



• U • C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Análise dos Requisitos dos Sistemas de Condicionamento de Temperatura de um Banco de Ensaio e Modelação do Sistema de Arrefecimento de um Motor de Combustão Interna**

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

## **Analysis of the Requirements of the Temperature Conditioning Systems of a Test Bench and Modeling of the Cooling System of an Internal Combustion Engine**

Autor

**André Filipe Bastos Loureiro**

Orientador

**Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira**

Júri

	<b>Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva</b>
<b>Presidente</b>	<b>Ribeiro</b>
	<b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>
<b>Vogais</b>	<b>Professor Doutor José Joaquim da Costa</b>
	<b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>
<b>Orientador</b>	<b>Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira</b>
	<b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>



Universidade de  
Coimbra

**Coimbra, setembro, 2018**

## **Agradecimentos**

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas que não poderia deixar de agradecer.

Em primeiro lugar, um agradecimento especial à minha família por todo o apoio e motivação.

Aos meus amigos por todo o companheirismo, ajuda, força e apoio.

Quero deixar um agradecimento especial ao João Canedo e à Vera Lourenço.

Não posso deixar de agradecer ao Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, pela sua ajuda preciosa e constante disponibilidade na orientação do desenvolvimento desta dissertação.

A todos um muito obrigado.

## Resumo

O principal objetivo deste trabalho é analisar as necessidades de condicionamento de temperatura de um banco de ensaios para a sua implementação no Departamento de Engenharia Mecânica (DEM) da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra (FCTUC). Foram estabelecidos diversos parâmetros que os equipamentos e a instalação devem cumprir para um seguro e bom funcionamento do banco de ensaios. São feitas algumas recomendações acerca do trabalho que deve ser feito após a instalação estar concluída.

Entre os diversos parâmetros estabelecidos encontram-se a potência de arrefecimento/aquecimento, o caudal de água necessário para humidificação do sistema de AVAC (aprovisionamento de ar devidamente condicionado ao motor de combustão interna) para as condições de projeto estabelecidas e caudal de ventilação da célula do banco de ensaios.

São apresentados sistemas de segurança indispensáveis à implementação do banco de ensaios. É feita uma discussão acerca das várias opções e é selecionada a melhor ou melhores tendo em conta vários critérios.

O controlo do caudal proveniente do *chiller* para o permutador, que promoverá o arrefecimento do motor, terá de ser analisado e aperfeiçoado em trabalhos futuros (testes experimentais e posterior comparação experimental de vários métodos).

Foi feita a modelação do sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna com o objetivo de posteriormente perceber o que esperar nos ensaios realizados. A modelação tem como principal objetivo prever o comportamento do sistema de arrefecimento em diversos regimes, constantes e dinâmicos. Foram analisados alguns parâmetros que afetam o funcionamento do sistema de arrefecimento. Os parâmetros analisados foram: temperatura ambiente, inclinação da rodovia, mudança de radiador, velocidade do veículo e incrustações no radiador (todos eles revelam algum impacto no sistema).

Foi concluído que todos os parâmetros testados influenciam o funcionamento do radiador. A presença de incrustações leva a um aumento elevado da abertura do termóstato.

A temperatura ambiente elevada afeta diretamente o consumo de combustível, pela temperatura mais elevada do óleo e menor resistência do ar, resultando numa diminuição do consumo de combustível. Os regimes de maior esforço para o sistema de arrefecimento são regimes de elevada potência e baixa velocidade do veículo. Foi concluída que, para todos os casos modelados, o líquido de arrefecimento (LA) no interior do motor mantém a sua homogeneidade de temperatura, havendo um gradiente de temperatura muito baixo ao longo da passagem do líquido de arrefecimento pelo motor.

**Palavras-chave:** Banco de Ensaios, Ventilação, Condicionamento de Temperatura, Modelação, Motor de Combustão Interna, Sistema de Arrefecimento

## Abstract

The main objective of this work is to analyse the temperature conditioning requirements of a test bench for its implementation in the Department of Mechanical Engineering (DEM) of the Faculty of Sciences and Technology of the University of Coimbra (FCTUC). Several parameters have been established that the equipment and the installation must comply with, for a safe and proper functioning test bench. Some recommendations are made about the work that must be done after the installation is complete.

Some of the various parameters established include the cooling / heating power, the water flow required for humidification of the HVAC (heat ventilation and air conditioning) system (air supply properly conditioned to the internal combustion engine) for the established design conditions and the ventilation of the test bench.

Safety systems that are essential for the implementation of the test bench are presented. A discussion is made about the various options and is selected the best or best considering several criteria.

Control of the flow from the chiller to the heat exchanger, which will promote the cooling of the engine, will have to be analysed and improved in future work (experimental tests and later experimental comparison of several control methods).

The modelling of the cooling system of an internal combustion engine was made to later understand what to expect in the tests performed. The main purpose of the modelling is to predict the behaviour of the cooling system in several constant and dynamic regimes. Some parameters were analysed that influence the operation of the cooling system. The parameters analysed were: ambient temperature, road slope, radiator change, vehicle speed and fouling in the radiator (all of them reveal some impact on the system).

It was concluded that all parameters tested influence the radiator operation. The presence of fouling highly increases the thermostat opening. The high ambient temperature directly affects the fuel consumption, the higher oil temperature and lower air resistance resulting in a decrease in fuel consumption. The most stressful regimes for the cooling system are high power and the vehicle at low speed. It was concluded that for all modelling cases studied the coolant inside the engine maintains its homogeneity of temperature,

therefore it was observed a very low temperature gradient along the passage of the coolant by the engine.

**Keywords** Test Bench, Ventilation, Temperature Conditioning, Modelling, Internal Combustion Engine, Cooling System.

## Índice

Índice de Figuras .....	viii
Índice de Tabelas .....	xii
Simbologia e Siglas .....	xiv
Simbologia.....	xiv
Letras Gregas.....	xvi
Subíndice .....	xvi
Siglas .....	xvii
1. Introdução.....	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Enquadramento.....	1
2. Análise dos Sistemas .....	3
2.1. Dados de Projeto.....	3
2.2. Potência Transferida.....	3
2.3. Dinamómetro.....	4
2.3.1. Medidas de Segurança e Controlo.....	6
2.3.2. Necessidades de Arrefecimento.....	7
2.4. Sistema de Ventilação da Célula de Ensaios.....	9
2.4.1. Características de Segurança e Controlo do Sistema de Ventilação .....	10
2.5. Sistema de Arrefecimento do Motor .....	11
2.5.1. Controlo e Segurança.....	13
2.6. Sistema de Alimentação e Condicionamento do Ar do Motor.....	14
3. Modelação .....	17
3.1. Motor e Veículo.....	17
3.2. Sistema de Arrefecimento de um MCI.....	18
3.3. Líquido de Arrefecimento .....	19
3.4. Ar.....	19
3.5. Óleo Lubrificante.....	20
3.6. Modelação da Transferência de Calor .....	20
3.6.1. Modelação do Consumo de Combustível.....	20
3.6.2. Modelação do Óleo Lubrificante.....	22
3.6.3. Modelação da Transferência de Calor entre o Líquido de Arrefecimento e o Motor .....	24
3.6.4. Funcionamento do Termóstato e Bomba.....	28
3.6.5. Modelação do Radiador.....	30
3.6.6. Modelação da Transferência de Calor entre o MCI e o Meio Ambiente .....	36
3.6.7. Coeficientes de Transferência de Calor.....	38
3.7. Resultados.....	41
3.7.1. Ciclo NEDC.....	42
3.7.2. Análise do Caso 1 .....	43
3.7.3. Análise do Caso 2 .....	47

---

3.7.4. Análise do Caso 3 .....	52
3.7.5. Análise do Caso 4 .....	57
3.7.6. Análise do Caso 5 .....	62
3.7.7. Análise do Caso 6 .....	67
3.7.8. Análise do Caso 7 .....	72
3.8. Conclusões.....	77
3.9. Trabalhos Futuros e Melhorias Possíveis .....	79
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	80
ANEXO A – Correlação de Goudar-Sonnad.....	82
ANEXO B – Número de Nusselt para Escoamentos Laminares.....	83
ANEXO C – Propriedades do Ar .....	84
ANEXO D – Propriedades do Líquido de Arrefecimento.....	85
ANEXO E – Fatores de Incrustação.....	88
ANEXO F – Equações usadas no Cálculo da Convecção Natural.....	89
APÊNDICE A – Equação Usada para a Determinação do Número de Nusselt no Regime de Transição.....	91
APÊNDICE B – Polinómios das Propriedades do Ar .....	92
APÊNDICE C – Características do Motor e Caixa de Velocidades .....	93
APÊNDICE D – Características do Veículo e do Sistema de Transmissão .....	95
APÊNDICE E – Polinómios das Propriedades do Líquido de Arrefecimento.....	96
APÊNDICE F – Polinómio Usado na Abertura do Termóstato .....	97
APÊNDICE G – Geometria do Radiador .....	98
APÊNDICE H – Geometria da Bomba Centrífuga do Líquido de Arrefecimento .....	100



---

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema representativo do sistema termodinâmico aberto. ....	2
Figura 2.1 – Potência gerada pelo dinamómetro em função da sua velocidade de rotação, [3]. ....	5
Figura 2.2 – Binário gerado pelo dinamómetro em função da sua velocidade de rotação, [3]. ....	5
Figura 2.3 – Caudal de água do dinamómetro em função da diferença de temperaturas. ....	7
Figura 2.4 – Pressão de entrada da água no dinamómetro em função da diferença de temperaturas. ....	8
Figura 2.5 – Potência máxima prevista dissipada para o LA em função do tipo de MCI e velocidade de rotação do dinamómetro. ....	12
Figura 2.6 – Esquema do sistema de AVAC. ....	14
Figura 2.7 – Curvas de binário ao freio e de consumo específico de combustível ao freio do motor do veículo VW JETTA 2.0 TDI – 2009. ....	15
Figura 3.1 – Esquema do funcionamento do radiador de fluxos cruzados. ....	18
Figura 3.2 – Mapa do caudal mássico de combustível consumido em função do bmep e velocidade de rotação, com a temperatura do óleo constante igual a 90 °C. ....	21
Figura 3.3 – Ciclo de condução NEDC. ....	22
Figura 3.4 – Experiência realizada nas condições de 2500 rpm e 100 N·m, [15]. ....	23
Figura 3.5 – Fluxo de energia, simbologia e ordem das fases em cada ciclo. ....	24
Figura 3.6 – Esquema da disposição dos elementos e sua simbologia. ....	25
Figura 3.7 – Modelo dos canais do circuito do LA dentro do MCI, modelo feito a partir do Autodesk Inventor™ ....	27
Figura 3.8 – Percentagem de abertura do termóstato em função da temperatura medida. ...	29
Figura 3.9 – Circuito de passagem do LA. ....	30
Figura 3.10 – Esquema da disposição dos elementos no circuito do radiador e sua simbologia. ....	31
Figura 3.11 – Esquema do radiador Valeo 734333, [21]. ....	40
Figura 3.12 – Evolução da temperatura média do LA no circuito do motor juntamente com a velocidade do veículo, Ciclo NEDC. ....	42
Figura 3.13 – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 1. ....	43

---

Figura 3.14 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 1.....	44
Figura 3.15 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 1. ....	45
Figura 3.16 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 1.....	46
Figura 3.17 – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 1. ....	46
Figura 3.18 – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 1.....	47
Figura 3.19 – Evolução da temperatura média do LA no motor e no termóstato, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 2.....	48
Figura 3.20 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 2.....	49
Figura 3.21 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 2. ....	49
Figura 3.22 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 2.....	50
Figura 3.23 – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 2. ....	51
Figura 3.24 – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 2.....	52
Figura 3.25 – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 3. ....	53
Figura 3.26 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 3.....	54
Figura 3.27 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 3. ....	54
Figura 3.28 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 3.....	55
Figura 3.29 – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 3. ....	56
Figura 3.30 – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 3.....	57
Figura 3.31 – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 4. ....	58
Figura 3.32 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 4.....	59
Figura 3.33 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 4. ....	59
Figura 3.34 – Número de Nusselt do escoamento do LA no interior dos tubos do radiador, caso 4.....	60

---

---

Figura 3.35 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 4.....	61
Figura 3.36 – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 4.....	62
Figura 3.37 – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 5. ....	63
Figura 3.38 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 5.....	64
Figura 3.39 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 5. ....	64
Figura 3.40 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 5.....	65
Figura 3.41 – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 5.....	66
Figura 3.42 – Temperatura média do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 5...	67
Figura 3.43 – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 6. ....	68
Figura 3.44 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 6.....	69
Figura 3.45 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 6. ....	69
Figura 3.46 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 6.....	70
Figura 3.47 – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 6.....	71
Figura 3.48 – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 6.....	72
Figura 3.49 – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 7. ....	73
Figura 3.50 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 7.....	74
Figura 3.51 – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 7. ....	74
Figura 3.52 – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 7.....	75
Figura 3.53 – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 7.....	76
Figura 3.54 – Temperatura média do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 7...	77
Figura 0.1 – Temperatura de ebulição do LA em função da pressão e percentagem de etileno glicol na mistura, [9].....	85
Figura 0.1 – Geometria das alhetas do radiador.....	99

---

Figura 0.2 – Geometria dos tubos do radiador. .... 99

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Clima da região de Coimbra.....	3
Tabela 2.2 – Potência dissipada para o ar por convecção e radiação, [2]. .....	4
Tabela 2.3 – Potência ao freio possível de ensaiar.....	4
Tabela 2.5 – Potência térmica transferida para o LA por tipo de MCI, [2]. .....	12
Tabela 2.6 – Intervalo de condições de projeto. ....	14
Tabela 2.7 – Características do sistema de AVAC.....	15
Tabela 3.1 – Características do motor usado na modelação, [5] e [6].....	17
Tabela 3.2 – Características do veículo usado na modelação, [7] e [8]. .....	18
Tabela 3.5 – Características dos ciclos. ....	42
Tabela 0.1 – Número de Nusselt para escoamentos laminares em função da geometria do tubo, [10]. .....	83
Tabela 0.1 – Tabela das propriedades do ar, [10].....	84
Tabela 0.1 – Equações da viscosidade do LA em função da percentagem de etileno glicol na mistura e temperatura, [9].....	86
Tabela 0.2 – Equações do calor específico a pressão constante do LA em função da percentagem de etileno glicol na mistura e temperatura, [9]. .....	86
Tabela 0.3 – Equações de condutibilidade térmica do LA em função da percentagem de etileno glicol na mistura e temperatura, [9].....	87
Tabela 0.1 – Fatores de incrustação típicos, [10]. .....	88
Tabela 0.1 – Polinómio do $cp$ do ar. ....	92
Tabela 0.2 – Polinómio da $\rho$ do ar. ....	92
Tabela 0.3 – Polinómio da $\mu$ do ar. ....	92
Tabela 0.4 – Polinómio da $k$ do ar. ....	92
Tabela 0.1 – Características geométricas do motor e da caixa de velocidades usadas na modelação.....	93
Tabela 0.2 – Características físicas do motor e da caixa de velocidades usadas na modelação.....	93
Tabela 0.3 – Massa dos fluidos no motor e na caixa de velocidades usadas na modelação. ....	93
Tabela 0.4 – Emissividade do motor e da caixa de velocidades.....	93
Tabela 0.5 – Área de contacto entre o LA e o MCI no circuito. ....	93

---

Tabela 0.6 – Rugosidades usadas na modelação, [10]. .....	94
Tabela 0.1 – Relações totais do sistema de transmissão, rendimento da transmissão.....	95
Tabela 0.2 – Coeficiente de resistência aerodinâmica e área frontal do veículo.....	95
Tabela 0.1 – Constantes do polinómio referente ao A. ....	96
Tabela 0.2 – Constantes do polinómio referente ao B.....	96
Tabela 0.3 – Constantes do polinómio referente ao C.....	96
Tabela 0.1 – Constantes do polinómio da abertura do termóstato.....	97
Tabela 0.1 – Geometria do radiador Valeo 734333, [21].....	98
Tabela 0.2 – Geometria do radiador VAN WEZEL, [22]. ....	98
Tabela 0.3 – Geometria dos tubos e alhetas do radiador. ....	98
Tabela 0.1 – Características geométricas da bomba centrífuga do líquido de arrefecimento. .....	100

---

## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

- $a$  – Número de átomos de carbono na molécula de combustível
- $A$  – Área [ $\text{m}^2$ ]
- $A/F$  – Razão mássica entre ar e combustível
- $A_{\text{bfm}}$  – Área da base das alhetas [ $\text{m}^2$ ]
- $A_c$  – Área da secção transversal da alheta [ $\text{m}^2$ ]
- $b$  – Número de átomos de hidrogénio na molécula de combustível
- $b_1$  – Largura da pá à entrada [m]
- $b_2$  – Largura da pá à saída [m]
- $b_c$  – Largura de uma célula de alhetas do radiador [m]
- $b_t$  – Largura da secção transversal de um tubo do radiador [m]
- $\text{bmep}$  – Pressão média efetiva ao freio [kPa]
- $\text{bsfc}$  – Consumo específico de combustível ao freio [g/kWh]
- $B$  – Binário [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]
- $c_p$  – Calor específico a pressão constante [ $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
- $C$  – Capacidade térmica [ $\text{J}/\text{K}$ ]
- $C_r$  – Razão de calores específicos
- $C_x$  – Coeficiente de resistência aerodinâmica
- $D$  – Diâmetro [m]
- $D_h$  – Diâmetro hidráulico [m]
- $D_1$  – Diâmetro exterior à entrada da pá [m]
- $D_2$  – Diâmetro exterior à saída da pá (diâmetro do rotor) [m]
- $e_f$  – Espessura de uma alheta do radiador [m]
- $e_t$  – Espessura de um tubo do radiador [m]
- $E$  – Rugosidade [m]
- $f$  – Fator de atrito

- 
- $F$  – Fração de energia transformada em calor  
 $f_{mep}$  – Pressão média efectiva do atrito [kPa]  
 $g$  – Aceleração gravítica [ $m/s^2$ ]  
 $h$  – Coeficiente de transferência de calor [ $W/m^2 \cdot K$ ]; Altura de uma célula de alhetas do radiador [m]  
 $k$  – Condutividade térmica [ $W/m \cdot K$ ]  
 $L$  – Comprimento [m]  
 $L_f$  – Comprimento da alheta na direção do escoamento [m]  
 $L_t$  – Comprimento do tubo do radiador na direção do escoamento [m]  
 $L^*$  – Razão entre a área e o perímetro  
 $m$  – Massa [kg]  
 $m_f$  – Massa de combustível [g]  
 $\dot{m}$  – Caudal mássico [kg/s]  
 $n$  – Velocidade de rotação [rpm]  
 $n_e$  – Número de elementos  
 $\overline{Nu}$  – Número de Nusselt médio  
NTU – Número de unidades de transferência  
 $p$  – Pressão [Pa]  
 $P$  – Potência [W]  
 $Pe$  – Perímetro [m]  
Pr – Número de Prandtl  
 $Q$  – Energia [J]  
 $Q_C$  – Energia proveniente da combustão que é transformada em calor [J]  
 $Q_{LHVp}$  – Poder calorífico inferior a pressão constante do combustível [MJ/kg]  
 $q$  – Potência [W]  
 $q''$  – Fluxo de calor [ $W/m^2$ ]  
 $R$  – Constante específica do gás [J/kg · K]  
Ra – Número de Rayleigh  
Re – Número de Reynolds  
 $R_f$  – Fator de incrustação [ $m^2 \cdot K/W$ ]  
 $T$  – Temperatura [°C]



$U$  – Coeficiente global de transferência de calor [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]

$\dot{V}$  – Caudal volúmico [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$W_t$  – Comprimento da secção transversal de um tubo do radiador [m]

$x$  – Número natural

$Y$  – Razão de abertura do termóstato

## Letras Gregas

$\alpha$  – Difusibilidade térmica [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$\beta$  – Coeficiente de expansão térmica [ $\text{K}^{-1}$ ]

$\beta_1$  – Ângulo da pá à entrada [ $^\circ$ ]

$\beta_2$  – Ângulo da pá à saída [ $^\circ$ ]

$\Delta t$  – Intervalo de tempo [s]

$\Delta T$  – Diferença de temperatura [T]

$\varepsilon$  – Emissividade; Eficácia

$\eta$  – Rendimento

$\mu$  – Viscosidade dinâmica [ $\text{kg}/\text{s} \cdot \text{m}$ ]

$\nu$  – Viscosidade cinemática [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$\rho$  – Massa volúmica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$\sigma$  – Constante de Stefan-Boltzmann [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$ ]

## Subíndice

a – Referente a um elemento do circuito do motor

amb – referente à condição ambiente

apr – Obtenção do valor foi feita por uma aproximação

b – Referente a um elemento no circuito do radiador

B – Referente à bomba

BY – Bypass

conv – Referente à convecção

CR – Referente ao circuito do radiador

D – Baseado no diâmetro

ECR – Elementos no circuito do radiador  
 fe – Alhetas exterior  
 fil – Filme  
 FR – Frontal  
 i-1 – Referente ao ciclo anterior  
 IM – Interior do motor  
 L – Baseado no comprimento  
 LA – Líquido de arrefecimento  
 LA-M – Entre o líquido de arrefecimento e o motor  
 m – Referente à média  
 M – Motor  
 Max – Máximo  
 Min – Mínimo  
 óleo – Referente ao óleo do motor  
 óleo ca – Referente ao óleo nas principais componentes fontes de atrito  
 Plano – Referente a um plano  
 R – Radiador  
 Rad – Radiação  
 S – Superfície  
 SR – Saída do radiador  
 te – Tubo exterior  
 ti – Tubo interior  
 veículo – Referente ao veículo

## **Siglas**

ATEX – Atmosfera Explosiva  
 AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado  
 DEM – Departamento de Engenharia Mecânica  
 DOHC – *Dual overhead camshaft*  
 FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra  
 LA – Líquido de Arrefecimento

MCI – Motor de Combustão Interna

PID – Proporcional integral e derivado

TDI – *Turbocharged direct injection*

VW – Volkswagen

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Motivação

A motivação para o desenvolvimento deste trabalho foi o planeamento e a preparação da futura instalação de um banco de ensaios no DEM, na FCTUC, necessitando assim de se conhecer *a priori* todas as necessidades da instalação.

Com o âmbito, depois da conclusão futura da implementação do banco de ensaios, proceder-se à procura do estabelecimento de contratos de trabalho para a realização de ensaios tais como a medição do desempenho, consumo de combustível e emissão de poluentes de um motor de combustão interna (MCI) até ao teste de aditivos de lubrificantes e combustíveis.

A modelação foi desenvolvida com o objetivo de podermos prever os resultados e eventuais fenómenos dos testes experimentais realizados em banco de ensaios, e posteriormente correlacioná-los com dados experimentais para melhorar a modelação.

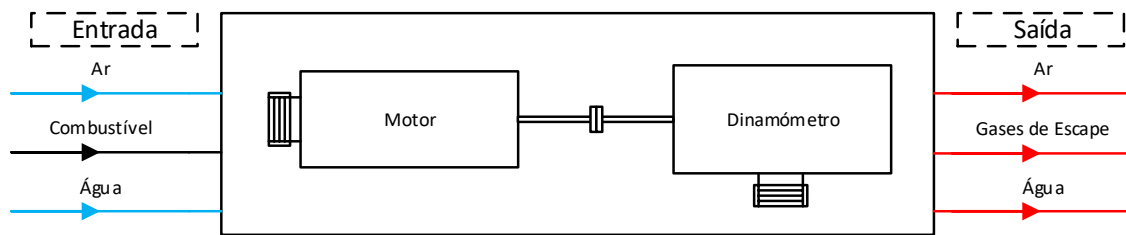
## 1.2. Enquadramento

A célula de ensaios é o espaço em que está confinado o banco de ensaios, onde decorrem os testes. O banco de ensaios está confinado neste espaço para melhor medição e controlo do sistema, reduzindo assim qualquer perturbação do exterior, resultando na obtenção de melhores resultados.

Em laboratório será montado um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros.

Para um fiável controlo do sistema, o laboratório é equiparado a um volume de controlo de um sistema termodinâmico onde é possível o conhecimento dos fluxos de massa e energia através da célula.

A Figura 1.1 ilustra um esquema representativo dos principais fluxos de energia através da célula de ensaios.



**Figura 1.1** – Esquema representativo do sistema termodinâmico aberto.

Como representado na Figura 1.1, na célula de ensaios existem múltiplas transferências de calor a ocorrer simultaneamente. Foram analisados e calculados as necessidades e características necessárias, para a devida escolha de equipamentos, controlo e segurança para os seguintes sistemas presentes na célula:

- Ventilação da célula;
- Arrefecimento do motor;
- Alimentação do ar do motor;
- Arrefecimento do dinamómetro.

Todos estes sistemas têm necessidades e características diversas, relatadas em maior pormenor no capítulo 2.

No capítulo 3 é explicado o desenvolvimento da modelação do sistema de arrefecimento de um veículo automóvel, são apresentados vários resultados de múltiplos casos e retiradas conclusões sobre fatores de grande importância e impacto no bom funcionamento do sistema de arrefecimento.

## 2. ANÁLISE DOS SISTEMAS

### 2.1. Dados de Projeto

A determinação das necessidades do banco de ensaios foi feita tendo por base o equipamento já adquirido, o dinamómetro de correntes de Foucault, SCHENCK W150, com potência máxima de 180 cv e binário máximo de 350 N·m.

Para este projeto terá de ser tido em conta o clima da localização onde o banco de ensaios será instalado, Coimbra.

Na Tabela 2.1, apresentam-se os dados obtidos da temperatura e humidade relativa (HR) da região de Coimbra a partir da plataforma *Weather Underground* desde abril de 2008 a abril de 2018 [1].

**Tabela 2.1** – Clima da região de Coimbra.

	Máxima	Média	Mínima
Temperatura Máxima	34°C	19°C	8°C
Temperatura Média	24°C	14°C	3°C
Temperatura Mínima	21°C	10°C	-3°C
HR Máxima	100%	100%	56%
HR Media	98%	80%	41%
HR Mínima	94%	59%	20%

### 2.2. Potência Transferida

Um dos fatores que é necessário conhecer é a potência dissipada em forma de calor para os diversos meios.

Para podermos determinar as necessidades dos vários sistemas de arrefecimento não é viável fazê-lo para um motor específico, sendo que um motor com a mesma potência máxima, ao freio, poderá transferir proporções distintas de potência calorífica para o ar e para o LA do mesmo. Não nos podemos guiar por dados experimentais publicados unicamente sobre um motor ou de um tipo de ensaio específico.

Para superar tal dificuldade baseamo-nos na bibliografia disponível publicada sobre o tema, bancos de ensaio, o livro [2]. Em que são apresentadas razões entre a potência térmica dissipada e a potência ao freio, em função do tipo de motor de combustão interna (MCI), para o ar envolvente, estando elas apresentadas na Tabela 2.2.

**Tabela 2.2** – Potência dissipada para o ar por convecção e radiação, [2].

	Tipo de Combustível	Pot. Dissipada / Pot. ao Freio
Arrefecimento a Água	Diesel	30%
	Gasolina	40%
Arrefecimento a Ar	Diesel	70%
	Gasolina	90%

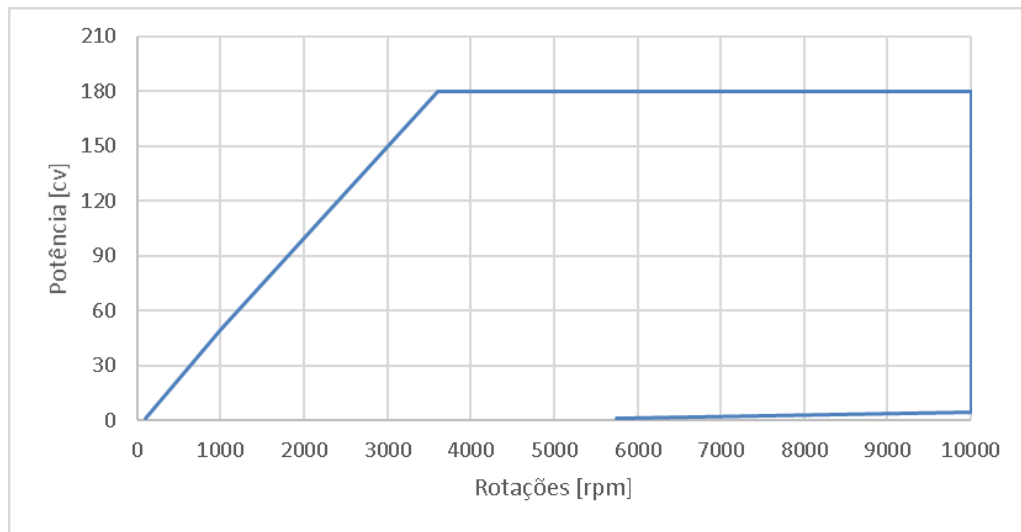
O dimensionamento para todos os sistemas foi feito para motores a gasóleo arrefecidos a água, com a potência ao freio máxima de 133 kW (180 cv). Isso não impede a possibilidade da realização de ensaios de outro tipo de motor. A única característica que temos de ter em consideração quanto ao ensaio de outro tipo de MCI é a potência máxima ao freio possível de ensaiar, pois esta será menor, como podemos ver na Tabela 2.3, onde é apresentado a potência máxima possível de ensaiar em função do tipo de MCI.

**Tabela 2.3** – Potência ao freio possível de ensaiar.

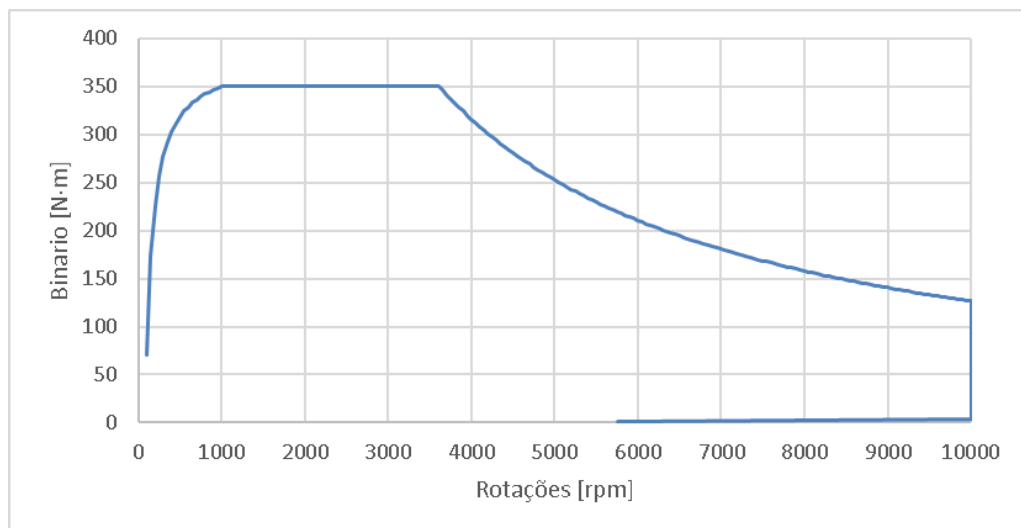
	Combustível	Pot. ao Freio [kW]
Arrefecimento a Água	Diesel	133
	Gasolina	99,7
Arrefecimento a Ar	Diesel	57
	Gasolina	44,3

### 2.3. Dinamómetro

Para este projeto foi usado um dinamómetro de correntes de Foucault, em que a evolução de potência gerada em função da velocidade de rotação do mesmo está representada na Figura 2.1, assim como a evolução do binário na Figura 2.2.



**Figura 2.1** – Potência gerada pelo dinamómetro em função da sua velocidade de rotação, [3].



**Figura 2.2** – Binário gerado pelo dinamómetro em função da sua velocidade de rotação, [3].

Como já estabelecido anteriormente o tipo e potência máxima do MCI para o qual vamos dimensionar os sistemas de condicionamento do banco de ensaios, corresponde ao valor máximo de potência produzida pelo dinamómetro.

