



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo de um permutador de calor para aplicação em
sistemas de recuperação de energia térmica***

Patrícia Beatriz dos Santos Lopes

Leiria, Outubro de 2013



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo de um permutador de calor para aplicação em
sistemas de recuperação de energia térmica***

Patricia Beatriz dos Santos Lopes

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Hélder Manuel Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e co-orientação do Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, Outubro de 2013

À Minha Família

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Embora este trabalho seja, pela sua finalidade académica, de carácter individual, pude contar com o apoio de várias pessoas.

Por esta razão, gostaria de agradecer a todos que me acompanharam durante esta fase muito importante e que, de alguma forma, contribuíram para que esse trabalho fosse concretizado.

Em primeiro lugar agradecer ao meu orientador, professor Hélder Santos, pelo apoio técnico, pelos conhecimentos transmitidos, por toda a dedicação e pela permanente disponibilidade. Agradecer todas as críticas, correções e sugestões relevantes feitas durante a orientação.

Agradeço também ao professor Nuno Martinho, na qualidade de co-orientador, pela disponibilidade e por todo o apoio e acompanhamento nos estudos efetuados em CFD.

A todos os meus amigos que me apoiaram e estiveram sempre do meu lado, pelo insensitivo incondicional.

Por fim, agradecer, muito, à minha família e ao meu namorado, pelo carinho e amizade, e pelo suporte nos momentos mais difíceis. Agradecer, também, por estarem sempre presentes quando precisei, por todo apoio que me deram em tudo o que puderam, e por me motivarem sempre.

A todos, Muito Obrigada.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

Grande parte da energia contida no combustível consumido por um motor de combustão interna é desperdiçada sob forma de calor, através do sistema de refrigeração do motor, do sistema de recirculação dos gases de escape e principalmente através dos gases de escape. Daí o interesse no estudo de sistemas que permitem o aproveitamento dessa energia residual dos veículos automóveis.

Este trabalho centra-se no estudo de sistemas de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape dos veículos automóveis, sendo o objetivo principal o estudo do permutador de calor que será utilizado para recuperação da energia térmica.

Existem vários tipos de permutadores, na sua escolha entram fatores como as características dos fluidos de trabalho envolvidos, o custo, facilidade de manutenção, a aplicação. Para o caso deste estudo selecionou-se um permutador de carcaça e tubos e um permutador de tubos concêntricos.

Uma vez que a seleção e otimização de um permutador de calor implica a minimização da perda de carga dos gases de escape e a maximização da eficiência térmica do sistema, numa primeira fase selecionou-se a geometria mais adequada. Em seguida fez-se uma comparação de diferentes modelos de cálculo da perda de carga e analisou-se o desempenho termo hidráulico do permutador. Por fim realizou-se um estudo paramétrico para verificar a influência dos parâmetros de construção (número de tubos, diâmetro e comprimento dos tubos).

Palavras-chave: Permutador de Calor; recuperação de energia dos gases de escape; ciclo de Rankine.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

Much of the energy contained in the fuel consumed by the internal combustion engine is wasted as heat through the engine cooling system, the recirculation system of exhaust gases, and mainly through the exhaust. Hence the interest in the study of systems that allow the use of this residual energy of vehicles.

This work focuses on the study of systems that use the thermal energy contained in the exhaust of the vehicles, with the main objective the study of a heat exchanger to be used for thermal energy recovery.

There are various types of heat exchangers, come in their choice, factors such as the characteristics of working fluids involved, cost, ease of maintenance and the application. In the case of this study was selected a shell and tube exchanger and a concentric tubes heat exchanger.

Once the selection and optimization of a heat exchanger involves minimization the pressure drop of the exhaust and maximization the thermal efficiency of the system, initially was selected the most suitable geometry. Then a comparison was made of different models to calculate the pressure drop and the thermal-hydraulic performance of the heat exchanger was analyzed. Finally, a parametric study was carried out to determine the influence of construction parameters (number of tubes, tube length and diameter).

Key-Words: Heat exchanger, energy recovery from exhaust gases Rankine cycle.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de Figuras

Figura 2.1- Configuração do ciclo de Rankine.....	6
Figura 2.2-Diagrama T-s de um ciclo de Rankine simples.	6
Figura 2.3 - Configurações de fluxo em permutadores de calor. a) Co-corrente b) Contra-corrente c) Fluxo Cruzado, (adaptado de Oliveira, 2012).....	8
Figura 2.4 - Vista em corte do permutador de carcaça e tubos, MAN EGR cooler	10
Figura 2.5 - Área específica de contacto para diferentes tipos de permutadores(adaptado de Lopes <i>et al</i> , 2012).	11
Figura 2.6-Principais regimes que podem ser encontrados em ebulição em piscina, (adaptado de Collier e Thome, 1996).....	13
Figura 2.7-Principais regimes de escoamento bifásico para tubos horizontais (adaptado de Collier e Thome, 1996).....	14
Figura 2.8-Permutadores de calor, a) um típico permutador de carcaça e tubos, b)permutador de carcaça e tubos com tubos alhetados, c) tubos com rugosidade forçada (ondulação na superfície), d) um permutador de placas com superfície alhetada e e) permutador de placa com espuma metálica de 10 ppi e 40 ppi.....	20
Figura 3.1- Representação do processo de evaporação (Diagrama T-s) do fluido de trabalho e evolução da temperatura dos gases de escape.	30
Figura 4.1 - Secção transversal típica de um permutador de calor de tubos concêntricos ..	45
Figura 4.2 - Regime de escoamento dos permutadores (EVAP1, EVAP2 e EVAP3) num diagrama de Moody, para as condições do veículo VW Sharan.	46
Figura 4.3 - Perda de carga dos gases de escape ao atravessarem o permutador (EVAP1, EVAP2, EVAP3) em função do caudal mássico de gases de escape, para as condições de operação do veículo VW Sharan.	48
Figura 4.4 - Perda de carga dos gases de escape ao atravessarem o permutador (EVAP1, EVAP2, EVAP3) em função do caudal mássico de gases de escape, para as condições de operação do veículo Ford Sierra.	48
Figura 4.5 - Perda de carga dos gases de escape dos permutadores EVAP2 e EVAP3 em função do caudal mássico de gases de escape (Condições do veículo Ford Sierra).....	49

Figura 4.6 - Perda de carga dos gases de escape em função da condição de operação do veículo Ford Sierra para o permutadores EVAP2 e EVAP3.....	50
Figura 4.7 - Perda de carga dos gases de escape em função da condição de operação do veículo Ford Sierra para o escape original e escape com EVAP3.	51
Figura 4.8 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos em função do caudal mássico de gases de escape para os permutador de calor: a) EVAP4_25_75 e b) EVAP4_25_67.	52
Figura 4.9 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos em função do caudal mássico de gases de escape para os permutador de calor: a) EVAP4_50_50 e b) EVAP4_75_25.	53
Figura 4.10 - Perda de carga em cada permutador, (EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25), em função do caudal mássico de gases de escape.....	53
Figura 4.11 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original e com a introdução dos permutadores, EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25.	55
Figura 4.12 - Temperatura de entrada e de saída dos gases de escape dos permutadores (EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25), para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.....	56
Figura 4.13 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape do escape para os permutadores: a) EVAP4_25_75 e EVAP4_25_75 e b) EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67.58	
Figura 4.14 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape do escape para os permutadores: a) EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50; b) EVAP4_75_25 e EVAP5_75_25.	59
Figura 4.15 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original e com a introdução dos permutadores a)EVAP4_25_75 e EVAP5_25_75; b) EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.....	60
Figura 4.16 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original e com a introdução dos permutadores a)EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50; b) EVAP4_75_25 e EVAP5_75_25.....	60
Figura 4.17 - Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho para escoamento bifásico em função da quantidade de vapor, obtido pela correlação de Klimenko.	63

Figura 4.18 - Condutividade térmica em função da temperatura para os três tipos de aços inoxidáveis, (AISI 444, AISI 302 e AISI 316L).	64
Figura 4.19 – Variação do caudal mássico de fluido de trabalho em função da velocidade rotação do motor do veículo Ford Sierra para as três condições de operação do fluido de trabalho.	65
Figura 4.20 - Comprimento do pré-aquecedor, do evaporador e do super-aquecedor do permutador EVAP4_33_67, considerando fluido de trabalho com: i) $P_{evap} = 5$ bar e $T_{f,in} = 25$ °C; ii) $P_{evap} = 5$ bar e $T_{f,in} = 90$ °C; e iii) $P_{evap} = 49$ bar e $T_{f,in} = 90$ °C, veículo Ford Sierra (condição 5).	66
Figura 4.21 -- Diagrama T-h, temperatura- entalpia do fluido de trabalho.	67
Figura 4.22 - Resistências relativas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor para o EVAP4_33_67: a) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 25$ °C b) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 90$ °C.....	68
Figura 4.23 - Resistências relativas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor para o EVAP4_33_67 para a condição de evaporação de $P = 49$ bar e $T_{f,in} = 90$ °C.	69
Figura 4.24 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 25$ °C) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4 _50_50; EVAP4_33_67;EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.	70
Figura 4.25 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 90$ °C) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4 _50_50; EVAP4_33_67;EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.	71
Figura 4.26 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 49$ bar; $T_{f,in} = 90$ °C) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4 _50_50; EVAP4_33_67;EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.	71
Figura 4.27- Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 25$ °C, $P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 90$ °C, $P_{evap} = 49$ bar; $T_{f,in} = 90$ °C) no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.	72
Figura 4.28 - Fluxo energético do permutador de calor (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 25$ °C, $P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 90$ °C, $P_{evap} = 49$ bar; $T_{f,in} = 90$ °C).....	74
Figura 4.29- Fluxo exergético (para a fluido de trabalho) do permutador de calor (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra, para as três	

condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$).	75
Figura 4.30 – Eficiência exergética do permutador (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$).	76
Figura 4.31 - Resistências térmicas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, para o EVAP4_33_67: a) para as condições de evaporação de $P = 5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$ b) para as condições de evaporação de $P = 5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 90^\circ$, para a condição 5 do veículo Ford Sierra.	78
Figura 4.32 - Resistências térmicas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, para o EVAP4_33_67, para as condições de evaporação de $P = 49 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 90^\circ$, para a condição 5 do veículo Ford Sierra.	78
Figura 4.33- Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra para as condições de evaporação: a) $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$; b) $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$	79
Figura 4.34 Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra para as condições de evaporação $P_{evap} = 49 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$	80
Figura 5.1 – Geometria do permutador de tubos concêntricos estudado.	86
Figura 5.2 – Malha gerada para os domínios do permutador de calor estudado	87
Figura 5.3- Camadas prismáticas geradas junto às paredes dos tubos	88
Figura 5.4 – Perda de carga dos gases de escape dos permutadores, (EVAP4 e EVAP4_CFD) em função do caudal mássico dos gases de escape, para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.	89
Figura 5.5 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.	90
Figura 5.6 – Temperatura do fluido de trabalho ao longo do permutador de calor EVAP4_33_67_CFD, para a condição do veículo Ford Sierra.	92

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de Tabelas

Tabela 2.1- Resumo parâmetros dos permutadores de carcaça e tubos	21
Tabela 2.2 - Resumo parâmetros dos permutadores de placas.....	22
Tabela 3.1 - Caracterização dos parâmetros adimensionais utilizados nas correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor.....	36
Tabela 4.1 – Condições de operação do veículo VW Sharan VR6.....	42
Tabela 4.2 - Condições de operação do veículo Ford Sierra.....	42
Tabela 4.3 - Características geométricas principais dos permutadores de carcaça e tubos analisados	43
Tabela 4.4 - Características geométricas do permutador de calor de tubos concêntricos ...	45
Tabela 4.5 - Perda de carga dos gases de escape para os permutadores (EVAP1, EVAP2 e EVAP3), para as treze condições do veículo VW Sharan.....	47
Tabela 4.6 - Perda de carga dos gases de escape para os permutadores EVAP1, EVAP2, EVAP3, para as cinco condições do veículo Ford Sierra.....	47
Tabela 4.7 - Características geométricas do permutador de calor EVAP5	57
Tabela 4.8 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos para o permutador EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.....	57
Tabela 4.9 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos para o permutador EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50.....	58
Tabela 4.10 - Expressões de cálculo para determinação das propriedades termofísicas dos gases de escape.....	62
Tabela 4.11- Condições de evaporação do fluido de trabalho.	65
Tabela 4.12 – Características das alhetas	77
Tabela 5.1 – Características geométricas do permutador de tubos concêntricos.	86
Tabela 5.2 – Comprimento do pré-aquecedor para cada condição de operação do veículo	87
Tabela 5.3 - Estatística da malha para as cinco condições de operação do veículo.....	88
Tabela 5.4 – Condições de fronteira dos gases de escape para as cinco condições de operação do veículo	89

Tabela 5.5 - Temperatura de saída dos gases de escape e do fluido de trabalho dos permutadores (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD), para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra. 91

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Nomenclatura

Caracteres Romanos

A	Área [m ²]
a	Altura da alheta [mm]
B	Binário [N m ⁻¹]
Bo	Número de ebulição [-]
Co	Número de convecção [-]
Ca	Número capilar [-]
Cp	Calor específico [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Diâmetro [m]
D _h	Diâmetro hidráulico [m]
e	Espessura dos tubos
\dot{E}	Fluxo Exergético [kW]
f	Fator de atrito [-]
F	Força [N]
Fr	Número de Froude [-]
g	Aceleração gravítica [m s ⁻²]
G	Fluxo mássico [kg m ⁻²]
h	Entalpia específica [kJ kg ⁻¹]
h	Coefficiente de convecção [W m ⁻² K ⁻¹]
k	Coefficiente de condução térmica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
L	Comprimento [m]
\dot{m}	Caudal mássico [kg s ⁻¹]
N	Velocidade de rotação do motor [rpm]
N _{alhetas}	Número de alhetas [-]
N _t	Número de tubos [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Pressão [Pa]
P	Potência [W]

Pr	Número de Prandtl [-]
P _R	Pressão reduzida [-]
Q	Calor [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
\dot{Q}	Potência térmica [kW]
Re	Número de Reynolds [-]
R _f	Resistência térmica do fluido de trabalho
R _f [“]	Fator de incrustação
R _g	Resistência térmica dos gases de escape
R _p	Constante dos gases [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
R _T	Resistência térmica total
R _w	Resistência à condução da parede
T	Temperatura [K]
t	Espessura das alhetas [mm]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W m ⁻² K ⁻¹]
v	Velocidade [km h ⁻¹]
v	Volume específico [m ³ kg ⁻¹]
W	Trabalho [kJ kg ⁻¹]
We	Número de Weber

Caracteres Gregos

β	Área específica de contacto [m ² m ⁻³]
ε	Eficiência de permuta [-]
η	Rendimento [-]
η_o	Eficiência global da superfície [-]
$\eta_{exergética, evap}$	Eficiência exergética do evaporador [%]
μ	Viscosidade dinâmica [N s m ⁻²]
ρ	Densidade [kg m ⁻³]
σ	Tensão Superficial [N m]
ϕ	Razão entre a viscosidade média e a viscosidade na parede [-]

Subscritos

<i>1,2,3,4</i>	Processos no ciclo de Rankine
<i>c</i>	Frio (fluido)
<i>cr</i>	Crítico
<i>e</i>	Entrada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Fluido de trabalho
<i>g</i>	Gases de escape
<i>h</i>	Quente (fluido)
<i>in</i>	Entrada do sistema
<i>LO</i>	<i>Liquid only</i> , na literatura Inglesa.
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>out</i>	Saída do sistema
<i>s</i>	Saída
<i>Sat</i>	Saturação
<i>Sup</i>	Superfície

Abreviaturas

CAC	<i>Charge Air Cooler</i> , na literatura inglesa
CI	<i>Compression Ignition</i> , na literatura inglesa
CFD	<i>Computacion Fluid Dynamic</i> , na literatura inglesa
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> , na literatura inglesa
MCI	Motores de Combustão Interna
RC	<i>Rankine Cycle</i> , na literatura inglesa
SI	<i>Spark Ignition</i> , na literatura inglesa
STHX	<i>Shell and tube heat exchanger</i> , na literatura inglesa
TEG	<i>Thermo Electric Generator</i> , na literatura inglesa
WHR	<i>Waste Heat Recovery</i> , na literatura inglesa
WOT	<i>Wide Open Throttle</i> , na literatura inglesa

Espécies químicas

CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
NO _x	Óxidos de azoto
HC	Hidrocarbonetos

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

DEDICATÓRIA.....	I
AGRADECIMENTOS.....	III
RESUMO	V
ABSTRACT.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABELAS	XIV
NOMENCLATURA.....	XVII
ÍNDICE	XXII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO.....	1
1.2 OBJETIVO	3
1.3 CONTRIBUIÇÃO.....	3
1.4 ESTRUTURA DO PROJETO	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 INTRODUÇÃO	5
2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	5
2.2.1 CICLO DE RANKINE	5
2.2.2 FLUIDO DE TRABALHO.....	7
2.2.3 PERMUTADOR DE CALOR.....	7
2.2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE	11
2.3 ESTUDOS ANTECEDENTES	15
2.3.1 SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA TÉRMICA CONTIDA NOS GASES DE ESCAPE DOS VEÍCULOS AUTOMÓVEIS	15
2.3.2 PERMUTADOR DE CALOR.....	18
2.3.3 FLUIDO DE TRABALHO.....	23
2.3.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA MUDANÇA DE FASE	25
3. MODELOS PARA A AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO TERMO HIDRÁULICO	27
3.1 INTRODUÇÃO.....	27
3.2 MODELO DE CÁLCULO DA PERDA DE CARGA.....	27
3.2.1 CÁLCULO DA PERDA ANALITICAMENTE	27
3.3 MODELO DE AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO.....	29
3.3.1 MÉTODO DIFERENCIAL DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA.....	30
3.3.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	31
3.3.3 MODELO PARA AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DO PERMUTADOR DE CALOR	39

4. ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMO HIDRÁULICO DO PERMUTADOR	41
4.1 INTRODUÇÃO	41
4.2 CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO PERMUTADOR DE CALOR	41
4.3 PERMUTADORES DE CALOR ESTUDADOS	42
4.3.1 PERMUTADOR DE CARCAÇA E TUBOS	43
4.3.2 PERMUTADOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS.....	44
4.4 ANÁLISE DA PERDA DE CARGA.....	46
4.4.1 PERMUTADOR DE CARCAÇA E TUBOS	46
4.4.2 PERMUTADOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS.....	51
4.5 ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	61
4.5.1 RESISTÊNCIA TÉRMICA DOS GASES DE ESCAPE	62
4.5.2 RESISTÊNCIA TÉRMICA DO FLUIDO DE TRABALHO	62
4.5.3 RESISTÊNCIA DA PAREDE E DE SUJAMENTO.....	64
4.5.4 EFEITO DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DO FLUIDO DE TRABALHO	64
4.5.5 INFLUENCIA DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS NO VALOR DO COEFICIENTE GLOBAL	68
4.5.6 EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DO PERMUTADOR.....	73
4.5.7 INTRODUÇÃO DE ALHETAS.....	76
5. ESTUDO DE PERMUTADORES DE CALOR EM CFD	81
5.1 INTRODUÇÃO	81
5.2 CFD.....	81
5.3 APLICAÇÃO DO CFD NA ANÁLISE DE PERMUTADORES DE CALOR	83
5.4 CASO DE ESTUDO	85
5.5 RESULTADOS	89
6. CONCLUSÃO.....	93
6.1 TRABALHOS FUTUROS	95
BIBLIOGRAFIA	97

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Introdução

1.1 Contexto e Motivação

Temas relacionados com a energia de uma forma geral têm tido grande interesse, uma vez que a energia é atualmente um bem de elevado custo, e, essencial no quotidiano da população mundial.

Alguns indicadores apontam a queima de combustíveis fósseis como principal forma de produção de energia. Tendo em conta que o consumo mundial tem aumentado ano após ano, a minimização do consumo energético e o equilíbrio entre a necessidade, e a sustentabilidade, são assuntos cada vez mais presentes.

A combustão de combustíveis fósseis é um dos maiores responsáveis pela emissão de gases poluentes para a atmosfera. A emissão excessiva desses gases poluentes provoca não só o aumento do efeito de estufa, que é a principal causa do aumento da temperatura média do planeta, mas também, o aparecimento de problemas respiratórios e cancerígenos nas populações mais expostas a essas emissões.

Os veículos automóveis encontram-se presentes em grande parte das atividades desenvolvidas pelo Homem, sendo um dos recursos essenciais para o transporte quer de pessoas, quer de bens. Autonomia, rapidez, versatilidade e conforto são algumas das vantagens que os caracterizam. No entanto, a sua utilização intensiva, levou a que a balança do lado dos inconvenientes ganhasse um peso cada vez maior. Pode-se apontar como principais desvantagens deste uso excessivo, o congestionamento do trânsito, a utilização de energia de forma pouco eficiente, e, aumento das emissões gasosas poluentes.

Os veículos automóveis, na sua grande maioria, utilizam motores de combustão interna (MCI) como sistema de propulsão. Os MCI's utilizam na sua generalidade combustíveis derivados do petróleo.

A ignição da mistura em MCI's pode ocorrer: i) por faísca (SI- *Spark Ignition*, na literatura inglesa) ou, ii) por compressão (CI- *Compression Ignition*, na literatura inglesa), assim, no presente estudo os MCI's são classificados como MCI-SI ou MCI-CI, respetivamente.

Uma vez que o preço do petróleo tem sofrido aumentos sucessivos, e que as leis que limitam as emissões poluentes são cada vez mais apertadas, a indústria automóvel vê-se obrigada a criar e desenvolver soluções para redução do consumo de combustível, e das emissões de poluentes. É nesta perspetiva, que os MCI's têm sido alvos de significativa evolução tecnológica, tudo com vista a melhorar o seu desempenho; é disso exemplo, a introdução de sistemas de sobrealimentação.

Ainda assim, atualmente, o rendimento dos MCI's é relativamente modesto (cerca de 20 a 40%). O baixo rendimento dos MCI's deve-se em grande parte às perdas de energia sob a forma de calor (*waste heat*, na literatura inglesa).

As perdas de energia térmica ocorrem principalmente, no sistema: de escape; de arrefecimento do motor; de recirculação dos gases de escape (EGR- *Exhaust Gas Recerculation*, na literatura inglesa); e de arrefecimento do ar de admissão (CAC- *Charge Air Cooler*, na literatura inglesa).

O presente trabalho centra-se no estudo de sistemas de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape dos veículos automóveis equipados com MCI-SI, sendo o objetivo principal o estudo do permutador de calor que será utilizado para recuperação de energia térmica.

O permutador de calor é um componente fundamental para o desenvolvimento de sistemas de aproveitamento da energia térmica. Quando aplicado em veículos automóveis deve garantir (i) uma baixa perda de carga, para minimizar a influência no desempenho do veículo; (ii) uma área de permuta considerável a fim de aumentar a recuperação energética, tamanho e peso reduzidos (Mavridou *et al.* (2010)).

Existem vários tipos de permutadores, a opção depende normalmente de fatores como, as características dos fluidos envolvidos, o custo, a facilidade de manutenção, a aplicação etc. Para o caso deste estudo foram utilizados dois tipos de permutadores de calor, um permutador de carcaça e tubos e outro de tubos concêntricos.

1.2 Objetivo

A seleção e a otimização de um permutador de calor para um WHRS-RC (WHRs-RC, *Waste Heat Recovery System with a Rankine Cycle*, na literatura Inglesa) para aplicação no sistema de escape de um veículo automóvel obedece a dois objetivos principais: i) minimizar a perda de carga dos gases de escape através do permutador de calor de modo a não penalizar o desempenho do veículo, e, se possível aumentá-lo, ii) maximizar a recuperação de energia térmica do sistema.

1.3 Contribuição

Os sistemas de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape têm sido alvo de vários estudos. O presente trabalho pretende contribuir para a investigação nesta área, principalmente do ponto de vista da otimização de permutadores de calor.

Sendo o permutador de calor, um dos elementos mais importantes para o desenvolvimento de sistemas de aproveitamento da energia térmica, a intenção é contribuir para o desenvolvimento de permutadores, com elevado rendimento termo hidráulico, de forma que a sua aplicação em veículos automóveis seja viável.

Uma vez que a implementação de sistemas de aproveitamento de energia, implica a introdução de vários elementos no veículo, torna-se necessário estudar os efeitos que estes provocam no desempenho do mesmo. Para o caso do permutador de calor, este trabalho, pretende analisar os efeitos da sua inclusão no sistema de escape.

1.4 Estrutura do projeto

O presente trabalho vai ser desenvolvido ao longo de seis capítulos. O primeiro consiste em apresentar o tema, uma breve contextualização, os motivos que o movem, bem como os objetivos que se pretende alcançar. Do segundo, constará um resumo bibliográfico de trabalhos já existentes nesta área. No terceiro capítulo, serão apresentadas as expressões utilizadas para o cálculo analítico da perda de carga, e para o desempenho térmico dos permutadores, principalmente o cálculo do coeficiente global de transferência de calor. O quarto capítulo é dedicado à seleção e análise do desempenho termo hidráulico dos permutadores, onde serão analisados os modelos de perda de carga, a influência dos

parâmetros geométricos, bem como, a introdução do permutador na conduta de escape. No quinto capítulo, é feito um estudo do permutador, utilizando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD - *Computacional Fluid Dynamic*, na literatura inglesa), em que o objetivo é comparar os resultados obtidos pelo *software* Ansys CFX com os resultados obtidos analiticamente, e, por último o sexto capítulo, onde serão apresentadas as conclusões e algumas sugestões para trabalhos futuros nesta área.

Revisão Bibliográfica

2.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos (seção 2.2) e os estudos antecedentes (seção 2.3) relacionados com os objetivos do trabalho.

2.2 Fundamentos Teóricos

Os fundamentos teóricos a serem desenvolvidos nesta seção, relacionam-se com, o ciclo de Rankine, o fluido de trabalho, os permutadores de calor e a transferência de calor com mudança de fase.

2.21 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine (RC, *Rankine Cycle*, na literatura inglesa), é um ciclo termodinâmico que produz trabalho a partir de uma fonte de calor. Para a aplicação em estudo, é utilizada como fonte de calor, a energia térmica contida nos gases de escape de um veículo automóvel, a qual, é transferida para o fluido de trabalho utilizado no ciclo de Rankine, através da introdução de um permutador de calor no sistema de escape do veículo. O ciclo de Rankine utiliza água como fluido de trabalho. A forma mais básica do RC, consiste num circuito fechado com quatro componentes principais, uma bomba, dois permutadores de calor, um a funcionar como evaporador e o outro como condensador, e uma turbina, isto sem esquecer o fluido de trabalho da instalação.

Para um RC ideal assume-se que o fluido de trabalho percorre os vários componentes do ciclo sem irreversibilidades e quedas de pressão, normalmente originadas pelo atrito nos permutadores. Na ausência de irreversibilidades e trocas de calor com o exterior, os processos através da bomba e da turbina, assumem-se como processos isentrópicos.

A Figura 2.1 apresenta uma configuração básica de um ciclo de Rankine, constituído por um permutador de calor (evaporador), uma turbina, um condensador e uma bomba.

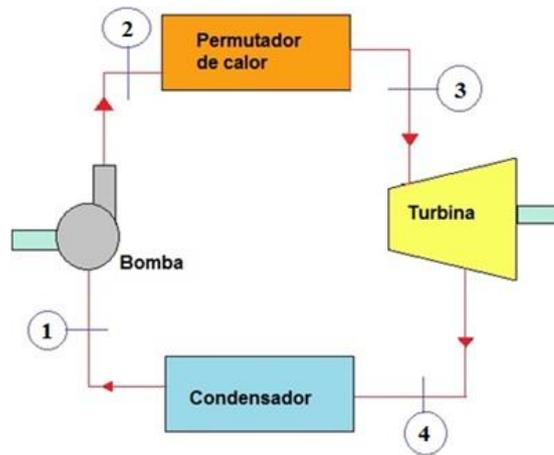


Figura 2.1- Configuração do ciclo de Rankine

A figura 2.2 mostra o diagrama T-s correspondente ao ciclo de Rankine simples.

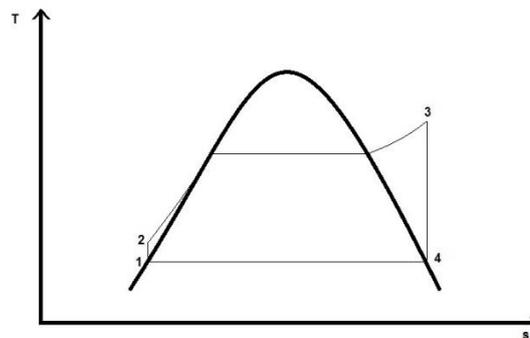


Figura 2.2-Diagrama T-s de um ciclo de Rankine simples.

Pode-se observar que o fluido de trabalho passa por uma série de processos consecutivos internamente reversíveis, nomeadamente:

Processo 1-2 – Compressão isentrópica do fluido de trabalho, no estado de líquido, na bomba até à pressão de evaporação, sempre na região de líquido comprimido.

Processo 2-3 – Permuta de calor (entre os gases de escape e o fluido de trabalho) a pressão constante, através do evaporador, até o fluido de trabalho atingir o estado de vapor sobreaquecido.

Processo 3-4 – Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina, sempre no estado de vapor sobreaquecido, até atingir a pressão de condensação no estado de vapor saturado.

Processo 4-1 – Permuta de calor do fluido de trabalho, a pressão constante, através do condensador até ao estado de líquido saturado para completar o ciclo termodinâmico.

