



José Miguel Alves Pires
Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine utilizando o
calor do escape de veículos em condições reais de circulação

UMinho | 2014



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

José Miguel Alves Pires

Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine
utilizando o calor do escape de veículos em
condições reais de circulação

dezembro de 2014



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

José Miguel Alves Pires

Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine
utilizando o calor do escape de veículos em
condições reais de circulação

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor Luís Barreiros Martins
Professor Doutor Francisco Carrusca Pimenta de Brito

DECLARAÇÃO

Nome: José Miguel Alves Pires

Endereço eletrónico: ze.miguel.pires25@gmail.com

Telefone: 00351 911901290

Número do cartão do cidadão: 13204505

Título dissertação: Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine utilizando o Calor do Escape de Veículos em condições reais de circulação

Orientadores:

Professor Doutor Luís António de Sousa Barreiro Martins

Professor Doutor Francisco Carrusca Pimenta de Brito.

Ano de conclusão: 2014

Área de especialização: Energia e Ambiente

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Conducente ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Declaro que concedo à Universidade do Minho e aos seus agentes uma licença não-exclusiva para arquivar e tornar acessível, nomeadamente através do seu repositório institucional, nas condições abaixo indicadas, a minha dissertação, no todo ou em parte, em suporte digital. Declaro que autorizo a Universidade do Minho a arquivar mais de uma cópia da dissertação e a, sem alterar o seu conteúdo, converter a dissertação entregue, para qualquer formato de ficheiro, meio ou suporte, para efeitos de preservação e acesso. Retenho todos os direitos de autor relativos à dissertação, e o direito de a usar em trabalhos futuros (como artigos ou livros). Concordo que a minha tese ou dissertação seja colocada no repositório da Universidade do Minho com o seguinte estatuto:

Disponibilização imediata do conjunto do trabalho para acesso mundial

Universidade do Minho, 19 /12 /2014

Assinatura: _____

Aos meus avós, com imensa saudade,
e aos meus pais

"We must know, we wil know"

David Hilbert, 1930

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e à minha irmã, por todo o amor e apoio incondicional ao longo de todos estes anos e por nunca terem deixado de acreditar em mim.

Aos meus orientadores, Professor Doutor Luís Martins e Professor Doutor Francisco Brito, pelo sábio aconselhamento, pela preciosa ajuda prestada e pelo tempo dispendido e por me terem feito continuar mesmo quando eu já não me achava capaz.

Ao Professor Doutor Jorge Martins pela paciência e pelas inúmeras horas que dispendeu comigo para aperfeiçoar o modelo do motor de combustão interna e principalmente pelo sábio aconselhamento, sem o qual este trabalho não teria sido possível.

Aos meus colegas Bruno e Tiago por toda a colaboração e disponibilidade demonstrados ao longo deste trabalho.

Aos meus grandes amigos Pedro Miguel Costa, Domingos Eliseu (*Guinho*) e Miguel Machado pelo incansável apoio e pela inestimável ajuda durante a escrita da tese. É uma enorme honra ser vosso amigo.

Ao meu grande amigo também Marino Machado por toda a ajuda, amizade e companheirismo demonstrados ao longo de todo o percurso académico.

Por último, à Jessica Pietschmann por todo o carinho, dedicação e amizade e por nunca ter deixado de acreditar em mim.

Agradecimentos

RESUMO

No panorama energético actual, fortemente dependente dos combustíveis fósseis, nomeadamente do petróleo e cuja disponibilidade é finita, aliado à instabilidade político-económica mundial e às limitações cada vez mais restritivas das emissões gasosas, surge a necessidade premente de desenvolvimento de um modelo energético mais sustentável. O sector automóvel é um ávido consumidor de derivados do petróleo, devido à utilização maioritária de veículos equipados com motor de combustão interna (MCI), cujo baixo rendimento, faz dele um dos principais alvos neste contexto. De facto, apenas cerca de 1/3 da energia química contida no combustível é convertida em energia mecânica [1], sendo o restante desperdiçado sob a forma de calor. O aproveitamento do calor residual torna-se portanto crucial para a optimização energética do MCI. De entre os fluxos de calor residual dum MCI, o que tem maior potencial de aproveitamento é o dos gases de escape, devido à sua maior temperatura (maior exergia), resultando num maior ganho teórico de rendimento [2]. Uma das tecnologias mais promissoras no aproveitamento do calor residual é o ciclo orgânico de Rankine (ORC). Esta tecnologia apresenta bastantes semelhanças com um sistema de refrigeração por compressão de vapor, nomeadamente no que se refere ao fluido de trabalho e aos principais componentes. Neste contexto, a reconversão de componentes AVAC para implementação em sistemas ORC de aproveitamento de calor residual do MCI, apresenta-se como uma hipótese a considerar. No presente trabalho, foi analisada a possibilidade de implementação de um destes sistemas, tendo sido adoptada uma perspectiva o mais realista possível, visando avaliar o comportamento do veículo em condições reais de funcionamento, equipado com um motor a ignição comandada de 1.6L. Esta abordagem denominada de “wheel-to-exhaust”, consiste no cruzamento de três modelos distintos, dois deles já existentes; um modelo de ciclos de condução, que analisa os fluxos energéticos do veículo em percursos reais, incluindo declives e sinusidade; um modelo do MCI para análise do seu desempenho; um modelo do ORC que utiliza os dados cruzados entre os modelos anteriores para análise dos parâmetros relativos ao fluxo de gases de escape em situações reais de funcionamento do veículo. Para o cruzamento de dados foram utilizadas algumas estratégias inovadoras, destacando-se a determinação das marchas engrenadas no veículo em função das condições dinâmicas do percurso.

ABSTRACT

The current energy model, with a resilient dependency on fossil fuels, especially on oil with its restrictive and finite availability, coupled with global political and economic instabilities and increasingly restrictive regulations on gaseous emissions, lead to the urgent need for a more sustainable energy paradigm. The automotive sector is an eager consumer of oil derivatives, due to the generalized use of the internal combustion engine (ICE), whose low efficiency makes it a prime target in this context. (As a matter of fact). Only about 1/3 of the fuel's chemical energy is converted into mechanical power [1], with the remainder mostly wasted as heat. The engine waste heat recovery becomes crucial to its optimization. Among the various ICE's waste heat flows, the one with the greatest potential is the exhaust stream due to its higher temperature (higher exergy), resulting in a theoretically higher efficiency gain [2]. One of the most promising technologies is the organic Rankine cycle (ORC). This technology has many similarities to a refrigeration vapor compression system, regarding the working fluid and the system's main components, making the conversion of HVAC components an option (to be taken into account) in the design of waste heat recovery systems for ICEs. The present work analyses the possibility of implementing such a system, by adopting a more realistic approach to evaluate the vehicle's performance in real operating conditions, coupled with a 1.6L spark-ignition ICE. This approach, named the "wheel-to-exhaust", consists in the interconnection of three distinct models, two of them already existing; a driving-cycle's model, which analyzes the vehicle's energy flows in real road conditions, including the influence of altitude and lateral acceleration; an ICE's model for the analysis of its performance; an ORC model which uses data crossing between the two previous models in the analysis of the exhaust stream parameters in real road conditions. Some innovative strategies were used in the data crossing, with prominence to the gear-shifting algorithm used in the vehicle simulations, in accordance to the dynamic conditions of the road.

ÍNDICE GERAL

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Enquadramento	1
1.2.	Motivação	4
1.3.	Objectivos do trabalho	5
1.4.	Organização da dissertação	7
2.	APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL.....	11
2.1.	Visão geral	11
2.2.	Ciclos termodinâmicos de aproveitamento de calor residual	14
2.2.1.	Ciclo de Rankine.....	14
2.2.2.	Organic Rankine Cycle (ORC)	17
2.2.3.	Ciclo de Kalina	19
2.2.4.	Ciclo Transcrítico/Supercrítico	20
2.2.5.	Ciclo de Goswami	22
2.2.6.	Ciclo de Uehara	22
2.2.7.	Ciclo de «flash» trilateral (TFC).....	22
2.2.8.	Motor Stirling.....	23
2.2.9.	Ciclo de Brayton Invertido (IBC)	24
2.3.	Processos Directos	25
2.4.	Comparação entre as diferentes tecnologias de aproveitamento de calor residual (WHR)	26
3.	ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC).....	27
3.1.	Funcionamento do ORC.....	27
3.2.	Algumas considerações importantes	30
3.3.	Aplicações do ORC	33

3.3.1.	Instalações geotérmicas binárias.....	33
3.3.2.	Sistemas solares térmicos	35
3.3.3.	Sistemas de conversão da energia térmica dos oceanos (OTEC).....	45
3.3.4.	Instalações de biomassa ORC.....	48
3.3.5.	Sistemas ORC de aproveitamento de calor residual	50
3.4.	Sumário	55
4.	APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	57
4.1.	Geradores termoelétricos (TEGs)	59
4.2.	Ciclo motor de 6 tempos	60
4.3.	ORC.....	62
4.4.	Turbo-Compressor.....	66
4.5.	Sumário	69
5.	MODELO DO CICLO DE CONDUÇÃO	71
5.1.	Introdução.....	71
5.2.	Fundamentos teóricos	72
5.2.1.	Modelo matemático	72
5.2.2.	Modelo computacional.....	77
5.2.3.	Ciclos de Condução.....	78
5.3.	Aquisição e tratamento de dados.....	81
5.4.	Estado actual do modelo	82
5.5.	Criação do <i>Front-End</i>	86
5.6.	Constantes do modelo.....	92
5.7.	Complementos ao modelo.....	93
5.7.1.	Gráficos (versão 1.1).....	94
5.7.2.	Binário (versão 2.0)	96

5.8.	Versão final do programa.....	120
5.9.	Sumário.....	121
6.	MODELO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	123
6.1.	Introdução.....	123
6.2.	Análise termodinâmica teórica do ciclo motor	124
6.2.1.	Ciclo motor para motores atmosféricos – Ciclo de Otto a carga parcial	125
6.3.	Modelo numérico	128
6.3.1.	Metodologia de cálculo	128
6.4.	“Front-End”.....	145
6.4.1.	“Front-End” original	145
6.4.2.	Modificação do “Front-End”	147
6.4.3.	Testes ao modelo do MCI	160
6.5.	Cálculo dos parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape.....	207
6.6.	Sumário.....	219
7.	MODELO DO CICLO ORGÂNICO DE RANKINE (ORC).....	221
7.1.	Definição dos parâmetros de entrada do modelo.....	224
7.1.1.	Novo algoritmo de cálculo das marchas engrenadas	224
7.1.2.	Cruzamento de dados entre o modelo de condução e o do MCI.....	229
7.2.	Dimensionamento do sistema ORC.....	255
7.2.1.	Critérios de dimensionamento.....	257
7.3.	Modelação do ORC (Thermolib)	258
7.3.1.	Ciclo termodinâmico.....	260
7.3.2.	Layout do sistema ORC.....	267
7.3.3.	Método de resolução do modelo	272
7.3.4.	Reconversão de componentes AVAC (retrofitting).....	274

7.3.5.	Estimativa de potências em jogo	275
7.3.6.	Estrutura do modelo	281
8.	Análise de resultados	283
8.1.	Ciclo termodinâmico.....	283
8.1.1.	Caudal mássico de fluido e potências dos componentes.....	286
8.1.2.	Rendimento termodinâmico do ciclo ORC.....	287
8.1.3.	Aumento da eficiência térmica e da eficiência mecânica do motor.....	288
9.	CONCLUSÕES.....	291
9.1.	Sugestões para trabalhos futuros.....	293
	REFERÊNCIAS	295

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Fontes de calor residual e respetivo intervalo típico de temperaturas [12]	13
Figura 2 - Componentes e diagrama T-s do ciclo de Rankine	15
Figura 3 - Fluidos operantes de um ORC: seco (e.g. pentano), húmido (água) e isentrópico (e.g. R11)	17
Figura 4 - Comparação entre o ciclo de Rankine (esquerda) e o ciclo de Kalina (direita)	19
Figura 5 - Diagrama esquemático do ciclo de Kalina.....	19
Figura 6 - Configuração (a) e diagrama T-s (b) de um ciclo de Rankine transcrito de CO ₂ [50].....	21
Figura 7 - Diagrama T-s (esquerda) e configuração (direita) de um TFC [59]	23
Figura 8 - Diagramas P-v e T-s para o motor Stirling [48]	24
Figura 9 - Esquema (a) e diagrama T-s (b) de um IBC [42]	25
Figura 10 - Pinch Points num ORC	28
Figura 11 - ORC com regeneração [10]	32
Figura 12 - Diagrama de fluxo de uma instalação geotérmica binária	34
Figura 13 - Instalação modular solar convencional (ciclo de Rankine) [83]	36
Figura 14 - Sistema solar térmico com um módulo ORC [87]	37
Figura 15 - Esquema da instalação solar ORC no Lesoto [89]	38
Figura 16 - Princípio de funcionamento de uma instalação ORC - lago solar [12]	39
Figura 17 - Sistema ORC de dessalinização [12]	41
Figura 18 - Sistema solar termo-mecânico de refrigeração [12]	43
Figura 19 - Sistema de refrigeração Duplex – Rankine [101].....	44
Figura 20 - Princípio de funcionamento de um OTEC fechado [106]	46
Figura 21- Ciclo OTEC aberto.....	47
Figura 22 - Esquema de uma instalação ORC a biomassa	48
Figura 23 - Configurações de um ORC em aplicações de aproveitamento de calor residual [12]	51
Figura 24 - Pequena lista de instalações ORC de aproveitamento de calor residual	52
Figura 25 - Análise energética e exérgica de um MCI [21].....	58
Figura 26 - Esquema de um TEG	59
Figura 27 - Sistema típico de aproveitamento de calor residual baseado num módulo TEG	60
Figura 28 – Tempo de abertura e fecho de válvulas e pressão no interior do cilindro no ciclo motor a 6 tempos.....	61

Figura 29 - Diagrama P-v para o ciclo de Otto e o ciclo a 6 tempos respectivamente	62
Figura 30 - Esquema de um sistema de recuperação de calor residual dos gases de escape [42]	65
Figura 31 - Turbo-Compressor com Intercooler (CAC)	67
Figura 32 - Turbina de geometria variável a baixas e elevadas rotações respectivamente	68
Figura 33 - Esquema de um turbocompressor de duplo estágio	68
Figura 34 - Sistema de eixos para o pneu [169]	73
Figura 35 - Forças principais a actuar num veículo genérico (excepto o arrasto aerodinâmico) e a sua localização	73
Figura 36 - Ângulo de escorregamento lateral e força lateral imposta no pneu quando o veículo curva	76
Figura 37 - Modelo Simulink original do ciclo de condução [29]	83
Figura 38 - Outputs na visualização do Simulink	85
Figura 39 - Estrutura principal do programa Driving Cycle Program	88
Figura 40 - "Print Screen" do Front-End	89
Figura 41 - Complementos ao programa original	94
Figura 42 - Interface gráfica do módulo dos gráficos	95
Figura 43 - Passo 1: Traçar as rectas V-N para cada marcha engrenada	99
Figura 44 - Passo 2: Traçar a curva desejada para cada marcha (potência, binário ou consumo) ...	100
Figura 45 - Passo 3: Traçar rectas verticais e horizontais para V e N, respectivamente	101
Figura 46 - Passo 4: Curva de potência efectivamente usada e regimes de rotação ao longo do ciclo	101
Figura 47 - Curvas de desempenho do motor "Prince" 1.6 L (118 hp) da PSA/BMW/Mini	103
Figura 48 - Calibração dos eixos no WebPlotDigitizer	105
Figura 49 - Pontos obtidos da curva de potência com recurso ao WebPlotDigitizer	106
Figura 50 - Curva de ajuste aos dados de B-N e a respectiva soma dos quadrados dos resíduos	107
Figura 51 - Interpolação por spline cúbica	108
Figura 52 - Binário e Potência do motor em função de N (curvas calculadas)	109
Figura 53 - Caixa de diálogo para a selecção da transmissão	111
Figura 54 - Front-End de cálculo das relações de transmissão características - "Tyre"	112
Figura 55 - Tabela do "front-end" com as relações de transmissão características	114
Figura 56 - Binários (máximo e do motor) e rotação do motor ao longo do tempo	118
Figura 57 - Potências (do motor e de propulsão) e marcha engrenada ao longo do tempo	119

Figura 58 - "Front-end" do binário.....	119
Figura 59 - Estrutura e modo de funcionamento do programa de ciclos de condução.....	121
Figura 60 - Ciclo Otto a carga parcial	125
Figura 62 - Variação do rendimento do motor com o rácio de pressões β	127
Figura 61 - Variação do rendimento do motor com a carga.....	127
Figura 63 - Geometria do motor	129
Figura 64 - "Front-End" original do modelo do MCI.....	146
Figura 65 - "Front-end" modificado	148
Figura 66 - Tempo computacional da simulação.....	148
Figura 67 - Módulo de saída do balanço energético do MCI	150
Figura 68 - Procedimento para a determinação da taxa de libertação de calor durante a combustão	155
Figura 69 - Folha de cálculo Excel da combustão	156
Figura 70 - Fluxograma do algoritmo iterativo do módulo da combustão	158
Figura 71 - Mecanismos de paragem da simulação	159
Figura 72 - Mecanismo de depuração da simulação	160
Figura 73 - Diagrama de aberturas e fecho de válvulas.....	166
Figura 74 - Preenchimento dos parâmetros de entrada do front-end	169
Figura 75 - Módulo do cálculo das massas (antes da formatação)	171
Figura 76 - Módulo do cálculo das massas (após reformatação)	172
Figura 77 - Tabelas interpoladoras do modelo do MCI para o parâmetro B1 (em cima) e B2 (em baixo)	182
Figura 78 - Parâmetros de calibração no front-end	183
Figura 79 - Curvas de desempenho do motor e curvas obtidas pelo modelo para WOT (2 ciclos).....	184
Figura 80 - Variação da eficiência volumétrica com a velocidade de rotação.....	187
Figura 81 - Temperatura dos gases dentro do cilindro para 4 ciclos.....	192
Figura 82 - Curvas de desempenho do motor e curvas obtidas pelo modelo para WOT (3 ciclos).....	193
Figura 83 - Curvas de desempenho do motor e curvas obtidas pelo modelo para WOT (4ciclos).....	198
Figura 84 - Eficiência volumétrica obtido pelo modelo (linhas a cheio) e expectável (tracejado).....	202
Figura 85 - Spline cúbica de interpolação para <i>TEVO</i> para 1500rpm	205
Figura 86 - Binário em função da velocidade de rotação do motor para todas as séries de throttle ...	206

Figura 87 – Isotérmicas da massa de fluido operante contida no cilindro na abertura da válvula de escape	207
Figura 88 - Coeficiente Joule-Thomson de uma substância genérica (esq.) e de alguns gases (dir.) ..	211
Figura 89 - Potencial de interação intermolecular dada pelo modelo matemático de Lennard-Jones	214
Figura 90 - Carta de compressibilidade generalizada	217
Figura 91 - Fração de energia do combustível contida nos gases de escape	221
Figura 92 - Rendimento termodinâmico do motor 1.6L obtido pelo modelo do MCI.....	222
Figura 93 - Rácio entre a potência do escape e a de veio.....	223
Figura 94 - Conceito de grafo na análise da marcha engrenada ao longo do tempo.....	226
Figura 95 - Exemplo de aplicação do algoritmo de marchas engrenadas com recurso a grafos (500 segundos iniciais do percurso citadino)	229
Figura 96 - Regime de rotação do motor durante o percurso citadino	231
Figura 97 - Regime de rotação do motor durante o percurso citadino (média de 1 segundo)	231
Figura 98 - Cruzamento de dados entre o modelo de condução e o do MCI	232
Figura 99 - Perfil de altitude e velocidade do circuito citadino	233
Figura 100 - VSP's do circuito citadino	234
Figura 101 - Potência, binário e rotação do motor ao longo do circuito citadino (média de 1 segundo)	235
Figura 102 - Abertura da válvula do acelerador (%) durante o percurso citadino	236
Figura 104 - Consumo específico do motor durante o percurso citadino	237
Figura 103 - Rendimento do motor durante o percurso citadino.....	237
Figura 105 - Temperatura do escape durante o percurso citadino.....	238
Figura 106 - Caudal mássico do fluxo de gases de escape durante o percurso citadino	239
Figura 107 - Potência associado ao fluxo de gases de escape durante o percurso citadino	240
Figura 108 - Perfil de altitude e velocidade do circuito de EN	241
Figura 109 - Potências específicas do veículo durante o percurso de estrada nacional	241
Figura 110 - Potência, binário e rotação do motor ao longo do percurso de EN.....	242
Figura 111 - Marcha engrenada durante os primeiros 500 segundos do percurso de EN	243
Figura 112 - Velocidade de rotação do motor ao longo do percurso de EN (média de 1 segundo).....	244
Figura 113 - Abertura da válvula do acelerador ao longo do percurso de EN	244
Figura 115 - Consumo específico do motor durante o percurso de EN	245

Figura 114 - Rendimento do motor durante o circuito EN	245
Figura 116 - Temperatura dos gases de escape ao longo do percurso de EN	246
Figura 117 - Caudal mássico do fluxo de gases de escape durante o percurso de EN	247
Figura 118 - Potência do fluxo de gases de escape durante o percurso de EN	248
Figura 119 - Perfil de altitude e velocidade ao longo do percurso de AE	249
Figura 120 - Potências específicas do veículo durante o percurso de AE	250
Figura 121 - Potência, binário e rotação do motor ao longo do percurso de AE	250
Figura 123 - Rendimento do motor durante o percurso de AE.....	252
Figura 122 - Variação da abertura da válvula do acelerador ao longo do percurso de AE	252
Figura 125 - Temperatura do fluxo de gases de escape ao longo do percurso de AE	253
Figura 124 - Consumo específico do motor durante o percurso de AE	253
Figura 126 - Caudal mássico do fluxo de gases de escape ao longo do percurso de AE.....	254
Figura 127 - Potência do fluxo de gases de escape ao longo do percurso de AE.....	254
Figura 128 - Diagrama T-s (esq.) e p-h (dir.) do ciclo ideal e real do ORC	261
Figura 129 - Temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho em função do balanço energético relativo no evaporador	263
Figura 130 - Áreas funcionais do permutador de calor.....	265
Figura 131 - Layout do sistema no Thermolib.....	268
Figura 132 - Bloco de configuração do modelo.....	269
Figura 133 - Parâmetros de entrada do fluxo de gases de escape no permutador (condições médias de AE).....	270
Figura 134 - Representação interna das interações de calor do permutador	270
Figura 135 - Parâmetros de entrada do permutador de calor.....	271
Figura 136 - Desenho da instalação do sistema ORC para a água (com sobreaquecimento).....	272
Figura 137 - Diagrama de instalação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	274
Figura 138 - Classificação dos fluidos de trabalho em função da temperatura média do fluxo de calor residual	275
Figura 139 - Modelo de ORC simplificado (ORC Real) utilizando o fluido R245fa	278
Figura 140 - Rendimento do ciclo ORC Real ideal para o R245fa	278
Figura 141 - Ciclo ORC simplificado para a água (com sobreaquecimento)	280

Figura 142 - Rendimento do ciclo ORC com sobreaquecimento (exemplo)	280
Figura 143 - Front-end do modelo ORC	282
Figura 144 - Diagrama T-s para o R245fa (pressão de evaporação de 2.36 MPa).....	284
Figura 145 - Diagrama de Mollier (P-h) para o R245fa (pressão de evaporação de 2.36 MPa)	285
Figura 146 - Diagrama T-s para a água para a pressão de evaporação de 8.64 MPa.....	286
Figura 147 - Rendimento do ciclo ORC para o R245fa e a água em função da pressão de evaporação	288

LISTA DE SÍMBOLOS

a_x	Aceleração longitudinal do veículo	[m/s ²]
F_X	Força de tracção exercida pela estrada nas rodas de tracção	[N]
F_T	Força total	[N]
m	Massa do veículo	[kg]
F_A	Força de tracção exercida pela estrada nas rodas de tracção	[N]
F_G	Componente do peso do veículo paralela à estrada	[N]
θ	Inclinação da estrada; Ângulo da Combota	rad
P_{prop}	Potência de propulsão do veículo (na roda)	[W]
v	Velocidade do veículo	[m/s]
η_{transm}	Rendimento da transmissão	[%]
W	Peso do veículo	[N]
F_{GRADE}	Componente do peso que actua na direcção longitudinal	[N]
g	Gravidade	[N]
F_{DRAG}	Força do arrasto aerodinâmico	[N]
F_R	Força da resistência ao rolamento do pneu	[N]
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	[kg/m ³]
C_D	Coefficiente de arrasto	
A_F	Área frontal	[m ²]
u	Velocidade do veículo	[m/s]
F_{R1}	Força de resistência do rolamento livre	[N]
F_{R2}	Força de resistência d escorregamento longitudinal do pneu quando submetido à tracção ou travagem	[N]
F_{RY}	Força de resistência devido ap curvar da direcção	[N]
RRC	Coefficiente quasi-estático de resistência ao rolamento do pneu	
S	Rácio de escorregamento longitudinal	
Re	Raio efectivo da roda	[m]
Ω	Velocidade angular da roda	[m/s]

K	Constante de inclinação	
W_Z	Carga vertical dinâmical sobre o pneu	[N]
F_Y	Força imposta pela aceleração lateral do veículo	[N]
CC_α	(do inglês <i>Cornering Stiffness Coefficient</i>), constante de inclinação	
L	Distância que o veículo percorre	[m]
P_i	Potência específica genérica	[W]
F_i	Força genérica	[N]
E_i	Energia específica correspondente	[J]
VSP_{Prop}	Potência específica de propulsão	[W]
P_{eng}	Potência que o motor tem que debitar em cada instante	[W]
η	Rendimento	
B_e	Binário do veio motor	[N.m]
ω_e	Velocidade angular do veio motor	[rad/s]
B_s	Binário do veio movido	[N.m]
ω_s	Velocidade angular do veio movido	[rad/s]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
N	Velocidade de rotação	[rpm]
N_s	Velocidade de rotação do veio movido	[rpm]
i	Relação de transmissão	
N_e	Velocidade de rotação do veio motor	[rpm]
N_{wheel}	Velocidade de rotação da roda	[rpm]
r	Raio da roda	[m]
N_{eng}	Velocidade de rotação do motor	[rpm]
i_{caract}	Relação de transmissão característica	[km/h/1000rpm]
D_{pneu}	Diâmetro do pneu	[mm]
h_{parede}	Altura da parede do pneu	[mm]
D_{jante}	Diâmetro da jante	[mm]
α_{parede}	Altura da parede	
w_{pneu}	Largura do pneu	[mm]
$i_{diferencial}$	Relação de transmissão do diferencial	[km/h/1000rpm]

p	Pressão	[Pa]
A/F	Relação ar-combustível em massa	
Q_{pi}	Poder calorífico (inferior a pressão constante) do combustível	[J/g]
ΔV	Varição de volume durante o fornecimento de calor	[m^3]
B	Constante das condições estequiométricas da mistura	
R	Constante universal dos gases ideais	[J/(kg.K)]
γ	Rácio entre as capacidades caloríficas do ar	
W	Trabalho útil em jogo	[J]
p_0	Pressões atmosférica	[Pa]
Q_H	Calor de combustão	[J]
β	Relação entre as pressões atmosférica (p_0) e de admissão (p_1)	
ε	Taxa de compressão do motor	
W_{max}	Trabalho máximo do motor	[J]
V_c	Volume da câmara de combustão	[m^3]
B	Do inglês Cylinder Bore, diâmetro do cilindro	[mm]
l	Comprimento da biela	[m]
a	Do inglês crank radius, raio da cambota	[m]
CC_{height}	Altura da câmara de combustão	[m]
A_{ch}	Área superficial da câmara de combustão	[m^2]
A_p	Área superficial do pistão	[m^2]
S_p	Velocidade linear do pistão	[m/s]
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão	[m/s]
h	Entalpia	[J]
u	Energia interna	[J]
c_v	Capacidade calorífica específica a volume constante	[J/(kg.K)]
T	Temperatura	[°C]
c_p	Capacidade calorífica específica a pressão constante	[J/(kg.K)]
m_{cyl}	Massa de fluido contida no cilindro	[kg]
Q_R	Calor libertado	[J]

η_c	Rendimento da combustão	
m_f	Massa de combustível aprisionada no cilindro em cada ciclo	[Kg]
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	[MJ/kg]
x_b	Fracção de gás queimado	
θ_0	Avanço à ignição	[° CA]
$\Delta\theta$	Duração da combustão	[° CA]
M_n	Massa molar	[kg/kmol]
R_f	Constante de gás do combustível	[J/(kg.K)]
γ	Rácio de calores específicos	
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
C_D	Coeficiente de descarga	[m^2]
α_{conv}	Coeficiente de transferência de calor por convecção	
C_k	Condutividade térmica do ar	
Nu	Número de Nusselt	
Re	Número de Reynolds	
α_{rad}	Coeficiente de transferência de calor por radiação	
T_{cyl}	Temperatura do fluido dentro do cilindro	[°C]
T_{cw}	Temperatura da parede, assumida como constante ao longo do ciclo do motor	[°C]
W_i	Trabalho indicado do motor	[J]
N_{cyl}	Número de cilindros do motor	
$isfc$	Consumo específico indicado	
mep	Pressão média efectiva	[Pa]
W_c	Trabalho fornecido ao pistão	[J]
V_d	Deslocamento do volume	
$imep$	Pressão média efectiva indicada	[Pa]
$pmep$	Pressão média efectiva de bombagem	[Pa]
$fmep$	Pressão média efectiva de atrito	[Pa]
x_{MFB}	Fracção de massa fresca queimada	
$V_{varrido}$	Volume varrido	[m^3]

C	Curso do pistão	[rot/s]
v_{med}	Velocidade média do pistão	[m/s]
$J1$	Parâmetro da calibração do coeficiente de descarga	
$J2$	Parâmetro da calibração da pressão de admissão	
μ_{JT}	Coeficiente de Joule-Thomson	[K/bar]
V	Potencial de interacção intermolecular	
Z	Factor de compressibilidade	
P_R	Pressão reduzida	
T_R	Temperatura reduzida	
h	Entalpia	[J]
\dot{W}_{exh}	Potência de escape	[rpm]

LISTA DE ABREVIATURAS

ORC (do inglês Organic Rankine Cycle) - Ciclo orgânico de Rankine

MCI - Motor de combustão interna

TFC (do inglês Trilateral Flash Cycle) - Ciclo de «flash» trilateral

IBC (do inglês Inverted Brayton Cycle) – Ciclo invertido de Brayton

TEG (do inglês Thermoelectric Generator) – Gerador termoelétrico

pme – pressão média efectiva

WHR (do inglês Waste Heat Recovery) – aproveitamento de calor residual

AVAC - Aquecimento, ventilação e ar-condicionado

PMS - ponto morto superior

CAC (do inglês Charge Air Cooler) - Sistema de arrefecimento do ar de sobrealimentação do motor

nm - nanómetro

NAPCA (do inglês National Air Pollution Control Administration)

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

A energia é um tema de elevado interesse a nível mundial por se tratar de um bem dispendioso e manipulado geopoliticamente. Face à inevitabilidade da depleção dos combustíveis fósseis, nomeadamente o petróleo, e do qual nos encontramos ainda fortemente dependentes, concomitante com a instabilidade político-económica mundial e com limitações cada vez mais restritivas das emissões gasosas, surge a necessidade premente de desenvolvimento de um modelo energético sustentável, no qual a premissa da eficiência energética seja um pilar.

De acordo com os últimos indicadores, cerca de 81% da energia primária consumida mundialmente é proveniente de combustíveis fósseis [3]. Segundo estatísticas da Agência Europeia do Ambiente (EEA), o sector dos transportes representa aproximadamente 1/3 do consumo final de energia, sendo responsável por mais de 20% do total de emissões de substâncias poluentes e de gases de efeito de estufa dos países membros da União Europeia.

Aliado a tudo isto, surge a baixa eficiência térmica de um motor de combustão interna (MCI), em que apenas cerca de 1/3 da energia química contida no combustível é convertida em energia mecânica [1] (utilizada na propulsão do veículo e equipamentos auxiliares), sendo o restante desperdiçado sob a forma de calor residual (através dos gases de escape, do sistema de arrefecimento do MCI e, ainda, por radiação e convecção).

A título ilustrativo, o balanço energético de um típico motor de ignição de 1,4 litros apresenta um rendimento termodinâmico de 15-32%, dependendo das condições de operação. O restante é rejeitado para o ambiente maioritariamente através do radiador e do sistema de escape, juntamente com outras perdas parasita (atrito entre outros) [4] .

A recuperação e aproveitamento de parte desse calor residual torna-se portanto crucial para a optimização energética do motor de combustão interna. De entre os fluxos de calor residual dum MCI, o que se apresenta com maior potencial de aproveitamento é o dos gases de escape, devido à sua maior temperatura, e conseqüentemente, maior exergia, o que representa um potencial ganho teórico de rendimento [2].

Portanto, a enorme quantidade de energia contida nos gases de escape pode ser potencialmente recuperada para aumentar o rendimento dum MCI [5]. As estimativas actuais para a potência calorífica dos gases de escape em MCI de veículos rodoviários ligeiros, sugerem a mesma ordem de grandeza da potência mecânica, dependendo das dimensões do motor e da condição carga/velocidade [6].

A conversão do calor residual dos gases de escape em potência útil apresenta vantagens consideráveis na diminuição do consumo de combustível, bem como da redução de emissões gasosas [7]. Alguns autores sugerem, que, se apenas 6% do calor contido nos gases de escape fosse recuperado e convertido em energia eléctrica, tal poderia significar uma redução do consumo de combustível em 10% [7]; a economia de combustível subiria para os 20% ao converter-se cerca de 10% do calor residual em energia eléctrica [8, 9]. No entanto, dado que a fracção de calor rejeitada nos gases de escape é da mesma ordem de grandeza da potência mecânica do motor, estes valores parecem irrealistas.

Existem diversas tecnologias para a recuperação de calor residual de um MCI: ORC (*Organic Rankine Cycle*) [10-12], geradores termoeléctricos (TEG) [13-15], turbo-compounding [16-20] (sistema de aproveitamento da energia cinética dos gases de escape que pode ser directamente acoplado à cambota de um MCI, variações do ciclo motor (ex: motor a 6 tempos [21]).

De entre todas estas, a tecnologia mais madura e com melhores resultados demonstrados é o ORC, a que se alia o seu baixo custo, simplicidade e facilidade de implementação. Outra enorme vantagem do sistema ORC é que tem a capacidade de armazenamento de calor num reservatório de vapor que pode funcionar como *buffer* energético, extremamente importante nas condições transientes de carga do veículo.

As aplicações do ciclo de Rankine para recuperação da energia térmica contida nos gases de escape de veículos automóveis foram inicialmente investigadas durante a grande crise energética da década de 1970. Nesta fase, as aplicações estavam principalmente focadas em veículos pesados, onde vários construtores, como a Mack Trucks, chegaram a criar protótipos com alguns resultados significativos [22], verificando-se uma melhoria de 15% na economia de combustível. Este sistema ORC com um custo de \$3000 USD amortizar-se-ia em menos de um ano, considerando a média de 150.000 milhas percorridas ao custo corrente de \$0,45 por galão de combustível. Apesar deste resultado encorajador, o projecto foi pouco depois abandonado, devido à subsequente diminuição drástica dos preços de combustível, tendo sido recentemente ressuscitado devido à escalada dos preços dos mesmos.

Dos trabalhos recentes há a destacar o de Chammas e Clodic (2005) [23], que combinam uma aplicação do ciclo de Rankine com uma tecnologia híbrida existente. Deste modo, toda a energia eléctrica gerada pelo ciclo termodinâmico era aplicada directamente no sistema eléctrico do veículo. Nesse mesmo ano, a BMW apresentou o Turbosteamer [24], um sistema baseado num duplo ciclo ORC, em que no ciclo primário era recuperada a energia térmica do fluxo a maior temperatura, os gases de escape, e no ciclo secundário, era recuperada a energia térmica do sistema de arrefecimento do MCI, sendo posteriormente combinadas, gerando energia térmica a menor temperatura e com uma única expansão, simplificando o sistema. Os testes em laboratório nos motores de 4 cilindros produzidos pela BMW, demonstram que o desempenho do motor é aumentado em cerca de 15% graças a este sistema [24, 25].

Em resumo, o desempenho destes protótipos desenvolvidos, independentemente das configurações, baseados no ciclo de Rankine, dão boas indicações acerca da implementação desta tecnologia, resultando num elevado potencial de diminuição do consumo de combustível (superior a 10%). É claro que este tipo de solução requer ainda investigação detalhada, uma vez que a sua implementação levanta ainda várias questões, nomeadamente, a complexidade, dimensões, peso, custo, durabilidade, etc.

No contexto de facilitar a implementação de sistemas ORC em veículos automóveis, surge o conceito de *retrofitting* a partir de componentes de sistemas de refrigeração. A maioria dos sistemas de refrigeração opera segundo um ciclo de compressão de vapor [26], assemelhando-se em termos de processos a um

ORC, pelo que, em termos práticos, partilham também vários componentes. De facto, é apenas necessária a adição de uma bomba juntamente com um dispositivo de expansão específico. Mas mesmo este dispositivo de expansão pode ser convertido a partir dos compressores existentes nesses mesmos sistemas de refrigeração, como é o caso do compressor *scroll* [27]. O *retrofitting* torna-se portanto uma opção bastante interessante do ponto de vista económico, dado que apenas algumas ligeiras modificações necessitam de ser realizadas.

Existem alguns trabalhos neste âmbito. Brasz et al. [28] estudaram e aplicaram este conceito na construção de uma instalação geotérmica ORC. Os autores converteram um sistema de ar-condicionado (AC) de 350 toneladas de refrigeração numa instalação ORC de 200 kW. Existem várias instalações nos EUA a funcionar segundo este conceito [28]. Di Carlo e Wallace [29] realizaram uma análise termo-económica de um sistema ORC que utilizava os gases de escape de um motor Diesel de cogeração de 78 kW. O modelo termo-económico desenvolvido previa um rendimento térmico de 14,3% gerando cerca de 5.36 kWe. O protótipo projectado a partir do *retrofitting* de componentes de sistemas AVAC (aquecimento, ventilação e ar-condicionado), que incluía um expansor *scroll*, apresentava uma eficiência esperada de 10,7 %, gerando 4,07 kWe, com um custo estimado de \$2140 CAD (dólares canadianos).

1.2. Motivação

É um conceito científico amplamente aceite, aquele que nos diz que a quantidade de energia do Universo é finita, apesar de nos podermos facilmente esquecer disso, dada a sua ordem de grandeza. Em alturas de crise, há um grande número de discursos e de artigos acerca do modo como conservar a energia. No entanto, sabe-se que a quantidade de energia se encontra conservada. O que não se conserva é a qualidade desta, ou seja, a sua capacidade de realizar trabalho. O desperdício de energia é sinónimo de a converter numa outra forma menos útil.

Posto isto, torna-se oportuno identificar as possibilidades de minimizar e aproveitar desperdícios de energia, resultantes na degradação da sua qualidade e na menor capacidade de produção de trabalho. Com este trabalho, pretende-se colmatar esta lacuna no sector automóvel, ávido consumidor de energia e em que cada evolução tecnológica é geralmente acompanhada de um elevado investimento, pelo que,

um sistema de recuperação da energia térmica dos gases de escape, de menor custo, se torna bastante interessante.

1.3. Objectivos do trabalho

O principal objectivo do presente trabalho é analisar a viabilidade do retrofitting de componentes AVAC para aplicação em sistemas de recuperação de energia térmica de veículos de automóveis para diminuição do consumo de combustível e conseqüentemente as emissões gasosas, em cumprimento das exigentes normas europeias.

Para tal, torna-se necessário estabelecer uma série de objectivos intermédios, com vista à concretização do supracitado.

O primeiro objectivo prende-se com a análise do modo de funcionamento do ciclo orgânico de Rankine, vulgo ORC, bem como dos parâmetros envolvidos: fluidos utilizados, gama de temperaturas e de pressão de funcionamento, componentes necessários, modo de controlo do sistema, condicionantes, etc.

O segundo objectivo será modelar um sistema ORC para implementação em veículos automóveis. Para tal, será necessário analisar as suas possíveis configurações e variações (tipo de fluido utilizado, com reaquecimento, com regeneração, etc.) e proceder à análise e quantificação do potencial de aproveitamento energético dos gases de escape.

A análise termodinâmica do motor de combustão interna, por si só, é insuficiente para averiguação do potencial de recuperação energética do fluxo de gases de escape, dado que apenas fornece indicações dos potenciais médios de aproveitamento de energia do MCI, algo que pode diferir bastante das condições reais de utilização do veículo automóvel.

Dado que o objectivo primordial do veículo é descrever uma determinada rota transportando pessoas e bens, o MCI de um veículo automóvel é projectado para responder convenientemente às súbitas mudanças no percurso, tais como subidas e descidas, às variações de carga do veículo (mais pessoas e bens), às perdas inerentes à descrição dessa rota, tais como perdas por atrito (de rolamento e

aerodinâmico) e de escorregamento do pneu em curva, e as perdas de transmissão entre o motor e as rodas. Aliado a tudo isto há também a ressaltar o papel do condutor do veículo no seu consumo de combustível, dado que é este que gere o seu funcionamento (aceleração, selecção de marcha engrenada, travagens, etc.), e sendo do senso comum, que obviamente a condução mais agressiva aumenta o consumo de combustível.

Considerando tudo isto, a estratégia a utilizar teria que ser mais pragmática e realista. A abordagem utilizada passou pela adaptação e utilização conjunta de dois modelos computacionais da Universidade do Minho: um modelo computacional de análise de ciclos de condução [30] que visa a análise dos fluxos energéticos de um veículo automóvel descrevendo uma determinada rota, pelo que, inclui já as perdas do veículo por atrito e de escorregamento do pneu, sendo possível determinar a potência instantânea específica necessária para o veículo cumprir essa rota (potência de propulsão do veículo); um modelo computacional de análise de um motor de combustão interna [31] que contempla o cálculo de temperatura, pressão, carga do motor, velocidade de rotação do motor e respetivo binário, cálculo das propriedades dos gases, combustão, transferência de calor, transferência de massa e atrito. Este modelo foi ainda alargado para o cálculo da entropia gerada durante o ciclo do motor.

A utilização destes dois modelos não é imediata. O modelo do ciclo de condução gera como resultados de saída (*outputs*) relevantes para este trabalho, a velocidade de rotação do motor e o respetivo binário, que são, por sua vez também, resultados de saída do modelo do MCI. Com efeito, os *outputs* do modelo do ciclo de condução serão comparados com os *outputs* do modelo do MCI, por forma a inferir-se mais a montante neste último, as condições relativas aos gases de escape (caudal mássico, temperatura, pressão, potência, etc.).

Com estes dados foi possível construir um terceiro modelo computacional que simula o comportamento do sistema ORC em função das condições reais de funcionamento de um veículo. Este modelo computacional foi realizado com recurso a uma extensão para o programa MATLAB® chamada ThermoLib® [32], cuja licença da versão estudante foi gentilmente cedida durante o decurso desta dissertação. Tal como o próprio nome sugere trata-se de uma biblioteca de componentes termodinâmicos, tais como bombas, compressores, permutadores de calor, tanques misturadores,

válvulas, reactores químicos, etc. Conta ainda com a base de dados da NASA de propriedades termofísicas de substâncias [33], permitindo rapidamente simular diferentes tipos de fluidos utilizados no sistema ORC. Podem consultar-se aqui alguns artigos que utilizaram este software [34-36].

O terceiro objectivo será a análise do sistema ORC modelado e a sua optimização em termos do fluido e dos componentes a utilizar, bem como um possível sistema de controlo para adaptar e adequar os picos de potência do motor ao sistema.

O quarto objectivo será a análise de um sistema de refrigeração baseado em componentes AVAC, por forma a compreender como será possível utilizar estes componentes num sistema ORC, salientando-se a selecção do dispositivo de expansão e o retrofitting deste para aplicação neste sistema.

1.4. Organização da dissertação

No capítulo 1 é feito o enquadramento do tema no contexto político-económico e ambiental, bem como da sua relevância científica. É apresentada a motivação para a escrita desta dissertação, justificando-se a sua pertinência e sentido de oportunidade. São ainda estabelecidos os principais objectivos deste trabalho, bem como a explicação da estratégia utilizada no decurso do mesmo.

No capítulo 2 introduz-se o conceito de calor residual, como um resíduo ou sub-produto de outro processo industrial, mas que ainda apresenta potencial energético cuja recuperação é viável em termos técnico-económicos. Descrevem-se sucintamente as tecnologias de aproveitamento de calor residual e qual a sua relevância no panorama energético mundial. Por fim, é feita a comparação entre as diversas tecnologias, justificando-se a selecção do ORC como uma das tecnologias mais maduras e interessantes.

No capítulo 3 apresenta-se o estado da arte do ORC: uma breve nota histórica, as suas aplicações gerais, os tipos de fluido utilizados, etc. Descreve-se o princípio de funcionamento e algumas considerações importantes acerca deste sistema. Também neste capítulo são abordadas mais especificamente as tecnologias de aproveitamento de calor residual no sector automóvel e é feita uma nova comparação entre o ORC e as restantes tecnologias.

No capítulo 4 apresentam-se as principais tecnologias de aproveitamento de calor residual em motores de combustão interna, dando-se especial destaque à utilização de ORCs neste tipo de aplicação.

No capítulo 5 aborda-se o modelo de análise dos ciclos de condução da Universidade do Minho: a formulação do modelo, os pressupostos em que se baseia, o seu objectivo e a explicação dos conceitos teóricos mais relevantes. Descrevem-se brevemente os tipos de ciclos de condução (normalizados e reais) que o modelo é capaz de simular e apresentam-se as suas características principais.

Analisa-se, em seguida, o estado actual do modelo (à data de início desta dissertação) e discutem-se algumas das modificações implementadas com o objectivo de o tornar mais “user-friendly”, bem como algumas das novas funcionalidades que este deverá ter, por forma a obterem-se os resultados pretendidos (binário e velocidade de rotação do motor ao longo do percurso).

Neste âmbito, foi criada uma interface gráfica, vulgo “*front-end*”, do modelo em questão em MATLAB, com duas versões, cujos principais objectivos são:

Versão 1:

- Permitir uma melhor e mais simples interacção com o modelo original criado em Simulink;
- Automatizar o processo de entrada de dados e de geração de resultados;
- Criar um modelo universal em Simulink para os dois tipos de ciclos de condução;
- Tornar igualmente o “*front-end*” universal pela mesma razão;
- Gerar folhas Excel com todos os resultados relevantes para posterior análise;
- Criar gráficos que permitem rápida e facilmente visualizar os resultados mais relevantes, permitindo também rapidamente detectar os pontos mais problemáticos (a existir), através de uma pequena ferramenta para o efeito.

Versão 2:

- Criar, adicionalmente, uma interface gráfica, funcionando em conjunto com a primeira, que permitisse determinar o binário e velocidade de rotação do motor durante o percurso, a partir da velocidade do veículo – algoritmo das marchas engrenadas.

No capítulo 6 é abordado o modelo computacional da Universidade do Minho que simula o funcionamento do motor de combustão interna. É realizada uma breve introdução teórica e analisa-se a formulação do modelo e a respectiva metodologia de cálculo. À semelhança do modelo de condução, é discutido o processo de elaboração do “front-end”, bem como as respectivas modificações, visando maior funcionalidade, nomeadamente na inserção de um módulo de combustão, que fará ligação com o modelo do MCI. Por último é analisada a determinação dos parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape.

No capítulo 7 é formulado o modelo do ORC que permitirá dimensionar o sistema. Serão discutidos os seus fundamentos teóricos, a validade dos pressupostos utilizados, qual o fluido a utilizar e a optimização do modelo/sistema. No decurso do presente trabalho foi necessário modificar o algoritmo das marchas engrenadas, sendo abordada a nova versão. É discutido também neste capítulo o processo de cruzamento dos dados entre os dois modelos

No capítulo 8 é realizada a análise dos resultados relativos ao ciclo termodinâmico para cada circuito rodoviário considerado. Foram considerados dois tipos de fluidos: um húmido (água) e um seco (R245fa). São discutidos também os parâmetros que influenciam o desempenho do sistema.

Por último, no capítulo 9, são apresentadas as conclusões e sugestões para um trabalho futuro.

2. APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL

2.1. Visão geral

O calor residual (*waste heat*) é o calor rejeitado durante um processo de combustão ou qualquer outro processo que envolva uma reacção química com geração de calor/processo térmico e que é directamente exaurido para o ambiente, contendo ainda alguma exergia, isto é, potencial de aproveitamento energético. O termo residual refere-se não ao conteúdo energético do calor, mas sim ao facto de ser um resíduo ou um sub-produto de outro processo industrial e que, normalmente, é rejeitado para o ambiente, dado que em muitos casos essa quantidade de calor rejeitado é muito considerável.

Os processos industriais, ávidos consumidores energéticos, bem como motores térmicos ou equipamentos mecânicos produzem uma enorme quantidade de calor desperdiçado [37-39].

O fluxo de gases de escape não contém apenas elevado valor exergético, associado à sua temperatura relativamente elevada em alguns casos e passível de aproveitamento energético, mas também contém elevadas quantidades de poluentes e de gases de efeito de estufa, nocivos ao ambiente e à saúde humana: monóxido (CO) e dióxido de carbono (CO₂), óxidos de azoto (NO_x) e de enxofre (SO_x).

Alguns países desenvolvidos têm avaliado o potencial de aproveitamento de calor residual, com o objectivo de diminuir as emissões gasosas enquanto diminuem também as suas importações energéticas.

Um estudo realizado dentro dos 8 maiores sectores de produção do Canadá demonstraram uma perda de até 70% da energia fornecida [40]. De acordo com um relatório publicado pelo Departamento de Energia dos EUA (DOE) em 2008, só o sector industrial é responsável por um terço do consumo energético e contribui na mesma proporção para a emissão de gases de estufa. As perdas totais de calor atingem 20-50% da energia fornecida e que pode ser parcialmente recuperada para reduzir o consumo energético e as emissões gasosas [41].

Os processos que requerem bastante energia encontram-se nos seguintes sectores [37, 41, 42]:

- Indústria metalúrgica (ferro, aço, cobre, alumínio e vidro)
- Indústria cimenteira e de materiais de construção
- Indústria alimentar e de bebidas
- Indústria petrolífera e química

Os parâmetros chave dos fluxos de calor residual são:

- Estado da matéria (líquido, sólido ou gasoso)
- Caudal mássico
- Temperatura
- Composição
- Disponibilidade

Fluxos líquidos ou sólidos, ar quente e gases de combustão, água quente sob pressão, água desperdiçada e vapor são fluxos típicos registados [42].

O calor residual não aproveitado pode ser classificado consoante a sua temperatura em (ver figura 1)

- Elevada ($T > 650$ °C) – Incineradoras de resíduos sólidos urbanos, co-Incineração, cimenteiras, etc.
- Média (230 °C $< T < 650$ °C) – Gases de escape de caldeiras a vapor, de turbinas a gás e de motores de combustão interna quando não incorporados em centrais de poligeração, gases de escape de automóveis, secadoras, fornos, processo de Fischer-Tropsch, etc.
- Baixa ($T < 230$ °C) – água de arrefecimento de motores de combustão interna, de compressores, de fornos, do gradiente térmico das águas dos oceanos, lagos solares, etc.

Há ainda a salientar a energia geotérmica que se pode enquadrar em qualquer uma das supracitadas categorias.

Table 5
Waste heat sources and temperature range [115].

Categories	Heat sources	Temperature (°C)	Suggested recovery technology
High temperature (>650 °C)	Solid waste	650–1000	Air preheating
	Fume incinerators	650–1450	Steam Rankine cycle
	Nickel refining furnace	1370–1650	Steam generation (Heating)
	Glass melting furnace	1000–1550	Heat exchanger (preheating)
	Aluminum refining furnaces	650–760	Thermoelectric
	Copper reverberatory furnace	900–1100	Thermal PV
	Copper refining furnace	760–815	
	Zinc refining furnace	760–110	
	Cement kiln	620–730	
	Hydrogen plants	650–1000	
	Steam boiler exhaust	230–480	Steam Rankine cycle
	Medium temperature (230–650 °C)	Gas turbine exhaust	370–540
Drying and baking ovens		230–600	Heat exchangers (pre-heating process)
Catalytic crackers		425–650	Air pre-heating
Reciprocating engine exhausts		315–600	Thermoelectric
Drying and baking ovens		230–600	Thermal PV
Catalytic crackers		425–650	
Annealing furnace cooling systems		425–650	
Process steam condensate		50–90	Space heating
Cooling water from:			Domestic water heating
Internal combustion engines		66–120	Heat pump
Low temperature (<230 °C)	Hot processed liquids and solids	32–232	Organic Rankine Cycle
	Annealing furnaces	66–230	Heat exchangers
	Drying, baking and curing ovens	93–230	Absorption/adsorption cooling
	Welding and injection molding machines	32–88	Kalina cycle
	Bearings	32–88	Piezoelectric
	Air compressors	27–50	

Figura 1 - Fontes de calor residual e respetivo intervalo típico de temperaturas [12]

A temperatura da fonte quente é um parâmetro essencial, dado que determina a eficiência do processo de recuperação energética e afecta significativamente o projecto dos permutadores de calor, tal como postulado pelo rendimento máximo teórico do ciclo de Carnot.

Uma ampla gama de tecnologias de recuperação de energia foram desenvolvidas para fazer face aos enormes fluxos de calor desperdiçado. Isto inclui vários tipos de permutadores de calor (recuperadores, regeneradores, pré-aquecedores do ar, economizadores, *heat pipes*), bombas de calor, equipamentos de refrigeração absorção/adsorção e conversores calor-electricidade.

A produção de energia elétrica a partir de calor pode ser realizada mediante o uso de:

- **Ciclos termodinâmicos de potência** [40]:
 - Ciclo de Rankine (no qual se inclui o ORC)
 - Ciclo de Kalina
 - Ciclo de Goswami
 - Ciclo de Uehara

- Motor Stirling [43]
 - Ciclo de Brayton invertido [43]
 - Ciclo de «flash» trilateral (*Trilateral Flash Cycle*)
 - Ciclos transcíticos e supercríticos [12]
-
- **Processos diretos** [41]:
 - Termoelétricos (*Thermoelectric generators – TEG's*)
 - Termoiónicos
 - Piezoelétricos

2.2. Ciclos termodinâmicos de aproveitamento de calor residual

2.2.1. Ciclo de Rankine

Antes de proceder à abordagem em detalhe, o ciclo orgânico de Rankine, convém lembrar um pouco o ciclo de Rankine, dado que o ORC é uma adaptação do ciclo de Rankine para baixas e médias temperaturas de evaporação.

O ciclo de vapor de Rankine é, por excelência, o ciclo termodinâmico de produção de energia elétrica, dada a sua aproximação ao ciclo ideal teórico de Carnot (maior rendimento possível), inexecutável na prática, pelo que o ciclo de Rankine se afigura como o ciclo real ideal de potência a vapor. Disso são exemplo, as centrais termoelétricas a carvão e as centrais nucleares, responsáveis pela produção maioritária da energia elétrica no mundo [26].

Um ciclo de Rankine típico consiste numa máquina térmica que troca calor entre uma fonte quente e uma fonte fria, produzindo trabalho com recurso a um fluido de trabalho sujeito a transformações cíclicas. O trabalho é produzido sob a forma de trabalho de veio, cuja rotação acciona um gerador elétrico, produzindo eletricidade.

Modo de funcionamento

O fluido operante (geralmente água) entra numa bomba como líquido (1) (ver figura 2), onde é comprimido isentropicamente (idealmente) até à pressão de serviço da caldeira (2). Na caldeira é realizada a adição de calor a pressão constante proveniente da fonte quente, donde o fluido sai como vapor sobreaquecido.

O sobreaquecimento do fluido de trabalho (água) é um aspeto crucial no funcionamento do ciclo de Rankine, colmatando essa lacuna do ciclo teórico de Carnot, dado que a turbina não pode funcionar com uma mistura bifásica de líquido e vapor, pois a colisão de gotículas de líquido nas pás da turbina resulta na sua erosão e consequente desgaste.

O fluido entra então na turbina (3) onde é expandido isentropicamente (idealmente) até à pressão de serviço da bomba (4), acionando um gerador acoplado solidariamente e produzindo energia elétrica. Finalmente é conduzido ao condensador, onde rejeita calor para a fonte fria, geralmente um rio ou lago, completando a sua transformação cíclica.

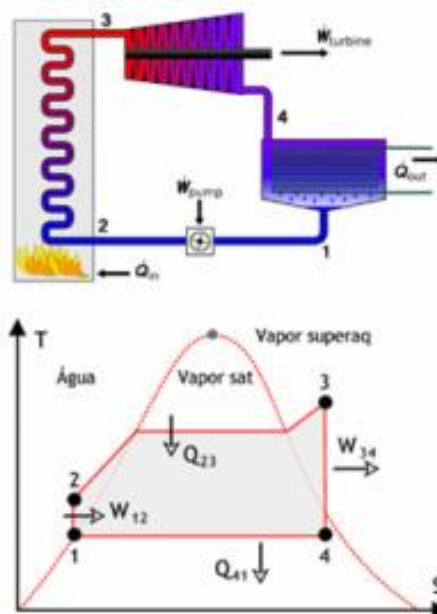


Figura 2 - Componentes e diagrama T-s do ciclo de Rankine

Algumas considerações termodinâmicas e ambientais

A questão que se coloca agora e que se torna premente é o que acontece então com esse calor rejeitado para a vizinhança, não só o proveniente de ciclos de Rankine, mas o de todos os equipamentos que operem segundo o princípio de uma máquina térmica, entre uma fonte quente e uma fonte fria, e cuja consequência é a inevitável degradação da qualidade da energia (destruição de exergia), postulado pelo enunciado de Clausius [26]:

“É impossível construir um dispositivo que funcione segundo um ciclo que não produza qualquer efeito além da transferência de calor de um corpo a uma temperatura inferior para um a uma temperatura superior”.

A 2ª lei da termodinâmica diz-nos que o calor flui naturalmente do meio a uma temperatura mais elevada para o de menor temperatura, mas o inverso não é verdade. É necessário o fornecimento de trabalho ao sistema para que tal aconteça, sendo o princípio básico de funcionamento de frigoríficos e bombas de calor. A 2ª lei é também uma poderosa ferramenta para avaliar o impacto ambiental [44].

No caso de centrais termoeléctricas que operam segundo o ciclo de Rankine, a rejeição de calor para o ambiente pressupõe a existência de uma fonte fria adequada à potência instalada, seja um curso de água ou o oceano, seja a atmosfera. A qualidade desta fonte fria (temperatura e caudal ou temperatura e humidade) é um factor determinante na obtenção de elevado rendimento na conversão calor – electricidade [45].

No caso de a rejeição de calor se processar para um curso de água, levantam-se algumas questões ambientais relacionadas com a poluição térmica induzida, nomeadamente, perturbação da fauna e flora autóctone, eutrofização da água (diminuição do seu teor em oxigénio), o que consequentemente altera a flora e a fauna, podendo provocar a morte de peixes e outros seres vivos, desenvolvimento de fungos e outras bactérias, etc.

Em suma, é importante reter que, o calor residual é uma consequência inerente e necessária a um ciclo termodinâmico presente em muitas áreas da indústria. Por razões económicas, energéticas e ambientais é importante aproveitá-lo.

2.2.2. Organic Rankine Cycle (ORC)

O ORC utiliza o mesmo princípio de funcionamento que o ciclo de potência de Rankine, mas faz uso de fluidos orgânicos com um baixo ponto de ebulição e elevado calor latente de vaporização para maximizar a recuperação de calor de fontes a uma menor temperatura, tais como o calor residual de processos industriais, fontes geotérmicas, lagos solares, etc. Este calor é utilizado para vaporizar o fluido orgânico, sendo convertido em trabalho útil, gerando electricidade.

Para temperaturas baixas ($< 300\text{ }^{\circ}\text{C}$), o ciclo de Rankine torna-se simultaneamente ineficiente, caro e tecnicamente inviável, devido ao requisito que o vapor seja sobreaquecido antes da expansão, a fim de evitar a colisão de gotículas de água nas pás, o que resultaria em erosão e consequente desgaste. Este aspecto está directamente relacionado com o diagrama T-s característico dos fluidos húmidos (ver figura 3), como a água, que apresentam uma curva de vapor saturado com uma pendente negativa ($(dT/ds)_{\text{sat}} < 0$). Aliado a isto, há também a pressão excessiva no evaporador e o facto de as turbinas serem caras e bastante complexas, o que inviabiliza não só a água como fluido operante, mas também todos os fluidos húmidos.

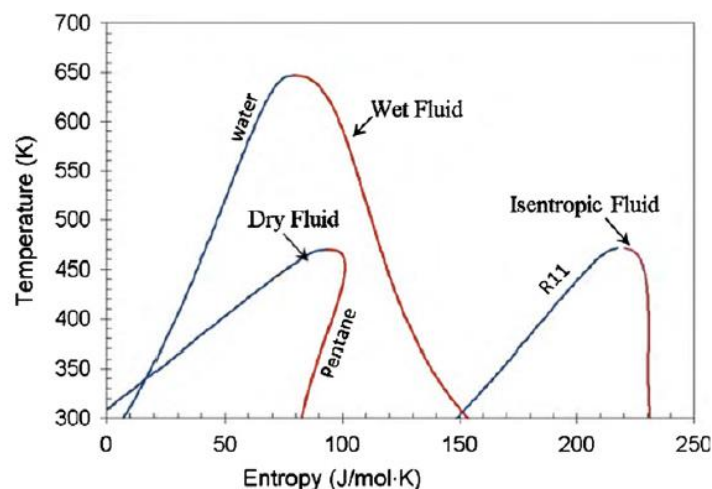


Figura 3 - Fluidos operantes de um ORC: seco (e.g. pentano), húmido (água) e isentrópico (e.g. R11)

A solução para o aproveitamento do calor a temperaturas baixas passa pela utilização de outro tipo de fluidos, que não exijam sobreaquecimento e que vaporizem a temperaturas mais baixas, possibilitando a absorção do calor residual.

As principais razões para a escolha de um fluido orgânico em detrimento da água são [46]:

- A necessidade de sobreaquecer a água para evitar a condensação durante o processo de expansão, o que danificaria as lâminas das turbinas;
- A pressão excessiva no evaporador;
- A complexidade e o custo das turbinas;

O princípio de funcionamento do ORC é o mesmo do ciclo de Rankine: idealmente o fluido é bombeado isentropicamente para um permutador de calor que recebe calor da fonte quente onde é evaporado a pressão constante. Em seguida, é expandido isentropicamente numa turbina, produzindo trabalho e é finalmente condensado para a baixa pressão, completando o ciclo.

Um ORC apresenta várias vantagens em relação a um ciclo de Rankine convencional no aproveitamento de calor residual. São elas:

- É requerida menor quantidade de calor durante o processo de evaporação;
- A evaporação ocorre a uma menor pressão e temperatura;
- O processo de expansão termina na região de vapor sobreaquecido e portanto não é necessário o sobreaquecimento do fluido, evitando-se a erosão das pás das turbinas;
- A menor diferença de temperatura entre a evaporação e a condensação significa também que o respectivo rácio de pressões será muito menor, podendo ser utilizados dispositivos de expansão com apenas um estágio.

Uma análise mais aprofundada do ORC será realizada no capítulo 3.

2.2.3. Ciclo de Kalina

Quer o ciclo de Kalina quer os ciclos supercríticos/transcríticos são ambos variações do ciclo de Rankine. O ciclo de Kalina é um ciclo de absorção modificado que utiliza como fluido operante um fluido azeotrópico tal como uma mistura de água-amoníaco, cujas fracções evaporam a taxas distintas. À medida que a mistura se evapora, a sua composição química altera-se e a temperatura de ebulição aumenta, i.e. exibe um comportamento não isotérmico ao longo da mudança de fase, ao contrário das substâncias puras, obtendo-se uma melhor correspondência entre os perfis térmicos da fonte quente, neste caso o fluxo de calor rejeitado, e o fluido operante, reduzindo as irreversibilidades do ciclo [47].

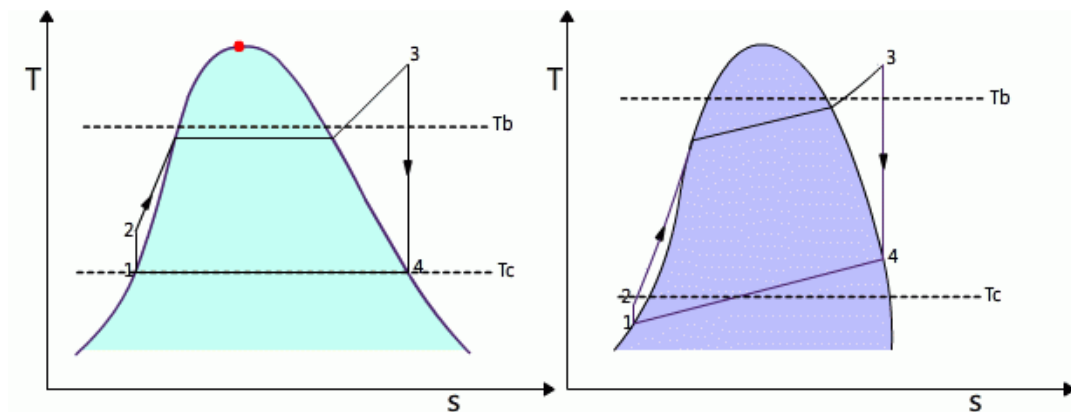


Figura 4 - Comparação entre o ciclo de Rankine (esquerda) e o ciclo de Kalina (direita)

Pela análise dos diagramas (figura 4), pode constatar-se que o ciclo de Kalina tem uma menor temperatura média de rejeição de calor para o ambiente (T_c) e uma maior temperatura de adição de calor ao ciclo (T_b) quando comparado com o ciclo de Rankine, o que obviamente conduz a um maior

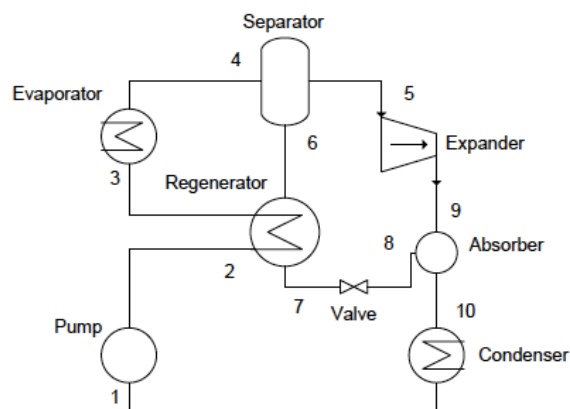


Figura 5 - Diagrama esquemático do ciclo de Kalina

rendimento termodinâmico. Alguns componentes adicionais ao ciclo de Rankine são introduzidos no ciclo de Kalina, por razões técnicas e económicas. Devido à menor temperatura de condensação do amoníaco torna-se impraticável a condensação com recurso a água de arrefecimento a baixa temperatura e portanto é introduzido um separador no sistema. Dado que, a temperatura à saída da turbina é maior que a temperatura à entrada do evaporador, pode ser incluído um recuperador de calor, aumentando assim a eficiência global do ciclo. O diagrama esquemático do sistema é mostrado na figura 5.

Teoricamente, a diminuição das irreversibilidades deveria dar ao ciclo de Kalina uma vantagem sobre os ORC's mas, como Bombarda *et al.* [48] observaram, este ciclo apenas apresenta ganhos de eficiência marginais sobre um ORC otimizado dado que requer um *layout* mais complexo; portanto a grande melhoria verificada pela redução das irreversibilidades no evaporador foi marginalizada quando as perdas dos equipamentos adicionais foram contabilizadas.

Há ainda a considerar os seguintes aspectos: a natureza corrosiva da mistura água-amoníaco, o que implica o uso de materiais dispendiosos; a pequena diferença de temperaturas entre a fonte quente e o fluido operante, o que resulta numa elevada área de transferência de calor. Todos estes aspectos combinados prejudicam severamente a exequibilidade destes sistemas em aplicações de pequena escala.

2.2.4. Ciclo Transcrítico/Supercrítico

Os ciclos transcíticos/supercríticos utilizam fluidos operantes com temperaturas e pressões críticas relativamente baixas, e, portanto, podem ser comprimidos e aquecidos até ao seu estado supercrítico antes da expansão.

O processo de adição de calor de um ciclo supercrítico não atravessa uma região bifásica como um ORC convencional, permitindo a obtenção de uma melhor correspondência entre a fonte quente e o fluido operante, ao mesmo tempo que diminui as irreversibilidades do ciclo.

A principal diferença entre um ciclo transcrito e supercrítico é que o primeiro opera mais próximo do ponto triplo, reduzindo ainda mais o trabalho necessário para comprimir o fluido operante [49]. A figura 6 mostra a configuração e o diagrama T-s para um ciclo de Rankine transcrito de CO₂.

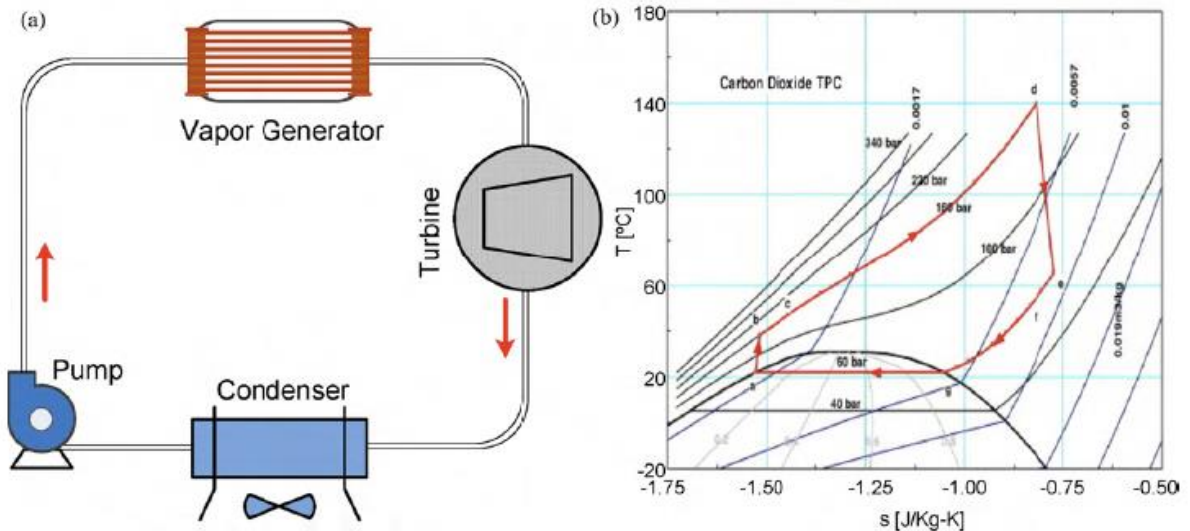


Figura 6 - Configuração (a) e diagrama T-s (b) de um ciclo de Rankine transcrito de CO₂[50]

Teoricamente, este ciclo deveria apresentar melhores prestações em relação a um ORC [50, 51]. Os fluidos supercríticos apresentam uma melhor correspondência com a fonte quente do que os fluidos azeotrópicos e os puros. No entanto, Chen *et al.* [51] modelaram um ciclo transcrito de CO₂ com uma fonte quente a 150 °C e verificaram apenas ganhos marginais de rendimento quando comparados com um ORC com R123 como fluido operante.

As pesquisas levadas a cabo por Chen *et al.* [51-53], demonstram essa maior eficiência do ciclo transcrito em relação ao ORC, como resultado dessa melhor correspondência térmica. No entanto, noutro estudo, Chen *et al.* [11], demonstraram que, embora pesem as qualidades do CO₂ como fluido operante, tais como, ponto crítico moderado, baixo impacto ambiental e baixo custo, existem algumas notórias desvantagens. São elas: a baixa temperatura crítica (31,1 °C), o que torna a concepção do processo de condensação um verdadeiro desafio, e as elevadas pressões de operação do sistema (60-160 bar) que são uma preocupação de segurança, comprometendo a exequibilidade deste fluido particular num ciclo transcrito/supercrítico. Portanto, serão necessários novos fluidos operantes para garantirem a viabilidade do ciclo supercrítico de Rankine.

2.2.5. Ciclo de Goswami

O ciclo de Goswami (1998) é um ciclo recente que utiliza uma mistura binária para produzir potência e refrigeração simultaneamente num ciclo [54], combinando um ciclo de potência de Rankine com um ciclo de refrigeração por absorção, sendo esta capacidade a sua principal vantagem [55]. No início, a mistura binária utilizada foi água-amoníaco como no ciclo de Kalina, mas mais tarde novos fluidos binários foram propostos e estudados.

2.2.6. Ciclo de Uehara

Este ciclo surgiu em 1993, no campo específico de estudo do OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion), quando Uehara *et al.* [56] conduziram uma análise paramétrica de um OTEC utilizando um ciclo de Kalina e verificaram que o rendimento termodinâmico é bastante baixo (cerca de 5%). Com o intuito de aumentar a eficiência global do ciclo de Kalina, os autores desenvolveram um novo sistema em 1994, semelhante ao primeiro (com absorção), mas incluindo um processo de extracção [56, 57].

2.2.7. Ciclo de «flash» trilateral (TFC)

Este ciclo é um ciclo termodinâmico de potência cuja expansão se inicia do estado de líquido saturado ou ligeiramente comprimido em vez do estado de vapor saturado [58]. Ao evitar a parte da evaporação, é possível recuperar-se mais calor, atingindo-se uma correspondência quase perfeita entre a fonte quente e o fluido operante, minimizando-se as irreversibilidades.

De acordo com Stiedel *et al.* [59], o seu potencial de aproveitamento energético pode ser 14-85 % superior ao de um ORC [58], desde que a expansão bifásica seja eficiente (superior a 75 % [58]). A aplicação mais estudada de TFC's é a recuperação de calor de salmouras geotérmicas [60]. A figura 7 apresenta, respectivamente, a configuração do ciclo de «flash» trilateral e o diagrama T-s característico.

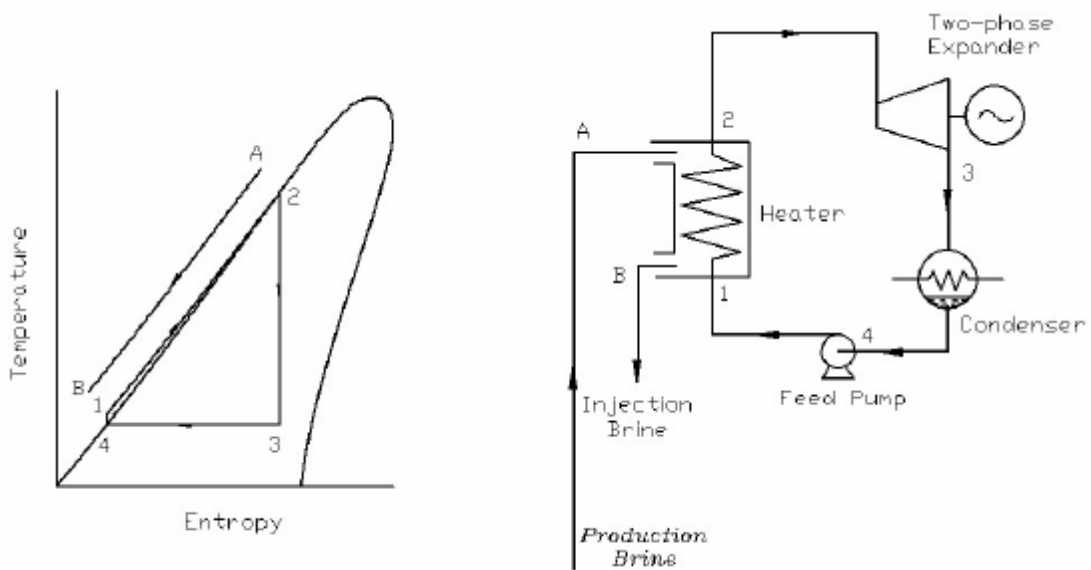


Figura 7 - Diagrama T-s (esquerda) e configuração (direita) de um TFC [59]

O principal entrave à exequibilidade deste conceito é a falta de dispositivos de expansão bifásicos adequados, com elevadas eficiências isentrópicas, sendo que apenas foi construído um protótipo de pequena escala. No entanto, estudos conduzidos por Smith *et al.* mostraram que é possível projectar e construir expansores de duplo parafuso para aplicações TFC com rendimentos isentrópicos estimados de 80% ou mais. De facto, os autores construíram um e os resultados dos testes efectuados demonstram um rendimento isentrópico de 76%, sendo o mais elevado alguma vez registado neste tipo de dispositivo [60].

C. Zamfirescu *et al.* [61] propuseram outra melhoria ao TFC, ao reduzirem outra grande fonte de irreversibilidades – o processo de condensação. Dado que utiliza um fluido azeotrópico no processo, a condensação é não-isotérmica, apresentando melhor correspondência com a fonte fria.

2.2.8. Motor Stirling

O motor Stirling visa reproduzir os processos reversíveis do ciclo de Carnot para maximizar o rendimento termodinâmico [62]. Pode adoptar distintas e complexas configurações [63, 64], mas trata-se essencialmente de um motor de combustão externa com um fluido interno (ar, hélio, hidrogénio ou outro [43]) que realiza um ciclo termodinâmico com os seguintes processos (figura 8):

- 1-2: Compressão isotérmica
- 2-3: Regeneração a volume constante
- 3-4: Expansão isotérmica
- 4-1: Regeneração a volume constante

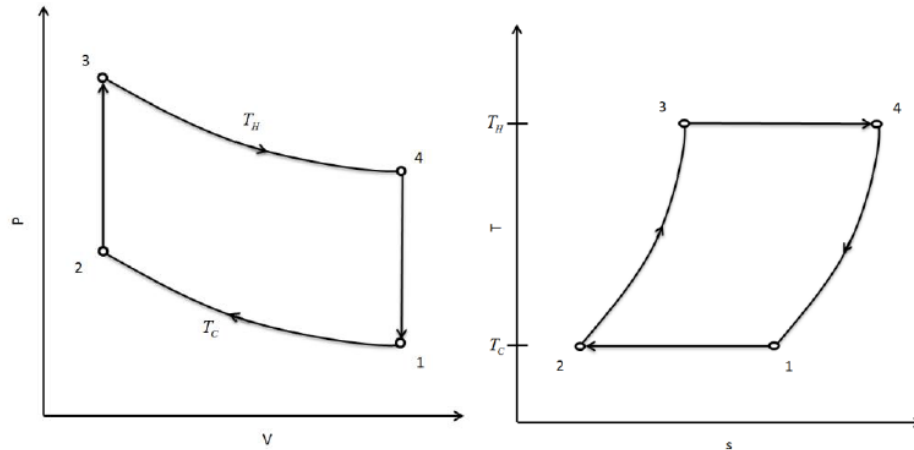


Figura 8 - Diagramas P-v e T-s para o motor Stirling [48]

Este ciclo, quando otimizado, pode atingir 65-70% do rendimento de Carnot [49], mas devido à complexa arquitetura do motor e aos processos fortemente irreversíveis que ocorrem durante a operação do sistema (maioritariamente a compressão e expansão não-isotérmicas e a eficiência do regenerador inferior à unidade), levam a que as máquinas existentes apresentem rendimentos inferiores a 30% [43]. Outras desvantagens são as elevadas pressões de operação (10-20 Mpa) e a adição de calor a uma temperatura bastante elevada (tipicamente 650-800 °C [43]).

2.2.9. Ciclo de Brayton Invertido (IBC)

Entre as tecnologias em desenvolvimento, o ciclo invertido de Brayton é uma a ter em consideração dado que permite a recuperação de calor residual de um fluxo gasoso a baixa/média temperatura à pressão ambiente.

Num sistema IBC (figura 9), o fluxo gasoso de entrada é expandido numa turbina (T) para uma pressão inferior à ambiental, sendo depois arrefecida num permutador de calor (IC) e finalmente comprimida para a pressão ambiente por um compressor (C) que descarrega o fluxo para o ambiente.

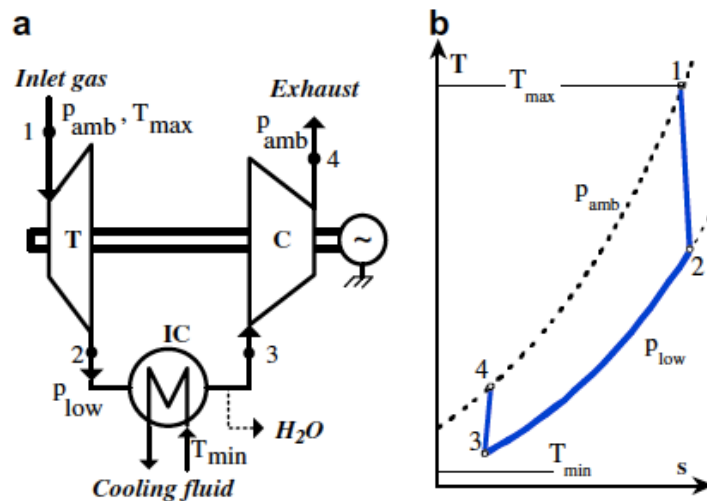


Figura 9 - Esquema (a) e diagrama T-s (b) de um IBC [42]

Estudos preliminares sobre o IBC foram realizados no passado, destacando-se o sistema IBC como “*bottoming cycle*”: de uma turbina a gás [65, 66], de uma microturbina a gás com recuperador [67] e de uma célula de combustível de alta temperatura [68]. Nestes estudos a temperatura de descarga do “*topping cycle*” era tipicamente superior a 500 °C. Bianchi e Pascale [43] investigaram a gama das menores temperaturas e concluíram que o IBC só poderia competir com o ORC em termos de rendimento para temperaturas superiores a 350-400 °C.

2.3. Processos Directos

Os geradores termoelétricos, vulgus TEG's, não constituem ciclos termodinâmicos de potência mas sim dispositivos que convertem o fluxo de calor em tensão, e serão discutidos em pormenor no capítulo 4. As outras tecnologias de recuperação de calor residual que se encontram em desenvolvimento neste momento, como os sistemas termofotovoltaicos (TPV) e os termoiónicos, não são consideradas neste estudo porque a sua gama de temperaturas de operação situa-se tipicamente acima dos 1000 °C [69, 70], encontrando-se, por essa razão, fora do âmbito desta dissertação.

2.4. Comparação entre as diferentes tecnologias de aproveitamento de calor residual (WHR)

O ciclo de Kalina e o ciclo transcrito de CO₂ apresentam resultados encorajadores em termos de rendimento termodinâmico, mas ainda não constituem tecnologias maduras. Ambos os ciclos apresentam elevadas pressões de operação que introduzem limitações ao nível dos materiais a utilizar. Em adição a tudo isto, o ciclo de Kalina, em virtude de utilizar uma mistura corrosiva de água-amoníaco, limita ainda mais os materiais a utilizar no sistema.

Continua a ser necessário melhorar o motor de Stirling, já que “promete” maiores rendimentos termodinâmicos que os restantes ciclos. O motor de Stirling tem como desvantagem a operação a elevadas pressões e temperaturas.

O ORC, por seu lado, é uma tecnologia madura, bem estabelecida no mercado e que requer um número mínimo de componentes. Os inúmeros trabalhos presentes na literatura permitem a optimização deste sistema para uma variedade enorme de fluxos de calor residual. Adicionalmente, o ORC consegue operar eficientemente ao longo de uma larga gama de pressões e temperaturas.

3. ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)

Conforme se viu no capítulo 2, o ORC surge como a tecnologia de aproveitamento de calor residual (WHR) mais fiável, mais madura e mais adequada a um largo espectro de aplicações. Torna-se agora premente uma análise mais aprofundada deste ciclo. Neste capítulo, serão discutidos os parâmetros de funcionamento mais relevantes do ORC e a sua influência no rendimento do ciclo. Será apresentada, no final deste capítulo, uma breve revisão das aplicações do ORC, para se poder compreender verdadeiramente a dimensão que este ciclo tem no panorama do aproveitamento energético do calor residual.

3.1. Funcionamento do ORC

Para se compreender o conceito de aproveitamento de calor residual, deve-se primeiramente entender o funcionamento de um ciclo combinado, tal como um processo de cogeração. Tal como mencionado anteriormente, existem inúmeros processos industriais que geram enormes quantidades de calor que é rejeitado para o ambiente.

O calor residual pode ser aproveitado pela adição de um *“bottoming cycle”* a um processo industrial (*“topping cycle”*), que na realidade, pode até tratar-se do mesmo ciclo mas operando com um fluido diferente, capaz de aproveitar convenientemente o calor residual. Este ponto ilustra um aspecto importante quando nos referimos ao aproveitamento de calor residual que é: é indispensável a análise das características do fluxo de calor residual gerado (temperatura, caudal mássico, potência, etc.) e do fluido operante do *“bottoming cycle”* (capacidade calorífica a pressão constante, ponto crítico, forma da curva T-s, etc.), dado que este funciona como veículo térmico, sendo responsável pela recuperação do calor residual e posterior geração de electricidade.

É indispensável também a análise da fonte fria para a qual se rejeitará o calor residual do *“bottoming cycle”*, tendo em conta as considerações energéticas e exergéticas destes fluxos.

As considerações energéticas envolvem a análise da 1ª lei da termodinâmica e quantificam a energia; no entanto, a 1ª lei, por si só, é inútil, dado que não indica o potencial de trabalho que pode ser realizado.

Torna-se necessário utilizar a 2ª lei que determina qual o máximo trabalho que pode ser realizado a partir de um dado fluxo energético [44].

Em alturas de crise, há um grande número de discursos e de artigos acerca do modo como conservar a energia. No entanto, sabe-se que a quantidade de energia se encontra conservada. O que não se conserva é a qualidade desta, ou seja, a sua capacidade de realizar trabalho. O desperdício de energia é sinónimo de a converter numa outra forma menos útil [26].

Portanto, para maximizar a eficiência do ciclo termodinâmico, neste caso o ORC, é necessário minimizar-se as irreversibilidades do ciclo, especificamente no que diz respeito aos processos de transferência de calor ao melhor adequar os perfis térmicos do fluxo de calor residual e do fluido operante (absorção de calor) e do fluido operante e a fonte fria (rejeição de calor para o ambiente).

Dado que o processo que apresenta maior exergia associada é o processo de absorção de calor, devido à sua maior temperatura, é óbvio que este se trata do processo crítico no que toca à minimização das irreversibilidades. Torna-se pertinente, portanto, introduzir um parâmetro fundamental para a concepção de um sistema ORC, denominado **pinch point**. Este é o ponto cuja diferença de temperatura entre o fluxo de calor residual e o fluido operante é mínima (ver figura 10).

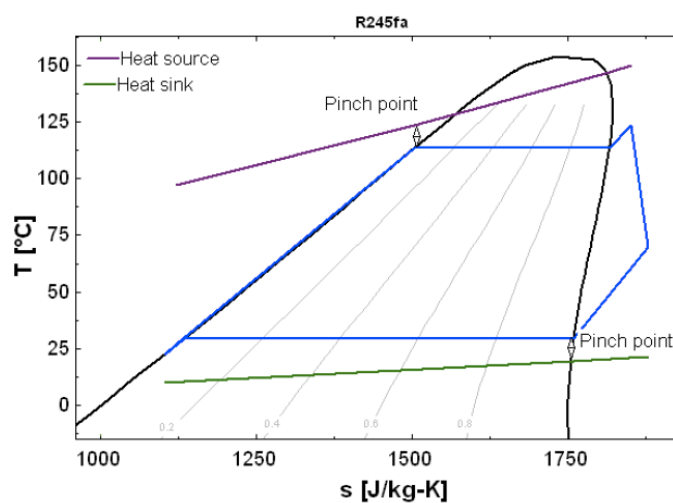


Figura 10 - Pinch Points num ORC

Quando se dimensiona um sistema deste tipo, a selecção do *pinch point* resulta de uma optimização económica:

- Um *pinch point* cuja diferença de temperatura seja muito reduzida, corresponde a uma transferência de calor bastante “difícil” e, portanto, é necessário uma maior área de transferência de calor, o que incorre em maiores custos, apesar de aumentar o rendimento do permutador de calor e conseqüentemente a um maior aproveitamento energético.
- Por outro lado, um *pinch point* cuja diferença de temperatura seja muito elevada conduz a uma melhor transferência de calor (menor área de permutador de calor necessária – menor custo), mas diminui significativamente o rendimento termodinâmico do ciclo.

Nas aplicações ORC, o valor do *pinch point* depende fortemente da configuração do sistema e das temperaturas das fontes quente e fria. S. Quoilin [38] analisou o caso particular de um ORC com uma bomba volumétrica (de deslocamento positivo) e com um dispositivo de expansão (por exemplo uma bomba de pistão e um expansor *scroll*) para compreender como variaram alguns parâmetros específicos do ciclo com a variação das condições de operação:

1. Caudal mássico: A bomba é um dispositivo de deslocamento positivo, impondo o caudal volumico. O fluido encontra-se no estado líquido no estado líquido à entrada da bomba, sendo por isso, incompressível (massa específica constante), fixando também o caudal mássico. Pode ser ajustado variando-se o volume varrido pela bomba ou a sua velocidade de rotação.
2. Pressão de evaporação: O dispositivo de expansão é também de deslocamento positivo e, por conseguinte, o volume de fluido que “absorve” a cada rotação (volume deslocado) é constante. A pressão à entrada do expansor é imposta pela sua velocidade de rotação para um dado caudal imposto pela bomba, i.e., reduzindo-se a sua velocidade de rotação aumenta-se a pressão de evaporação.
3. Sobreaquecimento à saída do evaporador: A potência total resultante da transferência de calor da fonte quente para o fluido de trabalho é determinado pela configuração do evaporador e pelas características da fonte quente (temperatura e caudal mássico).
4. Temperatura à entrada do condensador: É imposta pelo rendimento do dispositivo de expansão e pelas perdas térmicas para o ambiente.

5. Pressão de condensação: É imposta pela eficiência do condensador e pelos parâmetros da fonte fria (temperatura e caudal mássico).
6. Perdas de carga: São maioritariamente uma função das características geométricas do condensador e do caudal mássico.

3.2. Algumas considerações importantes

Após se compreender o comportamento do ORC e a influência dos seus parâmetros de funcionamento nas condições de operação, pode-se tecer mais algumas considerações, fundamentais para a implementação viável desta tecnologia de aproveitamento de calor residual.

Tal como mencionado anteriormente, o processo de expansão e o fluido operante são dois factores críticos num ORC, num compromisso entre economia, eficiência energética e viabilidade técnica.

A tecnologia actual de dispositivos de expansão impõe alguns entraves técnicos, nomeadamente a necessidade de uma expansão “seca”, pois a colisão de gotículas a elevada temperatura deterioraria rapidamente as pás das turbinas. Em virtude disso, a selecção do fluido operante deve levar isto em consideração; há uma necessidade intrínseca de sobreaquecer bastante fluidos “húmidos” como a água para evitar a expansão húmida (região bifásica), prejudicando o rendimento do sistema de aproveitamento de calor residual.

Portanto, são utilizados outro tipo de fluidos: os “secos” e os isentrópicos. A mais-valia deste tipo de fluidos prende-se com a forma da curva T-s, mais especificamente, com o facto da inclinação da curva de saturação de vapor ser não-negativa ($dT/ds \geq 0$), evitando-se assim a expansão húmida.

Tchanche *et al.* [12] compilaram as características mais importantes dum fluido operante dum ORC:

- Curva de saturação vertical ou com pendente positiva (fluidos isentrópicos ou secos, respectivamente)
- Elevado calor latente de vaporização

- Elevada massa volúmica
- Elevado calor específico
- Propriedades do ponto crítico moderadas (temperatura e pressão)
- Pressões de condensação e evaporação aceitáveis (> 1 bar e < 25 bar, respectivamente)
- Boas propriedades de transferência de calor (baixa viscosidade, elevada condutividade térmica)
- Boa estabilidade térmica e química (estável a elevadas temperaturas)
- Boa compatibilidade com materiais (não corrosivo)
- Seguro (não tóxico e não inflamável)
- Reduzido impacto ambiental (baixo potencial de destruição da camada de ozono (ODP), efeito de estufa reduzido (GWP))
- Baixo custo e elevada disponibilidade

Continuando com o estudo do fluido de trabalho, Chen *et al.* [11] elaboraram diagramas ξ s para analisar o efeito da inclinação da curva de saturação de vapor para diferentes fluidos. Dado que o valor de dT/ds para fluidos isentrópicos tende para infinito, o inverso da pendente da curva (i.e ds/dT) é utilizado para quantificar quão “seco” ou “húmido” um fluido é. Se definirmos $\xi = ds/dT$, podemos classificar o fluido de trabalho pelo valor deste parâmetro como:

- $\xi > 0$ - fluido seco
- $\xi \approx 0$ - fluido isentrópico
- $\xi < 0$ - fluido húmido

Os autores deste estudo concluíram também que o sobreaquecimento, indispensável nos fluidos húmidos, torna-se contraproducente nos fluidos secos e isentrópicos, diminuindo o rendimento do ciclo ORC.

A utilização de fluidos secos no ORC pode também aumentar o rendimento do ciclo ao permitir a regeneração de calor, dado que a temperatura do fluido à saída da turbina é, geralmente, superior à temperatura de entrada no evaporador, podendo ser utilizado para pré-aquecer o líquido antes da entrada no evaporador. Um permutador de calor em contra-corrente pode ser então instalado entre a saída do

expansor e a entrada do evaporador, reduzindo a potência requerida à fonte quente e consequentemente aumentando o rendimento do ciclo [10] (ver figura 11).

