal.....	7
Figura 4 Comparação entre o ciclo Otto teórico (esquerda) e real (direita).....	8
Figura 5 Componentes básicos de um sistema de admissão de um motor de quatro cilindros em linha	9
Figura 6 Diagrama de distribuição considerando a duração geométrica e a duração efetiva	10
Figura 7 Componentes básicos de um sistema de escape automóvel	11
Figura 8 Fluxos de Potências e de perdas num motor de combustão interna	13
Figura 9 Relação entre as curvas de Binário, rendimento volumétrico e pressão média efetiva	14
Figura 10 Propagação de ondas de pressão positivas (a) e negativas (b) em tubos..	15
Figura 11 Reflexão da onda num tubo com uma extremidade fechada	16
Figura 12 Reflexão da onda num tubo com ambas as extremidades abertas	16
Figura 13 Reflexão da onda num aumento súbito de diâmetro.....	16
Figura 14 Comparação da pressão na admissão e no escape em três posições (distâncias das válvulas)	18
Figura 15 Gráficos de pressão e caudal num tubo primário de admissão.....	20
Figura 16 Exemplo de modelação no software Ricardo Wave.....	23
Figura 17 Exemplo de modelação no software GT-Power	24
Figura 18 Exemplo de modelação no software Lotus Engineering Software.....	25
Figura 19 Exemplo de modelação no software AVL Boost	27
Figura 20 Diagramas de posição e estado para a propagação de ondas de pressão no AVL BOOST	28
Figura 21 Layout típico de um teste de ensaio de Potência de veículos	30
Figura 22 Dimensões das válvulas e portas de admissão (a) e escape (b)	33
Figura 23 Dimensões do tubo secundário	34
Figura 24 Dimensões do sistema de escape.....	35
Figura 25 Esquema resumido da montagem experimental utilizada	36
Figura 26 Curvas de Binário obtidas experimentalmente	38

Figura 27 Pressão de admissão medida experimentalmente nos tubos primários de admissão às 4000 rpm	38
Figura 28 Menu de configuração do módulo de cálculo auxiliar	41
Figura 29 Configurações 1234-1F e 1234-SP no LES.....	42
Figura 30 Caracterização geométrica do tubo secundário	42
Figura 31 Representação da câmara de plenum no LES.....	43
Figura 32 Analogia entre os tubos primários reais e a sua configuração no LES	44
Figura 33 Caracterização da válvula de admissão no LES	45
Figura 34 Caracterização da válvula de escape no LES	45
Figura 35 Caracterização da porta de admissão no LES.....	46
Figura 36 Caracterização da porta de escape no LES.....	46
Figura 37 Caracterização dos cilindros no LES.....	47
Figura 38 Caracterização dos modelos de transferência de calor	48
Figura 39 Caracterização da superfície de componentes.....	48
Figura 40 Analogia entre o coletor de escape modelado no LES e o componente real	49
Figura 41 Sistema de controlo da pressão média de escape para calibração do modelo	50
Figura 42 Variação da área da válvula com a rotação do motor para aproximação da pressão média de escape.....	50
Figura 43 Curvas de Binário obtidas no LES nas duas configurações do sistema de admissão	51
Figura 44 Pressão de admissão obtida através do LES nos tubos primários de admissão às 4000 rpm	51
Figura 45 Definição do tipo de combustível e propriedades do ar admitido	53
Figura 46 Definição do modelo de atrito no Boost.....	54
Figura 47 Caracterização de cada um dos injetores da configuração 1234-1F.....	55
Figura 48 Sistema de admissão de ambas as configurações no Boost.....	55
Figura 49 Caracterização do tubo secundário da configuração 1234-1F.....	56
Figura 50 Câmara de plenum no Boost.....	56
Figura 51 Analogia entre os tubos primários reais e a sua configuração no Boost ..	57
Figura 52 Caracterização das válvulas de admissão e escape no Boost	57
Figura 53 Caracterização das portas de admissão e escape no Boost.....	58
Figura 54 Principais características dos cilindros no Boost.....	58

Figura 55 Menu de caracterização de componentes	59
Figura 56 Sistema de escape modelado no Boost.....	60
Figura 57 Variação do coeficiente de fluxo da câmara de plenum de escape com a rotação do motor para aproximação da pressão média de escape	61
Figura 58 Curvas de Binário obtidas no AVL Boost	61
Figura 59 Pressão de admissão obtida através do AVL Boost nos tubos primários de admissão às 4000 rpm.....	62
Figura 60 Esquema do sistema de aquisição de dados.....	63
Figura 61 Posicionamento do ponto de medição da pressão no tubo primário de admissão relativamente à válvula de admissão	64
Figura 62 <i>Comparação do Binário entre as duas configurações (1F e SP) nos ensaios experimentais</i>	65
Figura 63 Comparação do Binário da configuração 1F LES-EXP	66
Figura 64 Comparação do Binário da configuração 1F LES-EXP	66
Figura 65 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm	67
Figura 66 Pressão na câmara de plenum da configuração 1F às 2250 rpm	68
Figura 67 Pressão no tubo terciário de escape da configuração 1F às 2250 rpm.....	68
Figura 68 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm	69
Figura 69 Pressão no tubo terciário de escape da configuração SP às 5000 rpm	70
Figura 70 Comparação do Binário da configuração 1F AVL-EXP	71
Figura 71 Comparação do Binário da configuração SP AVL-EXP	71
Figura 72 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm	72
Figura 73 Pressão na câmara de plenum da configuração 1F às 2250 rpm	72
Figura 74 Pressão no tubo terciário de escape da configuração 1F às 2250 rpm.....	73
Figura 75 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm	73
Figura 76 Pressão no tubo terciário de escape da configuração SP às 5000 rpm	74
Figura 77 Comparação do Binário da configuração 1F LES-AVL.....	75
Figura 78 Comparação do Binário da configuração SP LES-AVL	75
Figura 79 Diferença percentual de Binário entre ambos os softwares e os ensaios experimentais em cada uma das configurações	76

Figura 80 Pressão no interior dos cilindros da configuração 1F às 2250 rpm.....	77
Figura 81 Pressão no interior dos cilindros da configuração SP às 5000 rpm.....	77
Figura 82 Caudal de massa de ar admitido em cada um dos cilindros da configuração 1F às 2250	78
Figura 83 Caudal de massa de ar admitido em cada um dos cilindros da configuração SP às 5000 rpm.....	79
Figura 84 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm	80
Figura 85 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm	81
Figura 86 Pressão nos tubos primários de escape da configuração 1F às 2250 rpm	82
Figura 87 Pressão nos tubos primários de escape da configuração SP às 5000 rpm	82
Figura 88 Caudal de massa de ar nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm	83
Figura 89 Caudal de massa de ar nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm	84
Figura 90 Caudal de massa de ar nos tubos primários de escape da configuração 1F às 2250 rpm	85
Figura 91 Caudal de massa de ar nos tubos primários de escape da configuração SP às 5000 rpm	85
Figura 92 Esquema simplificado da ligação da unidade de gestão electrónica Motec M4 e respetivos sensores e atuadores. Configuração 1234-SP	94
Figura 93 Modelo computacional da câmara de combustão.....	95
Figura 94 Modelo em silicone das portas de admissão e escape e da câmara de combustão.....	95
Figura 95 Distribuidor modificado com sensor de PMS	95
Figura 96 Fluxómetro SuperFlow SF-120	96
Figura 97 Banco de ensaio de Potência e veículo utilizado.....	97
Figura 98 Menu "Steady State Test Data Wizard" para definição do teste em regime estacionário.....	98
Figura 99 Exemplo de definição do submenu "Fuelling"	99
Figura 100 Exemplo de definição do submenu "Boundary Conditions"	99
Figura 101 Menu de definição do sistema e tipo de combustível.....	100
Figura 102 Caracterização do modelo de combustão	100

Figura 103 Caracterização da temperatura de superfícies.....	101
Figura 104 Caracterização da velocidade de rotação máxima do motor e do tipo de ciclo de funcionamento.....	102
Figura 105 Caracterização da ordem de ignição.....	102

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de tabelas

Tabela 1 Características do motor	31
Tabela 2 Características do tubo secundário	34
Tabela 3 Dimensões do sistema de escape.....	34
Tabela 4 Informações para caracterização dos tubos primários.....	44
Tabela 5 Caudal de massa de ar admitido num ciclo em cada um dos cilindros da configuração 1F às 2250 rpm	78
Tabela 6 Caudal de massa de ar admitido num ciclo em cada um dos cilindros da configuração SP às 5000 rpm	79
Tabela 7 Características do bloco do motor com base em medições experimentais e a fonte (112)	92
Tabela 8 Características da cabeça do motor com base em medições experimentais	92
Tabela 9 Dimensões dos componentes do sistema de admissão da configuração equivalente ao sistema de admissão original do motor (1234-1F).....	93
Tabela 10 Coeficientes de descarga da válvula de admissão em função da relação curso/diâmetro da garganta.....	96
Tabela 11 Coeficientes de descarga da válvula de escape em função da relação curso/diâmetro da garganta.....	97

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Nomenclatura

Letras Romanas

A	Área da secção transversal (m^2)
a_0	Velocidade de propagação de uma onda de pressão no ar (m/s)
B	Binário (Nm)
c_p	Calor específico a pressão constante ($\text{J}/(\text{kg.K})$)
c_v	Calor específico a volume constante ($\text{J}/(\text{kg.K})$)
k	Razão dos calores específicos a pressão e volume constante c_p/c_v do gás
$\dot{m}$	Caudal de massa de ar (kg/s)
m_{ciclo}	Massa de ar admitida por ciclo (g/ciclo)
N	Rotação do motor (rpm)
P	Potência (kW)
P_{fe}	Potência do combustível (do inglês <i>Fuel Power</i>)
P_i	Potência indicada (do inglês <i>Indicated Power</i>)
P_f	Potência de atrito (do inglês <i>Friction Power</i>)
P_b	Potência efetiva ou Potência ao travão (do inglês <i>Brake Power</i>)
p	Pressão (mbar)
R	Constante de um gás perfeito ($\text{J}/(\text{kg.K})$)
s	Entropia ($\text{J}/(\text{kg.K})$)
T	Temperatura (K , $^{\circ}\text{C}$)
T_0	Temperatura de referência ($293,15 \text{ K}$, 20°C)
V	Volume (cm^3 , m^3 , l)
v	Velocidade do escoamento (m/s)
v_{mp}	Velocidade média do pistão (m/s)

Letras Gregas

η_v	Rendimento volumétrico (%)
λ	Coeficiente de excesso de ar
ρ	Massa volúmica do ar (kg/m^3)
ϕ	Coeficiente de excesso de combustível

Abreviaturas

AVA	Abertura da válvula de admissão
AVE	Abertura da válvula de escape

BMEP	Pressão média efetiva (do inglês <i>Brake Mean Effective Pressure</i>)
BSFC	Consumo específico (do inglês <i>Brake-specific Fuel Consumption</i>)
CAD	Desenho assistido por computador (do inglês <i>Computer-aided Design</i>)
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional (do inglês <i>Computacional Fluid Dynamics</i>)
CO	Monóxido de carbono
FEM	Método dos elementos finitos (do inglês <i>Finite Element Method</i>)
FVA	Fecho da válvula de admissão
FVE	Fecho da válvula de escape
HC	Hidrocarbonetos
MCI	Motor de combustão interna
NOx	Óxidos de azoto
LES	<i>Lotus Engine Simulation</i> – software de modelação de motores
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
WOT	Termo utilizado para designar a carga máxima do motor (do inglês <i>Wide Open Throttle</i>)

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

AGRADECIMENTOS.....	III
RESUMO	V
ABSTRACT.....	VII
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABELAS	XV
NOMENCLATURA.....	XVII
ÍNDICE	XX
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Organização do relatório	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1. Motores de combustão interna.....	4
2.2. Componentes motor Otto	5
2.3. Ciclo Otto 4 tempos	6
2.3.1. Sistema de admissão	8
2.3.2. Sistema de distribuição.....	9
2.3.3. Sistema de escape	11
2.4. Parâmetros de desempenho (Rendimento Volumétrico, Binário, Potência, etc)	12
2.4.1. Potência.....	12
2.4.2. Binário.....	14
2.5. Ondas de pressão.....	14
2.5.1. Influência do ponto de medição de pressão	18
2.6. Caudal de massa de ar	19
2.7. Softwares de simulação de motores	22
2.7.1. Estado da arte.....	22
2.7.2. Lotus Engine Simulation (LES)	24
2.7.3. AVL Boost.....	26
2.7.4. Validação experimental.....	29
2.8. Ensaaios Experimentais.....	29
3. ENSAIOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	31
3.1. Caracterização do motor	31
3.2. Montagem experimental	32
3.2.1. Unidade de injeção e ignição eletrônica.....	32
3.2.2. Caracterização geométrica da cabeça do motor	32
3.2.3. Caracterização geométrica do sistema de admissão	33
3.2.4. Caracterização geométrica do sistema de escape	34
3.2.5. Caracterização das portas e válvulas de admissão e escape.....	35

3.2.6.	Sistema de aquisição de dados	35
3.3.	Descrição dos ensaios.....	36
3.3.1.	Procedimento experimental para medição de parâmetros de funcionamento do motor (estacionário).....	36
3.3.2.	Procedimento experimental para medição do Binário (contínuo)	37
3.4.	Resultados experimentais.....	37
4.	SOFTWARE DE SIMULAÇÃO DE MOTORES LES	39
4.1.	Caracterização do motor em LES.....	39
4.1.1.	Condições de teste em regime estacionário	39
4.1.2.	Condições de teste específicas.....	39
4.1.2.1.	Momento de máxima libertação de calor e duração da combustão	39
4.1.2.2.	Combustão.....	40
4.1.2.3.	Condições de fronteira.....	40
4.1.2.4.	Atrito.....	40
4.1.3.	Sistema de combustível	41
4.1.4.	Sistema de admissão	41
4.1.4.1.	Tubos secundários.....	42
4.1.4.2.	Câmara de <i>plenum</i>	43
4.1.4.3.	Tubos primários	43
4.1.5.	Diagrama de distribuição.....	44
4.1.6.	Portas de admissão e escape.....	45
4.1.7.	Cilindros	46
4.1.7.1.	Modelo de combustão.....	47
4.1.7.2.	Modelos de transferência de calor	47
4.1.7.3.	Superfície de componentes.....	48
4.1.7.4.	Temperatura de superfícies	48
4.1.8.	Sistema de escape	49
4.2.	Calibração do modelo.....	50
4.3.	Resultados de simulação LES.....	51
5.	SOFTWARE DE SIMULAÇÃO DE MOTORES AVL	52
5.1.	Caracterização do motor em AVL.....	52
5.1.1.	Condições de teste.....	52
5.1.1.1.	Atrito.....	53
5.1.2.	Sistema de combustível	54
5.1.3.	Sistema de admissão	55
5.1.3.1.	Tubos secundários.....	56
5.1.3.2.	Câmara de <i>plenum</i>	56
5.1.3.3.	Tubos primários	56
5.1.4.	Diagrama de distribuição.....	57
5.1.5.	Portas de admissão e escape.....	58
5.1.6.	Cilindros	58
5.1.6.1.	Modelo de Combustão.....	59
5.1.6.2.	Superfícies e temperaturas de componentes	59
5.1.7.	Sistema de escape	59
5.2.	Calibração do modelo.....	60
5.3.	Resultados de simulação AVL.....	61
6.	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	63
6.1.	Comparação dos ensaios experimentais entre configurações.....	64
6.2.	Comparação LES/EXP.....	65

6.2.1.	Parâmetros de desempenho.....	65
6.2.2.	Ondas de pressão (admissão, cilindro, escape)	67
6.3.	Comparação AVL/EXP	70
6.3.1.	Parâmetros de desempenho.....	70
6.3.2.	Ondas de pressão (admissão, cilindro, escape)	71
6.4.	Comparação LES/AVL	74
6.4.1.	Parâmetros de desempenho.....	74
6.4.2.	Ondas de pressão e caudal mássico (admissão, cilindro, escape).....	76
6.4.2.1.	Análise de diferenças entre cilindros.....	76
6.4.2.2.	Análise do primeiro cilindro	80
7.	CONCLUSÕES	86
	BIBLIOGRAFIA.....	88
	ANEXOS.....	92

1. Introdução

1.1. Enquadramento

Apesar da emergente procura por alternativas mais sustentáveis nos sistemas de propulsão de veículos automóveis ligeiros, os motores de combustão interna, e mais especificamente os motores Otto que utilizam ignição por faísca, continuam a ter um papel fundamental. Atualmente, os fabricantes recorrem maioritariamente a motores sobrealimentados, consolidando a estratégia de *downsizing*, no entanto a aposta em motores atmosféricos a funcionar com ciclo Atkinson têm vindo a aumentar em veículos híbridos modernos.

Neste contexto, os motores atmosféricos apresentam algumas vantagens. Com o auxílio do motor elétrico no Binário inicial, o motor a combustão pode ser otimizado em regimes específicos onde é possível obter a sua máxima eficiência. Este tipo de motor permite também uma resposta mais linear, não estando sujeito ao *turbo-lag*. Um motor atmosférico também atinge temperaturas de gases de escape substancialmente mais baixas face aos sobrealimentados, o que permite trabalhar com misturas mais pobres e simplificar o sistema de arrefecimento. Deste modo, o custo e complexidade superiores de um motor sobrealimentado não compensam o ganho, sendo mais vantajosos o baixo peso e fiabilidade de um motor atmosférico, devido à significativa redução de componentes.

A crescente exigência na redução das emissões poluentes e no aumento da eficiência energética dos veículos tem impulsionado o desenvolvimento de ferramentas que permitam simular e otimizar o desempenho dos motores antes da sua construção. Com a evolução dos softwares de simulação computacional, é possível simular o funcionamento dos motores em diferentes regimes de rotação, cargas, tipos de utilização e configurações. Estas ferramentas adotam um papel muito importante tanto na indústria como na competição automóvel, ao permitir simular e otimizar o comportamento do motor em diversas situações reais de utilização. Estas ferramentas permitem reduzir muito significativamente o tempo, custos, recursos materiais e emissões poluentes associados a testes experimentais exaustivos na otimização de um motor.

Estão disponíveis no mercado diversos softwares de simulação computacional de motores semelhantes aos aqui apresentados. Neste contexto, será aprofundada a utilização do *Lotus Engine Simulation (LES)* um software mais antigo e já descontinuado, e do *AVL Boost*, um software recente atualmente utilizado na indústria no desenvolvimento de motores. Ambos os softwares estão disponíveis na Escola, sendo o primeiro utilizado numa UC do 1º ano do MEAU designada Desenvolvimento e Comportamento de Motores. Estes softwares permitem a simulação detalhada do funcionamento do motor, permitindo analisar fluxos e quantidades de gases no interior do motor. Têm também a capacidade de prever diversos parâmetros relacionados com o motor como Binário, Potência, Consumo Específico, Eficiência Volumétrica ou Emissões.

Neste trabalho, os resultados obtidos por simulação nos softwares anteriormente referidos serão comparados entre si e com resultados obtidos experimentalmente. A montagem experimental e os respectivos resultados não foram desenvolvidos especificamente para o presente trabalho. A referida montagem e os resultados associados foram concebidos e obtidos no Laboratório de Engenharia Automóvel da ESTG, no âmbito de um trabalho de Doutoramento intitulado “Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão variável para motores de veículos automóveis” (Fonseca Pereira, J. F. R., 2011).

Utilizou-se um motor a gasolina atmosférico, dado ser um propulsor do qual se dispunha de dados experimentais robustos, provenientes do trabalho supracitado.

1.2. Objetivos

Objetivo geral

Avaliar comparativamente os softwares *LES* (atualmente descontinuado e ainda utilizado nas aulas do MEAU) e o *AVL Boost* (ferramenta atual disponível na Escola), de modo a determinar a sua adequação técnica e pedagógica no ensino da modelação e simulação de motores.

Objetivos específicos

- Comparar os resultados obtidos com os softwares *LES* e *AVL Boost* com dados experimentais, analisando as diferenças relativamente a diversos parâmetros de funcionamento do motor, nomeadamente: Curvas de Potência e Binário; Rendimento Volumétrico; Ondas de Pressão nos sistemas de admissão e de escape; Caudal de ar de admissão; Outros parâmetros relevantes para a caracterização do desempenho do motor.
- Avaliar a simplicidade, robustez e eficiência do processo de caracterização e modelação do motor em cada software, tendo em vista a sua utilização em contexto pedagógico.
- Analisar a pertinência da substituição do software *LES* pelo *AVL Boost* nas unidades curriculares do MEAU, considerando critérios técnicos, pedagógicos e de alinhamento com o estado da arte.

1.3. Organização do relatório

No **Capítulo 1 (Introdução)** – Foi efetuada uma introdução aos softwares de simulação computacional, com principal destaque para a importância do tema no panorama atual da indústria automóvel. Foi também definido o objetivo geral deste trabalho e os objetivos específicos.

No **Capítulo 2 (Revisão Bibliográfica)** – Foi apresentada uma revisão bibliográfica abordando vários temas relacionados com os motores de combustão interna e com os softwares computacionais que os simulam.

No **Capítulo 3 (Ensaaios e Resultados Experimentais)** – Foi caracterizado o motor em estudo, descrita a montagem experimental utilizada e os ensaios laboratoriais realizados com ela. Foram ainda apresentados alguns dos resultados experimentais obtidos.

No **Capítulo 4 (Software de Simulação de Motores *LES*)** – Foi descrita toda a caracterização do motor no software *Lotus Engine Simulation* e apresentados os resultados nele obtidos.

No **Capítulo 5 (Software de Simulação de Motores *AVL Boost*)** – Foi apresentada toda a caracterização do motor no software *AVL Boost* e apresentados os resultados obtidos.

No **Capítulo 6 (Análise e Discussão de Resultados)** – Foram comparados e analisados os resultados obtidos em ambos os softwares de simulação com os resultados experimentais, permitindo avaliar a fiabilidade e precisão dos softwares.

No **Capítulo 7 (Conclusões)** – Foram efetuadas as principais conclusões retiradas do desenvolvimento do trabalho e avaliados os pontos fortes e fracos de cada um dos dois softwares utilizados.

2. Revisão bibliográfica

Neste capítulo é apresentada uma breve introdução aos motores de combustão interna, sendo posteriormente aprofundados os principais componentes de um motor de ciclo Otto, bem como o seu funcionamento. Serão abordados diversos parâmetros utilizados para avaliar o desempenho de motores de combustão interna e o comportamento das ondas de pressão existente no interior do motor que podem explicar esse desempenho. Por último será também abordado o tema dos softwares de simulação computacional de motores de combustão interna e apresentados alguns exemplos existentes no mercado.

2.1. Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna (MCI) convertem a energia química dos combustíveis em trabalho mecânico através da energia térmica libertada no processo de combustão, devido à sua grande versatilidade apresentam as mais variadas aplicações desde a indústria aos diferentes tipos de locomoção. Apesar de existirem diversas tentativas anteriores, os MCI consolidaram-se na segunda metade do século XIX com o primeiro motor comercial de Lenoir em 1860 (2 tempos a gás de carvão). O ciclo de 4 tempos foi introduzido por Nikolaus Otto em 1876, baseado pelos princípios de Beau de Rochas (Cummins, 1993; Heywood, 2018). Em 1882, Rudolf Diesel, numa tentativa de aumentar a eficiência, inventou o primeiro motor de ignição por compressão (motor Diesel), alguns anos mais tarde em 1899 Hugo Güldner adaptou esta tecnologia para o ciclo de 2 tempos (Cummins, 1993). Apesar de os motores de funcionamento alternativo (Otto e Diesel) dominarem o setor automóvel, existem outras soluções no mercado como os motores rotativos desenvolvidos por Felix Wankel em 1957 (Heisler, 1995).

A evolução dos MCI deu-se no sentido de aumentar a eficiência e mais recentemente cumprir as normas de emissões cada vez mais restritas. No caso dos motores Otto, os sistemas de alimentação por carburadores deram lugar aos sistemas de injeção eletrónica. Numa fase inicial surgiram os sistemas de injeção indireta monoponto, que evoluíram para sistemas multiponto e por último surgiram os sistemas de injeção direta (Stone, 2012). Nos motores Diesel, as bombas injetoras eletrónicas substituíram as iniciais bombas mecânicas, mas a verdadeira revolução tecnológica deu-se com o aparecimento do sistema Common-Rail no final do século passado. Este sistema possibilitou efetuar múltiplas injeções (pré e pós-injeções), reduzindo significativamente o ruído da combustão e a emissão de partículas. A mais recente queda de mercado dos motores Diesel, em veículos ligeiros, deve-se à elevada complexidade e custo dos sistemas de pós-tratamento de gases de escape necessários para cumprir as normas Euro 6/7 e às restrições de circulação em grandes centros urbanos impostas (Robert Bosch GmbH, 2022).

A procura por uma maior eficiência levou à introdução de sistemas de distribuição variável, permitindo ajustar ao longo do regime de funcionamento do motor a abertura e fecho das válvulas. Esta tecnologia tanto permite otimizar o ciclo de trabalho em várias situações,

como por exemplo um ciclo Atkinson em regimes económicos e um motor de elevada performance em plena carga (Heywood, 2018). Posteriormente, a indústria generalizou a utilização de sistemas de sobrealimentação aliada ao *downsizing*. Esta estratégia permitiu que motores de baixa cilindrada oferecessem prestações semelhantes a motores de cilindrada mais elevada. A utilização conjunta destas duas tecnologias permite que uma gestão precisa da distribuição consiga maximizar a eficiência do turbocompressor. Os sistemas de admissão variável vieram oferecer um refinamento ainda maior no processo de otimização de um motor. A utilização de condutas de admissão de comprimento variável permite estender o pico do rendimento volumétrico por uma faixa mais ampla de regimes (Stone, 2012).

2.2. Componentes motor Otto

Todos os motores de combustão interna que funcionam segundo o ciclo Otto possuem um conjunto de componentes fundamentais para garantir o seu correto funcionamento. A Figura 1 apresenta grande parte destes componentes, que estão presentes em praticamente todos os motores deste tipo.

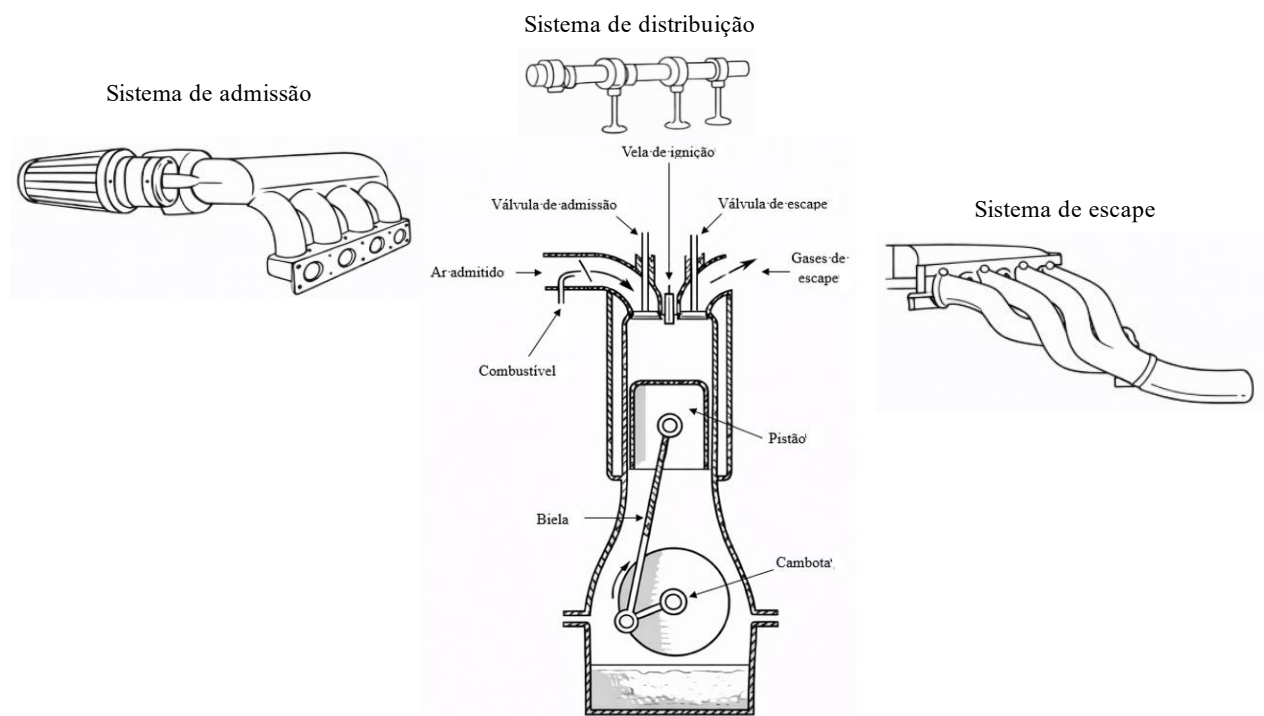


Figura 1 Componentes Fundamentais de um Motor de Ignição por Faísca

Nota. Adaptado de *Introduction to internal combustion engines* (p. 5), de R. Stone, 2012, Palgrave Macmillan.

Conhecendo os seus principais componentes, é possível compreender mais facilmente os princípios de funcionamento de um motor Otto 4 tempos. O desempenho de um motor depende em grande parte da interação entre os sistemas de admissão, escape e distribuição. A sincronização ideal entre todos permite otimizar o enchimento do cilindro e o varrimento

total dos gases de escape. A par destes, temos ainda os sistemas de ignição e injeção e parâmetros estruturais como a taxa de compressão e a cilindrada do motor.

2.3. Ciclo Otto 4 tempos

Num motor Otto de 4 tempos um ciclo de trabalho finaliza após concluídas as suas 4 fases de funcionamento. São então necessárias duas voltas completas da cambota (uma da árvore de cames) para completar um ciclo (Heywood, 2018).

Os quatro tempos de funcionamento de um motor são:

- Admissão;
- Compressão;
- Expansão;
- Escape.

A Figura 2 apresenta a sincronização entre os tempos de funcionamento do motor e o diagrama de distribuição.

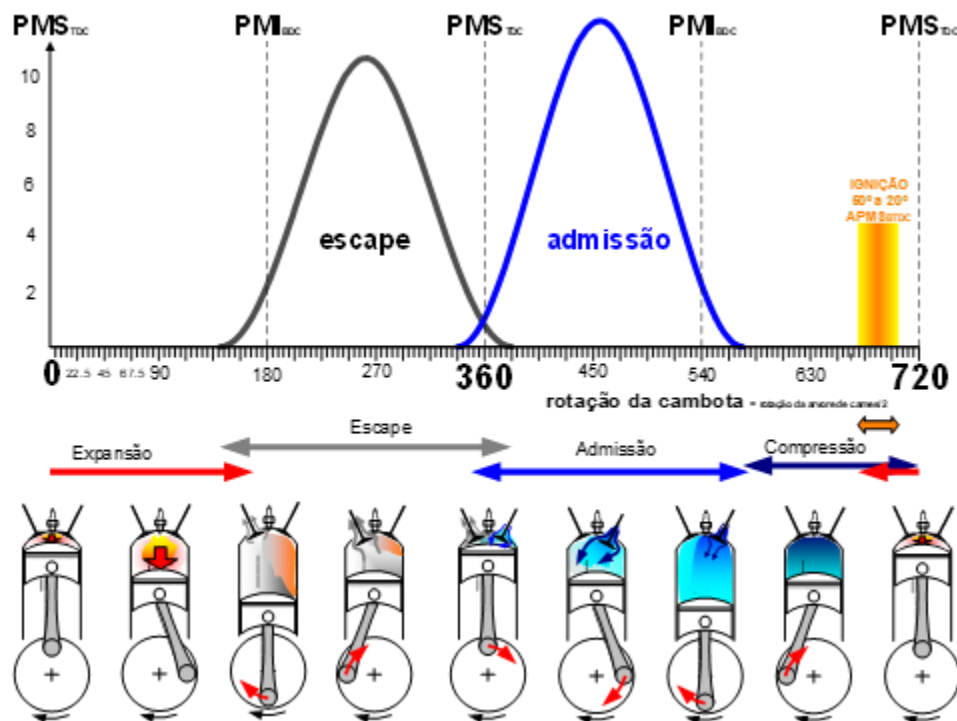


Figura 2 Ciclo de Funcionamento de um Motor Otto 4 tempos

Iniciando a leitura da imagem nos 0°, observa-se a fase de expansão na qual existe uma pressão muito elevada no interior do cilindro, devido à combustão da mistura, que faz com que o pistão se desloque do PMS para o PMI. As válvulas encontram-se fechadas durante esta fase. No tempo de escape o pistão volta a deslocar-se do PMI para o PMS e a válvula de escape é aberta para permitir que sejam expelidos os produtos resultantes da queima do combustível. No tempo de admissão, a válvula de admissão encontra-se aberta e a válvula

de escape fechada na maioria do tempo. Sendo que numa fase inicial temos o período do cruzamento de válvulas, podemos ver pelo esquema a válvula de admissão abre ligeiramente antes dos 360° e a válvula de escape só fecha ligeiramente depois dos 360°. Com o movimento descendente do pistão do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI) a mistura ar-combustível flui para o interior com a queda de pressão existente dentro do cilindro em relação ao circuito de admissão. Durante a compressão ambas as válvulas se encontram fechadas, o pistão move-se do PMI para o PMS e comprime a mistura ar-combustível, pouco antes do pistão atingir o PMS é libertada a faísca na vela de ignição, iniciando assim o processo de combustão da mistura ar-combustível (Heywood, 2018).

O ciclo Otto pode ser representado termodinamicamente pelos diagramas Pressão-Volume (diagrama p-V) e Temperatura-Entropia (diagrama T-s). Estes diagramas representam o ciclo ideal, não sendo possível que se efetuem exatamente desta forma na prática.

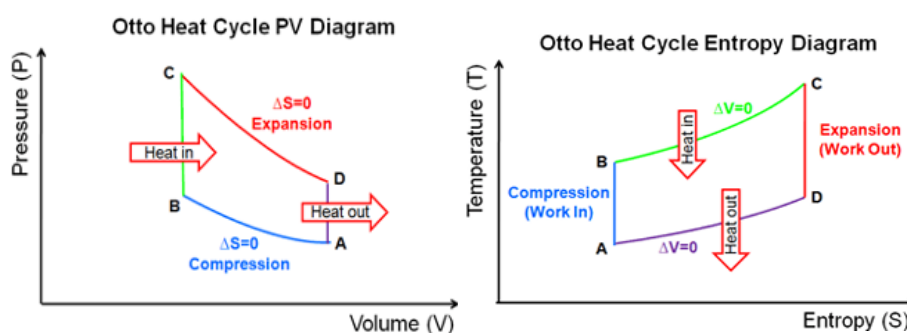


Figura 3 Diagramas de Pressão-Volume (p-V) e T-s do ciclo Otto Ideal

Nota. Retirado de *Análise da eficiência de um motor de combustão interna* (p. 25), de B. Ribeiro, 2012, Instituto Superior de Engenharia do Porto.

No diagrama apresentado na Figura 3, o ciclo inicia-se na transformação de A para B onde existe um decréscimo do volume e consequentemente um aumento da temperatura e pressão no interior do cilindro, processo conhecido por compressão adiabática isentrópica, não existindo variação da entropia. De B para C existe uma adição de calor a volume constante (processo isocórico). A pressão e temperatura voltam a subir devido à combustão da mistura. De C para D ocorre a expansão adiabática, com o pistão a deslocar-se para o ponto morto inferior. Ao longo deste processo a pressão e a temperatura descem. Por fim, entre D e A ocorre a rejeição de calor a volume constante (processo isocórico), conduzindo a uma redução da pressão e da temperatura e permitindo o regresso ao estado inicial do ciclo (Ribeiro, 2012).

No ciclo Otto ideal, apenas as transformações de compressão e expansão correspondem diretamente ao funcionamento real do motor, representadas pelos processos A para B e C para D, respetivamente. Os processos de admissão e escape não são representados no ciclo ideal, sendo substituídos pelas transformações de adição de calor (B para C) e rejeição de calor (D para A), ambas a volume constante.

Tal como já referido anteriormente o ciclo Otto real é ligeiramente diferente do ideal. A Figura 4 apresenta ambos os ciclos e permite fazer algumas comparações entre os dois. Segundo Heywood (2018), estas diferenças existem devido a fatores como o tempo finito da combustão, a transferência de calor para as paredes do cilindro e as perdas por bombagem

durante a troca de gases, resultando numa redução da área útil do diagrama e num rendimento térmico inferior ao previsto teoricamente.

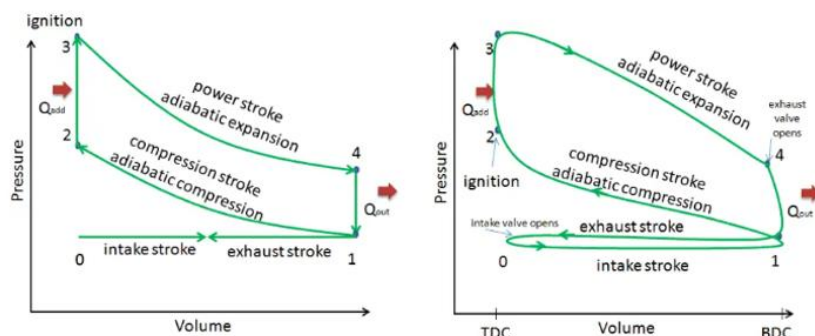


Figura 4 Comparação entre o ciclo Otto teórico (esquerda) e real (direita)

Nota. Retirado de *Otto Cycle – PV, TS Diagrams*, de Nuclear-Power.com, n.d. (<https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/otto-cycle-otto-engine/otto-cycle-pv-ts-diagram/>).