2.2.2 Fluido de trabalho

O fluido de trabalho de um ciclo termodinâmico, é a substância que recebe e rejeita energia térmica enquanto percorre o ciclo, no qual existe a realização de trabalho. São vários os fluidos de trabalho, os quais são classificados, de acordo com as suas características termodinâmicas e físicas. Podem ainda ser divididos em dois grupos principais: os fluidos húmidos e os fluidos secos, diferenciados pela inclinação da curva de vapor saturado, que influencia as características de expansão destes.

Os fluidos secos possuem uma inclinação da curva de vapor saturado positiva. Permanecem num estado sobreaquecido após a expansão, mesmo para os casos em que a expansão tem início na linha de vapor saturado. Portanto, para os fluidos secos, a utilização de sobreaquecimento é redundante, mas em contrapartida a condensação do vapor sobreaquecido é mais difícil, assim pode ser necessário um recuperador de calor, mas neste caso a introdução de um equipamento adicional origina o aumento do peso do sistema, o que é considerada uma desvantagem.

Os fluidos, húmidos por outro lado, têm uma inclinação da curva de vapor saturado negativa, o que se pode constituir como uma preocupação em determinadas situações; Se o fluido não for suficientemente sobreaquecido, o processo de expansão pode terminar na zona de mistura, que é uma zona húmida, o que é suscetível de provocar a erosão nas pás da turbina, exatamente devido à essa humidade.

Existem ainda os chamados fluidos isentrópicos, estes possuem uma inclinação da curva de saturação, que segue um comportamento de uma expansão isentrópica, ou seja, à entropia constante. Estes, praticamente seguem a curva de saturação, Hung *et al.* (1997), o que torna desnecessário o sobreaquecimento do fluido. Por isso, em alguns casos, preferíveis.

2.2.3 Permutador de calor

Os permutadores de calor são equipamentos que promovem a troca de calor entre fluidos, e de uma forma geral podem ser classificados: i) quanto ao tipo de fluxo; ii) quanto ao tipo de contacto e transferência de calor; iii) quanto ao tipo de construção.

I. Quanto ao tipo de fluxo

A configuração de fluxo em permutadores de calor pode ocorrer das seguintes formas:

-Co-corrente (Figura 1.1 a) - neste caso os fluidos movem-se no mesmo sentido, ou seja ambos os fluidos entram e saem pelo mesmo lado do permutador.

-Contra-corrente (Figura 1.1 b) - aqui os fluidos movem-se em sentidos opostos e entram por extremidades opostas do permutador.

-Fluxo cruzado (Figura 1.1 c) - neste caso os fluidos movem-se perpendicularmente um ao outro e entram por extremidades perpendiculares do permutador.

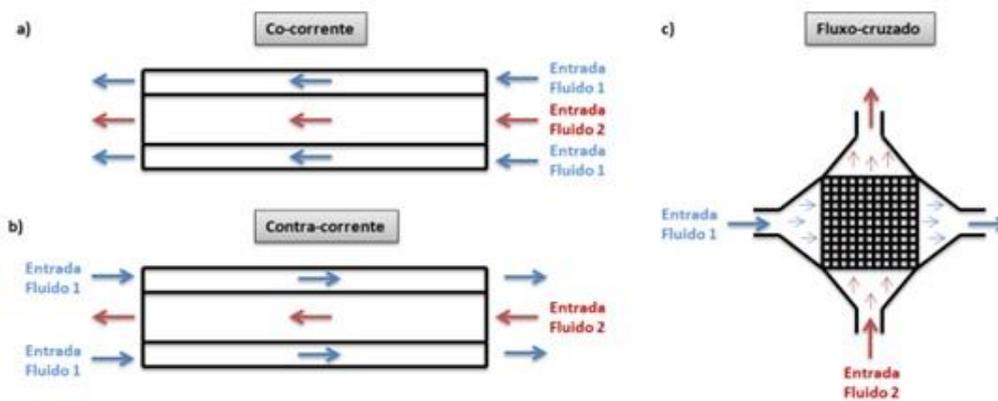


Figura 2.3 - Configurações de fluxo em permutadores de calor. a) Co-corrente b) Contra-corrente c) Fluxo Cruzado, (adaptado de Oliveira, 2012)

II. Quanto ao tipo contacto e transferência de calor

A transferência de calor pode ocorrer através de contacto: i) direto, em que os fluidos entram em contacto entre si (mistura de massa) ou ii) indireto, em que os fluidos estão separados por uma parede sólida, (sem mistura de massa). Nos permutadores de contacto indireto a transferência de calor pode ocorrer de forma: i) direta, em que os fluidos são simplesmente separados por uma parede sólida; ii) intermédia (ou armazenamento), em que é utilizado uma matriz ou um fluido que efetua o transporte da energia.

III. Quanto ao tipo de construção

Relativamente ao tipo de construção, há a considerar três grandes grupos de permutadores:
i) tubulares; ii) carcaça e tubos; e iii) placas.

i) Permutadores tubulares

São habitualmente constituídos por tubos de secção circular, de duplo tubo, onde um dos fluidos circula no interior de um tubo e o outro no interior de um tubo concêntrico ao primeiro.

ii) Permutadores de carcaça e tubos

Os permutadores de carcaça e tubos (STHX - *shell and tube heat exchanger*, na literatura Inglesa) são permutadores tubulares em que existe um grande número de tubos inseridos no interior de uma carcaça, sendo que, um dos fluidos circula no interior dos tubos e o outro no espaço entre os tubos e a carcaça.

iii) Permutadores de Placas

Nos permutadores em placas, as placas podem ser montadas em paralelo ou em espiral, e, tanto podem ser lisas ou ter alguma ondulação. Estes suportam pressões inferiores às suportadas pelos permutadores tubulares.

Existem ainda permutadores com superfícies alhetadas que tanto podem ser tubulares como de placas, basicamente são adicionadas alhetas que permitem aumentar a área de permuta.

Os permutadores utilizados em sistemas de recuperação de energia térmica através de ciclo de Rankine (WHRS-RC) são de contacto indireto e transferência direta (fluidos separados através de uma parede sólida). Especificamente, têm vindo a ser utilizados permutadores de carcaça e tubos utilizados para arrefecimento do sistema de EGR, (e.g.: Hussain and Brigham 2011; Mavridou et al. 2010). Nestes permutadores de calor, os gases de escape passam no interior dos tubos e o fluido de trabalho no lado da carcaça.

A figura 2.4 mostra uma imagem de um permutador de carcaça e tubos, MAN EGR cooler.



Figura 2.4 - Vista em corte do permutador de carcaça e tubos, MAN EGR cooler

Os permutadores de calor compactos asseguram elevadas taxas de transferência de calor por unidade de volume (particularmente quando os fluidos utilizados são gases). O parâmetro β indica o grau de compacidade do permutador.

A área específica de contacto, β , corresponde ao quociente entre a área de contacto de um tubo e o volume do mesmo.

$$\beta = \frac{A_{contacto}}{V} \quad (2.1)$$

Para a presente aplicação é recomendado $\beta > 300 \text{ m}^2/\text{m}^3$. A Figura 2.8 apresenta a área específica de contacto para diferentes tipos de permutadores de calor. Pela figura 2.8 é possível determinar o nível de compacidade de um permutador, tendo o diâmetro do tubo.

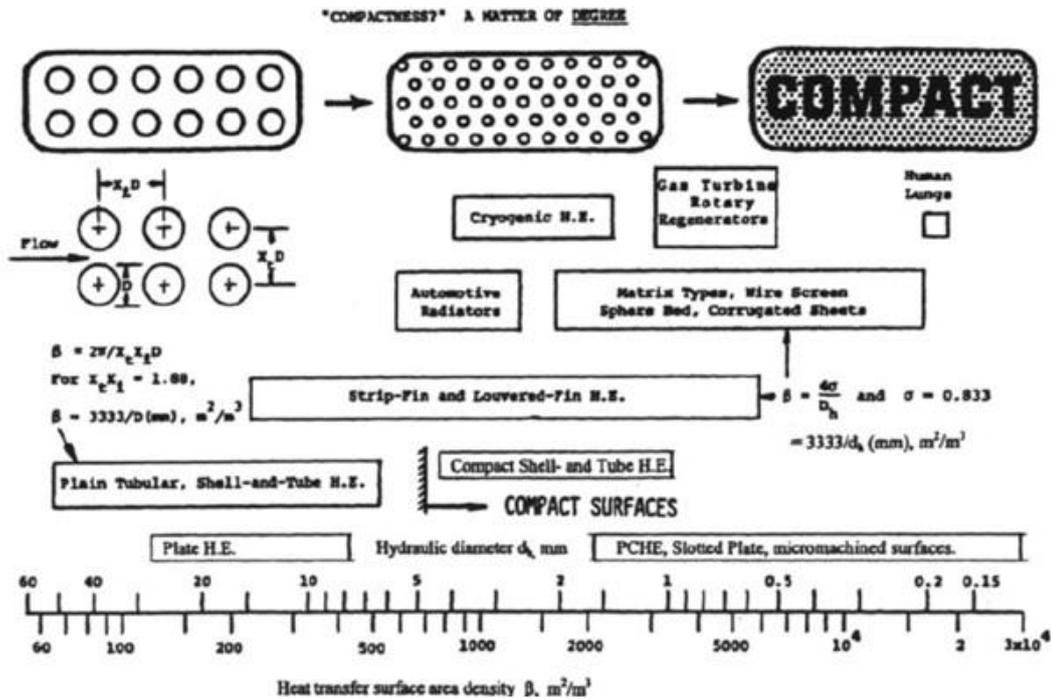


Figura 2.5 - Área específica de contacto para diferentes tipos de permutadores(adaptado de Lopes *et al*, 2012).

Como já foi referido, para o presente trabalho, o estudo do evaporador é fundamental para garantir a viabilidade da aplicação de sistemas de recuperação de energia térmica através de um RC, nomeadamente através da minimização da perda de carga do lado dos gases de escape e da maximização da energia térmica recuperada (eficiência de permuta). O presente trabalho centra-se na concretização destes objetivos.

2.2.4 Transferência de calor com mudança de fase

Como se pode constatar pelo diagrama de fases apresentado na figura 2.1 da secção 2.2.1, o fluido de trabalho passa pelo processo de mudança de fase. Desta forma haverá uma fase em que fluido de trabalho se encontra em ebulição, até a sua vaporização completa.

A ebulição consiste no processo de mudança de fase de líquido para vapor que ocorre ao fornecer calor ao mesmo, normalmente a pressão constante. Para que este processo se verifique é necessário que o líquido entre em contacto com uma superfície com temperatura superior T_{Sup} à sua temperatura de saturação (T_{Sat}).

A transferência de calor entre líquidos em ebulição é um fenómeno complexo, devido à mudança de estado de líquido para vapor. Uma vez que, para além das variáveis relacionadas com a convecção, aquelas que estão associadas à mudança de fase são igualmente relevantes.

No que diz respeito ao estudo da convecção em líquidos, a geometria da estrutura, a densidade, a condutividade térmica, a viscosidade, o coeficiente de expansão, e o calor específico do fluido são suficientes para a análise do processo. No entanto, na presença da mudança de fase, a tensão superficial e as características de superfície, a pressão, a diferença de densidade entre as duas fases, o calor latente de vaporização, bem como outras propriedades do vapor vão desempenhar um papel significativo. O que resulta num elevado número de variáveis envolvidas. Daí não existirem expressões gerais que descrevam o processo da mudança de fase.

Quanto à formação da bolha, esta pode ocorrer de duas formas distintas; homogénea, ou heterogénea; a primeira é caracterizada pela formação da bolha no interior do líquido, a segunda tende a formá-la, ou junto das impurezas, ou junto das superfícies irregulares.

Quando se fala em processos de transferência de calor com mudança de fase, há que considerar duas condições diferentes: i) a ebulição sob condições de fluido em repouso, denominado de ebulição em piscina; ii) a ebulição em condições de circulação forçada, o qual é designado por convecção forçada de ebulição.

Ebulição em piscina (*Pool boiling*)

Os primeiros conhecimentos básicos sobre os processos de transferência de calor em ebulição, foram desenvolvidos para a ebulição em piscina. Dependendo do fluxo de calor e da temperatura da superfície, vários regimes de ebulição podem existir: ebulição nucleada, ebulição de transição e ebulição em película (ebulição em filme).

A figura 2.6 mostra os diferentes regimes de ebulição em função do fluxo de calor (W/m^2) e $\Delta T = T_{sup.} - T_{sat.}$

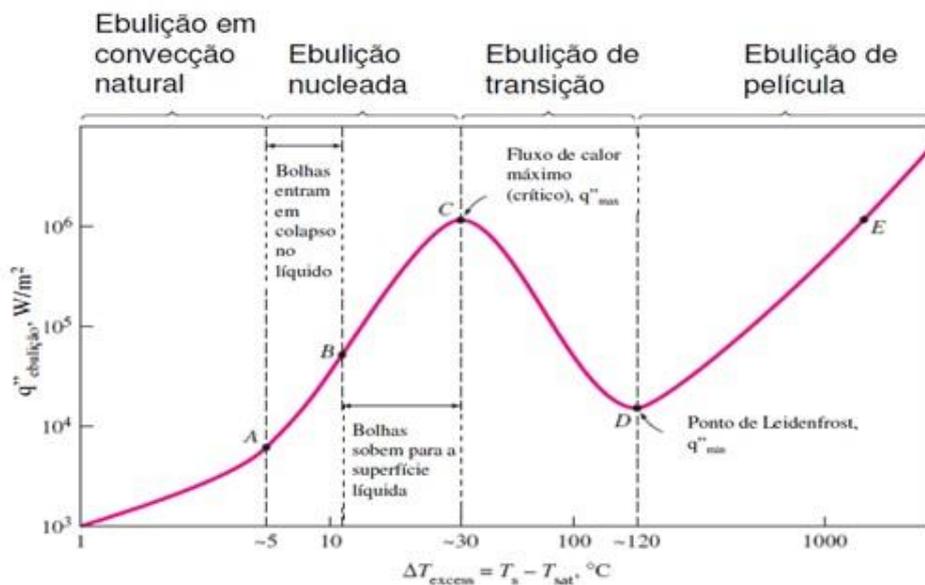


Figura 2.6-Principais regimes que podem ser encontrados em ebulição em piscina, (adaptado de Collier e Thome, 1996)

- 1- Ebulição em convecção natural - caracterizada pelo movimento natural de uma única fase a partir da superfície quente até à saturação do líquido, sem a formação de bolhas na superfície;
- 2- Ebulição nucleada - processo de convecção natural, em duas fases, em que as bolhas nucleadas desenvolvem e separam da superfície aquecida;
- 3- Ebulição de transição - fase transitória entre a ebulição nucleada e a em filme;
- 4- Ebulição de película - fase caracterizada por uma camada constante formada entre o líquido e superfície quente;

O pico da curva, (ponto c, figura 2.6), designado por fluxo de calor crítico (CHF- *Critical Heat Flux*, na literatura Inglesa) é um ponto muito importante. Com o aumento do fluxo de calor, a quantidade de vapor junto da superfície também aumenta, até uma situação limite em que essa superfície fica totalmente coberta por vapor (ebulição em filme) e com isso há uma diminuição acentuada do coeficiente de transferência de calor. O valor máximo de fluxo de calor que corresponde a essa transição é designado de fluxo de calor crítico (CHF).

O fluxo de calor crítico é um valor limite a evitar, uma vez que ao ser ultrapassado provoca uma mudança de regime de ebulição, aumentando consideravelmente a diferença entre a temperatura da superfície e de saturação ($\Delta T = T_{\text{sup.}} - T_{\text{sat.}}$).

Convecção forçada de Ebulição (*convective boiling*)

A convecção forçada de ebulição consiste em adicionar calor a um escoamento forçado de tal forma que ocorra a geração de vapor (Collier e Thome, 1994). Nesse processo, a taxa de transferência de calor é dada pela combinação de efeitos de convecção forçada (devido ao fluxo mássico imposto ao sistema) e de ebulição nucleada (devida à ocorrência de nucleação de bolhas de vapor junto à parede).

De forma semelhante à ebulição em piscina, na ebulição em tubos também podemos distinguir vários regimes de escoamento. A Figura 2.7 apresenta os principais regimes de escoamento bifásico, para um tubo horizontal.

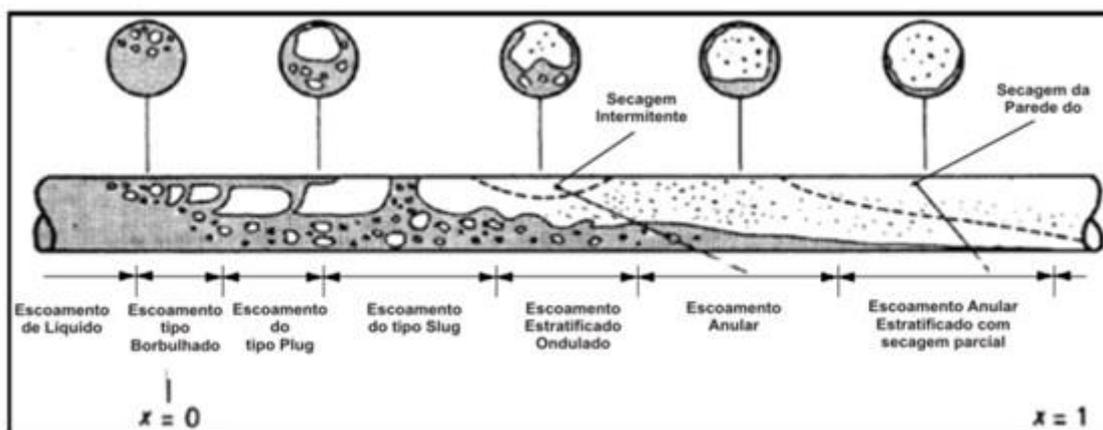


Figura 2.7-Principais regimes de escoamento bifásico para tubos horizontais (adaptado de Collier e Thome, 1996).

1- Escoamento Borbulhado (*Bubbly flow*) – em que as bolhas de vapor se encontram dispersas no líquido, com alta concentração de bolhas na parte superior central do tubo.

2- Escoamento Estratificado – caracterizada pelas baixas velocidades de escoamento do fluido (líquido e vapor), em que é possível a completa separação das fases (estratificação), ficando o vapor no topo.

3- Escoamento Estratificado Ondulado - Aumentando a velocidade do vapor no escoamento estratificado, inicia o processo de formação de ondas.

4- Escoamento Intermitente – se se aumentar ainda mais velocidade do vapor, a onda torna-se maior, e começa a banhar o topo do tubo. O topo da parede é quase sempre molhado por escoamentos “*plug*” e “*slug*”. Estas subcategorias são caracterizadas a seguir como:

-Escoamento do tipo “*Plug*” - escoamento tem “*plugs*”, quando o líquido e o vapor são separados por bolhas alongadas de vapor (bolhas com diâmetros menores que o dos tubos)

-Escoamento do tipo “*Slug*” – em que o vapor esco a alta velocidade, e o diâmetro das bolhas aproxima-se do diâmetro dos tubos

5- Escoamento Anular – com o escoamento do vapor a altas velocidades, o líquido forma uma camada contínua e anular sobre o perímetro do tubo, sendo essa camada mais espessa na base que no topo do tubo, devido ao efeito da gravidade.

2.3 Estudos antecedentes

Nesta secção, o propósito é apresentar uma revisão bibliográfica dos estudos antecedentes, mais relevantes para os objetivos do presente trabalho, designadamente: sistemas de recuperação de energia térmica contida nos gases de escape de veículos automóveis; permutadores de calor, fluido de trabalho, e, transferência de calor com mudança de fase.

2.3.1 Sistemas de recuperação de energia térmica contida nos gases de escape dos veículos automóveis

Até há bem pouco tempo, os MCI eram otimizados a nível do seu desempenho, exatamente pelo facto de não haver, na altura, grande preocupação, a nível do preço e da disponibilidade do combustível, sendo que, também as normas referentes às emissões não eram tão rigorosas.

Hoje, nota-se uma crescente preocupação em se conceber veículos cada vez menos poluentes, mais eficientes, e com melhores prestações. São conhecidas várias técnicas de aproveitamento da energia contida nos gases de escape.

No entanto, atualmente existe um grande esforço, para se ir além das tecnologias convencionais (e.g., turbocompressores), de modo a aproveitar grande parte da energia térmica contida nos gases de escape dos MCI.

Nos últimos anos aumentou o interesse pelo aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape, resultando daí, vários estudos, que analisam e desenvolvem sistemas de recuperação de energia térmica (Obieglo *et al.*,2009; Hussain e Brigham,2011). Segundo Vazaquez *et al.* (2002), a conversão da energia térmica contida nos gases de escape em energia mecânica, não traz apenas vantagens consideráveis para uma diminuição do consumo de combustível, mas pode também utilizada para aumentar a potência do motor e, em simultâneo, reduzir as emissões de CO₂ e outros poluentes nocivos.

A seguir, serão apresentadas duas tecnologias que já foram implementadas, mas que continuam a ser investigadas e melhoradas, a fim de se tentar conseguir a maior recuperação possível da energia térmica dos gases de escape dos veículos automóveis.

O tema da recuperação da energia térmica dos gases de escape tem sido investigado há alguns anos. Nesta secção serão abordados, de uma forma geral e bastante simplificada, dois sistemas de conversão de energia térmica em energia elétrica que ultimamente têm sido alvo de vários estudos por parte de algumas construtoras, o gerador termoelétrico e o ciclo de Rankine.

Trata-se de uma matéria que tem vindo a ser investigado há já alguns anos. Procurou-se abordar nesta secção, de forma geral e bastante simplificada, dois sistemas de conversão de energia térmica em energia elétrica, que ultimamente têm sido alvo de vários estudos por parte de algumas construtoras; o gerador termoelétrico, e, o ciclo de Rankine.

Gerador Termoelétrico

Os geradores termoelétricos (TEG – *Thermoelectric generators*, na literatura Inglesa) são dispositivos que convertem energia térmica em energia elétrica, a partir de diferentes gradientes de temperatura entre as extremidades fria e quente de um semicondutor.

Um sistema simples, é constituído por um permutador de calor instalado junto do catalisador, um sistema TEG, e, um sistema para condicionamento de energia. Durante o funcionamento normal do motor, os gases de escape seguem para o permutador de calor, e a energia elétrica gerada a partir da energia térmica, é depois transferida para o sistema TEG. O condicionamento de energia, é feito por um conversor que tem como objetivo, maximizar a transferência de potência, Saidur *et al.* (2012).

Stobart *et al* analisou as possibilidades na economia de combustível com a utilização de geradores termoelétricos para veículos, e concluiu, que poderia ser economizado até cerca de 4.7%. Desde então, a compreensão da tecnologia TEG tem sido exaustivamente discutida como uma nova tecnologia promissora para recuperar o calor residual a partir de MCI, motor de combustão interna. (e. g. BMW e Ford)

O sistema TEG apresenta como principais vantagens: conversão da energia térmica em energia elétrica de uma forma simples e fiável; necessidades de manutenção reduzidas; silencioso e não envolve componentes móveis.

Estas são vantagens importantes quando comparado com um sistema de RC. Todavia um sistema TEG requer um limite de arrefecimento da fonte fria.

Ciclo de Rankine

A ideia de recuperar a energia existente nos gases de escape a partir do ciclo de Rankine vem desde 1970. Embora tenha sido negligenciada na altura por comportar perda de potência, devido ao seu peso, nos dias de hoje, existem técnicas e estudos que aconselham a sua utilização.

A prática de recuperação de energia dos gases de escape utilizando o ciclo de Rankine tem tido grande aplicabilidade não só nos veículos automóveis, como em locomotivas, navios e motores estacionários. No entanto, aconselha-se a sua aplicação em veículos automóveis se este for o mais simples possível (Liming *et al.*).

A Honda, a BMW e a Ford são alguns exemplos de marcas que estão a investigar os benefícios que a implementação do ciclo de Rankine em veículos automóveis, pode trazer.

A BMW está a desenvolver um sistema termoelétrico que faz o aproveitamento da energia dos gases de escape utilizando o ciclo de Rankine. No ano de 2005 anunciaram o desenvolvimento do sistema *Turbosteamer*, por terem concluído que a recuperação da energia através do ciclo de Rankine duplo reduz a emissão de CO₂ e proporciona um acréscimo de 15% no desempenho do motor, se for o ciclo simples o acréscimo no desempenho do motor é de 10%.

Em 2009 apresentaram duas diferentes configurações do ciclo de Rankine aplicado a um motor de quatro cilindros. Configuração A, que utiliza somente os gases de escape como fonte de energia, e, a configuração B, que para além dos gases de escape, também utiliza o

líquido refrigerante. Com base nos testes realizados no banco de ensaio, a BMW afirma que é conseguido um aumento da potência em cerca de 10 % com a recuperação da energia térmica (Obieglo *et al.* (2009)).

Com o objetivo de aumentar o desempenho dos seus veículos híbridos, a Honda, em 2008 apresenta um ciclo de Rankine aproveitando a energia térmica dos gases de escape, tendo conseguido produzir energia elétrica suficiente para alimentar a bateria do motor elétrico.

Kadota e Yamamoto (2008) apresentaram um sistema constituído por um catalisador com um evaporador incorporado, tendo água como fluido de trabalho, um expansor/gerador, um condensador e ainda um cilindro de cabeça modificada e com janelas de escape isoladas.

A Ford também desenvolveu um ciclo de Rankine de configuração simples utilizando como fluido de trabalho um fluido orgânico, o R245fa. Através dos testes realizados, chegaram à conclusão de que conseguem economizar combustível através da eletricidade produzida, e que essa energia elétrica é suficiente para compensar as cargas adicionais do motor (Hussain e Brigham, 2011).

A revisão bibliográfica efetuada permitiu concluir que o sistema de recuperação de energia térmica contida nos gases de escape de veículos automóveis através de ciclo de Rankine, é o que apresenta maior potencial de recuperação de energia térmica (Domingues *et al.*, 2013).

Na seção de fundamentos teóricos (ver seção 2.2) foram apresentados os elementos principais de um ciclo de Rankine. O presente trabalho tem como objetivo principal o estudo de permutadores de calor para aplicação em sistema de recuperação de energia térmica. Os estudos relacionados com o desenvolvimento e a otimização de permutadores de calor para este tipo de sistemas são, ainda, relativamente pequenos. A seção seguinte apresenta os principais estudos sobre permutadores de calor efetuados.

2.3.2 Permutador de calor

Os permutadores de calor têm aplicação nas mais diversas áreas, e com várias finalidades. Nas grandes indústrias, para recuperação de energia, através de dissipadores sob formas de caldeiras de aquecimento, evaporadores, condensadores etc, estando também presentes em

equipamentos de ar condicionado, frigoríficos e sistemas de aquecimento de água para uso doméstico.

Nos veículos automóveis estão também presentes em diversos sistemas, por exemplo: i) sistema de EGR com arrefecimento indireto (através do líquido de refrigeração água e glicol) que utiliza permutadores de carcaça e tubos; ii) sistema de arrefecimento do motor (denominado de radiador), que em geral utiliza um permutador de tubos alhetados; iii) sistema de arrefecimento do ar de admissão (CAC, *charge aircooler*, na literatura inglesa, também referido por *intercooler*), que em geral utiliza um permutador de tubos alhetados.

Nos automóveis a sua aplicabilidade estende-se ao campo do aproveitamento e da recuperação da energia térmica dos gases de escape, que é o alvo principal deste trabalho.

Mavridou *et al.* (2010) pretendem desenvolver um permutador de calor para recuperação de energia térmica dos gases de escape de um motor *Diesel* de um camião, com o principal objetivo de diminuir ao máximo o peso e o volume do permutador, mantendo os níveis do seu desempenho quanto à transferência de calor, aceitáveis.

Consideraram cinco configurações diferentes, como pode ser verificado na Figura 2.7, a) um típico permutador de carcaça e tubos, b) permutador de carcaça e tubos com tubos alhetados, c) tubos com rugosidade forçada (ondulação na superfície), d) um permutador de placas com superfície alhetada e e) permutador de placas com espuma metálica de 10 ppi e 40 ppi.

Os resultados indicaram que os permutadores de placas introduzem menores perdas de carga. Uma vez que o peso e o volume também são contabilizados, as alhetas podem ser substituídas por espuma metálica que conduz a uma redução de 38% do volume e uma redução de duas vezes o peso, quando utilizada a espuma de 40 ppi. Apesar de provocar um aumento da perda de carga comparativamente com a configuração com alhetas, os valores são menores do que os verificados nos permutadores de carcaça e tubos.

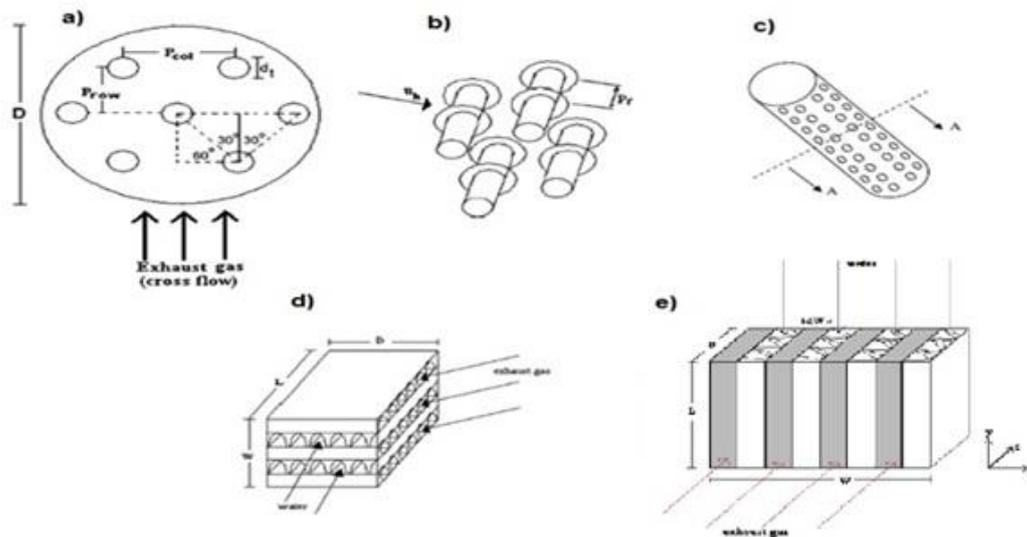


Figura 2.8-Permutadores de calor, a) um típico permutador de carcaça e tubos, b)permutador de carcaça e tubos com tubos alhetados, c) tubos com rugosidade forçada (ondulação na superfície), d) um permutador de placas com superfície alhetada e e) permutador de placa com espuma metálica de 10 ppi e 40 ppi.

