



Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Hugo André Oliveira Teixeira

**Avaliação de sistemas ORC (Organic Rankine Cycle) para aproveitamento de calor dos gases de escape de um automóvel**

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica  
Área de Especialização Energia e Ambiente

Trabalho efectuado sob a orientação do

**Professor Luís António de Sousa Barreiros Martins**  
**Professor Francisco Carrusca Pimenta de Brito**

## **Agradecimentos**

Agradeço ao professor, Luís Martins, na qualidade de orientador, pelo apoio e acompanhamento, orientação e colaboração na revisão do presente trabalho.

Agradeço ao professor, Francisco Brito, na qualidade de coorientador, pela sua disponibilidade, ajuda, acompanhamento e colaboração na revisão do presente trabalho.

A todo o corpo docente que ao longo destes anos de formação contribuíram para a minha formação como engenheiro mecânico.

Agradeço aos meus colegas de curso, por todos os momentos, boa disposição e ajuda durante estes anos de vida académica.

Aos meus amigos, pela amizade, apoio e disponibilidade que sempre apresentaram.

À minha família, principalmente aos meus pais, pelo esforço e sacrifício para me proporcionarem a oportunidade de realizar esta formação.

À Patrícia Magalhães, minha namorada, por todo o apoio, presença, sacrifício e motivação que me ofereceu durante todo o tempo de percurso académico.



## Resumo

O consumo de combustíveis fósseis continua a aumentar, o que causa muitos problemas de sustentabilidade, levando ao aumento do interesse da redução da sua dependência. Além disso, as exigentes normas da União Europeia levam ao impulsionamento e desenvolvimento tecnológico da área automóvel, principalmente, na melhoria da sua eficiência energética e redução de emissões.

O presente trabalho avalia o potencial de aproveitamento do calor residual dos gases de escape de um automóvel para produção de eletricidade, considerando três configurações de ciclos de Rankine, nomeadamente, o ciclo de Rankine simples, o ciclo de Rankine com sobreaquecedor e o ciclo de Rankine com recuperador. Para tal, foram desenvolvidos os modelos numéricos para a análise termodinâmica das três configurações de ciclo, utilizando os resultados experimentais de um automóvel equipado com um motor de combustão interna de ignição por faísca. Além disso, foi estudado a utilização de um permutador de calor de tubos e camisa. Para a análise termodinâmica foram considerados como fluidos de trabalho a água e os fluidos orgânicos benzeno, R123, R134a, R141b, R236ea, R245fa, R600 e R601.

O ciclo de Rankine demonstrou ser a configuração mais adequada para recuperação térmica dos gases de escape de um automóvel. Também se demonstrou que a utilização da água é mais benéfica do que os fluidos orgânicos. Contudo, é necessário o seu sobreaquecimento de modo a realizar-se uma expansão seca. Considerando o ciclo de Rankine e permuta de calor ideal, os resultados obtidos revelam, à pressão de vaporização de 25bar, um rendimento termodinâmico do sistema para os fluidos R141b e água, respetivamente, de 13% e 15%. Além disso, a energia produzida pela turbina apresenta-se na gama de 1,4kW a 4,4kW. O sobreaquecimento da água de 238°C, à pressão de vaporização de 25bar, apresenta cerca de 23,7% de rendimento termodinâmico do sistema e uma gama de produção de energia entre 2kW e 2,6kW.

Os resultados obtidos confirmam a vantagem na recuperação térmica dos gases de escape para produção de energia elétrica através da aplicação de um sistema de ciclo de Rankine.

**Palavras-chave:** Aproveitamento de calor residual de um automóvel, Tecnologia ORC, Ciclo Orgânico de Rankine, Fluido de Trabalho



## Abstract

The consumption of fossil fuels continues to increase causing many sustainability problems of which has lead to the increase of the interest in reducing its dependency. Furthermore, the demanding European Union standards lead to technological development and pushing forward the automotive field, especially in improving their energy efficiency and decreasing emissions.