Ao contrário da Figura 3 no ciclo apresentado na Figura 4 já se encontram representadas as quatro fases do funcionamento do motor. O ciclo inicia-se então de 0 para 1 com a fase de admissão, de seguida dá-se a compressão (1-2). A fase de 2 para 3 corresponde ao momento exato que ocorre a ignição da mistura e combustão (volume constante porque o pistão está no PMS e subida instantânea de pressão) e apenas depois ocorre a expansão (3 para 4). De 4 para 1 temos novamente uma fase a volume constante, onde neste caso existe uma queda acentuada de pressão, que corresponde ao momento em que a válvula de escape abre no final da expansão. Por último ocorre a fase de escape de 1 para 0 e o ciclo volta ao ponto inicial.

A quantidade de ar admitida num motor a quatro tempos depende, largamente, do comportamento das ondas de pressão no sistema de admissão. Como se detalha na secção 2.5, o comportamento destas ondas é um processo complexo. Com origem no movimento descendente do pistão durante a fase de admissão, estas sofrem diversas perturbações, resultantes tanto da sua própria reflexão como das ondas geradas nos restantes cilindros. Neste contexto, o dimensionamento dos sistemas de admissão e de escape, bem como o diagrama de distribuição, contribuem decisivamente para a natureza destas perturbações. Nas secções 2.3.1 a 2.3.3, estes sistemas são caracterizados.

2.3.1. Sistema de admissão

O sistema de admissão de um motor de combustão interna desempenha um papel fundamental no seu funcionamento, sendo responsável por conduzir o ar admitido (ou a mistura ar-combustível, dependendo do tipo de sistema de alimentação) até ao interior dos cilindros para a combustão. Segundo Stone (2012), a massa de ar admitida é o fator que determina a quantidade de combustível que pode ser queimada em boas condições e, consequentemente, o desempenho do motor. Deste modo, através do dimensionamento do sistema de admissão é possível otimizar o desempenho, a economia de combustível e as emissões poluentes do motor (Heywood, 2018). Adicionalmente, a temperatura do ar admitido pelo motor é também um fator muito importante, uma vez que influencia a

densidade da carga e a tendência à detonação, aspetos fundamentais para o rendimento volumétrico do motor.

Existem dois grandes grupos de sistemas de admissão em motores de combustão interna: os sistemas de aspiração natural onde o ar é admitido para o interior do cilindro através do vácuo criado pela descida do pistão no tempo de admissão, e os sistemas de admissão forçada que comprimem o ar antes deste entrar no cilindro. Segundo Heywood (2018), nos sistemas de admissão forçada, o ar pode ser comprimido através de um turbocompressor ou de um compressor volumétrico, com o objetivo de aumentar a densidade da carga e, consequentemente, a Potência do motor. Tendo em conta que na realização deste trabalho irá ser utilizado um motor de aspiração natural, é neste tipo de sistema que se irá focar a restante análise.

A Figura 5 apresenta os principais componentes de um sistema de admissão de um motor de quatro cilindros em linha. Depois de passar pelo tubo de admissão inicial (tubo terciário), o fluxo de ar é direcionado para a caixa do filtro de ar onde são retidas partículas que estejam em suspensão. O tubo secundário é o local onde tipicamente é instalada a borboleta de admissão, componente responsável por controlar a quantidade de ar admitida. Por fim o ar acumula-se no coletor de admissão (câmara de *plenum*), sendo distribuído para cada cilindro através dos tubos primários.

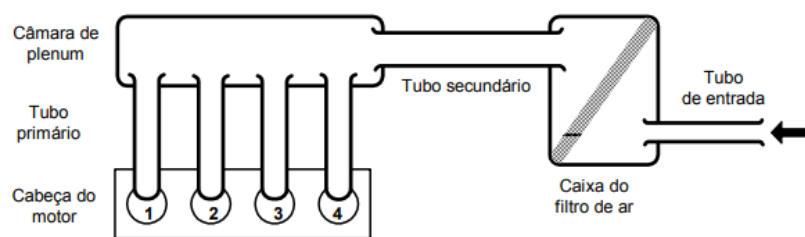


Figura 5 Componentes básicos de um sistema de admissão de um motor de quatro cilindros em linha

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 5), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011, Instituto Superior Técnico.

Existem diversos fatores que podem fazer variar o sistema de admissão de um motor de 4 cilindros em linha, como por exemplo o sistema de combustível do motor ou as especificidades do veículo em que o motor será instalado. De acordo com Fonseca Pereira (2011), um mesmo motor pode ser aplicado em diversos modelos ou marcas de automóveis com diferentes características de desempenho e restrições geométricas (como o espaço disponível no compartimento do motor). Estas variações exigem que o dimensionamento do sistema de admissão seja adaptado a cada aplicação específica, garantindo a sua adequação às necessidades do veículo.

2.3.2. Sistema de distribuição

O sistema de distribuição de um motor é responsável por coordenar a abertura e fecho das válvulas de admissão e escape em função da posição angular da cambota. Segundo Stone (2012), este processo requer uma grande precisão, pois é necessário sincronizar o movimento

das válvulas com o movimento dos pistões, de forma a garantir que a mistura ar-combustível seja admitida no momento ideal e que os gases resultantes da combustão sejam expelidos com a máxima eficiência. Como refere Fonseca Pereira (2011), a otimização dos tempos de abertura e fecho das válvulas é crucial para minimizar as perdas por bombagem e maximizar o rendimento volumétrico do motor.

Um sistema de distribuição pode ter diversas variantes e graus de complexidade, contudo existem alguns componentes fundamentais que estão presentes em todos eles, nomeadamente a árvore de cames, as válvulas e as polias de sincronismo. Segundo Stone (2012), o movimento de sincronismo entre a cambota e a árvore de cames pode ser realizado por meio de uma correia dentada, corrente ou carretos de engrenagem, entre outros.

A árvore de cames é o componente fundamental deste sistema. De acordo com Heywood (2018), é através do perfil dos seus ressaltos (lóbulos) que se define tanto os momentos de abertura e fecho, como também o levantamento (lift) das válvulas. Este perfil é projetado com o objetivo de garantir um acionamento preciso e, simultaneamente, suave, minimizando o desgaste das válvulas e respectivas sedes, assegurando a estanqueidade da câmara de combustão.

Todos os sistemas de distribuição de motores podem ser caracterizados através do respetivo diagrama. Um diagrama de distribuição demonstra de forma gráfica a relação entre a abertura e fecho das válvulas e os ângulos de rotação da cambota durante as várias fases do ciclo de funcionamento do motor, como é possível observar na Figura 6. De acordo com Heywood (2018), esta representação é essencial para compreender a dinâmica de troca de gases, uma vez que o fluxo de ar de admissão não é estacionário e depende da área efetiva de passagem proporcionada pelo levantamento da válvula.

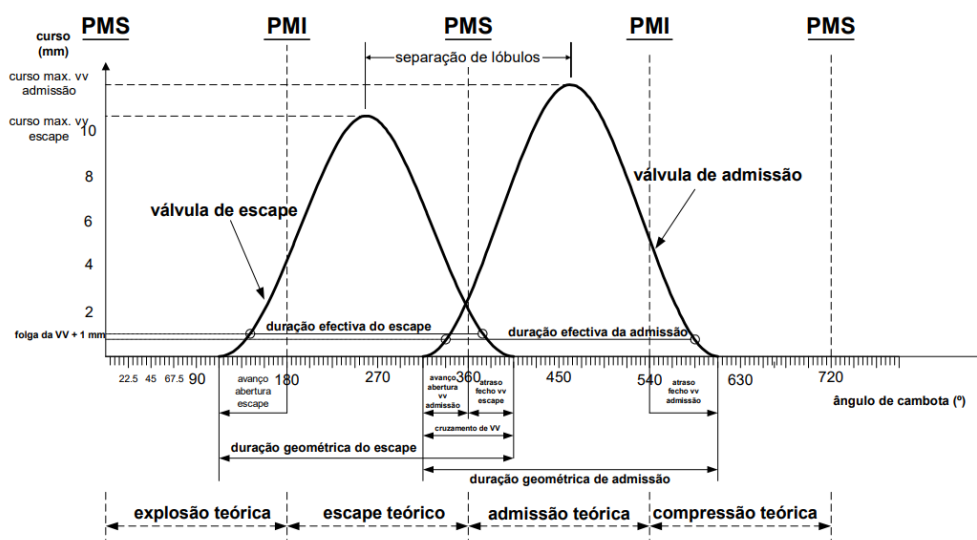


Figura 6 Diagrama de distribuição considerando a duração geométrica e a duração efetiva
 Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 55), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011, Instituto Superior Técnico.

Podem distinguir-se três variantes diferentes dos diagramas de distribuição: os geométricos, os efetivos e os reais. Nos diagramas geométricos é importante ter em atenção se foi efetuado

com ou sem folga de válvulas. Os diagramas efetivos, conforme salienta Stone (2012), consideram a abertura e fecho das válvulas apenas a partir do ponto onde se considera começar a existir escoamento útil de gases. Existem ainda os diagramas reais que introduzem alguns fenómenos dinâmicos complexos, como a flutuação e ressalto das válvulas e as deformações mecânicas e hidráulicas de alguns órgãos do motor (Fonseca Pereira, 2011).

2.3.3. Sistema de escape

O sistema de escape de um motor tem como principal função expelir os gases resultantes da combustão ocorrida no interior dos cilindros. No entanto, este sistema desempenha também algumas outras funções não menos importantes, como a atenuação do ruído, o controlo das emissões poluentes e a otimização do desempenho do motor. Segundo Heywood (2018), o desenvolvimento das condutas de escape deve ser realizado de forma a minimizar a contrapressão (*backpressure*), uma vez que esta influencia diretamente o trabalho de bombagem e a eficiência volumétrica.

Estas funções podem variar significativamente consoante o tipo de utilização do motor. Um motor projetado para uso rodoviário irá ter um sistema de escape otimizado para reduzir emissões poluentes e ruído (Stone, 2012). Enquanto num motor de competição o maior objetivo será potenciar o desempenho do motor, utilizando fenómenos de reflexão de ondas de pressão para auxiliar a extração dos gases e otimizar o enchimento do cilindro durante o cruzamento de válvulas (Fonseca Pereira, 2011).

Os sistemas de escape têm vindo a sofrer alterações profundas ao longo das últimas décadas, principalmente para cumprir as normas de emissões poluentes cada vez mais rígidas (como as normas Euro). Estas alterações têm vindo também a diferenciar cada vez mais um sistema de escape de um motor Otto e um motor Diesel, visto os poluentes serem diferentes, com foco no monóxido de carbono (CO), nos hidrocarbonetos (HC) e nos óxidos de azoto (NOx) nos motores de ignição por faísca (Heywood, 2018). Face ao motor utilizado neste estudo a análise seguinte focar-se-á exclusivamente nos sistemas de escape dos motores Otto.

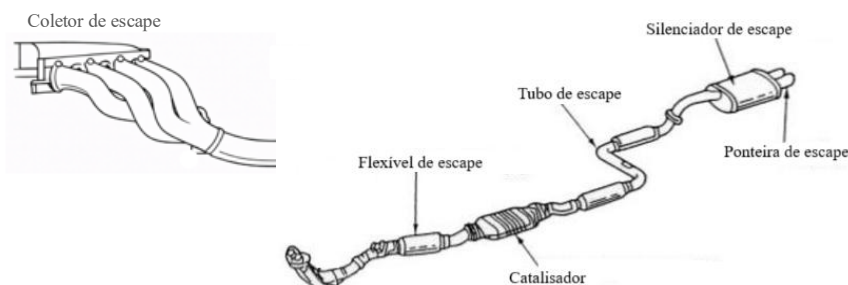


Figura 7 Componentes básicos de um sistema de escape automóvel

Nota. Adaptado de *Automotive exhaust system components*, de ResearchGate, s.d.

(https://www.researchgate.net/figure/Automotive-exhaust-system-components-1_fig1_301242935)

Diferentes configurações num sistema de escape de um motor podem alterar bastante o seu desempenho em WOT (carga máxima de *Wide Open Throttle*) e cargas intermédias. O coletor de escape é o componente que tem uma influência mais direta nesse desempenho,

sendo que fatores como a geometria e comprimento das condutas primárias e secundárias determinam a interferência entre as ondas de pressão de cada cilindro. Segundo Stone (2012), o dimensionamento destas condutas deve aproveitar os fenômenos de reflexão de ondas para criar uma zona de baixa pressão junto à válvula de escape no momento da sua abertura (efeito de *scavenging*).

Exemplos de configurações comuns podem ser os coletores 4-2-1 (tanto a 180° como a 360° de defasamento de ignição) e os coletores 4-1. Segundo Bell (1998), os coletores 4-1 maximizam a Potências em regimes de rotação elevados, uma vez que uma única junção de todos os tubos primários permite uma sintonização de ondas de pressão muito elevada, embora numa faixa de rotação muito pequena. Por outro lado, o autor defende que para aplicações onde a resposta a regimes médios é prioritária, a configuração 4-2-1 é superior.

2.4. Parâmetros de desempenho (Rendimento Volumétrico, Binário, Potência, etc)

A avaliação do desempenho de um motor de combustão interna requer a definição de alguns parâmetros que o permitam efetuar uma comparação objetiva entre qualquer motor. Esta avaliação é fundamental para a evolução dos próprios motores, permitindo comparar e avaliar a eficácia de alterações tanto ao nível da geometria como dos sistemas auxiliares.

Existem diversos parâmetros que permitem avaliar o desempenho de um motor de combustão interna, no entanto podemos destacar alguns como mais importantes e utilizados. Sendo eles:

- Potência (P);
- Binário (B);
- Rendimento volumétrico (η_v);
- Pressão média efetiva (BMEP);
- Consumo específico (BSFC);
- Velocidade média do pistão (v_{mp});
- Coeficientes de excesso de ar (λ) e de riqueza da mistura (ϕ).

Como salienta Fonseca Pereira (2011), para além do valor máximo de cada um destes parâmetros devem ser analisadas as suas curvas ao longo de toda a gama de rotação de funcionamento do motor, só desta forma é possível analisar completamente o desempenho de um motor de combustão interna. De seguida, serão analisados mais detalhadamente os parâmetros mais usados no decorrer do trabalho para comparação dos softwares, nomeadamente a Potência e o Binário. Qualquer um dos softwares permite a visualização da grande maioria dos parâmetros apresentados atrás.

2.4.1. Potência

Num motor de combustão interna ocorrem diversas perdas de energia durante o seu funcionamento, com isto toda a energia química presente no combustível não se transforma em trabalho útil que contribua para a locomoção do veículo. De acordo com Gupta (2012), estas perdas de energia devem-se a perdas térmicas, perdas por bombagem e ao atrito mecânico existente entre os componentes móveis do motor. Para identificar onde ocorrem as perdas, definiram-se diferentes tipos de Potência, permitindo distinguir o que é produzido no motor do que efetivamente chega ao sistema de transmissão, como apresenta a Figura 8 (Heywood, 2018).

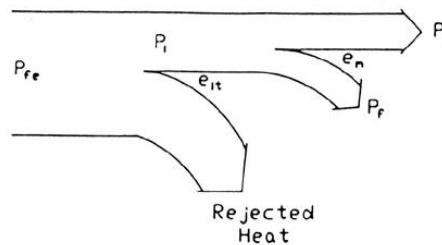


Figura 8 Fluxos de Potências e de perdas num motor de combustão interna

Nota. Retirado de *Engineering Principles of Agricultural Machines* (p. 16), de A. K. Srivastava et al., 2006, ASABE.

A energia química presente no combustível, e que é libertada durante a combustão, corresponde à Potência do combustível (Fuel Power, P_{fe} na Figura 8). No entanto, nem toda esta energia é convertida em trabalho útil. Uma grande parte é rejeitada sob a forma de calor para os sistemas de arrefecimento e gases de escape. A fração da energia efetivamente convertida em trabalho no interior do cilindro dá origem à Potência indicada (Indicated Power, P_i na Figura 8). Parte desta Potência é posteriormente dissipada devido a perdas mecânicas, como o atrito entre componentes e acionamento dos sistemas auxiliares, originando a Potência de atrito (Friction Power, P_f na Figura 8). Por último a Potência efetivamente disponível na cambota é designada por Potência efetiva ou Potência ao travão (Brake Power, P_b na Figura 8), correspondendo à diferença entre a Potência indicada e a Potência de atrito.

A Potência (P) de um motor está diretamente ligada ao Binário produzido pelo mesmo, podendo ser calculada através do produto entre o Binário e a velocidade de rotação do motor. De acordo com Heywood (2018), a Potência é a rapidez com que o trabalho é realizado, sendo a relação fundamental expressa pela equação:

$$P[W] = B[Nm] \times \omega[rad/s] \quad (2.1)$$

Para aplicações práticas em Engenharia Automóvel, a velocidade de rotação (n) é expressa em rotações por minuto, a fórmula é convertida para obter a Potência em quilowatts [kW], ou cavalos-vapor [cv] se multiplicado por 1,3596 (Stone, 2012).

$$P[kW] = B[Nm] \times \frac{n[rpm] \cdot 2 \cdot \pi}{1000 \times 60} \quad (2.2)$$

Esta relação é fundamental para interpretar o desempenho do motor, uma vez que, como demonstrado por Fonseca Pereira (2011), a Potência máxima ocorre normalmente a regimes

mais elevados do que o Binário máximo. Isto deve-se ao facto de, embora o Binário comece a decrescer devido à diminuição do rendimento volumétrico, o aumento da velocidade de rotação compensa essa diminuição até ao ponto em que as perdas mecânicas e por bombagem se tornam dominantes.

2.4.2. Binário

O Binário (B) do motor representa a sua capacidade de realizar trabalho mecânico. Fisicamente, resulta da força que os gases da combustão exercem sobre o pistão que, através da biela, é depois transmitida à cambota. Enquanto a Potência define a rapidez com que o trabalho é realizado, o Binário é a medida direta da força disponível no volante do motor. De acordo com Stone (2012), o Binário máximo é atingido no regime de rotação em que o motor tem o melhor rendimento volumétrico.

Pode ser calculado por uma variante da expressão apresentada anteriormente para a Potência (Heywood, 2018).

$$B(Nm) = P(kW) \times \frac{1000 \times 60}{n(rpm) \cdot 2 \cdot \pi} \quad (2.3)$$

A variação da curva de Binário de um motor é muito semelhante à do rendimento volumétrico (η_v) e da pressão média efetiva (BMEP). A Figura 9 apresenta as semelhanças referidas entre estes três parâmetros de desempenho de um motor.



Figura 9 Relação entre as curvas de Binário, rendimento volumétrico e pressão média efetiva

Esta relação, explicada por Heywood (2018), deve-se ao facto do Binário e da pressão média efetiva serem consequência imediata da massa de ar que o motor consegue admitir. Como salienta Fonseca Pereira (2012) no seu trabalho, a otimização do sistema de admissão visa precisamente ajustar os picos máximos destes parâmetros de forma a garantir o melhor desempenho possível na gama de rotação pretendida.

2.5. Ondas de pressão

Durante o escoamento dos gases nos sistemas de admissão e escape do motor, ocorrem variações de pressão significativas no interior dos tubos. A análise destes fenómenos tem um papel fundamental na otimização de um motor, uma vez que o comportamento das ondas de pressão influencia as trocas de gases. De acordo com Heywood (2018), estas ondas propagam-se à velocidade do som no meio e a sua correta gestão permite melhorar o enchimento do cilindro com ar fresco. Tal como apresenta a Figura 10 as ondas de pressão podem ser positivas ou negativas.

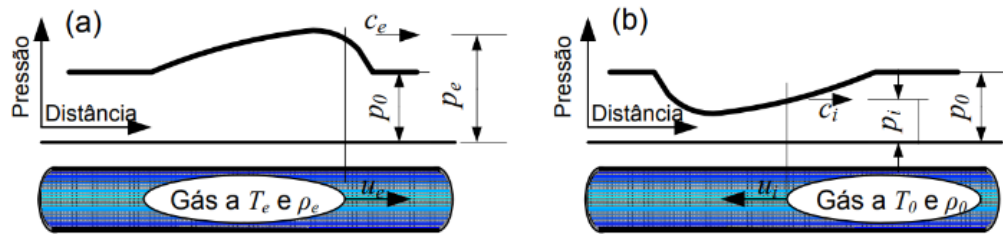


Figura 10 Propagação de ondas de pressão positivas (a) e negativas (b) em tubos

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 57), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Nos sistemas de admissão, o objetivo é que uma onda positiva (reflexão) atinja a válvula de admissão no exato momento antes do seu fecho, maximizando o ar admitido, consequentemente, aumentando o rendimento volumétrico e, por sua vez o Binário.

A definição do comprimento das condutas de admissão e escape do motor considera a velocidade de propagação destas ondas, de modo que as suas reflexões produzam máximos (admissão) ou mínimos (escape) de pressão nos momentos críticos do ciclo. Com esta sincronização (afinação), consegue-se maximizar esses processos, admitindo mais ar no motor e, eventualmente, reduzindo também as perdas por bombagem. A consequência deste processo é o aumento do Binário do motor. Segundo Earnshaw (1860), a velocidade de propagação de uma onda de pressão no ar (a_0) é dada pela expressão:

$$a_0 [m/s] = \sqrt{k \cdot R [J/kg \cdot K] \cdot T_0 [K]} \quad (2.3)$$

onde k é a razão dos calores específicos a pressão e volume constante (C_p/C_v), R a constante do gás e T_0 a temperatura de referência. Assumindo uma temperatura de referência de 20°C (293,15 K) na admissão, temos uma velocidade aproximada de:

$$a_0 = \sqrt{1,4 \times 287,05 \times 293,15} = 343,2 \text{ m/s} \quad (2.4)$$

As ondas de pressão sofrem inúmeras reflexões no interior dos tubos de admissão e de escape, independentemente da sua origem. Estas reflexões serão diferentes consoante as características físicas dos componentes onde ocorram. Alguns componentes comportam-se como um tubo com uma das extremidades fechadas, onde a onda é refletida com menor amplitude, o mesmo sinal e alterando o seu sentido. Um exemplo podem ser os tubos primários de admissão quando a válvula de admissão se encontra fechada, como ilustra a Figura 11. Segundo Stone (2012), este tipo de reflexão é fundamental para a sincronização das ondas de pressão, permitindo aumentar a pressão junto à válvula de admissão.

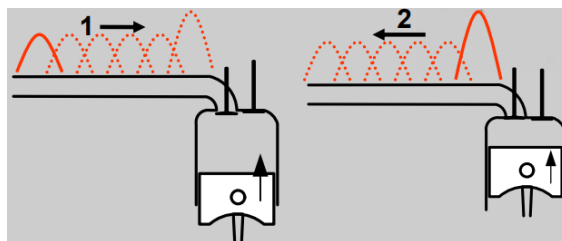


Figura 11 Reflexão da onda num tubo com uma extremidade fechada

Nota. Retirado de *DCM Aula 8 - Origem e reflexão das ondas de pressão*, de J. F. R. Fonseca Pereira, n.d., Instituto Politécnico de Leiria.

A atmosfera na entrada do tubo do circuito de admissão comporta-se como um tubo com ambas as extremidades abertas quando a válvula de admissão está aberta, onde a onda refletida inverte o seu sinal em relação à onda original e diminui a sua amplitude. A Figura 12 demonstra o fenómeno descrito. Esta inversão de sinal da onda é fundamental, onde uma onda negativa gerada pela descida do pistão viaja até à extremidade aberta e volta como uma onda positiva para o ciclo seguinte (Heywood, 2018).

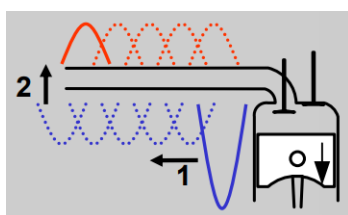


Figura 12 Reflexão da onda num tubo com ambas as extremidades abertas

Nota. Retirado de *DCM Aula 8 - Origem e reflexão das ondas de pressão*, de J. F. R. Fonseca Pereira, n.d., Instituto Politécnico de Leiria.

Existem também componentes onde o diâmetro aumenta ou diminui de forma repentina e acentuada, originando duas reflexões com menor amplitude e uma em cada direção, uma que é refletida no sentido oposto e outra que continua na mesma direção através da nova secção. Alguns exemplos podem ser a câmara de *plenum* ou o cilindro quando a válvula de admissão se encontra aberta, como mostra a Figura 13. De acordo com Fonseca Pereira (2011), a correta interpretação destas reflexões parciais permitiu o desenvolvimento de sistemas de geometria variável mais eficientes, tirando partido não só das reflexões totais, mas também destas interações entre condutas.

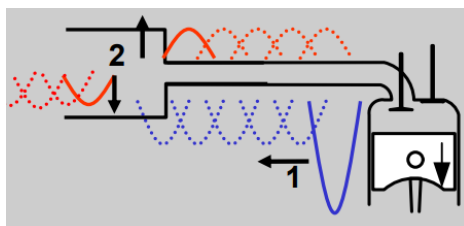


Figura 13 Reflexão da onda num aumento súbito de diâmetro

Nota. Retirado de *DCM Aula 8 - Origem e reflexão das ondas de pressão*, de J. F. R. Fonseca Pereira, n.d., Instituto Politécnico de Leiria.

Existe ainda o fenómeno de sobreposição de ondas de pressão que se deslocam em direções opostas. Caso estas ondas apresentem a mesma frequência, velocidade e amplitude irá originar-se uma onda estacionária, fenómeno designado por ressonância. Segundo Winterbone e Pearson (2000), a ressonância pode ser utilizada para aumentar o enchimento dos cilindros, mas deve ser controlada para evitar perdas de desempenho. De forma a evitar a ressonância são muitas vezes adicionados ressonadores ao sistema de admissão (Fonseca Pereira, 2011).

O desempenho de um motor de combustão interna está diretamente relacionado com a massa de ar e combustível que consegue ser admitida para o cilindro, sendo esta muito influenciada pelo comportamento dos escoamentos nos sistemas de admissão e escape. O movimento das válvulas gera alterações de pressão que se propagam sob a forma de ondas ao longo dos coletores. Estas ondas podem originar picos de sobrepressão ou depressão junto às válvulas, influenciando significativamente a quantidade de massa admitida e evacuada em cada ciclo. A correta interpretação das ondas de pressão torna-se, assim, fundamental para compreender os processos de enchimento dos cilindros e de varrimento dos gases de escape. As dimensões geométricas dos sistemas de admissão e escape influenciam diretamente o tempo de propagação e reflexão das ondas e podem ser utilizadas para otimizar a eficiência volumétrica. O diagrama de distribuição tem também um papel determinante, uma vez que os ângulos de abertura e fecho das válvulas definem a interação entre as ondas de pressão e o movimento do pistão. Os sistemas de distribuição variável assumem particular importância, permitindo ajustar dinamicamente o sincronismo das válvulas, adaptando o comportamento das ondas de pressão a toda a faixa de rotação de funcionamento do motor (Blair, 1999).

A afinação das ondas de pressão varia consoante se trate do sistema de admissão ou do sistema de escape. No sistema de admissão a afinação consiste na sincronização das ondas refletidas positivas de modo a que atinjam a válvula precisamente nos instantes que antecedem a sua abertura e fecho. Sendo este último o momento mais influente do processo de admissão, por permitir evitar a inversão de gases do cilindro para a admissão. Segundo Fonseca Pereira, um sistema de admissão está corretamente afinado, quando é alcançado um máximo de pressão a montante da válvula de admissão nos momentos da sua abertura e do seu fecho. Esta condição, validada por Winterbone e Pearson (2000), é fundamental para maximizar a massa de ar retida e, consequentemente, o Binário produzido pelo motor. Pelo contrário, no sistema de escape a afinação consiste na sincronização das ondas refletidas de baixa pressão. Após a abertura da válvula de escape, uma onda de pressão propaga-se ao longo do tubo de escape e, ao refletir-se pode regressar sob a forma de uma onda negativa. Quando esta é sincronizada para chegar à válvula próxima do PMS, principalmente no cruzamento de válvulas, gera-se um mínimo local de pressão que facilita a extração dos gases de escape, promovendo a lavagem do cilindro. A afinação das ondas de pressão resulta então da interação entre a geometria dos sistemas de admissão e escape com o diagrama de distribuição. Em motores com sistemas de distribuição variável, o processo de afinação torna-se especialmente relevante visto que o sincronismo pode ser ajustado para otimizar o comportamento das ondas de pressão em diferentes regimes de funcionamento do motor.

2.5.1. Influência do ponto de medição de pressão

Para que a interpretação das ondas de pressão a montante da válvula de admissão possibilite uma boa compreensão do comportamento do escoamento entre o sistema de admissão e o cilindro, a sua medição deve ser tão próxima quanto possível da válvula. No entanto, devido à dimensão do sensor, à geometria da cabeça e a outras restrições técnicas, como por exemplo devido ao facto da cabeça não poder ser alterada para alojar o sensor de pressão, o sensor é colocado no tubo primário ligeiramente afastado da válvula. Nestas condições a medição não representa exatamente a variação da pressão pretendida, existindo uma variação em fase e em amplitude (Fonseca Pereira, 2011).

Para avaliar a influência da distância do sensor de pressão relativamente à válvula de admissão na onda de pressão, recorreu-se a um estudo de uma equipa de investigadores da Kistler Instrumente AG. Na Figura 14 apresentam-se as curvas de pressão na admissão e no escape, medidas em sensores posicionados na garganta, a 100 mm e a 150 mm a montante da válvula de admissão, assim como na garganta, a 80 mm e a 150 mm a jusante da válvula de escape, designadas *head*, *near* e *distant*, respetivamente.

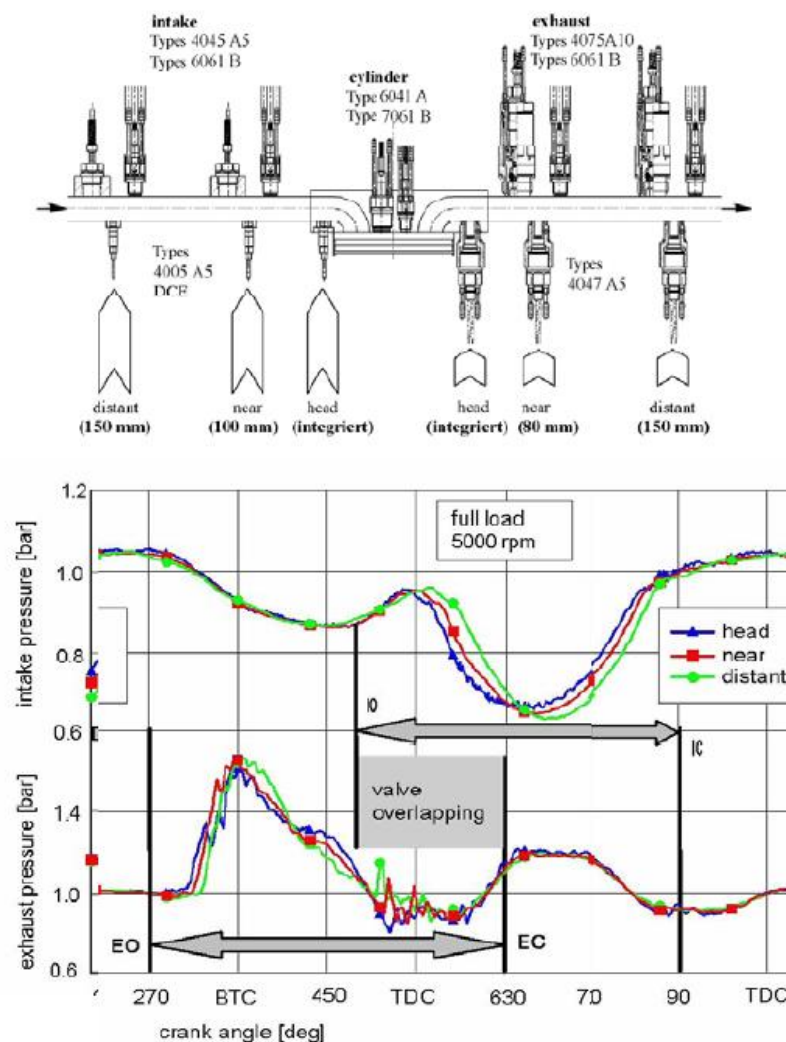


Figura 14 Comparação da pressão na admissão e no escape em três posições (distâncias das válvulas)

Nota. Adaptado de *Optimization of gas exchange by a suitable combination of pressure indicating, analysis and simulation* (p. XXX), de D. Karst, M. Gnielka, C. Gossweiler, M. Schnepf, J. von Berg, P. Wolfer e C. Burkhardt, 2003.

2.6. Caudal de massa de ar

Diretamente ligado ao comportamento das ondas de pressão está o caudal de massa de ar de admissão, sendo um dos parâmetros mais importantes na análise do desempenho de um motor de combustão interna. Este caudal determina a massa de ar disponível para a combustão em cada ciclo e quanto maior for a massa de ar introduzida no cilindro, maior quantidade de combustível pode ser injetada e maior será a Potência produzida pelo motor (Winterbone e Pearson, 2000).

O caudal de massa de ar pode ser definido como a quantidade de massa de ar que passa por uma determinada secção do sistema de admissão numa unidade de tempo. Segundo Winterbone e Pearson (2000), este parâmetro é crucial para determinar a carga do cilindro, sendo calculado pela expressão:

$$\dot{m}[kg/s] = \rho[kg/m^3] \cdot A[m^2] \cdot v[m/s] \quad (2.5)$$

onde $\dot{m}$ é o caudal de massa de ar, ρ a densidade do ar, A a área da secção transversal e v a velocidade do escoamento.

Em condições reais de funcionamento do motor, estas grandezas variam significativamente ao longo do ciclo do motor devido às oscilações de pressão, temperatura e velocidade do escoamento (Heywood, 2018; Payri e Desantes, 2011)

Durante o funcionamento do motor, o escoamento no sistema de admissão é de natureza pulsante e altamente transitória, resultante da abertura e fecho das válvulas de admissão e da variação contínua do volume do cilindro. Este comportamento conduz a variações significativas do caudal de massa ao longo do ângulo da cambota, podendo mesmo ocorrer inversões momentâneas do escoamento (*backflow*) quando a pressão no interior do cilindro excede a pressão a montante da válvula de admissão (Winterbone & Pearson, 2000). Segundo Fonseca Pereira (2011), a gestão destas flutuações através da sintonização das ondas de pressão é o que permite reduzir estas inversões e maximizar a massa de ar admitida.

O efeito combinado do caudal de massa de ar, da dinâmica das válvulas e das ondas de pressão é frequentemente avaliado através do conceito de eficiência volumétrica, que traduz a capacidade do motor em admitir ar relativamente ao seu volume deslocado. Sistemas de admissão adequadamente afinados permitem explorar o fenómeno das ondas de pressão para aumentar o caudal de massa admitido e, consequentemente, melhorar a eficiência volumétrica do motor sem recurso a sistemas de sobrealimentação (Heywood, 2018; Fonseca Pereira, 2011).

Em softwares de simulação computacional de motores, o cálculo do caudal de massa de ar é realizado com base em modelos unidimensionais (1D) de escoamento compressível, que consideram as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Segundo Guzzella e Onder (2010), estes modelos permitem prever com elevada precisão a

influência da geometria do sistema de admissão, do diagrama de distribuição e das condições de funcionamento do motor no caudal de massa admitido ao longo do ciclo. Como refere a AVL List GmbH (2022), esta abordagem é fundamental para a otimização virtual, permitindo analisar o comportamento do caudal de massa de ar ao longo de todo o ciclo antes da fase de prototipagem física.

A Figura 15 apresenta dois gráficos, de pressão em cima e de caudal em baixo, que ajudam a explicar como o caudal de massa de ar admitido depende da afinação das ondas de pressão. Focando a análise nos instantes que antecedem o fecho da válvula de admissão, por volta dos 600° de cambota, verifica-se que esta onda de pressão não está corretamente afinada. O pico máximo de pressão que ocorre pouco depois dos 600° deveria acontecer mais perto do FVA. Este facto pode ser comprovado pelo gráfico de caudal onde podemos verificar que existiu um pequeno retorno de gases para a admissão, sensivelmente a partir dos 600°. Ao aproximar o pico de pressão do FVA conseguiríamos diminuir o retorno de gases verificado e o sistema de admissão estaria melhor afinado.