A empresa Thesys (Ambros *et al.*, 2011) desenvolve permutadores para sistemas de recuperação de energia térmica que aproveitam a disponibilidade da energia dos gases de escape, tanto na conduta de arrefecimento de recirculação dos gases de escape, EGR, como na conduta de escape.

No momento estão a ser desenvolvidos três configurações diferentes, *Bar and Plate*, *TRT - Twin Round Tube* e *TFT - Twin Flat Tube*. Foram produzidos e testados com sucesso em bancos de teste, protótipos do tipo *Bar and Plate* e *TRT*. Quanto à configuração *TFT* os testes de produção estão em andamento.

A Ford também desenvolveu um permutador de carcaça e tubos para o RC utilizado para recuperação da energia dos gases de escape, em que os gases de escape circulam pelos tubos. Hussain e Brigham (2011) desenvolveram um modelo numérico transiente que permite medir os efeitos principais do RC para diferentes configurações.

Neste permutador os valores de alta e baixa pressão são fixos, enquanto o caudal do fluido de trabalho varia consoante a energia disponível. Realizaram-se estudos e análises variando os parâmetros geométricos do permutador para medir os efeitos do aumento do tamanho do

permutador, os efeitos do diâmetro e do número dos tubos. Optaram por selecionar um permutador com 100 tubos, com 5mm de diâmetro e com um comprimento de 200mm.

Em 2012 a BMW (Horst *et al.* 2012) desenvolveu um modelo dinâmico de um permutador de calor, baseado no princípio da fronteira móvel e validado para os dados de medição de um evaporador concebido para sistemas de recuperação de energia térmica (Ciclo de Rankine) dos veículos automóveis.

O modelo foi utilizado para prever o desempenho do permutador de calor em um cenário de operação padrão, incluindo aquecimento e as variações de carga. Com base em simulações, foi desenvolvido um sistema para controlar a temperatura do vapor por meio do caudal de água de alimentação.

Foram obtidos resultados apreciáveis entre os valores do caudal mássico de vapor previstos e medidos, isto com a implementação do sistema de controlo no banco de ensaios.

Nas Tabelas 2.1 e 2.2 encontram-se alguns parâmetros dos permutadores anteriormente descritos.

Tabela 2.1- Resumo parâmetros dos permutadores de carcaça e tubos

Tipo de permutador	Autor	Parâmetros geométricos	β [m ² /m ³]
Permutador de Carcaça e Tubos	Hussain e Brigham (2011),	D=5mm L=200mm N=100mm $A_p = 3.14 \times 10^{-3} \text{m}^2$ $V = 3.92 \times 10^{-6} \text{m}^3$	$\beta = 800$
	Mavridou <i>et al.</i> (2010)	Pré-aquecedor D =16 mm L=215 N = 342 $A_p = 3.68 \text{m}^2$ $V = 4.05 \times 10^{-2} \text{m}^3$ Evaporador D=16mm	Pré-aquecedor $\beta = 90.86$ Evaporador $\beta = 90.88$

		<p>L=420mm N=342 $A_p = 7.18\text{m}^2$ $V = 7.9 \times 10^{-2} \text{m}^3$</p> <p>Super-aquecedor</p> <p>D = 16 mm L = 0.43 m N = 342 $A_p = 7.38 \text{m}^2$ $V = 8.1 \times 10^{-2} \text{m}^3$</p>	<p>Super-aquecedor $\beta = 91.11$</p>
--	--	---	--

Tabela 2.2 - Resumo parâmetros dos permutadores de placas

Tipo de permutador	Autor	Parâmetros geométricos	β [m ² /m ³]
Permutador de Placas	Karellas <i>et al.</i> (2011)	<p>Distância entre placas = 2 mm</p> <p>Espessura das placas = 0.45mm</p>	-
	Mavridou <i>et al.</i> (2010)	<p>Pré-aquecedor</p> <p>$A_p = 20.32 \text{m}^2$ $V = 2.18 \times 10^{-2} \text{m}^3$</p> <p>Evaporador</p> <p>$A_p = 37.3 \text{m}^2$ $V = 4 \times 10^{-2} \text{m}^3$</p> <p>Super-aquecedor</p> <p>$A_p = 9.98 \text{m}^2$ $V = 1.07 \times 10^{-2} \text{m}^3$</p>	<p>Pré-aquecedor $\beta = 932.1$</p> <p>Evaporador $\beta = 932.5$</p> <p>Super-aquecedor $\beta = 932.7$</p>

		Dados gerais Espessura das placas=0.254mm Distância entre placas= 13.82mm	
--	--	---	--

2.3.3 Fluido de Trabalho

A escolha do fluido de trabalho é uma etapa relevante quando se pretende implementar um ciclo de Rankine, pois, influencia a eficiência do ciclo que varia, consoante as suas características.

As propriedades termodinâmicas, estabilidade do fluido, bem como a sua compatibilidade com os materiais que irá estar em contacto, aspetos relacionados com a saúde, segurança ambiental, disponibilidade e custo, são os vários parâmetros que entram em linha de conta quando se trata da seleção de um fluido de trabalho.

Existem vários estudos sobre os vários fluidos de trabalho, no que diz respeito às suas características. O ciclo de Rankine real, utiliza como fluido de trabalho a água, mas os fluidos orgânicos e a mistura de fluidos, são alternativas que vêm sendo investigadas por vários autores, que também serão referidos neste estudo.

Stobart *et al.* (2007) consideraram que a água é um dos fluidos húmidos mais práticos, devido às suas características, que são muito vantajosas. Trata-se de um fluido, não inflamável, não tóxico, e, com um bom desempenho quanto à transferência de calor. É o fluido tradicional de trabalho para um RC, normalmente com maior aplicabilidade em equipamentos de larga escala, como por exemplo, centrais termoelétricas a vapor (Verschoor e Brouwer, 1995).

Uma pesquisa feita pela Honda (Endo *et al.* (2007)), em que a temperatura de exaustão situava-se entre os 500 °C e os 800 °C, constatou-se que, a água possui propriedades de transporte relativamente boas, e, temperatura crítica elevada.

Apesar de ter muitas características bastante atrativas, quando a água é utilizada como fluido de trabalho, inspira alguns cuidados, pois, também apresenta alguns aspetos menos favoráveis. Para além de ser um fluido corrosivo, como afirmam Chammas e Clodic (2005),

a temperatura de solidificação a 0 °C, não é tão baixa quanto desejável para uma aplicação automível. Ao selecionar a água como fluido de trabalho, é necessário o sobreaquecimento do vapor, a fim de se evitar a erosão das pás da turbina, segundo Verschoor e Brouwer (1995).

O fluido orgânico, R245-fa, é, um representante dos fluidos secos, bastante utilizado em aplicações do ORC, devido às suas propriedades de transferência de calor, boa estabilidade térmica, e, baixa viscosidade. É um fluido não inflamável, e, compatível com os materiais. Quando utilizado como fluido de trabalho, não existe preocupação em relação à sua solidificação, como acontece quando é utilizado a água.

A utilização de água como substância pura, em um sistema de recuperação de calor para aplicações em veículos, é geralmente desaconselhável devido à fraca proteção contra a solidificação. Assim sendo, a água é por vezes utilizada em conjunto com um outro fluido, para baixar o ponto de solidificação da mistura resultante.

A mistura de fluidos puros, com outros fluidos, ajuda a melhorar as características de transferência de calor, e.g., a mistura água-etanol. Álcoois tais como etanol e metanol, são altamente inflamáveis, mas não são prejudiciais para o meio ambiente. Um sistema de recuperação de calor contendo fluidos de trabalho inflamáveis, requer aspetos de concepção especiais.

Segundo Latz *et al.* (2012) a mistura água-etanol, proporciona algumas vantagens, na medida em que, mesmo que a mistura contenha elevado teor de água a mistura não solidifica a temperaturas moderadas, e o risco de inflamação diminuiu substancialmente, em comparação com etanol puro, como é óbvio.

Neste trabalho, será utilizada a água como fluido de trabalho. Apesar de tudo, a água como fluido de trabalho pode proporcionar um aumento da eficiência térmica do ciclo, com o grau de sobreaquecimento. Por ter ligações químicas fortes, a água consegue garantir maior estabilidade térmica (Verschoor e Brouwer, 1995). O que para os fluidos orgânicos, nem sempre é possível. Para a grande maioria, a instabilidade térmica ocorre a temperaturas relativamente baixas, sendo assim, estes fluidos sofrem decomposição química, e deterioração, a altas temperaturas, e a pressões também elevadas, não sendo recomendável o seu sobreaquecimento (Chammas e Clodic, 2005).

2.3.4 Transferência de calor na mudança de fase

Existem várias correlações disponíveis na literatura, para prever o coeficiente de transferência de calor no interior de um canal. As correlações propostas por Chen (1966), Shah (1976), e Gungor Winterton (1987) e Kandlikar (1990, 1991) estão entre as correlações mais comumente utilizadas.

Um fator muito importante, e que em certos casos é esquecido, é a tendência prevista por cada uma das várias correlações, para a variação do coeficiente de transferência de calor, com o título. O coeficiente de transferência de calor, pode aumentar, manter-se constante, ou ainda diminuir, com o título, dependendo de dois parâmetros adimensionais: o número de ebulição, Bo , (*boiling number*, na literatura inglesa) e a densidade, ρ_l / ρ_g , (*liquid to vapor density ratio*, na literatura inglesa).

Kandlikar (1991) desenvolveu um mapa, que mostra a variação do coeficiente de transferência de calor, h , com o título, x , tendo em conta, os dois parâmetros adimensionais anteriormente referidos, Bo e ρ_l / ρ_g . Verificou-se que, para uma taxa de densidade elevada, os efeitos convectivos são dominantes, com o aumento do título. Isto leva a uma tendência de aumento no h com o aumento x .

Kandlikar (1991) desenvolveu um mapa que mostra a variação do coeficiente de transferência de calor, h , com o título, x , tendo em conta os dois parâmetros adimensionais anteriormente referidos, Bo e ρ_l / ρ_g . Verificou-se que para uma taxa de densidade elevada, os efeitos convectivos são dominantes com o aumento do título. Isto leva a uma tendência de aumento no h com o aumento x .

Por outro lado, um número de ebulição elevado, contribui fortemente para uma situação de ebulição nucleada, que tende a diminuir, à medida que a fração de vapor aumenta. Isto leva a uma tendência decrescente do h com o aumento de x . Este mapa é baseado nas tendências observadas nos canais convencionais, com $D_h > 3\text{mm}$.

Kandlikar e Steinke, verificaram a influência destes dois parâmetros para mini canais, com $3\text{mm} > D_h > 200\mu\text{m}$, e, concluíram que, as correlações desenvolvidas por Kandlikar (1990) para canais convencionais são válidas para mini canais. Também certificaram, que o comportamento do coeficiente de transferência de calor, em relação à quantidade de vapor, também é semelhante ao verificado para os tubos de diâmetros convencionais.

Uma lista mais detalhada de estudos de escoamento com mudança de fase em mini canais é relatada por Kandlikar (2001).

Modelos para a avaliação de desempenho Termo Hidráulico

3.1 Introdução

O presente capítulo apresenta os modelos de utilizados para a avaliação de desempenho termo hidráulico. Apresentando todas as expressões de cálculo analítico utilizadas para a determinação da perda de carga e para o desempenho térmico dos permutadores, principalmente ao que diz respeito ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

3.2 Modelo de cálculo da perda de carga

A avaliação do desempenho hidráulico do permutador, é feito tendo em conta a perda de pressão que o fluido tem, ao longo do escoamento no interior dos tubos. Para o caso de estudo, é do maior interesse, quantificar as perdas verificadas do lado dos gases de escape, ou seja, a fim de verificar a viabilidade da introdução do permutador na linha de escape. Para isso, nesta primeira fase será apresentado um modelo de cálculo analítico, e numa fase mais adiante, será utilizado um modelo de dinâmica de fluidos computacional, para esse mesmo efeito.

A tabela 3.1 apresenta a composição média dos gases de escape. Estes valores foram obtidos experimentalmente por Santos (2010). Substância como CO, HC e NOx foram negligenciadas uma vez que representam uma fração não muito significativa.

Tabela 3.1 – Composição média dos gases de escape.

Substância	Fração volúmica	Fração mássica
CO ₂	0.134	0.204
H ₂ O	0.125	0.078
N ₂	0.741	0.718

3.2.1 Cálculo da perda analiticamente

Para o cálculo analítico da perda de carga dos gases de escape através do permutador foi utilizado a equação de Darcy-Weibach:

$$\Delta P = f \frac{Lv^2\rho}{2d} \quad (3.1)$$

Onde, f representa o fator de atrito, L [m] o comprimento do tubo, v [m/s] a velocidade do fluido, d o diâmetro do tubo [m] e ρ [kg/m³] a massa volúmica dos gases de escape.

As propriedades dos gases de escape (massa volúmica e viscosidade) dependem da temperatura de acordo com as seguintes expressões:

$$\rho_g = \frac{P_g}{R_p T_g} \quad (3.2)$$

$$\mu_g = 10^{-6} \times (4.666 + 0.04796T_g - 0.000011T_g^2) \quad (3.3)$$

Em que, P_g é a pressão (foi considerada a pressão atmosférica) do gás, R_p a constante dos gases com o valor de 287 J/kg.K e T_g a temperatura do gás.

O número de Reynolds, Re , é um parâmetro adimensional que ao relacionar as forças de inercia e as forças viscosas possibilita a caracterização do regime de escoamento do fluido, podendo este ser, laminar, de transição ou turbulento. O Re é calculado de acordo com a expressão 3.4.

Um fator muito importante a ser determinado é o fator de atrito, f . Este varia com o tipo de escoamento ou seja com o número de Reynolds. Para o seu cálculo foram utilizadas algumas expressões dependendo do regime de escoamento do gás.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (3.4)$$

No regime laminar as forças de viscosidade predominam, sendo assim o fator de atrito é independente da natureza do tubo o que permite que a expressão de cálculo, sugerida por Hagen-Poiseuille, possa ser aplicada quando se trata de tubos com paredes lisas e rugosas,

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.5)$$

O que não acontece na presença de regimes de transição e turbulento. Nestas situações é necessário ter em conta a natureza da parede do tubo para se obter valores mais precisos e mais fiáveis. Existem várias correlações e estudos neste campo, dos quais se destacou a expressão de cálculo, expressão 3.6, sugerida por Paul Blasius, que embora tenha algumas restrições, com aplicabilidade para número de Reynolds entre 4000 e 10^5 , é explícita e se enquadra nos limites impostos neste trabalho.

$$f = 0.316R_e^{-\frac{1}{4}} \quad (3.6)$$

Para ter um termo de comparação, utilizou-se uma correlação alternativa sugerida por Petukhov, uma expressão mais ampla válida para número de Reynold compreendido entre 3000 e 5×10^6 .

$$f = \frac{1}{[0.79 \ln(R_e) - 1.64]^2} \quad (3.7)$$

3.3 Modelo de avaliação do desempenho térmico

A análise de qualquer permutador de calor existe uma fase extremamente importante, a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Pode-se afirmar que este coeficiente de certa forma simplifica a análise do permutador uma vez que engloba os efeitos dos processos de convecção entre o fluido quente e a parede do tubo que faz a separação entre os fluidos, a condução através desta mesma parede e a convecção entre o tubo e o fluido frio.

Deste modo, consegue-se de uma forma simplificada, relacionar a taxa de calor transferida com a área, e, a diferença de temperatura.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (3.8)$$

A figura 3.1 representa o processo de evaporação do fluido de trabalho, através de um diagrama T-s (temperatura entropia), bem como, a evolução da temperatura dos gases de escape, ao longo de todo o processo.

Como se pode verificar, o permutador de calor, foi dividido em três partes, a saber; um pré-aquecedor, um evaporador, e um super-aquecedor, para facilitar a sua análise térmica.

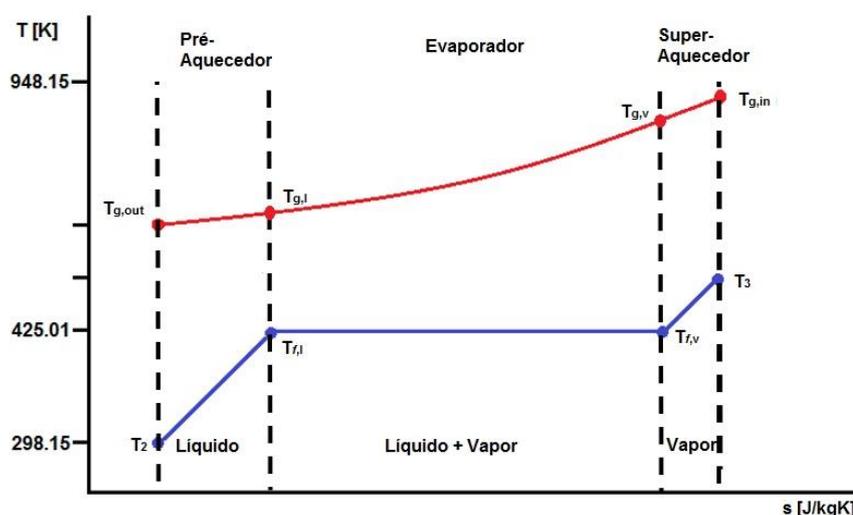


Figura 3.1- Representação do processo de evaporação (Diagrama T-s) do fluido de trabalho e evolução da temperatura dos gases de escape.

3.3.1 Método Diferencial de Temperatura Média Logarítmica

A aplicação deste método permite relacionar a taxa de transferência de calor com as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, com a área superficial, e com o coeficiente global de transferência de calor. Só é utilizado quando as temperaturas de entrada e de saída de ambos os fluidos são conhecidas, e, desta forma determinar a área necessária para conseguir retirar determinada taxa de calor.

Uma vez que a diferença de temperatura, varia à medida que os fluidos percorrem o permutador, este método, permite chegar a um valor da diferença de temperatura média adequada, ΔT_m .

Para a determinação do ΔT_m é necessário assumir alguns pressupostos:

1. Permutador isolado da vizinhança
2. Condução axial ao longo dos tubos é desprezável;
3. Variações das energias cinética e potencial são desprezáveis;
4. Os calores específicos dos fluidos são constantes;
5. O coeficiente global de transferência de calor é contante;

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \quad (3.9)$$

Em que,

$$\Delta T_e = T_{g,e} - T_{f,e} \quad (3.10)$$

$$\Delta T_s = T_{g,s} - T_{f,s} \quad (3.11)$$

Na tabela que se segue encontram-se as diferenças de temperatura de entrada e de saída para cada fase do permutador, pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor, tendo como base o esquema da figura 3.1.

Tabela 3.2- Diferenças de temperatura de entrada e de saída para o pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor.

Pré-aquecedor	Evaporador	Super-aquecedor
$\Delta T_e = T_{g,out} - T_2$	$\Delta T_e = T_{g,l} - T_{f,l}$	$\Delta T_e = T_{g,v} - T_{f,l}$
$\Delta T_s = T_{g,l} - T_{f,l}$	$\Delta T_s = T_{g,v} - T_{f,v}$	$\Delta T_s = T_{g,in} - T_3$

3.3.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é essencial para a análise de um permutador de calor, embora a sua determinação, por vezes, seja incerta. Este coeficiente define-se em termos da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos.

Durante a operação normal de um permutador de calor, as superfícies ficam sujeitas a incrustações de impureza contida nos fluidos, à formação de ferrugem, e a outras reações entre os materiais do fluido, e das paredes, aumentando assim a resistência à transferência de calor entre os fluidos, o que também influi na determinação do coeficiente.

Por outro lado, as alhetas, por aumentarem a área superficial, diminuem a resistência a transferência convectiva de calor, com influência no coeficiente global de transferência de calor. Estes dois efeitos, podem ser incluídos nos cálculos, através da expressão 3.13:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \quad (3.13)$$

$$= \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h}$$

Em que os índices c e h referem aos fluidos frio e quente, respectivamente. R_w é a resistência de condução do material, obtido pela expressão 3.14 (no caso das paredes cilíndricas), h o coeficiente de transferência de calor, R_f'' representa o fator de incrustação e η_0 a eficiência global da superfície ou eficiência da temperatura de uma superfície com alhetas, dada pela expressão 3.15.

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2\pi k L} \quad (3.14)$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.15)$$

Em que A_f é área da superfície alhetada e η_f é a eficiência de uma única alheta.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3.16)$$

$$m = \left(\frac{2h}{kt}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.17)$$

Onde L o comprimento da alheta, que acaba por ser o comprimento do tubo, t a espessura da alheta e k a condutividade térmica.

O fluxo de calor de uma superfície alhetada é dado pela expressão 3.14:

$$q = \eta_0 h A (T_b - T_\infty) \quad (3.18)$$

Onde T_b é a temperatura da superfície da base e A a área total (alheta mais a base).

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é necessário em primeiro lugar determinado o coeficiente de transferência de calor para o gás e para o fluido de trabalho.

Modelo de cálculo do coeficiente de transferência de calor para os gases de escape

O coeficiente de transferência de calor por convecção é definido através da seguinte equação:

$$h = k_g \frac{Nu}{D_h} \quad (3.19)$$

De acordo com a equação anterior o coeficiente de transferência de calor por convecção é estimado a partir do número de Nusselt (Nu), que relaciona a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. O Nu_d depende da geometria, do Re_d e do número de Prandtl (Pr).

As analogias consideradas permitiram desenvolver correlações para o coeficiente de convecção para o escoamento interior em condutas que consideram o efeito da rugosidade dos tubos (através do fator de atrito f).

Para valores do número de Reynolds inferiores a 2100, regime laminar, indica-se uma correlação para escoamento em tubos de Sieder e Tate (Azevedo, 2005), obtida experimentalmente pelos autores através do aquecimento e arrefecimento de diversos fluidos em tubos horizontais e verticais. Para escoamento em regime laminar tem-se:

$$Nu_d = 1,86 \left[Re_d \cdot Pr \cdot \left(\frac{D_h}{L} \right) \right]^{1/3} \phi, \quad 100 \lesssim Re \lesssim 2100 \quad (3.20)$$

Os autores referem que a equação 3.20 apresenta desvios máximos de 12%.

O fator ϕ refere-se à razão entre a viscosidade média e a viscosidade na parede, $\phi = (\mu/\mu_w)^m$, onde $m = 0.14$ para $Re > 8000$ e $m = 0.25$ para $Re < 8000$. No caso de gases, este fator pode ser aproximado por $\phi = (T/T_w)^n$ com $n = 0$ se o fluido for arrefecido e $n = 0.45$ se o fluido for aquecido.

Para regime laminar é recomendado um fator de atrito dado pela expressão 3.5. Para contabilizar os efeitos da transição de modo a ter em conta os efeitos de entrada, Gnielinski

(Azevedo, 2005) modificou a correlação de Petukhov, Kirilov e Papov (correlação apenas para escoamento em regime turbulento) para números de Reynolds $2300 < Re < 5 \times 10^6$:

$$Nu_d = \frac{(f/8)(Re_d - 1000)(Pr)}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] \phi, \quad (3.21)$$

$$2300 \lesssim Re_d \lesssim 5 \times 10^6$$

Recomendado para o fator de atrito dado pela expressão 3.7.

De acordo com Gnielinski, a correlação anterior pode ser aproximada pela seguinte equação, simplificada para números de Prandtl entre $0.5 \lesssim Pr \lesssim 1.5$:

$$Nu_d = 0,0214(Re_d^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] \phi \quad (3.22)$$

Modelo de cálculo do coeficiente de transferência de calor para o fluido de trabalho

O fluido de trabalho, recebe energia térmica, à medida que circula ao longo do permutador de calor, aumentando desta forma a sua temperatura. Este aumento de temperatura, é de tal forma significativa, que faz com o fluido atinja a sua temperatura de saturação, e entre no processo de mudança de fase; passa do estado líquido, para o estado gasoso. Ao aumento da temperatura, também está associada a alteração de algumas propriedades do fluido, que influenciam a transferência de calor. Assim, torna-se necessário, determinar o coeficiente de transferência de calor para cada um dos estados pelo qual o fluido passa, monofásico (quando se encontra no estado líquido ou gasoso) e bifásico (quando se encontra na mudança de fase, mistura de líquido e vapor).

Escoamento Monofásico

Para a fase líquida (pré-aquecedor) e gasosa (super-aquecedor) temos escoamentos monofásicos, e a determinação do coeficiente de transferência de calor é feita de igual forma.

Para a fase líquida, (pré-aquecedor) e gasosa, (super-aquecedor) temos escoamentos monofásicos, e a determinação do coeficiente de transferência de calor, é feita de igual forma.

É apresentado a seguir um modelo de cálculo para a determinação do coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico.

Sabendo que o coeficiente de transferência de calor por convecção, é dado pela expressão 3.19, em primeiro lugar, é preciso verificar qual o regime de escoamento do fluido, facilmente determinado com base no número de Reynolds, dado pela expressão 3.4 apresentada na secção anterior. A seguir, pode-se calcular o número de Nusselt definido em função da geometria.

A seguir, são apresentadas correlações para o cálculo do número de Nusselt, para os diferentes regimes de escoamento.

Para escoamento turbulento, recomenda-se a relação de Nusselt para tubo curtos, em $10 < d/L < 400$:

$$N_u = 0.036 R_e^{0.8} P_r^{1/3} \left(\frac{d}{L} \right)^{0.055} \quad (3.23)$$

Para o regime laminar a relação de Hausen, também para tubos curtos dada pela expressão que se segue:

$$N_u = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{d}{L} \right) R_e P_r}{1 + 0.04 \left(\left(\frac{d}{L} \right) R_e P_r \right)^{2/3}} \quad (3.24)$$

Em que todas as propriedades do fluido são calculadas para uma temperatura média T_m , entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido, quer seja o regime turbulento ou laminar.

Escoamento Bifásico

Parâmetros adimensionais utilizados nas correlações

Na mudança de fase do fluido há escoamento de líquido saturado submetido ao processo de ebulição. Nesta fase consideram-se dois mecanismos distintos já anteriormente descritos na secção 2.2.4: ebulição nucleada e ebulição convectiva.

Existem hoje várias correlações empíricas, ou semi-empíricas, desenvolvidas para calcular o coeficiente de transferência de calor combinando a contribuição destes dois mecanismos.

Não existe ainda uma correlação universal, que determine com precisão, o coeficiente de transferência de calor, e , que possa ser usada, para todos os mecanismos e regimes de ebulição, e todos os fluidos possíveis.

Seguidamente, serão apresentadas algumas das correlações, geralmente utilizadas para escoamentos com transferência de calor por ebulição no interior de canais, e na Tabela 3.2 estão todos os parâmetros adimensionais utilizados nessas mesmas correlações

Tabela 3.1 - Caracterização dos parâmetros adimensionais utilizados nas correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor

Parâmetro	Expressão de cálculo	Interpretação
Número de ebulição	$Bo = \frac{q''}{Gh_{fg}}$	-
Densidade	$\frac{\rho_f}{\rho_g} = \frac{1}{v_f} = \frac{v_g}{v_f}$	Razão entre as densidades do líquido e do vapor, que também pode ser definida dividindo o volume específico do vapor pelo volume específico do líquido.
Número de Reynold para o líquido	$Re_{fo} = \frac{GD_h}{\mu_f}$	Razão entre as forças de inercia e as forças viscosas baseado no fluxo total
Número de Reynold superficial para o líquido	$Re_f = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_f}$	Razão entre as forças de inercia e as forças viscosas baseado no fluxo atual para cada fase
Número de Weber	$We = \frac{G^2 D_h}{\rho_f \sigma}$	Relaciona as forças de inércia e as forças de tensão superficial. Em que σ é a tensão superficial
Número Capilar	$Ca = \frac{\mu_f G}{\rho_f \sigma} = \frac{We}{Re_{fo}}$	Razão entre as forças viscosas e as forças de tensão superficial

Correlação de Kandlicar

A correlação que se segue foi desenvolvida por Kandlicar (1990) para a evaporação em tubos horizontais e verticais.

$$h_{TP} = \text{Maior de } \begin{cases} h_{TP,NBD} \\ h_{TP,CBD} \end{cases}$$

Em que $h_{TP,NBD}$ e $h_{TP,CBD}$ são os coeficientes de transferência de calor para as regiões em de ebulição nucleada dominante e ebulição por convecção dominante, respetivamente. A correlação que descreve cada região é dada pelas expressões que se seguem:

$$h_{TP,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-x)^{0.8}f(Fr_{LO})h_{LO} + 1258.0Bo^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{FL}h_{LO} \quad (3.25)$$

$$h_{TP,CBD} = 1.136Co^{-0.9}(1-x)^{0.8}f(Fr_{LO})h_{LO} + 667.2Bo^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{FL}h_{LO} \quad (3.26)$$

Onde Co é o número de convecção, $f(Fr_{LO})$ é o parâmetro de estratificação, sendo uma função de Froude, Bo é o número de ebulição, F_{FL} é a combinação superfície-líquido e h_{LO} é o coeficiente de transferência de calor do líquido, em W/m^2K , sendo calculado pelas seguintes equações:

$$h_{LO} = \frac{(Re_{LO} - 1000)Pr_L(f/2)(k_L/D_i)}{1 + 12.7(Pr^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} \Rightarrow 2300 \leq Re_{LO} \leq 10^4 \quad (3.27)$$

$$h_{LO} = \frac{Re_{LO}Pr_{LO}(f/2)(k_L/D_i)}{1 + 12.7(Pr^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} \Rightarrow 10^4 \leq Re_{LO} \leq 5 \times 10^6 \quad (3.28)$$

Com o fator de atrito dado pela equação que se segue:

$$f = [1.58\ln(Re_{LO}) - 3.28]^{-2} \quad (3.29)$$

O número de convecção e o parâmetro de estratificação são dados pelas seguintes equações:

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{(1-x)}{x}\right)^{0.8} \quad (3.30)$$

$$f(Fr) = \begin{cases} 2.63Fr^{0.3} \Rightarrow Fr \leq 0.04 \\ 1 \Rightarrow Fr \geq 0.04 \end{cases} \quad (3.31)$$

$$Fr = \left(\frac{G}{\rho_L}\right)^2 / gD_i \quad (3.32)$$

Onde ρ_v e ρ_l são as densidades do vapor e do líquido, respetivamente, em Kg/m³, x é a fração de vapor e g é a aceleração gravítica, em m/s².