A curva característica de binário em função da velocidade de rotação do motor terá de se encontrar sempre abaixo da curva de binário característica do dinamómetro, Figura 2.2, para que seja possível o controlo estável em todo o intervalo de velocidade de rotação de funcionamento do motor.

Quando tal não acontece e o binário gerado pelo MCI é superior ao do dinamómetro, o controlo da velocidade de rotação do motor torna-se impossível, resultando



numa aceleração descontrolada do MCI, até alcançar novamente algum ponto de interceção das curvas em que provocará a estabilização e manutenção da velocidade de rotação constante, se esta velocidade de rotação for inferior às velocidades de rotação máximas do motor e do freio. Mas se tal não acontecer o motor continuará a aumentar a sua velocidade de rotação podendo provocar a destruição do motor, do freio ou de ambos.

### **2.3.1. Medidas de Segurança e Controlo**

Medidas de segurança têm de ser implementadas para a prevenção de falha do dinamómetro, em controlar o MCI em ensaio, quando o dinamómetro não conseguir gerar o binário que o MCI está a gerar no momento. Algumas das medidas possíveis de implementar para a prevenção da destruição ou danificação do MCI e do freio pela causa anteriormente descrita, são:

- Corte da faísca de ignição
- Corte do combustível
- Corte do fornecimento de ar de admissão

A principal medida implementada, depois da comparação entre as diversas hipóteses é o corte do fornecimento do ar de admissão ao MCI, pela obstrução da passagem do mesmo na conduta/tubagem que o fornece, pela via de uma válvula motorizada.

As duas outras medidas verificam-se incapazes de satisfazer todas as necessidades, não conseguindo cumprir o seu objetivo em certos casos característicos.

Em motores a gasóleo não há ignição da mistura combustível-ar por via de uma faísca, sendo que o corte da faísca não é algo que seja considerado implementável, logo esta opção foi imediatamente descartada.

O corte do combustível é muito eficaz em parar a combustão e consequentemente a paragem do motor. No entanto, poderá haver combustão de óleo, óleo este proveniente por exemplo de um turbo compressor danificado, em que esta medida não consegue cumprir o objetivo de obter a paragem do MCI.

O controlo deste sistema de paragem do MCI deve ser controlado de uma maneira em que diminua a possibilidade de dano ao MCI, pelo que o fecho da válvula não deve ser instantâneo, mas sim gradual, para o MCI ir reduzindo a sua velocidade gradualmente.

Outra medida que é aconselhável a sua implementação é o corte de combustível, feito também gradualmente. Só se o corte de combustível gradual não estivesse a ter efeito no abrandamento da velocidade de rotação do MCI é que se acionava o corte do ar.

Este conjunto de sistemas, além de conseguirem cumprir o objetivo para todos os casos de mau funcionamento, tem uma elevada fiabilidade devido à redundância presente, resultante da implementação de dois sistemas.

### 2.3.2. Necessidades de Arrefecimento

Pelo manual do dinamómetro [3], as necessidades de arrefecimento estão já estabelecidas, sendo que é documentado o caudal necessário a fornecer de água e a pressão de entrada que a mesma deve ter, em função da diferença de temperatura entre a saída e a entrada do dinamómetro.

Foi definido uma diferença de temperatura de  $15^{\circ}\text{C}$  entre a saída e a entrada do dinamómetro, partindo da Figura 2.3 e da Figura 2.4, resultando num caudal de  $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$  e uma pressão à entrada de 28 mca respetivamente, características determinantes para a seleção da bomba.

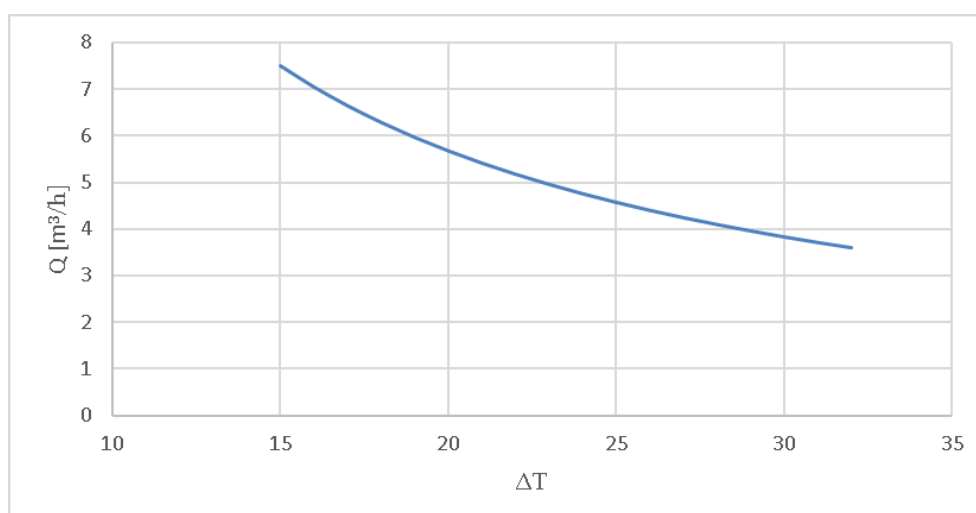
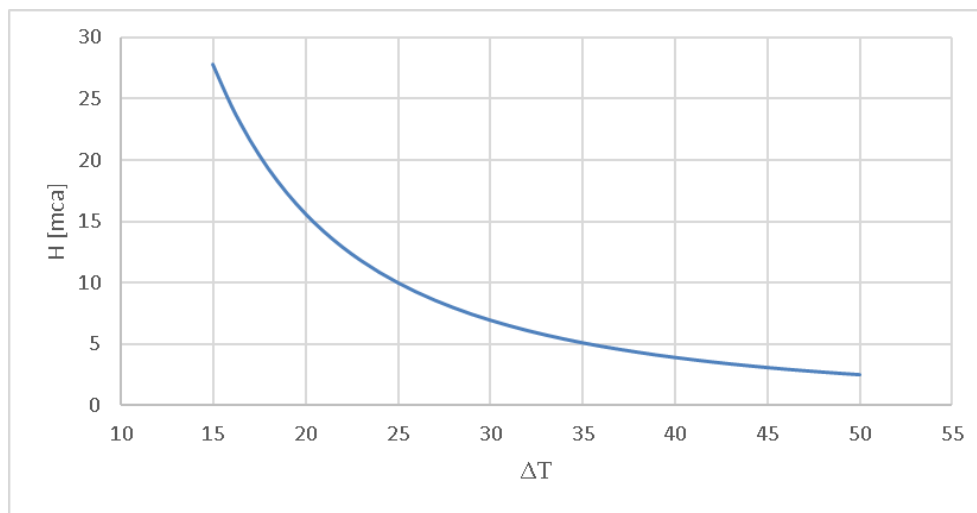


Figura 2.3 – Caudal de água do dinamómetro em função da diferença de temperaturas.



**Figura 2.4** – Pressão de entrada da água no dinamómetro em função da diferença de temperaturas.

Com a diferença de temperatura entre a saída e a entrada do dinamómetro, calculamos a potência térmica transferida para a água pelo dinamómetro a partir da equação (2.1), resultando numa potência transferida de 130 kW, sendo quase 99% da potência máxima produzida pelo dinamómetro. Como se pode esperar o cálculo com certeza contém um ligeiro erro, proveniente da leitura dos gráficos no manual do dinamómetro [3].

Segundo [2] a referência da potência dissipada para a água é 95% da potência máxima do dinamómetro.

$$q = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_p \text{ água} \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

Outro fator a ter em conta são as perdas do circuito, para garantir a pressão necessária da água à entrada do dinamómetro.

O circuito da água do dinamómetro irá ser fechado, isto é, a água quente proveniente do dinamómetro não vai para o esgoto, mas sim para um permutador líquido-líquido, onde será arrefecida e reutilizada para o arrefecimento do dinamómetro. Em condições de regime constante a potência retirada da água no permutador, terá de ser igual à transferida pelo dinamómetro.

Como é desnecessário que a bomba esteja a trabalhar sempre no regime máximo de projeto, podemos controlar a bomba e conseqüentemente o caudal produzido pela medição da diferença de temperatura, aumentando ou diminuindo o caudal até chegar ao

valor de projeto. O mesmo controlo de caudal deve ser feito para o líquido proveniente do *chiller* que irá arrefecer a água.

## 2.4. Sistema de Ventilação da Célula de Ensaios

O principal objetivo deste sistema é a dissipação da potência térmica transferida para o meio envolvente, principalmente pelo motor e pelo dinamómetro.

Tal como se pode verificar na equação (2.2), o caudal de ar depende da diferença de temperatura do ar que sai e entra na célula: quanto maior a diferença de temperatura menor o caudal necessário insuflar na célula de ensaios.

$$\dot{m} = \frac{P}{\Delta T \cdot c_{p \text{ ar}}} \quad (2.2)$$

Definiu-se uma diferença de 10 °C como limite de projeto. A partir da potência máxima possível de ensaiar para um MCI a gás/óleo arrefecido a água e da referência indicada na Tabela 2.2, obteve-se a potência transferida para o ar proveniente do MCI de 39,9 kW.

O MCI é a principal fonte de energia a ser dissipada para o ar, mas existem outras que têm de ser tomadas em conta.

Em [2], a razão dada entre a potência térmica dissipada para o ar pelo dinamómetro e a potência ao freio é 5%, resultando numa potência de 6,7 kW.

Foi tomada como uma mera estimativa da potência dissipada por toda a instrumentação e iluminação dentro da célula de ensaios, o valor de 6,2 kW. Resultando num total de 52,8 kW e conseqüentemente um caudal mássico de ar necessário máximo de 5,23 kg/s.

O caudal volumétrico insuflado na célula depende da massa volúmica do ar que por sua vez é função da temperatura exterior; já o extraído será a massa volúmica do ar quando aquecido 10°C em relação ao insuflado.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot (T + 273,15)} \quad (2.3)$$

---

Pela equação (2.3) dos gases perfeitos verifica-se que quanto maior a temperatura do ar menor a massa volúmica, concluindo-se que o caudal volúmico máximo necessário terá de ser calculado para as condições de máxima temperatura exterior máxima. Tendo em conta a Tabela 2.1, a temperatura assume o valor de 34 °C, resultando num caudal volumétrico de entrada de 4,55 m<sup>3</sup>/s.

O caudal volúmico que o ventilador de extração da célula terá de produzir será ligeiramente superior por causa do aumento de temperatura do ar e à pressão dentro da célula de ensaios. A pressão dentro da célula de ensaios é inferior à atmosférica em cerca de 50 Pa, como recomendado em [2].

O caudal de saída é então calculado com a temperatura do ar de 44 °C e pressão de 101275 Pa em vez da pressão atmosférica, resultando num caudal volumétrico de extração 4,70 m<sup>3</sup>/s.

O equipamento de ventilação tem de superar todas as perdas de pressão no circuito de condutas.

Os ventiladores partilham de uma característica comum, quanto maior o caudal fornecido menor a pressão produzida, portanto, o ventilador é selecionado tendo em conta o caudal máximo necessário. A pressão que o ventilador terá de produzir tem em conta um fator de segurança visto que fatores como sujidade, desgastes e afins provocam o aumento das perdas de pressão do escoamento na conduta.

#### **2.4.1. Características de Segurança e Controlo do Sistema de Ventilação**

O caudal fornecido pelo sistema de ventilação terá um mínimo estabelecido. E o sistema de ventilação deve estar ligado pelo menos 10 min antes do início de qualquer ensaio, para extrair quaisquer poluentes atmosféricos presentes na célula e para uniformizar a temperatura do ar na célula de ensaios.

O controlo do caudal produzido pelos ventiladores será realizado tendo em conta a diferença de temperatura entre a saída e a entrada da célula. Como referido anteriormente o máximo para essa diferença é 10°C, esta diferença de temperatura é medida por sensores, em que se ultrapassar o limite estipulado ocorre o aumento do caudal a partir de um sistema de controlo feito a partir do *software Labview*<sup>TM</sup> usando o método PID, para que essa diferença se mantenha abaixo do valor estabelecido.

Além da diferença de temperatura entre o ar extraído e insuflado da célula, fatores que provocam o aumento do caudal são fatores de segurança, como a monitorização da concentração de hidrocarbonetos e dióxido de carbono no ar, que chegando a níveis considerados de risco para a saúde e formação de uma atmosfera potencialmente explosiva (ATEX), os ventiladores aumentam a velocidade rapidamente até os níveis de concentração dos mesmos voltarem ao normal.

Em caso de incêndio a célula estará equipada com um sistema de *high pressure water mist*, que foi escolhido por apresentar melhores características comparado com outras soluções, descritas em [2].

Este sistema apresenta características como um efeito de arrefecimento considerável na fonte de incêndio, não apresentar efeitos nocivos para indivíduos ou o ambiente, o dano causado pelo agente de extinção do fogo é negligenciável, não é necessário aviso antes da sua ativação e o efeito em equipamento elétrico ser pequeno. Todas estas características revelam que a escolha deste sistema contra incêndios é o melhor e mais desejado para este projeto.

## **2.5. Sistema de Arrefecimento do Motor**

Em situação de funcionamento normal de um MCI, num veículo, ar passará pelo radiador arrefecendo o LA. No entanto, no banco de ensaios esse efeito de arrefecimento não é prático de se reproduzir.

Em vez do típico permutador líquido-ar, designado por radiador, será usado um permutador líquido-líquido. Um permutador líquido-líquido em comparação com um permutador líquido-ar consegue transferir mais potência por unidade de área.

Em condições operacionais, a máxima potência térmica que será necessário retirar depende da potência máxima que será transferida para o LA pelo MCI. Potência essa que por sua vez depende não só da potência máxima do MCI ao freio, mas também do tipo de MCI.

É apresentado na Tabela 2.4 a razão de potência térmica dissipada para o LA em função da potência ao freio e do tipo de MCI, retirado da bibliografia [2].

**Tabela 2.4** – Potência térmica transferida para o LA por tipo de MCI, [2].

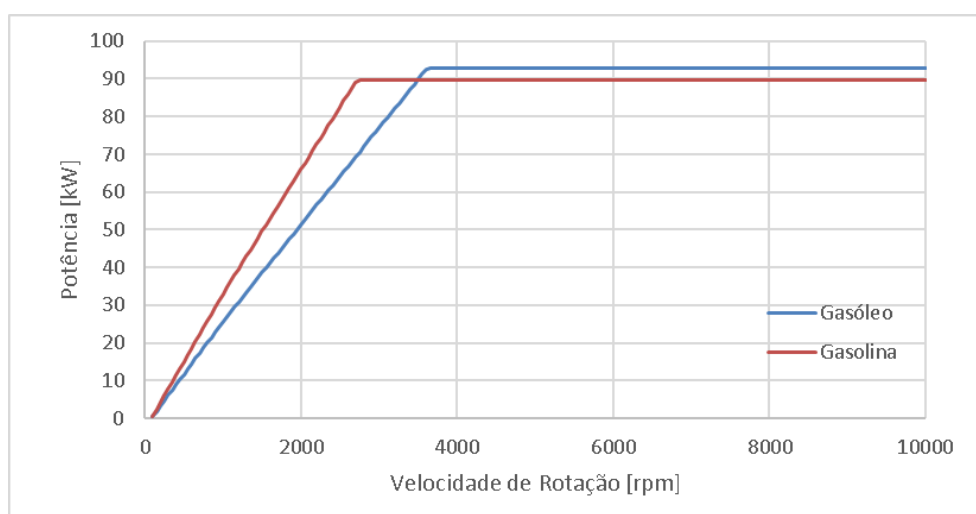
	Pot. Transferida ao LA/ Pot. ao freio	Potência Transferida ao LA [kW]
Motor a Gasóleo	70%	93,1
Motor a Gasolina	90%	89,7

A potência transferida ao LA, apresentada na Tabela 2.4, foi calculada a partir do limite de potência ao freio possível de ensaiar para cada tipo de MCI, exibido anteriormente na Tabela 2.3.

Em condições limite de funcionamento estável do banco de ensaios, um MCI pode gerar uma potência igual à do dinamómetro.

Como referido a potência máxima dos MCI possíveis de ensaiar depende do seu tipo. Pelas condições de projeto a potência máxima possível de ensaiar do MCI a gasóleo é igual à do dinamómetro, com uma potência de 133 kW, já a do MCI a gasolina é inferior com 99,7 kW.

Mudando a curva de potência máxima do dinamómetro para um limite de 99,7 kW para o caso do MCI a gasolina, posteriormente multiplicando por 90% toda a curva e o mesmo para a curva do MCI a gasóleo com a diferença de ser multiplicado por 70%, teremos o máximo de potência dissipada para o LA em função da velocidade de rotação do dinamómetro para os dois casos, ilustrado na Figura 2.5.

**Figura 2.5** – Potência máxima prevista dissipada para o LA em função do tipo de MCI e velocidade de rotação do dinamómetro.

### 2.5.1. Controlo e Segurança

Podemos aproximar o funcionamento de uma situação mais real pelo controlo da válvula do LA proveniente do *chiller*, reproduzindo o arrefecimento produzido pelo ar, numa situação real num veículo. A partir das condições ambientais, características do veículo e do ciclo de condução, calcula-se o binário e velocidade de rotação que o motor tem de produzir. Com isto e com o conhecimento do caudal e propriedades físicas do LA é possível calcular a potência de arrefecimento produzida pelo radiador, calculando deste modo a temperatura do LA à saída do radiador.

A partir do método de controlo PID, aumentando ou diminuindo o caudal do LA proveniente do *chiller*, pela abertura ou fecho da válvula, é possível fazer convergir a temperatura medida para a calculada.

A partir da mesma metodologia apresentada pode-se desenvolver um mapa de controlo, que a partir da velocidade de rotação e mudança definida, para cada intervalo de tempo, nos dará para um determinado modelo de carro e MCI, a potência transferida para o ar numa situação real e a temperatura a que tem de sair o LA do radiador.

Para tal é necessária a leitura da temperatura de entrada e saída do permutador, com um limite de temperatura estabelecido para a válvula abrir totalmente caso a temperatura do LA não pare de subir até níveis que possam danificar o MCI.

Outro modo de funcionamento é medindo a temperatura de entrada do LA no permutador proveniente do MCI, estabelecendo uma temperatura, controlando o caudal do LA proveniente do *chiller* a partir de programa de controlo como o *Labview*<sup>TM</sup>, pelo método de controlo PID, este método é o mais fácil de implementar.

Uma vez que para qualquer das opções não há custos de aquisição de mais hardware, pelo menos de elevado custo, as duas deverão ser testadas e as suas diferenças analisadas para se poder observar se existem grandes discrepâncias dos resultados experimentais.

Se porventura a temperatura do LA no MCI não baixar ou não estabilizar no limite estabelecido, com a válvula completamente aberta, passado um dado intervalo de tempo é cortado o fornecimento de combustível e do ar. Uma inspeção ao sistema terá de ser efetuada posteriormente, para apurar possíveis problemas presentes no sistema de arrefecimento.

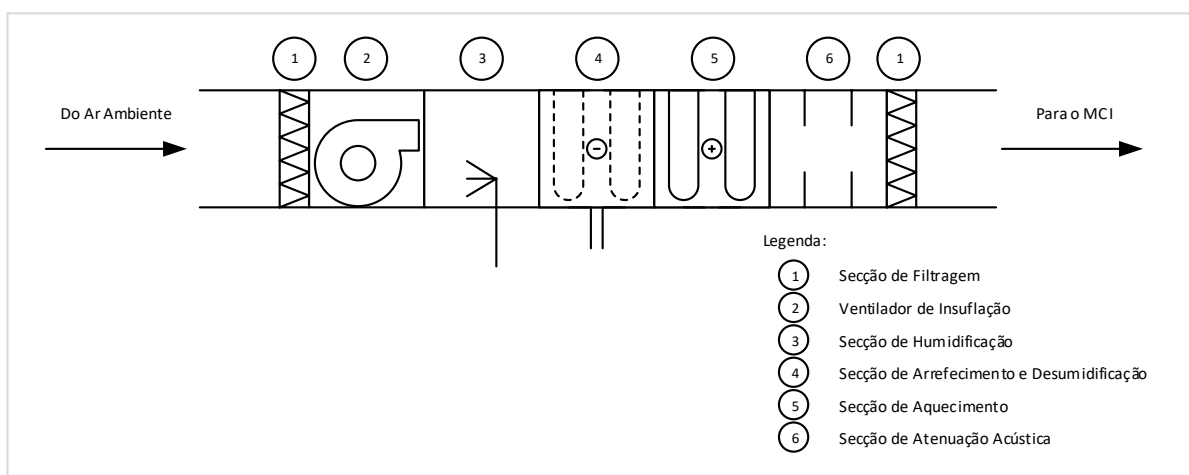


## 2.6. Sistema de Alimentação e Condicionamento do Ar do Motor

O fornecimento do ar de alimentação será feito em “afogamento”, isto é, vai ser fornecido mais ar que o necessário à combustão para aquele determinado momento. É importante que assim seja, pois em ciclos dinâmicos o fornecimento e condicionamento acompanhado do ar não é possível.

As propriedades do ar fornecido, humidade e temperatura, são fatores que influenciam os resultados do desempenho do MCI.

Para mantermos a reprodutibilidade de resultados, o condicionamento do ar é um fator de elevada importância. Para tal, um sistema de AVAC é necessário. Um simples esquema do sistema de AVAC é apresentado na Figura 2.6.



**Figura 2.6** – Esquema do sistema de AVAC.

O cálculo da potência de aquecimento e arrefecimento é feito estabelecendo inicialmente intervalos de projeto, apresentados na Tabela 2.5 e a partir das condições ambientais exteriores, expostas na Tabela 2.1.

**Tabela 2.5** – Intervalo de condições de projeto.

Temperatura	20-30°C
Humidade	20-100%

Para o cálculo das propriedades psicrométricas foram usadas as fórmulas computacionais numéricas expostas na referência [4].

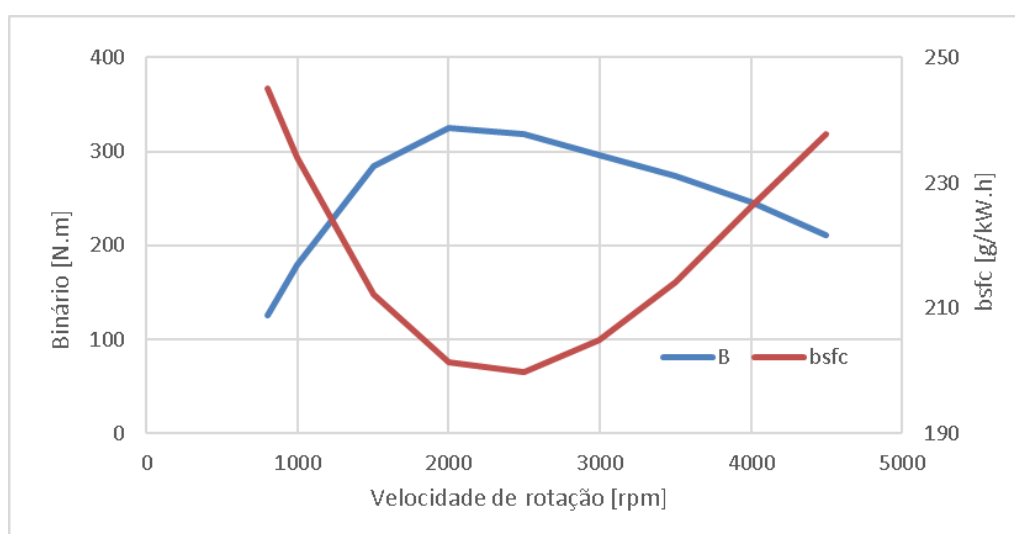
Calculando para as piores condições, isto é, para a maior diferença de temperatura e humidade, entre as condições exteriores e o intervalo de condições de projeto, obtemos as características que o sistema AVAC necessita, expostas na Tabela 2.6.

**Tabela 2.6** – Características do sistema de AVAC.

Potência de Arrefecimento	29,723 kW
Potência de Aquecimento	8,497 kW
Injeção de Água	21,9 L/h

A potência de arrefecimento é muito mais elevada que a de aquecimento, pelo facto da desumidificação necessária. Verifica-se que nas condições de caudal máximo de ar, este tem de ser arrefecido até à temperatura de orvalho de  $-3,61^{\circ}\text{C}$ , para obtermos o controlo de humidade estipulado nas condições de projeto.

O caudal de ar a condicionar, necessário ao funcionamento do MCI, foi calculado a partir da curva de consumo específico de combustível ao freio, representada na Figura 2.7, do MCI presente no veículo VW JETTA 2.0 TDI de 2009, o mesmo usado na modelação no Capítulo 3, onde são apresentadas mais características do MCI e veículo em questão.



**Figura 2.7** – Curvas de binário ao freio e de consumo específico de combustível ao freio do motor do veículo VW JETTA 2.0 TDI – 2009.

A partir das equações (2.4), (2.5) e do consumo específico de combustível ao freio do MCI e composição química do gasóleo, resulta num caudal máximo de ar de 0,095 kg/s, em que o cálculo foi feito para uma mistura ar-combustível estequiométrica,  $\phi = 1$ .

$$\frac{A}{F} = \frac{a + \frac{b}{4}}{\phi} \times \frac{(2 \times 0,0159994 + 3,773 \times 2 \times 0,0140067)}{(a \times 0,0120107 + b \times 0,00100794)} \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_{ar} = \frac{A}{F} \cdot \frac{P \cdot \text{bsfc} \cdot 10^{-6}}{3600} \quad (2.5)$$

No entanto, não podemos estabelecer este limite, porque temos de garantir as necessidades não só para este motor, mas todos os possíveis de testar e em regimes diferentes da curva de potência máxima.

O MCI para o qual calculámos o caudal teórico necessário à combustão tem 103 kW, fazemos uma conversão proporcional para um MCI equivalente de 133 kW, resultando num caudal de 0,122 kg/s.

Como descrito em [2], deve-se fornecer o dobro do caudal de ar necessário calculado teoricamente, originando um caudal de projeto AVAC de 0,244 kg/s. Que nas piores condições, correspondentes à temperatura exterior de 34°C, o caudal volúmico que o ventilador tem de produzir corresponde a 0,213 m<sup>3</sup>/s.

### 3. MODELAÇÃO

#### 3.1. Motor e Veículo

O MCI tem múltiplos componentes de transferência de calor a ocorrer em simultâneo durante o seu funcionamento: Transferências entre os gases de combustão, camisas dos cilindros, LA, óleo lubrificante do motor e o ar ambiente. Ao longo do desenvolvimento desta modelação foi fundamental reduzir tal complexidade, admitindo uma ordem temporal nas transferências de calor. Todas as simplificações e considerações que foram tomadas estão devidamente explicadas e expostas.

As características do motor e do veículo usadas nesta modelação estão apresentadas na Tabela 3.1 e Tabela 3.2. Outras características geométricas do MCI estão apresentadas no APÊNDICE C.

**Tabela 3.1** – Características do motor usado na modelação, [5] e [6].

<b>Tipo</b>	Gasóleo
<b><math>P_{\max}</math> [kW]</b>	103 @ 4200 rpm
<b><math>B_{\max}</math> [N.m]</b>	320 @ 1750-2500 rpm
<b>Diâmetro [mm]</b>	81,0
<b>Curso [mm]</b>	95,5
<b>Razão de Compressão</b>	16,5:1
<b>Cilindrada [cm<sup>3</sup>]</b>	1968
<b>Nº de cilindros</b>	4
<b>Nº válvulas por cilindro</b>	4
<b>Disposição dos cilindros</b>	Em Linha
<b>Configuração das válvulas</b>	DOHC
<b>Configuração da injeção</b>	<i>Common Rail</i>
<b>Código do Motor</b>	CBDB

**Tabela 3.2** – Características do veículo usado na modelação, [7] e [8].

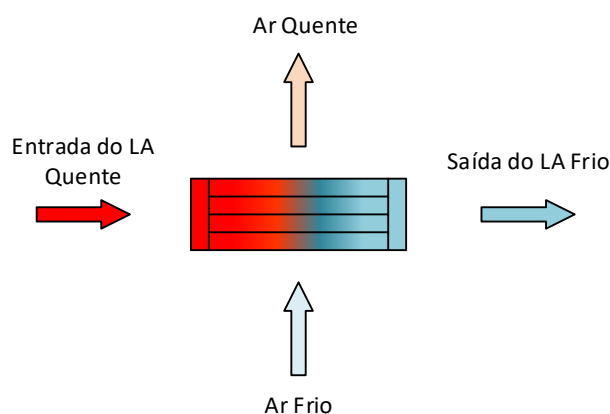
<b>Marca</b>	Volkswagen
<b>Modelo</b>	JETTA TDI 2009
<b><math>m_{\text{veículo}}</math> [kg]</b>	1465
<b><math>m_{\text{piloto}}</math> [kg]</b>	100
<b>Pneu</b>	205/55 R16 91W Michelin Primacy 3

### 3.2. Sistema de Arrefecimento de um MCI

Atualmente todos os motores em produção, salvo algumas exceções para carros de série limitada onde o número produzido de carros é extremamente baixo, são arrefecidos a líquido por via de um radiador, onde se efetua a dissipação do calor para o ar, sendo este o principal mecanismo de arrefecimento do MCI.

O funcionamento do sistema de arrefecimento deve estar otimizado, não só para garantir a não ocorrência de sobreaquecimento dos componentes, mas também a rápida progressão até ao intervalo de temperatura operacional e manutenção da estabilidade da mesma nesse intervalo durante a sua operação.

O princípio de funcionamento do radiador é simples: o LA proveniente do MCI atravessa tubos e o ar atravessa as alhetas no lado exterior dos mesmos, originando assim transferência de calor entre os dois fluidos, como apresentado na Figura 3.1. O tipo de fluxo no radiador é cruzado em que ambos os fluidos apresentam um escoamento não misturado.

**Figura 3.1** – Esquema do funcionamento do radiador de fluxos cruzados.

---

Além do principal meio de transferência de calor, LA e radiador, o MCI também transfere calor por outros meios. O escoamento que atravessa a superfície exterior do MCI também vai ajudar na dissipação de calor, por convecção natural ou forçada, se o veículo estiver estacionário ou a mover-se respetivamente. Também ocorre transferência de calor por radiação.

### 3.3. Líquido de Arrefecimento

Ao contrário do que o termo correntemente usado leva a entender, o LA que é usado no MCI é normalmente uma mistura de etileno glicol e água, sendo que no motor utilizado neste estudo usamos uma mistura de 40%, em peso, de etileno glicol. O etileno glicol é usado para aumentar o ponto de ebulição e diminuir o ponto de congelamento, porque a sua temperatura de ebulição é 197,3°C e fusão -13°C, mas diminui a condutibilidade térmica do LA relativamente à água e modifica outras propriedades que influenciam a taxa de transferência de calor, como o calor específico a pressão constante, a massa volúmica e a viscosidade dinâmica que terão efeitos na capacidade de arrefecimento do sistema do MCI.

No intervalo usual de temperatura operacional a que se encontra o LA, as propriedades do mesmo variam bastante; assim sendo, têm grande influência na transferência de calor e nos resultados obtidos.

Por demonstrarem que a sua variação tem um impacto significativo nos cálculos, foi tida em consideração na modelação a alteração das suas propriedades em função da temperatura, implementando equações das propriedades em função da temperatura existentes em [9], as propriedades em que foram implementadas são: calor específico a pressão constante, massa volúmica, viscosidade dinâmica e condutibilidade térmica. Os polinómios usados estão no ANEXO D e APÊNDICE E.

### 3.4. Ar

O processo de transferência de calor é diretamente afetado pela temperatura do ar. O funcionamento do MCI em duas temperaturas ambiente drasticamente diferentes vai gerar resultados bastante diferentes, como é possível verificar nos resultados da modelação expostos. Os cenários extremos de funcionamento que se tem de ter em conta são quando o ar apresenta uma temperatura extrema elevada ou baixa, em que a transferência de calor no

primeiro caso é menor e no segundo caso é maior provocando um aquecimento do MCI mais demorado, o problema principal não é o sistema de arrefecimento quando as temperaturas são baixas, mas sim o processo de combustão e viscosidade do combustível.