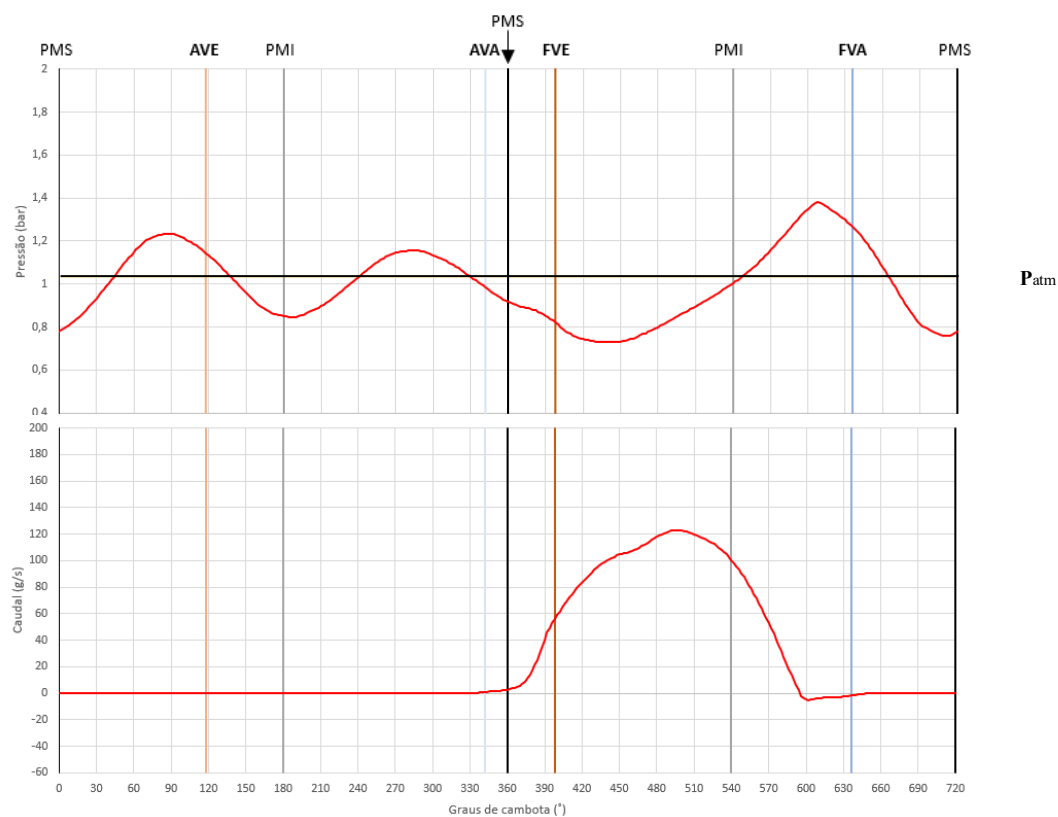


Figura 15 Gráficos de pressão e caudal num tubo primário de admissão

O gráfico de caudal apresentado mostra os valores de caudal mássico de ar em g/s ($\dot{m}_\theta$) em função dos graus de cambota. No entanto para permitir quantificar e comparar diferentes configurações/geometrias torna-se necessário analisar a massa de ar admitida por ciclo (g/ciclo) (m_{ciclo}). Parâmetro que é calculado através do produto entre o somatório dos valores de $\dot{m}_\theta$ pelo incremento de tempo de cada valor calculado (t_θ), ou seja:

$$m_{ciclo}[g] = t_{\theta}[s] \cdot \sum_{\theta=AVA}^{\theta=FVA} \dot{m}_{\theta}[g/s] \quad (2.6)$$

Como temos uma resolução de dois graus de cambota o tempo (t_{θ}) pode ser calculado pela expressão:

$$t_{\theta}[s] = \frac{2[^{\circ}] \times 2[rota\c{c}o\es/ciclo) \times 60[s]}{n[rpm] \times 720[^{\circ}]} \quad (2.7)$$

Das duas expressões apresentadas obtém-se:

$$m_{ciclo} = \frac{0,333(3)}{n} \cdot \sum_{\theta=AVA}^{\theta=FVA} \dot{m}_{\theta} \quad (2.6)$$

2.7. Softwares de simulação de motores

Os softwares de simulação computacional permitiram que a evolução dos motores de combustão interna se desse muito mais rapidamente, garantindo também uma grande redução nos custos associados aos testes práticos que eram necessários realizar no passado. Antes do fabrico do primeiro protótipo de qualquer motor existe, atualmente, um processo complexo de desenvolvimento com recurso aos softwares de simulação que permite alcançar uma versão muito próxima da final (Guzzella e Onder, 2010).

Neste capítulo será efetuado um pequeno enquadramento histórico acerca dos softwares de simulação computacional e uma introdução aos dois softwares em estudo neste trabalho.

2.7.1. Estado da arte

Na base dos softwares de simulação computacional estão os modelos matemáticos que caracterizam os ciclos termodinâmicos (Otto e Diesel). Embora as bases teóricas sejam centenárias, a sua aplicação aos softwares de simulação surgiu em meados do século XX. Segundo Winterbone e Pearson (2000), o grande salto qualitativo aconteceu com a resolução numérica das equações de dinâmica de gases, permitindo que os softwares modernos repliquem com rigor o escoamento em regime não permanente (ou pulsante) em sistemas multicilíndricos.

Apenas nas décadas de 1960 e 1970 surgiu a capacidade computacional necessária para desenvolver algoritmos para modelar e simular matematicamente os ciclos de combustão. Os primeiros softwares existentes eram baseados em modelos 0D onde eram efetuadas análises termodinâmicas que permitiam prever a eficiência e desempenho global dos motores (Heywood, 2018). As maiores limitações eram a reduzida capacidade de processamento da época e o facto de apenas estarem acessíveis a grandes empresas, na maior parte dos casos desenvolvidos internamente (Winterbone e Pearson, 2000).

Nos anos 80 começaram a surgir os primeiros softwares comerciais semelhantes aos utilizados atualmente, onde já era utilizada tecnologia 1D apesar de forma muito mais rudimentar. Com o avanço da tecnologia computacional deu-se também o desenvolvimento dos softwares de simulação. No final do século passado e início deste século começaram a surgir os primeiros softwares 3D para simulação de motores com o recurso ao CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para simular processos como o escoamento dos gases e combustão. Como refere Guzzella e Onder (2010), enquanto os softwares CFD permitem uma visão microscópica dos fenómenos ocorridos dentro do cilindro, os modelos 1D continuam a ser a ferramenta de eleição para a fase inicial do projeto de desenvolvimento de um motor devido ao equilíbrio que apresentam entre precisão e eficiência computacional.

Ao contrário do referido até aqui, nas últimas duas décadas não existiu o aparecimento significativo de novas tecnologias de simulação, mas sim um grande desenvolvimento e interligação entre as tecnologias existentes e já referidas. Deu-se também um grande avanço ao nível da *interface* dos softwares, tornando o seu uso muito mais simples o que

consequentemente levou a um aumento bastante significativo do número de utilizadores (Guzzella e Onder, 2010). Com o avanço da tecnologia automóvel os softwares de simulação têm vindo a ser também obrigados a evoluir para ir de encontro à nova realidade por exemplos dos veículos híbridos e elétricos (AVL List GmbH, 2022).

Existem inúmeros softwares que permitem simular as mais variadas vertentes de um motor de combustão interna, tal como a sua interação com os demais sistemas do automóvel. Por esse motivo é preciso categorizá-los de forma a poder fazer uma correta comparação entre os dois softwares em estudo neste trabalho e algumas outras opções semelhantes existentes no mercado.

Os softwares usados neste trabalho (*LES* e *AVL Boost*) têm como objetivo permitir a modelação 1D do motor de forma simples e rápida para posteriormente fazer uma previsão do seu desempenho onde através da análise de diversos parâmetros será possível efetuar o seu desenvolvimento e otimização. Conforme referido anteriormente, o software *LES* é atualmente utilizado na ESTG para fins didáticos e de investigação. Recentemente, foi disponibilizado gratuitamente o *AVL Boost*, uma ferramenta mais avançada; deste modo, o presente trabalho tem como objetivo comparar ambas as soluções, avaliando o impacto da transição para o *AVL Boost*. No mercado existem dois softwares que se aproximam bastante do *LES* e do *AVL Boost*, sendo eles o *Ricardo Wave* e o *GT-Power*, representados na Figura 16 e na Figura 17, respetivamente. Para os utilizar, é necessário adquirir licenças que têm, habitualmente, custos bastante elevados.

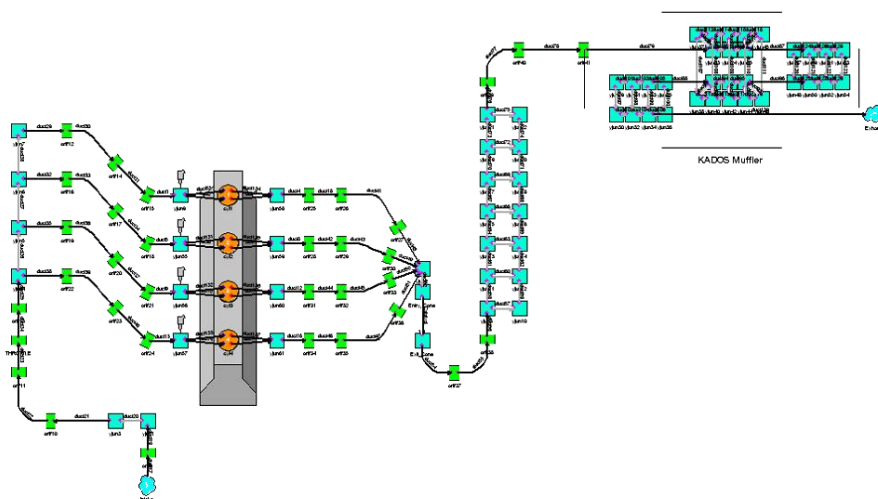


Figura 16 Exemplo de modelação no software Ricardo Wave

Nota. Retirado de *Challenges are Manifold: Optimizing Intake Manifolds for Performance and Efficiency*, de Noesis Solutions, 2023 (<https://www.noesisolutions.com/cases/challenges-are-manifold>).

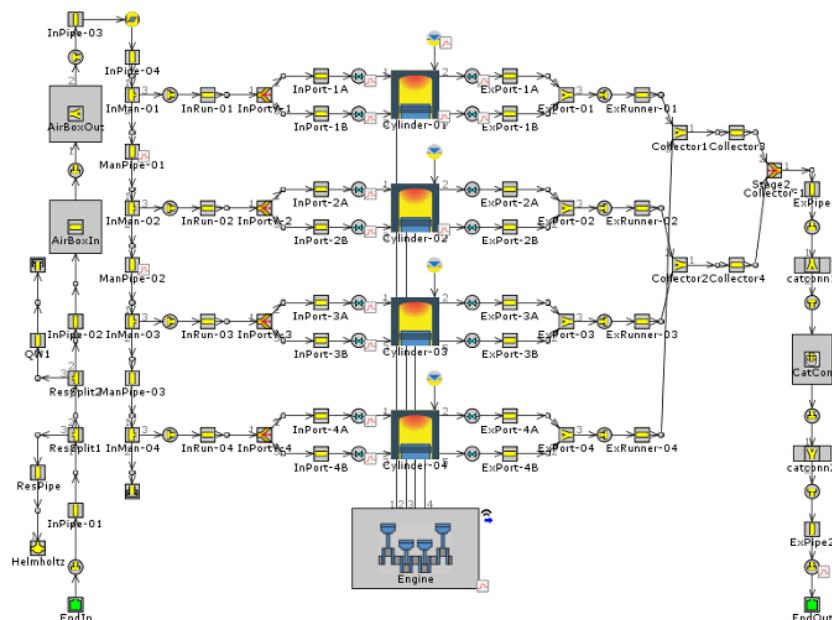


Figura 17 Exemplo de modelação no software GT-Power

Nota. Retirado de *Simulating a SI four-cylinder engine in GT-Power*, de Skill-Lync, 2021 (<https://skill-lync.com/student-projects/Simulating-a-SI-four-cylinder-engine-in-GT-Power-and-comparing-its-output-with-the-actual-data-sheet-of-that-engine-23510>).

Uma das grandes vantagens dos softwares de simulação computacional de motores em 1D é o facto de permitirem a modelação, simulação e análise do comportamento de um motor de forma bastante rápida quando comparados com um software 3D. Esta rapidez é fundamental numa primeira fase de desenvolvimento de um motor, permitindo efetuar alterações e comparar resultados entre configurações distintas (Winterbone e Pearson). Hoje em dia grande parte destes softwares permitem a interligação com softwares de CFD, CAD e FEM (*co-simulation*) numa fase mais avançada do desenvolvimento dos motores.

2.7.2. Lotus Engine Simulation (LES)

O *Lotus Engine Simulation (LES)* foi desenvolvido pela *Lotus Engineering* e faz parte do conjunto de ferramentas que o *Lotus Engineering Software* oferece, do qual também fazem parte o *Lotus Vehicle Simulation* e o *Lotus Concept Valve Train*.

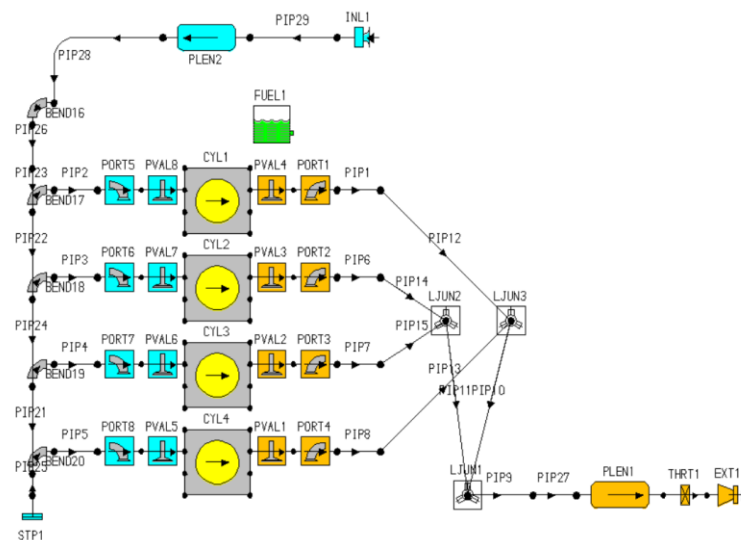


Figura 18 Exemplo de modelação no software Lotus Engineering Software

Antes de iniciar o cálculo é necessário modelar o motor em estudo, o *LES* tem a possibilidade de o fazermos de duas formas distintas. Uma delas é através do *Concept Building Tool*, onde já existem alguns exemplos de modelos que permitem modelar de forma ainda mais rápida alguns motores introduzindo apenas o número de cilindros, a cilindrada unitária e a velocidade de rotação à Potência máxima e carregando esse modelo para o *LES*. Os restantes parâmetros do motor são estimados pelo software, no entanto existe a possibilidade de os alterar. No entanto optou-se por utilizar o segundo método disponível criando o modelo seleccionando cada componente individualmente já dentro do *LES*, que apesar de ser mais demorado permite obter uma maior proximidade com a configuração real do motor.

Para que os códigos de simulação de motores captem os fenómenos das ondas de pressão, devem ser capazes de resolver a variação temporal e espacial dos gases. Um compromisso eficaz, em termos de velocidade e precisão da simulação, é assumir que o escoamento é compressível e quase unidimensional. As equações de continuidade, momento e energia que o representam formam um sistema não linear de equações parciais hiperbólicas (Pearson et al., 2002).

O método numérico usado para as resolver no *LES* é baseado no esquema two-step de Lax-Wendroff, usado em conjunto com um limitador simétrico não linear. Este esquema é membro da classe de esquemas de diferenças finitas de captura de choque que são capazes de lidar com as ondas de choque e escoamentos instacionários e supersónicos que podem ocorrer nos coletores de admissão e escape dos motores. O limitador de fluxo, que se baseia no critério “*total variation diminishing*” (TVD), ajuda a prevenir a ocorrência de oscilações falsas na solução quando os escoamentos instacionários atingem descontinuidades nas condutas (Pearson et al., 2002).

O Teorema de Gudonov afirma que todos os esquemas de segunda ordem com coeficientes constantes irão gerar oscilações falsas nas descontinuidades. Este obstáculo ao desenvolvimento de métodos numéricos para equações hiperbólicas pode ser contornado pela construção de esquemas de diferenças não lineares, onde os coeficientes do esquema

são funções da própria solução. Uma abordagem para a construção de esquemas de diferenças não lineares é baseada no critério “*total variation diminishing*”, que é uma medida da variação da solução em qualquer intervalo de tempo. A relação entre os cálculos dinâmicos do escoamento no interior das condutas e as condições de fronteira é tratada através do método das características da malha “*Mesh Method of Characteristics*” (Pearson et al., 2002).

Uma vez calculada a massa de ar admitida, de combustível e de gases de escape no cilindro, a tarefa seguinte é calcular a taxa de libertação de energia durante o processo de combustão. O *LES* utiliza um modelo de libertação de calor para este cálculo, no qual a fração de massa de combustível queimado em qualquer instante é avaliada usando uma função de Wiebe ou, em alternativa, pode ser introduzido diretamente o diagrama da fração de massa queimada/ângulo de cambota do motor (Fonseca Pereira, 2011).

A transferência de calor para as três principais superfícies que compreendem a câmara de combustão (cabeça do motor, pistão e cilindro) é avaliada através da diferença entre o valor instantâneo da temperatura dos gases e a temperatura da superfície metálica. O último valor é deduzido de um cálculo simples da rede térmica. Os coeficientes de transferência de calor por convecção utilizados nestes cálculos são derivados das relações semiempíricas de Annand, Woschni ou Eichelberg (Benson, 1982).

A simulação do mecanismo de libertação de energia da mistura ar-combustível e dos processos de transferência de calor permite prever a pressão no cilindro durante o processo de combustão, permitindo assim a simulação de um ciclo completo (Pearson et al., 2002).

2.7.3. AVL Boost

O *AVL BOOST* é um dos vários softwares desenvolvidos pela AVL (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List, ou Lista do Instituto de Motores de Combustão Interna em português), como por exemplo o *AVL CRUISE*, o *AVL EXCITE* ou o *AVL FIRE*. Dentro do *AVL BOOST* existem ainda três módulos distintos, o *BOOST* (usado neste trabalho), o *BOOST HYDISM* e o *BOOST 3D*.

das portas determinadas no equipamento de ensaio em regime permanente (AVL List GmbH, 2022).

O coeficiente de transferência de calor é calculado através do calor transferido pela câmara de combustão, pela cabeça do motor, pelo pistão e pelos cilindros. Para esse cálculo o *BOOST* disponibiliza vários modelos a escolher, como por exemplo Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg ou AVL 2000 Model (AVL List GmbH, 2022).

As condições do escoamento em cada local de um tubo são o resultado de uma sobreposição de ondas que se deslocam em direções opostas. Os esquemas de captura de choque utilizados no *Boost* não fornecem esta informação diretamente, pois resolvem o conjunto de equações diferenciais parciais diretamente. Assim sendo, é necessário calcular estas informações posteriormente através da solução das equações (AVL List GmbH, 2022).

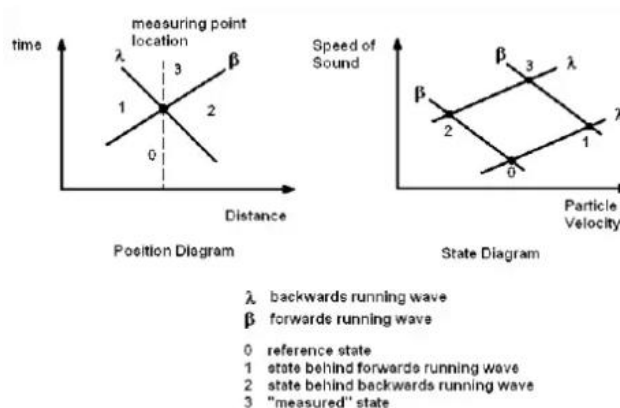


Figura 20 Diagramas de posição e estado para a propagação de ondas de pressão no AVL BOOST
Nota. Retirado de *AVL BOOST™ Theory: Engine Performance and Gas Dynamics*, de AVL List GmbH, 2022.

Um esboço do procedimento efetuado pelo software é apresentado na Figura 20. O estado de referência é determinado como a média temporal da velocidade do gás e da velocidade do som. Em cada instante são calculadas essas condições. Pelas quais é possível passar do estado de referência para o estado calculado instantâneo por apenas duas ondas simples. As duas ondas simples são a onda positiva λ e a onda negativa β (AVL List GmbH, 2022).

Na maioria dos motores modernos grande parte das suas funções são controladas por um sistema de gestão eletrónica. É necessário modelar esse dispositivo de controlo para efetuar a simulação. Numa unidade de controlo do motor é possível que uma mesma entrada produza diferentes saídas, dependendo do estado da unidade. O *Boost* permite a escolha de três estados distintos: “Steady State”, “Engine Acceleration” e “Engine Deceleration” (AVL List GmbH, 2022).

Em termos gerais, o *LES* e o *AVL Boost* distinguem-se principalmente no diferente enquadramento tecnológico e pelas capacidades de integração em diferentes ecossistemas de software.

O *Boost* constitui uma ferramenta de simulação unidimensional amplamente utilizada no desenvolvimento de motores de combustão interna. No entanto, para além da modelação isolada do motor, permite a integração com o restante ecossistema de softwares da AVL, com o *AVL Fire*, destinado à simulação tridimensional (CFD) de escoamentos internos e

processos de combustão detalhados, e com o *AVL Cruise*, com capacidade de simulação de sistemas de propulsão completos e análise de desempenho completa do veículo (AVL List GmbH, 2022^a, 2022^e, 2022^f). Esta integração permite combinar modelação 1D do motor com análises tridimensionais ou estudos ao nível do sistema total do veículo, abordagens frequentemente adotadas numa fase mais avançada do desenvolvimento do motor.

Por sua vez, a interface do *LES* caracteriza-se por uma interface mais simples, facilitando a introdução e modificação de geometrias e condições de funcionamento com menor exigência computacional. Favorecendo, assim, menores tempos de cálculo e menor recurso de hardware. Ferramentas com menos complexidade de parametrização são habitualmente mais utilizadas em contexto académico ou recreativo (Blair, 1999). Plataformas de simulação mais evoluídas e abrangentes implicam maior detalhe na definição de parâmetros e maior capacidade computacional, no entanto com a constante evolução tecnológica estas ferramentas tendem a estar mais acessíveis para qualquer aplicação.

2.7.4. Validação experimental

Concluída a fase de modelação, é fundamental proceder à validação dos resultados através da sua comparação com dados experimentais. Este processo visa verificar a fidelidade do modelo face às condições reais de funcionamento do motor (Blair, 1999).

A simulação do comportamento do sistema de escape nos softwares de simulação, nomeadamente dos silenciadores e catalisador é complexa. Uma técnica para contornar esta dificuldade, é o recurso à simplificação do escape no software de simulação e a utilização de uma válvula no final do escape. A área de passagem do escoamento nessa válvula é variada de modo a obter por modelação uma pressão média de escape semelhante à obtida experimentalmente. Para a calibração dos modelos serão usados os valores da pressão média de escape medidos experimentalmente. O modelo estará corretamente calibrado quando a pressão média do escape for semelhante entre os ensaios experimentais e cada um dos softwares. Como refere Fonseca Pereira (2011), esta etapa é fundamental para garantir a fiabilidade das simulações dos softwares. Nas secções dedicadas a cada um dos softwares serão posteriormente analisados cada um dos processos de calibração efetuados.

2.8. Ensaios Experimentais

Numa fase inicial de desenvolvimento de qualquer software de simulação computacional de motores ou num estudo comparativo entre diferentes softwares torna-se fundamental a realização de ensaios experimentais cujos resultados permitam comprovar a fiabilidade dos softwares (Fonseca Pereira, 2011). A simulação computacional assenta inevitavelmente em simplificações e aproximações que exigem validação através de medições reais. Nenhum modelo numérico dedicado à simulação de motores deve ser considerado robusto sem uma

consistente validação face a dados experimentais representativos da situação de funcionamento (Blair, 1999)

É fundamental que os ensaios experimentais realizados permitam também a medição de mais alguns parâmetros relativos ao funcionamento do motor para além dos comuns parâmetros de desempenho como o Binário e a Potência. Para que tal seja possível por vezes pode ser necessário efetuar alguns ajustes ou alterações aos sistemas originais do motor em causa, de modo a permitir a medição por exemplo da pressão em alguns pontos específicos do motor. Medições como esta irão permitir verificar mais pormenorizadamente a proximidade da simulação efetuada com a realidade (Stone, 2012; Heywood, 2018).

Uma metodologia prática e fiável para a realização deste tipo de ensaios experimentais é recorrer à utilização de um banco de ensaio de Potência (equipado com travão dinamométrico), para obtenção das curvas de Binário e Potência. Este equipamento permite ter controlo sobre parâmetros que influenciam o desempenho de um motor de combustão interna, garantindo a estabilidade necessária das condições de funcionamento para a comparação com os modelos de software. A Figura 21 apresenta um exemplo de um veículo em ensaio num banco de Potência de veículos, no entanto também podem ser utilizados bancos de ensaios de motores para este tipo de ensaios (Heywood, 2018; Fonseca Pereira, 2012).

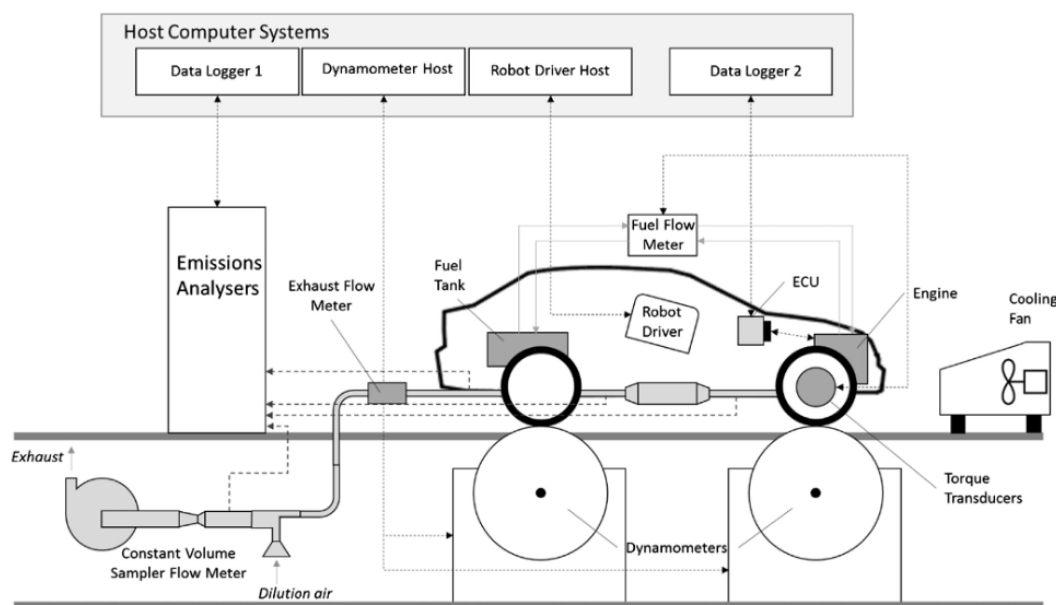


Figura 21 Layout típico de um teste de ensaio de Potência de veículos

Nota. Retirado de *A novel use of multivariate statistics to diagnose test-to-test variation in complex measurement systems*, de R. D. Burke, K. A. Burke, E. C. Chappell, M. Gee e R. Williams, 2018

(<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.059>).

Para além dos ensaios em banco de Potência em regime estacionário, a validação experimental pode incluir medições mais detalhadas como a medição de pressão no interior do cilindro, pressão dinâmica nos coletores de admissão e escape e ensaios de caudal para determinar os coeficientes de descarga das válvulas (Heywood, 2018).

3. Ensaaios e resultados experimentais

Neste capítulo apresentam-se os ensaios experimentais utilizados neste trabalho, tal como os resultados obtidos que serão posteriormente objeto de análise e comparação com os resultados obtidos por simulação nos dois softwares de simulação computacional em análise neste trabalho.

Os ensaios experimentais foram realizados pelo professor João Fonseca Pereira no banco de Potência Laboratório de Engenharia Automóvel da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, no âmbito da sua tese de doutoramento (Fonseca Pereira, 2011).

No Anexo B são adicionadas diversas informações a alguns pontos deste capítulo, como imagens, esquemas e tabelas que auxiliam a apresentação dos ensaios realizados.

3.1. Caracterização do motor

O motor utilizado foi um Ford SOHC 2.0 montado numa carroçaria Ford Sierra para a realização dos ensaios no banco de Potência. Este é um motor simples e fiável que foi comercializado durante cerca de 20 anos, sendo também muito utilizado em competição. Fatores que contribuem para a grande disponibilidade de peças e informação técnica do motor, fundamentais para a realização dos testes. Antes da realização dos testes foi efetuado um acondicionamento completo do motor, seguido de uma rodagem de aproximadamente 2000km (Fonseca Pereira, 2011).

Fabricante	Ford
Modelo	SOHC bloco NAT
Nº cilindros / Disposição	4 / linha
Cilindrada	1994 cm ³
Ordem de ignição	1-3-4-2
Válvulas por cilindro	2
Tipo de distribuição	SOHC

Tabela 1 Características do motor

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 130), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

No Anexo A são apresentados os valores relativos à caracterização geométrica efetuada ao motor, essenciais para a modelação do motor nos softwares de simulação.

O motor em estudo utiliza um sistema de injeção indireta multiponto, permitindo a implementação de duas arquiteturas de admissão distintas. A primeira utiliza um coletor de admissão semelhante ao sistema apresentado na Figura 5, onde uma única borboleta de admissão controla o fluxo de ar para todos os cilindros. A segunda é um sistema onde é utilizada uma borboleta de admissão para cada um dos cilindros que é uma arquitetura mais

utilizada em veículos de cariz desportivo ou de competição, é um sistema onde é utilizada uma borboleta de admissão para cada um dos cilindros. Segundo Fonseca Pereira (2011), esta segunda configuração permite eliminar as interferências entre cilindros e melhorar a resposta transiente do motor, simplificando o sistema de admissão ao prescindir da câmara de *plenum* e dos tubos secundários e terciários, utilizando apenas os tubos primários. Esta arquitetura, no contexto da investigação, permite estudar o processo de admissão do cilindro, sem interferência dos outros cilindros.

Alguns sistemas do motor original sofreram alterações com o objetivo de equilibrar o funcionamento de todos os cilindros e permitir uma melhor leitura dos parâmetros do motor. As principais alterações efetuadas ao motor foram:

- alteração do sistema de injeção e ignição eletrónica. A unidade de comando original Ford EEC-IV foi substituída por uma MOTEC M4. Foi também utilizada uma nova cablagem, tal como todos os sensores e atuadores;
- alteração do ventilador de arrefecimento do motor mecânico por um elétrico, comandado pela nova unidade de comando;
- construção de um sistema de separação de óleo de grande capacidade para recuperação de óleo existente nos gases de ventilação do cárter;
- a folga de válvulas foi respeitada apenas no primeiro cilindro. Nos restantes cilindros foi ajustada de modo a que as válvulas abrissem com um intervalo de 180° de cambota segundo a ordem de ignição do motor (Fonseca Pereira, 2011).

3.2. Montagem experimental

Toda a montagem experimental foi efetuada com o objetivo de facilitar a interpretação dos resultados obtidos para posterior análise e comparação com os resultados obtidos computacionalmente.

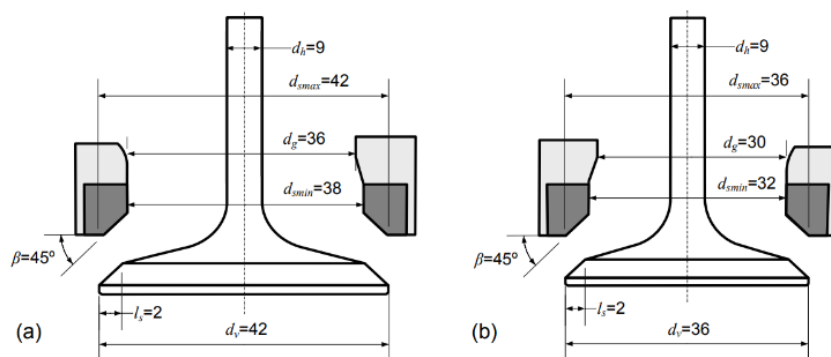
3.2.1. Unidade de injeção e ignição eletrónica

A unidade de gestão eletrónica utilizada foi uma MOTEC M4 que permite programar os sistemas de injeção e ignição e ainda controlar a razão ar/combustível de acordo com o objetivo pretendido. A resolução do controlo do valor λ é de 0.001, a resolução do tempo de injeção é de 0.00001 segundos e a resolução de avanço à ignição é de 0.25 graus (MoTeC, 2004).

3.2.2. Caracterização geométrica da cabeça do motor

Para caracterizar geometricamente a cabeça do motor nos softwares foi necessário efetuar a medição da geometria das portas de admissão e de escape, tal como a medição da superfície

A Figura 22 apresenta as dimensões (mm) das portas de admissão e escape obtidas a partir do modelo anteriormente referido.



Nota. Retirado de Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis (p. 132), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

O sistema de admissão utilizado foi completamente desenvolvido pelo professor João Romeiro da Fonseca Pereira no âmbito do seu trabalho “Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis”. Foi desenvolvido um sistema modular que permitia alterar a geometria do sistema de admissão facilmente, de modo a estudar diferentes configurações e dimensões da mesma.

O tubo secundário desenvolvido e utilizado é composto com quatro componentes, apresentados na Figura 23. O tubo do filtro de ar (1), tubo em silicone com uma curva a 45° (2), acessório de fixação do tubo (3) e troço tubular (4). A Tabela 2 apresenta mais algumas características do tubo secundário (Fonseca Pereira, 2011).

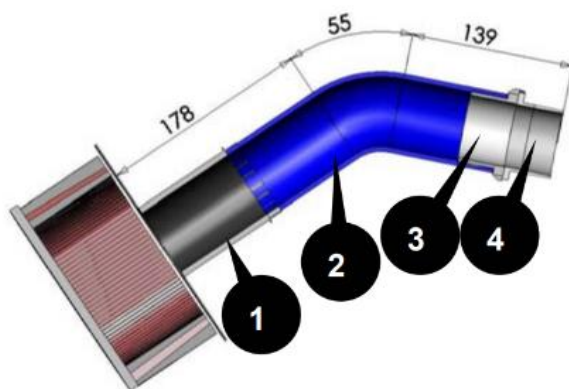


Figura 23 Dimensões do tubo secundário

Diâmetro inicial	63 mm
Diâmetro final	55 mm
Espessura da parede	3 mm
Ângulo	45°
Raio da curvatura	100 mm
Secção (média)	2827 mm ²
Comprimento total	372 mm

Tabela 2 Características do tubo secundário

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 134), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

A câmara de *plenum* desenvolvida permitia a utilização de várias configurações, no entanto foi utilizada apenas uma delas durante este estudo com a configuração 1234-1F. A câmara de *plenum* utilizada tem apenas uma abertura com um diâmetro de 55mm e um comprimento de 60mm, um comprimento total de 445mm e um volume total de 1,3 litros.

Os tubos primários construídos são compostos por quatro componentes distintos, mas de forma a possuírem o mesmo comprimento que os tubos primários do motor original (516mm). Tal como o comprimento também o diâmetro original de 38mm dos tubos primários foi mantido inalterado (Fonseca Pereira, 2011).

3.2.4. Caracterização geométrica do sistema de escape

O sistema de escape utilizado é do tipo 4-2-1 a 360°, ligando entre si os cilindros nº1 e nº4 e os cilindros nº2 e nº3. Na Tabela 3 apresentam-se as dimensões de todo o sistema de escape. Para medição da mistura ar/combustível e da pressão média no escape foram instalados os respetivos sensores nas localizações indicadas na Figura 24.

Configuração	Diâmetro interno (mm)	Comprimento (mm)
Tubos primários	34	360
Tubos secundários	41	565
Tubo terciário <i>lel-3-4-2</i>	44	360
Tubo terciário (final) <i>lel-3-4-2</i>	44	2860
Comprimento total (da cabeça à saída para a atmosfera)		4225

Tabela 3 Dimensões do sistema de escape

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 133), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

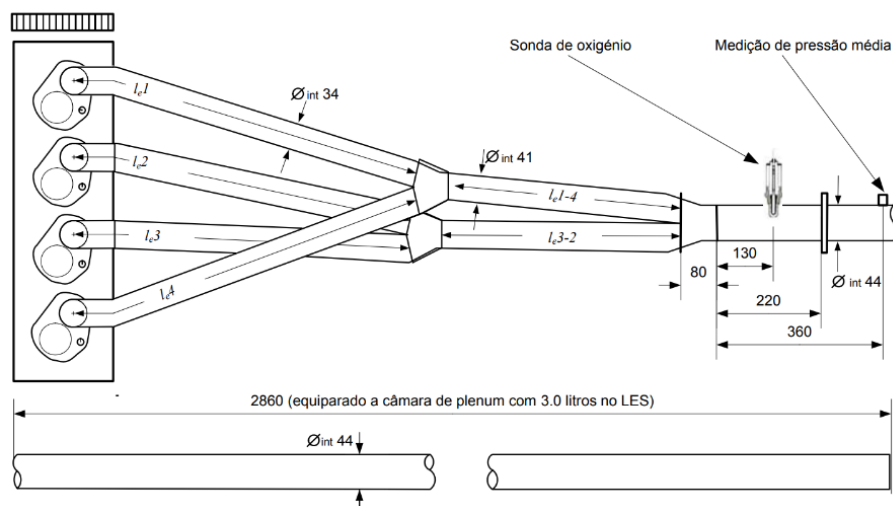


Figura 24 Dimensões do sistema de escape

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 133), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

3.2.5. Caracterização das portas e válvulas de admissão e escape

Foi utilizado um fluxómetro para efetuar a caracterização dos coeficientes de descarga das portas e válvulas de admissão e escape, que seriam posteriormente necessários nos softwares de simulação. Foi utilizado o fluxómetro SuperFlow SF-120 apresentado na Figura 96. Os ensaios experimentais foram realizados no banco de ensaio de Potência MAHA LPS 2000-R100/2 disponível no laboratório de Engenharia Automóvel (Fonseca Pereira, 2011).

Foram ainda realizados ensaios experimentais no fluxómetro à cabeça do motor de modo a medir os valores de caudal de ar para posterior cálculo da área efetiva das válvulas e por último permitir o cálculo dos coeficientes de descarga das válvulas, necessários para caracterização do motor nos softwares. Os valores obtidos através destes ensaios e cálculos são apresentados no Anexo B.

3.2.6. Sistema de aquisição de dados

Foi desenvolvido e implementado um sistema de aquisição de dados que permitia a medição da pressão na admissão e no escape. Neste sistema foi usado o software National Instruments (NI) LabView 7.1 associado a uma placa de aquisição NI PCI 6221 da série M de 250kHz (Fonseca Pereira, 2011).