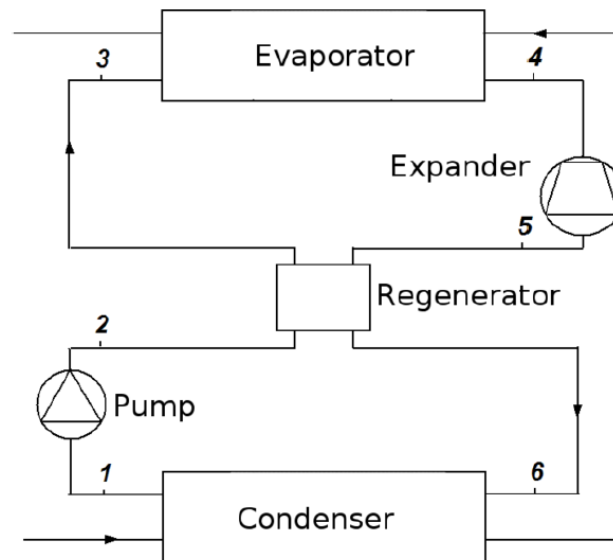


Figura 11 - ORC com regeneração [10]

Mais ainda, Goswami *et al.* [71] e Demuth [72, 73] descobriram que apenas era formada uma camada de gotículas muito fina (*fog*) na região bifásica e que não havia lugar à formação de líquido que pudesse danificar a turbina antes que começasse a “secar” durante a expansão. Isto é, a expansão para fluidos secos pode ser iniciada ligeiramente antes do ponto de vapor saturado, desde que não ocorra condensação, não diminuindo significativamente o rendimento da turbina.

Depois da determinação das características do fluxo de calor rejeitado (fonte quente) e da fonte fria, o factor mais influente no rendimento de um ORC é o processo de expansão. Com efeito, o rendimento isentrópico da expansão determina o máximo trabalho que pode, idealmente, ser realizado e, portanto, torna-se óbvio que o aumento do rendimento da expansão resultará num aumento do rendimento do ciclo. As características do dispositivo de expansão bem como outras considerações serão alvo de discussão no capítulo 9.

3.3. Aplicações do ORC

Devido à sua baixa temperatura de operação, o ORC pode recuperar eficientemente calor residual de variadíssimas fontes: geotérmica, energia solar, biomassa, calor residual de processos industriais, etc. Este conceito foi já demonstrado e provado pelas inúmeras instalações ORC instaladas pelo mundo fora: Canadá, E.U.A., Itália, Áustria, Alemanha, Suécia, Holanda, etc. [74-76].

Neste capítulo é apresentada uma breve revisão das aplicações ORC, por forma a avaliar-se a extensão da adopção desta tecnologia e a sua relevância no panorama energético do aproveitamento de calor residual.

3.3.1. Instalações geotérmicas binárias

O planeta Terra torna-se cada mais quente à medida que a profundidade aumenta. Este fluxo de energia proveniente do núcleo, que se encontra a cerca de 6000 K, é designado por energia geotérmica e é responsável pelo seu carácter dinâmico endógeno. O fluxo total de calor da Terra, i.e., a quantidade de calor proveniente do seu interior e libertado para o espaço por unidade de área e de tempo, está estimado em cerca de 4000 GW, o que constitui mais do triplo do consumo de energia a nível global [77].

Existe, portanto, todo o interesse em aproveitar a energia geotérmica que pode ser utilizada para processos que utilizem calor, para produção de eletricidade, ou ambas (cogeração). O gradiente geotérmico médio próximo à superfície terrestre ronda os 30 K/Km e não é igualmente distribuído, pelo que existem regiões no globo terrestre, mais adequadas a aplicações geotérmicas.

Na instalação geotérmica binária, ilustrada na figura 12, a energia térmica do fluido geotérmico é transferido para um fluido secundário, através de permutadores de calor, para um ciclo convencional de Rankine. O fluido orgânico de trabalho recebe calor, evapora e é expandido na turbina antes de ser condensado e regressar ao evaporador através da bomba de alimentação.

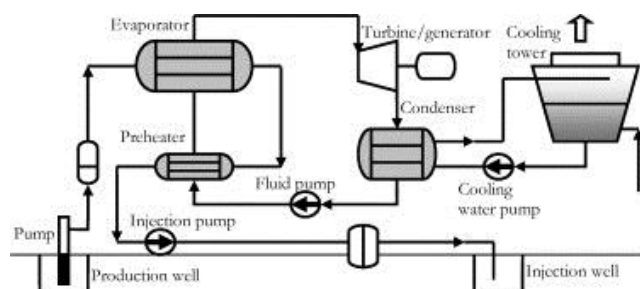


Figura 12 - Diagrama de fluxo de uma instalação geotérmica binária

As instalações geotérmicas binárias são uma tecnologia madura, constituindo-se como a única opção viável para aproveitamento de calor residual a temperaturas inferiores a 150 °C. Nas instalações geotérmicas, a preocupação constante é a otimização dos recursos, medido pelas eficiências energética e exergética. As eficiências de 1ª lei encontram-se, tipicamente, na gama dos 5-15%, enquanto que, as de 2ª lei, se encontram na gama dos 20-54% [12]. Hoje em dia, é a tecnologia geotérmica mais utilizada a nível mundial com 162 instalações que geram 373 MW de potência. Constituem cerca de 32% de todas as instalações geotérmicas em operação mas geram somente 4% da potência total [12].

Na ordem de potência dos MW, os módulos de ORC incorporam as turbinas convencionais, economicamente atractivo, enquanto que, para baixas potências de saída, a falta de turbinas baratas restringe largamente a sua aplicação prática. Brasz *et al.* [28] sugeriram utilizar componentes AVAC para minimizarem os custos. Ao aplicar este conceito, conseguiram transformar um sistema de ar condicionado de 350 toneladas de refrigeração numa instalação ORC de 250 kW. O produto é comercializado sob o nome de PureCycle® 280, pela empresa United Technologies Corporation [78]. Existem instalações em funcionamento com esta tecnologia: East Hartford, Austin, Danville e Chena, nos EUA, só para mencionar algumas [28, 79, 80]. Desenvolvimentos semelhantes foram levados a cabo por Smith e Stosic [81], que converteram compressores de parafuso em dispositivos de expansão de parafuso. A Electratherm [82] e BEP Europe [83] são empresas que comercializam dispositivos de expansão baseados em ORC's.

3.3.2. Sistemas solares térmicos

Existem vários sistemas solares térmicos que funcionam com o ciclo ORC, mas podemos dividi-los em 4 categorias principais, dado que, utilizam a radiação solar como fonte primária de energia, podendo existir algumas variantes específicas. São elas:

- **Sistemas modulares**
- **Lagos solares**
- **Sistemas de dessalinização**
- **Sistemas de refrigeração *Duplex - Rankine***

3.3.2.1. Sistemas modulares

Existem vários factores que estão a contribuir para o aumento do mercado de instalações de baixa potência:

- A necessidade de sistemas de distribuição de energia em locais remotos ou isolados;
- A necessidade de um modelo energético e económico de desenvolvimento sustentável em países em vias de desenvolvimento;
- Considerações ambientais: gerar energia através de fontes renováveis, amigas do ambiente;
- Privatização e diversificação do sector energético a uma escala global.

Nas instalações geotérmicas binárias (que envolvem a utilização de dois fluidos de trabalho), existe uma nuance interessante: o fluido geotérmico pode ser substituído por outros fluidos para permuta de calor, nomeadamente, água, óleos minerais ou sintéticos, e sais de nitrato, fluidos esses que são aquecidos até cerca de 400 °C em colectores solares térmicos (figura 13 [84]), originando instalações solares modulares na gama dos 100 kW até aos 10 MW.

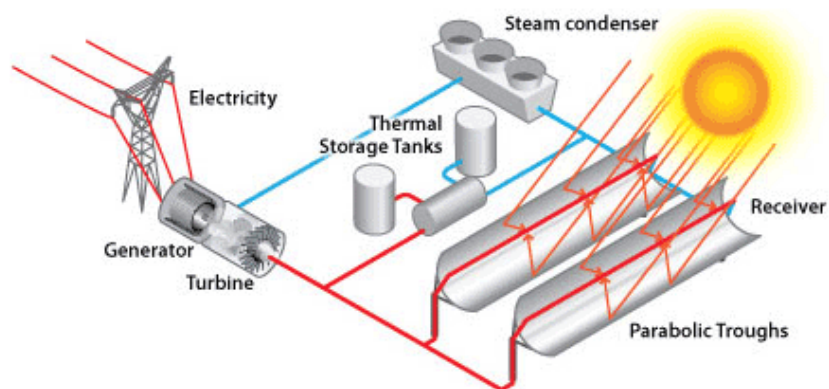


Figura 13 - Instalação modular solar convencional (ciclo de Rankine) [83]

Os sistemas solares modulares baseados em ORC's, operam segundo o mesmo princípio de funcionamento, só que utilizam fluidos orgânicos em vez de vapor. As vantagens destes sistemas são, segundo Hassani [85]:

- **Operação a baixas temperaturas** (<300 °C): A possibilidade de utilizar fluidos de permuta de calor baratos e com bastante disponibilidade, nomeadamente *Caloria* (óleo mineral), colectores solares concentradores de baixa temperatura e módulos ORC de baixa temperatura, adequados para regiões de baixa radiação solar incidente, tais como as regiões da África-subariana.
- **Modularidade:** Instalações grandes, na ordem das dezenas de MW de potência, podem ser instaladas, combinando no mesmo local um grande número de módulos ORC.
- **Capital e custos de operação e manutenção reduzidos:** Materiais, fluidos de permuta de calor e colectores solares baratos podem ser utilizados. Os módulos ORC também são relativamente baratos. Os condensadores a ar poupam água e a operação remota reduz o número de operadores.

O princípio de funcionamento de um sistema solar térmico com um módulo ORC é ilustrado na figura 14. Os concentradores solares parabólicos (CSP) capturam a radiação solar, podendo concentrar até cerca de 40 vezes esse valor, graças às suas propriedades ópticas. No foco dos concentradores parabólicos encontram-se tubos com revestimento selectivo, pelos quais circula um fluido de transferência de calor que captura a energia da radiação solar.

Este fluido pode chegar a temperaturas da ordem dos 160 °C [86]. Dadas as condições intermitentes, características da energia solar, é instalado um tanque com sais, que funciona como uma “bateria”, armazenando essa energia solar e permitindo a sua liberação uma taxa regulada, mantendo as condições de funcionamento da instalação constantes [87].

Por sua vez este tanque, fornecerá calor ao módulo ORC acoplado, através de um permutador de calor, conforme as necessidades energéticas da rede em que se encontra inserido. Neste caso particular, o ORC utiliza como fluido operante o R245fa, um frigorigênio, que é vaporizado durante a absorção de calor, e, posteriormente, é expandido num turbo-gerador, gerando energia elétrica. O fluido de transferência do calor, por seu turno, sai do permutador de calor a cerca de 100 °C, pronto para absorver mais radiação solar, completando assim o ciclo principal [88].

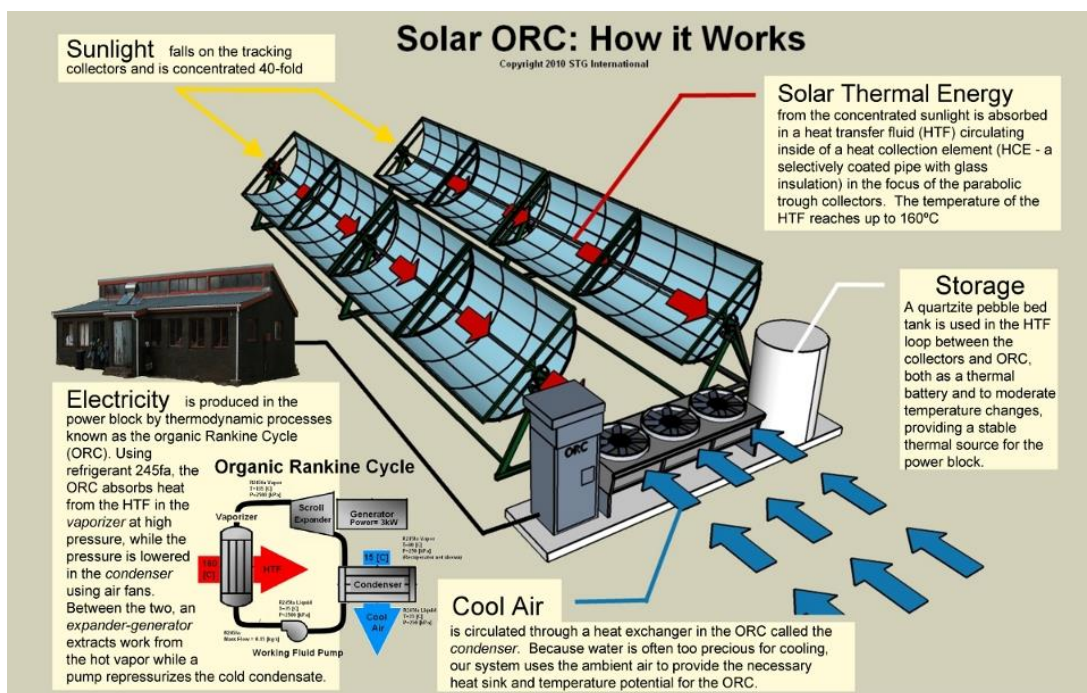


Figura 14 - Sistema solar térmico com um módulo ORC [87]

Cogeração

Os colectores solares de média temperatura associados com módulos ORC podem funcionar eficientemente em aplicações de cogeração produzindo água quente e eletricidade "limpa". Testes levados a cabo pela empresa *Solar Turbine Group International* no Lesoto (figura 15), provaram que os micro ORC baseados em componentes AVAC são economicamente viáveis em regiões onde a rede elétrica não chega, sobretudo em países em vias de desenvolvimento, onde milhões de pessoas continuam sem acesso a eletricidade [89-91].

Dada a evolução tecnológica observada no campo dos colectores solares concentradores (CSP), com o desenvolvimento de colectores cada vez mais baratos, fiáveis e eficientes, e dada a evolução tecnológica observada também nos módulos ORC, tornando-os economicamente viáveis, é expectável, que num futuro próximo, mais instalações destes género sejam construídas.

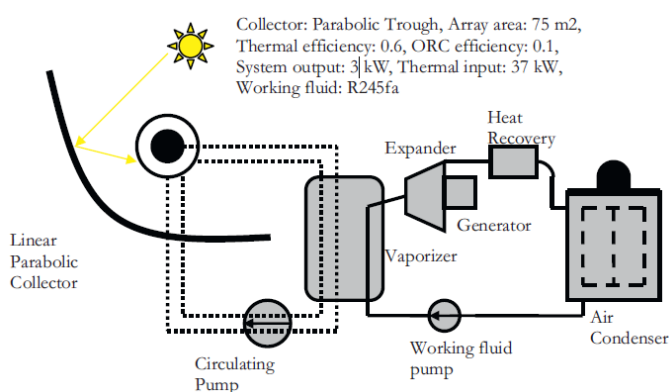


Figura 15 - Esquema da instalação solar ORC no Lesoto [89]

3.3.2.2. Lagos solares

Uma instalação ORC de lago solar é constituída por dois subsistemas: um lago solar com gradiente salino e um ciclo ORC convencional (figura 16). Um lago solar com gradiente salino é um largo reservatório de água a descoberto, funcionando como um colector de energia térmica solar, armazenando o calor. Absorve a radiação solar, directa e difusa, transformando-a em calor e armazenando-a sob a forma de água quente.

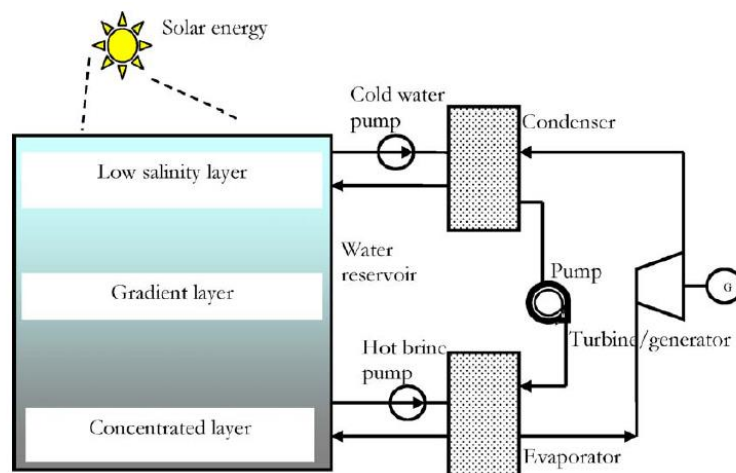


Figura 16 - Princípio de funcionamento de uma instalação ORC - lago solar [12]

Um lago solar é dividido em três zonas [92]:

1. A camada superior, com espessura de 15 a 30 cm, com água de baixa concentração salina, actua como uma película transparente e um isolante térmico;
2. A camada média, com espessura de 1 a 1,5 m, actua como um isolante adicional e é denominada camada de gradiente salino. Nesta camada, a concentração salina e a temperatura aumentam do topo para a base;
3. A camada inferior, com espessura de 2 a 7 m, com elevada concentração salina, funciona como um absorvedor e reservatório térmico.

Princípio de Funcionamento

Durante o dia, o lago absorve a radiação solar, directa e difusa, e armazena-a na camada inferior, onde a extracção de calor pode ser programada especificamente para uma dada hora do dia. Durante a operação, a camada inferior fornece calor ao evaporador, vaporizando o fluido orgânico. Esse vapor é expandido numa turbina acoplada a um gerador, produzindo eletricidade. Posteriormente, o fluido é arrefecido no condensador, antes de ser bombeado para o evaporador, completando o ciclo, conforme ilustrado na figura 16.

Instalações

O rendimento térmico do ciclo ronda os 15 a 25 %, enquanto a eficiência solar-elétrica ronda os 0,8 a 2% [92]. Os estudos nesta área começaram em Israel, entre 1950-1970, dada a sua elevada taxa de radiação solar incidente, tornando-o propício a aplicações deste tipo. O primeiro lago solar foi instalado em 1975, na região do Mar Morto, com uma área de 1100 m². Desde esse período, foram construídas várias instalações com esta tecnologia, destacando-se a de Beith Ha'avara em Israel (5 MW, 250.000 m²).

3.3.2.3. Sistemas de dessalinização

A dessalinização consiste na remoção do sal e outras partículas da água do mar ou salobra [93], dependendo da concentração do sal, visando torná-la apropriada para o consumo humano. As tecnologias de dessalinização são classificadas em dois grupos distintos, de acordo com o seu mecanismo de separação [94]:

- **Térmica:** O sal é separado da água através de processos de evaporação e condensação;
- **Por membrana:** o sal é separado da água pelo mecanismo de difusão através de uma membrana, sendo os sais praticamente todos retidos;

A osmose inversa (RO) e o estágio multi-flash (MSF) são as tecnologias mais amplamente utilizadas. Recentemente, tem-se verificado uma tendência para realizar a dessalinização através de energias renováveis, diminuindo o impacto das instalações convencionais no ambiente. Além disso, a particularidade da redução de escala de tais sistemas, permite a sua disseminação, em áreas remotas do globo terrestre, especialmente em regiões subdesenvolvidas onde a escassez de água potável constitui o maior óbice à vida. Pelas razões mencionadas, estes sistemas podem ser agrupados com painéis solares fotovoltaicos ou colectores solares térmicos.

Osmose inversa

A osmose inversa pode ser alimentada por eletricidade ou trabalho mecânico. É uma técnica de separação promovida pela diferença de pressões, baseada numa propriedade de certos polímeros, chamada semi-permeabilidade. Enquanto esses polímeros são muito permeáveis à água, a sua permeabilidade para substâncias dissolvidas é baixa.

Aplicando uma diferença de pressões através da membrana, a água contida na porção é forçada a atravessar a membrana. A fim de superar a pressão osmótica, é necessária uma elevada pressão de alimentação, que pode variar entre 15 a 25 bar, para água salobra, ou 60 a 80 bar, para a água do mar. O processo de bombagem pode ser facilmente conseguido através energia elétrica ou mecânica, pelo que, a osmose inversa torna-se o candidato ideal para a implementação de um sistema de dessalinização movido a energia renovável.

Um sistema ORC alimentado a energia solar é constituído por: um sistema de captação da radiação solar e um módulo de dessalinização por osmose reversa, conforme ilustrado na figura 17. O sistema de captação da energia solar converte a radiação solar em energia mecânica, que por sua vez é utilizada para accionar a bomba de alta pressão (HPP) da unidade dessalinizadora.

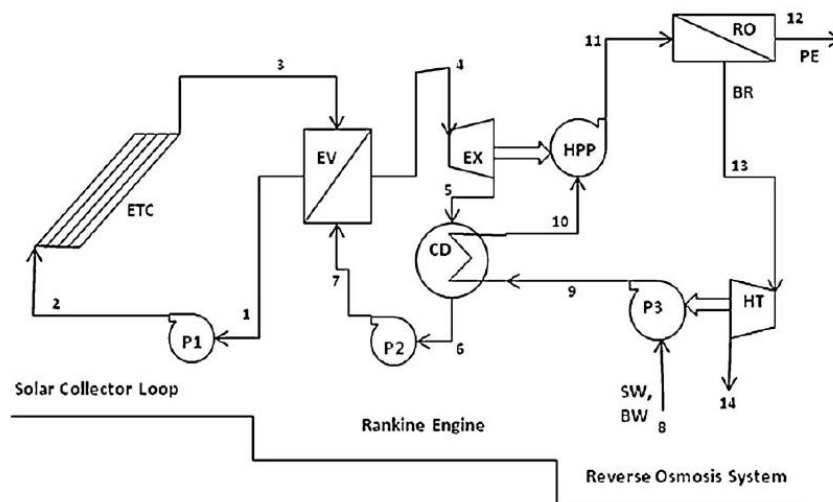


Figura 17 - Sistema ORC de dessalinização [12]

A primeira instalação deste género foi construída em Cadarache, na França [95]. A bomba de alta pressão era alimentada por um sistema solar de 2,5 kW e funcionava com R114 como fluido de trabalho, produzindo água fresca a partir de água salobra à taxa de 2.500 l/h.

Recentemente, Bruno *et al.* [96] investigaram a viabilidade técnico-económica dos sistemas ORC de dessalinização por osmose inversa (ORC-RO) e concluíram que estes sistemas são uma alternativa mais económica aos sistemas fotovoltaicos de dessalinização por osmose inversa (PV-RO). Os colectores solares concentradores parabólicos (PTC) num único estágio ou em dois estágios em cascata com toluenos, pentanos ou Propilbenzeno como fluido operante podem formar a base para médios e grandes sistemas de ORC-RO.

Condições de funcionamento

Os ciclos que operam com temperatura máxima da ordem dos 250-400 °C e com uma temperatura de condensação de 35 °C, têm um rendimento da ordem 25-35%. Nestas condições, uma instalação com uma taxa de produção de água fresca da ordem dos 15 m³/dia, pode produzir, a partir de água salobra com um custo de 2,30 €/m³ ou a partir de água do mar com um custo de 5 €/m³ [12].

Sistemas ORC-RO-AVAC

Os sistemas ORC-RO podem ser reduzidos de tamanho utilizando componentes AVAC. Nesta perspectiva, Manolakos *et. al.* [97, 98] projectaram e testaram um pequeno sistema autónomo utilizando um dispositivo de expansão *scroll*, colectores solares de tubos de vácuo e R134a como fluido operante.

A avaliação económica mostrou que a configuração básica do ciclo ORC não era viável quando comparada com um sistema PV-RO da mesma dimensão. Este estudo, apontou como custos, 7,77 €/m³ para o sistema PV-RO e 12,53 €/m³ para o sistema ORC-RO. Para otimizar a utilização dos colectores solares, Kosmadakis *et al.* [99] sugeriram um sistema ORC de dois estágios.

3.3.2.4. Sistemas de refrigeração Duplex – Rankine

Os sistemas solares de ar-condicionado, dado o facto de reduzirem o pico de carga e de consumo de eletricidade no Verão em edifícios e indústrias, foram alvo de uma forte investigação e desenvolvimento na década de 1970, fruto da crise petrolífera, tendo sido abandonados pouco tempo depois desta terminar.

Recentemente, a investigação nesta área foi retomada. Henning [100] e Kim e Ferreira [101], listaram as soluções para conversão da radiação solar em refrigeração:

- **Adsorção:** Adsorção, absorção, troca iónica;
- **Fotovoltaica:** compressão de vapor;
- **Termo-mecânica:** Rankine, ejector, Stirling;

Num sistema termo-mecânico de refrigeração, uma máquina térmica converte a energia solar em trabalho de veio, que por sua vez acciona um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, conforme ilustrado na figura 18. As máquinas térmicas podem funcionar segundo os ciclos de Brayton, Stirling e Rankine.

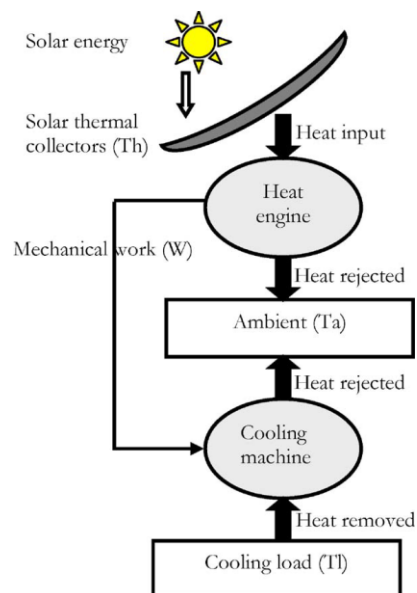


Figura 18 - Sistema solar termo-mecânico de refrigeração [12]

Um sistema de refrigeração de Rankine de duplo estágio (Duplex-Rankine) (figura 19 [102]), é constituído por dois subsistemas: ciclo de potência de Rankine e um ciclo de compressão de vapor. A radiação solar capturada pelos colectores é convertida em calor, utilizando um fluido de transferência de calor. Este calor é transferido para o fluido de trabalho do ciclo de Rankine, através do evaporador. O vapor de elevada pressão é expandido numa turbina que acciona o compressor do ciclo de compressão de vapor, responsável pela refrigeração. O COP do ciclo de refrigeração é semelhante ao de um ciclo dito normal de compressão de vapor, mas o rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine é bastante baixo (cerca de 10 %). Um sobreaquecedor é adicionado ao sistema para evitar uma operação bifásica na turbina, altamente indesejável.

Uma análise económica realizada por Kim e Ferreira [101], mostra que os sistemas duplex-Rankine são mais baratos quando comparados com outros sistemas termo-mecânicos, mas duas ou três vezes mais caros quando comparados com sistemas de adsorção. Pelas razões mencionadas, os sistemas de adsorção que utilizam fluidos ecológicos são preferidos hoje em dia.

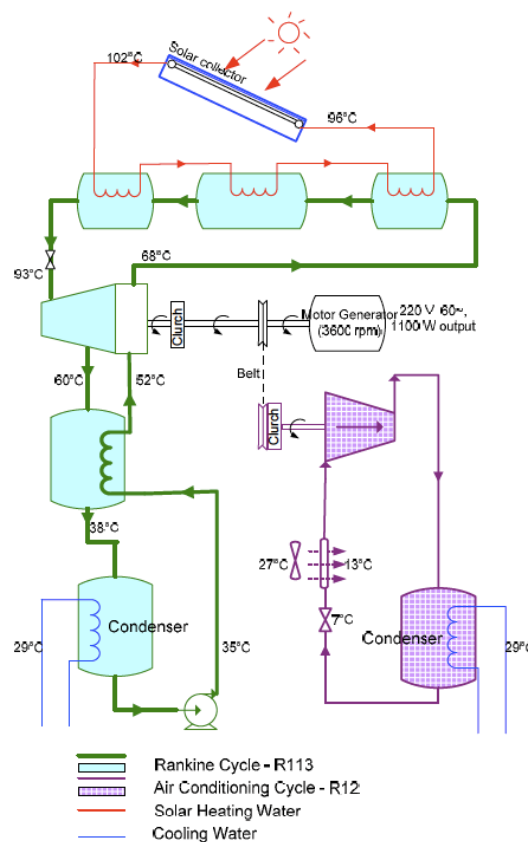


Figura 19 - Sistema de refrigeração Duplex - Rankine [101]

3.3.3. Sistemas de conversão da energia térmica dos oceanos (OTEC)

Os oceanos cobrem mais de 70% do nosso planeta, tornando-os o maior colector de energia solar e devido à sua massa existe uma baixa amplitude térmica entre o dia e a noite, podendo ser utilizados como uma fonte virtualmente inesgotável de energia renovável. Num dia normal, 60 milhões de km² de águas tropicais do mar absorvem uma quantidade de radiação solar equivalente a cerca de 250 mil milhões de barris de petróleo [103].

Existe, portanto, todo o interesse em aproveitar este manancial inexplorado. A tecnologia OTEC aproveita a estratificação térmica natural dos oceanos para produção de energia elétrica. A radiação solar aquece predominantemente a superfície dos oceanos, pois é absorvida pelas águas até à profundidade de cerca de 100 metros. Como a densidade máxima da água ocorre para a temperatura de 4 °C, esta é a temperatura do fundo oceânico, podendo a superfície estar acima dos 25 °C.

Portanto, pode-se utilizar esta diferença de temperaturas para produzir electricidade, bem como água fresca e potável, com auxílio de um ciclo térmico. Com efeito, desde que haja uma diferença de temperaturas superior a 20 °C [104] entre a linha de água fria (abaixo dos 800 metros de profundidade) e a linha de água quente, é possível gerar energia elétrica.

Ciclos

Hoje em dia existem 5 ciclos diferentes para OTEC [105, 106]:

- OTEC aberto
- OTEC fechado
- OTEC híbrido
- Kalina
- Uehara

Fechado

O conceito de ciclo fechado foi proposto inicialmente por D' Arsonval em 1881. Utiliza um fluido com baixo ponto de evaporação, tal como amoníaco, propano ou R134a e opera segundo um ciclo de Rankine. O fluido de trabalho é aquecido e vaporizado no evaporador pela água quente de superfície. O vapor produzido acciona uma turbina acoplada a um gerador, produzindo electricidade. Após a expansão, o fluido, sob a forma de vapor a baixa pressão, segue para o condensador, onde a troca de calor com a água fria das profundezas oceânicas conduz à sua condensação. Por fim o fluido é bombeado de volta ao evaporador, sendo repetido ciclicamente, conforme ilustrado na figura 20 [107].

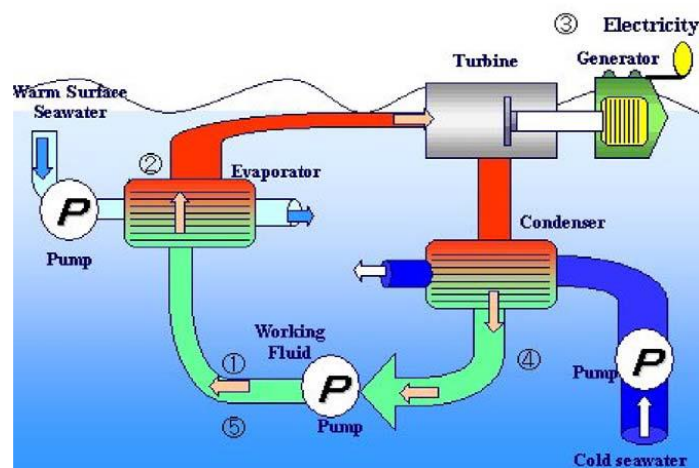


Figura 20 - Princípio de funcionamento de um OTEC fechado [106]

Aberto

Nas *centrais de ciclo aberto* a água quente do mar é colocada num reservatório a pressões reduzidas (vácuo) de modo a entrar em ebulição (figura 21). O vapor em expansão faz mover uma turbina de baixa pressão ligada a um gerador eléctrico. O referido vapor, que deixou o sal e restantes contaminantes no reservatório de baixa pressão, é novamente condensado através da permuta de calor com a água das profundezas a baixa temperatura. Este género de aproveitamento tem a vantagem de produzir água dessalinizada e potável.

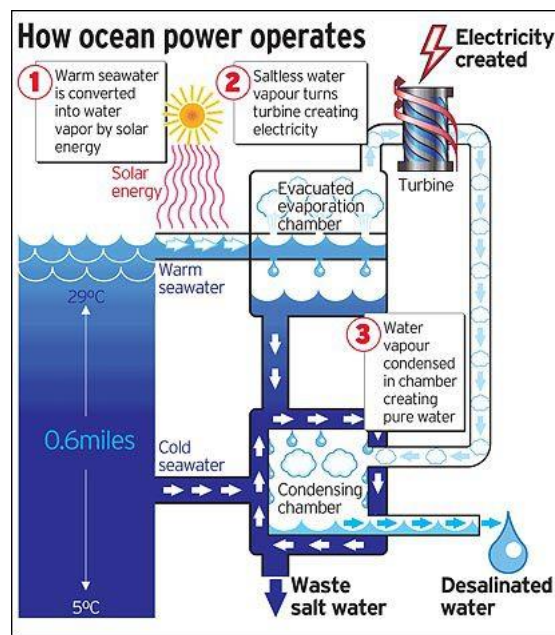


Figura 21- Ciclo OTEC aberto

Estes dois ciclos demonstram o princípio de funcionamento de um sistema OTEC e as suas principais valências: geração de energia elétrica e dessalinização. Os restantes ciclos não serão discutidos aqui, dado que, já foram de forma directa ou indirecta abordados em secções anteriores.

O mercado potencial para a tecnologia OTEC foi identificado, a maior parte do qual no Oceano Pacífico, e existem cerca de 50 países que estão a avaliar a sua implementação como fonte alternativa de energia e como uma solução sustentável para a escassez de água potável: Índia, Coreia do Sul, Palau, Filipinas, Hawaii, Papua Nova Guiné, etc.

Em 2001, como resultado da cooperação entre o Japão e a Índia, uma central de 1 MW foi construída [108] e muitas outras estão planeadas num futuro próximo. Neste momento, esta tecnologia está a ganhar a atenção mundial como uma das soluções mais fiáveis para solucionar os problemas energéticos e de escassez de água potável e muitas instalações de sistemas integrados tem construção prevista num futuro próximo.

3.3.4. Instalações de biomassa ORC

A biomassa é a quarta maior fonte energética a nível mundial, satisfazendo quase 10% das necessidades de energia primária mundial. Em países em vias de desenvolvimento, a contribuição da biomassa para a energia primária nacional é maior, chegando até 70-90% em alguns países e é geralmente utilizada num modelo pouco sustentável [109].

Este recurso abundante pode ser transformado em electricidade e calor quando necessário em instalações de cogeração. Várias tecnologias potenciais que servem este propósito foram listadas por Dong et al. [110]. A tecnologia binária ORC-biomassa está a receber uma atenção crescente para aplicações em pequenas instalações geradoras de electricidade.

Um sistema típico é constituído por uma caldeira a biomassa e um módulo ORC acoplado através de um *loop* de óleo de transferência de calor (figura 22). A biomassa é queimada através de um processo de combustão semelhante ao utilizado nas caldeiras a vapor convencionais.

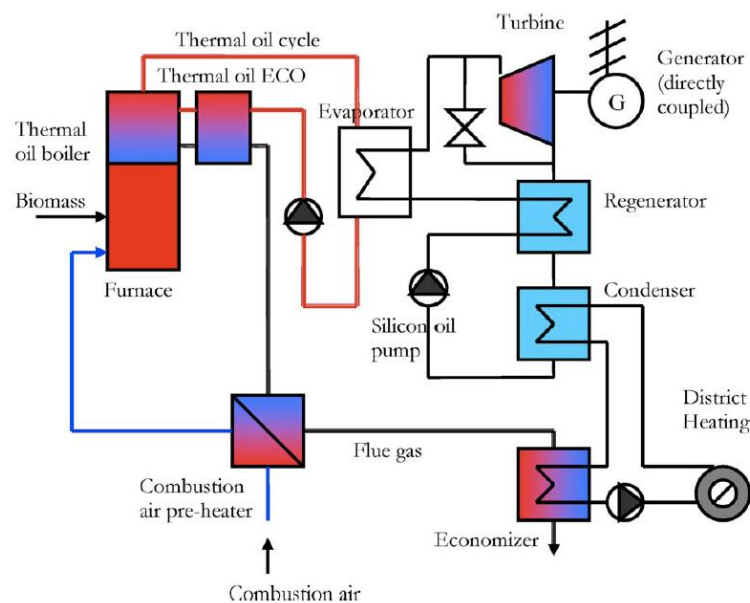


Figura 22 - Esquema de uma instalação ORC a biomassa

O óleo térmico é utilizado como veículo de transferência de calor e apresenta várias vantagens:

- Baixa pressão na caldeira
- Elevada inércia e insensibilidade a flutuações de carga térmica
- Controlo e operação simples e seguros

Mais ainda, o lado quente adoptado (abaixo de 350 °C) assegura bastante longevidade ao óleo. O calor veiculado pelo óleo térmico é transferido para o ciclo ORC e convertido em electricidade.

A selecção de fluidos orgânicos adequados tais como octametiltrisiloxanos (OMTS) and alquibenzenos asseguram a optimização do ciclo tal como demonstrado por Drescher e Bruggemann [111]. O calor rejeitado na condensação é utilizado para produzir água quente à temperatura de 80-120°C, adequada para aquecimento de casas (district heating) e outros processos térmicos tais como secagem de alimentos e refrigeração por adsorção.

As instalações de cogeração de biomassa-ORC de média dimensão (100-1500 kW) foram demonstrados com sucesso e estão agora disponíveis comercialmente [112], enquanto os sistemas mais pequenos da ordem da dezena de kW encontram-se ainda sob desenvolvimento.

O número de instalações está rapidamente a aumentar à medida que a tecnologia se torna mais madura e mais barata. Até agora, a maior parte das instalações são na Europa, podendo enumerar-se algumas:

- Stadtwarme Lienz Austria (1000 kWe),
- Sauerlach Bavaria (700 kWe),
- Toblach South Tyrol (1100 kWe)
- Fuach Austria (1500 kWe)

Apesar, de pelo menos uma centena de instalações terem sido construídas por todo o mundo, os dados técnicos acerca destas são bastante escassos. Os relatórios de avaliação de duas instalações na Áustria foram divulgados [113, 114]:

- Instalação de cogeração a biomassa de Admont (400 kWe)
- Instalação de cogeração a biomassa de Lienz (1000 KWe)

A instalação de cogeração a biomassa em Lienz, fornece a cidade com calor para aquecimento residencial (district heating - 60.000 MWh/ano) e electricidade para a rede (7200 MWh/ano). A central é totalmente automatizada e apresenta um elevado rendimento em carga parcial com um rendimento eléctrico de cerca de 18% e um rendimento global de 82% [12].

3.3.5. Sistemas ORC de aproveitamento de calor residual

As características gerais de um sistema de aproveitamento de calor residual foram discutidas no capítulo 2, salientando-se a sua importância e dimensão, os processos industriais aos quais estão normalmente associados, os parâmetros chave do fluxo de calor residual e as temperaturas em que se enquadram e as tecnologias de conversão em energia eléctrica: ciclos termodinâmicos e processos directos.

Para a gama de temperaturas baixa-média os ciclos ORC e de Kalina demonstraram a sua utilidade com vantagem para o ORC, devido à sua menor complexidade. Nesta secção abordar-se-á especificamente o sistema ORC de aproveitamento de calor residual: o seu princípio de funcionamento e as suas idiossincrasias.

A transferência de calor do fluxo de calor residual (fonte quente) para o ciclo de potência pode ser feita de duas formas:

1. Exaustão de gases quentes-vapor/calor de processo e troca de fluxos de calor no mesmo permutador de calor (figura 23b)
2. Integração de um circuito de óleo entre o fluxo de exaustão e o fluido operante inflamável, por forma a evitar o contacto directo com a fonte a elevada temperatura, o que se torna bastante perigoso (figura 23a).

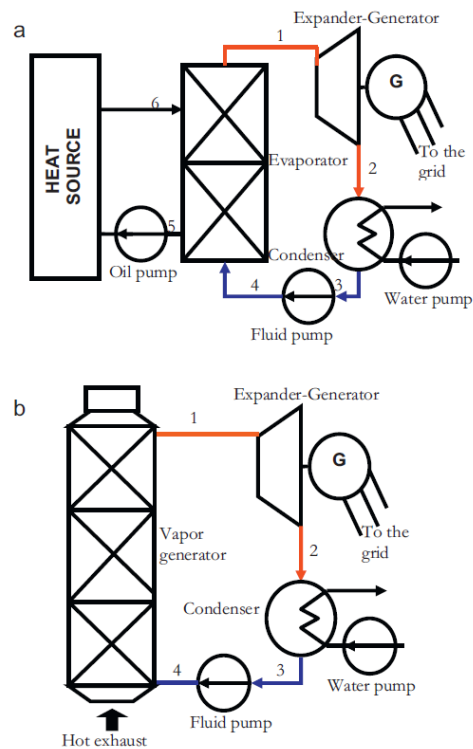


Figura 23 - Configurações de um ORC em aplicações de aproveitamento de calor residual [12]

A escolha do equipamento de ORC depende, em primeira instância, da temperatura do fluxo de calor residual e da potência de saída desejada [115]. A título de exemplo, o equipamento tri-O-gen foi projectado para fontes quentes com temperaturas acima de 350 °C e produz até 165 kW de energia eléctrica enquanto o PureCycle280 (Pratt &Whitney) produz até 250kW e é adequado para temperaturas inferiores a 150 °C [116].

Apesar de ser possível encomendar aos fornecedores módulos ORC personalizados, a maior dificuldade reside na optimização do design e a integração da rede de permutadores de calor visando maximizar a eficiência de recuperação de calor. Uma breve lista das instalações ORC de aproveitamento de calor residual a nível mundial é apresentada na figura 24. As vantagens mais importantes destes sistemas são [117]:

- Geração de energia no local (*on-site*)
- Poupança de energia e conseqüente ganho para a empresa
- Baixos custos de operação e manutenção (O&M)
- Redução na poluição (emissões de gases de estufa, poluição térmica)

3. Ciclo orgânico de Rankine

Location	Waste heat generating system	Heat source type	Capacity	Technology	Start up
Mirom Roeselare, (Belgium), owner: Spie Belgium SA	Waste incinerator plant	Hot water at 180 °C	3 MW	Refrigerant/turboden	2008
Oxon Italia SPA, Pavia (I), Italy	8.3 MW MAN diesel engine	Exhaust gases	0.5 MW	Siloxane/turboden	2008
RHI, Radenthein (A), Austria	magnesite production process	Hot exhaust gas	0.8 MW	Siloxane/turboden	2009
Italcementi, Ait Baha (MA), Italy	Cement production process	Kiln exhaust gas	2 MW	Siloxane/turboden	2009
Gasselteniijveenschemond, Netherlands	2 × 646 kW Jenbacher biogas engines	Exhaust	125 kW	ORC/tri-o-gen	
Nieuweroord, Netherlands	2 × 835 kW Jenbacher biogas engines	Exhaust	150 kW	ORC/tri-o-gen	
National Swimmingcentra The Tongelreep, Eindhoven, Netherlands	2.1 MW ABC Bio-oil engine	Exhaust	150 kW	ORC/tri-o-gen	
Savona, BC, Canada	Simple cycle gas turbine plant (18.5 MW)	Exhaust	4.5 MW	Pentane	2008
Kalamazoo Valley Community College, Michigan, USA	Boiler	exhaust		Twin-screw expander/Electratherm	2010
TransCanada pipeline, Gold Creek, Alberta, Canada	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	6.5 MW	Ormat technology	1999
Northern Border Pipeline, St. Anthony, North Dakota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2006
Northern Border Pipeline, Wetonka, South Dakota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2007
Alliance Pipeline, Kerrobert, Saskatchewan, Canada	Gas Turbine (GE LM2500/33000 hp)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2008
Northern Border Pipeline, Garvin, Minnesota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2009
Northern Border Pipeline, CS 13, Minnesota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2010
Kern River Pipeline, Goodsprings, Nevada	Gas Turbine (3 × Solar Mars 100/15000 HP)	Exhaust	6 MW	Ormat technology	2010
Spectra Pipeline, Australian, BC, Canada	Gas Turbine (GE PGT25+/31000 hp)	Exhaust	5 MW	Ormat technology	2010

Figura 24 - Pequena lista de instalações ORC de aproveitamento de calor residual

Esta tecnologia está a ser progressivamente adoptada para a eficiência energética, minimização do consumo de recursos fósseis e protecção ambiental nas mais variadíssimas áreas onde o calor residual se encontra disponível:

- Centrais de potência [112, 117-120]
- Processos produtivos [121-123]
- Indústria automóvel [2, 4]
- Transporte marítimo [124], etc.

As três áreas de maior relevância serão analisadas de seguida: as indústrias cimenteira, naval e automóvel.

Indústria Cimenteira

A indústria cimenteira é uma consumidora intensiva de energia: a energia requerida para a produção de uma tonelada de cimento situa-se entre os 3 a 5 GJ/ton. Alimentada pelo crescimento económico vivido

em países em vias de desenvolvimento, a produção está a aumentar progressivamente. Só a China produziu 1388 milhões de toneladas em 2008, o que contabilizou quase metade da produção mundial de cimento nesse ano [125].

O processo de fabrico de cimento é sobejamente conhecido [125-127] e a sua etapa crítica consiste na produção de clínquer que consome cerca de 80% da energia total. O clínquer é produzido através da queima de uma mistura de materiais, principalmente calcário, óxidos de silício, alumínio e óxidos de ferro.

Os gases de exaustão dos fornos saem a cerca de 300-350 °C no caso de um pré-aquecedor a montante de 4 estágios ou a cerca de 200-300 °C no caso de um pré-aquecedor de 5-6 estágios. O clínquer sai do forno a cerca de 1000 °C e é arrefecido até aos 100-120 °C com recurso a ar ambiente, gerando ar quente a cerca de 200-300 °C. O ar quente e os gases de exaustão podem ser recuperados utilizando ORC de baixa temperatura [128].

Engin e Ari [129] realizaram uma auditoria energética de uma típica fábrica de cimento com a capacidade produtiva de 600 toneladas/dia e demonstraram que 40% do total de energia fornecida estava a ser perdido através de:

- gases quentes de exaustão - 19,15%
- pilha de refrigeração - 5,61%
- Envolvente do forno - 15,11%

Ao utilizar-se um ciclo de vapor de recuperação de calor, o calor de baixa temperatura dos fluxos de ar quente e de gases de escape, podem ser recuperados para produzir no local cerca de 1 MW de potência eléctrica, com um período de retorno da ordem dos 17 meses. Dependendo do tamanho da instalação, algumas dezenas de MW de potência podem ser geradas para suprir 10-20% das necessidades eléctricas e neste momento existe várias instalações a serem construídas, sobretudo no Japão, China e Índia. Os ORC's, que proporcionam elevada modularidade, baixo investimento e custos de operação e manutenção reduzidos em relação aos ciclos convencionais de vapor de Rankine, podem tornar-se a tecnologia de eleição para maximizar a eficiência energética da indústria cimenteira.

Indústria Naval

Um motor Diesel convencional converte 30-50% da energia química do combustível em energia mecânica para o sistema de propulsão do navio, sendo a restante perdida sob a forma de calor residual através dos sistemas de arrefecimento do motor e de escape. Schmid [130] investigou um motor naval, nomeadamente um Sulzer, modelo 12RT-flex96C, e conclui que a eficiência do motor era cerca de 49,3% e o resto da energia era perdida para a vizinhança por:

- Gases de escape - 25,4%
- Água de arrefecimento do motor - 14,1%
- Camisas de água do motor - 6,3%
- Óleo lubrificante - 4,3%

Os ORC's podem recuperar parte do calor residual e convertê-lo em energia adicional para serviços a bordo (iluminação, ar-condicionado, etc) e/ou como suplemento à propulsão. Se um sistema de recuperação de calor bem projectado for utilizado, a eficiência pode aumentar 12% e poupar 10 toneladas de combustível por dia. A Opcon, uma empresa sueca de tecnologias vocacionadas para a eficiência energética, anunciou recentemente que irá instalar um módulo ORC num navio [131]. A instalação tem como objectivo poupar 4-6% de combustível, o que traduzido para emissões gasosas, se reflecte numa diminuição da emissão de dióxido de carbono e dióxido de enxofre de cerca de 37.000 toneladas/ano e 150 toneladas/ano respectivamente.

Indústria Automóvel

Nas décadas de 1970 e 80 durante a crise petrolífera, os produtores automóveis estavam bastante empenhados em reduzir o consumo de combustível, devido à escalada de preços dos combustíveis e receio de embargos petrolíferos, que gerava um clima de instabilidade e incerteza neste sector. Mas logo após o fim da crise, a ideia foi colocada de parte.

No entanto, nos anos mais recentes, com os regulamentos sobre emissões de gases com efeito de estufa a assumirem um papel preponderante, o interesse na redução do consumo de combustível e

consequentemente também das emissões gasosas foi ressuscitado e catapultado para as agendas dos produtores de automóveis, aliado também à consciencialização da opinião pública acerca das questões ecológicas, o que suscita um interesse por parte do mercado em adquirir veículos com um valor ecológico intrínseco, cujo conceito se encontra em voga neste momento.

A título ilustrativo, o balanço energético de um típico motor de ignição de 1,4 litros apresenta um rendimento termodinâmico de 15-32%, dependendo das condições de operação. O restante é rejeitado para o ambiente maioritariamente através do radiador e do sistema de escape, juntamente com outras perdas parasita (atrito, entre outras) [4].

Os ciclos de Rankine são vistos como uma promissora solução para recuperar o calor desperdiçado, com o intuito de providenciar conforto térmico ou geração de energia. O ORC pode proporcionar poupanças substanciais de combustível ao permitir a recuperação, não só do calor desperdiçado pelos gases de escape mas também o do circuito de arrefecimento do motor.

No próximo capítulo, será realizada uma análise mais aprofundada destes sistemas, ao se abordar as tecnologias de optimização energética dos veículos automóveis.

3.4. Sumário

Neste capítulo foi aprofundado o modo de funcionamento de um ORC. Apresentaram-se os parâmetros relevantes a ter em consideração no seu projecto: fluido operante, características das fontes quente e fria, processo de expansão, etc. Os fluidos a utilizar neste tipo de sistema devem ser isentrópicos ou secos por forma a assegurarem uma expansão seca, essencial para o bom funcionamento do dispositivo de expansão.

Foram apresentadas também as aplicações do ORC no aproveitamento de calor residual por forma a avaliar-se a sua dimensão e relevância neste sector. Pôde-se constatar que em algumas aplicações a reconversão de sistemas AVAC (*retrofitting*) viabiliza a implementação do ORC, dado que, os equipamentos ORC fabricados por empresas do ramo são bastantes específicos. Aliado a isto, há

também o facto de o dispositivo de expansão ser o componente mais dispendioso, dada a sua pouca disponibilidade no mercado e a reconversão de compressores de sistemas AVAC em expansores poder diminuir drasticamente os custos associados.

4. APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O crescimento económico e o aumento do padrão de vida estão fortemente relacionados com o nível do consumo de energia. Actualmente, existe uma tendência a nível mundial de aumento da procura de energia no sector dos transportes, como demonstrado pelo aumento do número de veículos produzidos entre 2005 e 2010, apesar da recessão económica mundial entre 2008 e 2010 [19].

O sector dos transportes é responsável por 30-40% do consumo de energia final a nível mundial [2], o que aliado a esta tendência crescente, requer um esforço redobrado para melhorar a eficiência do motor de combustão interna, reduzindo assim o consumo de combustível e, conseqüentemente também, a emissão de gases poluentes e de efeito de estufa. Há ainda a considerar vários processos altamente irreversíveis no motor e que limitam a sua eficiência. A rápida ignição da mistura de combustível provoca um gradiente elevado de temperaturas, fenómenos de turbulência aumentando as perdas térmicas de calor do fluido para a coroa do pistão, para a câmara de combustão e as paredes do cilindro [19].

Conklin e Szybist [21] analisaram um automóvel Saab Biopower com motor turbocomprimido durante um ciclo de condução FTP-75. Este é um ciclo de condução urbano agressivo com bastantes arranques e paragens. Concluíram que a percentagem de energia do combustível utilizada para propulsionar o veículo era de apenas 10.4 % (rendimento) e que a energia perdida nos gases de escape era de 27.7%. A análise exérgica do combustível demonstrou que o potencial máximo de trabalho realizável que pode ser efectivamente em propulsão do veículo é de 9.7% e no escape é de 8.4%, conforme ilustrado na figura 25.

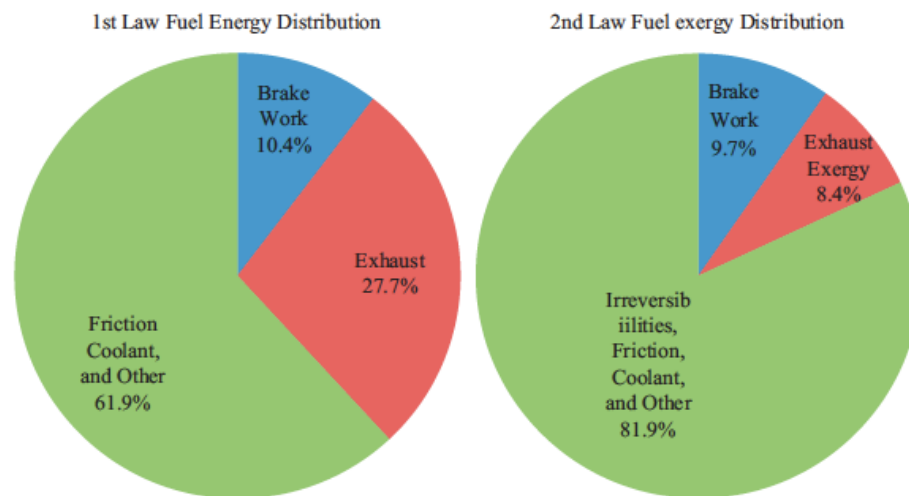


Figura 25 - Análise energética e exergética de um MCI [21]

As duas fontes principais de calor residual num motor de combustão interna são o sistema de escape (grau médio) e o sistema de arrefecimento do motor (grau baixo). Outras fontes são as pequenas quantidades de calor disponíveis dos sistemas de recirculação dos gases de escape (EGR) e de arrefecimento do ar de sobrealimentação, também conhecido vulgarmente como “*intercooler*” (*Charge Air Cooler – CAC*) [132].

Embora ambas as fontes primárias de calor se equiparem em termos energéticos (quantitativos), a maior temperatura dos gases de escape do motor e, portanto, maior exergia (qualidade), resulta num maior ganho potencial de rendimento quando acoplado a um ciclo de recuperação de calor residual [2]. Assim sendo, existe todo o interesse em recuperar a grande quantidade de energia contida no fluxo de gases de escape para aumentar o rendimento do motor de combustão interna [133].

Existem várias tecnologias para aproveitamento do calor residual de um MCI, nomeadamente [19]:

- **Geradores termoelétricos (TEGs)**
- **Ciclo motor de 6 tempos**
- **ORC**
- **Turbo-Compressor**

4.1. Geradores termoelétricos (TEGs)

Quando uma das extremidades de um semicondutor é aquecido, gera-se uma diferença de potencial com a outra extremidade e, conseqüentemente, uma corrente elétrica é criada (efeito de Seebeck). O coeficiente de Seebeck é uma propriedade dos materiais, constituindo-se como a constante de proporcionalidade entre a tensão gerada e a diferença de temperatura existente nas junções do material termoelétrico. Um gerador termoelétrico, aplica este princípio físico, para converter directamente o gradiente térmico existente entre as extremidades “quente” e “fria” de uma série de pares de semicondutores (colocados electricamente em série e termicamente em paralelo) em energia elétrica de uma forma simples e fiável. A figura 26 [13] mostra um módulo TEG típico.

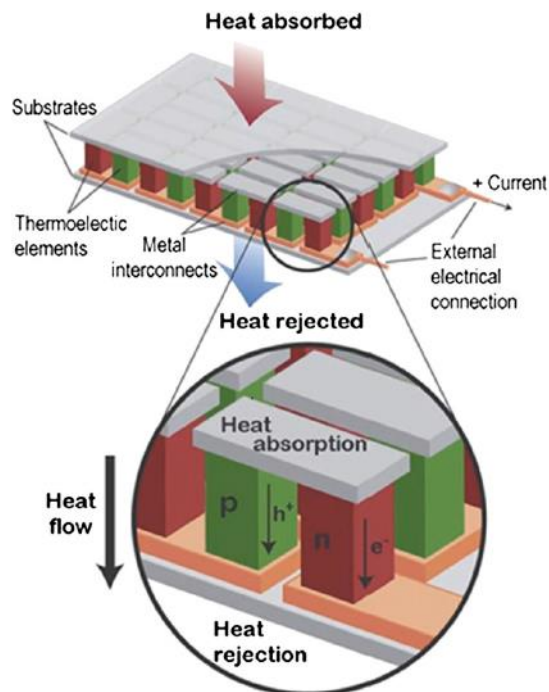


Figura 26 - Esquema de um TEG

Um sistema de recuperação de calor residual baseado em TEGs é mostrado na figura 27 [134]. Os gases de escape, gerados durante o normal funcionamento do motor, são libertados através do colector de escape e transferidos para um permutador de calor montado à saída do conversor catalítico (catalisador). O calor é então transferido para o módulo TEG que o converte em energia elétrica. As duas principais

razões que levam à montagem do permutador de calor e, conseqüentemente, do módulo TEG à saída do catalisador são:

- Redução da interferência com o normal funcionamento do motor e do conversor catalítico;
- Aumento do potencial de recuperação energética, dado que as reacções químicas que ocorrem no catalisador são exotérmicas.

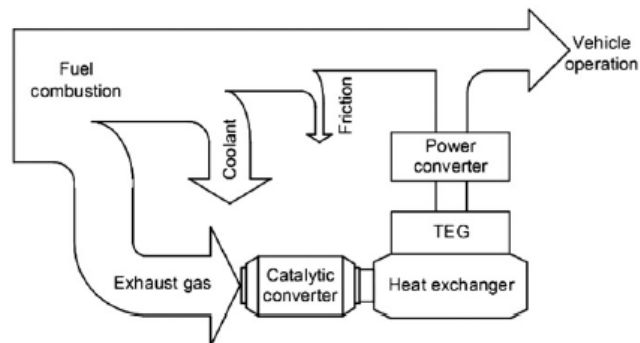


Figura 27 - Sistema típico de aproveitamento de calor residual baseado num módulo TEG

Stobart e Weerasinghe [135] concluíram que um sistema TEG de 1-3 kW poderia potencialmente substituir um alternador de um pequeno automóvel. Stobart *et al.* [136] concluíram que poderia ser obtida uma poupança de combustível até 4,7 %.

As investigações na área dos novos materiais termoelétricos, tal como o BiTe (telureto de bismute), pode melhorar substancialmente a eficiência dos TEG, fortemente dependentes da figura termoelétrica de mérito, que é uma função dos materiais semicondutores [137]. Para maximizar ainda mais o seu potencial, os módulos TEG estão a ser acoplados com outros dispositivos, tais como conversores Cuk [134], sistemas fotovoltaicos [15] e ORCs [138, 139].

4.2. Ciclo motor de 6 tempos

Um ciclo motor típico a 4 tempos envolve quatro fases: admissão, compressão, combustão e escape, sendo que apenas existe um tempo motor. No entanto, o ciclo motor proposto por Conklin e Szybist [21] (figura 28), existem duas fases adicionais, em que existe a realização de trabalho adicional. Estes dois cursos suplementares do pistão envolvem o aprisionamento de uma fracção dos gases de escape no fim

da exaustão (4º tempo) e posterior recompressão, seguida por uma injeção de água na câmara de combustão e uma expansão da mistura resultante água/gases de escape.

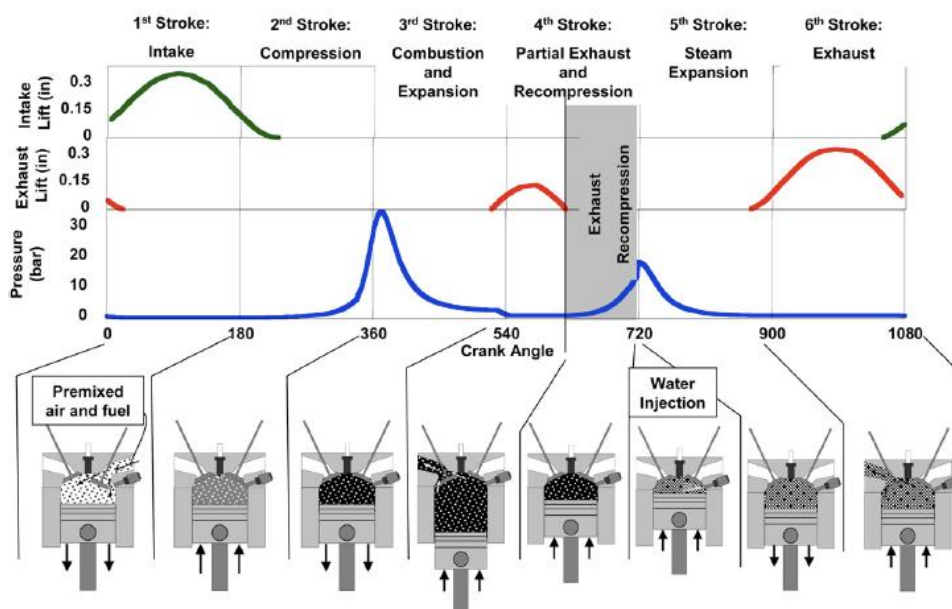


Figura 28 – Tempo de abertura e fecho de válvulas e pressão no interior do cilindro no ciclo motor a 6 tempos

O gás residual é aprisionado dentro do cilindro ao fechar-se a válvula de escape mais cedo do que é habitual, i.e. bem antes do ponto morto superior (PMS). A água é pré-aquecida até 100 °C ao circular por um permutador de calor que absorve calor do sistema de arrefecimento de água do motor e é posteriormente injectada no cilindro, causando a sua vaporização e conseqüente aumento de pressão no interior do cilindro. Esta pressão suplementar gerada proporciona a realização de trabalho adicional através de outro processo de expansão. Portanto, com o mesmo consumo de combustível é possível realizar mais trabalho, aumentando a eficiência do motor.

Mais ainda, este ciclo motor é capaz de recuperar eficientemente calor de duas fontes distintas: da água de arrefecimento do motor e dos gases de escape.

A pressão média efectiva (pme) é um parâmetro importante na comparação de motores e pode ser definido como o trabalho efectuado por unidade de volume varrido do motor, representando a pressão fictícia que, actuando sobre o pistão durante todo o ciclo motor, resultaria na mesma quantidade de trabalho realizado [26, 140]. A pressão média efectiva do vapor de água obtida situa-se entre os 0.75-

2.5 bar, o que mostra uma potencial melhoria no rendimento do MCI e no consumo de combustível, dado que a pressão média efectiva de um MCI a 4 tempos a gasolina vai, tipicamente, até 10 bar [21].

A figura 29, mostra a comparação entre o ciclo de Otto e o ciclo a 6 tempos.

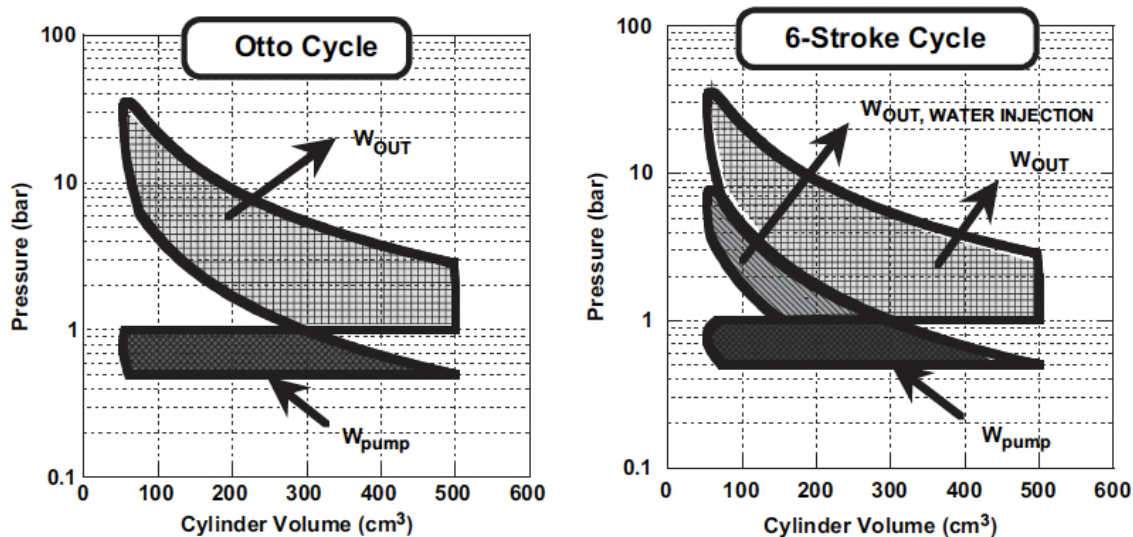


Figura 29 - Diagrama P-v para o ciclo de Otto e o ciclo a 6 tempos respectivamente

4.3. ORC

Nesta secção será conduzida uma breve revisão histórica da implementação de sistemas WHR baseados em ORC em automóveis. Dado que estes sistemas já são investigados há quatro décadas, esta revisão pretende compilar a experiência acumulada e as boas práticas que foram sendo formuladas.

Em 1973, em plena crise petrolífera, a escalada dos preços dos combustíveis aliada ao cumprimento das metas estipuladas no *Clean Air Act* para a emissão de gases poluentes dos MCI em 1976, motivaram a comunidade científica para a procura de alternativas viáveis à tecnologia tradicional dos MCI.

Em 1976, Patel e Doyle documentaram a primeira aplicação de um ORC num sistema de aproveitamento do calor residual (WHR) num MCI [22], concebido para recuperar calor dos gases de escape de um motor Diesel Mack 676 instalado num camião. Os autores optaram por um veículo pesado, porque, apesar de reconhecerem que existem potencialidades para a melhoria de rendimento nos automóveis

ligeiros de passageiros, os períodos alargados de operação em regime de velocidade quase constante e a elevada distância percorrida ao longo do ano, tornam-nos mais atractivos para aplicações ORC. Utilizaram como fluido operante uma mistura de tetrafluoroetanol e água na percentagem de 50/50, para obterem uma melhor correspondência entre os perfis térmicos do fluxo de calor residual e do fluido, operando entre os 343 °C à entrada da turbina e os 70 °C à saída do condensador, numa tentativa de minimizar as irreversibilidades no evaporador. O protótipo foi construído utilizando um evaporador incorporado no sistema de escape, um condensador combinado com o “radiador” de série do camião e uma turbina axial de três estágios. Sujeitaram então o camião a um ciclo de condução NAPCA (National Air Pollution Control Administration). Este protótipo demonstrou uma diminuição do consumo de combustível de 15 %, excedendo as previsões feitas pelo modelo em todos os níveis de potência e de velocidade. Como resultado, o tempo de retorno deste sistema de US\$3000, seria de menos de um ano, considerando a distância anual de 150.000 milhas (≈ 241.400 km) e o custo corrente de combustível de US\$0.45 por galão (0.09 €/litro) [22, 141].

Devido à exequibilidade comprovada deste conceito, os anos seguintes foram dedicados à investigação de formas de melhorar o rendimento do ORC, especialmente através dos fluidos orgânicos, destacando-se o trabalho de Badr *et al.* [142] no desenvolvimento de uma base de dados de propriedades termofísicas de muitos fluidos orgânicos, particularmente os frigorigéneos.

Em 1985, Bailey [143] realizou uma análise técnico-económica a três ciclos de WHR em motores diesel e comparou-as com um motor diesel turbo-comprimido standard. Estes ciclos eram: Rankine, ORC e várias configurações do ciclo de Brayton. Os cálculos, com base numa distância percorrida de 100.000 milhas anuais (≈ 161.000 km/ano), indicavam que o ORC garantia a maior economia de combustível, de cerca de 1400 galões/ano (≈ 5300 l/ano). No entanto, aos preços de combustível correntes em 1985, o menor tempo de retorno pertencia ao ciclo de Rankine (3.2 anos), enquanto o do ORC era de 4.1 anos.

Em 1983, Oomori e Ogino optaram por outro rumo, ao escolherem recuperar calor do sistema de arrefecimento do motor de um automóvel ligeiro [144], dado que as flutuações de carga do motor complicavam o processo de aproveitamento através dos gases de escape. Este sistema utilizava o

HCFC123 como fluido operante e um expensor scroll. Os testes realizados indicaram uma diminuição do consumo de combustível de 3% para uma temperatura de condensação de 25 °C.

Em 1997, Hung [145] comparou o desempenho de seis fluidos orgânicos em relação à água em aplicações de calor residual a baixa temperatura e concluiu que estes são mais adequados.

Em 2005, El Chammas e Clodic [23] propuseram um sistema ORC para aproveitamento do calor dos sistemas de escape e de arrefecimento do motor de um motor de 1.4 L a ignição comandada de um veículo híbrido, sendo possível assim armazenar a energia elétrica produzida pelo turbo-gerador na bateria, para posterior utilização.

Em 2006, Stobart e Weerasinghe desenvolveram modelos de simulação e analisaram a performance de um sistema híbrido baseado num motor VW Golf de 1.6 L, sujeito aos seguintes ciclos de condução: europeu, FTP 75 e US06 [135]. A economia de combustível foi, respectivamente, de 9.6%, 8.9% e 26.2%. A maior economia do motor no ciclo de condução US06 pode ser atribuída às maiores cargas que o motor está sujeito a elevada velocidade (auto-estrada), resultando num maior potencial de aproveitamento.

Nesse mesmo ano, Arias *et al.* consideraram 3 configurações de ORC para recuperar calor de um motor a ignição comandada de um veículo híbrido [146]:

- 1- Gases de escape
- 2- Gases de escape + fluido de arrefecimento do motor
- 3- Gases escape + bloco do motor

Os modelos elaborados demonstraram que a última opção é a melhor. A utilização do bloco do motor para pré-aquecer o fluido antes de ser sobreaquecido pelos gases de escape resulta numa conversão de 7.5% do calor total em energia eléctrica.

Stobart *et al.* preferem a implementação de sistemas WHR baseados em ORCs em motores de ignição comandada, devido à maior temperatura dos gases de escape [147]. Para melhorar o controlo destes sistemas, os autores propuseram a separação da parte de recuperação térmica da parte de realização

de trabalho utilizando um acumulador pressurizado e uma arquitectura híbrida, por forma a minimizar as condições transientes de calor residual do MCI.

Enquanto muitos autores, projectaram sistemas ORC para rendimento termodinâmico máximo, Quoilin *et al.* conduziram um estudo de optimização termo-económica, considerando também a dimensão e custo destes sistemas [148]. Os autores concluíram que os maiores rendimentos termodinâmicos, associados a fluidos de elevada temperatura crítica, aumentam também o custo e dimensão destes sistemas. O fluido operante óptimo neste estudo é o n-butano, o que resulta num rendimento de 4.47%, abaixo do rendimento termodinâmico máximo de 5.22%.

Há ainda a salientar os artigos de revisão redigidos por Wang *et al.* [149] e Sprouse III e Depcik [141] sobre os sistemas de aproveitamento de calor residual num MCI, constituindo um sumário quase integral de tudo o que foi feito na área.

A título ilustrativo, um esquema de um sistema ORC para aproveitamento do calor residual dos gases de escape é apresentado na figura 30 [43].

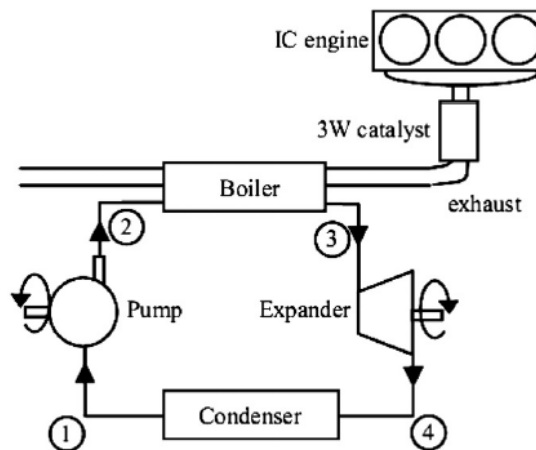


Figura 30 - Esquema de um sistema de recuperação de calor residual dos gases de escape [42]

4.4. Turbo-Compressor

A sobrealimentação é extremamente importante no MCI, dado que aumenta a massa de ar que entra em cada ciclo motor, e com isso o binário, a potência e a pressão média efectiva do motor, ao mesmo tempo que diminui, para uma potência equivalente, as dimensões e massa do motor e reduz a emissão de partículas dos motores Diesel, essencial para o cumprimento das exigências de emissões de gases [19, 140]. A implementação da sobrealimentação nos motores a ignição comandada é bastante limitada, devido ao aparecimento do «knock», fenómeno que obriga à diminuição da taxa de compressão e, conseqüentemente, do rendimento do motor [140].

O turbo-compressor é o sobrealimentador mais utilizado, sendo utilizado na quase totalidade dos motores Diesel. É constituído por uma turbina que retira potência aos gases de escape, fornecendo-a aos gases de admissão, comprimindo-os [140]. Ao utilizar a energia cinética dos gases de escape para fazer girar uma turbina solidária com o compressor, é possível comprimir o ar de admissão e, conseqüentemente, aumentar a massa de ar que entra no motor a cada ciclo.

Geralmente, os turbo-compressores são utilizados em conjunto com um sistema de arrefecimento do ar de sobrealimentação, vulgarmente conhecido como *intercooler* (ou CAC), que ao reduzirem a temperatura do ar de entrada, aumentam a sua massa específica, permitindo a introdução de ainda mais massa de ar e de combustível na câmara de combustão. Um sistema deste tipo é apresentado na figura 31 [150].

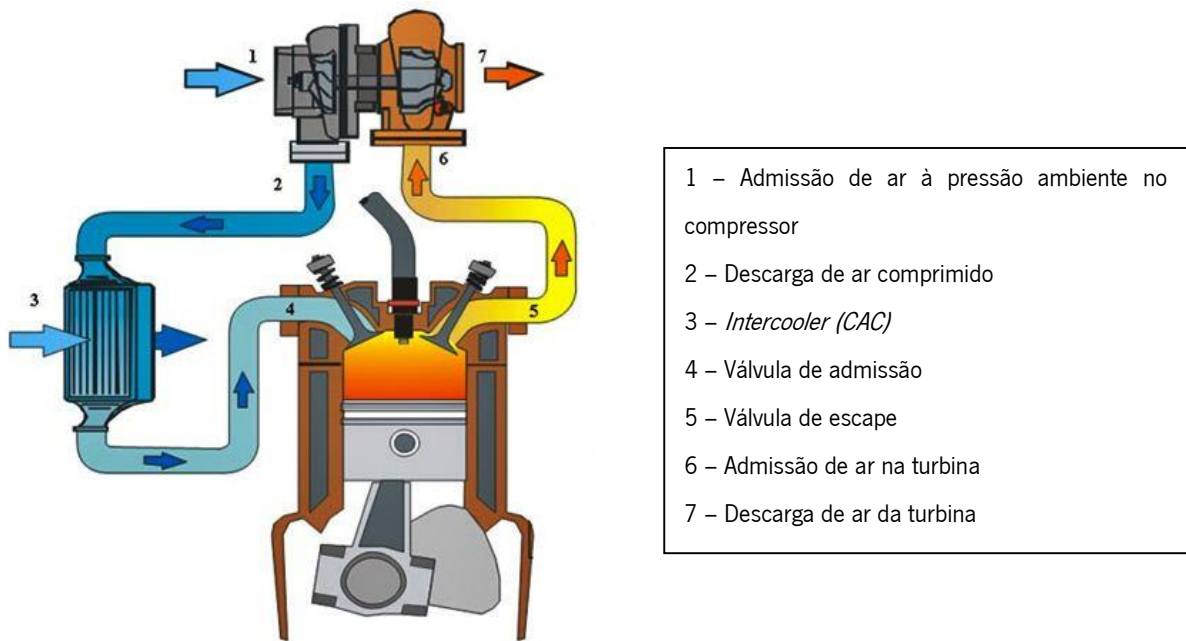


Figura 31 - Turbo-Compressor com *Intercooler (CAC)*

Algumas das desvantagens destes sistemas mais simples prendem-se com o “turbo lag”, que é o tempo que decorre entre o pressionar do acelerador e o aumento de potência devido ao turbo-compressor. Isto é, existe um atraso na resposta às variações de velocidade do motor, especialmente a baixas rotações, dado o menor fluxo de ar de admissão, que por sua vez gerará menos gases de escape para impulsionar a turbina, que terão que vencer a inércia do turbo-compressor [19]. Esta resposta desajustada às variações de carga do motor – boa a altas rotações e má a baixas rotações – resulta numa perda de rendimento global. Por conseguinte, existe a necessidade da optimização destes sistemas [16].

Por forma a solucionar estes aspectos surgiram dois desenvolvimentos com especial relevância: as turbinas de geometria variável (VGT) e o turbo-compressor de duplo estágio. As turbinas de geometria variável procuram reunir o melhor de dois tipos de turbinas, as de elevado rácio área/raio (indicadas para elevadas rotações) e as de baixo rácio (indicadas para baixas rotações). Ao utilizarem palhetas que se movem solidárias com um anel que é movido por um actuador linear conseguem alterar a geometria da turbina; a baixas rotações (menor fluxo de ar), as palhetas são parcialmente fechadas diminuem a área de passagem do ar, o que aumenta a velocidade do ar e a altas rotações abrem mais, aumentando a área de passagem do ar, por forma a permitir um maior fluxo de ar a elevada velocidade (figura 32 [151]).

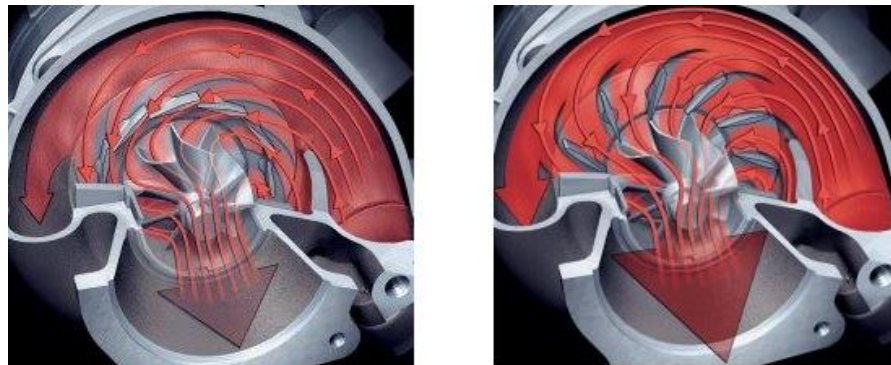


Figura 32 - Turbina de geometria variável a baixas e elevadas rotações respectivamente

O turbo-compressor de duplo estágio (figura 33 [152]) consiste basicamente em dois turbo-compressores de diferentes dimensões montados em série; a turbina menor, de alta pressão, responde a baixas rotações e a maior, de baixa pressão, a altas rotações [153]. Para gerir o regime de operação das duas turbinas, o sistema utiliza uma válvula de *bypass*, que direcciona o fluxo de gases de escape para as turbinas conforme a velocidade e carga do motor. A baixa velocidade do motor (até cerca de 1500 rpm) e plena carga, a válvula de *bypass* da turbina está praticamente fechada, para permitir a passagem dos gases de escape por ambos os estágios das turbinas, sendo o ar comprimido em dois estágios no lado do compressor. À medida que a velocidade aumenta, a válvula de *bypass* direcciona cada vez maior caudal de gases de escape para a turbina de baixa pressão, até que, por volta das 2800 rpm, a válvula de *bypass* encontra-se totalmente aberta e a turbina de baixa pressão assume totalmente o controlo da operação, reduzindo as perdas de rendimento do sistema [152, 154].

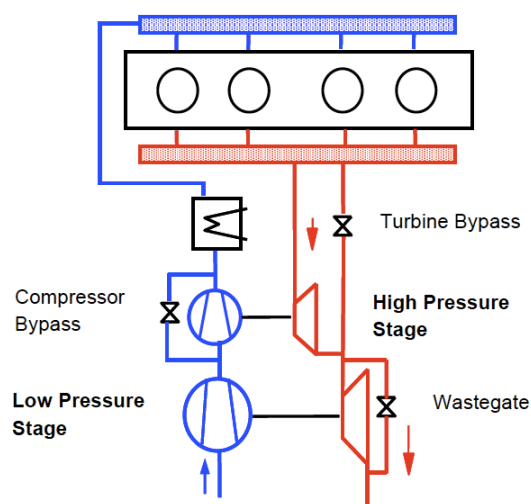


Figura 33 - Esquema de um turbocompressor de duplo estágio

As principais vantagens dos turbo-compressores de duplo estágio face aos de estágio único são: maiores potências de saída devido ao maior rácio de pressão; maior eficiência a baixas rotações mesmo em condições limite como a altitude elevada e temperaturas extremas; minimização do “*turbo lag*”.

As principais desvantagens são: maior peso e dimensão, maior complexidade, maior número de actuadores necessário e um sistema de controlo (válvulas) mais complexo [152].

4.5. Sumário

A crise petrolífera de 1973 despoletou a procura de tecnologias que maximizassem o rendimento do MCI. No entanto, a descida dos preços de combustível durante a década de 80 causaram a estagnação da investigação nesta área. Contudo, a recente escalada dos preços de combustível e restrições nas emissões gasosas, provocaram um interesse renovado nesta área, como se pode verificar pelo financiamento destas iniciativas por parte de grandes construtoras de motores como a Honda, Toyota, Wartsila, BMW e Volvo [2, 130, 144, 155-157].

Mais ainda, estes sistemas estão a tornar-se cada vez mais viáveis, devido principalmente à evolução tecnológica dos expansores [158] e permutadores de calor [2], bem como à utilização de novos fluidos. Historicamente, a maioria dos investigadores prefere o ORC em detrimento das demais tecnologias, porque oferecem o melhor compromisso entre simplicidade, custo e rendimento. De realçar que não existe uma configuração única ideal para um sistema ORC de aproveitamento de calor residual num MCI. Deverá ser conduzida uma análise termo-económica do sistema; uma análise termodinâmica visando maximizar o aproveitamento de calor de uma fonte térmica específica e uma análise económica do sistema avaliando diferentes configurações (regeneração, pré-aquecimento, etc.).

O factor determinante na implementação em automóveis é o volume ocupado, ou mais propriamente, as dimensões de atravancamento do sistema e, portanto, deverão ser determinadas antes da selecção do ciclo termodinâmico. Por conseguinte, fluidos com elevada massa molecular e permutadores de calor compactos são desejáveis. Estudos indicam que a fonte térmica mais atractiva é a dos gases de escape devido à sua maior exergia; no entanto, pré-aquecer o fluido operante com calor residual do sistema de arrefecimento do motor pode também ser desejável [146, 159].

Relativamente ao tipo de motor mais atractivo, os motores de ignição comandada, tomam a dianteira, em virtude da maior temperatura dos gases de escape e, conseqüentemente, maior exergia. Há a considerar também que nestes motores, não havendo frequentemente sobrealimentação, isto é, não sendo retirada potência dos gases de escape para comprimir os gases de admissão, torna-se ainda mais premente a utilização de um sistema de aproveitamento de calor residual. Tal sistema apresentará um maior potencial de recuperação, dado que o fluxo dos gases de escape apresenta maior temperatura e maior potência disponível [147].

Os modelos computacionais diferem da realidade, dado que, frequentemente negligenciam os efeitos combinados da transferência de calor para o ambiente, das perdas mecânicas e nas perdas de potências associadas à contrapressão no escape por via da instalação do permutador de calor (1.5-2.5% para cargas elevadas e 0.2-0.5% para cargas baixas) [4]. Em média, as simulações mais optimistas apontam rendimentos do ORC na ordem dos 15-20%, enquanto as expectativas reais recaem na gama dos 7-10%. Portanto, dado que a melhoria de rendimento é similar à fracção de calor residual aproveitado, uma economia de 10% no consumo de combustível é atingível.

Para além disto, as pesquisas apontam que um ORC optimizado para um sistema automóvel teria um tempo de retorno relativamente curto (aproximadamente 2-5 anos), dependendo da distância anual percorrida e do custo de combustível [141].

Por último, há a referir os novos desenvolvimentos principalmente na área dos nanofluidos, com vantagens na redução das dimensões do “radiador” e do motor, o que conseqüentemente, reduz a área frontal e peso do veículo, traduzindo-se numa economia de combustível. A incorporação de outros dispositivos ao sistema ORC pode ser equacionada, nomeadamente os TEGs [139], resultando num maior rendimento global, mas deve ter-se presente a relação custo/benefício associada.

5. MODELO DO CICLO DE CONDUÇÃO

Tal como mencionado anteriormente, dado que o objectivo primordial do veículo é descrever uma determinada rota transportando pessoas e bens, será necessário quantificar a potência necessária para propulsionar o veículo ao longo desse percurso.

Recorreu-se para esse efeito ao modelo para ciclos de condução desenvolvido no Dept. de Eng. Mecânica da UM [30]. Este modelo não será aprofundado em detalhe, visto que ultrapassa o âmbito desta dissertação. A título introdutório, neste capítulo, serão abordados os fundamentos teóricos por trás deste modelo e o estado actual do modelo. Serão considerados os dois tipos de ciclos de condução: normalizados e reais e quais as principais diferenças entre eles.

Por fim, serão discutidas os aspectos relacionados com a interface gráfica, vulgo “*front-end*”, criada para este modelo e quais as vantagens deste procedimento. Serão discutidos também quais os complementos ao modelo que foram introduzidos por forma a permitir a determinação da velocidade de rotação e binário do motor ao longo do circuito.

5.1. Introdução

Este modelo foi desenvolvido ao longo de várias dissertações de mestrado em 2007, 2008 e 2010 [30], para a determinação dos vários fluxos energéticos envolvidos na evolução do veículo ao longo de um percurso real, mas com uma particular ênfase inicial na energia dissipada na travagem, visando a recuperação de parte dessa energia – travagem regenerativa em veículos híbridos.

Para desacelerar um veículo é necessário reduzir a sua energia cinética, aplicando uma força de travagem às rodas.

- Nos veículos convencionais, a força de travagem é gerada nos travões, pela fricção de duas superfícies, sendo a energia cinética do veículo convertida em calor.

- Nos veículos com travagem regenerativa, a força de travagem é criada por um gerador que converte essa energia cinética em energia elétrica ou outra, a qual pode ser armazenada em baterias ou similar e posteriormente usada, quando necessária.

A travagem regenerativa poderá ocorrer também quando o veículo se encontre numa descida e o pedal do acelerador não se encontrar pressionado:

- À variação da energia potencial corresponderá uma variação da energia cinética. Para manter a velocidade na descida, a variação da energia potencial é convertida em energia elétrica, através do accionamento do gerador.

Para a determinação deste e dos restantes fluxos energéticos foi necessário desenvolver um modelo computacional, baseado num modelo matemático de duas rodas, no qual se considera que as forças actuantes são iguais para as duas rodas do mesmo eixo, mas diferentes para as rodas traseiras e dianteiras. Embora se trate de uma simplificação, a precisão deste modelo matemático não é significativamente afectada, pelo que, a sua implementação computacional se torna mais simples e rápida, sendo por isso preferida [160].

Na próxima secção serão abordados os fundamentos teóricos deste modelo matemático e que estão na base do modelo computacional em Matlab®/Simulink®.

5.2. Fundamentos teóricos

5.2.1. Modelo matemático

Tal como referido anteriormente, o modelo matemático utilizado (de duas rodas), considera que as forças são iguais para as duas rodas do mesmo eixo, mas diferentes para rodas traseiras e dianteiras. Isto equivale a dizer que o ângulo de inclinação γ e o momento de sobreviragem M , são desprezados (ver figura 34 [160]). O sistema de eixos adoptado é similar ao da SAE International para o pneu [160], mas a origem do sistema de eixos é coincidente com centro de massa do veículo e não com o centro da roda.

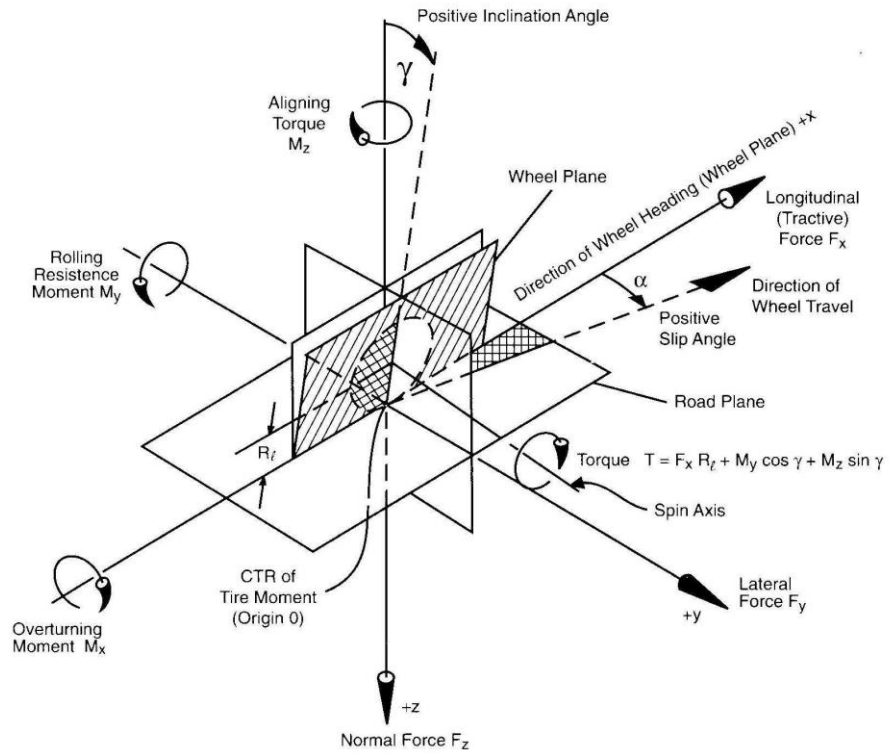


Figura 34 - Sistema de eixos para o pneu [169]

Por forma a determinarem-se os fluxos energéticos de um veículo automóvel num circuito, é necessário analisar-se as forças instantâneas em jogo no sentido do movimento. Segundo Gillespie, se o veículo não estiver a curvar e excluindo o arrasto aerodinâmico, as forças principais que actuam no veículo podem ser esquematizadas, conforme ilustrado na figura 35 [161].

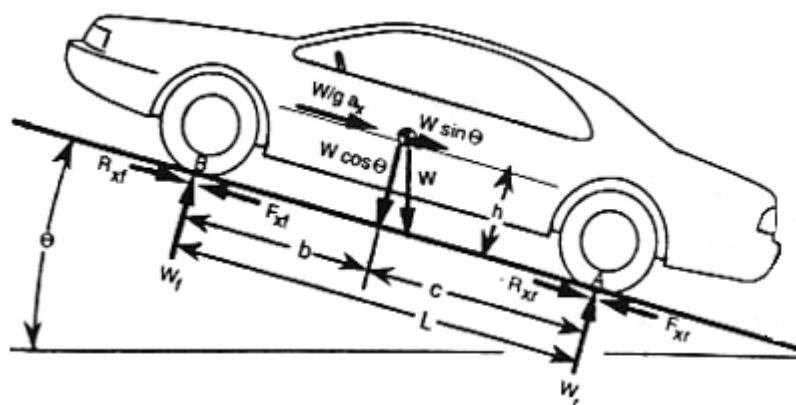


Figura 35 - Forças principais a actuar num veículo genérico (excepto o arrasto aerodinâmico) e a sua localização

A força total F_T , responsável pela aceleração longitudinal do veículo a_x , é dada pela equação (1):

$$F_T = m_{\text{ref}} \cdot a_x = F_X - F_A \pm F_G \quad (1)$$

Onde:

m_{ref} – massa do veículo multiplicada por coeficiente de inércia de rotação [kg]

a_x – aceleração longitudinal do veículo [m/s^2]

F_X – força de tracção exercida pela estrada nas rodas de tracção [N]

F_A – somatório de todas as forças de atrito [N]

F_G – componente do peso que actua na direcção longitudinal, causada pela inclinação da estrada [N]

A componente do peso que actua na direcção longitudinal pode ser positiva ou negativa, conforme o ângulo de inclinação da estrada θ seja, respectivamente, positivo ou negativo e é dada pela equação (2):

$$F_G = W \cdot \sin \theta = m \cdot g \cdot \sin \theta \quad (2)$$

A força de atrito (F_A) é composta pelo arrasto aerodinâmico (F_{DRAG}) e a resistência ao rolamento do pneu (F_R), ou seja, respectivamente, a resistência que o ar impõe ao movimento do veículo através dele e a resistência que o piso apresenta ao movimento:

$$F_A = F_{DRAG} + F_R \quad (3)$$

A força de resistência ao rolamento F_R representa uma importante fracção da força de atrito, particularmente a baixas velocidades, quando o arrasto aerodinâmico é baixo, pois enquanto as outras resistências ao movimento do veículo só apresentam relevância sobre certas condições, a resistência de rolamento está sempre presente a partir do momento em que as rodas começam a rolar. Para velocidades elevadas, tipicamente acima dos 90 km/h, o arrasto aerodinâmico torna-se predominante [161].