Tal como no LA, temos em consideração a evolução das propriedades do ar em função da sua temperatura. As propriedades em que foram implementadas são: calor específico a pressão constante, massa volúmica, viscosidade dinâmica e condutibilidade térmica. Os polinómios usados foram desenvolvidos a partir dos valores tabelados em [10], ANEXO C, os polinómios estão descritos no APÊNDICE B.

### **3.5. Óleo Lubrificante**

O binário que o MCI tem de produzir em determinado momento é calculado em função de múltiplos fatores: resistência ao ar do veículo, perdas no sistema de transmissão (coeficiente de resistência aerodinâmico e sistemas de transmissão usado está apresentado no APÊNDICE D), resistência ao rolamento dos pneus e atritos internos. Em relação aos atritos internos, a grande influência deste valor será o óleo lubrificante e as suas propriedades, principalmente a viscosidade. Como a viscosidade do óleo muda com a temperatura o atrito a superar também muda, conseqüentemente para determinado regime de funcionamento apenas com a mudança de temperatura do óleo lubrificante, o consumo de combustível necessário para esse determinado regime muda.

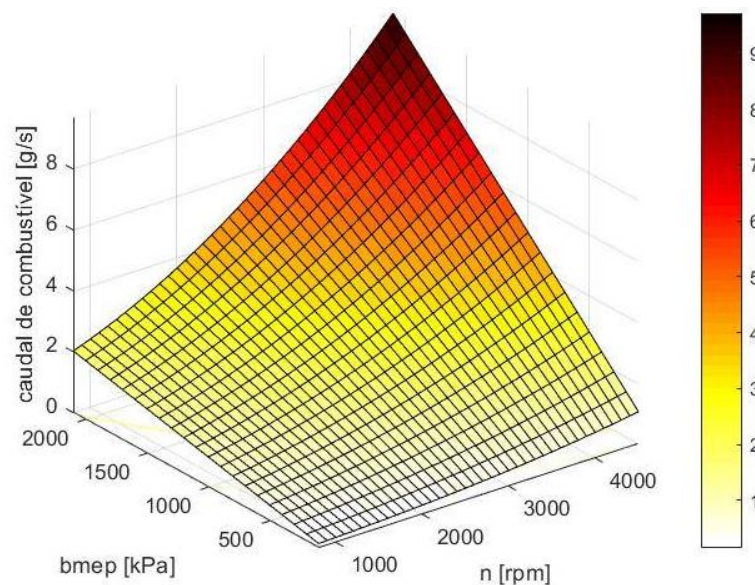
O óleo lubrificante empregado na modelação foi o Castrol EDGE 5W-30 (ficha técnica do produto em [11]). Implementamos a evolução das propriedades do óleo com a temperatura, com os polinómios apresentados em [12], onde os polinómios foram desenvolvidos exatamente para o mesmo tipo e marca do óleo referido utilizado na modelação.

### **3.6. Modelação da Transferência de Calor**

#### **3.6.1. Modelação do Consumo de Combustível**

A energia química do combustível usada pelo motor com a finalidade de produzir trabalho não é constante, mas sim função de múltiplos fatores. Estes fatores são a velocidade do veículo, velocidade de rotação do motor, binário ao freio do motor, atritos e

perdas na transmissão de movimento para as rodas. O cálculo do consumo de combustível foi feito com base no trabalho concretizado no artigo [12]. Foi assim produzido um mapa do caudal mássico de combustível consumido pelo motor em função da velocidade de rotação do motor e da pressão média efetiva ao freio, bmep, apresentado na Figura 3.2.



**Figura 3.2** – Mapa do caudal mássico de combustível consumido em função do bmep e velocidade de rotação, com a temperatura do óleo constante igual a 90 °C.

A energia gerada pela combustão do combustível introduzido no MCI que não é usada para produzir trabalho mecânico e não está presente nos gases de escape, transforma-se em calor, sendo calculado na equação (3.1) a partir da massa de combustível,  $m_f$ , e da sua energia química por unidade de massa,  $Q_{LHVp}$ .

$$Q_C = F \cdot m_f \cdot Q_{LHVp} \cdot 1000 \quad (3.1)$$

Na equação anterior  $F$  é determinado com a equação (3.2), a partir da fração de trabalho mecânico realizado e da fração de energia expulsa presente nos gases de escape.

$$F = 1 - 0,3 - \frac{3600}{bsfc \cdot Q_{LHVp}} \quad (3.2)$$



Não ter resultados experimentais revelou-se um problema, tendo sido estimada a fração de energia contida nos gases de escape em 30% da energia química do combustível consumido, mas na realidade muda consoante o regime do motor, sendo por si uma simplificação razoável como podemos ver nos testes realizados em [13], onde a energia contida nos gases de escape mesmo em diferentes tipos de testes não é inferior a 30% nem superior a 30,9%. É importante referir que estes dados são obtidos após 720s no ciclo de condução NEDC (Figura 3.3), ciclo usado para tentar emular a condução urbana e extraurbana.

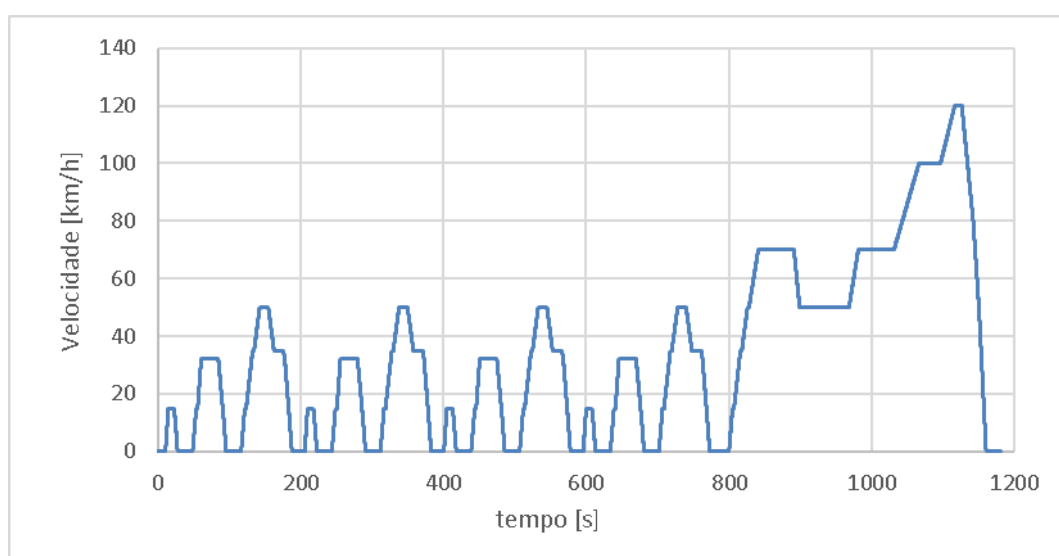


Figura 3.3 – Ciclo de condução NEDC.

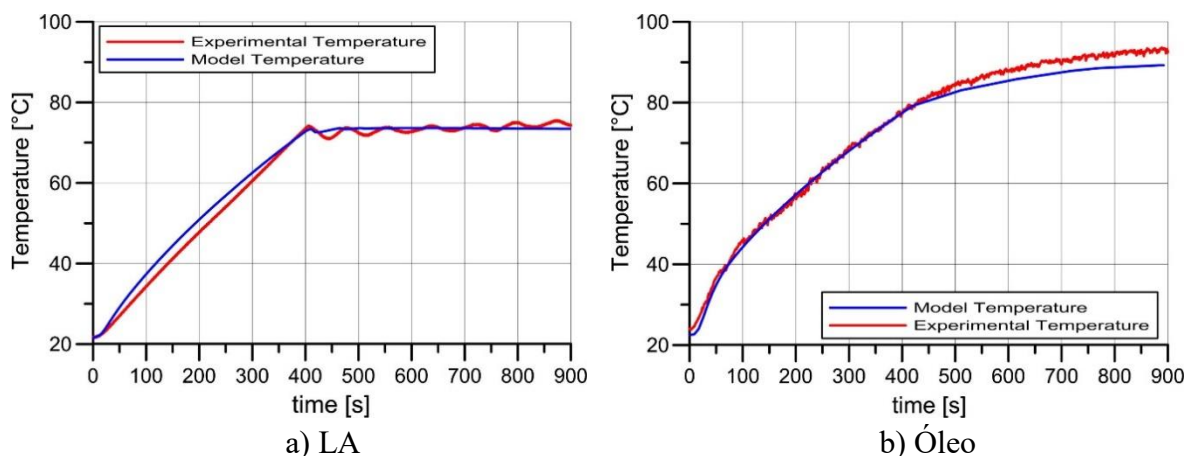
### 3.6.2. Modelação do Óleo Lubrificante

Inicialmente a temperatura do óleo lubrificante do motor foi igualada à temperatura média do LA, mas a partir de testes realizados em [14], constatou-se que neles o óleo mantinha a sua temperatura inferior à do LA até o termóstato abrir, mas após a abertura do termóstato o óleo continua a aumentar de temperatura, mantendo uma temperatura do óleo superior à temperatura média do LA.

Noutros testes conduzidos em [15], também se verificou que o óleo estava a uma temperatura superior à da temperatura média do LA, em todo o intervalo da experiência, sendo o contrário do que acontece nos outros testes mencionados anteriormente. A maior diferença de temperatura ocorre quando o LA chega à temperatura de abertura do termóstato,

em que a temperatura do LA estabiliza enquanto a temperatura do óleo continua a aumentar até estabilizar a uma temperatura mais alta, é ilustrado um resultado das experiências na Figura 3.4. Tendo em conta estes factos, não sabemos ao certo que comportamento se deverá esperar para a evolução da temperatura do óleo no MCI modelado. Como a maior parte dos atritos internos são produzidos nas paredes do pistão, onde as temperaturas são muito elevadas e onde o efeito na viscosidade do óleo vai ter mais impacto, admitimos que o óleo estará a maior temperatura do que o LA durante todo o seu intervalo.

Só com dados experimentais do MCI específico poderemos verificar a evolução da temperatura média do óleo e temperatura do óleo nos elementos do motor onde ocorre maior parte das perdas por fricção, concluindo assim se o comportamento assumido se aproxima ou não dos dados experimentais, posteriormente melhorando a correlação entre o modelo e a realidade.



**Figura 3.4** – Experiência realizada nas condições de 2500 rpm e 100 N·m, [15].

Com isto a obtenção da temperatura média do óleo é simplificada, fazendo uma aproximação desta evolução com a equação (3.3). Esta implementação pode promover desfasamento entre resultados reais, mas pode ser modificada após obtenção de resultados experimentais ou uma correlação com base teórica.

$$T_{\text{óleo}} = \frac{(T_{1M} + T_{\text{óleo ca}})}{2} \quad (3.3)$$

A temperatura do óleo nos componentes principais de fonte de fricção é a temperatura que deve ser usada para a obtenção da pressão média efetiva do atrito, fmep, como é de prever a temperatura do óleo nesses componentes é superior à temperatura média, sendo que para o cálculo do fmep foi usado a temperatura do óleo obtida pela equação (3.4).

$$T_{\text{óleo ca}} = (T_{1M} - T_{\text{amb}})^{0,92} + \left( \frac{(T_{1mLA} - T_{\text{amb}}) \cdot 300}{(T_{1mLA}^{1,36} - T_{\text{amb}})^{1,1}} \right)^{1,12} \quad (3.4)$$

Com esta simplificação temos a energia a ser transferida para o óleo calculada pela equação (3.5).

$$Q_{\text{óleo}} = m_{\text{óleo}} \cdot c_{p \text{ óleo}} \cdot (T_{\text{óleo}} - T_{\text{óleo},i-1}) \quad (3.5)$$

### 3.6.3. Modelação da Transferência de Calor entre o Líquido de Arrefecimento e o Motor

A modelação do fluxo que a energia dissipada pela combustão toma foi estipulado que é transferida na sua totalidade para o LA e óleo, só depois para o MCI a partir da transferência de calor entre o LA e a superfície “molhada” do MCI, isto é, superfície de contacto entre o LA e o MCI (valor da área de contacto apresentada no APÊNDICE C).

O fluxo de energia e seguimento dos acontecimentos em cada ciclo bem como a enumeração intermédia dos acontecimentos é apresentada na Figura 3.5.

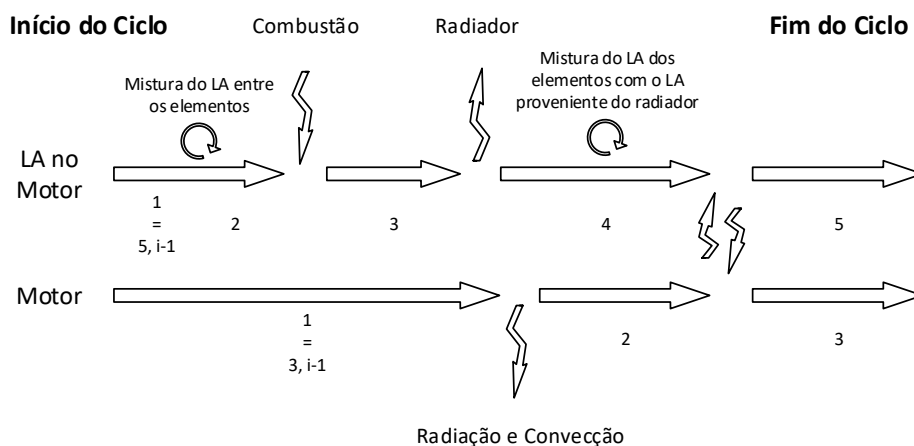


Figura 3.5 – Fluxo de energia, simbologia e ordem das fases em cada ciclo.

Na modelação a massa de LA no interior do bloco foi subdividida em vários elementos, cada um com a sua massa e propriedades individuais, para a melhor elaboração do comportamento térmico do LA no MCI.

Na Figura 3.6 está apresentada a simbologia usada para representar cada elemento. A simbologia usada em termos temporais, quando usado algum valor calculado no ciclo anterior constará nele  $i-1$ , tomando como exemplo:  $x_{i-1}$ .

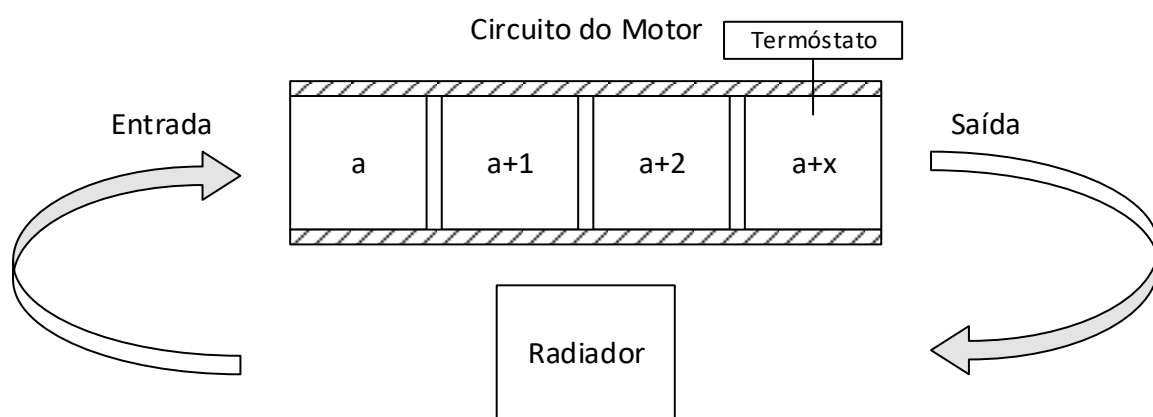


Figura 3.6 – Esquema da disposição dos elementos e sua simbologia.

O número de elementos,  $n_e$ , implementado na modelação no interior do motor foi 8.

Numa primeira fase os elementos no circuito do motor sofrem uma mistura entre eles pelo caudal que não é desviado para o circuito do radiador,  $\dot{m}_{BY}$ , a temperatura média do LA em cada elemento é obtida a partir da equação (3.6), à exceção do primeiro elemento (a) que é obtido pela equação (3.7).

$$T_{2,a+x} = \frac{\left(\frac{m_{LAIM}}{n_e} - \dot{m}_{BY} \cdot \Delta t\right) \cdot c_{p\ 1,a+x} \cdot T_{1,a+x}}{\frac{m_{LAIM}}{n_e} \cdot c_{p\ 2,a+x,apr}} + \frac{\dot{m}_{BY} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 1,a+x-1} \cdot T_{1,a+x-1}}{\frac{m_{LAIM}}{n_e} \cdot c_{p\ 2,a+x,apr}} \quad (3.6)$$

$$T_{2,a} = \frac{\left(\frac{m_{LAIM}}{n_e} - \dot{m}_{BY} \cdot \Delta t\right) \cdot c_{p\ 1,a} \cdot T_{1,a}}{\frac{m_{LAIM}}{n_e} \cdot c_{p\ 2,a,apr}} + \frac{\dot{m}_{BY} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 1,a+n_e-1} \cdot T_{1,a+n_e-1}}{\frac{m_{LAIM}}{n_e} \cdot c_{p\ 2,a,apr}} \quad (3.7)$$

A obtenção do  $c_{p\ 2,a+x,apr}$  e  $c_{p\ 2,a,apr}$  para o cálculo das equações anteriores é feita a partir das equações (3.8) e (3.9) respetivamente.

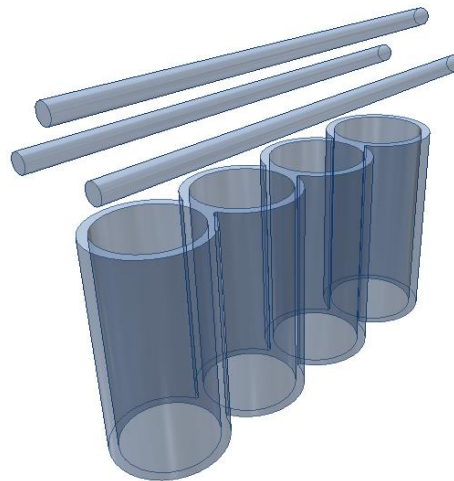
$$c_{p\ 2,a+x,apr} \cdot \frac{m_{LAIM}}{n_e} = \left( \frac{m_{LAIM}}{n_e} - \dot{m}_{BY} \cdot \Delta t \right) \cdot c_{p\ 1,a+x} + \dot{m}_{BY} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 1,a+x-1} \quad (3.8)$$

$$c_{p\ 2,a,apr} \cdot \frac{m_{LAIM}}{n_e} = \left( \frac{m_{LAIM}}{n_e} - \dot{m}_{BY} \cdot \Delta t \right) \cdot c_{p\ 1,a} + \dot{m}_{BY} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 1,a+n_e-1} \quad (3.9)$$

Posteriormente é calculada a temperatura do LA após a combustão em cada elemento no interior do motor, sendo obtida para cada um dos elementos com a equação (3.10).

$$T_{3,a+x} = \frac{Q_C - Q_{\text{óleo}}}{\frac{m_{LAIM}}{n_e} \cdot c_{p\ 2,a+x}} + T_{2,a+x} \quad (3.10)$$

Para calcular a transferência de calor entre o LA e o motor foi calculado a área de contacto entre o motor e o LA. O valor,  $A_{LA-M}$ , é uma estimativa, pela impossibilidade de saber a área de contacto real, valor usado no APÊNDICE C. A estimativa foi obtida a partir da estrutura simplificada do circuito do LA no motor, como se pode observar na Figura 3.7.



**Figura 3.7** – Modelo dos canais do circuito do LA dentro do MCI, modelo feito a partir do Autodesk Inventor™

As camisas dos cilindros nesta modelação foram excluídas, para a simplificação do sistema. Mas merecem maior atenção e desenvolvimento, a sua temperatura é muito diferente da temperatura média do motor. A área de contacto do LA com a camisa foi excluída na estimativa da área de contacto do LA com o MCI.

É importante ter em conta que a camisa atinge temperaturas operacionais em muito pouco tempo e não só existe uma distribuição de temperaturas no sentido radial mas também no sentido axial, referente ao movimento do pistão, como se pode verificar nos testes feitos e apresentados em [16].

A energia transferida para o motor por cada elemento e a temperatura do LA para cada elemento após a transferência são calculadas a partir das equações (3.11) e (3.12) respetivamente. Foi admitido que a transferência se realiza com a temperatura da superfície constante, bem como o uso de um *Lumped system*. O método ajuda à aproximação da realidade, porque tem em conta a evolução da diferença de temperatura ao longo do tempo, originando assim uma menor potência transferida. Apesar de o número de Biot ser superior ao recomendado fazendo com que o erro presente seja considerável, mas mesmo assim é capaz de fornecer uma estimativa bruta da evolução da transferência de calor.

$$Q_{LA-M,a+x} = h_{IM} \cdot \frac{A_{LA-M}}{n_e} \cdot \frac{(T_{4,a+x} - T_{5,a+x})}{\ln \left( \frac{T_{2M} - T_{5,a+x}}{T_{2M} - T_{4,a+x}} \right)} \cdot \Delta t \quad (3.11)$$

$$T_{5,a+x} = T_{2M} - (T_{2M} - T_{4,a+x}) \cdot \exp\left(\frac{-h_{IM} \cdot \frac{A}{n_e} \times \Delta t}{\frac{m_{LAIM}}{n_e} \cdot c_{p4,a+x}}\right) \quad (3.12)$$

Obtendo a temperatura média do motor com a equação (3.13).

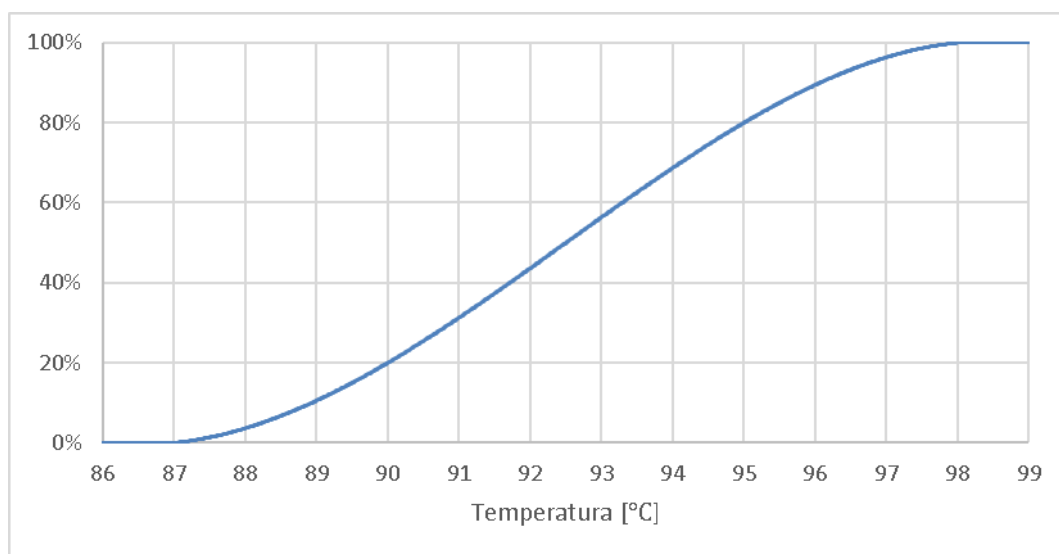
A variação do  $c_p$  relativo ao motor no intervalo de temperaturas de 0 a 200 °C é negligenciável, por isso o valor usado mantém-se constante.

$$T_{3M} = T_{2M} + \frac{\sum_{x=0}^{n_e-1} Q_{LA-M,a+x}}{m_M \cdot c_{pM}} \quad (3.13)$$

#### 3.6.4. Funcionamento do Termóstato e Bomba

O termóstato começa a abrir quando a temperatura do LA medida atinge 88°C, uma vez que, alcançada esta temperatura, este começa a abrir, ficando completamente aberto quando a temperatura é 97°C. A leitura do termóstato é feita no último elemento, como ilustrado na Figura 3.6, porque no funcionamento real, o LA passa por toda a superfície molhada do motor e imediatamente depois entra em contacto com o termóstato. Aproximamos assim a modelação do funcionamento real do MCI.

No intervalo de funcionamento do termóstato, a percentagem de abertura da válvula rege-se por uma equação polinomial do terceiro grau descrita no APÊNDICE F, em que temperatura usada para o seu calculo é a temperatura do último elemento do circuito do motor, como se ilustra na Figura 3.8.



**Figura 3.8** – Percentagem de abertura do termostato em função da temperatura medida.

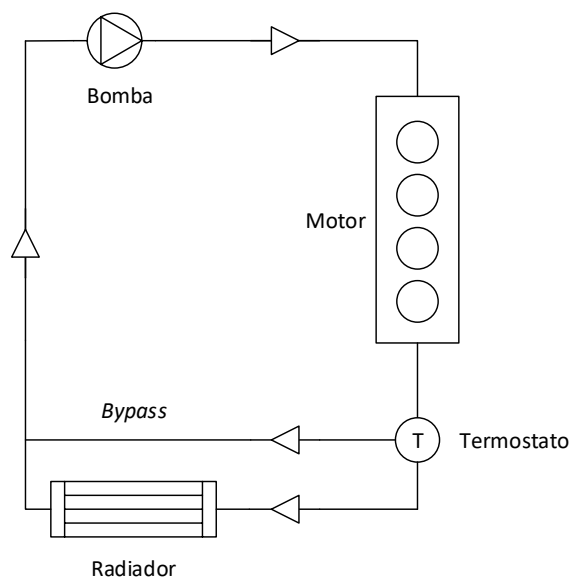
Para cada velocidade de rotação do MCI há um ponto de funcionamento nominal da bomba de água distinto.

O caudal nominal foi calculado a partir de uma geometria típica de uma bomba centrífuga. A geometria usada para a determinação do caudal descrita no APÊNDICE H.

Como existe a impossibilidade da medição e obtenção da curva de perdas de pressão do sistema de circulação do LA em todo o motor, para determinar o ponto de funcionamento da bomba, foi assumido que a bomba trabalha sempre no ponto de projeto, calculado em função da velocidade de rotação da bomba. Usando o método de obtenção do ponto de projeto para uma bomba centrífuga descrito em [17].

Com a válvula do termostato completamente fechada ocorre a circulação do LA no motor, circulado por um *bypass*, para um mais rápido e homogêneo aquecimento do motor e conseqüentemente prevenção da ocorrência de pontos quentes (circuito ilustrado na Figura 3.9). Pontos quentes, como descritos na literatura [18], são pontos na estrutura que podem causar danos na estrutura pela expansão dos materiais e maior tensão causada neles, como também podem afetar a combustão originando uma combustão anormal, com a diminuição do rendimento da combustão. Outro fenómeno que pode ser provocado pela presença de pontos quentes é o batimento. O batimento é o fenómeno em que a combustão é descontrolada, isto é, não existe o controlo da ignição da mesma pela vela, que em condições normais inicia a combustão por meio de uma faísca, resultando numa combustão de pré-ignição da mistura ar-combustível.





**Figura 3.9** – Circuito de passagem do LA.

O caudal de LA que a bomba debita que passa pelo radiador é obtido em função do ponto nominal de funcionamento da bomba e da abertura da válvula do termostato. Posteriormente é determinado o caudal volúmico de passagem pelo termostato para o circuito do radiador,  $\dot{V}_{CR}$ , pela equação (3.14) a partir da abertura do termostato,  $Y$ , e do caudal volúmico produzido pela bomba,  $\dot{V}_B$ .

$$\dot{V}_{CR} = Y \cdot \dot{V}_B \quad (3.14)$$

Um problema com esta função de controlo da abertura da válvula é que não tem em conta a histerese e atraso no comportamento do termostato, que apresentaria no funcionamento real. Esses efeitos resultam na existência de oscilação na abertura do termostato.

Com o caudal volumétrico é calculado o caudal mássico, em função da massa volúmica calculada a partir da temperatura média do LA no motor,  $T_{1 \text{ m LA}}$ .

### 3.6.5. Modelação do Radiador

O caudal volúmico de ar que passa pelas alhetas do radiador não é igual à velocidade do ar multiplicado pela área frontal do radiador, porque ocorre uma perda de

carga, foi admitido que essa perda de pressão resulta num caudal de ar que passa pelo radiador 80% do caudal calculado pela equação (3.15).

$$\dot{m}_{ar} = V_{Veículo} \cdot \rho_{amb} \cdot A_{FR} \cdot 0,8 \quad (3.15)$$

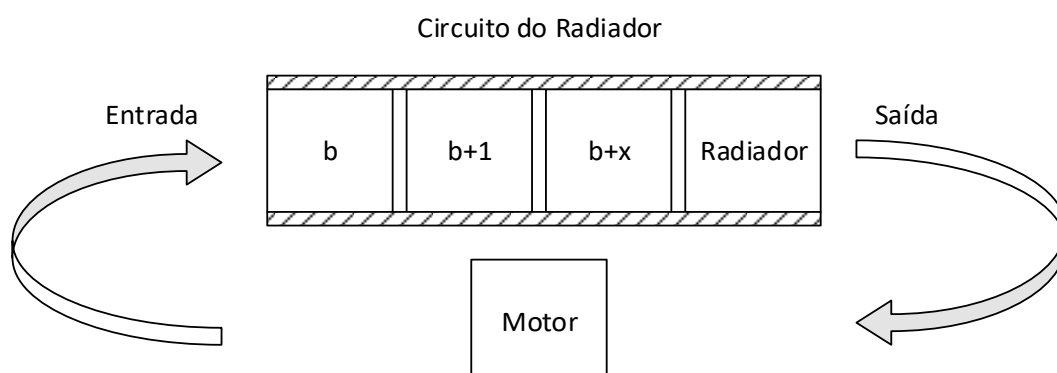
O LA que passa pela abertura do termóstato passará pelo radiador.

O LA proveniente do motor para o circuito exterior do radiador é misturado com o LA lá presente, em que nas condições iniciais estará à temperatura ambiente. Para aproximar da realidade promovendo um gradiente de temperatura no circuito do radiador, nas tubagens até ao radiador é implementado tal como no circuito do motor, uma divisão da massa do LA no circuito,  $m_{LA\ CR}$ , sendo dividido em 3 elementos, resultando na massa de LA em cada elemento no circuito do radiador,  $m_{LA\ ECR}$ , não tendo em conta a massa presente nos tubos internos constituintes do radiador,  $m_R$ .

A massa de LA presente em cada elemento, no circuito do radiador, é calculada a partir da equação (3.16), não foi admitida a expansão do LA no circuito.

$$m_{LA\ ECR} = \frac{m_{LA\ CR} - m_R}{n_e} \quad (3.16)$$

Todos eles estão localizados antes do radiador. A simbologia e disposição usada para os elementos no circuito do radiador está ilustrada na Figura 3.10.



**Figura 3.10** – Esquema da disposição dos elementos no circuito do radiador e sua simbologia.

O LA à saída do radiador entra no motor sem passar por nenhum elemento.

É pressuposto na modelação que o LA é misturado com o LA fora do motor, em cada elemento, com um movimento em bloco.

O primeiro elemento do circuito do radiador recebe LA proveniente do último elemento do motor, já o segundo recebe do anterior, elemento 1 do circuito do radiador e assim sucessivamente.

Inicialmente, no primeiro instante em que o termóstato abre, o LA fora do motor apresenta-se à temperatura ambiente.

A temperatura resultante da mistura do elemento 1 do circuito do radiador é calculada a partir da equação (3.17), os seguintes pela equação (3.18).

$$T_{b,i} = \frac{(m_{LA\ ECR} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t) \cdot c_{p\ b,i-1} \cdot T_{b,i-1}}{m_{LA\ ECR} \cdot c_{p\ b,apr}} + \frac{\dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 2,a+n_e-1} \cdot T_{3,a+n_e-1}}{m_{LA\ ECR} \cdot c_{p\ b,apr}} \quad (3.17)$$

$$T_{b+x,i} = \frac{(m_{LA\ ECR} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t) \cdot c_{p\ b+x,i-1} \cdot T_{b+x,i-1}}{m_{LA\ ECR} \cdot c_{p\ b+x,apr}} + \frac{\dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 2,b+x-1,i-1} \cdot T_{2,b+x-1,i-1}}{m_{LA\ ECR} \cdot c_{p\ b+x,apr}} \quad (3.18)$$

O cálculo do  $c_{p\ b,apr}$  e  $c_{p\ b+x,apr}$  é feito a partir das equações (3.19) e (3.20), da mesma forma que anteriormente foi ilustrado para os elementos no circuito do motor.

$$c_{p\ b,apr} \cdot m_{LA\ ECR} = (m_{LA\ ECR} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t) \cdot c_{p\ b,i-1} + \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 3\ a+n_e-1} \quad (3.19)$$

$$c_{p\ b+x,apr} \cdot m_{LA\ ECR} = (m_{LA\ ECR} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t) \cdot c_{p\ b+x,i-1} + \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ b+x-1,i-1} \quad (3.20)$$

Tivemos em consideração a massa de LA fora do bloco, havendo um efeito de inércia térmica bem como o arrefecimento do LA presente dentro dos tubos do radiador mesmo quando não há passagem de LA, termóstato fechado.