Sensores de pressão instalados no sistema de admissão e escape do motor durante os ensaios experimentais forneceram resultados fundamentais para a comparação e análise dos resultados obtidos nos softwares. Foram utilizados sensores de pressão piezoresistivos Kistler e Motorola. Enquanto na admissão foi efetuada a medição instantânea da pressão nos tubos primários e na câmara de *plenum*, no escape foi apenas efetuada a medição da pressão média no tubo terciário (Fonseca Pereira, 2011).

Para obter as curvas de pressão no sistema de admissão em função dos ângulos de cambota, o distribuidor foi modificado para a instalação de um sensor de PMS de efeito de Hall Honeywell GT1. Este sensor deteta o ponto morto superior de compressão do primeiro cilindro (Fonseca Pereira, 2011).

3.3. Descrição dos ensaios

De seguida serão descritos, de forma breve, os ensaios experimentais realizados com a montagem efetuada no laboratório de Engenharia Automóvel pelo professor João Romeiro da Fonseca Pereira e que irão ser usados no desenvolvimento deste trabalho.

Depois de realizados alguns ensaios experimentais com o objetivo de efetuar ajustes do sistema de aquisição de dados e de calibrar a unidade de comando do motor de modo a obter uma mistura estequiométrica ($\lambda = 1$) em todas as rotações de teste, foram realizados os ensaios para a medição de todos os parâmetros do motor necessários. Foram realizados ensaios em contínuo (das 1500 rpm às 6000 rpm) e ensaios discretos, na mesma gama de rotações, mas com medições de 250 em 250 rpm. Serão aprofundados apenas os segundos ensaios referidos por serem os que apresentam maior relevância neste estudo. Na Figura 25 apresenta-se o esquema do sistema controlo e leitura de dados utilizado no decorrer dos ensaios (Fonseca Pereira, 2011).

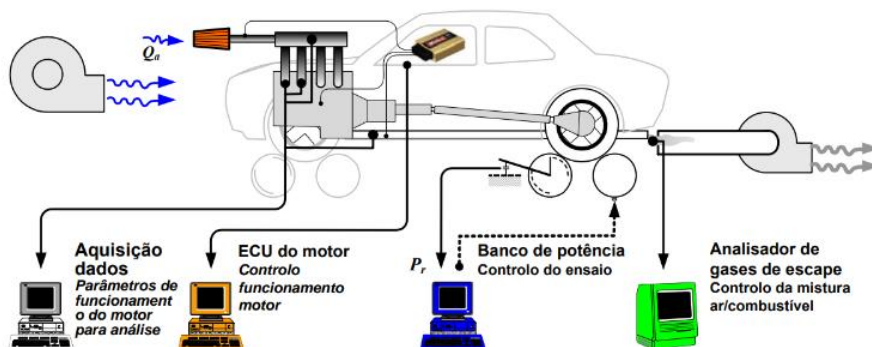


Figura 25 Esquema resumido da montagem experimental utilizada

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 134), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

3.3.1. Procedimento experimental para medição de parâmetros de funcionamento do motor (estacionário)

Para efetuar a medição de parâmetros de funcionamento do motor, foi necessário estabilizar a velocidade do motor na condição WOT em cada regime de medição. A forma de garantir estabilidade de velocidade do motor foi através de um teste estacionário, fixando a velocidade das rodas motrizes, em que a velocidade é mantida constante através da travagem dos rolos do banco de ensaio. Para isso, foi efetuada uma tabela de correspondência entre o regime do motor e a velocidade das rodas motrizes, de forma a ter uma primeira aproximação

ao regime de teste. Após a fase de aquecimento, o veículo foi posto a rolar até estabilizar na velocidade pré-definida na tabela, correspondente ao primeiro regime de teste, foi acelerado até WOT e já nessa condição foi efetuada uma correção fina (0.1 km/h) de forma a estabilizar no regime pretendido com uma margem de ± 10 rpm. Uma vez atingida a estabilidade em rotação na condição WOT foi iniciada a aquisição de dados (Fonseca Pereira, 2011).

3.3.2. Procedimento experimental para medição do Binário (contínuo)

A medição da Potência e do Binário foi realizada logo após os ensaios de medição de parâmetros de funcionamento do motor da respectiva configuração. Desta forma garantiu-se que todos os órgãos do motor e das transmissões estavam à temperatura de funcionamento. Com cada configuração foram realizados 3 testes contínuos, entre 1500 e 6000 rpm, em que o resultado utilizado para análise refletiu a média desses testes. Uma vez que o primeiro regime de teste foi às 1500 rpm, o veículo foi posto a rodar e foram engrenadas todas as relações de caixa de velocidades até à quarta (relação de transmissão de 1:1), sem que o motor ultrapassasse aquele regime. Após 5 s de estabilização, a cerca de 1300 rpm foi feita a aceleração do veículo de modo que quando o motor atingisse as 1500 rpm as válvulas de aceleração já estivessem completamente abertas (WOT). Quando o motor ultrapassava o regime de teste máximo (6000 rpm), a embraiagem era premida, iniciando-se a medição de perdas mecânicas da transmissão até não existir movimento desses órgãos, terminado assim o teste (Fonseca Pereira, 2011).

3.4. Resultados experimentais

Através dos vários ensaios verificou-se que nos regimes abaixo das 1500 rpm, devido à instabilidade de funcionamento do motor, existia uma grande oscilação na variação de Binário. Esta instabilidade do motor deve-se à baixa velocidade do ar de admissão, provocada pela abertura total da borboleta de aceleração (WOT). A instabilidade de resultados inviabilizou o estudo em regimes abaixo das 1500 rpm, não sendo, no entanto, preocupante, uma vez que a condição WOT nesses regimes de velocidade não é praticada, numa utilização normal deste tipo de motores em veículos automóveis (Fonseca Pereira, 2011).

A Figura 26 apresenta os resultados obtidos através dos testes discretos (estacionários) realizados, apresentando o Binário produzido pelo motor em ambas as configurações. As curvas de Binário apresentadas representam a média dos três ensaios realizados com cada configuração.

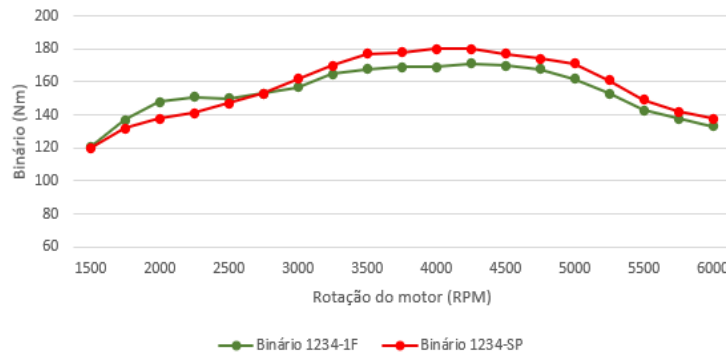


Figura 26 Curvas de Binário obtidas experimentalmente

Como exemplo de resultados experimentais que serão utilizados para comparar ensaios experimentais com ensaios obtidos por modelação neste trabalho, na Figura 27 apresentam-se as curvas relativas às ondas de pressão obtidas experimentalmente nos tubos primários de admissão do primeiro cilindro em ambas as configurações (com e sem câmara de *plenum*) às 4000 rpm. Para cada configuração de sistema de admissão, foram obtidos resultados das ondas de pressão no tubo primário de admissão e câmara de *plenum* em regime estacionário, de 250 em 250 rpm entre as 1500 e as 6000 rpm.

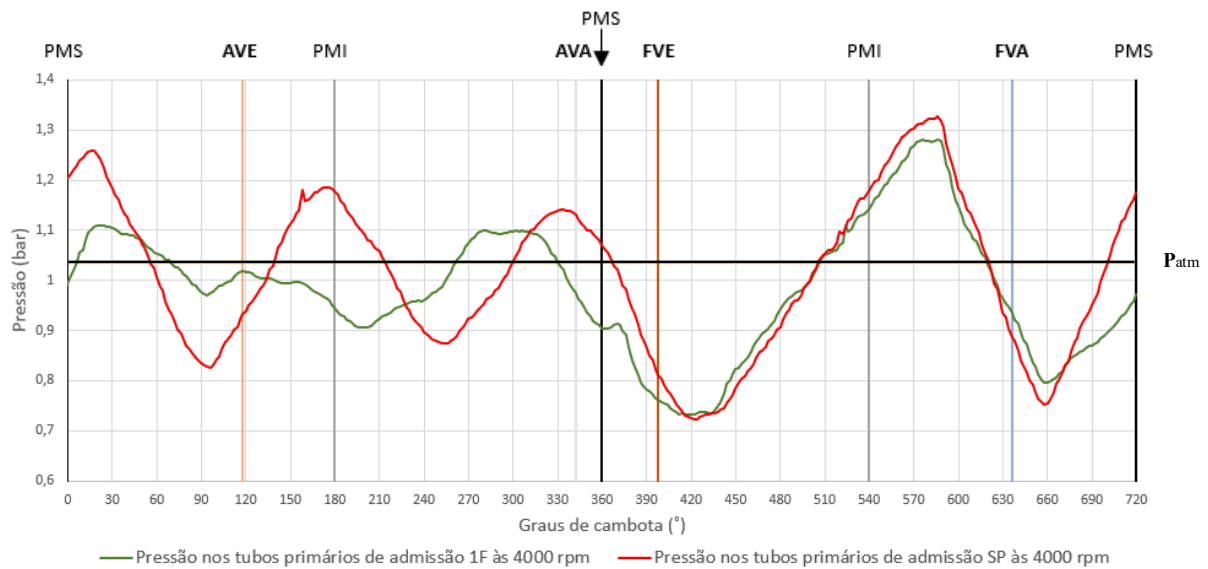


Figura 27 Pressão de admissão medida experimentalmente nos tubos primários de admissão às 4000 rpm

4. Software de simulação de motores LES

Neste capítulo serão descritos todos os passos efetuados para a caracterização do motor no software *LES*, tal como a apresentação dos resultados obtidos em ambas as configurações do sistema de admissão utilizadas.

No Anexo C são apresentadas todas as informações introduzidas em cada um dos *menus* de caracterização do modelo descritos de seguida.

4.1. Caracterização do motor em LES

4.1.1. Condições de teste em regime estacionário

Nesta fase foram definidos os regimes e condições para a realização das simulações dos ensaios, no *menu "Steady State Test Data Wizard"*. Tal como nos ensaios experimentais a simulação do motor foi iniciada apenas nas 1500 rpm, também devido à falta de precisão do software em rotações de funcionamento tão baixas. O limite de rotação máximo definido foi de 6000 rpm. Numa fase de teste inicial foram utilizados intervalos maiores de 1000 rpm e numa fase final reduzidos para as 250 rpm, de forma a diminuir a complexidade dos cálculos e diminuir o tempo do processo. As condições ambiente utilizadas, apresentadas na Figura 98, foram as medidas nos ensaios experimentais (Fonseca Pereira, 2011).

4.1.2. Condições de teste específicas

No *menu "Test Condition Data"* foram definidas as condições termodinâmicas e mecânicas do motor assim como as condições de fronteira específicas para cada teste. Os *submenus "Solution"* e *"Plotting"* têm como função definir os parâmetros que definem a conclusão do cálculo e os dados que serão gravados no ficheiro de resultados, respetivamente. Em ambos os *submenus* foram mantidos os valores existentes por defeito (Fonseca Pereira, 2011).

4.1.2.1. Momento de máxima libertação de calor e duração da combustão

No *submenu "Heat-Phase"* foi selecionada a opção existente por defeito para definir o momento de máxima libertação de calor, que é, segundo Heywood (2018), de 10 graus de cambota após o ponto morto superior de combustão em que 50% do combustível foi queimado.

No *submenu "Heat-Period"* também foi mantida a opção existente por defeito no software para a definição da duração da combustão.

4.1.2.2. Combustão

No *submenu* “*Fuelling*” foi definida a razão de equivalência e o rendimento da combustão, como exemplificado na Figura 99 no Anexo C para as 5000 rpm. Foi definida uma razão de equivalência de 1 ($\lambda=1$) em todas as rotações, tendo em conta que foi obtido um valor muito próximo desse em todos os ensaios experimentais. Segundo Heywood (2018), o rendimento da combustão em motores com misturas pobres ($\phi < 1 \Leftrightarrow \lambda > 1$) oscila entre 95 e 98%, e é de cerca de 97% para $\lambda \approx 1$. Considerou-se assim um valor de rendimento da combustão de 97% a utilizar em todos os testes, uma vez que os testes experimentais foram realizados com $\lambda \approx 1$.

4.1.2.3. Condições de fronteira

Para a grande maioria das condições de fronteira usaram-se novamente os valores medidos durante os ensaios experimentais onde a temperatura ambiente era de 36°C, a pressão atmosférica ambiente 1006 mbar com uma humidade relativa de 25%. Para a temperatura e pressão do ar à entrada do sistema de admissão foram usados os valores definidos pela norma DIN 70020, ou seja, de 19.85°C e de 1013 mbar respetivamente. Esta opção foi tomada pelo facto de o banco de Potência utilizar esta norma no cálculo do Binário do motor e desta forma garantir maior aproximação dos resultados (Fonseca Pereira, 2011).

4.1.2.4. Atrito

No *submenu* do atrito foi definida a pressão média de atrito, para efetuar o cálculo deste valor foi utilizado o módulo de cálculo auxiliar do LES “*Friction Estimator Tool*”.

Para que o cálculo seja efetuado corretamente por este módulo do software é necessária a introdução de algumas informações como as medidas dos moentes de apoio da cambota, das bielas e da árvore de cames, o tipo de sistema de acionamento das válvulas e a viscosidade e temperatura do lubrificante utilizado. Na Figura 28 apresenta-se o *menu* com os valores introduzidos para a realização do cálculo.

Figura 28 Menu de configuração do módulo de cálculo auxiliar

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 125), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

4.1.3. Sistema de combustível

Definiu-se um sistema de combustível de injeção indireta a gasolina (“*Port Injection*”), que corresponde ao utilizado nos testes experimentais com este motor. As principais características do combustível foram mantidas inalteradas, como é apresentado na Figura 101 no Anexo C.

4.1.4. Sistema de admissão

Devido ao facto de terem sido utilizadas duas configurações distintas para o sistema de admissão, houve a necessidade de efetuar duas modelações distintas, mantendo apenas os tubos primários e as portas de admissão. Na Figura 29 são apresentados os sistemas de admissão modelados de ambas as configurações utilizadas. A caracterização destas duas configurações é descrita com detalhe nos subcapítulos seguintes, 4.1.4.1 a 4.1.4.3.

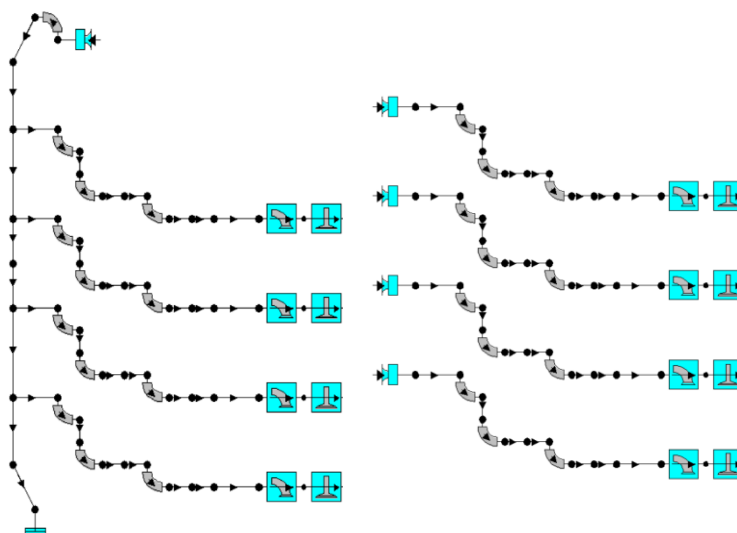


Figura 29 Configurações 1234-1F e 1234-SP no LES

4.1.4.1. Tubos secundários

Sendo que apenas a configuração 1234-1F apresenta tubo secundário de admissão, todas as caracterizações apresentadas de seguida serão relativas a essa mesma configuração, apresentada na Figura 25.

No *menu* mostrado na Figura 30 são definidos o comprimento total do tubo, todos os diâmetros ao longo do seu comprimento, o ângulo e o raio da curva visto que se trata de um tubo curvo, a sua espessura e ainda o material de que é constituído.

Label	Curva do tubo secundária
All Dimensions	
Dimension Summary	
Total Length (mm)	360.00
No. of Diameters	6
Start Diameter (mm)	63.000
End Diameter (mm)	55.000
Bend Angle (deg)	45.00
Bend Radius (mm)	100.00
Pipe Graphical Display	
Pipe Volume (l)	1.0892
Surface Area (mm²)	7.0671 e+004
No. of Meshes	59
Wall Thickness (mm)	3.000
Cooling Type	Air Cooled
Temperature (°C)	20.00

	Length (mm)	Diameter (mm)	Area (mm²)
1	0.000000	63.000000	3117.245361
2	300.000000	63.000000	3117.245361
3	310.000000	63.000000	3117.245361
4	315.000122	60.000015	2827.434814
5	320.000122	55.000015	2375.830811
6	360.000000	55.000015	2375.830811
7			
8			
9			
10			
11			
12			

Figura 30 Caracterização geométrica do tubo secundário

4.1.4.2. Câmara de *plenum*

Como sucedido para o capítulo anterior dos tubos secundários, as definições aqui apresentadas aplicam-se apenas à configuração 1234-1F.

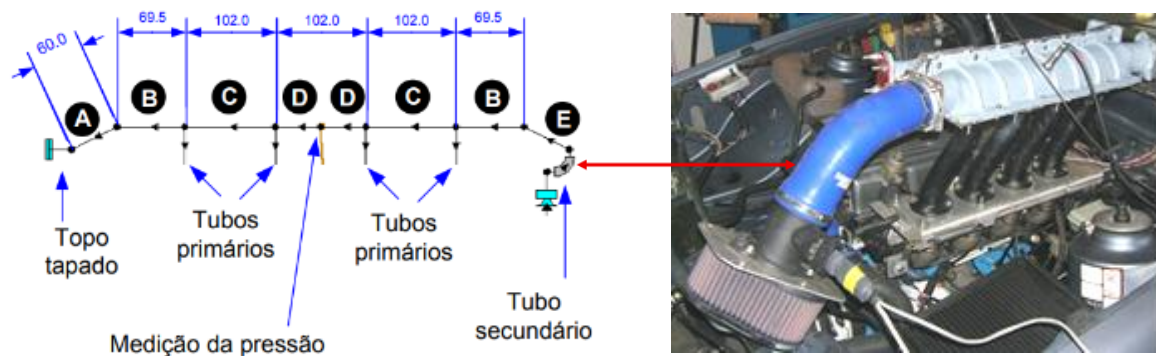


Figura 31 Representação da câmara de *plenum* no LES

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 115), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Apesar de no modelo experimental a câmara de *plenum* ser constituída por duas meias-câmaras, a configuração 1234-1F utiliza apenas uma delas. A secção central, representada por “D” na Figura 31, está dividida ao meio de modo a permitir a medição da pressão no LES como na realidade, visto que o LES apenas permite medições em nós.

Foi definida uma espessura de 5 mm em todos os tubos utilizados na modelação da câmara de *plenum* e o material como plástico. O tubo “E” não foi contabilizado para o volume da câmara de *plenum* por estar conectado ao tubo secundário.

4.1.4.3. Tubos primários

Os tubos primários (coletor de admissão) são os quatro iguais e por isso utilizaram-se as mesmas definições para todos. Na Figura 32 apresenta-se uma comparação entre os tubos primários reais e os modelados no software. Os tubos primários da configuração 1234-SP são iguais aos utilizados na configuração 1234-1F, tendo um diâmetro interno de 38 mm e um comprimento total de 553 mm. Cada tubo foi então dividido em cinco tubos retos e três tubos curvos. Os componentes “H” representam as condutas de admissão na cabeça do motor e terminam nas portas (sede de válvula) de admissão dos respetivos cilindros.

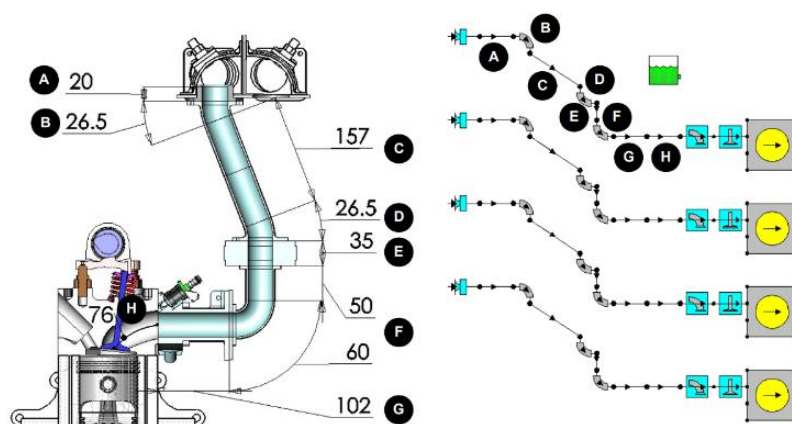


Figura 32 Analogia entre os tubos primários reais e a sua configuração no LES

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 116), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Na Tabela 4 são apresentadas todas as medidas e informações relevantes para a caracterização completa dos tubos primários no software.

Componente		Comp. (mm)	Ângulo (°)/raio(mm)	Espessura (mm)	Material	Refrigeração
A	Trompeta	20.0	90/3.5 (boca de sino)	5	Plástico	Ar
B	Curva	26.5	20/60	4	Plástico	Ar
C	Tubo	157.0	0	4	Plástico	Ar
D	Curva	26.5	20/60	4	Plástico	Ar
E	Guilhotinas	35.0	0	3	Alumínio	Ar
F	Tubo e curva	110.0	90/35	3	Aço	Ar
G	Porta injetores	102.0	0	5	Alumínio	Ar
H	Conduta na cabeça	76.0	0	4	Ferro Fundido	Líquido refrig. motor a 90°C

Tabela 4 Informações para caracterização dos tubos primários

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 116), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

4.1.5. Diagrama de distribuição

A definição do diagrama de distribuição efetua-se no *menu* de caracterização das válvulas de admissão e de escape. Esta caracterização foi efetuada com base no diagrama de distribuição medido experimentalmente (Fonseca Pereira, 2011). Tal como no motor real foi utilizada uma folga de 0,20 mm nas válvulas de admissão e 0,25 mm nas válvulas de escape.

A Figura 33 e a Figura 34 apresentam as definições efetuadas nos respetivos *menus*.

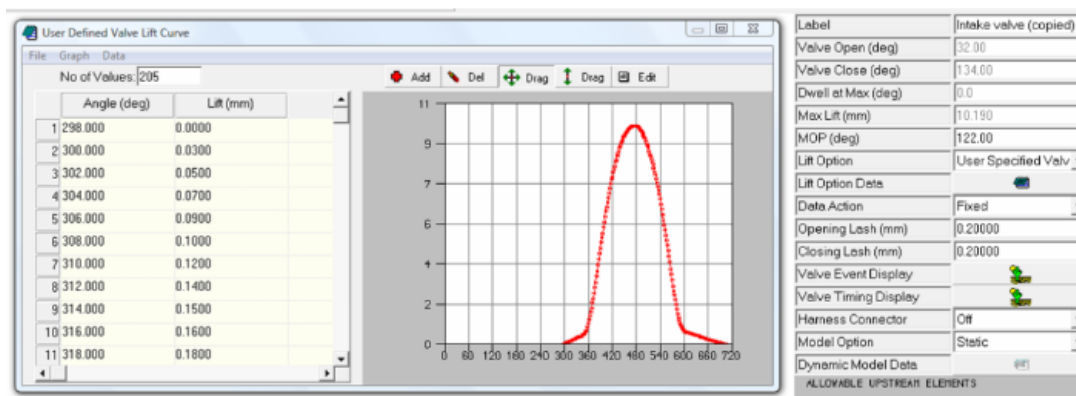


Figura 33 Caracterização da válvula de admissão no LES

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 117), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

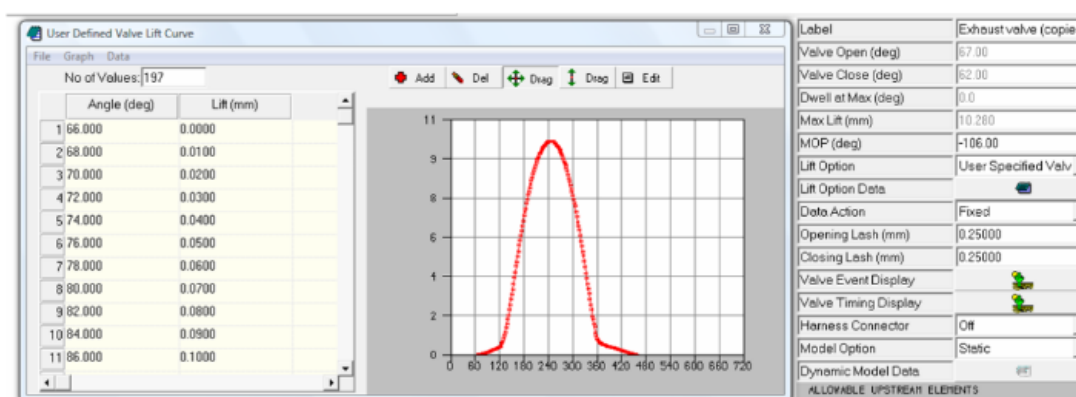


Figura 34 Caracterização da válvula de escape no LES

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 117), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

4.1.6. Portas de admissão e escape

A caracterização das portas de admissão e escape no LES foi efetuada com base nos ensaios realizados no fluxómetro e posteriores cálculos realizados (Fonseca Pereira, 2011). Foi calculada a área efetiva das válvulas para cada curso de abertura das mesmas e calculada a área de cada uma das gargantas. Com base nos cálculos efetuados foi efetuada a definição do coeficiente de descarga em função da relação curso/diâmetro de cada válvula. Foi também definido o número de válvulas de admissão e escape por cilindro e um diâmetro de 36 e 30 mm respetivamente, como apresentam a Figura 35 e a Figura 36.

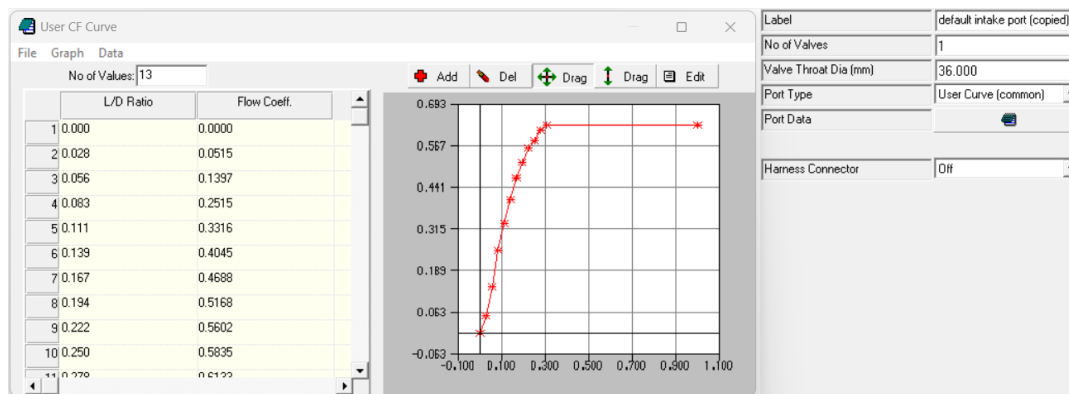


Figura 35 Caracterização da porta de admissão no LES

Nota. Retirado de Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis (p. 118), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

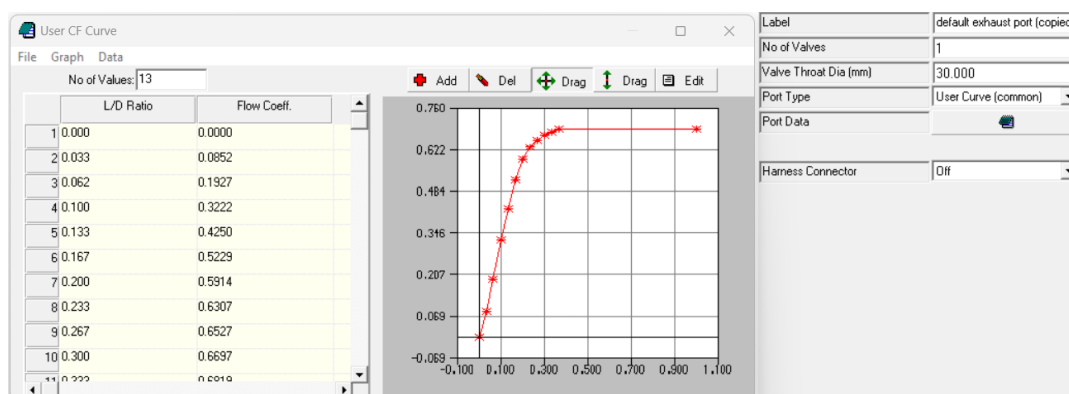


Figura 36 Caracterização da porta de escape no LES

Nota. Retirado de Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis (p. 118), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

4.1.7. Cilindros

A caracterização dos cilindros foi efetuada de forma igual para os quatro, exceto o parâmetro “Phase ATCD” que corresponde ao desfaseamento da ignição entre cada um dos cilindros em relação ao primeiro. De modo a definir a ordem de ignição do motor que é 1-3-4-2, foi introduzido o valor 0 no 1º cilindro, 540 no 2º cilindro, 180 no 3º cilindro e 360 no 4º cilindro. Na Figura 37 são apresentados os valores definidos do curso, diâmetro, comprimento da

biela, Off-Set do cavilhão e razão de compressão. Foram ainda definidas as massas do pistão e da biela do motor (Fonseca Pereira, 2011).

Label	default cylinder
Bore (mm)	90.8200
Stroke (mm)	76.9500
Cyl Swept Volume (l)	0.49850
Total Swept Volume (l)	1.99398
Con-rod Length (mm)	127.00
Pin Off-Set (mm)	2.80
Compression Ratio	9.44
Clearance Volume (l)	0.059063
Phase (ATDC)	0.00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Figura 37 Caracterização dos cilindros no LES

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 119), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Para a caracterização completa dos cilindros foi ainda necessário definir o modelo de combustão, o modelo de transferência de calor e caracterizar as superfícies internas do motor e as suas respectivas temperaturas.

4.1.7.1. Modelo de combustão

Foi escolhido o modelo de combustão do tipo “*Single Wiebe*” no menu “*Combustion Data*”. Os coeficientes “A” e “M” foram mantidos e utilizados os valores 10 e 2 respetivamente, como apresenta a Figura 102 no Anexo C (Fonseca Pereira, 2011).

4.1.7.2. Modelos de transferência de calor

Os modelos de transferência de calor permitem calcular a transferência de calor entre as diferentes zonas termicamente afetadas do cilindro e os restantes componentes (paredes do cilindro, coroa do pistão e superfície da câmara de combustão). O ciclo aberto corresponde ao período em que as válvulas se encontram abertas e o ciclo fechado ao período em que ambas as válvulas estão fechadas.

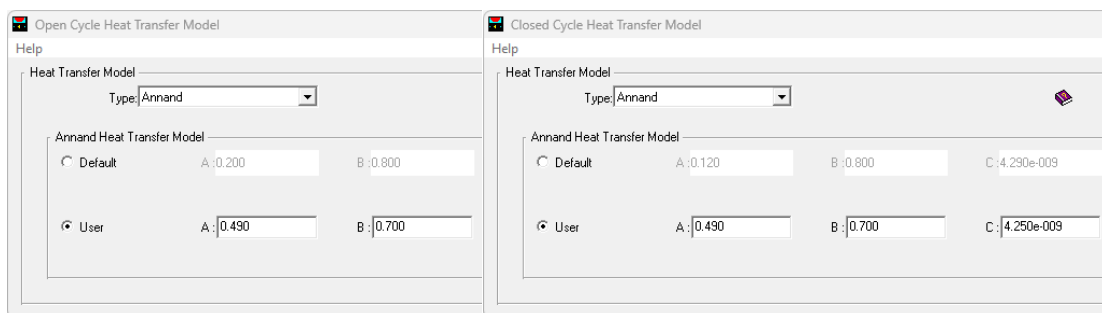


Figura 38 Caracterização dos modelos de transferência de calor

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 120), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Os modelos de transferência de calor foram definidos nos *menus* “Open Cycle HT” e “Closed Cycle HT”. Em ambos foi escolhido o modelo de Annand e os coeficientes definidos são apresentados na Figura 38.

4.1.7.3. Superfície de componentes

No *menu* “Surface Areas” são definidas as relações entre as áreas de superfície da câmara de combustão (9245 mm^2) e da coroa do pistão (6404 mm^2) e a área da secção transversal do cilindro (6478 mm^2). Foi também definida a espessura do cilindro que fica exposta quando o pistão está no PMS, que neste caso corresponde apenas à espessura da junta da cabeça que é de 1,4 mm, ver Figura 39 (Fonseca Pereira, 2011).

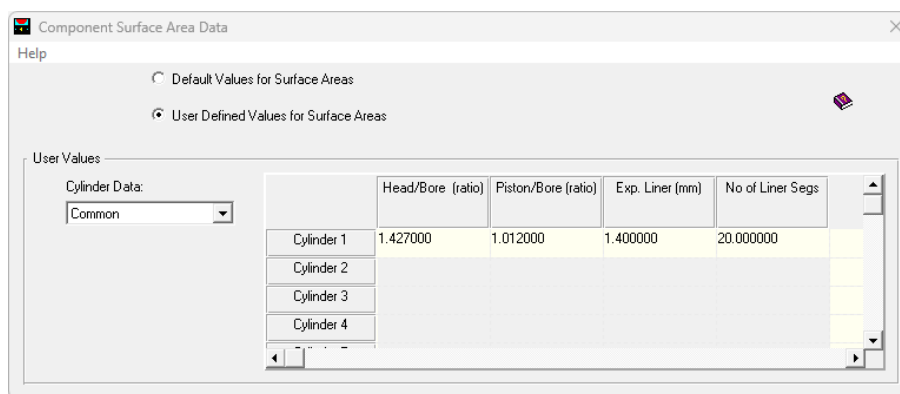


Figura 39 Caracterização da superfície de componentes

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 121), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

4.1.7.4. Temperatura de superfícies

No *menu* “Surface Temperatures” foram definidos os materiais constituintes da cabeça do motor, pistões e cilindros, tal como as espessuras das suas paredes. Neste caso a cabeça do motor e os cilindros são de ferro fundido e os pistões de alumínio. Foi também definida uma temperatura de 90° para o líquido de arrefecimento que os circunda. A espessura das paredes da cabeça do motor e dos cilindros foram medidas nas zonas a que foi possível aceder e

considerou-se uma espessura média de 5 mm e 7 mm, respetivamente (Fonseca Pereira, 2011). A Figura 103 no Anexo C apresenta algumas das definições referidas acima.

4.1.8. Sistema de escape

A caracterização do sistema de escape foi relativamente mais simples do que o sistema de admissão, pelo facto de existir apenas uma configuração comum em ambos os modelos. Tal como no sistema de admissão o sistema foi modelado por secções, indicadas na Figura 40.

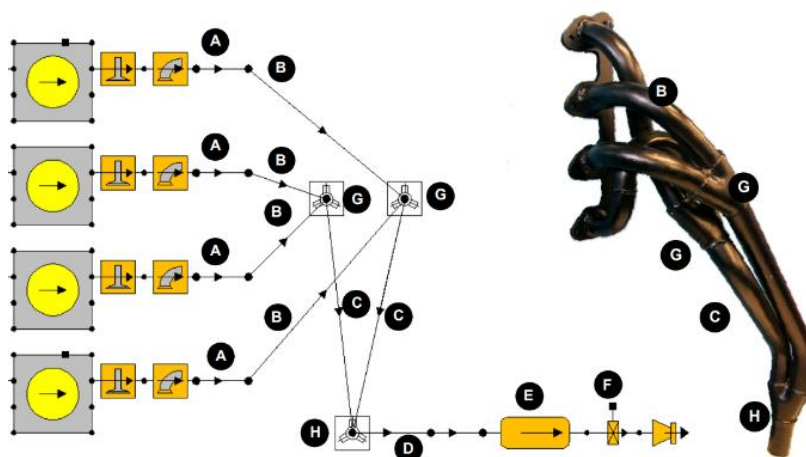


Figura 40 Analogia entre o coletor de escape modelado no LES e o componente real

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 121), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Os componentes “A” representam as condutas de escape na cabeça do motor e começam nas portas de escape dos respetivos cilindros, tendo um diâmetro de 30 mm, tal como estas. No motor real as condutas de escape terminam numa secção retangular, deste modo foi determinado um diâmetro equivalente de 34 mm para a sua caracterização no software. Os restantes parâmetros foram definidos de acordo com o efetuado para as condutas de admissão na cabeça do motor.

Os componentes “B” e “C” representam os tubos primários e secundários, respetivamente, e foram definidos com as medidas apresentadas na Tabela 3.

As uniões entre os tubos primários, secundários e terciários de escape forma efetuadas através das junções identificadas por “G”. Estes componentes permitem introduzir no software os ângulos existentes entre os tubos de escape.

O tubo terciário de escape foi representado no software por dois componentes distintos, o tubo “D” e a câmara de *plenum* “E”. O tubo “D” tem um comprimento total de 470 mm, sendo que está dividido em duas partes de modo a permitir a medição da pressão tal como nos ensaios experimentais.