O arrasto aerodinâmico depende da área frontal A_F , da velocidade do veículo u , da massa volúmica do ar ρ_{ar} e do coeficiente de arrasto C_D e é dado pela equação (4):

$$F_{DRAG} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot C_D \cdot A_F \cdot u^2 \quad (4)$$

A resistência ao rolamento (F_R) pode ser decomposta ainda em:

$$F_R = F_{R1} + F_{R2} + F_{RY} \quad (5)$$

onde F_{R1} é a resistência ao rolamento livre, F_{R2} é a resistência devido ao escorregamento longitudinal do pneu quando submetido à tracção ou travagem e F_{RY} surge quando o veículo está a curvar.

A resistência ao rolamento livre F_{R1} , ocorre quando não existe binário motor ou de travagem aplicado às rodas de tracção, o que significa dizer que a força de tracção F_X é nula e pode ser calculada para o veículo inteiro pela equação (6) [161], desde que os 4 pneus sejam iguais:

$$F_{R1} = RRC \cdot \left(1 + \frac{3.6 \cdot u}{161}\right) \cdot W \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

onde RRC representa o coeficiente quasi-estático de resistência ao rolamento do pneu ($u \cong 0$) e W é o peso do carro. A eq. (6) é válida para velocidades até 120 km/h.

Para calcular F_{R2} é necessário definir-se o rácio de escorregamento longitudinal (S) dado pela equação (7):

$$S = \frac{\Omega \cdot Re}{u} - 1 \quad (7)$$

Onde Ω é a velocidade angular da roda, Re é o raio efectivo da roda e u é a velocidade do veículo.

Neste modelo [30], foi assumido que o rácio de escorregamento longitudinal S varia linearmente com o quociente da força de tracção ou de travagem F_X pela carga vertical dinâmical sobre o pneu W_Z , dada pela equação (8):

$$S = K \cdot \frac{F_X}{W_Z} \quad (8)$$

F_{R2} pode ser considerada como uma força fictícia correspondente à potência dissipada pelo escorregamento longitudinal do pneu quando submetido à tracção (igual ao produto do binário da roda pela velocidade angular de escorregamento longitudinal) e é dada pela equação 9:

$$F_{R2} = S \cdot F_X = K \cdot \frac{F_X^2}{W_Z} \quad (9)$$

Para a constante de proporcionalidade K foi assumido o valor de 0.15, correspondente a um rácio de escorregamento de 15% para uma desaceleração máxima de 1.0g, considerada próxima do limite de intervenção do ABS.

A força F_{RY} é função da força lateral F_Y (imposta pela aceleração lateral do veículo α_Y quando o veículo curva) e o ângulo de escorregamento lateral do pneu α , ilustrados na figura 36 [161].

$$F_{RY} = F_Y \cdot \sin \alpha \quad (10)$$

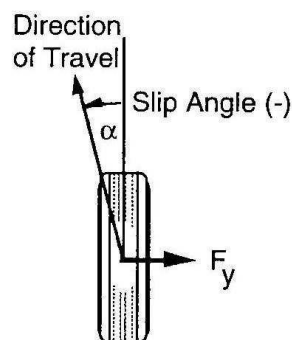


Figura 36 - Ângulo de escorregamento lateral e força lateral imposta no pneu quando o veículo curva

Mais uma vez, pode estabelecer-se uma relação linear entre o rácio das forças lateral F_Y e vertical F_Z que actuam sobre o pneu e o ângulo de escorregamento lateral, dada por:

$$F_Y = F_Z \cdot CC_\alpha \cdot \alpha \quad (11)$$

para valores de α inferiores a 5° . A constante de inclinação CC_α (*Cornering Stiffness Coefficient*) é denominada de coeficiente de rigidez em curva do pneu e, neste modelo, assumiu-se o valor de 0.2 deg^{-1} , que equivale a um ângulo de 5° para uma aceleração lateral de $1.0g$.

5.2.2. Modelo computacional

A implementação computacional do modelo matemático foi feita na plataforma Matlab®/Simulink®, visando a determinação dos fluxos energéticos do veículo durante um percurso pré-definido, nomeadamente:

- a energia total que o motor tem que debitar às rodas (energia motora ou de propulsão);
- a energia dissipada por atrito (arrasto aerodinâmico + resistência ao rolamento)
- a energia dissipada na travagem;
- a energia potencial (se as altitudes inicial e final forem diferentes), etc.

Os parâmetros de entrada do modelo computacional, diferem consoante o tipo de ciclo de condução utilizado:

- **Real** – as variáveis são definidas na base de uma série temporal discreta, com intervalos regulares de 0.2 segundos:
 - **Velocidade do veículo u [$m \cdot s^{-1}$];**
 - **Altitude [m];**
 - **Aceleração lateral a_Y [$m \cdot s^{-2}$]**
- **Normalizado** – a única variável de entrada é a velocidade do veículo u , sendo definida na base de uma série temporal discreta, com intervalos regulares de 1.0 segundos.

Em ambos os casos, as variáveis são definidas como uma função linear dentro de cada intervalo de tempo. Através destas funções é possível calcular todas as quantidades relevantes, nomeadamente, a distância que o veículo percorre entre o instante t_1 e t_2 ,

$$L_{t_1 \rightarrow t_2} = \int_{t_1}^{t_2} u(t) dt \quad (12)$$

a aceleração longitudinal a_x ,

$$a_x(t) = \frac{d u(t)}{dt} \quad (13)$$

a força genérica $F_i(t)$, onde o subscrito i representa qualquer uma das forças descritas acima. A potência correspondente pode ser obtida por,

$$P_i(t) = F_i(t) \cdot u(t) \quad (14)$$

e, finalmente, a energia correspondente pode ser obtida pela integração:

$$E_i = \int_{t_1}^{t_2} P_i(t) dt \quad (15)$$

Uma análise mais detalhada deste modelo pode ser encontrada na dissertação de mestrado de Brito [30].

5.2.3. Ciclos de Condução

Neste ponto, torna-se pertinente abordar os ciclos de condução e quais as suas principais características, por forma a poder-se avaliar o impacto da selecção de um ciclo em particular nos fluxos energéticos obtidos, o que, por sua vez, irá influenciar o dimensionamento do sistema ORC.

5.2.3.1. Ciclos normalizados

Na década de 1970 e 80, o estado da Califórnia pressionou a indústria automóvel no desenvolvimento de motores com maior rendimento e baixas emissões, através da regulamentação das emissões gasosas. Para a implementação da legislação, foi necessário criar procedimentos que permitissem comparar os diversos veículos.

Estes procedimentos de teste passaram a designar-se por *Type-approval tests* e baseiam-se nos ciclos de condução normalizados (*Type-approval Driving Cycles*). Um circuito de condução é um percurso normalizado que é descrito por um gráfico velocidade/tempo. O percurso está dividido em pequenos intervalos de tempo nos quais a aceleração é considerada constante. Como resultado, a velocidade varia linearmente com o tempo em cada intervalo [30].

O teste com um ciclo de condução normalizado é realizado num laboratório, onde as rodas motrizes do veículo são colocadas num dinamómetro, o qual simula o atrito e a inércia a que está sujeito o veículo ao longo do ciclo. No dinamómetro, um condutor profissional “conduz” o veículo através do ciclo normalizado (“Driving Cycle”), o qual se pretende simular percursos típicos em cidade e em auto-estrada. A energia necessária para movimentar os rolos é ajustada para entrar em consideração com a massa do veículo, o arrasto aerodinâmico e o atrito de rolamento total do mesmo. No caso de veículos com MCI, inclusivé os híbridos, o consumo de combustível e as emissões podem ser diretamente medidos. Durante o ensaio o veículo tem um tubo ligado à saída de escape para recolher os gases de escape provenientes do motor, quantificando-se a emissão de CO₂ e, conseqüentemente, o consumo de combustível. Este método de determinar o consumo é mais rigoroso que o de medir o volume combustível gasto. A energia primária pode ser calculada a partir do consumo de combustível.

Nos testes realizados a veículos comerciais, o ciclo de condução não é realizado num dinamómetro de veículos, mas sim num dinamómetro de motores. Assim o consumo e as emissões poluentes são avaliados através de um conjunto de pares de pontos de binário e velocidade de rotação do motor em vez de apenas um conjunto de pontos de velocidade do veículo.

Os ciclos normalizados usados actualmente podem ser divididos em três grupos [162]:

- Circuitos de Condução Europeus (EDC – “European Driving Cycle”);
- Circuitos de Condução dos EUA (USDC – “United States Driving Cycle”);
- Circuitos de Condução Japoneses (JDC – “Japanese Driving Cycle”).

5.2.3.1.1. Ciclos de condução europeus

São ciclos teóricos, visto que algumas partes do ciclo são feitas a velocidade constante. Por não serem realistas, foi desenvolvido um grupo adicional de ciclos, designados por “HYZEM Cycles” [162]. Os ciclos europeus são assim: o ECE 15, o EUDC, o EUDCL, o NEDC e os ciclos HYZEM.

5.2.3.1.2. Ciclos de condução americanos

Estes ciclos tentam representar ciclos de condução real. Os ciclos americanos são: o FTP 72, o SFUDS, o FTP 75, o HFEDS ou HWFET, o IM 240, o LA 92, o NYCC e o US06 [162].

5.2.3.1.3. Ciclos de condução japoneses

Os ciclos Japoneses inserem-se na categoria de ciclos teóricos e são constituídos por um ciclo urbano (10Mode), por dois ciclos extra-urbanos (15 Mode) e por um ciclo que começa e acaba com um ciclo 15 Mode, intercalado por três 10 Mode (10-15 Mode) [162]. São ciclos muito básicos, raramente utilizados em testes.

5.2.3.2. Ciclos reais

Os ciclos reais foram obtidos do registo de percursos reais e visam representar todas as situações de condução que um automobilista encontra no quotidiano. Para isso foram seleccionados três percursos: um cidadão, um em estrada nacional e outro em auto-estrada.

Os três percursos têm início comum mas destinos diferentes:

- Citadino - Início e fim na passadeira da entrada no pólo da Universidade do Minho em Guimarães. Tem uma extensão de 18 kms e duração aproximada de 41 min, o que corresponde a uma velocidade média de 26 km/h.
- Estrada nacional - Foi realizado na estrada Nacional 101 entre a cidade de Guimarães e a cidade de Braga (zona de S.º Victor). Tem uma extensão de aproximadamente 23 km, uma duração de 25 minutos, o que corresponde a uma velocidade média de 54 km/h.
- Auto-estrada – Foi realizado pela auto-estrada A11, entre Guimarães (pólo UM Azurém) e Braga (zona de Lamações). Este tem uma extensão de aproximadamente 27 km, uma duração de 19 minutos e é realizado a uma velocidade média de 85 km/h.

Mais detalhes acerca destes percursos, podem ser encontradas na dissertação, ainda não publicada, de Araújo [163].

5.3. Aquisição e tratamento de dados

Para obter os dados da evolução dinâmica do veículo ao longo do trajecto, um sistema GPS e respectivo software da MaxQData (modelo MQGPS) foram utilizados. A interface entre a unidade e o PDA foram assegurados através de um protocolo Bluetooth a uma taxa de transferência de dados de 5Hz.

Apesar de haver mais variáveis disponíveis para utilização por este software, tais, como, aceleração longitudinal, distância integrada, raio de curvatura, etc., apenas foram utilizadas no modelo matemático: a altitude, a velocidade e aceleração lateral.

Os sistemas GPS tem um erro associado, o que, na presente aplicação, se traduz maioritadamente em picos de velocidade e erros da medição de altitude, levando a um aumento fictício e irreal em ambas as energias de propulsão e de travagem do veículo.

Para minimizar estes erros inerentes ao GPS, foi necessário proceder a uma filtragem antes de serem utilizados pelo modelo em si. A filtragem compreendeu as seguintes etapas:

1. Os pontos com aceleração longitudinal irrealista foram removidos (i.e. $a_x < 1.0g$ na travagem e $a_x > 0.6g$ na aceleração);
2. No Matlab utilizou-se o filtro LOESS com um intervalo (*span*) de 25 pontos no caso da aceleração lateral e de 15 pontos no caso da velocidade, o que corresponde, na prática, a intervalos de 5 e 3 segundos, respectivamente.. Este filtro é uma função de ajuste aos dados, mais propriamente, uma regressão local que utiliza para o efeito o método dos mínimos quadrados com ponderação e um modelo quadrático [164].
3. Foram adicionadas rampas de aceleração e travagem no início e fim de cada percurso, sem variação de altitude (nos casos em estes coincidiam com a passadeira de entrada no pólo de Azurém);
4. Os dados de altitude foram retirados manualmente de mapas militares, especialmente adquiridos para o efeito, e de seguida foi utilizada a função "forecast" do Excel (outra função de ajuste aos dados), usando a distância conhecida do GPS vs altitude retirada dos mapas, fazendo assim uma filtragem em função da distância correcta.

5.4. Estado actual do modelo

O modelo, na versão criada por Brito [30], e o seu modo de funcionamento vai ser sucintamente aqui explicado. A base deste é um modelo Simulink® (figura 37) cujos parâmetros de entrada (*inputs*) são folhas Excel com dados de:

- Velocidade / tempo;
- Aceleração lateral / tempo;
- Altitude / tempo

Como mencionado anteriormente, os ciclos normalizados apenas utilizam os dados velocidade/tempo, enquanto os reais utilizam todos estes parâmetros, que necessitam ser previamente importados para a "Command Window" do Matlab®, o que se torna bastante moroso e pode dar azo a erros, dado que este processo não é imediato.

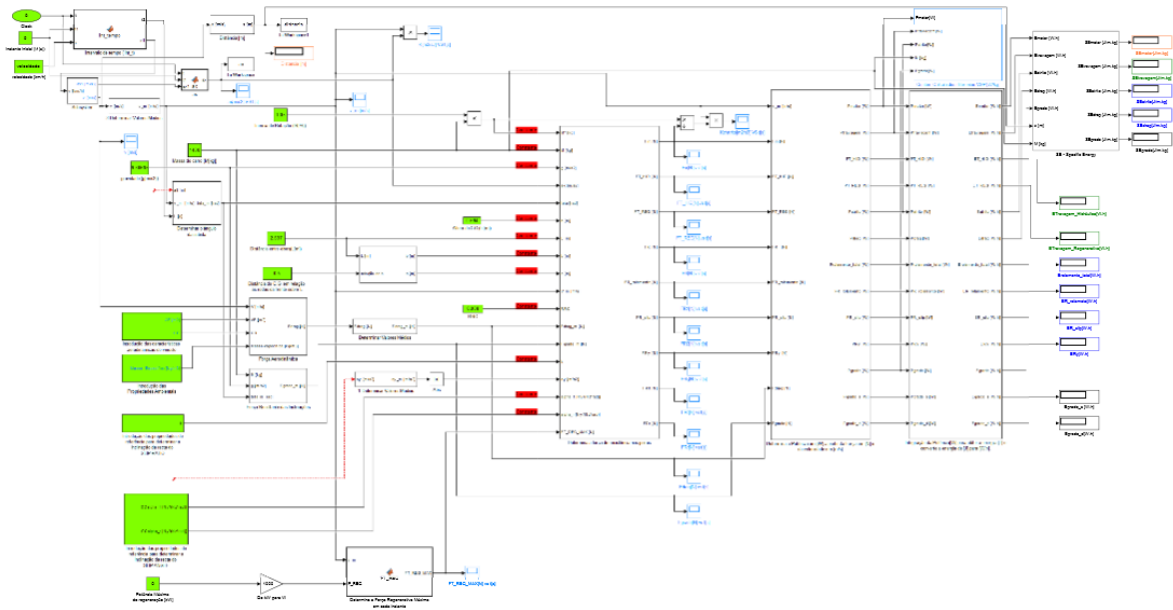


Figura 37 - Modelo Simulink original do ciclo de condução [29]

É necessário fornecer também como parâmetros de entrada (*inputs*):

As especificações do veículo,

- Massa do veículo (M [kg]);
- Coeficiente de inércia de rotação do veículo (IR);
- Distância entre-eixos (L [m]);
- Distância horizontal do centro de massa do veículo ao eixo da frente sobre a distância entre eixos (b/L);
- Coeficiente de resistência aerodinâmica (C_D);
- Área frontal (A_F [m^2]);
- Altura do centro de massa do veículo em relação ao solo, (H [m]);
- Altura do fundo do veículo em relação ao solo, "Ground Clearance" (GC [m]);
- Largura do veículo, "width" (w [m]);

as constantes que dependem dos pneus e da superfície de contacto,

- Relação de escorregamento longitudinal de referência (S_{ref});
- Força longitudinal para o escorregamento de referência ($F_{xS,ref}$ [N]);
- Força vertical para o escorregamento de referência ($F_{zS,ref}$ [N]);
- Ângulo de escorregamento de referência (α_{ref} [deg]);
- Força lateral para o ângulo de escorregamento de referência ($F_{y\alpha,ref}$ [N]);
- Força vertical para o ângulo de escorregamento de referência ($F_{z\alpha,ref}$ [N]).

e as variáveis que dependem do local:

- Aceleração da gravidade (g [m/s²]);
- Pressão atmosférica (p_{atm} [Pa]);
- Constante de gás ideal para o ar (\bar{R} [J/(kg.K)]);
- Temperatura do ar (T_{ar} [°C]).

Estas três últimas variáveis são utilizadas no cálculo da massa específica do ar, necessária para a determinação do arrasto aerodinâmico. Todos os parâmetros de entrada são apresentados a verde na figura 37.

Este modelo Simulink® incorpora módulos específicos para o cálculo das forças, potências e energias específicas, contendo para o efeito funções embebidas do Matlab®. Portanto, os parâmetros de saída do modelo (*outputs*) serão (todos como função do tempo, exceto a distância e as energias):

1. Distância percorrida pelo veículo - (L)
2. Aceleração longitudinal - ($\mathbf{a}_x(t)$)
3. Força genérica - ($\mathbf{F}_i(t)$)
4. Potência específica genérica - ($\mathbf{P}_i/m(t)$)
5. Energia específica genérica - ($\mathbf{E}_i/m/P$)

Um resumo dos parâmetros de funcionamento é apresentada na tabela 1.

Tabela 1 - Resumo dos parâmetros de funcionamento do modelo de ciclos de condução

Inputs			Processamento	Outputs (Simulink)
Percurso (ficheiros Excel)	Veículo (Simulink)	Local (Simulink)		Módulos específicos no Simulink® com funções embebidas do Matlab®
(v,t)	M	g	$a_x(t)$	
(a_y ,t)	IR	P_{atm}	$F_i(t)$	
(altitude,t)	b/L	\bar{R}	$P_i(t)$	
	H	T_{ar}	E_i	
	GC			
	w			
	C_D			
	A_F			
	$P_{T_REG_MAX}$			

Apesar de serem estes os outputs disponíveis para “recuperação”, o modelo, nesta versão, apenas apresenta na visualização da interface do Simulink, a distância total percorrida [m], as energias genéricas específicas relevantes [J/(m.kg)] e as energias genéricas [W.h] (figura 38). A análise aprofundada deste modelo ultrapassa o âmbito deste trabalho. Mais detalhes acerca deste poderão ser encontrados na dissertação de Brito [30].

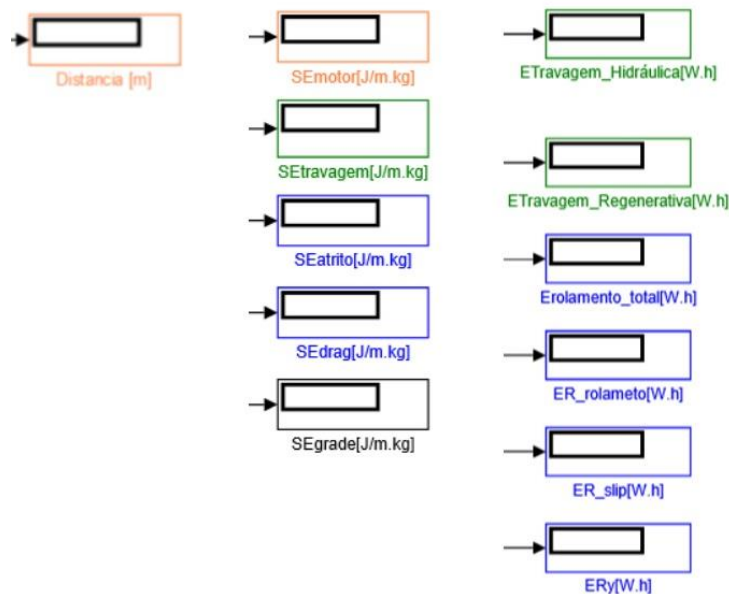


Figura 38 - Outputs na visualização do Simulink

5.5. Criação do *Front-End*

Como se pode constatar, a implementação computacional deste modelo não é muito prática:

- O procedimento para utilização deste modelo é bastante moroso, pode dar azo a erros, particularmente na renomeação das variáveis importadas através dos ficheiros Excel, e não é muito intuitivo, dado que exige ao utilizador um conhecimento bastante aprofundado do modelo.
- Além do mais, existem procedimentos que são repetidos, como a importação dos ficheiros Excel, e outros que exigem ao utilizador conhecer, p. ex., o tempo total do ciclo de condução, por forma ao Simulink ser capaz de simular o modelo, e que, podem e devem, ser automatizados. Por conseguinte, será necessário especificar o tempo total do circuito como um parâmetro de entrada para o Simulink.
- Existem várias plataformas a trabalhar em simultâneo neste processo, o que pode dar origem a conflitos ou a maior tempo computacional.
- O modelo, na sua versão original, exige na realidade dois sub-modelos distintos (para ciclos normalizados e reais), dado que:
 - Os ciclos normalizados utilizam apenas dados de velocidade/tempo enquanto os reais utilizam como variáveis a velocidade, aceleração lateral e altitude discretizadas temporalmente;
 - O intervalo de tempo medido entre dois pontos espaciais consecutivos no circuito é diferente para estes ciclos - normalizados (1 seg.) e reais (0.2 seg.) – pelo que, será necessário especificar o tempo de integração como parâmetro de entrada também.
- Por último, os *outputs* deste modelo, não são suficientes para o que é pretendido e a apresentação também não é muito intuitiva.

Existem outros detalhes que foram idealizados e implementados neste modelo, por forma a torná-lo mais prático e que serão discutidos à medida que forem surgindo.

Posto isto, torna-se necessário solucionar estes aspectos, bem como agilizar todo este processo. No âmbito deste trabalho, foi proposta a concepção de uma interface gráfica para o modelo, vulgo “*Front-end*”, mais intuitiva e que permitisse uma melhor e mais rápida interação do utilizador com o modelo (mais “*user-friendly*”).

Vantagens:

- Automatização de processos
- Diminuição de erros devido ao utilizador
- Mais intuitivo, simples e rápido
- Universalidade do modelo (modelo único em vez de dois distintos)
- Versatilidade (possibilita a interação com outros modelos)
- Possibilidade da integração de outros módulos

Com esse intuito, foi desenvolvido um programa em Matlab®. Este programa, denominado *Driving Cycle Program*, permite a interligação da interface gráfica (criada com recurso ao GUIDE do Matlab®) e o modelo Simulink®. Seguidamente, será abordado o modo de funcionamento do “*front-end*”, a sua estrutura base, as funcionalidades incluídas e algumas particularidades.

Estrutura

- O programa computacional é composto pela sua estrutura principal:
 - Inputs
 - Modelo Simulink
 - Outputs
- Pela sua estrutura do Front-End (figura 39)
 - Compreende todo o código que permite a manipulação do conteúdo introduzido pelo utilizador no Front-end, passagem desses parâmetros ao modelo Simulink e posterior visualização dos resultados na interface gráfica (p. ex. funcionalidades dos botões e demais elementos gráficos).

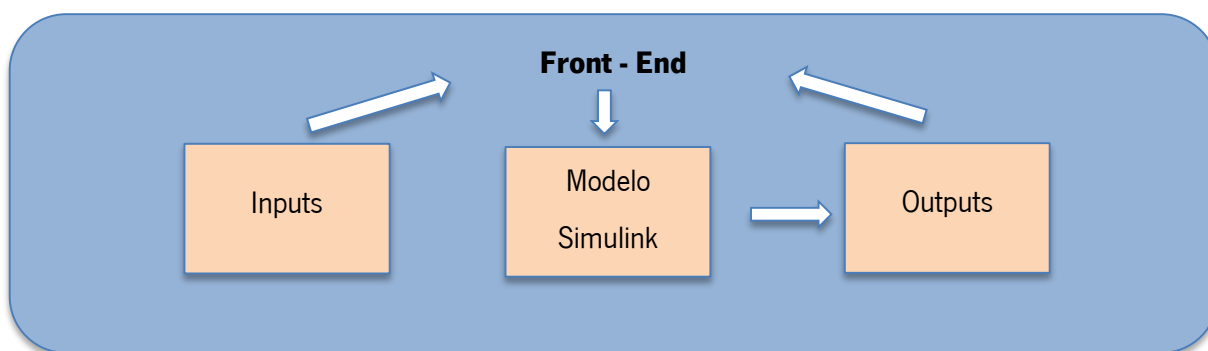



Figura 39 - Estrutura principal do programa Driving Cycle Program

Para facilitar a compreensão do modo de funcionamento do *Driving Cycle Program* apresentar-se-á, de seguida, uma imagem do “*front-end*” final (figura 40) e tecer-se-ão alguns comentários.

Notas prévias de utilização

1. O programa foi inteiramente escrito em inglês, por forma a evitar ambiguidades e a garantir a universalidade do mesmo;
2. O programa, cujo directório, é o da raiz do Matlab, foi compartimentado em pastas com nomes específicos, por duas razões principais: permitir a procura dos ficheiros em pastas específicas e por forma a facilitar a sua compreensão e manipulação futuras.
3. Aquando da inicialização do programa, surge uma caixa de diálogo que explicará sucintamente o funcionamento do mesmo.
4. Para mais informações, é possível clicar nos botões “*Help*” disponíveis, que farão aparecer um ficheiro de texto, com a explicação daquela secção. Os ficheiros de texto são uma boa opção para conferir versatilidade ao programa, na medida em que, o ficheiro pode ser alterado (incluindo novas informações ou eliminando algum erro contido) e desde que seja mantido o nome original, da próxima vez que o programa iniciar, será apresentado esse novo conteúdo.



Universidade do Minho

Driving Cycle Front End

INPUTS

1. Select entry Excel file

Standard Cycle
 Real Cycle

Altitude Choose File
 Lateral Acceleration Choose File
 Speed Choose File

2. Vehicle Mass and Geometrical Properties

Vehicle Choose File
 Gravity (g) [m/s²] Rotational Inertia Coef. (R)
 Vehicle Mass (M) [kg] Tyre RRC
 Distance between Axes (L) [m] Slip Ratio Coef. (K)
 Centre of Mass Choose File
 Height (h) [m] Cornering Stiffness Coef. (CCa)
 Distance to Front Axis (CG_L) [m] Front Wheels [s⁻¹]
 Rear Wheels [s⁻¹]

3. Aerodynamics

Frontal Area (A1) [m²] Drag Coefficient (Cd)
 Air Density Calculation
 Ambient Pressure (P_amb) [Pa] Air Density [kg/m³]
 Air Temperature (T_air) [°C] Calculated
 Ideal Gas Constant for Air (R) 0.287 [J/(mol·K)]

4. Simulink Model

Choose File

OUTPUTS

1. Route

Total distance [km] Total time [s]

Real Route
 Uphill and Downhill
 Specific Accumulated Uphill [m/km] Difference [m]
 Specific Accumulated Downhill [m/km] Maximum [m]
 Maximum Road Slope [%] Minimum [m]

2. Vehicle Specific Power [W/kg]

Propulsion Max Braking Max
 Friction Max Gravitic

3. Specific Energy

Propulsion [J·m⁻³·kg⁻¹] [L/100km]
 Braking Gravitic
 Drag Rolling Resistance
 Free Slip
 Cornering

Generated Excel File

Graphics

Torque

José Pires & Bruno Araújo, Minho University, Version 1.0

Figura 40 - "Print Screen" do Front-End

Utilização

Inputs

1. *Select entry Excel File*

1. Selecciona-se o ciclo de condução pretendido: normalizado (“*Standard*”) ou real (“*Real*”)
2. Em função disso, o *front-end* indica qual(ais) o(s) ficheiro(s) Excel que devem ser importados;
3. Ao clicar no botão “Choose File” surgirá uma caixa de diálogo, que nos reencaminhará directamente para o directório específico do ciclo em questão, por forma, a evitar confusões ou erros devidos ao utilizador. Isto é válido para todas as caixas de diálogo que forem abertas. O seu directório é único, garantido-se assim a validade dos *inputs* introduzidos.

2. *Vehicle Mass and Geometrical Properties*

1. Selecciona-se o ficheiro Excel com todas as especificações técnicas relevantes do veículo automóvel. Optou-se por esta estratégia, para evitar o preenchimento moroso e repetitivo de todos estes parâmetros, que para um mesmo veículo são constantes. Dado que se optou pela compartimentação em subpastas, a adição de novos veículos fica facilitada, pois basta replicar o ficheiro original, renomeá-lo com o nome do veículo, e colocá-lo nesta pasta.
2. Serão preenchidos no *front-end*, todos os parâmetros geométricos do veículo e aerodinâmicos do veículo.

3. *Aerodynamics*

1. É apenas necessário preencher as condições ambientais (temperatura e pressão).

4. *Simulink Model*

1. Selecciona-se o modelo Simulink pretendido. O modelo utilizado foi tornado universal para ambos os ciclos, mas salvaguardando a possibilidade de alguma alteração futura, foi incluído este aspecto também.

5. *Run Simulation*

Premindo este botão, inicia-se a simulação do modelo. O *front-end* utiliza a informação introduzida da seguinte forma:

1. O modelo Simulink é carregado para a Workspace do Matlab, sendo no entanto “invisível”, i.e., “corre” em “background”.
2. Ao importar o ficheiro de Excel velocidade/tempo (comum a ambos os tipos de ciclos), a variável tempo é lida e passada ao modelo Simulink como parâmetro de entrada, o que juntamente com a selecção de quais os dados devem ser utilizados consoante o ciclo escolhido, assegura a universalidade do modelo;
3. Ocorre todo o processamento do modelo Simulink;
4. Surgirão duas caixas de diálogos relativas, respectivamente, às potências específicas de saída (VSP's) e às energias específicas (SE's), que solicitarão ao utilizador que grave estes dados para ficheiros Excel, no directório de raiz do Matlab e que prontamente serão abertos na aplicação Excel. Ao serem gravados neste formato, podem ser posteriormente abertos e comparados com outros, de uma forma simples e rápida.
5. Todos os outputs relevantes surgirão na interface gráfica, nomeadamente:
 - i. Tempo e distância total;
 - ii. Subidas e descidas acumuladas e inclinação máxima da estrada (indicador da “agressividade do percurso” e que pode ser utilizado para rapidamente avaliar a coerência dos resultados). Na altura que foi tirado este “print screen” (figura 40), o valor que consta da inclinação máxima, estava errado, e foi facilmente detectado.
 - iii. Altitude mínima, máxima e a variação entre o instante inicial e final
 - iv. Potências específicas [W/kg]
 - v. Energias específicas ([$J \cdot m^{-1} \cdot kg^{-1}$] e [kWh/100km/ton]). Deixou-se também o espaço reservado para o cálculo destas em [L/100km].
 - vi. Surgirão também os nomes dos ficheiros onde foram gravados estes dados.

Modelo Simulink

Após a explicação sobre o funcionamento do programa, irá referir-se sucintamente, de seguida, quais as modificações que foi necessário efectuar neste modelo:

1. Incorporação do módulo de cálculo das subidas e descidas acumuladas e tradução da terminologia do modelo para inglês (trabalho desenvolvido por Araújo [163]);
2. Inclusão de “saídas” de variáveis para o Workspace, como os VSP's e a inclinação da estrada, por forma a ser possível utilizar estes dados;
3. Substituição de todas as “constantes”, por parâmetros de entrada, que o “*Front-End*” se encarregaria de fornecer, inclusive o tempo de integração, que asseguraria a universalidade do modelo;

5.6. Constantes do modelo

Apenas foi utilizado um veículo nas simulações, com características consideradas como sendo de referência para o mercado Europeu, equipado com um motor a ignição comandada de 1.6L. No entanto, o programa está capacitado para analisar qualquer outro, desde que se mantenha a coerência das variáveis. Os parâmetros geométricos e aerodinâmicos do veículo, bem como as restantes constantes são apresentados na tabela 2. A nomenclatura encontra-se em inglês, pois, tal como mencionado anteriormente, todo o programa foi escrito nesta língua

Tabela 2 - Constantes para o veículo de referência

Gravity (g)	9,80665	[m/s^2]
Vehicle Mass (M)	1400	[kg]
Rotational Inertia Coef. (IR)	1,05	
Distance between Axes (L)	2,637	[m]
Centre of Mass height (h)	0,594	[m]
Centre of Mass distance to Front-Axis (CG_L)	0,5	[m]
Tyre Rolling Resistance Coef. (RRC)	0,008	
Vehicle Frontal Area (Af)	2,22	[m^2]
Drag Coef. (Cd)	0,27	
Slip Ratio Coef. (K)	0,15	
Tyre cornering stiffness Cca Front Wheels	0,2	[0^{-1}]
Tyre cornering stiffness Cca Rear Wheels	0,2	[0^{-1}]

Os outros parâmetros que foram considerados constantes nas simulações, constam da tabela 3. São eles as condições ambiente (pressão e temperatura ambiente). No entanto, dado que, se pode pretender analisar a influência destes parâmetros nos fluxos energéticos, nomeadamente no que ao arrasto aerodinâmico diz respeito, devem ser introduzidos pelo utilizador no programa.

Tabela 3 - Condições ambiente

Environmental Pressure (P_{amb})	101330	[Pa]
Air Temperature (T_{air})	20	[°C]

Analogamente, a aceleração gravítica g , foi considerada constante ao longo do trajecto, apesar de variar com a latitude (variação máxima de 0.53% entre o equador e os pólos) e a altitude (variação máxima de 0.26% à superfície terrestre), para além de outros efeitos secundários mais irrelevantes [165]. A título de exemplo, para a cidade do México ($g=9.776 \text{ m/s}^2$) e para Anchorage no Alasca, EUA ($g=9.826 \text{ m/s}^2$). O modelo utilizado não prevê a variação de g ao longo do globo terrestre, e por conseguinte, todos os fluxos energéticos que variam em função de g , não consideram esta variação. Por simplificação, g é considerada como constante e igual à aceleração gravítica standard de 9.80665 m/s^2 . No entanto, reconhecendo-se a influência, principalmente, destes dois parâmetros, é possível no ficheiro Excel relativo às constantes, alterar este valor para uma média entre o valor máximo e mínimo de g ao longo do trajecto. Num trabalho futuro, dada a versatilidade do Matlab®/Simulink®, poderá ser incluído um módulo específico que calcule a aceleração gravítica g em cada instante de tempo, como uma função da latitude e da altitude.

5.7. Complementos ao modelo

No âmbito deste trabalho, o que se pretende deste modelo é a determinação da potência de propulsão instantânea na roda P_{Prop} , o que dividido pelo rendimento de transmissão η_{transm} , nos dará a potência mecânica que o motor precisa de debitar a cada instante para impulsionar o veículo P_{eng} .

Sabendo-se a potência motora e a velocidade do veículo, é possível obter-se o binário e a velocidade de rotação do motor em cada instante, o que servirá para comparar com os resultados obtidos pelo modelo

do MCI, determinando-se assim a evolução dos parâmetros relativos aos gases de escape, de um veículo ao longo de um circuito, o que representa uma abordagem mais realista do problema.

Para esta implementação, foi necessário adicionar mais dois módulos ao programa. Estes módulos são duas interfaces gráficas subordinadas à principal e que permitirão a extensão das funcionalidades do programa principal (figura 41). São eles:

- **Gráficos**
- **Binário**



Figura 41 - Complementos ao programa original

5.7.1. Gráficos (versão 1.1)

Com este módulo, é concluída a versão 1.1 do programa, que será utilizada pelo meu colega Bruno Araújo, e que diz respeito apenas à interface entre o modelo Simulink e os resultados obtidos da evolução dinâmica do veículo ao longo do percurso. O módulo dos gráficos exibirá os gráficos mais relevantes neste contexto (figura 42), nomeadamente (todos em função do tempo):

- **Velocidade**
- **Altitude**
- **Inclinação da estrada (%)**
- **Distância**

- **Potências específicas do veículo (VSPs)**

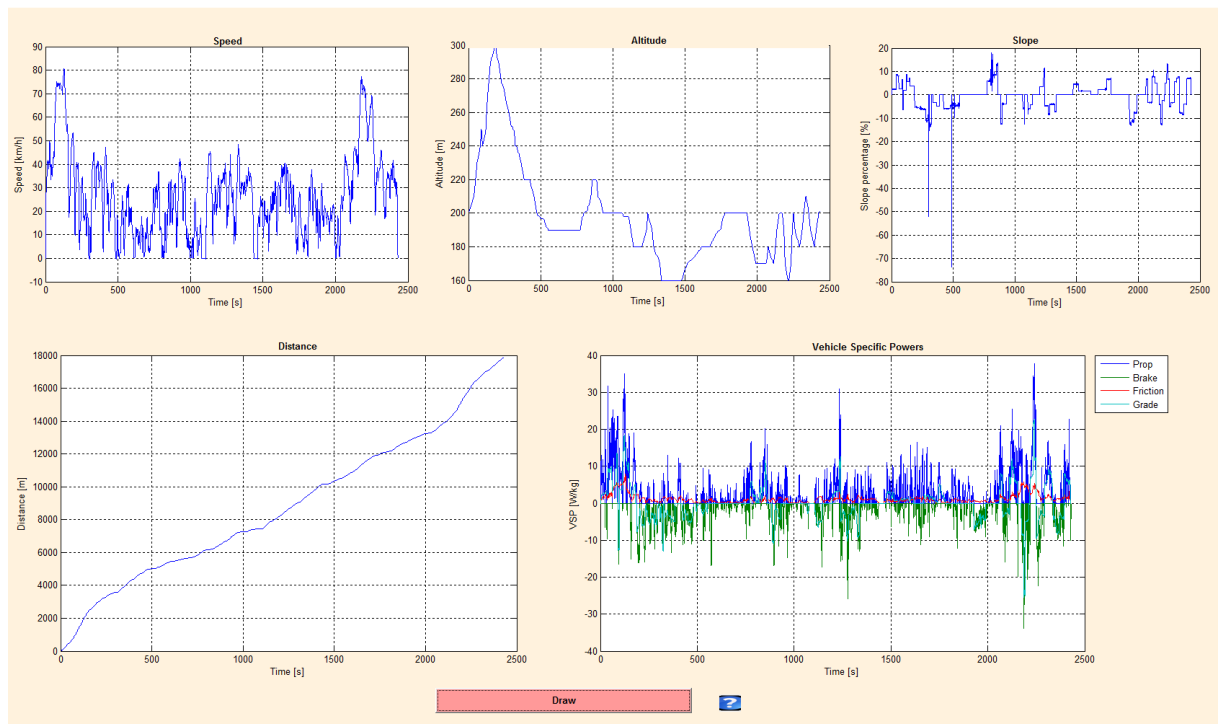


Figura 42 - Interface gráfica do módulo dos gráficos

Isto permite uma rápida análise das simulações e a detecção de inconsistências nos resultados. A inclinação percentual da estrada é um bom indicador disso, já que permite identificar pontos parasitas, o que poderá indiciar erros na filtragem inicial dos dados. Para facilitar e auxiliar na escrutinação dos dados, foi incluída ainda outra funcionalidade (canto superior esquerdo da barra de ferramentas), que permite ao utilizador identificar as coordenadas desses pontos e, com isso, rapidamente encontrá-los no respectivo ficheiro Excel de entrada.

Nesta fase, é apenas possível a determinação dos fluxos energéticos do veículo, não existindo ainda nenhuma relação entre a potência de propulsão instantânea (na roda) e a potência instantânea que o motor precisa efectivamente de debitar (potência motora). Será necessário, então, introduzir outro módulo, que permite estabelecer essa relação – módulo do binário.

5.7.2. Binário (versão 2.0)

Nesta nova interface serão determinados o binário e a velocidade de rotação do motor em cada instante. Será explicado o procedimento de cálculo e em que pressupostos se baseia o algoritmo para o fazer.

5.7.2.1. Procedimento de cálculo

Como referido anteriormente, foram incluídas saídas do modelo original para a Workspace do Matlab®, relativas às potências específicas do veículo (VSPs). Neste lote está incluída a potência específica de propulsão VSP_{Prop} , que multiplicada pela massa do veículo M , dará a potência de propulsão total do veículo em cada instante P_{Prop} (eq. 16):

$$P_{Prop} = VSP_{Prop} \cdot M \quad (16)$$

Pode-se relacionar a potência de propulsão do veículo P_{Prop} com a potência que o motor tem que debitar em cada instante P_{eng} através do rendimento de transmissão, dada pela eq. 17:

$$P_{eng} = \frac{P_{Prop}}{\eta_{transm}} \quad (17)$$

Sabe-se, por outro lado, que a equação (17) pode ser enunciada como uma relação entre os binários de entrada e de saída dos veios e as respectivas velocidades angulares por:

$$B_e \cdot \omega_e = \frac{B_s \cdot \omega_s}{\eta_{transm}} \quad (18)$$

em que os subscritos “e” e “s” correspondem, respectivamente, ao veio motor e ao veio movido (roda). Através da relação entre velocidade angular (ω) e velocidade de rotação (N) em [rpm], dada por:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{N}{60} \quad (19)$$

É possível reescrever a equação (18) como:

$$B_e \cdot N_e = \frac{B_s \cdot N_s}{\eta_{transm}} \quad (20)$$

As duas incógnitas são o binário B_e e a velocidade de rotação N_e do motor. Sabendo-se que, a relação de velocidades angulares entre os veios motor e movido (i) – relação de transmissão total (engloba também a relação de transmissão do diferencial) – é dada por:

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{N_e}{N_s} \quad (21)$$

podemos escrever um sistema de equações para a determinação destas incógnitas:

$$N_e = N_s \cdot i \quad (22)$$

$$B_e = \frac{B_s}{i \cdot \eta_{transm}} \quad (23)$$

Como se pode constatar, o factor comum às equações (22) e (23) é a relação de transmissão global i (caixa de velocidades + diferencial). Com efeito, se determinarmos i , descobriremos imediatamente as duas incógnitas, o que implica determinar em cada instante qual a marcha engrenada no veículo. Portanto, será necessário, desenvolver uma estratégia para proceder à determinação das marchas engrenadas no veículo ao longo do percurso – o algoritmo de marchas engrenadas.

5.7.2.2. Algoritmo de Marchas Engrenadas

O problema colocado aqui não é trivial; de facto, os algoritmos existentes, como para o ciclo de condução WLTP (abreviado de “*Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure*”), que visa substituir o procedimento europeu NEDC para a aprovação de automóveis ligeiros [166], calcula os pontos óptimos de mudança de marcha engrenada, o que é muitas vezes irrealista e neste caso é impraticável, por

razões que se mencionarão mais à frente. Foi necessário optar então por uma abordagem mais prática. De seguida, irá apresentar-se o método gráfico de troca de marchas em pontos óptimos, dado que este foi o ponto de partida.

5.7.2.2.1. Método gráfico de troca de marchas em pontos óptimos

Em primeiro lugar, convém esclarecer o que quer dizer trocar de marcha engrenada em pontos óptimos. Quais os critérios para essa tomada de decisão? De facto, quando falamos em pontos óptimos de troca de marcha, é necessário esclarecer o que é pretendido: uma condução voltada para a potência máxima, para o binário máximo ou para o consumo mínimo, o que invariavelmente resultará numa optimização bastante distinta.

Para obter o máximo desempenho, deve-se "esticar" as marchas até o regime de potência máxima, ou pouco acima dele, para que a rotação caia para um ponto onde haja potência elevada depois da troca de marcha. Como exemplo, um carro com potência máxima às 5500 rpm pode ser levado a 5800 ou 6000 rpm, de modo que a marcha seguinte seja engrenada entre 4200 e 4500 rpm [167].

A opção intermediária, a ser aplicada no tráfego rápido mas sem o extremo do segundo caso, é a mudança no regime de binário máximo, que fica entre 2500 e 4500 rpm na maioria dos motores a gasolina [167].

O menor consumo surge para as menores rotações, o que, tipicamente, resultará numa troca de marcha entre as 2000-2500 rpm, fazendo o regime cair para pouco mais de 1000 rpm [167].

A questão que surge agora é: como determinar os pontos óptimos de troca de marcha? A forma mais simples de o fazer é utilizando o método gráfico. Consiste em inverter o desenho da curva para a qual se deseja determinar a troca de marcha, traçando-a em função da velocidade e das marchas, em vez de fazer isso para a velocidade de rotação do motor, como de costume.

Começa-se por traçar as retas de velocidade de rotação do motor em função da velocidade para cada marcha. Isso irá definir onde serão traçadas as curvas de potência, binário ou consumo, conforme o que se deseja determinar. Para tornar este procedimento mais claro vai analisar-se um exemplo: deseja-se determinar o regime de troca de marchas para retirar maior potência de um veículo hipotético com potência máxima de 90 cv às 5500 rpm, binário máximo de 127 N.m às 2500 rpm de binário, *redline* de 7000rpm e com uma caixa de 5 velocidades. A tabela 4 apresenta um quadro resumo deste veículo, com as respectivas relações de transmissão da caixa de velocidades e do diferencial.

Tabela 4 - Quadro resumo de um veículo hipotético (exemplo das trocas de marcha em pontos óptimos)

Potência Máxima	90 cv @ 5500 rpm	
Binário Máximo	127 N.m @ 2500 rpm	
Redline	7000 rpm	
Relações de caixa	1^a	3.5:1
	2^a	2:1
	3^a	1.3:1
	4^a	0.9:1
	5^a	0.7:1
Diferencial	4:1	
Pneus	175/70 R 13	

Para este veículo hipotético, a velocidade de rotação do motor em função da velocidade do veículo para cada marcha engrenada é ilustrada na figura 43 [168].

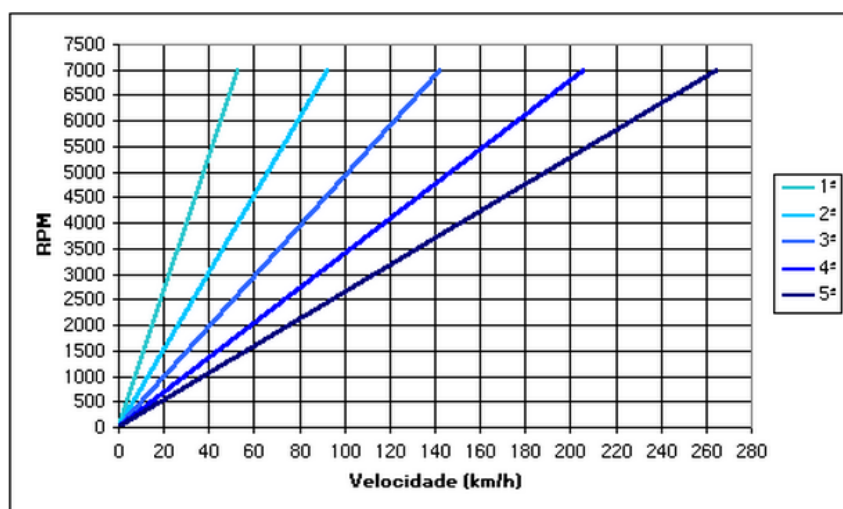


Figura 43 – **Passo 1:** Traçar as rectas V-N para cada marcha engrenada

Após esse passo traçam-se as curvas de potência, binário ou consumo, uma para cada recta de rotação, partindo do começo da reta até ao seu final. É como se o carro fosse acelerando do zero até o limite de rotações do motor (*redline*) sem trocar de marcha. Para o exemplo em questão, traçaram-se as curvas de potência, tal como ilustrado na figura 44 [168].

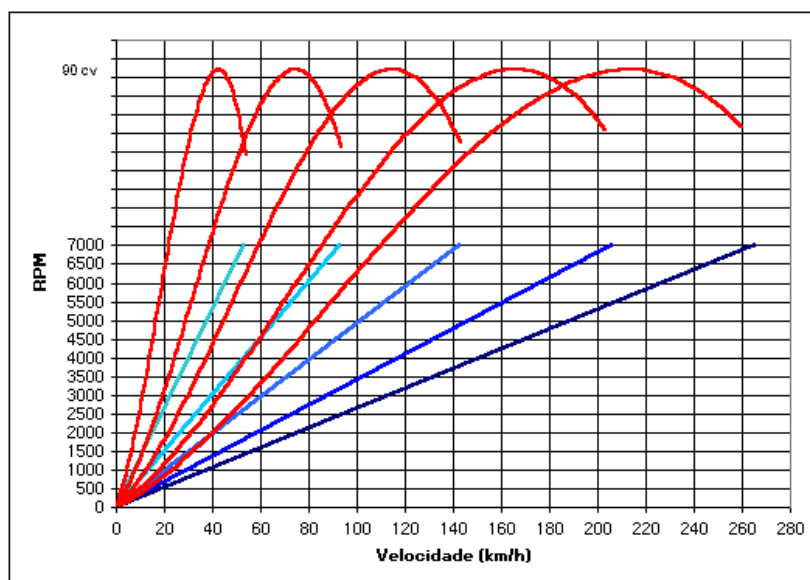


Figura 44 - **Passo 2:** Traçar a curva desejada para cada marcha (potência, binário ou consumo)

Os pontos de troca de marcha serão aqueles onde as curvas de potência, binário ou consumo de cada marcha se intersectam com a da marcha seguinte (neste exemplo é a potência). Ao mudar de marcha nestes pontos o condutor garante que o valor de referência escolhido será sempre o valor mais elevado para aquelas relações de marcha.

Para determinar a velocidade correspondente a esses pontos de troca de marcha, basta traçar rectas verticais a partir dos pontos de intersecção das curvas (retas tracejadas na figura). Para determinar a velocidade de rotação do motor respectiva, basta traçar uma reta horizontal que passa pelo ponto de intersecção da recta vertical com a recta V-N para cada marcha traçada no passo 1. Isto é ilustrado na figura 45 [168].

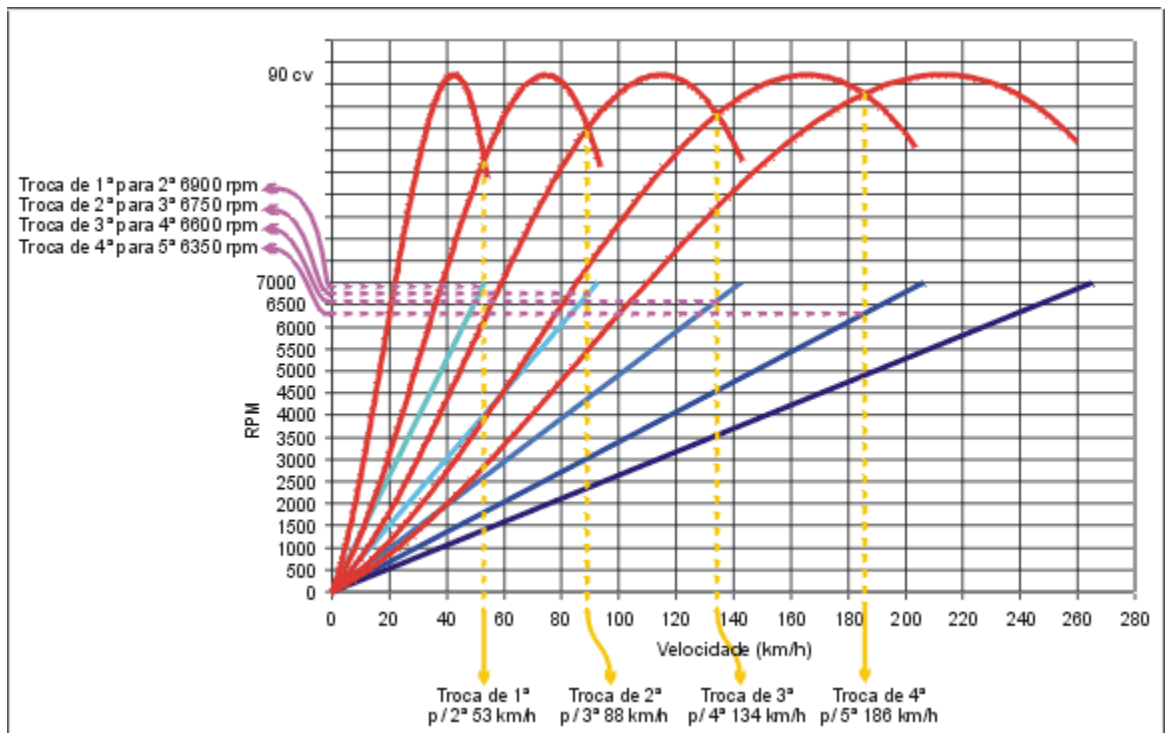


Figura 45 - **Passo 3:** Traçar rectas verticais e horizontais para V e N , respectivamente

Por curiosidade, podem-se cortar as partes não usadas do gráfico e teremos a curva de potência, binário ou consumo efetivamente utilizada (no exemplo, curva de potência), e também o regime de rotação desenvolvido durante o ciclo (figura 46 [168]).

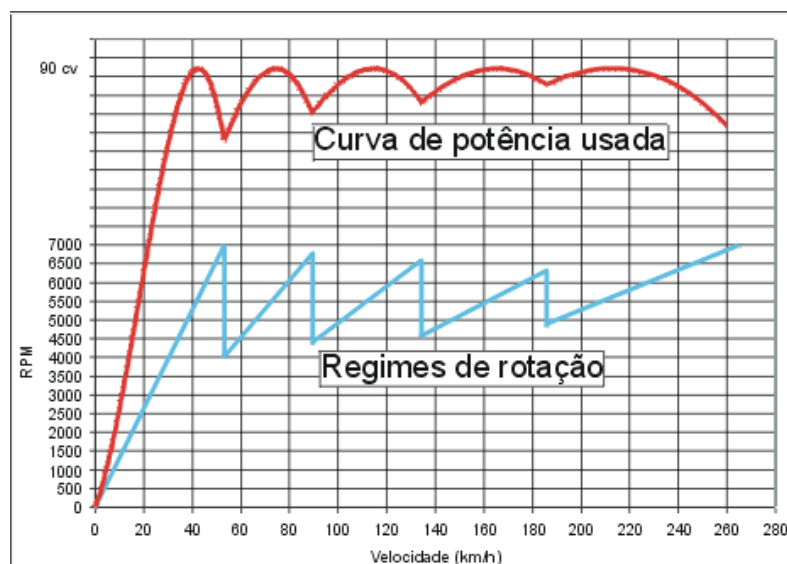


Figura 46 - **Passo 4:** Curva de potência efectivamente usada e regimes de rotação ao longo do ciclo

Para se obter os pontos ótimos de troca de marcha visando binário máximo, basta repetir o processo mas utilizando as curvas de binário. Contudo, para o consumo é necessário fazer algumas considerações. O melhor consumo específico é sempre obtido com a borboleta de admissão completamente aberta, e são as curvas de consumo sob estas condições que devem ser usadas nesta técnica. É claro que as rotações de troca de marcha nestes dois casos serão bem mais baixas que as obtidas para potência, principalmente quando se visa menor consumo.

A única, e grande, dificuldade deste método é a obtenção das curvas de potência, binário ou consumo, dado que estas são pouco divulgados pelos fabricantes. Como tal, o próximo passo para o algoritmo das marchas engrenadas, passa pela obtenção destas curvas para um motor a ignição comandada de 1.6L.

5.7.2.2.2. Curvas de desempenho do motor

Como referido anteriormente, as curvas de desempenho do motor são pouco divulgadas pelo fabricante. Para o motor do veículo de referência, foi selecionado um motor a ignição comandada de 1.6L (1598 cm³), naturalmente aspirado, de 118 hp (\cong 88kW) de potência da PSA/BMW/Mini, cujas curvas foram disponibilizadas pelos fabricantes (figura 47 [169]). Este motor é conhecido comercialmente como motor Prince e o primeiro veículo que equipou foi um Peugeot 207. Um quadro resumo das características principais deste motor é apresentado na tabela 5.

Tabela 5 - Principais características do motor "Prince" 1.6L (118 hp) da PSA/BMW/Mini

Fabricante	PSA/BMW/Mini
Tipo	Ignição comandada
Sobrealimentação	Não (naturalmente aspirado)
Taxa de compressão	11:1
Potência Máxima	88 kW @ 6000 rpm
Binário Máximo	160 N.m @ 4250 rpm
Redline	6500 rpm

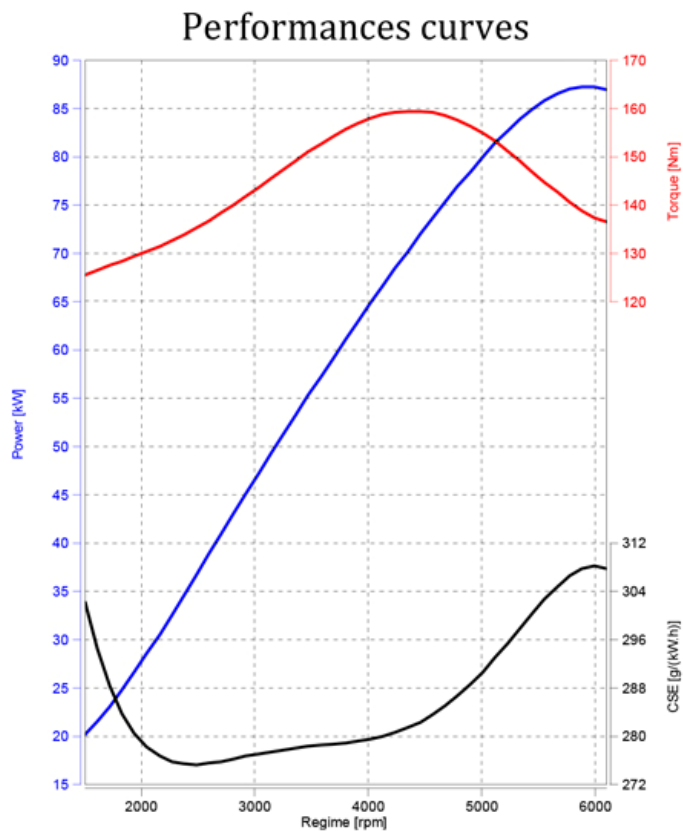


Figura 47 - Curvas de desempenho do motor "Prince" 1.6 L (118 hp) da PSA/BMW/Mini

Na Figura 47 podemos observar as seguintes curvas (em função da velocidade de rotação do motor):

- A azul – Potência [kW]
- A vermelho - Binário [N.m]
- A preto – Consumo específico [g/(kW.h)]

Pela observação da figura, surgem agora duas questões pertinentes:

1. Como retirar os pontos de cada uma das curvas por forma a serem utilizados pelo programa?
2. Dado que as curvas não estão representadas ao longo do regime total de rotação do motor (o gráfico inicia-se às 1500 rpm), como estimar essas curvas na gama de valores 0-1500 rpm, por forma a ser possível aplicar o método gráfico de troca de marchas?

Explicar-se-á de seguida, o método de obtenção dos dados da figura, o que responderá directamente à primeira questão e indirectamente à segunda.

5.7.2.2.1. Método de obtenção de dados da figura (*Optical Recognition*)

Para obtenção dos dados da figura 47, foi considerado um método expedito, que reduzisse o tempo de manipulação dos dados, apresentasse elevada precisão e que fosse parametrizável – o método de reconhecimento óptico (*Optical Recognition*).

Foi utilizado para o efeito um software de reconhecimento óptico, de utilização livre, vulgo “*open source*”, denominado WebPlotDigitizer [170] e que já foi inclusivé utilizado noutros trabalhos científicos [171-173]. A vantagem de ser um software “*open source*” é que o código-fonte está disponível para consulta, o que permite escrutinar os resultados de uma forma mais aprofundada, bem como entender o funcionamento do algoritmo.

Este algoritmo utiliza a “capacidade” para reconhecer uma determinada côr (reconhecimento óptico), para determinar os pontos dessa curva baseados nas distâncias relativas aos eixos da figura, que são inicialmente calibrados para corresponderem aos valores da figura.

Procedimento

1 – Importou-se a figura num formato compatível, neste caso “*jpeg”.

2 – Calibraram-se os eixos, seleccionando-se sucessivamente, e pela ordem indicada, quatro pontos conhecidos: dois do eixo xx (X1 e X2) e dois do eixo yy (Y1 e Y2). Dado que, existem três eixos dependentes na figura, é necessário calibrá-los separadamente. Para o eixo da potência isso representa os seguintes pontos de calibração: $(X1, X2) = (2000, 6000)$ e $(Y1, Y2) = (20, 90)$ conforme ilustrado na figura 48.

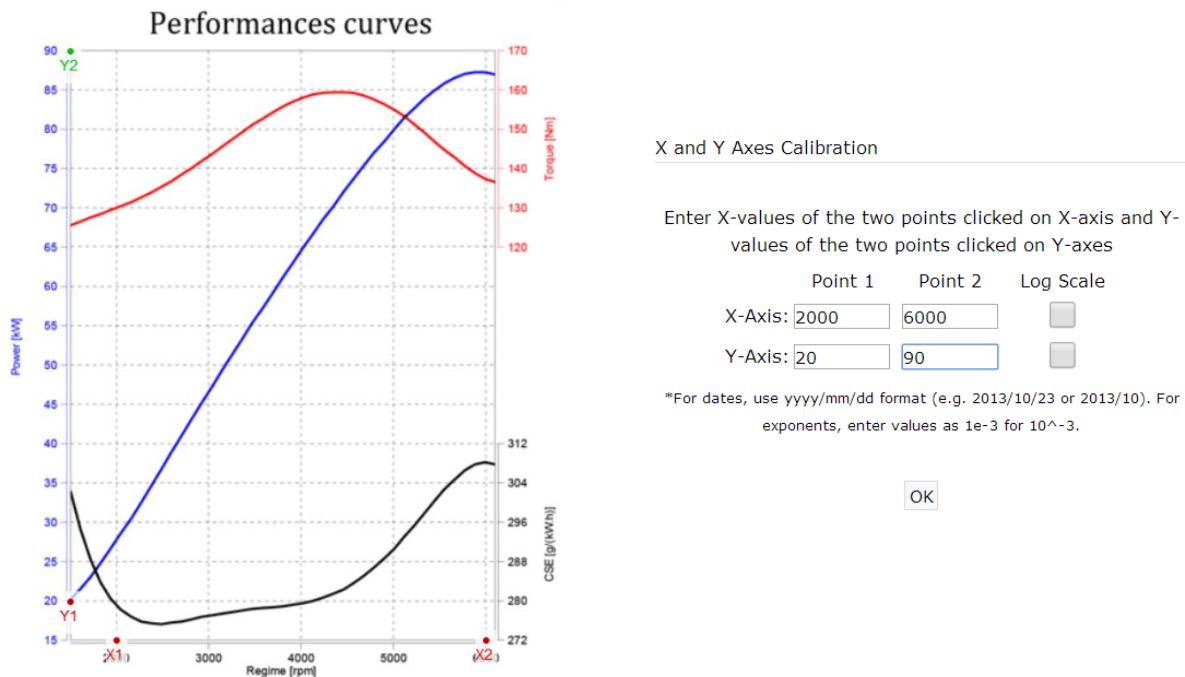


Figura 48 - Calibração dos eixos no WebPlotDigitizer

3 – Seleccionou-se a janela de busca, para que o algoritmo apenas detecte os pontos da curva e não os dados dos eixos. Por exemplo, neste caso, o software iria associar à curva da potência (a azul) a escala numerada a azul, o que não é de todo desejável.

4 – Seleccionou-se a cor da curva (no caso da potência é azul) clicando directamente sobre um ponto da curva;

5 – Definiu-se o espaçamento entre pontos da curva para ambos os eixos (Δx e Δy), medido em pixels, para definição do n.º de pontos pretendido. Neste caso, seleccionou-se $\Delta x = 3$ e $\Delta y = 3$, o que resultou em 111 pontos, que correspondem às bolinhas vermelhas na figura 49.

6 – Por fim clica-se em *Run* para correr o algoritmo. As coordenadas dos pontos obtidos aparecem no ecrã e podem ser exportados para um ficheiro *CSV ("Comma Separated Values") e, por conseguinte, podem ser importados pelo Excel.

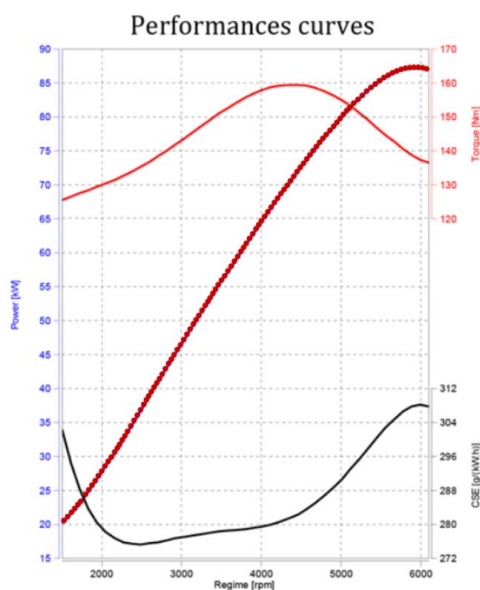


Figura 49 - Pontos obtidos da curva de potência com recurso ao WebPlotDigitizer

O procedimento foi repetido para a curva do binário e do consumo, com o cuidado de calibrar novamente os eixos, como já tinha sido referido, sendo obtidos 114 e 111 pontos, respectivamente.

5.7.2.2.3. Tratamento dos dados das curvas de desempenho do motor obtidos

Por forma a evitar ambiguidades em passos futuros, irá distinguir-se a nomenclatura:

O binário (B) e a potência do motor (P) calculados através dos pontos obtidos da sua curva de desempenho serão designados por B_{eng_max} e P_{eng_max} , respectivamente, dado que representam o binário e potência máxima que, para uma dada rotação do motor, este é capaz de gerar/produzir.

Os pontos obtidos da potência em função da velocidade de rotação do motor (P_{eng_max} vs N) e do binário em função da velocidade de rotação do motor (B_{eng_max} vs N), foram importados para Excel. Como se referiu anteriormente, foram obtidos 111 pontos para a potência e 114 pontos para o binário do motor.

O objectivo será obter pares de pontos (B_{eng_max}, P_{eng_max}) para uma dada velocidade de rotação do motor (N mas dado que, o nº de pontos é diferente, essa relação não será imediata.

Acrescenta-se ainda o facto de que os pontos são distintos, i.e. os dados de N para a potência são diferentes dos dados de N para o binário.

Então, teriam que ser construídas duas curvas de ajuste aos dados (regressão linear, polinómios interpoladores, mínimos quadrados, etc.) que permitissem obter uma relação entre P_{eng_max} e N e B_{eng_max} e N . Esta hipótese foi considerada para ambos os casos, mas tendo em conta que, a potência é relacionável com o binário, precisamente, através da velocidade de rotação do motor (conforme a equação (20)), optou-se por construir apenas uma função de ajuste aos dados para a curva mais “difícil” de descrever (neste caso o binário) e calculando a outra pela equação (20) (potência).

Para o efeito, utilizou-se a função *fit* do Matlab® [174], que foi incorporada na interface gráfica respectiva, e que permite calcular o ajuste dos dados de B_{eng_max} em função de N e devolve a soma dos quadrados dos resíduos e R-square, parâmetros esses que permitem verificar a adequabilidade da função de ajuste escolhida em função dos dados. Através dessa função pode-se analisar a melhor função de ajuste aos dados. Verificou-se que essa função é a “spline” cúbica de interpolação, cuja soma dos quadrados dos resíduos é nula para todos os pontos, o que é expectável, dado que, uma spline cúbica de interpolação passa por todos os pontos de controlo, conforme ilustrado na figura 50.

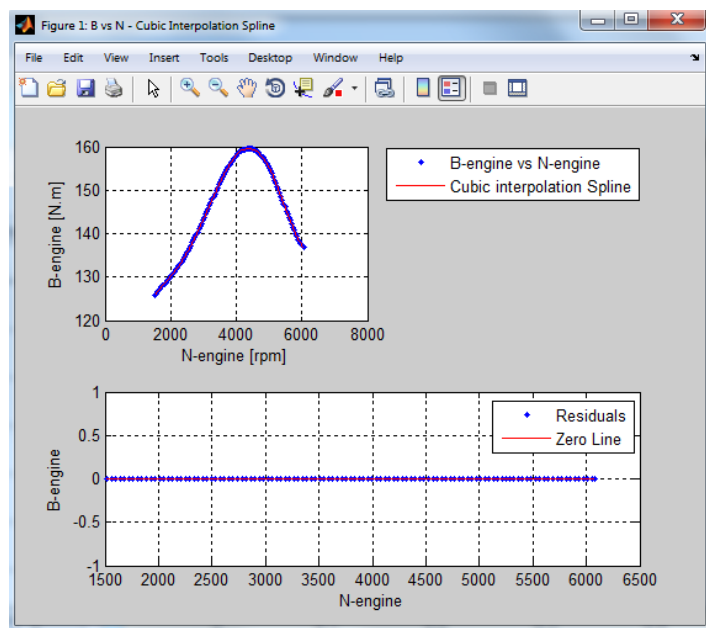


Figura 50 - Curva de ajuste aos dados de B-N e a respectiva soma dos quadrados dos resíduos

As splines cúbicas são formadas por diferentes polinómios de grau 3, definidos para cada intervalo entre os pontos de interpolação, de modo que, em cada ponto de interpolação, o spline é contínuo, assim como todas as derivadas até às de segunda ordem (figura 51). A spline “s”, definida para um intervalo com n pontos, é composta por $n - 1$ polinómios cúbicos. Cada polinómio é composto por 4 coeficientes (a_i, b_i, c_i, d_i) , o que dá um total de $4n - 4$ coeficientes a determinar, ou seja, $4n - 4$ incógnitas. Cada polinómio deve satisfazer a condição de continuidade nos pontos de interpolação, além, de obviamente, interpolar o ponto [175].

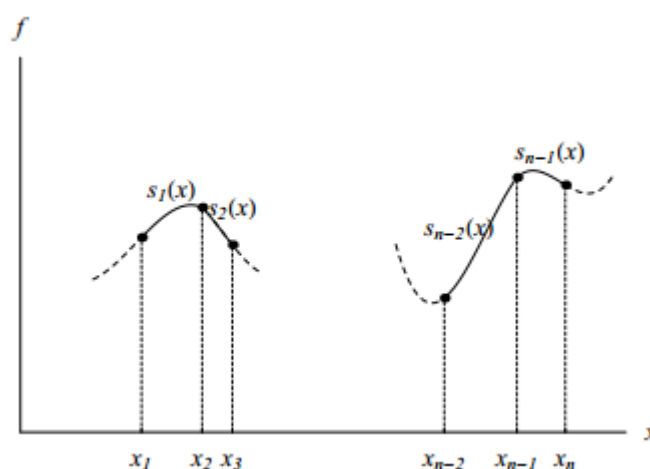


Figura 51 - Interpolação por spline cúbica

Como se viu, a spline cúbica está definida e é contínua para cada intervalo entre os pontos de controlo, o que permite, dado um valor da velocidade de rotação do motor N_{eng} , calcular o valor do binário B_{eng} , nesse respectivo intervalo e pela equação (20) pode-se calcular, o valor da potência do motor P_{eng} correspondente.

No entanto, esta função é interpoladora, i.e., apenas se cinge ao intervalo definido pelos dados, entre as 1500-6000 rpm. Importa portanto, definir, o critério que permitirá calcular B_{eng} e P_{eng} quando $N_{eng} < 1500$ rpm. Assumiu-se, neste caso, que este intervalo corresponderá a um binário de arranque igual ao primeiro ponto do binário da curva original, representado na curva como um patamar constante de binário neste intervalo. Assim, garante-se que a curva de potência calculada neste intervalo através da equação (20) apresentará o mesmo declive da curva original de potência, algo que é expectável. Isto é ilustrado na figura 52.

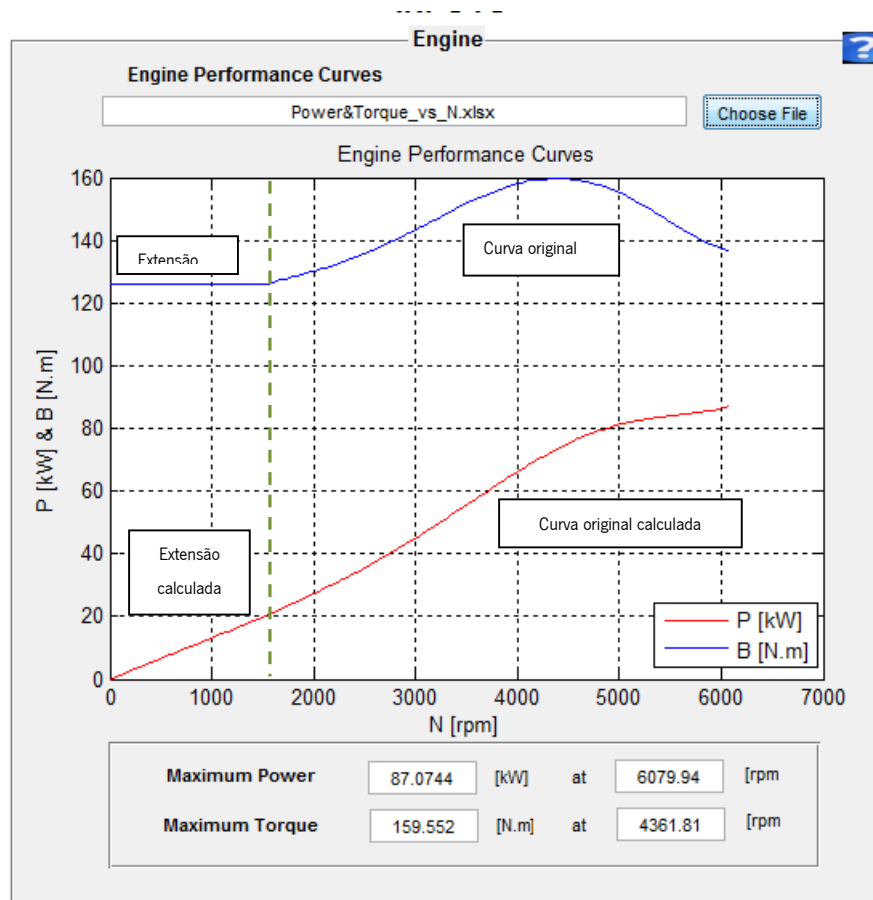


Figura 52 - Binário e Potência do motor em função de N (curvas calculadas)

À esquerda da linha vertical a verde, encontra-se a extensão feita para o intervalo de 0-1500 rpm e à direita a respectiva curva inicial, no “front-end” do binário. Sabe-se que a curva do motor não deverá ser levada a zero, dado que o motor não pode funcionar abaixo do ralenti. No entanto, esta é apenas uma simplificação relacionada com a implementação da função de ajuste aos dados, o que significa dizer que na prática as rotações do motor

5.7.2.2.4. Relações de transmissão características

Conforme se viu na secção 5.7.2.1, sabendo-se a velocidade de rotação na roda (N_{wheel}) e binário na roda (B_{wheel}) é possível determinar-se a rotação do motor (N_{eng}) e o respectivo binário (B_{eng}), através da relação de transmissão total i , pelas equações (22) e (23).

No entanto, dado que, apenas é determinada pelo modelo a velocidade do veículo em cada instante, poderemos obter a velocidade de rotação na roda (N_{wheel}) e conseqüentemente a rotação do motor (N_{eng}), se considerarmos as relações de transmissão características. São estas relações de transmissão que, geralmente, são fornecidas pelos fabricantes.

Com efeito, poderemos reescrever a equação (19) para a roda como:

$$N_{wheel} = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad [rpm] \quad (24)$$

dado que $\omega = v/r$ e daí resulta que a velocidade de rotação na roda é função da velocidade do veículo e do perímetro da roda. Podemos também escrever N_{eng} dada pela equação (22) como:

$$N_{eng} = N_{wheel} \cdot i = \frac{60 \cdot v [m/s]}{2 \cdot \pi \cdot r [m]} \cdot i \quad [rpm] \quad (25)$$

Convertendo-se a velocidade de m/s em km/h e denominando por i_{adim} a relação de transmissão característica em termos da velocidade do veículo às 1000 rpm para cada marcha, dada por:

$$i_{caract} = \frac{3.6 \cdot 2\pi \cdot 1000}{60} \cdot \frac{r}{i} \quad [km/h / 1000rpm] \quad (26)$$

Dado que os dados de velocidade do veículo recolhidos pelo GPS estão em km/h podemos simplesmente escrever N_{eng} como:

$$N_{eng} = \frac{1000 \cdot v [km/h]}{i_{caract} [km/h / 1000rpm]} \quad (27)$$

Resta-nos agora obter as relações de transmissão características do veículo para cada marcha. Normalmente, os fabricantes fornecem estas relações, pelo que, N_{eng} seria calculada imediatamente pela equação (27). No entanto, por vezes, estas relações não estão disponíveis e o que é fornecido são as relações de transmissão e os pneus do veículo. Então, i_{adim} poderá ser calculado pela equação (26).

Prevedendo-se essa possibilidade inclui-se no “front-end” do binário uma opção para cálculo das relações de transmissão características, dada as relações de transmissão da caixa de velocidades do veículo e do diferencial, juntamente com o tipo de pneus utilizado.

Esta opção torna-se interessante também, na medida em que, se pode analisar quais as variáveis neste procedimento de cálculo, por forma a que no futuro se possam testar outros pãrametros, que neste trabalho, por não ser esse o seu foco principal, se tornaram menos relevantes. Assim se garante um “front-end” o mais universal possível. Com efeito, pode analisar-se a influência de um conjunto de pneus ou a influência das relações de transmissão na rotação do motor N_{eng} e, conseqüentemente, a influência no binário e na potência do motor. Pode, analisar-se, para uma dada velocidade do veículo, se o regime de rotações do veículo está a ser melhor aproveitado, p.ex., para a minimização do consumo, i.e., dado que, para baixas rotações teremos os menores consumos, se conseguirmos, obter elevadas relações de transmissão característica para a marcha engrenada àquela velocidade, estaremos a minimizar o consumo. Pode-se portanto, otimizar um conjunto de pneus, em função dos seus parâmetros geométricos (sem entrar em considerações de atrito) e as relações de transmissão total para um veículo. Esclarecido este pormenor, será, de seguida, explicado o procedimento de cálculo das relações de transmissão características do veículo para cada marcha engrenada.

5.7.2.2.4.1. Cálculo das relações de transmissão características

Como foi mencionado, foi previsto o cálculo das relações de transmissão características, numa interface gráfica subordinada ao “front-end” do binário. Com efeito, na altura da selecção da transmissão do veículo, surgirá uma caixa de diálogo (figura 53) que perguntará ao utilizador se possui as relações de transmissão total para cada marcha (caixa + diferencial)?

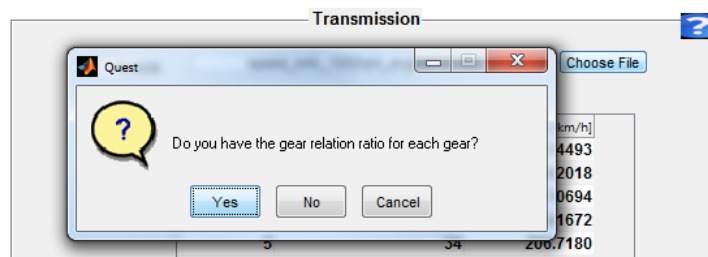


Figura 53 - Caixa de diálogo para a selecção da transmissão

Em caso de resposta afirmativa a esta questão, surgirá uma nova interface gráfica dedicada a este cálculo, para posterior utilização por parte do “front-end” do binário. A figura 54 representa essa interface gráfica, que servirá simultaneamente para explicar a sua estrutura e o procedimento de cálculo. Foi denominada por “Tyre” por questões de simplicidade, o que mais tarde ajudará a compreender a hierarquia do programa principal.

The image shows two side-by-side software windows. The left window, titled 'Tyre', has a file input field containing '195_65R15.xlsx' and a 'Choose File' button. Below this is a table with the following data:

Reference	195/65 R15
Width [mm]	195
Height [mm]	126.7500
Wheel Rim Diameter [inch]	15

Below the table are input fields for 'Correction Coef. for Tyre Height' (value: 0) and 'Wheel Diameter' (value: 634.5), both with units [mm] and a help icon. A green 'Calculate' button is at the bottom right. The right window, titled 'Gear Ratio', has a file input field containing 'gear_ratio.xlsx' and a 'Choose File' button. Below this is a table with the following data:

Gears	Gear Ratio
1	3.5000
2	2
3	1.3000
4	0.9000
5	0.7000

Below the table is a 'Differential' input field with value 4. Further down is 'Overall Transmission Efficiency (gear_eff)' with value 93 [%]. At the bottom is a section titled 'Speed [km/h / 1000 rpm]' containing a table:

Gears	Total Gear Ratio (Ltotal)	wheel radius / Local	Speed [km/h / 1000 rpm]
1	14	0.0227	8.5429
2	8	0.0397	14.9501
3	5.2000	0.0610	23.0001
4	3.6000	0.0881	33.2223
5	2.8000	0.1133	42.7144

A green 'Save' button is located at the bottom center of the entire interface.

Figura 54 - Front-End de cálculo das relações de transmissão características – “Tyre”

Como se pode constatar pela figura 54, existem dois sub-módulos neste “front-end”: pneu (*Tyre*) e as relações de transmissão (*Gear Ratio*).

Relativamente ao **módulo do pneu**, será necessário efectuar o seguinte procedimento:

1. Importar um ficheiro Excel que é preenchido de acordo com a sua referência “inteligente”, i.e., o código desta referência possui todos os indicadores para a sua classificação.
2. Poderá inserir-se um coeficiente de penalização de altura para o pneu α_{parede} , dado que, em virtude da natureza elástica do pneu, a altura da parede do pneu é diferente na parte que contacta com a estrada e o restante pneu. Isto resulta numa diminuição da altura da parede do pneu que efectivamente sustenta a carga dinâmica aplicada sobre ele, e que é função da pressão interior do pneu, da carga dinâmica aplicada sobre ele, pela área de contacto pneu-estrada, etc. Por conseguinte, o diâmetro efectivo do pneu que sustenta a carga é diminuído por este coeficiente [176].
3. Clica-se em “Calculate” e o diâmetro do pneu, em mm, surgirá no ecrã.

Em seguida, explicar-se-á em maior detalhe estes pontos:

Cálculo do diâmetro do pneu [177]:

- **Referência do pneu:** contém dados sobre as suas dimensões, capacidade de carga, aspectos construtivos, entre outros. Será explicado o cálculo do diâmetro do pneu com base na referência de um tipo de pneus que equipam o Golf 1.6L (101 cv) [178]: **195/65 R15**
- Se não existir uma letra antecendo os três dígitos iniciais significa que as dimensões do pneu são métricas.
- 195 indica a **largura** do pneu (w_{pneu}), em mm.
- 65 indica o rácio altura/largura do pneu em percentagem, i.e., a altura do pneu é 65% da sua largura (h_{parede}/w_{pneu}).
- A letra **R** designa uma construção radial do pneu. Esta construção é a mais adoptada, correspondendo a 98% de todos os pneus vendidos.
- 15 indica a **dimensão da jante** do pneu, em polegadas.

O diâmetro do pneu, em mm, será dado por:

$$D_{pneu} = 2 \cdot h_{parede} + D_{jante} - \alpha_{parede} \quad (28)$$

Convertendo as unidades do diâmetro da jante e relacionando a altura da parede h_{parede} com a largura do pneu, dada na referência virá:

$$D_{pneu} = 2 \cdot w_{pneu} \cdot \frac{h_{parede}}{100 \cdot w_{pneu}} + D_{jante} [pol] \cdot 25,4 - \alpha_{parede} \quad (29)$$

No âmbito deste trabalho, dado que este não é o seu foco principal, o coeficiente de correcção de altura da parede α_{parede} foi considerado igual a zero. No entanto, ressalva-se para aplicações futuras, a introdução deste parâmetro e a influência que tem no cálculo do diâmetro efectivo do pneu sujeito à carga dinâmica aplicada. Foi por essa razão que foi colocado como *input* neste “*front-end*”.

Relativamente ao **módulo das relações de transmissão**, o procedimento será o seguinte:

1. Importar o ficheiro Excel com as relações de transmissão da caixa de velocidade e do diferencial; inclui-se também neste ficheiro, o rendimento de transmissão η_{transm} . Apesar de se reconhecer que o rendimento de transmissão varia com a marcha engrenada, foi considerado um rendimento global de transmissão de 93%.

A relação de transmissão total i para cada marcha (j) é determinada pelo produto da relação de transmissão da caixa de velocidades para a respectiva marcha pela relação de transmissão do diferencial:

$$i_{(j)} = i_{caixa\ velocidades\ (j)} \cdot i_{diferencial} \quad (30)$$

O programa automaticamente calcula a relação de transmissão total i para cada marcha pela equação (30), bem como a relação de transmissão característica i_{caract} para cada marcha pela equação (26). O resultado é exibido numa tabela no “*front-end*” (figura 55).

Speed [km/h / 1000 rpm]			
Gears	Total Gear Ratio (i_{total})	wheel radius / i_{total}	Speed [km/h / 1000 rpm]
1	14	0.0227	8.5429
2	8	0.0397	14.9501
3	5.2000	0.0610	23.0001
4	3.6000	0.0881	33.2223
5	2.8000	0.1133	42.7144

Figura 55 - Tabela do “*front-end*” com as relações de transmissão características

No entanto, neste trabalho, optou-se por utilizar as relações de transmissão características fornecidas pelo fabricante, dado que incluem já a adimensionalização em função do pneu utilizado e das relações de transmissão de “caixa” e do diferencial, e como o cálculo do diâmetro do pneu contém um erro associado, esta opção é mais realista.

Relações de transmissão características utilizadas

Foram obtidas em fóruns da especialidade, as relações de transmissão características de um Peugeot 208 com motor a ignição comandada de 1.6L e 120 hp, naturalmente aspirado e com caixa de 5 velocidades [179] (ver tabela 6).

Tabela 6 - Relações de transmissão características de um Peugeot 208 1.6L com caixa de 5 velocidades

Marchas	i_{adim} [km/h /1000rpm]
1ª	8.46
2ª	14.67
3ª	20.90
4ª	27.17
5ª	34

5.7.2.2.5. Determinação da marcha engrenada

Após o cálculo ou obtenção directamente do fabricante, das relações de transmissão características para cada marcha, pode implementar-se um algoritmo que determine a marcha engrenada no veículo, em função da potência instantânea de propulsão na roda (P_{Prop}), da velocidade do veículo e das curvas de desempenho de binário ($B_{eng_max} - N$) e de potência ($P_{eng_max} - N$) do motor.

O princípio subjacente a este algoritmo é o seguinte:

- A potência do motor P_{eng} em cada instante é dada pelo quociente entre a potência de propulsão na roda P_{Prop} e o rendimento de transmissão η_{transm} (equação (17)). Dada uma certa velocidade do veículo, é possível calcular em cada instante a rotação do motor (N_{eng}), dada pela equação (27), para cada uma das marchas engrenadas (j). Então, é possível calcular o binário do motor, para cada marcha engrenada (j) por:

$$B_{eng(j)} = \frac{60 \cdot P_{eng}}{2\pi \cdot N_{eng(j)}} \quad (31)$$

Por outro lado, pode calcular-se o binário máximo que o motor pode gerar para cada marcha engrenada, avaliando N_{eng} pela spline cúbica de interpolação no intervalo à qual pertence esse valor de rotação do motor, conforme a equação (32):

$$B_{eng_max(j)} = spline(N_{eng(j)}) \quad (32)$$

Sabe-se que, para uma dada marcha engrenada, o binário do motor calculado $B_{eng(j)}$ tem que ser inferior ao binário máximo que esse motor consegue gerar $B_{eng_max(j)}$. No entanto, este critério apenas serve para exclusão de marchas, dado que, há a possibilidade de várias marchas o satisfazerem. Resta agora definir um critério que permita ao algoritmo determinar qual a marcha engrenada.

Critério de selecção da marcha engrenada

A estratégia utilizada passou pela criação de um algoritmo iterativo, que previliasse as menores rotações do motor, e conseqüentemente, menores consumos, dado que se assumiu que o condutor ao longo deste trajecto, respeitou as normas da condução económica. Com efeito, se o veículo, a uma dada velocidade, apresentasse um binário na roda suficiente para permitir o seu normal deslocamento ao longo do trajecto a uma marcha mais elevada, deveria mudar-se para essa marcha, dado que, se verificaria automaticamente uma redução da rotação do motor e do consumo de combustível. Como resultado disto, o algoritmo avaliará iterativamente, começando na marcha mais elevada até à mais baixa, o binário do motor. Mal esse binário seja inferior ao binário máximo que o motor consegue gerar, o algoritmo cessa nessa iteração e a marcha seleccionada será essa.

O comportamento deste algoritmo é satisfatório, mas dado que o critério iterativo é este, o arranque do veículo pode ser feito em 2ª marcha. Apesar de haver condições especiais em que isto é possível, como no caso do veículo arrancar numa descida, a regra é o arranque ser sempre feito com a 1ª marcha seleccionada. Como tal, foi necessário introduzir esta restrição, indicando que, para velocidades do veículo inferiores a 15 km/h, o veículo está sempre em 1ª. O algoritmo é apresentado de seguida:

Algoritmo

1. Para velocidades do veículo inferiores a 15 km/h o veículo está sempre em 1^a (corresponde a uma rotação aproximação de 1750 rpm).
2. Para velocidades acima desta, o que algoritmo faz é:
Testar para marchas superiores (começa a testar na 5^a até à 1^a):
 - i. Enquanto o binário que o motor debita (a uma dada rotação e com uma dada marcha engrenada) for maior que o binário da curva do motor (calculado pela função fit) é necessário reduzir a marcha, porque o motor está a debitar, àquela rotação, um binário superior do que consegue na realidade debitar.
 - ii. A marcha engrenada corresponderá àquela cujo valor verificar a condição de cima, sendo garantida que seja a mais elevada de todas as possíveis, como se pretende. Isto é, mal a condição do ciclo seja verificada este termina e devolve portanto, a marcha mais elevada.

Na figura 56, pode observar-se:

- A evolução da rotação do motor ao longo do tempo para o percurso citadino (gráfico de cima);
- O binário máximo (a vermelho) e o binário efectivo do motor para a marcha seleccionada (a azul), a cada instante (gráfico de baixo). Esta figura é meramente ilustrativa do funcionamento do algoritmo e do “front-end” respectivo, pelo que surgem pontos cuja rotação é inferior à do ralenti, o que é obviamente impossível e é por essa razão também que a escala da figura, que pode ser manipulada no “front-end”, é tão reduzida.

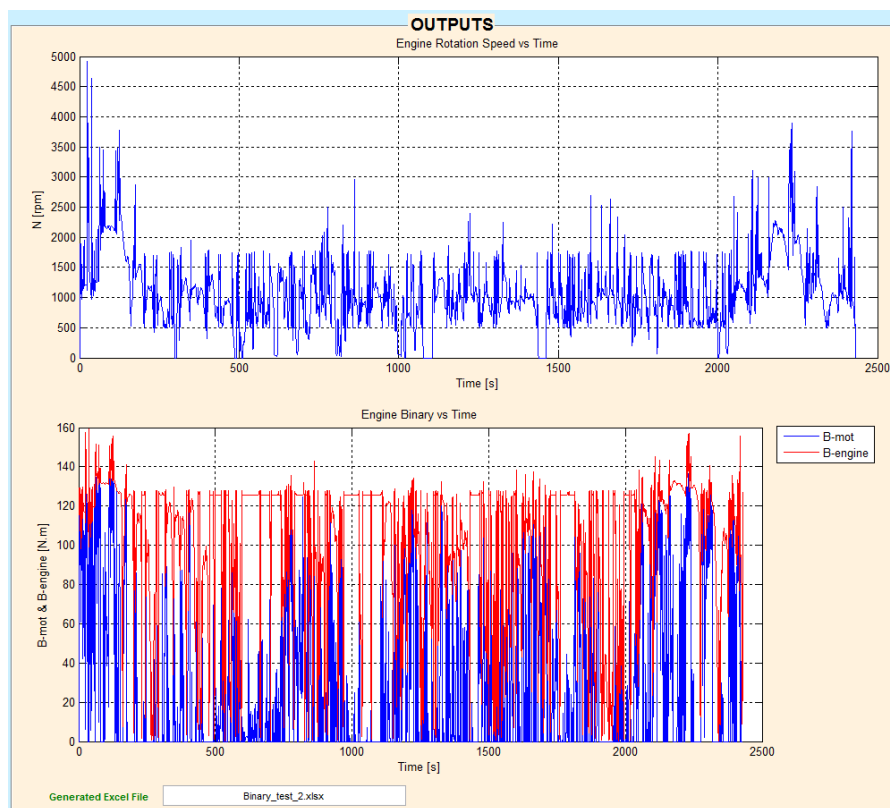


Figura 56 - Binários (máximo e do motor) e rotação do motor ao longo do tempo

Na figura 57, pode observar-se:

- a potência debitada pelo motor P_{eng} (a azul) e a potência de propulsão na roda P_{prop} (a verde), a cada instante (gráfico de cima);
- a marcha engrenada em cada instante (gráfico de baixo); mais uma vez salienta-se que esta figura é somente ilustrativa do funcionamento do algoritmo e do “front-end” respectivo. Devido ao facto do circuito analisado ser muito extenso, com uma duração superior a 40 min, e a escala temporal do gráfico ser em segundos, torna-se bastante confuso. No entanto, o “front-end” possui ferramentas para contornar este aspecto. Só a realçar, mais um pequeno pormenor: A escala seleccionada para a marcha contém meios valores, apenas porque o Matlab define automaticamente a escala, e não porque, seja possível engrenar uma “marcha e meia” por assim dizer.