A temperatura a que entra o LA no radiador é a temperatura média do LA do último elemento no circuito do radiador,  $T_{b+n_e-1,i-1}$ .

Quando há escoamento de LA e de ar no radiador é usado o modelo  $\epsilon$ -NTU para calcular a transferência de calor no radiador e consequentemente a temperatura de saída do

LA e do ar. Este modelo é usado em regimes permanentes, mas como é usado um intervalo de tempo de 0,02s e conseqüentemente a mudança da temperatura à entrada do radiador não é abrupta o erro que ocorre, sempre existente, é menor.

O desenvolvimento deste modelo  $\varepsilon$ -NTU é apresentado em [19], onde são usadas as equações (3.21), (3.22), (3.23), (3.24), (3.25), (3.26) e (3.27), já adaptadas para a implementação na modelação.

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{p\ ar} \quad (3.21)$$

$$C_{LA} = \dot{m}_{LA} \cdot c_{p\ b+n_e-1,i-1} \quad (3.22)$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (3.23)$$

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{b+n_e-1,i-1} - T_{amb}) \quad (3.24)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.25)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{1}{C_r} \cdot NTU^{0.22} \cdot (e^{-C_r \cdot NTU^{0.78}} - 1)\right)} \quad (3.26)$$

$$q = \varepsilon \cdot q_{max} \quad (3.27)$$

O  $C_{min}$  e  $C_{max}$  são, respetivamente, o valor mínimo e máximo entre o  $C_{ar}$  e  $C_{LA}$ .

A equação referente ao cálculo da eficiência,  $\varepsilon$ , tem muitas formas, em função do tipo de permutador e escoamento. Como no caso de um veículo temos um escoamento cruzado de ambos os fluidos não misturados foi usada a equação de eficiência para esse mesmo tipo de escoamento, (3.26).

Com o uso deste modelo sabemos logo as temperaturas de saída de ambos os fluidos pelas seguintes equações (3.28) e (3.29).

$$T_{LA\ SR} = T_{b+n_e-1,i-1} - \frac{Q}{C_{max}} \quad (3.28)$$

$$T_{ar\ SR} = T_{amb} + \frac{Q}{C_{min}} \quad (3.29)$$

A temperatura do LA à entrada do radiador é a temperatura do LA do último elemento do circuito do radiador,  $T_{b+n_e-1,i-1}$ .

Em condições em que o veículo se encontra estacionário não há passagem forçada de ar no radiador, nessas condições quando há passagem de LA no radiador a energia transferida é calculada a partir da equação (3.30) e a temperatura do LA à saída do radiador pela equação (3.31), foi admitido que a temperatura da superfície é constante e igual a temperatura do ar.

$$Q = U \cdot A \cdot \frac{(T_{b+n_e-1,i-1} - T_{LA\ SR})}{\ln\left(\frac{T_S - T_{LA\ SR}}{T_S - T_{b+n_e-1,i-1}}\right)} \cdot \Delta t \quad (3.30)$$

$$T_{LA\ SR} = T_S - (T_S - T_{b+n_e-1,i-1}) \cdot e^{\left(\frac{-U \cdot A}{\dot{m}_{LAR} \cdot c_{p\ b+n_e-1,i-1}}\right)} \quad (3.31)$$

A temperatura da superfície dos fluidos é definida como a média aritmética entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura média do LA no radiador no ciclo anterior, equação (3.32). Admitir a temperatura da superfície igual à temperatura ambiente provocaria erros consideráveis no cálculo da transferência de calor, com a aproximação feita é diminuído o erro resultante desse cálculo.

$$T_S = \frac{T_{amb} + T_{LA\ R,i-1}}{2} \quad (3.32)$$

A temperatura média do LA dentro do radiador é obtida a partir da equação (3.33), admitindo uma evolução linear da temperatura dentro do radiador.

$$T_{LA R} = \frac{T_{b+n_e-1,i-1} + T_{LA SR}}{2} \quad (3.33)$$

Em condições em que há escoamento de ar no radiador e o termóstato está fechado não havendo passagem de LA no radiador é precedido à mesma o arrefecimento do LA no circuito do radiador.

A energia transferida para o ar nestas condições é calculada a partir da equação (3.35), no entanto, como o LA se encontra sem movimento é de esperar que ocorra a mistura com o fluido a montante, nos tubos, arrefecendo este também. Para a implementação desse efeito de uma maneira simplificada a energia transferida é dividida por cada elemento, arrefecendo todos os elementos, sendo que todos eles convergem para a temperatura ambiente.

A distribuição da energia transferida é feita com a relação da diferença de temperatura em relação ao elemento adjacente na direção do escoamento e todos os outros elementos, um exemplo para o primeiro elemento do circuito do radiador é apresentado na equação (3.34).

$$Q \cdot \frac{T_{b,i-1} - T_{b+1,i-1}}{(T_{b,i-1} - T_{b+1,i-1}) + (T_{b+1,i-1} - T_{b+2,i-1}) + (T_{b+2,i-1} - T_{LA R,i-1}) + (T_{LA R,i-1} - T_{amb})} \quad (3.34)$$

$$Q = U \cdot A \cdot \frac{(T_{amb} - T_{AR SR})}{\ln\left(\frac{T_S - T_{AR SR}}{T_S - T_{amb}}\right)} \cdot \Delta t \quad (3.35)$$

Nestas condições a temperatura da superfície admite-se que é a média aritmética entre a temperatura média do LA no radiador e a temperatura ambiente, equação (3.32). A temperatura do ar à saída do radiador é calculada a partir da equação (3.36).

$$T_{LA SR} = T_S - (T_S - T_{b+n_e-1,i-1}) \cdot e^{\left(\frac{-U \cdot A}{\dot{m}_{AR} \cdot c_{p \text{ amb}}}\right)} \quad (3.36)$$

O caudal de LA proveniente do radiador que é injetado dentro do motor vai-se misturar com o LA no interior do MCI.

A obtenção da temperatura do LA de cada elemento calcula-se da seguinte maneira, equação (3.37), para o primeiro elemento (a).

$$T_{4,a} = \frac{\dot{m}_{LAR} \cdot \Delta t \cdot T_{LA\ SR} \cdot c_{p\ LA\ SR} + \left( \frac{m_{LA\ IM}}{n_e} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \right) \cdot T_{3,a} \cdot c_{p\ 3,a}}{c_{p\ 4,a,apr} \cdot \frac{m_{LA\ IM}}{n_e}} \quad (3.37)$$

Para os elementos seguintes é procedido da seguinte maneira, com a utilização da equação (3.38).

$$T_{4,a+x} = \frac{\dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot T_{3,a+x-1} \cdot c_{p\ 3,a+x-1} + \left( \frac{m_{LA\ IM}}{n_e} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \right) \cdot T_{3,a+x} \cdot c_{p\ 3,a+x}}{c_{p\ 4,a+x,apr} \cdot \frac{m_{LA\ IM}}{n_e}} \quad (3.38)$$

O cálculo do  $c_{p\ 4,a,apr}$  e  $c_{p\ 4,a+x,apr}$  é feito com o uso das equações (3.39) e (3.40) respetivamente.

$$c_{p\ 4,a,apr} \cdot \frac{m_{LA\ IM}}{n_e} = \left( \frac{m_{LA\ IM}}{n_e} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \right) \cdot c_{p\ 3,a} + \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ LA\ SR} \quad (3.39)$$

$$c_{p\ 4,a+x,apr} \cdot \frac{m_{LA\ IM}}{n_e} = \left( \frac{m_{LA\ IM}}{n_e} - \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \right) \cdot c_{p\ 3,a+x} + \dot{m}_{CR} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ 3,a+x-1} \quad (3.40)$$

### 3.6.6. Modelação da Transferência de Calor entre o MCI e o Meio Ambiente

Entre o MCI e o meio ambiente, existem transferências de calor não negligenciáveis para a modelação.

O MCI transfere energia para o meio ambiente por radiação, convecção forçada e natural.

A potência transferida por radiação é calculada pela equação (3.41).

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot ((T_{1M} + 273.15)^4 - (T_{amb} + 273.15)^4) \cdot A_{SM} \quad (3.41)$$

Na modelação das perdas por convecção forçada causadas pelo movimento do veículo, foi estipulado que o ar que entra em contacto com o MCI é o mesmo que passou

pelo radiador. Sendo assim o ar que entra em contacto terá as propriedades do ar após a passagem no radiador.

A velocidade do ar que passa pelo motor é inferior à velocidade do veículo, no entanto, a sua determinação é muito complexa devida aos múltiplos elementos no compartimento do motor, sendo neste caso simplificada para 20% da velocidade do veículo.

Como descrito anteriormente a geometria do motor e caixa foram simplificadas, para geometrias básicas, paralelepípedos, com as suas dimensões apresentadas no APÊNDICE C. Como tal as equações da transferência de calor são referentes a superfícies planas. A equação (3.42) é usada para calcular a potência transferida total para o ar por convecção, para cada plano individual é usada a equação (3.43).

A temperatura do ar para a qual são calculadas todas as propriedades é a temperatura de filme. A temperatura de filme é a média aritmética da temperatura do ar e da superfície do MCI, (3.44).

$$Q_{\text{conv}} = \sum Q_{\text{plano},x} \quad (3.42)$$

$$Q_{\text{plano},x} = h_{\text{plano},x} \cdot A_{\text{plano},x} \cdot (T_{1M} - T_{\text{fil}}) \quad (3.43)$$

$$T_{\text{filme}} = \frac{T_{\text{ar SR}} + T_{1M}}{2} \quad (3.44)$$

As perdas por convecção natural, originadas quando o veículo se encontra imóvel, nos vários planos da geometria simplificada do motor e caixa de velocidades são calculadas de modo diferente, dependendo se o plano é vertical, face inferior ou superior de um plano horizontal.

A pressão máxima no circuito do LA é 1,6 bar, verificada a partir da pressão de abertura da tampa de vedação do vaso de expansão do sistema de arrefecimento [20].

A temperatura de ebulição do LA a 1,6 bar é 115°C, a partir do catálogo [9].

Este valor tem de ser tomado em conta na análise de resultados como valor limite de funcionamento para o LA. Não deve ser possível para o veículo modelado ultrapassar esse valor, caso aconteça o radiador estará mal dimensionado para o veículo em questão.



### 3.6.7. Coeficientes de Transferência de Calor

Nesta modelação há a determinação de múltiplos coeficientes de transferência de calor, sendo todos eles determinados por várias equações distintas.

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor no radiador, bem como no interior do MCI é usada a equação de Gnielinski, equação (3.45), para um escoamento turbulento e para um escoamento laminar são usados os valores constantes do número de Nusselt tabelados para diversas geometrias em [10], apresentados no ANEXO B. O cálculo para o regime de transição em que não é possível ser feito com o uso da equação (3.45), é feito usando uma simplificação descrita no APÊNDICE A.

$$\text{Nu}_D = \frac{h \cdot D}{k} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re}_D - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.45)$$

A determinação do fator de fricção é feita com o uso da correlação de Goudar-Sonnad, [20], ilustrada na equação (3.46) podendo ser usada para qualquer regime de escoamento, laminar ou turbulento. O desenvolvimento desta correlação está apresentado no ANEXO A.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \cdot \left( \ln \frac{d}{q} + \delta_{CFA} \right) \quad (3.46)$$

Para a transferência de calor por convecção entre a superfície exterior do MCI e o meio ambiente, como descrito anteriormente pela simplificação da geometria, o escoamento é feito em placas planas. É admitido que o escoamento no começo das placas é laminar e só depois se desenvolve para regime turbulento à medida que o fluido percorre a placa, tomando sempre em consideração a região em que o escoamento é laminar. A partir da equação (3.47), retirada de [10], é calculado o coeficiente de transferência de calor por convecção para cada placa, superfície do MCI.

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{h \cdot L}{k} = (0,037 \cdot \text{Re}_L - 871) \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (3.47)$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção natural, originada quando o veículo se encontra imóvel nos vários planos da geometria simplificada do motor e caixa de velocidades, são calculados de modo diferente. O coeficiente de transferência de calor é calculado de modo diferente dependendo se o plano é vertical, face superior ou inferior de um plano horizontal, com as equações (3.48), (3.49) e (3.50) respetivamente. O cálculo do número de Reynolds, coeficiente de expansão, intervalo do número de Reynolds em que se usam as equações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em convecção natural e outras estão apresentados no ANEXO F.

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L}{k} = \left( 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (3.48)$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L^*}{k} = 0,54 \cdot Ra_L^{*\frac{1}{4}} \quad (3.49)$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L^*}{k} = 0,15 \cdot Ra_L^{*\frac{1}{3}}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L^*}{k} = 0,52 \cdot Ra_L^{*\frac{1}{5}} \quad (3.50)$$

Na transferência de calor entre o LA e o ar no radiador, é calculado um coeficiente de transferência de calor global a partir da equação (3.51).

$$U \cdot A = \left( \frac{1}{h_{ti} \cdot A_{ti}} + R_{f,LA} + \frac{1}{\frac{k}{e_t} \cdot \left(\frac{A_{ti} + A_{te}}{2}\right)} + R_{f,ar} \right. \\ \left. + \frac{1}{h_{fe} \cdot (A_{te} - A_{bfm}) + h_{fe} \cdot A_{fe} \cdot \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{h \cdot Pe}{k \cdot A_c}} \cdot L\right)}{\sqrt{\frac{h \cdot Pe}{k \cdot A_c}} \cdot L}} \right)^{-1} \quad (3.51)$$

Levamos em conta a formação de incrustações no cálculo do coeficiente global de transferência de calor, o valor das incrustações foi aplicado a partir dos valores tabelados do fator de incrustação típico de permutadores em [19], apresentados no ANEXO E.

O radiador usado como referência geométrica, para o cálculo da equação anterior, (3.51), é o Valeo 734333 em que o esquema é apresentado na Figura 3.11, todos os valores referentes à geometria estão descritos no APÊNDICE G.

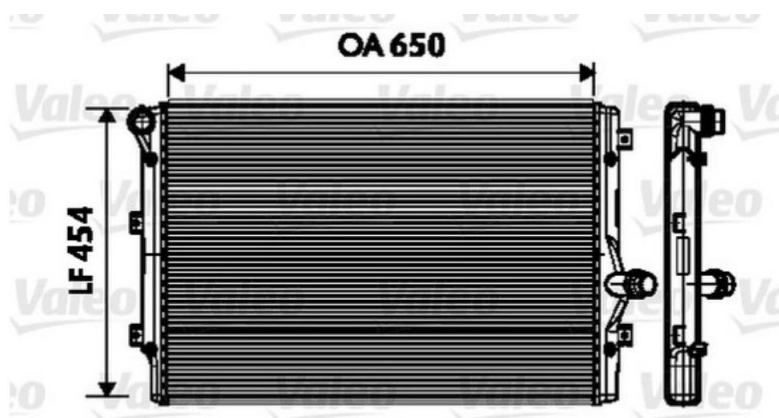


Figura 3.11 – Esquema do radiador Valeo 734333, [21].

Apesar do radiador Valeo 734333 ser compatível com o veículo, o radiador original é inferior em tamanho, logo é de esperar maior capacidade de arrefecimento do que

o radiador original. Para poder ver o impacto da mudança de radiador foi modelado outro radiador, o VAN WEZEL 58002205, [21], também compatível com o veículo mas com dimensões menores.

Foi identificado que a geometria dos radiadores, alhetas e tubos, em geral é muito semelhante entre eles, em que principalmente só mudam as dimensões como o comprimento, largura e espessura da zona que realiza a transferência de calor.

Com isto em mente é possível concluir que o coeficiente global de transferência de calor é constante de radiador para radiador, em que a geometria das alhetas e materiais usados seja igual, o mesmo não se pode concluir se não for assim.

O cálculo utilizando a equação (3.51) é feito só para o radiador Valeo, em que para a implementação de outro radiador na modelação é feita a partir da multiplicação pela razão entre a dimensão volumétrica e do radiador a querer modelar e do Valeo, bem como a mudança na área frontal.

### **3.7. Resultados**

A partir da modelação descrita anteriormente, vão ser apresentados resultados como a evolução da temperatura dos fluidos, consumo de combustível e outros, para vários ciclos.

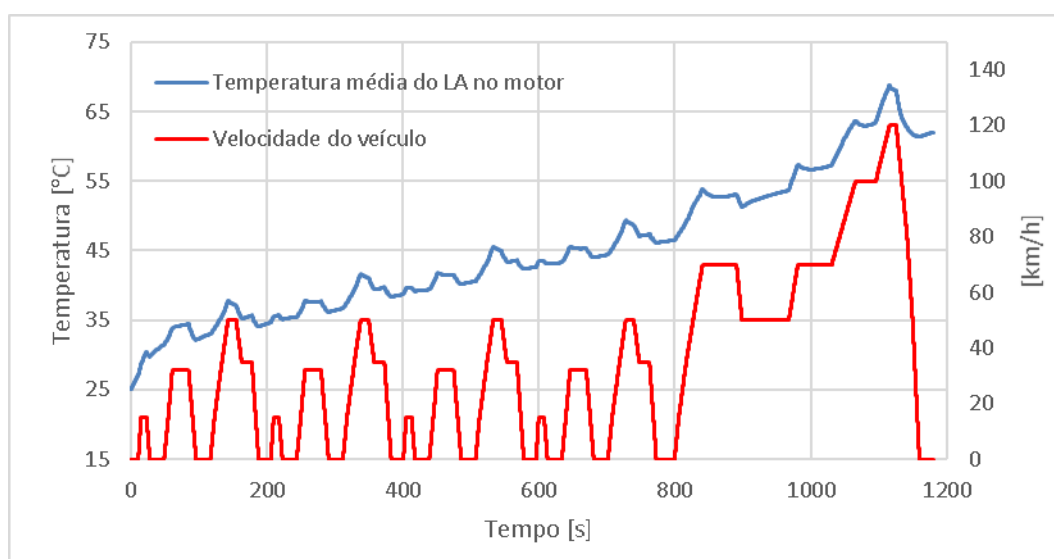
Para além do ciclo NEDC, foram corridos outros ciclos na modelação que não são dinâmicos, isto é, o MCI mantém-se em regime constante, apresentados na Tabela 3.3.

**Tabela 3.3** – Características dos ciclos.

Nº do Ciclo	1	2	3	4	5	6	7
Velocidade [km/h]	106	106	154,9	154,9	33,1	33,1	33,1
Mudança	6	6	5	5	2	2	2
Velocidade de Rotação [rpm]	2000	2000	3500	3500	2000	2000	2000
Torque [N·m]	72,5	69,63	110,51	110,51	132,72	193,96	193,96
Incrustações no Radiador	Não	Não	Não	Sim	Não	Não	Não
Temperatura Ambiente [°C]	25	40	25	25	25	25	25
Inclinação [°]	0	0	0	0	10	15	15
Radiador	VAN WEZEL	VAN WEZEL	VAN WEZEL	VAN WEZEL	VAN WEZEL	VAN WEZEL	Valeo

### 3.7.1. Ciclo NEDC

Na Figura 3.12 está apresentado o resultado da evolução da temperatura média do LA no circuito do motor para o ciclo NEDC, juntamente com a velocidade do veículo, com a temperatura ambiente de 25°C.



**Figura 3.12** – Evolução da temperatura média do LA no circuito do motor juntamente com a velocidade do veículo, Ciclo NEDC.

Podemos verificar que nos resultados da modelação correspondente ao ciclo NEDC, a evolução da temperatura do LA é bastante dinâmica. A temperatura do LA não chega à temperatura do início de abertura do termóstato.

A temperatura máxima atingida do LA no circuito do motor foi de 68,72°C.

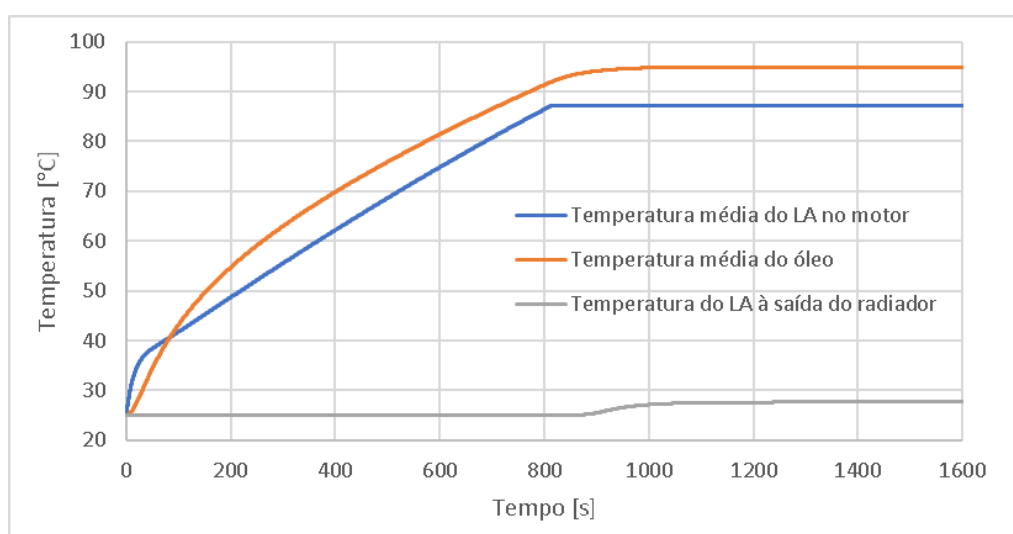
Neste ciclo o consumo de combustível no total foi 0,47 l.

Alguns aspetos que são possíveis de reproduzir com a modelação desenvolvida não são totalmente perceptíveis no ciclo NEDC, mas nos resultados seguintes em regimes constantes é possível verificar com muito mais clareza todos os aspetos que a modelação tem em conta.

A reprodução deste ciclo num banco de ensaios é possível e durante o decorrer do mesmo, o termóstato não deverá abrir, isto não significa que o sistema de arrefecimento não tenha impacto no ciclo. É importante lembrar que este ciclo foi bastante criticado por não conseguir aproximar da realidade de condução, por isso há que ter em consideração que já há outros ciclos mais complexos, com maior aceleração e com maior velocidade média que representaram melhor a realidade, em que a sua implementação também poderá ser feita na modelação desenvolvida.

### 3.7.2. Análise do Caso 1

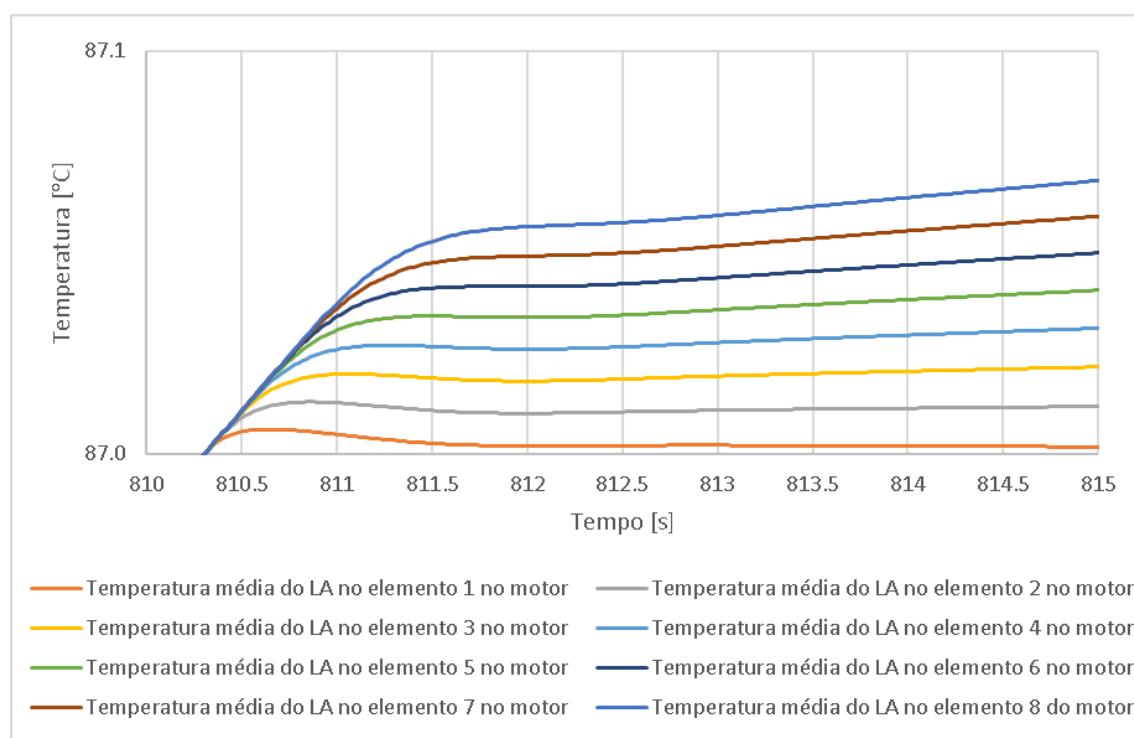
É apresentado a evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo lubrificante e a temperatura do LA à saída do radiador na Figura 3.13.



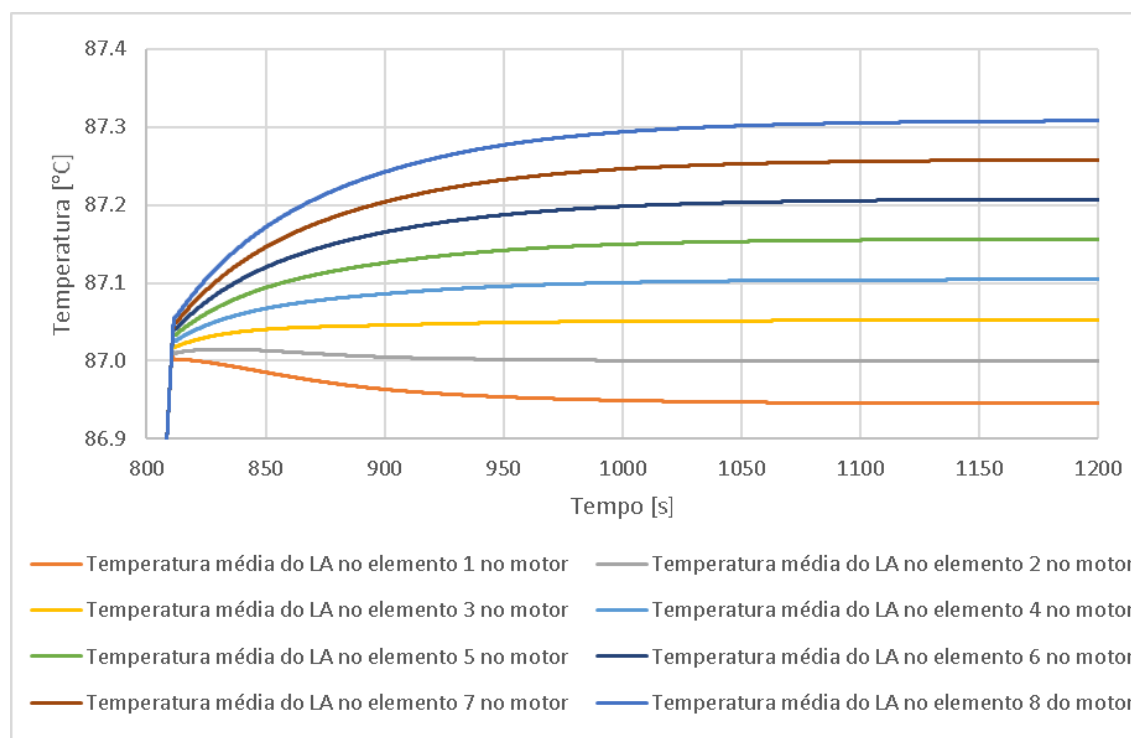
**Figura 3.13** – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 1.

A temperatura média do LA para este caso no fim do ciclo estabiliza a  $87,13^{\circ}\text{C}$ , a temperatura do LA à saída do radiador estabiliza a  $27,63^{\circ}\text{C}$ , uma temperatura muito baixa causada pela baixa abertura do termostato.

Na Figura 3.14 é apresentada a temperatura do LA nos elementos no circuito do motor na abertura do termostato, na Figura 3.15 é apresentado o mesmo, mas num intervalo de tempo maior.



**Figura 3.14** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termostato, caso 1.



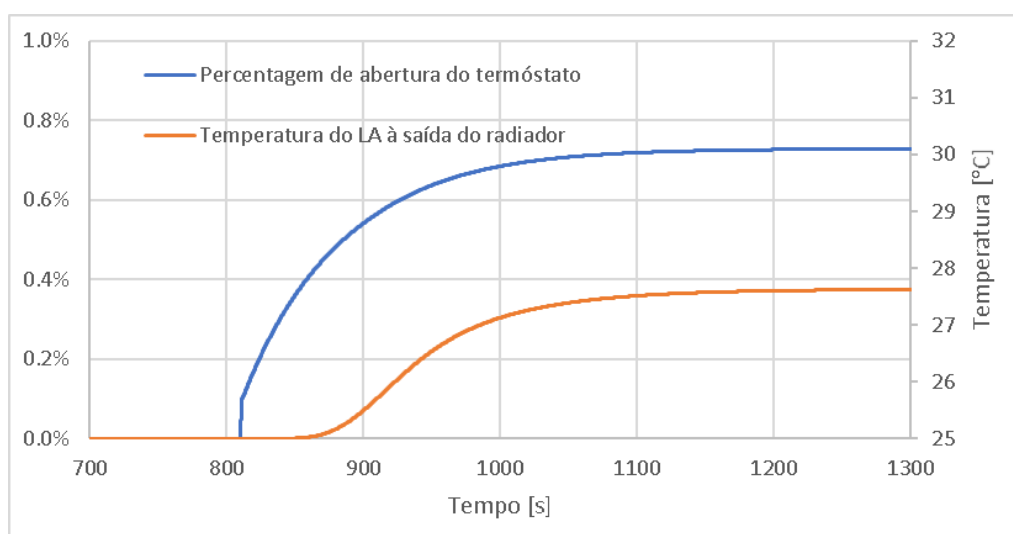
**Figura 3.15** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 1.

A diferença máxima entre a temperatura do LA entre os elementos no circuito do motor é  $0,36^{\circ}\text{C}$ , concluindo-se que existe grande homogeneidade de temperatura no motor.

Como é possível observar o último elemento demora mais tempo a estabilizar a sua temperatura, pois é o elemento mais distante da entrada do LA proveniente do radiador para o circuito do motor.

A evolução da abertura do termóstato e da temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.16.