Após os 470 mm foi modelado uma câmara de *plenum* com um volume igual ao restante tubo de escape até à sua saída. Foi ainda colocada uma válvula, representada por “F”, cuja área de passagem é variada para cada rotação de modo a provocar as perdas de carga

existentes nas tubagens e painéis de escape reais. Esta válvula permite a calibração e validação do modelo, conforme descrito em 2.7.4 e 4.2.

Todos os tubos de escape foram definidos em aço com uma parede de 2 mm de espessura e refrigerados a ar.

4.2. Calibração do modelo

A calibração do modelo foi efetuada através da aproximação da pressão média de escape entre o motor real e o modelo computacional, medida no ponto “B” da Figura 41. A pressão no modelo computacional é controlada através de uma válvula introduzida no final do sistema de escape do modelo.

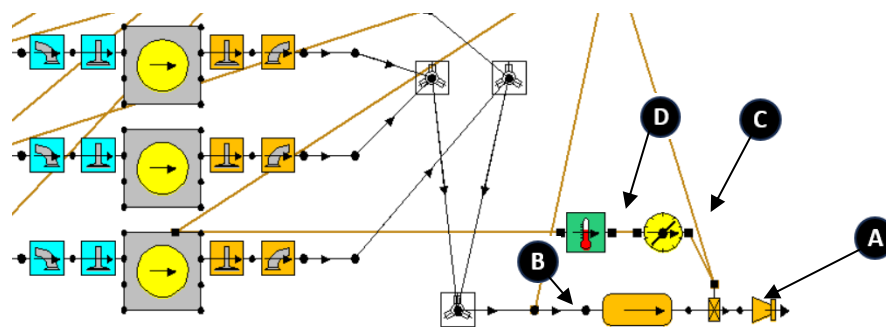


Figura 41 Sistema de controlo da pressão média de escape para calibração do modelo

Como refere Fonseca Pereira (2011), a área da válvula “A” é variada pelo atuador “C”, em função da velocidade de rotação do motor medida pelo sensor de rotação “D” no cilindro 4. Com a variação da área de passagem da válvula em cada velocidade de rotação do motor, como apresenta a Figura 42, foi possível ajustar a pressão média de escape de forma a igualá-la entre os dois ensaios (experimental e modelação).

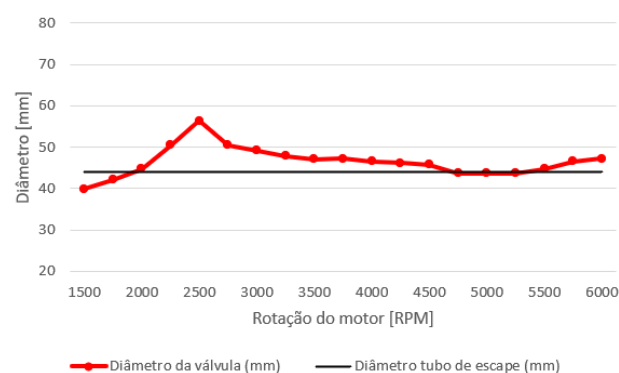


Figura 42 Variação da área da válvula com a rotação do motor para aproximação da pressão média de escape

4.3. Resultados de simulação LES

Tal como nos ensaios experimentais realizados, no *LES*, foi simulado o funcionamento do motor entre as 1500 e as 6000 rotações por minuto. O software efetua os cálculos relativos aos ensaios estacionários e ensaios contínuos, para obtenção dos parâmetros de funcionamento e desempenho do motor, respetivamente.

A Figura 43 apresenta as curvas de Binário que representam o desempenho do motor em toda a sua gama de rotação.

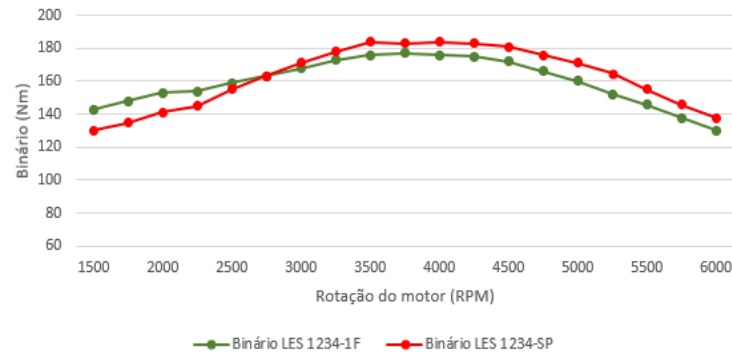


Figura 43 Curvas de Binário obtidas no LES nas duas configurações do sistema de admissão

Através deste gráfico podemos verificar que, de forma geral, os resultados obtidos demonstram bem o funcionamento real do motor, quando comparados com a Figura 27. De qualquer forma existem naturalmente ligeiras diferenças que serão analisadas mais à frente.

A Figura 44 apresenta a variação da pressão no tubo primário de admissão do primeiro cilindro durante um ciclo de funcionamento do motor às 4000 rpm, nas duas configurações do sistema de admissão.

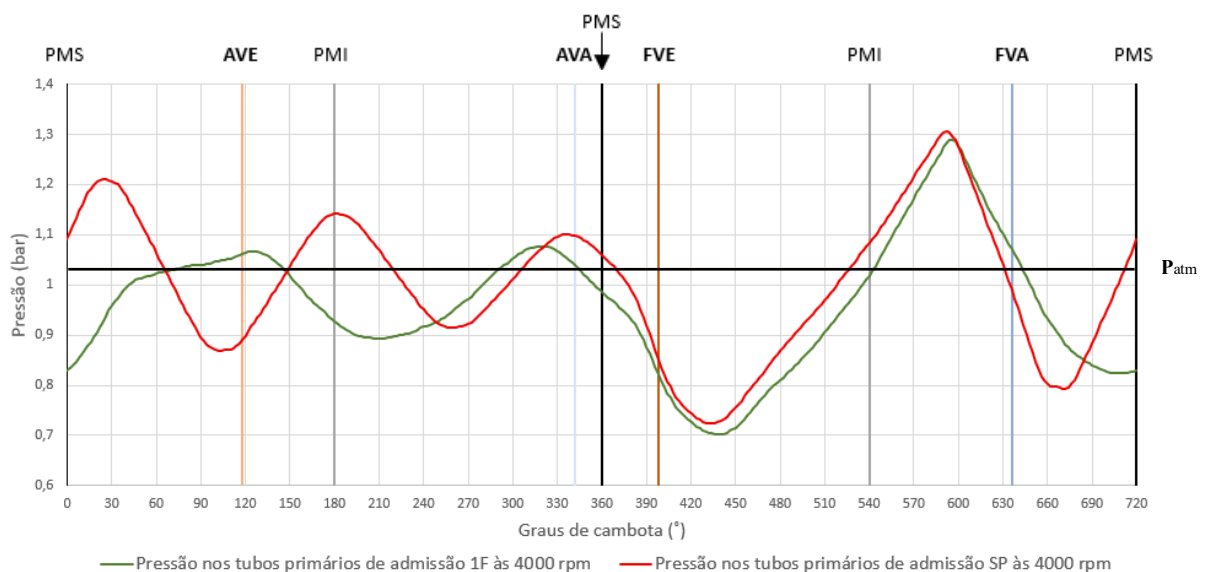


Figura 44 Pressão de admissão obtida através do LES nos tubos primários de admissão às 4000 rpm

5. Software de simulação de motores AVL

Neste capítulo serão descritos de forma detalhada todos os passos necessários para a modelação e caracterização do motor no software *AVL Boost*. Serão também apresentados alguns dos resultados obtidos em ambas as configurações do sistema de admissão utilizadas. Tal como no *LES*, também no *Boost* será modelado todo o motor selecionando individualmente cada um dos seus componentes e efetuando as respetivas configurações necessárias, obtendo assim uma maior proximidade com os modelos do *LES* e com o motor real.

O desenvolvimento do modelo no software foi realizado com base na documentação técnica oficial disponível, como o manual de utilizador *Boost User Guide* e os tutoriais *Boost Examples* e *I-Cylinder Gasoline Engine* (AVL List GmbH, 2022). Esta documentação forneceu a informação necessária quer para a modelação como para toda a posterior caracterização, onde se incluem as definições das condições de fronteira, dos modelos de combustão, de transferência de calor e de fricção. Este processo foi realizado de forma a manter a máxima coerência e aproximação dos ensaios experimentais e do software *LES*.

No Anexo D são apresentadas algumas imagens dos *menus* de configuração do software, complementando cada um dos tópicos descritos abaixo.

5.1. Caracterização do motor em AVL

5.1.1. Condições de teste

Nesta fase foram definidas as principais condições e parâmetros sob os quais serão realizadas todas as simulações no software. No *submenu* “Control” do *menu* “Simulation” foram definidas algumas informações como o tipo de simulação a realizar, os ciclos de funcionamento do motor a simular, informações relativas ao ar e combustível admitidos pelo motor e o intervalo de gravação de dados da simulação. A Figura 45 apresenta a introdução dessas informações no software.

Figura 45 Definição do tipo de combustível e propriedades do ar admitido

No ícone “Engine” são definidas mais algumas informações relativas à simulação como a velocidade de rotação do motor, o ciclo de funcionamento, a ordem de ignição e o modelo de fricção.

Neste caso foi então definida uma velocidade de rotação máxima de 6000 rotações por minuto e foram efetuados ensaios de 250 em 250 rpm desde as 1500 rpm. Definiu-se também um ciclo de funcionamento de 4 tempos com a ordem de ignição 1-3-4-2, como é possível observar no Anexo D.

5.1.1.1. Atrito

Tal como no *LES* o *Boost* necessita que sejam introduzidas algumas informações relativas à cambota, à árvore de cames, ao tipo de acionamento das válvulas e ao lubrificante utilizado, para que possa efetuar os cálculos do modelo de atrito. A Figura 46 mostra o *menu* onde foram introduzidas estas informações que, à semelhança do *LES*, foram medidas no motor real.

Friction Model

Cylinder

Cylinder Arrangement: User Defined

Number of Crankshaft Main Bearings: 5

Crankshaft Main Bearing Diameter: 57.5 mm

Crankshaft Main Bearing Length: 23.4 mm

Big End Con Rod Bearing Diameter: 52 mm

Big End Con Rod Bearing Length: 18 mm

Valve Train

Type of Valve Train: SOHC-Finger Follower

Number of Camshafts Bearings: 3

Maximum Valve Lift: 10.5 mm

Type of Cam Follower: Flat Follower

Oil Type: SAE 15W40 Oil Temperature: 100 degC

☐ Injection Pump

Figura 46 Definição do modelo de atrito no *Boost*

Apesar de nos ensaios experimentais e no *LES* o lubrificante utilizado ter a viscosidade 20w50, no *Boost* foi necessário definir a viscosidade 15w40 do lubrificante a utilizar, visto que não existe a possibilidade de escolher a viscosidade 20w50 neste software e a 15w40 ser a viscosidade mais próxima da real.

5.1.2. Sistema de combustível

Algumas informações relativas ao tipo de combustível já tinham sido introduzidas e apresentadas na secção anterior, como mostra a Figura 45, ficando a faltar apenas a definição do tipo de sistema de combustível a utilizar. Neste caso foi definido um sistema de injeção multiponto como o que equipa o motor real. Na Figura 47 é apresentada a caracterização de um dos injetores utilizado na configuração 1234-1F.

O software efetua a medição do caudal de admissão num ponto de medição previamente definido (identificado por *MPI* na Figura 48), sendo neste caso no tubo secundário. Por esse motivo definiu-se que cada injetor cobriria 25% da quantidade total de ar admitido e medido no ponto de medição 1.

Na configuração 1234-SP, o *Measuring Point 1* tem de ser colocado na tubagem individual de algum dos 4 cilindros, tal como também é identificado na Figura 48, e por esse motivo cada injetor cobre 100% da quantidade total de ar medida no *MPI*, visto que os pontos de medição são nos tubos primários de cada um dos respetivos cilindros. Em ambos os casos definiu-se uma relação ar-combustível de 14,5, onde $\lambda \approx 1$.

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 47 Caracterização de cada um dos injetores da configuração 1234-1F

5.1.3. Sistema de admissão

De forma análoga ao que foi efetuado no *LES*, a caracterização do sistema de admissão será descrita nos seguintes subcapítulos por etapas. A Figura 48 apresenta ambas as configurações do sistema de admissão, à esquerda a configuração 1234-1F e à direita a configuração 1234-SP.

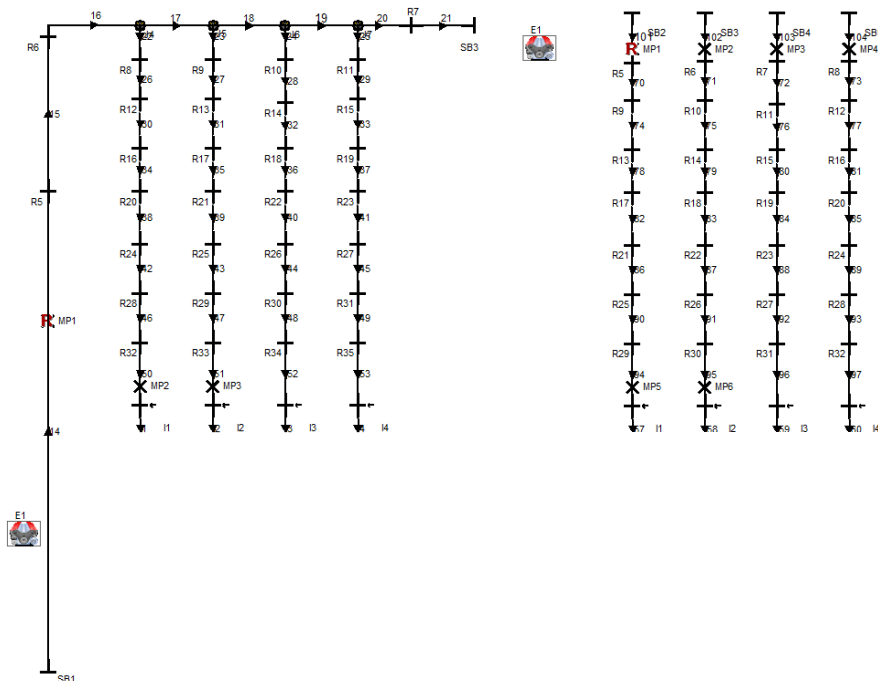


Figura 48 Sistema de admissão de ambas as configurações no Boost

5.1.3.1. Tubos secundários

Apenas a configuração 1234-1F está equipada com um tubo secundário de admissão, sendo representado no *Boost* pelo tubo “4” apresentado na Figura 48. Na definição efetuada para o tubo secundário pode observar-se como é efetuada a caracterização de um tubo curvo no *Boost*, selecionando “*Bent Pipe*” podemos depois definir qual o raio de curvatura do tubo em questão.

	Location (X) mm	Diameter (Y) mm
1	0	63
2	300	63
3	310	63
4	315	60
5	320	55

Pipe Length: 360 mm
 Diameter: Table
☐ Hydraulic Setting Hydraulic Unit: ☐ Diameter ☐ Area
 Hydraulic Diameter: mm
 Hydraulic Area: mm²
☒ Bent Pipe Bending Radius: 100 mm

Figura 49 Caracterização do tubo secundário da configuração 1234-1F

5.1.3.2. Câmara de plenum

A Figura 50 apresenta a câmara de *plenum* modelada no *Boost*, tal como no *LES* esta aplica-se apenas à configuração 1234-1F. Neste caso não existiu necessidade de dividir a secção D ao meio, porque o *Boost* permite a medição de parâmetros em qualquer ponto de um tubo através dos “*Measuring Points*”. Todas as medidas e restantes características foram definidas de igual forma em ambos os softwares.

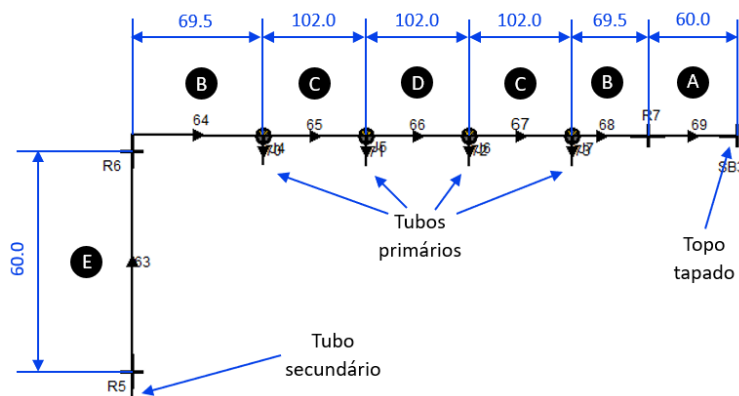


Figura 50 Câmara de plenum no Boost

5.1.3.3. Tubos primários

De forma semelhante ao que foi efetuado para o *LES*, a Figura 51 apresenta uma comparação entre os tubos primários reais e a sua representação no *Boost*. Os tubos primários são iguais em ambas as configurações, apesar de a imagem apenas mostrar a configuração 1234-SP.

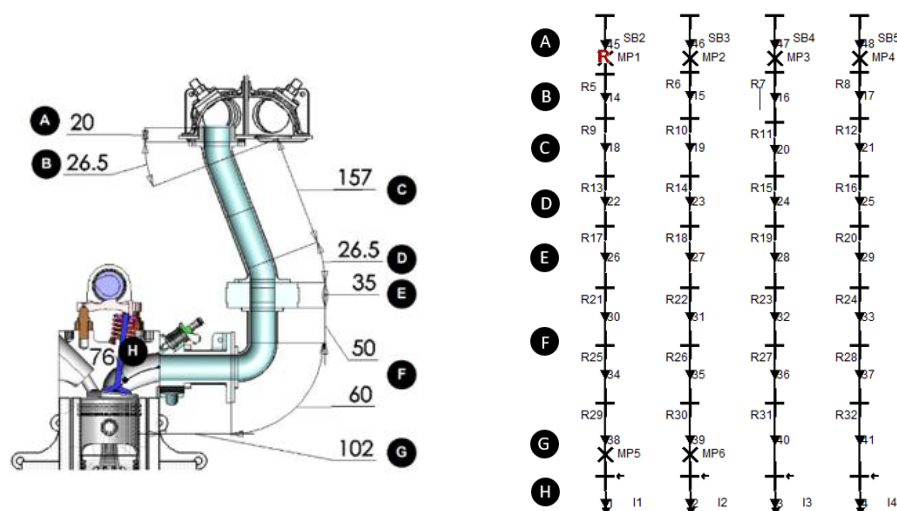


Figura 51 Analogia entre os tubos primários reais e a sua configuração no Boost

Todas as medidas e informações relativas aos tubos primários podem ser consultadas na Tabela 4.

5.1.4. Diagrama de distribuição

No *Boost* a definição do diagrama de distribuição do motor é efetuada dentro das configurações dos cilindros, não existe um componente específico que represente as válvulas como no *LES*. A Figura 52 representa as definições efetuadas e as respetivas curvas de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape.

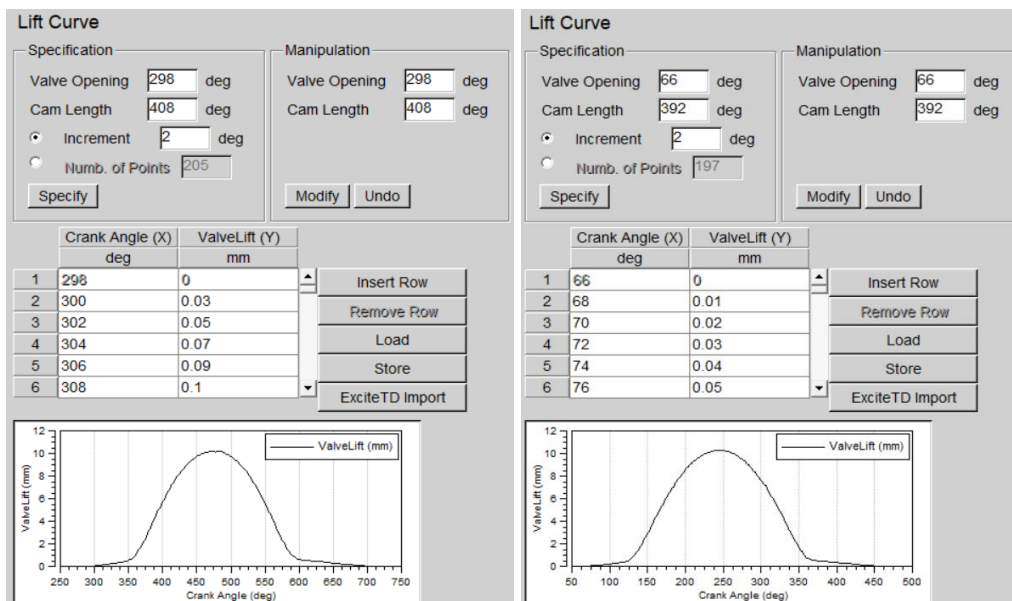


Figura 52 Caracterização das válvulas de admissão e escape no Boost

5.1.5. Portas de admissão e escape

Tal como acontece nas válvulas, a definição das portas de admissão e escape também é efetuada dentro da caracterização do próprio cilindro. Como apresenta a Figura 53 foram definidos os mesmos valores para os coeficientes de fluxo de cada uma das portas medidos experimentalmente e já utilizados no *LES*. O diâmetro utilizado em cada uma das portas também se manteve inalterado.

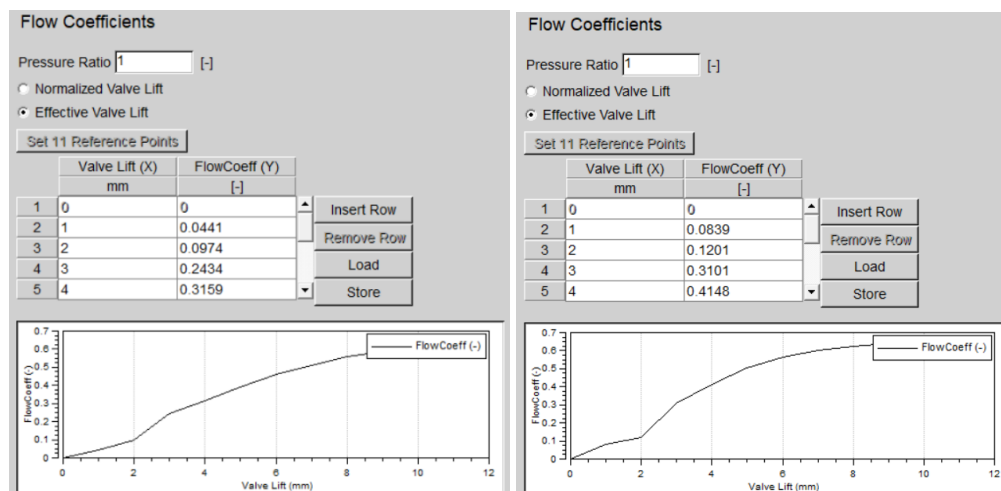


Figura 53 Caracterização das portas de admissão e escape no Boost

5.1.6. Cilindros

A Figura 54 apresenta o *menu* de introdução de algumas das principais características dos cilindros no *Boost*. Ao contrário do *LES*, a definição da ordem de ignição já foi efetuada anteriormente no “Engine” e apresentada no subcapítulo 5.1.1.

Bore	90.82	mm
Stroke	76.95	mm
Compression Ratio	9.44	[-]
Con-Rod Length	127	mm
Piston Pin Offset	2.8	mm
Effective Blow By Gap	0	mm
Mean Crankcase Press.	1	bar
☐ User Defined Piston Motion		
☐ Chamber Attachment		
Scavenge Model	Perfect Mixing	

Figura 54 Principais características dos cilindros no Boost

Existem algumas diferenças entre a caracterização dos cilindros entre os dois softwares, ficando no *Boost* resumida ao modelo de combustão e informações relativas a algumas superfícies e respetivas temperaturas de certos componentes do motor.

5.1.6.1. Modelo de Combustão

A definição do modelo de combustão é em tudo semelhante ao que acontece no *LES*, das várias opções disponíveis foi escolhido o modelo “Vibe”. Este modelo é o equivalente ao “Single Wiebe” utilizado no *LES*, apenas com uma designação diferente adotada pelo fabricante do software devido à tradução efetuada. Deste modelo foram também definidos os valores de 10 e 2 para os coeficientes “A” e “M”, respetivamente.

5.1.6.2. Superfícies e temperaturas de componentes

As áreas relativas às superfícies do pistão, da cabeça do motor e relativa à junta da cabeça do motor foram definidas com os mesmos valores apresentados no subcapítulo 4.1.7.3, como apresenta a Figura 55.

The screenshot shows the 'Heat Transfer' configuration window in AVL Boost. It is divided into three sections: Piston, Cylinder Head, and Liner. The 'Cylinder' dropdown is set to 'Woschni 1978'. The 'Ports' section has 'Zapf' selected. The 'Piston' section includes 'Surface Area' (6404 mm²), 'Wall Temperature' (226.85 degC), and 'Piston Calibration Factor' (1). The 'Cylinder Head' section includes 'Surface Area' (9245 mm²), 'Wall Temp.' (256.85 degC), and 'Head Calibration Factor' (1). The 'Liner' section has a checkbox for 'Layer Discretization' which is unchecked, and includes 'Surface Area (Piston at TDC)' (127.12 mm²), 'Wall Temp. (Piston at TDC)' (161.85 degC), 'Wall Temp. (Piston at BDC)' (151.85 degC), and 'Liner Calibration Factor' (1).

Component	Parameter	Value	Unit
Piston	Surface Area	6404	mm²
	Wall Temperature	226.85	degC
	Piston Calibration Factor	1	-
Cylinder Head	Surface Area	9245	mm²
	Wall Temp.	256.85	degC
	Head Calibration Factor	1	-
Liner	Layer Discretization	☐	
	Surface Area (Piston at TDC)	127.12	mm²
	Wall Temp. (Piston at TDC)	161.85	degC
	Wall Temp. (Piston at BDC)	151.85	degC
	Liner Calibration Factor	1	-

Figura 55 Menu de caracterização de componentes

Foram utilizados os valores de temperatura existentes por defeito no *AVL Boost*, uma vez que essa informação não estava disponível no trabalho que serviu de base a este estudo.

5.1.7. Sistema de escape

Todo o sistema de escape foi modelado de forma exatamente igual ao efetuado anteriormente no *LES*. Todas as dimensões, características e esclarecimentos apresentados no subcapítulo 4.1.8 se aplicam também neste subcapítulo. A Figura 56 apresenta o sistema de escape modelado no *Boost*, a numeração apresentada corresponde à numeração da Figura 40 e permite fazer a comparação entre os dois softwares.

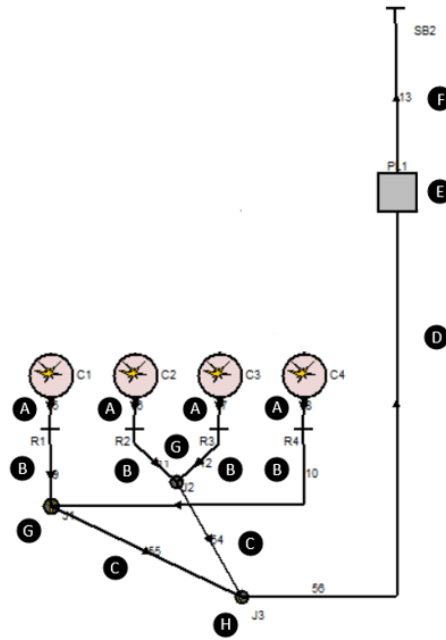


Figura 56 Sistema de escape modelado no Boost

5.2. Calibração do modelo

Tal como no *LES* a calibração do modelo no *Boost* foi efetuada através do controlo da pressão média de escape, no entanto o método utilizado para efetuar esse controlo foi ligeiramente diferente do utilizado no *LES*. No *Boost* alguns componentes têm um campo para configuração do seu coeficiente de fluxo. Sendo as câmaras de *plenum*, quer de admissão quer de escape, um dos componentes com essa possibilidade, foi utilizada a câmara de *plenum* de escape “PL1” para efetuar esse controlo, identificada pela letra “E” na Figura 56.

A válvula utilizada no *LES* para controlo da pressão média de escape está localizada logo após este *plenum* de escape que simula os silenciadores do sistema de escape, deste modo a localização onde ocorre o controlo da pressão de escape é muito semelhante em ambos os softwares.

A Figura 57 mostra-nos os valores utilizados na configuração do coeficiente de fluxo do *plenum* para cada regime de rotação do motor. Os valores finais a usar foram encontrados após simulações sucessivas até aproximar o valor médio da pressão de escape do valor medido experimentalmente.

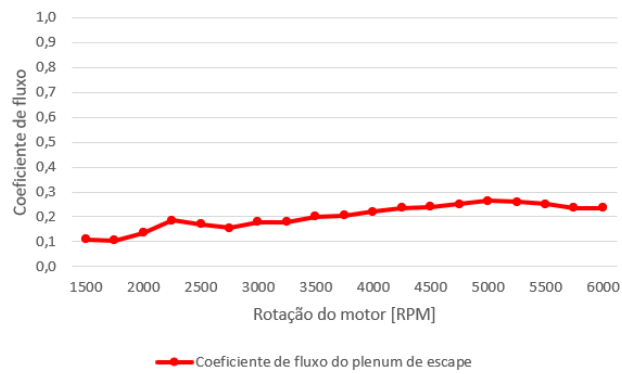


Figura 57 *Variação do coeficiente de fluxo da câmara de plenum de escape com a rotação do motor para aproximação da pressão média de escape*

5.3. Resultados de simulação AVL

Tal como no *LES*, depois de simulado o funcionamento do motor é possível obter os parâmetros de funcionamento e desempenho do motor para cada uma das rotações de funcionamento em estudo.

A Figura 58 apresenta o Binário produzido pelo motor permitindo analisar o seu desempenho em todas as rotações de funcionamento do motor.

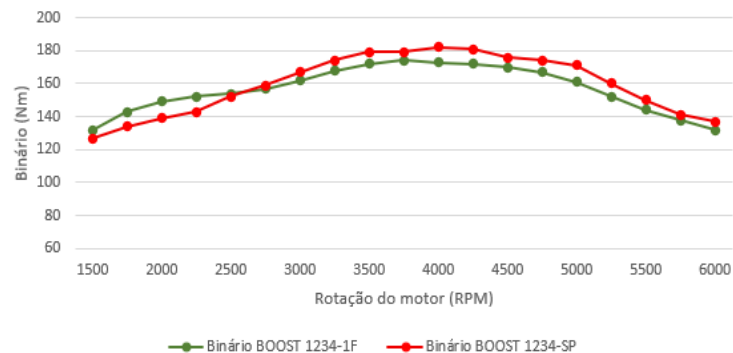


Figura 58 *Curvas de Binário obtidas no AVL Boost*

A Figura 59 apresenta o comportamento das ondas de pressão nos tubos primários de admissão às 4000 rpm, resultante da simulação do *Boost*.

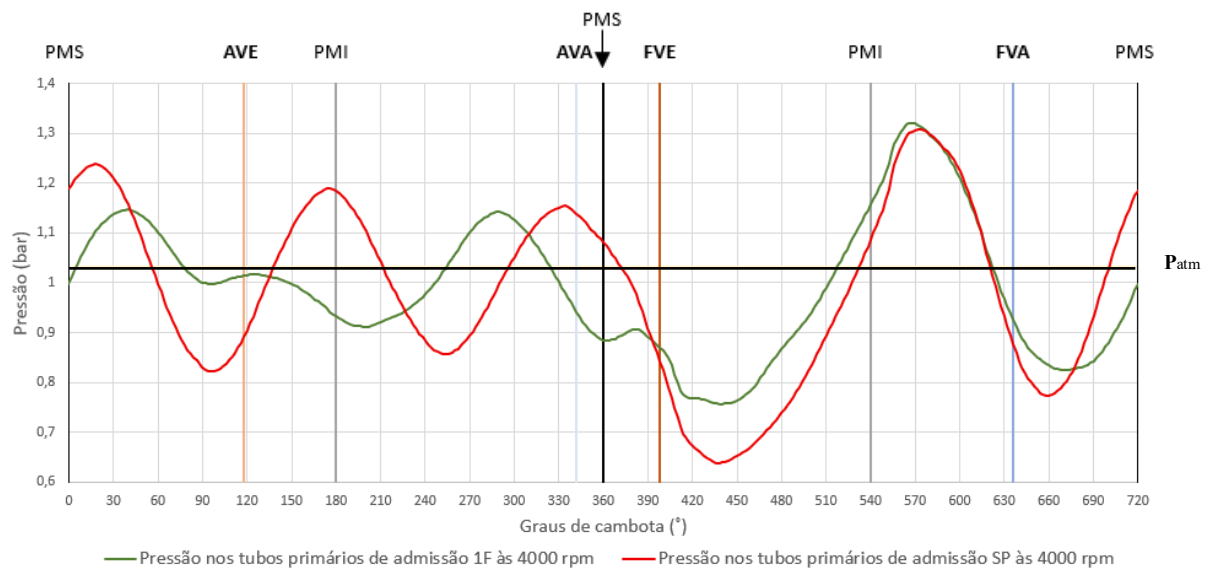
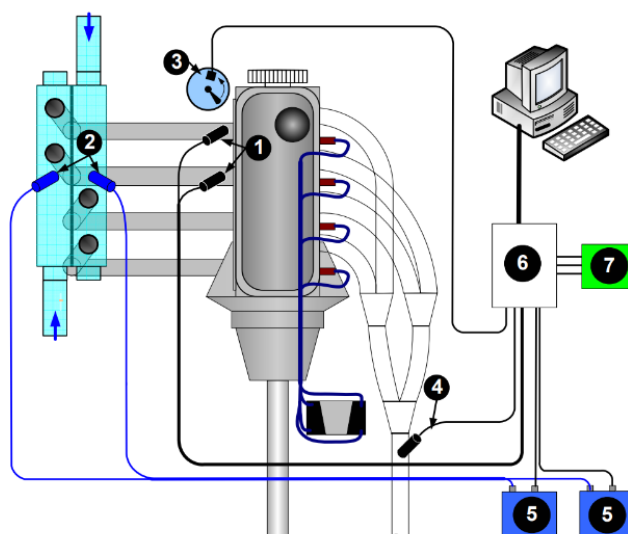


Figura 59 Pressão de admissão obtida através do AVL Boost nos tubos primários de admissão à 4000 rpm

Através dos gráficos apresentados nestas duas figuras e efetuando uma comparação com os já apresentados anteriormente relativamente aos ensaios experimentais e do LES, é possível perceber que os resultados obtidos no *Boost* estão de acordo com o esperado.

6. Análise e discussão de resultados

Neste capítulo serão apresentados, analisados e discutidos os resultados obtidos nos diversos testes e simulações realizadas. Foram comparados os resultados obtidos com cada configuração do sistema de admissão utilizadas em cada um dos softwares com os resultados experimentais e também entre si. A análise das ondas de pressão em diversos pontos do motor permitiu entender as diferenças de desempenho obtidas entre os diferentes ensaios e configurações. Nos resultados experimentais esta análise está limitada aos parâmetros que foram medidos durante a realização dos ensaios, e será mais focada em analisar a fiabilidade das simulações efetuadas nos softwares. Na Figura 60 apresenta-se o esquema do sistema de aquisição de dados com os pontos de medição de parâmetros utilizados para comparar parâmetros entre os ensaios experimentais e obtidos por simulação. Entre os dois softwares será possível efetuar esta análise de forma mais aprofundada, visto que existe a possibilidade de medir facilmente todos os parâmetros em diversas localizações dos componentes dos modelos.



	Sinal	Sensor
1	Pressão de admissão nos cilindros nº1 e nº2	Motorola MPX4250A
2	Pressão e temperatura na câmara de <i>plenum</i>	Kistler 4045A2V64
3	Ponto morto superior do cilindro nº1	Honeywell GT1
4	Pressão média no escape	Motorola MPX4250A
5	Amplificador dos sensores de pressão <i>Kistler</i>	Kistler 4618A2
6	Placa de aquisição	National Instruments PCI 6221 série M
7	Fonte de alimentação estabilizada	ITT metrix AX-323

Figura 60 Esquema do sistema de aquisição de dados

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 121), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Na análise da pressão nos tubos primários de admissão entre os ensaios experimentais e os resultados obtidos por simulação é importante atender à posição de medição da pressão. Como refere a secção 2.5.1, nos ensaios experimentais esta medição foi efetuada no tubo primário de admissão pela impossibilidade de efetuar a medição diretamente na zona da válvula. A Figura 61 apresenta a localização exata dessa medição. Nos softwares é possível efetuar a medição junto à válvula na zona pretendida, fazendo com que possam existir diferenças de fase e amplitude nas ondas de pressão entre ambos os ensaios.

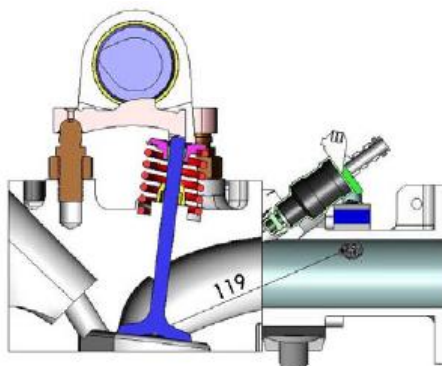


Figura 61 Posicionamento do ponto de medição da pressão no tubo primário de admissão relativamente à válvula de admissão

Nota. Retirado de *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* (p. 121), de J. F. R. Fonseca Pereira, 2011.

Tendo em conta o local de medição da pressão nos tubos primários de admissão experimentalmente, de acordo com Karst et al. (2003) espera-se que as ondas de pressão relativas a essa medição possam estar ligeiramente desfasadas quando comparadas com as ondas dos softwares.