Correlação de Kim e Mudawar

A correlação de Kandlicar, só considera o mecanismo dominante, tendo em conta o valor máximo entre a parte da ebulição nucleada, e, a ebulição convectiva, esta correlação definida por Kim e Mudawar, (2013) tem em conta, os dois mecanismos, conforme a expressão abaixo:

$$h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0.5} \quad (3.33)$$

A parte da ebulição nucleada do coeficiente de transferência de calor bifásico desta correlação é dada por:

$$h_{nb} = \left[2345 \left(B_o \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.7} P_R^{0.38} (1 - x) \right] \left(0.023 Re_e^{0.8} Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D_h} \right) \quad (3.34)$$

A parte da ebulição convectiva do coeficiente de transferência de calor bifásico desta correlação é definida por:

$$h_{cb} = \left[5.2 \left(B_o \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.08} We_f^{-0.54} + \left(\frac{1}{X_{vv}} \right)^{0.94} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.25} \right] \left(0.023 Re_e^{0.8} Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D_h} \right) \quad (3.35)$$

Correlação de Klimenko

O coeficiente de transferência de calor por convecção na mudança de fase, depende dos parâmetros da fase líquida, e da fase gasosa. A equação que se segue, representa a correlação de Klimenko:

$$h_{TF} = 0.087 Re^{0.6} Pr_l^{1/6} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.2} \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0.09} \frac{k}{D_h} \quad (3.36)$$

Onde k é a condutividade térmica dada pela expressão seguinte:

$$k = (1 - x)k_l + xk_g \quad (3.37)$$

3.3.3 Modelo para avaliação da eficiência exergética do permutador de calor

Este trabalho tem o objetivo não só de maximizar a eficiência de permuta entre o fluido de trabalho do RC e os gases de escape, mas também de analisar a qualidade da energia recuperada, uma vez que o permutador estudado faz parte de um ciclo de Rankine, e o calor recuperado pelo fluido será convertido em trabalho.

A seguir é apresentado o modelo de cálculo da eficiência exergética do permutador de calor.

O fluxo exergético do fluido de trabalho em qualquer ponto do RC pode ser determinado através da equação que se segue:

$$\dot{E}_j = \dot{m}_f [(h_j - h_{amb}) - T_{amb}(s_j - s_{amb})] \quad (3.38)$$

Em que os índices f , amb e j , representam o fluido, o ambiente e os pontos do RC, respetivamente. \dot{m} é o caudal mássico, h a entalpia, T a temperatura, e s a entropia

O Fluxo exergético dos gases de escape, (considerando como um gás ideal), que entra e sai do RC, pode ser calculado segundo a seguinte expressão:

$$\dot{E}_j = \dot{m}_g \left[cp_g (T_{g,j} - T_{amb}) - T_{amb} \left(cp_g \left(\ln \frac{T_{g,j}}{T_{amb}} \right) - R_g \left(\ln \frac{p_{g,j}}{p_{amb}} \right) \right) \right] \quad (3.39)$$

Onde cp_g é o calor específico dos gases de escape, R_g a constante dos gases perfeitos e p a pressão.

A eficiência energética do permutador pode ser calculada conforme a expressão XX:

$$\eta_{exergético, evap} = \frac{\dot{E}_{util}}{\dot{E}_{disponível}} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_{g,in} - \dot{E}_{g,out}} \quad (3.40)$$

Em que, \dot{E}_2 é o fluxo exergético à entrada do permutador de calor, ponto 2 do RC, e \dot{E}_3 , representa o fluxo exergético do fluido de trabalho à saída do permutador, ou seja, ponto 3

do RC. Sendo $\dot{E}_{g,in}$ e $\dot{E}_{g,out}$, os fluxos exergéticos dos gases de escape à entrada e à saída do permutador, respetivamente.

Análise do desempenho termo hidráulico do permutador

4.1 Introdução

O presente capítulo é dedicado à análise do desempenho termo hidráulico do permutador. Inicialmente são apresentadas as condições de utilização para dois veículos equipados com MCI, de ignição por faísca, VW Sharan VR6 e Ford Sierra. Seguidamente, são apresentados os dois tipos de permutadores estudados: de carcaça e tubos e de tubos concêntricos. Numa fase seguinte é feita a análise da perda de carga dos gases de escape, a fim de se identificar o permutador de calor, que apresenta a geometria mais adequada, do ponto de vista da minimização da perda de carga dos gases de escape, e, por conseguinte a contra pressão no escape do MCI, de modo a penalizar, o mínimo possível, o desempenho o veículo. Por fim, é feita uma análise quanto à transferência de calor.

4.2 Condições de utilização do permutador de calor

Por forma a analisar a influência da introdução de um WHRS-RC, no desempenho do veículo, foram utilizados resultados experimentais de dois veículos: VW Sharan VR6, e Ford Sierra, ambos, equipados com motores de ignição por faísca.

Condições de teste do veículo VW Sharan VR6

Esta secção apresenta dados experimentais obtidos por Santos (2010), os quais foram utilizados como dados de entrada do modelo termodinâmico. Os testes foram realizados para treze condições de operação do veículo, para três velocidades de rotação (2000, 3000 e 4000 rpm). Para cada velocidade de rotação, os testes foram feitos variando a carga. A tabela 4.1 apresenta as condições de operação do veículo VW Sharan VR6.

Tabela 4.1 – Condições de operação do veículo VW Sharan VR6

Condição	N [rpm]	F [N]	$BMEP$ [bar]	$V_{veículo}$ [km/h]	Pe [kW]	Be [N · m]	\dot{m}_g [g/s]	$T_{g,in}$ [K]
1	2000	0	0	0	0	0	12.8	730.9
2	2000	500	0.91	31.7	4.26	20.4	17.0	790.0
3	2000	1000	1.75	30.1	8.18	39.1	21.0	829.7
4	2000	1500	2.35	26.6	10.96	52.3	23.9	850.7
5	2000	2000	2.78	23.5	12.96	61.9	25.9	868.2
6	3000	0	0	0	0	0	17.3	807.3
7	3000	500	0.98	50.2	6.88	21.9	25.8	897.9
8	3000	1000	1.95	49.7	13.67	43.5	31.5	939.6
9	3000	1500	2.85	48.2	19.97	63.6	37.9	968.7
10	3000	2000	3.77	47.2	26.39	84.0	43.0	989.8
11	4000	0	0	0	0	0	25.4	869.4
12	4000	1000	1.98	67.0	18.45	44.0	43.0	1001.8
13	4000	2000	3.98	67.0	37.17	88.7	59.7	1052.3

Condições de teste do veículo Ford SOHC

Na Tabela 4.2, são apresentados as Condições de operação do veículo Ford Sierra. Os testes realizados para este veículo, foram feitos para cinco velocidades de rotação (2000, 3000, 4000, 5000 e 6000rpm), à carga máxima (WOT- *wide open throttle*, na literatura inglesa).

Tabela 4.2 - Condições de operação do veículo Ford Sierra

Condição	N [rpm]	Be [N · m]	\dot{m}_g [g/s]	$T_{g,in}$ [K]
1	2000	154.0	35.64	948.15
2	3000	163.0	56.07	1014.15
3	4000	170.0	79.48	1071.15
4	5000	162.0	101.7	1099.15
5	6000	129.0	109.4	1120.15

4.3 Permutadores de calor estudados

A seleção de um permutador de calor para ser implementado num WHRS-RC para um veículo automóvel, deve ter algumas características próprias, e obedecer aos requisitos de projeto, como segue:

- 1) Não permitir o contacto entre o fluido de trabalho e os gases de escape, sendo que, para esse efeito, deve haver uma superfície sólida que faça a separação dos dois fluidos (permutador de contacto indireto);
- 2) As dimensões e peso, devem ser minimizados;
- 3) Ter uma área de contacto que garanta a máxima eficiência de permuta;
- 4) Perda de carga mínima.

Os três permutadores foram estudados para todas as condições de operação dos veículos VW Sharan e Ford Sierra, com variações de temperatura e caudal de gases de escape, o que influencia as propriedades do gás, e conseqüentemente a perda de carga, e o desempenho do próprio permutador.

4.3.1 Permutador de carcaça e tubos

A revisão bibliográfica efetuada no capítulo 2 permitiu constatar que, o tipo de permutador mais utilizado é o de construção tubular, denominado de carcaça e tubos. Estes permutadores são os que mais facilmente encontrados no mercado, apresentam uma construção bastante simples, e preenchem os requisitos exigidos para a presente aplicação.

É nesta ordem de ideia que aqui se analisa, numa primeira fase, três permutadores de carcaça e tubos, com escoamento em contra-corrente, com os gases de escape a passarem no interior dos tubos, e o fluido de trabalho (água,) do RC na carcaça. A tabela 4.3 apresenta as características geométricas principais dos permutadores de carcaça e tubos analisados.

Tabela 4.3 - Características geométricas principais dos permutadores de carcaça e tubos analisados

Permutador	N_t	d [m]	L [m]	A_0 [m ²]	A_p [m ²]	β [m ² /m ³]
EVAP1	38	0.006	0.7	0.00107	0.50140	666.67
EVAP2	76	0.006	0.35	0.00215	0.50140	666.67
EVAP3	100	0.005	0.2	0.00196	0.31416	800

Para cada permutador, a tabela 4.3 apresenta: O número de tubos (N_t); o diâmetro interno dos tubos (d); o comprimento dos tubos (L); a área de passagem dos gases de escape (A_0); a área de contacto (A_p); e a área específica de contacto (β)

O permutador designado por EVAP1, é um permutador de calor utilizado num sistema de EGR, para arrefecer os gases de escape recirculados de um veículo pesado. Este será utilizado como evaporador do sistema de recuperação da energia dos gases de escape. Dado que este permutador apresenta um comprimento elevado, ($L=0.7$ m), e uma área de passagem dos gases de escape reduzida, ($A_0 = 0.00107$ m²), conseqüentemente, perdas de carga muito elevadas, foi considerado um permutador EVAP2 que corresponde a metade do comprimento, ($L = 0.35$ m) e ao dobro da área de passagem dos gases de EVAP1. Para efeitos comparativos, foi também considerado o permutador selecionado por Hussain e Brigham (2011) aqui designado por EVAP3, que tem um maior número de tubos ($N_t = 100$) com diâmetro e comprimento menores que os anteriores.

Quanto ao grau de compacidade, verifica-se pela tabela 4.3 que os valores de β obtidos, são coerentes e encontram-se dentro dos limites espectáveis.

4.3.2 Permutador de tubos concêntricos

Um dos objetivos principais da aplicação de um permutador de calor é minimizar a perda de carga dos gases de escape. Assim, no presente estudo, será também analisado um permutador de calor de tubos concêntricos, com escoamento em contra-corrente. Os permutadores de tubos concêntricos apresentam uma geometria relativamente simples, onde as correlações empíricas ainda apresentam bons resultados.

Nesta configuração, o fluido de trabalho circula no anel entre os tubos interior e exterior. Permitindo que os gases de escape circulem no interior do tubo interior, e no exterior do tubo exterior, (Lado da carcaça do permutador).

A figura 4.1 mostra a secção transversal, típica de um permutador de tubos concêntricos.

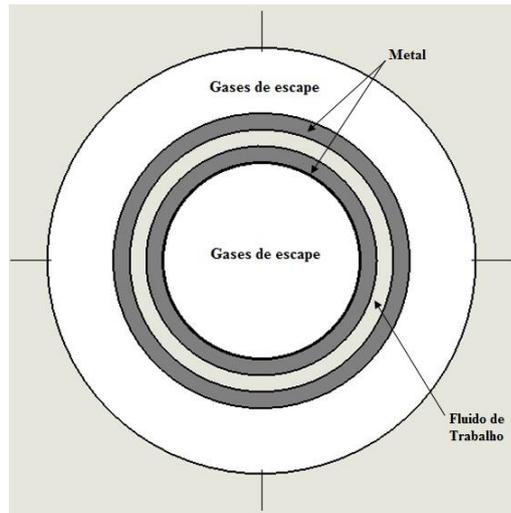


Figura 4.1 - Seção transversal típica de um permutador de calor de tubos concêntricos

Da tabela 4.4, adiante apresentada, constam as características geométricas do permutador de tubos concêntricos em estudo, designado por EVAP4.

Tabela 4.4 - Características geométricas do permutador de calor de tubos concêntricos

Permutador de tubos concêntricos-EVAP4	
Número de tubos	$N_t = 100$
Diâmetro interno (tubo interno)	$d_i = 0.006 \text{ m}$
Diâmetro externo (tubo interno)	$d_e = 0.007 \text{ m}$
Diâmetro interno (tubo externo)	$D_i = 0.008 \text{ m}$
Diâmetro externo (tubo externo)	$D_e = 0.009 \text{ m}$
Espessura dos tubos	$e = 0.5 \text{ mm}$
Área de passagem dos gases de escape	$A_0 = 0.0097 \text{ m}^2$
Área específica de contacto	$\beta = 322.6 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Quando comparado com o permutador de carcaça e tubos, o permutador de tubos concêntricos, permite aumentar a área de passagem dos gases de escape, (menor perda de carga), e aumentar a área de permutada (melhor eficiência).

Este permutador foi estudado do ponto de vista de perda de carga, variando o caudal de gases de escape no interior dos tubos entre 25, 33, 50 e 75% do caudal total. Assim, para as diferentes condições, temos EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50 e EVAP4_75_25.

4.4 Análise da perda de carga

A perda de carga dos gases de escape através do permutador, é calculada utilizando o procedimento descrito na seção 3.2.1.

Para cada regime de escoamento, foi utilizado uma expressão de cálculo do fator de atrito, tendo em conta o seu regime, sendo utilizada a expressão 3.5 para o regime laminar, e a expressão 3.7 para o regime turbulento, como explicado anteriormente.

4.4.1 Permutador de Carcaça e Tubos

A figura 4.2 mostra o regime de escoamento dos permutadores (EVAP1, EVAP2 e EVAP3) num diagrama de Moody, para as condições de operação do veículo VW Sharan.

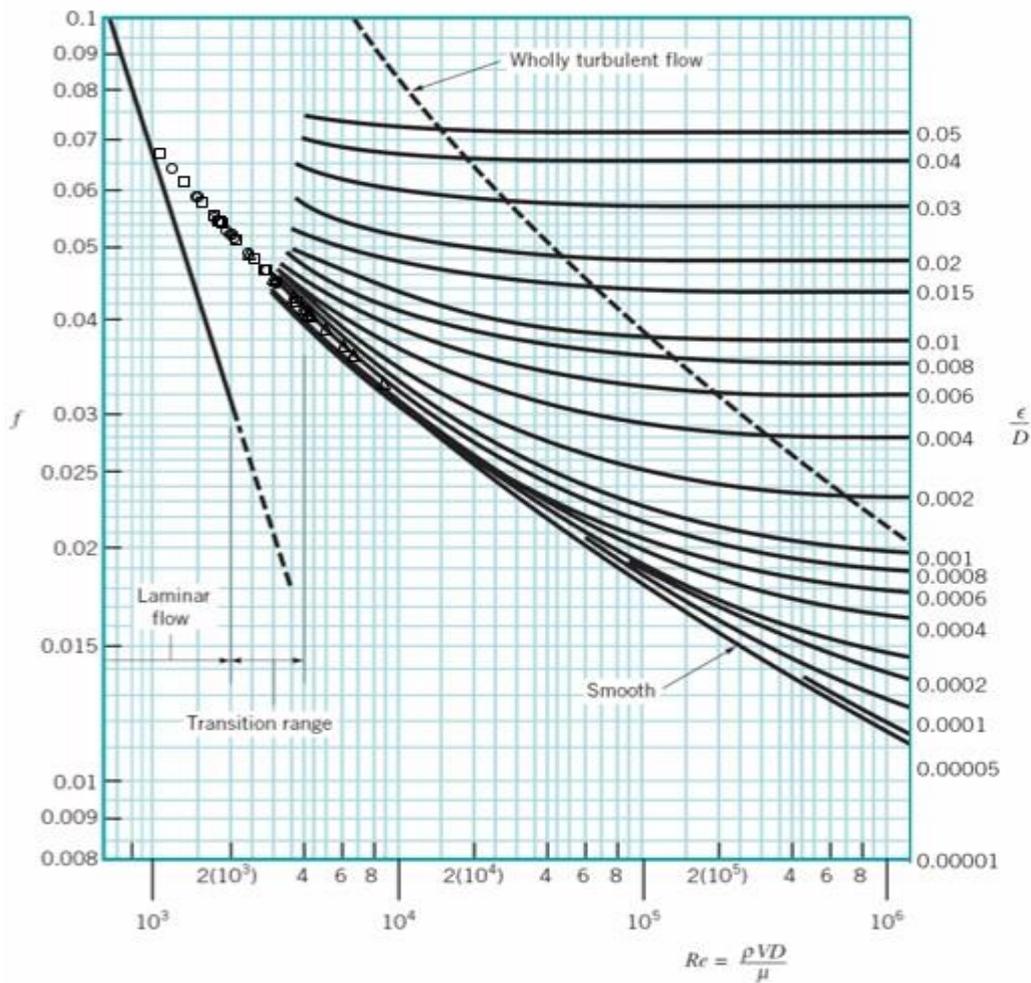


Figura 4.2 - Regime de escoamento dos permutadores (EVAP1, EVAP2 e EVAP3) num diagrama de Moody, para as condições do veículo VW Sharan.

Através da figura 4.2 é possível identificar os regimes de escoamento dos gases de escape para os permutadores (EVAP1, EVAP2 e EVAP3). Pode-se constatar que o EVAP1 opera maioritariamente com um regime de escoamento turbulento, verificando regime de transição para as condições iniciais. Para o EVAP2 e EVAP3 verificam-se escoamentos laminares e no regime de transição para algumas condições, em que o caudal de gases de escape é mais elevado

As tabelas 4.5 e 4.6 apresentam os valores da perda de carga dos gases de escape obtidos para os permutadores, (EVAP1, EVAP2 e EVAP3), para as diferentes condições de operação dos veículos VW Sharan e Ford Sierra, respetivamente.

Tabela 4.5 - Perda de carga dos gases de escape para os permutadores (EVAP1, EVAP2 e EVAP3), para as treze condições do veículo VW Sharan

Condição	EVAP1			EVAP2		EVAP3	
	\dot{m}_g	Re	Δp_g	Re	Δp_g	Re	Δp_g
	[g/s]	[-]	[kPa]	[-]	[kPa]	[-]	[kPa]
1	12.8	2426.91	0.71	1213.63	0.11	1086.30	0.10
2	17.0	3021.87	1.26	1511.18	0.20	1352.59	0.18
3	21.0	3572.60	1.94	1785.94	0.31	1599.90	0.27
4	23.9	3967.73	2.50	1984.23	0.40	1778.94	0.35
5	25.9	4224.44	2.96	2112.59	0.47	1892.44	0.41
6	17.3	3034.43	1.33	1517.78	0.21	1358.02	0.19
7	25.8	4126.60	3.04	2062.82	0.48	1848.82	0.43
8	31.5	4835.90	4.58	2418.85	0.72	2169.35	0.64
9	37.9	5643.85	6.62	2821.86	1.03	2535.82	0.92
10	43.0	6271.66	8.50	3135.13	1.32	2820.95	1.17
11	25.4	4145.76	2.86	2073.21	0.45	1857.01	0.40
12	43.0	6225.70	8.61	3113.43	1.34	2799.41	1.18
13	59.7	8244.48	16.45	4121.03	2.52	3715.09	2.18

Tabela 4.6 - Perda de carga dos gases de escape para os permutadores EVAP1, EVAP2, EVAP3, para as cinco condições do veículo Ford Sierra.

Condição	EVAP1			EVAP2		EVAP3	
	\dot{m}_g	Re	Δp	Re	Δp	Re	Δp
	[g/s]	[-]	[kPa]	[-]	[kPa]	[-]	[kPa]
1	35.64	5469.92	5.61	2734.96	0.89	2452.30	0.77
2	56.07	8020.59	13.78	4010.29	2.13	3611.06	1.85
3	79.48	10806.36	27.62	5403.18	4.22	4876.81	3.63
4	101.70	13473.65	44.23	6736.82	6.72	6092.58	5.76
5	109.35	14283.51	51.35	7144.46	7.88	6461.97	6.71

As figuras 4.3 e 4.4 apresentam os valores da perda de carga dos gases de escape ao atravessarem o permutador (EVAP1, EVAP2 e EVAP3), em função do caudal mássico de escape, para as condições de operação dos veículos VW Sharan e Ford Sierra, respetivamente.

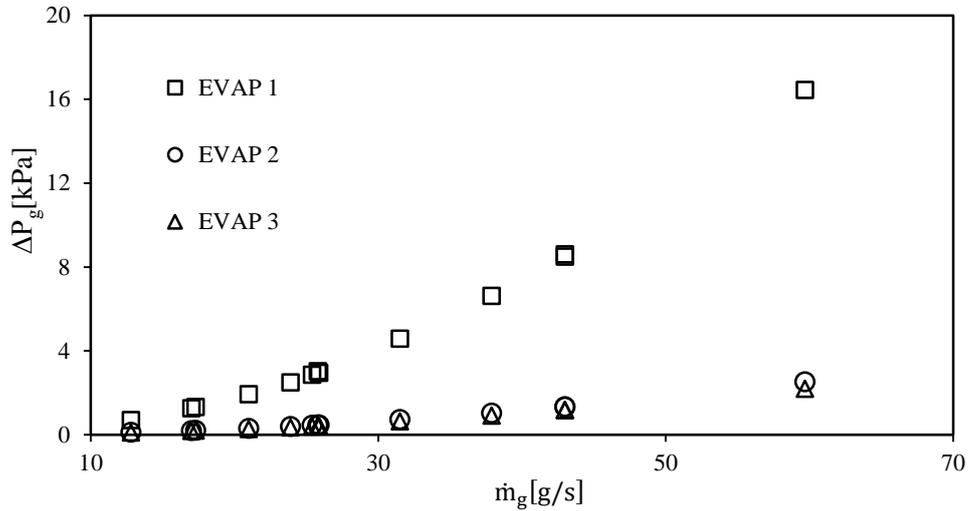


Figura 4.3 - Perda de carga dos gases de escape ao atravessarem o permutador (EVAP1, EVAP2, EVAP3) em função do caudal mássico de gases de escape, para as condições de operação do veículo VW Sharan.

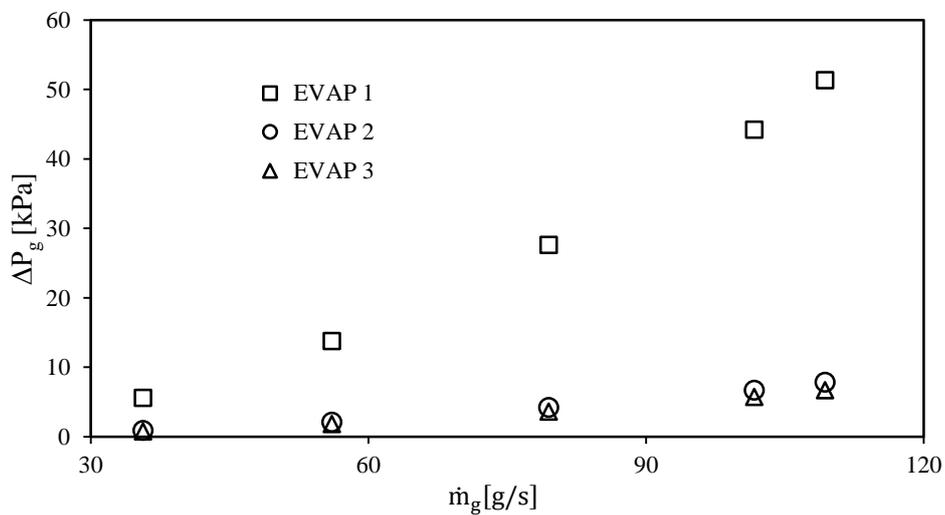


Figura 4.4 - Perda de carga dos gases de escape ao atravessarem o permutador (EVAP1, EVAP2, EVAP3) em função do caudal mássico de gases de escape, para as condições de operação do veículo Ford Sierra.

Analisando os gráficos das figuras 4.3 e 4.4, verifica-se que o ΔP_g no permutador EVAP1 é, em ambos os casos, substancialmente mais elevada do que nos permutadores EVAP2 e

EVAP3. É importante notar que o permutador EVAP1 é o que apresenta maior comprimento, e, área de passagem dos gases de escape mais reduzida (ver, tabela 4.3), resultando num aumento significativo de ΔP_g .

Assim, conclui-se que o aumento do número de tubos, permite diminuir a perda de carga. Do ponto de vista da minimização da perda de carga dos gases de escape através do permutador, conclui-se que os permutadores EVAP2 e EVAP3 são os mais adequados.

Segundo Chammas e Clodic (2005) a perda de carga num permutador de calor, deve estar no máximo entre os 3 e 5 kPa. Assim, considerando 5kPa como valor limite de projeto, para a condição 13 do veículo VW Sharan somente os permutadores EVAP2 e EVAP3 apresentam valores de perda de carga abaixo do valor limite. Para as condições de operação do veículo Ford SOHC correspondente aos \dot{m}_g mais elevados (condições 4 e 5), a perda de carga para todos permutadores, é superior a 5 kPa (ver tabela 4.6), estando desta forma fora dos limites aceitáveis.

A figura 4.5 mostra a variação da perda de carga dos gases de escape em função do caudal mássico dos gases de escape dos permutadores EVAP2 e EVAP3, para as cinco condições do veículo Ford Sierra.

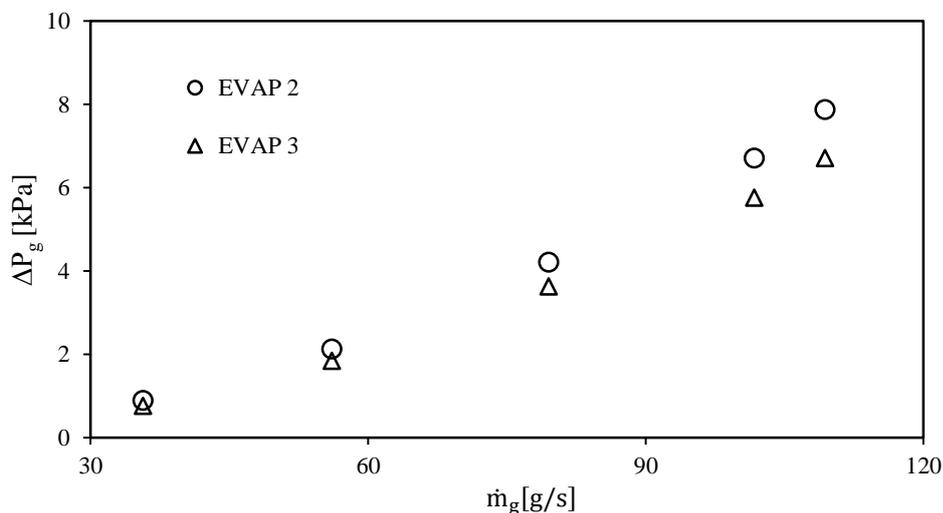


Figura 4.5 - Perda de carga dos gases de escape dos permutadores EVAP2 e EVAP3 em função do caudal mássico de gases de escape (Condições do veículo Ford Sierra)

A figura 4.5 permite observar que os valores de ΔP_g dos permutadores EVAP2 e EVAP3 são similares. Para as condições de operação que correspondem aos caudais mássicos mais

elevados, a diferença entre os valores de perda de carga, é mais visível, isto porque, ao ter uma maior massa de gás por unidade de tempo, vai haver um aumento da velocidade do gás o que, inevitavelmente, origina um aumento da perda de carga, e também, devido a alteração das características geométricas (diminuição do comprimento e aumento do diâmetro e número de tubos) dos permutadores. O permutador EVAP3 é o que apresenta valores de perda de carga mais baixos. Em seguida será efetuada uma análise mais detalhada, para se verificar o efeito que estes dois permutadores provocam na conduta de escape.

A figura 4.6 Perda de carga dos gases de escape em função da condição de operação do veículo Ford Sierra para os permutadores EVAP2 e EVAP3.