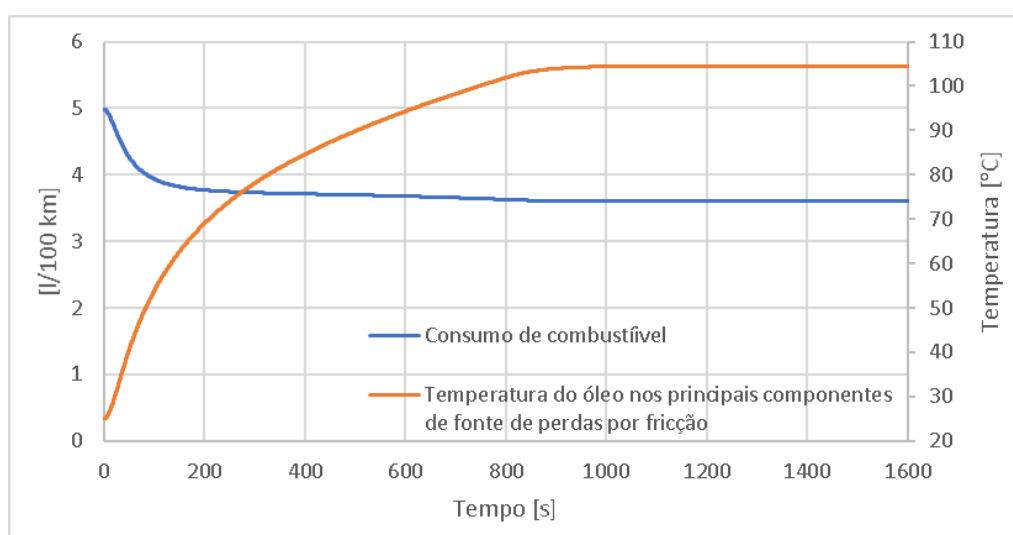




**Figura 3.16** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 1.

A abertura do termóstato no final do ciclo estabiliza a 0,73%, valor muito reduzido, que se deve à elevada velocidade do veículo e elevado coeficiente de transferência de calor.

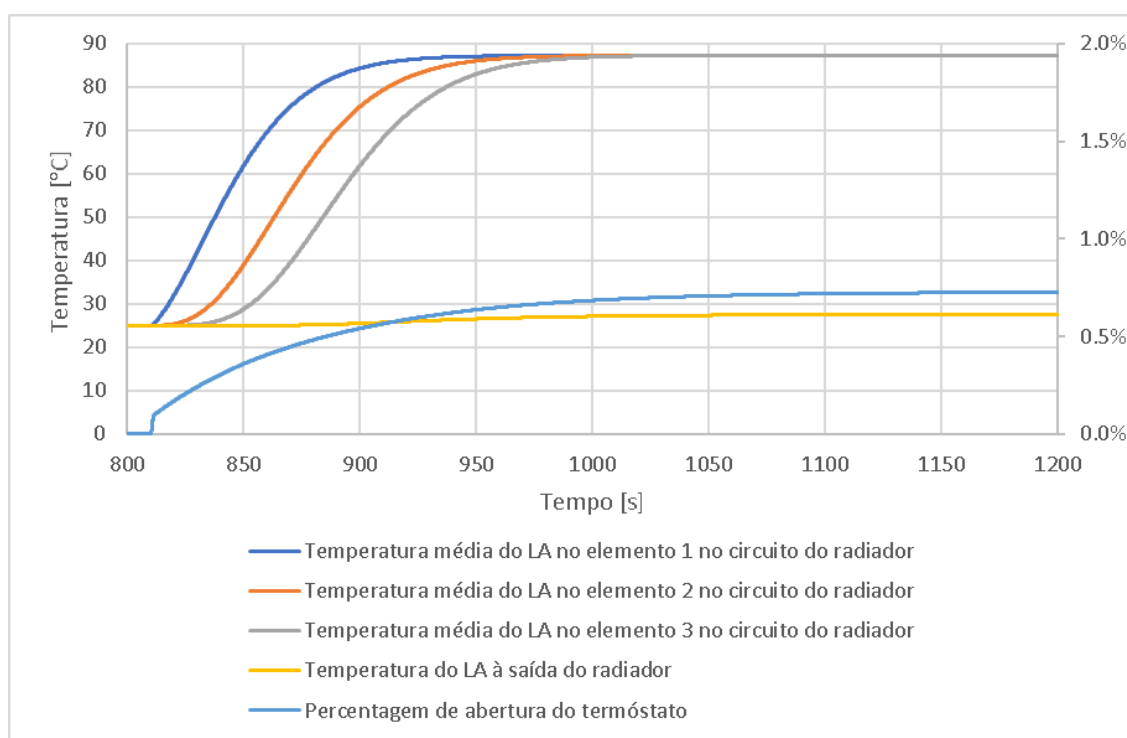
Com o aumento da temperatura do óleo lubrificante o consumo de combustível diminui como se pode observar na Figura 3.17.



**Figura 3.17** – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 1.

Ocorre um decréscimo no consumo de combustível como é esperado, começando com um consumo de 4,98 l/100km e acabando o ciclo com um consumo de 3,60 l/100km, 72,34% do consumo inicial.

A evolução da temperatura nos elementos do circuito no radiador é apresentada na Figura 3.18, juntamente com a abertura do termóstato e temperatura à saída do radiador, para melhor compreensão da dinâmica do sistema.



**Figura 3.18** – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 1.

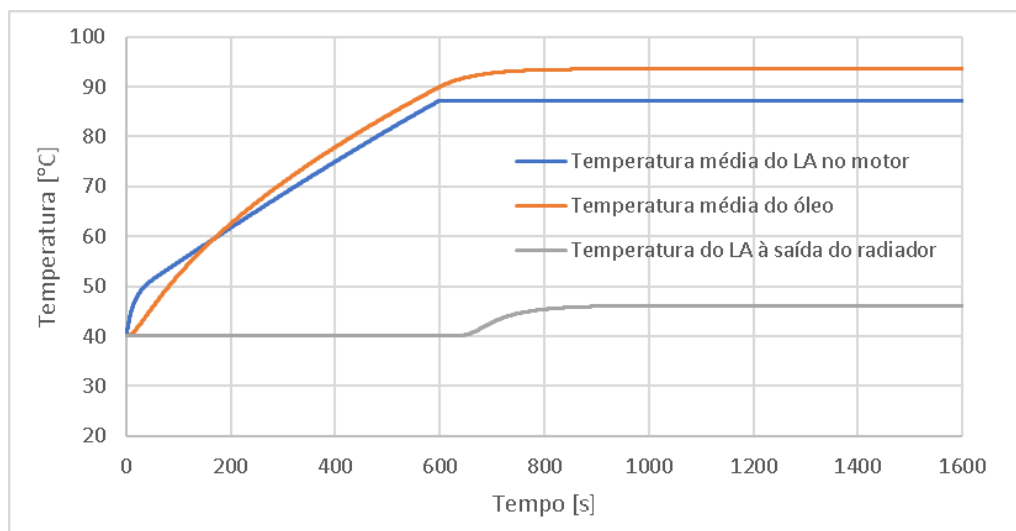
Como é possível observar ocorre um aquecimento progressivo do LA nas tubagens, com o curso do ciclo as temperaturas convergem.

A potência transferida pelo radiador do LA para o ar no final do ciclo é 9,69 kW, 63,81% da potência produzida pelo motor.

### 3.7.3. Análise do Caso 2

Os resultados deste caso vão ser comparados com o caso 1, porque os dois casos partilham o mesmo ciclo com a exceção da temperatura ambiente que para este caso é 40°C, isto é 15°C superior ao caso 1.

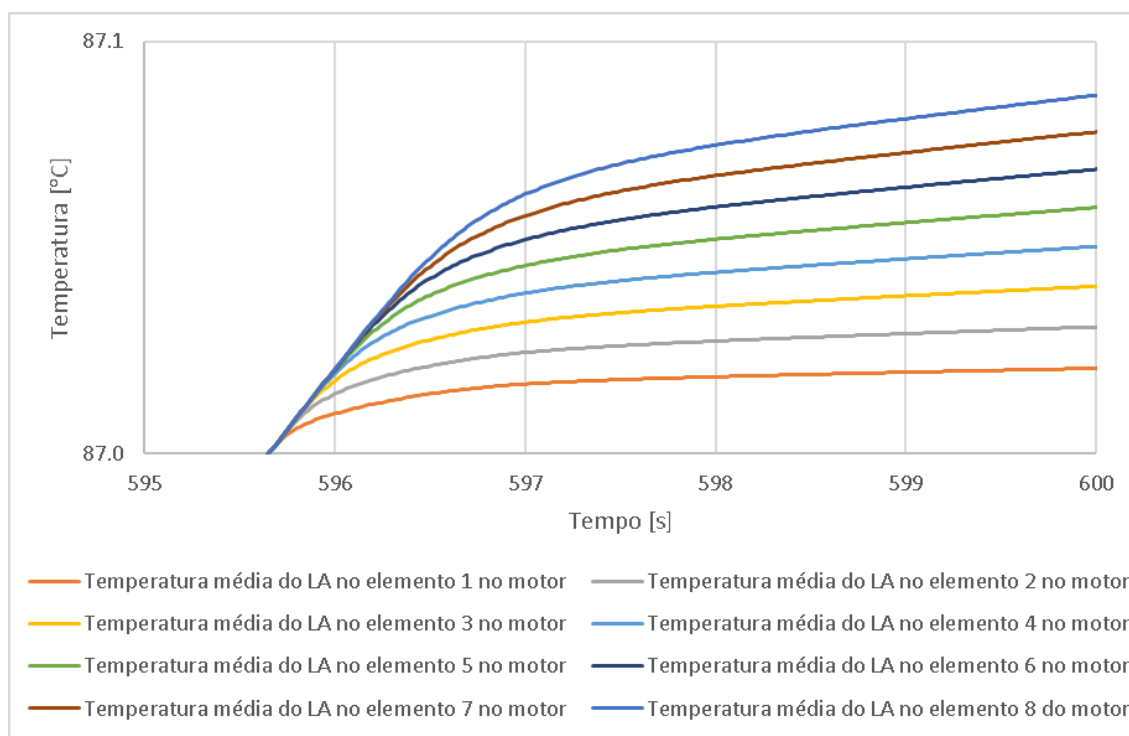
Na Figura 3.19 é apresentada a temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo lubrificante e a temperatura do LA à saída do radiador.



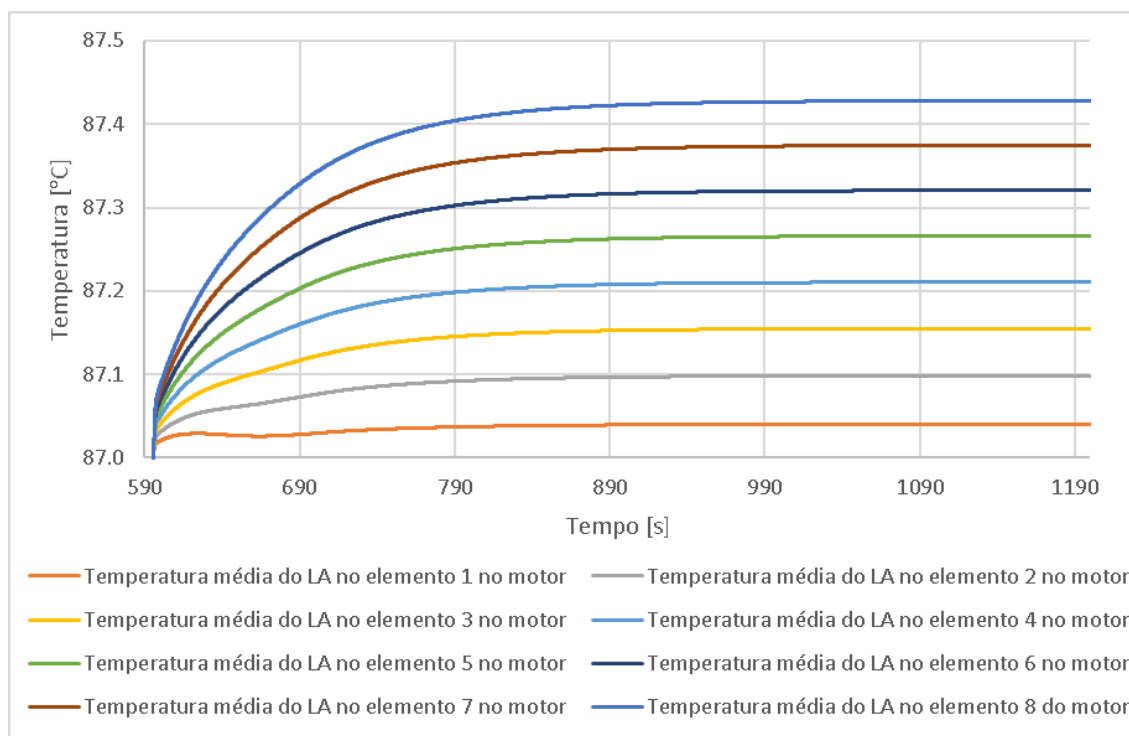
**Figura 3.19** – Evolução da temperatura média do LA no motor e no termóstato, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 2.

A temperatura média do LA no fim do ciclo estabiliza a  $87,24^{\circ}\text{C}$ , menos de 1% maior do que no caso anterior. A temperatura do LA à saída do radiador estabiliza a  $46,16^{\circ}\text{C}$ . Não podemos comparar a temperatura à saída do radiador dos dois casos diretamente, mas sim com a diferença entre a temperatura à saída do radiador e a temperatura ambiente de cada caso. Para o caso anterior a diferença é  $2,63^{\circ}\text{C}$  já neste caso é  $6,16^{\circ}\text{C}$ , 134% maior que no caso anterior.

Na Figura 3.20 é apresentada a evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, e na Figura 3.21 para um intervalo de tempo maior.



**Figura 3.20** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 2.

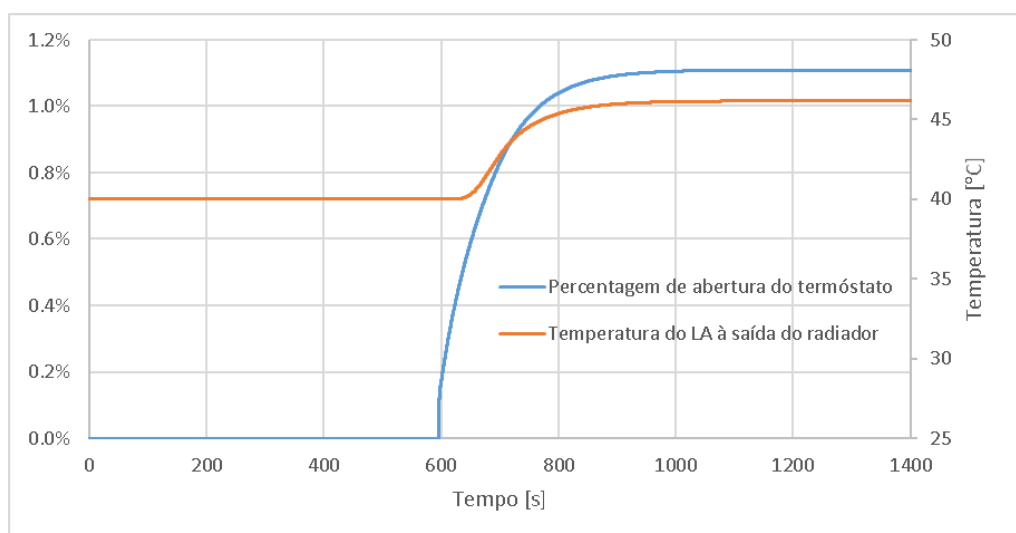


**Figura 3.21** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 2.

A diferença máxima entre a temperatura do LA entre os elementos neste caso foi de  $0,39^{\circ}\text{C}$ , o que é 5,4% superior ao do caso anterior, no entanto é um valor muito baixo o que significa que a homogeneidade da temperatura do LA no motor mantêm-se tal como no caso anterior.

Como no caso anterior o último elemento demora mais tempo a estabilizar a sua temperatura, mas neste caso para o primeiro elemento a sua evolução após a abertura do termóstato é bastante diferente, não diminuindo a temperatura rapidamente como ocorre no caso anterior, muito provavelmente pelo LA injetado no motor neste caso estar a uma temperatura inicial superior, diminuindo o seu efeito de arrefecimento inicial.

A evolução da abertura do termóstato e da temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.22.

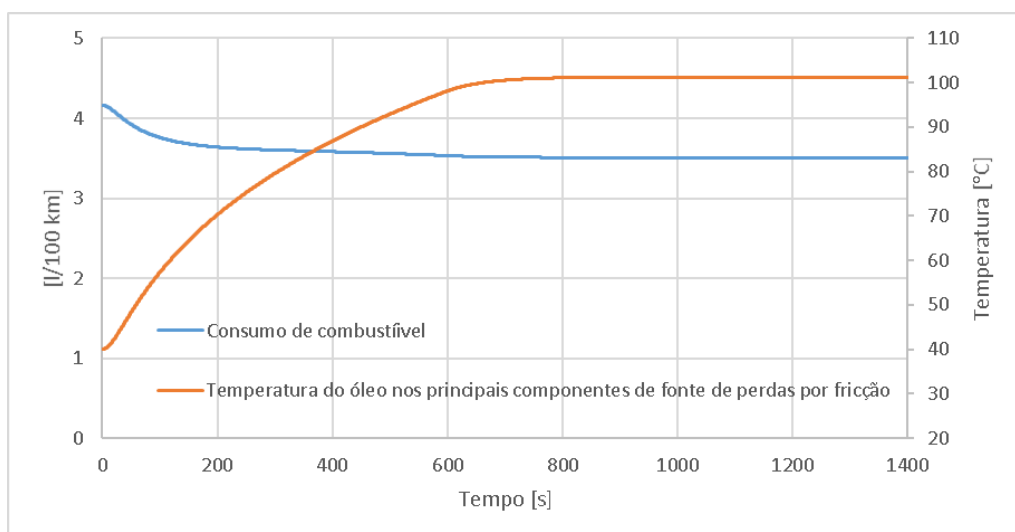


**Figura 3.22** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 2.

Neste ciclo o termóstato abre antes que no ciclo anterior, o que é de esperar visto que todos os componentes começam o ciclo com uma temperatura superior.

A abertura do termóstato no final do ciclo estabiliza a 1,11%, o que é 52,05% superior ao caso anterior. A abertura do termóstato é superior por causa da diferença de temperatura entre o ar ambiente e o LA no radiador não ser tão grande como no ciclo anterior resultando numa menor transferência de calor, ocorrendo assim uma maior abertura do termóstato.

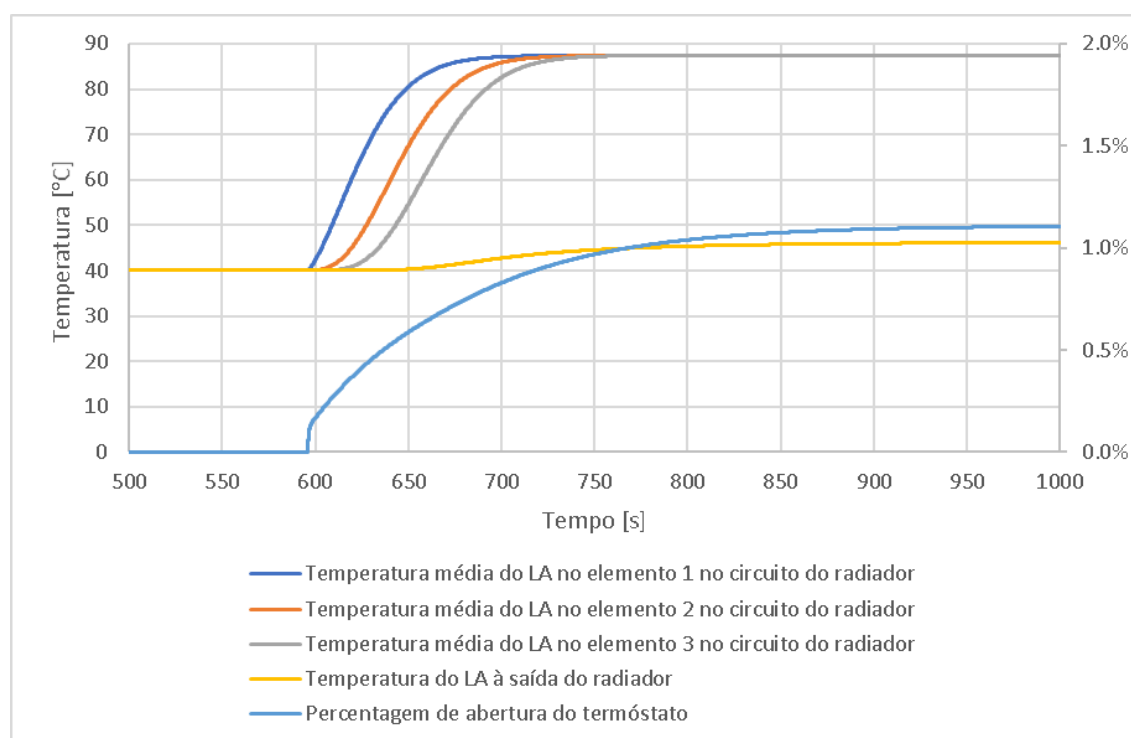
Na Figura 3.23 é apresentada a evolução o consumo de combustível durante o ciclo.



**Figura 3.23** – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 2.

No caso anterior e em todos os outros apresentados, é natural e espectável ocorrer um decréscimo no consumo de combustível. Neste caso sendo de 4,16 l/100km a 3,51 l/100km, sendo 84,33% do consumo inicial. O valor de consumo inicial é de esperar que seja menor pelo óleo começar o ciclo a uma temperatura superior, diminuindo o atrito interno, mas o consumo final também é inferior, isto é explicado pela maior temperatura ambiente e menor densidade do ar que resulta num menor arrasto do veículo.

A evolução da temperatura nos elementos do circuito no radiador é apresentada na Figura 3.24, juntamente com a evolução da abertura do termóstato e da temperatura à saída do radiador, para melhor compreensão da dinâmica do sistema.



**Figura 3.24** – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 2.

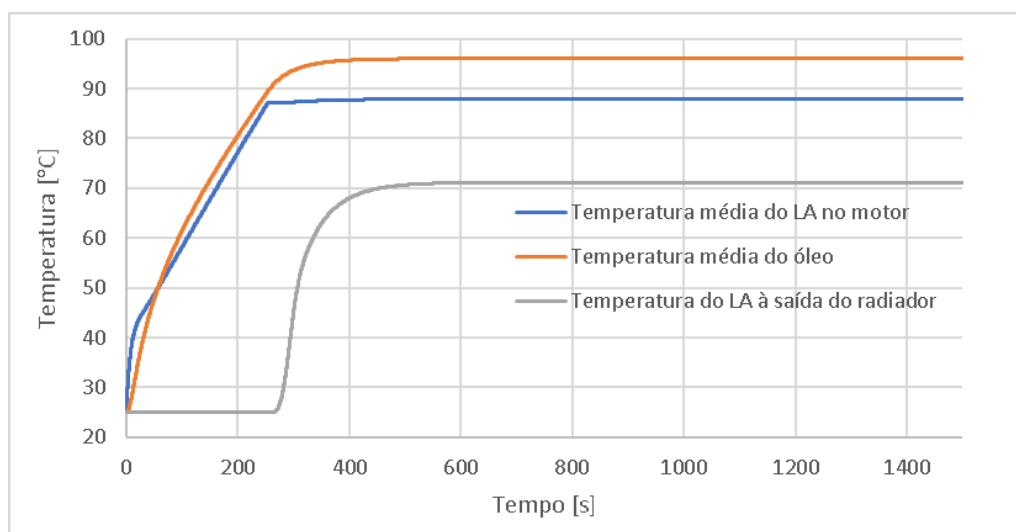
Como no caso anterior ocorre um aquecimento progressivo até as temperaturas convergirem, mas neste caso o intervalo de tempo é menor.

A potência transferida pelo radiador do LA para o ar no final do ciclo é 10,2 kW, sendo 69,93% da potência produzida pelo motor.

#### **3.7.4. Análise do Caso 3**

Este caso vai ser comparado com o caso 4 para adquirirmos resultados sobre o impacto da presença de incrustações no radiador.

Na Figura 3.25 é apresentada a evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e a temperatura à saída do radiador durante o ciclo.

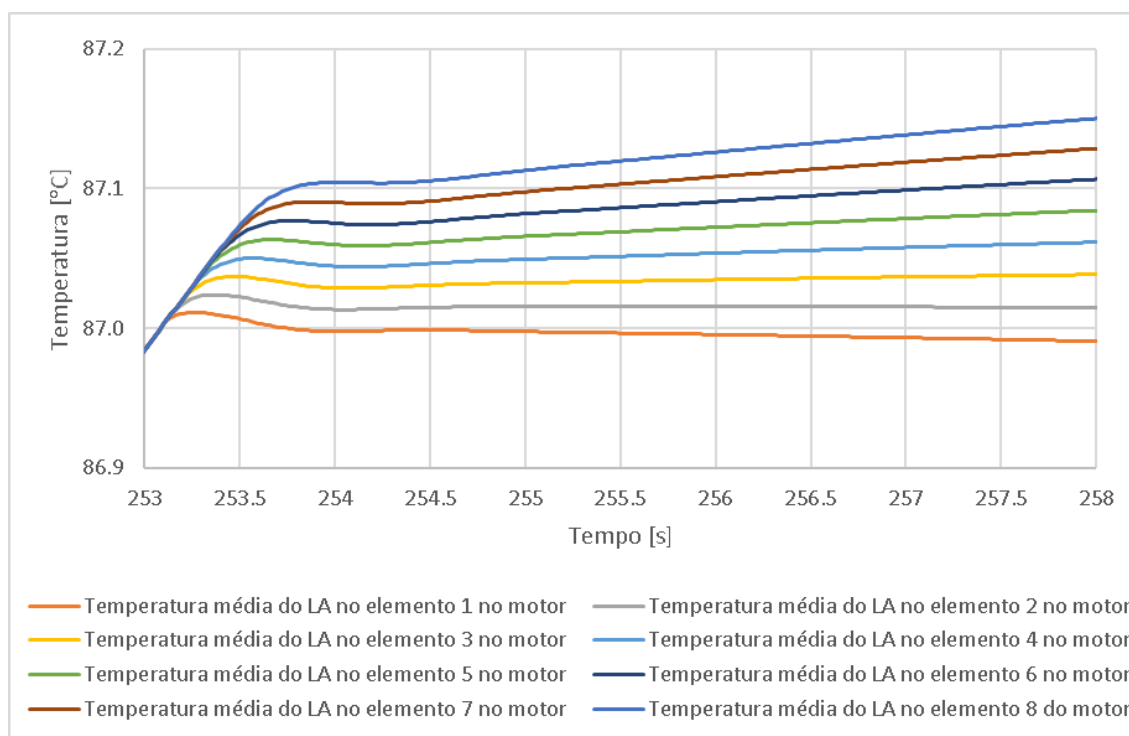


**Figura 3.25** – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 3.

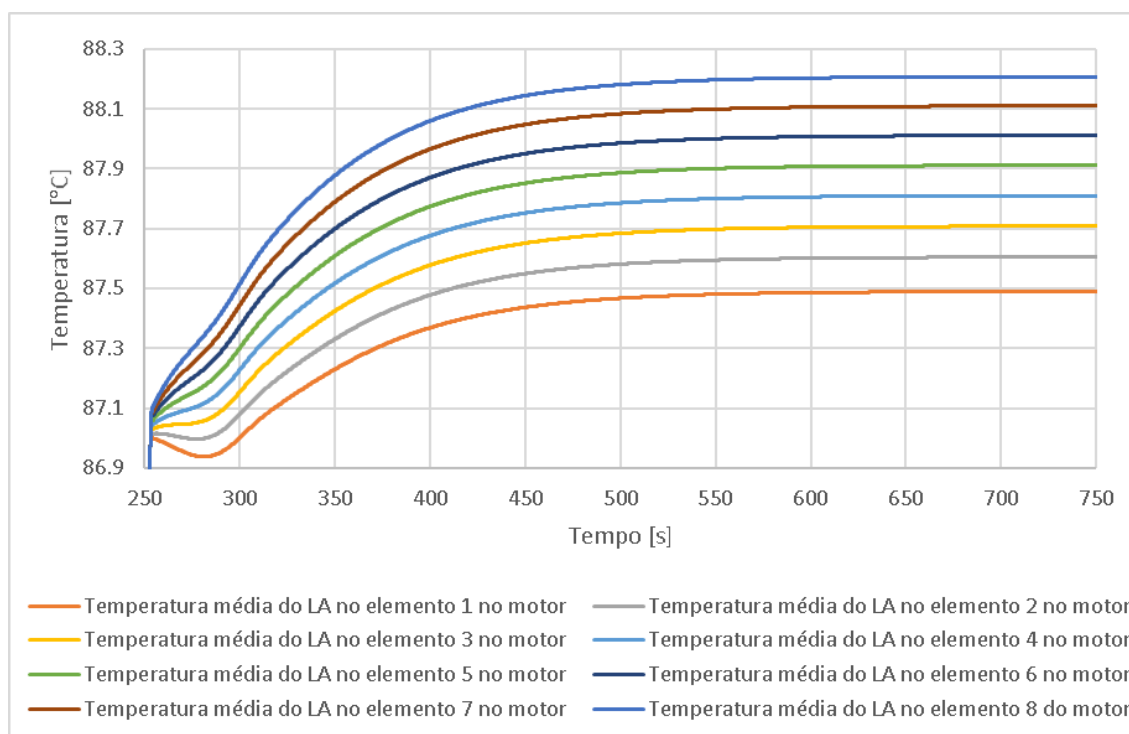
A temperatura média do LA no fim do ciclo estabiliza a  $87,86^{\circ}\text{C}$  e temperatura do LA à saída do radiador a  $71,16^{\circ}\text{C}$ .

Na Figura 3.26 é apresentado a temperatura do LA nos elementos no circuito do motor na abertura do termóstato e na Figura 3.27 é apresentado o mesmo, mas num intervalo de tempo maior.





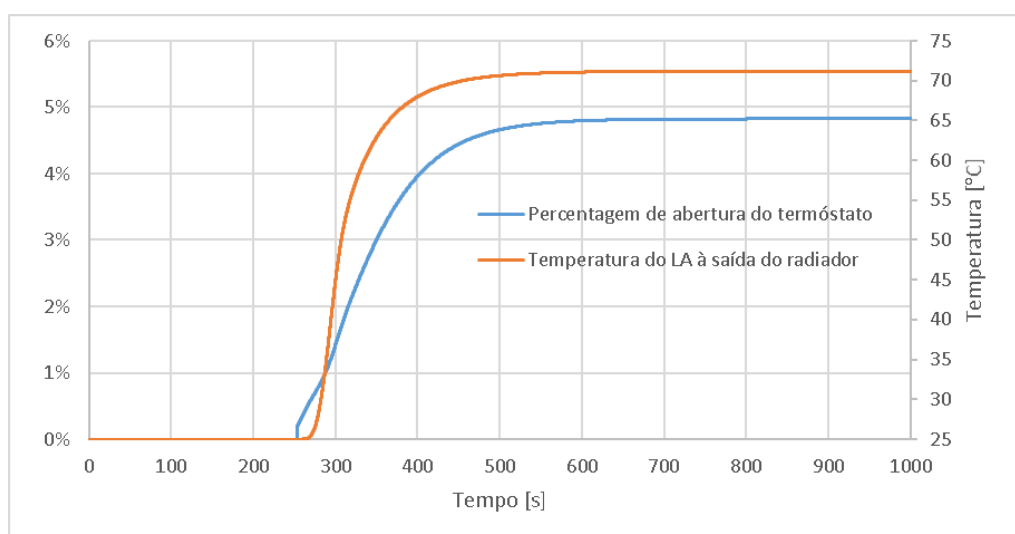
**Figura 3.26** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 3.



**Figura 3.27** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 3.

A diferença máxima entre a temperatura do LA entre os elementos no motor neste caso é  $0,72^{\circ}\text{C}$ . A evolução do aumento de temperatura do LA nos elementos tem um comportamento diferente antes e depois dos 300s, devido à inercia térmica no circuito do radiador.