6.1. Comparação dos ensaios experimentais entre configurações

Antes de avançar para a análise dos resultados dos softwares foi importante perceber e quantificar as diferenças existentes entre as duas configurações em estudo, uma vez que os resultados obtidos por simulação devem replicar essas diferenças. A Figura 62 apresenta as curvas de binário obtidas experimentalmente com ambas as configurações do sistema de admissão e a diferença percentual existente entre elas.

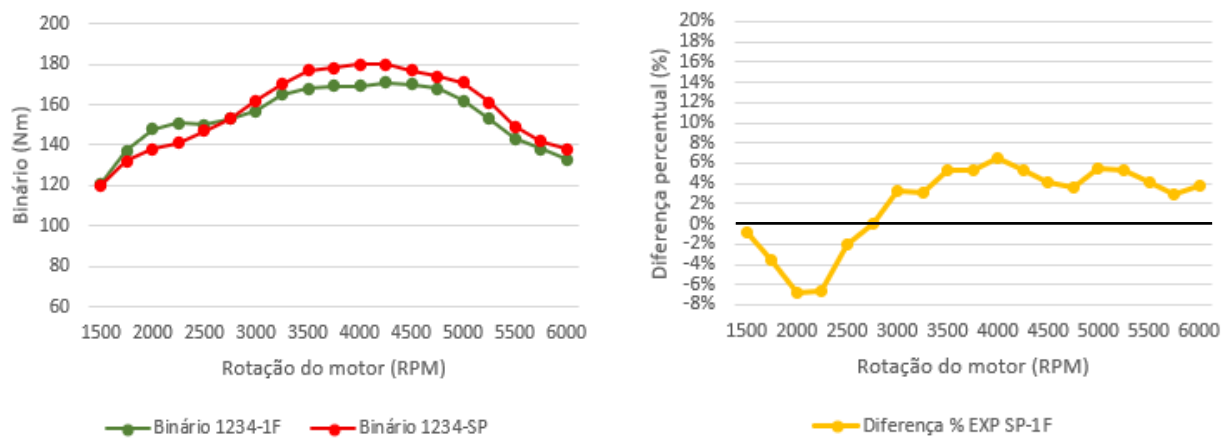


Figura 62 Comparação do Binário entre as duas configurações (1F e SP) nos ensaios experimentais

Como esperado, e referido anteriormente, a configuração 1F (equivalente à original do motor) apresentou um Binário superior em baixas rotações enquanto a configuração SP conseguiu obter valores superiores em médios-altos regimes de rotação. O gráfico apresentado no lado direito da imagem quantifica esta diferença com a diferença percentual existente entre a configuração SP e a configuração 1F, existindo uma perda de aproximadamente 7% entre as 2000 e 2250 rpm e ganhos entre os 3 e os 6% a partir das 3000 rpm.

6.2. Comparação LES/EXP

Para analisar os resultados obtidos no *LES*, estes foram comparados com os resultados obtidos experimentalmente, de modo a conseguir perceber quão preciso era o software na simulação do motor real. De seguida, serão apresentados os resultados obtidos ao nível do desempenho do motor e apresentadas algumas curvas relativas às ondas de pressão e caudais que o justificam.

6.2.1. Parâmetros de desempenho

Para analisar e comparar o desempenho obtido pelo motor em todos os testes efetuados foi utilizado o Binário. A Figura 63 apresenta as curvas de binário do motor obtidas nos testes experimentais e no *LES*, com a configuração 1F. Podemos verificar que os resultados do *LES* são, de forma geral, ligeiramente superiores aos experimentais. A maior diferença existente entre os dois testes é mais acentuada em baixos-médios regimes e vai diminuindo com o aumento da rotação, como confirma o gráfico da diferença percentual existente entre o *LES* e o ensaio experimental apresentado à direita na figura.

Note-se que nos ensaios experimentais, devido à parametrização do Banco de Potência para maximizar a precisão dos ensaios a rotações elevadas, o motor em WOT às 1500 rpm apresenta alguma irregularidade no funcionamento devido à excessiva carga imposta pelo

equipamento. Esta irregularidade reflete-se numa redução de binário nos ensaios experimentais, que não se verifica nos resultados obtidos por simulação. Isto justifica a maior diferença de Binário neste regime, que não se verifica noutras rotações.

Assim, omitindo a diferença às 1500 rpm, os resultados no *LES* na configuração 1F oscilam entre +8,0% e -2,3% com uma média de 2,9% acima do Binário obtido experimentalmente.

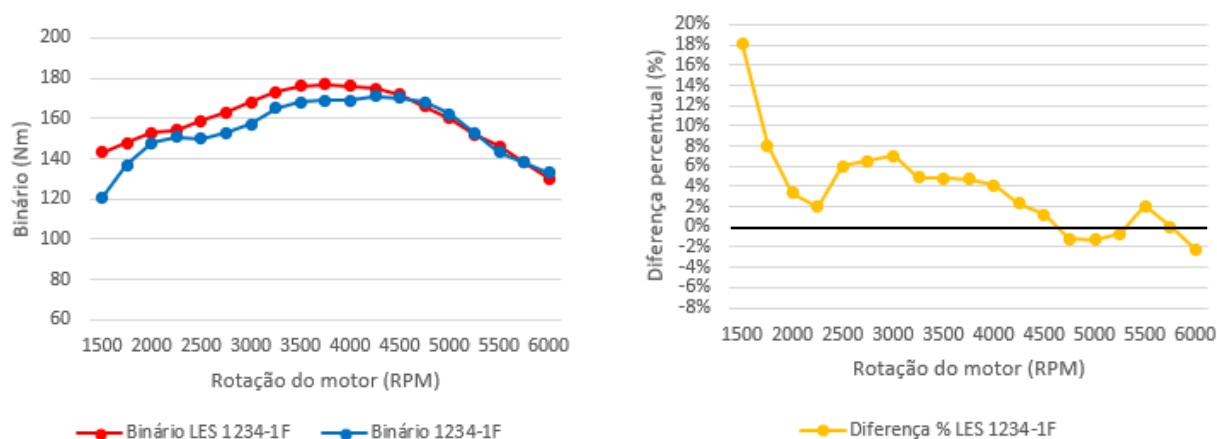


Figura 63 Comparação do Binário da configuração 1F LES-EXP

A Figura 64 apresenta os resultados obtidos através dos mesmos ensaios, mas com a configuração SP no sistema de admissão. A diferença entre ambos os ensaios, experimental e *LES*, é de forma geral muito semelhante à da configuração 1F, com exceção da gama inicial de rotação até às 2000 rpm.

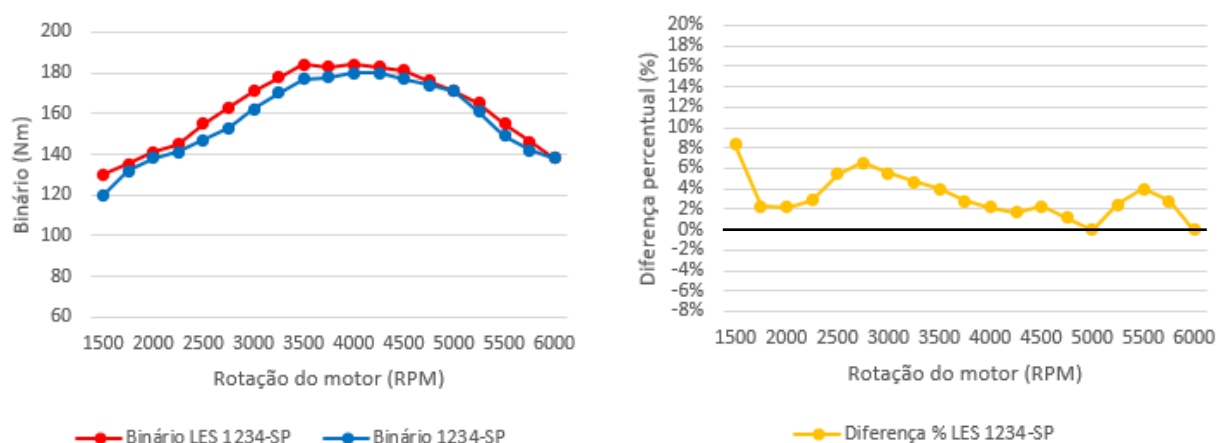


Figura 64 Comparação do Binário da configuração SP LES-EXP

Como era esperado, e foi confirmado nos ensaios experimentais, a configuração sem câmara de *plenum* permite obter um valor nominal de Binário maior, contudo existe uma diminuição em baixos regimes quando comparada com a configuração que utiliza câmara de *plenum*.

Assim, omitindo a diferença às 1500 rpm, os resultados no *LES* na configuração SP oscilam entre +6,5% e 0,0% com uma média de 2,9% acima do Binário obtido experimentalmente.

6.2.2. Ondas de pressão (admissão, cilindro, escape)

Tal como efetuado nos parâmetros de desempenho iniciou-se a análise pela configuração 1F. A existência de um maior número de parâmetros nesta configuração, permite que a análise entre os ensaios experimentais e os softwares seja mais aprofundada.

Cada uma das configurações em estudo oferece maior Binário em gamas de rotação diferentes. Enquanto a configuração 1F tem melhor desempenho em baixas-médias rotações, a configuração SP tem nas altas rotações a sua maior vantagem. Deste modo optou-se por analisar a configuração 1F às 2250 rpm e a configuração SP às 5000 rpm, sendo que é nestas duas rotações que existe a maior diferença de desempenho entre ambas.

Em todos os gráficos relacionados com parâmetros de funcionamento do motor são apresentadas algumas curvas auxiliares para melhor interpretação e referência. A amarelo, na horizontal, temos a curva que indica a pressão atmosférica. A vertical, as linhas relativas às aberturas e fechos das válvulas de admissão e escape e aos pontos mortos superiores e inferiores de cada ciclo.

A Figura 65 apresenta a variação da pressão no tubo primário de admissão, a azul temos a curva obtida nos ensaios experimentais e a vermelho a curva retirada nos resultados da simulação do *LES*. De forma geral podemos afirmar que o *LES* conseguiu simular de forma satisfatória a onda de pressão existente no tubo primário de admissão do motor.

A medição experimental foi efetuada no local indicado na Figura 61, enquanto a medição no *LES* ocorreu na garganta de admissão junto à válvula.

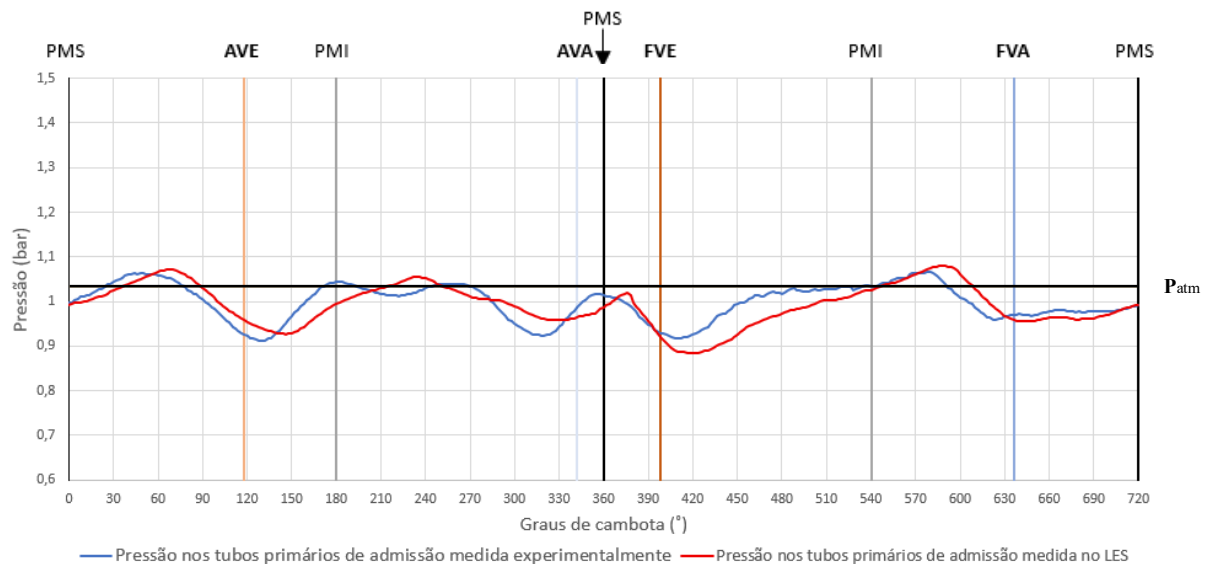


Figura 65 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm

Na Figura 66 são apresentadas as ondas de pressão medidas no interior da câmara de *plenum*. Neste caso o software consegue igualar praticamente na perfeição a curva obtida experimentalmente, isto pode dever-se ao facto de nestes pontos os picos de pressão, tanto positivos como negativos, não serem tão acentuados e a variação da pressão acontecer de forma muito gradual e constante ao longo de todo o ciclo. Neste caso ambas as medições foram efetuadas na zona central da câmara de plenum, entre o segundo e o terceiro cilindro.

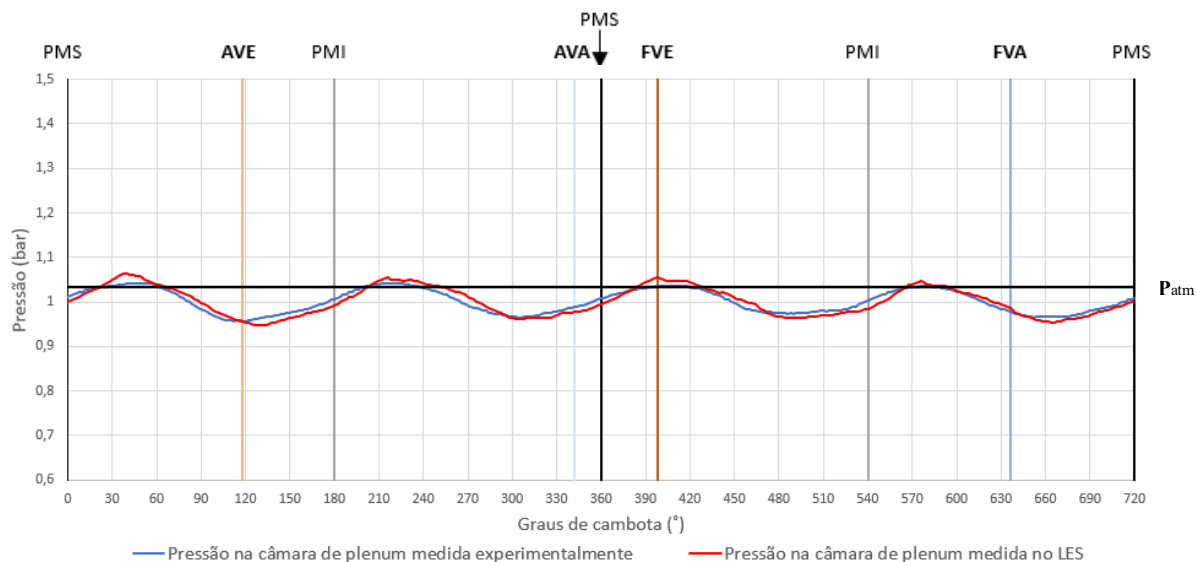


Figura 66 Pressão na câmara de plenum da configuração 1F às 2250 rpm

Em relação ao sistema de escape o único parâmetro que podemos comparar é a pressão no tubo terciário de escape, ver ponto 4 na Figura 60. A Figura 67 mostra-nos a variação deste parâmetro ao longo de um ciclo de funcionamento do motor. Podemos afirmar que a curva obtida através do *LES* representou os resultados experimentais com bastante precisão. No entanto, apresentou maior precisão nos picos positivos de pressão do que nos picos negativos.

A medição da pressão média de escape foi efetuada no ponto 4 na Figura 60, tanto experimentalmente como no software.

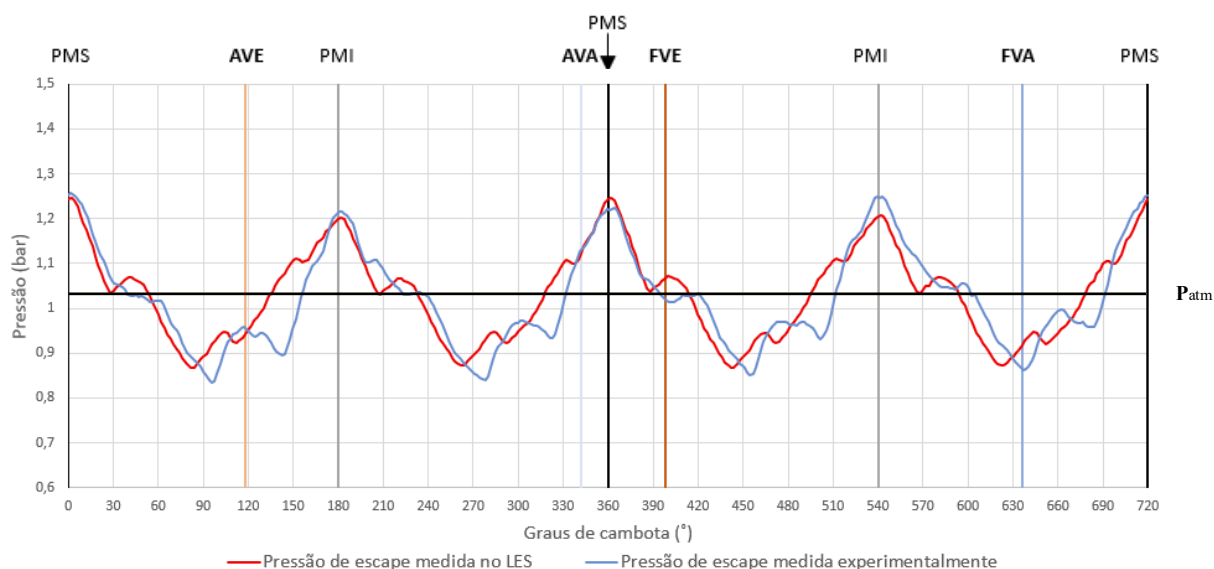


Figura 67 Pressão no tubo terciário de escape da configuração 1F às 2250 rpm

A configuração SP está equipada com tubos de admissão individuais para cada um dos cilindros por esse motivo não possui tubo secundário de admissão nem câmara de *plenum* e deste modo apenas restam dois parâmetros experimentais para comparar com os do software, a pressão no tubo primário de admissão e a pressão no tubo terciário de escape.

Tal como na configuração 1F, o *LES* conseguiu prever de forma muito semelhante ao real o comportamento das ondas de pressão no interior dos tubos primários de admissão. Podemos detetar algumas semelhanças entre as curvas apresentadas na Figura 68 e na Figura 65, sendo que a amplitude das mesmas é significativamente maior neste segundo gráfico devido ao facto de a rotação do motor ser mais elevada e consequentemente maiores valores de mínimos e máximos de pressão também. Em ambos os gráficos podemos observar a diminuição da pressão no momento em que a válvula de admissão abre, assim como o seu pico máximo pouco antes da válvula de admissão voltar a fechar.

A medição experimental foi efetuada no local indicado na Figura 61, enquanto a medição no *LES* ocorreu na garganta de admissão junto à válvula.

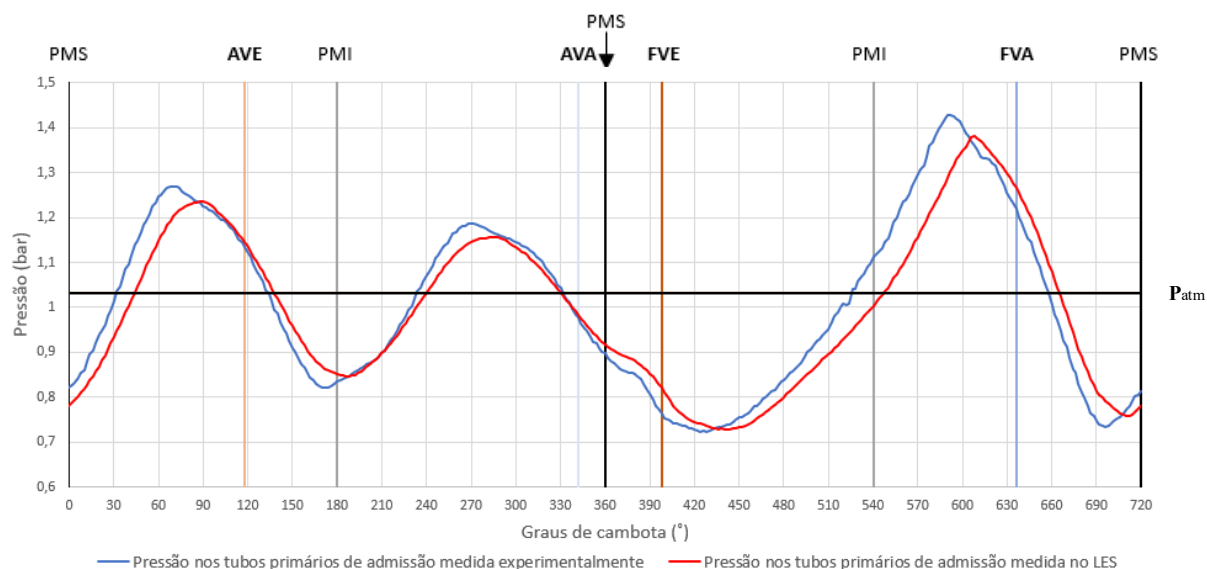


Figura 68 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm

Numa rotação mais elevada de funcionamento do motor o software teve mais dificuldade a simular o comportamento das ondas de pressão no interior do sistema de escape do motor. Apesar de os picos máximos e mínimos apresentarem praticamente a mesma fase, ao nível da amplitude não teve a mesma precisão. Os picos máximos de pressão conseguiram aproximar-se bastante dos valores experimentais em grande parte do ciclo. No entanto, os picos mínimos foram sempre demasiado elevados, mantendo-se inclusive sempre acima da pressão atmosférica. A medição da pressão média de escape foi efetuada no local indicado no ponto 4 da Figura 60, tanto experimentalmente como no software.

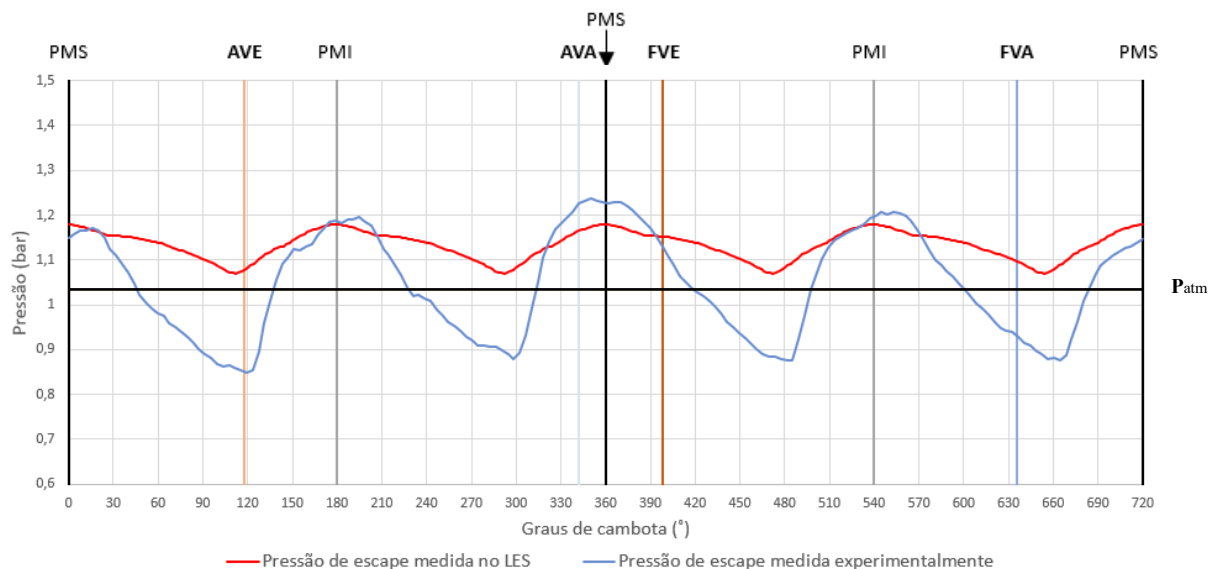


Figura 69 Pressão no tubo terciário de escape da configuração SP às 5000 rpm

6.3. Comparação AVL/EXP

Depois de analisados os resultados do *LES*, foi efetuada a mesma análise, de modo a garantir imparcialidade, mas com os resultados obtidos na simulação do *AVL Boost*. Deste modo seria possível perceber se este software nos permite obter uma simulação do funcionamento do motor mais próxima da realidade, que era um dos principais objetivos deste estudo.

6.3.1. Parâmetros de desempenho

De modo a comprovar os resultados obtidos através das simulações do *Boost*, foram novamente utilizados os resultados dos ensaios experimentais como meio de comparação. Utilizando novamente os valores de Binário produzidos pelo motor em ambos os ensaios, rapidamente conseguimos perceber que a diferença entre ambos é menor do que no *LES*.

A Figura 70 mostra os resultados obtidos com a configuração 1F. A maior diferença entre ambos é novamente em baixos-médios regimes, estando sempre abaixo dos 3% a partir das 2000 rpm como mostra o gráfico do lado direito da figura.

Assim, omitindo a diferença às 1500 rpm, os resultados no *AVL Boost* na configuração 1F oscilam entre +4,4% e -0,8% com uma média de 1,2% acima do Binário obtido experimentalmente.

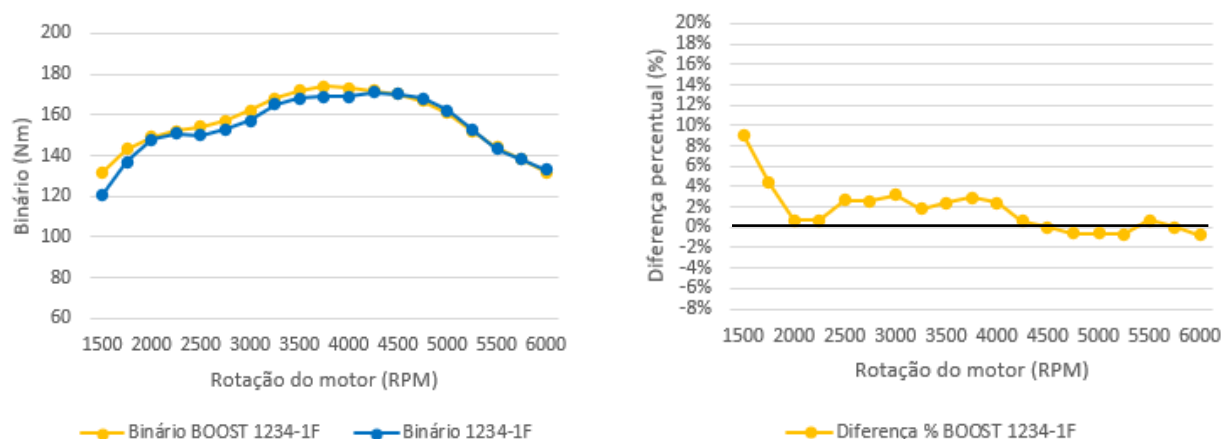


Figura 70 Comparação do Binário da configuração 1F AVL-EXP

A Figura 71 apresenta os resultados obtidos com a configuração SP, onde as diferenças são ligeiramente menores, registrando valores muito próximos de 0% a partir das 3500 rpm.

Assim, omitindo a diferença às 1500 rpm, os resultados no *AVL Boost* na configuração SP oscilam entre +3,9% e -0,7% com uma média de 1,0% acima do Binário obtido experimentalmente.

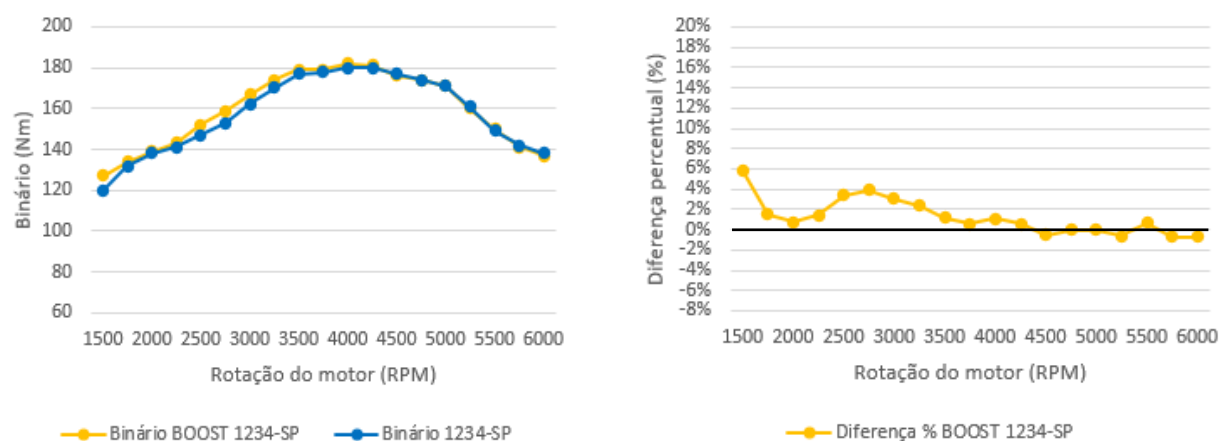


Figura 71 Comparação do Binário da configuração SP AVL-EXP

6.3.2. Ondas de pressão (admissão, cilindro, escape)

Ao analisar os mesmos parâmetros de funcionamento do motor que foram posteriormente analisados para o *LES* conseguiremos perceber se o *AVL Boost* nos permite uma maior aproximação da realidade do funcionamento do motor.

Todas as medições efetuadas no *Boost* foram efetuadas exatamente no mesmo local do motor no *LES*. Os dados experimentais foram também os mesmo da secção anterior.

A Figura 72 apresenta a curva relativa às ondas de pressão no interior do tubo primário de admissão do primeiro cilindro e de forma geral o resultado foi bastante satisfatório e semelhante ao já obtido com o *LES*.

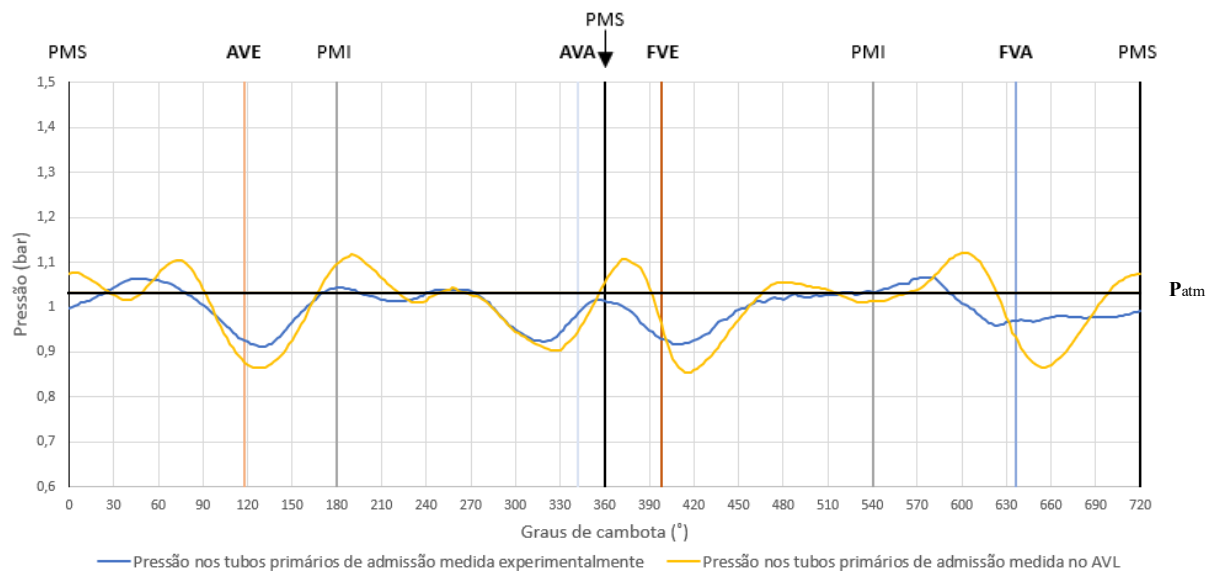


Figura 72 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm

Na simulação das ondas de pressão no interior da câmara de *plenum* a situação não se repetiu e desta vez o software não se aproximou da variação real da pressão medida experimentalmente neste componente. Apesar de a amplitude da onda simulada ser semelhante e a pressão média ser semelhante, os máximos positivos e negativos estão invertidos na grande maioria do ciclo, como pode ser observado na Figura 73.

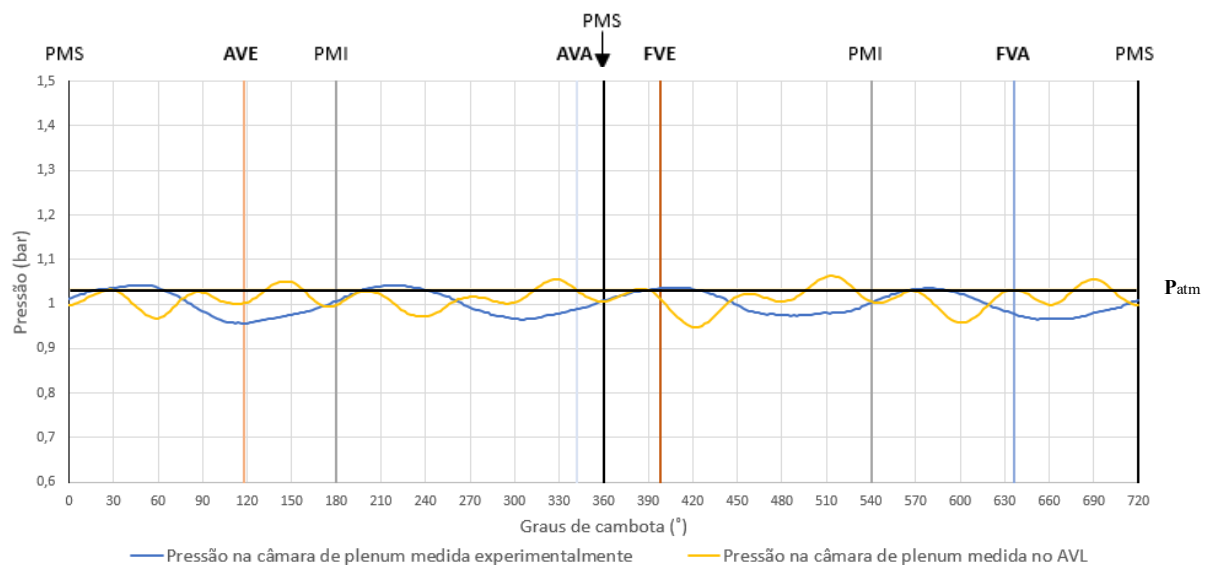


Figura 73 Pressão na câmara de plenum da configuração 1F às 2250 rpm

Na pressão do tubo terciário de escape o *AVL Boost* não conseguiu aproximar-se com tanta precisão dos resultados experimentais como o *LES*. Apesar de em fase e picos máximos ter apresentado bastante proximidade com os resultados experimentais, os picos mínimos obtidos foram mais elevados do que o esperado, como apresenta a Figura 74.

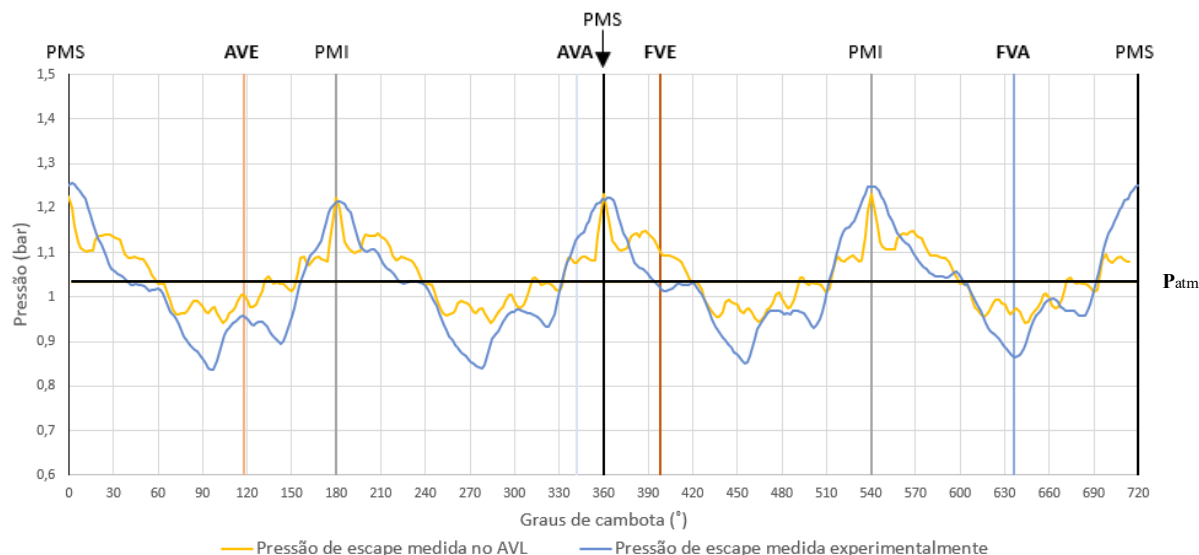


Figura 74 Pressão no tubo terciário de escape da configuração 1F às 2250 rpm

Analizando mais uma vez a variação da pressão nos tubos primários de admissão, podemos afirmar que dos parâmetros até agora analisados este foi o que obteve uma maior proximidade entre os softwares e os resultados experimentais. A Figura 75 mostra os resultados obtidos na simulação da configuração SP às 5000 rpm no *AVL Boost* e podemos comprovar que foi bastante semelhante ao obtido com o *LES*, anteriormente apresentado na Figura 68.