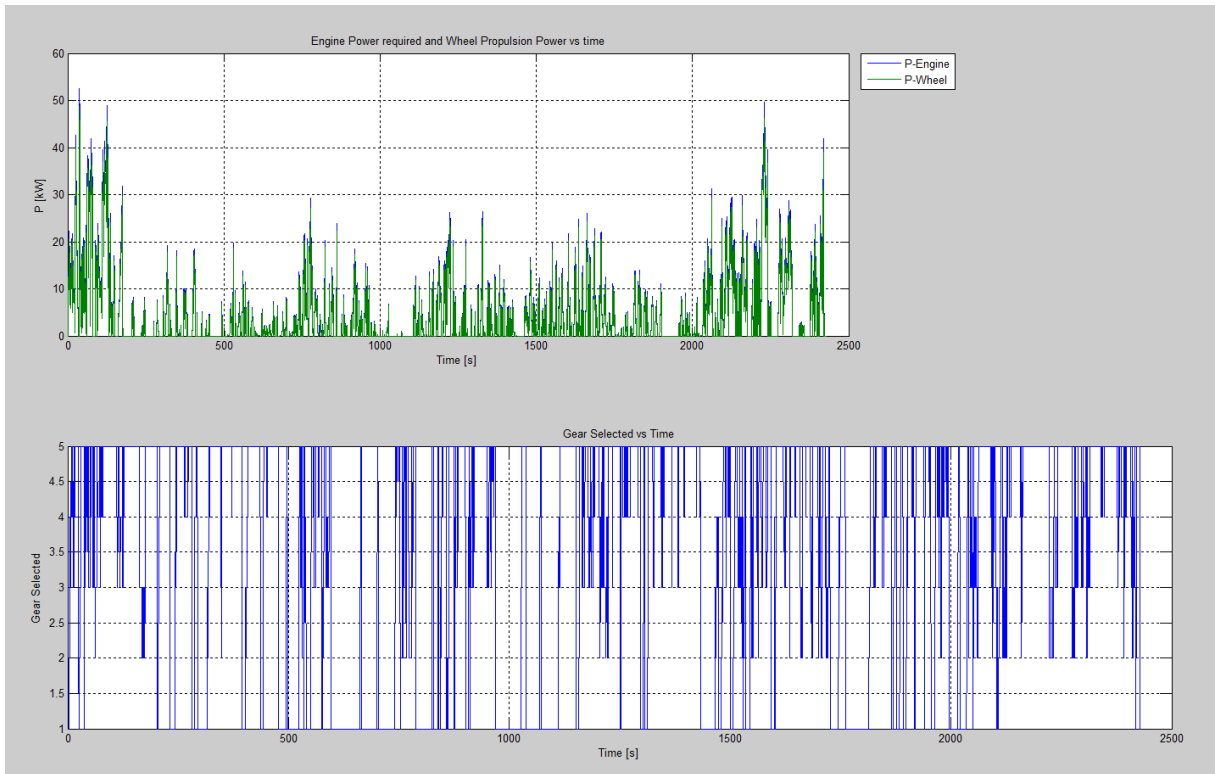


Figura 57 - Potências (do motor e de propulsão) e marcha engrenada ao longo do tempo

Por último, pode observar-se na figura 58, uma imagem ilustrativa do “front-end” do binário.

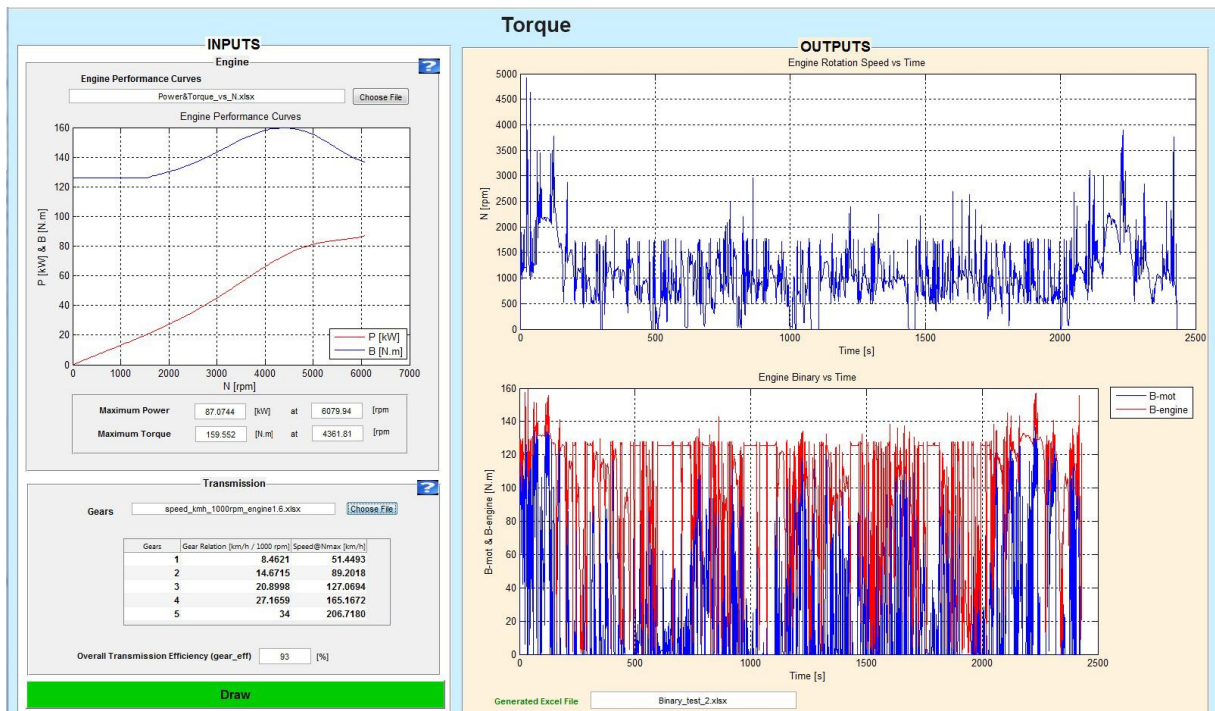


Figura 58 - "Front-end" do binário

5.8. Versão final do programa

Nesta secção será apresentada a estrutura e o modo de funcionamento do programa do modelo de ciclos de condução, conforme ilustrado na figura 59.

- O front-end do modelo de ciclos de condução recebe inputs de Excel e directamente do front-end, passa esses parâmetros ao modelo Simulink e gera outputs que serão apresentados na interface gráfica e no Excel (setas a azul).
- O front-end principal comunica com o dos gráficos (apenas visualização) e com o do binário (setas a magenta).
- O front-end do binário, recebe os inputs do front-end principal e da sua própria interface (via Excel), e poderá, ou não, receber inputs do front-end do pneu, razão pela qual aparece a seta a tracejado vermelho (setas a branco). Os outputs deste front-end surgirão na própria interface gráfica e também no Excel.
- A passagem de parâmetros entre cada “front-end”, é realizada por intermédio da raiz do programa (*root*), i.e., é aqui que são armazenadas as variáveis, para posterior invocação, por parte de um front-end em específico.

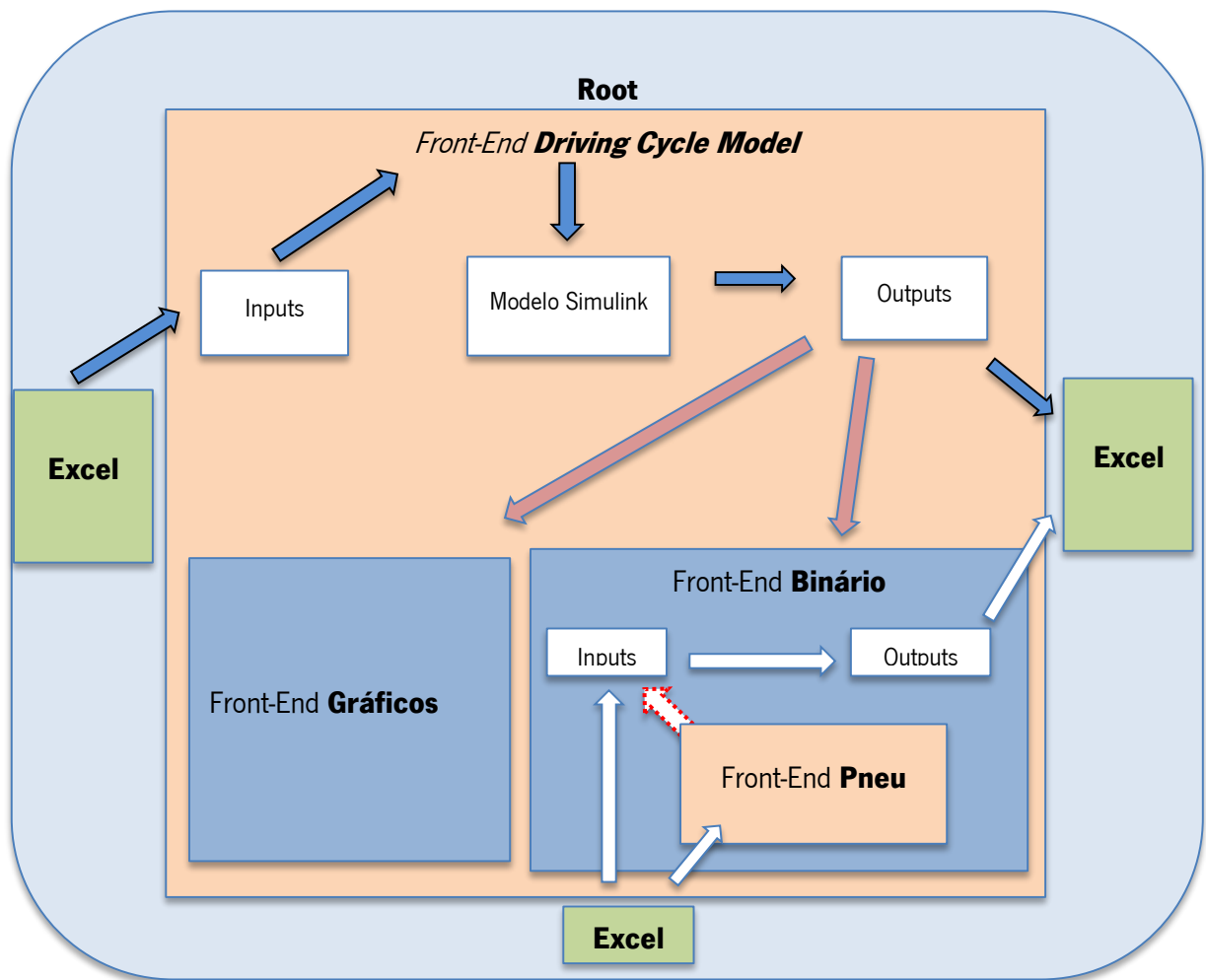


Figura 59 - Estrutura e modo de funcionamento do programa de ciclos de condução

5.9. Sumário

Neste capítulo foi analisado o modelo de ciclos de condução da Universidade do Minho [30]: os fundamentos teóricos por trás deste, a implementação computacional do modelo e os diferentes tipos de ciclos de condução.

Relativamente à parte experimental, descreveu-se o processo de aquisição e tratamento de dados obtidos através de um GPS colocado no veículo ao longo de três trajectos: citadino, estrada-nacional e auto-estrada, por forma a serem utilizados pelo modelo computacional.

Explicou-se, de seguida, a relevância da criação de um front-end para o modelo e a sua implementação, por forma a melhorar a interface com o utilizador, automatizar processos repetitivos, diminuir a ocorrência de erros associados ao utilizador, garantir a universalidade do modelo e possibilitar a integração de outros módulos, essenciais no decurso deste trabalho.

Por último, analisaram-se os complementos que foi necessário introduzir ao programa: módulo dos gráficos e do binário. Foi explicado o algoritmo de determinação das marchas engrenadas no veículo ao longo do trajecto, o que permite a obtenção dos dados de rotação e binário do motor ao longo do tempo. Estes dados servirão agora para comparação com os obtidos pelo modelo do motor de combustão interna da Universidade do Minho [31], por forma a serem obtidos os parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape.

No próximo capítulo será analisado o modelo do MCI e de que forma serão obtidos estes parâmetros.

6. MODELO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

A análise intensiva do modelo do MCI da Universidade do Minho [31] não tinha sido equacionada, dado que, as suas valências ultrapassam em muito o âmbito deste trabalho, pelo que, apenas seria realizado um estudo mais detalhado dos módulos relacionados com a determinação dos parâmetros do fluxo de gases de escape. No entanto, dado que este modelo foi projectado inicialmente para um motor em particular, tornou-se necessário uma abordagem mais exaustiva do mesmo, por forma a obter-se dados coerentes com o motor em estudo e a assegurar-se a validade dos mesmos. Com efeito, tornou-se premente a elaboração de um front-end para este modelo também, parametrizando-se as variáveis do modelo, o que permite uma análise mais rápida e eficiente da sua influência nos resultados.

6.1. Introdução

Enquanto os MCI para aplicações de geração de electricidade, trabalham a carga e velocidade quase constante, e portanto, podem ser optimizados para a potência máxima ou consumo mínimo, o MCI de um veículo automóvel opera na faixa quase completa do regime de funcionamento, pelo que, terá que ser optimizado para a faixa mais utilizada – **problema da carga parcial do motor**.

A carga num motor a ignição por compressão é controlada pela quantidade de combustível que é injectada, ao passo que num motor a ignição comandada é controlada pela válvula do acelerador, que injecta menor quantidade de ar no motor e conseqüentemente menos combustível é injectado também, considerando condições estequiométricas da mistura [31].

Basicamente existem duas estratégias principais para a análise termodinâmica de um MCI:

- 1 - Princípio da diminuição da disponibilidade energética (exergia)
- 2 - Princípio da geração de desordem (entropia)

Ambas as estratégias são similares, e apesar da primeira ser a mais utilizada em MCI, neste modelo foi adoptada a segunda estratégia. A actuação em dois ou três processos críticos, no que a irreversibilidades

diz respeito, resulta numa diminuição significativa da entropia e conseqüentemente a um aumento do rendimento termodinâmico do motor.

Para melhorar o rendimento termodinâmico do MCI foi proposto um ciclo com sobre-expansão – ciclo de Miller. Um modelo computacional foi desenvolvido em Simulink, para analisar o impacto desta hipótese no rendimento do MCI. A calibração do modelo e a confirmação dos resultados foi obtida através da realização de testes experimentais ao motor.

6.2. Análise termodinâmica teórica do ciclo motor

Dado que, o MCI utilizado no modelo de ciclo de condução foi um motor atmosférico (naturalmente aspirado) a ignição comandada, apenas será analisado aqui o ciclo teórico corresponde a esse motor.

O primeiro passo na otimização termodinâmica de um MCI é a identificação das causas da perda de rendimento do motor. Os fenômenos físicos e químicos que ocorrem dentro do cilindro de um motor real, são bastante complexos, pelo que se recorre a aproximações teóricas. Uma forma de reduzir a análise para um nível aceitável é a utilização das seguintes aproximações, vulgarmente conhecidas como hipóteses para o ar padrão [140]:

- O fluido operante tem sempre as propriedades do ar e comporta-se sempre como um gás perfeito;
- O processo de combustão é substituído pela adição de calor a partir de uma fonte externa;
- O processo de escape é substituído por uma rejeição de calor, que restitui o fluido operante ao seu estado inicial.

Outra hipótese simplificativa é a de se considerarem os calores específicos do ar constante, e à temperatura ambiente (25 °C). O ciclo é considerado ideal, sendo desprezados a fricção, fenômenos de transferência de massa, etc.

As hipóteses de ar padrão levam a uma simplificação considerável na análise sem a introdução de erros significativos, dado que a quantidade de combustível que se adiciona ao ar é relativamente baixa (cerca de 7%).

Existem vários ciclos para motores atmosféricos: Otto, Otto DI (*Direct Injection* – Injecção directa), Otto VCR (*Variable Compression Ratio* – Variação da taxa de compressão do motor), Miller e Miller VCR [31]. Por questões de simplicidade e dado não ser este o foco principal deste trabalho, será analisado apenas o ciclo de Otto, por forma a facilitar a compreensão dos principais parâmetros que integram o modelo computacional, bem como os fenómenos físicos associados.

6.2.1. Ciclo motor para motores atmosféricos – Ciclo de Otto a carga parcial

Quando os motores a ignição comandada operam em carga parcial, geralmente a admissão é restringida, produzindo-se um vácuo parcial no colector de admissão, de modo a que o motor possa funcionar estequiometricamente e com menor caudal de gasolina. Este modo de operação pode ser visto na figura 60 [180], para o ciclo de Otto em carga parcial. A área definida por 1'-2-3-4-5-1' representa o trabalho positivo desenvolvido sobre o pistão ao longo do ciclo, enquanto a área 1'-6-7-1-1' mostra o trabalho de bombagem (negativo).

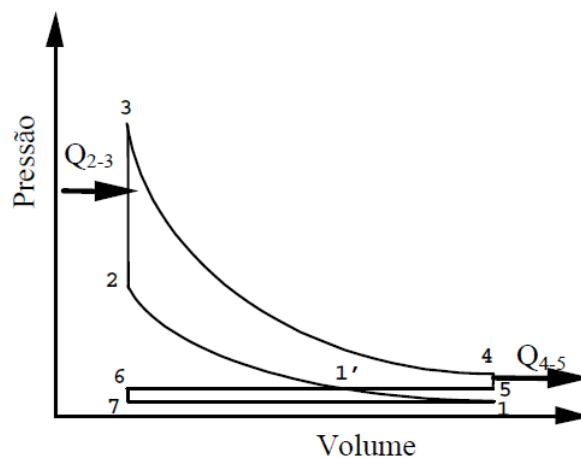


Figura 60 - Ciclo Otto a carga parcial

A quantidade de calor fornecido em 2-3 tem a ver com as condições (P,T,m) no ponto 1, pelo que, pode escrever-se [140]:

$$\frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{(\gamma - 1) \cdot \frac{m}{1 + A/F} \cdot Q_{pi}}{\varepsilon^{\gamma-1} \cdot p_1 \cdot \Delta V} = 1 + \frac{(\gamma - 1) \cdot B}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (33)$$

no qual

$$B = \frac{Q_{pi}}{R \cdot T_1 \cdot (1 + A/F)} \quad \text{é uma constante (supondo que a mistura é sempre estequiométrica)}$$

Onde:

γ – rácio entre as capacidades caloríficas do ar

m – massa de ar que entra no cilindro [kg]

A/F – relação ar-combustível

Q_{pi} – poder calorífico (inferior a pressão constante) do combustível [J/g]

ε – taxa de compressão

T_2 e T_3 – temperatura nos pontos 2 e 3, respectivamente [K]

p_1 – pressão de admissão [Pa]

ΔV – variação de volume durante o fornecimento de calor [m^3]

O trabalho útil em jogo (inerente menos o de bombagem) é:

$$W = p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - V_1 \cdot (p_0 - p_1) \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (34)$$

pelo que o rendimento virá:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - p_1 \cdot V_1 \cdot (\beta - 1) \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{\frac{m}{1 + A/F} \cdot Q_{pi}} \quad (35)$$

Em que $\beta = \frac{p_0}{p_1}$ é a relação entre as pressões atmosférica (p_0) e de admissão (p_1), ficando:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} - \frac{(\beta - 1) \cdot (\varepsilon - 1)}{\varepsilon \cdot B} \quad (36)$$

A carga deste ciclo pode ser vista como a relação entre o trabalho útil e o trabalho máximo que se pode obter. O trabalho máximo é realizado para a pressão atmosférica: $W_{max} = W$, para $p_1 = p_0$ ou $\beta = 1$, e portanto a carga virá como:

$$\frac{W}{W_{max}} = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - p_1 \cdot V_1 \cdot (\beta - 1) \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{p_0 \cdot V_1 \cdot \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1)} = \frac{1}{\beta} \frac{(\beta - 1) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \varepsilon^{\gamma-2}}{\beta \cdot B \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1)} \quad (37)$$

Pode ver-se pela equação (36) que o rendimento é uma função principalmente da taxa de compressão do motor ε e do rácio de pressões β , dado que B é uma constante (considerando condições estequiométricas da mistura) e que se considera, por simplificação, que o rácio de calores específicos γ é constante. A variação do rendimento do motor a ignição comandada com a carga (W/W_{max}) e com o rácio de pressões β é mostrada na figura 62 [31] e figura 61 [180], respectivamente, para uma taxa de compressão típica destes motores de 12:1 ($\varepsilon = 12$).

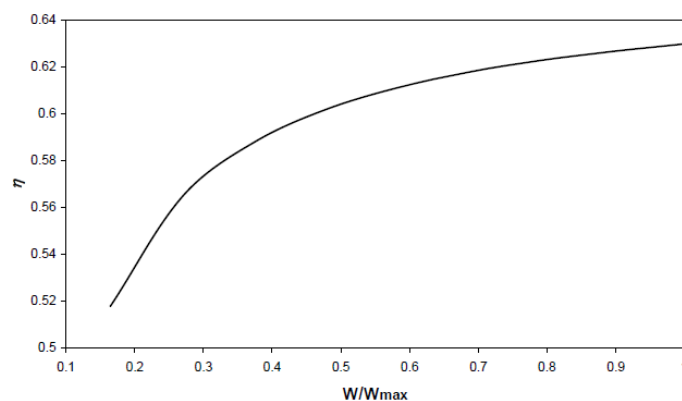


Figura 62 - Variação do rendimento do motor com a carga

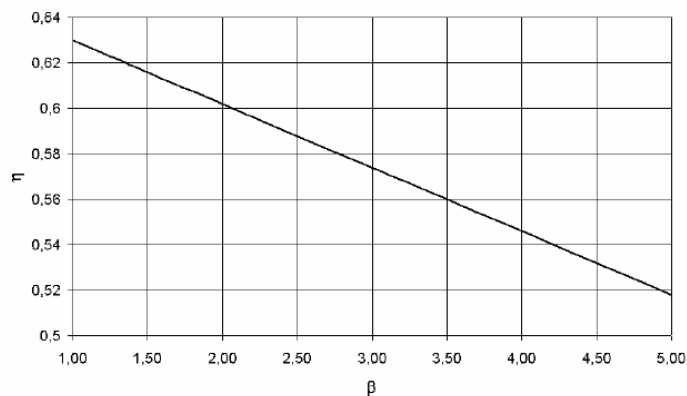


Figura 61 - Variação do rendimento do motor com o rácio de pressões β

6.3. Modelo numérico

Um modelo numérico foi criado em Matlab®/Simulink® para simular o funcionamento dum MCI, mais especificamente, de um motor de ignição comandada com diferentes aberturas de válvulas e diferentes taxas de compressão [31]. Este modelo permite a especificação de vários parâmetros geométricos do motor incluindo a geometria do sistema biela-manivela e abertura das válvulas, embora tenha a desvantagem de não considerar os efeitos do escoamento de ar e os impulsos de pressão nas várias condutas, algo que pode ser minimizado pela introdução de coeficientes calculados a partir da avaliação do motor em funcionamento (calibração do modelo).

O modelo prevê o funcionamento de um monocilindro de 4 tempos e inclui o cálculo do volume, pressão, temperatura, espécies químicas, entrada e saída de massa, combustão, transferência de calor e atrito em instantes sucessivos.

O modelo é de uma zona e baseia-se na 1ª Lei da Termodinâmica, assumindo o fluido operante (ar) como um gás ideal. As várias propriedades são calculadas, para cada espécie química, à temperatura instantânea, e sempre em condições de estequiometria. Estes modelos são utilizados para estimar a variação de pressão dentro do cilindro, considerando uma certa correlação para a taxa de combustão, e para avaliar o rendimento do motor usando vários parâmetros.

O procedimento de cálculo que serve de base a este modelo será, de seguida, analisado. Dada a sua extensão e complexidade, este será sucintamente mencionado, frisando-se apenas os aspectos mais importantes. Mais informações acerca deste modelo poderão ser encontradas na dissertação de Ribeiro [31].

6.3.1. Metodologia de cálculo

Irá manter-se a terminologia das variáveis utilizada no modelo, dado que, são melhor representativas do mesmo. No entanto, e para efeitos de coerência, será apresentada também a terminologia correspondente utilizada neste trabalho.

6.3.1.1. Cinemática do motor

As partes móveis são as primeiras a serem modeladas, nomeadamente:

- **Cambota:** Velocidade e Posição
- **Pistão:** Velocidade e Posição
- **Válvulas** (lift e área de abertura)

A posição destes componentes também permite o cálculo da transferência de calor e da taxa de compressão (geométrica e efectiva). A figura 63 apresentam os parâmetros geométricos do motor relevantes para esta análise.

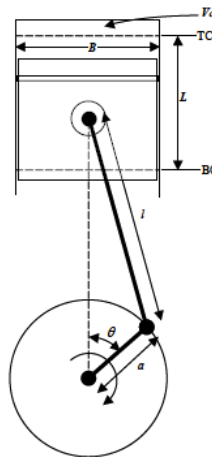


Figura 63 - Geometria do motor

Cambota

- O movimento/rotação da cambota é considerado constante e é uma das variáveis do modelo (*engine speed*).
- Todos os outros dados relativos ao motor ou ao ciclo termodinâmico são referidos como uma variável temporal directamente relacionada com a velocidade do motor.
- A primeira destas variáveis é a posição da cambota, definida pelo seu ângulo (assumindo valores entre 0 e 720° para um motor a 4 tempos):

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{2\pi N}{60} \quad (38)$$

Onde θ é o ângulo da cambota, t é o instante de tempo e N é a velocidade de rotação do motor. O ângulo da cambota é utilizado a cada iteração para determinar a posição do ciclo e para começar ou acabar outros processos no modelo, tais como, abertura ou fecho de válvulas, início da combustão ou os cálculos relacionados com os resultados do ciclo completo.

Cilindro

A posição e velocidade do pistão são utilizadas para determinar:

- O volume do cilindro
- A taxa de variação do volume
- A área superficial do cilindro

O volume do cilindro para um determinado ângulo da cambota é dado por [181]:

$$V = V_c + \frac{\pi \cdot B^2}{4} \left\{ l + a - \left[a \cdot \cos \theta + (l^2 - a^2 \cdot \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (39)$$

Ou sob a forma de taxa temporal por:

$$\frac{dV}{dt} = V_c + \frac{\pi \cdot B^2}{4} \left\{ l + a - \left[a \cdot \cos \frac{d\theta}{dt} + \left(l^2 - a^2 \cdot \sin^2 \frac{d\theta}{dt} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (40)$$

Onde:

- V_c - Volume da câmara de combustão
- B - Cylinder Bore – diâmetro do cilindro
- l – comprimento da biela
- a – crank radius – raio da cambota (corresponde a metade do curso (stroke) = $L/2$)

O volume da câmara de combustão foi definido para uma câmara de combustão cilíndrica e para uma determinada taxa de compressão geométrica (V_{\max} / V_{\min}). A altura da câmara de combustão, pode ser

alterada para se obter diferentes taxas de compressão para uma dada configuração do motor. Neste modelo, no entanto, predefiniu-se a taxa de compressão geométrica como sendo a típica de um motor a ignição comandada (=11), calculando-se a respectiva altura da câmara de combustão (CC_{height}) por:

$$CC_{height} = 2 \cdot \frac{a}{compression\ ratio - 1} \quad (41)$$

Área de superfície do cilindro

A taxa de variação temporal da área de superfície do cilindro para um dado ângulo da cambota é dada por:

$$\frac{dA}{dt} = A_{ch} + A_p + \pi B \left\{ l + a - \left[a \cdot \cos \frac{d\theta}{dt} + \left(l^2 - a^2 \cdot \sin^2 \frac{d\theta}{dt} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (42)$$

Em que, A_{ch} e A_p são constantes ao longo do tempo e representam a:

- A_{ch} – Área superficial da câmara de combustão, que corresponde a uma superfície plana de topo com um diâmetro de B e um comprimento igual à altura da câmara de combustão, dada por: $A_{ch} = \pi \cdot B \cdot h$
- A_p – Área superficial do pistão, dada por: $A_p = \pi \cdot \frac{B^2}{4}$

Velocidade do pistão

A velocidade do pistão (S_p) é dada por:

$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\pi}{2} \cdot \sin \theta \cdot \left[l + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \cdot \theta)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (43)$$

Onde:

- R é o rácio entre o comprimento da biela e o raio da cambota ($R=l/a$)

- e \bar{S}_p corresponde à velocidade média do pistão, dada por: $\bar{S}_p = 4 \cdot a \cdot N$

6.3.1.2. Análise baseada na 1ª Lei da Termodinâmica

Tal como mencionado anteriormente, os modelos de zona única são baseados na 1ª lei da Termodinâmica e podem ser expressos através do balanço de energia aplicado ao sistema por:

$$dU = dQ - dW + h_{in} \cdot dm_{in} - h_{out} \cdot dm_{out} \quad (44)$$

Onde:

$$dU = u \cdot dm + m \cdot du \quad (45)$$

Em que dm representa o diferencial de massa contida dentro do cilindro.

Para um gás perfeito, a energia interna é apenas função da temperatura [26]:

$$du = c_v \cdot (T) \cdot dT \quad (46)$$

Como a temperatura varia com o tempo, a equação (45) pode ser reescrita em termos de taxa como:

$$\frac{dU}{dt} = c_v \cdot (T) \cdot T \cdot \frac{dm}{dt} + m \cdot c_v \cdot (T) \cdot \frac{dT}{dt} + m \cdot T \cdot \frac{dc_v \cdot (T)}{dt} \quad (47)$$

O diferencial de trabalho (dW) pode ser escrito na forma de taxa temporal como:

$$\frac{dW}{dt} = -p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (48)$$

Para gases perfeitos, a entalpia depende apenas da temperatura [26], podendo ser escrita na forma de taxa temporal por:

$$\frac{dh}{dt} = c_p(T) \cdot \frac{dT}{dt} + T \cdot \frac{dc_p(T)}{dt} \quad (49)$$

Para o cálculo da temperatura há a considerar dois tipos de sistemas distintos (aberto e fechado), em função da existência da transferência de massa ao longo da fronteira do sistema. É calculada na forma diferencial pela aplicação da 1ª lei da termodinâmica a estes dois tipos de sistemas e considerando o princípio da conservação da massa:

1. Durante a compressão, combustão e expansão o cilindro é considerado um sistema fechado e não há troca de massa. A temperatura é então calculada por:

$$m_{cyl} \cdot c_v(T) \cdot \frac{dT}{dt} + m_{cyl} \cdot T \cdot \frac{dc_v(T)}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (50)$$

2. Durante o período de aberturas de válvulas, o sistema é considerado aberto:

$$\begin{aligned} m_{cyl} \cdot c_v(T) \cdot \frac{dT}{dt} + m_{cyl} \cdot T \cdot \frac{dc_v(T)}{dt} + T \cdot c_v(T) \frac{(dm_{cyl})}{dt} = \\ = \frac{dQ}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt} + \sum T_n \cdot c_p(T)_n \cdot \frac{dm_n}{dt} \end{aligned} \quad (51)$$

Onde:

- m_{cyl} – massa de fluido contida no cilindro
- dm_n/dt - caudal mássico que atravessa cada uma das válvulas
- T_n e $C_p(T)_n$ são, respectivamente, a temperatura e Cp do fluxo de massa através de cada uma das válvulas.

Para os fluxos de escape estas condições são as mesmas da massa contida no cilindro no instante imediatamente anterior à sua saída. Para o caso dos fluxos de massa que entram no cilindro, as suas características são fixadas por [31]:

Tabela 7 - Características dos fluxos de massa de entrada

	Fluxo de massa	Pressão [Pa]	Temperatura [K]
Válvula de admissão	Mistura (ar + combustível)	101325	293
Válvula de escape	Gases queimados	101325	800

A pressão é calculada na sua forma diferencial através da equação dos gases ideais por:

$$p \cdot V = \sum_i m_i \cdot R_i \cdot T \quad (52)$$

e na forma de taxa temporal virá:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} \cdot V + p \cdot \frac{dV}{dt} &= T \cdot \sum_i R_i \cdot m_i \cdot \frac{dT}{dt} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{dp}{dt} &= \left(T \cdot \sum_i R_i \cdot \frac{dm_i}{dt} + \sum_i R_i \cdot m_i \cdot \frac{dT}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt} \right) \cdot \frac{1}{V} \end{aligned} \quad (53)$$

Onde:

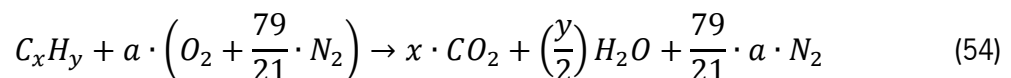
- m_n – quantidade de massa em cada uma das zonas químicas do modelo (ar + combustível ou gases de escape);
- R_i – constante de gás dos constituintes químicos de cada dessas zonas.

Utilizando integração contínua, o valor da pressão interna do cilindro é calculada.

6.3.1.3. Combustão

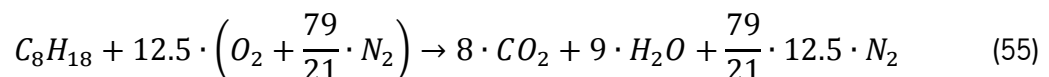
A combustão é uma reacção química exotérmica entre uma substância (combustível) e um gás (comburente), geralmente o oxigénio, resultando na libertação de uma grande quantidade de energia. Aplicando-se o princípio de conservação da massa a esta reacção química, vulga “Lei de Lavoisier”, pode definir-se a reacção de combustão de um MCI, como o processo pelo qual uma determinada massa de mistura fresca (ar+combustível) é convertida em gases queimados, subtraindo-se essa mesma quantidade de massa a uma dada taxa de conversão da mistura fresca e adicionando-a aos gases de escape, libertando-se uma grande quantidade de energia sob a forma de calor e de luz.

O modelo considera que existe combustão completa, ou seja, toda a massa de comburente (ar) reage com toda a massa de combustível, o que equivale a dizer que a mistura é sempre estequiométrica, e, considerando o ar como sendo constituído por 79% de azoto e 21 % de oxigénio, pode escrever-se esta reacção química como [182]:



Com: $a = x + \frac{y}{4}$

O combustível, neste caso um hidrocarboneto, é designado na reacção química como C_xH_y . Embora os combustíveis de hidrocarbonetos líquidos sejam uma mistura de muitos hidrocarbonetos diferentes, por conveniência, considera-se frequentemente que contém apenas um, o que para a gasolina corresponde ao octano, C_8H_{18} e, portanto, a reacção química virá:



O calor total libertado pelo combustível durante o processo de combustão não corresponde ao seu potencial máximo, dado que existe sempre uma ineficiência da combustão que deve ser considerada. O calor libertado (Q_R) é dado por:

$$Q_R = \eta_c \cdot m_f \cdot PCI \quad (56)$$

Onde:

- m_f – massa de combustível aprisionada no cilindro em cada ciclo
- PCI – poder calorífico inferior do combustível (para o octano é cerca de 44 MJ/kg [140])
- η_c - rendimento da combustão é definido por [183]:

$$\eta_c = \eta_{c \max} (-1.6082 + 4.6509 \cdot \lambda - 2.0764 \cdot \lambda^2) \quad \forall \lambda \in]0.75, 1.2[\quad (57)$$

Considerando que o rendimento máximo da combustão ($\eta_{c \max}$) para motores a ignição comandada é de 0.9 e o coeficiente de excesso de ar (λ) é 1 para misturas estequiométricas (todo o ar deve reagir com todo o combustível), virá:

$$\eta_c = 0.9 \cdot (-1.6082 + 4.6509 \cdot 1 - 2.0764 \cdot 1^2) \Leftrightarrow \eta_c = 86.97 \%$$

O calor libertado pelo combustível não é libertado todo de uma vez, mas sim durante um certo intervalo de tempo, definido em termos do ângulo da cambota. O início da combustão é outra variável definida em termos de ângulo da cambota antes do PMS. A fracção de gás queimada será dada por uma função de Wiebe:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (58)$$

Onde:

- $a = 5$ e $m = 2$, sendo a e m , respectivamente, o factor de eficiência de combustão e factor de forma.
- θ_0 – é o avanço à ignição (spark time) [° CA]
- $\Delta\theta$ – Duração da combustão [° CA]

A taxa de calor libertado será dada por:

$$\frac{dQ}{dt} = Q_R \cdot \frac{dx_b}{dt} \quad (59)$$

A função de Wiebe utilizada, bem como o módulo da combustão na qual se insere, foram alterados no decurso deste trabalho, visando a optimização da combustão para maximização do trabalho produzido pelo pistão durante o ciclo motor. Estas modificações serão alvo de estudo numa das secções subsequentes, dedicada especificamente ao módulo da combustão.

No entanto, para compreensão do modo de funcionamento do modelo original, tornou-se pertinente a menção das considerações supracitadas.

6.3.1.4. Propriedades dos gases

Os calores específicos (c_p , c_v), a constante de gás (R) e o rácio de calores específicos (γ) dos gases que atravessam a válvula e dentro do cilindro são calculados considerando dois tipos de misturas diferentes:

1. Uma mistura estequiométrica de ar + combustível
2. Uma mistura de gases queimados de CO₂, H₂O e N₂.

Estas características são calculadas como uma função da temperatura (temperatura instantânea dentro do cilindro ou assumindo uma temperatura para os fluxos de entrada, conforme tabela 7).

O calor específico a pressão constante (c_p) é calculado para cada espécie química como:

$$c_p(T)_n = \frac{a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3}{M_n} \quad (60)$$

Onde:

- T – Temperatura [K];
- M_n – Massa molar [kg/ kmol] ;
- c_p – calor específico a pressão constante [kJ/(kg.K)]

Os coeficientes a-d são dados na tabela 8 [26]:

Tabela 8 - Coeficientes para o cálculo de c_p

Substância		a	b	c	d
Ar	-	28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-0.966×10^{-9}
Azoto	N_2	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}
Dióxido de carbono	CO_2	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}
Vapor de água	H_2O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}

O calor específico a pressão constante do combustível é dado por [184]:

$$\frac{c_p}{R_f} = a_0 + b_0 \cdot T + c_0 T^2 \quad (61)$$

Onde T é a temperatura [K] e R_f é a constante de gás do combustível [J/(kg.K)]. Os coeficientes são:

$$a_0 = 4.0652$$

$$b_0 = 6.0977 E - 02$$

$$c_0 = -1.8801 E - 05$$

O valor total do c_p e de R da mistura são calculados, para os gases mencionados, considerando a quantidade de massa de cada espécie química presente em cada momento na mistura:

$$c_{p,mix} = \sum_{i=1}^j \frac{m_i \cdot c_{p,i}}{m_{total}} \quad (62)$$

Onde j é o n° total de espécies químicas presentes em cada momento.

O calor específico a volume constante (C_v) é obtido pela diferenciação da equação $h = u + RT$, considerando-se o ar como um gás perfeito, obtendo-se [26]:

$$dh = du + R \cdot dT \quad (63)$$

Substituindo-se dh por $c_p dT$ e du por $c_v dT$ e dividindo a expressão resultante por dT , virá:

$$c_p = c_v + R \quad [kJ/(kg.K)] \quad (64)$$

O valor total de c_v da mistura é obtido por:

$$c_{v,mix} = c_{p,mix} - R_{mix} \quad (65)$$

Vindo o rácio de calores específicos (γ) como:

$$\gamma = \frac{c_{p,mix}}{c_{v,mix}} \quad (66)$$

6.3.1.5. Processo de troca de gases

Durante um ciclo completo de um MCI existem dois processos principais de troca de gases:

1. **Admissão:** quando uma mistura de ar + combustível é induzida no cilindro através da válvula de admissão.
2. **Escape:** quando os gases resultantes da combustão são expelidos do cilindro.

O modelo considera três volumes distintos de fluidos:

1. **Gases queimados** - O colector de escape contém gases de escape com uma composição química resultante da combustão completa de uma mistura estequiométrica.
2. **Gases frescos + uma pequena quantidade de gases queimados** - O colector de admissão contém uma mistura estequiométrica de ar e combustível à pressão e temperatura ambientes, mais uma quantidade de gases de escape que foram expelidos para o colector de admissão durante o movimento ascendente do pistão. Estes gases de escape são os primeiros a serem induzidos durante o processo de admissão.
3. **Mistura de gases frescos (antes da combustão) e queimados (provenientes do volume da câmara de combustão)** - Finalmente, dentro do cilindro e antes da combustão,

encontra-se uma certa quantidade de mistura fresca de ar + combustível e uma certa quantidade de gás queimado resultante do volume morto da câmara de combustão e da recirculação dos gases de escape. Depois da combustão apenas os gases queimados se encontram dentro do cilindro.

Cálculo do fluxo de massa através das válvulas

A passagem dos gases através das válvulas é modelada usando a equação de gases compressíveis ao atravessar uma constrição, para a qual se aplica a limitação à velocidade do som nessa passagem. Podem ser consideradas duas situações dependendo do regime de escoamento (i.e, a relação entre as pressões a montante e a jusante da válvula). O caudal mássico é então dado por [181]:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m} = \frac{C_D \cdot A_R \cdot p_0}{(R \cdot T_0)^{\frac{1}{2}}} \cdot \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (67)$$

Quando o escoamento é restringido, i.e. a velocidade do escoamento iguala a velocidade do som:

$$\frac{p_T}{p_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (68)$$

O caudal mássico é dado por:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m} = \frac{C_D \cdot A_R \cdot p_0}{(R \cdot T_0)^{\frac{1}{2}}} \cdot \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2 \cdot (\gamma-1)}} \quad (69)$$

Onde:

- C_D - coeficiente de descarga
- p_0 e T_0 são a pressão e temperatura à entrada da válvula
- p_T - pressão à saída da válvula
- R – constante de gás ideal

O processo de escape pode ser dividido em duas fases:

1. blow-down (descarga) – imediatamente após a abertura da válvula de escape até que a pressão dentro do cilindro iguale a do colector de escape;
2. escape – quando o conteúdo do cilindro é expelido. Estes fenómenos foram simulados utilizando apenas as equações da taxa de escoamento de massa (67) e (69).

6.3.1.6. Transferência de calor

A transferência de calor foi separada em três componentes correspondentes às três superfícies que limitam o cilindro:

1. Área do cilindro descoberta pelo pistão;
2. Coroa do pistão;
3. Câmara de combustão

Cada uma destas áreas é considerada a temperatura constante durante todo o ciclo (mas diferentes entre elas), pelo que o sentido da transferência de calor depende da temperatura dos gases. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor (α), foi utilizada a metodologia de Annand, que separa os termos de convecção e radiação, pois diz-se que é mais exacta quando aplicada a motores de ignição comandada [185].

Convecção

O coeficiente de transferência de calor por convecção (α_{conv}) está relacionada com o n° de Nusselt (Nu) por [185]:

$$\alpha_{conv} = \frac{C_k \cdot Nu}{B} \quad (70)$$

Onde:

- C_k – Condutividade térmica do ar, dada por:

$$C_k = 6.1944 \cdot 10^{-3} + 7.3814 \cdot 10^{-5} \cdot T - 1.2491 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (71)$$

- B – diâmetro do cilindro

O n° de Nusselt (Nu) é relacionado com o n° de Reynolds (Re) através de uma constante específica para o MCI a 4 tempos:

$$Nu = 0.49 \cdot Re^{0.7} \quad (72)$$

Com o n° de Reynolds dado por:

$$Re = \frac{B \cdot \overline{S_p} \cdot \rho}{\mu} \quad (73)$$

Onde:

- $\overline{S_p}$ – velocidade média do pistão
- ρ – massa volúmica da mistura, calculada pela equação dos gases ideais.
- μ – viscosidade da mistura dentro do cilindro, função da temperatura, dada por [185]:

$$\mu(T) = 7.457 \cdot 10^{-6} + 4.1547 \cdot 10^{-8} \cdot T - 7.4793 \cdot 10^{-12} \cdot T^2 \quad (74)$$

Radiação

O coeficiente de transferência de calor por radiação é dado por [185]:

$$\alpha_{rad} = 4.25 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{T_{cyl}^4 - T_{cw}^4}{T_{cyl} - T_{cw}} \quad (75)$$

Onde:

- T_{cyl} – Temperatura do fluido dentro do cilindro
- T_{cw} – Temperatura da parede (cilindro, pistão ou cabeça do motor), assumida como constante ao longo do ciclo do motor.

Para cada superfície, a expressão para a taxa de transferência de calor é [31]:

$$\frac{dQ}{dt} = (\alpha_{conv} + \alpha_{rad}) \cdot (T_{cyl} - T_{cw}) \cdot A_{tr}$$

Onde A_{tr} é a área de transferência de calor:

- Fixa – para a cabeça do motor e pistão;
- Variável - para as paredes do cilindro.

6.3.1.7. Atrito

Uma expressão para a pressão total de atrito (fmep) foi apresentada por Patton et al. [186] e posteriormente melhorada por Sandoval e Heywood. [187]. Este modelo de atrito entra em consideração também com a viscosidade do óleo, além de inúmeras dimensões e aspectos de desenho. Inclui o cálculo relativo às várias chumaceiras da cambota, ao pistão e ao sistema de distribuição.

6.3.1.8. Parâmetros de avaliação do desempenho do motor

Para se compreender as alterações no desempenho do motor devido ao ciclo ou às modificações do motor, foram introduzidos vários parâmetros de avaliação. Serão apenas mencionados os parâmetros

mais relevantes para o presente estudo. É possível comparar o rendimento de vários motores e/ou ciclos utilizando estes parâmetros, nomeadamente:

- Trabalho por ciclo
- Potência
- Rendimento termodinâmico ou consumo específico
- Pressão média efectiva

Potência indicada do motor

É obtido, em cada ciclo, integrando-se a curva da pressão em relação à taxa de variação de volume durante o ciclo:

$$W_i = \oint p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (76)$$

Potência efectiva

É possível então calcular a potência efectiva por cilindro (\dot{W}_e) e a potência total (\dot{W}_t) por:

$$\dot{W}_e = \frac{W_e \cdot N}{120} \Rightarrow \dot{W}_t = \dot{W}_e \cdot N_{cyl} \quad (77)$$

em que N_{cyl} representa o nº de cilindros do motor.

Rendimento termodinâmico (η_t) ou o **consumo específico efectivo (bsfc):**

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (78)$$

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_e} = \frac{1}{\eta_t \cdot PCI} \quad (79)$$

Pressão média efectiva (mep)

Representa o trabalho fornecido ao pistão (W_c) ao longo do deslocamento do volume (V_d) durante um ciclo:

$$mep = \frac{W_c}{V_d} \quad (4.54)$$

Este parâmetro pode ser dividido em várias partes para simplificar a análise. A bmep pode ser dividida como:

$$bmep = imep + pmep - fmep$$

Onde:

- imep – Pressão média efectiva indicada e pode ser calculada, substituindo W_c por W_i na equação (4.54).
- fmep – Pressão média efectiva de atrito
- pmep – Pressão média efectiva de bombagem, que representa o trabalho necessário para mover o ar para dentro e para fora do cilindro (carga e descarga do fluido do cilindro).

$$pmep = \frac{W_{i.int+exh}}{V_d}$$

6.4. “Front-End”

A criação/modificação do front-end não tinha sido equacionada neste trabalho. No entanto, dado que, à altura da análise deste modelo esta interface gráfica ainda se encontrava num estado embrionário, foi proposto e decidiu-se pelo desenvolvimento de um *front-end* funcional para este modelo.

6.4.1. “Front-End” original

O “*front-end*” original, elaborado para funcionar como interface entre o modelo Simulink® do MCI e o utilizador, encontrava-se numa fase bastante embrionária. De facto, não se encontrava em funcionamento e era bastante confuso em termos da definição dos parâmetros de entrada e de saída do modelo, conforme ilustrado na figura 64.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

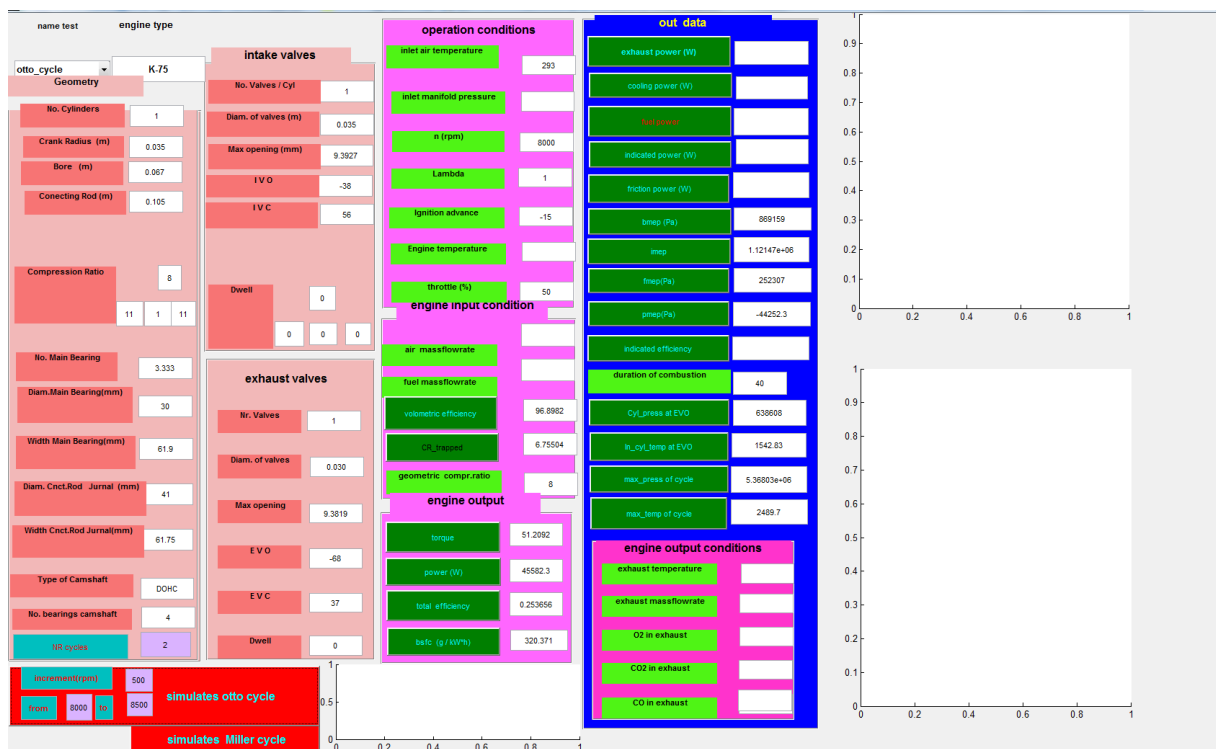


Figura 64 - "Front-End" original do modelo do MCI

Aquando da execução deste front-end foram identificados erros de concepção e de programação da interface, nomeadamente:

- A inexistência das funções de criação e de invocação dos objectos, como caixas de introdução de texto, listas de selecção, etc., o que impossibilitavam a execução adequada da interface;
- O modelo Simulink® que era apresentado no código-fonte do front-end não correspondia ao existente no directório de execução do mesmo.
- Erros relacionados com a má definição das variáveis no Simulink®, o que resultava num abortar automático do modelo.

Solucionados estes aspectos, o modelo Simulink pôde ser executado, sendo possível uma análise mais aprofundada do mesmo. Com efeito, verificou-se:

- A existência de caixas "fantasma", i.e., sem representação directa no código-fonte ou no modelo, quer da parte dos *inputs* quer dos *outputs*.
- Uma definição errada dos parâmetros de entrada e de saída do modelo, dado que não correspondiam ao que era visível na interface gráfica.

- A existência de valores pré-definidos dentro do modelo Simulink que não possibilitavam a automatização do processo. Com efeito, existiam parâmetros dentro do modelo que não variavam em função da alteração dos dados de entrada;
- A incoerência de unidades na interface; por exemplo, para o caso do curso (*stroke*), que surge em metros, e para os diâmetros de válvulas em milímetros;
- Os botões não possuíam a funcionalidade que lhes era atribuída;
- Alguns dos parâmetros de saída do modelo não surgiam no front-end;
- O tempo computacional do modelo era excessivamente elevado.

6.4.2. Modificação do “Front-End”

Foi desenvolvida uma metodologia para solucionar estes aspectos, visando a obtenção de uma interface gráfica funcional e intuitiva:

- **Compartimentação do programa em sub-directórios**, o que permitirá maior eficiência do algoritmo, maior intuitividade, inclusão de ficheiros de ajuda, etc.
- **Alteração das unidades;**
- **Esquematização conveniente de todos os inputs e outputs** (eliminação de caixas fantasma, etc.)
- **Automatização de tarefas**, através da inclusão de um ficheiro Excel com os parâmetros do motor, o qual pode ser replicado, desde que se mantenha a coerência das variáveis; e através da definição de todas as variáveis do Simulink, como parâmetros de entrada do front-end;
- **Colocação dos gráficos só no final** (diminuição estimada do tempo computacional)
- **Inclusão de ficheiros de ajuda**, que auxiliarão o utilizador na interacção com o programa.
- **Geração de ficheiros Excel de saída**, que permitirão uma análise mais detalhada dos resultados do modelo;

O resultado destas modificações é visível na figura 65. Como se pode constatar, os parâmetros de entrada e de saída do modelo estão agora definidos correctamente e convenientemente.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

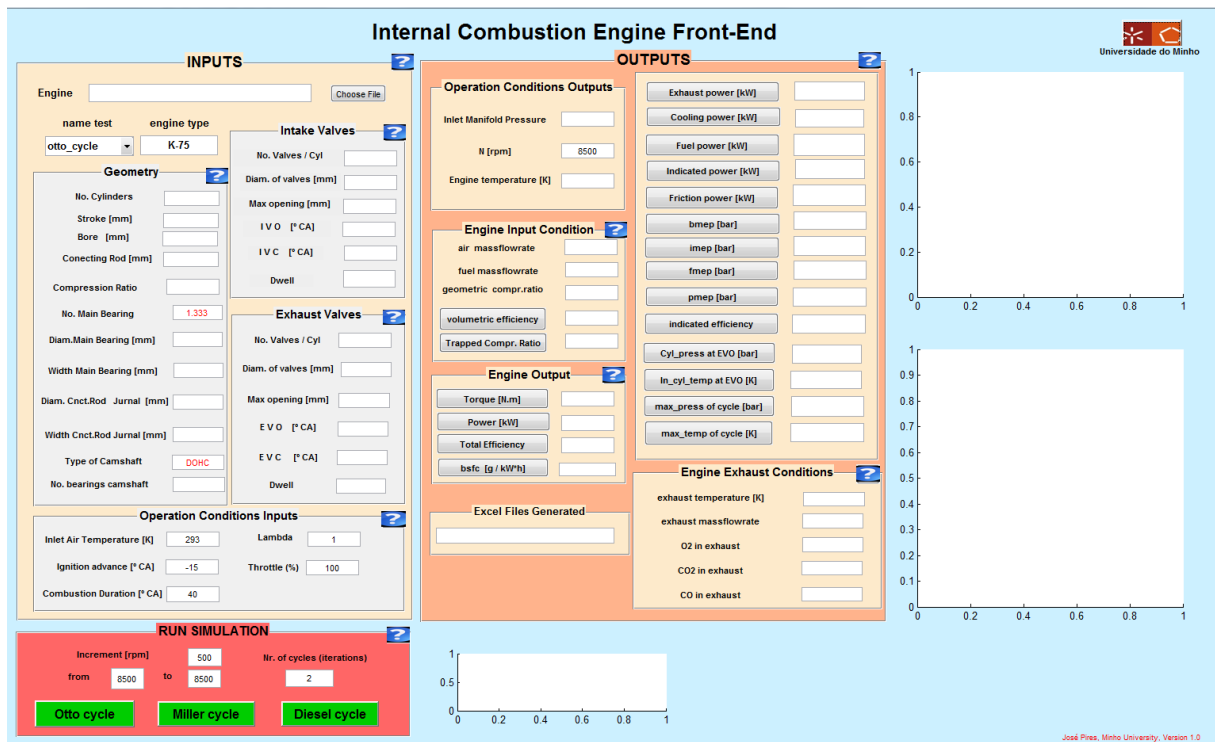


Figura 65 - "Front-end" modificado

O próximo passo passou pela otimização do front-end e do modelo. Com efeito, foi adicionado ao front-end um parâmetro de saída que possibilitasse a análise do tempo computacional de uma simulação (figura 66). Verificou-se que este rondava os 8 minutos, e dado que se pretendia variar a rotação e carga do motor, contabilizando 66 simulações, o tempo estimado seria da ordem das 9 horas.

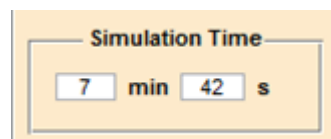


Figura 66 - Tempo computacional da simulação

Torna-se portanto premente otimizar o modelo. Uma das formas de o fazer foi, transferir a jurisdição dos gráficos, que eram gerados e actualizados em tempo real pelo modelo, do Simulink para o Matlab e colocando-os apenas no final da simulação, o que permite também uma melhor formatação dos gráficos. Conseguiu-se uma melhoria de cerca de 30 segundos através desta operação.

Seguidamente, alterou-se a extensão do modelo Simulink para uma mais recente(*mdl), o que representou uma diminuição de quase 30 segundos também, mas apresenta o inconveniente que apenas funciona em versões superiores ao R2012b e em 64 bits.

Testou-se ainda a possibilidade de execução num modo de simulação mais rápido (em vez do normal, “Accelerator” ou “Rapid”). No entanto, não é possível a execução num destes modos, dado que, em vez das funções embebidas do Matlab, o modelo contém *loops* algébricos (nomeadamente no subsistema de cálculo da massa atómica), que não permitem a sua compilação.

Esta foi aliás uma das principais causas apontadas para a ineficiência do modelo; o processo iterativo do modelo poderia ser otimizado migrando destes loops algébricos para as funções embebidas do Matlab para o efeito, dentro da própria plataforma Simulink. No entanto, devido ao elevado tempo que seria necessário dispendir para realizar esta alteração, ficou apenas como nota para um trabalho futuro.

Numa última tentativa de tornar este modelo o mais eficiente possível, resolveu-se variar o “*solver*”, i.e., o método de resolução dos sistemas de equações e, neste caso, em particular das integrações.

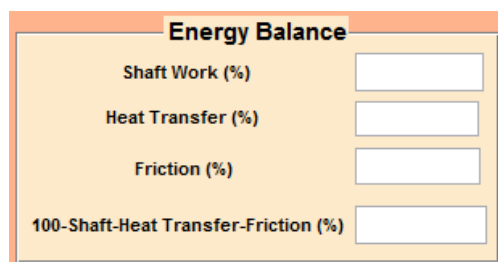
Foi analisada a variação dos dados em função do *solver* e a respectiva diminuição de tempo computacional. O solver utilizado é, em todos os casos, o método explícito de incremento fixo, que permite lidar eficientemente com os dados do modelo. Este incremento fixo mínimo é, por imposição do modelo, da ordem de grandeza de $1E^{-05}$, o que manifestamente se irá repercutir numa maior precisão, mas elevado tempo computacional. Dado que este é o incremento mínimo, o seu aumento é impossibilitado pelo método de resolução, resultando em erro. Resta portanto a variação do *solver*. Os métodos de resolução testados foram:

- *Default* (ode 5 – Dormaind-Prince: integração de 5ª ordem):
 - Tempo computacional: 8 min
- Ode 4 (Runge-Kutta: integração de 4ª ordem)
 - Tempo computacional: 6 min
- Ode 3 (Bogacki-Shampine: integração de 3ª ordem)
 - Tempo computacional: 4min30s

A variação dos dados em função do solver escolhido são mínimas, pelo que, foi alterado o *solver* do modelo, para o Ode 3, porque é moderadamente estável, com boa precisão e apresenta um tempo computacional médio, da ordem dos 4 minutos e meio, ou seja, uma diminuição de cerca de 45% do tempo inicial.

Finda a etapa de optimização da simulação do modelo, foi necessário considerar outros aspectos importantes, nomeadamente a definição/cálculo de outros parâmetros de saída que o modelo poderia fornecer e que são importantes neste trabalho, bem como a inclusão de outro módulo, relativo à optimização da combustão do motor a ignição comandada.

Relativamente aos parâmetros de saída foi adicionado um módulo de cálculo do balanço energético do motor (figura 67), ou seja, da distribuição da energia do combustível pelas respectivas fracções (útil, transferência de calor, atrito, gases de escape).



The image shows a software interface titled "Energy Balance". It contains four rows, each with a label and an empty input field:

Energy Balance	
Shaft Work (%)	<input type="text"/>
Heat Transfer (%)	<input type="text"/>
Friction (%)	<input type="text"/>
100-Shaft-Heat Transfer-Friction (%)	<input type="text"/>

Figura 67 - Módulo de saída do balanço energético do MCI

6.4.2.1. Sub-módulo da combustão

Este sub-módulo foi alterado no decurso do presente trabalho, nomeadamente na definição da função de Wiebe dada pela equação 59. Em virtude disso, serão, de seguida, explicados os conceitos base por detrás desta função e como qual o procedimento utilizado para a sua modificação e automatização.

A capacidade para descrever analiticamente o fenómeno de combustão em MCI's a ignição comandada é de extrema importância. Esta formulação é essencial para a caracterização dos principais parâmetros e da sua respectiva influência, permitindo a modelação deste processo, a avaliação do rendimento, um controlo mais eficiente e a sua optimização.

Para simplificar a análise deste fenómeno bastante complexo, são utilizados modelos empíricos mais simples denominados de não-dimensionais, dado que não incluem a análise da geometria da câmara de combustão e a propagação da frente de chama. Desta abordagem resulta a determinação do perfil da taxa de libertação de calor da fracção de massa queimada, i.e., a evolução da combustão em função do ângulo da cambota, sendo necessárias várias etapas de calibração, para ajuste dos dados de motores reais através de funções analíticas apropriadas.

Um dos métodos mais utilizados para este efeito é a descrição do fenómeno da combustão através de uma função de Wiebe. Ivan Wiebe, um engenheiro russo, formulou como hipótese que, para efeitos de engenharia, a análise detalhada e complexa da cinética das reacções químicas em cadeia que ocorrem dentro de um MCI poderia ser relevada, e procurou desenvolver uma expressão geral para descrever a taxa de reacção de combustão a um nível macroscópico [188].

O resultado deste trabalho foi uma expressão geral baseada numa distribuição normal que representa a taxa de combustão do motor, bastante flexível, razão pela qual foi fortemente aplicada em modelos de combustão incluindo ignição por compressão e comandada, directa e indirecta, bem como a uma gama de combustíveis líquidos e gasosos. Além disso, a sua simplicidade e robustez torna-se uma ferramenta bastante útil para remover possíveis fontes de ruído dos sensores associados à combustão, sendo ideais para inclusão em algoritmos de controlo [189].

Com efeito, a equação de Wiebe virá [189]:

$$x_{MFB}(\theta) = 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^m \right] \quad (80)$$

em que:

x_{MFB} – fracção de massa fresca queimada

θ – ângulo da cambota

θ_0 – ângulo de início de libertação de calor (normalmente 10° antes PMS)

$\Delta\theta$ – duração da combustão [°] (normalmente entre 30° e 50°)

a e m – são parâmetros ajustáveis denominados de eficiência e factor de forma, respectivamente.

Quando questionado sobre o significado físico do factor de forma, a única explicação que Wiebe conseguiu dar foi que, para uma dada duração de combustão, o tempo que é necessário para que a taxa máxima de combustão seja atingida, é determinado exclusivamente pela magnitude de m , o que por sua vez determina a magnitude da taxa máxima de libertação de calor [188].

Teoricamente, a libertação de calor deveria coincidir com a faísca, mas devido ao fenómeno de turbulência, à riqueza da mistura e à velocidade do motor, existe um atraso significativo entre este ponto e o ponto médio da libertação, ocorrendo tipicamente por volta dos 10° após o PMS, maximizando a pressão e consequentemente o trabalho produzido pelo mesmo [140].

O sub-módulo da combustão presente no modelo do MCI da Universidade do Minho que serve de base a este estudo, apresenta uma função de Wiebe cujos parâmetros já estavam previamente definidos e foram optimizados para um motor específico. A fim de universalizar este módulo e de avaliar a influência dos parâmetros da função de Wiebe sobre a taxa de libertação de calor, bem como a sua repercussão no trabalho produzido pelo pistão, foi equacionado e desenvolvido um modelo em Excel por Costa [190], visando a sua incorporação no modelo do MCI.

No entanto, à altura do teste deste modelo, este ainda não se encontrava totalmente operacional, mas dado que os parâmetros deste sub-módulo são bastante importantes nos cálculos dos fluxos energéticos do MCI, foi delineada uma estratégia para os incluir no front-end e no modelo Simulink de uma forma simples e intuitiva. Estes parâmetros deveriam ser calculados através desta folha de cálculo e incluídos no front-end, dado que se tratam de *inputs* do modelo Simulink.

Modelo de combustão (Costa [190])

Analise-se em primeira instância o modelo de combustão desenvolvido por Costa [190]. Este modelo é baseado na função de Wiebe (equação 80). O factor de eficiência a pode ser calculado, segundo Bonatesta [189], por:

$$a = -\ln(1 - \eta_{comb}) \quad (81)$$

Com:

- η_{comb} – rendimento da combustão com um valor de 90%, dado que, é mais facilmente determinável experimentalmente do que para 100%, especialmente para combustões mais longas

Do que resultará um factor de eficiência de combustão constante para quaisquer condições de funcionamento de 2.3026 [189]. Foi necessário então incluir este valor no front-end por forma a parametrizar a combustão. Foi adoptado, neste trabalho, um valor mais conservador de 2.5, pois, devido à falta de convergência do modelo nalguns pontos, optando-se por um compromisso entre a convergência e a precisão do modelo. Deve frisar-se que o valor anterior era de 5, sendo por isso bastante melhor ainda assim a modificação efectuada.

Foram desenvolvidas correlações empíricas para os dois parâmetros independentes da função de Wiebe ($\Delta\theta$ e m), através do ajuste por mínimos quadrados de dados experimentais de motores. O ângulo de combustão para a fracção de massa queimada entre 0 e 90% pode ser expresso como uma função de quatro factores funcionais, cuja influência é assumida como independente e mutuamente exclusiva [189]:

$$\Delta\theta_{90} = k \cdot R(\rho_i) \cdot S(\bar{S}_p) \cdot X(x_b) \cdot T(\theta_i) \quad (82)$$

Onde:

- k – constante (adimensional), cujo valor foi determinado como sendo de 178.
- ρ_i – massa volúmica [kg/m^3]
- x_b – fracção de massa diluída (x_b) (adimensional)
- θ_i – avanço à ignição [$^\circ\text{CA BTDC}$]

A correlação final utilizada para a duração de 90% da combustão (MFB =90%) é enunciada como:

$$\Delta\theta_{90} = 178 \cdot \left(\frac{1}{\rho_i}\right)^{0.34} \cdot \left(1 - \frac{1.164}{\sqrt{\bar{S}_p}}\right) \left(\frac{1}{1 - 2.06 x_b^{0.77}}\right)^{0.85} \cdot (0.00033 \theta_i^2 - 0.0263 \theta_i + 1) \quad (83)$$

A correlação utilizada para o factor de forma (m) é enunciada como:

$$m = 3.46 \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{S_p}} \right)^{0.45} \cdot \left(\frac{1}{1 + \sqrt{\theta_i}} \right)^{-0.35} \cdot (1 - 1.28 x_b) \quad (84)$$

Deste modo é possível determinar a duração da combustão (libertação de calor), em termos de ângulo de cambota, para um dado calor total libertado Q_{tot} durante um ciclo por [140]:

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_R \cdot \frac{dx_{MFB}}{d\theta}$$

com:

$$\frac{dx_{MFB}}{d\theta} = \frac{(1 - x_{MFB}) \cdot m \cdot a}{\Delta\theta} \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m-1}$$

A taxa de calor da combustão que é transferida para os gases dentro do cilindro pode ser escrita como:

$$\frac{\partial Q}{d\theta} = (m_{ar} + m_{gas}) \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (85)$$

Onde m_{ar} é a massa de ar fresco e m_{gas} é a massa dos gases quentes remanescentes aprisionados no cilindro.

Dispondo-se de dados relativos à pressão dentro do cilindro como função do ângulo da cambota é possível calcular a taxa de calor libertada aplicando-se a 1ª lei da termodinâmica. No entanto, o cálculo analítico da pressão e da temperatura dentro do cilindro durante um ciclo não é trivial, dado que existe calor a ser libertado para um espaço com variação do volume. Para ultrapassar este obstáculo, Costa [190] desenvolveu uma estratégia que envolve discretização temporal, sendo o procedimento mostrado abaixo na figura 68 [190]:

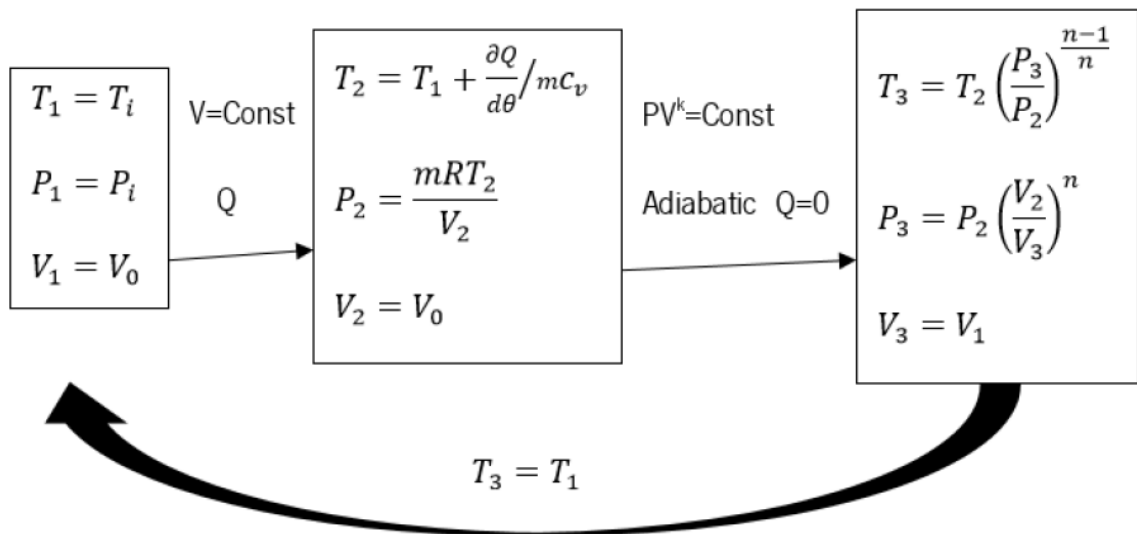


Figura 68 - Procedimento para a determinação da taxa de libertação de calor durante a combustão

No início da compressão ($\theta=0$ °CA (PMI)), a temperatura e pressão iniciais, respectivamente T_1 e P_1 , são assumidas como sendo iguais às do ar de admissão (T_i e P_i).

A temperatura e pressão no ponto 2 (T_2, P_2) são calculadas assumindo que o fornecimento de calor, por cada ângulo de rotação da cambota, é realizado a volume constante e utilizando a equação dos gases ideais.

Por último, a temperatura e pressão finais (T_3 e P_3) são calculados assumindo um processo politrópico (compressão ou expansão) sem produção de calor (adiabático) [140]. Desta forma é possível separar virtualmente os processos de libertação de calor e compressão/expansão, simplificando o problema [190]. O expoente politrópico n varia com as condições de funcionamento do motor, mas no modelo de Costa foi assumido o valor constante de 1.3, dado que foi utilizado em vários trabalhos, com resultados globais razoáveis [189].

O volume é calculado, para cada instante de tempo, como sendo o resultante do movimento de uma cambota típica de um automóvel. Dado que o problema é periódico, a temperatura obtida para $\theta=0$ °CA é utilizada como condição inicial para a próxima iteração, i.e., $T_3 = T_1$, sendo repetido sucessivamente para os próximos cursos do pistão.

Automatização do modelo

Em primeiro lugar, foi necessário incluir o factor de eficiência α e o factor de forma m no modelo Simulink, mais concretamente no módulo da função de Wiebe (relacionada com o calor da combustão), por forma a poder ser definido pelo front-end.

Após isto, foi analisada a folha de cálculo Excel (figura 69), para compreender de que forma seria possível implementar uma estratégia que automatizasse o cálculo destes parâmetros e os devolvesse ao front-end, pois, como o processo seria repetido ao longo de bastantes iterações, tornava-se incomportável calcular manualmente cada um destes parâmetros.

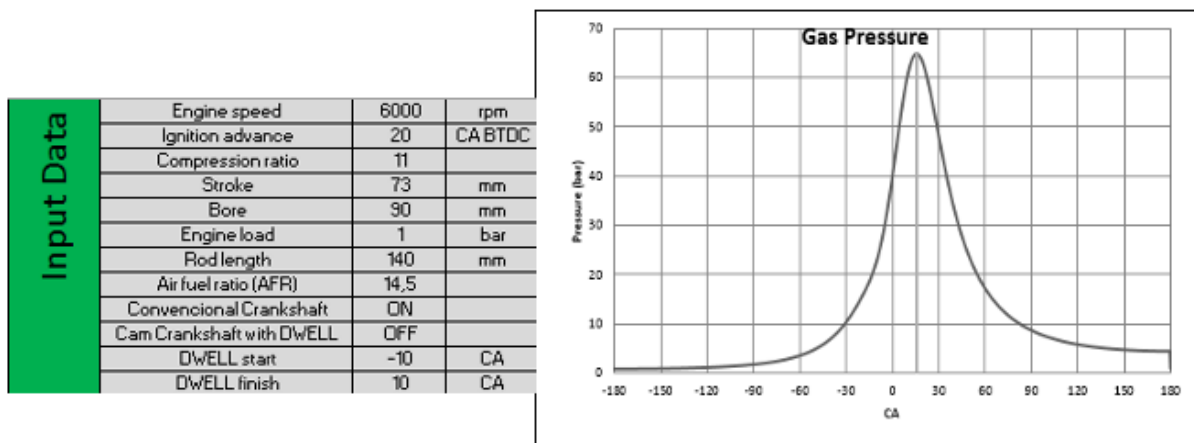


Figura 69 - Folha de cálculo Excel da combustão

Os parâmetros de entrada desta folha de cálculo encontram-se na figura 69. Como se pode constatar, quase todos eles já se encontram definidos no front-end, pelo que, torná-los a introduzir neste modelo seria bastante moroso e poderia dar azo a erros. Além disso, o único parâmetro que não se encontra no front-end - o avanço à ignição - seria um dos que se pretende calcular e que seria obtido nesta folha de cálculo por tentativa e erro.

Após o preenchimento de todos os outros parâmetros, a variação do avanço à ignição deveria produzir como consequência, em termos gráficos, que a pressão máxima coincidisse com a linha vertical a cinzento. Esta linha vertical corresponde a um valor máximo estimado da pressão e, conseqüentemente,

do trabalho produzido durante o ciclo. Conforme mencionado anteriormente, o trabalho máximo, surge tipicamente aos 10° ATDC, ou seja, 10° após o PMS. Este é um valor médio que depende da velocidade de rotação do motor, da carga e dos factores de combustão calculados nesta folha Excel.

Com efeito, pretende-se calcular o avanço à ignição que maximize o trabalho produzido pelo pistão, ou seja, o valor máximo do integral $\int P \cdot dv$. O método gráfico sugerido apresenta uma baixa precisão para a determinação destes parâmetros, pelo que, se torna ainda mais premente desenvolver uma estratégia para solucionar este aspecto.

Foi concebido para este efeito, um algoritmo iterativo que tivesse por base os seguintes conceitos:

1. Passagem dos parâmetros relativos às especificações do motor que surgem no front-end, para o Excel que os utilizará no seu procedimento de cálculo;
2. Cálculo do integral $\int P \cdot dv$ para cada iteração;
3. Determinação do máximo trabalho do ciclo e conseqüentemente, dos parâmetros óptimos associados de avanço à ignição, duração de combustão e o factor de forma (***m***);
4. Passagem destes parâmetros do Excel para o front-end que os fornecerá ao modelo Simulink como inputs.

A implementação deste algoritmo foi conseguida através de codificação na linguagem de programação Java, com a qual o Matlab é compatível, e que permite a interacção do Matlab com o Excel, solucionando os pontos 1 e 4 supracitados (ver figura 70). O front-end fornece todos os inputs, bem como um "array" contendo o intervalo de pontos que o Excel deve utilizar para iterar. Este vector, foi definido no intervalo de 0 a 40° ATDC.

O cálculo do integral foi feito numericamente através do ficheiro Excel, que incluía já uma tabela calculada de pressão e de volume, tendo por base os processos termodinâmicos presentes durante a combustão, tornando-se por isso trivial este cálculo pelo somatório do produto $p \cdot \Delta V$. Por fim, é determinado no Matlab o máximo valor do trabalho e do respectivo avanço à ignição. Este último, é fornecido agora ao Excel, que calcula os parâmetros de avanço à ignição, duração da combustão e factor de forma (***m***) e "devolve" esses valores ao Matlab, que os fornece ao modelo Simulink.

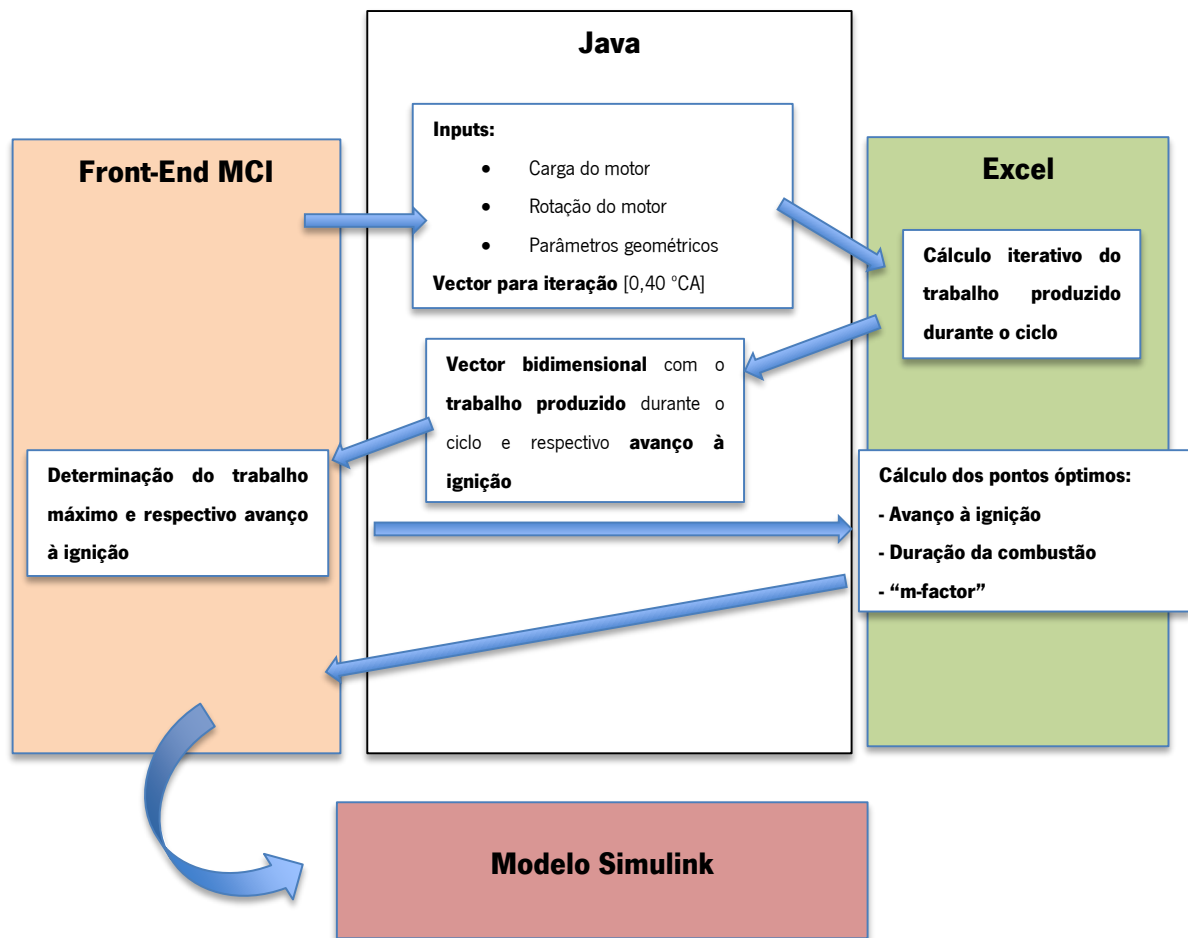


Figura 70 - Fluxograma do algoritmo iterativo do módulo da combustão

6.4.2.2. Outras modificações

Alteração do tipo de árvore de cames

Com o objectivo de tornar quer o modelo Simulink quer o front-end o mais universais possíveis foram realizadas outras modificações. A alteração da tipologia de árvores de cames (DOHC, OHV e OHC I, II e III), prevista no front-end, deve reflectir-se na alteração das constantes relativas às pressões médias de atrito (p_{ma} 's), nomeadamente e no que a este modelo diz respeito, ao impulsor plano (S_p) e ao oscilante hidrodinâmico (oh) [140]. Anteriormente, o modelo apenas poderia calcular o atrito gerado relativo a uma dupla árvore de cames à cabeça (DOHC), mas após esta modificação, é possível fazê-lo para os restantes tipos de árvores de cames.

Mecanismos de controlo da simulação

Dado que o modelo Simulink é bastante complexo foram também introduzidos mecanismos de controlo da simulação, que permitem ao utilizador ter um papel mais interventivo nesta, bem como compreender melhor os seus parâmetros de funcionamento.

Com efeito, foram concebidos dois mecanismos (figura 71):

1. Paragem da simulação por n° de iterações: Dado que, por vezes, o modelo apresenta erros numa iteração em específico, pode ser interessante analisar o seu comportamento na vizinhança deste ponto. O parâmetro introduzido foi o “stop-time” que implicitamente regula o n° de iterações.
2. Paragem imediata da simulação: Outras vezes, o utilizador poder-se-á equivocar no preenchimento dos dados do modelo e/ou detectar erros nos gráficos que são gerados ao longo da simulação. Como o tempo computacional é elevado faz sentido existir um mecanismo que permita o abortar da simulação.

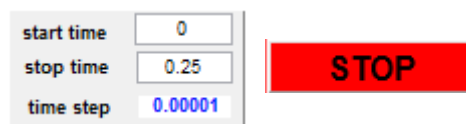


Figura 71 - Mecanismos de paragem da simulação

Mecanismos de depuração da simulação

Numa tentativa de analisar mais detalhadamente os pontos críticos deste modelo, ou outros que se afigurem interessantes, foi criado um mecanismo que permite ao utilizador seleccionar que gráficos da simulação pretende visualizar em tempo real figura 72.

Este mecanismo torna-se particularmente útil, na detecção e correcção de erros gerados durante a simulação de um módulo em particular ou de todo o modelo, e poderá também ser utilizado no futuro, para analisar o comportamento de um módulo novo (como o da combustão) através da inspecção de parâmetros específicos.

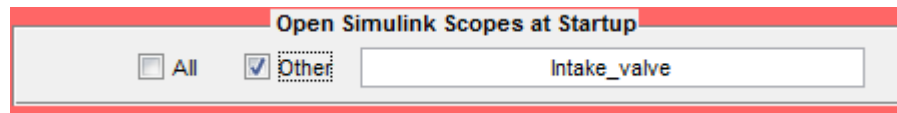


Figura 72 - Mecanismo de depuração da simulação

6.4.3. Testes ao modelo do MCI

Após esta etapa inicial de concepção da interface do modelo, é possível começar a testar o modelo para o motor atmosférico de 1.6L a ignição comandada em estudo no presente trabalho. Com efeito, tornou-se necessário determinar os parâmetros de entrada do modelo para o motor em questão.

6.4.3.1. Definição dos parâmetros de entrada do modelo

O modelo, na sua fase anterior, utilizava para efeitos de simulação um motor K-75 de 3 cilindros de 250 cm^3 . Os parâmetros de entrada do modelo, nomeadamente no que refere à geometria do motor, encontravam-se definidos e disponíveis para utilização.

O primeiro passo passou pela compilação de todos estes parâmetros numa folha de cálculo Excel (tabela 9). A compilação foi feita nestes moldes, porque, para além de servir de base de dados, a replicação desta folha de cálculo, que é importada pelo front-end, garante a universalidade de funcionamento e minimiza erros de operação. Dado que, o modelo encontrava-se funcional para as características deste motor em particular, optou-se pela variação dos parâmetros geométricos em termos proporcionais, o que à partida, não influiria na convergência do modelo.

Tabela 9 - Parâmetros de entrada do modelo relativos ao motor K-75

Motor K -75			
Geometria		Intake Valves	
Nº de Cilindros	3	Nº de válvulas/Cilindro	1
Curso [mm]	70	Diâmetro das válvulas [mm]	35
Diâmetro do pistão [mm]	67	Altura máxima de abertura [mm]	9,3927
Comprimento da biela [mm]	105	Diâmetro da sede da válvula [mm]	5
Taxa de compressão	11	Intake Valve Opens (IVO) [° CA]	-38
Nº de apoios da cambota	4	Intake Valve Closes (IVC) [° CA]	56
Nº de apoios da árvore de cames	4	Dwell	0
Nº de árvores de cames	2	Exhaust Valves	
Diâmetro dos apoios da cambota [mm]	30	Nº de válvulas/Cilindro	1
Comprimento dos apoios da cambota [mm]	21,9	Diâmetro das válvulas [mm]	30
Diameter Connecting Rod Journal [mm]	41	Altura máxima de abertura [mm]	9,3819
Width Connecting Rod Journal [mm]	21,75	Diâmetro da sede da válvula [mm]	5
		Exhaust Valve Opens (EVO) [° CA]	-68
		Exhaust Valve Closes (EVC) [° CA]	37
		Dwell	0

O passo seguinte passou pela determinação do curso e diâmetro do pistão para a respectiva cilindrada do motor. A relação curso-diâmetro (C/D) é extremamente importante para as características de um motor, cujo valor estabilizou no decurso das últimas décadas por volta da unidade, por forma a aumentar a potência do motor. Com efeito, mantendo a cilindrada do motor constante, o aumento do diâmetro e diminuição do curso permite aumentar a velocidade de rotação dos motores, sem aumentar a velocidade média dos pistões. Paralelamente, é possível usar-se válvulas de maiores dimensões, permitindo um melhor escoamento dos gases o que, aliado ao aumento da velocidade do motor, conduz a um aumento de potência significativo [140].

Pelas razões mencionadas optou-se pela definição de uma relação (C/D) de 1, o que equivale a um motor “quadrado”. Esta consideração foi tida como razoável, dado que reflectiria melhor o motor 1.6L em estudo, com uma potência máxima de 90 kW às 6000 rpm, o que só é conseguido graças a uma maior eficiência volumétrica e maiores velocidades de enchimento.

Definindo-se a relação (C/D), pode calcular-se o curso e o diâmetro do pistão, para uma dada cilindrada resolvendo-se o sistema de equações:

$$C = D \quad (86)$$

$$V_{varrido} = \frac{Cilindrada}{N_{cyl}} = C \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (87)$$

Substituindo os valores na equação (87) e resolvendo em ordem ao curso do pistão, obtém-se:

$$C = \left(4 \cdot \frac{400}{\pi}\right)^{\frac{1}{3}} \cong 80 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

As restantes dimensões do motor foram calculadas com base na teoria da semelhança, que permite a comparação entre motores com escalas bastante distintas (dimensões e potências, entre outros). Com efeito, verificou-se que, apesar destas diferenças notórias, dois motores podem ser relacionados se apresentarem semelhanças de construção, ou seja, com os mesmos [140]:

- Ciclo de funcionamento (sem sobrealimentação)
- Desenho (tipo de câmara de combustão, número de válvulas, etc.)
- Taxa de compressão
- Velocidade do pistão
- Riqueza da mistura,
- Material de construção
- Relação C/D
- Tipo de refrigeração

Assumiu-se que o material de construção e o tipo de refrigeração do motor eram os mesmos. Verificandose os restantes pressupostos, foi necessário determinar a velocidade média do pistão, que é dada por:

$$v_{med} = 2 \cdot C \cdot N \quad (88)$$

Em que, C é o curso do pistão e N a velocidade a velocidade de rotação do motor em [rot/s].

A relação de velocidades dos pistões virá, para a mesma velocidade de rotação N , apenas como uma função do rácio entre entre os cursos de cada um destes, resultando em $C_{1.6L}/C_{K75} = 1.14$. Comprovando-se também a semelhança deste parâmetro entre estes motores, pode determinar-se a relação de escala S entre os dois motores, pela comparação entre um cilindro de cada motor.

Sabendo-se que os volumes de ar deslocado por ciclo estão relacionados por S^3 , é possível calcular a razão de semelhança por:

$$S = \left(\frac{V_{deslocado,1.6L}}{V_{deslocado,K75}} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{400}{250} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.17 \quad (89)$$

É possível agora calcular também, as dimensões do motor de 1.6L sabendo-se que estão relacionadas com as do motor K75 por S .

Determinadas as dimensões, falta agora analisar pormenores mais específicos do motor, como o número de apoios da cambota e da árvore de cames e os eventos das válvulas (tempos de abertura e fecho). Relativamente aos apoios, ambos foram definidos como sendo de 5, um valor típico para este tipo de motor.

No que se refere aos eventos das válvulas, as aberturas e fechos foram determinadas com base nas seguintes assumpções:

1. Não existe variação da abertura de válvulas; na realidade, os automóveis mais recentes equipados com o motor Prince 1.6L da BMW/PSA estão dotados do sistema *Valvetronic* da BMW (motor EP6 C 1.6L VTi de 120 CV) [191-193], o que permite diminuir drasticamente o tempo da abertura da válvula de admissão, tornando desnecessária a válvula de borboleta (acelerador) da admissão, pois o controlo de entrada da mistura faz-se pela variação do tempo de abertura da válvula de admissão, minimizando-se as perdas por bombagem e, conseqüentemente, o consumo a baixas cargas e principalmente ao “ralenti” [140].

2. O cilindro possui apenas um par de válvulas, i.e, uma válvula de admissão e uma de escape; na realidade, o motor Prince de 1.6L é de 16 válvulas, ou seja, dois pares de válvulas por cilindro.

Foi necessário adoptar estes pressupostos, tendo em conta as características do modelo. Com efeito, apesar de utilizar as equações da dinâmica de gases compressíveis para modelação do sistema de abertura e fecho de válvulas, o modelo é bastante sensível à alteração destes parâmetros, o que acarreta perda de convergência e colapso, em casos extremos.

Optou-se, portanto, por uma estratégia mais sensata de manter o número de pares de válvulas por cilindro (uma para admissão e outra para o escape) do motor K-75 e multiplicar as suas dimensões pelo factor de escala S .

No que diz respeito aos tempos de abertura e fecho de cada uma das válvulas, foram adoptados os valores típicos destes parâmetros para o motor em estudo (tabela 10):

Tabela 10 - Eventos das válvulas

IVO	5 [°CA]	BTDC (Before Top Dead Centre)
IVC	45 [°CA]	ABDC (After Bottom Dead Centre)
EVO	50 [°CA]	BBDC (Before Bottom Dead Centre)
EVC	5 [°CA]	ATDC (After Top Dead Centre)
Duração da admissão	230 [°CA]	=180° + IVO + IVC
Duração do escape	235 [°CA]	=180° + EVO + EVC
Overlap	10 [°CA]	= EVC + IVO

Apenas surgem no front-end os quatro primeiros parâmetros, sendo os restantes calculados. Estes parâmetros são referidos em termos de ângulos da cambota em relação ao PMS ou ao PMI, conforme o caso, pelo que os valores negativos de IVO e de EVO que surgem no front-end, indicam que as válvulas de admissão e escape abrem antes do PMS e do PMI, respectivamente.

Para uma melhor compreensão dos tempos de aberturas e fecho de válvulas e da sua relevância, atente-se na figura 73 (adaptada de [140, 194]). Algumas notas prévias sobre esta figura:

- Trata-se de um exemplo meramente ilustrativo; a escala não visa representar o real valor dos ângulos envolvidos.
- A terminologia é apresentada em inglês, por ser menos ambígua e por representar melhor as variáveis do modelo (todo o código do modelo e do front-end foi alterado para inglês).
- Os tempos do motor são representados pela respectiva cor e que consta da legenda, para não sobrecarregar visualmente a figura.
- A figura visa apenas representar os tempos de aberturas e fecho de válvulas, não sendo representado o avanço à ignição, dado que não é pertinente para a análise em questão; além disso, o avanço à ignição será variável (bem como a duração da combustão), sendo definido no módulo da combustão. No entanto, fica a nota, de que deveria ser representado, como parte integrante do tempo de compressão.