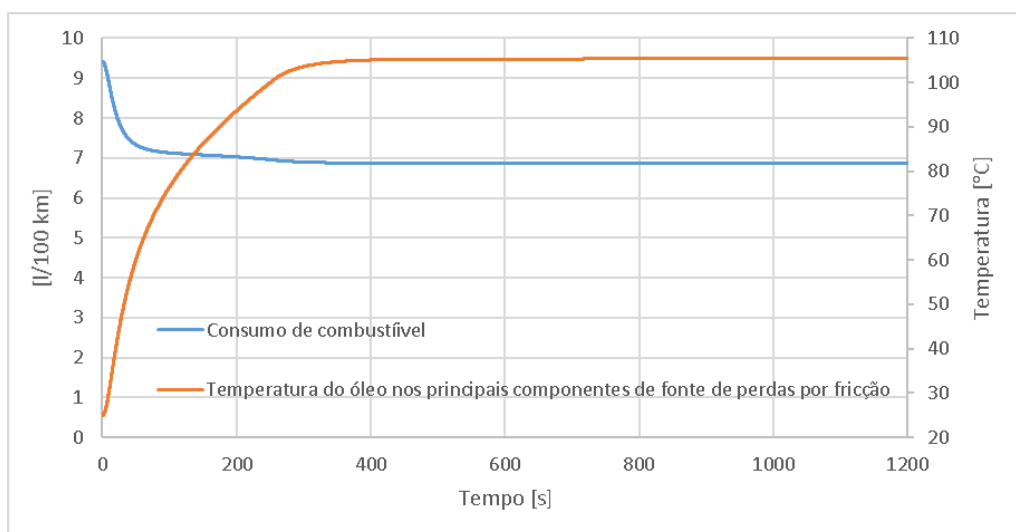
A abertura do termóstato e temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.28.



**Figura 3.28** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 3.

A abertura do termóstato no final do ciclo estabiliza a 4,82%, um valor que deve ser superior com a implementação de incrustações no radiador no próximo caso analisado.

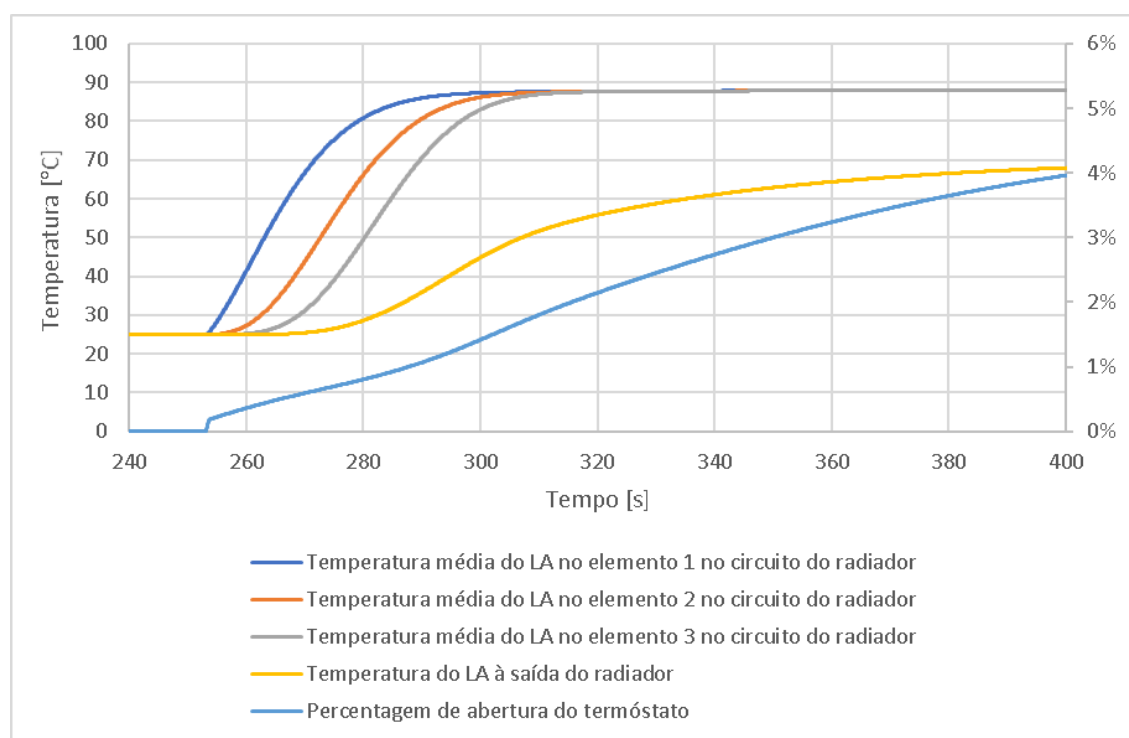
O consumo de combustível durante este caso é apresentado na Figura 3.29.



**Figura 3.29** – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 3.

O consumo de combustível inicial é 9,42 l/100km e no final do ciclo 6,86 l/100km, sendo 72,87% do valor de consumo inicial.

A evolução da temperatura nos elementos do circuito no radiador é apresentada na Figura 3.30, juntamente com a abertura do termóstato e temperatura à saída do radiador, para melhor compreensão da dinâmica do sistema da relação entre os mesmos.



**Figura 3.30** – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 3.

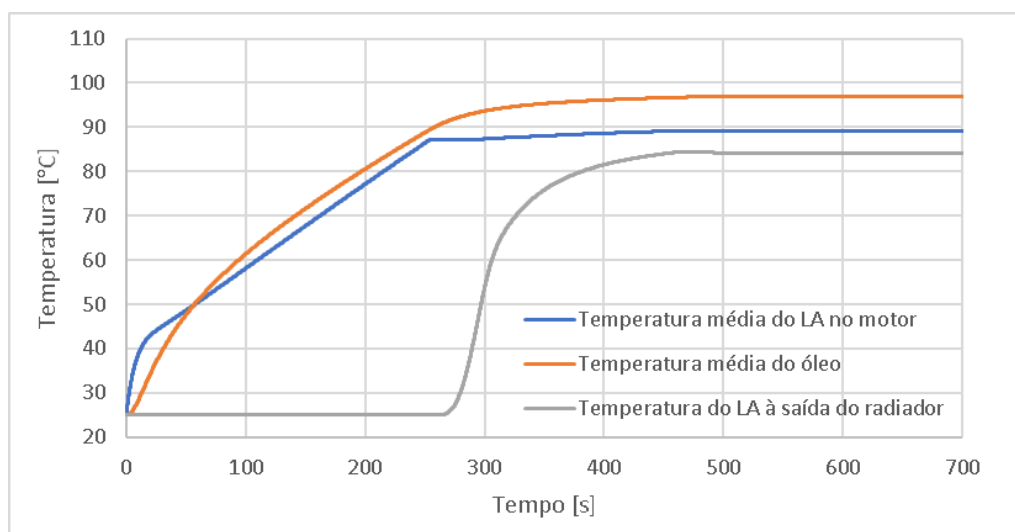
A temperatura dos elementos no circuito do radiador converge pouco depois dos 300s confirmando a causa do comportamento da evolução da temperatura dos elementos no circuito do motor.

A potência transferida pelo radiador para o ar no final do ciclo é 32,08 kW, 79,2% da potência produzida pelo motor.

### 3.7.5. Análise do Caso 4

Neste caso implementamos a presença de incrustações no radiador, sendo que é de esperar maior dificuldade no arrefecimento do sistema, em comparação com o caso anterior.

É apresentado a evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e a temperatura à saída do radiador na Figura 3.31.

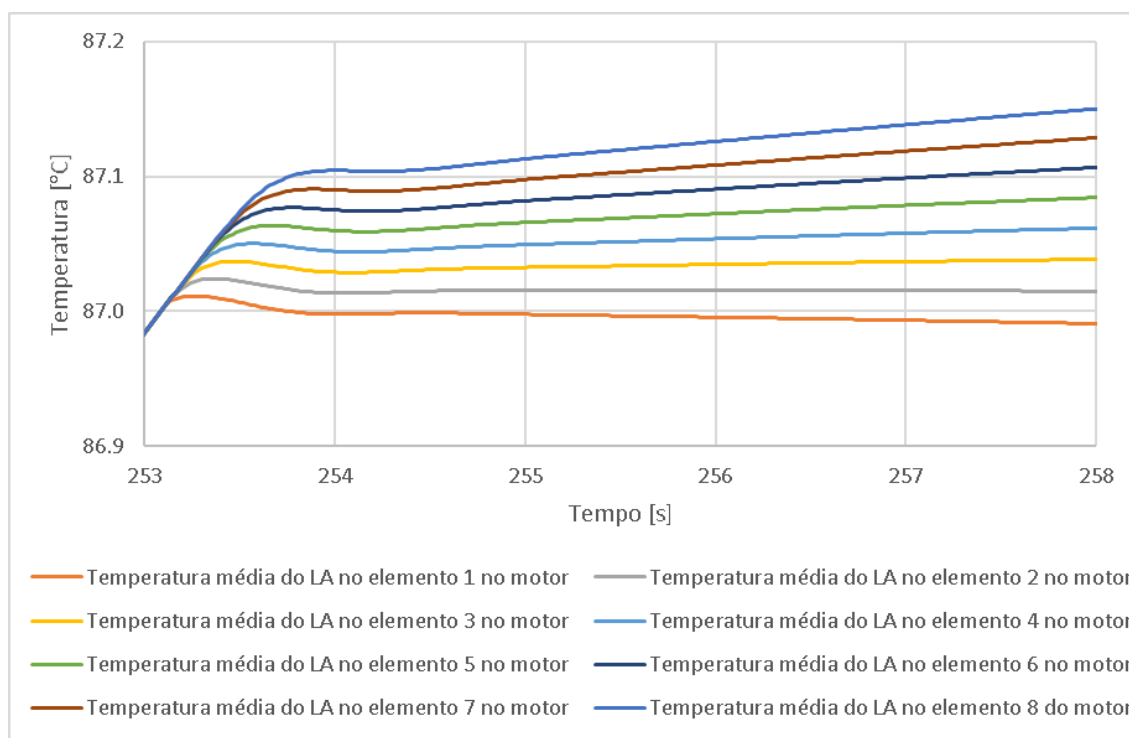


**Figura 3.31** – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 4.

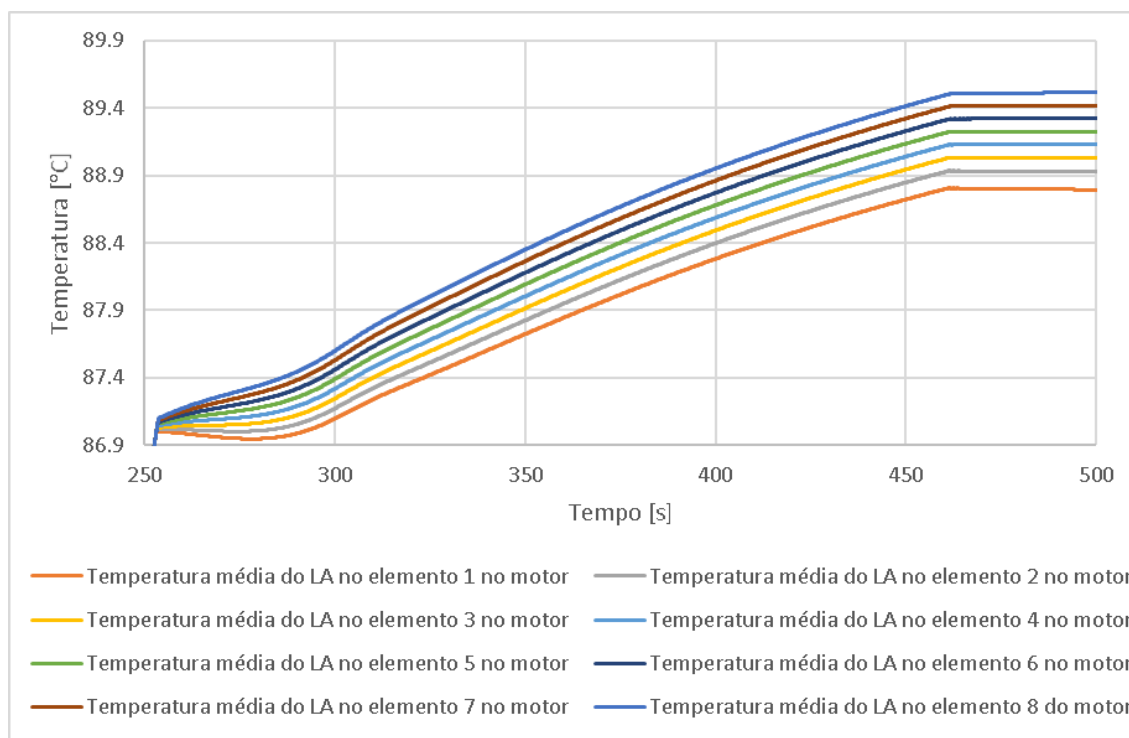
A temperatura média do LA para este caso no fim do ciclo estabiliza a  $89,17^{\circ}\text{C}$ , temperatura do LA à saída do radiador a  $84,19^{\circ}\text{C}$ , respetivamente 1,49% e 18,31% superior que no caso anterior.

Esta diferença de temperatura do LA à saída do radiador é explicada pela maior dificuldade em arrefecer o fluido pela presença de incrustações em que o termóstato abre mais causando maior passagem de caudal. Por sua vez a maior passagem de caudal para uma mesma potência transferida para o ar significa maior temperatura à saída do radiador.

Na Figura 3.32 é apresentado a temperatura do LA nos elementos no circuito do motor na abertura do termóstato e na Figura 3.33 é apresentado o mesmo mas num intervalo de tempo maior.



**Figura 3.32** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 4.

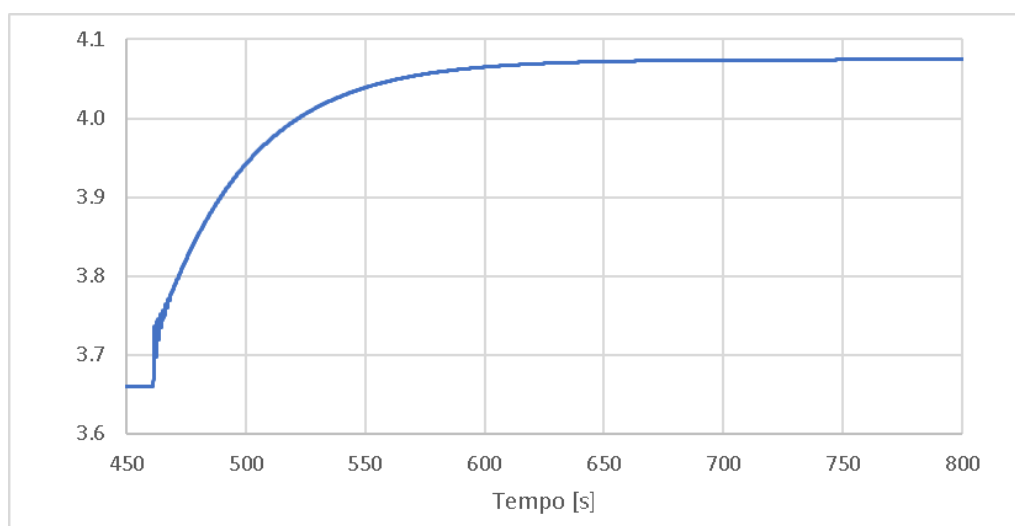


**Figura 3.33** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 4.

A diferença máxima entre a temperatura do LA entre os elementos no circuito do motor neste caso é  $0,73^{\circ}\text{C}$ , ligeiramente maior que no caso anterior, mas a diferença é muito pequena que tal pode ser considerado que não houve quaisquer alterações significativas neste parâmetro.

O mesmo comportamento descrito devido à inercia térmica também se faz ver neste caso e é de prever a sua ocorrência em qualquer dos casos, conseguindo maior parte das vezes identificar claramente o intervalo de tempo onde ocorre. Neste caso a estabilização da temperatura do LA nos elementos do circuito do motor ocorre de uma maneira abrupta, devido à passagem do regime de escoamento de laminar para turbulento nos tubos internos onde passa o LA no radiador.

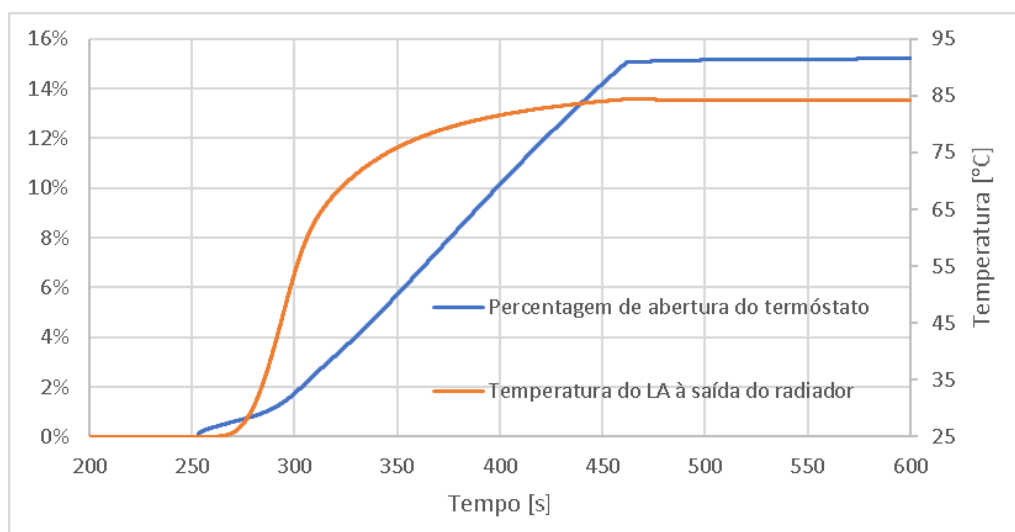
Na Figura 3.34 é apresentado o número de Nusselt nos tubos internos do radiador, para confirmar a mudança de regime.



**Figura 3.34** – Número de Nusselt do escoamento do LA no interior dos tubos do radiador, caso 4.

A mudança de regime provoca um aumento do coeficiente global de transferência de calor no radiador, atingindo rapidamente a potência necessária que o radiador tem de transferir para o ar para estabilizar a temperatura do LA no motor.

A abertura do termóstato e temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.35.



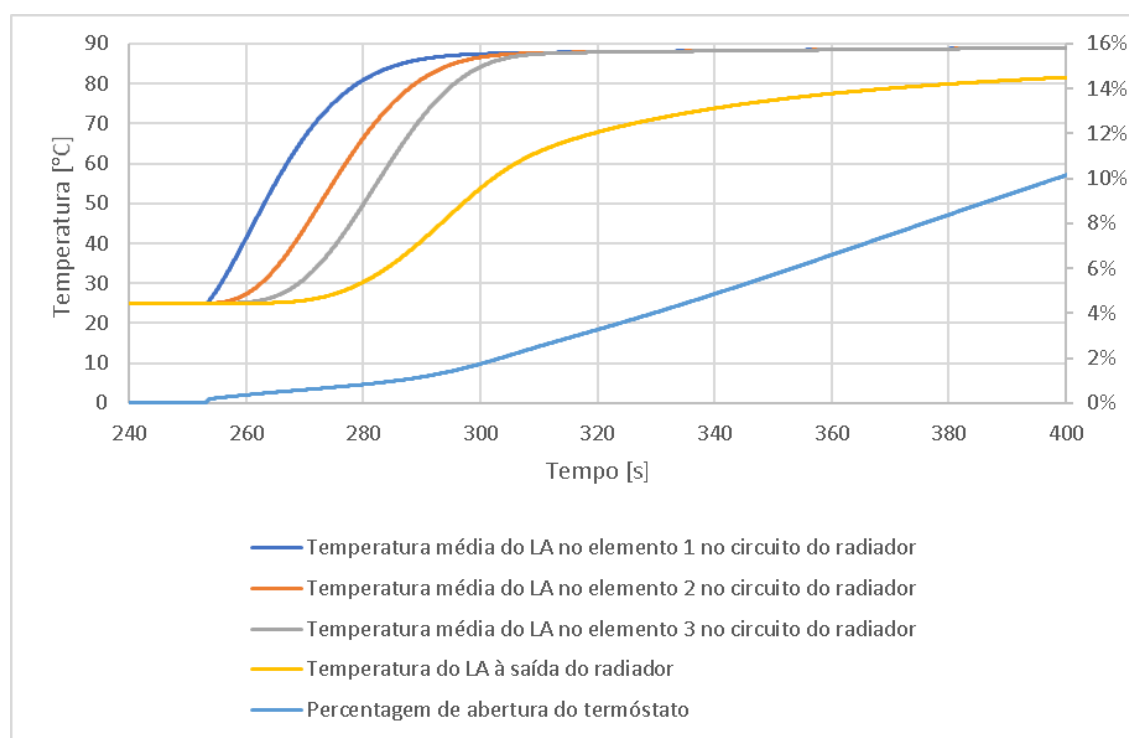
**Figura 3.35** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termostato, caso 4.

A abertura do termostato no final do ciclo estabiliza a 15,2%, um valor 215,35% superior à abertura do termostato no caso anterior, uma diferença muito significativa. Podemos extrapolar e concluir que em regimes mais exigentes a presença de escrutações pode revelar-se crítica, tornando o sistema de arrefecimento incapaz de lidar com a exigência do regime imposta nele.

O consumo de combustível mesmo como aumento ligeiro da temperatura do óleo não muda, sendo igual ao ciclo anterior.

A evolução da temperatura nos elementos no circuito do radiador é apresentada na Figura 3.36, juntamente com a abertura do termostato e temperatura à saída do radiador, para melhor visualização da dinâmica do sistema e relação entre os mesmos.





**Figura 3.36** – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 4.

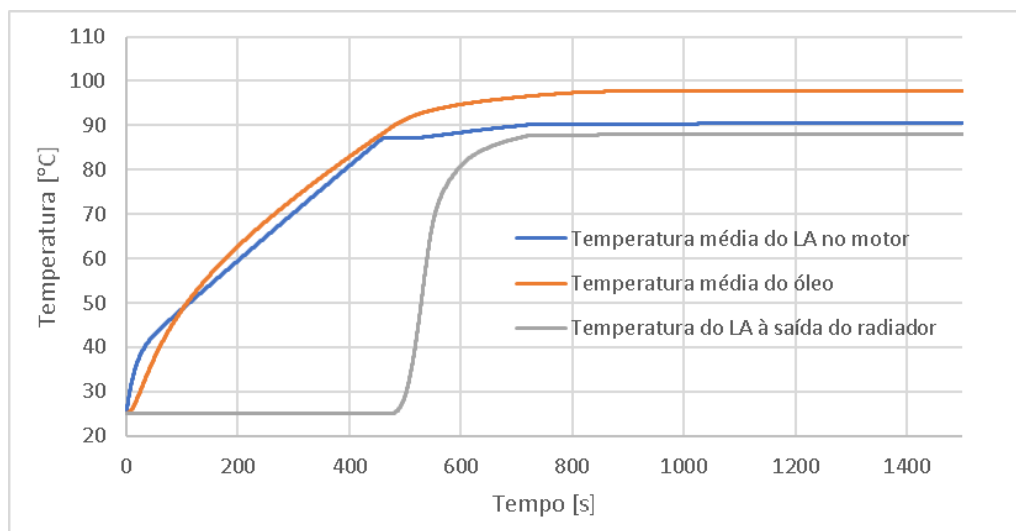
Em comparação com o caso anterior, em que a abertura do termostato acontece ao mesmo tempo, as temperaturas dos elementos do circuito do radiador estabilizam a sua temperatura mais rapidamente que o caso anterior. Isso ocorre pela maior abertura do termostato, entrando no circuito mais LA a temperaturas elevadas, sendo que a maior abertura é causada pela maior dificuldade de arrefecimento no radiador.

A potência transferida pelo radiador para o ar no final do ciclo é 31,64 kW, 78,11% da potência produzida pelo motor. A potência transferida é ligeiramente inferior que no caso anterior, o que não era de prever sendo que o previsto fosse que a potência transferida fosse a mesma, isto deve-se à maior temperatura da superfície do motor, provocando maiores perdas por radiação e convecção.

### 3.7.6. Análise do Caso 5

Neste caso e nos dois casos seguintes analisamos a reação do sistema de arrefecimento quando o veículo se encontra a velocidades baixas e com o motor a produzir maior potência, em que é esperado maior exigência do sistema de arrefecimento.

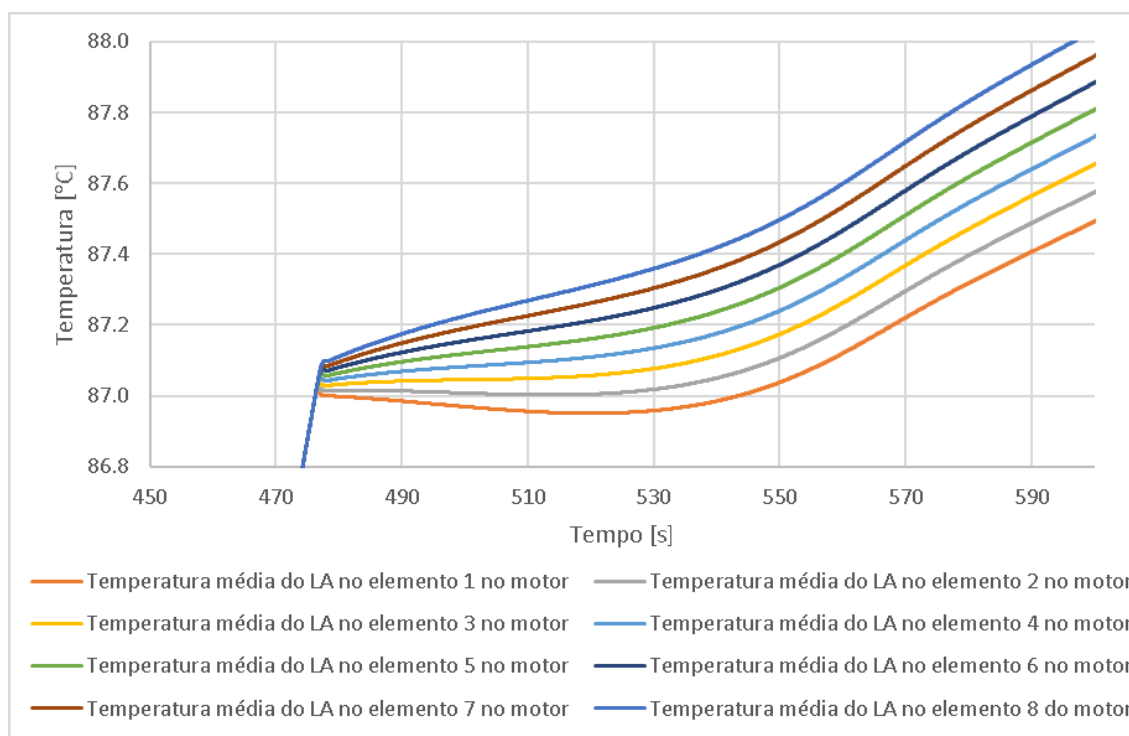
É apresentado a evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e a temperatura à saída do radiador na Figura 3.37.



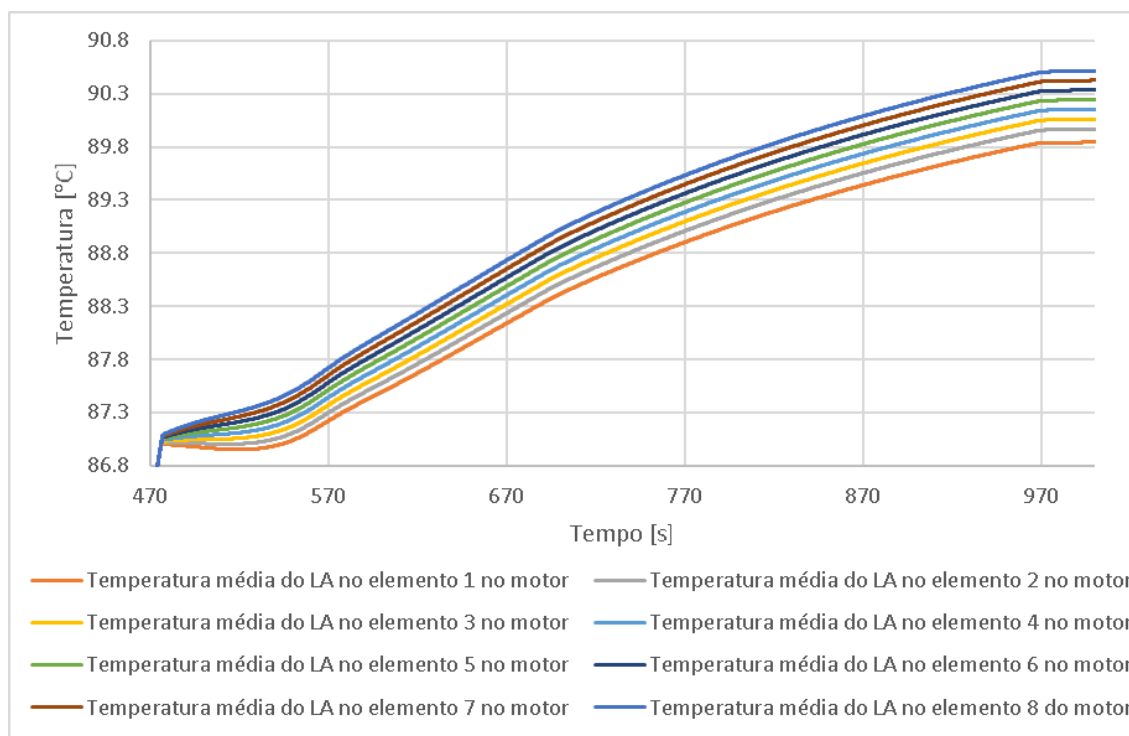
**Figura 3.37** – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 5.

A temperatura média do LA para este caso no fim do ciclo estabiliza a 90,21°C, temperatura do LA à saída do radiador a 87,58°C.

Na Figura 3.38 é apresentado a temperatura do LA nos elementos no circuito do motor na abertura do termóstato e na Figura 3.39 é apresentado o mesmo, mas num intervalo de tempo maior.



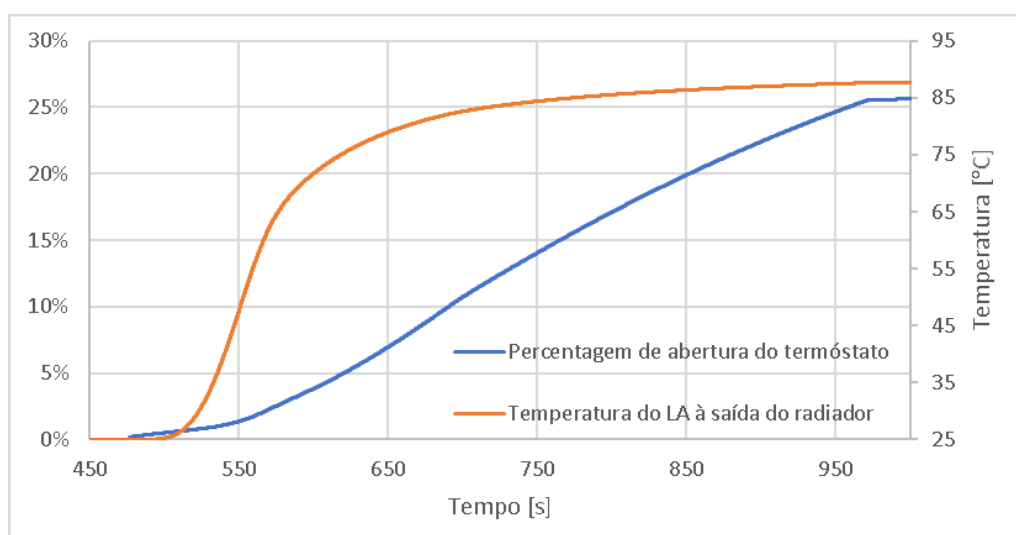
**Figura 3.38** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 5.



**Figura 3.39** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 5.

A diferença máxima entre a temperatura do LA entre os elementos no motor neste caso é  $0,69^{\circ}\text{C}$ . A estabilização das temperaturas dos elementos ocorre de uma maneira abrupta por volta dos 930s, deve-se à mudança de regime de escoamento do LA no radiador como acontece no caso anterior, caso 4. O aumento contínuo da temperatura de uma maneira quase linear deve-se que em regime laminar o coeficiente de transferência de calor é praticamente constante mudando só ligeiramente devido às propriedades do LA com a temperatura. A curvatura que se verifica, dos 570s a 870s, é devido ao aumento da transferência, mas por causa da diferença de temperatura aumentar, entre o LA e o ar.