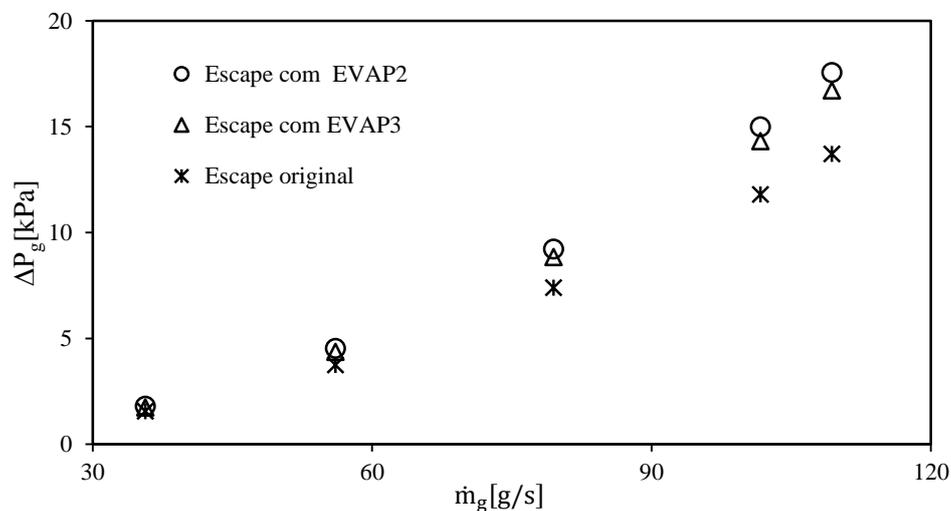


Figura 4.6 - Perda de carga dos gases de escape em função da condição de operação do veículo Ford Sierra para os permutadores EVAP2 e EVAP3.

Apesar dos valores da perda de carga ocorrida em ambos os permutadores estarem dentro dos limites aceitáveis, pela Figura 4.6 facilmente consegue-se ter a percepção do efeito que estes provocam, ao serem introduzidos na linha de escape. Tanto o permutador EVAP2 como o permutador EVAP3 aumentam a queda de pressão na conduta de escape.

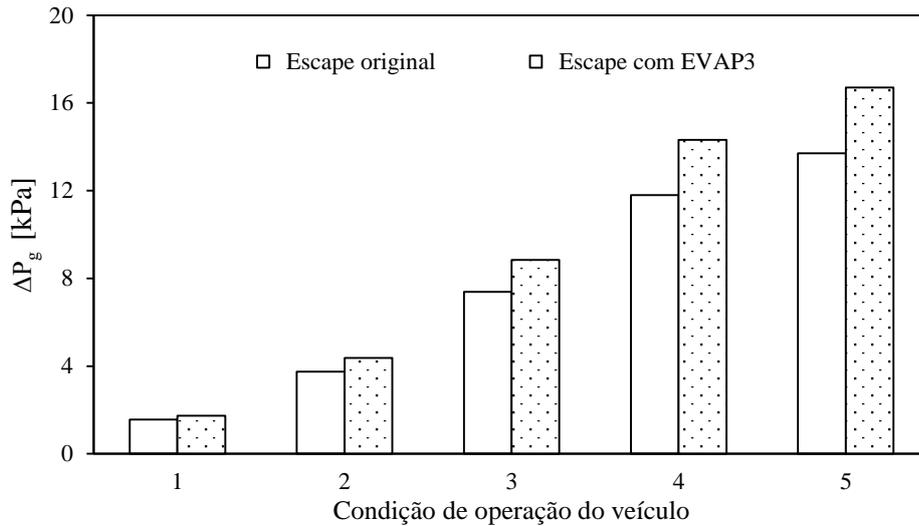


Figura 4.7 - Perda de carga dos gases de escape em função da condição de operação do veículo Ford Sierra para o escape original e escape com EVAP3.

A figura 4.7 permite visualizar a perda de carga dos gases de escape em função da condição de operação do veículo Ford Sierra para o escape original e escape com EVAP3. Uma vez analisado o efeito da introdução do permutador de carcaça e tubos, chega-se à conclusão que a perda de carga na conduta de escape tende a aumentar com a implementação destes permutadores, mesmo para o permutador EVAP3 que apresenta menor queda de pressão, figura 4.7.

Tendo em consideração, essas conclusões, será proposta uma nova geometria; um permutador de tubos concêntricos, este com a finalidade de se minimizar a queda de pressão no permutador de calor, e conseqüentemente na conduta de escape, de modo a se obter uma solução que seja viável.

4.4.2 Permutador de Tubos concêntricos

Para o cálculo da perda de carga para esta nova configuração de permutador, seguiu-se o mesmo procedimento utilizado no cálculo da perda de carga para o permutador de carcaça e tubos, considerando apenas as cinco condições do veículo Ford Sierra por apresentar valores de \dot{m}_g mais elevados.

As figuras 4.8 e 4.9 mostram a evolução da perda de carga dos gases de escape no interior, e no exterior dos tubos, em função do caudal mássico dos gases de escape, para os

permutadores EVAP4_25_75, EVAP4_33_67 e EVAP4_50_50, EVAP4_75_25, respetivamente.

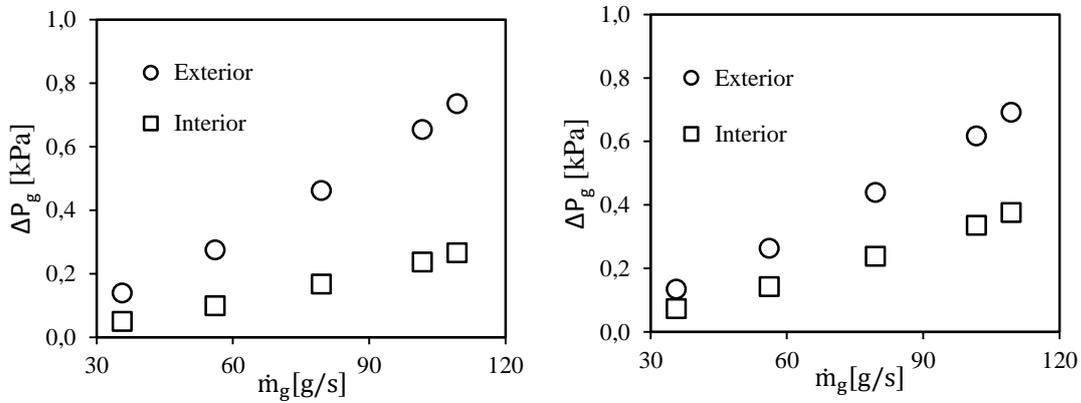


Figura 4.8 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos em função do caudal mássico de gases de escape para os permutador de calor: a) EVAP4_25_75 e b) EVAP4_25_67.

Observando os gráficos da figura 4.8, verifica-se que o ΔP_g no interior dos tubos é inferior ao ΔP_g no exterior (carcaça do permutador). Esta situação não se verifica para a condição de equilíbrio de caudais, figura 4.9 a), já que o caudal mássico no interior dos tubos é mais elevado. Nota-se que à medida que se aumenta o caudal no interior dos tubos, o ΔP_g diminui, figura 4.8, quando se chega à situação de equilíbrio de caudais, figura 4.9 a), os valores de ΔP_g no interior e exterior dos tubos são praticamente iguais, mas continua a ter a mesma tendência (ΔP_g no interior dos tubos diminui). Aumentando ainda mais o caudal no interior dos tubos, figura 4.9 b) a redução do ΔP_g no interior dos tubos é ainda mais visível, e este passa a ser menor que o ΔP_g verificado no exterior dos tubos.

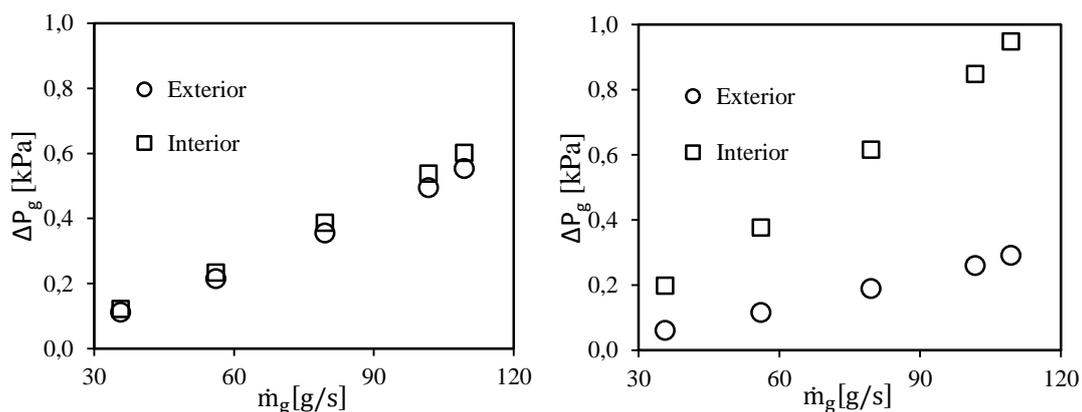


Figura 4.9 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos em função do caudal mássico de gases de escape para os permutador de calor: a) EVAP4_50_50 e b) EVAP4_75_25.

Tendo em conta que foi calculado o ΔP dos gases de escape para o interior e para o exterior dos tubos, para cada caso, torna-se importante referir, que se assumiu o valor mais elevado para a queda de pressão no permutador.

A figura 4.10 apresenta a perda de carga em cada permutador, (EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25), em função do caudal mássico de gases de escape. Pode-se afirmar que o permutador EVAP4, independentemente da condição de operação do veículo e da percentagem de caudal no interior dos tubos, apresenta valores de $\Delta P_g < 1$ kPa, portanto dentro dos limites aceitáveis (Chammas e Clodic, 2005)

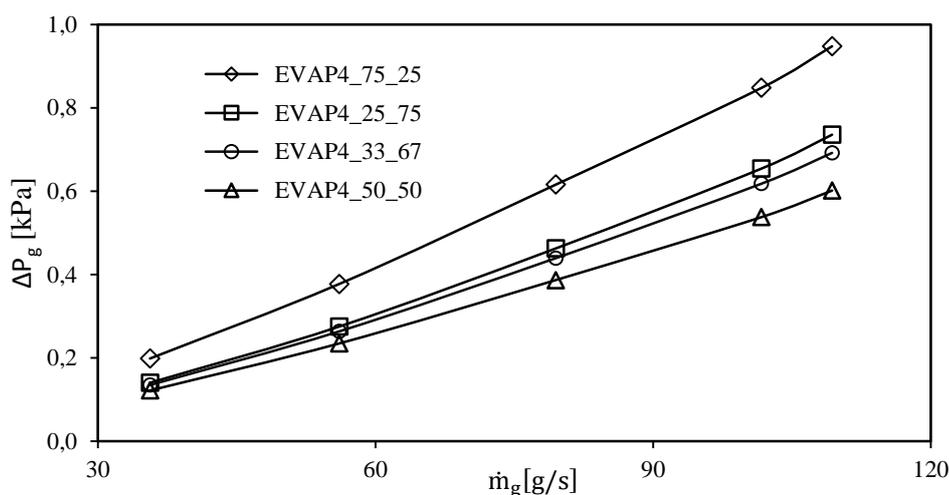


Figura 4.10 - Perda de carga em cada permutador, (EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25), em função do caudal mássico de gases de escape.

Constata-se uma diminuição do ΔP_g do permutador com o aumento do caudal no interior dos tubos, até à situação de equilíbrio. Se se aumentar muito mais o caudal no interior dos tubos do permutador EVAP4_75_25, a perda de carga dispara para valores muito elevados. Para esta condição, as velocidades no interior dos tubos são mais elevadas, entre os 18 m/s e 79 m/s. Ou seja, tem-se um caudal muito elevado a escoar por uma secção reduzida, contrariamente ao que acontece no exterior dos tubos, em que temos apenas 25% do caudal a passar por uma secção maior, a carcaça do permutador.

Sendo assim, o EVAP4_50_50 é o permutador com melhor desempenho hidráulico, com um valor máximo de ΔP_g de 0.6 kPa

Influência do permutador na pressão do escape

Pretende-se recuperar a energia térmica sem prejudicar o desempenho do veículo. Daí a grande importância em analisar a influência do permutador na conduta de escape, comparando os valores da perda de carga do permutador com os valores do escape original.

A Figura 4.11 mostra os valores da perda de carga em função do caudal dos gases de escape, no escape original e com a introdução dos permutadores, EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25.

O escape original apresenta um valor máximo de ΔP_g de 13.71 kPa. A diminuição do valor do ΔP_g verificado no escape, após a introdução do permutador EVAP4 é visível, mesmo para o cenário em que o permutador apresenta maior perda de carga, EVAP4_75_25 (Figura 4.11), em que o valor máximo de ΔP_g reduz para 11.4 kPa.

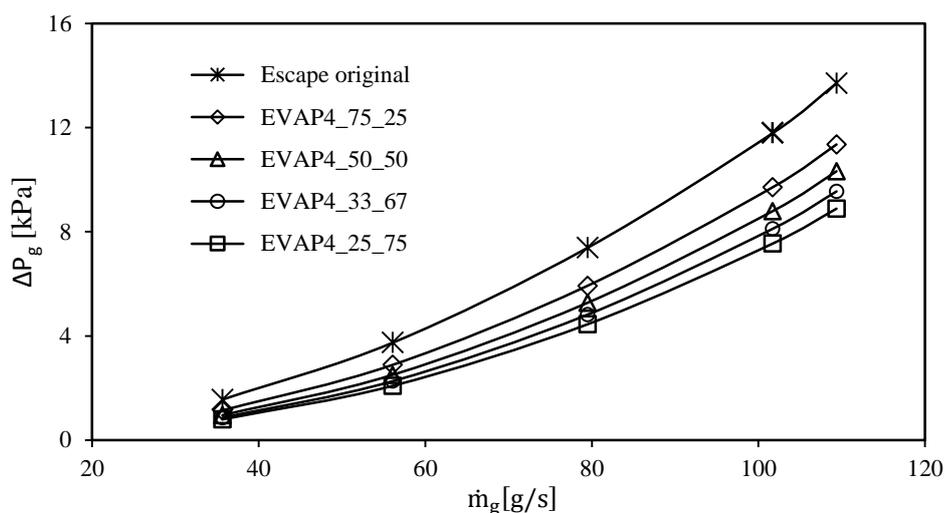


Figura 4.11 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original e com a introdução dos permutadores, EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25.

O permutador que menos influencia a pressão do escape, é o permutador EVAP4_25_75, diminui em cerca de 49% o valor do ΔP_g verificado no escape original (reduz o ΔP_g para 8.88 kPa). No entanto, é um dos permutadores com maior perda de carga, figura 4.10.

Nota-se que o permutador EVAP4_50_50, embora seja o permutador com melhor desempenho hidráulico, faz aumentar o ΔP_g na linha de escape, em relação aos permutadores EVAP4_33_67 e EVAP4_25_75. Neste caso, pode-se afirmar que, quanto maior o caudal no interior dos tubos, maior é a queda de pressão na linha de escape. Este efeito está relacionado com a temperatura de saída dos gases de escape para cada permutador.

A figura 4.12 mostra as Temperatura de entrada e de saída dos gases de escape dos permutadores (EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25), para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra

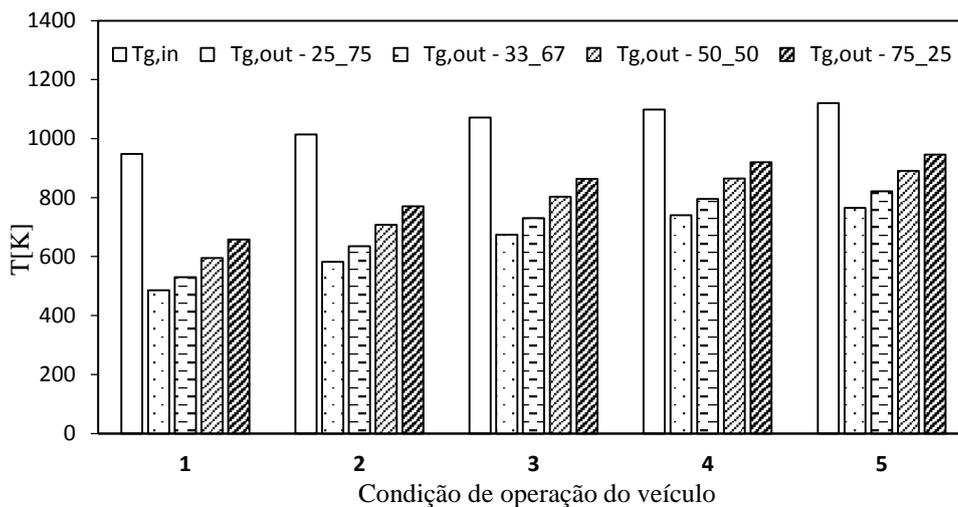


Figura 4.12 - Temperatura de entrada e de saída dos gases de escape dos permutadores (EVAP4_25_75, EVAP4_33_67, EVAP4_50_50, EVAP4_75_25), para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.

Apesar do permutador EVAP4_50_50 apresentar menor perda de carga, (Figura 4.9), é um dos que apresenta maior temperatura de saída, (Figura 4.12), o que origina uma diminuição da densidade dos gases de escape, e conseqüentemente um aumento da velocidade de escoamento. Uma vez que a perda de carga varia com o quadrado da velocidade de escoamento, há um aumento da queda de pressão na conduta de escape.

Daí concluir-se, que a situação em que o caudal nos tubos é de 33% é a que melhor se adequa a esta aplicação. Nestas condições o EVAP4 não apresenta um ΔP muito elevado e não influencia o desempenho do veículo.

Influencia dos parâmetros geométricos

A fim de se analisar as influências dos parâmetros geométricos, considerou-se o permutador EVAP5, tendo em conta as cinco condições do veículo Ford Sierra. Trata-se de um permutador de tubos concêntricos, assim como o permutador EVAP4, cujas características constam da tabela 4.7. Para o EVAP5 variou-se o diâmetro e a espessura dos tubos (aumentou-se o diâmetro para 6.5 mm e reduziu-se a espessura para 0.25 mm).

Tabela 4.7 - Características geométricas do permutador de calor EVAP5

Permutador de tubos concêntricos-EVAP5	
Número de tubos	$N_t = 100$
Diâmetro interno (Tubo interno)	$d_i = 0.0065 \text{ m}$
Diâmetro externo (Tubo interno)	$d_e = 0.007 \text{ m}$
Diâmetro interno (Tubo externo)	$D_i = 0.0095 \text{ m}$
Diâmetro externo (Tubo externo)	$D_e = 0.001 \text{ m}$
Espessura dos tubos	$e = 0.25 \text{ mm}$
Área de passagem dos gases de escape	$A_0 = 0.0087 \text{ m}^2$
Área específica de contacto	$\beta = 341.6 \text{ m}^2/\text{m}^3$

A tabela 4.8, apresenta os valores de perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos para o permutador EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.

Tabela 4.8 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos para o permutador EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.

Condições	$\dot{m}_g [\text{g/s}]$	EVAP4_33_67		EVAP5_33_67	
		Interior	Exterior	Interior	Exterior
		$\Delta P [\text{kPa}]$	$\Delta P [\text{kPa}]$	$\Delta P [\text{kPa}]$	$\Delta P [\text{kPa}]$
1	35.64	0.073	0.135	0.053	0.307
2	56.07	0.143	0.263	0.104	0.599
3	79.48	0.239	0.439	0.174	1.000
4	101.70	0.336	0.618	0.244	1.403
5	109.35	0.376	0.692	0.274	1.572

A alteração dos parâmetros geométricos, quer seja o diâmetro, quer seja o comprimento dos tubos, vai afetar direta e indiretamente o valor da perda de carga. Houve um considerável aumento da perda de carga, com o aumento do diâmetro. Pode-se observar que a perda de carga dos gases de escape no interior dos tubos, continua a ter valores mais elevados que os que circulam no exterior dos tubos (esta situação verifica-se sempre que o caudal de gases de escape no interior dos tubos é superior ao caudal no exterior, ou seja na carcaça do permutador).

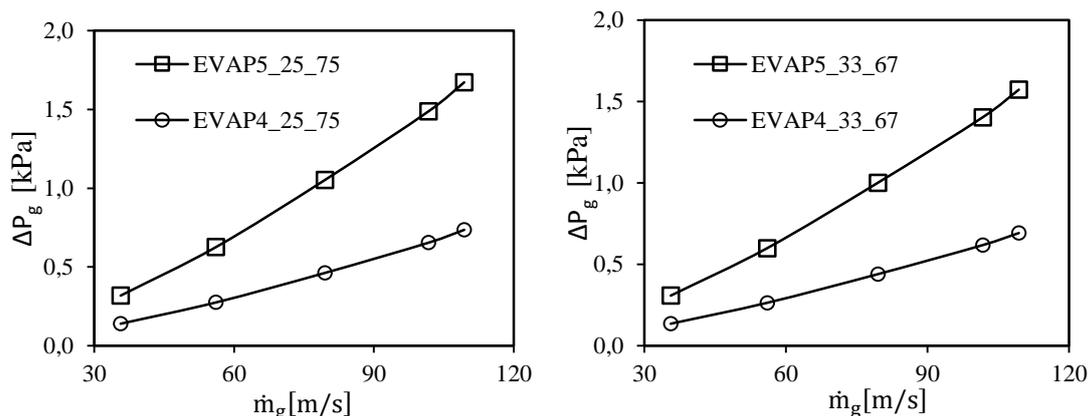


Figura 4.13 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape do escape para os permutadores: a) EVAP4_25_75 e EVAP4_25_75 e b) EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67.

A figura 4.13 mostra a perda de carga em função do caudal dos gases de escape, do escape para os permutadores: a) EVAP4_25_75 e EVAP4_25_75 e b) EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67.

O permutador EVAP5 apresenta valores de perda de carga superiores aos verificados para o permutador EVAP4. Isto, para as situações em que o caudal no interior dos tubos é maior que o que circula no exterior.

Tabela 4.9 - Perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos para o permutador EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50.

Condições	\dot{m}_g [g/s]	EVAP4_50_50		EVAP5_50_50	
		Interior ΔP [kPa]	Exterior ΔP [kPa]	Interior ΔP [kPa]	Exterior ΔP [kPa]
1	35.64	0.1215	0.1119	0.0885	0.2545
2	56.07	0.2343	0.2156	0.1666	0.4790
3	79.48	0.3864	0.3556	0.2786	0.8009
4	101.70	0.5375	0.4947	0.3907	1.1230
5	109.35	0.6013	0.5535	0.4378	1.2586

Na tabela 4.9 constam os valores da perda de carga dos gases de escape no interior e no exterior dos tubos para o permutador EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50.

Para o EVAP5_50_50, de uma forma geral os valores de ΔP_g são mais elevados que os do EVAP4_50_50. Com a alteração do diâmetro a situação de maior ΔP_g , é verificada no

exterior dos tubos, contrariamente ao verificado para o permutador com $d_i = 6mm$, EVAP4_50_50.

A figura 4.14 mostra a perda de carga em função do caudal dos gases de escape, do escape para os permutadores: a) EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50; b) EVAP4_75_25 e EVAP5_75_25.

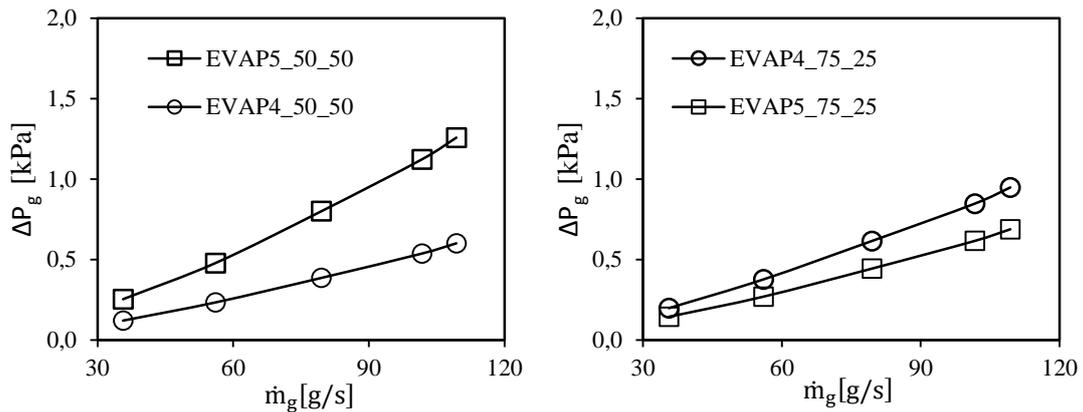


Figura 4.14 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape do escape para os permutadores: a) EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50; b) EVAP4_75_25 e EVAP5_75_25.

Estes gráficos permitem confirmar a influência destes dois parâmetros geométricos. O aumento do diâmetro, e a redução da espessura dos tubos, para todos os casos, aumenta a perda de carga.

Os gráficos da figura 4.15 apresentam a perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original, e, com a introdução dos permutadores a)EVAP4_25_75 e EVAP5_25_75; b) EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.

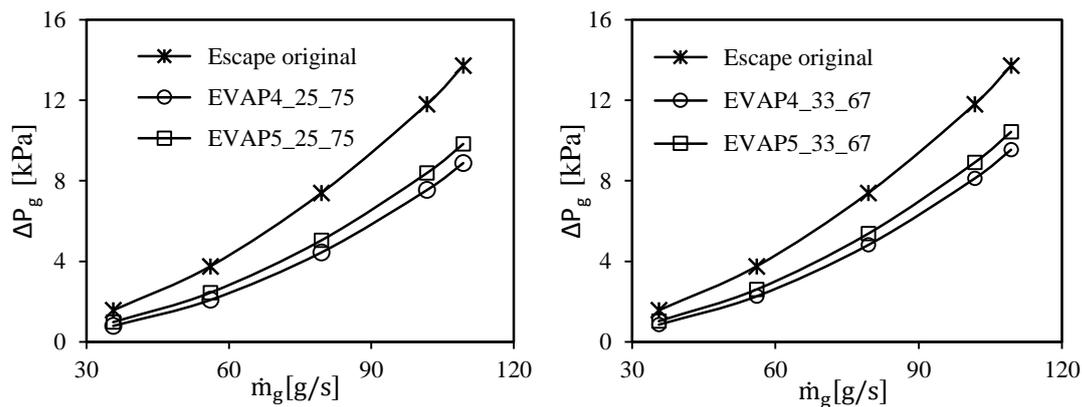


Figura 4.15 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original e com a introdução dos permutadores a)EVAP4_25_75 e EVAP5_25_75; b) EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.

A figura 4.16 permite observar a perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original, e, com a introdução dos permutadores a)EVAP4_25_75 e EVAP5_25_75; b) EVAP4_33_67 e EVAP5_33_67.

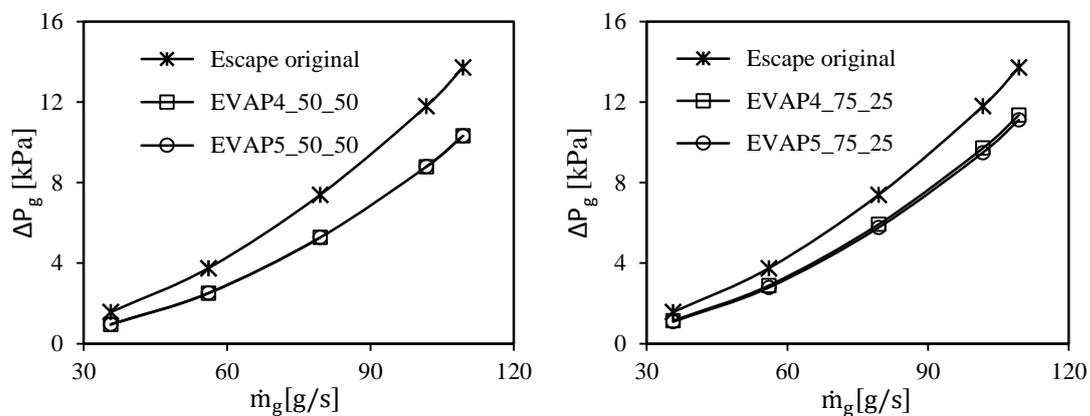


Figura 4.16 - Perda de carga em função do caudal dos gases de escape no escape original e com a introdução dos permutadores a)EVAP4_50_50 e EVAP5_50_50; b) EVAP4_75_25 e EVAP5_75_25.

Analisando as figura 4.15 e 4.16 pode-se afirmar que, a inclusão dos permutadores de tubos concêntricos, (EVAP4 e EVAP5) na linha de escape, diminui de forma significativa, a perda de carga, o que representa um ponto positivo no que diz respeito a viabilidade do sistema de recuperação da energia térmica dos gases de escape do MCI.

Os permutadores EVAP4_25_75 e EVAP4_33_67 introduzem menor perda de carga na linha de escape como se pode ver pela figura 4.15, diminuindo o seu valor de ΔP_g em cerca

de 40 e 36% do, respetivamente. Por outro lado, os permutadores EVAP5_25_75 e EVAP5_33_67 reduzem a perda de carga em apenas 32 e 28%, respetivamente.

Como já referido anteriormente, o permutador EVAP5_50_50 apresenta maior queda de pressão quando comparado com o EVAP4_50_50. Mas, quando se trata das influências na pressão na linha de escape, estes têm praticamente o mesmo efeito, ambos reduzem cerca de 30% do valor do ΔP_g , figura 4.16.

O permutador EVAP5_75_25 é o único caso, em que a alteração dos parâmetros, provocou uma redução da perda de carga no escape, 23% do valor do ΔP_g no escape original. Enquanto, o EVAP4_75_25 diminuiu em 21% a queda de pressão no escape, figura 4.16 b).