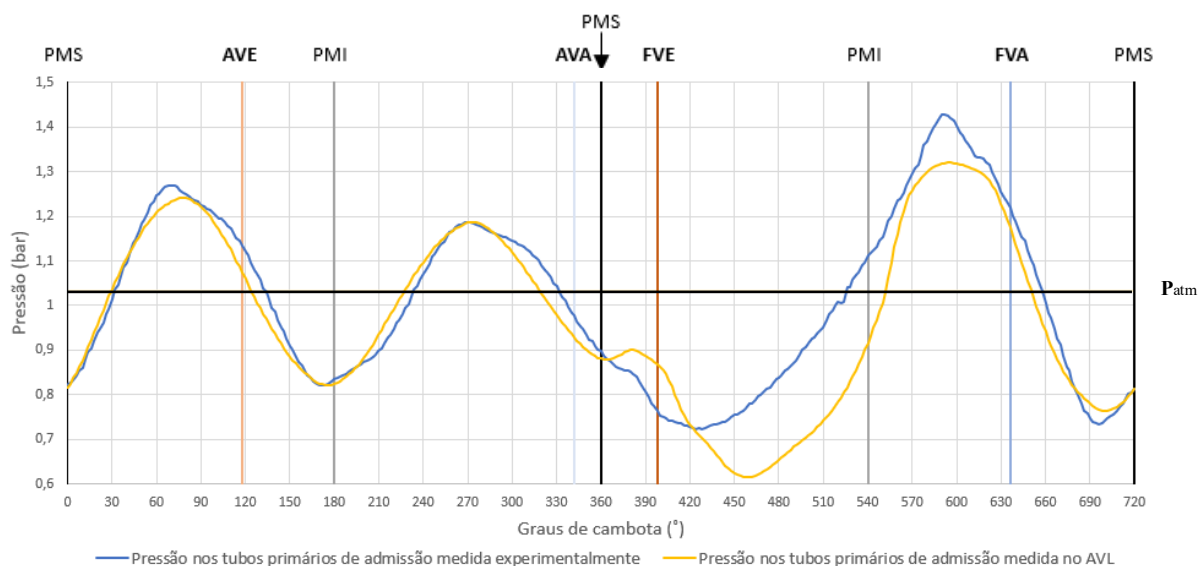


Figura 75 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm

A simulação da pressão no tubo de escape às 5000 rpm no *AVL Boost* foi bastante mais satisfatória do que no *LES*. As curvas apresentam um ligeiro desfasamento, sendo mais notório nos picos mínimos de pressão. Também em termos de amplitude as curvas apresentam alguma diferença, sendo que em termos médios o *AVL* calculou uma pressão de escape acima da obtida experimentalmente.

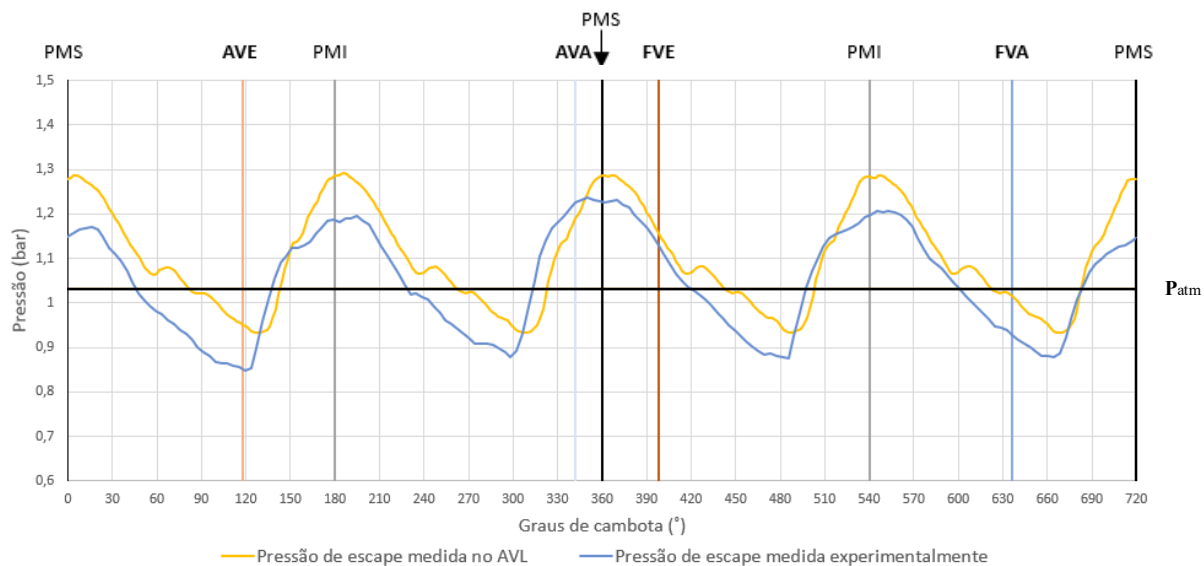


Figura 76 Pressão no tubo terciário de escape da configuração SP às 5000 rpm

6.4. Comparação LES/AVL

Já comparados os resultados das simulações com os resultados experimentais, foi efetuada uma comparação final entre os dois softwares, permitindo analisar e quantificar a diferença existente entre ambos.

6.4.1. Parâmetros de desempenho

Comparando os resultados obtidos nas simulações dos dois softwares podemos ver que apesar de semelhantes o *LES* obtém valores mais elevados de Binário, no entanto não tão próximos dos valores obtidos nos ensaios experimentais.

Através da Figura 77 e da Figura 78 podemos verificar a semelhança entre os resultados de ambos os softwares. As maiores diferenças que podemos notar são nos valores de Binário produzidos em baixas-médias rotações na configuração 1F. Já na configuração SP a maior diferença faz-se notar em médio-altos regimes.

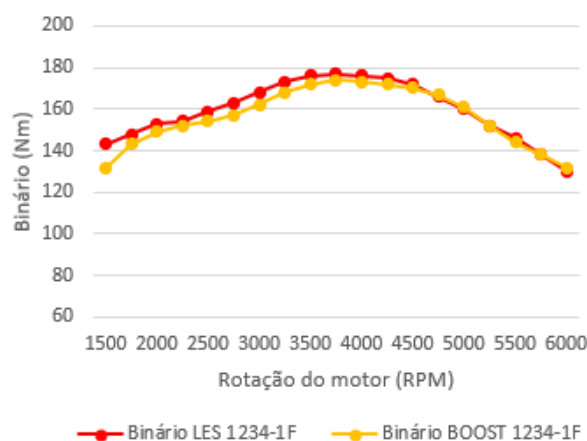


Figura 77 Comparação do Binário da configuração 1F LES-AVL

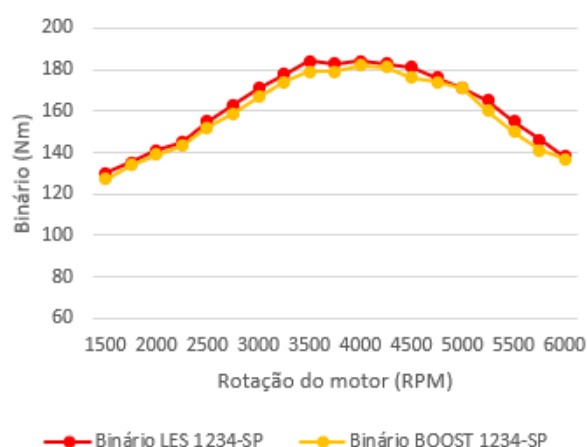


Figura 78 Comparação do Binário da configuração SP LES-AVL

De forma a melhor poder quantificar a precisão de cada um dos softwares, a Figura 79 apresenta a diferença percentual entre o Binário produzido pelo motor nas simulações e os valores obtidos nos ensaios experimentais. No gráfico do lado esquerdo é apresentado o gráfico relativo à configuração 1F e no lado direito o gráfico relativo à configuração SP. Analisando os gráficos conseguimos perceber que a variação da diferença de Binário ocorre de forma muito semelhante em ambas as configurações, sendo que na configuração SP é significativamente menor em ambos os softwares. A maior diferença regista-se na primeira rotação calculada em ambos os softwares e configurações, pelas razões já mencionadas anteriormente, sendo bastante maior na configuração 1F. Enquanto a menor diferença é registada na rotação de Potência máxima, as 5000 rotações por minuto.

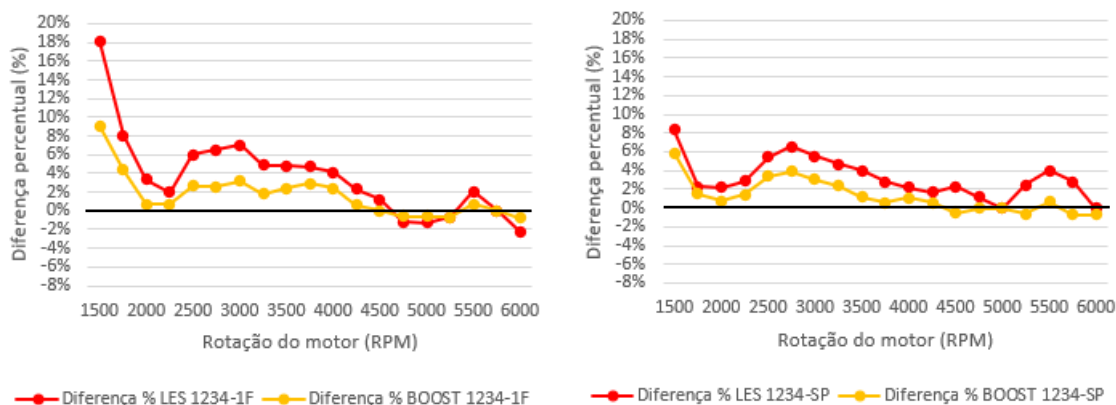


Figura 79 Diferença percentual de Binário entre ambos os softwares e os ensaios experimentais em cada uma das configurações

De modo geral as simulações realizadas no *Boost* permitiram reduzir a diferença existente para os ensaios experimentais, comparando com o *LES*. Assim, omitindo a diferença às 1500 rpm, na configuração 1F conseguimos reduzir a média da diferença percentual de Binário de 2,9% para 1,2%, enquanto na configuração SP a redução foi dos 2,9% para 1,0%.

6.4.2. Ondas de pressão e caudal mássico (admissão, cilindro, escape)

Numa fase inicial desta análise foi efetuada uma comparação entre os parâmetros obtidos em cada um dos quatro cilindros em ambos os softwares. Esta análise permite verificar se os softwares conseguem simular com exatidão o funcionamento homogêneo do motor entre os vários cilindros. Depois de analisadas as diferenças entre os cilindros foi escolhido um que será analisado mais profundamente permitindo avaliar o desempenho de cada um dos softwares.

6.4.2.1. Análise de diferenças entre cilindros

Para efetuar a comparação entre os vários cilindros será usada a pressão atingida no interior dos cilindros e o caudal de massa de ar admitido por cada um deles. Em todos os gráficos os resultados do *LES* serão apresentados com uma linha contínua e os do *Boost* com uma linha picotada.

A Figura 80 apresenta os valores obtidos em ambos os softwares com a configuração 1F às 2250 rpm, enquanto a Figura 81 apresenta os resultados da configuração SP às 5000 rpm.

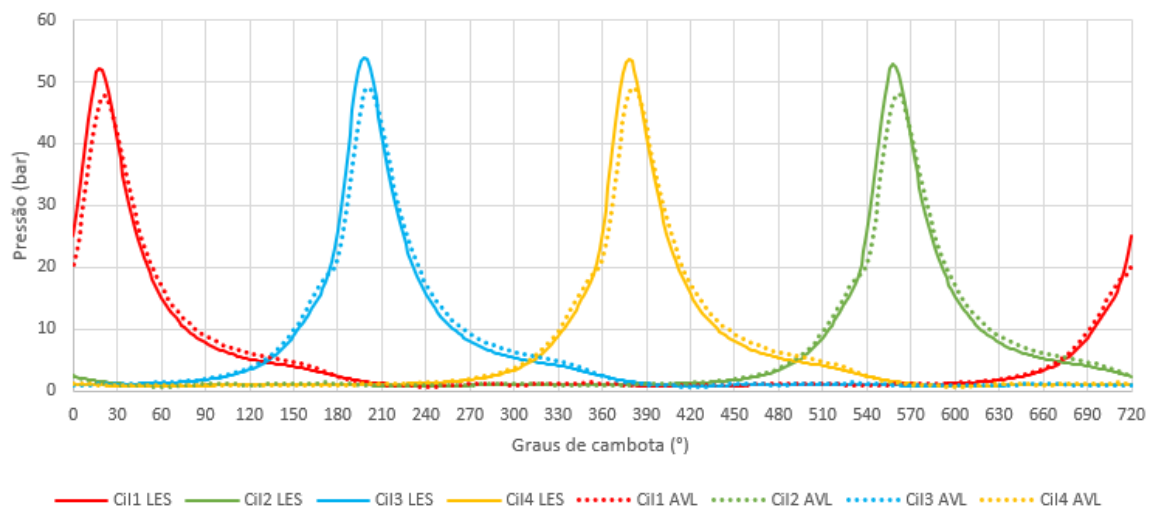


Figura 80 Pressão no interior dos cilindros da configuração 1F às 2250 rpm

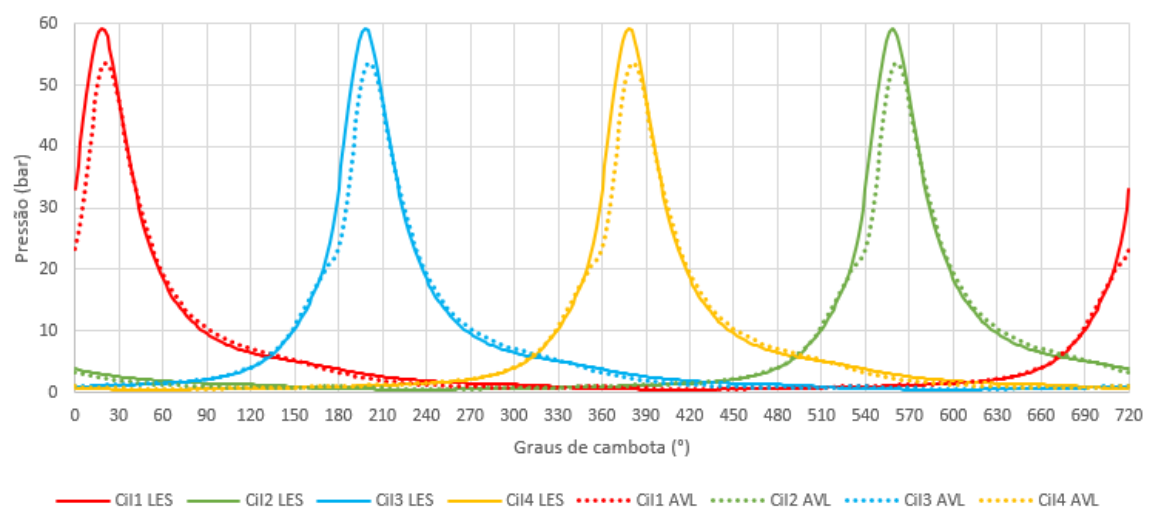


Figura 81 Pressão no interior dos cilindros da configuração SP às 5000 rpm

Na gama de rotação mais baixa em estudo os dois softwares obtiveram no primeiro cilindro o valor mais baixo de pressão, apesar de forma ligeira. Às 5000 rpm os resultados foram muito semelhantes entre os quatro cilindros.

Através da Figura 82 podemos ver o caudal de massa de ar admitido por cada um dos cilindros e verificar que o fluxo de gases em ambos os softwares é algo distinto.

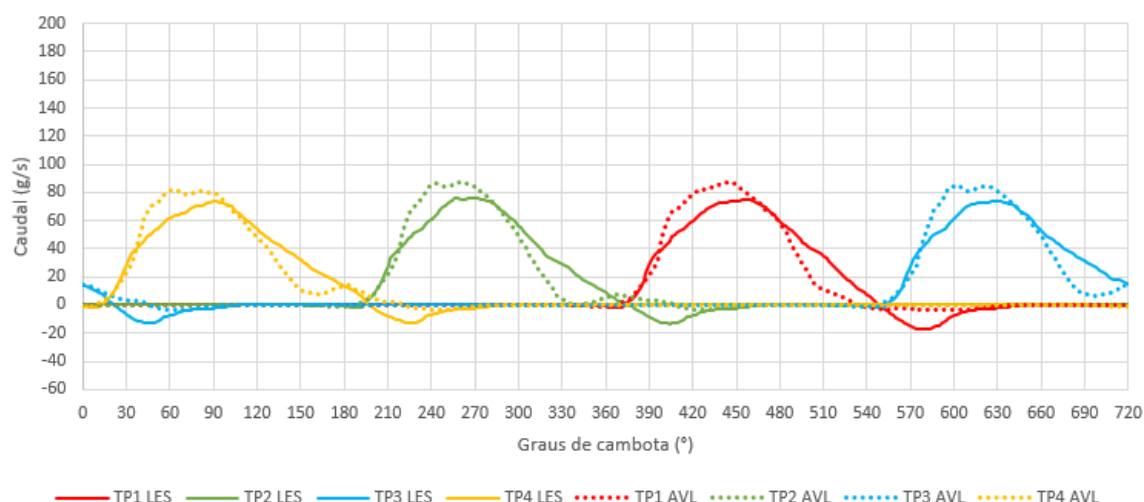


Figura 82 Caudal de massa de ar admitido em cada um dos cilindros da configuração 1F às 2250

Devido à diferença existente referida anteriormente entre os softwares, foi calculado o valor total de massa de ar admitida por cada um dos quatro cilindros em cada ciclo. Deste modo podemos verificar com maior exatidão as diferenças existentes entre cilindros nos dois softwares. A Tabela 5 apresenta os resultados obtidos nos cálculos efetuados.

Tabela 5 Caudal de massa de ar admitido num ciclo em cada um dos cilindros da configuração 1F às 2250 rpm

	LES [g/ciclo]	AVL [g/ciclo]	Diferença Percentual [%]
CIL1	0,51922	0,54769	5,48
CIL2	0,52568	0,55174	4,96
CIL3	0,53905	0,56627	5,05
CIL4	0,53442	0,56307	5,36

Como apresentado na Figura 77, o *LES* obteve um binário superior ao *Boost* a esta rotação com esta configuração (154 Nm e 152 Nm, respetivamente). Apesar de ter cerca de 5% mais de massa de ar admitida o *Boost* obteve um binário ligeiramente inferior ao *LES*. Este facto pode ser explicado, por exemplo, por mais perdas por bombagem no interior do cilindro.

Os valores de massa de ar calculados estão de acordo com os valores de pressão nos cilindros analisados anteriormente, sendo novamente menores no *AVL Boost*. Em ambos os casos o primeiro cilindro foi o que admitiu a menor quantidade de ar e consequentemente o que atingiu menor pressão no seu interior. No *AVL Boost* destaca-se novamente a maior diferença existente entre o primeiro cilindro e os restantes.

Às 5000 rpm o comportamento do caudal de massa de ar aproxima-se entre os dois softwares, obtendo valores máximos e mínimos bastantes semelhantes como podemos comprovar pela Figura 83. Também o comportamento relativo ao caudal de massa de ar entre todos os cilindros ficou muito mais homogêneo, tal como aconteceu com a pressão.

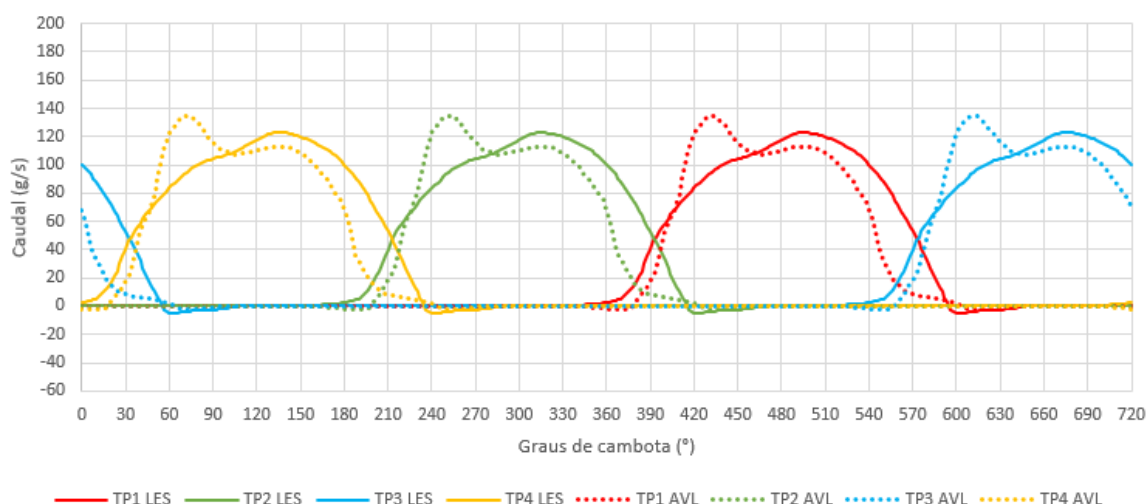


Figura 83 Caudal de massa de ar admitido em cada um dos cilindros da configuração SP às 5000 rpm

Como esperado através do que verificámos na Figura 83, a Tabela 6 confirma uma maior quantidade de massa de ar admitida no *LES* em relação ao *AVL Boost* e também a grande proximidade entre os quatro cilindros.

Tabela 6 Caudal de massa de ar admitido num ciclo em cada um dos cilindros da configuração SP às 5000 rpm

	LES [g/ciclo]	AVL [g/ciclo]	Diferença Percentual [%]
CIL1	0,61500	0,54140	-11,97
CIL2	0,61497	0,54162	-11,93
CIL3	0,62174	0,54660	-12,09
CIL4	0,61528	0,54143	-12,00

Com a configuração SP, às 5000 rpm, os dois softwares obtiveram exatamente o mesmo valor de binário. Como pode ser verificado pelo gráfico do lado direito da Figura 79. Neste caso, apesar da diferença de 12% a menos no caudal de massa de ar admitido num ciclo em relação ao *LES* o *Boost* conseguiu obter o mesmo binário.

Na subsecção seguinte será analisado com maior pormenor vários parâmetros relativos ao primeiro cilindro de cada um dos dois softwares, de forma a melhor podermos verificar as diferenças entre ambos. Mesmo tendo sido este o cilindro a obter os valores mais baixos e diferentes dos restantes nos parâmetros analisados, foi o escolhido para prosseguir a análise visto que é neste cilindro que temos um meio de comparação possível com os resultados experimentais. Em ambos os softwares o primeiro cilindro foi o que obteve os valores mais baixos em praticamente todos os parâmetros analisados, apenas no *AVL Boost* a diferença para os restantes foi por vezes maior, e por esse motivo a sua escolha não compromete a análise.

6.4.2.2. Análise do primeiro cilindro

Para analisar e comparar as simulações dos dois softwares foram usados dois parâmetros relativos ao primeiro cilindro de cada um, as ondas de pressão e o caudal de massa de ar. Estes dois parâmetros serão analisados em duas localizações chave, sendo elas os tubos primários de admissão e os tubos primários de escape, imediatamente a montante da válvula de admissão e a jusante da válvula de escape.

A Figura 84 apresenta-nos o comportamento das ondas de pressão no tubo primário (imediatamente a montante da válvula de admissão) do cilindro nº1 da configuração 1F a uma velocidade de rotação de 2250 rpm, onde detetamos maiores oscilações de pressão no *AVL Boost* quando comparado com o *LES*. No geral o seu comportamento é semelhante em ambos os softwares e apesar das diferenças, tanto as reflexões positivas como negativas das ondas de pressão aproximam-se na fase mais crítica do ciclo, na admissão.

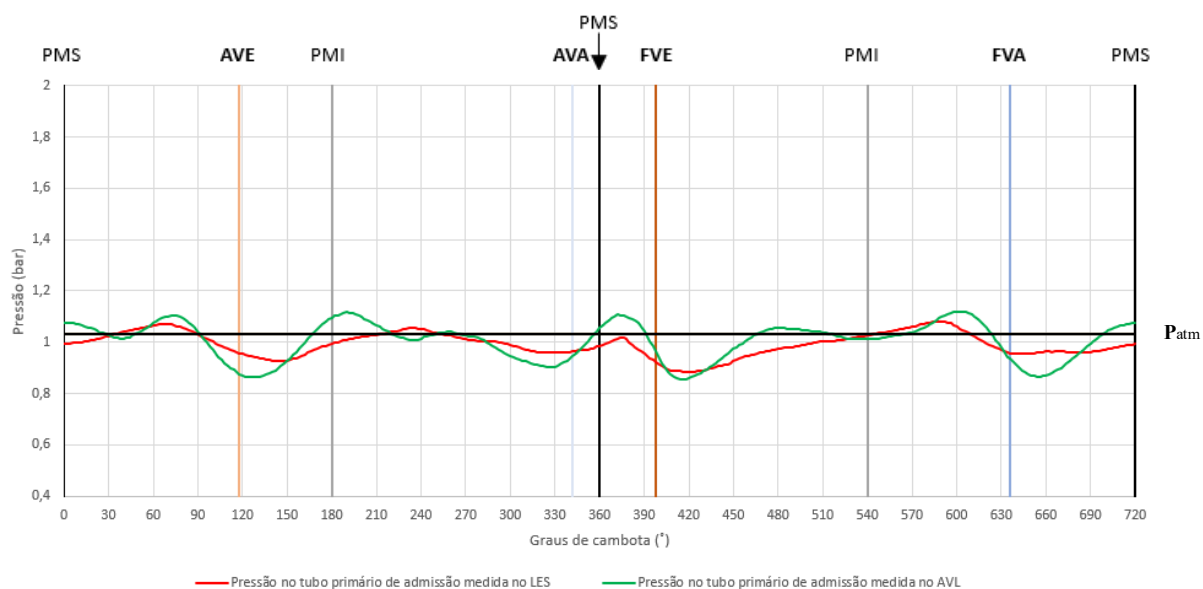


Figura 84 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm

Numa rotação de funcionamento mais elevada verificou-se, como esperado, uma diminuição do número de reflexões da onda. Como já aconteceu anteriormente a semelhança entre ambos os softwares também aumentou com o aumento da rotação.

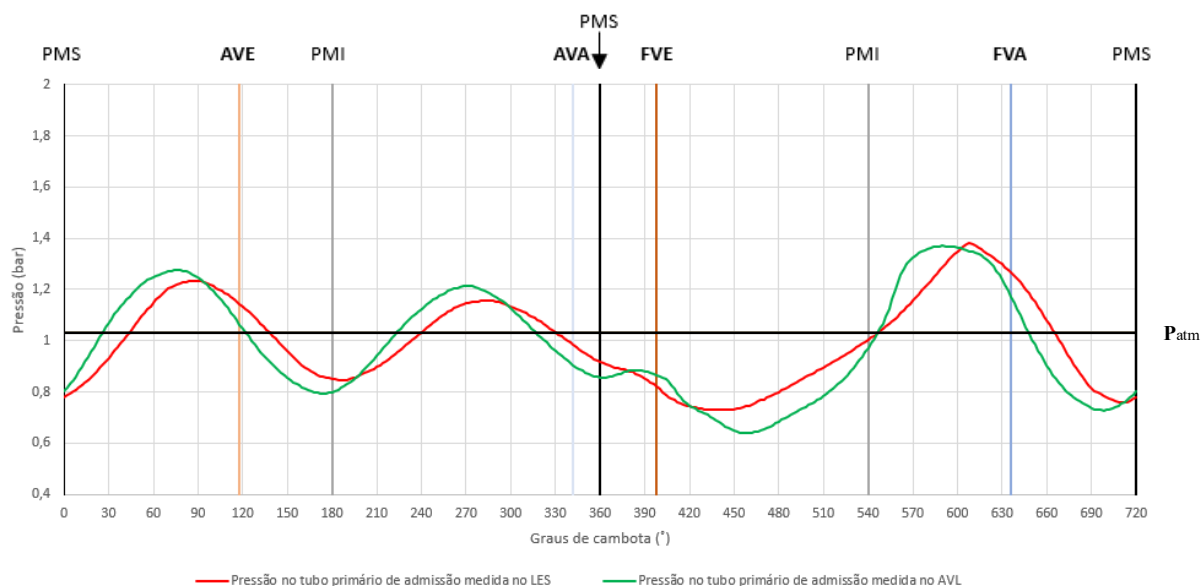


Figura 85 Pressão nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm

No momento do cruzamento de válvulas é benéfico que se verifique uma pressão o mais elevada possível no interior dos tubos primários de admissão, de modo que no fecho da válvula de escape não exista retorno dos gases do interior do cilindro para a admissão, como referido na secção 2.5. Em qualquer uma das duas situações analisadas isso não se registou o que deverá levar a que se verifique o retorno indesejado dos gases à admissão. No fecho da válvula de admissão seria desejável que este fosse simultâneo com o momento de inversão da onda de pressão, devendo o fecho da válvula acontecer exatamente no pico positivo de pressão existente. Nas situações analisadas este pico ocorre ligeiramente antes do fecho da válvula, existindo novamente um retorno de gases à admissão. Analisando a Figura 89 podemos verificar este facto, com a aproximação do fecho da válvula de admissão ocorreu alguma estagnação no caudal de massa de ar admitido no *Boost* e uma ligeira inversão do fluxo de gases no *LES*.

Enquanto na abertura e fecho da válvula da admissão se pretende atingir um pico máximo de pressão, com a válvula de escape ocorre o inverso. Para um melhor escoamento dos gases no interior do motor devem existir picos negativos de pressão nos momentos de abertura e fecho da válvula de escape, como referido na secção 2.5.

Através da Figura 86 observa-se o comportamento das ondas de pressão no interior dos tubos primários de escape da configuração 1F às 2250 rpm. Verifica-se que existe um pico negativo de pressão antes da abertura da válvula de escape, mas o mesmo não ocorre antes do seu fecho. A simulação das ondas nos dois softwares pode considerar-se semelhante, sendo que no *AVL Boost* existe sempre alguma antecipação em relação ao *LES* durante todo o ciclo, tanto na admissão como no escape.

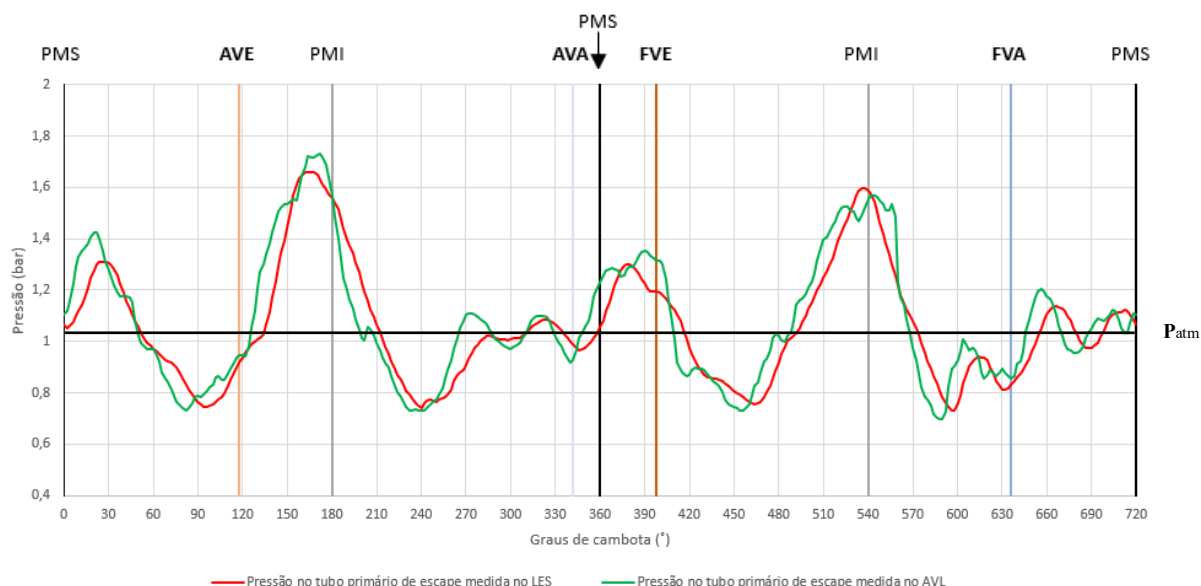


Figura 86 Pressão nos tubos primários de escape da configuração 1F às 2250 rpm

Com o aumento da velocidade de rotação do motor existe uma melhoria significativa do comportamento das ondas de pressão em análise, como apresenta a Figura 87. A abertura da válvula de escape ocorre no momento exato para otimizar o desempenho do motor, no entanto no momento do seu fecho era desejável que a pressão nesse instante fosse inferior. Neste exato momento antecipar o fecho da válvula de escape traria benefícios para o desempenho do motor, nesta rotação.

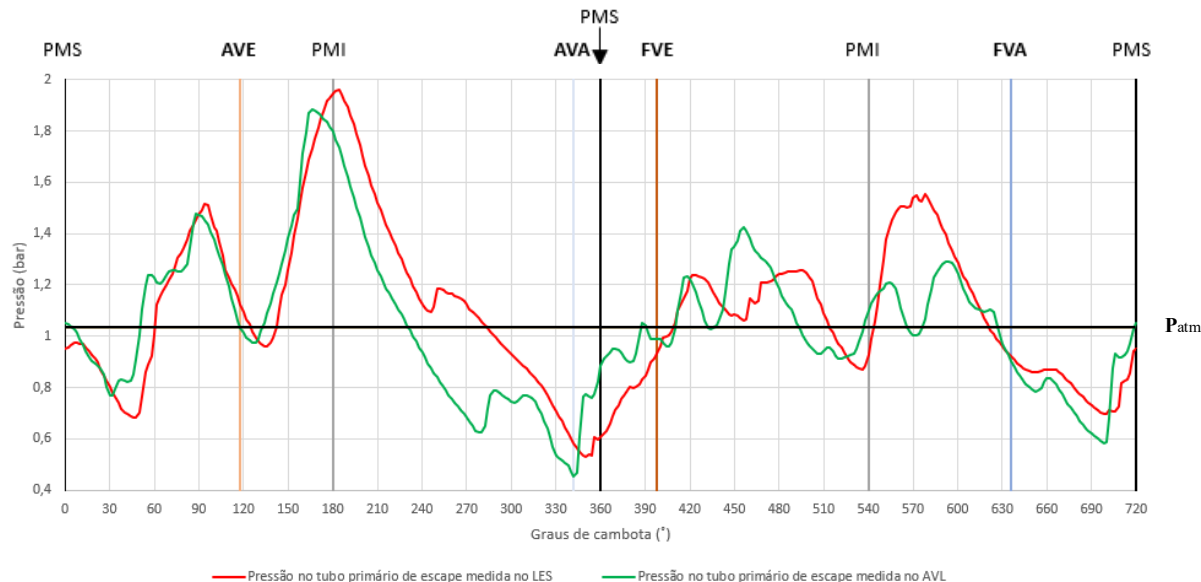


Figura 87 Pressão nos tubos primários de escape da configuração SP às 5000 rpm

A existência de mínimos de pressão nestes dois momentos relativos à válvula de escape permite que quando esta abre e fecha exista uma maior saída dos gases de escape do interior do cilindro e com isso uma melhor lavagem do mesmo. No momento do cruzamento de válvulas a pressão alta nos tubos primários de admissão e a pressão baixa nos de escape é o principal fator para que exista uma boa lavagem do cilindro e consequente aumento de performance do motor.

Através das figuras seguintes e da análise das curvas de caudal de admissão e escape iremos conseguir comprovar algumas das conclusões retiradas das análises já efetuadas às ondas de pressão.

Na Figura 88 é possível verificar que nos instantes que sucedem a abertura da válvula de admissão ambos os softwares apresentam um subtil retorno de gases do cilindro para o sistema de admissão. Ao aproximar-se o fecho da válvula de admissão o *Boost* registou uma estagnação do caudal de massa de ar admitido, a partir dos 540° aproximadamente, com uma ligeira inversão do fluxo dos gases. Já o *LES* apresentou uma inversão do fluxo de gases bastante mais significativa, no entanto como podemos confirmar na Figura 77 conseguiu um valor de binário mais elevado do que o *Boost*, com 154 Nm contra 152 Nm respetivamente.