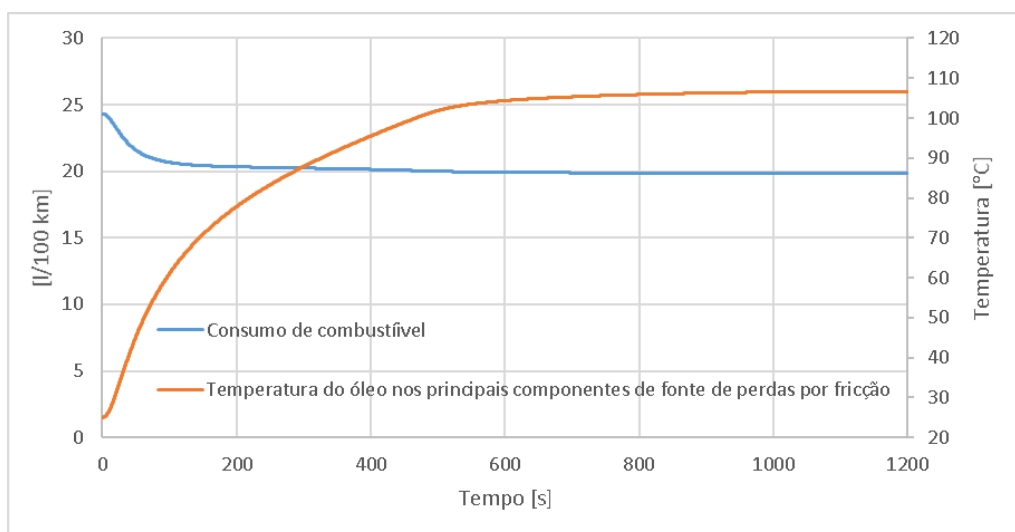
A abertura do termóstato e temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.40.



**Figura 3.40** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 5.

A abertura do termóstato no final do ciclo é 25,88%, valor bastante elevado, no entanto o sistema não está perto da sua capacidade máxima. O LA proveniente do radiador encontra-se a uma temperatura elevada de  $87,58^{\circ}\text{C}$ . A velocidade reduzida do veículo produz com que a transferência de calor se torna mais difícil.

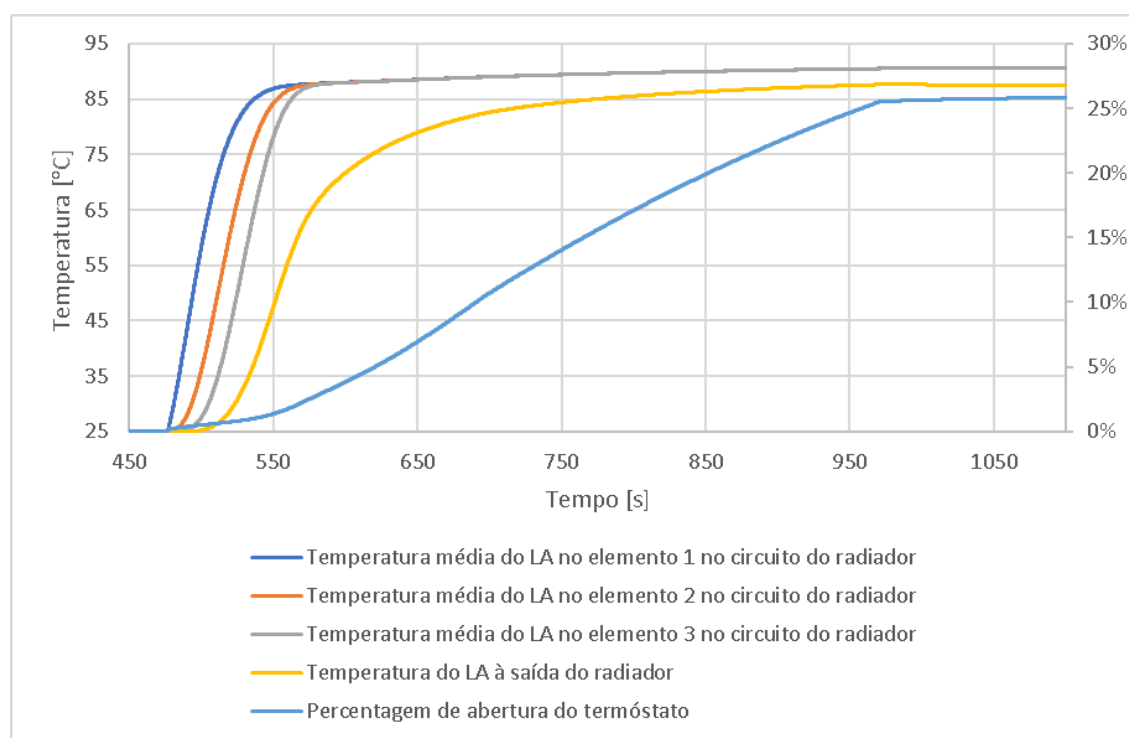
É de esperar que o consumo neste regime seja elevado como demonstrado na Figura 3.41.



**Figura 3.41** – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de perdas por fricção, caso 5.

O elevado consumo esperado ocorre, o consumo inicial foi 24,33 l/100km, com o aumento da temperatura do óleo e diminuição do atrito o consumo de combustível estabiliza no fim do ciclo com 19,84 l/100km, 81,55% do consumo inicial.

A evolução da temperatura nos elementos do circuito no radiador é apresenta na Figura 3.42, juntamente com a abertura do termóstato e temperatura à saída do radiador.



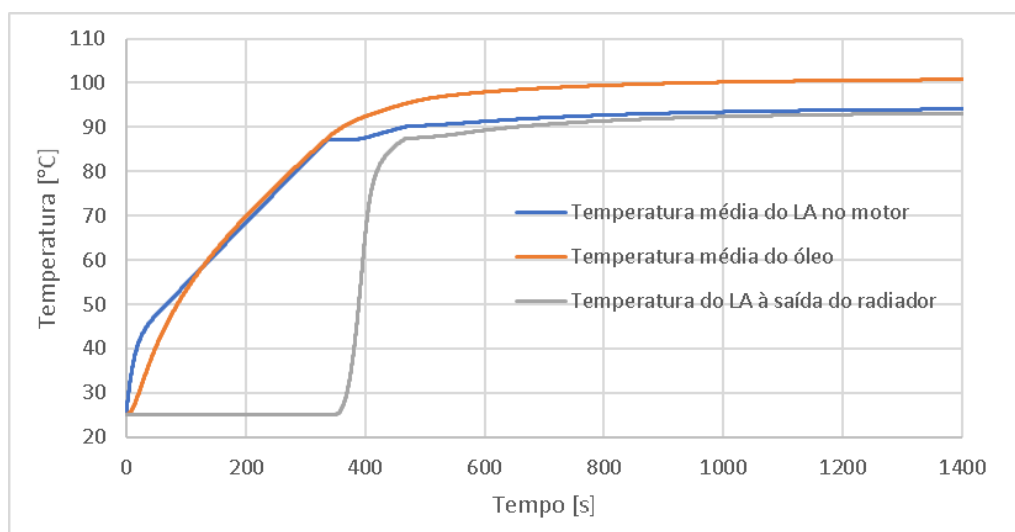
**Figura 3.42** – Temperatura média do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 5.

O radiador transfere do LA para o ar no final do ciclo 17,11 kW, 61,5% da potência produzida pelo motor, o que é um valor baixo comparado adquiridos anteriormente nos casos analisados, mas as perdas por radiação e convecção são quase 15% da potência produzida pelo motor, devendo-se à temperatura superior que se encontra a superfície do motor.

### 3.7.7. Análise do Caso 6

Neste caso é analisado o impacto da diferença entre um declive de 10°, caso anterior, e 15° com todas as outras condições iguais, é de esperar uma exigência elevada no motor pela necessidade de produção de um binário mais elevado e consequentemente uma exigência superior no sistema de arrefecimento.

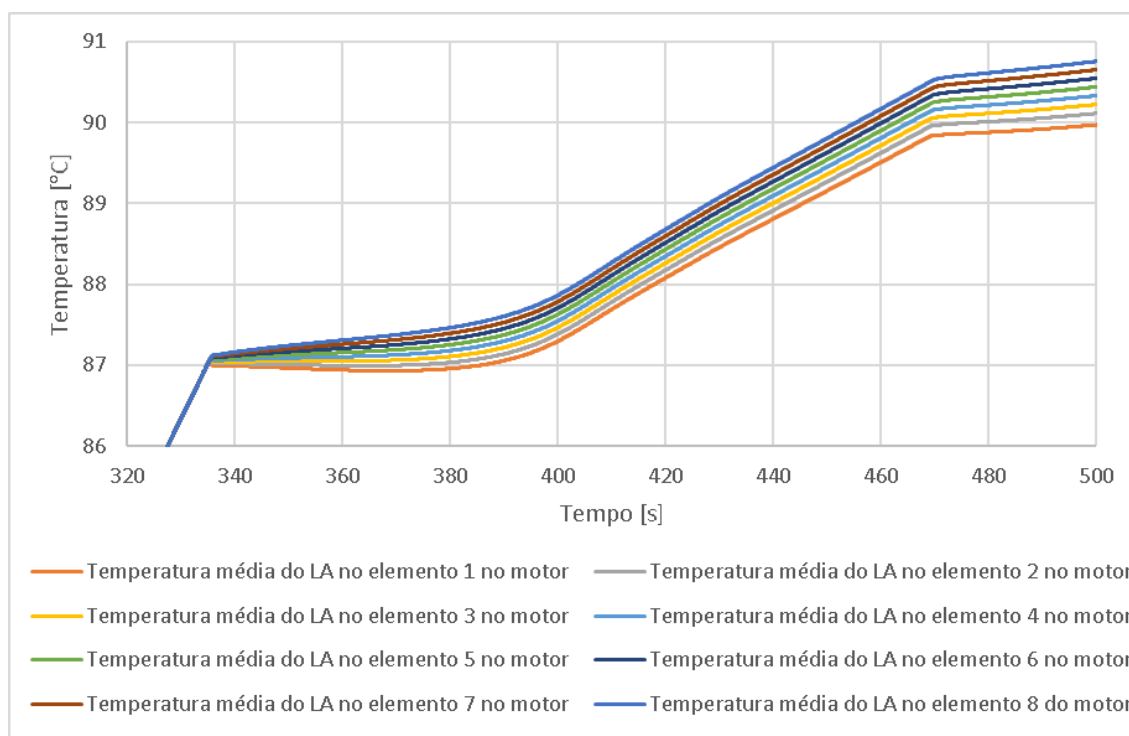
É apresentado a evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e a temperatura à saída do radiador na Figura 3.43.



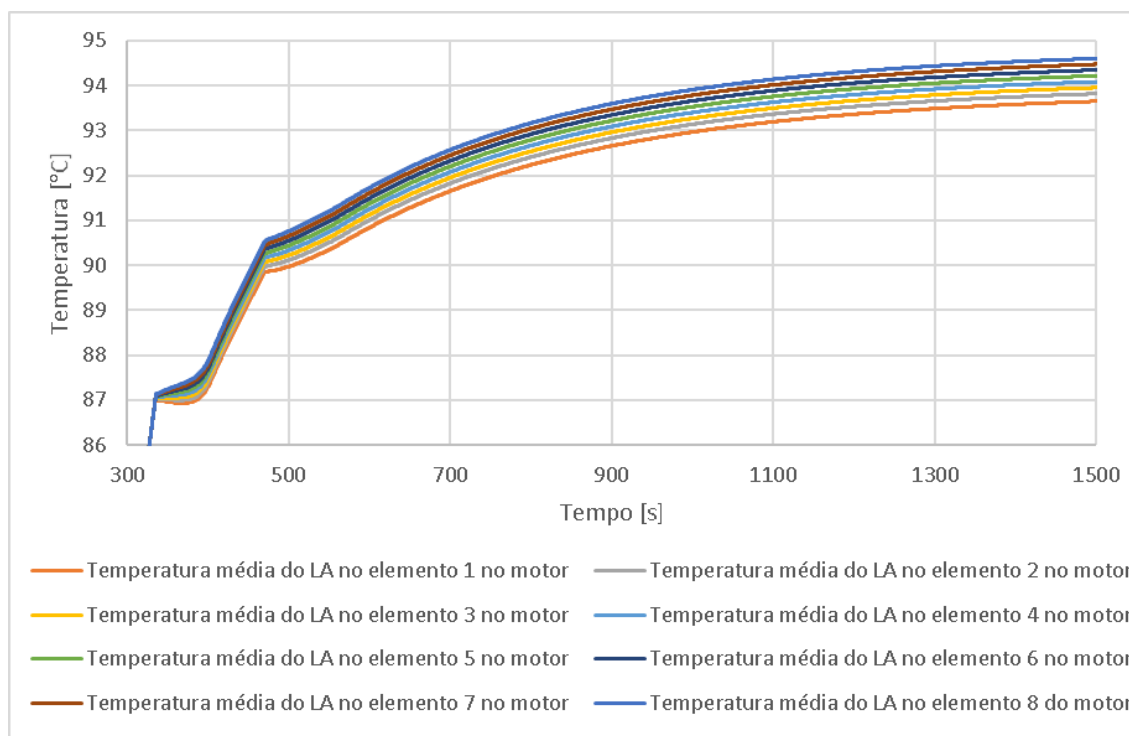
**Figura 3.43** – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 6.

A temperatura média do LA no fim do ciclo é  $94,34^{\circ}\text{C}$ , sendo 4,58% superior em relação ao caso anterior. A temperatura do LA à saída do radiador no fim do ciclo é  $93,45^{\circ}\text{C}$ , 6,7% superior em relação ao caso anterior.

Na Figura 3.44 é apresentado a temperatura do LA nos elementos no circuito do motor na abertura do termóstato, já na Figura 3.45 é apresentado o mesmo mas num intervalo de tempo maior.



**Figura 3.44** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 6.



**Figura 3.45** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 6.

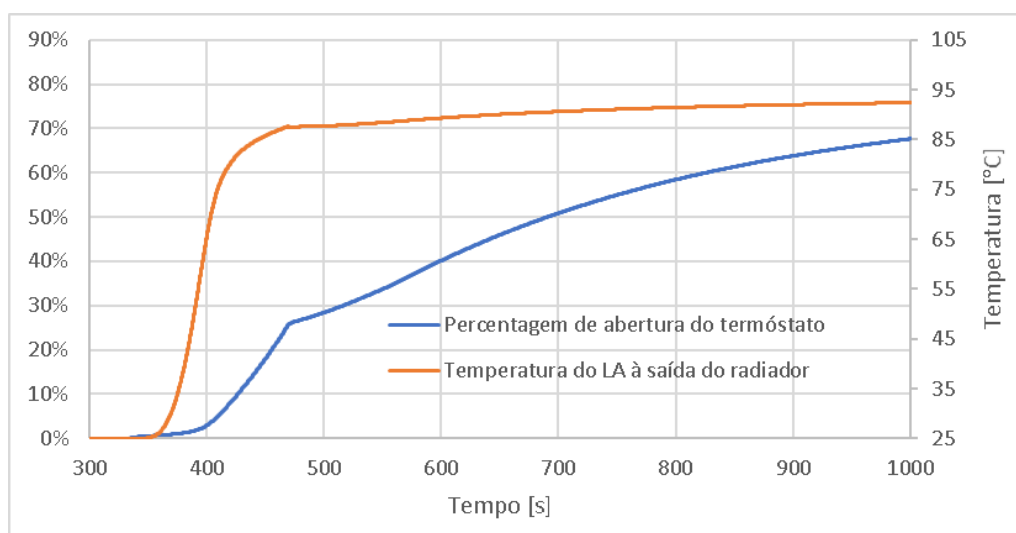


A diferença máxima entre a temperatura do LA entre os elementos no motor é  $0,95^{\circ}\text{C}$ , este caso revela maior diferença que todos os outros, no entanto mantem a homogeneidade de temperaturas no motor.

No intervalo desde a abertura do termóstato até mais ou menos 400s vemos o resultado da implementação dos elementos no circuito do radiador que promovem a existência de inercia térmica.

Por volta dos 470s é a passagem de escoamento do LA no radiador de laminar para turbulento. Depois do escoamento passar para turbulento o sistema ainda demora a estabilizar, o que revela a exigência do regime.

A abertura do termóstato e a temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.46.

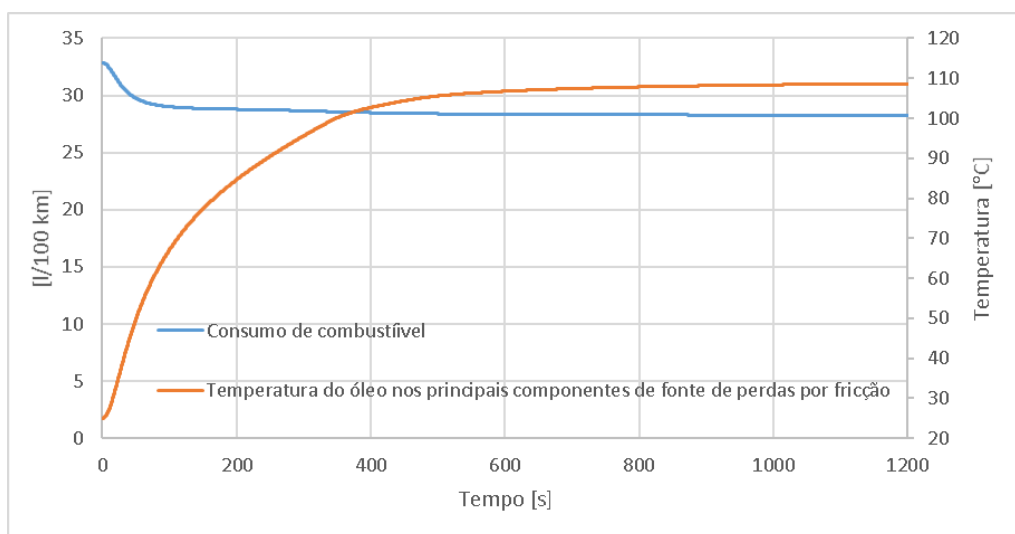


**Figura 3.46** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 6.

Como era previsto, a abertura do termóstato no final do ciclo é muito superior ao visto anteriormente, com uma abertura de 77,86%. Devido à maior potência produzida pelo motor e à reduzida velocidade do veículo. Dificultando assim, a transferência de calor no radiador.

Durante o regime turbulento do LA no radiador ocorre o aumento da abertura do termóstato, mas a temperatura do LA à saída do radiador sobe pouco, pelo menos em relação ao aumento do termóstato. Verifica-se que ocorre assim um grande aumento do coeficiente global de transferência de calor com o aumento de caudal no regime turbulento.

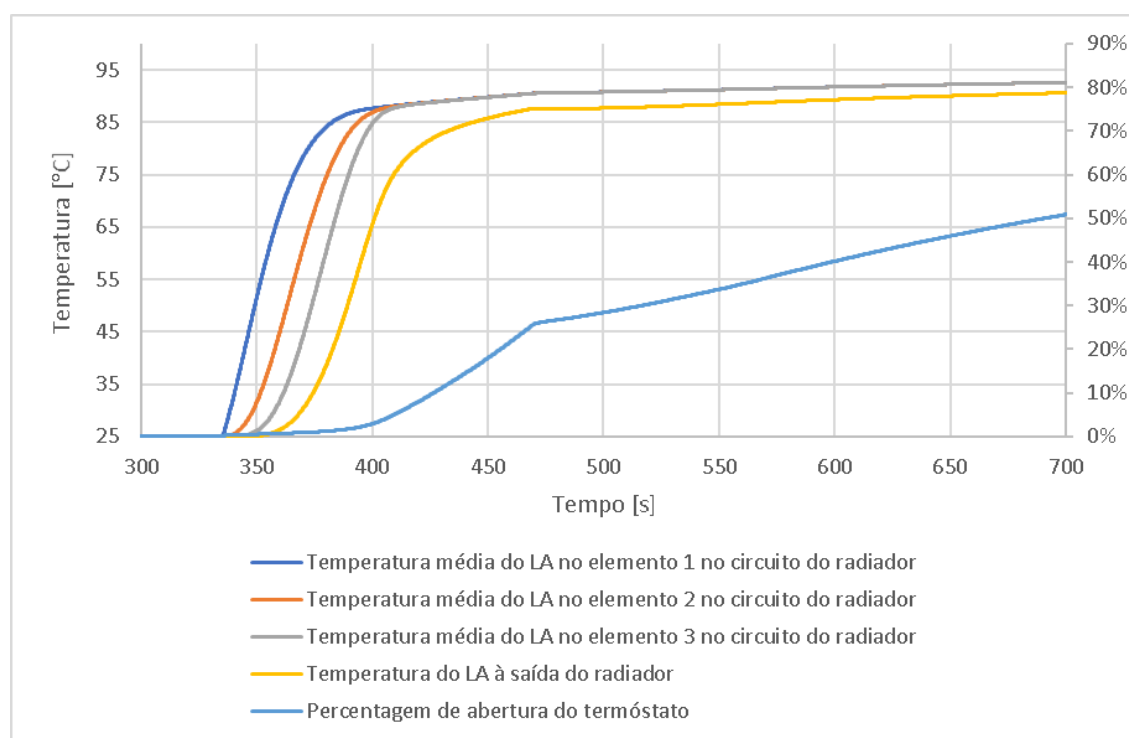
Na Figura 3.47 é apresentado o consumo de combustível durante o ciclo.



**Figura 3.47** – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 6.

O consumo inicial foi 32,84 l/100km e o final 28,25 l/100km, sendo este 86,03% do consumo inicial.

A evolução da temperatura nos elementos no circuito do radiador é apresentada na Figura 3.48.



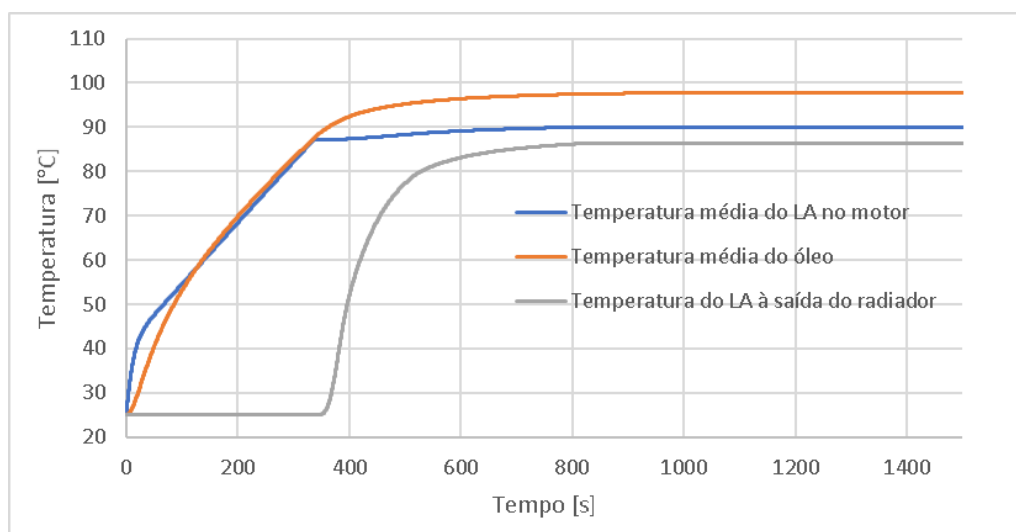
**Figura 3.48** – Temperatura do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 6.

No fim do ciclo o radiador transfere do LA para o ar 23,61 kW, 58,3% da potência produzida pelo motor. O motor transfere por convecção e radiação quase 9% da potência produzida pelo motor.

### 3.7.8. Análise do Caso 7

Neste caso é reproduzido o ciclo anterior, mas com um radiador de maiores dimensões, o radiador Valeo 734333, sendo possível verificar a melhoria na capacidade de arrefecimento do sistema.

Na Figura 3.49 é apresentado a temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador.

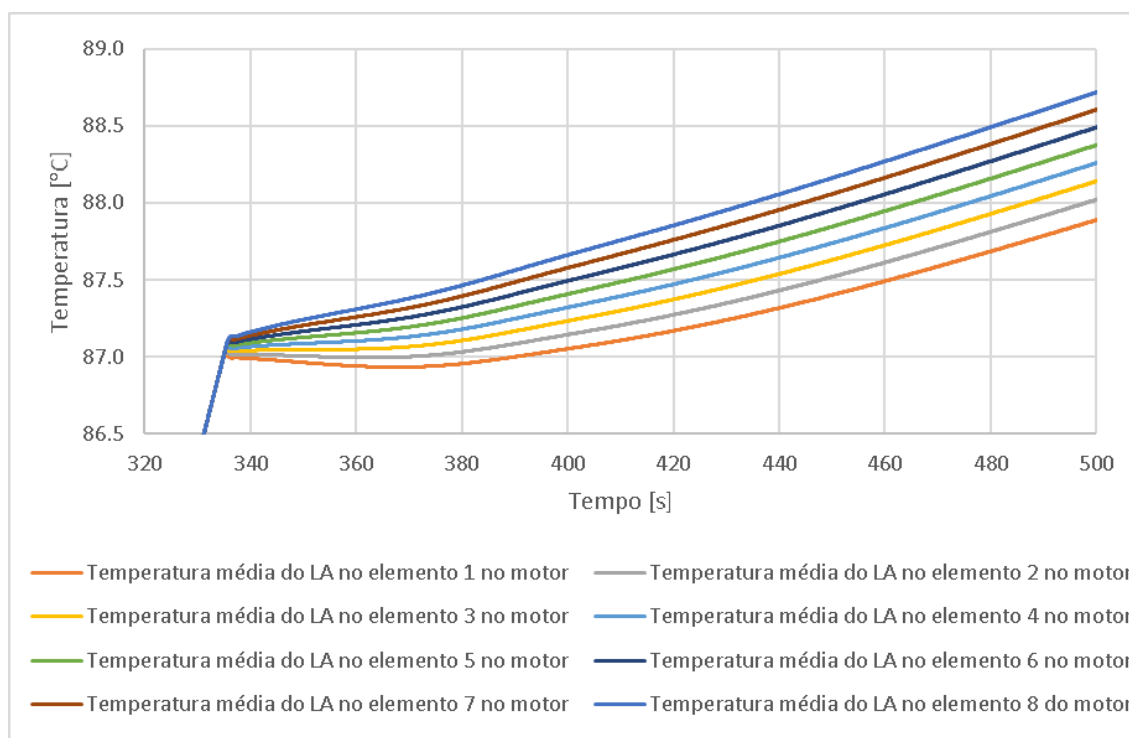


**Figura 3.49** – Evolução da temperatura média do LA no motor, temperatura média do óleo e temperatura do LA à saída do radiador, caso 7.

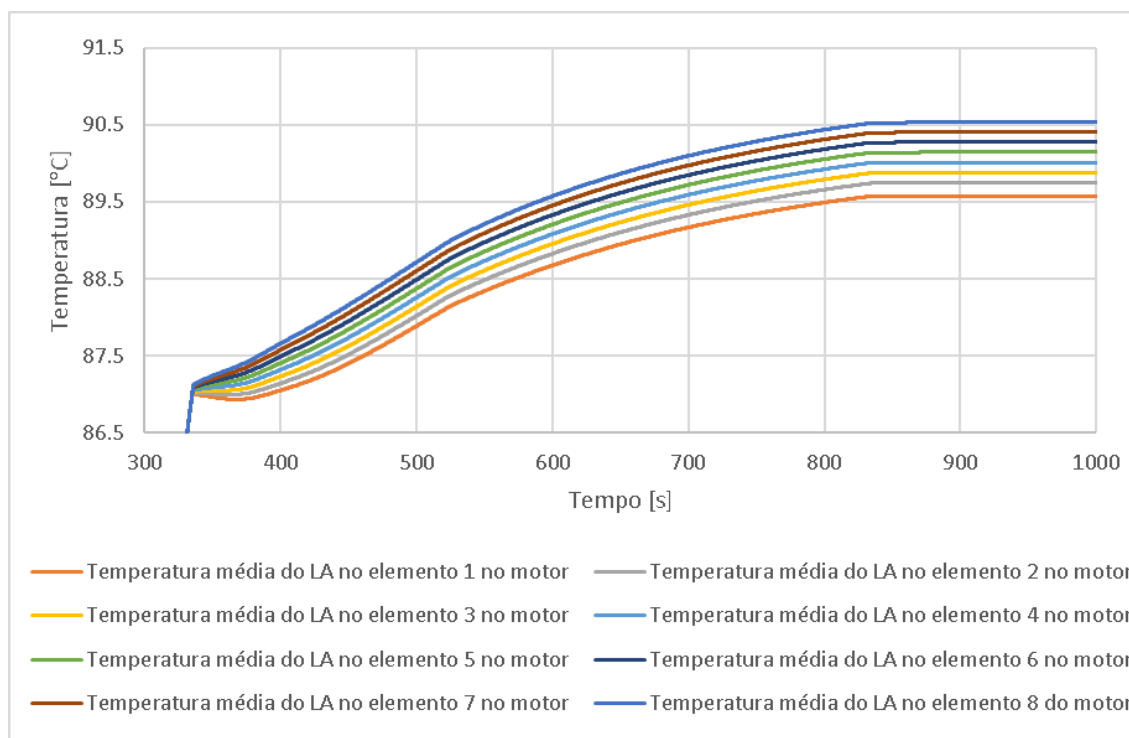
A temperatura média do LA no motor no fim do ciclo é  $90,07^{\circ}\text{C}$ , consideravelmente menor que no anterior, sendo  $95,47\%$  da temperatura do caso anterior.

A temperatura do LA à saída do radiador no fim do ciclo é  $86,38^{\circ}\text{C}$ , inferior ao caso anterior.

Na Figura 3.50 é apresentado a temperatura do LA nos elementos no circuito do motor no momento da abertura do termóstato e na Figura 3.51 é apresentado num intervalo de tempo superior.



**Figura 3.50** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, na abertura do termóstato, caso 7.

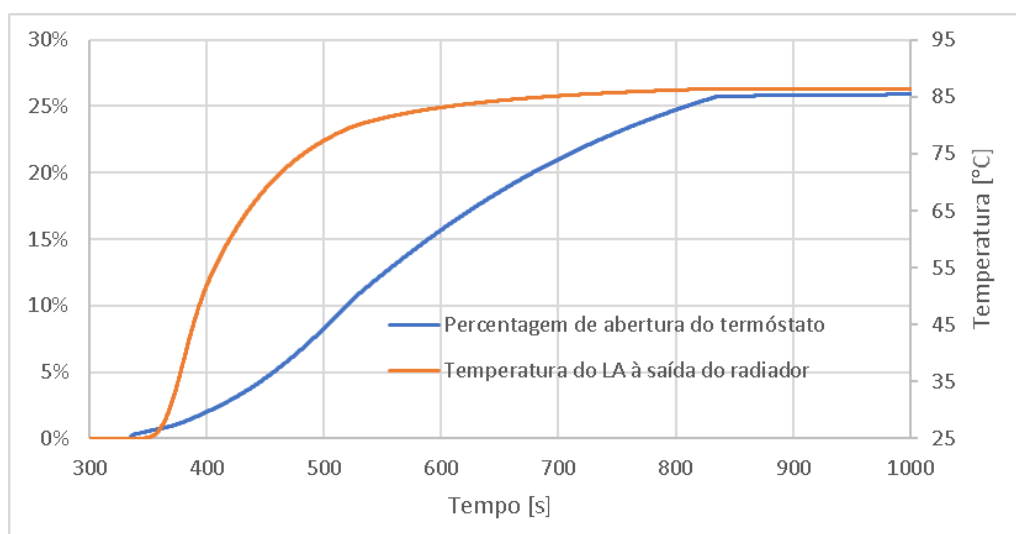


**Figura 3.51** – Evolução da temperatura do LA nos elementos no circuito do motor, caso 7.

A diferença máxima de temperatura do LA entre os elementos no circuito do motor é  $0,97^{\circ}\text{C}$ , revela uma maior diferença de temperatura do que no caso anterior.