Válvula de admissão

A válvula de admissão encontra-se aberta durante todo o percurso do pistão desde PMS a PMI, abrindo ligeiramente antes do primeiro (IVO = - 5 ° [CA]) e fechando bastante depois do último (IVC = 45 [°CA]). O avanço à abertura da admissão (diferença entre TDC e IVO) serve para “lavar” o cilindro dos gases queimados; a inércia dos gases de escape a sair a elevada velocidade do cilindro provoca a aspiração do ar de admissão, arrastando consigo os gases de escape.

O atraso em relação ao fecho da válvula (diferença entre IVC e PMI), é um parâmetro extremamente importante no funcionamento de um MCI, dado que, se for bem projectado pode permitir eficiências volumétricas superiores à unidade, aumentando a potência e o binário do motor. Com efeito, a elevada velocidade do ar a entrar no cilindro, gera inércia, o que leva a que a mistura continue a entrar no cilindro durante o curso ascendente do pistão, mesmo que a sua pressão seja superior. Ao fechar-se a válvula de admissão durante um dos picos de pressão, pode admitir-se uma massa de ar superior à que caberia no cilindro a essa pressão, i.e., uma eficiência volumétrica superior à unidade [140].

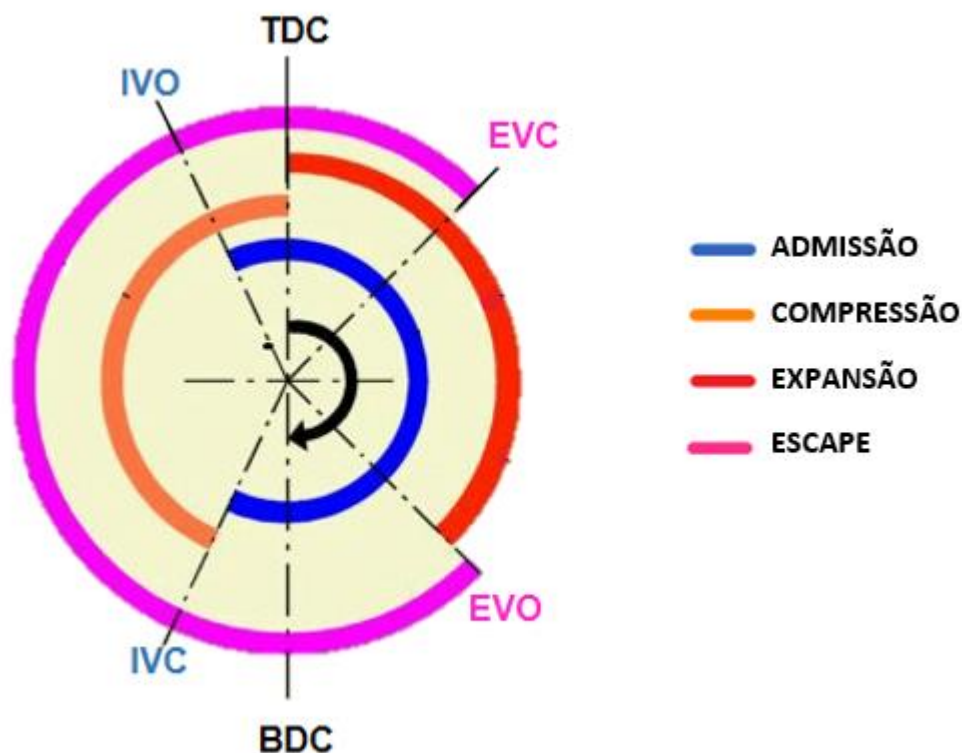


Figura 73 - Diagrama de aberturas e fecho de válvulas

Válvula de escape

A abertura da válvula de escape dá-se muito antes do pistão chegar a PMI ($EVO = -50 [^{\circ}CA]$), para permitir que a maioria dos gases de escape abandone o cilindro o mais possível, diminuindo a resistência do pistão durante o curso ascendente (perdas por bombagem). A válvula fecha depois do PMS ($EVC = 5 [^{\circ}CA]$), para permitir a lavagem completa da câmara de combustão.

O período em que coincidem ambas as válvulas abertas denomina-se de *overlapping* (diferença entre EVC e IVO), sendo uma consequência da necessidade do avanço à admissão e atraso no fecho do escape, conforme mencionado acima.

Após a definição de todos estes parâmetros, procedeu-se à compilação dos mesmos, por forma a obter-se uma folha de cálculo Excel para o motor de 1.6L estruturalmente idêntica à do K-75, que será então importada para o front-end, minimizando-se erros de preenchimento por parte do utilizador e uniformizando todo o processo. O resultado pode ser visto na tabela 11.

De realçar novamente, que ambas as folhas de cálculo se encontram em inglês por imperativos de universalização e desambiguação do modelo.

Tabela 11 - Parâmetros de entrada do modelo relativos ao motor 1.6L

Motor K -75			
Geometria		Intake Valves	
Nº de Cilindros	4	Nº de válvulas/Cilindro	1
Curso [mm]	80	Diâmetro das válvulas [mm]	41
Diâmetro do pistão [mm]	80	Altura máxima de abertura [mm]	11
Comprimento da biela [mm]	123	Diâmetro da sede da válvula [mm]	36
Taxa de compressão	11	Intake Valve Opens (IVO) [° CA]	-5
Nº de apoios da cambota	5	Intake Valve Closes (IVC) [° CA]	45
Nº de apoios da árvore de cames	5	Dwell	0
Nº de árvores de cames	2	Exhaust Valves	
Diâmetro dos apoios da cambota [mm]	35	Nº de válvulas/Cilindro	1
Comprimento dos apoios da cambota [mm]	26	Diâmetro das válvulas [mm]	35
Diameter Connecting Rod Journal [mm]	48	Altura máxima de abertura [mm]	11
Width Connecting Rod Journal [mm]	25,5	Diâmetro da sede da válvula [mm]	30
		Exhaust Valve Opens (EVO) [° CA]	50
		Exhaust Valve Closes (EVC) [° CA]	5
		Dwell	0

6.4.3.2. Fase de simulação do modelo

Finda a etapa de determinação dos parâmetros de entrada do modelo relativos ao motor, é possível iniciar a fase de simulação. Será apresentada, de seguida, uma figura referente à parte dos parâmetros de entrada do modelo (*inputs*), por forma a tornar a compreensão deste processo mais simples, bem como identificar os passos que o utilizador deverá seguir.

Procedimento

1. Selecção do ficheiro Excel de entrada, relativo aos parâmetros geométricos. Após o carregamento deste ficheiro todos estes parâmetros serão imediatamente preenchidos no front-end.
2. Modificação da configuração da árvore de cames (por defeito, surge já a DOHC).
3. Introdução da carga do motor para a qual se pretende realizar a simulação.
4. Alteração dos parâmetros de calibração para um dado binómio (carga e rotação do motor), caso desejável. O modelo importa, por defeito, dois ficheiros Excel com estes parâmetros já otimizados. No entanto, é também possível alterar um dos estes parâmetros em particular, caso se pretenda avaliar a sua influência nos resultados.
5. Selecção do modelo Simulink a utilizar; esta opção surge da existência de vários modelos à data de início deste trabalho. Além disso, é possível testar modelos que derivam do modelo base e que apresentam algum tipo de especificidade. No futuro, poderá ser incluído um modelo para Diesel, sendo útil esta funcionalidade, já que nada disto implica alteração do código do front-end.
6. Definição do número de ciclos a realizar; representa o número de iterações a realizar para o mesmo binómio carga/rotação do motor. O aumento do número de ciclos atenua as flutuações devido às condições iniciais impostas ao modelo, minimizando-se os erros daí associados; no entanto, dado que aumenta na mesma proporção o tempo computacional, deverá ser estabelecido um compromisso entre a precisão requerida e o tempo de simulação.
7. Definição da gama de rotações que se pretende simular e do incremento entre cada uma delas.
8. Premindo-se o botão “*Spark Ignition Cycle*” inicia-se a execução do programa. São calculados os parâmetros da combustão através do modelo em Excel para o efeito, recorrendo à linguagem de programação Java. Estes parâmetros surgem depois no front-end (a vermelho), iniciando-se automaticamente de seguida, a simulação do modelo do MCI.

INPUTS

Engine: 1.6L_proporcional_final_seat_diam_Real.xlsx (Choose File)

Engine Name: 1.6L

Geometry

- No. Cylinders: 4
- Stroke [mm]: 80
- Bore [mm]: 80
- Connecting Rod [mm]: 123
- Compression Ratio: 11
- No. Main Bearings: 5
- Diam. Main Bearing [mm]: 35
- Width Main Bearing [mm]: 26
- Diam. Cnct. Rod Jornal [mm]: 48
- Width Cnct. Rod Jornal [mm]: 25.5

Intake Valves

- No. Valves / Cyl: 1
- Diam. of valves [mm]: 41
- Max opening [mm]: 11
- Seat diameter [mm]: 36
- I V O [° CA]: -5
- I V C [° CA]: 45
- Dwell: 0

Exhaust Valves

- No. Valves / Cyl: 1
- Diam. of valves [mm]: 35
- Max opening [mm]: 11
- Seat diameter [mm]: 30
- E V O [° CA]: -50
- E V C [° CA]: 5
- Dwell: 0

Camshaft

- Type of Camshaft: DOHC
- No. bearings camshaft: 5
- No. camshafts: 2

Operation Conditions Inputs

- Inlet Air Temp. [K]: 293
- Lambda: 1
- Throttle (%): 100

COMBUSTION (Wiebe Function)

- Ignition advance [° CA]: -29
- a factor: 2.5
- Combustion Duration [° CA]: 41.4485
- m factor: 3.3372
- Maximum Work: 5130.0999
- Max Pressure at [° CA]: 9

Calibration Parameters

- Discharge Coeff. Param. (J1): 1.964
- P_Intake Param. (J2): 1.13

RUN SIMULATION

Simulink Model: GoodMod_K75_MR_MexCol_Cd-Ta_Bcalib_SeatDia (Choose File)

Open Simulink Scopes:

- At Simulation Start
- At simulation End

start time: 0, stop time: 0.25, time step: 0.00001

Increment: 500 [rpm], from 6000 to 6000 [rpm]

Nr. of cycles: 2, Automatic Mode: checked

Buttons: Spark Ignition Cycle, Diesel Cycle, STOP

1. Selecção do Ficheiro Excel de entrada, relativos aos parâmetros geométricos

2. Selecção do tipo de árvores de cames de entre as possibilidades

3. Introdução da carga do motor

4. Alteração dos parâmetros de calibração para um dado binómio (carga e rotação do motor), caso desejável

5. Selecção do modelo Simulink a utilizar

6. Definição do nº de ciclos a realizar (iterações para o mesmo binómio carga, rotação do motor)

8. Início da simulação

7. Definição da gama de rotações e do incremento entre elas

Figura 74 - Preenchimento dos parâmetros de entrada do front-end

Este é o procedimento típico para a execução do programa, existindo flexibilidade na sua utilização, como alteração de algum dos parâmetros geométricos, após o carregamento da folha Excel respectiva,

visualização de gráficos do modelo durante ou apenas no final da simulação, análise para a vizinhança de um ponto em específico (definido pelo *stop time*), entre outros.

Posto isto, foram realizadas algumas simulações do modelo a fim de avaliar a coerência e validade dos resultados para o motor 1.6L, bem como a sua convergência, i.e., a capacidade do modelo gerar dados consistentes com a variação dos parâmetros de entrada de forma sistemática. De facto, a sensibilidade que o modelo apresentava à variação de alguns parâmetros, como, por exemplo, a altura da válvula, por apenas décimas de milímetro eram preocupantes, incorrendo em perda de convergência (resultados totalmente desfasados do expectável e irrealistas, como potência ao veio negativa) ou mesmo colapso (a simulação era abortada).

Tornou-se, portanto, necessário efectuar uma análise metódica e exaustiva do modelo a fim de identificar e eliminar/corrigir as causas desta situação, sob pena de não ser possível a sua utilização. Baseado neste pressuposto, procedeu-se ao rearranjo e reformatação do modelo com a inclusão de comentários com as equações utilizadas e outras notas do autor deste modelo, e/ou do colaborador que procedeu a algumas modificações do modelo.

Esta estratégia simplifica imenso a compreensão efectiva do modelo e verificou-se bastante frutífera, dado que a inspecção visual permitiu detectar imediatamente algumas incoerências, como a definição incorrecta de variáveis, ou a sua incorrecta utilização. Além disso, a análise das equações do modelo permitiu a correcção de alguns pormenores também, que não estavam coerentes com as equações analíticas. Um dos exemplos mais paradigmáticos será o módulo do cálculo das massas que a um dado instante atravessam a fronteira do sistema e/ou se encontram contidas no cilindro, conforme o caso.

Com efeito, pode ver-se na figura 75, o estado original do módulo das massas. A análise deste módulo já não é de si simples, dada a sua complexidade intrínseca, facto que é agravado pelo arranjo e distribuição dos componentes de forma desorganizada. A plataforma Simulink, é por natureza, uma ferramenta de simulação/programação orientada a objectos, contornando o processo de codificação intensiva, o que facilita extraordinariamente a modelação de fenómenos complexos e que via assim, a sua maior valência degenerada.

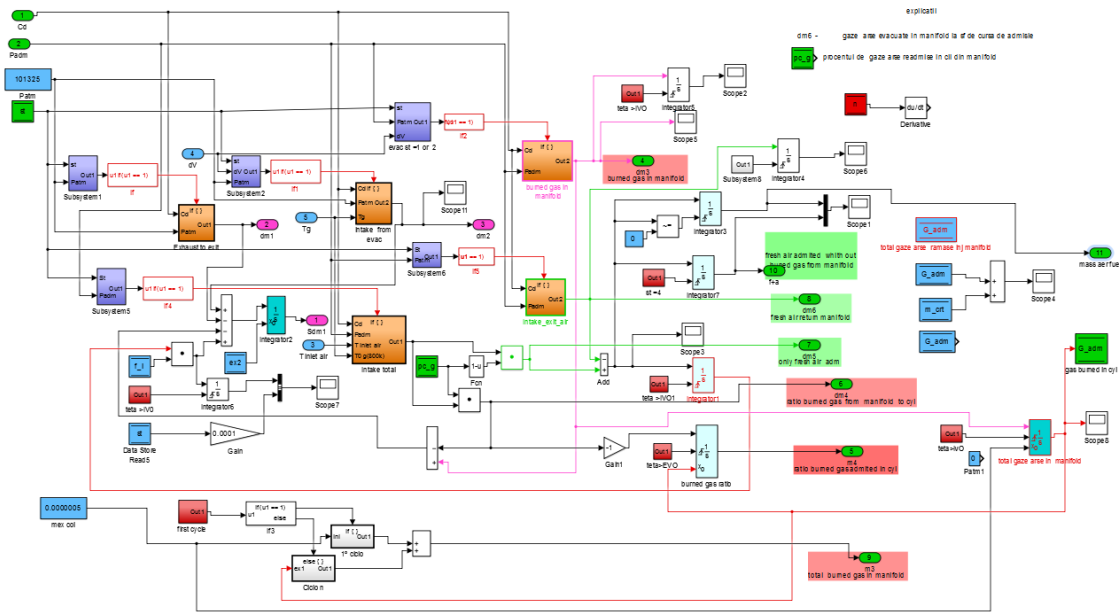


Figura 75 - Módulo do cálculo das massas (antes da formação)

Após a reformatação deste módulo (figura 76), foi possível rapidamente identificar as incoerências e/ou erros presentes. Com efeito, havia submódulos, nomeadamente os de admissão, que utilizavam como *input* a pressão atmosférica, quando deveriam utilizar a pressão de admissão, algo que para carga máxima não constituía um problema, não sendo por isso detectável, mas quando a restrição à entrada do ar, imposta pela válvula de borboleta (acelerador), fazia diminuir a pressão de admissão para cargas mais baixas, isso alterava substancialmente as massas em jogo, sem que houvesse essa repercussão pelo modelo. Relativamente à pressão de admissão, o seu cálculo também foi alterado, por forma a reflectir a sua variação com a posição da válvula borboleta e rotação do motor, o qual será alvo de discussão numa secção posterior.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

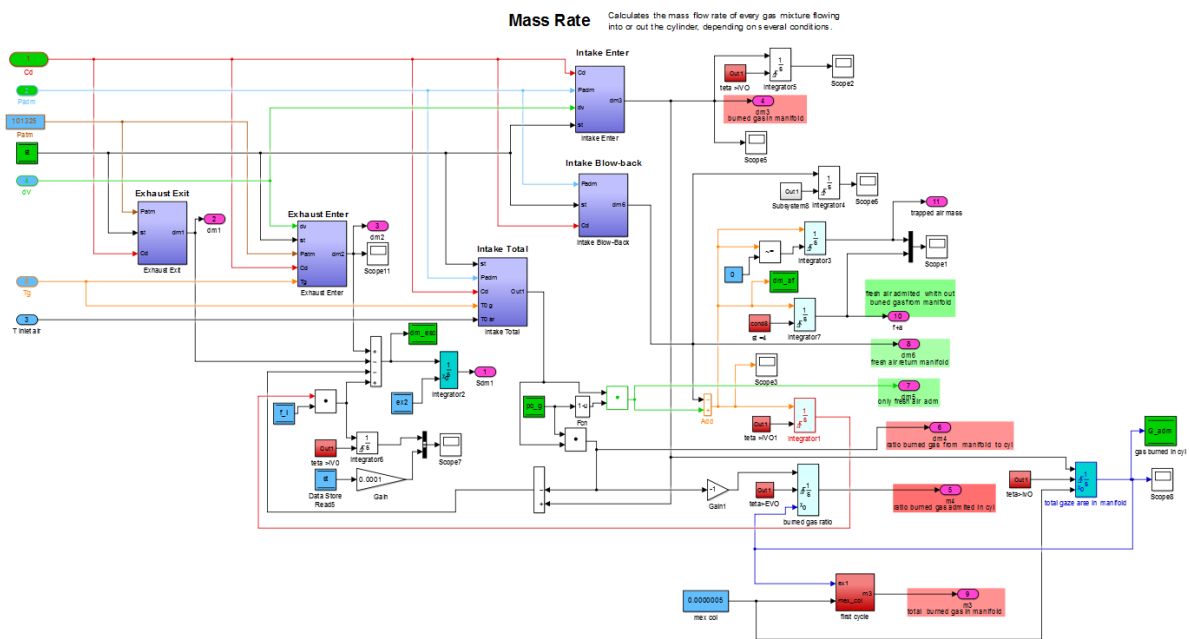


Figura 76 - Módulo do cálculo das massas (após reformatação)

Derivadas

Uma das grandes razões apontadas à perda de convergência do modelo foi uma formulação incorrecta do modelo nalguns pontos, nomeadamente na utilização de derivadas. O Simulink é uma plataforma que utiliza funções de transferência (transformada de Laplace) para modelar sistemas através da linearização dos parâmetros e processos envolvidos. De facto, uma derivada pode ser obtida por uma função de transferência equivalente de $(s/c*s+1)$ em que c é uma constante temporal bastante inferior ao tempo de execução mínimo do modelo (neste caso $1E-05$) [195].

Além disso, o cálculo numérico de derivadas requer uma definição adequada do seu domínio de aplicação, e pode implicar erros consideráveis nos pontos extremos (mínimos ou máximos), dado que por definição se trata de uma taxa de variação instântanea, o que pode originar em alguns casos descontinuidades na função linearizada. Por essa razão também, é bastante susceptível à presença de ruído no modelo (amplificando essas perturbações), e às condições iniciais, algo que num modelo dinâmico deste tipo, se torna bastante problemático.

A relação precisa entre a entrada e a saída deste bloco, é dada por [195]:

$$y(t) = \frac{\Delta u}{\Delta t} = \frac{u(t_i) - u(t_{i-1})}{t_i - t_{i-1}} \quad \text{com } t_i > t_{i-1} \quad (90)$$

Onde t_i é o instante de tempo actual da simulação e t_{i-1} é o instante de tempo imediatamente anterior e $u(t_i)$ e $u(t_{i-1})$ representando o sinal de entrada avaliado nesses respectivos instantes de tempo. A diferença entre t_i e t_{i-1} é, para o caso das derivadas, igual ao incremento temporal mínimo definido pelo método de resolução adoptado (solver). No caso dos métodos explícitos, este incremento temporal é fixo, e ao contrário de outros blocos, como os integradores, não existe uma acomodação do sinal a súbitas flutuações do mesmo, i.e., o solver não utiliza incrementos temporais menores quando existe uma variação abrupta do parâmetro de entrada do bloco da derivada.

Isto quer dizer que na prática, e na impossibilidade de reestruturação do modelo uma função de transferência do tipo mencionado acima seria preferível. No entanto, isto deverá ser utilizado em último recurso, pois numa grande parte dos casos, principalmente em modelos cujas derivadas pontuais possam atingir valores extremos, tal como o presente, esta solução não será viável.

Tipicamente, a formulação adequada de um modelo matemático envolve exclusivamente integração, pelo que, o procedimento correcto será sempre começar das derivadas de menor ordem e ir integrando sucessivamente e não o inverso. E na grande maioria dos casos, as derivadas podem evitadas com uma reformulação do modelo.

Com efeito, o caso mais problemático encontrava-se no módulo termodinâmico e dizia respeito à diferenciação dos calores específicos ($C_p(T)$ e $C_v(T)$), sendo os diferenciais utilizados no cálculo do diferencial de temperatura através das equações 50 e 51, respectivamente para o caso de válvulas fechadas (sistema fechado) ou válvulas abertas (sistema aberto). O diferencial de temperatura, bem como o seu integral (temperatura) são depois utilizados no cálculo do diferencial de pressão, através da equação 53, amplificando o erro e conduzindo à perda de convergência do modelo, ou no caso extremo, ao seu colapso.

Atente-se no processo de admissão; escrevendo a equação do calor específico, considerando os fluxos de massa presentes no cilindro em termos macroscópicos, pode obter-se com efeito:

$$c_{p,adm} = \frac{m_a \cdot c_{p,a} + m_f \cdot c_{p,f}}{m_{total,adm}} \quad (91)$$

em que os índices a e f referem-se, respectivamente, aos fluxos de ar de admissão (pode conter gases queimados) e combustível, sendo os calores específicos a pressão constante do ar de admissão e do combustível calculados pelas equações 62 e 61 respectivamente. Aqui pode ver-se já, um dos problemas da diferenciação da equação 91; ela é diferenciável em todo o domínio excepto zero.

Em termos físicos, é óbvio que a massa total contida no cilindro será sempre superior a zero; no entanto, em termos numéricos, no início da simulação esse valor será bastante baixo, condicionado pelo fluxo através das válvulas e pela condição inicial de overlapping, onde existe fluxo de massa por ambas as válvulas, e mediante certas condições, principalmente para velocidades de enchimento muito elevadas, o incremento temporal definido pelo bloco derivativo não consegue acomodar esta súbita variação de massa, conduzindo a um comportamento assintótico e conseqüente perda de convergência.

Poderia cair-se na tentação de dizer que a diminuição do incremento temporal resolveria esta situação; apesar de, geralmente, ter um efeito benéfico, se bem que à custa de um maior tempo computacional, *per se* não é condição que garanta a convergência do modelo, como foi comprovado nas simulações realizadas, em que houve perda de convergência para um incremento temporal dez vezes inferior.

De facto, como será explicado em maior detalhe mais à frente, o cálculo do fluxo de massa através das válvulas conjuntamente com a condição inicial de overlapping são os principais causadores desta situação, sendo este módulo extremamente sensível à variação dos parâmetros de entrada das válvulas, nomeadamente o diâmetro da sede e a sua altura.

Voltando novamente à equação 91, dado que todos os termos são diferenciáveis em ordem ao tempo é possível obter-se uma expressão para a derivada de $c_{p,adm}$, aplicando-se sucessivamente a regra do

quociente e do produto da derivada. Analogamente, o mesmo poderia ser feito para o calor específico a volume constante.

Este deveria ser o procedimento a adoptar, dado que, evita a utilização da diferenciação no modelo. Reconhece-se, no entanto, que a expressão obtida não é trivial, e que obrigava a substanciais alterações na formulação do modelo (em termos de organização e ordem de execução dos módulos). Além disso, há ainda a considerar três casos no módulo termodinâmico, relativamente à transferência de massa, nomeadamente o caso de válvulas fechadas, admissão e escape, sendo que seria necessário repetir este procedimento três vezes.

Em virtude da complexidade da implementação, do pouco tempo disponível e da não garantia de melhoria significativa dos resultados, esta opção foi abandonada. Porém, esta análise não foi de todo inútil; fica o apontamento para o futuro sobre o funcionamento da plataforma Simulink e do procedimento correcto para a modelação, bem como o método de implementação a aplicar, mas mais importante ainda, esta análise permitiu a identificação de duas das fontes de perturbação do modelo (derivadas e modelação do fluxo através das válvulas) e intrinsecamente sobre a necessidade de restringir os parâmetros de entrada a uma gama de valores bastante apertada no que se refere às válvulas, sob pena de rapidamente se obter resultados irrealistas e falaciosos.

Pressão de admissão

Tal como mencionado anteriormente (secção 6.2.1), quando os motores a ignição comandada operam em carga parcial, geralmente a admissão é restringida, pela utilização de uma válvula limitadora do ar (acelerador). Esta restrição produz um vácuo parcial no colector de admissão, de modo a que o motor possa funcionar estequiometricamente e com menor caudal de gasolina. A válvula limitadora mais comum em motores de ignição comandada é a válvula borboleta, sendo a adoptada neste modelo.

A pressão no colector de admissão é a resultante do efeito combinado de movimento descendente do pistão, que actua como uma bomba de sucção, sugando a mistura para dentro do cilindro, e da restrição ao escoamento causada pela válvula de borboleta. Compreende-se, por essa razão, que seja função da

rotação e da carga do motor. Por comodidade e conveniência (melhor correspondência com o modelo), a posição do acelerador passará a ser designada pela sua terminologia inglesa – “*throttle*”. No modelo original, apenas era considerado o efeito da restrição ao fluxo de ar imposto pela válvula borboleta, sendo a pressão de admissão calculada por:

$$p_{adm} = p_{atm} \quad \text{se } throttle \geq 80\% \quad (92)$$

$$p_{adm} = p_{atm} \left(0.9 \cdot \frac{throttle}{80} + 0.1 \right) \quad \text{se } throttle < 80\% \quad (93)$$

Na tabela 12 pode observar-se qual a pressão de admissão, em atm, calculada pelo modelo original para uma dada posição do acelerador (*throttle*) e rotação do motor:

Tabela 12 - Pressão de admissão do modelo original

		Pressão de admissão original [atm]									
		1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Throttle (%)	N [rpm]										
	10	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21
	20	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
	30	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
	40	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
	50	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
	60	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
	70	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
	80	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	100	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Os valores a amarelo representam os pontos aonde a pressão de admissão iguala a atmosférica. Pode verificar-se efectivamente que a pressão de admissão, para uma dada carga, não varia com a rotação do motor. Para modelar a passagem de ar pela válvula borboleta seria necessário utilizar a equação do escoamento incompressível quase-estático na passagem por uma restrição [140] (equação 67), sendo a área de passagem definida por uma relação cúbica entre área e posição, dada por [140]:

$$A_{adim} = a + bx + cx^2 + dx^3 \quad (94)$$

Em que:

- A_{adim} – Área adimensional (área/área máxima)
- a, b, c, d são constantes
- x – relação (adimensional) entre ângulo de abertura (ou altura de abertura) e ângulo máximo de abertura (ou altura máxima)

Pela equação 67, podemos observar que existem duas incógnitas, a pressão dentro do cilindro e no colectador de admissão, o que implicaria a resolução de um sistema de duas equações a duas incógnitas, bem como entrar em linha de conta com parâmetros geométricos da válvula, o que, não sendo objectivo do presente trabalho, foi posto de parte.

No entanto, dado que o cálculo da pressão de admissão pelo presente modelo não é satisfatório para cargas parciais, foi equacionada e implementada uma alternativa viável e razoável. Com efeito, foi utilizada uma equação semelhante à do modelo, mas com variação do parâmetro limitativo da pressão atmosférica (A), parâmetro esse que entra em consideração com a rotação do motor.

Concretizando, as equações e condições virão:

$$p_{adm} = p_{atm} \quad \text{se } throttle \geq A \quad (95)$$

$$p_{adm} = p_{atm} \left(0.9 \cdot \frac{throttle}{A} + 0.1 \right) \quad \text{se } throttle < A$$

Em que A é um factor limitativo da pressão atmosférica que varia linearmente entre 30 para 1500rpm e 100 para 6000rpm, resultando que a pressão de admissão seja a atmosférica para cargas superiores a 30% e rotação do motor de 1500 rpm e que apenas se igualem para 6000 rpm a WOT. Com base nestes pressupostos, foi determinada a equação da recta correspondente, do tipo $y=mx + b$ através de:

$$m = \frac{A_2 - A_1}{N_2 - N_1} \quad (96)$$

$$b = A_1 - m \cdot N_1 \quad (97)$$

Substituindo pelos respectivos valores obteve-se uma relação linear entre A e N, dada por:

$$A(N) = \frac{7}{450}N + \frac{20}{3} \quad (98)$$

Na tabela 13 está reproduzida a pressão de admissão corrigida, em atm. Os valores a amarelo representam os pontos onde as pressões de admissão e atmosférica se igualam e conforme se pode comprovar a pressão de admissão varia com a carga e rotação do motor.

Tabela 13 - Pressão de admissão corrigida

		Pressão de admissão corrigida [atm]									
		1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Throttle (%)	N [rpm]										
	10	0,40	0,34	0,30	0,27	0,25	0,23	0,22	0,21	0,20	0,19
	20	0,70	0,58	0,50	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,30	0,28
	30	1,00	0,81	0,69	0,61	0,54	0,49	0,45	0,42	0,39	0,37
	40	1,00	1,00	0,89	0,78	0,69	0,62	0,57	0,53	0,49	0,46
	50	1,00	1,00	1,00	0,94	0,84	0,75	0,69	0,63	0,59	0,55
	60	1,00	1,00	1,00	1,00	0,98	0,88	0,80	0,74	0,69	0,64
	70	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,92	0,85	0,78	0,73
	80	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,95	0,88	0,82
	90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,98	0,91
	100	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

A fim de se avaliar o erro cometido pela utilização do módulo original da pressão de admissão, foi calculado o erro relativo entre a pressão de admissão original e a corrigida, dado por:

$$\varepsilon_{rel} = \frac{P_{adm,orig} - P_{adm,corrig}}{|P_{adm,corrig}|} \quad (99)$$

O resultado pode ser visto na tabela 14. Os valores a amarelo representam os pontos onde não existe variação da pressão de admissão, independentemente da versão do modelo seleccionada. Os valores

negativos indicam os pontos onde a utilização da pressão original em detrimento da corrigida resulta numa subestimativa da pressão de admissão e os valores positivos aonde se verifica uma sobreestimativa. Como se pode observar, a utilização da pressão original é especialmente problemática para cargas e rotações mais baixas, onde a pressão de admissão é bastante subestimada.

Tabela 14 - Erro relativo entre a pressão de admissão original e a corrigida

		Erro relativo (%)									
		1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Throttle (%)	N [rpm]										
	10	-46,88	-37,17	-28,59	-20,93	-14,06	-7,87	-2,25	2,87	7,55	11,84
	20	-53,57	-43,62	-34,36	-25,71	-17,63	-10,04	-2,92	3,78	10,10	16,07
	30	-56,25	-46,30	-36,84	-27,84	-19,25	-11,07	-3,25	4,23	11,39	18,24
	40	-45,00	-45,00	-38,22	-29,03	-20,18	-11,66	-3,44	4,50	12,16	19,57
	50	-33,75	-33,75	-33,75	-29,80	-20,79	-12,04	-3,56	4,68	12,68	20,45
	60	-22,50	-22,50	-22,50	-22,50	-21,21	-12,32	-3,65	4,80	13,05	21,09
	70	-11,25	-11,25	-11,25	-11,25	-11,25	-11,25	-3,71	4,90	13,33	21,58
	80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,97	13,54	21,95
	90	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,22	9,89
	100	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Eficiência volumétrica

No decurso deste trabalho, foi modificado o módulo referente ao cálculo da eficiência volumétrica. Com efeito, a eficiência volumétrica representa a relação entre a quantidade de ar que se introduz no motor com aquela que lá caberia nas condições da admissão (pressão e temperatura) e, tal como mencionado anteriormente, embora não afecte directamente o rendimento do motor, condiciona as suas prestações, dado que, para condições de estequiometria, o aumento da massa de ar é seguido por um aumento proporcional da massa de combustível (mais calor), produzindo-se maior potência e, conseqüentemente, maior binário por ciclo.

A equação utilizada pelo modelo original para o cálculo da eficiência volumétrica é dada por [140]:

$$e_{vol} = \frac{\text{volume de ar que entra por ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{atm} \cdot V_V \cdot N} \cdot \frac{T}{2} \quad (100)$$

Em que:

- \dot{m}_{ar} – caudal mássico de ar por ciclo
- ρ_{atm} - massa volúmica do ar nas condições atmosféricas [kg/m^3]
- T – número de tempos do ciclo, pelo que, é necessário dividi-lo por 2.

No entanto, dado que, estava a ser utilizado no cálculo, a massa volúmica do ar nas condições atmosféricas e não nas condições de admissão, foi necessário corrigir este aspecto, reescrevendo-se a equação 100 como:

$$e_{vol} = \frac{\text{volume de ar que entra por ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{atm} \cdot V_V \cdot N} \cdot \frac{T}{2} \cdot \frac{P_{atm}}{P_{adm}} \quad (101)$$

Em que:

- ρ_{atm} - massa volúmica do ar nas condições atmosféricas [kg/m^3]
- P_{atm} – Pressão atmosférica [Pa]
- P_{adm} – Pressão de admissão [Pa]

Com efeito, a implementação da equação 100 no modelo original, não trazia problemas para pressões de admissão iguais à atmosférica, dado que o rácio P_{atm}/P_{adm} é igual a um, mantendo-se a validade dos resultados; porém, para pressões de admissão inferiores, cuja variação com a carga e a rotação foi determinada anteriormente, a eficiência volumétrica era subestimada de um valor inversamente proporcional a este rácio, o que obviamente se reflectia na subestimação das prestações do motor (potência, binário).

6.4.3.2.1. Metodologia de calibração

O modelo do MCI da Universidade do Minho [31], não prevê convenientemente o binário e a potência a alta rotação, dado que não utiliza equações que incluam os efeitos dinâmicos dos gases (sintonia e inércia) nos processos de admissão e escape. Para permitir a aferição conveniente das prestações do motor a alta rotação, com minimização do erro associado, foi realizada a calibração do modelo original

por Ribeiro [31], que visava aproximar os valores de potência e binário obtidos por este a um motor em específico.

Foram introduzidos para esse efeito dois parâmetros de calibração, B1 e B2. Contudo, estes parâmetros eram específicos deste motor, o que criava problemas ao funcionamento global do modelo, não podendo ser aplicados a um motor genérico.

Na última actualização efectuada ao modelo, ainda anterior ao presente trabalho, estes parâmetros foram corrigidos (C1 e C2), por forma a modelar mais fielmente as prestações de um qualquer motor. Estes foram introduzidos:

- ao nível do “respirar” do motor (C1); permite a variação da quantidade de ar que passa pela(s) válvula(s) de admissão afectando o coeficiente de descarga C_D , de modo a compensar os efeitos dinâmicos das colunas gasosas, extremamente importantes no resultado final das curvas de binário e potência.
- Afectando a pressão de admissão (C2), para permitir a entrada de uma maior quantidade de ar a alta rotação, em que os efeitos de inércias e sintonia das colunas gasosas elevam significativamente a eficiência volumétrica do motor, levando inclusivamente a que esta ultrapasse a unidade, como acontece no presente motor.

Tendo por base estes últimos parâmetros, foi estudado qual o melhor procedimento para os aplicar ao motor 1.6L, por forma a reflectir mais fielmente as prestações deste. Com efeito, no decurso desta análise verificou-se que a identificação e manipulação destes parâmetros não era, de todo, simples; de facto, antes deste trabalho não era possível determinar qual o valor dos parâmetros C1 e C2 de forma imediata, sendo necessário analisar cuidadosamente no modelo, as respectivas tabelas. Estas tabelas implementadas são de cariz interpolador, pelo que possuíam um valor limitado de cargas e rotações do motor, não permitindo, por isso, a sua pronta aferição, conforme se pode observar pela figura 77, para os parâmetros B1 (em cima) e B2 (em baixo).

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
Row		2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500
(1)	10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(2)	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(3)	30	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(4)	40	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(5)	50	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(6)	75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(7)	100	1.1764	1.1764	1.1764	1.1764	1.1764	1.329	1.5647	1.8176	1.964	2	2.009	2	2	2

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
Row		2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500
(1)	10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(2)	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(3)	30	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(4)	40	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(5)	50	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(6)	75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(7)	100	1.0047	1.002	1.004	1.007	1.007	1.01	1.02	1.0375	1.048	1.0667	1.079	1.0735	1.081	1.084

Figura 77 - Tabelas interpoladoras do modelo do MCI para o parâmetro B1 (em cima) e B2 (em baixo)

Tornou-se, portanto, premente idealizar uma estratégia que visasse a manipulação conveniente destes parâmetros. A solução encontrada passou novamente pela compilação destas tabelas para folhas de cálculo Excel, o que permite a sua replicação para análise específica de alguma variação destes parâmetros sem alterar significativamente a codificação do programa. De facto, as tabelas referentes a estes parâmetros são importadas de um directório específico e são “fornecidas” ao respectivo bloco no modelo. Com isso, garante-se a mesma funcionalidade de interpolação das tabelas do modelo, o que é extremamente útil para pequenas variações, sem obrigar a novo cálculo na folha Excel.

Além disso, já tinha sido avaliada a possibilidade de alterar algum destes parâmetros, directamente pelo utilizador no front-end, repercutindo-se essa alteração de forma proporcional para toda a gama de valores. Dados os excelentes resultados obtidos anteriores pela implementação em Java (cálculo iterativo dos parâmetro do módulo de combustão – secção 6.4.2.1), recorreu-se novamente a esta linguagem de programação para efectuar esta modificação. O resultado disto, surge para o utilizador, como uma secção no front-end denominada de *Calibration Parameters* (figura 78). Os valores apresentados por defeito, referem-se ao binómio (N=6000 rpm, WOT), sendo estes valores a alterar no front-end, marcando-se a respectiva caixa de selecção (de outra forma, estes valores não são alterados). De seguida, a linguagem Java trata de fornecer este valor ao Excel, alterar dinamicamente os restantes valores e importar a nova tabela para o programa.



Figura 78 - Parâmetros de calibração no front-end

Parâmetros de calibração

Após a análise dos parâmetros de calibração do modelo (C1 e C2) e da sua respectiva influência, bem como da estratégia de implementação a nível de programação, foi necessário desenvolver uma metodologia que permitisse determinar quais os valores destes parâmetros (J1 e J2) a utilizar, por forma a obter-se dados fidedignos e coerentes com o motor 1.6L.

Dado que os únicos dados disponíveis acerca deste motor são as curvas de desempenho para plena carga, a estratégia utilizada passou, numa primeira fase, pela aproximação dos valores de binário e potência obtidos pelo modelo aos das curvas do fabricante, para toda a gama de rotações com a válvula do acelerador totalmente aberta (WOT).

Os parâmetros de calibração J1 e J2 foram então ajustados para WOT por tentativa e erro, comparando-se os valores de potência e binário obtidos pelo modelo aos das curvas do fabricante. A aproximação exacta destes valores é impossível, e o refinamento exaustivo é impraticável, tendo sido estabelecido um erro máximo, em módulo, de 5%.

Para analisar o erro cometido na calibração, é necessário determinar o binário e a potência das curvas de desempenho do motor, para o mesmo vector de rotações testadas no modelo. Para esse efeito, recorreu-se novamente à spline cúbica de interpolação (secção 5.7.2.2.3) para o binário, sendo esta função de ajuste avaliada nos pontos supracitados. Seguidamente, é calculada a potência pela equação 20. Os resultados podem ser observados na tabela 15 e figura 79.

Tabela 15 - Comparação entre as curvas de desempenho do motor e as curvas do modelo para WOT (2 Ciclos)

Curvas de funcionamento do motor avaliadas for uma spline cúbica										
N [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
B [N.m]	125,52	130,16	135,71	143,31	151,78	157,99	159,45	155,15	145,78	137,37
P [kW]	19,72	27,26	35,53	45,02	55,63	66,18	75,14	81,24	83,96	86,31
Pontos obtidos pelo modelo										
B [N.m]	129,94	129,94	133,15	145,14	149,14	153,43	161,07	151,13	150,74	149,89
P [kW]	20,41	27,22	34,86	45,6	54,66	64,27	75,9	79,13	86,82	94,18
Erro Relativo (%)										
B	3,52	-0,17	-1,89	1,28	-1,74	-2,88	1,02	-2,59	3,4	9,11
P	3,52	-0,17	-1,89	1,28	-1,74	-2,88	1,02	-2,59	3,4	9,11

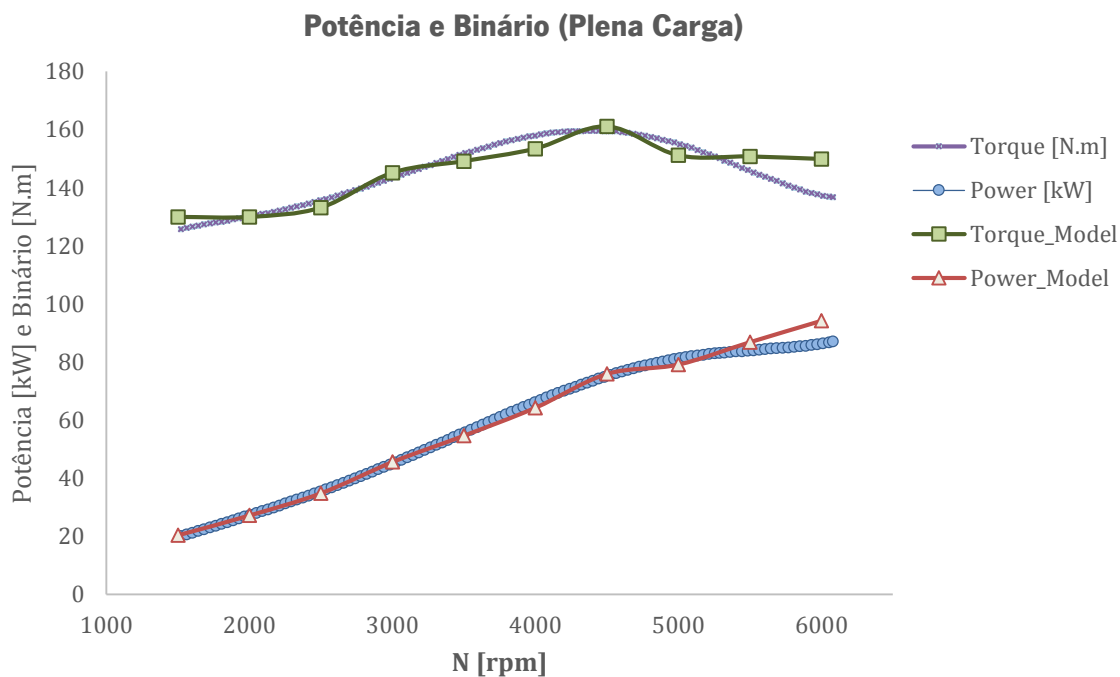


Figura 79 - Curvas de desempenho do motor e curvas obtidas pelo modelo para WOT (2 ciclos)

Conforme se pode observar a aproximação é razoavelmente satisfatória, excepto nos pontos de maior rotação, e em particular, para 6000 rpm, onde o erro excede 9%. Infelizmente, a minimização deste erro não foi possível nesta fase, dado que a alteração dos parâmetros de calibração neste ponto, produz

efeitos nefastos: a não convergência do modelo ou um erro relativo superior (em módulo). A fim de solucionar este aspecto, bem como outros que foram surgindo ao longo da simulação do modelo, foi adoptada outra estratégia, que se revelará mais coerente e consistente com os dados a obter, e a qual será analisada oportunamente. Por agora, mencionar-se-á somente o procedimento de calibração, dado que este é mantido, independentemente das modificações efectuadas.

Após a calibração do modelo para WOT, foram registados os respectivos valores dos parâmetros de calibração e da eficiência volumétrica, dado que estes serão utilizados para calibrar as restantes gamas de posições do acelerador (tabela 16).

Tabela 16 - Parâmetros de calibração e eficiência volumétrica para WOT

Parâmetros de calibração										
N [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
J1	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,964
J2	1,008	1,014	1,025	1,060	1,095	1,142	1,165	1,130	1,130	1,130
Eficiência Volumétrica (%)										
WOT	87,15	86,74	88,62	95,57	98,13	101,22	105,81	100,74	102,53	101,71

Por forma a ser possível a calibração do modelo para as restantes gamas de posições de acelerador, tornou-se necessário estabelecer uma regra que modelasse o comportamento do motor em condições reais de funcionamento. A regra estipulada, que se crê de mais fácil implementação e verificação, foi a da eficiência volumétrica como função da rotação do motor e da posição do acelerador. Para esse efeito, foi construída uma tabela de eficiência volumétrica expectável para cada binómio posição do acelerador/rotação. Por comodidade e conveniência, a posição do acelerador passará a ser designada pela sua terminologia inglesa – “*throttle*”.

De facto, esta regra já estava implementada aquando da calibração do modelo para WOT, e serve de base ao cálculo do parâmetro J2. Com efeito, anteriormente foi explicado o raciocínio para a calibração, sendo de seguida explicado o processo de obtenção dos valores dos parâmetros de calibração e a sua relação com a eficiência volumétrica para as restantes gamas de *throttle*.

Parâmetro J1 – Parâmetro do coeficiente de descarga

O parâmetro J1 afecta o coeficiente de descarga do fluido operante na passagem pela válvula de admissão e escape, visando a modelação da dinâmica das colunas gasosas, especialmente a elevadas rotações, onde este efeito é mais significativo. O coeficiente de descarga (C_D) é multiplicado por este valor, sendo aumentado (o seu valor é sempre superior a 1), o que por conseguinte leva a um aumento do caudal mássico de fluido operante que atravessa a válvula, conforme demonstrado pelas equações 67 e 69.

Dado que, a influência deste parâmetro na eficiência volumétrica obtida pelo modelo é reduzida (é necessário aumentar significativamente este parâmetro para se obter um ligeiro aumento da eficiência volumétrica) e dado que é impraticável analisar-se a variação dos dois parâmetros de calibração simultaneamente, assumiu-se este parâmetro como constante, i.e., para cada rotação do motor este parâmetro é constante ao longo de todas as gamas de throttle e igual ao de WOT, conforme se pode ver na tabela 17.

Tabela 17 - Parâmetro J1

Throttle (%) \ N[rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
10	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
20	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
30	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
40	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
50	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
60	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
70	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
80	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
90	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925
100	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,176	1,329	1,565	1,818	1,925

Parâmetro J2 – Parâmetro da pressão de admissão

O parâmetro J2 afecta a pressão de admissão e o seu propósito é o mesmo do parâmetro J1, ou seja, modelar o efeito dinâmico das colunas gasosas, conforme se pode verificar pelas equações 67 e 69. Dado que, o seu efeito é predominante sobre o do parâmetro J1, em termos da eficiência volumétrica obtida pelo modelo, optou-se por variar este parâmetro.

Atente-se, em primeira instância, na eficiência volumétrica expectável para este tipo de motor, no contexto deste modelo. Os motores que apresentam melhor aproveitamento dos efeitos dinâmicos das colunas gasosas, têm, tipicamente, diagramas de binário em forma de bossas de camelo, o que reflecte a variação da eficiência volumétrica, com o segundo pico a surgir, geralmente, ao dobro da velocidade de rotação do primeiro [140].

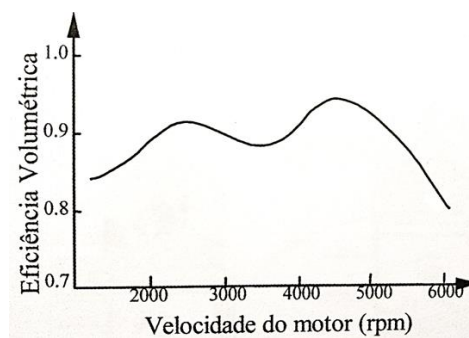


Figura 80 - Variação da eficiência volumétrica com a velocidade de rotação

Tendo por base este gráfico, é possível construir uma tabela de eficiência volumétrica para o motor 1.6L (tabela 18), com alguns pequenos ajustes. O principal prende-se, obviamente, com a necessidade da obtenção de eficiências volumétricas superiores à unidade, tal como verificado nos dados obtidos para WOT. Esta tabela preliminar contém as relações funcionais da eficiência volumétrica com a variação da abertura da válvula de acelerador e da rotação do motor, as quais devem verificadas, surgindo com as cores respectivas, na tabela 18. No entanto, conforme se pode verificar, a eficiência volumétrica não reflecte a obtida pelo modelo, sendo necessário ajustá-la. Para esse efeito, foi construída uma nova tabela, que mantém as relações funcionais desta e que servirá de base ao cálculo do parâmetro J2.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Tabela 18 - Tabela preliminar de eficiência volumétrica para o motor 1.6L

Throttle (%) \ N [rpm]	N [rpm]									
	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
WOT	0,60	0,85	1,10	1,00	0,97	0,98	1,10	1,20	0,97	0,93
90	0,60	0,85	1,10	1,00	0,97	0,98	1,10	1,20	0,97	0,93
80	0,60	0,85	1,10	1,00	0,97	0,98	1,10	1,20	0,97	0,93
70	0,60	0,85	1,10	1,00	0,97	0,98	1,10	1,20	0,97	0,93
60	0,60	0,85	1,10	1,00	0,97	0,98	1,10	1,08	0,85	0,81
50	0,60	0,85	1,10	1,00	0,85	0,86	0,96	0,96	0,73	0,70
40	0,60	0,85	0,96	0,88	0,73	0,74	0,83	0,84	0,61	0,58
30	0,50	0,71	0,83	0,75	0,61	0,61	0,69	0,72	0,49	0,47
20	0,40	0,57	0,69	0,63	0,49	0,49	0,55	0,60	0,36	0,35
10	0,30	0,43	0,55	0,50	0,36	0,37	0,41	0,48	0,24	0,23

	ef. volumétrica a WOT
	igual a WOT
	metade de a WOT
	interpolação e extrapolação

A tabela 18 foi então alocada na folha Excel correspondente ao parâmetro J2. Como seria necessário ainda, nesta fase preliminar, estimar os parâmetros de desempenho do motor (potência e binário) para WOT, foi estabelecido que a eficiência volumétrica máxima (correspondente ao binário máximo do motor - 4500 rpm) tomaria o valor inicial de 1 (tabela 19), sendo as restantes rotações proporcionais a esta, e como se pode verificar os resultados não diferem muito das eficiências volumétricas obtidas para WOT.

Tabela 19 - Eficiência volumétrica estimada para o cálculo do parâmetro J2

Throttle (%) \ N [rpm]	N [rpm]									
	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
10	0,44	0,44	0,44	0,46	0,35	0,37	0,38	0,39	0,24	0,24
20	0,58	0,58	0,55	0,57	0,47	0,49	0,50	0,49	0,36	0,36
30	0,73	0,73	0,66	0,68	0,59	0,61	0,63	0,58	0,49	0,49
40	0,87	0,87	0,77	0,80	0,71	0,74	0,75	0,68	0,61	0,61
50	0,87	0,87	0,88	0,91	0,82	0,86	0,88	0,78	0,73	0,73
60	0,87	0,87	0,88	0,91	0,94	0,98	1,00	0,87	0,85	0,85
70	0,87	0,87	0,88	0,91	0,94	0,98	1,00	0,97	0,97	0,97
80	0,87	0,87	0,88	0,91	0,94	0,98	1,00	0,97	0,97	0,97
90	0,87	0,87	0,88	0,91	0,94	0,98	1,00	0,97	0,97	0,97
100	0,87	0,87	0,88	0,91	0,94	0,98	1,00	0,97	0,97	0,97

O mesmo procedimento foi realizado para o ponto de potência máxima às 6000rpm, sendo registado o respectivo parâmetro de calibração. Por conveniência de cálculo e dado que este é o parâmetro que é apresentado no front-end para modificação de toda a tabela do parâmetro J2, todos os restantes pontos foram calculados para WOT relacionados ao ponto de potência máxima. Com efeito, o parâmetro J2 da linha de WOT pode ser calculado por:

$$J_{2(WOT,j)} = \frac{J_{2(WOT,6000)}}{e_{vol(WOT,6000)}} \cdot e_{vol(WOT,j)} \quad (102)$$

Onde $J_{2(WOT,6000)}$ foi calculado pela presente equação, mas referindo-se ao ponto de binário máximo, e a eficiência volumétrica é dada pela tabela 19.

Após serem obtidos os parâmetros de calibração para WOT, que correspondem aos pontos cuja aproximação entre as curvas de desempenho do motor e as obtidas pelo modelo é satisfatória, os valores da tabela de eficiência volumétrica (tabela 19) são fixados, obtendo-se os das restantes posições do acelerador através das relações funcionais estabelecidas pela cor respectiva.

Para todos os pontos cuja eficiência volumétrica é igual à da respectiva rotação para WOT, o parâmetro de calibração virá igual (a tom alaranjado na tabela 19), mas dado que existe variação da eficiência volumétrica nos restantes pontos, é necessário analisar a variação da eficiência volumétrica dada pelo modelo fora destes pontos. Com efeito, verificou-se, após algumas simulações, que, para 50% throttle, a variação de 0.004 do parâmetro J2 resulta na variação de 1% da eficiência volumétrica, sendo então introduzido este factor para cálculo do respectivo parâmetro J2.

Pode generalizar-se esta relação para todas as restantes gamas de throttle, pela equação:

$$J_{2(i,j),i \neq WOT} = J_{2(WOT,j)} - \left[e_{vol(WOT,j) FE} \cdot \left(1 - \frac{e_{vol(i,j)}}{e_{vol(WOT,j)}} \right) \cdot 0.004 \right] \quad (103)$$

Onde:

- $e_{vol(WOT,j) FE}$ – corresponde à eficiência volumétrica obtida no front-end (modelo) para WOT.

- $\frac{e_{vol(i,j)}}{e_{vol(WOT,j)}}$ – rácio entre as eficiências volumétricas dadas na tabela para a mesma rotação e throttles diferentes. Como se pode verificar nos pontos onde este rácio é 1, o parâmetro J2 virá igual ao de WOT para a mesma rotação, tal como pretendido.

É possível então calcular os restantes parâmetros de calibração pela equação 103, sendo apresentados na tabela 20. Conforme se pode observar (pelo esquema de cores), a relação empírica dada pela equação 103, é bastante satisfatória. As excepções são os pontos a azul, que, devido à falta de convergência do modelo obrigaram a uma ligeira modificação, e os pontos a roxo, referentes à linha de 20% throttle, pois, como não foi possível obter valores abaixo dos 25% de throttle, optou-se por sobreestimar ligeiramente estes pontos por forma a se obter a linha de 25% throttle, sem ser necessário introduzi-la na folha de cálculo em Excel (o que levaria à necessidade da alteração da codificação do programa).

Tabela 20 - Parâmetro J2

Throttle (%) \ N [rpm]	N [rpm]									
	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
10	0,84	0,84	0,85	0,87	0,84	0,89	0,90	0,89	0,82	0,82
20	0,84	0,87	0,86	0,90	0,88	0,96	0,96	0,93	0,84	0,84
30	0,96	0,96	0,94	1,00	0,94	0,99	1,01	0,98	0,92	0,93
40	1,02	1,01	0,99	1,02	1,02	1,04	1,06	1,01	0,98	0,98
50	1,02	1,01	1,03	1,06	1,04	1,09	1,11	1,05	1,03	1,03
60	1,02	1,01	1,03	1,06	1,10	1,14	1,16	1,09	1,08	1,08
70	1,02	1,01	1,03	1,06	1,10	1,14	1,16	1,13	1,13	1,13
80	1,02	1,01	1,03	1,06	1,10	1,14	1,16	1,13	1,13	1,13
90	1,02	1,01	1,03	1,06	1,10	1,14	1,16	1,13	1,13	1,13
100	1,02	1,01	1,03	1,06	1,10	1,14	1,16	1,13	1,13	1,13

A eficiência volumétrica expectável para cada binómio (N,Throttle) é calculada por:

$$e_{vol,exp(i,j)} = \frac{e_{vol(i,j)}}{e_{vol(WOT,j)}} \cdot e_{vol,exp(WOT,j),FD} \quad (104)$$

Onde $e_{vol(i,j)}$ e $e_{vol(WOT,j)}$ são dados pela tabela 19 e $e_{vol,exp(WOT,j),FD}$ diz respeito à eficiência volumétrica obtida pelo modelo para WOT e que consta da tabela 16.

É agora possível calcular o erro relativo entre a eficiência volumétrica esperada e a que é obtida efectivamente pelo modelo por:

$$\varepsilon_{rel} = \frac{e_{vol(i,j),modelo} - e_{vol,exp(i,j)}}{e_{vol,exp(i,j)}} \quad (105)$$

6.4.3.2.2. Convergência do modelo

Conforme observado nas secções anteriores, a convergência do modelo para as simulações realizadas, em termos computacionais é verificada, i.e., não são gerados erros computacionais e os valores obtidos são coerentes e consistentes, com os cálculos analíticos de quase todos os parâmetros de saída do modelo.

No entanto, para verificação da condição de convergência numérica do modelo, é necessário calcular o erro obtido entre os parâmetros calculados na iteração $i+1$ e i . As iterações envolvidas dizem respeito, não ao tempo incremental do modelo (iterações do solver), mas sim ao número de ciclos completos do motor. As simulações anteriores foram efectuadas para dois ciclos motores, sendo necessário comparar os resultados obtidos para mais ciclos. Convém mencionar que o tempo computacional é quase duplicado por cada ciclo adicional simulado, sendo necessário estabelecer um compromisso entre precisão requerida/erro associado e tempo computacional.

Esta possibilidade já tinha sido equacionada, sendo mais facilmente observada na análise da temperatura dos gases contidos no cilindro (figura 81). Foram simulados quatro ciclos motores, facilmente identificáveis pelos picos de temperatura. Conforme se pode verificar, a simulação para dois ciclos é manifestamente insuficiente, sendo que, por volta dos três ciclos a temperatura começa a estabilizar. Este é um indicador interessante no contexto do compromisso entre precisão requerida e tempo computacional. Não obstante, foram realizadas simulações para três e quatro ciclos para a gama de WOT, a fim de se quantificar o erro e verificar/refutar esta intuição.

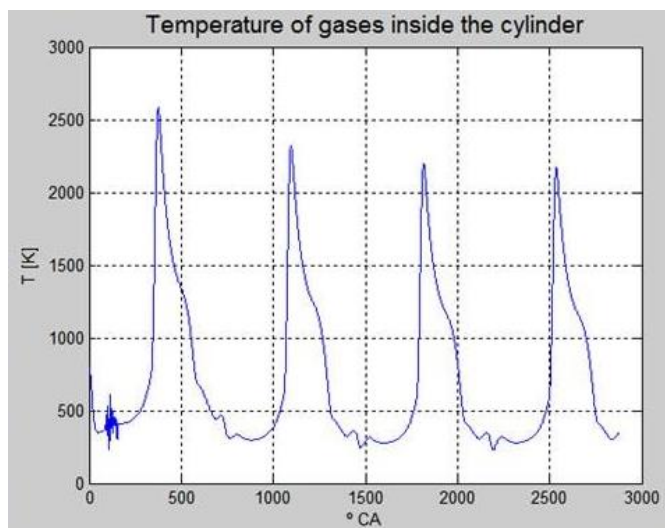


Figura 81 - Temperatura dos gases dentro do cilindro para 4 ciclos

O primeiro teste para três ciclos para a série de WOT, revelou uma diminuição dos valores dos parâmetros de desempenho, nomeadamente binário e potência, pelo que foi necessário proceder a uma recalibração do modelo, por forma a verificar-se a aproximação destes parâmetros aos das curvas do fabricante.

Com efeito, esta recalibração, que obedece aos pressupostos de cálculo mencionados anteriormente, revelou-se bastante útil, dado que permitiu uma melhor aproximação dos parâmetros de desempenho obtidos pelo modelo às curvas do fabricante (figura 82). Isto deve-se, em parte, à maior flexibilidade de alteração dos parâmetros e maior sensibilidade, i.e., a uma menor variação do parâmetro de calibração corresponde uma menor variação do binário e da potência obtidos, algo que anteriormente estava condicionado pelo menor número de iterações do solver, o que não permitia a acomodação destas pequenas variações.

Como resultado desta recalibração, os parâmetros de desempenho calculados pelo modelo apresentam um erro máximo de 2,16 % (tabela 21), sendo uma aproximação muito mais satisfatória às curvas experimentais dos fabricantes, o que aumenta a confiança acerca da aptidão do modelo para modelar o motor de 1.6L e, conseqüentemente, dos dados obtidos por este.

Tabela 21 - Comparação entre as curvas de desempenho do motor e as curvas do modelo para WOT (3 Ciclos)

Curvas de funcionamento do motor avaliadas for uma spline cúbica										
N [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
B [N.m]	125,52	130,16	135,71	143,31	151,78	157,99	159,45	155,15	145,78	137,37
P [kW]	19,72	27,26	35,53	45,02	55,63	66,18	75,14	81,24	83,96	86,31
Pontos obtidos pelo modelo										
B [N.m]	128,23	130,51	137,20	144,63	151,27	157,41	160,58	156,24	145,86	139,76
P [kW]	20,14	27,33	35,92	45,44	55,45	65,94	75,67	81,81	84,01	87,81
Erro Relativo (%)										
B	2,16	0,27	1,10	0,92	-0,33	-0,37	0,71	0,70	0,06	1,74
P	2,16	0,27	1,10	0,92	-0,33	-0,37	0,71	0,70	0,06	1,74

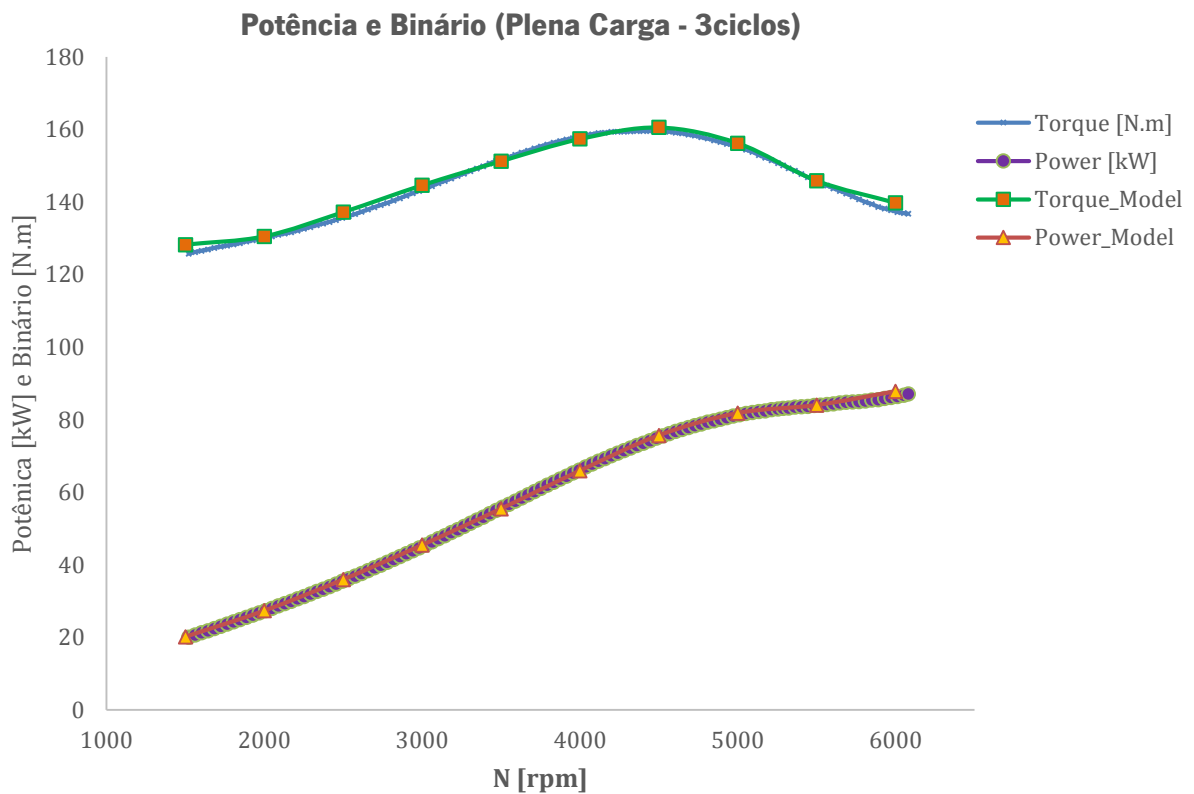


Figura 82 - Curvas de desempenho do motor e curvas obtidas pelo modelo para WOT (3 ciclos)

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Após a recalibração para WOT, é possível analisar-se o erro relativo entre todos os parâmetros de saída do modelo para dois e três ciclos. Na tabela 22 (que é gerada automaticamente pelo programa como output), são apresentados os parâmetros de saída do modelo para WOT com 2 ciclos motores simulados.

Tabela 22 – Parâmetros de saída do modelo para WOT (2 ciclos)

Throttle [%]		100 (2 ciclos)								
N_Engine [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Intake Pressure [bar]	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
Vol_effic (%)	87,15	86,74	88,62	95,57	98,13	101,22	105,81	100,74	102,53	101,71
Therm_effic	0,33	0,33	0,33	0,34	0,34	0,33	0,34	0,33	0,32	0,33
bfsc [g / kW*h]	246,70	245,54	244,81	242,20	242,02	242,65	241,63	245,19	250,19	249,61
Torque [N.m]	129,94	129,94	133,15	145,14	149,14	153,43	161,07	151,13	150,74	149,89
Shaft Power [kW]	20,41	27,22	34,86	45,60	54,66	64,27	75,90	79,13	86,82	94,18
Trap. Comp. Ratio	8,68	8,64	8,83	9,52	9,77	10,08	10,54	10,03	10,21	10,13
T max [K]	2447,49	2400,27	2368,64	2343,93	2314,99	2301,36	2294,69	2283,27	2404,02	2318,69
P max [bar]	84,11	81,60	82,52	87,94	88,50	91,26	94,06	89,26	89,02	87,94
PRESSURES [bar]										
bmep_o	10,15	10,15	10,40	11,34	11,65	11,99	12,58	11,81	11,78	11,71
bmep_n	10,15	10,15	10,40	11,34	11,65	11,99	12,58	11,81	11,78	11,71
imepp	10,91	10,96	11,27	12,28	12,66	13,08	13,76	13,08	13,15	13,19
fmepp	0,76	0,81	0,87	0,94	1,01	1,09	1,18	1,27	1,37	1,48
pmepp	-0,11	-0,17	-0,22	-0,26	-0,31	-0,35	-0,35	-0,29	-0,23	-0,22
CONDITIONS AT EVO										
P [bar]	4,41	4,51	4,69	5,11	5,33	5,55	5,83	5,58	5,63	5,65
T [K]	1148,25	1165,01	1174,85	1184,39	1193,36	1198,45	1209,94	1218,15	1286,03	1259,18
Cp Exhaust [J/(kg*K)]	1310,34	1314,11	1316,32	1318,46	1320,47	1321,62	1323,95	1325,59	1339,16	1333,79
POWERS [kW]										
Fuel	61,96	82,23	105,01	135,90	162,80	191,91	225,69	238,76	267,29	289,27
Heat Transfer	12,61	15,63	18,78	22,53	25,68	29,22	32,70	34,75	39,53	40,97
Friction	1,53	2,17	2,91	3,77	4,74	5,86	7,12	8,54	10,12	11,87
Fuel - Shaft - HT - Friction	27,41	37,22	48,46	64,01	77,71	92,56	109,97	116,34	130,83	142,26
MASS										
A/F Ratio	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03
Air MFR [g/s]	21,03	27,90	35,64	46,10	55,24	65,10	76,58	80,99	90,70	98,11
Fuel MFR [g/s]	1,40	1,86	2,37	3,07	3,67	4,33	5,09	5,39	6,03	6,53
Exhaust MFR [g/s]	22,43	29,76	38,01	49,17	58,91	69,43	81,67	86,38	96,73	104,64
COMBUSTION (Wiebe)										
Ignition Advance [°CA]	-19,50	-22,00	-24,00	-25,50	-26,00	-27,00	-27,50	-28,00	-28,50	-28,50
Duration [°CA]	26,12	30,16	32,81	34,77	36,46	37,69	38,78	39,70	40,49	41,24
m-factor	4,31	4,11	3,96	3,83	3,71	3,62	3,54	3,46	3,40	3,33
Max Pressure at [°CA]	7,50	8,50	8,50	8,50	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00
CALIBRATION PARAMETERS										
J1	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,33	1,56	1,82	1,96
J2	1,01	1,01	1,03	1,06	1,10	1,14	1,16	1,13	1,13	1,13
CYCLE DATA										
Cycle time [s]	0,16	0,12	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04
Computational time [s]	1083,90	809,62	648,20	541,72	464,49	407,52	362,20	323,35	295,52	268,82

Na tabela 23, são apresentados os mesmos parâmetros de saída mas agora para 3 ciclos.

Tabela 23 - Parâmetros de saída do modelo para WOT (3 ciclos)

Throttle [%]		100 (3 ciclos)								
N_Engine [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Intake Pressure [bar]	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
Vol_effic (%)	85,57	86,29	89,95	94,31	98,25	102,28	104,33	102,54	97,29	94,93
Therm_effic	0,33	0,33	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,33	0,33
bfsc [g / kW*h]	245,48	243,20	241,15	239,87	238,91	239,01	238,99	241,41	245,34	249,86
Torque [N.m]	128,23	130,51	137,20	144,63	151,27	157,41	160,58	156,24	145,86	139,76
Shaft Power [kW]	20,14	27,33	35,92	45,44	55,45	65,94	75,67	81,81	84,01	87,81
Trap. Comp. Ratio	8,52	8,59	8,96	9,39	9,79	10,19	10,39	10,21	9,69	9,45
T max [K]	2399,01	2342,57	2304,79	2277,97	2246,43	2230,00	2217,07	2227,59	2224,75	2252,33
P max [bar]	83,48	82,10	84,74	88,32	90,16	93,76	94,54	91,95	87,22	84,04
PRESSURES [bar]										
bmp_o	10,02	10,20	10,72	11,30	11,82	12,30	12,55	12,21	11,40	10,92
bmp_n	10,02	10,20	10,72	11,30	11,82	12,30	12,55	12,21	11,40	10,92
imepp	10,78	11,01	11,59	12,24	12,83	13,39	13,73	13,48	12,77	12,39
fmepp	0,76	0,81	0,87	0,94	1,01	1,09	1,18	1,27	1,37	1,48
pmepp	-0,11	-0,16	-0,20	-0,25	-0,30	-0,36	-0,36	-0,32	-0,32	-0,31
CONDITIONS AT EVO										
P [bar]	4,37	4,54	4,83	5,13	5,42	5,70	5,84	5,75	5,48	5,37
T [K]	1125,44	1137,49	1144,45	1150,22	1157,28	1160,86	1167,76	1184,56	1189,29	1210,30
Cp Exhaust [J/(kg*K)]	1305,22	1307,93	1309,49	1310,78	1312,37	1313,17	1314,72	1318,50	1319,56	1324,02
POWERS [kW]										
Fuel	60,84	81,80	106,59	134,11	163,00	193,93	222,54	243,01	253,63	269,99
Heat Transfer	12,27	15,22	18,45	21,86	25,07	28,59	31,48	33,94	35,29	37,54
Friction	1,53	2,17	2,91	3,77	4,74	5,86	7,12	8,54	10,12	11,87
Fuel - Shaft - HT - Friction	26,91	37,07	49,32	63,06	77,74	93,54	108,27	118,73	124,21	132,77
MASS										
A/F Ratio	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03
Air MFR [g/s]	20,65	27,75	36,17	45,50	55,31	65,79	75,51	82,43	86,06	91,58
Fuel MFR [g/s]	1,37	1,85	2,41	3,03	3,68	4,38	5,02	5,48	5,72	6,09
Exhaust MFR [g/s]	22,02	29,60	38,58	48,53	58,99	70,16	80,53	87,91	91,79	97,67
COMBUSTION (Wiebe)										
Ignition Advance [°CA]	-19,50	-22,00	-24,00	-25,50	-26,00	-27,00	-27,50	-28,00	-28,50	-28,50
Duration [°CA]	26,12	30,16	32,81	34,77	36,46	37,69	38,78	39,70	40,49	41,24
m-factor	4,31	4,11	3,96	3,83	3,71	3,62	3,54	3,46	3,40	3,33
Max Pressure at [°CA]	7,50	8,50	8,50	8,50	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00
CALIBRATION PARAMETERS										
J1	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,33	1,56	1,82	1,93
J2	1,01	1,02	1,05	1,09	1,14	1,19	1,20	1,16	1,12	1,12
CYCLE DATA										
Cycle time [s]	0,24	0,18	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06
Computational time [s]	875,36	662,81	535,61	447,26	385,11	337,15	301,68	268,99	244,79	225,91

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Por fim, na tabela 24 é apresentado o erro relativo entre os respectivos parâmetros para 2 e 3 ciclos.

Tabela 24 - Comparação entre 2 e 3 ciclos (erro relativo)

Comparação entre 2 e 3 ciclos - Erro Relativo (%)										
Throttle [%]	100									
N_Engine [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Intake Pressure [bar]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Vol_effic (%)	-1,81	-0,53	1,51	-1,31	0,12	1,05	-1,40	1,78	-5,11	-6,66
Therm_effic	0,50	0,97	1,51	0,97	1,30	1,52	1,11	1,57	1,98	-0,10
bfsc [g / kW*h]	-0,50	-0,96	-1,49	-0,96	-1,29	-1,50	-1,09	-1,54	-1,94	0,10
Torque [N.m]	-1,32	0,43	3,04	-0,35	1,43	2,59	-0,31	3,38	-3,24	-6,76
Shaft Power [kW]	-1,32	0,43	3,04	-0,35	1,43	2,59	-0,31	3,38	-3,24	-6,76
Trap. Comp. Ratio	-1,81	-0,53	1,51	-1,31	0,12	1,05	-1,40	1,78	-5,11	-6,66
T max [K]	-1,98	-2,40	-2,70	-2,81	-2,96	-3,10	-3,38	-2,44	-7,46	-2,86
P max [bar]	-0,74	0,62	2,69	0,43	1,87	2,74	0,51	3,02	-2,02	-4,43
PRESSURES [bar]										
bmep_o	-1,32	0,43	3,04	-0,35	1,43	2,59	-0,31	3,38	-3,24	-6,76
bmep_n	-1,32	0,43	3,04	-0,35	1,43	2,59	-0,31	3,38	-3,24	-6,76
imepp	-1,23	0,40	2,81	-0,33	1,32	2,37	-0,28	3,05	-2,90	-6,00
fmepp	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
pmepp	-6,44	-5,92	-5,98	-3,73	-1,17	2,56	4,07	11,55	39,04	43,46
CONDITIONS AT EVO										
P [bar]	-0,72	0,67	2,81	0,34	1,73	2,68	0,23	2,97	-2,57	-4,92
T [K]	-1,99	-2,36	-2,59	-2,88	-3,02	-3,14	-3,49	-2,76	-7,52	-3,88
Cp Exhaust [J/(kg*K)]	-0,39	-0,47	-0,52	-0,58	-0,61	-0,64	-0,70	-0,54	-1,46	-0,73
POWERS [kW]										
Fuel	-1,81	-0,53	1,51	-1,31	0,12	1,05	-1,40	1,78	-5,11	-6,66
Heat Transfer	-2,74	-2,60	-1,77	-2,98	-2,37	-2,16	-3,73	-2,33	-10,72	-8,37
Friction	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Fuel - Shaft - HT - Friction	-1,84	-0,39	1,76	-1,49	0,04	1,06	-1,54	2,05	-5,06	-6,67
MASS										
A/F Ratio	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Air MFR [g/s]	-1,81	-0,53	1,51	-1,31	0,12	1,05	-1,40	1,78	-5,11	-6,66
Fuel MFR [g/s]	-1,81	-0,53	1,51	-1,31	0,12	1,05	-1,40	1,78	-5,11	-6,66
Exhaust MFR [g/s]	-1,81	-0,53	1,51	-1,31	0,12	1,05	-1,40	1,78	-5,11	-6,66
COMBUSTION (Wiebe)										
Ignition Advance [°CA]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Duration [°CA]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
m-factor	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Max Pressure at [°CA]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
CALIBRATION PARAMETERS										
J1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,99
J2	0,40	1,00	2,50	3,00	4,00	4,40	3,00	3,00	-1,00	-1,33
CYCLE DATA										
Cycle time [s]	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00
Computational time [s]	-19,24	-18,13	-17,37	-17,44	-17,09	-17,27	-16,71	-16,81	-17,17	-15,96

Como se pode verificar, a grande maioria dos parâmetros de saída do modelo vêm o seu valor diminuído de 2 para 3 ciclos, o que confirma a tendência descrita pela análise da temperatura dos gases dentro do cilindro (figura 81). Pode também observar-se que o erro relativo é, em módulo, algo elevado, especialmente para elevadas rotações do motor (5500 e 6000 rpm). Este erro é particularmente preocupante para as grandezas de maior valor absoluto, tal como a temperatura (para EVO e máxima do ciclo).

Convém, no entanto, salientar que o erro relativo obtido não se deve apenas a aspectos intrinsecamente relacionados com o próprio modelo; com efeito, a recalibração efectuada contribuiu significativamente, especialmente para as rotações mais elevadas, para uma maior discrepância entre os valores dos parâmetros de saída do modelo. Contudo, se avaliarmos a faixa intermédia de rotações, nas quais a aproximação dos parâmetros obtidos pelo modelo e as curvas do fabricante para 2 e 3 ciclos é praticamente idêntica, pode concluir-se que existe uma variação significativa destes parâmetros e que não se pode negligenciar.

Posto isto, torna-se necessário avaliar o modelo nas mesmas condições (WOT) para 4 ciclos, a fim de se determinar se o erro relativo cumpre os requisitos de precisão desejados. Procedeu-se então, a uma nova recalibração do modelo e subsequente simulação, sendo comparados os valores dos parâmetros de saída obtidos com os de 3 ciclos.

A recalibração do modelo não foi totalmente bem sucedida; de facto, verificou-se a falta de convergência do modelo para as 1500 rpm (figura 83), e nos restantes pontos verificou-se o piorar do ajuste das curvas do modelo às curvas do fabricante em relação às obtidas para 3 ciclos. Tentou-se solucionar esta questão realizando sucessivas recalibrações, mas em virtude do elevado tempo computacional da simulação, tornou-se impraticável continuar com este procedimento. Posto isto, os resultados presentes na tabela 25 são os melhores possíveis, dadas estas circunstâncias.

Não obstante estas condicionantes, que inviabilizam a simulação para 4 ciclos, é possível ainda tecer-se algumas considerações sobre a comparação entre 3 e 4 ciclos e, subsequentemente, acerca do erro relativo envolvido. Atente-se, para esse efeito, na tabela 26 e tabela 27.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Tabela 25 - Comparação entre as curvas de desempenho do motor e as curvas do modelo para WOT (4 Ciclos)

Curvas de funcionamento do motor avaliadas for uma spline cúbica										
N [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
B [N.m]	125,52	130,16	135,71	143,31	151,78	157,99	159,45	155,15	145,78	137,37
P [kW]	19,72	27,26	35,53	45,02	55,63	66,18	75,14	81,24	83,96	86,31
Pontos obtidos pelo modelo										
B [N.m]	-9,69	128,65	134,35	140,93	147,32	153,88	156,86	151,22	139,39	133,51
P [kW]	-1,52	26,94	35,17	44,28	54,00	64,46	73,92	79,18	80,28	83,89
Erro Relativo (%)										
B	-107,72	-1,16	-1,00	-1,66	-2,94	-2,60	-1,62	-2,53	-4,39	-2,81
P	-107,72	-1,16	-1,00	-1,66	-2,94	-2,60	-1,62	-2,53	-4,39	-2,81

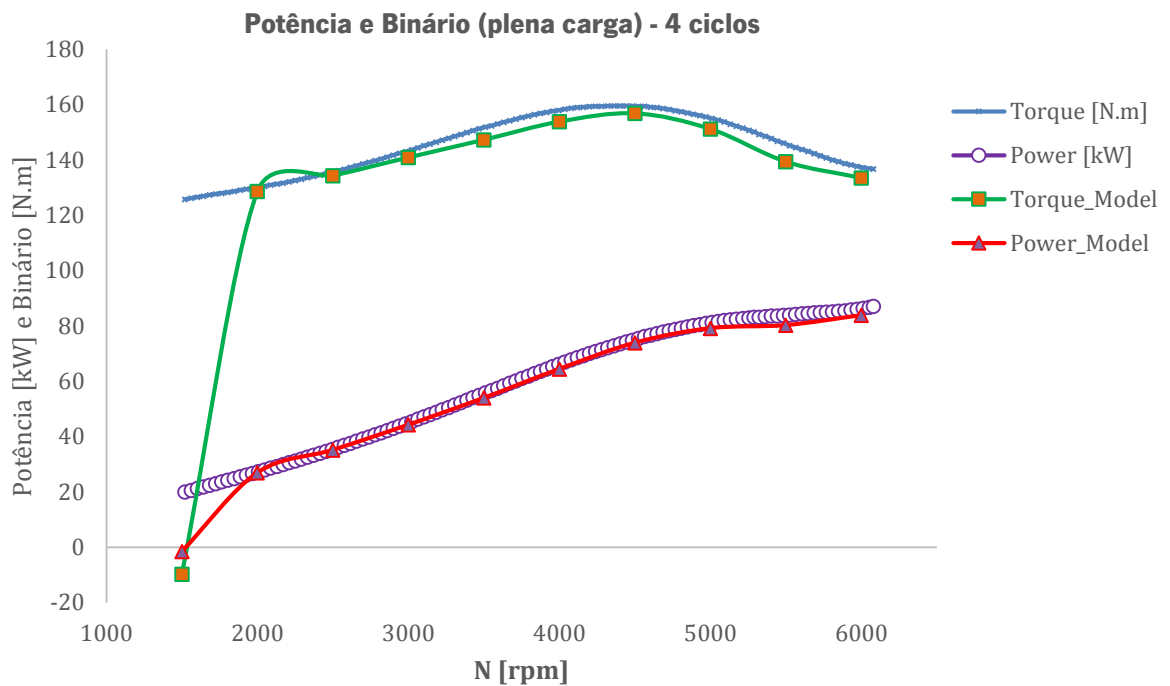


Figura 83 - Curvas de desempenho do motor e curvas obtidas pelo modelo para WOT (4ciclos)

Tabela 26 - Parâmetros de saída do modelo para WOT (4 ciclos)

Throttle [%]		100 (4 ciclos)								
N_Engine [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Intake Pressure [bar]	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
Vol_effic (%)	85,57	85,29	88,40	92,28	96,04	100,28	102,22	99,43	93,40	91,17
Therm_effic	-0,03	0,33	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,33	0,32
bfsc [g / kW*h]	0,00	243,87	242,03	240,84	239,80	239,70	239,71	241,86	246,48	251,17
Torque [N.m]	-9,69	128,65	134,35	140,93	147,32	153,88	156,86	151,22	139,39	133,51
Shaft Power [kW]	-1,52	26,94	35,17	44,28	54,00	64,46	73,92	79,18	80,28	83,89
Trap. Comp. Ratio	0,00	8,49	8,80	9,19	9,56	9,99	10,18	9,90	9,30	9,08
T max [K]	332,07	2345,44	2306,73	2278,30	2244,81	2227,15	2214,41	2205,65	2202,84	2231,18
P max [bar]	2,01	81,30	83,53	86,77	88,56	92,35	93,07	90,02	84,72	81,66
PRESSURES [bar]										
bmp_o	-0,76	10,05	10,50	11,01	11,51	12,02	12,25	11,81	10,89	10,43
bmp_n	-0,18	10,05	10,50	11,01	11,51	12,02	12,25	11,81	10,89	10,43
imepp	0,58	10,86	11,36	11,95	12,52	13,11	13,43	13,09	12,26	11,91
fmepp	0,76	0,81	0,87	0,94	1,01	1,09	1,18	1,27	1,37	1,48
pmepp	-0,11	-0,15	-0,19	-0,24	-0,29	-0,34	-0,34	-0,33	-0,31	-0,32
CONDITIONS AT EVO										
P [bar]	0,00	4,49	4,75	5,04	5,31	5,61	5,75	5,61	5,31	5,20
T [K]	0,00	1137,52	1143,70	1148,42	1154,17	1157,42	1164,79	1170,20	1174,13	1195,35
Cp Exhaust [J/(kg*K)]	0,00	1307,93	1309,32	1310,38	1311,67	1312,40	1314,06	1315,27	1316,15	1320,92
POWERS [kW]										
Fuel	0,00	80,86	104,75	131,22	159,33	190,12	218,04	235,65	243,49	259,28
Heat Transfer	0,00	15,17	18,32	21,65	24,79	28,27	31,12	33,04	34,23	36,43
Friction	0,00	2,17	2,91	3,77	4,74	5,86	7,12	8,54	10,12	11,87
Fuel - Shaft - HT - Friction	0,00	36,57	48,35	61,53	75,80	91,53	105,88	114,89	118,87	127,08
MASS										
A/F Ratio	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03
Air MFR [g/s]	0,00	27,43	35,55	44,52	54,06	64,50	73,98	79,93	82,62	87,94
Fuel MFR [g/s]	0,00	1,82	2,36	2,96	3,60	4,29	4,92	5,32	5,50	5,85
Exhaust MFR [g/s]	0,00	29,26	37,91	47,48	57,66	68,79	78,90	85,25	88,12	93,79
COMBUSTION (Wiebe)										
Ignition Advance [°CA]	-19,50	-22,00	-24,00	-25,50	-26,00	-27,00	-27,50	-28,00	-28,50	-28,50
Duration [°CA]	26,12	30,16	32,81	34,77	36,46	37,69	38,78	39,70	40,49	41,24
m-factor	4,31	4,11	3,96	3,83	3,71	3,62	3,54	3,46	3,40	3,33
Max Pressure at [°CA]	7,50	8,50	8,50	8,50	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00
CALIBRATION PARAMETERS										
J1	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,33	1,56	1,82	1,93
J2	1,01	1,02	1,05	1,09	1,14	1,19	1,20	1,16	1,12	1,12
CYCLE DATA										
Cycle time [s]	0,25	0,24	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
Computational time [s]	1027,85	996,48	802,52	670,17	566,51	500,06	447,03	392,18	360,98	332,28

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Tabela 27 - Comparação entre 3 e 4 ciclos (erro relativo)

Comparação entre 3 e 4 ciclos - Erro Relativo (%)										
Throttle (%)	100									
N_Engine [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Intake Pressure [bar]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Vol_effic (%)	0,00	-1,15	-1,72	-2,16	-2,25	-1,96	-2,02	-3,03	-4,00	-3,97
Therm_effic	-107,56	-0,28	-0,36	-0,40	-0,37	-0,29	-0,30	-0,19	-0,46	-0,52
bfsc [g / kW*h]	-100,00	0,28	0,36	0,40	0,37	0,29	0,30	0,19	0,46	0,52
Torque [N.m]	-107,56	-1,43	-2,08	-2,55	-2,62	-2,24	-2,32	-3,21	-4,44	-4,47
Shaft Power [kW]	-107,56	-1,43	-2,08	-2,55	-2,62	-2,24	-2,32	-3,21	-4,44	-4,47
Trap. Comp. Ratio	-100,00	-1,15	-1,72	-2,16	-2,25	-1,96	-2,02	-3,03	-4,00	-3,97
T max [K]	-86,16	0,12	0,08	0,01	-0,07	-0,13	-0,12	-0,98	-0,98	-0,94
P max [bar]	-97,59	-0,98	-1,43	-1,75	-1,78	-1,51	-1,56	-2,10	-2,87	-2,83
PRESSURES [bar]										
bmep_o	-107,56	-1,43	-2,08	-2,55	-2,62	-2,24	-2,32	-3,21	-4,44	-4,47
bmep_n	-101,82	-1,43	-2,08	-2,55	-2,62	-2,24	-2,32	-3,21	-4,44	-4,47
imepp	-94,64	-1,32	-1,92	-2,36	-2,41	-2,06	-2,12	-2,91	-3,96	-3,94
fmepp	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
pmepp	0,00	-4,15	-5,50	-6,20	-5,96	-5,34	-5,20	1,94	-2,22	1,77
CONDITIONS AT EVO										
P [bar]	-100,00	-1,05	-1,52	-1,87	-1,97	-1,62	-1,54	-2,30	-3,17	-3,10
T [K]	-100,00	0,00	-0,07	-0,16	-0,27	-0,30	-0,25	-1,21	-1,28	-1,24
Cp Exhaust [J/(kg*K)]	-100,00	0,00	-0,01	-0,03	-0,05	-0,06	-0,05	-0,24	-0,26	-0,23
POWERS [kW]										
Fuel	-100,00	-1,15	-1,72	-2,16	-2,25	-1,96	-2,02	-3,03	-4,00	-3,97
Heat Transfer	-100,00	-0,35	-0,65	-0,95	-1,12	-1,10	-1,15	-2,65	-3,01	-2,95
Friction	-100,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Fuel - Shaft - HT - Friction	-100,00	-1,35	-1,97	-2,42	-2,50	-2,15	-2,21	-3,23	-4,30	-4,28
MASS										
A/F Ratio	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Air MFR [g/s]	-100,00	-1,15	-1,72	-2,16	-2,25	-1,96	-2,02	-3,03	-4,00	-3,97
Fuel MFR [g/s]	-100,00	-1,15	-1,72	-2,16	-2,25	-1,96	-2,02	-3,03	-4,00	-3,97
Exhaust MFR [g/s]	-100,00	-1,15	-1,72	-2,16	-2,25	-1,96	-2,02	-3,03	-4,00	-3,97
COMBUSTION (Wiebe)										
Ignition Advance [°CA]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Duration [°CA]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
m-factor	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Max Pressure at [°CA]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
CALIBRATION PARAMETERS										
J1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
J2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
CYCLE DATA										
Cycle time [s]	4,17	33,33	33,33	33,33	33,33	33,33	33,33	33,33	33,33	33,33
Computational time [s]	17,42	50,34	49,83	49,84	47,10	48,32	48,18	45,80	47,46	47,09

Para os mesmos parâmetros de calibração, verifica-se que a simulação para 4 ciclos subestima todos os parâmetros de desempenho na gama quase completa das rotações. Por forma a obterem-se os valores de binário e potência indicados nas curvas do fabricante, seria necessário proceder a recalibração do modelo que, caso fosse possível, deveria produzir como efeito um aumento da eficiência volumétrica, o que levaria também ao aumento dos restantes parâmetros de saída do modelo e, conseqüentemente, à minimização do erro relativo envolvido.

Mais ainda, pode observar-se que os valores absolutos envolvidos são também significativamente menores que na simulação para 2 ciclos, pelo que um erro relativo idêntico representa agora uma diferença bastante inferior entre os dois parâmetros avaliados.

Por último, e mais importante de tudo, analisando-se os pontos onde o ajuste entre as curvas do fabricante e do modelo são idênticos ao pretendido, nomeadamente na faixa entre as 2000-3000 rpm, pode observar-se que o erro relativo é extremamente reduzido (p.ex., a temperatura máxima do ciclo apresenta um erro máximo de 0.12%).

Este último parágrafo vem fundamentar a intuição inicial de que a convergência numérica do modelo era atingida ao fim de três ciclos. Com efeito, conclui-se que este é o número óptimo de iterações a realizar, pelo que se procedeu, de seguida, à simulação das restantes gamas de throttle para 3 ciclos.

6.4.3.2.3. Simulações finais

Deu-se início às simulações finais para as restantes gamas de throttle para 3 ciclos. Por forma a garantir a coerência dos resultados, foi calculada a eficiência volumétrica expectável para um dado binómio $(N, \text{throttle})$ pela equação 104, e verificado o erro relativo entre esta e a eficiência volumétrica obtida pelo modelo (equação 105). Na figura 84, estão representadas a eficiência volumétrica obtida pela simulação (linhas a cheio) e a expectável (linhas a tracejado) para uma dada gama de throttle, sendo apresentada na tabela 28, a quantificação do erro relativo entre estas.