This work evaluates the potential of the use residual heat from the exhaust gases of a vehicle for electricity production using three configurations of Rankine cycles, namely, the Rankine cycle, the Rankine cycle with superheater and the Rankine cycle with recuperator. For this, the numerical analysis for the thermodynamic cycle of the three configurations using the experimental results of a vehicle equipped with a spark ignition internal combustion engine has been developed. Furthermore, the use of a heat exchanger shell and tube has been studied. For the thermodynamic analysis the water and the organic fluids, benzene, R123, R134a, R141b, R236ea, R245fa, R600 and R601 were considered as working fluids.

The Rankine cycle proved to be the most suitable configuration for the heat recovery of the exhaust gas enthalpy of vehicle. It was also demonstrated that the use of water is more beneficial than the organic fluids, however overheating in order to achieve a dry-expansion is required. Considering the Rankine cycle and ideal heat transfer, the results show, for an evaporation pressure of 25bar, a thermodynamic efficiency of the system for R141b and water of 13 % and 15%, respectively. Furthermore, the energy produced by the turbine is in the range of 1,4kW to 4,4kW. The overheating of the water up to 238°C at an evaporation pressure of 25bar shows a thermodynamic efficiency of the system of around 23,7% and a range of energy production from 2kW to 6,6kW.

The results confirm the merit of the heat recovery of the exhaust gas to produce electricity by the application of a Rankine cycle system.

**Keywords:** Waste heat recovery of a vehicle, ORC Technology, Organic Rankine Cycle, Working Fluid



# Índice

<b>Capítulo 1</b> .....	1
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento .....	1
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Estrutura da dissertação .....	3
<b>Capítulo 2</b> .....	5
2. Conceitos Fundamentais .....	5
2.1. Primeira Lei da termodinâmica.....	6
2.1.1. Princípio da conservação de massa .....	7
2.1.2. Princípio da conservação de energia .....	7
2.2. Segunda Lei da termodinâmica.....	8
2.3. Entropia.....	8
2.4. Exergia .....	10
2.4.1. Componentes da exergia.....	10
2.4.2. Balanço de exergia.....	12
<b>Capítulo 3</b> .....	13
3. Revisão Bibliográfica.....	13
3.1. Ciclos Termodinâmicos .....	13
3.1.1. Ciclo Ideal e Ciclo Real.....	14
3.1.2. Ciclo Orgânico de Rankine.....	15
3.2. Recuperação de energia térmica de fontes de calor residual .....	18
3.3. Recuperação de energia térmica de gases de escape de um automóvel.....	18
3.3.1. Contextualização histórica.....	21
3.4. Fluidos de trabalho.....	29
3.4.1. Contextualização histórica.....	31
3.4.2. Critérios de seleção do fluido de trabalho .....	34



3.5.	Máquinas de expansão .....	36
3.5.1.	Critérios de seleção da máquina expansora .....	40
3.6.	Permutadores de calor .....	42
3.6.1.	Evaporador.....	43
3.6.2.	Condensador .....	43
3.6.3.	Recuperador.....	44
3.7.	Bombas .....	44
3.8.	Protótipos e tecnologias comerciais.....	45
<b>Capítulo 4</b>	.....	<b>49</b>
4.	Modelo Teórico.....	49
4.1.	Modelo termodinâmico.....	49
4.1.1.	Ciclo de Carnot.....	49
4.1.2.	Ciclo de Rankine .....	50
4.1.3.	Ciclo de Rankine sobreaquecido .....	54
4.1.4.	Ciclo de Rankine com recuperador .....	55
4.1.5.	Cálculo da temperatura de Pinch-Point .....	57
4.1.6.	Seleção do fluido de trabalho .....	59
4.2.	Dimensionamento do evaporador .....	60
4.2.1.	Evaporador.....	62
4.2.2.	Método da Efetividade – NTU .....	66
4.2.3.	Coeficiente global de transferência de calor.....	67
4.3.	Condições de entrada dos gases de escape .....	68
4.4.	Dados de Entrada do Modelo.....	70
4.4.1.	Considerações em regime permanente .....	70
4.4.2.	Considerações em regime permanente especificando evaporador .....	71
<b>Capítulo 5</b>	.....	<b>73</b>
5.	Programa Computacional.....	73