Feita esta análise, conclui-se, que o permutador EVAP4 é o mais apropriado para esta aplicação, pois apresenta menores valores de ΔP_g , embora para a situação em que tem-se 50% do caudal dos gases no interior dos tubos verifica-se uma menor perda de carga no permutador, introduz uma maior perda de pressão no escape, pois a temperatura de saída verificada para esta condição, é mais elevada do que as verificadas para as outras condições, como já tinha sido visto na secção anterior.

4.5 Análise da transferência de calor

Coefficiente global de transferência de calor

Quanto à análise da transferência de calor, pretende-se maximizar a troca de calor entre os fluidos, tendo em conta um comprimento fixo do permutador de 30cm.

Em primeiro lugar, calculou-se o caudal de fluido de trabalho máximo, considerando o calor disponibilizado pelos gases de escape. Para vaporizar este caudal de fluido de trabalho, seria necessário um permutador de calor com um comprimento muito elevado. O que iria aumentar, não só, a perda de carga na linha de escape, mas também as dimensões e o peso do permutador, o que inviabilizaria a implementação do sistema de recuperação de energia.

Assim, através de um processo de cálculo iterativo, chegou-se ao valor de caudal de fluido de trabalho, e de h_g adequados, para garantir a máxima eficiência térmica para um permutador com um comprimento equivalente a $L=30cm$.

Para efeito de cálculo, considera-se que o permutador de calor é adiabático, isto é, todo o calor contido nos gases de escape, é transferido para o fluido de trabalho, sem perdas para o

meio externo. Desta forma, assume-se uma igualdade entre a potência disponível e a potência recuperada pelo fluido de trabalho.

Nos permutadores de calor, é necessário contabilizar algumas resistências que dificultam a transferência de calor. De uma forma geral, existem resistências térmicas devido ao acúmulo de sujidade na superfícies, designadas por resistências de sujamento, resistência de contacto, para os casos em que existam superfícies alhetadas, e ainda as resistências de condução da parede e de convecção dos fluidos, cuja determinação é explicada a seguir.

4.5.1 Resistência térmica dos gases de escape

A resistência térmica dos gases de escape é dada pela expressão que se segue:

$$R_g = \frac{1}{h_g A_i} \quad (4.1)$$

Onde h_g é o coeficiente de transferência de calor por convecção dos gases de escape e A_i a área de contacto do tubo interno por onde o gás escoa.

O h_g , foi obtido, utilizando as equações do modelo de cálculo apresentado na secção 3.3.2, e tendo em conta as expressões de cálculo para determinação das propriedades termofísicas dos gases de escape, que constam da tabela 4.10.

Tabela 4.10 - Expressões de cálculo para determinação das propriedades termofísicas dos gases de escape.

Densidade [kg/m ³]	$\rho_g = 1,665 + 2,404 \times 10^{-3} \cdot T_g - 1,121 \times 10^{-6} \cdot T_g^2$
Viscosidade dinâmica [N s/m ²]	$\mu_g = 10^{-6} \times (3,807 + 4,731 \times 10^{-2} \cdot T_g - 9,945 \times 10^{-6} \cdot T_g^2)$
Calor específico [J/kg K]	$c_{pg} = 956,0 + 0,3386 \cdot T_g - 2,476 \times 10^{-5} \cdot T_g^2$
Condutividade térmica [W/m K]	$k_g = 10^{-3} \times (4,643 + 6,493 \times 10^{-2} \cdot T_g)$
Número de Prandtl [-]	$Pr = 0,774 + 1,387 \times 10^{-4} \cdot T_g + 1,863 \times 10^{-7} \cdot T_g^2 + 7,695 \times 10^{-11} \cdot T_g^3$

4.5.2 Resistência térmica do fluido de trabalho

A resistência térmica do fluido de trabalho, pode ser calculada de acordo com a expressão abaixo indicada:

$$R_f = \frac{1}{h_f A_e} \quad (4.2)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho, foi considerada a evaporação total do caudal de água que entra no permutador. Assim sendo, o cálculo foi efetuado para as três fases do fluido, líquida, de mistura e gasosa.

Para as fases, líquida e gasosa, em que o escoamento é monofásico, o h_f foi determinado da mesma forma seguindo o modelo descrito na secção 3.3.2.

Na secção 3.3.2 encontram-se apresentadas três correlações bastante utilizadas para a determinação do h_f para escoamentos bifásicos.

A Figura 4.17 apresenta coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho, para escoamento bifásico, em função da quantidade de vapor obtida pela correlação de Klimenko.

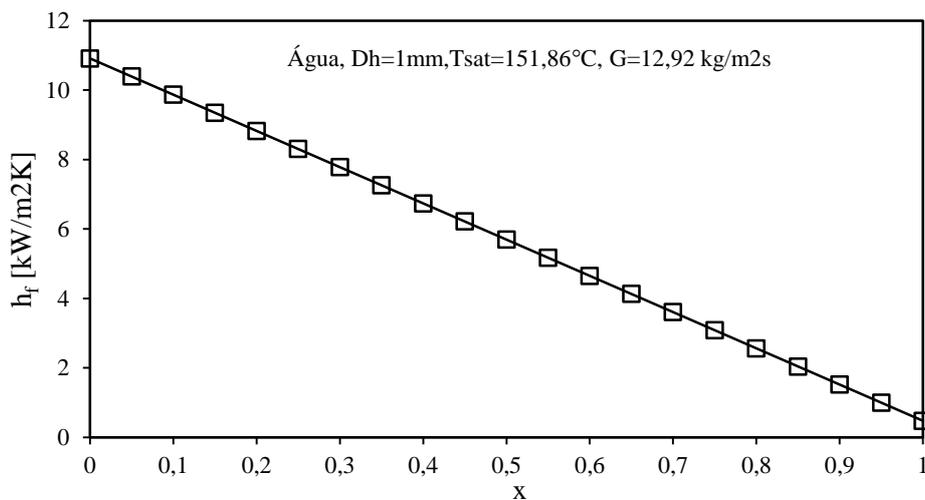


Figura 4.17 - Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho para escoamento bifásico em função da quantidade de vapor, obtido pela correlação de Klimenko.

Esta correlação foi a que melhor se adequou às condições de escoamento deste trabalho. Como se pode observar o h_f tende a decrescer à medida que a fração de vapor aumenta. Embora os valores obtidos por esta correlação, tenham estado dentro dos valores expectáveis, utilizou-se um valor médio h_f para a mudança de fase de $7000 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Feru et al.,2013).

4.5.3 Resistência da parede e de sujamento

Considerou-se uma espessura dos tubos de 0.5mm, tendo para avaliar a influência das paredes dos mesmos. A resistência oferecida pela parede é calculada de acordo com a expressão seguinte:

$$R_w = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi kL} \quad (4.3)$$

Onde d_i e d_e são os diâmetros dos tubos internos e externos, respetivamente, L o comprimento dos tubos e k a condutividade térmica do material.

O gráfico da figura 4.18 apresenta a condutividade térmica em função da temperatura para os três tipos de aços inoxidáveis, (AISI 444, AISI 302 e AISI 316L) utilizados para chegar ao valor de k . Optou-se por utilizar um valor médio de $k=20W/mK$, para uma temperatura média dos gases de escape de 600 K.

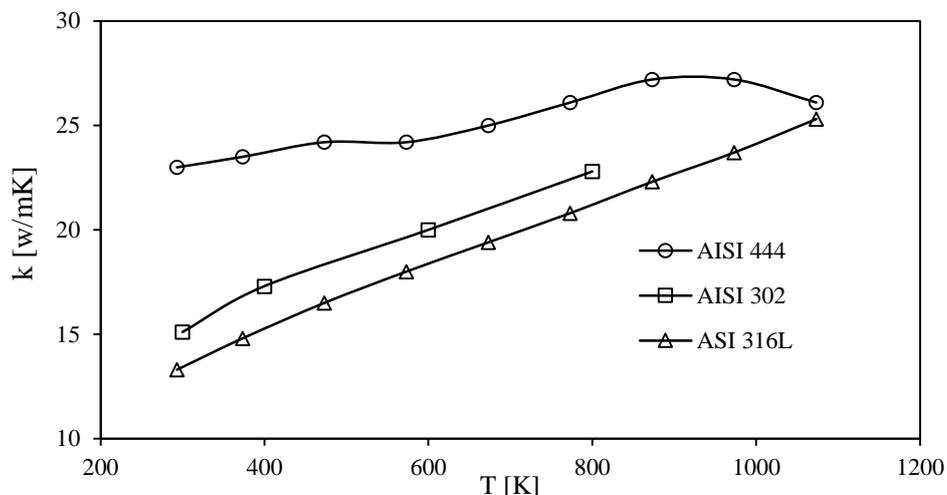


Figura 4.18 - Condutividade térmica em função da temperatura para os três tipos de aços inoxidáveis, (AISI 444, AISI 302 e AISI 316L).

No presente trabalho, a resistência de sujamento foi considerada apenas do lado dos gases de escape. Foi utilizado um valor típico, $R_f'' = 0.002 m^2 K/W$, (Fezer A. e Ambros P., 2011).

4.5.4 Efeito da condição de operação do fluido de trabalho

A presente seção analisa o efeito da condição de operação do fluido de trabalho. Para tal, considera-se o permutador EVAP4, com 33% do caudal dos gases de escape no interior dos

tubos, e 67% no exterior, (EVAP4_33_67). A tabela 4.11 apresenta as condições de evaporação do fluido de trabalho. Tendo em conta as características dos expansores *Green Turbine*, (*Green Turbine brochure*) e Bosch (Diesel Systems datasheet), foram consideradas três condições de evaporação do fluido de trabalho

Inicialmente, fez-se o estudo para a pressão limite do expansor, *Green Turbine*, (*Green Turbine brochure*), variando a temperatura de entrada da água, $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$ e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$.

A terceira condição corresponde à utilização do expansor Bosch, neste caso a pressão de evaporação considerada foi de 49 bar e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$.

Tabela 4.11- Condições de evaporação do fluido de trabalho.

Green Turbine		Expansor da Bosch
$P_{\text{evap}} = 5 \text{ bar}$	$P_{\text{evap}} = 5 \text{ bar}$	$P_{\text{evap}} = 49 \text{ bar}$
$T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$	$T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{sat}} = 151.86^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 151.86^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 262.71^{\circ}\text{C}$
$T_{f,out} = 200^{\circ}\text{C}$	$T_{f,out} = 200^{\circ}\text{C}$	$T_{f,out} = 394^{\circ}\text{C}$

A figura 4.19 mostra a variação do caudal mássico de fluido de trabalho em função da velocidade rotação do motor do veículo Ford Sierra, para as três condições de operação do fluido de trabalho.

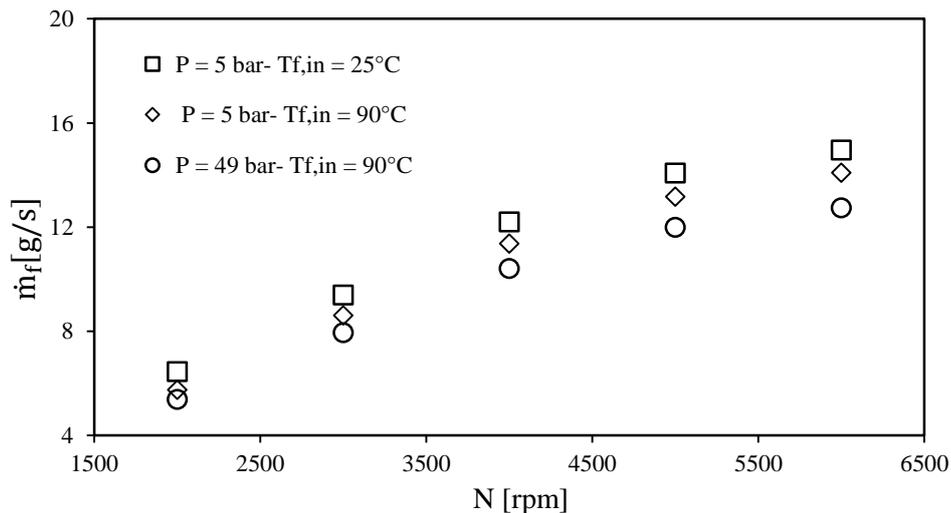


Figura 4.19 – Variação do caudal mássico de fluido de trabalho em função da velocidade rotação do motor do veículo Ford Sierra para as três condições de operação do fluido de trabalho.

Para as condições do expansor Bosch, ($P_{evap} = 49$ bar), o caudal de fluido de trabalho necessário, é menor, como mostra o gráfico da figura 4.19. Para $P_{evap} = 5$ bar, o caudal é mais elevado, quando a temperatura de entrada é de 25°C . Ou seja, para pressões e temperaturas de entrada mais baixas, pode-se utilizar caudais mais elevados.

A figura 4.20 mostra o comprimento do pré-aquecedor, do evaporador e do super-aquecedor do permutador EVAP4_33_67, considerando fluido de trabalho com: i) $P_{evap} = 5$ bar e $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$; ii) $P_{evap} = 5$ bar e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$; e iii) $P_{evap} = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, veículo Ford Sierra (condição 5).

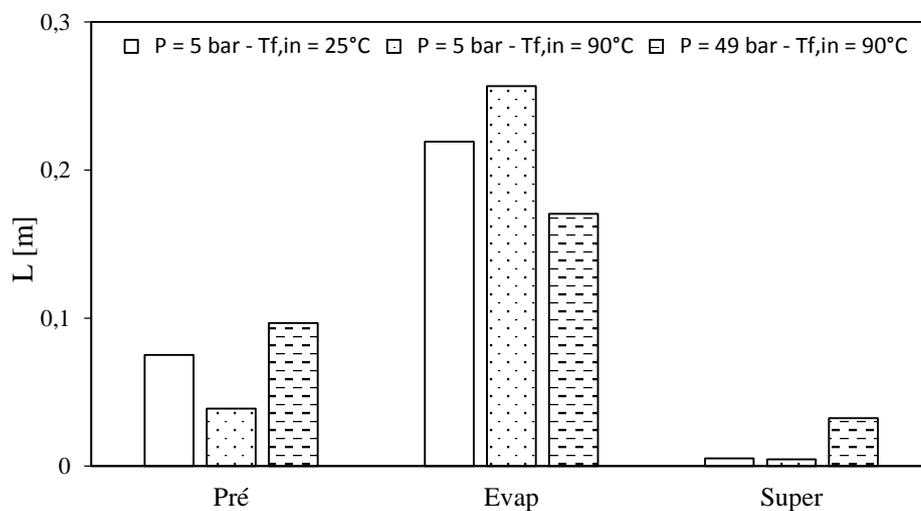


Figura 4.20 - Comprimento do pré-aquecedor, do evaporador e do super-aquecedor do permutador EVAP4_33_67, considerando fluido de trabalho com: i) $P_{evap} = 5$ bar e $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$; ii) $P_{evap} = 5$ bar e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$; e iii) $P_{evap} = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, veículo Ford Sierra (condição 5).

O evaporador, para as três condições, é a parte que exige maior comprimento, representa a fase em que o fluido de trabalho necessita de uma maior quantidade de energia térmica, para que, a sua total evaporação se verifique. Para o caso em que a pressão de evaporação do fluido de trabalho é 5 bar, o comprimento é maior, se tratando de uma pressão menor o calor latente fornecido ao fluido é maior. Ou seja, uma maior energia trocada, requer uma maior área de contato, e conseqüentemente um comprimento maior, como pode-se comprovar pelo diagrama T-h, temperatura-entalpia, representado pela figura 4.21.

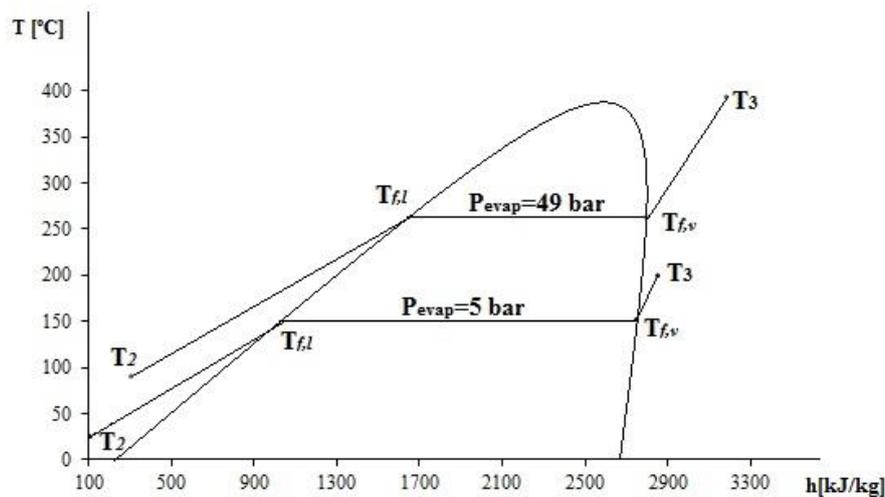


Figura 4.21 -- Diagrama T-h, temperatura- entalpia do fluido de trabalho.

Analisando os comprimentos do pré-aquecedor para os três casos, distinguem-se duas situações. Uma em que o P_{evap} é igual, e $T_{f,in}$ é diferente, outra em que o P_{evap} é diferente e $T_{f,in}$ é igual. No primeiro cenário, mesma pressão de evaporação, verificam-se comprimentos mais elevados para o caso em que a temperatura de entrada da água é mais elevada. Entrando o fluido de trabalho a uma temperatura inferior, é necessário fornecer uma maior quantidade de energia até atingir a temperatura de saturação.

Quando se trata da mesma temperatura de entrada, o caso em que a pressão é mais elevada, \dot{m}_f satura a uma temperatura mais elevada, sendo assim, é preciso um maior comprimento do pré-aquecedor, nesse caso, para garantir a saturação do líquido.

No super-aquecedor, o fluido de trabalho entra no estado vapor saturado, e é aquecido ligeiramente, recebendo uma quantidade menor de energia. Portanto, verificam-se comprimentos muito reduzidos para todas as condições de operação do fluido de trabalho. Sendo a temperatura de saída do super-aquecedor para o caso da pressão de evaporação de 49bar mais elevada, e se verificar um maior Δh , os comprimentos maiores são verificados para esta condição de operação.

4.5.5 Influencia das resistências térmicas no valor do coeficiente global

O coeficiente global de transferência de calor é calculado com base na resistência térmica total segundo a expressão 4.4:

$$U = \frac{1}{R_T A_i} \quad (4.4)$$

Onde R_T representa a resistência total, soma das resistências térmicas (R_g, R''_f, R_w, R_f), e A_i a área interior.

Esta secção é dedicada à análise da influência das várias resistências térmicas no valor final do coeficiente global. Para esse efeito, calculou-se o valor das resistências térmicas relativas, (R_g, R''_f, R_w, R_f), para o permutador EVAP4, considerando a condição 5 de funcionamento do veículo Ford Sierra, para as três condições de operação do fluido de trabalho. As resistências relativas foram calculadas como uma fração da resistência total.

A figura 4.22 mostra as resistências relativas (R_g, R''_f, R_w, R_f) no pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor para o EVAP4_33_67: a) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$ b) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ$.

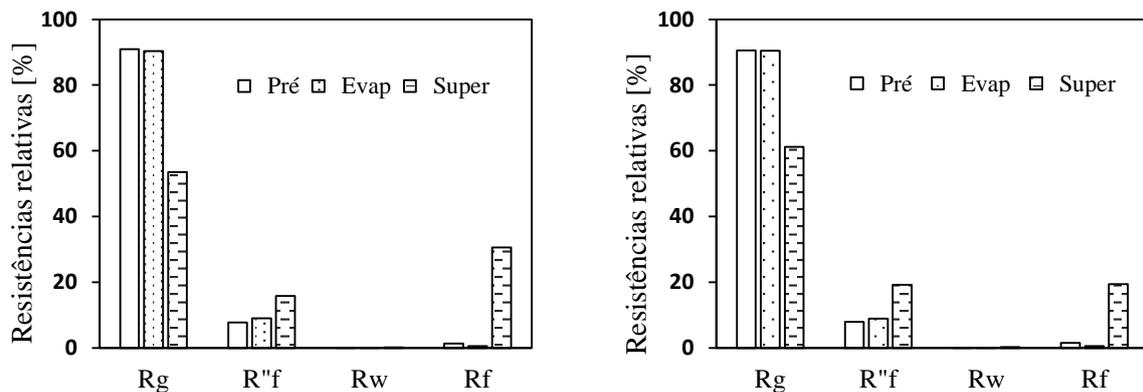


Figura 4.22 - Resistências relativas (R_g, R''_f, R_w, R_f) no pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor para o EVAP4_33_67: a) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$ b) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$.

A figura 4.23 mostra as resistências relativas (R_g, R''_f, R_w, R_f) no pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor para o EVAP4_33_67 para a condição de evaporação de $P = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ$.

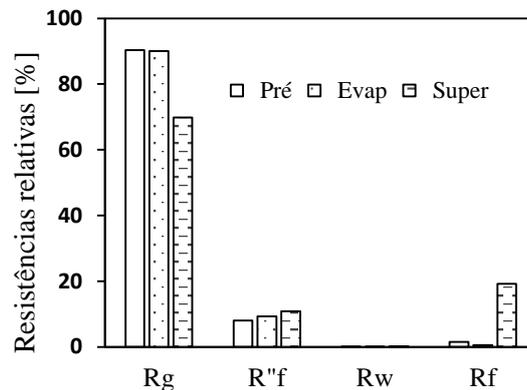


Figura 4.23 - Resistências relativas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, evaporador e super-aquecedor para o EVAP4_33_67 para a condição de evaporação de $P = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$.

Os gráficos das figuras 4.22 e 4.23 demonstram que o R_g tem maior peso, para todas as condições de evaporação do fluido de trabalho, com mais de 85% de influência no valor final do U , no pré-aquecedor e no evaporador. Cerca de 50% no super-aquecedor, para a pressão de evaporação de 5 bar, (Figura 4.22), e cerca de 60% para o caso dos 49bar, (Figura 4.23).

É necessário evidenciar o valor da resistência de sujamento, uma vez que este tem alguma influência no pré-aquecedor e no evaporador, assume valores mais elevados que a própria resistência do fluido de trabalho. Este último, atinge valores significativos no super-aquecedor.

Em relação à resistência imposta pela parede, é praticamente nula em todas as condições e para todas as fases do fluido de trabalho, pois a parede do tubo tem uma espessura muito reduzida.

Potência recuperada para o fluido de trabalho

A seguir, são apresentados gráficos, que comparam a energia recuperada pelo fluido de trabalho para as três condições de evaporação do fluido de trabalho e para as 5 condições do veículo Ford Sierra.

A figura 4.24 mostra qual a potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4_50_50; EVAP4_33_67; EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

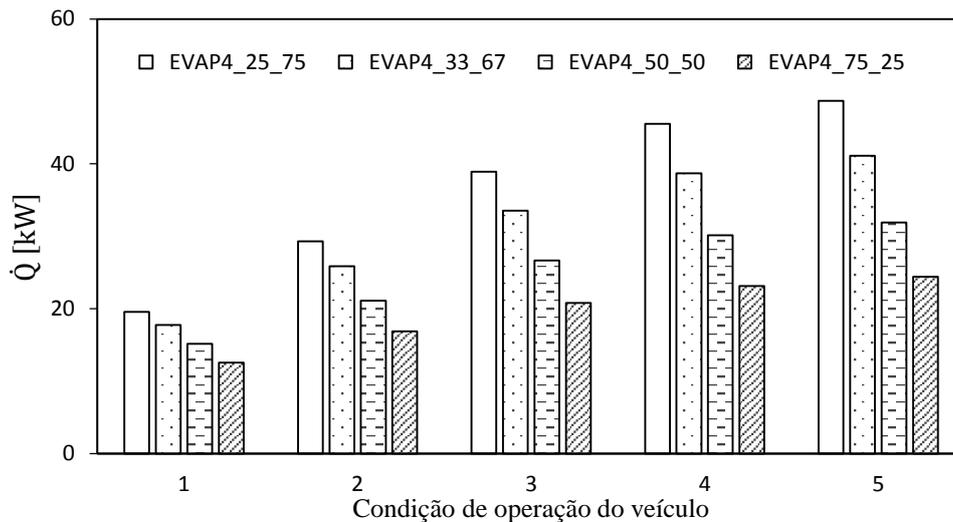


Figura 4.24 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4_50_50; EVAP4_33_67; EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

Como se pode observar pela Figura 4.24, quanto mais elevado for o caudal de gases de escape a circular no interior dos tubos, menor é a potência recuperada pelo fluido de trabalho. Ou seja, menos eficiente, é a troca de energia entre os gases de escape e o fluido de trabalho.

Com 25% do caudal de gases de escape no interior dos tubos, temos maior caudal de fluido de trabalho, uma vez que a diferença de entalpia é igual para todos os casos (condição de evaporação é igual para todos os permutadores), neste caso por ter maior caudal, o fluido de trabalho consegue arrefecer mais o caudal de gases de escape.

Pelo fato de se pretender arrefecer os gases provenientes do MCI ao máximo, quanto maior for o caudal de fluido de trabalho, maior vai ser o calor retirado dos gases de escape, ou seja maior é o ΔT entre a entrada e a saída dos gases de escape, e consequentemente maior vai ser a eficiência de permuta.

A figura 4.25 permite verificar a Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4_50_50; EVAP4_33_67; EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

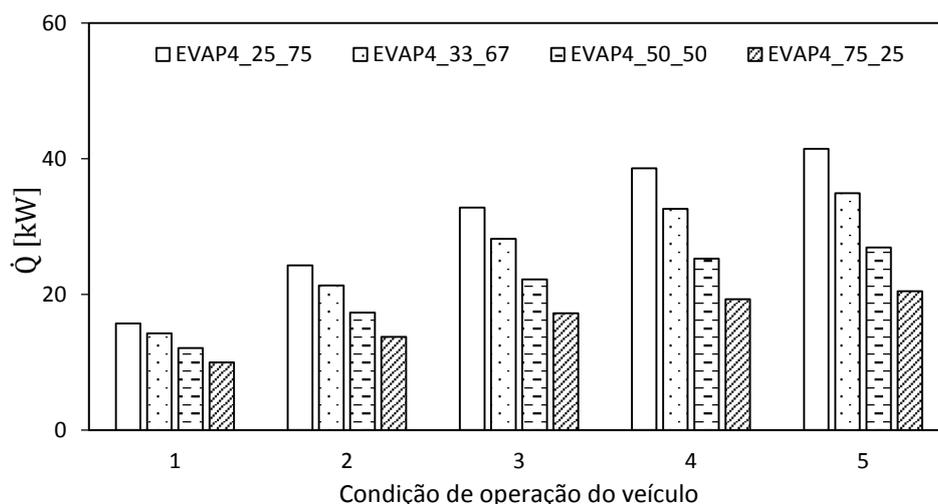


Figura 4.25 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f, in} = 90^{\circ}\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4_50_50; EVAP4_33_67; EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

A Figura 4.26 apresenta os valores da potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f, in} = 90^{\circ}\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4_50_50; EVAP4_33_67; EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

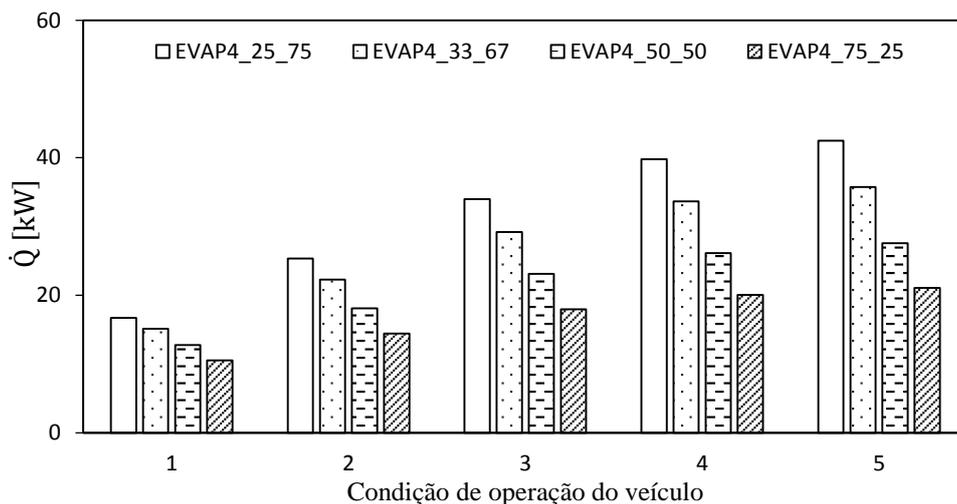


Figura 4.26 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f, in} = 90^{\circ}\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_75_25; EVAP4_50_50; EVAP4_33_67; EVAP4_25_75) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

Em termos de potência transferida para o fluido de trabalho, verifica-se o mesmo para o fluido de trabalho a operar de acordo com as condições de $P_{evap}=5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, figura 4.25 e $P_{evap}=49 \text{ bar}$, figura 4.26. O permutador de calor tem melhor eficiência térmica quando apenas 25% do caudal dos gases circula no interior dos tubos, conseguindo recuperar cerca de 57 % a mais do que o EVAP4_75_25, por exemplo, que é a situação mais desfavorável. Isto para condição 1, porque para a condição 5, o EVAP4_25_75 recupera mais de metade do calor recuperado pelo EVAP4_75_25.

Independentemente da condição de operação do fluido de trabalho, quanto maior for o caudal de gases de escape no interior dos tubos, menos eficiente do ponto de vista térmico, é o permutador, porque menor vai ser o caudal do fluido de trabalho.