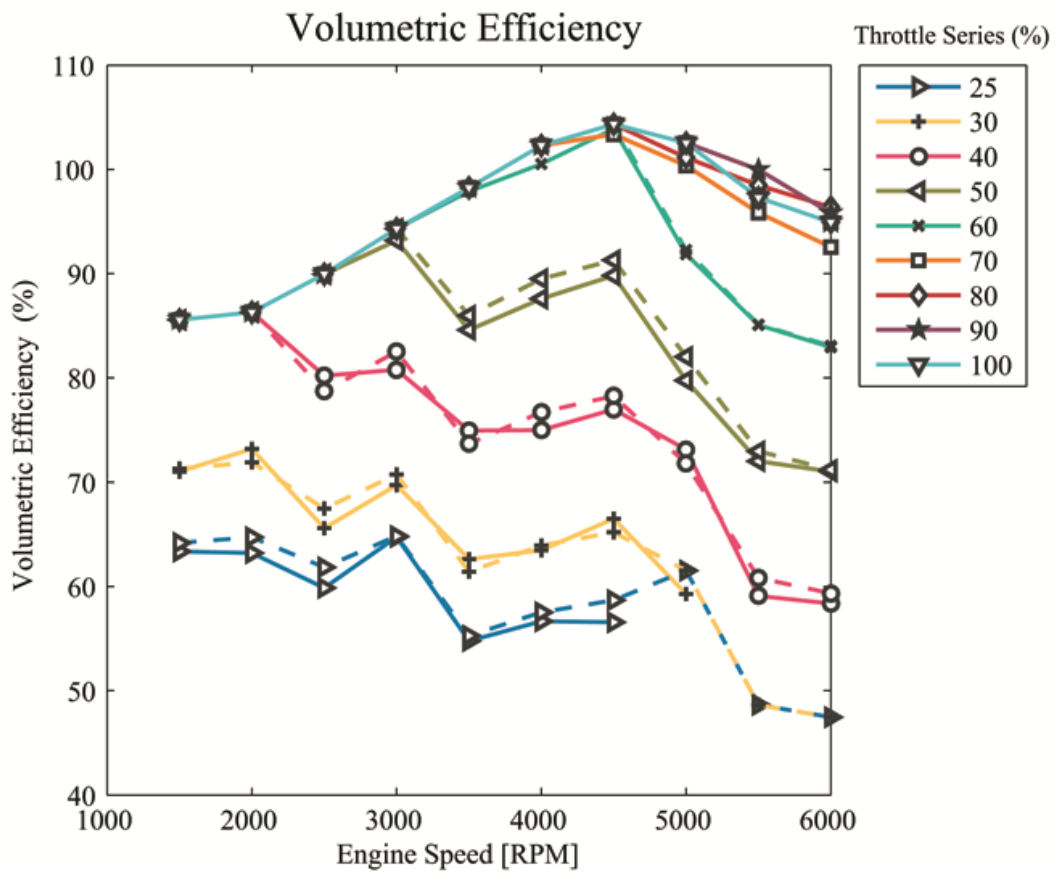


Figura 84 - Eficiência volumétrica obtido pelo modelo (linhas a cheio) e expectável (tracejado)

Tabela 28 - Comparação entre a eficiência volumétrica obtida pelo modelo e a expectável (Erro relativo)

Throttle (%) \ N [rpm]	N [rpm]									
	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
25	-1,27	-2,35	-3,18	-0,15	-0,88	-1,51	-3,61	-100,00	-100,00	-100,00
30	-0,43	1,80	-2,79	-1,45	1,96	-0,72	1,96	-3,65	-100,00	-100,00
40	0,00	0,00	1,92	-2,12	1,69	-2,24	-1,61	1,89	-2,81	-1,62
50	0,00	0,00	0,00	-1,21	-1,60	-2,13	-1,61	-2,78	-1,30	-0,26
60	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,37	-1,72	-0,43	-0,45	-0,08	-0,15
70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,93	-2,12	-1,49	-2,52
80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,37	1,22	1,53
90	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,77	0,93
100	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Pode observar-se nesta tabela os seguintes aspectos:

- Não foi possível obter dados para aberturas da válvula do acelerador inferiores a 25%, pois não se verifica a convergência do modelo nesta faixa.
- A zona a azul representa os pontos onde a eficiência volumétrica dada pelo modelo e a esperada são iguais, o que corresponde ao previsto, pois estes são os pontos em que a eficiência volumétrica de uma dada gama de throttle são iguais à de WOT, para a mesma rotação.
- A zona a vermelho representa os pontos onde não foi possível obter dados da simulação, pois para estes pares de pontos (N,Throttle), as potências e binários são negativos.
- O ponto a amarelo corresponde ao erro máximo obtido (-3.65%), o que neste contexto se considera aceitável, pelo que as simulações obtidas pelo modelo para as restantes gamas de throttle são consideradas válidas. Mais ainda, dado que o erro relativo é reduzido, e tendo em conta os pressupostos que permitiram simular cargas diferentes de WOT, pode afirmar-se que o modelo é bastante bom na modelação do motor de 1.6L.

Após a validação das simulações, passou-se à fase de pós-processamento do modelo, cujo objectivo é o tratamento e compilação de todos os dados obtidos pelas simulações, por forma a ser possível analisar os parâmetros de saída do modelo em todo o regime de funcionamento do motor simulado. Esta etapa servirá também para estruturação dos dados de saída do modelo, de modo a poderem ser facilmente relacionados com os parâmetros de saída do modelo do ciclo de condução.

Como não foi possível simular gamas de throttle inferiores a 25%, e dado que, um veículo em funcionamento apresenta, não raras vezes, estas condições de operação, tornou-se necessário efectuar a extrapolação numérica dos dados obtidos, para aberturas inferiores da válvula do acelerador.

Para esse efeito foram elaborados três algoritmos, que foram implementados em Matlab:

1. Compilação e geração de ficheiros Excel individuais com os parâmetros relevantes para todo o espectro da simulação, como função da rotação do motor e abertura da válvula do acelerador, cujo aspecto se assemelha ao da tabela 28;
2. Importação desses ficheiros Excel, extrapolando-se os parâmetros para os valores em falta. A extrapolação foi efectuada, ajustando-se os dados obtidos para uma dada rotação do motor através de um spline cúbica de interpolação e avaliando-se de seguida os pontos em falta.

3. Para melhor visualização dos resultados globais obtidos, foi elaborado um algoritmo de geração de dois tipos de gráficos:

- Gráficos de séries – São representados os valores dos parâmetros de saída mais relevantes para todas as gamas (séries) de throttle em função da velocidade de rotação do motor (resultados sem extrapolação).
- Gráficos de isolinhas – São representados os valores dos parâmetros mais relevantes como função de duas variáveis (no caso específico, velocidade de rotação do motor e binário), obtendo-se as curvas de nível da função, as quais representam os pontos de igual valor do parâmetro desejado (isolinhas) – com extrapolação.

Extrapolação dos dados

Relativamente à extrapolação dos dados, ela foi realizada, tal como mencionado, através de uma spline cúbica de interpolação. Convém, no entanto, esclarecer melhor este procedimento. A extrapolação numérica da maioria dos parâmetros de saída do modelo para a totalidade dos pontos das restantes gamas de throttle é possível, dados os valores envolvidos; no entanto, esses pontos não fazem parte do regime de funcionamento do motor, pelo que será necessário excluí-los.

Como tal, o primeiro passo consistiu na definição do domínio de extrapolação, recorrendo-se a um parâmetro cujo significado físico permitisse essa exclusão (potência ou binário). Como se pretende realizar gráficos de isolinhas em que a ordenada é o binário, optou-se pela utilização deste parâmetro. Assim, a extrapolação será efectuada, para todos os parâmetros de saída, para os pontos cujo binário seja positivo, sendo excluídos os restantes. Na tabela 29 são apresentados os pontos extrapolados de binário e que definem o domínio das restantes extrapolações (região a azul).

Tabela 29 - Pontos de binário extrapolados

N [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500
Throttle (%)					
10	32,17	-14,13	-32,88	-24,06	-28,02
15	36,62	4,58	-6,84	-2,17	-11,33
20	52,96	28,85	16,21	16,75	4,34

A figura 85 mostra um exemplo da função de ajuste aos dados, nomeadamente da temperatura dos gases no cilindro na abertura da válvula de escape. Pode observar-se que a aproximação efectuada pela spline cúbica de interpolação é bastante satisfatória, sendo esta função avaliada nos pontos em falta para a respectiva rotação, o que neste caso (para 1500 rpm), corresponde aos pontos de throttle igual a 10, 15 e 20%.

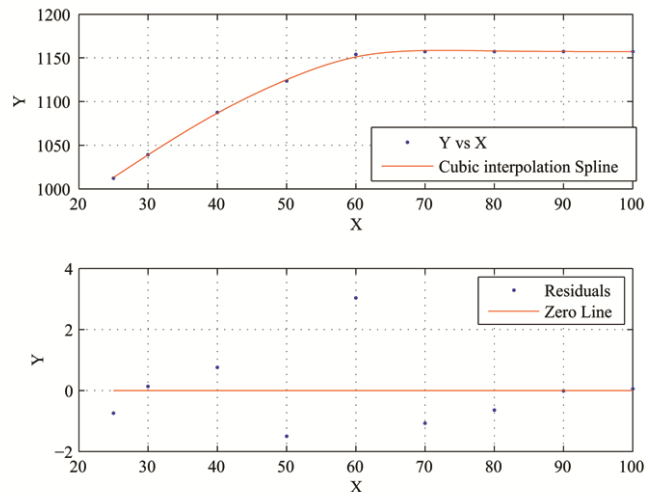


Figura 85 - Spline cúbica de interpolação para T_{EVO} para 1500rpm

Gráficos de séries

Relativamente aos gráficos de séries, estes incluíam originalmente apenas os valores das séries de throttle dadas pelo modelo. No entanto, pelas razões mencionadas anteriormente, decidiu incluir-se também os valores extrapolados nestes gráficos. Por conseguinte, os valores presentes nestes gráficos representam:

- As simulações do modelo (para aberturas da válvula do acelerador entre 25 e 100%)
- Os valores extrapolados (para aberturas da válvula do acelerador entre 10 e 20%).

Na figura 86, pode observar-se os valores de binário em função da rotação do motor para uma dada série de throttle, para todo o regime de funcionamento do motor (dados da simulação + dados extrapolados). Uma das razões para a apresentação deste gráfico está relacionada com o princípio subjacente à geração do gráfico de isolinhas; com efeito, as linhas de binário máximo e mínimo delimitarão os gráficos de isolinhas.

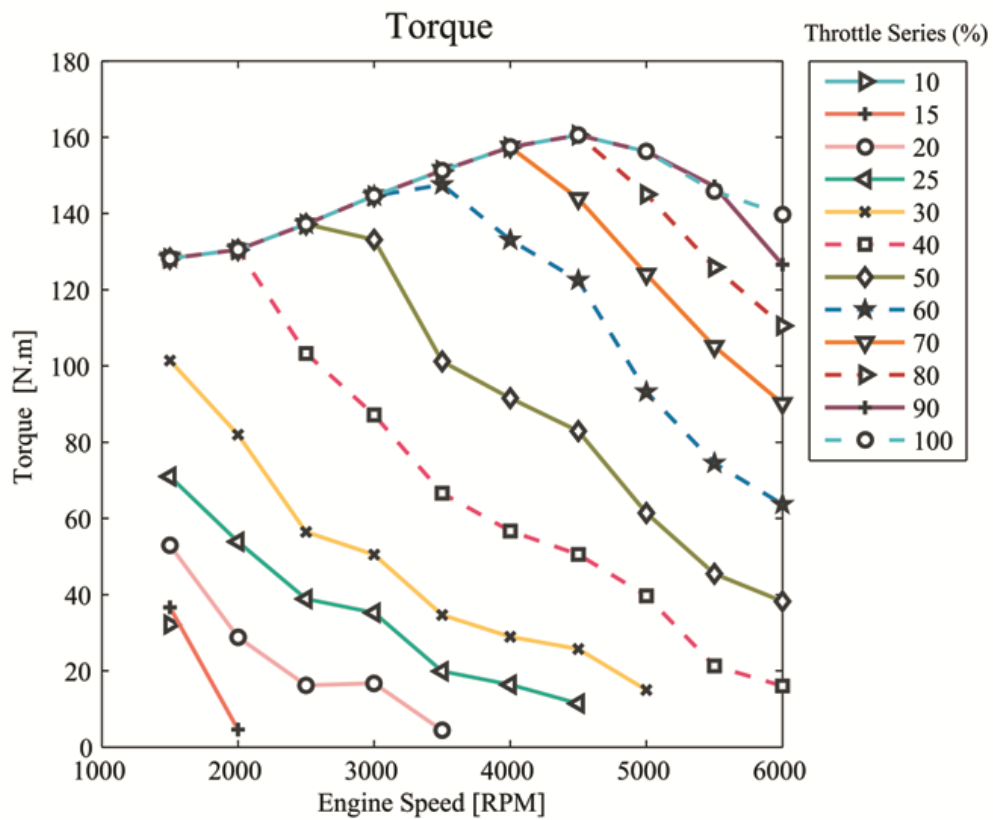


Figura 86 - Binário em função da velocidade de rotação do motor para todas as séries de throttle

Gráficos de Isolinas

As curvas de contorno representam os pontos de igual valor para um dado parâmetro como função de duas variáveis (rotação do motor e binário), sendo o seu domínio definido pelos pontos de binário máximo e mínimo. Um desses exemplos é o gráfico das linhas isotérmicas da massa de fluido operante contida no cilindro na abertura da válvula de escape (EVO) - figura 87.

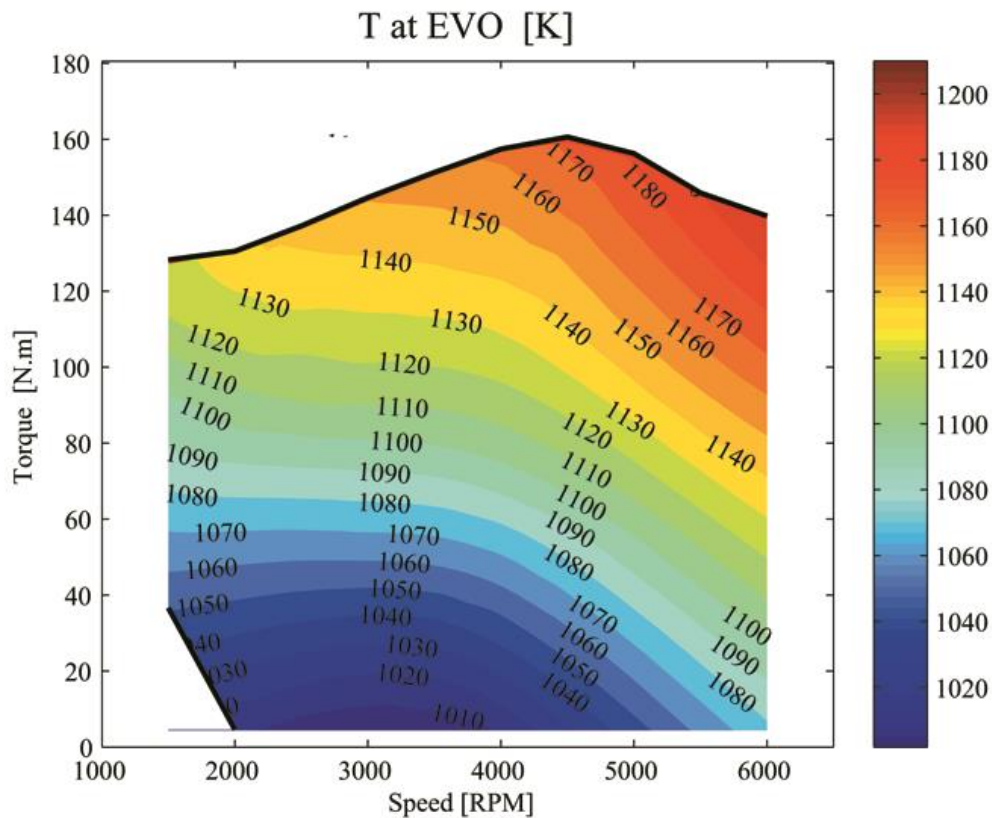


Figura 87 – Isotérmicas da massa de fluido operante contida no cilindro na abertura da válvula de escape

O motivo da apresentação deste gráfico prende-se, não somente com a explicação da obtenção deste tipo de gráficos, mas também como ponto introdutório para a próxima secção, a determinação dos valores dos parâmetros relativos ao fluxo de gases de escape (caudal mássico, temperatura e potência de escape).

6.5. Cálculo dos parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape

O fluxo de gases queimados que atravessam a válvula de escape é caracterizado, para cada instante temporal, pelos seguintes parâmetros: caudal mássico, temperatura e potência. O caudal mássico é calculado pelas equações 67 e 69, dependendo do regime de escoamento.

A temperatura é calculada considerando o período da válvula de escape aberta como um sistema aberto, utilizando a equação 51. A entalpia dos gases de escape é calculada na sua forma diferencial por:

$$\frac{dh}{dt} = m_{ge} \cdot c_p(T) \cdot \frac{dT}{dt} + m_{ge} \cdot \frac{dc_p(T)}{dt} \cdot T + \frac{dm_{ge}}{dt} \cdot c_p(T) \cdot T \quad (106)$$

Todos os parâmetros são posteriormente integrados durante o intervalo de tempo que a válvula de escape permanece aberta. No entanto, devido a problemas de convergência numérica no cálculo das integrações, especialmente no caso das entalpias em que a sua magnitude é bastante superior ao dos restantes parâmetros. Com efeito, tal como mencionado anteriormente a modelação do fluxo de massa através das válvulas que deveria utilizar para esse efeito equações da dinâmica de gases compressíveis apresentava perturbações significativas que influíam no cálculo do caudal mássico, o que por conseguinte, afectava também o cálculo da entalpia.

Tornou-se necessário optar por uma estratégia mais conservativa, em que o caudal mássico é calculado pela integração durante o período de válvulas fechadas, mas que apresenta alguns problemas na inferição de dados relativos aos restantes parâmetros (temperatura e entalpia).

Com efeito, a solução encontrada passou pela determinação das características do fluxo de gases de escape imediatamente na abertura da válvula de escape (EVO) e considerando a existência de uma expansão dissipativa (entre o isentálpico e o isentrópico) na válvula de escape entre a pressão para EVO e a pressão atmosférica.

A potência dos gases de escape será dada pela diferença de entalpias do fluido operante para as condições de escape (após expansão) e de admissão. Para as condições de admissão têm-se que:

$$h_{adm} = \dot{m}_{adm} \cdot c_{p,adm}(T_{adm}) \cdot T_{adm} \quad [kW] \quad (107)$$

onde $\dot{m}_{adm} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_f$ e considerando condições estequiométricas com uma relação ar-combustível (A/F) constante virá:

$$h_{adm} = \dot{m}_{ar} \cdot T_{adm} \left(c_{p,ar}(T_{adm}) + \frac{1}{A/F} \cdot c_{p,f}(T_{adm}) \right) \quad [kW] \quad (108)$$

Em que os calores específicos do ar e do combustível são calculados para a temperatura de admissão utilizando as equações 60 e 61. Por forma a simplificar o cálculo, foi utilizado o conceito de calor específico da mistura e aplicando as condições estequiométricas para a massa virá:

$$c_{p,adm}(T_{adm}) = \left(\frac{1}{1 + A/F} \right) \cdot \left(c_{p,ar}(T_{adm}) + \frac{1}{A/F} \cdot c_{p,f}(T_{adm}) \right) \quad (109)$$

e, por fim, foram combinadas as equações 107 e 108, por razões que mais à frente se esclarecerão, apenas como função da massa de admissão:

$$h_{adm} = \dot{m}_{adm} \cdot T_{adm} \cdot \left(\frac{1}{1 + A/F} \right) \left(c_{p,ar}(T_{adm}) + \frac{1}{A/F} \cdot c_{p,f}(T_{adm}) \right) \quad (110)$$

Relativamente à entalpia de escape é necessário determinar os valores das propriedades após a expansão, pelo que será necessário primeiramente definir esse processo. Uma expansão com restrição de fluxo (estrangulamento) é descrito pelo coeficiente de Joule-Thomson.

Coeficiente de Joule-Thomson

Quando um fluido passa por uma restrição, como um tubo capilar ou uma válvula, o seu caudal é limitado, provocando uma perda de carga significativa e conseqüente diminuição de pressão. Ao contrário das turbinas, estes dispositivos provocam uma perda de carga sem a realização de qualquer tipo de trabalho, sendo acompanhada, por vezes, por uma grande descida de temperatura, sendo por isso são vulgarmente utilizadas em aplicações de frio e de ar condicionado. No entanto, isto não se verifica sempre. De facto, a temperatura do fluido pode manter-se inalterada ou mesmo aumentar durante o processo [26].

As válvulas estranguladoras, tal como as válvulas accionadas do MCI, são geralmente pequenos dispositivos, e, idealmente, o escoamento através delas pode ser considerado adiabático ($q \cong 0$), visto que não há tempo nem superfície pra existir uma transferência de calor efectiva. Não é realizado trabalho ($w=0$), e a variação de energia potencial, a existir, é muito pequena, sendo desprezável ($\Delta ep \cong 0$).

Embora a velocidade de saída seja geralmente mais alta do que a de admissão, na maior parte dos casos, o aumento de energia cinética é insignificante ($\Delta ec \cong 0$). Então, a equação de conservação da energia para este dispositivo de escoamento em regime permanente único reduz-se a [26]:

$$h_s \cong h_e \quad [\text{kJ/kg}]$$

Ou seja, os valores de entalpia à entrada e saída de uma válvula estranguladora são idênticos, sendo por isso denominados de dispositivos isentálpicos. Esse não será bem o caso aqui presente, principalmente no que diz respeito ao termo da energia cinética, dado que a velocidade dos gases na passagem pela válvula de escape aumenta bastante, podendo atingir velocidades próximas da do som, o que é limitante neste tipo de escoamento [140], algo que será mais obviamente mais relevante para velocidades de rotação muito elevadas. Contudo, numa primeira análise irá ser assumida esta simplificação, sendo posteriormente discutido o seu impacto.

O comportamento da temperatura durante um processo de estrangulamento (entalpia constante) é descrito pelo coeficiente de Joule-Thomson dado por [26]:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (111)$$

Analisando-se esta equação, é possível observar que este coeficiente:

- é a medida da variação da temperatura com a variação da pressão durante um processo isentálpico.
- representa a inclinação das linhas de h =constante num diagrama P-T.

Num processo de estrangulamento, em que a variação de pressão é negativa, i.e., $P_2 < P_1$, o sinal do coeficiente de Joule-Thomson é dado pela variação da temperatura (numerador). Com efeito, se o numerador for negativo, o coeficiente virá positivo; se, por outro lado, a variação da temperatura for positiva, o coeficiente virá negativo, resultando:

$$\mu_{JT} = \begin{cases} < 0 \rightarrow \text{temperatura aumenta} \\ = 0 \rightarrow T = \text{cte} \\ > 0 \rightarrow \text{temperatura diminui} \end{cases}$$

Para melhor compreensão destes e outros conceitos atente-se na figura 88, que inclui os diagramas P-T de uma substância genérica e de alguns gases, respectivamente, onde se incluem as linhas isentálpicas.

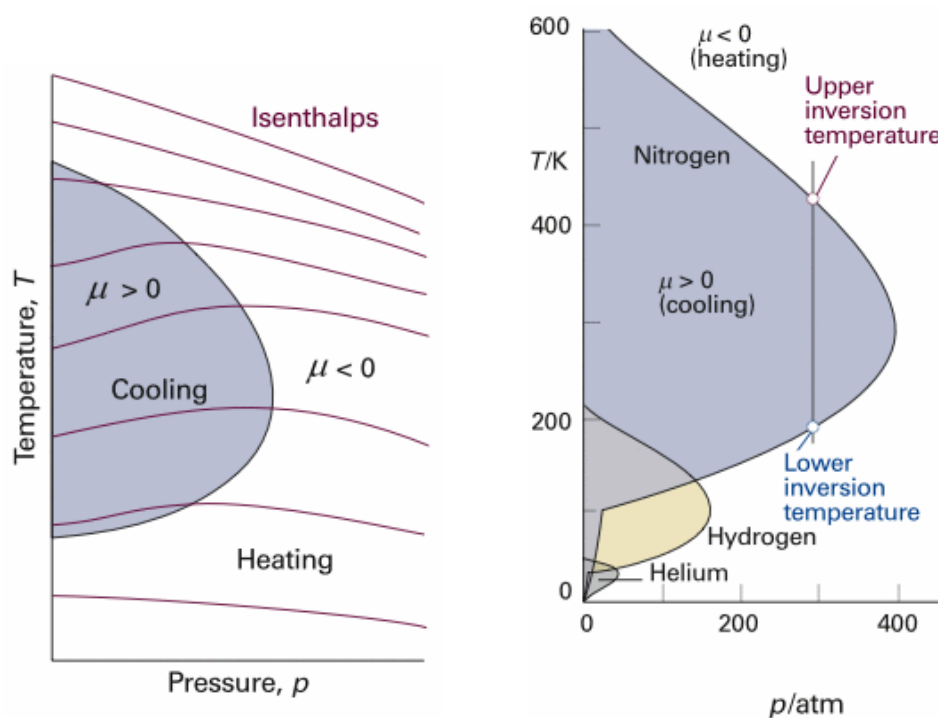


Figura 88 - Coeficiente Joule-Thomson de uma substância genérica (esq.) e de alguns gases (dir.)

A linha que passa pelos pontos de coeficiente nulo de Joule-Thomson (inclinação nula) denomina-se de linha de inversão e a temperatura do ponto em que a linha isentálpica intersecta a de inversão, chama-se de temperatura de inversão. Note-se que, as inclinações das linhas isentálpicas são positivas ($\mu_{JT} > 0$) para os estados à esquerda da linha de inversão (zona a sombreado) e negativas ($\mu_{JT} < 0$) para os estados à direita da linha de inversão.

A equação 111 enuncia que o efeito de arrefecimento numa expansão isentálpica só pode ser obtido para coeficientes de Joule-Thomson positivos, ou seja, para zonas à esquerda da linha de inversão até

um dado limite. Esse limite é dado pela temperatura máxima de inversão, que é a temperatura na intersecção da parte superior da linha de inversão com o eixo das ordenadas. Acima desta temperatura, o coeficiente de Joule-Thomson postula que apenas haverá lugar a um efeito de aquecimento na passagem por uma restrição de fluxo. Com efeito, para substâncias tais como o hidrogénio, em que a sua temperatura de inversão (-68 °C) é inferior à temperatura ambiente, isto revela-se problemático, devendo este gás ser pré-arrefecido abaixo deste valor, se for pretendido arrefecimento após expansão.

Em termos físicos, o comportamento de um fluido durante uma expansão isentálpica, descrito pelo coeficiente de Joule-Thomson, é uma manifestação de fenómenos intermoleculares, explicados pela teoria cinética das partículas. Esta teoria diz-nos que as moléculas de um gás, cujo nível de desorganização molecular é elevado (entropia), movem-se aleatoriamente com uma velocidade que segue a distribuição de Maxwell-Boltzmann [196]. Considerando, idealmente, colisões elásticas entre as partículas e as paredes, pode definir-se a pressão exercida por esse gás, como a variação da quantidade de movimento por instante temporal e unidade de área, ou mais simplesmente, como a força média das partículas que chocam sobre uma dada área da parede. A pressão é, portanto, directamente proporcional à energia cinética média das partículas (energia interna), sendo esta proporcional à temperatura. Se as interacções intermoleculares forem desprezadas, a teoria cinética conduz à lei dos gases perfeitos.

No entanto, como será demonstrado abaixo, a expansão isentálpica dum gás ideal é apenas função da sua temperatura, o que não explicaria o arrefecimento e aquecimento provocado para estados não coincidentes com a linha de inversão. Com efeito, o coeficiente de Joule-Thomson, é também uma medida do desvio do comportamento de gás ideal, sendo que o coeficiente nulo representa um gás ideal.

Por forma a ser possível explicar o comportamento de gases reais, devem considerar-se as interacções intermoleculares, fruto da estrutura electrónica do fluido, bem como as dimensões das respectivas partículas. Um par de átomos ditos neutros ou moléculas é sujeito a dois tipos distintos de forças que actuam a distâncias bastante distintas também: forças atractivas a grande distância, também conhecidas como forças de Van der Waals (forças dipolo-dipolo, dipolo-dipolo induzido e forças de dispersão de London) e forças repulsivas a menor distância. O comportamento destas interacções intermoleculares é explicado pelo potencial de Lennard-Jones [197], um modelo matemático que representa a energia

potencial da interacção entre dois átomos ou moléculas não ligadas. Este modelo não será extensivamente abordado, dado que ultrapassa em muito o âmbito deste trabalho, mas será sucintamente enunciado para explicar os parâmetros que governam estas interacções. Com efeito, o potencial de interacção intermolecular (V) é dado por:

$$V(r) = 4\epsilon \left[\left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right]$$

Ou de uma forma mais simples (introduzindo as constantes A e B) por:

$$V(r) = \frac{B}{r^{12}} - \frac{A}{r^6}$$

Em que:

- V – representa o potencial intermolecular entre duas partículas ($V > 0$ – repulsivo, $V < 0$ – atractivo)
- ϵ – é a profundidade do “poço” e representa a medida da magnitude da atracção entre partículas
- σ – é a distância para o qual o potencial intermolecular entre duas partículas (também denominado de raio de Van der Waals) é nulo e representa a distância mínima entre duas partículas não ligadas.
- r – é a distância de separação entre partículas (medida entre centros).
- A e B são duas constantes representando o efeito repulsivo e atractivo, respectivamente, com $A = 4\epsilon\sigma^{12}$ e $B = 4\epsilon\sigma^6$

Na figura 89 está representada a energia potencial de interacção em função da distância de separação. Pode observar-se que quando duas partículas estão a uma distância infinitamente grande, a probabilidade de interacção é bastante reduzida, assumindo-se por questões de simplificações que a energia potencial de interacção é nula. À medida que as partículas se aproximam, aumenta a probabilidade de interacção, até que é atingida uma região de separação onde as partículas se unem. Quando as partículas estão unidas a sua energia potencial continua a diminuir até que é atingido o ponto de equilíbrio que corresponde ao ponto de energia mínimo, dado por ϵ . Se as partículas são compelidas

uma contra a outra ainda mais, as forças de repulsão começam a predominar, em que as partículas estão tão próximas uma da outra que os seus electrões começam a partilhar órbitas.

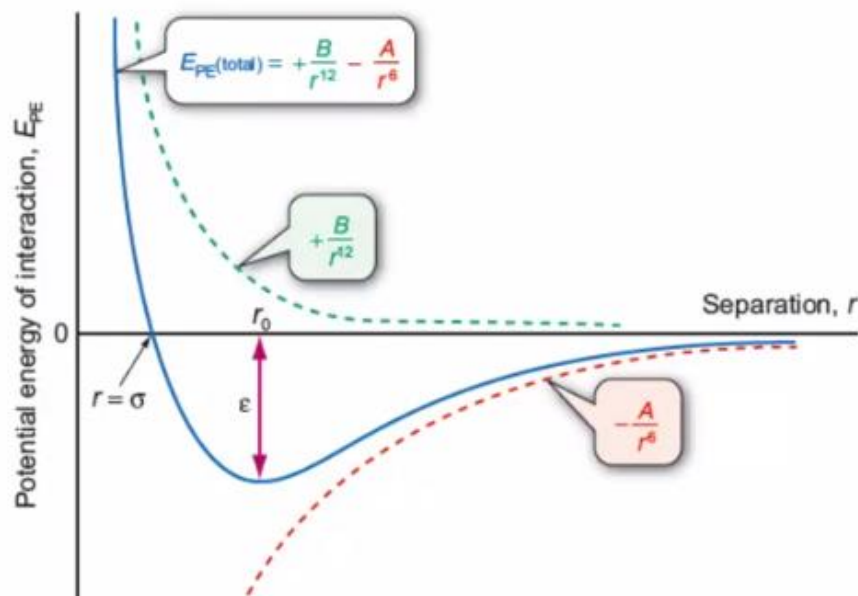


Figura 89 - Potencial de interação intermolecular dada pelo modelo matemático de Lennard-Jones

São estas forças intermoleculares que governam as interações entre as partículas e estão fortemente dependentes da configuração electrónica e dimensão das partículas (raio de Van der Waals, ϵ , σ), pelo que, diferentes fluidos apresentarão diferentes comportamentos quando analisados à luz da teoria cinética dos fluidos. A configuração atómica, as forças inter e intramoleculares, entre outros são responsáveis pelo comportamento do fluido a um nível microscópico quando atravessa uma restrição de fluxo, dada pelo coeficiente de Joule-Thomson. Embora, para uma grande parte dos casos estes efeitos a nível microscópico possam ser desprezáveis (idealização para gás perfeito) com precisão aceitável, eles são essenciais para descrever o comportamento de gás real. Este tópico será retomado mais à frente.

Atendendo às relações termodinâmicas dadas pelas equações de Maxwell, é possível escrever a equação geral para o coeficiente de Joule-Thomson em função da temperatura, pressão, volume e calor específico [26] modificando-se a equação generalizada da variação de entalpia, dada por:

$$dh = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP \quad (112)$$

como se trata de um processo isentálpico ($dh = 0$) virá:

$$-\frac{1}{c_p} \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h = \mu_{JT} \quad (113)$$

Para um gás ideal tem-se que:

$$v = \frac{RT}{P} \Rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{P}$$

E substituindo na equação 113 virá $\mu_{JT} = 0$, o que é coincide com o esperado, dado que a entalpia de um gás ideal é apenas função da temperatura, pelo que, um processo isentálpico é também isotérmico nestas condições.

Mas na realidade, a idealização de gás perfeito é satisfatória apenas para um conjunto restrito de gases, entre os quais se encontra o ar, num dado domínio, existindo um desvio significativo nos estados próximos da região de saturação e do ponto crítico. A entalpia de gases reais é função da pressão e temperatura, podendo ser determinada a partir da equação geral por:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP$$

em que P_1, T_1 e P_2, T_2 representam as pressões e temperaturas nos estados inicial e final respectivamente. A integração desta equação pode ser significativamente reduzida, atendendo que as propriedades são funções de estado; contudo para a análise em questão esta via é ainda assim demasiado complexa, ressaltando-se a sua utilização em caso de último recurso.

Com efeito, esta análise pode ser substancialmente reduzida, para os valores de temperatura e pressão na abertura da válvula, considerando-se o factor de compressibilidade Z , que é uma das medidas do desvio de comportamento de gás ideal definido por [26]:

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad (114)$$

Para gases ideais, virá obviamente $Z=1$. Para gases reais, este factor pode ser superior ou inferior à unidade, sendo que quanto mais distante desta, maior é o desvio do comportamento de gás perfeito. Os gases têm um comportamento diferente a uma dada temperatura e pressão, mas exibem o mesmo comportamento às mesmas temperaturas e pressões normalizadas com base no ponto crítico – princípio dos estados correspondentes. Esta normalização é efectuada por:

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} \quad e \quad T_R = \frac{T}{T_{cr}} \quad (115)$$

Em que P_R é a pressão reduzida, e T_R é a temperatura reduzida. A temperatura e pressão críticas do ar são, respectivamente, 132.41 K e 37.25 bar [198]. Substituindo estes valores na equação 115, juntamente com os valores de temperatura e pressão médias obtidos para EVO de 1128 K e 4.07 bar virá:

$$P_R = \frac{4.07}{37.25} = 0.11 \quad T_R = \frac{1128}{132.41} = 8.51$$

Recorrendo à carta de compressibilidade generalizada (figura 90 [199]), pode observar-se que para pressões reduzidas ($P_R < 1$) e temperaturas elevadas ($T_R > 2$), pode assumir-se o comportamento de gás ideal, independentemente da pressão, tal como sucede neste caso, pois a pressão máxima nunca excede os 6 bar ($P_R=0.16$) e a temperatura mínima nunca ultrapassa os 1000 K ($T_R=7.55$).

Após todas estas considerações é possível assumir-se, com elevado grau de confiança que a expansão na válvula de escape, segue a lei de gás ideal, sendo por isso, a entalpia somente função da temperatura, o que para um processo isentálpico implica obviamente um processo isotérmico também.

Convém apenas frisar um aspecto decorrente da análise do coeficiente de Joule-Thomson, particularmente no que concerne à temperatura máxima de inversão. A temperatura máxima de inversão para o ar é de 603.15 K [200], pelo que, para as condições de temperatura para EVO, o coeficiente de

Joule-Thomson postula que, a existir, apenas poderá ocorrer aquecimento do fluido na passagem pela válvula e nunca arrefecimento. Isto é explicado fisicamente, pelo facto de as forças intermoleculares repulsivas predominarem sobre as forças atractivas, acelerando o ar durante a expansão e convertendo a energia potencial em energia cinética, aumentando por isso a sua temperatura.

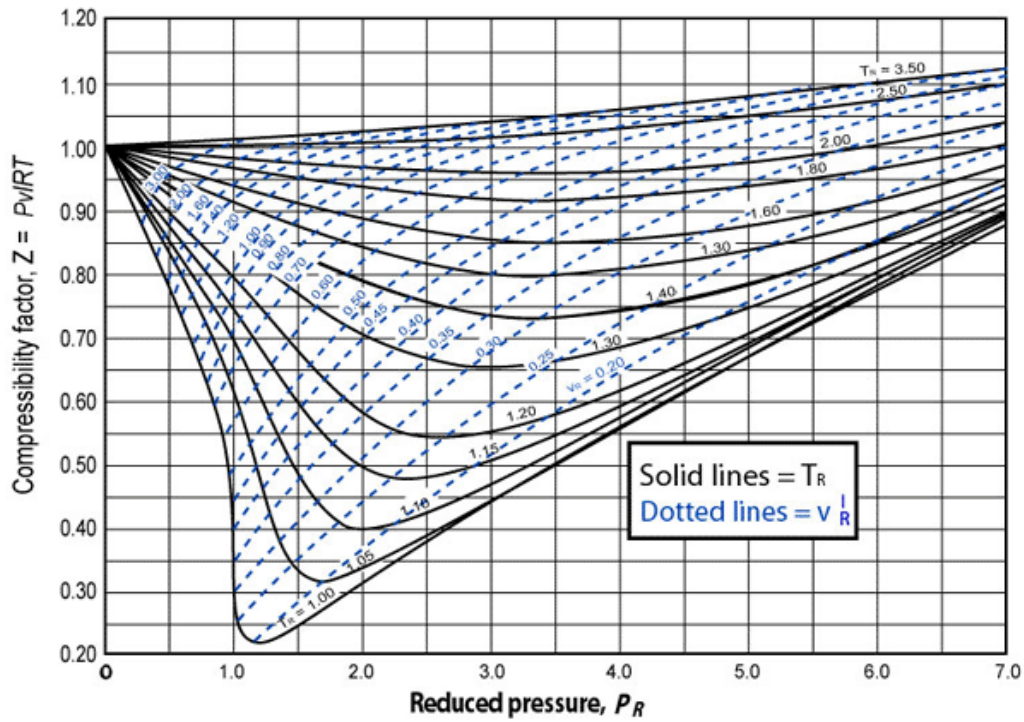


Figura 90 - Carta de compressibilidade generalizada

Finda esta análise, é possível determinar a entalpia dos gases de escape na saída (após expansão), considerando para este ponto as condições de temperatura e entalpia de EVO, vindo:

$$h_{sai,exp} = h_{EVO} = \dot{m}_{ge} \cdot c_{p,EVO}(T_{EVO}) \cdot T_{EVO} \quad (116)$$

A temperatura e calor específico a pressão constante para EVO foram retirados directamente do modelo, tal como mencionado anteriormente. Sabendo que o caudal mássico de gases de escape é igual ao caudal mássico da mistura de admissão e atendendo à equação 107, pode escrever-se:

$$h_{sai,exp} - h_{adm} = \dot{m}_{adm} \cdot (c_{p,EVO}(T_{EVO}) \cdot T_{EVO} - c_{p,adm}(T_{adm}) \cdot T_{adm}) \quad (117)$$

Em que o calor específico a pressão constante da mistura de admissão dado pela equação 109. Sendo a temperatura de admissão fixa ($T=293$ K), o $c_{p,adm}$ virá também fixo, pelo que a parcela que se encontra a subtrair será constante, sendo a entalpia dos gases de escape função do caudal mássico que entra no sistema e da temperatura na abertura da válvula de escape (o que fixa também o calor específico neste ponto).

Por forma a averiguar o grau de confiança oferecido pelo modelo na estimação dos restantes parâmetros relativos aos fluxos energéticos, bem como em relação ao cálculo da potência de escape pela equação 117, foi calculado também a potência de escape pela diferença das restantes potências do motor, i.e.:

$$\dot{W}_{exh} = \dot{W}_{fuel} - \dot{W}_{shaft} - \dot{W}_{fric} - \dot{W}_{HT} \quad (118)$$

Tabela 30 – Potência de escape: Comparação entre a diferença de entalpias (eq. 117) e a diferença de potências dadas pelo modelo (eq. 118) para WOT

N_Engine [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Dif. de entalpias (eq. 117)	25,69	35,08	46,15	58,49	71,75	85,73	99,28	110,72	116,28	126,97
Dif. de potências (eq. 118)	26,91	37,07	49,32	63,06	77,74	93,54	108,27	118,73	124,21	132,77
Erro relativo (%)	4,75	5,67	6,87	7,82	8,35	9,11	9,05	7,24	6,82	4,57

O erro relativo observado na tabela 30 para WOT, situa-se entre os 4,5 e os 9% aproximadamente, sendo as potências de escape calculadas pela eq. 118 (diferença de potências dadas pelo modelo) superiores às dadas pelas diferenças de entalpias. Com efeito, os motivos para esta discrepância podem ser: por um lado devido às simplificações introduzidas no cálculo das entalpias, assumindo-se expansão isentálpica desde a pressão de EVO até à ambiente ou por se assumir características fixas para os fluxos de admissão; por outro, pode dever-se a uma subestimação de alguma das potências em jogo, sendo que as que mais se enquadram neste perfil são a potência de atrito e a de transferência de calor, pela gama de valores apresentada. À falta de mais dados acerca deste aspecto, optou-se pela alternativa mais conservativa, calculando a potência dos gases de escape pela equação 117, dado que, para as potências de combustível em jogo, esta se enquadra melhor no que será o balanço energético típico de um motor a ignição comandada. Por exemplo, para o caso de erro relativo máximo para WOT (N=4000 rpm), a

potência de combustível é de 193.93 kW, resultando a energia do escape numa fracção da energia total, dada para cada um dos casos supracitados por:

- Diferença de entalpias $\Rightarrow \frac{85.73}{193.93} \cdot 100 = 44.21\%$
- Diferença de potências $\Rightarrow \frac{93.54}{193.93} \cdot 100 = 48.23\%$

6.6. Sumário

Neste capítulo foi abordado o modelo do MCI da Universidade do Minho [31]. Relativamente ao modelo original, foram discutidos os fundamentos teóricos e o princípio de cálculo subjacente ao modelo numérico. Por forma a facilitar a interacção entre o utilizador e o modelo original, foi equacionada e implementada uma interface gráfica, vulgo front-end, o qual permitiu também maior versatilidade e universalidade, bem como automatização de tarefas rotineiras. Apesar de ter sido este o objectivo inicial do *front-end*, foram efectuadas alterações ao modelo inicial, nomeadamente, com a inclusão de vários módulos específicos: cálculo dos parâmetros de combustão, estratégia de calibração e análise da convergência/depuração de erros do modelo.

Foi também analisado o processo de obtenção/definição dos parâmetros de entrada do modelo para o motor 1.6L, a metodologia de calibração, a convergência do modelo (sendo discutidas as suas condicionantes) e as simulações finais. Por último, como não foi possível calcular os parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape directamente pelo modelo (por integração), foi explicada uma metodologia alternativa de cálculo igualmente válida.

Os parâmetros calculados por esta metodologia serão cruzados com os dados obtidos pelo modelo de condução, resultando desta comparação, os valores dos parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape de um veículo percorrendo um circuito real. Estes dados apresentam-se, portanto, mais realistas do que os obtidos por uma análise termodinâmica pura, ou mesmo considerando apenas os circuitos normalizados, que não correspondem aos padrões de condução de um veículo real em funcionamento.

Estas e outras considerações serão discutidas no próximo capítulo, onde será analisado o modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC).

7. MODELO DO CICLO ORGÂNICO DE RANKINE (ORC)

O objectivo do presente trabalho prende-se com o desenvolvimento de um sistema para aproveitamento da energia desperdiçada pelo motor, nomeadamente pelo fluxo de gases de escape, pois, conforme referido por vários autores, este é o fluxo correspondente à maior quantidade de energia desperdiçada (1ª lei) e cujo potencial de aproveitamento (maior temperatura) é maior (maior exergia – 2ª lei).

No capítulo anterior, foi possível corroborar estas afirmações, através dos dados obtidos pelo modelo do MCI. Com efeito, atente-se na figura 91, que representa a fracção de energia do combustível contida nos gases de escape. Pode observar-se que a energia contida nos gases de escape varia sensivelmente entre 30 a 45% da energia total fornecida pelo combustível, sendo que para binários acima de 60 N.m (aberturas da válvula do acelerador acima de 30-40%) é já superior a 38%. A título comparativo, Chammas e Clodic [4], reportaram, para um motor 1.4L a ignição comandada, um rendimento termodinâmico de 15-32%, dependendo das condições de operação. O restante é rejeitado para o ambiente através do radiador (18-42%) e através do sistema de escape (22-46%).

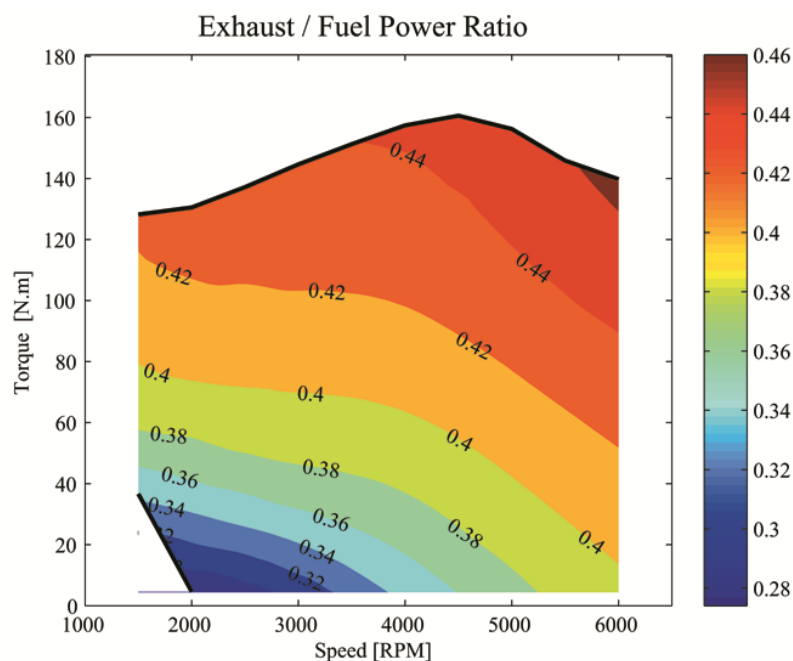


Figura 91 - Fracção de energia do combustível contida nos gases de escape

Relativamente ao rendimento termodinâmico do motor 1.6L obtido pela simulação do modelo do MCI, pode observar-se que este varia entre os 14-34% (figura 92), o que é condizente com os dados reportados por Chammas e Clodic [4], sendo que para binários superiores a 60 N.m (cerca de 30-40% da abertura da válvula do acelerador), é de aproximadamente 28%.

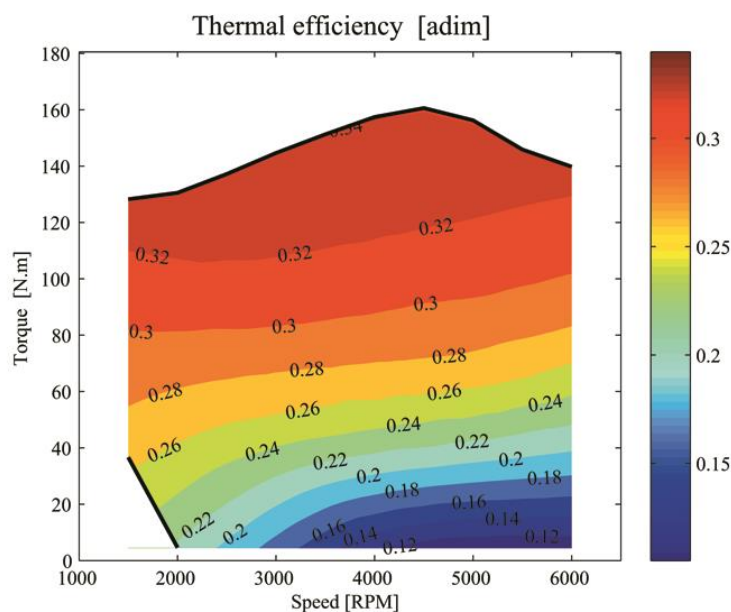


Figura 92 - Rendimento termodinâmico do motor 1.6L obtido pelo modelo do MCI

Para estas gamas de carga do motor, pode verificar-se que o somatório das frações útil (potência de veio) e da dos gases de escape, corresponde a cerca de 66% da energia total do combustível. Repartindo-se os restantes 34% pelos outros fluxos energéticos, nomeadamente transferência de calor (maioritadamente) e atrito, confirma-se que o fluxo de gases de escape é o que apresenta maior quantidade de energia.

Mais ainda, pode observar-se na figura 93, que o rácio entre a potência dos gases de escape e a potência mecânica é sempre superior à unidade, sendo expectável que a redução do consumo seja da mesma ordem de grandeza da recuperação do calor residual do fluxo de gases de escape. Em circunstâncias especiais, especialmente para cargas mais baixas, a redução do consumo pode ser ainda superior.

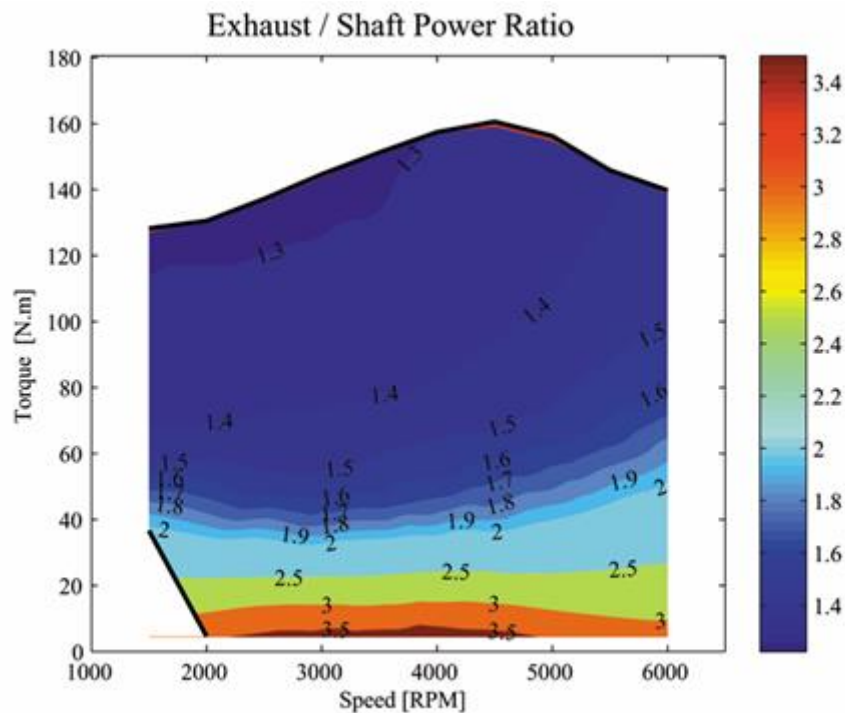


Figura 93 - Rácio entre a potência do escape e a de veio

Relativamente ao potencial de aproveitamento (exergia), apesar de não ter sido extensivamente analisado, pode referir-se que a fonte de calor residual correspondente aos gases de escape apresenta uma maior temperatura (figura 87), entre 720-900 °C, quando comparados com os valores típicos da transferência de calor para as paredes, camisa e cilindra que ronda os 250 °C (constantes do modelo).

Conforme discutido em capítulos precedentes, a selecção do ORC como tecnologia de aproveitamento do calor residual dos gases de escape, prende-se essencialmente com o facto de ser esta a tecnologia que melhores rendimentos apresenta, o que aliado à sua maturidade e simplicidade de implementação, baixo custo (especialmente se for considerada a reconversão de componentes AVAC), fazem desta uma opção viável e bastante atractiva.

No presente capítulo será abordado o modelo termodinâmico do ORC, que foi elaborado com recurso a uma extensão para a plataforma Matlab®/Simulink®, denominada de Thermolib®, que inclui uma extensa biblioteca de componentes de sistemas térmicos, bem como uma grande diversidade de fluidos de trabalho, sendo as propriedades termodinâmicas calculadas com base nos polinómios da NASA, que são funções empíricas de ajuste aos dados por mínimos quadrados. Para além destas valências, o Thermolib®

inclui também componentes destinados ao controlo do sistema térmico, tais como os controladores PID, PI e PD, o que torna a monitorização de todos os parâmetros envolvidos, bem como o controlo do sistema, uma tarefa muito mais eficiente e realista, facilitando a sua implementação no veículo.

7.1. Definição dos parâmetros de entrada do modelo

Os parâmetros de entrada do modelo de ORC, nomeadamente a temperatura, caudal mássico e potência do fluxo de gases de escape, são obtidos pelo cruzamento de dados entre os outros dois modelos: modelo de condução e do MCI. No decorrer deste processo detectou-se uma inconsistência nos dados, devida ao algoritmo das marchas engrenadas (secção 5.7.2.2). De facto, apesar de este algoritmo estar conceptualmente correcto, ele não é muito realista, em virtude de, por exemplo, ser possível o veículo transitar com a 3ª marcha engrenada e poder, no instante de tempo seguinte, passar abruptamente para a 1ª marcha. Embora, seja possível este tipo de comportamento em situações extremas, ele não pode ocorrer no intervalo de tempo mínimo do modelo de condução (0.2 segundos), dado que é fisicamente impossível.

Por forma a modelar mais realisticamente o comportamento de condução do veículo, foi desenvolvido um novo algoritmo que obedece a uma lógica sequencial e à limitação do regime de rotação mínimo para cada marcha engrenada, para além dos pressupostos veiculados pelo algoritmo anterior. O novo algoritmo implicou a utilização de estratégias de programação bastante distintas das convencionais, recorrendo-se ao conceito de grafo. Primeiramente serão discutidos os fundamentos teóricos deste algoritmo, sendo posteriormente analisada a sua implementação.

7.1.1. Novo algoritmo de cálculo das marchas engrenadas

Tal como mencionado anteriormente, o algoritmo de cálculo pode ser baseado em três estratégias distintas correspondentes aos padrões de condução de um veículo: mínimo consumo de combustível, máxima aceleração, ou uma condução dita “normal”, que medeia as duas anteriores. O objectivo deste algoritmo (bem como do anterior), é inferir a velocidade de rotação e binário do motor a partir da velocidade do veículo, pelo que, a sua concepção não é de todo trivial; com efeito, a troca de marchas

em pontos óptimos apenas pode ser utilizada considerando-se simultaneamente a carga e rotação do motor, dados esses que não estão disponíveis no modelo do ciclo de condução. É portanto, necessário reestruturar o algoritmo em função da lógica de funcionamento do veículo, por forma a reproduzir o mais fielmente possível seu o comportamento.

A estratégia de condução adoptada baseia-se no mesmo princípio do algoritmo anterior – máxima economia – pois esta é a recomendação de boas práticas de condução, sendo também a mais conservativa no que se refere aos parâmetros do fluxo de gases de escape. Assim, garante-se que os dados não serão certamente inflacionados através da selecção de um algoritmo que privilegie uma condução mais agressiva, e consequentemente, maior quantidade de energia desperdiçada nos gases de escape.

Posto isto, foi elaborado o novo algoritmo com base nos seguintes pressupostos:

- Restrição do regime de rotação do motor – o motor funciona somente acima das 1500 rpm, com excepção da 1ª marcha (limitada a 1000rpm).
- Quando o veículo estiver com a 1ª marcha engrenada e a velocidade do carro implicar rotações inferiores a 1000rpm, a embraiagem funcionará - a embraiagem é um dispositivo em que o binário de entrada é igual ao de saída (com perda de potência).
- É efectuada a mudança de marcha sempre que:
 - numa outra marcha o consumo específico seja inferior para essa rotação e carga;
 - o motor nunca baixe das 1500rpm.
- Num dado instante de tempo é apenas possível manter a marcha engrenada ou aumentar/reduzir uma marcha. Apesar de em condições especiais ser possível o aumento/redução de mais do que uma marcha, sendo o incremento temporal mínimo do modelo de 0.2 segundos, é fisicamente impossível, efectuar uma mudança de marcha tão abrupta neste intervalo de tempo.

Tal como foi referido anteriormente não existem dados referentes à carga do motor para o modelo de condução, pelo que se adoptou que o menor consumo é verificado para as menores rotações do motor e marchas engrenadas mais elevadas, pelo que, se possível o veículo deverá circular nestas condições.

Adoptando-se esta abordagem, é possível construir um algoritmo realista que permita determinar qual a marcha engrenada que verifique as condições de menor consumo. Para esse efeito, foi necessário analisar a lógica de funcionamento do veículo em condições reais, recorrendo-se ao conceito de grafo.

Para uma melhor visualização destes conceitos, atente-se à figura 94 (os valores apresentados neste gráfico são meramente ilustrativos). Com efeito, o veículo inicia a circulação sempre com a 1ª marcha engrenada. Num dado instante de tempo, correspondente ao ponto A, o condutor pode aumentar uma marcha (2ª) ou mantê-la (a vermelho), resultando nos próximos pontos a avaliar B1 e B2. Neste instante de tempo pode-se, conforme o caso, aumentar de 1ª/2ª ou 2ª/3ª, manter a marcha (1ª ou 2ª), ou diminuir para a 1ª novamente (a verde), resultando nos próximos pontos a avaliar C1, C2, C3. Este processo pode ser repetido até à marcha mais elevada (5ª – a azul), para os 5 primeiros e 5 últimos pontos, resultando num gráfico simétrico em que os pontos intermédios apresentam toda a combinação de possibilidades.

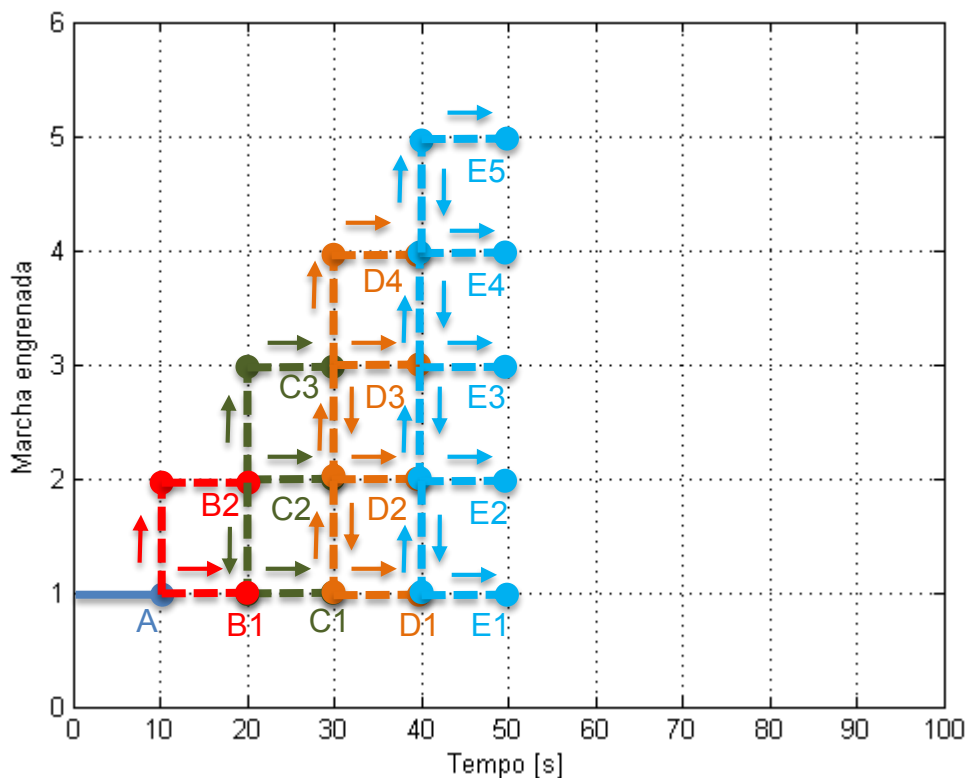


Figura 94 - Conceito de grafo na análise da marcha engrenada ao longo do tempo

Conforme se pode verificar, o estado/valor da marcha engrenada depende da marcha engrenada actual e da decisão (caminho) que o condutor tomar num dado instante de tempo, condicionando todo o restante trajecto. Com efeito, se num dado instante de tempo (C2), o condutor optar por seleccionar a 3ª marcha, o próximo ponto a avaliar será o ponto D3, podendo neste ponto passar para E2, E3, ou E4. No entanto, se o condutor optasse por reduzir a marcha (ou mesmo mantê-la), resultando no ponto D1 ou D2, seria impossível atingir na próxima iteração E4, ou seja, seleccionar a 4ª marcha.

À relação entre um conjunto de pontos a analisar (vértices) ligados por um ou vários caminhos (arestas) denomina-se de grafo. Neste caso em particular, dado que têm uma orientação associada, são denominados de grafos orientados.

Este conceito simplifica substancialmente o processo de determinação da marcha engrenada, dado que permite construir um algoritmo baseado nas relações lógicas entre cada um dos pontos, reduzindo-se na sua implementação a um algoritmo de procura de pontos vizinhos. Este processo é ainda simplificado, tendo em consideração a velocidade do veículo e a sua simplificação para a mudança de marcha do veículo. Com efeito, se a velocidade do veículo aumentar, i.e. $V_{t(i+1)} > V_{t_i}$, a marcha engrenada apenas poderá ser mantida ou aumentada, nunca diminuída. Contrariamente, se a velocidade do veículo diminuir, i.e. $V_{t(i+1)} < V_{t_i}$, a marcha engrenada apenas poderá ser mantida ou reduzida. Poderá ainda verificar-se um caso especial, p. ex. numa subida em que seja necessário uma elevada potência e se entra numa descida; mesmo que se mantenha a velocidade deve aumentar-se a marcha da caixa. Por conseguinte seria necessário considerar também o declive durante o trajecto, o que apesar de ser possível, complica substancialmente o algoritmo, e dado que esta situação não se verifica muito frequentemente, foi desprezada a sua influência. Contudo, no futuro, esta situação poderá e deverá ser corrigida a fim de se obter maior precisão do algoritmo. Tendo em conta estas considerações, conjuntamente com a interdição de rotações do motor inferiores a 1500 rpm, para marchas engrenadas superiores à 1ª, pode finalmente apresentar-se o novo algoritmo de determinação da marcha engrenadas no veículo:

Algoritmo

- O veículo inicia a marcha sempre com a 1^a marcha engrenada;

As condições para selecção de uma marcha superior são:

- Aumento da velocidade do veículo;
- Rotação superior às 1500 rpm para a marcha seguinte e o binário igual ou inferior ao máximo dado pela curva de binário do fabricante para essa mesma rotação.

As condições para engrenamento de uma marcha inferior são:

- Diminuição da velocidade do veículo;
- Rotação inferior às 1500 rpm para a marcha actual, obrigando a reduzir a marcha, e o binário para a marcha inferior tem que ser inferior ao máximo dado pela curva de binário do fabricante para essa mesma rotação (verifica-se sempre);
- Se o binário debitado pelo motor para uma dada marcha engrenada e rotação, for superior ao dado pela curva do fabricante (impossível), obrigando a reduzir a marcha.

A marcha engrenada é mantida para todas as restantes condições do veículo. Um exemplo do resultado deste algoritmo, pode ser visto na figura 95 para o percurso citadino, durante os primeiros 500 segundos do trajecto. Pode observar-se a elevada flutuação na selecção da marcha engrenada, característica deste tipo de percurso.

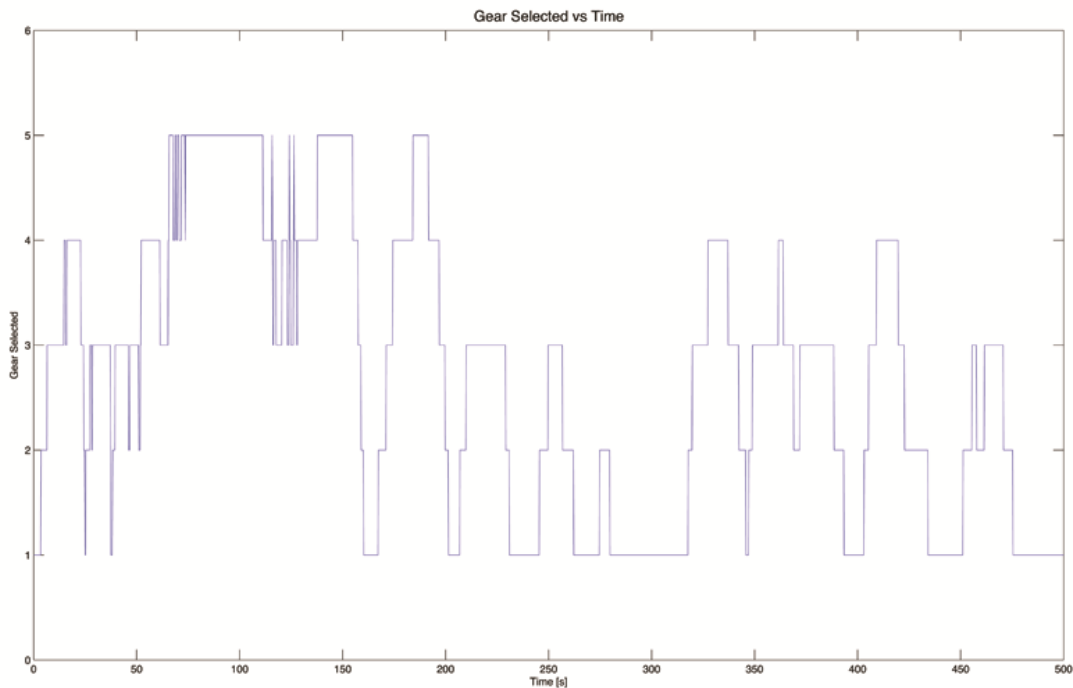


Figura 95 - Exemplo de aplicação do algoritmo de marchas engrenadas com recurso a grafos (500 segundos iniciais do percurso citadino)

7.1.2. Cruzamento de dados entre o modelo de condução e o do MCI

Após a determinação da marcha engrenada do veículo para cada instante de tempo, são retirados os valores da rotação e binário do motor das matrizes correspondentes, sendo agora cruzados com os parâmetros correspondentes do modelo do MCI. Deste cruzamento de dados, resulta a determinação de todos os dados relevantes para um veículo real em funcionamento, concretamente para o presente estudo, dos parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape. É, no entanto, possível determinar-se também: o rendimento do motor, o consumo específico, os parâmetros da combustão, as pressões médias efectivas, a pressão de admissão, a eficiência volumétrica, etc.

Porém, é necessário tecer algumas considerações acerca deste processo:

- O incremento temporal mínimo do modelo de condução é de 0.2 segundos; já o incremento do modelo do MCI é unitário. Por forma a ser possível comparar os parâmetros de ambos os modelos é necessário reduzi-los à mesma base temporal. Isto foi conseguido considerando-se a média dos valores dos parâmetros do modelo de condução para cada segundo. É um facto que, nos intervalos de tempo que correspondem à mudança de marcha, os valores da rotação e binário do motor são afectados por essa mudança; contudo, para o presente estudo, a determinação da

marcha engrenada é apenas um meio de obtenção da rotação e binário do motor, sendo secundário o seu valor para o referido instante temporal.

- As simulações do motor, obtidas pelo modelo do MCI, foram efectuadas para a gama de 1500-6000rpm. Apesar de se considerar que o motor pode funcionar na gama de 1000-1500rpm com a 1ª marcha engrenada, e que abaixo disso, entra em funcionamento a embraiagem, por se tratar de um número reduzido de pontos, optou-se por não se considerar todos os pontos cuja rotação seja inferior a 1500 rpm, evitando-se assim a extrapolação dos valores do modelo do MCI para esta gama.

Na figura 96, é apresentado o regime de rotação total para o circuito citadino (a azul) e a interdição desse regime abaixo das 1500rpm (a vermelho). A essa rotação corresponde a velocidade mínima (1ª marcha engrenada) de cerca de 13 km/h, pelo que, representa o regime mais transiente de funcionamento do motor, o chamado “para-arranca”, em que a extrapolação dos dados obtidos pela simulação do modelo do MCI apresenta uma maior incerteza associada.

Na figura 97, é apresentado o regime de rotação, com média de 1 segundo, para o circuito citadino (a azul) e a interdição desse regime abaixo das 1500rpm (a vermelho). Como resultado, o perfil mais abrupto associado a medições da velocidade em intervalos de tempo tão curtos (0.2 segundos), foi suavizado, reduzindo-se os valores dos picos máximos de velocidade. Apesar da restrição imposta a 1500 rpm, corresponder neste segundo caso, a um menor conjunto de valores, ela representa ainda cerca de 23% do tempo total do percurso. Destes 23%, 11% representam a gama de valores nas quais o veículo circula com a 1ª marcha engrenada (a verde – 2.5% do tempo total). Abaixo disso, entra em funcionamento a embraiagem, que interrompe o fornecimento de potência do motor às rodas. Contudo, a idiosincrasia deste trajecto e das condições nas quais foi efectuado (maior tráfego), revela inclusivé, que houve também algum tempo em que veículo esteve efectivamente parado (distância percorrida obtida por GPS manteve-se inalterada nestes intervalos).

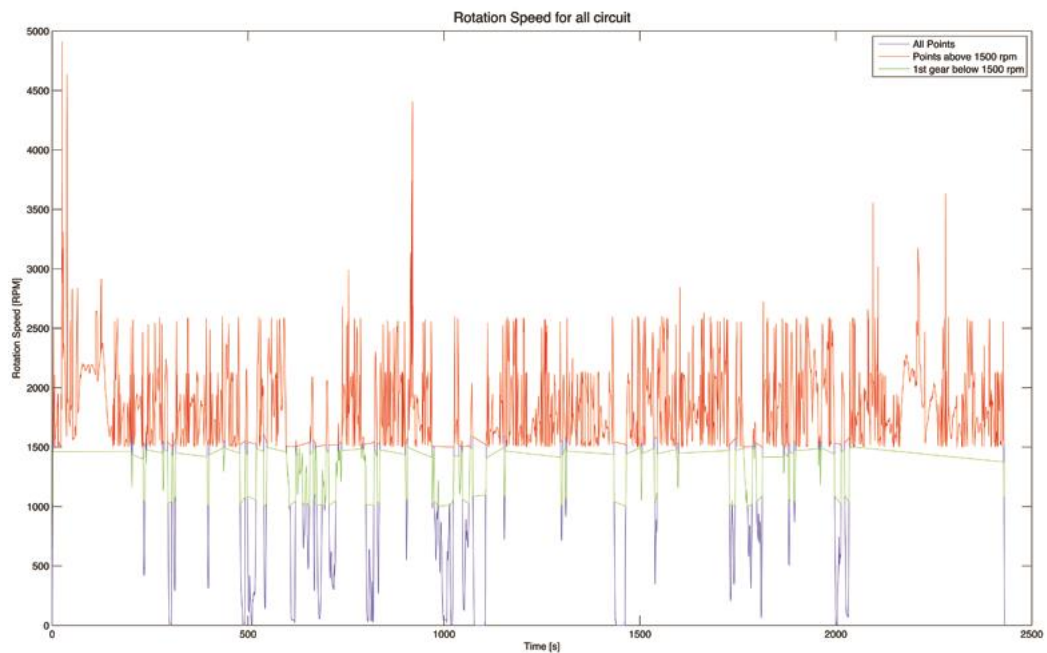


Figura 96 - Regime de rotação do motor durante o percurso citatino

Posto isto, os dados resultantes da média dos parâmetros do modelo de condução para cada segundo (figura 97 - a vermelho), serão cruzados com os do modelo do MCI, para se obterem os dados de entrada do modelo do ORC.

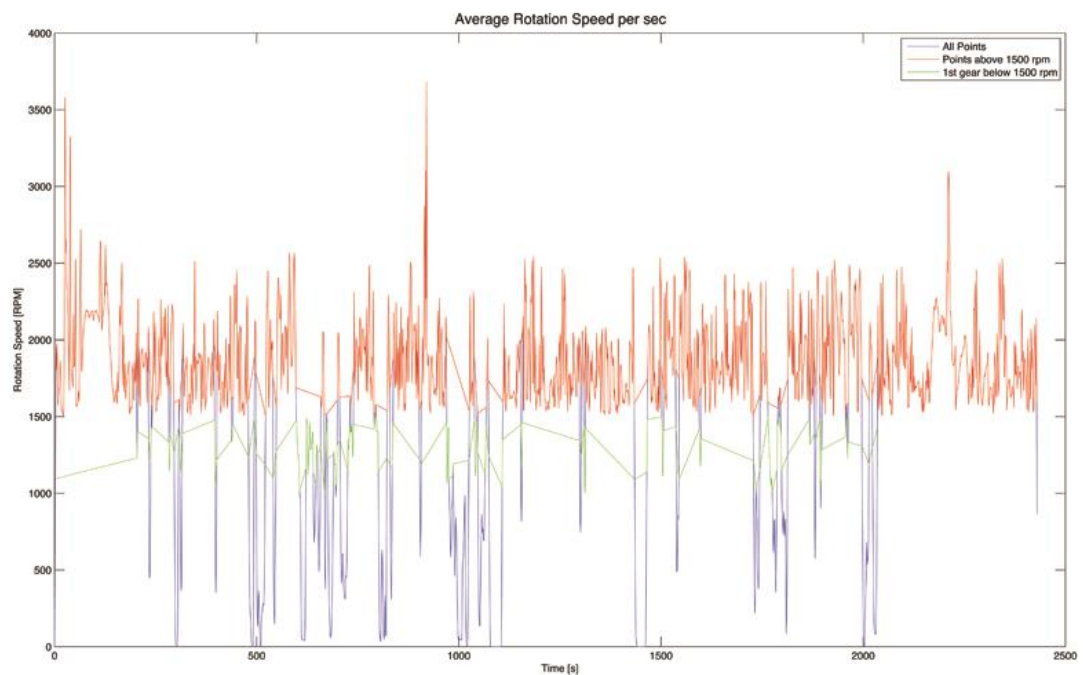


Figura 97 - Regime de rotação do motor durante o percurso citatino (média de 1 segundo)

A comparação dos dados entre os dois modelos é efectuada através de uma dupla interpolação linear (figura 98); primeiramente são interpolados os dados para a gama de rotação na qual se inserem (1500-2000, 2000-2500, etc.), e em seguida interpola-se o binário obtido pelo modelo de condução dentro do intervalo de binário no qual se insere no modelo do MCI, obtendo-se assim a abertura da válvula do acelerador e conseqüentemente todos os restantes parâmetros. Foi necessário ainda incluir uma restrição no processo de interpolação; esta restrição surge nos intervalos em que se verifica a desaceleração do veículo durante o percurso, o que, em virtude da média efectuada aos dados do modelo de condução, faz com que o binário apresentado no intervalo em análise, seja, por vezes, não nulo mas inferior ao mínimo que o motor consegue fornecer. Nas próximas subsecções serão apresentados os dados relativos ao cruzamento entre ambos os modelos, para os três circuitos de condução efectuados.

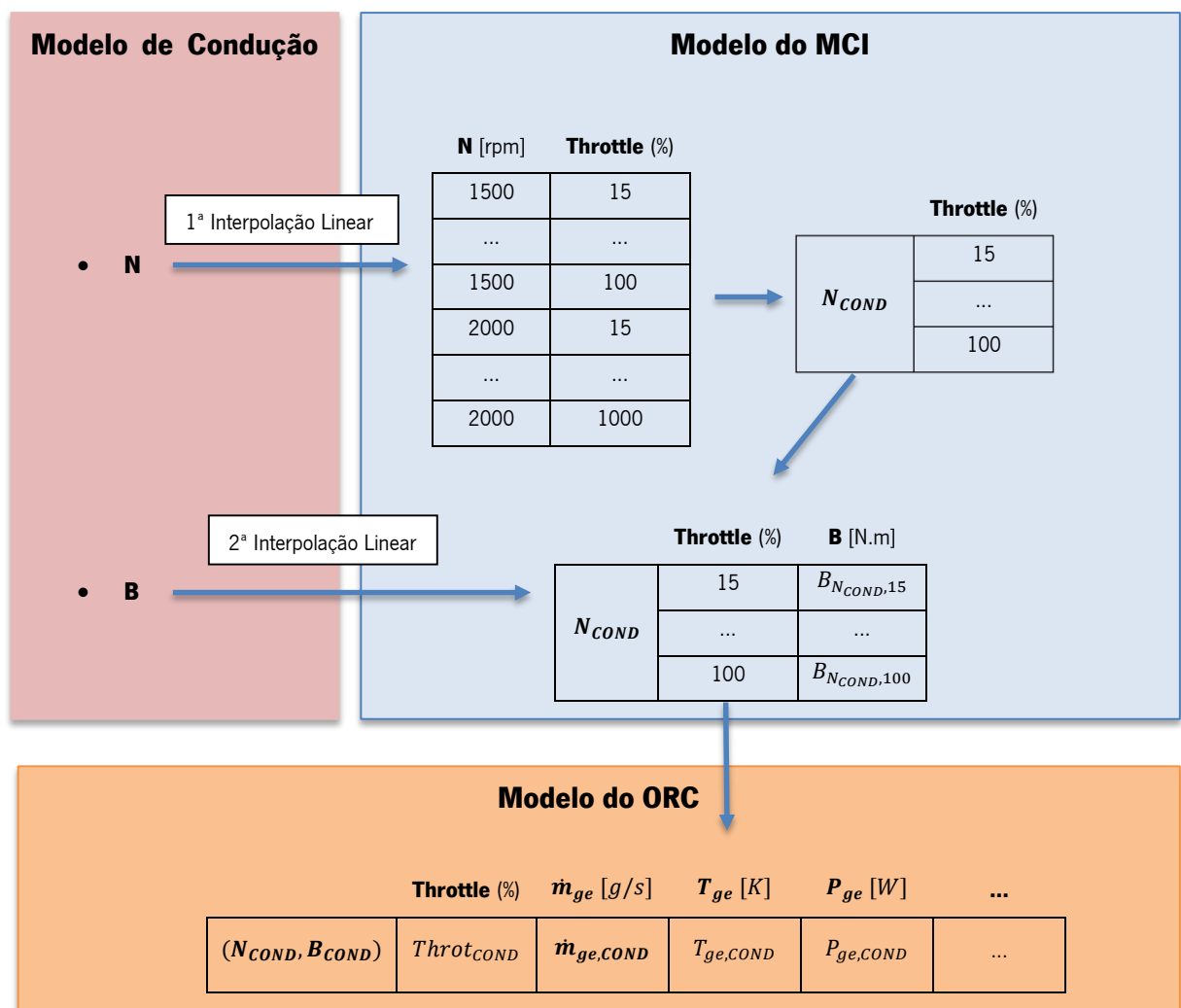


Figura 98 - Cruzamento de dados entre o modelo de condução e o do MCI

7.1.2.1. Circuito citadino

Tal como mencionado anteriormente (secção 5.2.3.2), o circuito citadino tem início e fim no pólo da Universidade do Minho em Guimarães. Tem uma extensão de 18 kms e duração aproximada de 40 minutos, o que corresponde a uma velocidade média de 27 km/h. A velocidade máxima atingida neste percurso foram cerca de 80 km/h. Relativamente à altitude, apresenta um perfil bastante acentuado, com muitas variações ao longo do percurso, com uma cota média de 197 metros em relação ao nível médio das águas do mar. Os perfis de altitude e velocidade deste circuito, juntamente com os dados estatísticos mais relevantes, são apresentados na figura 99.

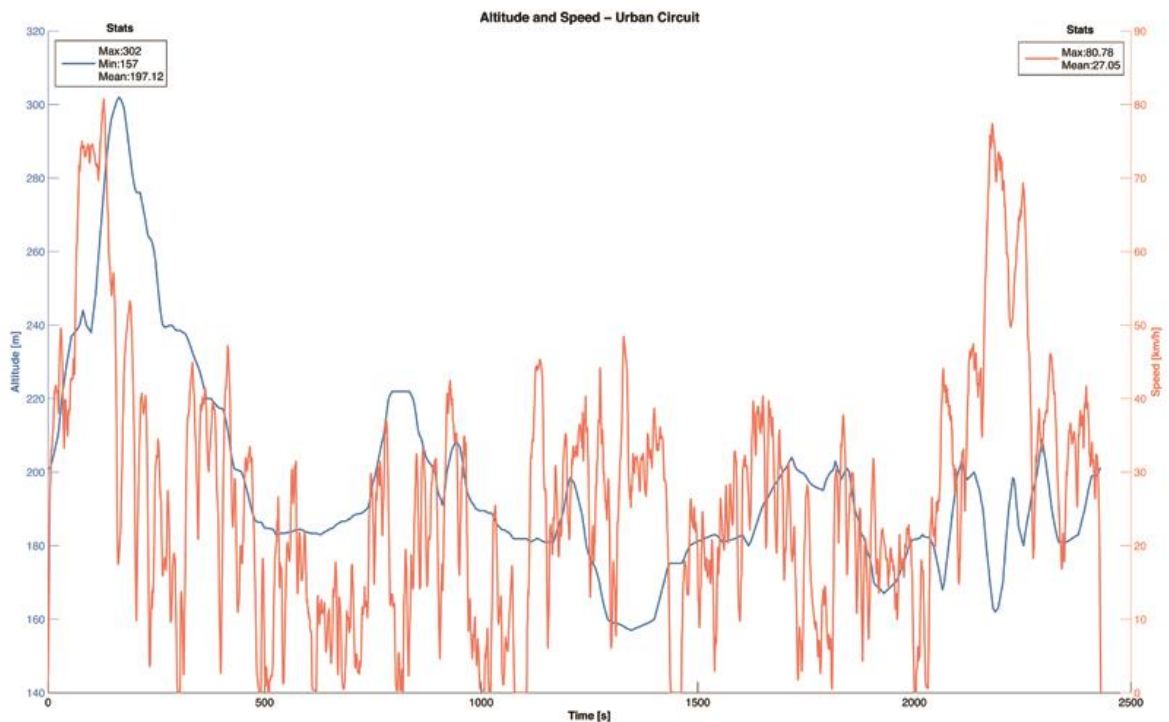


Figura 99 - Perfil de altitude e velocidade do circuito citadino

Relativamente às potências específicas do veículo (VSPs) neste trajecto, pode observar-se que as potências específicas de propulsão e de travagem variam bastante, em virtude das muitas acelerações e travagens, e a potência específica de atrito é muito próxima de zero, sendo a principal componente devida ao atrito de rolamento, pois a baixa velocidade, o efeito do arrasto aerodinâmico é reduzido.

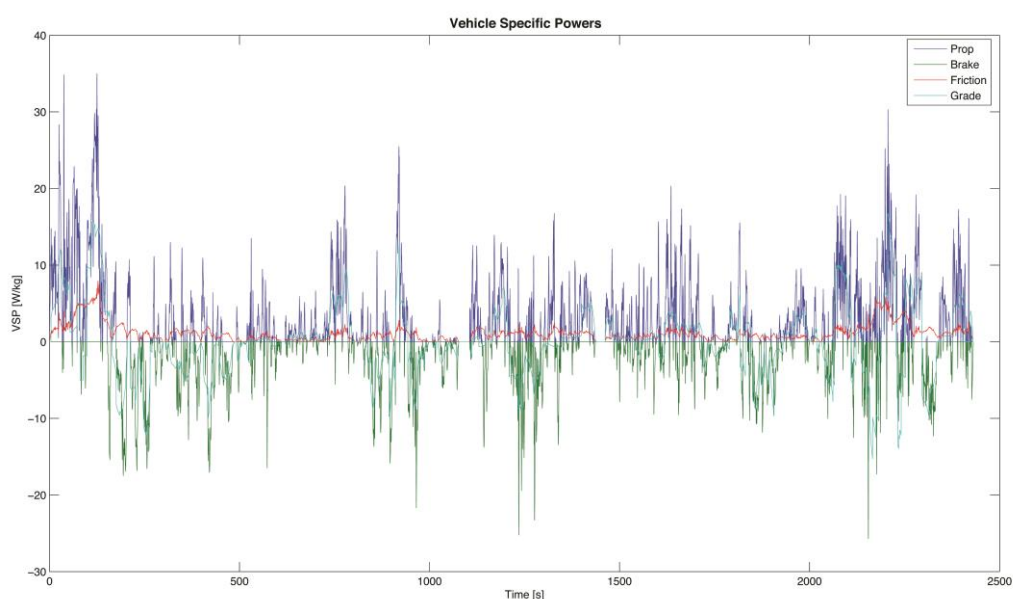


Figura 100 - VSP's do circuito citadino

A potência motora necessária para realizar o percurso (dada pelo rácio entre o produto da potência específica do veículo pela massa deste e o rendimento da transmissão), juntamente com a selecção da marcha dada pelo algoritmo de marchas engrenadas, cujo excerto se encontra na figura 95, determinam a rotação e o binário do motor em cada instante. Conforme foi mencionado anteriormente, é necessário realizar a média destes valores para intervalos de 1 segundo, podendo ser observados na figura 101, juntamente com os dados estatísticos mais relevantes. A potência máxima que o motor precisa de fornecer neste trajecto, é de cerca 43,4 kW. A rotação e binário máximos são, respectiva e aproximadamente, 3800 rpm e 135.2 N.m.

Convém no entanto lembrar, que nem todos os pontos presentes na figura 101 podem ser cruzados com os dados do modelo do motor (essas considerações foram feitas na secção 7.1.2). No caso do percurso citadino, apenas cerca de 30 % dos pontos puderam ser interpolados, conforme se pode ver na figura 102. O resultado do cruzamento dos dados entre os dois modelos podem ser vistos nas próximas figuras, sendo que apenas na primeira serão apresentados os pontos não interpolados.

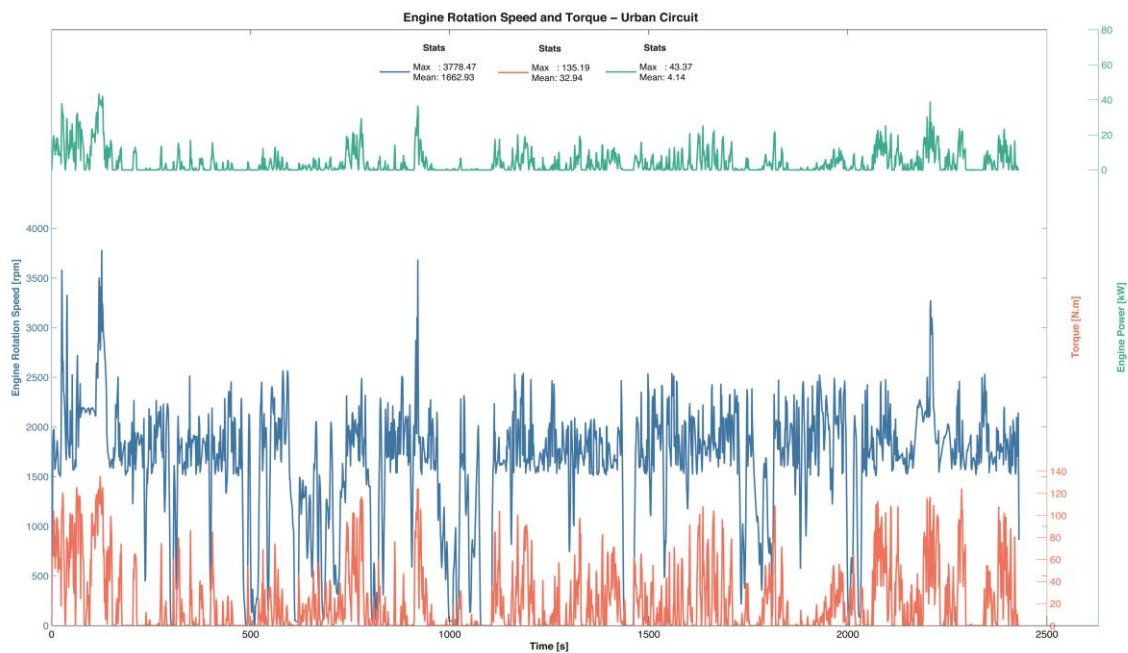


Figura 101 - Potência, binário e rotação do motor ao longo do circuito citadino (média de 1 segundo)

Na figura 102 é apresentada a posição do acelerador (%) durante o percurso citadino, bem como os parâmetros estatísticos mais relevantes. O intervalo de abertura situa-se entre os 15 e os 53.7 %, com uma abertura média de 25% (linha vermelha a traço interrompido) e um desvio padrão de 7.6% (linhas azuis a traço interrompido). Os baixos valores obtidos para este parâmetro, podem ser devidos às características do percurso (baixa velocidade média), o que, conjuntamente com a assumpção de uma estratégia de condução mais conservativa (privilegiando os menores consumos), podem ajudar a explicar este fenómeno. Mais ainda, os pressupostos em que se baseia o algoritmo de troca de marchas, podem não corresponder com o perfil de condução adoptado pelo condutor do veículo, algo que, num meio tão dinâmico como um trajecto real, com bastantes variáveis, é bastante exequível. Por conseguinte, a estimativa da rotação e binário do motor, dependente deste algoritmo, podem introduzir um erro significativo nesta análise. Por último, convém também salientar que, quer os dados medidos durante o trajecto citadino, (bem como a média para 1 segundo efectuada posteriormente), quer os resultantes da simulação do modelo do motor, acarretam um erro associado; e, não sendo possível determinar a ordem de grandeza deste erro, especialmente no caso do modelo do motor (implicaria realizar as medições dos parâmetros relevantes para cada binómio (N,throttle) dum motor de 1.6L em bancada de testes), não se pode negligenciar o efeito destas fontes de erro nos resultados obtidos.

Contudo, foram mencionadas estratégias para a minimização dos erros associados aos modelos (médias de 1 segundo, curvas de fabricante, etc.), pelo que, a maior fonte de erro associada será, a inferição a partir dos dados de velocidade do veículo e de potência de propulsão, do perfil de condução adoptado. Para minimizar esta fonte de incerteza, seria necessário recorrer à realização de novos testes de condução, incluindo-se agora a medição da rotação do motor e comparando-se com os resultados dos testes sujeito ao mesmo procedimento (modelo de condução e algoritmo de marchas engrenadas). A diminuição da rotação do motor concomitantemente com o aumento de velocidade indicaria aumento da marcha, sendo verificado o inverso, para o aumento da rotação do motor com a diminuição de velocidade. Esta poderá ser uma opção a considerar no futuro; no entanto, à data de realização do presente trabalho, apenas estavam disponíveis os dados supracitados.

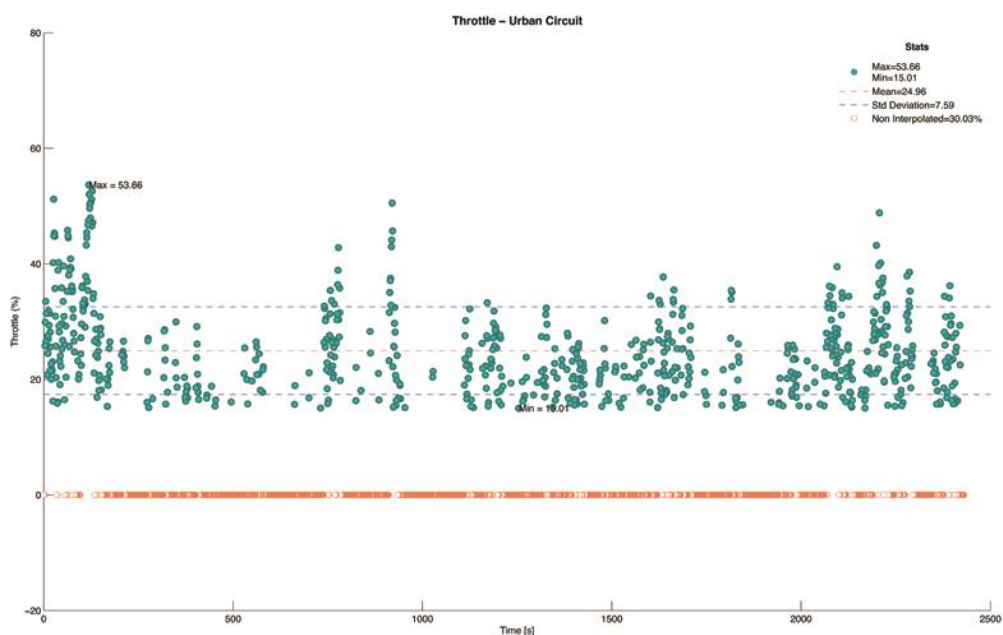


Figura 102 - Abertura da válvula do acelerador (%) durante o percurso citadino

Continuando com a análise do circuito citadino, pode observar-se na figura 104, que o rendimento médio do motor é de 0.26 (desvio padrão ± 0.03), sendo que o máximo obtido é de 34%. Isto traduz-se num consumo específico médio (figura 103) de 294.3 e um desvio padrão de 24.5 g/kW.h, com um consumo mínimo e máximo de, 242 e 349.5 g/kW.h, respectivamente.