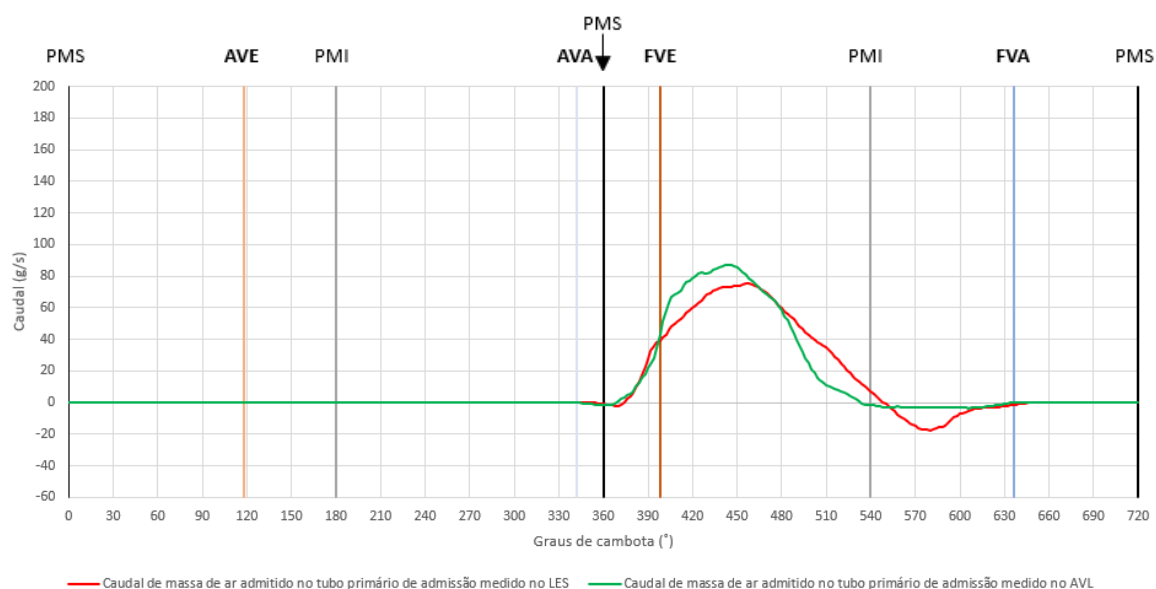


Figura 88 Caudal de massa de ar nos tubos primários de admissão da configuração 1F às 2250 rpm

A inversão de ar admitido do cilindro para o sistema de admissão, reduziu com o aumento da rotação do motor e o retorno de gases foi significativamente menor no momento do FVA. Na AVA este fenómeno foi quase nulo no *LES*, apesar de no *AVL Boost* também ter sido baixo, como vemos na Figura 89. Apesar de ser o *Boost* que apresenta o pico máximo de caudal de massa de ar admitido mais elevado neste gráfico, pelos valores apresentados na Tabela 6, podemos verificar que o *LES* tem uma maior quantidade de massa de ar admitida por ciclo.

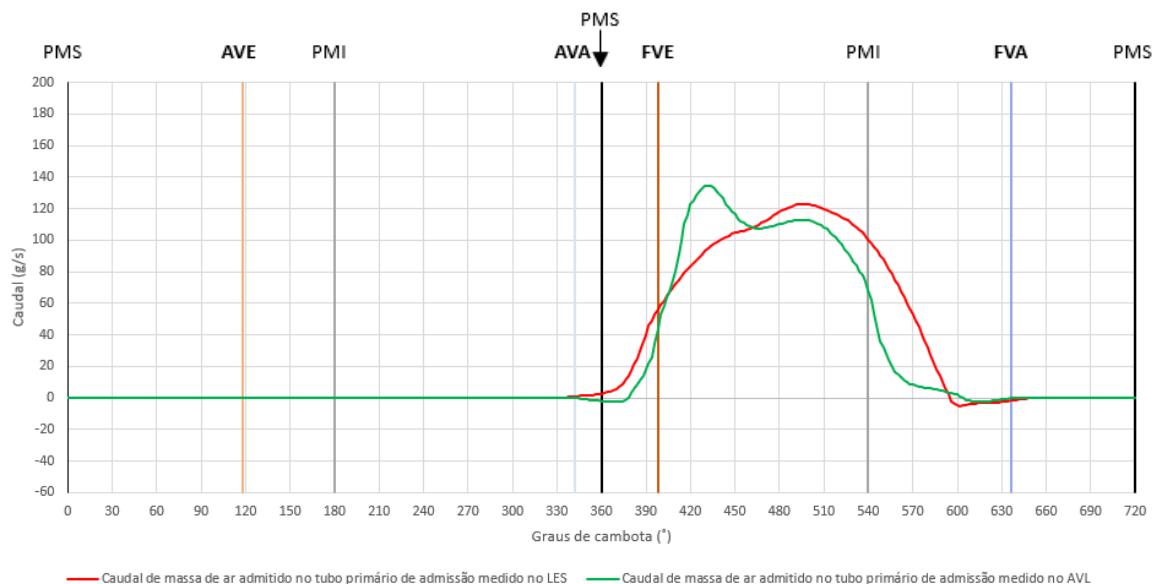


Figura 89 Caudal de massa de ar nos tubos primários de admissão da configuração SP às 5000 rpm

Nos tubos primários de escape as diferenças de comportamento dos caudais de massa de ar entre os dois softwares acentuaram-se tal como já tinha acontecido com as ondas de pressão. No período em que a válvula de escape se manteve aberta as oscilações registadas foram mais acentuadas no *AVL Boost*, enquanto no restante ciclo este software praticamente não registou qualquer fluxo de gases, como apresentam de seguida a Figura 90 e a Figura 91.

A Figura 90 mostra-nos o fluxo de gases nos tubos primários de escape (imediatamente a jusante da válvula de escape) da configuração 1F às 2250 rpm e através dela podemos verificar algumas diferenças entre os valores simulados pelos softwares. Apesar de ligeiramente antecipado o primeiro pico máximo de caudal do *AVL Boost* foi bastante próximo do *LES*, no entanto depois disso surgem as maiores diferenças entre ambos. Enquanto o *AVL Boost* regista uma inversão do fluxo de gases (perto dos 220° de cambota), o *LES* apenas regista uma diminuição desse mesmo fluxo (sensivelmente aos 270°) sem significado para ocorrer inversão. Depois destes dois momentos volta a existir um aumento do fluxo de gases no interior dos tubos primários, sendo que no *AVL Boost* este aumento foi maior. Este facto faz com que, em termos globais, a massa de gases expulsos do interior do cilindro para o escape em ambos os softwares sejam semelhantes.

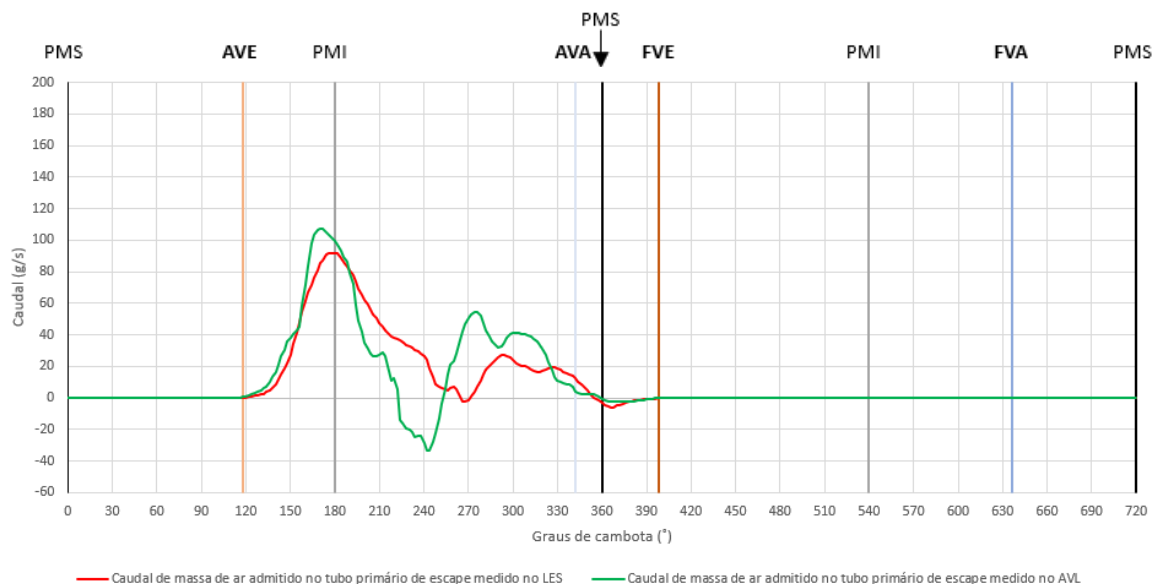


Figura 90 Caudal de massa de ar nos tubos primários de escape da configuração 1F às 2250 rpm

Apesar de menores, também existiram diferenças, apresentadas na Figura 91, entre os softwares na simulação da configuração SP às 5000 rpm. Numa fase inicial o *AVL Boost* obteve um caudal mais elevado do que o *LES*, até perto dos 210° de cambota, e a partir desse momento foi sempre inferior até ao momento do FVE. Neste caso, ignorando o fluxo residual registado durante todo o ciclo no *LES*, podemos afirmar que não existiu qualquer inversão do fluxo de gases no interior dos tubos primários de escape em qualquer um dos softwares.

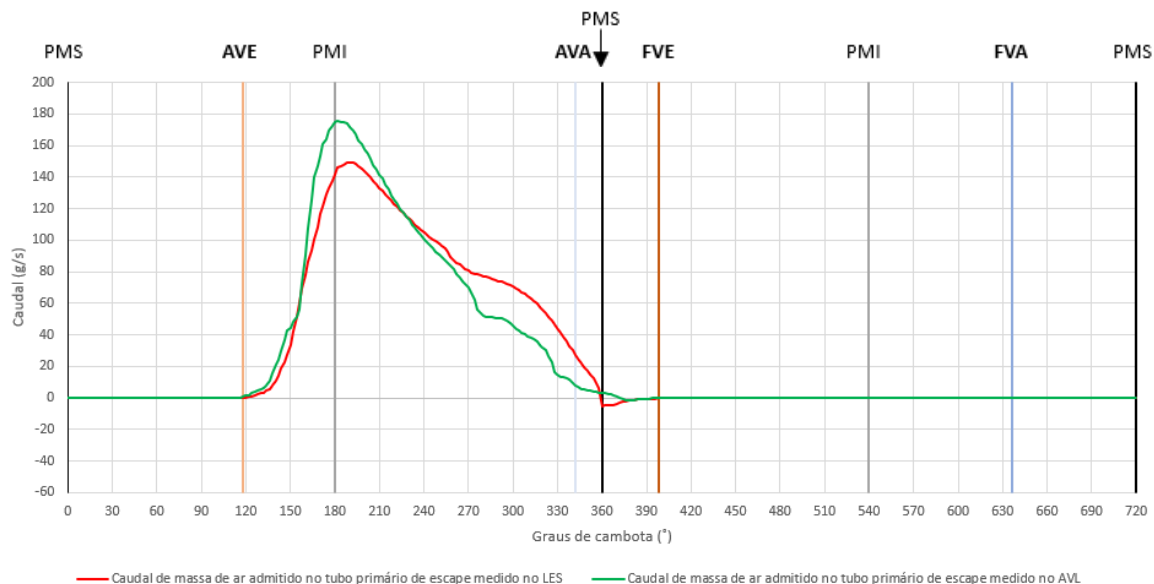


Figura 91 Caudal de massa de ar nos tubos primários de escape da configuração SP às 5000 rpm

7. Conclusões

Este trabalho teve como principal objetivo avaliar comparativamente os softwares *LES* e *AVL Boost* na modelação e simulação do funcionamento de um motor de ignição por faísca, de modo a determinar a sua adequação no contexto do ensino da modelação e simulação de motores no Mestrado em Engenharia Automóvel.

Com base nos resultados obtidos, foi possível verificar que ambos os softwares têm uma boa capacidade de reproduzir o comportamento global do motor, nomeadamente ao nível do binário, da variação de pressão na admissão e no escape, da massa de ar admitida e gases expulsos. A comparação com os dados experimentais demonstrou que o *Boost* apresenta uma melhor aproximação aos valores de binário, principalmente a partir de médios regimes de funcionamento do motor. Pelo contrário, o *LES* mostrou elevada capacidade na representação das ondas de pressão e caudal nos sistemas de admissão e escape. Com exceção da pressão no tubo terciário de escape em gamas de rotação mais elevadas, como demonstrado para a configuração SP às 5000 rpm.

Em relação à complexidade de utilização, o *LES* tem uma estrutura de modelação mais simples e direta, exigindo um menor número de parâmetros de entrada e permitindo uma implementação mais rápida de modelos básicos. O *Boost*, por outro lado, necessita de uma caracterização mais detalhada dos componentes do motor e definição de mais parâmetros, o que implica maior demora na construção inicial do modelo. Contudo, essa maior complexidade resulta numa maior versatilidade e facilidade de utilização numa fase mais avançada do processo de modelação e simulação. Torna o processo de otimização, e consequentes alterações sucessivas, mais simples e isento de erros quando comparado com o *LES*. Também ao nível da visualização e análise de resultados o *Boost* apresenta alguma vantagem relativamente ao *LES*. Por exemplo, oferecendo a possibilidade de visualização de diversos parâmetros em cada um dos componentes de forma direta e a medição de parâmetros em qualquer ponto de um componente através da utilização dos “Measuring Points”, como por exemplo a meio de um tubo de admissão ou escape. Enquanto no *LES* é necessário dividir esse mesmo tubo em dois, de modo a efetuar a medição pretendida a meio na sua ligação e aumentado consequentemente a complexidade do modelo.

Outro dos objetivos deste trabalho consistia em avaliar a pertinência da substituição do software *LES* pelo *AVL Boost* nas unidades curriculares do Mestrado em Engenharia Automóvel. Deste modo, os resultados obtidos demonstram que o *Boost* reúne as condições necessárias para essa substituição. A sua melhor interface gráfica, estrutura modular e ampla utilização em contexto industrial tornam-no uma ferramenta particularmente relevante no contexto do ensino, permitindo aos estudantes o contacto com metodologias e ferramentas próximas das utilizadas no desenvolvimento de motores em ambiente profissional. Apresenta também a vantagem da capacidade de integração com outros módulos do ecossistema *AVL*, nomeadamente o *AVL Fire*, para simulações tridimensionais de dinâmica de fluidos (CFD), e o *AVL Cruise*, para a análise do comportamento global do veículo e do sistema de transmissão. Esta capacidade de integração permite a realização de estudos multidisciplinares, desde o escoamento local no interior do motor até ao desempenho global

do veículo, constituindo uma mais valia no contexto do ensino, ao proporcionar uma abordagem mais completa e alinhada com as metodologias usadas na indústria automóvel atual.

Apesar dos resultados obtidos apresentarem boa proximidade entre as simulações e os dados experimentais, o presente trabalho apresenta, naturalmente, algumas limitações. A validação dos modelos baseou-se essencialmente em parâmetros globais e em medições de pressão em pontos específicos, não tendo sido possível medir grandezas locais como a pressão no interior dos cilindros, por exemplo. Adicionalmente, algumas simplificações dos modelos e utilização de parâmetros estimados poderão ter influenciado os resultados. A análise detalhada dos parâmetros foi realizada apenas para dois regimes de funcionamento do motor e apenas uma rotação por configuração, de forma a encontrar um equilíbrio entre o nível de detalhe e a extensão do trabalho. A análise de mais regimes de funcionamento permitiria o aumento da abrangência deste trabalho. Deste modo, e como continuidade deste trabalho poderá sugerir-se o aprofundamento da validação dos modelos através da medição de grandezas locais e a extensão da análise a diferentes regimes de funcionamento e níveis de carga. A integração dos modelos com os outros módulos referidos do ecossistema *AVL*, permitiriam expandir a análise ao nível do escoamento tridimensional e do desempenho global do veículo. Por fim, a aplicação da metodologia usada a outros motores ou configurações possibilitaria avaliar a robustez das conclusões obtidas.

Bibliografia

1. AVL List GmbH. (2022a). *AVL BOOST™ Gas Dynamics Simulation Software: Theory Guide* (R2022.1). AVL List GmbH.
2. AVL List GmbH. (2022f). *AVL CRUISE™ M documentation* (R2022.1). AVL List GmbH.
3. AVL List GmbH. (2022e). *AVL FIRE™ M documentation* (R2022.1). AVL List GmbH.
4. AVL List GmbH. (2022d). *1-cylinder Gasoline Engine Model* (R2022.1). AVL List GmbH.
5. AVL List GmbH. (2022c). *BOOST Examples* (R2022.1). AVL List GmbH.
6. AVL List GmbH. (2022b). *BOOST User Guide* (R2022.1). AVL List GmbH.
7. Bell, A. G. (1998). *Four-Stroke Performance Tuning* (2nd ed.). Haynes Publishing.
8. Benson, R. S. (1982). *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines* (Vol. 1). Oxford University Press.
9. Blair, G. P. (1999). *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*. Society of Automotive Engineers (SAE).
10. Burke, R. D., Burke, K. A., Chappell, E. C., Gee, M., & Williams, R. (2018). *A novel use of multivariate statistics to diagnose test-to-test variation in complex measurement systems*. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.059>
11. Cummins, C. L. (1993). *Internal fire: The internal combustion engine, 1673-1900*. Carnot Press.
12. Earnshaw, S. (1860). On the mathematical theory of sound. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 150, 133-148.
13. Fonseca Pereira, J. C. (2011). *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis* [Dissertação de Mestrado, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa].
14. Gajbhiye, R. K., & Gupta, S. K. (2016). *Review of exhaust system of an automobile*. ResearchGate. https://www.researchgate.net/figure/Automotive-exhaust-system-components-1_fig1_301242935
15. Ganesan, V. (2012). *Internal Combustion Engines* (4th ed.). McGraw Hill Education.
16. Gupta, H. N. (2012). *Fundamentals of Internal Combustion Engines* (2nd ed.). PHI Learning.

17. Guzzella, L., & Onder, C. H. (2010). *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems* (2nd ed.). Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
<https://doi.org/10.1007/978-3-642-10775-7>
18. Heisler, H. (1995). *Advanced engine technology*. Butterworth-Heinemann.
19. Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals* (2.^a ed.). McGraw-Hill Education.
20. Karst, D., Gnielka, M., Gossweiler, C., Schnepf, M., von Berg, J., Wolfer, P., & Burkhardt, C. (2003). *Optimization of gas exchange by a suitable combination of pressure indicating, analysis and simulation*. In 9th Symposium "The Working Process of the Internal Combustion Engine". Graz University of Technology.
21. MoTeC. (2004). *M4 M48 M8 User Manual: Engine Management & Data Acquisition Systems*. MoTeC Pty Ltd.
22. Noesis Solutions. (2023). *Challenges are Manifold: Optimizing Intake Manifolds for Performance and Efficiency*. Noesis Solutions.
<https://www.noessolutions.com/cases/challenges-are-manifold>
23. Nuclear-Power.com. (n.d.). *Otto Cycle – PV, TS Diagrams*. Recuperado de <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/otto-cycle-otto-engine/otto-cycle-pv-ts-diagram/>
24. Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Editorial Reverté / Universitat Politècnica de València.
25. Pearson, R. J., Bassett, M. D., Fleming, N. P., & Rodemann, T. (2002). *Lotus Engineering Software - An Approach to Model-Based Design*. The 2002 North American ADAMS Conference. Lotus Engineering.
26. Ribeiro, B. (2012). *Análise da eficiência de um motor de combustão interna* [Dissertação de Mestrado, Instituto Superior de Engenharia do Porto]. CORE.
<https://core.ac.uk/download/pdf/42955825.pdf>
27. Robert Bosch GmbH. (2022). *Bosch Automotive Handbook* (11th ed.). Wiley.
28. Skill-Lync. (2021, 14 de outubro). *Simulating a SI four-cylinder engine in GT-Power and comparing its output with the actual data-sheet of that engine*. Skill-Lync.
<https://skill-lync.com/student-projects/Simulating-a-SI-four-cylinder-engine-in-GT-Power-and-comparing-its-output-with-the-actual-data-sheet-of-that-engine-23510>

29. Srivastava, A. K., Goering, C. E., Rohrbach, R. P., & Buckmaster, E. D. (2006). *Engineering Principles of Agricultural Machines* (2nd ed.). American Society of Agricultural and Biological Engineers.
30. Stone, R. (2012). *Introduction to internal combustion engines* (4.^a ed.). Palgrave Macmillan.
31. Winterbone, D. E., & Pearson, R. J. (2000). *Theory of Engine Manifold Design: Wave Action Methods for IC Engines*. Professional Engineering Publishing.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Anexos

Anexo A Caracterização geométrica do motor

Neste anexo são apresentados todos os dados relativos à caracterização geométrica efetuada ao motor. Dados estes relevantes para a caracterização completa do motor em ambos os softwares.

Tabela 7 Características do bloco do motor com base em medições experimentais e a fonte (112)

Bloco do motor		
Designação	Símbolo	Valor
Curso do pistão	l_c	76.9 mm
Diâmetro do cilindro	D_c	90.8 mm
Diâmetro do pistão		90.3 mm
Cilindrada total	V	1994 cc
Câmara de combustão	--	Em cunha (Wedge-shaped)
Percurso do fluxo	--	Crossflow
Cilindrada unitária	V_c	498.5 cc
Secção transversal do cilindro	A_c	6478 mm ²
Volume da câmara de combustão	V_{cc}	5.91x10 ⁻⁵ m ³
Volume médio do cilindro $(V_c/2)+V_{cc}$	V_{mc}	3.0831 x10 ⁻⁴ m ³
Razão de compressão	r_c	9.4:1
Comprimento da biela	--	127 mm
“offset” do cavilhão	--	2.8 mm
Altura da junta de cabeça comprimida	--	1.4 mm
Área da coroa do pistão	--	6404 mm ²
Projecção do pistão no PMS	--	0 mm
Peso da biela	--	0.641 kg
Peso do cavilhão	--	0.158 kg
Diâmetro das chumaceiras de apoio da cambota	--	57.5 mm
Comprimento das chumaceiras de apoio da cambota	--	23.4 mm
Número de chumaceiras de apoio da cambota	--	5
Diâmetro das chumaceiras de apoio das bielas	--	52.0 mm
Comprimento das chumaceiras de apoio das bielas	--	18.0 mm
Lubrificante recomendado	--	20W50

Tabela 8 Características da cabeça do motor com base em medições experimentais

Cabeça do motor		
Designação	Símbolo	Valor
Válvulas e sedes de admissão		
Ângulo da sede das válvulas	β	45°
Diâmetro da haste das válvulas	d_h	9 mm
Diâmetro da cabeça das válvulas de admissão	d_v	42 mm
Diâmetro da garganta das válvulas de admissão	d_g	36 mm
Válvulas e sedes de escape		
Ângulo da sede das válvulas	β	45°
Diâmetro da haste das válvulas	d_h	9 mm
Diâmetro da cabeça das válvulas de escape	d_v	36 mm
Diâmetro da garganta das válvulas de escape	d_g	30 mm
Árvore de cames		
Diâmetro das chumaceiras de apoio da árvore de cames	---	45 mm
Comprimento das chumaceiras de apoio da árvore de cames	---	17 mm

Tabela 9 Dimensões dos componentes do sistema de admissão da configuração equivalente ao sistema de admissão original do motor (1234-1F)

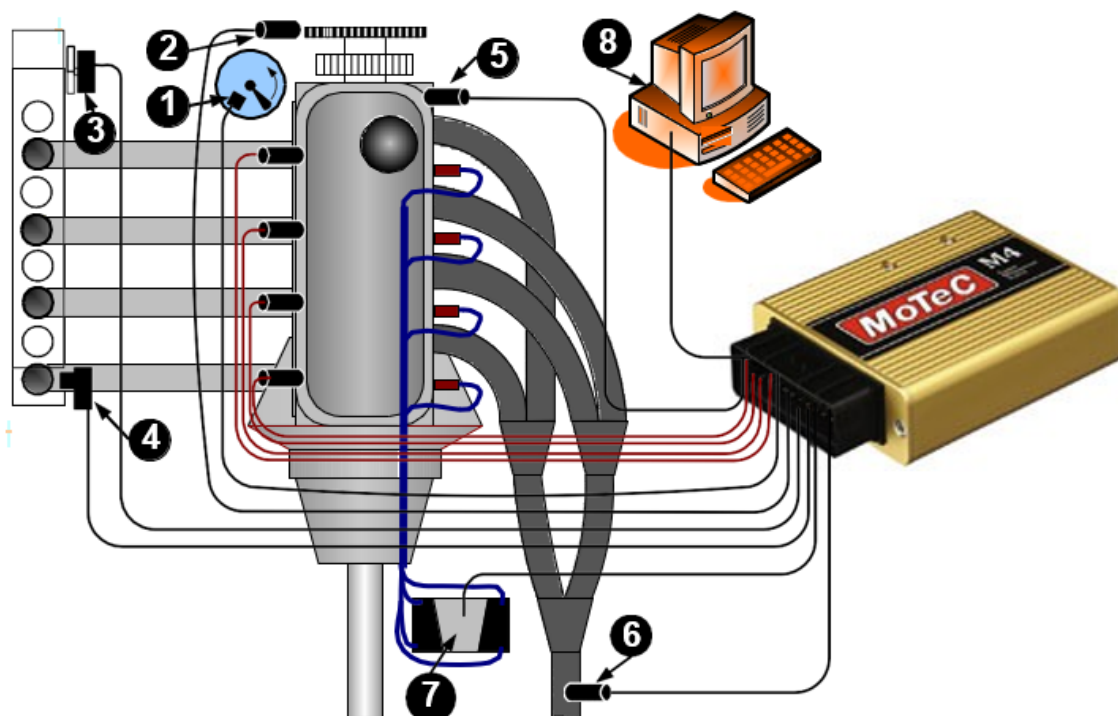
Sistema de admissão original		
Designação	Símbolo	Valor
Comprimento dos tubos primários	l_p	556 mm
Diâmetro dos tubos primários	d_p	38 mm
Comprimento dos tubos secundários	l_s	360 m
Diâmetro dos tubos secundários	d_s	60 m
Secção transversal dos tubos primários	A_p	1134 mm ²
Secção transversal dos tubos secundários	A_s	2827 mm ²
Volume da câmara de <i>plenum</i> (1234-1F)	V_p	1.3 x10 ⁻³ m ³
Número de tubos primários	Z_1	4
Número de tubos secundários	Z_2	1
Número de cilindros não envolvidos no processo de admissão	n_c	3

Anexo B Ensaios e resultados experimentais

Este anexo apresenta algumas figuras e informações complementares relativos aos ensaios experimentais utilizados para a realização deste trabalho.

Unidade de injeção e ignição eletrônica

A Figura 92 apresenta o sistema de gestão eletrônica utilizado com indicação da localização de diversos sensores e atuadores do motor.



	Sensor/actuador	Referência
1	Sensor de referência no distribuidor (PMS do motor)	Honeywell GT1(ver 5.3.2)
2	Sensor de velocidade e posição da cambota;	Bosch 0 261 210 151
3	Posição da guilhotina (TPS);	Vishay Spectral Model 971-0002
4	Temperatura do ar de admissão	Bosch NTC 0 280 130 039
5	Temperatura do líquido de refrigeração do motor;	Bosch NTC 0 280 130 026
6	Sonda de oxigênio.	Bosch 0 280 006 338
7	Bobine de ignição	TEMIC 032 905 106B (VW)
8	PC para controlo de parâmetros	N/a
9	Injetores de combustível	Bosch 0280 150 803
10	Velas de ignição	Motorcraft BF 32

Figura 92 Esquema simplificado da ligação da unidade de gestão eletrônica Motec M4 e respectivos sensores e atuadores. Configuração 1234-SP

Fonte: Fonseca Pereira, J. F. R., *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão variável para motores de veículos automóveis*

Caracterização geométrica da cabeça do motor

A Figura 93 mostra o modelo computacional que representa a câmara de combustão e que foi necessário para o cálculo da área da mesma. Já a Figura 94 tem representado o modelo efetuado em silicone das condutas e portas de admissão e escape, este modelo teve particular relevância na medição de todas as dimensões relativas a estes componentes internos da cabeça do motor.



Figura 93 *Modelo computacional da câmara de combustão*



Figura 94 *Modelo em silicone das portas de admissão e escape e da câmara de combustão*

Fonte: Fonseca Pereira, J. F. R., Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão variável para motores de veículos automóveis

Deteção do ponto morto superior



Figura 95 *Distribuidor modificado com sensor de PMS*

Fonte: Fonseca Pereira, J. F. R., Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão variável para motores de veículos automóveis

Fluxómetro

A Figura 96 apresenta o fluxómetro utilizado e o seu funcionamento. A Tabela 10 e a Tabela 11 mostram os coeficientes de descarga das válvulas de admissão e escape obtidos através dos ensaios realizados.

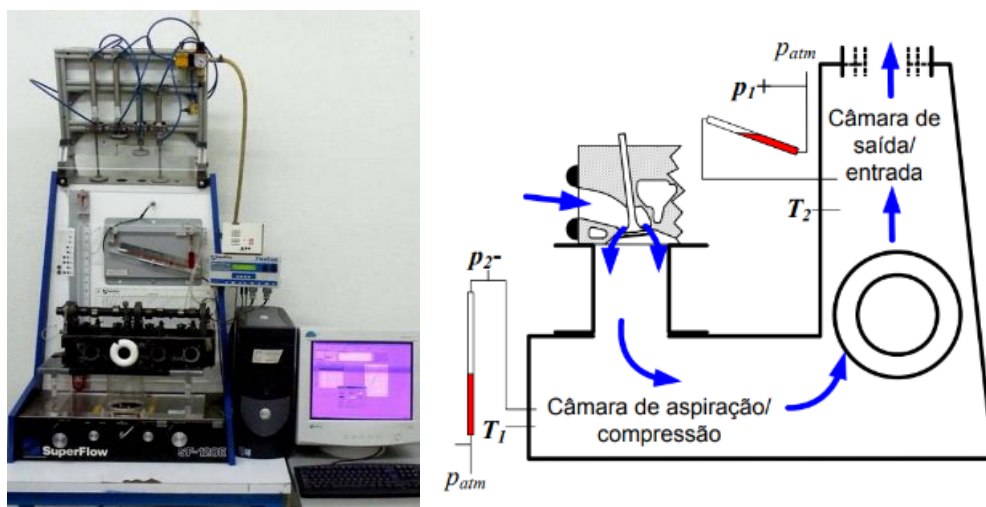


Figura 96 Fluxómetro SuperFlow SF-120

Fonte: Fonseca Pereira, J. F. R., *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão variável para motores de veículos automóveis*

Tabela 10 Coeficientes de descarga da válvula de admissão em função da relação curso/diâmetro da garganta

Valores existentes		Valores calculados para a válvula de admissão		
Curso	Área efetiva	Relação curso/diâmetro	Área da garganta	Coeficiente de descarga
c_v (mm)	A_{ef} (cm ²)	c_v/d_g	A_{gar} (cm ²)	C_d
1	0.421	0.028	9.543	0.0441
2	0.930	0.056	9.543	0.0974
3	2.323	0.083	9.543	0.2434
4	3.014	0.111	9.543	0.3159
5	3.740	0.139	9.543	0.3919
6	4.413	0.167	9.543	0.4625
7	4.890	0.194	9.543	0.5124
8	5.317	0.222	9.543	0.5572
9	5.587	0.250	9.543	0.5855
10	5.831	0.278	9.543	0.6111
11	5.975	0.306	9.543	0.6261

Tabela 11 Coeficientes de descarga da válvula de escape em função da relação curso/diâmetro da garganta

Valores existentes		Valores calculados para a válvula de escape		
Curso	Área efetiva	Relação curso/diâmetro	Área da garganta	Coeficiente de descarga
c_v (mm)	A_{ef} (cm ²)	c_v/d_g	A_{gar} (cm ²)	C_d
1	0.539	0.033	6.432	0.0839
2	0.772	0.067	6.432	0.1201
3	1.994	0.100	6.432	0.3101
4	2.668	0.133	6.432	0.4148
5	3.246	0.167	6.432	0.5046
6	3.629	0.200	6.432	0.5642
7	3.863	0.233	6.432	0.6005
8	4.010	0.267	6.432	0.6234
9	4.114	0.300	6.432	0.6395
10	4.164	0.333	6.432	0.6474
11	4.216	0.367	6.432	0.6554

Banco de ensaio de Potência



Figura 97 Banco de ensaio de Potência e veículo utilizado

Fonte: Fonseca Pereira, J. F. R., Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão variável para motores de veículos automóveis

Anexo C Caracterização do motor em LES

Este anexo pretende complementar a caracterização do motor realizada no LES. São apresentadas várias figuras com informações secundárias, mas também relevantes para a caracterização do motor, tendo sido retiradas do relatório para que este não ficasse demasiado extenso.

Steady State Test Data Wizard

Test_Standards

Select Definition Type

☐ By No. of Tests ☒ By Speed Increment

No. of Tests: 6

Min. Speed (rpm): 1500.0000

Max. Speed (rpm): 6000.0000

Speed Increment (rpm): 250.0000

Ambient Air Pressure (bar abs.): 1.0060

Ambient Air Temperature (C): 36.0000

Inlet Pressure (bar abs.): 1.0000

Inlet Temperature (C): 19.8500

Exit Pressure (bar abs.): 1.0060

Equivalence Ratio: 1.0000

Specific Humidity (kg/kg): 0.0088

Options

☐ Interpolate Existing

Apply Cancel

Figura 98 Menu "Steady State Test Data Wizard" para definição do teste em regime estacionário

Test Conditions Data

Copy Help

Number of Test Points: 21 No. 15 of 21 Test On

Label: Load Case 15 - (Created by Test Wizard) Speed (rpm): 5000.0000

Heat - Phase Heat - Period **Fuelling** Boundary Conditions Friction Solution Plotting

☒ Combustion Efficiency (0-1) ... 0.9700
☐ Mal-Distribution Factor ... 0.0100

Select Fuelling option : ☐ Trapped Air Fuel Ratio
☒ Equivalence Ratio
☐ Fuelling Specified

Cylinder Data:
Common

	Equivalence Ratio
1	1.000000
2	
3	

Copy this Data to all Tests

Figura 99 Exemplo de definição do submenu "Fuelling"

Test Conditions Data

Copy Help

Number of Test Points: 21 No. 15 of 21 Test On

Label: Load Case 15 - (Created by Test Wizard) Speed (rpm): 5000.0000

Heat - Phase Heat - Period Fuelling **Boundary Conditions** Friction Solution Plotting

Select Ambient Humidity option : ☐ Specific Humidity (kg/kg) 0.0093357
☒ Relative Humidity (0-1) 0.2500000

Ambient Air Pressure (bar abs): 1.0060 Ambient Air Temperature (C): 36.0000

Inlet Boundaries:

	Pressure (bar abs)	Temperature (C)
1	1.013000	19.850000
2		
3		

Exit Boundaries:

	Pressure (bar abs)
1	1.006000
2	
3	

Copy this Data to all Tests

Figura 100 Exemplo de definição do submenu "Boundary Conditions"

	Label	
	Fuel System	Port Injection
	Fuel Type	Gasoline
	Calorific Value (kJ/kg)	43000.0
	Density (kg/litre)	0.7500
	H/C Ratio Fuel (molar)	1.8000
	O/C Ratio Fuel (molar)	0.0000
	Molecular Mass (kg/k.mol)	114.230
	Maldistribution Factor	1.000
	Conversion Tool	

Figura 101 Menu de definição do sistema e tipo de combustível

Combustion Data

Help

Combustion Model

Type: Single Wiebe

Single Wiebe function

☒ Default A : 10.000 M : 2.000

☐ User A : 10.000 M : 3.000

Figura 102 Caracterização do modelo de combustão


Component Surface Temperature Data

Help

☒ Define Material and Coolant Properties
☐ Define Overall Thermal Resistance and Coolant Temperatures.
☐ Define Inner Wall Temperatures for Components

Material and Coolant Properties

Material
Coolant Temp
Wall/Coolant HTC
Wall Thickness

Cylinder Data:
Common

Head:
User Defined

Liner:
User Defined

Coolant Temp. (C)
90.000

Coolant Temp. (C)
90.000


Component Surface Temperature Data

Help

☒ Define Material and Coolant Properties
☐ Define Overall Thermal Resistance and Coolant Temperatures.
☐ Define Inner Wall Temperatures for Components

Material and Coolant Properties

Material
Coolant Temp
Wall/Coolant HTC
Wall Thickness

Cylinder Data:
Common

Head:
User Defined

Liner:
User Defined

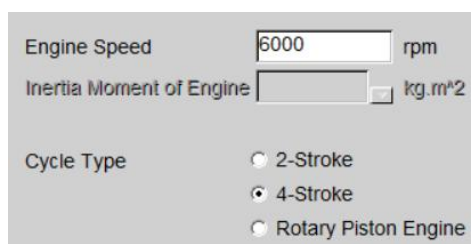
Thickness (mm)
5.000

Thickness (mm)
7.000

Figura 103 *Caracterização da temperatura de superfícies*

Anexo D Caracterização do motor em AVL

Neste anexo são apresentados menus de caracterização do AVL do que os apresentados para o LES, visto que além da sua caracterização ser mais simples, também foi mais detalhada no decorrer do relatório sendo este o software em maior foco neste trabalho.



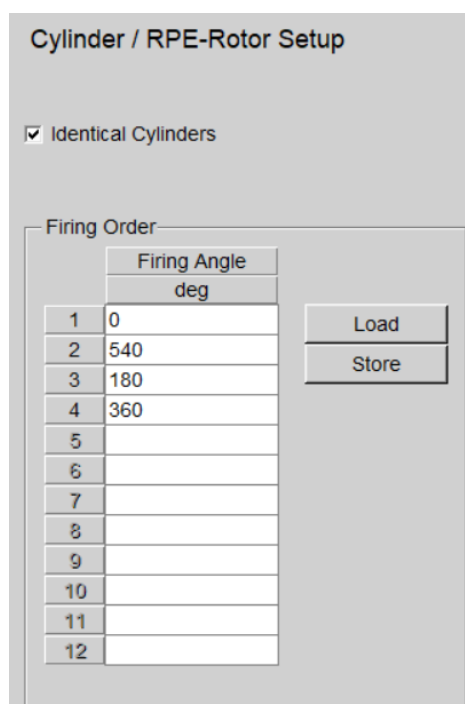
Engine Speed rpm

Inertia Moment of Engine kg.m²

Cycle Type

- ☐ 2-Stroke
- ☒ 4-Stroke
- ☐ Rotary Piston Engine

Figura 104 Caracterização da velocidade de rotação máxima do motor e do tipo de ciclo de funcionamento



Cylinder / RPE-Rotor Setup

☒ Identical Cylinders

Firing Order

	Firing Angle deg
1	0
2	540
3	180
4	360
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	

Figura 105 Caracterização da ordem de ignição

Esta página foi intencionalmente deixada em branco