O gráfico da figura 4.27 mostra a potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$) no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

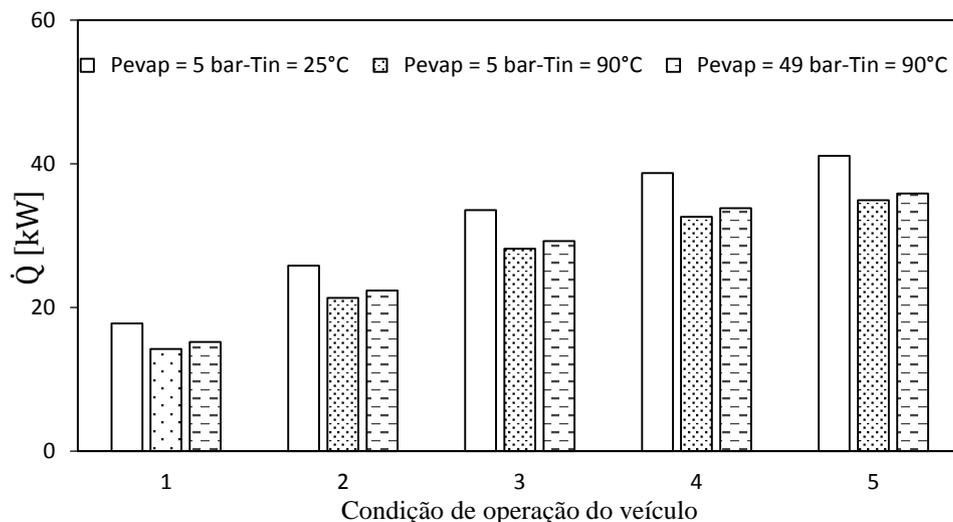


Figura 4.27- Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$) no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

Constata-se que quando o fluido de trabalho que circula pelo permutador de calor a um $P_{evap}=5 \text{ bar}$ e entra a 25°C , a troca de calor entre os fluidos é mais eficiente, uma vez que nestas condições pode-se operar com \dot{m}_f mais elevados, garantindo assim uma maior arrefecimento dos gases de escape.

Com pressões mais baixas, consegue-se melhores desempenhos térmicos. Quando temos a mesma temperatura de entrada, o caso em que a pressão é mais elevada, 49 bar, a potência transferida para a água, é maior. Estes valores são justificados pela diferença de temperatura ocorrida no super-aquecedor. O ΔT , entre a entrada e a saída do fluido de trabalho, para $P_{evap} = 49$ bar é de 131.28°C, por outro lado, quando o $P_{evap} = 5$ bar o ΔT é de 48.14°C.

De acordo com a análise feita aos gráficos, conclui-se que, tanto a temperatura de entrada, como a pressão de entrada do fluido de trabalho, influenciam o desempenho térmico do permutador de calor. Ou seja, para a mesma pressão de evaporação, quanto mais baixa for a temperatura de entrada do fluido de trabalho no permutador, mais calor consegue-se retirar dos gases de escape. E, quanto mais baixa for a pressão de evaporação maior é o caudal de fluido de trabalho, e maior é a potência recuperada.

4.5.6 Eficiência exergética do permutador

A exergia representa o potencial máximo de produção de trabalho para um sistema, um fluxo de massa ou uma troca de calor, tomando o estado ambiente como valor de referência. A sua análise tem interesse na medida em que o permutador em estudo será utilizado num RC para recuperação de energia térmica que será posteriormente convertida sob forma de trabalho, é muito importante quantificar, não só a energia recuperada, mas também a energia disponível para esse processo de conversão.

O cálculo da eficiência exergética foi feito baseado no modelo apresentado na secção 3.3.3 do capítulo anterior. Assumindo o ambiente como ponto de referência, com $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$ e $P_{amb} = 1$ atm .

Nesta secção é analisada a eficiência exergética do permutador de calor, ou seja analisar a qualidade da energia térmica recuperada pelo fluido de trabalho.

O fluxo energético do fluido de trabalho, à saída do permutador, é caracterizado pela quantidade de calor recuperada mais a energia que o fluido tem à entrada do permutador. O fluxo energético, em qualquer ponto do RC é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{\theta} = \dot{m}_f h_i \quad (4.5)$$

Em que h_i é a entalpia do fluido de trabalho em qualquer ponto do ciclo de Rankine.

A figura 4.28 permite observar a evolução do fluxo energético do permutador de calor (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$).

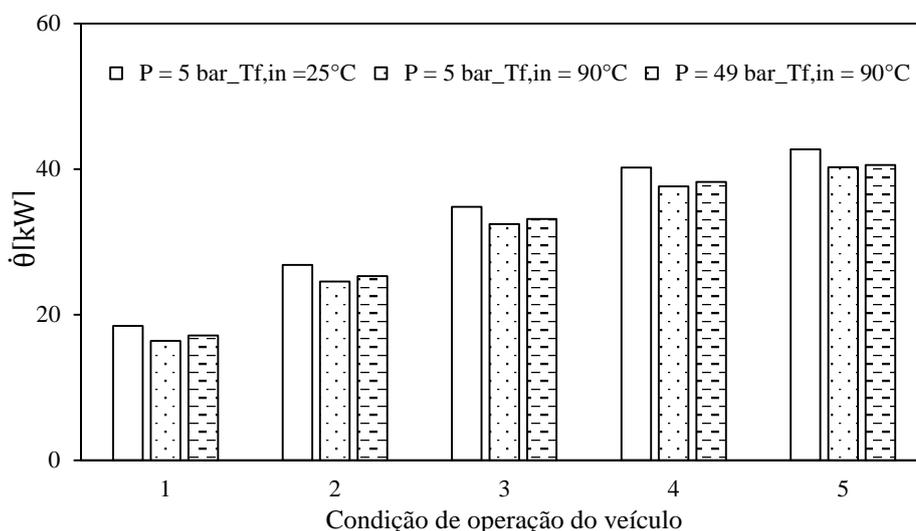


Figura 4.28 - Fluxo energético do permutador de calor (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$).

Pode-se afirmar que em termo de fluxo energético o permutador EVAP3 para a condição $P_{evap} = 5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, apresenta maior fluxo. No entanto, para as condições, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$ $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, e $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, em que a temperatura de entrada é a mesma, temos um maior fluxo para a condição em que a pressão de evaporação é maior. As razões são as mesma que justificam a maior recuperação de energia, a temperatura de saída do evaporador para a condição $P_{evap} = 49 \text{ bar}$ é superior à condição de $P_{evap} = 5 \text{ bar}$.

A figura 4.29 apresenta o fluxo exergético (para o fluido de trabalho) do permutador de calor (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$).

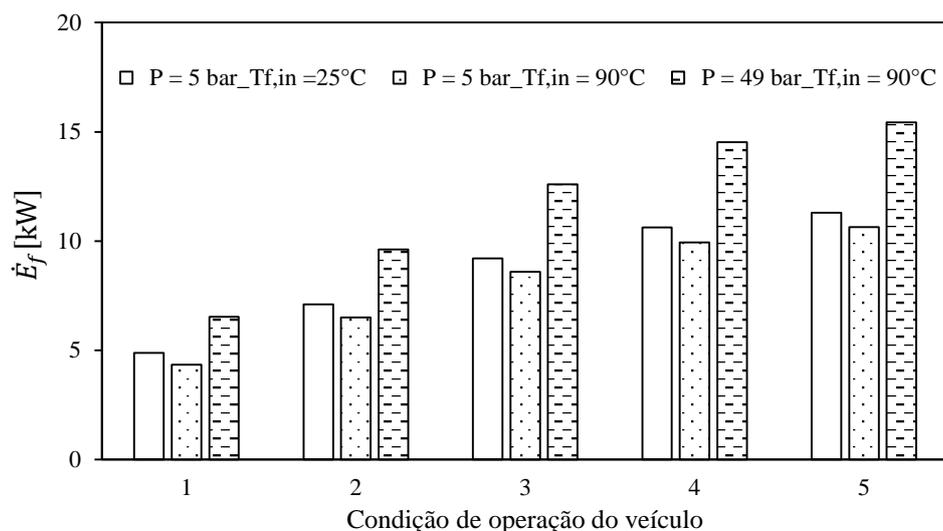


Figura 4.29- Fluxo exergético (para a fluido de trabalho) do permutador de calor (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$).

Nota-se, pelo gráfico da figura 4.29, que para a condição de evaporação de maior pressão. $P_{evap} = 49 \text{ bar}$, o fluxo exergético é mais elevado. Ou seja em termos de conversão de energia é o que apresenta maior disponibilidade, por exemplo para a condição de operação do veículo 5, em que o caudal de gases é maior, o fluxo exergético atinge valores de 15.42 kW. Por outro lado para as condições de evaporação $P_{evap} = 5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$, que apresenta maior fluxo energético e maior energia recuperada, é o que apresenta uma baixa disponibilidade de conversão da energia térmica em trabalho.

Pode-se então afirmar, que as condições de evaporação do fluido influenciam a qualidade da energia térmica recuperada. Quanto maior a pressão de evaporação maior o fluxo exergético, consequentemente maior é a disponibilidade.

A eficiência exergética serve como parâmetro indicativo de desperdício de recursos energéticos.

A figura 4.30 permite observar a eficiência exergética do permutador (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$).

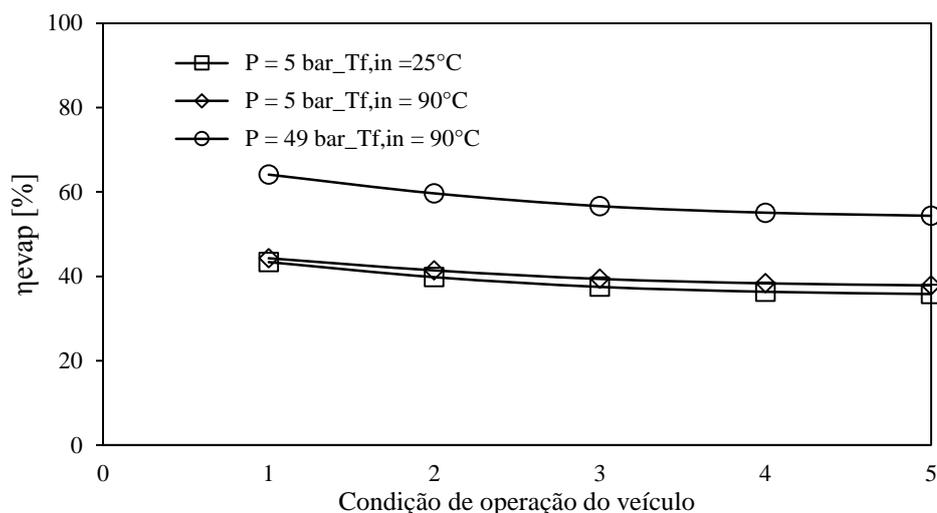


Figura 4.30 – Eficiência exérgica do permutador (EVAP4_33_67) em função da condição de operação do veículo Ford Sierra, para as três condições de evaporação, ($P_{evap} = 5 \text{ bar}; T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 5 \text{ bar}; T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$, $P_{evap} = 49 \text{ bar}; T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$).

O permutador tem maior eficiência exérgica, para todas as condições de operação do veículo, quando a pressão de evaporação é mais elevada, 49 bar, com um valor médio de 57.95%. Para as condições de evaporação $P_{evap} = 5 \text{ bar}; T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$ e $P_{evap} = 5 \text{ bar}; T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$ os valores médios da eficiência são 38.6 e 40.28%, respetivamente.

Como já era de se esperar a pressões elevadas a eficiência exérgica é mais elevada. Em termos de temperatura de entrada, para a mesma pressão, quanto mais próxima da temperatura de saturação mais eficiente é o permutador do ponto de vista exérgico

4.5.7 Introdução de alhetas

Existem duas formas pelas quais pode-se aumentar a taxa de calor transferida. Uma delas passa pelo aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção, h , através do aumento da velocidade de escoamento de fluido, e/ou diminuindo a temperatura do fluido. Por vezes, mesmo que se aumente o h para o seu valor máximo, não se consegue atingir a taxa de transferência de calor desejada.

Outra solução passa pelo aumento da área de contacto, através da qual a convecção ocorre, conseguida com o aumento das dimensões do permutador ou com a introdução de alhetas. O aumento das dimensões do permutador para além de aumentar a perda de carga, aumenta

o peso do sistema, portanto a introdução de alhetas é mais aconselhável, se tratando desta aplicação.

Ao introduzir alhetas, deve-se ter em conta o material. A fim de maximizar a transferência de calor, idealmente o material da alheta deve ter uma condutividade térmica infinita, e com isto minimizar o ΔT verificado desde a sua base até ao topo.

As alhetas são comumente utilizadas em várias aplicações. Por exemplo, nos blocos e cabeçotes de motores de motocicletas e cortadores de relva, e no corpo de motores eléctricos.

Outras aplicações que também podem ser consideradas, são os tubos alhetados utilizados para promover a troca de calor entre o ar, e o fluido refrigerante nos equipamentos de ar condicionado. O condensador típico de frigoríficos e bebedouros, com arames soldados transversalmente sobre o tubo, também é uma aplicação típica, em que os arames servem como aletas (Apostila de transferência de calor, 2010).

Neste trabalho, estudou-se o efeito da implementação das alhetas no interior dos tubos por onde escoam os gases de escape, considerando as três condições de operação do fluido de trabalho já referidas anteriormente, para o permutador EVAP4 a operar com um \dot{m}_g de 33% no interior dos tubos e 67% na carcaça. Na tabela 4.12 constam as características das alhetas

Tabela 4.12 – Características das alhetas

Número de alhetas	$N_{alhetas} = 8$
Altura	$a = 2 \text{ mm}$
Espessura	$t = 0.1 \text{ mm}$

Para simplificar os cálculos, o estudo foi feito para o pré-aquecedor, para o evaporador e para o super-aquecedor, separadamente, e o caudal de fluido de trabalho, foi calculado inicialmente para um único tubo.

Influencia das resistências

Os gráficos da figura 4.31 mostram as resistências térmicas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, para o EVAP4_33_67: a) para as condições de evaporação de $P = 5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$ b) para as condições de evaporação de $P = 5 \text{ bar}$ e $T_{f,in} = 90^\circ$, para a condição 5 do veículo Ford Sierra.

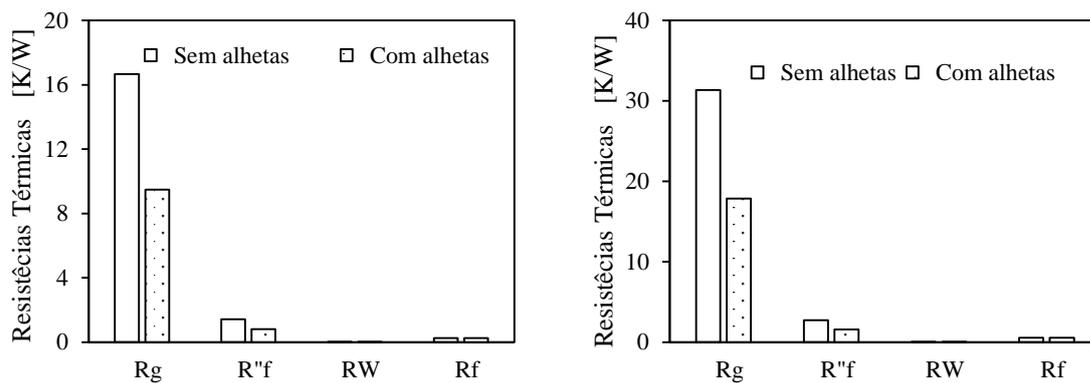


Figura 4.31 - Resistências térmicas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, para o EVAP4_33_67: a) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$ b) para as condições de evaporação de $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ$, para a condição 5 do veículo Ford Sierra.

Como se pode observar, pela figura 4.31, a introdução das alhetas reduziu, cerca de 43%, o R_g e o R''_f , independentemente das condições de operação do fluido de trabalho. Para se ter uma noção dos valores, para $P = 5$ bar e $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$, por exemplo, o R_g reduziu de 16.66 para 9.48 e o R''_f de 1.41 para 0.8 (figura 4.31 a)). Nota-se que, os valores das resistências térmicas do fluido de trabalho e da parede, não sofrem nenhuma alteração.

O gráfico da figura 4.32 mostra as Resistências térmicas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, para o EVAP4_33_67, para as condições de evaporação de $P = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ$, para a condição 5 do veículo Ford Sierra.

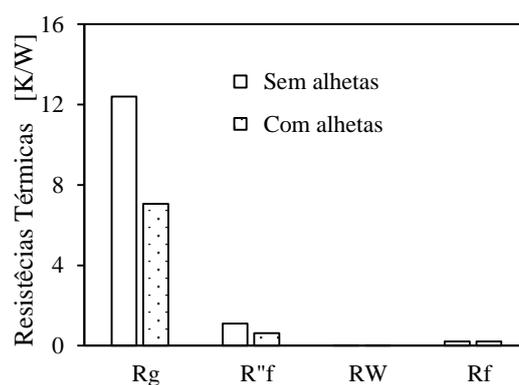


Figura 4.32 - Resistências térmicas (R_g , R''_f , R_w , R_f) no pré-aquecedor, para o EVAP4_33_67, para as condições de evaporação de $P = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ$, para a condição 5 do veículo Ford Sierra.

Da mesma forma, para a pressão de 49 bar, as resistências térmica do gás e de sujamento sofrem uma diminuição cerca de 43%, por exemplo, o R_g reduz de 12.39 para 7.06 e R''_f de 1.10 para 0.63.

Esta redução, tem um efeito imediato na taxa de calor transferida, aumenta a energia térmica transferida para o fluido de trabalho. A seguir, são apresentados os efeitos do aumento da área de contacto através das alhetas, na taxa de calor recuperada pelo fluido de trabalho.

Potência recuperada pelo fluido de trabalho

A introdução de alhetas no interior dos tubos permite aumentar a superfície exposta aos gases de escape, e diminui a resistência à transferência de calor convectiva.

A figura 4.33 mostra a potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra para as condições de evaporação: a) $P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$; b) $P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$.

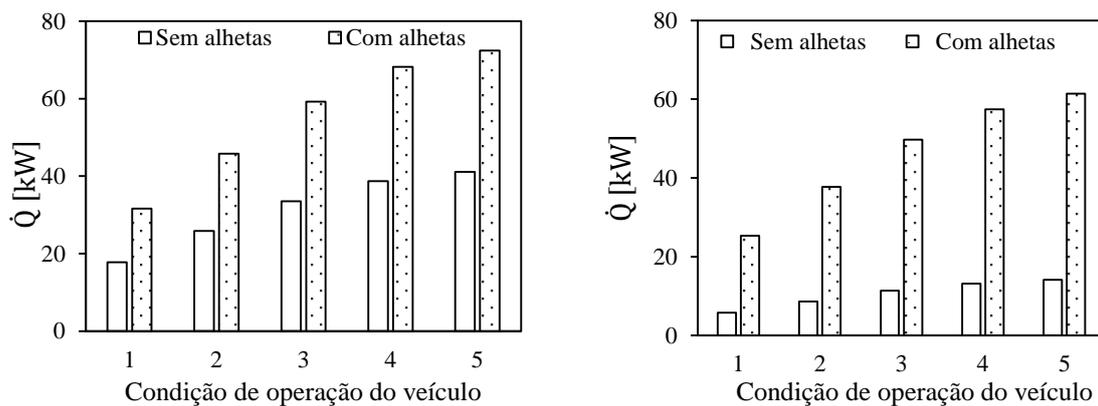


Figura 4.33- Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra para as condições de evaporação:

a) $P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$; b) $P_{evap} = 5$ bar; $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$.

Como era expectável, o aumento da área de contacto através das alhetas, provocou um aumento da energia recuperada pela massa de fluido de trabalho em cerca de 77% do seu valor inicial, em valores médios, para ambas as condições de operação do fluido de trabalho.

A figura 4.34 mostra a potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra para as condições de evaporação $P_{evap} = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^\circ\text{C}$.

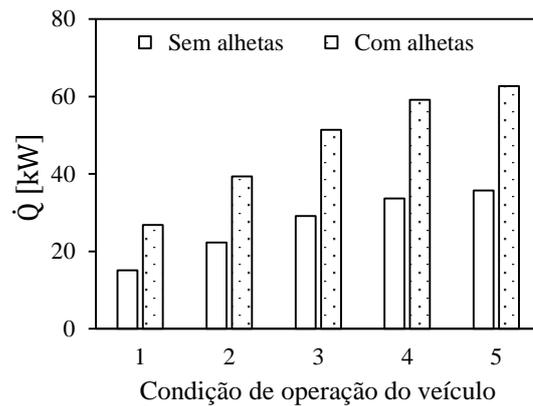


Figura 4.34 Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho no permutador (EVAP4_33_67) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra para as condições de evaporação $P_{evap} = 49$ bar e $T_{f,in} = 90^{\circ}\text{C}$.

Para a condição de operação $P_{evap} = 49$ bar, verificou-se a mesma tendência, a introdução das alhetas também aumentou o valor de potência recuperada pela água.

O permutador de calor EVAP4, para todas as condições de operação do fluido, apresenta melhores rendimentos térmicos nos regimes mais elevados de funcionamento do motor, ou seja a altas rotações.

Conclui-se então, que a implementação de alhetas é uma solução viável, quando se pretende aumentar a eficiência térmica do permutador de calor, para o caso deste estudo em concreto, foi possível aumentar o valor da potência recuperada pelo fluido de trabalho em cerca de 77%, em média, para todas as condições de funcionamento.

Também é necessário referir que a introdução de alhetas, também terá influências no desempenho hidráulico dos gases que neste caso não foram analisados neste trabalho.

Estudo de permutadores de calor em CFD

5.1 Introdução

No presente capítulo, é estudado o permutador utilizando CFD. O objetivo é comparar os resultados obtidos pela análise feita pelo cálculo analítico. O capítulo está organizado em cinco seções sendo a presente a introdução. A seção 5.2 apresenta os princípios fundamentais da dinâmica dos fluidos computacional, a seção 5.3 apresenta uma revisão de trabalhos onde é utilizado o CFD para estudo de permutadores de calor de carcaça e tubos. A seção 5.4 apresenta o caso de estudo, e por fim a seção 5.5 onde são apresentados os resultados obtidos.

5.2 CFD

A Dinâmica dos Fluidos Computacional, (CFD - *Computacional Fluid Dynamic*, na literatura inglesa), pode ser descrita como uma simulação numérica de um escoamento. Uma tecnologia computacional bastante útil para diversas áreas de estudo, não só, por prever o comportamento do escoamento dos fluidos, como também a transferência de calor e massa, reações químicas (combustão), movimentos mecânicos (Turbomáquinas) e tensões e movimentos relacionados com estruturas sólidas, Bhutta *et al.* (2011).

O CFD emprega um princípio muito simples, aplicando equações governantes em elementos discretos para se chegar a soluções numéricas sobre a distribuição da pressão, gradientes de temperatura, e parâmetros do escoamento semelhantes aos obtidos pelas simulações experimentais, em um curto espaço de tempo e a um menor custo.

Fundamentos teóricos

O CFD, como um algoritmo numérico e baseado nas equações governantes, consegue simular a distribuição de vários parâmetros físicos do escoamento de um determinado fluido, como por exemplo a velocidade, a temperatura, e a pressão.

As equações que regem o escoamento dos fluidos são as descrições matemáticas sobre as leis da conservação da massa, do momento e da energia.

Partindo do princípio de que existe um volume de fluido ideal, a taxa de variação temporal da massa dentro do volume de controle é igual ao fluxo de massa para fora da superfície de controle. A equação da conservação da massa pode ser escrita na sua forma diferencial como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \varphi) = 0$$

Em que ρ é a massa volúmica do fluido; t é o tempo; φ representa os vetores da velocidade $\{u, v, w\}$, sendo u, v e w as componentes da velocidade segundo os eixos x, y e z respetivamente; e div o símbolo do vetor, $\text{div}(\cdot) = \partial u/\partial x + \partial v/\partial y + \partial w/\partial z$.

As equações de conservação de momento, ou equações de Navier-Stokes, regem-se pelo princípio da segunda Lei de Newton: em que a variação do momento em todas as direções é igual à soma das forças que atuam nessas mesmas direções. As equações de Navier-Stokes podem ser escritas da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho \varphi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \varphi) = \text{div}(\mu \text{grad} \varphi) - \frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i$$

Em que p é a pressão; μ a viscosidade; grad o símbolo do gradiente, $\text{grad} = \partial/\partial x + \partial/\partial y + \partial/\partial z$; x_1, x_2 e x_3 são x, y e z ; S_i ($i = 1, 2, 3$) representam S_u, S_v e S_w .

A equação da conservação de energia, baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, estabelece que a taxa de variação de energia no interior do volume de controle é igual à soma do calor ganho com o trabalho realizado, devido às forças de superfície, ou seja, a primeira lei da termodinâmica:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varphi T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + Q_V$$

Em que c_p é o calor específico a pressão constante, T é a temperatura, k a condutividade térmica; Q_V é a fonte de calor volumétrico.

Estrutura comum dos códigos comerciais de CFD

Os códigos CFD são estruturados em torno dos algoritmos numéricos. Todos os códigos são basicamente constituídos por três elementos principais: (1) um pré-processador (*pre-*

processor, na literatura inglesa); (2) um agente de resolução (*Solver*, na literatura inglesa); (3) e um pós-processador (*post-processor*, na literatura inglesa)

1. Pré-processador:

A fase de pré-processamento envolve a geração da malha, definição de domínios, seleção de fenómenos físicos e químicos bem como definição das propriedades do fluido e a especificação das condições de fronteira.

O pré-processador permite, através de uma interface, que o utilizador defina detalhadamente o problema e transforma toda essa informação de forma a ser utilizada pelo agente de resolução, solver.

2. Solver

Para a maioria dos códigos comerciais de CFD a componente solver opera como uma “caixa preta”. De uma forma geral o solver soluciona o problema seguindo três etapas: (1) Faz a aproximação das variáveis desconhecidas, por meio de funções simples; (2) Discretização dos valores obtidos por aproximação e substituição nas equações que regem o escoamento; (3) Solução das equações algébricas;

3. Pós-processador

Os resultados obtidos pelo solver constituem um conjunto de números que correspondem aos valores de cada variável (u , v , w , p , entre outros) em cada ponto da malha. Isto tem de ser reduzido a um subconjunto que tenha algum significado para o utilizador, ou seja devem ser expostos de uma forma que o utilizador consiga interpretar os resultados.

O pós-processador inclui a apresentação e cálculo dos resultados provenientes do solver através de gráficos e outras ferramentas de análise de dados.

5.3 Aplicação do CFD na análise de permutadores de calor

Esta secção apresenta estudos antecedentes relacionados com a aplicação do CFD na análise de permutadores de calor.

Como já referido anteriormente o CFD tem sido uma ferramenta muito útil para resolução de problemas de escoamentos. Hoje encontram-se disponíveis vários códigos comerciais de CFD, serve de exemplo o FLUENT, STAR CD, FIDAP, Adina, CFD2000, PHOENICS entre outros. Neste trabalho será utilizado o Ansys CFX .

Para se saber a que nível se encontram os estudos relacionados com a análise CFD de permutadores de calor, foi feita uma análise de um artigo de revisão bibliográfica abordando os trabalhos de permutadores similares aos que serão analisados no presente trabalho e mantendo como foco principal o estudo do desempenho térmico e da queda de pressão.

No presente estudo, o CFD é utilizado para análise do permutador de calor que funciona como fonte quente do ciclo de Rankine. Os trabalhos disponíveis na literatura apresentam estudos de perda de carga do fluido de trabalho que circula do lado da carcaça. Todavia, para a presente aplicação WHR-RC o estudo da perda de carga dos gases que circulam no interior dos tubos apresenta maior relevância, dada a sua influência no desempenho do MCI do veículo.

Perda de carga do fluido de trabalho (lado da carcaça)

Os autores Wang *et al.* (2009) chegaram à conclusão, de que, para a mesma quantidade de transferência de calor, a perda de carga de um permutador de calor de carcaça e tubos com múltiplas passagens na carcaça (CMSP-STHX) é inferior, cerca de 13%, à perda de carga num permutador de carcaça e tubos com defletores em segmentos (SG-STHX).

Mohammadi *et al.* (2006) estudaram o efeito de corte e da localização de um deflector num permutador de calor com 660 tubos, negligenciando o efeito de fluxos de fuga. Mais tarde em 2009, Mohammadi *et al.* (2009) realizaram uma outra simulação com fluxos de fuga devidamente representados. Neste estudo foi considerado um permutador com 76 tubos e tendo em conta duas orientações diferentes para os defletores. Os resultados das simulações mostraram que o permutador com defletores horizontais tem um coeficiente de transferência de calor 20% mais elevado e uma maior perda de carga, 250%, quando comparado com o permutador com defletores verticais.

Perda de carga dos gases de escape (lado dos tubos)

No capítulo 3 a perda de carga dos gases de escape foi determinada analiticamente. O presente capítulo pretende estender a análise através da utilização de CFD. Os trabalhos de análise de permutadores de carcaça e tubos revistos (e.g. Bhutta *et al.*, 2011) não analisam a perda de carga dos gases de escape do lado dos tubos.

Análise térmica

Ender Ozden *et al.*(2010) realizaram a simulação CFD num permutador de calor do tipo Shell-and-Tube para estimar o efeito de corte e de espaçamento dos defletor, bem como as influências do diâmetro de carcaça na transferência de calor e na perda de carga. Para avaliar o desempenho, vários modelos diferentes de turbulência foram analisados. Para determinar qual o modelo de turbulência mais adequado para este caso, fez-se uma comparação entre o método de Bell Delaware e o método Kern, chegando dessa forma a duas conclusões importantes: (i) o método Kern sempre subestima o coeficiente de transferência de calor enquanto que o método de Bell Delaware subestima a taxa de transferência de calor de diferentes defletores espaçados, mostrando uma boa correlação das características de transferência de calor quando os defletores são igualmente espaçados.