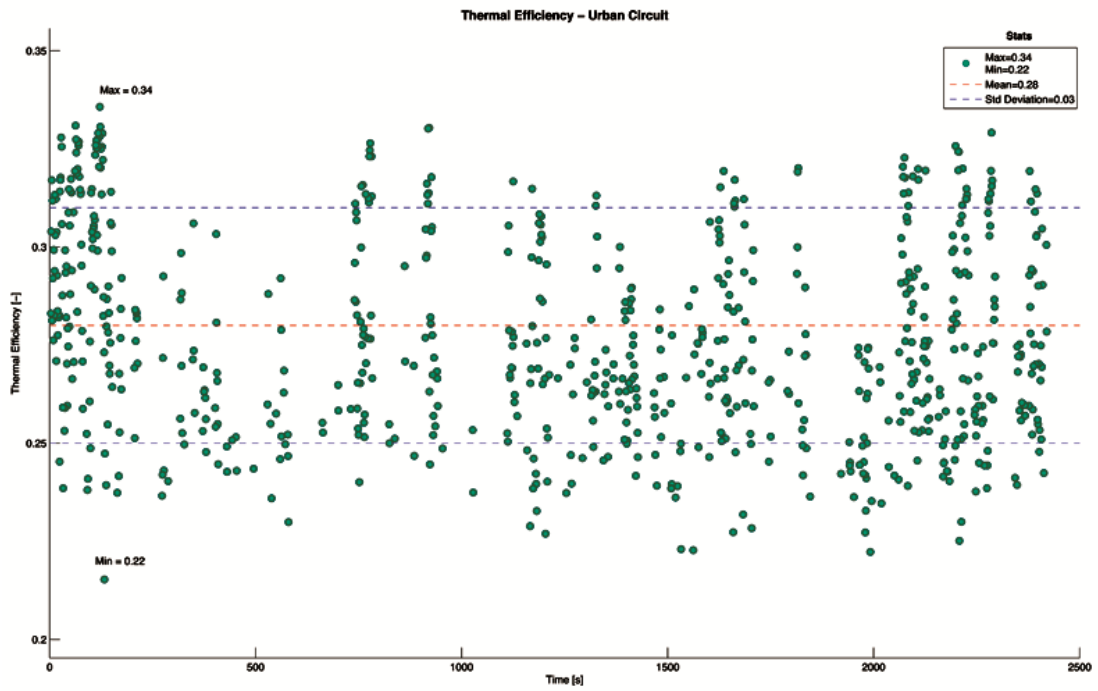


Figura 104 - Rendimento do motor durante o percurso citadino

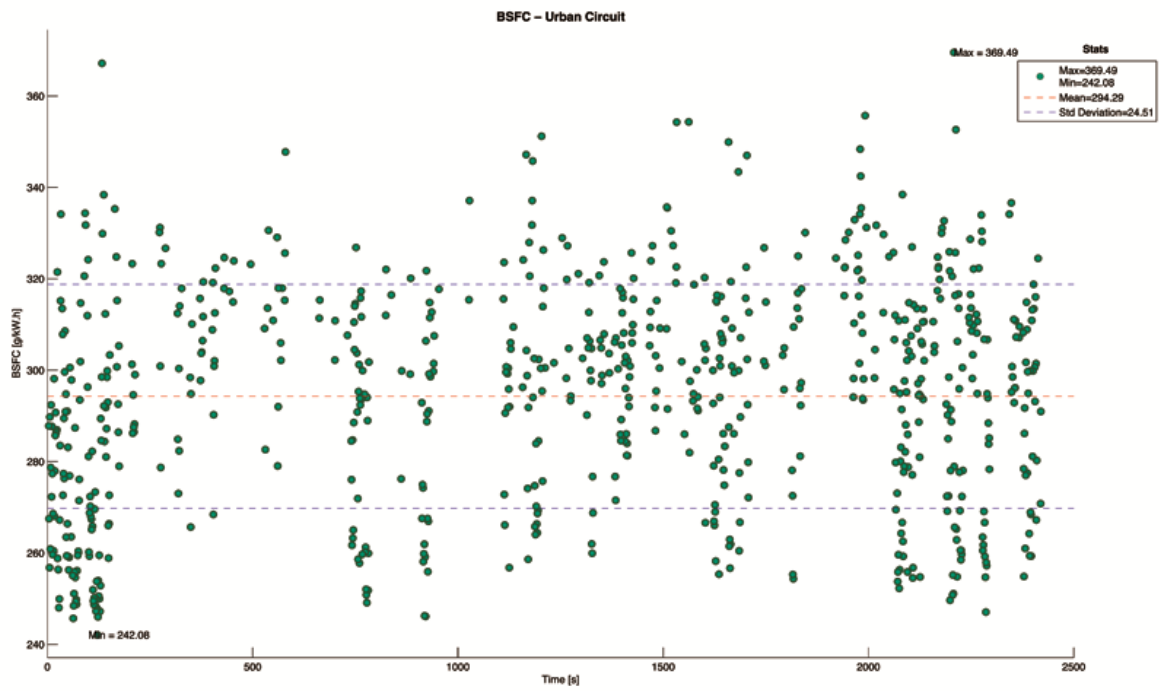


Figura 103 - Consumo específico do motor durante o percurso citadino

Relativamente ao fluxo dos gases de escape, pode observar-se que a temperatura média destes é de cerca de 1070K, ou seja, aproximadamente 800°C (figura 105), algo que se coaduna com a temperatura média típica do motor a gasolina. No que diz respeito ao caudal mássico deste fluxo, pode observar-se na figura 106, que o seu valor médio é de 15.42 (desvio padrão de 7.39 g/s). No entanto, é necessário salientar também a característica de variabilidade acentuada deste parâmetro, o que condiciona sobremaneira, o desenvolvimento de um sistema de aproveitamento do calor residual a partir deste fluxo. Para além dos pontos em que não foi possível realizar a interpolação, há ainda a considerar que, durante o tempo em que o sistema estará a funcionar, o carácter intermitente do fluxo de gases de escape, impõe variações acentuadas na potência do escape (figura 107), dificultando o processo de recuperação da energia contida neste fluxo, sujeitando o sistema de controlo, que acciona os diversos componentes térmicos do ORC, a um elevado desgaste.

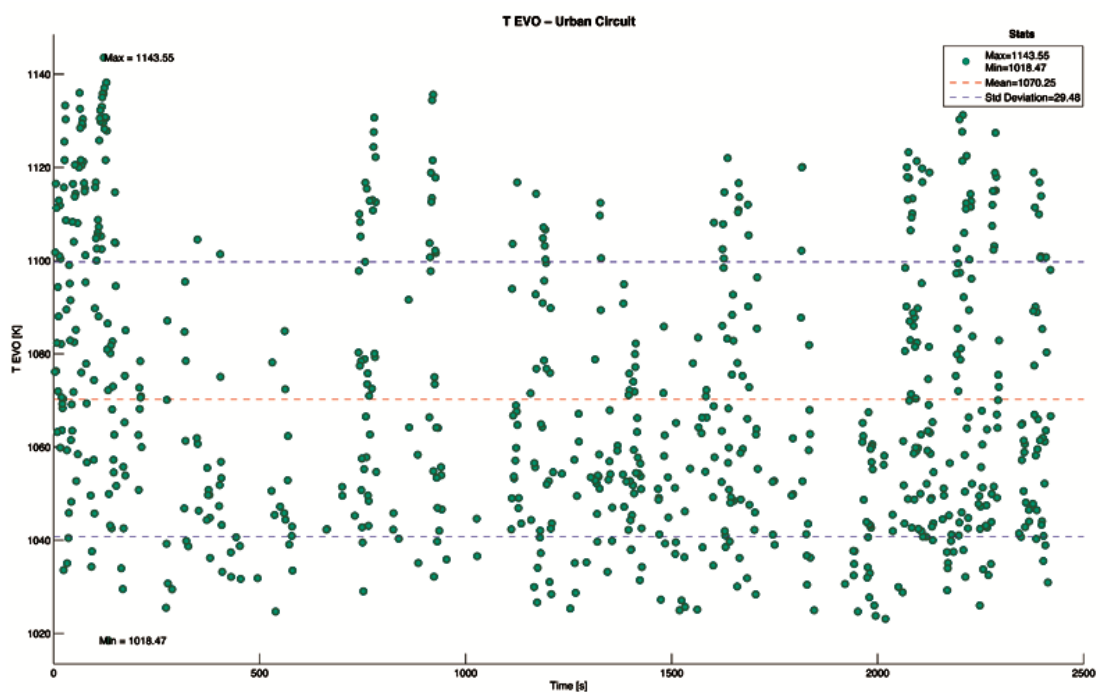


Figura 105 - Temperatura do escape durante o percurso citadino

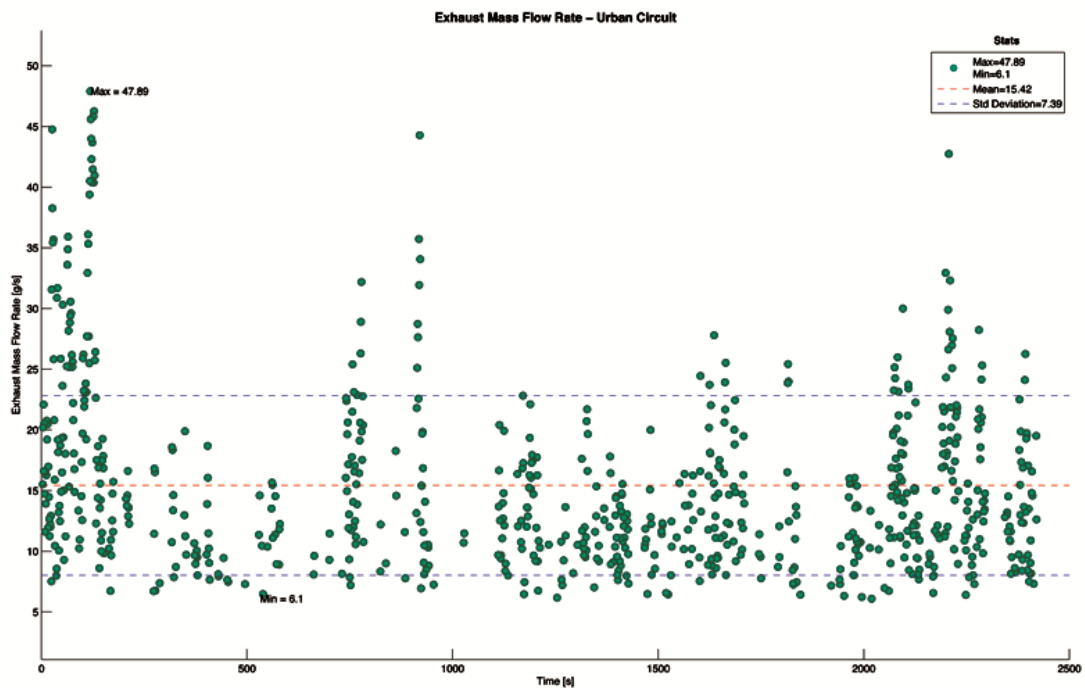


Figura 106 - Caudal mássico do fluxo de gases de escape durante o percurso citadino

Por último, pode observar-se na figura 107, a potência associada ao fluxo de gases de escape, cujo valor médio ronda os 17 kW (desvio padrão de 9.27 kW). Há, no entanto, a salientar que em alguns momentos, a potência de escape ultrapassa os 50 kW, mas como referido anteriormente, a intermitência associada a este fluxo, condiciona o dimensionamento do sistema para valores desta ordem de grandeza, considerando-se apenas, para já, os dados relativos ao circuito citadino.

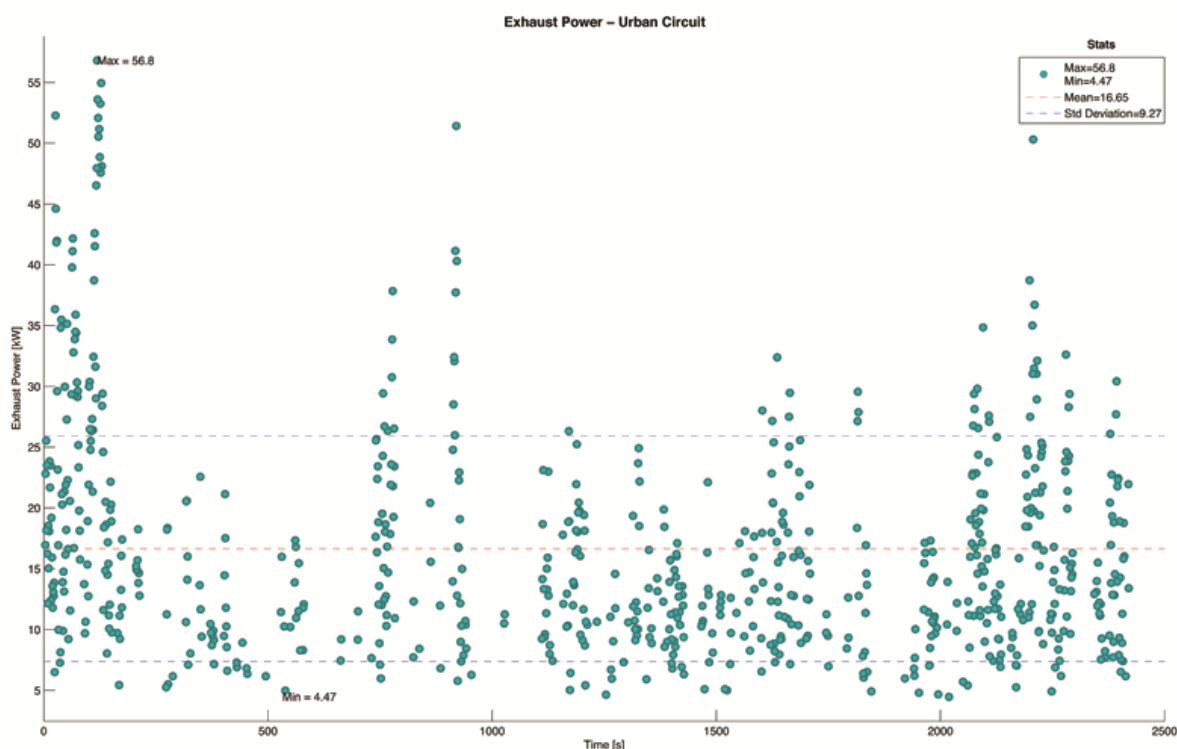


Figura 107 - Potência associada ao fluxo de gases de escape durante o percurso citadino

7.1.2.2. Circuito de estrada nacional

Este trajecto foi realizado na estrada Nacional 101 entre a cidade de Guimarães e a cidade de Braga (zona de S.º Victor). Tem uma extensão de aproximadamente 23 km, uma duração de 25 minutos, o que corresponde a uma velocidade média de 55 km/h. Conforme se pode observar na figura 108, a altitude mínima e máxima são idênticas ao do circuito citadino (198 e 302 m, respectivamente). No entanto, este perfil é mais acentuado que no circuito citadino, pois, apesar de haver menos oscilações de altitude, estas são mais abruptas, como se pode comprovar pelo intervalo que compreende o pico máximo de altitude. Em contraste com o percurso citadino, pode observar-se que a velocidade ao longo do trajecto de estrada nacional apresenta um perfil mais constante, com um valor médio e máximo de 55.3 e 102 km/h, respectivamente. Convém também mencionar que todos os trajectos foram realizados de acordo com as normas rodoviárias vigentes, sendo que o pico máximo de velocidade corresponde a um troço de via rápida na chegada a Braga.

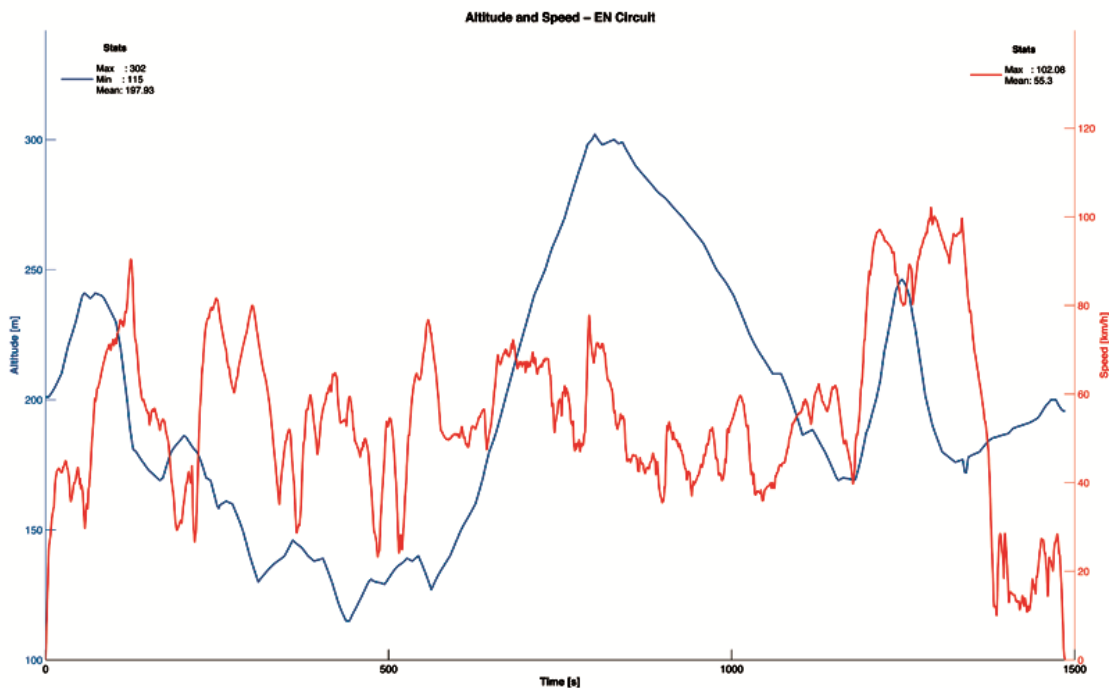


Figura 108 - Perfil de altitude e velocidade do circuito de EN

Como resultado das características deste percurso, as potências específicas de propulsão e travagem apresentam um perfil mais linear (figura 109). A potência específica de atrito aumentou ligeiramente em relação ao percurso citadino, devido, em parte, ao aumento do arrasto aerodinâmico associado à maior velocidade média do veículo durante o trajecto.

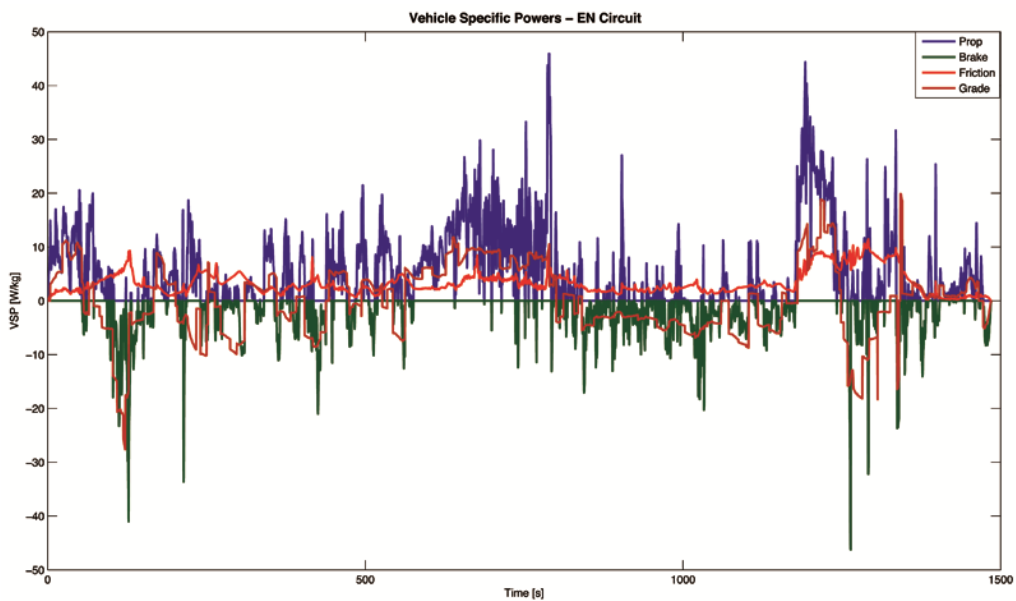


Figura 109 - Potências específicas do veículo durante o percurso de estrada nacional

Na figura 110, são apresentados os valores de potência, binário e rotação do motor ao longo do percurso de EN. Pode observar-se um aumento dos valores médios e máximos de todos estes parâmetros em relação ao percurso citadino:

- Potência (média e máxima): 7.6 e 62.43 kW;
- Binário (média e máximo): 48.14 e 141.3 N.m;
- Rotação do motor (média e máxima): 1960 e 5282 rpm;

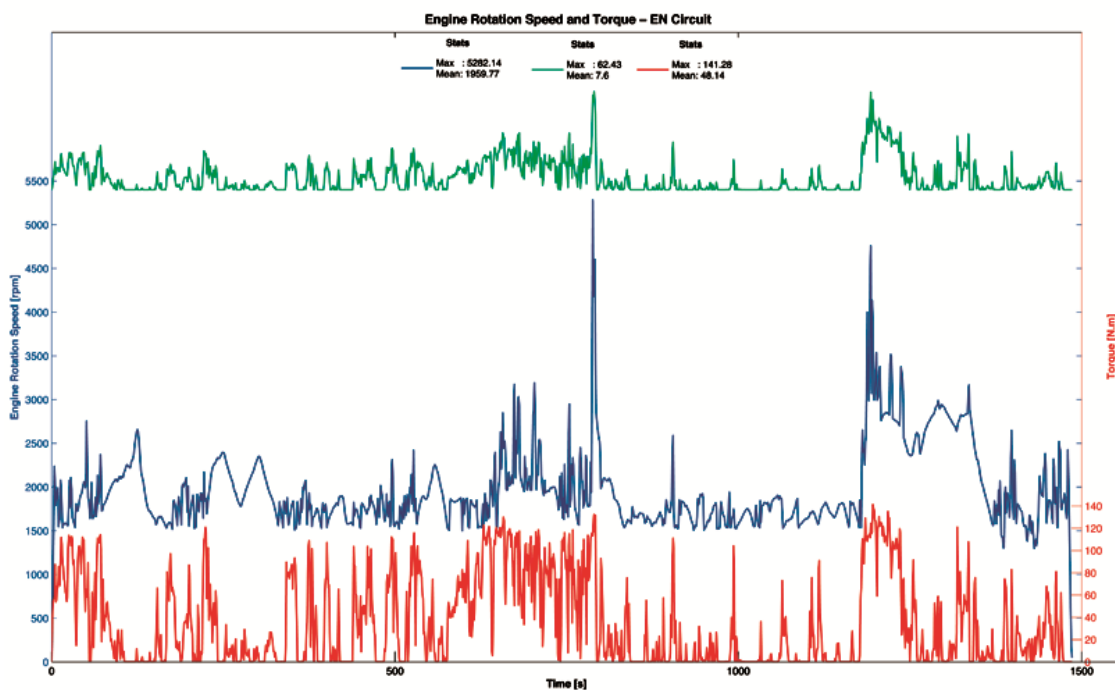


Figura 110 - Potência, binário e rotação do motor ao longo do percurso de EN

O aumento da potência média, assegura também maior potencial de aproveitamento da energia do fluxo dos gases de escape, o que aliado ao perfil mais regular do percurso, permitirá, em princípio, obter melhores resultados com o sistema ORC.

Em relação ao regime de rotação ao longo do percurso, é importante fazer aqui um pequeno parêntesis para referir a aplicação do algoritmo das marchas engrenadas neste trajecto. Pode observar-se na figura 111, que o perfil da marcha engrenada durante os primeiros 500 segundos do percurso de EN é mais constante, em virtude das características do percurso, cujas menores variações de velocidade e de potência de propulsão requerida, tornam o comportamento deste algoritmo mais consentâneo com o que seria expectável. De facto, a situação crítica para este algoritmo encontra-se no percurso citadino,

cuja característica típica de “para-arranca”, aliada ao conceito de grafo aplicado, podem induzir perturbações irrealistas do seu comportamento.

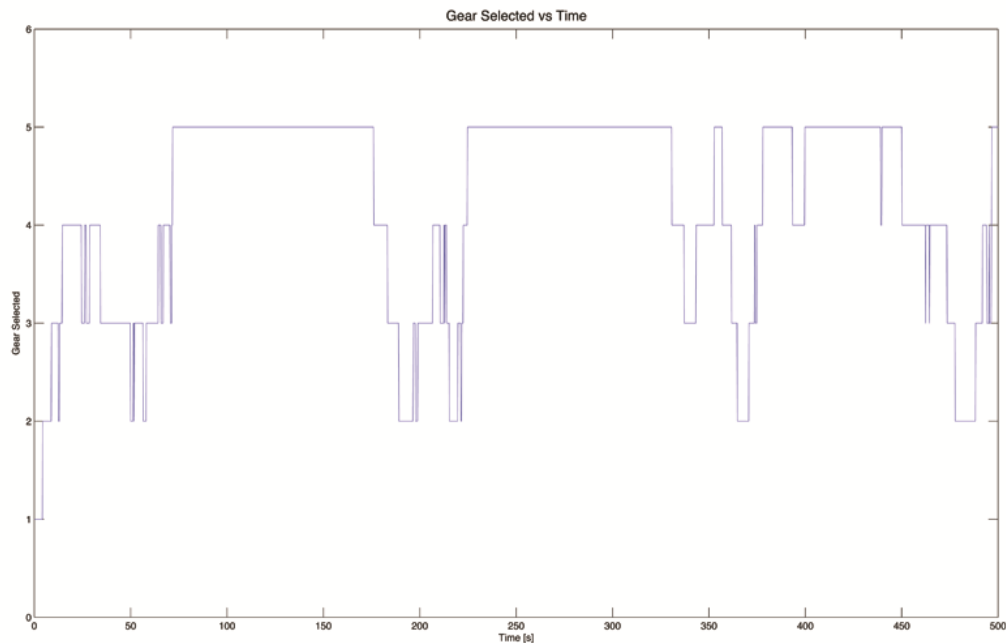


Figura 111 - Marcha engrenada durante os primeiros 500 segundos do percurso de EN

A melhoria destes dois aspectos (maior constância das características do percurso (velocidade e potência requerida) e melhor comportamento do algoritmo) traduz-se numa melhoria significativa do processo de cruzamento de dados entre os dois modelos, pois, conforme se pode verificar na figura 112, apenas os dados relativos às rampas inicial e final apresentam uma velocidade de rotação inferior à mínima (1500 rpm). No entanto, devido ao facto de num grande conjunto de pontos, o binário ser inferior ao mínimo para uma dada rotação do motor, fruto da baixa potência de propulsão exigida ao veículo nesses pontos, verificou-se um aumento aquém do esperado dos pontos obtidos por interpolação (46% para o percurso de EN, contra os 30 % do percurso citadino - figura 113).

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

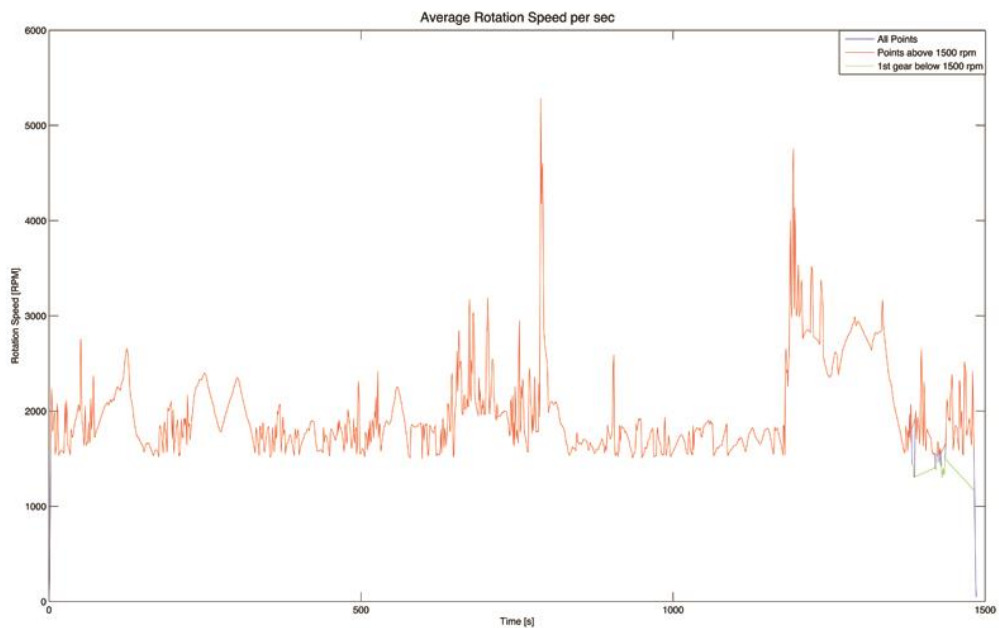


Figura 112 - Velocidade de rotação do motor ao longo do percurso de EN (média de 1 segundo)

O resultado do cruzamento de dados pode ser observado nas próximas figuras, sendo que apenas na primeira serão apresentados os pontos não interpolados. Na figura 113, é apresentada a variação da abertura da válvula do acelerador ao longo do tempo. Pode observar-se que a média (29.6 %) é superior à do circuito citadino, com uma maior dispersão dos dados (desvio padrão superior – 9.5%) e com uma abertura máxima bastante superior (cerca de 70%).

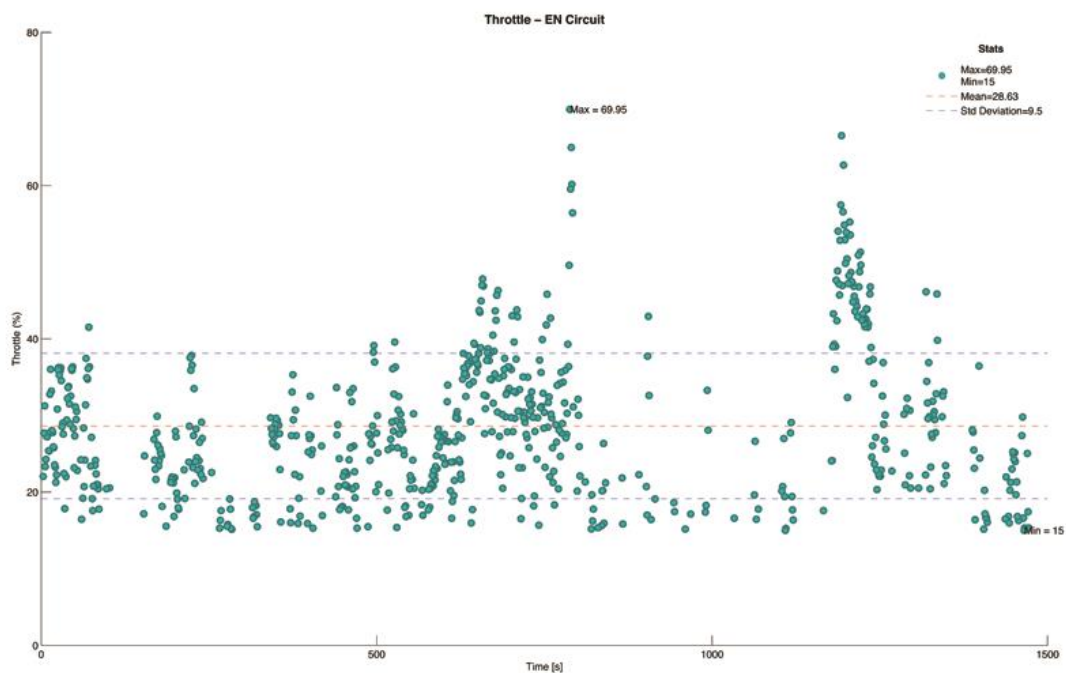


Figura 113 - Abertura da válvula do acelerador ao longo do percurso de EN

Relativamente ao rendimento do motor ao longo deste percurso pode observar-se que se mantém praticamente inalterado em relação ao circuito citadino (figura 115). Já no que diz respeito ao consumo específico (figura 114) observa-se uma diminuição do valor médio (285.37 g/kW.h), mas apresenta um pico máximo isolado de 433.3 g/kW.h.



Figura 115 - Rendimento do motor durante o circuito EN

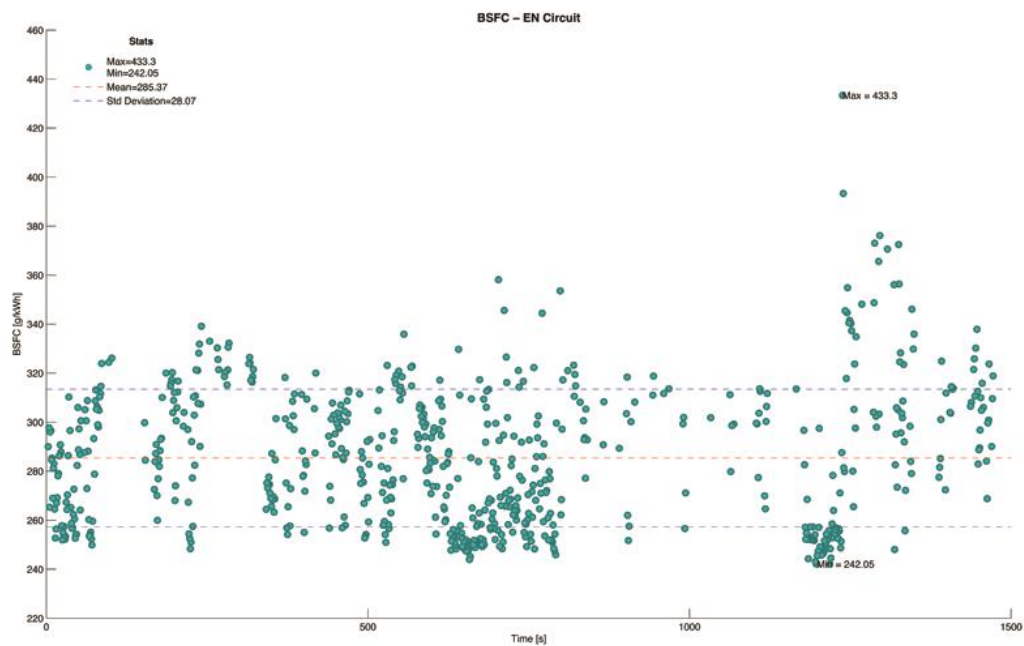


Figura 114 - Consumo específico do motor durante o percurso de EN

Relativamente ao fluxo dos gases de escape, pode observar-se que a temperatura média destes aumenta cerca de 10 °C, para 810°C (figura 116). No que diz respeito, ao caudal mássico deste fluxo, pode observar-se na figura 117, que o seu valor médio aumenta para 19.11 g/s e com uma maior dispersão dos dados (desvio padrão de 10.11 g/s). No entanto, se a análise incidir sobre intervalos de tempo consecutivos, poderá observar-se a menor oscilação deste fluxo em relação ao circuito citadino, fruto das características de velocidade e potência de propulsão neste trajecto. Excepção feita ao intervalo de tempo entre os 800 e 1200 segundos em que essas condições variam bem mais do que no restante trajecto e mesmo em relação ao percurso citadino, repercutindo-se numa maior dispersão global dos dados. Na prática, o que isto quer dizer, é que existem intervalos de tempo onde o funcionamento do sistema de recuperação de calor residual do fluxo de gases de escape será mais vantajoso em termos de condições de operação, dada a menor oscilação do regime de funcionamento do motor, que é uma consequência das características do trajecto seleccionado.

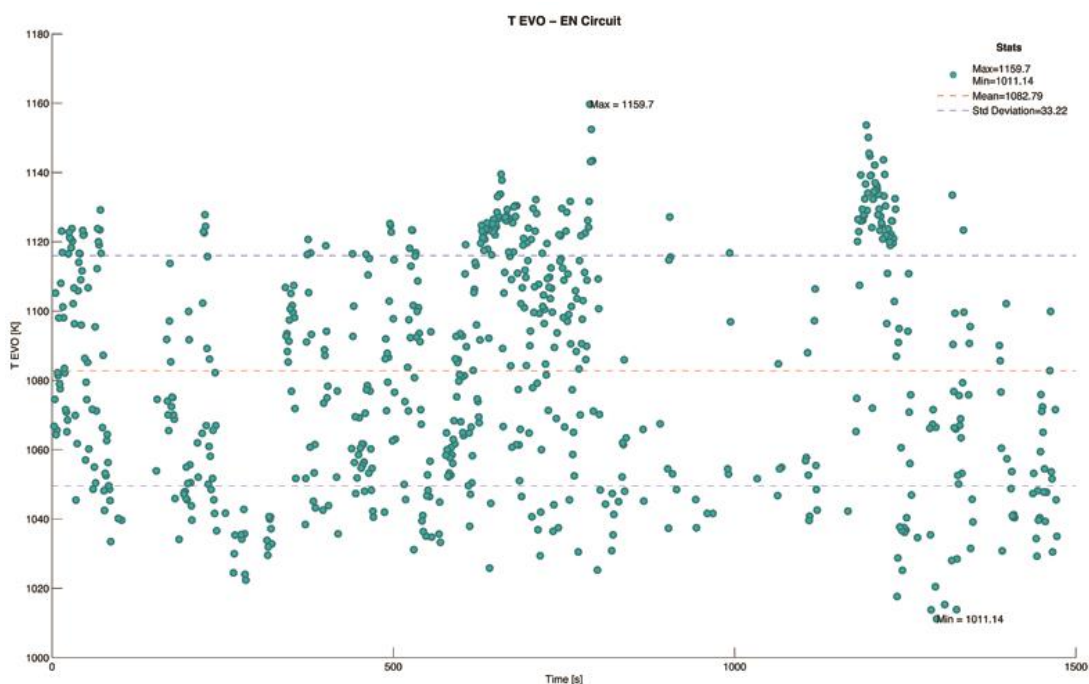


Figura 116 - Temperatura dos gases de escape ao longo do percurso de EN

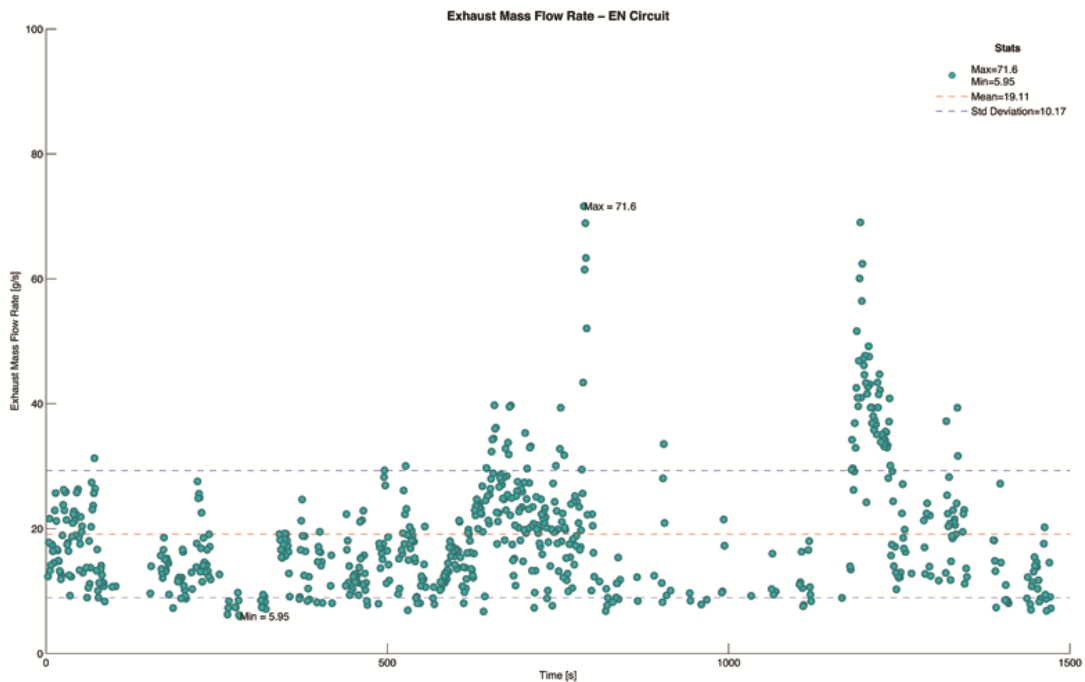


Figura 117 - Caudal mássico do fluxo de gases de escape durante o percurso de EN

Por último, pode observar-se na figura 118, a potência associada ao fluxo de gases de escape, cujo valor médio aumenta para os 21.3 kW (desvio padrão de 12.69 kW). Há, no entanto, a salientar que existe um maior número de pontos em que a potência de escape ultrapassa os 50 kW, culminando num máximo de 87.36 kW. Apesar de já ter sido referido que, à luz das simulações efectuadas pelo modelo do MCI, a potência de escape para este motor é superior à potência útil (de veio), não deixa de ser interessante referir que a potência máxima de escape neste trajecto é idêntica à potência máxima absoluta que o motor consegue fornecer.

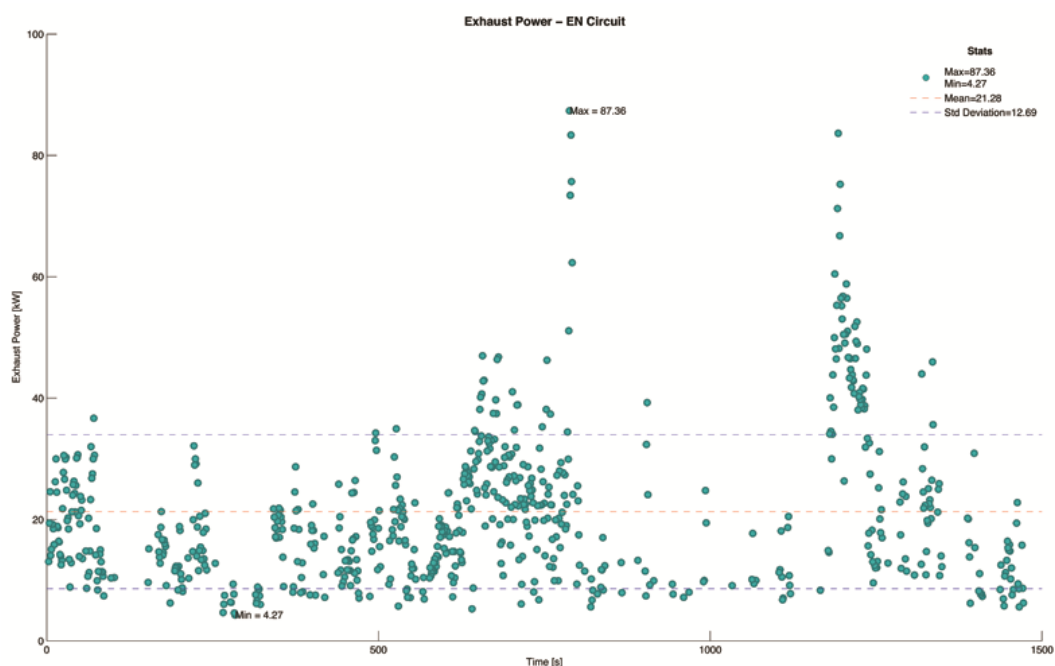


Figura 118 - Potência do fluxo de gases de escape durante o percurso de EN

7.1.2.3. Circuito de auto-estrada

Este trajecto foi realizado pela auto-estrada A11, entre Guimarães (pólo UM Azurém) e Braga (zona de Lamações), com uma extensão aproximada de 27 km e uma duração de 19 minutos, correspondendo a uma velocidade média de 85 km/h. A velocidade máxima atingida neste percurso foi cerca de 130 km/h. Ainda em relação à velocidade, é importante mencionar que os pontos intermédios onde esta se anula correspondem às portagens de auto-estrada. No que diz respeito à altitude, apresenta um perfil bastante acentuado, com muitas variações ao longo do percurso, mas com uma amplitude menor que nos restantes circuitos, com uma cota média de 65 metros em relação ao nível médio das águas do mar. Os perfis de altitude e velocidade deste circuito, juntamente com os dados estatísticos mais relevantes, são apresentados na figura 119.

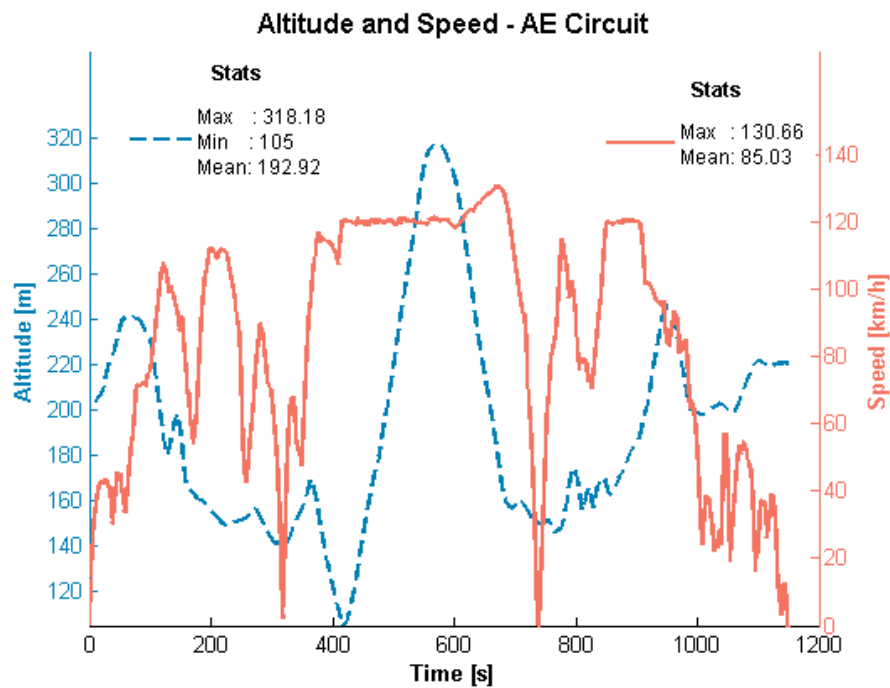


Figura 119 - Perfil de altitude e velocidade ao longo do percurso de AE

Face às características deste percurso, as potências específicas de propulsão e travagem apresentam uma magnitude mais elevada (figura 120). Com efeito, o valor máximo da potência específica de propulsão (60.3 W/kg) ultrapassa o valor máximo que o motor consegue fornecer (57.3 W/kg), para uma massa do veículo de 1400 kg e considerando-se as perdas de transmissão entre o motor e as rodas. Como tal é impossível, foi necessário reajustar este intervalo, considerando-se a potência específica igual à máxima permitida. Relativamente à potência específica de atrito, esta surge como uma fracção bastante significativa, associado à predominância da componente do arrasto aerodinâmico sobre a do atrito de rolamento, em virtude das velocidades mais elevadas.

Na figura 121, são apresentados os valores de potência, binário e rotação do motor ao longo do percurso de AE. Pode observar-se um aumento dos valores médios e máximos de todos estes parâmetros em relação aos restantes percursos:

- Potência (média e máxima): 17.1 e 80.7 kW;
- Binário (média e máximo): 65.2 e 149.1 N.m;
- Rotação do motor (média e máxima): 2806 e 5372 rpm;

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

O aumento da potência média (125%) em relação ao percurso de EN, assegura também maior potencial de aproveitamento da energia do fluxo dos gases de escape, o que aliado ao perfil mais regular do percurso, permitirá, em princípio, obter melhores resultados com o sistema ORC.

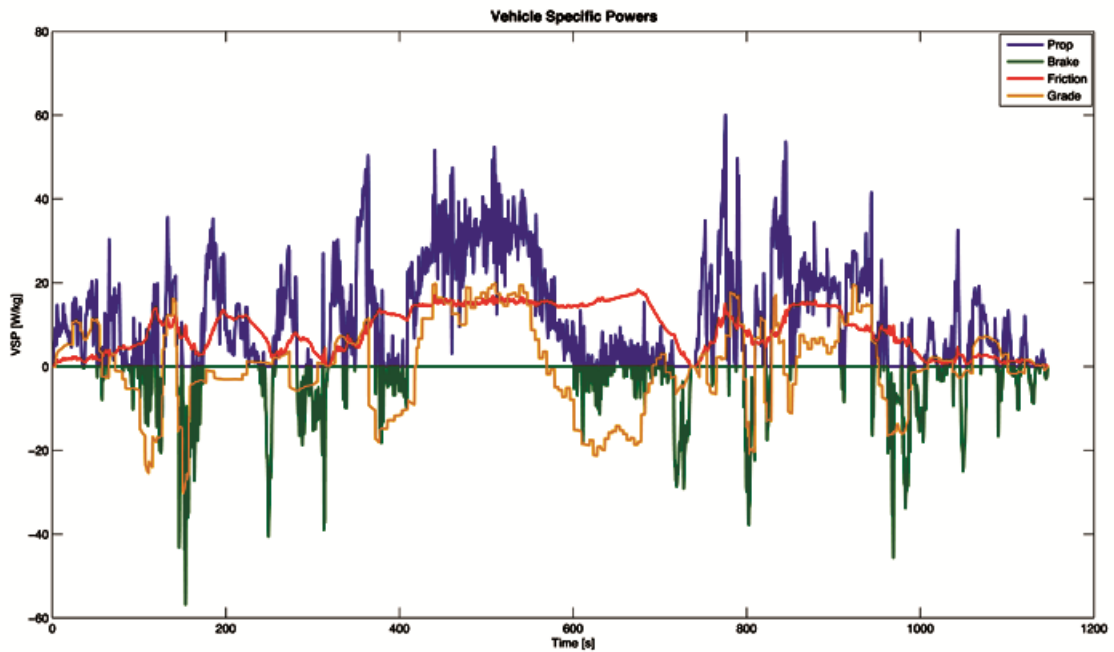


Figura 120 - Potências específicas do veículo durante o percurso de AE

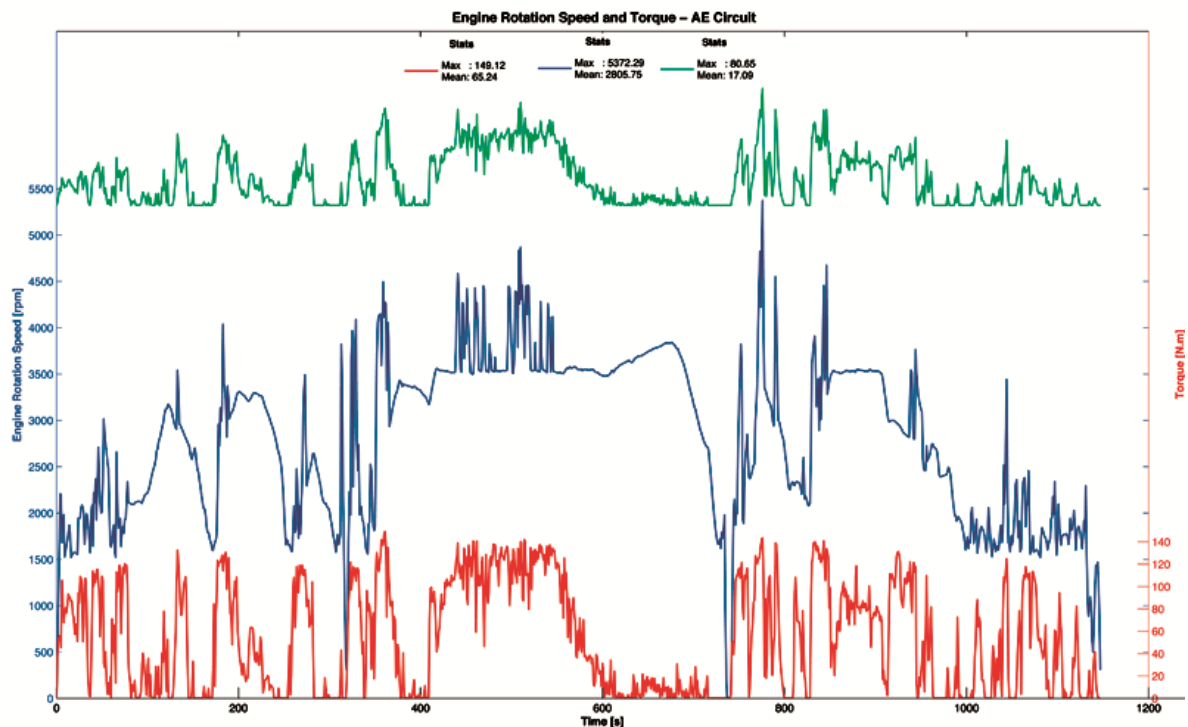


Figura 121 - Potência, binário e rotação do motor ao longo do percurso de AE

O resultado do cruzamento de dados pode ser observado nas próximas figuras, sendo que apenas na primeira serão apresentados os pontos não interpolados. Na figura 123, é apresentada a variação da abertura da válvula do acelerador ao longo do tempo. Pode observar-se que a percentagem de pontos interpolados atinge quase 62%, contra 46% e 30% dos percursos de EN e citadino, respectivamente. A abertura média da válvula do acelerador cifra-se em cerca de 40%, com a maior dispersão dos dados (desvio padrão superior – 13.1 %) e a maior das aberturas máximas (cerca de 86.7%).

Relativamente ao rendimento do motor ao longo deste percurso pode observar-se que se mantém praticamente inalterado em relação ao restantes circuitos (Figura 122), mas com maior dispersão dos dados. Já no que diz respeito ao consumo específico (figura 125) observa-se uma estabilização do valor médio (289 g/kW.h) em relação ao percurso de EN, mas apresenta um conjunto alargado de pontos cujo consumo é superior a 360 g/kW.h.

Relativamente ao fluxo dos gases de escape, pode observar-se que a temperatura média destes é a maior de todos os circuitos, cerca de 823°C (figura 124). A temperatura também aumenta para cerca dos 913 °C, sendo a dispersão dos dados a maior de todas (41.56 °C). No que diz respeito, ao caudal mássico deste fluxo, pode observar-se na figura 126, que o seu valor médio aumenta consideravelmente em relação aos restantes circuitos para 32 g/s e com uma maior dispersão dos dados (desvio padrão de 15 g/s).

Por último, pode observar-se na figura 127, a potência associada ao fluxo de gases de escape, cujo valor médio aumenta consideravelmente (cerca de 73% em relação ao percurso de EN) para os 36.8 kW (desvio padrão de 19.91 kW). Há, no entanto, a salientar que existe um elevado número de pontos em que a potência de escape ultrapassa os 50 kW, culminando num máximo de 111.3 kW, o que representa cerca de 138 % da potência útil de veio.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

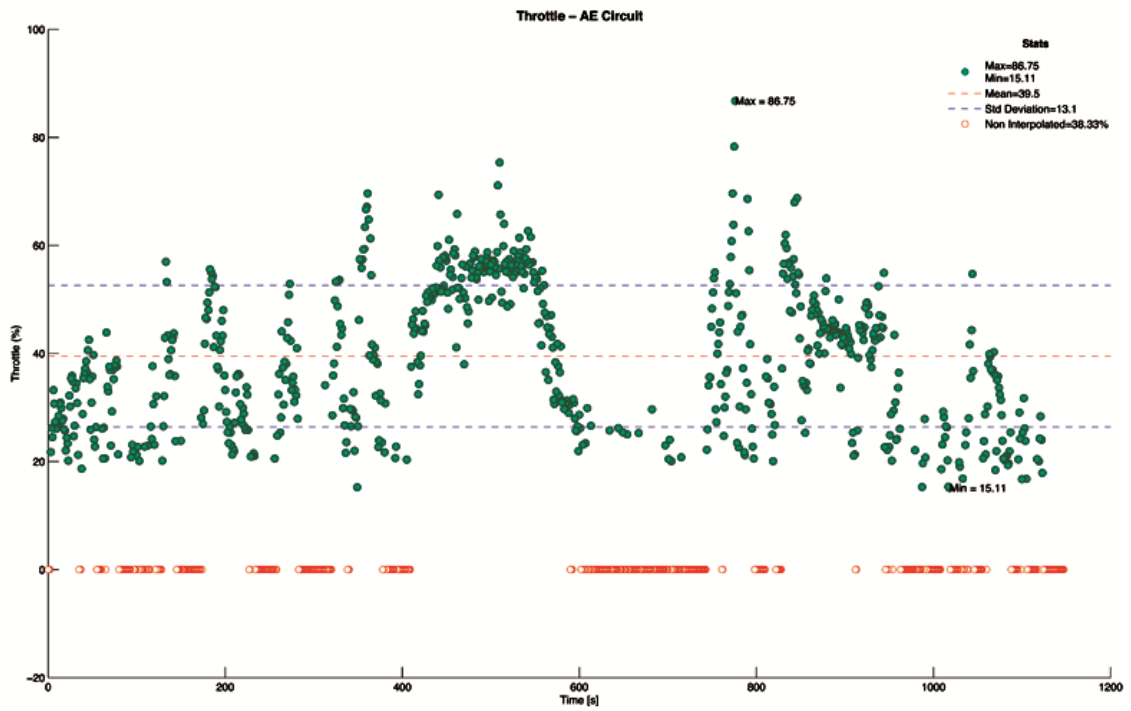


Figura 123 - Variação da abertura da válvula do acelerador ao longo do percurso de AE

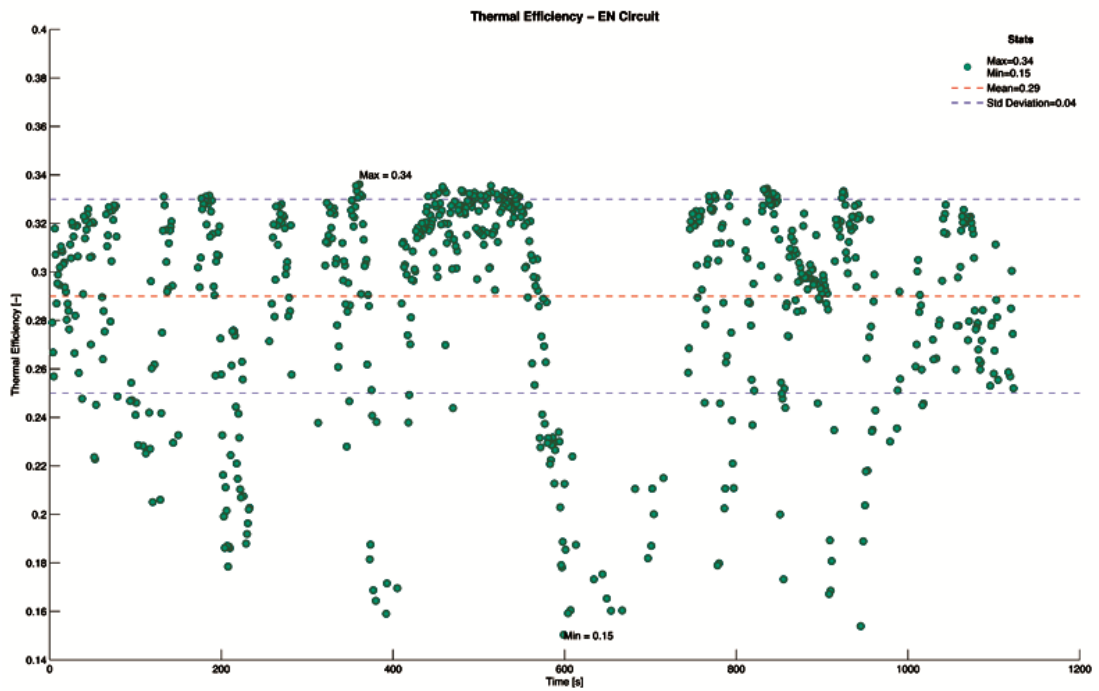


Figura 122 - Rendimento do motor durante o percurso de AE



Figura 125 - Consumo específico do motor durante o percurso de AE

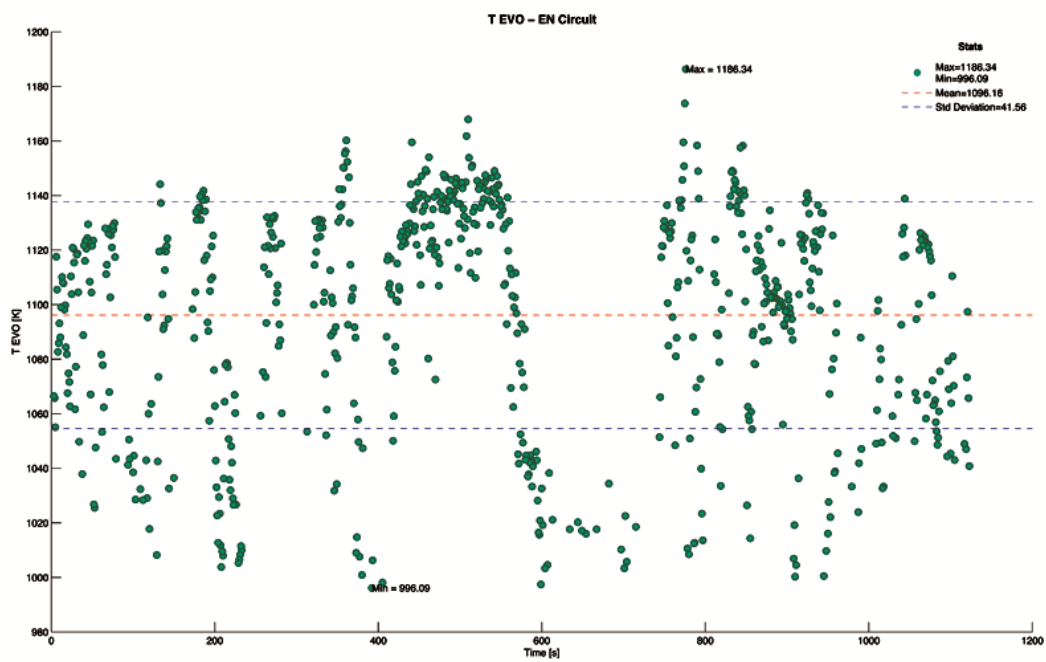


Figura 124 - Temperatura do fluxo de gases de escape ao longo do percurso de AE

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

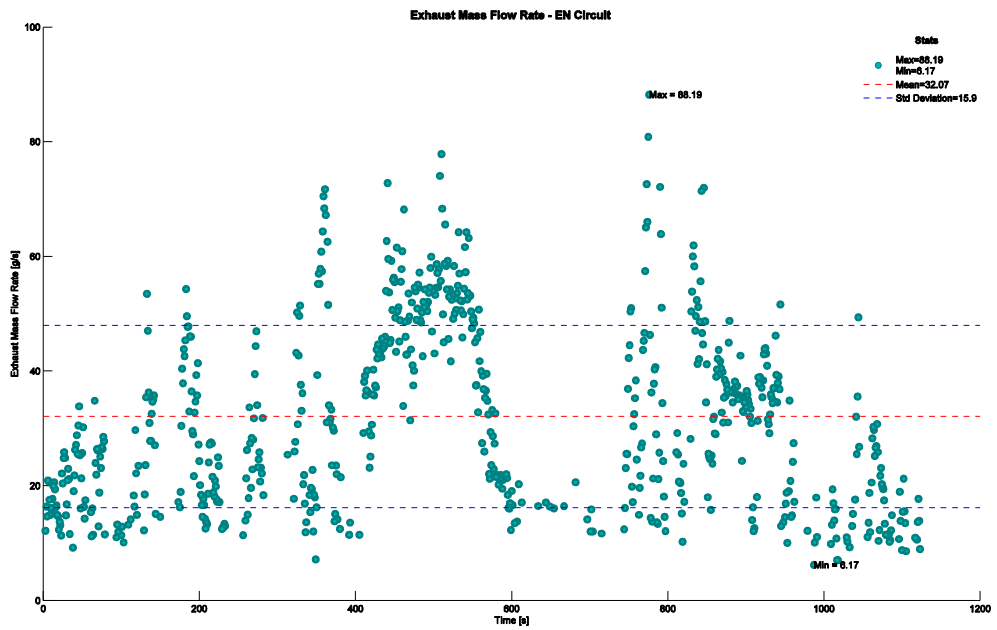


Figura 126 - Caudal mássico do fluxo de gases de escape ao longo do percurso de AE

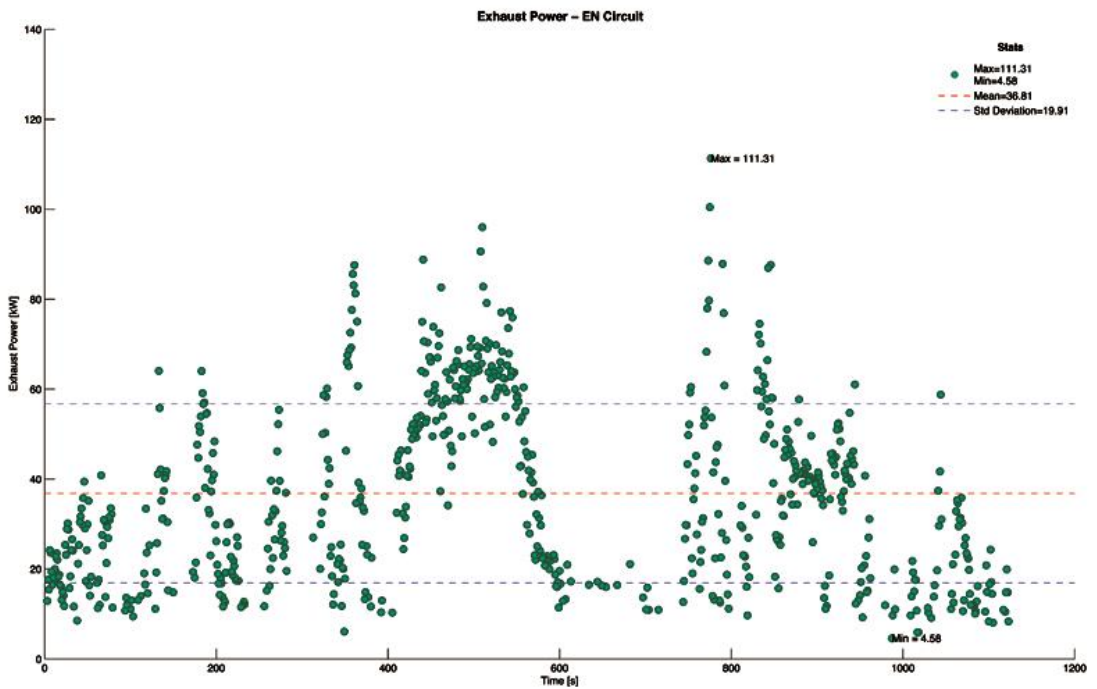


Figura 127 - Potência do fluxo de gases de escape ao longo do percurso de AE

Na tabela 31, encontra-se um resumo de todos os parâmetros relevantes mencionados, para os três percursos.

Tabela 31 - Quadro resumo dos parâmetros mais relevantes dos três circuitos analisados

	Circuito citadino			Estrada Nacional			Auto-estrada		
	Média	Máx.	DP	Média	Máx.	DP	Média	Máx.	DP
N [rpm]	1662,93	3778,47	-	1958,77	5282,14	-	2805,75	5372,29	-
B [N.m]	32,94	135,19	-	46,14	141,26	-	65,24	149,12	-
P [kW]	4,14	43,37	-	7,6	62,43	-	17,09	80,65	-
Alt [m]	197,12	302	-	197,93	302	-	65,24	149,12	-
Speed [Km/h]	27,05	80,78	-	55,3	102,06	-	84,99	130,59	-
Throttle (%)	24,96	53,66	7,59	28,63	69,95	9,5	39,5	86,75	13,1
Thermal Efficiency [-]	0,28	0,34	0,03	0,29	0,34	0,03	0,29	0,34	0,04
BSFC [g/kW.h]	294,29	369,49	24,51	285,37	433,3	26,07	289,02	511,37	55,15
T EVO [K]	1070,25	1143,55	29,48	1082,79	1159,7	33,22	1096,16	1186,34	41,56
EMFR [g/s]	15,42	47,89	7,39	19,11	71,6	10,17	32,07	88,19	15,9
Exhaust Power [kW]	16,65	56,8	9,27	21,28	87,36	12,69	36,81	111,31	19,91

Há ainda a acrescentar, relativamente aos percursos analisados, as subidas e descidas específicas acumuladas (tabela 32), que indicam a variação do relevo durante o trajecto e, por conseguinte, a sua maior ou menor agressividade.

Tabela 32 - Subidas e descidas acumuladas dos percursos analisados

	Circuito citadino	Estrada Nacional	Auto-estrada
Subidas específicas acumuladas [m/Km]	21,6	17,2	17,8
Descidas específicas acumuladas [m/Km]	21,6	17,2	17,8

7.2. Dimensionamento do sistema ORC

O cruzamento dos dados entre os modelos de condução e do MCI permite a determinação dos parâmetros mais relevantes do veículo durante cada percurso, destacando-se para o presente trabalho os respeitantes ao fluxo dos gases de escape. As características singulares e bastante distintas de cada

trajecto ditam que os valores destes parâmetros sejam também bastante distintos. Na perspectiva de uma melhor adequação aos padrões de condução típicos, que representem mais fielmente a condução do dia-a-dia, é importante analisar-se a frequência de utilização de cada um dos percursos. Obviamente, que uma quota parte desta responsabilidade cabe ao utilizador/cliente que, aquando da aquisição do veículo, terá de tomar em consideração os percursos típicos que pretende efectuar, sendo que as características dos veículos variam em consonância com estes aspectos (utilitário, urbano, desportivo, etc.) Não obstante o factor “humano” e a sua inerente imprevisibilidade, e as múltiplas combinações possíveis destes e de outros factores (p.ex., um padrão de condução mais agressivo), esta análise poderia ditar módulos ORC com diferentes potências, mas cuja relação custo/benefício fosse mais viável, i.e., que justifique a sua implementação, face ao tempo de retorno do investimento. Sabe-se de antemão, que será impossível e impraticável analisar extensivamente todas estas variáveis, pelo que se torna necessário estabelecer um critério realista para dimensionamento do sistema ORC, sendo a frequência de utilização um bom ponto de partida.

Conforme se verificou, mesmo dentro de cada um dos percursos, existe uma enorme variação de todos os parâmetros envolvidos, dadas as condições fortemente transientes do MCI, aliadas ainda às características singulares de cada percurso, em termos de velocidade e potência de propulsão, amplificando estas variações, o que prejudica severamente o rendimento global de um sistema de aproveitamento de calor residual do fluxo de gases de escape. Por forma a contornar este aspecto, alguns autores sugerem a utilização de fluidos intermédios de permuta de calor, nomeadamente óleos térmicos, cuja taxa controlada de libertação de calor, reduz significativamente as flutuações associadas a sistemas deste tipo. As vantagens desta solução, são o aumento do rendimento global e a diminuição do stress imposto ao sistema de controlo, possibilitando uma optimização da estratégia de controlo também. No entanto, dada a complexidade acrescida, bem como o aumento das dimensões de atravancamento, foi descartada esta solução no contexto deste trabalho, não significando isso que ela não seja viável; de facto, em veículos de maiores dimensões, a inclusão de sistemas intermédios de permuta de calor, pode ser viabilizada caso se verifique o aumento do rendimento global do sistema ORC, conjuntamente com a garantia de que as necessidades da bomba auxiliar para fazer circular o fluido intermédio são totalmente asseguradas pelo output do ORC.

Por outro lado, sabe-se também que o custo do sistema ORC, como o da grande maioria dos sistemas térmicos, varia bastante em função da potência térmica, especialmente no que se refere aos permutadores de calor, devido à necessidade de aumentar a área disponível para transferência de calor.

Adicionalmente, tem-se como restrições importantes no que concerne à implementação de sistemas térmicos em veículos automóveis, o peso e o volume/atravancamento do sistema, dado o pouco espaço disponível a bordo, pelo que a solução terá que passar pela maximização do binómio potência/área. Para esta análise será necessário considerar também o papel do fluido de trabalho do sistema, nomeadamente, a sua capacidade calorífica por unidade de volume (produto $c_p \cdot \rho$), i.e., a densidade de recuperação de calor residual por unidade de temperatura, pois, apesar de em termos mássicos, o c_p de um dado fluido ser superior a outro, se a massa específica deste for bastante inferior à do segundo fluido, haverá uma necessidade de aumentar o diâmetro de todas as tubagens, o que em alguns casos não é possível, além de obviamente aumentar o custo do sistema.

Estes são alguns dos princípios básicos a ter em consideração, especialmente no que se refere à configuração do sistema, porém são insuficientes para modelar e dimensionar convenientemente o sistema, sendo indispensável proceder primeiramente a uma análise do ORC com base no fluido de trabalho, cujas características condicionam significativamente o comportamento do sistema; de facto, a máxima potência de aproveitamento é definida em termos da diferença de entalpias dos gases de escape entre a temperatura de EVO e a temperatura ambiente, dada por uma análise da 1ª lei; no entanto, a capacidade de remoção/aproveitamento do calor residual depende fortemente do veículo térmico (fluido) seleccionado e das suas propriedades termo-físicas características.

7.2.1. Critérios de dimensionamento

Em suma, podem enumerar-se quais os pressupostos em que se baseará o dimensionamento do sistema ORC:

- A abordagem inicial deveria incidir sobre a frequência de utilização dos percursos analisados; no entanto, apenas estão disponíveis dados com relevância estatística acerca da utilização da auto-estrada, em que um controlo/monitorização do número de deslocações de um dado veículo é

mais facilmente escrutinável. Poder-se-ia estabelecer um critério de frequência para os restantes circuitos, mas tal não se afigura simples, tendo-se optado por uma outra estratégia.

- A estratégia idealizada passa pelo dimensionamento baseado nas propriedades do fluido e das restrições impostas em termos de volume/atravancamento do sistema. Com efeito, para um determinado fluido existe uma dada área de operação na qual é viável a implementação do ORC, visando o aproveitamento do calor residual, sendo as propriedades do fluido, em particular a forma da curva diagrama T-s e o pinch-point, a determinar qual a potência que é possível e economicamente vantajoso aproveitar. Neste contexto, seria necessário realizar uma análise termoeconómica, visando determinar os parâmetros óptimos do sistema.
- A transferência de calor dar-se-à “directamente” entre o fluxo de gases de escape e o fluido de trabalho do sistema ORC (ausência de um fluido intermédio de permuta), considerando-se um permutador de calor de contacto indirecto (não há mistura de fluidos), sendo no entanto expectável, que face às condições fortemente transientes de operação do sistema, o rendimento global do sistema seja francamente menor.

7.3. Modelação do ORC (Thermolib)

Nesta secção serão explicados os motivos que levaram à selecção do Thermolib para modelação do ORC. Este software é uma extensão, vulgo “add-on”, para a plataforma Matlab/Simulink que inclui uma biblioteca de componentes de sistemas térmicos, o que simplifica a modelação deste tipo de sistemas. De facto, é baseado nos mesmos pressupostos que o Simulink, ou seja, uma modelação orientada a objectos, o que em termos conceptuais facilita a análise destes sistemas complexos. Esta estruturação “liberta” o utilizador do “fardo” da modelação térmica computacional, sendo os procedimentos de cálculo relativos às propriedades do fluido e outras considerações termodinâmicas assegurados pelo software, permitindo-lhe preocupar-se maioritariamente com o desenho do sistema e testar rápida e facilmente as várias configurações possíveis e as nuances em termos de cada componente específico. Obviamente que o utilizador precisará ainda de dominar e compreender alguns conceitos termodinâmicos para proceder à modelação; no entanto, a carga imposta sobre este é muito menor. A

análise mais pormenorizada do Thermolib será efectuada à medida que forem introduzidos os conceitos para a modelação do sistema.

Outra das razões importantes para a escolha do Thermolib, prende-se com a estratégia subjacente ao presente trabalho, i.e., a interligação de todos os módulos referentes ao deslocamento de um veículo durante um percurso real, desde a roda do veículo até ao escape, constituindo a base de uma perspectiva mais realista acerca do comportamento deste no dia-a-dia. Nesse intuito, e conforme verificado nas secções anteriores, o cruzamento dos dados entre os modelos de condução e do MCI, apenas permite a estimativa dos parâmetros relativos ao fluxo dos gases de escape à saída da válvula de escape, sendo que, no trajecto normal deste fluxo até ao ambiente há ainda a considerar um componente extremamente importante – o conversor catalítico.

No conversor catalítico dão-se reacções químicas que visam a manutenção dos padrões de emissões gasosas, reacções essas que são exotérmicas e que elevam ainda mais a temperatura deste fluxo. Tal como mencionado anteriormente, o sistema de recuperação de calor residual do fluxo de gases de escape apenas poderá ser instalado a jusante do conversor catalítico para não interferir com o funcionamento deste componente crítico, pelo que a modelação do comportamento do fluxo fica comprometida sem a análise do conversor catalítico.

A análise do conversor catalítico não é trivial, dados os fenómenos presentes, especialmente no que se refere à modelação da cinética das reacções químicas, algo que o Thermolib é capaz de fazer de forma simples. Apesar da análise do conversor catalítico e a respectiva modelação não ser alvo do presente trabalho, foi acautelado o facto de que em trabalhos futuros a possibilidade de o fazer, permitirá a integração conveniente e mais realista do veículo, numa abordagem “wheel-to-exhaust”. Para isso, bastará apenas incluir o componente específico formulado para o efeito, existente na biblioteca do software.

Aliado a tudo isto, surge ainda o facto de haverem várias configurações possíveis para o ORC (configuração base, com regeneração, etc.) e ainda várias nuances em função do tipo de fluido (húmidos, isentrópicos e secos) que podem obrigar a reformulações do sistema (com ou sem sobreaquecedor),

entre outros. Mais ainda, no caso do retrofit, poderá testar-se o desempenho dos componentes seleccionados e o seu impacto no sistema, de uma forma rápida e simples, pelo que se apresenta como uma ferramenta bastante útil no contexto deste trabalho. Por último, há que destacar uma importante valência do Thermolib e que se revela indispensável neste tipo de sistemas, que é a possibilidade de incluir componentes específicos destinados ao controlo e monitorização do ORC, tal como o controlador PID.

Para definição dos parâmetros específicos dos blocos que constituem o modelo do ORC no Thermolib será necessário proceder-se a uma análise prévia do funcionamento do sistema.

7.3.1. Ciclo termodinâmico

Na secção 3.1 foi abordado o princípio do funcionamento do ORC, especificamente no que se refere à sua finalidade, i.e., o aproveitamento de calor residual. Nesta secção será abordado em maior pormenor, o ciclo de potência de Rankine com recurso a um fluido orgânico (ORC). Na figura 128 ([10]) estão representados os diagramas T-s e p-h dos ciclos ideal e real do ORC para o fluido R-245fa. No ciclo ideal podem ser identificados quatro processos [10]:

- 1. Evaporação isobárica (1-4)** - Idealmente a evaporação do fluido orgânico, que recebe calor do fluxo de calor residual, é efectuada a pressão constante, ou seja sem perda de carga no evaporador. Este pode ser dividido em três zonas: pré-aquecimento (1-2), evaporação (2-3) e, se necessário, sobreaquecimento (3-4).
- 2. Expansão isentrópica (4-5)** - Uma expansão isentrópica é também adiabática (o expansor não troca calor com o ambiente) e reversível (sem perdas por atrito, perdas de carga, etc.)
- 3. Condensação isobárica (5-8)** - O condensador pode ser dividido em três zonas: arrefecimento (5-6), condensação (6-7) e sub-arrefecimento (7-8)
- 4. Compressão isentrópica (8-1)** – A compressão isentrópica de um líquido não pode ser vista num diagrama T-s, dado que $dS = dT = 0$.

No ciclo real, há a considerar a presença de irreversibilidades que diminuem a eficiência do ciclo. Estas ocorrem maioritariamente:

- **Durante a expansão:** Apenas uma parte da energia resultante do diferencial de pressões pode ser transformada em trabalho útil, dado que a outra parte é convertida em calor, sendo desperdiçada. É necessário considerar então a eficiência deste processo por comparação com um processo ideal (isentrópico).
- **Nos permutadores de calor:** O caminho sinuoso seguido pelo fluido para assegurar uma boa transferência de calor, causa perdas de carga, que reduzem o trabalho realizado pela turbina.
- **Na bomba:** As perdas electromecânicas e as fugas internas levam a irreversibilidades que transformam parte do trabalho em calor.

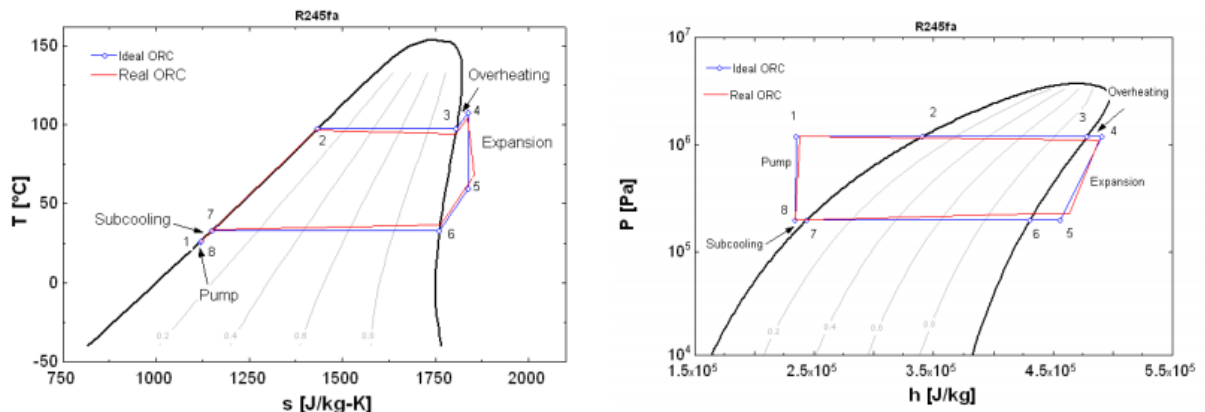


Figura 128 - Diagrama T-s (esq.) e p-h (dir.) do ciclo ideal e real do ORC

A análise do diagrama p-h permite identificar e definir rapidamente os seguintes parâmetros:

- **Trabalho útil** (diferença entre o trabalho realizado no expensor e o consumido pela bomba) –

$$w_{util,ideal} = W_{exp,is} - w_{bomba,is} = (h_4 - h_{5,is}) - (h_{1,is} - h_8)$$

$$w_{util,real} = W_{exp,r} - w_{bomba,r} = (h_4 - h_{5,r}) - (h_{1,r} - h_8) \quad (119)$$

- **Rendimento do ciclo:** rácio entre o trabalho útil e o calor total recebido da fonte quente

$$\eta = \frac{W_{util,real}}{Q_{evap}} = \frac{(h_4 - h_{5,r}) - (h_{1,r} - h_8)}{h_4 - h_1} \quad (120)$$

- **Eficiência isentrópica da bomba e do expansor:** rácio entre trabalho realizado e trabalho ideal para dispositivos que realizam trabalho (expansor) e o inverso para dispositivos que consomem energia (bomba):

$$\varepsilon_{exp} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (121)$$

$$\varepsilon_{bomba} = \frac{h_{8s} - h_1}{h_8 - h_1} \quad (122)$$

Todas estas considerações são importantes mas irrelevantes se não considerarmos o propósito deste ciclo, que se trata da aproveitamento do calor residual, funcionando de forma semelhante a um “bottoming-cycle” de uma cogeração. Nesse contexto, facilmente se verifica que a etapa chave neste ciclo é a recuperação desse calor da forma mais eficiente possível, sendo a selecção do evaporador uma fase crítica. Por uma questão de pertinência será recuperada a figura 10, que é apresentada abaixo. O calor é recuperado de uma fonte térmica a temperatura mais elevada, neste caso do fluxo dos gases de escape, e condicionada pelo pinch-point que é o ponto cuja diferença de temperatura entre o fluxo de calor (fonte quente) e o fluido de trabalho é menor, sendo esta uma das limitações associadas aos fluidos puros e azeotrópicos (mudança de fase a temperatura constante). Analogamente, o processo de condensação é regulado pelo mesmo princípio. Com efeito, o pinch-point representa o ponto em que se inicia a evaporação e em que ao fornecimento de calor não corresponde mais uma variação de temperatura (calor sensível), mas sim uma variação do calor latente. Durante esta etapa, o calor fornecido ao fluido de trabalho pelo fluxo de gases de escape é utilizado para induzir a completa transformação do fluido do estado líquido para o estado gasoso (a pressão constante). Para assegurar o bom funcionamento do permutador de calor com mudança de fase, Vaja e Gambarotta [201] definiram um pinch-point mínimo de 30 °C.

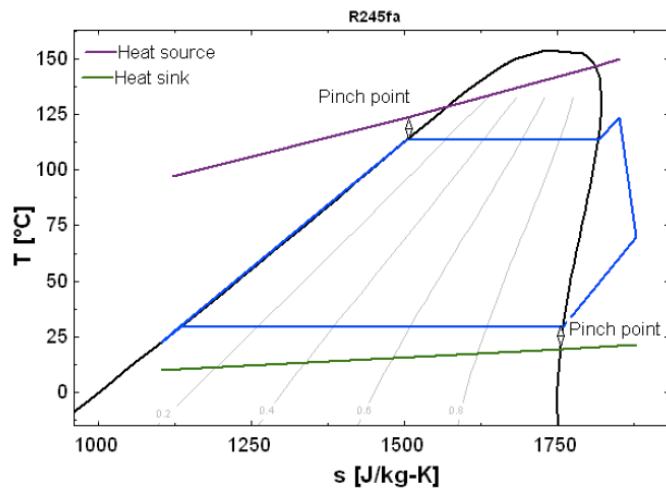


Figura 10 – Pinch Points num ORC

Conforme foi mencionado anteriormente e como se pode comprovar pela figura 10, o permutador de calor destinado à recuperação de calor do fluxo de gases de escape é composto de três áreas funcionais, a que correspondem outros tantos processos distintos: pré-aquecimento, evaporação e, se necessário, sobreaquecimento. Para determinar o calor que é efectivamente recuperado, bem como o caudal mássico máximo do fluido de trabalho é necessário realizar-se um balanço energético relativo para o permutador de calor. Para esse efeito atente-se à figura 129 (retirado de Domingues [202]), que mostra a temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho de um ORC genérico com um pequeno sobreaquecimento do fluido de trabalho.

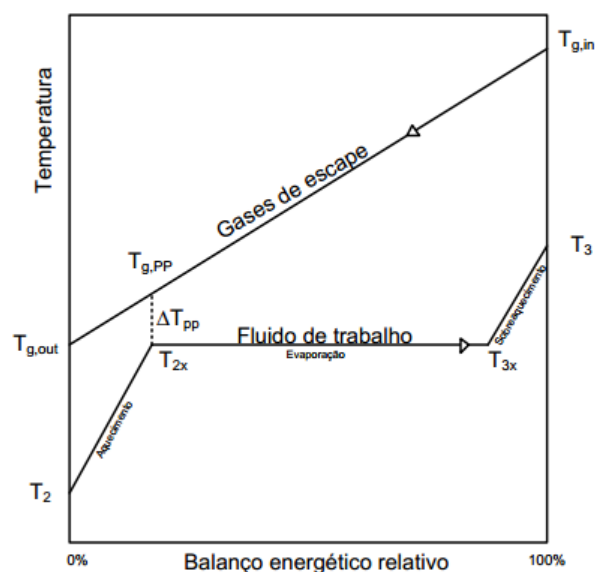


Figura 129 - Temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho em função do balanço energético relativo no evaporador

Para determinar o caudal máximo para o fluido de trabalho, Domingues [202] elaborou um algoritmo iterativo que será sucintamente explicado, dada a sua pertinência. Faz-se primeiro o balanço de energia a montante do pinch-point (entre 2x e 3) até se completar a vaporização do líquido e sobreaquecimento do vapor (quando necessário), com $T_{g,PP} = T_{2x} + \Delta T_{PP,min}$:

$$\dot{m}_{f,1} = \frac{\dot{m}_g}{h_3 - h_{2x}} \int_{T_{g,PP}}^{T_{g,in}} c_{pg}(T) \cdot dT$$

A diferença de temperatura mínima entre o fluido de trabalho e os gases de escape ($\Delta T_{PP,min}$), correspondente ao pinch-point foi assumida como sendo de 30 °C (conforme sugerido por Vaja e Gambarotta [201]). As entalpias do fluido, bem como o calor específico (expresso em função da temperatura) são calculadas a partir do software *Refprop 9.0*. Esta funcionalidade está também presente no Thermolib.

É efectuado um segundo balanço de energia, a jusante do *pinch-point* (entre 2 e 2x), considerando a zona de aquecimento do fluido de trabalho, que permite determinar a temperatura dos gases de escape à saída do permutador de calor:

$$T'_{g,out} = T_{g,PP} - \dot{m}_{f,1} \frac{h_{2x} - h_2}{\dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg}}$$

Se a temperatura, $T'_{g,out}$ for inferior à temperatura mínima permitida para os gases de escape (o autor assumiu como aproximação inicial que os gases de escape seriam arrefecidos até 200 °C), é necessário efectuar um procedimento iterativo para reduzir o caudal mássico do fluido de trabalho até que se atinja a condição $T'_{g,out} > T_{g,out} = 200$ °C. Assim, é necessário aumentar a diferença de temperaturas do *pinch-point* diminuindo de caudal. Neste processo iterativo a temperatura do *pinch-point* é actualizada de acordo com a seguinte equação:

$$T'_{g,PP} = T_{g,in} - \frac{\dot{m}_f (h_3 - h_{2x})}{\dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg}}$$

Sendo que, o caudal mássico de fluido é reduzido 0.1% a cada iteração.

Para igualar os caudais de fluido a circular nas três zonas do permutador de calor (ver figura 130) é necessário aplicar um processo de cálculo iterativo, baseado no método da efectividade-NTU, considerando as diferentes características de cada zona. Este método permite determinar a potência transferida no permutador a partir do conhecimento das temperaturas de entrada e das características de operação do permutador, que são as capacidades térmicas de ambos os fluidos e a capacidade de transferência de calor.

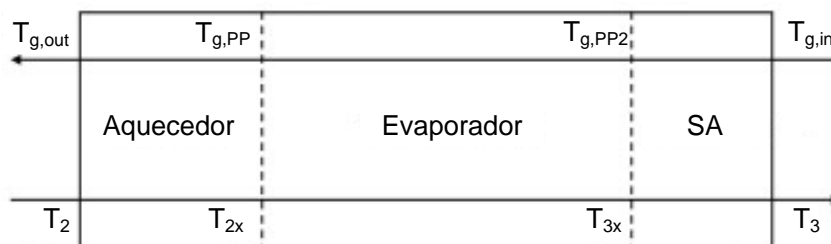


Figura 130 - Áreas funcionais do permutador de calor

A eficiência do permutador é definida como a relação entre o calor efectivamente trocado e aquele que poderia ser efectivamente trocado se o permutador de calor fosse infinito e operasse em contracorrente, dada por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (123)$$

Como o fluido de menor taxa de capacidade calorífica é aquele que limita o valor máximo do calor trocado, define-se o calor máximo (\dot{Q}_{max}) como o produto da menor capacidade calorífica pela diferença entre as temperaturas de entradas dos dois fluidos:

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} \cdot c_p)_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (124)$$

De facto, para o pré-aquecedor e sobreaquecedor, a transferência de calor do fluxo de gases de escape para o fluido, manifesta-se num aumento da temperatura deste (calor sensível); já para o evaporador a

transferência de calor não provoca aumento de temperatura, mas sim da taxa de mudança de fase de líquido para gasoso. Como tal, as equações para o calor efectivamente trocado (\dot{Q}) diferem, sendo dadas para os primeiros em função da diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do fluido e no último, pela diferença de temperaturas. O rácio de taxas de calor específico (C_R) dado por:

$$C_R = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{max}} \quad (125)$$

é também distinto, sendo que para o evaporador $C_R=0$. Por último, pode-se enunciar-se o número de unidades de transferências (NTU) como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}} \quad (126)$$

Em que o produto UA representa a capacidade de troca de calor do permutador por grau de diferença de temperatura. Mais informações acerca deste método de cálculo encontram-se na dissertação de mestrado de Domingues [202].

Nos permutadores de calor de contacto indirecto e transferência de calor directa, a troca de calor entre cada fluido pode ser descrita por um coeficiente global de transferência de calor ($U [W/(m^2K)]$), considerando-se que a área sujeita à convecção para cada um dos fluidos, em geral, não é igual, especialmente no caso de se usarem superfícies alhetadas.

A taxa de transferência de calor (\dot{Q}) pode então ser definida pelo produto da capacidade de transferência de calor (UA) pela diferença média de temperatura entre os fluidos, que por sua vez, pode ser expressa em função das temperaturas de entrada e de saída de ambos os fluidos.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (127)$$

No projecto e selecção de um permutador real é necessário ter em linha de conta outros factores, como a geometria do permutador, o regime de escoamento dos fluidos no seu interior, as perdas de carga, etc. Estes parâmetros serão oportunamente mencionados quando for estabelecido o paralelismo entre o dimensionamento do evaporador e os respectivos parâmetros de modelação deste no Thermolib. Para já, o foco é o ciclo termodinâmico, pelo que, se procederá de seguida à determinação das temperaturas/pressões de funcionamento do sistema, o que resultará na determinação do caudal mássico de fluido, algo que será necessário para dimensionar o permutador.

Este é o princípio de dimensionamento utilizado para este tipo de sistemas. No entanto, dado que o propósito do presente trabalho é o desenvolvimento de um sistema ORC com base em componentes AVAC, é apenas necessário proceder à análise do seu desempenho quando integrados no veículo. Neste contexto, o Thermolib apresenta-se como uma ferramenta bastante valiosa, dado que os parâmetros que utiliza são dados pelas especificações técnicas dos componentes, fornecidas pelo fabricante. Com efeito, para o caso do evaporador é necessário fornecer a área de permuta de calor (A) e o coeficiente global de transferência de calor U e as respectivas temperaturas de funcionamento.