Por volta dos 840s ocorre como em vários casos anteriores já analisados a mudança de regime de escoamento do LA no radiador, de laminar para turbulento, aumentando o coeficiente de transferência de calor e estabilizando o sistema.

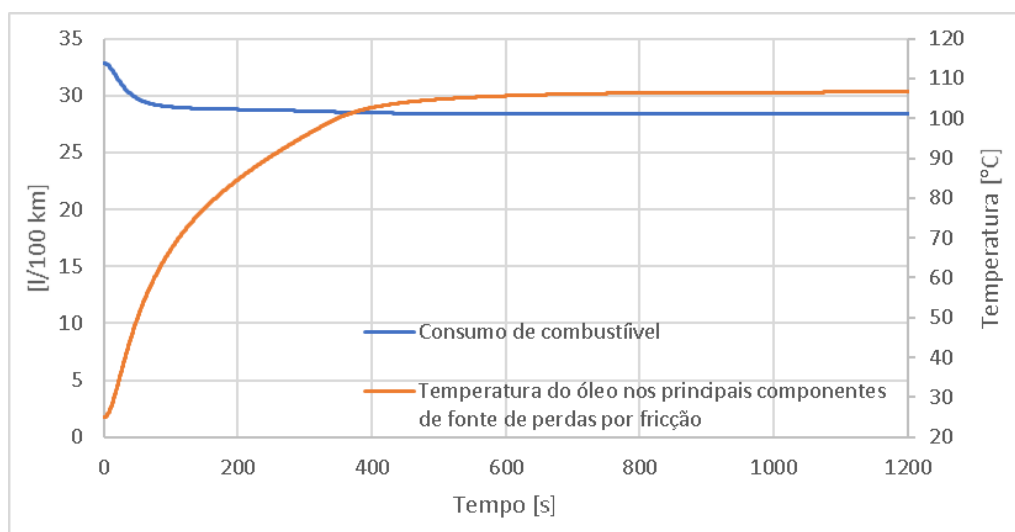
A abertura do termóstato e a temperatura do LA à saída do radiador são apresentadas na Figura 3.52.



**Figura 3.52** – Evolução da temperatura do LA à saída do radiador e da percentagem de abertura do termóstato, caso 7.

A abertura do termóstato no final do ciclo é 25,9% muito inferior que no caso anterior como era de esperar ao aumentar a área de transferência de calor do radiador.

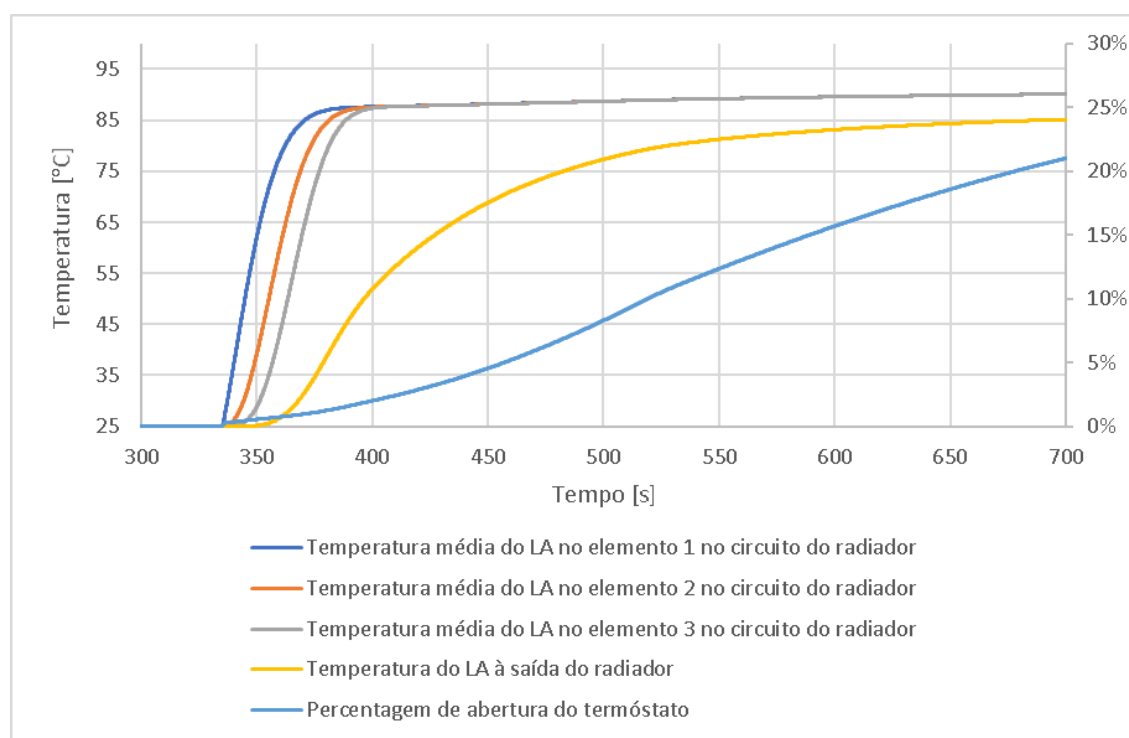
Na Figura 3.53 é apresentado o consumo de combustível durante o ciclo.



**Figura 3.53** – Consumo de combustível e temperatura do óleo nos principais componentes de fonte de fricção, caso 7.

O consumo de combustível no início do ciclo é 32,84 l/100km igual ao do caso anterior. Já o consumo no final do ciclo é 28,35 l/100km um valor superior que no caso anterior que pode ser explicado pelo facto de o pelo facto do LA apresentar em geral valores mais baixos de temperatura e o óleo também apresenta um valor mais baixo, ocorrendo assim um aumento do atrito interno causando um aumento do consumo de combustível.

A evolução da temperatura nos elementos do circuito no radiador é apresentada na Figura 3.54.



**Figura 3.54** – Temperatura média do LA nos elementos do circuito do radiador, caso 7.

Como foi definido no circuito do radiador, sendo o radiador deste caso maior e a massa de LA no circuito é a mesma, os elementos no circuito têm menor massa resultando num aquecimento ligeiramente mais rápido.

No fim do ciclo o radiador transfere do LA para o ar 24,08 kW, mais potência do que no caso anterior, devido à menor temperatura da superfície do motor.

### 3.8. Conclusões

A partir da análise dos resultados de vários casos obtidos pela modelação desenvolvida e apresentada, podemos retirar várias relações do comportamento do sistema de arrefecimento de um MCI.

A temperatura ambiente é um fator interessante, é de esperar que haja uma maior dificuldade de arrefecimento devido a uma menor diferença entre a temperatura do LA e o ar no radiador, no entanto, o aumento da temperatura do óleo promove a diminuição do consumo de combustível. A menor densidade do ar devido à maior temperatura ambiente promove menor resistência aerodinâmica resultando outra vez num menor consumo de combustível.



---

Com o veículo a velocidades elevadas a temperatura ambiente elevada tem pouco impacto no bom funcionamento do sistema de arrefecimento. No entanto, a abertura do termóstato e a temperatura do LA à saída do radiador é consideravelmente superior.

Os regimes mais exigentes são quando o MCI está a produzir elevada potência com o veículo a velocidades baixas. Razão pelo qual os veículos hoje em dia têm uma ventoinha para promover a transferência de calor (raramente usada quando o veículo se encontra a elevadas velocidades).

A presença de incrustações no radiador torna-se um fator muito importante para o bom funcionamento do sistema, aumentando exageradamente a abertura do termóstato. Ocorre um elevado aumento da temperatura do LA à saída do radiador pela dificuldade adicionada na dissipação de calor no radiador.

A mudança de declive da rodovia muda drasticamente o consumo de combustível.

Com a mudança de radiador para um com maiores dimensões verificou-se uma melhoria no arrefecimento produzido, no entanto, a diferença entre a temperatura dos elementos do motor aumentou, diminuindo a homogeneidade da temperatura do LA no motor, algo não desejado. Ocorre um aumento do consumo de combustível, devido à diminuição da temperatura do óleo conseqüente do aumento da capacidade de arrefecimento.

Um sobredimensionamento desnecessário do radiador pode implicar maiores consumos de combustível e menor homogeneidade da temperatura do LA no motor. A escolha de um radiador tem de ser ponderada tendo em conta o clima e o intervalo de funcionamento ótimo.

A mudança de regime de escoamento do LA no radiador provoca um aumento enorme na transferência de calor no radiador, podendo estabilizar o sistema pouco tempo após a mudança de regime.

Em todos os casos apresentados podemos verificar que em todos eles o radiador dissipa uma potência em relação à potência produzida pelo motor às vezes superior e inferior à potência recomendada para o dimensionamento do permutador do banco de ensaios, os valores superiores ocorrem pelo motivo que a percentagem de energia que os gases de escape contem em regimes de elevado desempenho deverá ser maior, resultando numa menor energia transferida para o LA do que estipulado na modelação. A simplificação da geometria do motor também leva a uma menor área de superfície do que na realidade, ocorrendo menor

transferência de calor por convecção e radiação. Estes valores estimados podem ser corrigidos melhorando a correlação a partir de resultados experimentais.

A implementação dos elementos de LA nas tubagens no circuito do radiador revelou-se produzindo um efeito de inercia térmica quando ocorre a abertura do termóstato.

### **3.9. Trabalhos Futuros e Melhorias Possíveis**

É de ter em conta que o funcionamento do termóstato aqui apresentado não leva em conta o atraso na reação do termóstato e histerese que levará o sistema a oscilar, principalmente a abertura do termóstato, no entanto, a oscilação toma um padrão em que a média deve coincidir com a abertura do termóstato apresentada nos resultados.

Uma melhoria possível era a implementação de histerese e um certo atraso na reação do termóstato.

O funcionamento de um MCI é algo complexo não só no seu funcionamento, transferência de calor e geometria, em que as camisas dos cilindros foram descartadas, mas devido a essa simplificação existe no início de todos os ciclos um aumento rápido da temperatura do LA em que por sua vez essa energia na realidade era usada para aquecer as camisas para temperatura operacional. A sua implementação diminuiria essa discrepância nos resultados

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] “wunderground.” [Online]. Available: <https://www.wunderground.com>. [Accessed: 08-Apr-2018].
- [2] M. A. Plint and A. Martyr, *Engine Testing: Theory and Practice*, 3rd ed. Elsevier, 2007.
- [3] Schenck, “Manuel d’emploi pour Frein à courants de Foucault.” Schenck, 1974.
- [4] A. K. Singh, H. Singh, S. P. Singh, and R. L. Sawhney, “Numerical calculation of psychrometric properties on a calculator,” *Build. Environ.*, vol. 37, no. 4, pp. 415–419, 2002.
- [5] Volkswagen, “ETKA - Engine Code.” pp. 1–115, 2015.
- [6] Volkswagen, “Self-study Program 403 - 2.0l TDI Engine with Common Rail Fuel Injection System.” Volkswagen AG, Wolfsburg.
- [7] Carfolio, “2005 Volkswagen Jetta 2.0 TDI.” [Online]. Available: <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=133243>. [Accessed: 28-Jun-2018].
- [8] Autoblog, “Volkswagen Jetta 2009 TDI 4dr Sedan Specifications.” [Online]. Available: [https://www.autoblog.com/buy/2009-Volkswagen-Jetta-TDI\\_4dr\\_Sedan/specs/](https://www.autoblog.com/buy/2009-Volkswagen-Jetta-TDI_4dr_Sedan/specs/). [Accessed: 22-Jul-2018].
- [9] MEGlobal, “Ethylene Glycol Table of Contents,” pp. 1–33, 2008.
- [10] Y. A. Çengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications*, 2nd ed. McGraw-Hill, 2011.
- [11] Castrol, “Castrol EDGE 5W-30 Product Data Sheet.” pp. 1–2, 2013.
- [12] P. de F. V. Carvalheira, “A Method to Calculate the Fuel Mass Flow Rate Consumed by a Diesel Engine in Driving Cycles,” in *Proceedings of the 1st Iberic Conference on Theoretical and Experimental Mechanics and Materials / 11th National Congress on Experimental Mechanics*, 2018, Porto/Portugal 4-7 November, pp. 381–396.
- [13] R. D. Burke, C. J. Brace, A. Lewis, A. Cox, and I. Pegg, “Analysis of energy flows in engine coolant, structure and lubricant during warm-up,” *Veh. Therm. Manag.*

- 
- Syst. Conf. Exhib. (VTMS 10)*, pp. 167–176, 2011.
- [14] A. Zare, T. A. Bodisco, M. N. Nabi, F. M. Hossain, Z. D. Ristovski, and R. J. Brown, “A comparative investigation into cold-start and hot-start operation of diesel engine performance with oxygenated fuels during transient and steady-state operation,” *Fuel*, vol. 228, pp. 390–404, 2018.
- [15] D. Di Battista and R. Cipollone, “Experimental and numerical assessment of methods to reduce warm up time of engine lubricant oil,” *Appl. Energy*, vol. 162, pp. 570–580, 2016.
- [16] U. Abdullah, “Cylinder Liner Temperature Mapping of a Heavy Duty Diesel Engine,” in *Proceedings of the First International Symposium on Automotive and Manufacturing Engineering (SAME)*, 2015, no. November.
- [17] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 5th ed. McGraw-Hill.
- [18] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mcgraw-hill New York, 1988.
- [19] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7th ed. John Wiley & Sons, 2011.
- [20] M. Asker, O. E. Turgut, and M. T. Coban, “A Review of Non Iterative Friction Factor Correlations for the Calculation of Pressure Drop in Pipes,” *Bitlis Eren Univ. J. Sci. Technol.*, vol. 4, no. 1, pp. 1–8, 2014.
- [21] Buycarparts, “VALEO Radiator, engine cooling Aluminium.” [Online]. Available: <https://www.buycarparts.co.uk/valeo/1098071>. [Accessed: 11-Aug-2018].
- [22] Buycarparts, “VAN WEZEL Radiator, engine cooling \*\*\* IR PLUS \*\*\* 648x398x26.” [Online]. Available: <https://www.buycarparts.co.uk/van-wezel/1295532>. [Accessed: 11-Aug-2018].

## ANEXO A – CORRELAÇÃO DE GOUDAR-SONNAD

Correlação retirada de [20].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \cdot \left( \ln \frac{d}{q} + \delta_{CFA} \right) \quad (0.1)$$

$$a = \frac{2}{\ln(10)} \quad (0.2)$$

$$b = \frac{\varepsilon/D}{3,7} \quad (0.3)$$

$$d = \frac{\ln(10)}{5,02} \cdot \text{Re} \quad (0.4)$$

$$s = b \cdot d + \ln(d) \quad (0.5)$$

$$q = s^{\left(\frac{s}{s+1}\right)} \quad (0.6)$$

$$g = b \cdot d + \ln\left(\frac{d}{q}\right) \quad (0.7)$$

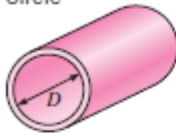
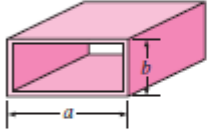
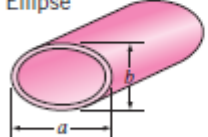
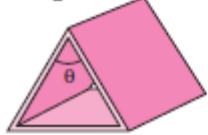
$$z = \frac{q}{g} \quad (0.8)$$

$$\delta_{LA} = \frac{g}{g+1} \cdot z \quad (0.9)$$

$$\delta_{CFA} = \delta_{LA} \cdot \left( 1 + \frac{z/2}{(g+1)^2 + (z/3) \cdot (2 \cdot g - 1)} \right) \quad (0.10)$$

## ANEXO B – NÚMERO DE NUSSOLT PARA ESCOAMENTOS LAMINARES

Tabela 0.1 – Número de Nusselt para escoamentos laminares em função da geometria do tubo, [10].

Tube Geometry	$a/b$ or $\theta^\circ$	Nusselt Number		Friction Factor $f$
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle 	$a/b$ 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Ellipse 	$a/b$ 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Triangle 	$\theta$ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

## ANEXO C – PROPRIEDADES DO AR

Tabela 0.1 – Tabela das propriedades do ar, [10].

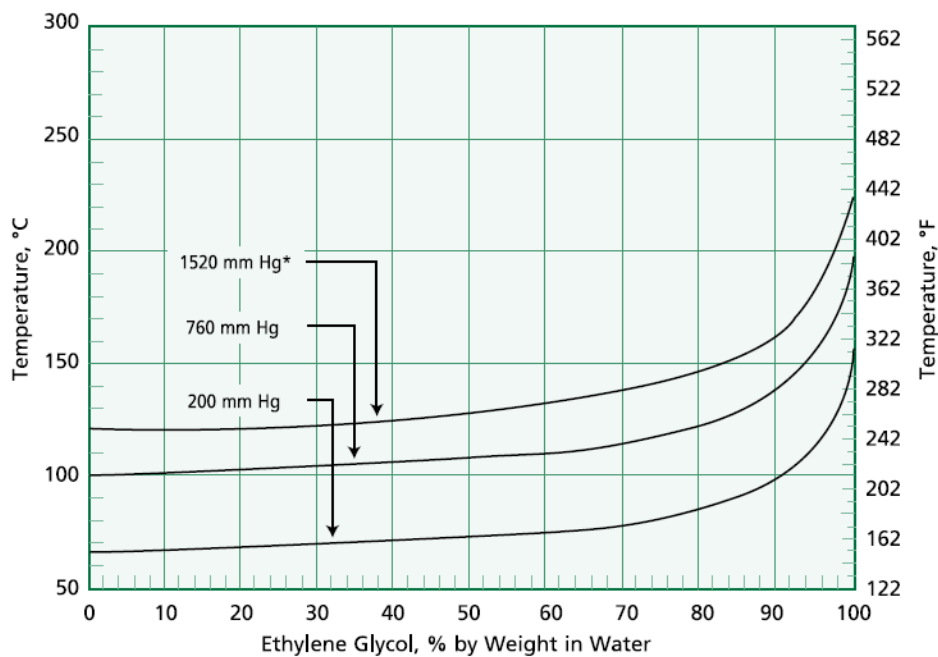
Properties of air at 1 atm pressure

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Note: For ideal gases, the properties  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$ , and Pr are independent of pressure. The properties  $\rho$ ,  $\nu$ , and  $\alpha$  at a pressure  $P$  (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of  $\rho$  at the given temperature by  $P$  and by dividing  $\nu$  and  $\alpha$  by  $P$ .

Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

## ANEXO D – PROPRIEDADES DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO



**Figura 0.1** – Temperatura de ebulição do LA em função da pressão e percentagem de etileno glicol na mistura, [9].

A partir da tabela seguinte é desenvolvido um polinómio para o A B C, resultando assim numa equação que devolve o valor da viscosidade, apresentada no APÊNDICE E.



**Tabela 0.1** – Equações da viscosidade do LA em função da percentagem de etileno glicol na mistura e temperatura, [9].

$$\text{Log}_{10}(\text{Viscosity, cP}) = A - B/(x + C)$$

$x = \text{Weight \% Ethylene Glycol}$

T, °F	A	B	C
-50	-0.782928	516.030	-219.294
-40	-1.089569	556.509	-228.728
-30	-1.327771	586.133	-236.676
-20	-1.673072	666.763	-252.223
-10	-2.598652	992.919	-295.499
0	-2.255218	817.542	-279.933
10	-2.789821	1029.329	-310.416
30	-3.770236	1495.186	-368.930
50	-4.489869	1941.309	-422.768
100	-3.968390	1596.092	-420.283
150	-3.619555	1368.620	-420.761
200	-3.552380	1341.596	-442.146
250	-3.695975	1491.089	-487.664
300	-3.789550	1626.778	-532.123
350	-4.411432	2357.689	-655.745

**Tabela 0.2** – Equações do calor específico a pressão constante do LA em função da percentagem de etileno glicol na mistura e temperatura, [9].

$$\text{Specific Heats} = A + BT + CT^2$$

$T = \text{Temperature, } ^\circ\text{C}$

EG, Wt%	A	B	C
0	1.00380	-2.2459E <sup>-4</sup>	2.6257E <sup>-6</sup>
10	0.97236	1.8001E <sup>-4</sup>	5.7049E <sup>-7</sup>
20	0.93576	3.9963E <sup>-4</sup>	0.0
30	0.89889	5.1554E <sup>-4</sup>	0.0
40	0.85858	6.2639E <sup>-4</sup>	0.0
50	0.81485	7.3219E <sup>-4</sup>	0.0
60	0.76768	8.3293E <sup>-4</sup>	0.0
70	0.71707	9.2863E <sup>-4</sup>	0.0
80	0.66304	1.0193E <sup>-3</sup>	0.0
90	0.60557	1.1049E <sup>-3</sup>	0.0
100	0.54467	1.1854E <sup>-3</sup>	0.0

**Tabela 0.3** – Equações de condutibilidade térmica do LA em função da percentagem de etileno glicol na mistura e temperatura, [9].

$$\text{Thermal Conductivity} = A + BT + CT^2$$

T = Temperature, °C

EG, Wt%	A	B	C
0	0.32247	1.1524E <sup>-3</sup>	-4.3629E <sup>-6</sup>
10	0.30433	8.9729E <sup>-4</sup>	-3.6114E <sup>-6</sup>
20	0.28697	6.6350E <sup>-4</sup>	-2.9292E <sup>-6</sup>
30	0.27038	4.5096E <sup>-4</sup>	-2.3160E <sup>-6</sup>
40	0.25455	2.5973E <sup>-4</sup>	-1.7722E <sup>-6</sup>
50	0.23951	8.9758E <sup>-5</sup>	-1.3975E <sup>-6</sup>
60	0.22523	-5.8962E <sup>-5</sup>	-8.9196E <sup>-7</sup>
70	0.21172	-1.8633E <sup>-4</sup>	-5.5597E <sup>-7</sup>
80	0.19898	-2.9247E <sup>-4</sup>	-2.8895E <sup>-7</sup>
90	0.18701	-3.7733E <sup>-4</sup>	-9.1152E <sup>-8</sup>
100	0.17581	-4.4092E <sup>-4</sup>	3.7445E <sup>-8</sup>

## ANEXO E – FATORES DE INCRUSTAÇÃO

As incrustações implementadas na modelação são referentes a um fluido de arrefecimento (*refrigerant*) líquido e ao ar como apresentado na tabela seguinte.

**Tabela 0.1** – Fatores de incrustação típicos, [10].

(Source: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

Fluid	$R_f, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Distilled water, sea water, river water, boiler feedwater:	
Below 50°C	0.0001
Above 50°C	0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004
Alcohol vapors	0.0001
Air	0.0004

## ANEXO F – EQUAÇÕES USADAS NO CÁLCULO DA CONVECÇÃO NATURAL

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L^*}{k} = 0,54 \cdot Ra_{L^*}^{\frac{1}{4}} \quad (0.1)$$

$$10^4 < Ra_{L^*} < 10^7$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L^*}{k} = 0,15 \cdot Ra_{L^*}^{\frac{1}{3}} \quad (0.2)$$

$$10^7 < Ra_{L^*} < 10^{11}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L^*}{k} = 0,52 \cdot Ra_{L^*}^{\frac{1}{5}} \quad (0.3)$$

$$10^4 < Ra_{L^*} < 10^9$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L}{k} = \left( 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (0.4)$$

$$0 < Ra_L < \infty$$

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{amb}) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (0.5)$$

$$L^* = \frac{A}{Pe} \quad (0.6)$$

$$\alpha = \frac{k}{c_p \cdot \rho} \quad (0.7)$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (0.8)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{fil}}} \quad (0.9)$$

## APÊNDICE A – EQUAÇÃO USADA PARA A DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT NO REGIME DE TRANSIÇÃO

O coeficiente de transferência de calor no regime de transição, entre regime laminar e turbulento, no escoamento interno é calculado a partir da equação (0.1). Esta equação é usada no intervalo de número de Reynolds de 2300 a 3100.

A equação é uma reta linear entre o número de Nusselt nos pontos de número de Reynolds de 3100 e 2300, respetivamente começo e fim do regime turbulento e laminar. Esta equação é usada para implementar uma transição suave, eliminando eventuais pontos discrepantes neste intervalo.

$$\overline{Nu}_D = \frac{h \cdot D}{k} = (Re - 2300) \cdot \frac{\left( \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} - 3,66 \right)}{3100 - 2300} + 3,66 \quad (0.1)$$

## APÊNDICE B – POLINÓMIOS DAS PROPRIEDADES DO AR

Os polinómios presentes neste apêndice foram desenvolvidos a partir dos valores tabelados das propriedades do ar apresentadas no ANEXO C, no intervalo de temperaturas de 0 a 90°C

Fórmula geral do polinómio apresenta-se na equação (0.1).

$$\sum_{i=0} a_i \cdot T^i \quad (0.1)$$

**Tabela 0.1** – Polinómio do  $c_p$  do ar.

$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
1,3347E-5	-1,8202E-3	8,2095E-2	1,0058E+3

**Tabela 0.2** – Polinómio da  $\rho$  do ar.

$a_2$	$a_1$	$a_0$
1,1352E-5	-4,5598E-3	1,2911

**Tabela 0.3** – Polinómio da  $\mu$  do ar.

$a_2$	$a_1$	$a_0$
-3,2465E-11	4,8366E-8	1,7297E-5

**Tabela 0.4** – Polinómio da  $k$  do ar.

$a_2$	$a_1$	$a_0$
-2,3370E-8	7,5503E-5	2,3637E-2

## APÊNDICE C – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR E CAIXA DE VELOCIDADES

**Tabela 0.1** – Características geométricas do motor e da caixa de velocidades usadas na modelação.

	Comp. [m]	Largura [m]	Altura [m]
Tampa das Válvulas	0,525	0,450	0,080
Cabeça do Motor	0,525	0,450	0,150
Bloco do Motor	0,525	0,450	0,238
Bloco Inferior	0,525	0,450	0,122
Cárter	0,525	0,450	0,120
Caixa de Velocidades	0,390	0,480	0,300

**Tabela 0.2** – Características físicas do motor e da caixa de velocidades usadas na modelação.

	m [kg]	$c_p$ [J/kg·K]
Motor	170	630
Caixa de Velocidades	48,5	540

**Tabela 0.3** – Massa dos fluidos no motor e na caixa de velocidades usadas na modelação.

	m [kg]
Óleo lubrificante do motor	3,660
Líquido de arrefecimento no circuito do motor	5,992
Líquido de arrefecimento o circuito do radiador	3,329
Óleo lubrificante da caixa de velocidades	2,022

**Tabela 0.4** – Emissividade do motor e da caixa de velocidades.

$\varepsilon$	0,96
---------------	------

**Tabela 0.5** – Área de contacto entre o LA e o MCI no circuito.

$A_{LA-M}$ [m <sup>2</sup> ]	0,47
------------------------------	------



**Tabela 0.6** – Rugosidades usadas na modelação, [10].

$E_{ti}$ [m]	0,000002
$E_f$ [m]	0,000002
$E_{IM}$ [m]	0,00026

## APÊNDICE D – CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO E DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Neste apêndice são apresentadas as características adicionais do veículo usado na modelação.

**Tabela 0.1** – Relações totais do sistema de transmissão, rendimento da transmissão.

1ª	13,00384615
2ª	7,2
3ª	4,566176471
4ª	3,369767442
5ª	2,691
6ª	2,246511628
Marcha-atrás	12,55648352
Rendimento Transmissão	0,935

Nota: Caixa Manual 6 speed 02Q-KNS. Relação do diferencial para 1ª, 2ª, 3ª e 4ª: 69/20 = 3.45; Relação do diferencial para 5ª, 6ª: 69/25 = 2.760

**Tabela 0.2** – Coeficiente de resistência aerodinâmica e área frontal do veículo.

$C_x$	0,31
$A_{FR}$ [m <sup>2</sup> ]	2,20

## APÊNDICE E – POLINÓMIOS DAS PROPRIEDADES DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO

O polinómio presente neste apêndice foi desenvolvido a partir dos valores tabelados das propriedades da propriedade do líquido de arrefecimento apresentadas no ANEXO D, no intervalo de temperaturas de 10 a 350°C. A fórmula geral do polinómio é apresentada na equação (0.1) e a da obtenção das constantes na equação (0.2).

$$\mu = 10^{(A+B \cdot (T-C))} \quad (0.1)$$

$$\sum_{i=0} a_i \cdot \left(T + \frac{9}{5} + 32\right)^i \quad (0.2)$$

**Tabela 0.1** – Constantes do polinómio referente ao A.

$a_5$	$a_4$	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
-2,5700E-11	2,5694E-8	-9,5721E-6	1,5961E-3	-1,0947E-1	1,8137

**Tabela 0.2** – Constantes do polinómio referente ao B.

$a_5$	$a_4$	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
1,5509E-8	-1,5122E-5	5,5296E-3	-9,0503E-1	6,0364E+1	4,7627E+2

**Tabela 0.3** – Constantes do polinómio referente ao C.

$a_5$	$a_4$	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
-1,5413E-9	1,4894E-6	-5,4442E-4	8,9693E-2	-6,5879	-2,4938E+2

## APÊNDICE F – POLINÓMIO USADO NA ABERTURA DO TERMÓSTATO

O polinómio usado na modelação que rege a abertura do termóstato em função da temperatura do líquido de arrefecimento no termóstato é apresentado a sua fórmula geral na equação (0.1) e as constantes do polinómio na Tabela (0.1).

$$Y = \sum_{i=0} a_i \cdot T^i \quad (0.1)$$

**Tabela 0.1** – Constantes do polinómio da abertura do termóstato.

$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
-1,2121E-3	3,3636E-1	-3,0986E+1	9,4804

## APÊNDICE G – GEOMETRIA DO RADIADOR

A geometria usada para a modelação do radiador é apresentada nas seguintes tabelas.

**Tabela 0.1** – Geometria do radiador Valeo 734333, [21].

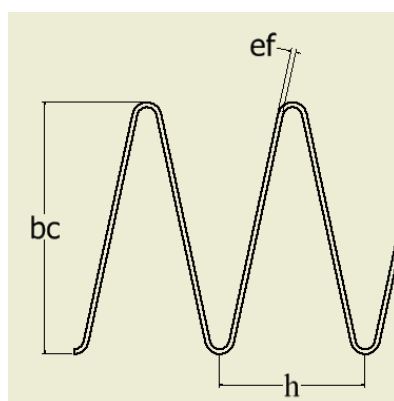
Largura [mm]	454,3
Comprimento [mm]	650
Espessura [mm]	34

**Tabela 0.2** – Geometria do radiador VAN WEZEL, [22].

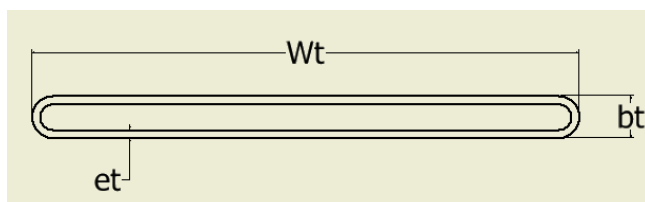
Largura [mm]	398
Comprimento [mm]	648
Espessura [mm]	26

**Tabela 0.3** – Geometria dos tubos e alhetas do radiador.

$b_c$ [m]	0,0052
$h$ [m]	0,0030
$e_f$ [m]	0,0001
$e_t$ [m]	0,0005
$W_t$ [m]	0,034
$b_t$ [m]	0,0026
$L_t$ [m]	0,650
$L_f$ [m]	0,034
$A_{bfm}$ [m <sup>2</sup> ]	0,16796
$A_c$ [m <sup>2</sup> ]	0,0000034
Número de linhas de alhetas	57
Número de tubos	58
$k$ [W/m · K]	162



**Figura 0.1** – Geometria das alhetas do radiador.



**Figura 0.2** – Geometria dos tubos do radiador.

---

## APÊNDICE H – GEOMETRIA DA BOMBA CENTRÍFUGA DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO

**Tabela 0.1** – Características geométricas da bomba centrífuga do líquido de arrefecimento.

$D_1$ [m]	0,032
$D_2$ [m]	0,064
$b_1$ [m]	0,02
$b_2$ [m]	0,0099
$\beta_1$ [°]	35
$\beta_2$ [°]	45
$\eta_B$ [%]	70
Relação de Transmissão	1,1579