Um permutador de carcaça e tubos com um novo tipo de defletores é propostos por Wang *et al.* (2011). Esta nova configuração (FB-STHX, *Flower Baffles Shell-and-Tube Heat Exchanger*, na literatura inglesa) foi projetada e testada e numa fase seguinte comparada com o permutador original (SB-STHX, *Segmental Baffles Shell-and-Tube Heat Exchanger*, na literatura inglesa). Os desempenhos dos dois permutadores foram comparados e os resultados mostraram que, para as mesmas condições, o desempenho global do novo modelo é de 20-30% mais eficiente do que o do permutador de calor original.

5.4 Caso de estudo

Para a análise em CFD o permutador em estudo foi dividido em três partes, pré- aquecedor, evaporador e super-aquecedor, sendo que só foi analisado o desempenho hidráulico do pré-aquecedor para as cinco condições de funcionamento do veículo Ford Sierra considerando uma pressão de evaporação do fluido de trabalho de 5 bar e uma temperatura de entrada de 25°C.

Geometria

Em primeiro lugar foi criada uma geometria do tubo através de um *software* de desenho assistido por computadores, o SolidWorks. A modelação da geometria é um dos passos mais simples da simulação. O estudo foi feito para um único tubo para simplificar os cálculos.

A figura 5.1 mostra a geometria do permutador de tubos concêntricos estudado.

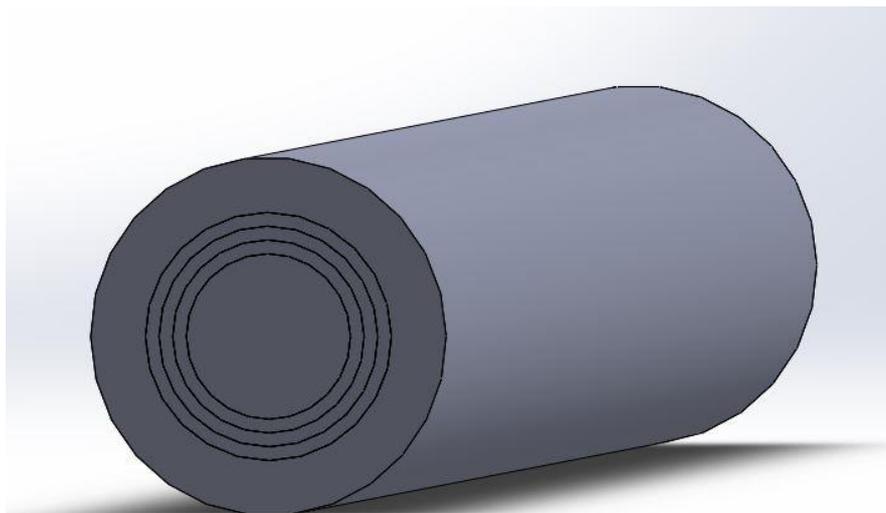


Figura 5.1 – Geometria do permutador de tubos concêntricos estudado.

A geometria é composta por um cilindro, que representa o domínio relativo à fração de gases de escape que circula no tubo interior, e quatro volumes anelares, que representam os domínios: do fluido de trabalho; dos gases de escape do lado exterior; e sólido (parede dos tubos).

A tabela 5.1 apresenta as características geométricas do permutador de tubos concêntricos.

Tabela 5.1 – Características geométricas do permutador de tubos concêntricos.

Permutador de tubos concêntricos	
Número de tubos	$N_t = 100$
Diâmetro interno (tubo interno)	$d_i = 0.006 \text{ m}$
Diâmetro externo (tubo interno)	$d_e = 0.007 \text{ m}$
Diâmetro interno (tubo externo)	$D_i = 0.008 \text{ m}$
Diâmetro externo (tubo externo)	$D_e = 0.009 \text{ m}$
Espessura dos tubos	$e = 0.5 \text{ mm}$

Como foi referido anteriormente, as simulações foram feitas para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra, em que os caudais mássicos do fluido de trabalho e dos gases de escape são diferentes para cada condição, o que implica comprimentos diferentes para cada condição.

A tabela 5.2 pode-se verificar o comprimento do pré-aquecedor para cada condição de operação do veículo.

Tabela 5.2 – Comprimento do pré-aquecedor para cada condição de operação do veículo

Condição	L [m]
1	0.10
2	0.09
3	0.08
4	0.08
5	0.08

Malha

Uma vez criada a geometria está-se em condições para definir a malha dos domínios, para esse efeito foi utilizado o ANSYS ICEM CFD.

Para criar a malha em primeiro lugar atribuiu-se nomes às partes que constituem a geometria do tubo. Definindo desta forma, as entradas e saídas dos fluidos, os tubos e a parede do permutador. Seguidamente, criou-se os domínios e foi gerada a malha para cada domínio.

A figura 5.2 mostra a malha gerada para os domínios do permutador de calor de tubos concêntricos estudado.

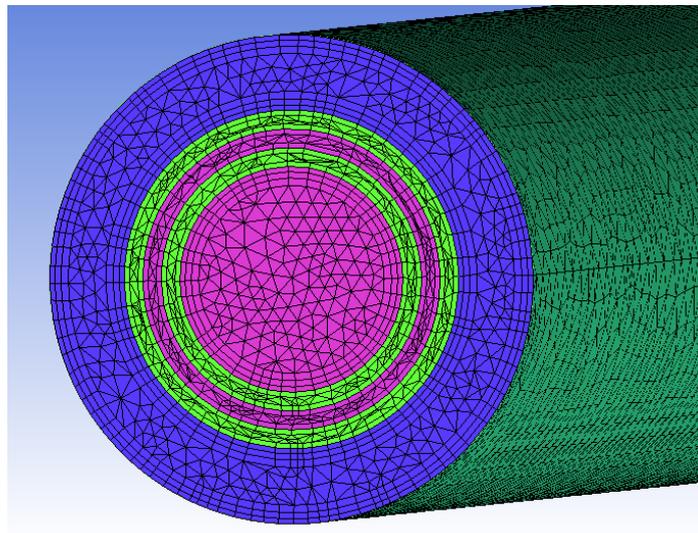


Figura 5.2 – Malha gerada para os domínios do permutador de calor estudado

A fim de ter a malha alinhada segundo a direção do escoamento foram utilizados primas como elemento tridimensional. Para ter resultados mais precisos foi efetuado um refinamento da malha junto às paredes. Foram criadas 3 camadas prismáticas com uma altura total de 0.25. A figura 5.3 mostra as camadas prismáticas criadas junto às paredes dos tubos.

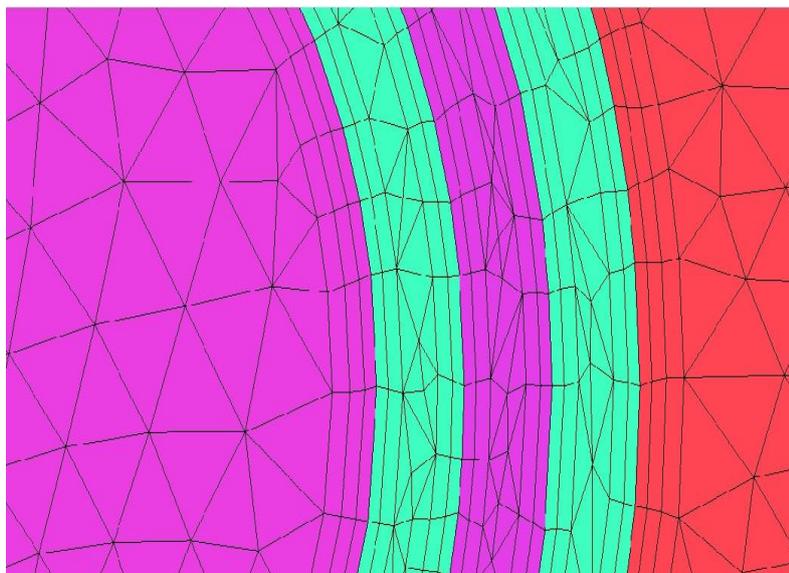


Figura 5.3- Camadas prismáticas geradas junto às paredes dos tubos

Na tabela 5.3 constam as estatísticas da malha para as cinco condições do veículo, onde se podem verificar o número de elementos e de nós

Tabela 5.3 - Estatística da malha para as cinco condições de operação do veículo

Estatística da malha		
Condição	Número de elementos	Número de nós
1	418783	142006
2	367933	124957
3	337168	114633
4	320014	108659
5	268703	91370

Devido à simplicidade dos domínios é possível fazer simulações com uma malha muito refinada e com um número aceitável de elementos.

Condições de fronteira

Depois de definir a malha, a etapa que se segue é definir o modelo no Pré (ANSYS CFX). A tabela 5.4 apresenta as condições de fronteira dos gases de escape para as cinco condições do veículo Ford Sierra.

Tabela 5.4 – Condições de fronteira dos gases de escape para as cinco condições de operação do veículo

Condição	Fluido de trabalho		Gases de escape - Interior		Gases de escape - Exterior	
	\dot{m}_f [kg/s]	$T_{f,in}$ [K]	\dot{m}_g [kg/s]	$T_{g,in}$ [K]	\dot{m}_g [kg/s]	$T_{g,in}$ [K]
1	0,065	298,15	0,00012	615,0	0,00024	529,98
2	0,094	298,15	0,00019	712,1	0,00037	635,53
3	0,122	298,15	0,00026	799,4	0,00053	730,92
4	0,141	298,15	0,00034	856,4	0,00068	795,64
5	0,150	298,15	0,00036	881,5	0,00073	821,70

5.5 Resultados

Nesta secção será feita a análise do permutador EVAP4_33_67_CFD recorrendo ao *software Ansys CFX*, e numa fase seguinte comparar os resultados obtidos com os obtidos pelo método analítico convencional.

A figura 5.4 apresenta os valores da perda de carga dos gases de escape dos permutadores, (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD), em função do caudal mássico dos gases de escape, para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.

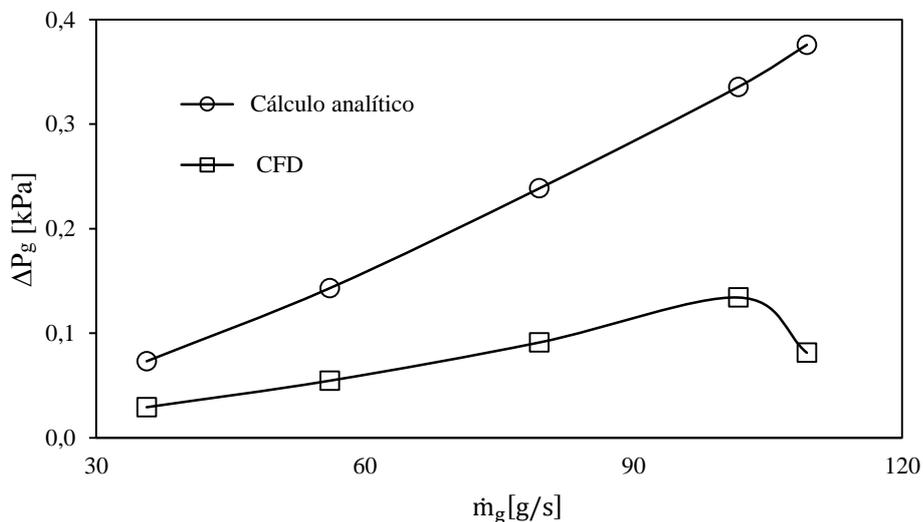


Figura 5.4 – Perda de carga dos gases de escape dos permutadores, (EVAP4 e EVAP4_CFD) em função do caudal mássico dos gases de escape, para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.

Como se pode observar pela figura 5.4, os valores de ΔP_g obtidos pelo método analítico são superiores aos obtidos pelo Ansys CFX. Nota-se que para o caudal máximo 109,3 g/s, há uma diminuição do ΔP_g no caso do EVAP4_33_67_CFD. Esse comportamento não era

esperado, uma vez que, pela mesma area de passagem dos gases de escape passa um caudal superior, aumentando desta forma a velocidade, era expectável uma maior perda de carga para esta condição.

A figura 5.5 mostra a potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

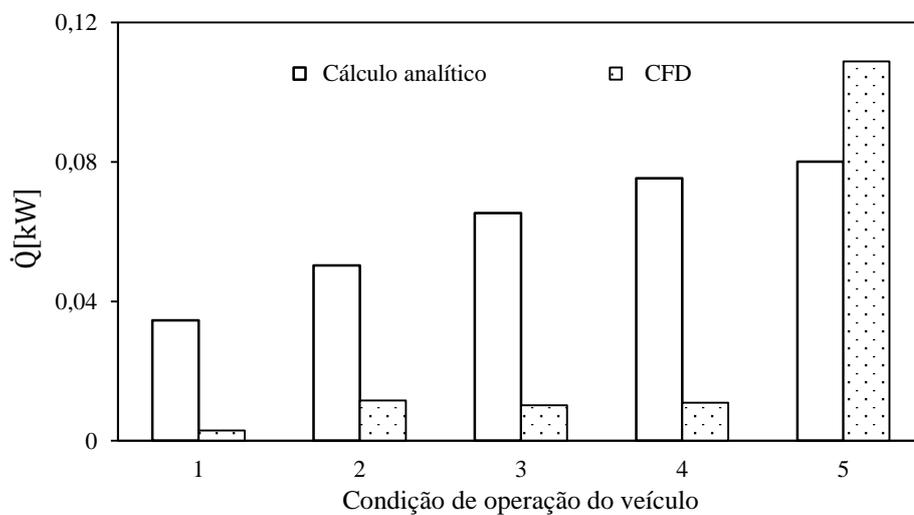


Figura 5.5 – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho ($P_{evap} = 5 \text{ bar}$; $T_{f,in} = 25^\circ\text{C}$) nos permutadores (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD) em função das condições de operação do veículo Ford Sierra.

Em termos de potência recupera, pode-se verificar, pela figura 5.5, que a potência recuperada pelo fluido de trabalho é mais elevada pelo cálculo analítico, e que esta segue uma tendência, a potência recuperada aumenta com o aumento do caudal dos gases de escape. Por outro lado, os resultados obtidos pelo *software* Ansys CFX são significativamente mais baixos, com exceção da condição cinco, em que apresenta um valor de potência recuperada de 0.19 kW.

Na tabela 5.5 constam os valores da temperatura de saída dos gases de escape e do fluido de trabalho dos permutadores (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD), para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.

Tabela 5.5 - Temperatura de saída dos gases de escape e do fluido de trabalho dos permutadores (EVAP4_33_67 e EVAP4_33_67_CFD), para as cinco condições de operação do veículo Ford Sierra.

Condição	Cálculo analítico		CFD		
	$T_{g,out}$ [K]	$T_{f,out}$ [K]	$T_{g,out,interior}$ [K]	$T_{g,out,exterior}$ [K]	$T_{f,out}$ [K]
1	529.98	425.01	585.32	532.12	581.06
2	635.53	425.01	683.73	690.51	668.01
3	730.92	425.01	745.78	772.87	779.56
4	795.64	425.01	831.48	838.32	796.74
5	821.70	425.01	751.05	786.62	434.05

Os valores de temperatura de saída do fluido de trabalho são muito elevados. Tendo em conta que a temperatura de saturação da água a 5bar é de 425.01 K, pelos valores da tabela 5.5, consegue-se verificar que para todas as condições de operação do veículo o fluido de trabalho se encontra já no estado de vapor sobreaquecido.

Em relação aos valores de temperatura de saída dos gases de escape a diferença não é muito expressiva. Para este caso os valores obtidos pela simulação também são mais elevados que os obtidos analiticamente, com exceção da condição 5. É importante referir que para a condição de operação cinco a temperatura de saída do fluido de trabalho, embora seja maior do que a temperatura de saturação, é que apresenta um valor mais próximo da T_{sat} , ($T_{f,out} = 434.05$ K).

A figura 5.6 mostra a temperatura do fluido de trabalho ao longo do permutador de calor EVAP4_33_67_CFD, para a condição do veículo Ford Sierra.

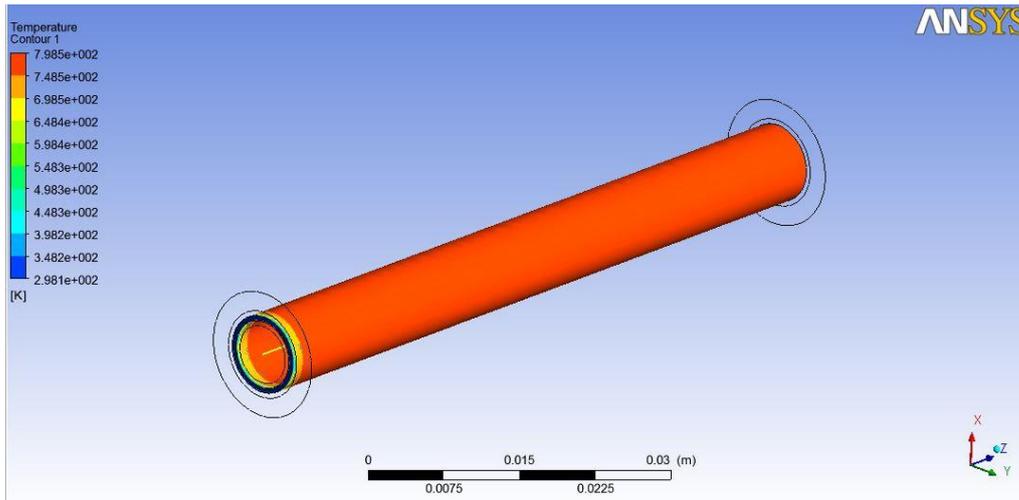


Figura 5.6 – Temperatura do fluido de trabalho ao longo do permutador de calor EVAP4_33_67_CFD, para a condição do veículo Ford Sierra.

(Inicia em página ímpar)

Pela figura 5.6 podemos observar a evolução da temperatura do fluido de trabalho ao longo do permutador. Nota-se que o fluido passa para o estado de vapor superaquecido instantaneamente, não há um aumento de temperatura gradual.

Como os resultados analíticos obtidos para este permutador de calor são à partida mais precisos, considera-se que os resultados obtidos pelo *software* estejam incorrectos. Todos os trabalhos consultados apresentam valores de caudais de fluido de trabalho superiores aos utilizados neste trabalho, por esta razão, acredita-se que o software seja muito sensível a este parâmetro, daí os resultados obtidos não estarem de acordo com os esperados.

Conclusão

Neste trabalho foi feito um estudo de sistemas de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape dos veículos automóveis, sendo o principal foco o estudo e análise de um permutador de calor utilizado para recuperação de energia térmica.

Efetou-se uma revisão bibliográfica, para selecionar o fluido de trabalho, e, o estudo demonstrou que a água é o mais o fluido mais apropriado para esta aplicação, pelas seguintes razões: i) apresenta boa estabilidade termodinâmica; ii) não oferece riscos ambientais; iii) baixo custo e abundância; iv) permite utilizar uma menor caudal de fluido de trabalho na instalação, reduzindo o seu peso;

Foram estudados dois tipos de permutadores de calor: de carcaça e tubos; e de tubos concêntricos.

Em relação aos permutadores de carcaça e tubos, foram analisados três geometrias diferentes, apresentando, as três, valores de perda de carga fora dos limites aceitáveis, entre 3 e 5 kPa (Chammas e Clodic, 2005), influenciando, negativamente, a pressão na linha de escape.

Quanto aos permutadores de tubos concêntricos foram estudados do ponto de vista da perda de carga e de transferência de calor, variando o caudal de gases de escape no interior dos tubos entre 25, 33, 50 e 75% do caudal total.

Em termos de perda de carga, constatou-se que ao aumentar o caudal no interior dos tubos, aumenta o desempenho hidráulico, ou seja, diminui a queda de pressão no permutador. No entanto, se se ultrapassar a situação de equilíbrio de caudais, 50% no interior e no exterior dos tubos, verifica-se um aumento expressivo no valor da perda de carga.

Para a geometria de tubos concêntricos, os valores de ΔP_g encontram-se dentro dos limites aceitáveis, abaixo dos 3 kPa, para todas as condições impostas, mesmo para o caso em que se alterou o diâmetro dos tubos, em que o ΔP_g é mais elevado.

Quanto à troca de calor, constatou-se que o fluido de trabalho selecionado para o RC tem grande influência. Durante a sua seleção deve se ter em conta não só suas características gerais, mas também as condições de pressão e temperatura a que este entra no evaporador.

A condição de evaporação do fluido de trabalho é muito importante. Pela análise efetuada concluiu-se que, embora a pressões de evaporação reduzidas consegue-se obter valores de potência recuperada e de fluxo energético mais elevados, influencia negativamente a eficiência exergética. Ou seja, pressões de evaporação do fluido de trabalho baixas, diminuem a capacidade de conversão da energia térmica em trabalho. Aumentando a pressão do fluido de trabalho consegue-se reduzir a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e os gases de escape, que possibilitam a redução das perdas de exergia.

O processo de transferência de calor é dominado pelos gases de escape. Estes oferecem maior resistência térmica, com um peso acima dos 85% do valor da resistência térmica total. Foi feito um estudo, a fim de se otimizar o processo de transferência de calor, através do aumento da área de permuta, com a introdução de alhetas no interior do tubos, por onde escoam os gases de escape. A implementação das alhetas permitiu reduzir em 43% as resistências térmicas do gás e de sujamento, e aumentar em 77% a potência recuperada.

A análise do permutador em CFD, foi efetuada para comparar com os resultados obtidos analiticamente. As simulações foram realizadas unicamente para o pré-aquecedor, para as cinco condições de funcionamento do veículo Ford Sierra considerando uma pressão de evaporação do fluido de trabalho de 5 bar e uma temperatura de entrada de 25°C.

Os resultados obtidos não foram os esperados, apresentando uma discrepância muito elevada dos resultados obtidos analiticamente. Com valores de perda de carga e potência recuperada muito baixos para a maioria das condições de operação do veículo.

A realização deste trabalho permitiu avaliar a viabilidade da inclusão de um permutador na conduta de escape de um veículo automóvel. Conclui-se que, é possível introduzir um permutador na linha de escape sem prejudicar o desempenho do veículo.

A introdução dos sistemas de recuperação de energia térmica dos gases de escape dos veículos automóveis parece ser muito atrativa, e com a crescente evolução tecnológica, pode vir a tornar-se numa opção viável.

6.1 Trabalhos Futuros

Existem alguns estudos, de grande interesse, que não foram feitos, por se considerarem afastados dos objetivos ou por serem demasiado ambiciosos. Contudo, ficam algumas sugestões de trabalhos futuros que poderão ser feitos para dar continuidade a este trabalho:

- Análise do desempenho hidráulico do permutador com alhetas;
- Estudo em CDF;
- Análise do perfil de temperatura desde o interior dos tubos até a carcaça do permutador;
- Elaboração de modelos físicos para testes experimentais e posterior comparação de resultados.

Bibliografia

Ambros, P., Orso, J., Fezer, A. e Necker, H. (2011). "Evaporators for mobile waste heat recovery systems". MTZ worldwide Edition, 34-37.

Bhutta, M., Hayat, N., Bashir, M. Khan, A., Ahmad K.N., Khan, S., (2011) "CFD applications in various heat exchangers design: A review", Applied Thermal Engineering, vol.32, pp. 1-12.

Diesel systems datasheet, waste heat recovery system for commercial vehicles, http://www.bosch-kraftfahrzeugtechnik.de/media/db_application/downloads/pdf/antrieb/en_3/DS_Sheet_WHR_System_for_commercial_vehicles_20120712.pdf, acessado setembro 2013.

Chammas, R. e Clodic, D. (2005). "Combined cycle for hybrid vehicles". SAE World Congress. SAE International: Detroit, Michigan

Collier, J., e Thome, J. (1996). Convective boiling and condensation (3ed.). Oxford: Clarendon Press.

Domingues, A., Santos, H. e Costa, M., (2013). "Analysis of Vehicle Exhaust Waste Heat Recovery Potential Using a Rankine Cycle", Energy, vol. 49, pp. 71-85, 2013.

Ender. Ozden, I. Tari, (2010) "Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger", Energy Conversion Manage, Vol. 51, pp. 1004 - 1014.

Endo, T., S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi e M. Shinohara,(2007), Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines, SAE World Congress, Detroit, Michigan, 16-19 de Abril.

Fezer A. e Ambros P. (2011), Thermodynamic Vehicle Integration of a Rankine Waste Heat Recovery System, European GT Suite Conference Frankfurt.

Green Turbine (2011) Data sheet, <http://www.greenturbine.eu/en/product.php>, acessado em Setembro de 2013.

Horst, T. A., Rottengruber, H. S., Seifert, M., Ringler, J., (2012), "Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems", *Energy*, Vol.105, pp. 293 – 303.

Hung, T., Shai, T. e Wang, S.,(1997), "A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat". *Energy*, 22 (7), pp. 661-667.

Hussain, Q. and Brigham, D.,(2011), " Organic Rankine Cycle for Light Duty Passenger Vehicles", *Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference*.

Incropera, F. P. (2006). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer". John Wiley & Sons.

Kadota, M. e Yamamoto,K., (2008), "Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System", *SAE International*.

Karellas,S.A. Schusterb, Aris-Dimitrios Leontaritis, (2012), "Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design", *Thermal Engineering*, pp.33-34.

Kandlikar, S. G., (1991), A Model for Predicting the Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient in Augmented Tube and Compact Heat Exchanger Geometries, *Journal of Heat Transfer*, vol. 113, pp. 966-972.

Kandlikar, S. G., (1991), Development of a Flow Boiling Map for Subcooled and Saturated Flow Boiling of Different Fluids in Circular Tubes, *Journal of Heat Transfer*, vol. 113, pp. 190-200.

Kandlikar, S. G., (1999), Heat Transfer and Flow Characteristics in Partial Boiling, Fully Developed Boiling, and Significant Void Flow Regions of Subcooled Flow Boiling, *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 395-401.

Kandlikar, S.G., (2001), Fundamental Issues Related to Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, Keynote lecture a the ExHFT-5 conference held in Thessaloniki, Greece, September 24-28.

Kandlikar, S. G. e Steinke,M. E, "Flow Boiling Heat Transfer Coefficient In Minichannels – Correlation and Trends", *Mechanical Engineering Department, Rochester Institute of Technology*.

Kim, Sung-Min e Mudawar, Issam, (2013), “Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part I. Dryout incipience quality”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 64, pp. 1226–1238.

Latz, G. Sven Andersson and Karin Munch, (2012), *Comparison of Working Fluids in Both Subcritical and Supercritical Rankine Cycles for Waste-Heat Recovery Systems in Heavy-Duty Vehicles*, SAE International.

Liming, F., Wenzhi, G., Hao, Q., Bixian, X., “Heat Recovery from Internal Combustion Engine with Rankine Cycle”, *State Key Laboratory of Engines Tianjin University*.

Lopes J., Douglas R., McCullough G., O’Shaughnessy R., Hanna A., Rouaud C., Seaman R., (2012), *Review of Rankine Cycle Systems Components for Hybrid Engines Waste Heat Recovery*, SAE Technical Paper 01-1942.

Mavridou, S., Mavropoulos, G., Bouris, D., Hountalas, D. e Bergeles, G.,(2010) "Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of the art heat transfer enhancements". *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 935-947.

Mohammadi, K.,Heidemann, W.,Müller-Steinhagen, H., (2006), “Numerical investigation of the effect of baffle orientation and baffle cut on heat transfer and pressure drop of a shell and tube heat exchanger, in: *Proceedings of the International Heat Transfer*”, Conference IHTC-13.

Mohammadi, K.,Heidemann, W.,Müller-Steinhagen, H., (2009), ”Numerical investigation of the effect of baffle orientation on heat transfer and pressure drop in a shell and tube heat exchanger with leakage flows”, *Heat Transf Eng.* Vol. 30, 1123 - 1135.

Neto, Carlos, (2010), *Apostila de transferência de calor, volume I- Parte 3*.

Obieglo,A., Ringler, J., Seifert, M., Hall, W.,(2009), ”Future Efficient Dynamics with Heat Recovery.” *DEER –High Efficiency Engine Technologies*.

Oliveira A., (2012), *Modelação Térmica e Hidrodinâmica de Escoamentos em Permutadores de Calor*, Tese de Mestrado, Escola de Engenharia – Universidade do Minho.

Shah, L.J., Morrison, G.L., Behnia, M., (2000), “Characteristics of vertical mantle heat exchangers for solar water heaters”, *Solar Energy*, vol.67, pp.79-91.

R. Saidur, R.,Rezaei, M., Muzammil, W.k., Hassan,M.H.,Paria, S., Hasanuzzaman, S.,(2012), “Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines”, Renewable and Sustainable Energy Reviews vol.16, pp. 5649 – 5659.

Stobart, R. (2007). "An availability approach to thermal energy recovery in vehicles". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2007, 221, pp. 1107-1124.

Vázquez., J., Palacios, R. e Arenas, A. (2002). "State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles". Proceedings of the 7th European Workshop on Thermoelectrics, Pamplona, SPAIN. 381-386.

Verschoor, M. e Brouwer, E. (1995). "Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycles". Energy, 20(4), pp. 295-303.

Wang, E., Zhang, H., Fan, B., Ouyang, M., Zhao, Y. e Mu, Q. (2011). "Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery". Energy, 36(5), pp. 3406-3418.

Wang Q., Chen Q., Chen G., Zeng M., (2009), Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell- and-tube heat exchanger with continuous helical baffles, Int. J. Heat Mass Transf 52, 1214e1222.

Wang Y., Liu Z., Huang S., Liu W., Li W.,(2011), “Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles”.

(Inicia em página ímpar)