7.3.2. Layout do sistema ORC

No presente trabalho foi adoptada, numa primeira análise, a configuração “normal” de um ciclo ORC, com o número mínimo de componentes, sendo a mais simples de todas. Por conseguinte, são requeridos para o funcionamento dois permutadores de calor, um dispositivo de expansão e uma bomba (a laranja). Para melhor compreensão do modelação do sistema no Thermolib é apresentado na figura 131, o esquema da instalação.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

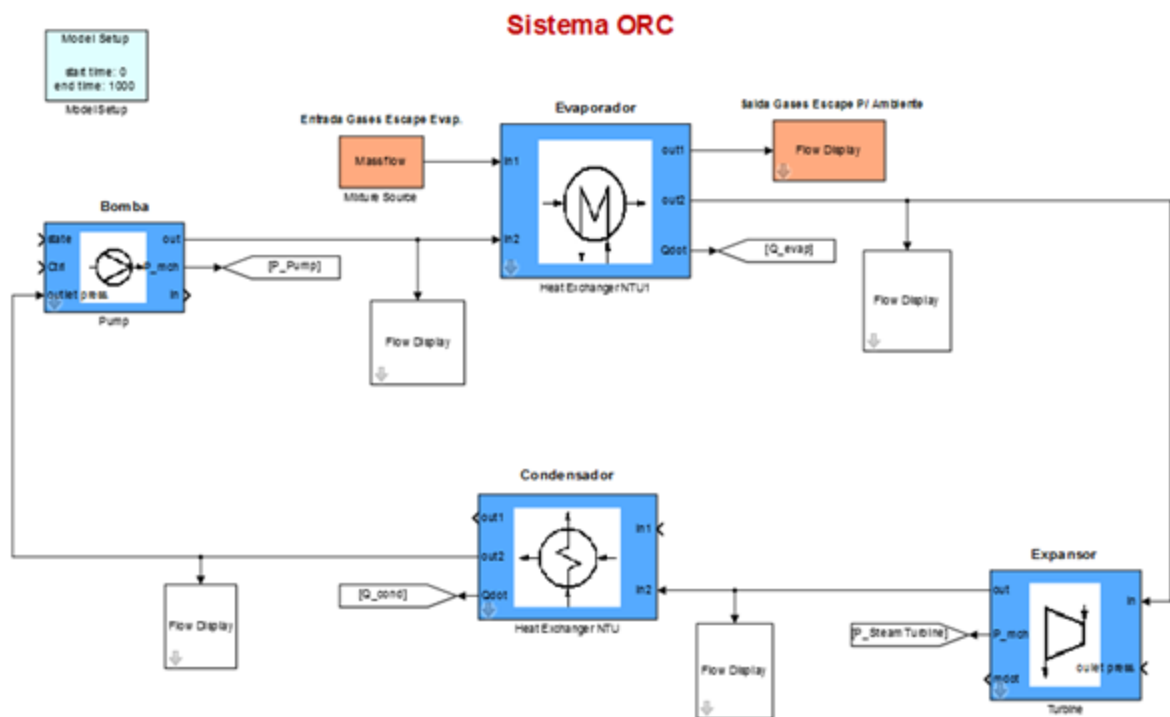


Figura 131 - Layout do sistema no Thermolib

Em primeiro lugar, é importante definir os parâmetros de configuração do modelo. Esta operação é realizada no bloco a azul claro, o “model-setup” do modelo (figura 132). Neste bloco são inicializadas e definidas as espécies químicas que podem ser utilizadas no modelo, sendo carregadas as bases de dados necessárias para os cálculos termodinâmicos (usadas no cálculo das propriedades do fluido e propriedades de estado do sistema), bem como as equações de estado a utilizar (EOS). Mais adiante, será explicado o método de resolução do modelo com base no Thermolib.

Setup Parameters

Chemical media data file: ChemicalMediaData.mat

Load model command: load ComponentData.mat

Constants File: Constants.mat

Balancing start time [s]: 0

Balancing stop time [s]: 1000

Select Species

- CO, vapor allowed, liquid allowed
- H2O, vapor allowed, liquid allowed
- CO2, vapor allowed, liquid allowed
- H2, vapor allowed, liquid allowed
- N2, vapor allowed, liquid allowed
- O2, vapor allowed, liquid allowed
- R245fa, vapor allowed, liquid allowed
- R134a, no chem., vapor allowed, liquid allowed

Model of gas phase

EOS: Real Gas (Peng Robinson) Mixing rule: No Interactions

Enthalpy/Entropy of liquid phase

EOS: explicit evaporation properties (hfg=f(T), sfg = f(T)) (default)

Density of liquid phase

Mode: rho_liq = f(T,p) (default)

Figura 132 - Bloco de configuração do modelo

A condição de entrada dos gases de escape no permutador é “fornecida” através de um bloco denominado de “Mixture source” em que é possível definirem-se os parâmetros de entrada como a composição da mistura, o caudal mássico, a temperatura e a pressão. A composição dos gases de escape na entrada do evaporador foi assumida como sendo a da saída do conversor catalítico (TWC), dada por Santos [203] e que se pode observar na figura 133, pois os dados obtidos pelo cruzamento dos modelos não entram em linha de conta com as reacções químicas do TWC. Relativamente aos restantes parâmetros apresentados na mesma figura, eles correspondem aos parâmetros médios do circuito de AE.

Parameters	
Type:	Mass flow
Mass flow rate [units]:	31 g/s
Temperature [unit]:	1096 K
Pressure [unit]:	1e+5 Pa

Compounds	
CO molar fraction [-]:	0
H2O molar fraction [-]:	0.078
CO2 molar fraction [-]:	0
H2 molar fraction [-]:	0
N2 molar fraction [-]:	0.718
O2 molar fraction [-]:	0.204
R245fa molar fraction [-]:	0
R134a, no chem. molar fraction	0

Figura 133 - Parâmetros de entrada do fluxo de gases de escape no permutador (condições médias de AE)

O evaporador é modelado neste software recorrendo ao método NTU. É necessário seleccionar o tipo de escoamento (contra-corrente, co-corrente e fluxo cruzado), bem como definir a taxa global de transferência de calor (produto UA [W/K]), a temperatura ambiente e as perdas de carga associadas à passagem dos fluidos pelo permutador. É ainda possível simular os efeitos dinâmicos da transferência de calor do permutador, assumindo que este tem uma dada massa térmica (capacidade calorífica [J/K]) e que perde calor para a vizinhança. Na figura 134 ([204]) estão representadas as interações de calor no permutador de calor e na figura 135 a definição dos parâmetros de entrada deste.

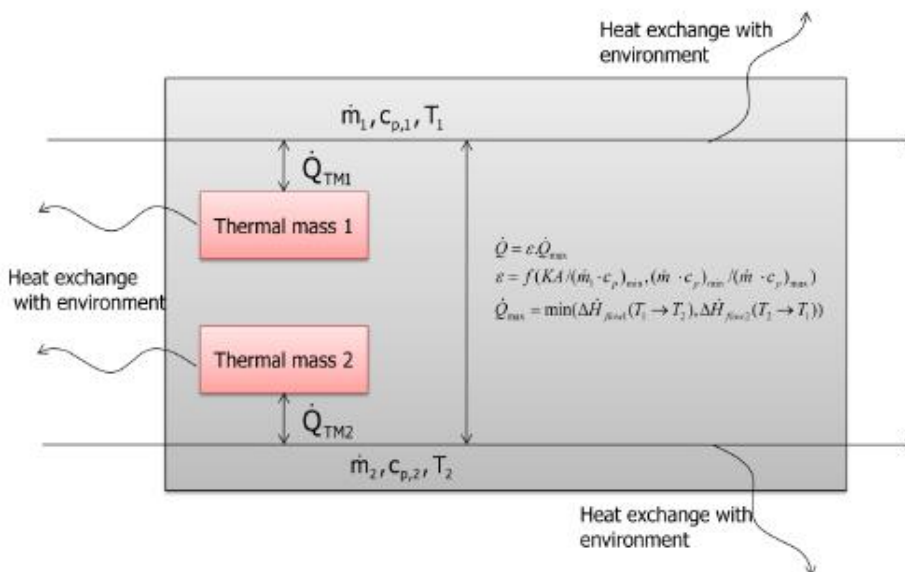


Figura 134 - Representação interna das interações de calor do permutador

Parameters	
Flow direction:	Counter Flow
<input type="checkbox"/> Overall heat exchange coefficient from external	
Coefficient of overall heat transfer rate [W/K]:	1e3
Initial temperature [K]:	273+25
Total surface to environment [m ²]:	1
Environment temperature [K]:	273+25
Coefficient for calculating heat exchange with the environment [W / m ² K]:	0
Pressure loss factor [Pa/(g/s) ²] and minimum downstream pressure [Pa] for first flow:	[0,1e3]
Pressure loss factor [Pa/(g/s) ²] and minimum downstream pressure [Pa] for second flow:	[0,1e3]
Thermal mass of the heat exchanger [Joules/K]:	1*4.18e3
Coefficient of heat transfer rate from flow 1 to thermal mass 1 [W/K]	0
Coefficient of heat transfer rate from flow 2 to thermal mass 2 [W/K]	0

Figura 135 - Parâmetros de entrada do permutador de calor

Relativamente aos dispositivos que impõem o fluxo de massa, tais como o expansor ou a bomba, existem duas formas de proceder à sua modelação: fluxo contínuo de massa ou “feedback-pressure”; o primeiro método considera que existe um fluxo contínuo de massa ao longo de todo o sistema, enquanto o segundo considera restrições ao fluxo, p. ex., na passagem por uma válvula de restrição de caudal, sendo modelada através do feedback da pressão a montante e a jusante desta. No caso do sistema ORC mais simples foi considerado o primeiro método; no entanto, nada impede a utilização do segundo ou a coexistência de ambos os métodos, caso se verifique oportuno, o que poderá ser o caso para variações da configuração do ciclo.

No que diz respeito à água, o desenho da instalação é apresentado na figura 136. Em virtude de ser um fluido húmido e, por conseguinte, ser necessário sobreaquecer a água à saída do evaporador por forma a evitar a expansão bifásica, foi necessário adoptar uma configuração distinta do ORC para este fluido. O sobreaquecimento foi modelado considerando que se trata de um processo isobárico com aumento

da temperatura, verificando-se o mesmo para o pré-aquecimento entre a saída da bomba e a entrada do evaporador.

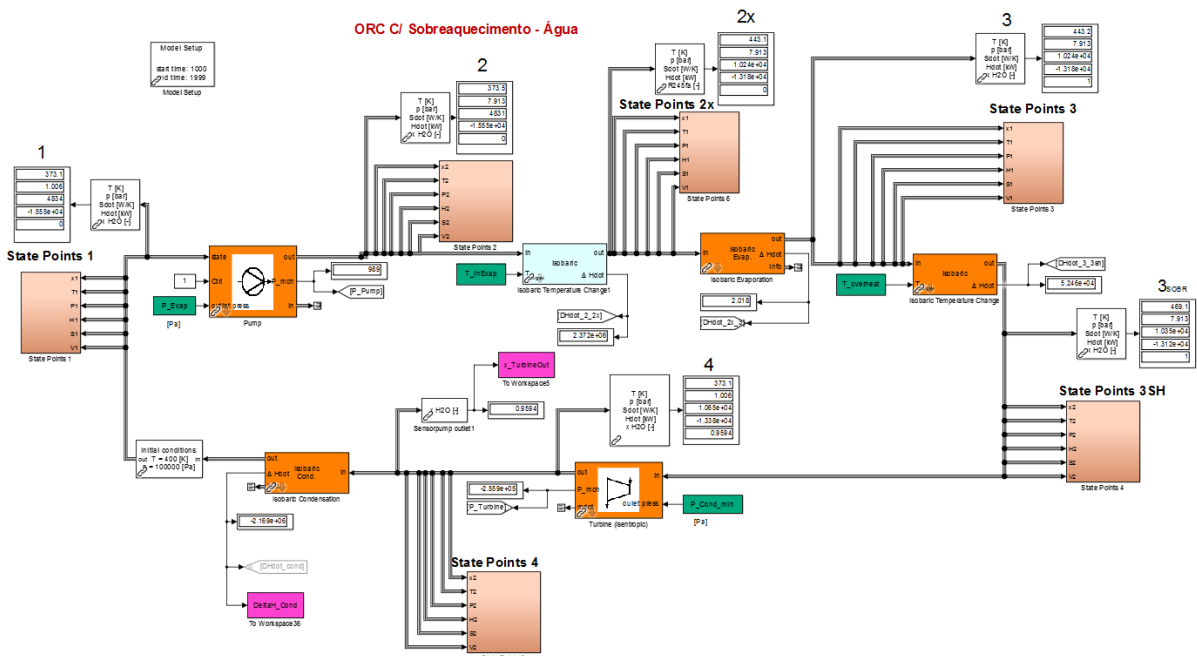


Figura 136 - Desenho da instalação do sistema ORC para a água (com sobreaquecimento)

Analisada a configuração do ciclo e dos respectivos parâmetros de entrada, é necessário agora abordar-se o método de resolução numérica do modelo e os seus fundamentos base.

7.3.3. Método de resolução do modelo

O Thermolib utiliza os princípios físicos subjacentes ao sistema, bem como as considerações termodinâmicas para modelar os processos termodinâmicos [204]. Com efeito, verificam-se os princípios da conservação da massa e da energia. Tal pode ser corroborado através da análise de um ficheiro Excel gerado como output do modelo, em que se inclui o balanço de massa e o balanço energético do sistema.

Relativamente às propriedades termodinâmicas, é necessário considerar as diferentes fases de uma substância. No que diz respeito à fase gasosa, existem duas opções disponíveis: modelo de gás ideal ou de gás real. Foi seleccionada a segunda opção que utiliza a equação de estado cúbica de Peng-Robinson,

dado que modela mais fielmente o comportamento real do gás, ao considerar o factor de compressibilidade (Z). Esta EOS relaciona as três propriedades de estado interdependentes: pressão (p), temperatura (T) e volume molar (v). As equações correspondentes não serão aqui discutidas dado que ultrapassam o âmbito do presente trabalho, mas poderão ser encontradas facilmente no manual do utilizador do Thermolib [204]. O cálculo das propriedades termofísicas das espécies químicas é efectuado utilizando os polinómios da NASA, que são funções empíricas da temperatura, ajustadas por mínimos quadrados [205].

Relativamente à fase líquida é importante mencionar que para assegurar a consistência com a fase gasosa, a entalpia do líquido é calculada com base numa função explícita da entalpia de vaporização.

Por último, relativamente à coexistência de fases, é assumido que se encontram em equilíbrio termodinâmico, o que equivale a dizer que a pressão e temperatura se mantêm constantes na mudança de fases. Para calcular as concentrações dos compostos nas fases em equilíbrio de fases são utilizadas as curvas de pressão de vapor e a Lei de Raoult. A equação de Antoine é utilizada para o cálculo da pressão de saturação em função da temperatura de saturação e vice-versa [204].

A modelação de misturas é efectuada, como para o caso do ar e dos gases de escape, com base nas propriedades de cada constituinte químico e da respectiva fracção de massa, sendo as propriedades da mistura obtidas pelo somatório destas.

Como todos os softwares de modelação térmica, o Thermolib possui também as suas limitações. São elas:

- Não são modeladas geometrias específicas;
- Não são modeladas as energias cinética e potencial.
- O estado sólido não é modelado
- Não é possível modelar escoamentos supersónicos nem ondas de pressão/choque.

7.3.4. Reconversão de componentes AVAC (retrofitting)

A maioria dos sistemas de refrigeração opera segundo um ciclo de compressão de vapor, que utiliza um fluido frigorigénio com baixo ponto de ebulição, para remover calor de um dado espaço a ser arrefecido e subseqüentemente rejeitar esse calor para o meio ambiente [37]. Tipicamente, estes sistemas têm quatro componentes: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, como se mostra na figura 137.

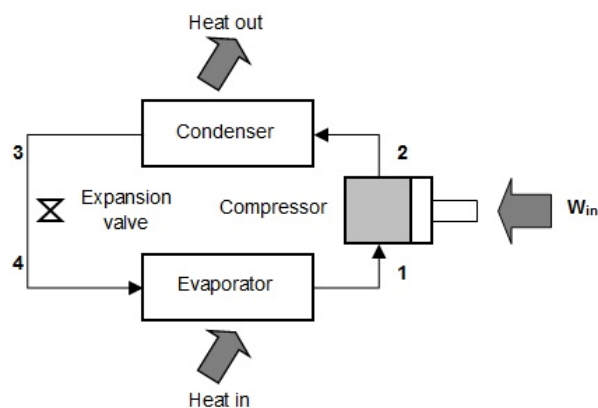


Figura 137 - Diagrama de instalação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

Como se pode observar os sistemas de refrigeração e ORC apresentam componentes comuns; de facto, é apenas necessário adicionar uma bomba, juntamente com a inclusão de um dispositivo de expansão, que pode ser convertido a partir dos compressores existentes, como o compressor *scroll*. Isto torna-se uma opção interessante em termos económicos, uma vez que apenas é necessário realizar ligeiras modificações.

Conforme mencionado na secção 3.3.1, este conceito não é novo. Brasz *et al.* [28] conseguiram transformar um sistema de ar-condicionado de 350 toneladas de refrigeração numa instalação ORC de 250 kW, comercializando o produto sob o nome de PureCycle® 280.

Relativamente à reconversão do compressor em expansor, Quoilin [27] conduziu um estudo experimental no qual verificou essa possibilidade com um rendimento isentrópico de 67%. Baseado neste trabalho, Di Carlo e Wallace [29] realizaram uma análise termo-económica de um sistema ORC que utilizava os gases de escape de um motor Diesel de cogeração de 78 kW. O modelo termo-económico desenvolvido previa

um rendimento térmico de 14,3%, gerando cerca de 5.36 kWe. O protótipo projectado a partir do *retrofitting* de componentes de sistemas AVAC (aquecimento, ventilação e ar-condicionado), que incluía um expansor *scroll*, apresentava uma rendimento de 10,7 %, gerando 4,07 kWe, com um custo estimado de \$2140 CAD (dólares canadianos).

Tendo em consideração estes aspectos, a modelação do ORC no Thermolib terá por base a avaliação do desempenho de componentes AVAC no sistema, tarefa que é largamente simplificada pela utilização deste software. Será necessário seleccionar os componentes de acordo com as características típicas deste tipos de sistemas presentes na literatura, nomeadamente potência, pressões de funcionamento, dispositivo de expansão, etc. De antemão sabe-se, porém, que a selecção dos permutadores de calor não será simples, especialmente no que diz respeito ao evaporador, dada que a temperatura de funcionamento bastante elevada exclui a sua reconversão a partir de sistemas AVAC.

7.3.5. Estimativa de potências em jogo

Para proceder à selecção dos componentes AVAC, é necessário ter-se uma estimativa das potências em jogo. Por este motivo foi realizada uma simulação de um modelo mais simples, que permitirá também estimar parâmetros máximos para as condições de funcionamento consideradas, principalmente o rendimento do ciclo. Relativamente aos fluidos a utilizar, Tchanche et al. [12] compilaram uma lista, tendo em conta a temperatura média do fluxo de calor residual:

Low-temperature (LT) (<150 °C)		Medium-temperature (MT) (150–250 °C)		High-temperature (HT) (>250 °C)	
Fluids	T_{crit} (°C)	Fluids	T_{crit} (°C)	Fluids	T_{crit} (°C)
R32	78.11	RE347	160.2	N-Heptane	267.0
Propane	96.68	HFE7000	164.46	Cyclohexane	280.5
R134a	101.1	Novoc649	168.66	Benzene	288.9
R245	107	SES36	177.5	Octamethyltrisiloxane (MDM)	291.1
R152a	113.3	R123	183.7	N-Octane	296.2
Ammonia	132.3	HFE7100	195.3	Toluene	318.6
i-Butane	134.8	Hexane	234.6	Decamethyltetrasiloxane (MD2M)	325.8
R236ea	139.29	N-Pentane	196.5	Dibromomethane (R-30B2)	337.8
RE-134	147	Methanol	240.2	N-Propylbenzene	365
n-Butane	152.3	Ethanol	240.8	N-Butylbenzene	388
R25fa	154.1	Hexamethyldisiloxane (MM)	245.4	Tribromomethane (R-20B3)	422.9

Figura 138 - Classificação dos fluidos de trabalho em função da temperatura média do fluxo de calor residual

Considerando a temperatura média dos gases de escape, os fluidos mais aconselhados encontram-se na faixa de média e alta temperatura. No entanto, o Thermolib, por defeito, apresenta uma base de dados

limitada e por essa razão serão seleccionados dois fluidos: a água, por ser um fluido húmido e o R-245fa (na tabela surge erradamente como R25fa).

É necessário determinar em primeira instância as pressões de operação do sistema (condensação e evaporação). A pressão de condensação foi assumida como correspondendo à pressão de saturação à temperatura de 50 °C, por forma a garantir que mesmo nas condições extremas do Verão, é verificada a condensação do fluido. No entanto, para a água isso representaria o sistema a trabalhar em vácuo parcial, algo que não é desejável. Mais ainda, em virtude da sua curva de saturação de vapor, para esta temperatura, o sobreaquecimento necessário seria bastante elevado (da ordem de grandeza das centenas de Kelvin), o que faria com que a temperatura à entrada do expansor fosse em muitos casos superior à sua temperatura máxima de funcionamento.

A pressão de evaporação, por seu lado, representará a pressão de saturação à temperatura incrementada no modelo, sendo esse incremento da ordem dos 5K. Neste ponto ainda é apenas efectuado a análise termodinâmica do ciclo, sendo posteriormente comparadas com as do fluxo de gases de escape por forma a obterem-se os caudais e temperaturas de saída dos gases de escape e do pinch-point.

Para o caso da água as pressões foram retiradas directamente das tabelas de saturação, ao passo que para o R-245fa foi utilizada a equação de Antoine que relaciona a pressão de saturação (em [bar]) com a temperatura de saturação (em [K]) [204] por:

$$\log_{10}(p_{sat}) = A - \frac{B}{T_{sat} + C} \quad (128)$$

Em que os coeficientes A, B e C são específicos para cada fluido. Estes coeficientes fazem parte da base de dados do Thermolib e surgem na tabela 33.

Tabela 33 - Coeficientes da equação de Antoine para o fluido R245fa

Coeficientes da equação de Antoine para o R245fa	
A	4,343
B	1077,473
C	-40,478

Na figura 139, está representado o modelo simplificado denominado de ORC real para o R245fa, dado que entra em linha de conta com as eficiências isentrópicas da bomba e do expensor (75% para ambas) e que considera os processos de evaporação e condensação sem perda de carga. Os componentes estão assinalados a laranja e as pressões de operação do sistema a verde. É, no entanto, necessário simular os processos de pré-aquecimento (até ao início da mudança de fase (líquido saturado)) e da possível regeneração, após o processo de expansão (até ao início da condensação (vapor saturado)), ilustrados a azul claro e que consistem de processos isobáricos com variação da temperatura. Em cada ponto são apresentados os valores das propriedades relevantes, nomeadamente a temperatura, pressão, entalpia, entropia e título de vapor. Conforme se pode verificar, a expansão do fluido é seca, dado que à saída do expensor o título de vapor é de 1, referindo-se a vapor sobreaquecido, neste caso.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

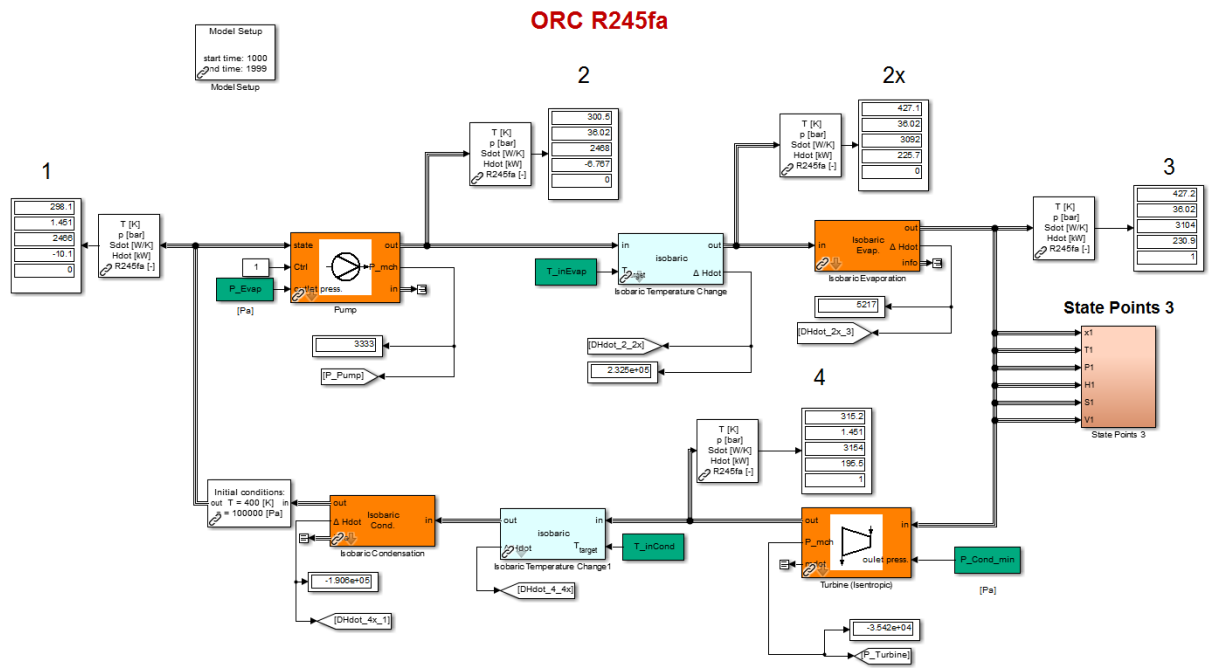


Figura 139 - Modelo de ORC simplificado (ORC Real) utilizando o fluido R245fa

O rendimento do ciclo torna-se também bastante simples de determinar, através do rácio entre a potência útil (diferença entre a gerada pelo turbogerador e a consumida pela bomba) e o calor total recebido (figura 140).

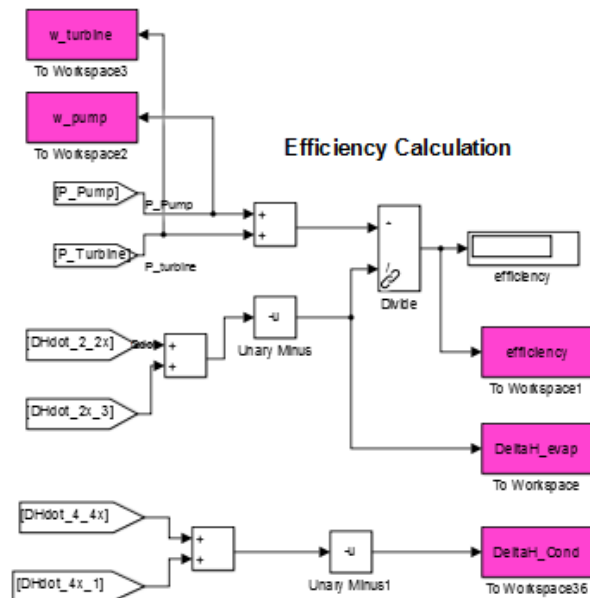


Figura 140 - Rendimento do ciclo ORC Real ideal para o R245fa

Relativamente à água, pode verificar-se que o esquema dado pela figura 139 não é válido, porque o uso desta implica uma expansão húmida. Com efeito, isto levaria ao desgaste prematuro do expansor, devido à colisão de gotículas de vapor a uma temperatura considerável, ao contrário dos fluidos secos em que a expansão pode terminar dentro da região bifásica, desde que com um título de vapor superior a 90%, pois conforme verificado por Goswami et al. [71] e Demuth [72, 73] apenas são criadas gotículas bastante pequenas e não há lugar à formação significativa de líquido, ao que se alia também a menor temperatura na entrada deste dispositivo.

É necessário, portanto, sobreaquecer o fluido à saída do evaporador (figura 141). O Thermolib torna esta tarefa bastante simples, incluindo-se um processo isobárico de variação da temperatura à saída do evaporador. Este bloco recebe como *input* a temperatura alvo (a temperatura à saída do sobreaquecedor), que é verificada tendo em conta os pressupostos do sistema. Para esse efeito foi elaborado um algoritmo iterativo que incrementa a temperatura alvo em função do título de vapor; enquanto o título de vapor for inferior a 1 (vapor saturado), a temperatura é aumentada 5 °C. É também necessário considerar o pré-aquecimento do fluido até atingir o ponto de início de mudança de fase à pressão de evaporação, sendo modelado este processo como um processo isobárico com aumento da temperatura até à temperatura de saturação correspondente a essa pressão, à semelhança do que acontece com o R245fa.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

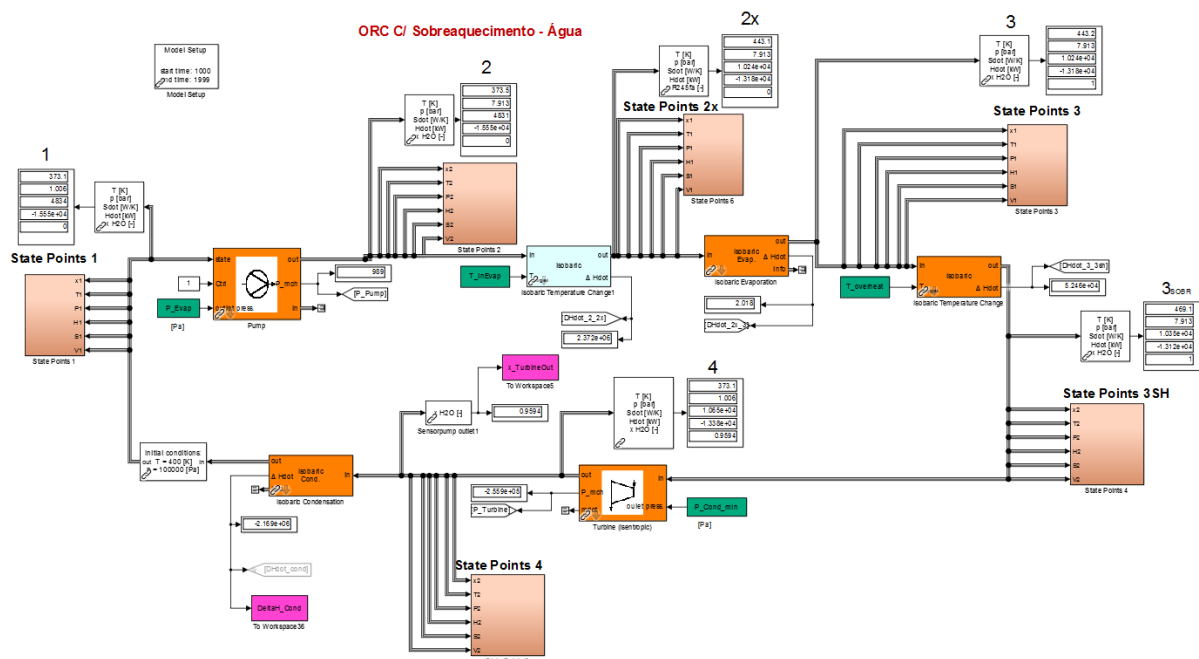


Figura 141 - Ciclo ORC simplificado para a água (com sobreaquecimento)

O sobreaquecimento, condição necessária para a expansão seca, implica o fornecimento adicional de calor, pelo que, o rendimento do ciclo é diminuído, sendo o calor total fornecido dado pela soma de entalpias de pré-aquecimento, vaporização do fluido e do sobreaquecimento (figura 142).

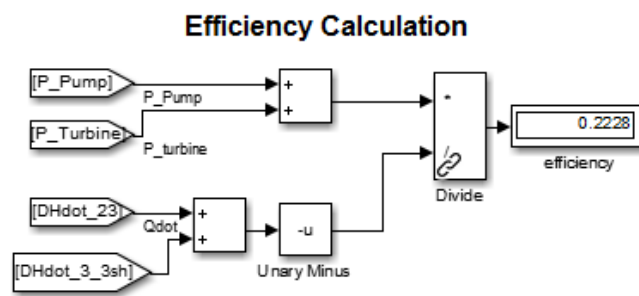


Figura 142 - Rendimento do ciclo ORC com sobreaquecimento (exemplo)

7.3.6. Estrutura do modelo

Nesta secção será abordada muito sucintamente a estruturação do modelo, visando a obtenção dos resultados termodinâmicos do ciclo e os valores das propriedades em cada ponto. Para tal, foi elaborado em Matlab um front-end para este modelo, considerando os diferentes fluidos, que obrigam a configurações distintas do sistema (com e sem sobreaquecimento) (figura 143).

A estrutura do modelo é apresentada na tabela 34. Os parâmetros de entrada são os mesmos para ambos os modelos, nomeadamente as temperaturas de condensação e evaporação do fluido, definindo as pressões de operação do sistema através da equação de Antoine e os rendimento isentrópicos da bomba e do expansor, sendo o algoritmo subjacente a ambos ligeiramente distinto: para o caso do R245fa não é necessário incluir qualquer condição para a saída do expansor (devido à expansão seca); para a água é necessário incluir a condição de vapor saturado na saída deste.

Como consequência das diferentes configurações, os parâmetros de saída são também distintos, incluindo-se no caso da água, para além das entalpias relevantes e do rendimento do ciclo, a temperatura e entalpia de sobreaquecimento e o título de vapor. Estes parâmetros são exportados num ficheiro Excel para posterior análise e pós-processamento. Por último, é também gerado um ficheiro Excel contendo todas as propriedades de estado dos pontos relevantes, nomeadamente a temperatura, pressão, volume específico, entalpia, entropia e título de vapor.

A estratégia idealizada comportou também a geração dos diagramas T-s e p-h do ciclo termodinâmico, fundamentais para uma melhor análise de todos os parâmetros envolvidos, bem como para verificação da coerência dos resultados obtidos pelo modelo.

7. Modelo do ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Tabela 34 - Parâmetros de entrada e de saída do modelo ORC

	Parâmetros de Entrada	Parâmetros de Saída	
		Ficheiro Excel 1	Ficheiro Excel 2
R245fa	Tcond → Pcond Tevap → Pevap ηbomba,is ηexp,is	Tsat w Pump P_evap w Turbine Q_tot cycle eff	Propriedades de Estado (T , P ,v, h , S , x)
Água	Tcond → Pcond Tevap → Pevap ηbomba,is ηexp,is	Tsat w Pump P_evap w Turbine Q_tot cycle eff T Overheat Outlet Q_overheat vapor fraction at turbine outlet Q_evap	

Organic Rankine Cycle

Inputs

Fluid: Water (dropdown menu with options: Water, R245fa)

T_Sat for Condensation: [° C]

T_Sat for Evaporation: [° C]

Pump Isent. Effic.: [-]

Expander Isent. Effic.: [-]

Increment Temperature: [° C]

P_sat@T_sat: Calculated [bar]

P_sat@T_sat: Calculated [bar]

Simulation

Outputs

Excel File for Cycle Parameters

Excel file for State Points Conditions

José Pires, Minho University, Version 1.0

Figura 143 - Front-end do modelo ORC

8. ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultantes relevantes para a avaliação do potencial de aproveitamento do calor residual do fluxo de gases de escape de um MCI resultantes do cruzamento de dados entre os modelos de condução e o modelo do MCI. Os outputs de cada modelo foram analisados em secções anteriores, bem como o seu cruzamento, sendo agora analisado os resultados referentes ao modelo do sistema ORC para cada um dos circuitos, que permitirá recuperar parte da energia do fluxo de gases de escape. Por razões de simplicidade foram considerados os valores médios de cada circuito, e devido a pequenos erros gerados durante a simulação do primeiro modelo de ORC, referente aos componentes reais do sistema, não foi possível avaliar o seu desempenho nestas circunstâncias. Esta situação poderá ser corrigida no futuro.

Nesse contexto, e apesar da água ter sido utilizada durante a simulação, o intuito deste trabalho foi sempre a reconversão de sistemas AVAC para funcionarem como ORC para aproveitamento da energia do fluxo de gases de escape, pelo que, seria em todo o caso preferido o fluido R-245fa, relativamente a esta. Tal não significa que este se trate do fluido ideal para esta aplicação. A exclusão da água como fluido de trabalho de um sistema ORC baseado em componentes AVAC prende-se principalmente com a necessidade de sobreaquecimento o que eleva a temperatura de entrada no expensor, o que na maior parte dos casos, não é compatível com o retrofitting do compressor em expensor, devido às menores temperaturas de funcionamento destes dispositivos. Não obstante estas considerações, serão apresentados os resultados relativos ao aumento do rendimento térmico e mecânico do MCI, bem como questões relacionadas com o próprio ciclo ORC.

8.1. Ciclo termodinâmico

Nesta secção serão apresentados os resultados obtidos referentes ao ciclo termodinâmico para os dois fluidos: água e R245fa. Para facilitar a compreensão do ciclo, bem como corroborar a correcta modelação dos processos termodinâmicos presentes foram elaborados os diagramas T-s e p-h dos dois fluidos. Serão apresentados estes dois diagramas para o R245fa (figura 144 e figura 145) e apenas o primeiro para a água. Convém mencionar que esta funcionalidade não está explicitamente definida no Thermolib,

peço que foi necessário criar um algoritmo para o efeito. Este algoritmo permite não só avaliar estes processos, mas também a geração das curvas de saturação de líquido e de vapor dos fluidos bastando para isso, seleccionar todos os pontos referentes à simulação do modelo e aproximando-se por uma spline cúbica para realizar o contorno do gráfico.

Para o fluido R245fa, é possível observar os processos termodinâmicos mencionados aquando da sua modelação. Com efeito, tem-se que:

- 1-2: Compressão do fluido até à pressão de evaporação ($\eta_{is}=0.75$);
- 2-2x: Pré-aquecimento (processo isobárico com aumento de temperatura)
- 2x-3: Evaporação a pressão constante
- 3-4r: Expansão até à pressão de condensação
- 5-1: Condensação a pressão constante

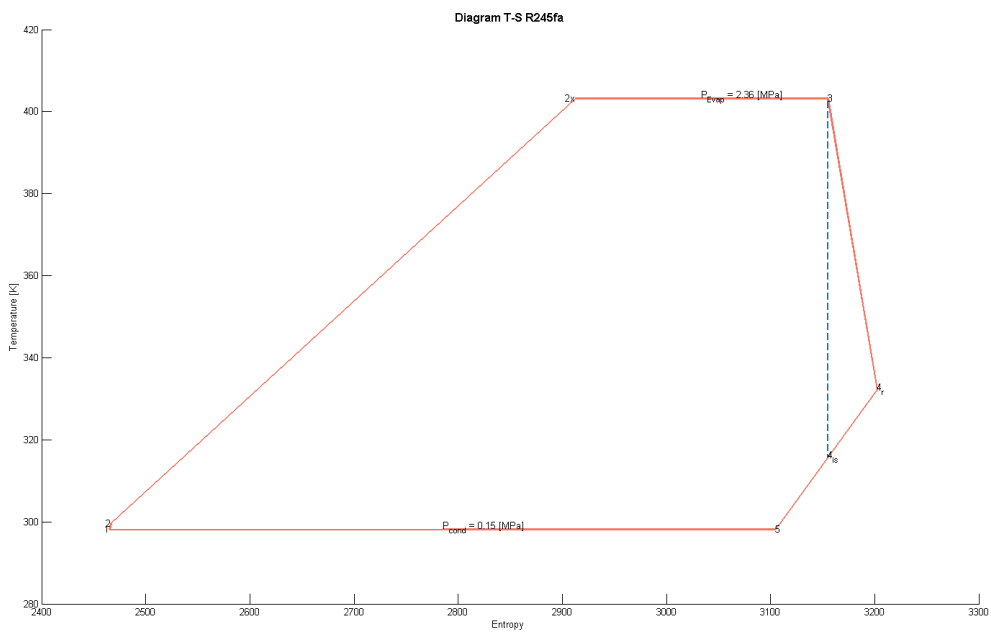


Figura 144 - Diagrama T-s para o R245fa (pressão de evaporação de 2.36 MPa)

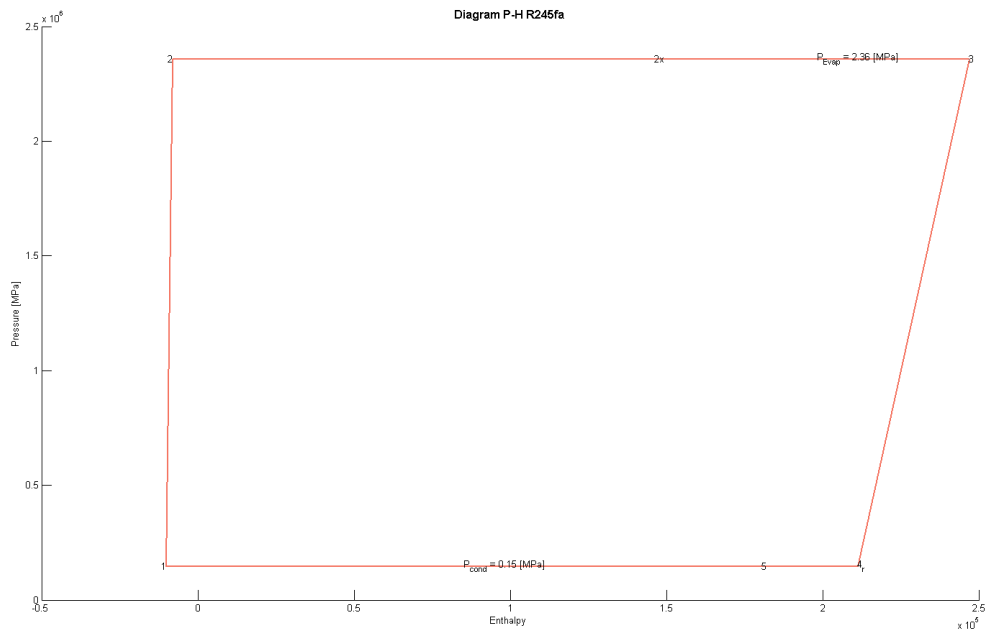


Figura 145 - Diagrama de Mollier (P-h) para o R245fa (pressão de evaporação de 2.36 MPa)

Conforme se pode observar, para a água verificam-se os mesmos processos, até à evaporação do fluido, que por ser um fluido húmido obriga ao sobreaquecimento (de 3 a 3SH), sendo depois expandido até ao ponto de vapor saturado, sendo depois realizado a condensação a pressão constante (4-1). Na realidade, o algoritmo que serviu de iteração ao modelo, não incluiu a condição de a expansão nunca atravessar a zona bifásica, pelo que, o que se deveria verificar, à semelhança do R-245fa, seria a expansão para a zona de vapor sobreaquecido, onde se daria lugar a um processo isobárico de diminuição da temperatura até ao ponto de vapor saturado, iniciando-se de seguida a condensação. Infelizmente, não foi possível corrigir atempadamente este erro, porque o tempo computacional ainda é relativamente elevado. Regista-se, no entanto, este facto, que teria como resultado uma diminuição do rendimento do ciclo, sendo este efeito diminuído com a diminuição da pressão e de evaporação e com o aumento do rendimento isentrópico, dado que esta era a condição que servia de base a este algoritmo.

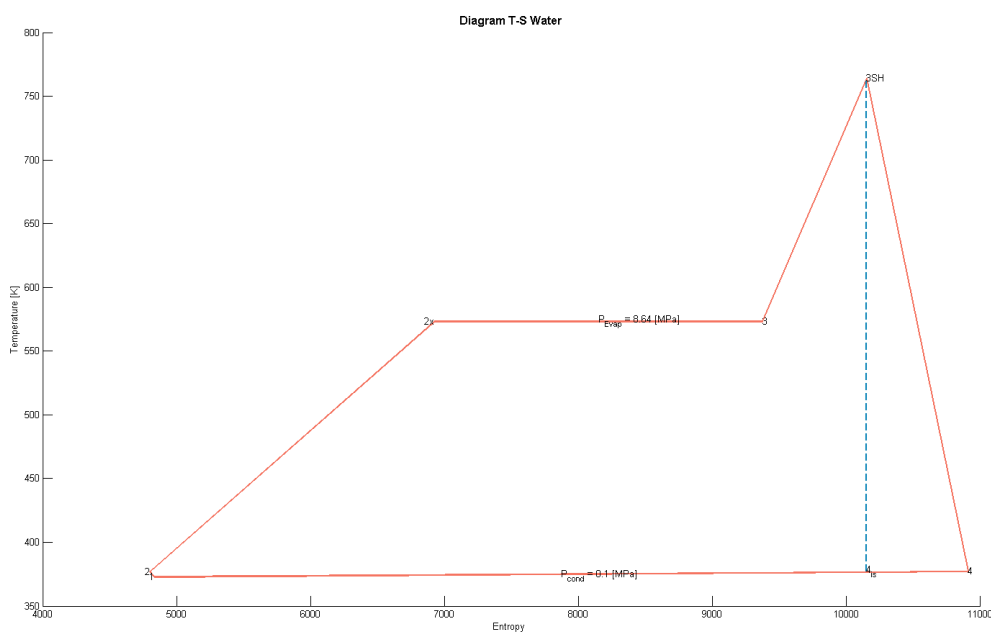


Figura 146 - Diagrama T-s para a água para a pressão de evaporação de 8.64 MPa

8.1.1. Caudal mássico de fluido e potências dos componentes

Relativamente ao caudal mássico de fluido de trabalho, foi preconizada a sua determinação através da simulação do primeiro modelo elaborado para o ORC (secção 7.3.2) considerando-se os componentes reais para esta aplicação e analisando-se o seu desempenho. Com efeito, determinando-se os valores médios de cada circuito para o fluxo de gases de escape e que constam da tabela 31 seria possível obter através da análise do permutador real, cujos parâmetros mencionados (UA, massas térmicas, etc), permitiriam a determinação da temperatura final dos gases de escape, bem como do calor recuperado, através da equação 127, iterando-se sucessivamente até à obtenção do pinch-point mínimo, que conforme verificado anteriormente seria relativamente simples de implementar. No entanto, devido a algumas complicações inesperadas no método de resolução do modelo, não foi possível realizar esta análise. Por conseguinte, tornou-se necessário estabelecer outra estratégia baseada no modelo simplificado do ORC para cada um dos fluidos, em que se pretendia implementar o algoritmo iterativo descrito por Domingues [202], aplicando-se o método da efectividade-NTU às áreas funcionais do permutador de calor e igualando-se os caudais mássicos, através do balanço energético relativo.

Infelizmente, dado que esta não era a estratégia original equacionada, não foi possível, em tempo útil realizar esta análise. No entanto, como já se obteve os dados relativos ao ciclo termodinâmico a implementação também não seria difícil, apresentando-se como outra alternativa viável para análise e, sobretudo, dimensionamento deste tipo de sistemas.

Após a obtenção do caudal mássico de fluido seria fácil determinar a potência de cada um dos componentes, através do produto deste pela diferença de entalpias entre a entrada e a saída destes. Os dados seriam cruzados com os obtidos para cada um dos circuitos, dimensionando-se assim os módulos ORC específicos e averiguando-se a exequibilidade de os fabricar separadamente, dado os diferentes tipos de veículos (referentes a várias necessidades do mercado). Isto permitiria avaliar a implementação em cada um dos diferentes tipos de veículos e, apesar do aumento do custo por kW de potência à medida que se reduz a escala do sistema, se estes pudessem ser reconvertidos de sistemas AVAC, poderia verificar-se a sua viabilidade.

8.1.2. Rendimento termodinâmico do ciclo ORC

O rendimento é dado pela razão entre o calor total fornecido ao ciclo e o trabalho útil realizado ($w_T - w_P$). Para os dois fluidos em análise pode observar-se na figura 147, que para a mesma pressão de evaporação, o rendimento do ciclo é sempre maior para o caso da água, sendo que até à pressão de 1MPa o rendimento do ciclo não diferem muito. O rendimento máximo obtido para o R245fa é da ordem de grandeza da observada em outros trabalhos (p. ex. Domingues [202]), se bem que, considerando as irreversibilidades no permutador de calor é expectável que para este fluido o rendimento se situe na gama dos 6-10% [201]. Relativamente à água, que foi simulada até a uma pressão correspondendo à da saturação para 350 °C, verifica-se que para estes sistemas a pressão excessiva no evaporador condiciona a seu rendimento, pelo que, conduzindo à diminuição de rendimento do sistema. Considerando a pressão de 2MPa, que se admite como razoável para este tipo de sistemas [202], pode verificar-se que o rendimento será de cerca de 16% (contra cerca de 11% do R245fa). No entanto, a temperatura de sobreaquecimento aumenta significativamente, colocando em causa o bom funcionamento do expensor. Pode diminuir-se este efeito, aumentando a pressão de condensação, o que porém reduziria o rendimento do sistema.

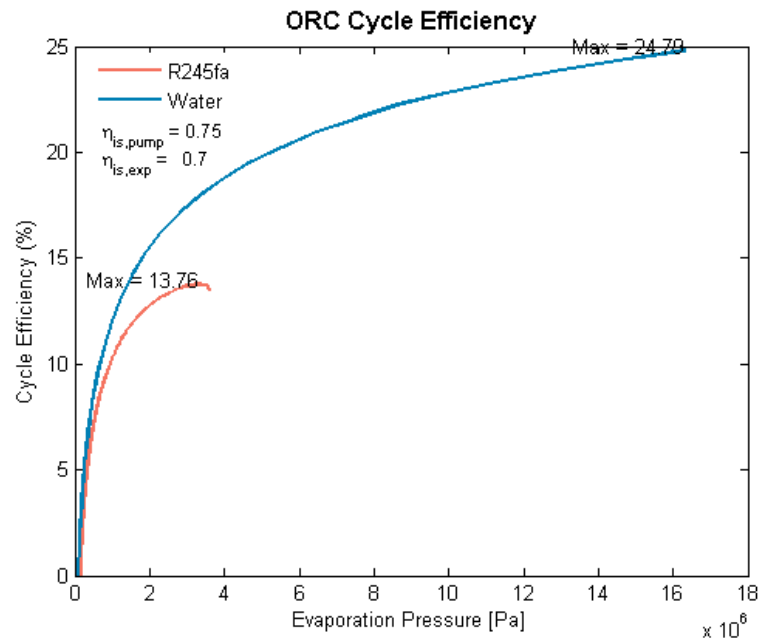


Figura 147 - Rendimento do ciclo ORC para o R245fa e a água em função da pressão de evaporação

8.1.3. Aumento da eficiência térmica e da eficiência mecânica do motor

O aumento da rendimento térmico do motor é calculada pela razão entre a potência útil produzida pelo ORC (W_{NET}) e a quantidade de energia térmica disponibilizada pelo combustível (dada no modelo por Fuel Power):

$$\eta_{térmica} = \frac{W_{NET}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} = \frac{W_{NET}}{Fuel\ Power} \quad (129)$$

O aumento da eficiência mecânica é calculada pela razão entre o trabalho útil produzido pelo RC (W_{NET}) e a potência efectiva produzida pelo MCI (dada no modelo por Shaft Power):

$$\eta_{mecânica} = \frac{W_{NET}}{Shaft\ Power} \quad (130)$$

Conforme se verifica por estas duas equações, determinada a potência útil do ORC (através da determinação do caudal mássico do fluido de trabalho), seriam facilmente obtidos os valores destes dois parâmetros. Mais ainda, dado que o rácio entre a potência dos gases de escape e a potência mecânica é sempre superior à unidade (figura 93), é expectável que a redução do consumo seja da mesma ordem de grandeza da recuperação do calor residual do fluxo de gases de escape. Em circunstâncias especiais, especialmente para cargas mais baixas, a redução do consumo pode ser ainda superior.

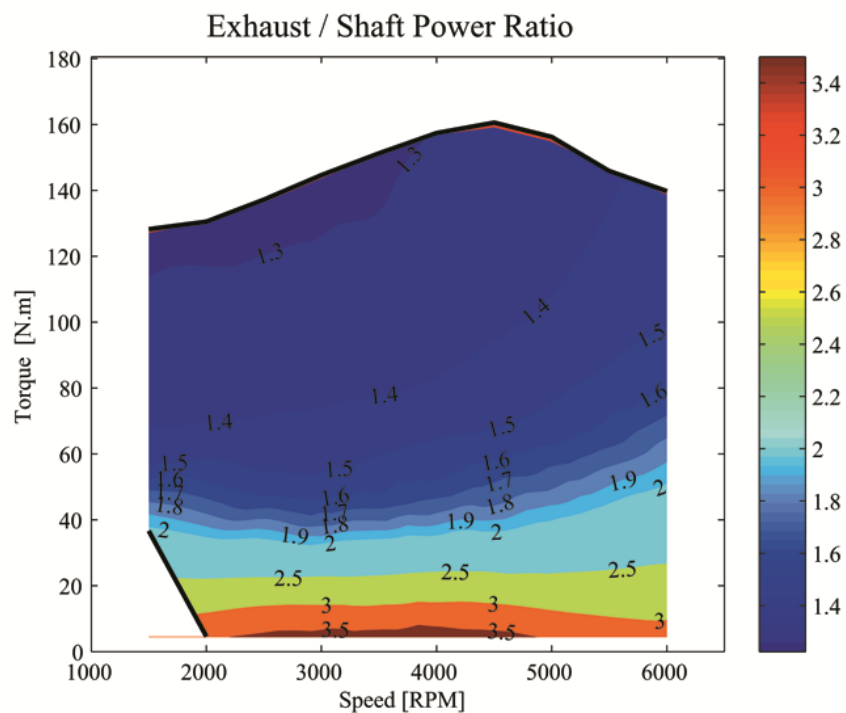


Figura 93 - Rácio entre a potência do escape e a de veio

9. CONCLUSÕES

O presente trabalho centrou-se numa abordagem distinta da análise de sistemas de aproveitamento de calor residual de motores de combustão interna, particularmente no que se refere ao fluxo dos gases de escape, pelo menos no que à modelação diz respeito. Esta abordagem, denominada pelo autor de “wheel-to-exhaust”, visou a modelação mais realista do comportamento do veículo propulsado pelo MCI, considerando as condições reais de estrada, que tipicamente integram o quotidiano de utilização destes veículos: percursos urbanos, de estrada nacional e de auto-estrada. Mais ainda, este trabalho destaca-se pela utilização de um modelo de ciclos de condução que entra em linha de conta com as sinuosidades e declives do trajecto (ciclos reais), algo que os circuitos normalizados não fazem.

Para a integração do conjunto veículo-motor, foi elaborado e implementado um algoritmo inovador, baseado no conceito de grafo direccionado, para a determinação da marcha engrenada no veículo a cada instante do trajecto. Assim, foi possível estimar a rotação e binário do motor a partir da velocidade e potência de propulsão requerida pelo veículo. Estes dados foram cruzados com os dados do modelo de MCI para a obtenção dos parâmetros relativos do fluxo de gases de escape. No entanto, este método, que se pretendeu o mais universal possível, permite também a determinação dos restantes parâmetros do MCI em condições reais de estrada, nomeadamente o consumo específico, a potência ao veio, a carga do motor, etc.

Relativamente aos percursos analisados, pode referir-se que o potencial de aproveitamento da energia dos gases de escape aumenta significativamente para o percurso de auto-estrada, em virtude das maiores potências de propulsão requeridas, associadas à maior velocidade média a que se realiza o percurso. A menor oscilação da velocidade durante o trajecto, sugere também que para este tipo de percurso o sistema ORC apresentaria melhor rendimento global, quando comparado com os restantes percursos. A comparação entre os circuitos também poderia ditar módulos ORC com diferentes potências, algo que se crê que poderia viabilizar este tipo de sistemas, especialmente para veículos urbanos, com um menor tempo de retorno. No entanto, nada foi possível concluir acerca disto.

Em relação ao modelo do MCI, este trabalho permitiu torná-lo mais funcional, com a inclusão de um front-end e melhorias significativas introduzidas no modelo. Uma das mais relevantes foi a automatização do modelo de combustão de Costa [190], cujos parâmetros de saída constituem parâmetros de entrada do modelo de MCI, mais concretamente em relação à função de Wiebe. Apesar de não ter sido extensivamente analisado, esta modificação permitiu corroborar a sugestão de que o trabalho máximo realizado sobre o pistão acontece tipicamente para 10° BTDC.

Relativamente ao modelo do ORC, foram analisados os parâmetros mais relevantes para proceder à sua modelação e dimensionamento. O software seleccionado para o efeito, o Thermolib, mostrou-se uma ferramenta bastante útil neste tipo de análise, dado que a sua estrutura baseada numa linguagem orientada a objectos (característica do Simulink), permite libertar o utilizador do “fardo” da modelação termodinâmica intensiva, ao mesmo tempo que mantém a coerência e rigor necessária dos dados. Adicionalmente, foi prevista a utilização deste software tendo em conta a integração do módulo que falta para completar a abordagem wheel-to-exhaust – o conversor catalítico. O Thermolib facilita significativamente a modelação de processos químicos como as reacções exotérmicas ocorridas no catalisador.

Infelizmente, não foi possível utilizar a estratégia preconizada para a análise de sistemas ORC baseados em componentes de sistemas de refrigeração. Em alternativa, foram implementados modelos mais simples para os fluidos R-245fa e a água, que permitiram corroborar a coerência dos dados obtidos pelo Thermolib, bem como fornecer outra alternativa para a análise deste sistema. Com efeito, conjugando-se a alternativa equacionada com o algoritmo iterativo para o permutador de calor dado por Domingues [202], para a determinação do caudal mássico máximo, é possível dimensionar mais convenientemente este tipo de sistemas, bem como analisar configurações distintas do sistema, diferentes tipos de fluidos e outras nuances do sistema.

Por último, foi implementado um front-end também para este modelo facilitando a sua utilização, incluindo-se também a geração dos diagramas T-s, P-h e T-v e das curvas de saturação. Existem também dados referentes à eficiência do ciclo, trabalho realizado pela turbina e consumido pela bomba, o que após a determinação do caudal mássico, fixará as dimensões típicas do sistema.

9.1. Sugestões para trabalhos futuros

Dada a abordagem adoptada ao longo deste trabalho, existe uma panóplia de trabalhos que podem ser seguidos em diversas áreas. O mais relevante seria a inclusão do módulo referente ao conversor catalítico e a melhoria do modelo do ORC por forma a completar a análise wheel-to-exhaust. Isto permitiria a obtenção de um modelo integrado dos fluxos energéticos associados à deslocação de um veículo propulsado por um MCI. Com isto seria possível analisar a variação de determinados parâmetros e o seu impacto global no conjunto. No contexto específico do ORC, isso permitiria a análise e a avaliação do desempenho mais conveniente destes sistemas. Contudo, este módulo não seria de implementação trivial, sendo extremamente complexo, o que dificultaria a sua incorporação no modelo integrado; não obstante estas considerações, isso não inviabiliza *per si* o conceito.

Numa vertente mais realista e pragmática, esta abordagem poderia também ser utilizada para análise do desempenho de outros tipos de sistemas de aproveitamento de calor residual, nomeadamente na área dos módulos termoelectrónicos, em que a UM apresenta uma grande experiência e know-how acumulado, o que lhes proporcionaria uma melhor utilização desta ferramenta.

Relativamente aos ciclos de condução, as melhorias introduzidas no modelo, permitirão uma análise mais conveniente destes, em particular no que diz respeito, à análise dos ciclos reais, que representam mais fielmente o comportamento real de um veículo em estrada, dado que consideram as sinuosidades e declives do trajecto.

Por último, em relação ao modelo do MCI, a grande quantidade de parâmetros distintos que é possível analisar através deste modelo integrado e as imensas nuances associadas, dão grande margem de manobra no desenvolvimento do presente trabalho.

REFERÊNCIAS

1. P.D.-I.h.R. Freymann, D.-I.W. Strobl and D.S.t.A. Obieglo, "*The turbosteamer: A system introducing the principle of cogeneration in automotive applications*", MTZ worldwide, 2008. **69**(5): pp. 20-27.
2. T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi and M. Shinohara, "*Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines*", SAE International, 2007-01-0257, 2007, Available online at: <http://papers.sae.org/2007-01-0257/>.
3. "*World Energy Outlook 2011 - Sumário (traduzido para Português)*", International Energy Agency, 2011, pp. 4, Available online at: http://www.worldenergyoutlook.org/media/weowsite/2011/es_portuguese.pdf.
4. R.E. Chammas and D. Clodic, "*Combined Cycle for Hybrid Vehicles*", SAE International, 2005-01-1171, 2005, Available online at: <http://papers.sae.org/2005-01-1171/>.
5. R.K. Stobart, "*An availability approach to thermal energy recovery in vehicles*", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007. **221**(9): pp. 1107-24.
6. T.J. Hendricks and J.A. Lustbader, "*Advanced thermoelectric power system investigations for light-duty and heavy duty applications. I*": in *Thermoelectrics, 2002. Proceedings ICT '02. Twenty-First International Conference on*, 2002.
7. J. Vázquez, M.A. Sanz-Bobi, R. Palacios and A. Arenas, "*State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles*": in *Proc. 7th European Workshop on Thermoelectrics*, 2002.
8. R. Saidur, N. Rahim and M. Hasanuzzaman, "*A review on compressed-air energy use and energy savings*", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(4): pp. 1135-53.
9. J. Yang, "*Potential applications of thermoelectric waste heat recovery in the automotive industry*": in *Thermoelectrics, 2005. ICT 2005. 24th International Conference on*, 2005: IEEE.
10. S. Quoilin, "*An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles*", 2008.
11. H. Chen, D.Y. Goswami and E.K. Stefanakos, "*A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(9): pp. 3059-67.
12. B.F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis and G. Papadakis, "*Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—a review of various applications*", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(8): pp. 3963-79.
13. S.B. Riffat and X. Ma, "*Thermoelectrics: a review of present and potential applications*", Applied Thermal Engineering, 2003. **23**(8): pp. 913-35.
14. J. Fairbanks, "*Thermoelectric applications in vehicles status 2008*", US Department of Energy, 2008.
15. X. Zhang and K. Chau, "*An automotive thermoelectric–photovoltaic hybrid energy system using maximum power point tracking*", Energy Conversion and Management, 2011. **52**(1): pp. 641-47.

16. H. Uchida, "Trend of turbocharging technologies", R&D Review of Toyota CRDL, 2006. **41**(3): pp. 1-8.
17. G. Wall, E. Sciubba and V. Naso, "Exergy use in the Italian society", Energy, 1994. **19**(12): pp. 1267-74.
18. K. Pickerill, "Today's Technician: Automotive Engine Performance, Classroom and Shop Manuals". 2013: Cengage Learning, 1285657500
19. R. Saidur, M. Rezaei, W. Muzammil, M. Hassan, S. Paria and M. Hasanuzzaman, "Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(8): pp. 5649-59.
20. W. Weerasinghe, R. Stobart and S. Hounsham, "Thermal efficiency improvement in high output diesel engines a comparison of a Rankine cycle with turbo-compounding", Applied Thermal Engineering, 2010. **30**(14): pp. 2253-56.
21. J.C. Conklin and J.P. Szybist, "A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery", Energy, 2010. **35**(4): pp. 1658-64.
22. P.S. Patel and E.F. Doyle, "Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine-cycle system", SAE Technical Paper, 1976.
23. R. El Chammas and D. Clodic, "Combined cycle for hybrid vehicles", SAE Technical Paper, 2005.
24. BMW Group PressClub Global, "Looking for the next gram", 2011, [accessed in: 30/10/2013]; Available online at: <https://www.press.bmwgroup.com/global/pressDetail.html?title=looking-for-the-next-gram&outputChannelId=6&id=T0119738EN>.
25. A. Obieglo, J. Ringler, M. Seifert and W. Hall, "Future efficient dynamics with heat recovery": in presentation at US Department of Energy Directions in Engine Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, Dearborn, Michigan, 2009.
26. Y.A. Cengel, M.A. Boles and M. Kanoğlu, "Thermodynamics: an engineering approach". Vol. 5. 2011: McGraw-Hill New York, pp. 445. ISBN 0-07-125771-3
27. S. Quoilin, "Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration", 2007, MSc Thesis, University of Liege
28. J.J. Brasz, B.P. Biederman and G. Holdmann, "Power production from a moderate-temperature geothermal resource": in GRC Annual Meeting, Sept, 2005.
29. J. DiCarlo and J.S. Wallace, "Feasibility Study of an Organic Rankine Cycle System Coupled to a Diesel Engine": in ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability, 2011: American Society of Mechanical Engineers.
30. J.M.O. Brito, "Modelo de Gestão de Energia de um Veículo Híbrido Eléctrico, Assistido por Motor Térmico e Travagem Regenerativa", 2007, MSc thesis, Universidade do Minho
31. B.R.S. Ribeiro, "Thermodynamic optimisation of spark ignition engines under part load conditions", 2006, Doctoral dissertation, Universidade do Minho
32. EUTech Scientific Engineering, "Thermolib 5.2", [accessed in: 20/02/2014]; Available online at: <http://www.eutech-scientific.de/products-services/thermolib.html>.

33. B.J. McBride, S. Gordon and M.A. Reno, "*Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species*", National Aeronautics and Space Administration (NASA), 1993.
34. D. Vera, B. de Mena, F. Jurado and G. Schories, "*Study of a downdraft gasifier and gas engine fueled with olive oil industry wastes*", Applied Thermal Engineering, 2013. **51**(1–2): pp. 119-29.
35. S.K. Hong, S.K. Dong and J.B. Yang, "*Experimental and simulated investigation of 1 kW solid oxide fuel cell balance of power system*", Journal of Power Sources, 2012. **214**(0): pp. 28-32.
36. R. Nomura, N. Iki, O. Kurata, M. Kawabata, A. Tsutsumi, E. Koda and H. Furutani, "*System Analysis of IGFC With Exergy Recuperation Utilizing Low-Grade Coal*", 2011: pp. 243-51.
37. S. Latour, B.L. Blaney and J. Menningmann, "*Waste heat recovery potential in selected industries*". 1982: US Environmental Protection Agency, Industrial Environmental Research Laboratory,
38. S. Quoilin and V. Lemort, "*Technological and economical survey of organic Rankine cycle systems*", 2009.
39. J.J. Bonilla, J.M. Blanco, L. López and J.M. Sala, "*Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque Country*", Applied Thermal Engineering, 1997. **17**(3): pp. 283-88.
40. N. Galanis, E. Cayer, P. Roy, E.S. Denis and M. Desilets, "*Electricity generation from low temperature sources*", Journal of Applied Fluid Mechanics, 2009: pp. 55–67.
41. B. Inc., "*Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry*", US Dept. of Energy (DOE), 2008, Available online at: http://www.heatispower.org/wp-content/uploads/2011/11/waste_heat_recovery-1.pdf.
42. Bios-bionergiesysteme Gmbh, 2011, [accessed in: 27/06/2013]; Available online at: <http://www.bios-bioenergy.at/en/wasteheat-utilisation.html>.
43. M. Bianchi and A. De Pascale, "*Bottoming cycles for electric energy generation: parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources*", Applied Energy, 2011. **88**(5): pp. 1500-09.
44. I. Dincer, "*Thermodynamics, exergy and environmental impact*", Energy sources, 2000. **22**(8): pp. 723-32.
45. M.N. Nina and M.J. Vale, "*Impacte ambiental sobre os rios Tejo e Douro associado às centrais termoeléctricas*", in *8º Congresso da água*, 2006: Figueira da Foz.
46. E. Wali, "*Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings*", Solar Energy, 1980. **25**(3): pp. 235-41.
47. A. Crook, "*Profiting from low-grade heat: thermodynamic cycles for low-temperature heat sources*". 1994: IET, 0852968353
48. P. Bombarda, C.M. Invernizzi and C. Pietra, "*Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles*", Applied Thermal Engineering, 2010. **30**(2): pp. 212-19.
49. K.J. Harada, "*Development of a small scale scroll expander*", 2010, MSc Thesis, Oregon State University

-
50. J. Baek, E. Groll and P. Lawless, "*Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation*", International Journal of Refrigeration, 2005. **28**(2): pp. 141-51.
 51. Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson and P. Platell, "*A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery*", Applied Thermal Engineering, 2006. **26**(17): pp. 2142-47.
 52. Y. Chen, "*Novel cycles using carbon dioxide as working fluid: new ways to utilize energy from low-grade heat sources*", 2006, Licentiate Thesis, KTH, School of Industrial Engineering and Management (ITM)
 53. Y. Chen, P. Lundqvist and P. Platell, "*Theoretical research of carbon dioxide power cycle application in automobile industry to reduce vehicle's fuel consumption*", Applied Thermal Engineering, 2005. **25**(14): pp. 2041-53.
 54. D. Yogi Goswami, "*Solar thermal power technology: present status and ideas for the future*", Energy sources, 1998. **20**(2): pp. 137-45.
 55. S. Vijayaraghavan and D. Goswami, "*A combined power and cooling cycle modified to improve resource utilization efficiency using a distillation stage*", Energy, 2006. **31**(8): pp. 1177-96.
 56. H. Uehara and Y. Ikegami, "*Parametric performance analysis of OTEC using Kalina cycle*", ASME, NEW YORK, NY(USA). 1993: pp. 203-07.
 57. N. Noda, Y. Ikegami and H. Uehara, "*Extraction condition of OTEC using the Uehara cycle*": in *The Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2002: International Society of Offshore and Polar Engineers.
 58. I.K. Smith, N. Stosic and A. Kovacevic, "*Screw expanders increase output and decrease the cost of geothermal binary power plant systems*", Transactions of Geothermal Resource Council, Reno, NV, September, 2005: pp. 25-28.
 59. R. Stiedel, K. Brown and D. Pankow, "*The empirical modeling of a Lysholm screw expander*": in *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.;*(United States), 1983: Mechanical Engineering Department, University of California, Berkeley, California.
 60. I.K. Smith, N. Stosic and A. Kovacevic, "*Power recovery from low cost two-phase expanders*", TRANSACTIONS-GEOTHERMAL RESOURCES COUNCIL, 2001: pp. 601-06.
 61. C. Zamfirescu and I. Dincer, "*Thermodynamic analysis of a novel ammonia–water trilateral Rankine cycle*", Thermochimica Acta, 2008. **477**(1): pp. 7-15.
 62. M.J. Moran, H.N. Shapiro, D.D. Boettner and M. Bailey, "*Fundamentals of engineering thermodynamics*". 2010: John Wiley & Sons, 0470495901
 63. C.D. West, "*Principles and applications of Stirling engines*". 1986: Van Nostrand Reinhold New York, 0442292732
 64. V. Naso, "*La macchina di Stirling*", Editoriale ESA, Masson, Milano, 1991.
 65. Y. Tsujikawa, K. Ohtani, K. Kaneko, T. Watanabe and S. Fujii, "*Conceptual recovery of exhaust heat from a conventional gas turbine by an inter-cooled inverted Brayton cycle*", ASME paper, 1999(99-GT): pp. 0378.

-
66. M. Bianchi, G. Negri di Montenegro and A. Peretto, "*Inverted Brayton cycle employment for low-temperature cogenerative applications*", Journal of engineering for gas turbines and power, 2002. **124**(3): pp. 561-65.
 67. M. Bianchi, A. De Pascale and G.N. di Montenegro, "*Micro gas turbine repowering with inverted Brayton cycle*": in *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*, 2005: American Society of Mechanical Engineers.
 68. Y. Tsujikawa, K.-I. Kaneko and J. Suzuki, "*Proposal of the Atmospheric Pressure Turbine (APT) and high temperature fuel cell hybrid system*", JSME International Journal Series B, 2004. **47**(2): pp. 256-60.
 69. E. Van Kemenade and W. Veltkamp, "*Design of a thermionic converter for a domestic heating system*": in *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1994: AMERICAN NUCLEAR SOCIETY.
 70. T.J. Coutts, "*An overview of thermophotovoltaic generation of electricity*", Solar energy materials and solar cells, 2001. **66**(1): pp. 443-52.
 71. D.Y. Goswami, S. Hingorani and G. Mines, "*A laser-based technique for particle sizing to study two-phase expansion in turbines*", Journal of solar energy engineering, 1991. **113**(3): pp. 211-18.
 72. O. Demuth, "*Preliminary assessment of condensation behavior for hydrocarbon-vapor expansions which cross the saturation line near the critical point*", EG and G Idaho, Inc., Idaho Falls (USA), 1982.
 73. O. Demuth, "*Analyses of mixed hydrocarbon binary thermodynamic cycles for moderate temperature geothermal resources*": in *Presented at the IECEC Conf., Atlanta, 9 Aug. 1981*, 1981.
 74. Ormat Inc, [accessed in: 27/06/2013]; Available online at: <http://www.ormat.com>.
 75. Tri-o-gen, [accessed in: 27/06/2013]; Available online at: <http://www.triogen.info>.
 76. Turboden, [accessed in: 27/06/2013]; Available online at: <http://www.turboden.eu>.
 77. E. Barbier, "*Geothermal energy technology and current status: an overview*", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2002. **6**(1): pp. 3-65.
 78. UTC, "*PureCycle 280*", [accessed in: 30/06/2013]; Available online at: <http://www.laborex.ch/purecycle.pdf>.
 79. G. Holdmann, "*The Chena Hot Springs 400kW geothermal power plant: experience gained during the first year of operation*", Chena Geothermal Power Plant Report, Chena Power Plant, Alaska, 2007: pp. 1-9.
 80. M. Aneke, B. Agnew and C. Underwood, "*Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant*", Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(10): pp. 1825-32.
 81. I. Smith and N. Stosic, "*Prospects for energy conversion efficiency improvements by the use of twin screw two-phase expanders*": in *2nd International Heat Power Cycles Conference, Paris, France*, 2001.
 82. Electratherm, [accessed in: 30/06/2013]; Available online at: <http://www.electratherm.com>.
-

83. BEP Europe, [accessed in: 30/06/2013]; Available online at: <http://www.bepenergy.com>.
84. "2014: The Year of Concentrating Solar Power", U.S. Department of Energy, 2014, Available online at: http://energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f15/2014_csp_report.pdf.
85. H.W. Price and V. Hassani, "Modular trough power plant cycle and systems analysis", National Renewable Energy Laboratory, Technical Report 550-31240, 2002.
86. A.M. Mathew Orosz, Alexander Fanderl, Christan Muller, Harold Hemond, "Comparison of scroll and piston expanders for small scale ORC applications", in *ORC 2011 - First International Seminar on ORC Power Systems*, 2011: TU Delft, Netherlands.
87. M.S. Orosz, S. Quoilin and H. Hemond, "Technologies for heating, cooling and powering rural health facilities in sub-Saharan Africa", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2013. **227**(7): pp. 717-26.
88. "STG International", [accessed in: 10/07/2013]; Available online at: <http://www.stginternational.org/how-it-works.html>.
89. S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond and V. Lemort, "Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation", *Solar Energy*, 2011. **85**(5): pp. 955-66.
90. M. Orosz, A. Mueller, S. Quoilin and H. Hemond, "Small scale solar ORC system for distributed power", in *Solar World Congress*, 2009: Johannesburg, South Africa.
91. V. Nguyen, P. Doherty and S. Riffat, "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system", *Applied Thermal Engineering*, 2001. **21**(2): pp. 169-81.
92. F. Trieb, O. Langniß and H. Klaiß, "Solar electricity generation—a comparative view of technologies, costs and environmental impact", *Solar Energy*, 1997. **59**(1): pp. 89-99.
93. J.M.A. Dias, "Glossário das Zonas Costeiras do *Jornal de Gestão Costeira Integrada*", Available online at: <http://www.aprh.pt/rgci/glossario/aguasalobra.html>
94. C. Fritzmann, J. Löwenberg, T. Wintgens and T. Melin, "State-of-the-art of reverse osmosis desalination", *Desalination*, 2007. **216**(1–3): pp. 1-76.
95. A. Maurel, "Dessalement et énergies nouvelles", *Desalination*, 1979. **31**(1–3): pp. 489-99.
96. J.C. Bruno, J. Lopez-Villada, E. Letelier, S. Romera and A. Coronas, "Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination", *Applied Thermal Engineering*, 2008. **28**(17): pp. 2212-26.
97. D. Manolakos, G. Papadakis, S. Kyritsis and K. Bouzianas, "Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination", *Desalination*, 2007. **203**(1–3): pp. 366-74.
98. D. Manolakos, G. Papadakis, E.S. Mohamed, S. Kyritsis and K. Bouzianas, "Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination", *Desalination*, 2005. **183**(1–3): pp. 73-80.
99. G. Kosmadakis, D. Manolakos and G. Papadakis, "Parametric theoretical study of a two-stage solar organic Rankine cycle for RO desalination", *Renewable Energy*, 2010. **35**(5): pp. 989-96.

-
100. H.-M. Henning, "Solar assisted air conditioning of buildings – an overview", *Applied Thermal Engineering*, 2007. **27**(10): pp. 1734-49.
 101. D.S. Kim and C.A. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options – a state-of-the-art review", *International Journal of Refrigeration*, 2008. **31**(1): pp. 3-15.
 102. D. Prigmore and R. Barber, "Cooling with the sun's heat Design considerations and test data for a Rankine Cycle prototype", *Solar Energy*, 1975. **17**(3): pp. 185-92.
 103. J. Martins, "Energias Renováveis", 2007, Universidade do Minho, Available online at:
 104. NREL, [accessed in: 30/10/2013]; Available online at: <http://www.nrel.gov/otec/what.html>.
 105. K.A. Finney, "Ocean thermal energy conversion", *Guelph Engineering Journal*, 2008. **1**: pp. 17-23.
 106. P.K. Takahashi and A. Trenka, "Ocean thermal energy conversion: its promise as a total resource system", *Energy*, 1992. **17**(7): pp. 657-68.
 107. [accessed in: 31/10/2013]; Available online at: www.seao2.com/otec.
 108. M. Ravindran and R. Abraham, "The Indian 1 MW demonstration OTEC plant and the development activities": in *OCEANS '02 MTS/IEEE*, 2002.
 109. S. Karekezi, "Poverty and energy in Africa—A brief review", *Energy Policy*, 2002. **30**(11–12): pp. 915-19.
 110. L. Dong, H. Liu and S. Riffat, "Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review", *Applied Thermal Engineering*, 2009. **29**(11–12): pp. 2119-26.
 111. U. Drescher and D. Brüggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants", *Applied Thermal Engineering*, 2007. **27**(1): pp. 223-28.
 112. A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras and H. Spliethoff, "Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications", *Applied Thermal Engineering*, 2009. **29**(8–9): pp. 1809-17.
 113. I. Obernberger and A. Hammerschmid, "Biomass fired CHP plant based on an ORC cycle—Project ORC-STIA-Admont", Final Report, Bios-energy systems, 2001.
 114. I. Obernberger, P. Thonhofer and E. Reisenhofer, "Description and evaluation of the new 1000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria", *Euroheat & Power*, 2002. **10**: pp. 1-17.
 115. S. Quoilin, S. Declaye and V. Lemort, "Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle": in *Proceedings of the 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 2010.
 116. I.V. B. Vanslambrouck, S. Gusev, M. De Paepe, "Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle", in *2nd European Conference on Polygeneration*, 2011: Tarragona, Spain.
 117. D. Sánchez, J. Munoz De Escalona, B. Monje, R. Chacartegui and T. Sánchez, "Preliminary analysis of compound systems based on high temperature fuel cell, gas turbine and Organic Rankine Cycle", *Journal of Power Sources*, 2011. **196**(9): pp. 4355-63.
-

-
118. F.A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur and I. Dincer, "Greenhouse gas emission and exergy assessments of an integrated organic Rankine cycle with a biomass combustor for combined cooling, heating and power production", *Applied Thermal Engineering*, 2011. **31**(4): pp. 439-46.
 119. R. Chacartegui, D. Sánchez, J. Muñoz and T. Sánchez, "Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants", *Applied Energy*, 2009. **86**(10): pp. 2162-70.
 120. K.K. Srinivasan, P.J. Mago and S.R. Krishnan, "Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle", *Energy*, 2010. **35**(6): pp. 2387-99.
 121. R. Vescovo, "ORC recovering industrial heat–power generation from waste energy streams", *Cogeneration and On-Site Power Production*, 2009.
 122. C. Walsh and P. Thornley, "Cost effective greenhouse gas reductions in the steel industry from an organic Rankine cycle", *Chemical Engineering Transactions*, 2011. **25**: pp. 905-10.
 123. C. Casci, G. Angelino, P. Ferrari, M. Gaia, G. Giglioli and E. Macchi, "Heat recovery in a ceramic kiln with an organic Rankine cycle engine", *Journal of Heat Recovery Systems*, 1981. **1**(2): pp. 125-31.
 124. W.-K. Tien, R.-H. Yeh and J.-M. Hong, "Theoretical analysis of cogeneration system for ships", *Energy Conversion and Management*, 2007. **48**(7): pp. 1965-74.
 125. A. Hasanbeigi, L. Price, H. Lu and W. Lan, "Analysis of energy-efficiency opportunities for the cement industry in Shandong Province, China: A case study of 16 cement plants", *Energy*, 2010. **35**(8): pp. 3461-73.
 126. M.G. Rasul, W. Widiyanto and B. Mohanty, "Assessment of the thermal performance and energy conservation opportunities of a cement industry in Indonesia", *Applied Thermal Engineering*, 2005. **25**(17–18): pp. 2950-65.
 127. Z. Söğüt, Z. Oktay and H. Karakoç, "Mathematical modeling of heat recovery from a rotary kiln", *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(8–9): pp. 817-25.
 128. P. Bundela and V. Chawla, "Sustainable development through waste heat recovery", *American Journal of Environmental Sciences*, 2010. **6**(1): pp. 83.
 129. T. Engin and V. Ari, "Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems—A case study", *Energy Conversion and Management*, 2005. **46**(4): pp. 551-62.
 130. H. Schmid, "Less emissions through waste heat recovery": in *Green Ship Technology Conference, London*, 2004.
 131. "Opcon to Install Waste Heat Recovery System on Wallenius Ship", [accessed in: 25/11/2013]; Available online at: <http://www.greencarcongress.com/2010/04/opcon-20100407.html#more>.
 132. H. Teng, G. Regner and C. Cowland, "Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle part I: hybrid energy system of diesel and Rankine engines", *SAE Technical Paper*, 2007.
 133. R. Stobart, "An availability approach to thermal energy recovery in vehicles", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2007. **221**(9): pp. 1107-24.

-
134. C. Yu and K. Chau, "*Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking*", *Energy Conversion and Management*, 2009. **50**(6): pp. 1506-12.
 135. R. Stobart and R. Weerasinghe, "*Heat recovery and bottoming cycles for SI and CI engines-a perspective*", SAE Technical Paper, 2006.
 136. R.K. Stobart, A. Wijewardane and C. Allen, "*The Potential for thermo-electric devices in passenger vehicle applications*", SAE Technical Paper, 2010.
 137. M. Karri, E. Thacher and B. Helenbrook, "*Exhaust energy conversion by thermoelectric generator: Two case studies*", *Energy Conversion and Management*, 2011. **52**(3): pp. 1596-611.
 138. E.W. Miller, T. Hendricks, H. Wang and R. Peterson, "*Integrated dual-cycle energy recovery using thermoelectric conversion and an organic Rankine bottoming cycle*", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2011. **225**(1): pp. 33-43.
 139. G. Shu, J. Zhao, H. Tian, X. Liang and H. Wei, "*Parametric and exergetic analysis of waste heat recovery system based on thermoelectric generator and organic rankine cycle utilizing R123*", *Energy*, 2012. **45**(1): pp. 806-16.
 140. J. Martins, "*Motores de combustão interna*", ed. 3ª. 2006: Publindústria,
 141. C. Sprouse Iii and C. Depcik, "*Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery*", *Applied Thermal Engineering*, 2013. **51**(1–2): pp. 711-22.
 142. O. Badr, P. O'Callaghan and S. Probert, "*Thermodynamic and thermophysical properties of organic working fluids for Rankine-cycle engines*", *Applied Energy*, 1985. **19**(1): pp. 1-40.
 143. M.M. Bailey, "*Comparative evaluation of three alternative power cycles for waste heat recovery from the exhaust of adiabatic diesel engines*", National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, OH (USA). Lewis Research Center, 1985.
 144. H. Oomori and S. Ogino, "*Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative engine cooling system*", SAE Technical Paper, 1993.
 145. T. Hung, T. Shai and S. Wang, "*A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat*", *Energy*, 1997. **22**(7): pp. 661-67.
 146. D.A. Arias, T.A. Shedd and R.K. Jester, "*Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle*", SAE Technical Paper, 2006.
 147. R. Stobart, S. Hounsham and R. Weerasinghe, "*The controllability of vapour based thermal recovery systems in vehicles*", SAE Technical Paper, 2007.
 148. S. Quoilin, S. Declaye, B.F. Tchanche and V. Lemort, "*Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles*", *Applied Thermal Engineering*, 2011. **31**(14): pp. 2885-93.
 149. T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng and G. Shu, "*A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle*", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011. **15**(6): pp. 2862-71.
 150. Dp-Engineering, [accessed in: 21/03/2014]; Available online at: <http://www.dp-engineering.nl/technologies/>.
-

-
151. [accessed in: 12/06/2013]; Available online at: http://www.autozine.org/technical_school/engine/tech_engine_3.htm#VTG.
 152. R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker and W. Bullmer, "*Regulated two-stage turbocharging for gasoline engines*", 2010, BorgWarner Turbo Systems, Available online at: <http://www.3k-warner.de/tools/download.aspx?t=document&r=532&d=626>,
 153. J. Shuttleworth, "*Two-stage turbocharger system*", SAE International
 154. Honeywell Turbo Technologies, [accessed in: 04/04/2013]; Available online at: <http://turbo.honeywell.com/our-technologies/twostage-serial-turbo/>.
 155. M. Kadota and K. Yamamoto, "*Advanced transient simulation on hybrid vehicle using Rankine cycle system*", SAE Technical Paper, 2008.
 156. J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot and W. Hübner, "*Rankine cycle for waste heat recovery of IC engines*", SAE Technical Paper, 2009.
 157. N. Espinosa, L. Tilman, V. Lemort, S. Quoilin and B. Lombard, "*Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling*", 2010.
 158. H. Leibowitz, I. Smith and N. Stosic, "*Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources*": in *ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2006: American Society of Mechanical Engineers.
 159. M. Kane, D. Larrain, D. Favrat and Y. Allani, "*Small hybrid solar power system*", *Energy*, 2003. **28**(14): pp. 1427-43.
 160. W.F. Milliken and D.L. Milliken, "*Race car vehicle dynamics*". Vol. 400. 1995: Society of Automotive Engineers (SAE International),
 161. T.D. Gillespie, "*Fundamentals of vehicle dynamics*", SAE Technical Paper, 1992.
 162. Metric Mind Corporation, [accessed in: 23/06/2014]; Available online at: <http://www.metricmind.com/>.
 163. B.J.O. Araújo, "*Veículo elétrico*", 2014, MSc Thesis, Universidade do Minho
 164. The Mathworks Inc., "*Smooth*", [accessed in: 15/07/2014]; Available online at: <http://www.mathworks.com/help/curvefit/smooth.html>.
 165. R. Boynton, "*Precise measurement of mass*", in *60th Annual Conference of the Society of Allied Weight Engineers*, 2001: Arlington, Texas, USA.
 166. Diesel Net, [accessed in: 27/07/2014]; Available online at: <https://www.dieselnets.com/standards/cycles/wltp.php>.
 167. Best Cars UOL, "*Marchas: como explorar o melhor do câmbio*", [accessed in: 07/07/2014]; Available online at: <http://bestcars.uol.com.br/servico/dm-106.htm>.
 168. Best Cars UOL, "*Marchas, quando trocar?*", [accessed in: 08/07/2014]; Available online at: <http://bestcars.uol.com.br/marchas.htm>.
 169. [accessed in: 24/07/2014]; Available online at: <http://www.hostingpics.net/viewer.php?id=967070CourbesVT1120.jpg>.
-

-
170. A. Rohatgi, "WebPlotDigitizer", [accessed in: 25/07/2014]; Available online at: <http://arohatgi.info/WebPlotDigitizer/app/>
171. A. Odutayo and M. Hladunewich, "Obstetric nephrology: renal hemodynamic and metabolic physiology in normal pregnancy", *Clinical Journal of the American Society of Nephrology*, 2012. **7**(12): pp. 2073-80.
172. M.Y.A. Shukor, "Evaluation of several mathematical models for fitting the growth of the algae *Dunaliella tertiolecta*", *ASIAN JOURNAL OF PLANT BIOLOGY* (e-ISSN 2289-5868), 2014. **1**(1).
173. S.N. Kivlin, S.M. Emery and J.A. Rudgers, "Fungal symbionts alter plant responses to global change", *American journal of botany*, 2013. **100**(7): pp. 1445-57.
174. The Mathworks Inc., "Cubic Spline Interpolation", [accessed in: 26/07/2014]; Available online at: <http://www.mathworks.com/help/curvefit/cubic-spline-interpolation.html>.
175. Instituto de Matemática UFRGS, "Cap. 4 - Cálculo numérico," [accessed in: 28/07/2014]; Available online at: http://www.mat.ufrgs.br/~guidi/grad/MAT01032/calculo_numerico.cap4.pdf.
176. J.Y. Wong, "Terramechanics and off-road vehicle engineering: terrain behaviour, off-road vehicle performance and design". 2009: Butterworth-Heinemann, 0080942539
177. TireRack, "Tire Size Guide", [accessed in: 29/07/2014]; Available online at: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=46>.
178. Guia 4 Rodas, "Golf 1.6", [accessed in: 29/07/2014]; Available online at: http://quatorrodas.abril.com.br/carros/testes/conteudo_143699.shtml.
179. Feline 208, "Forum Peugeot 208: Consommation Peugeot 208 1.6 VTi 120 ch BVM5", [accessed in: 30/07/2014]; Available online at: <http://www.feline208.net/forum/viewtopic.php?f=23&t=159&start=90>.
180. J. Martins and B.S. Ribeiro, "Desenvolvimento do conceito de motor sobre-expandido: análise teórica, numérica e experimental", 2007.
181. J.B. Heywood, "Internal combustion engine fundamentals". Vol. 930. 1988: McGraw-hill New York,
182. S.R. Turns, "An introduction to combustion: concepts and applications", McGraw-Hill series in mechanical engineering., 2000.
183. G. Abd Alla, "Computer simulation of a four stroke spark ignition engine", *Energy Conversion and Management*, 2002. **43**(8): pp. 1043-61.
184. C.R. Ferguson, "International combustion engines; Applied thermosciences", 1985.
185. G.P. Blair, "Design and simulation of four-stroke engines", *Technology*, 1999. **2011**: pp. 10-18.
186. K.J. Patton, R.C. Nitschke and J.B. Heywood, "Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines", SAE Technical paper, 1989.
187. D. Sandoval and J.B. Heywood, "An improved friction model for spark-ignition engines", SAE Technical paper, 2003.
-

-
188. J. Ghojel, "Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research", *International Journal of Engine Research*, 2010. **11**(4): pp. 297-312.
189. F. Bonatesta, "Premixed Combustion in Spark Ignition Engines and the Influence of Operating Variables", 2013.
190. T. Costa, "Analysis of Internal Combustion Engines towards the improvement of its efficiency", 2014, MSc Thesis, Universidade do Minho
191. Féline208, "1.6L VTi 16 V 120 CV (EP6 C)", [accessed in: 20/09/2014]; Available online at: <http://www.feline208.net/dossiers/motorisations/ep6c/>.
192. Paultan.org, "BMW and PSA Peugeot Citroen to conduct new engine feasibility study", [accessed in: 20/09/2014]; Available online at: <http://paultan.org/2006/12/28/bmw-and-psa-peugeot-citroen-to-conduct-new-engine-feasibility-study/>.
193. U. Specs, "Peugeot 207 3p Active 1.6 VTi 120 Ficha Técnica", [accessed in: 21/09/2014]; Available online at: <http://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Peugeot/25515/Peugeot-207-3p-Active-16-VTi-120.html>.
194. A.E. Learn Smart Engineering - Space News, "Nikolaus Otto's four stroke engine process", [accessed in: 22/09/2014]; Available online at: <http://learnsmartengg.com/nikolaus-ottos-four-stroke-engine-process-2/>.
195. MathWorks, "Derivative", [accessed in: 25/09/2014]; Available online at: <http://www.mathworks.com/help/simulink/slref/derivative.html#br3m9zv-1>.
196. K. Rao, "The liquid state. 1. The arrangement of atoms", *Resonance-Journal of Science Education*, 1997. **2**(6): pp. 54-59.
197. J.E. Jones, "On the Determination of Molecular Fields. II. From the Equation of State of a Gas", *Proceedings of the Royal Society of London. Series A*, 1924. **106**(738): pp. 463-77.
198. E. Toolbox, "Critical Points of some common substances", [accessed in: 10/10/2014]; Available online at: http://www.engineeringtoolbox.com/critical-point-d_997.html.
199. ThermoNet, "Thermodynamic properties of pure substances - Using Z", [accessed in: 10/10/2014]; Available online at: http://www.wiley.com/college/moran/CL_0471465704_S/user/tutorials/tutorial2/igl8/index.html.
200. P. Ahuja, "Chemical Engineering Thermodynamics". 2009: Prentice-Hall Of India Pvt. Limited, 9788120336377
201. I. Vaja and A. Gambarotta, "Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs)", *Energy*, 2010. **35**(2): pp. 1084-93.
202. A. Domingues, "Avaliação do potencial de aproveitamento de energia contida nos gases de escape de veículos automóveis", 2011, Dissertação de Mestrado. Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa
203. H.M.F.d. Santos, "Experimental and numerical investigation of three way catalytic systems for automotive vehicles", 2010, Doctoral Thesis, UTL. Instituto Superior Técnico
204. EUtech Scientific Engineering, "Thermodynamic Systems Library, Release 5.2 - User Manual", 2013, Available online at:
-

205. B.J. McBride, S. Gordon and M.A. Reno, "*Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species*", National Aeronautics and Space Administration, 1993.