5.1.	Descrição geral do programa .....	73
5.2.	Requisitos do Programa .....	73
5.3.	Especificações do Programa .....	74
5.4.	Estrutura do programa .....	75
5.5.	Interface gráfica .....	75
5.6.	Descrição funcional .....	76
5.6.1.	Simulação de ciclo em regime permanente .....	77
5.6.2.	Otimização de ciclo .....	78
5.6.3.	Simulação de ciclo associando evaporador .....	79
5.6.4.	Comparação de ciclos .....	80
5.6.5.	Administração.....	81
5.7.	Validação .....	81
<b>Capítulo 6</b>	.....	<b>83</b>
6.	Análise e Discussão de Resultados .....	83
6.1.	Regime permanente .....	83
6.1.1.	Rendimento termodinâmico .....	85
6.1.2.	Temperatura à entrada e saída da turbina .....	88
6.1.3.	Influência do sobreaquecimento.....	90
6.1.4.	Influência do recuperador.....	92
6.1.5.	Potência produzida pela turbina .....	93
6.1.6.	Rácio de expansão .....	94
6.1.7.	Caudal mássico do fluido .....	94
6.1.8.	Irreversibilidades .....	96
6.1.9.	Rendimento exergético .....	97
6.1.10.	Discussão global .....	98
6.2.	Regime permanente especificando evaporador .....	99
<b>Capítulo 7</b>	.....	<b>105</b>

7. Conclusão.....	105
7.1. Propostas de desenvolvimento futuro .....	110
<b>Bibliografia.....</b>	<b>111</b>
<b>Anexo I.....</b>	<b>119</b>
<b>Anexo II.....</b>	<b>129</b>
<b>Anexo III.....</b>	<b>151</b>

## Índice de Figuras

Figura 1.1 - Diagrama de Sankey: Conversão da energia do combustível num MCI (Toom et al., 2008) .....	2
Figura 2.1 - Convenção de sinais para as trocas de energia de um sistema .....	6
Figura 3.1 – Ciclo de Rankine: ciclo ideal e ciclo real .....	14
Figura 3.2 - Diagrama Temperatura-Entropia: ciclo de Rankine com a utilização dum fluido seco .....	16
Figura 3.3 – Estudo da BMW sobre o aproveitamento de calor residual num automóvel (Ringler et al., 2009).....	20
Figura 3.4 – Esquema do sistema ORC apresentado por Teng, Regner, and Cowland (2007) .....	23
Figura 3.5 – Ciclo de Rankine aberto proposto por Yamada e Mohamad (2010).....	25
Figura 3.6 - Esquema do sistema proposto pelos autores Gewalt et al. (2012): motor Diesel a) e motor a gás natural b) .....	26
Figura 3.7 - Esquema do sistema apresentado pelos autores Zhang, Wang, e Fan (2013) .....	28
Figura 3.8 - Turbosteamer: circuito do sistema de 2ª geração (Horst et al. 2013) .....	29
Figura 3.9 - Representação esquemática do tipo de fluidos segundo a inclinação da linha de vapor saturado.....	30
Figura 3.10 – Evolução prevista para a utilização dos fluidos de trabalho (Zyhowski and Brown, 2011).....	32
Figura 3.11 - Rendimento térmico de vários fluidos de trabalho em relação a temperatura de entrada na turbina (Mago, Chamra, and Somayaji, 2007) .....	33
Figura 3.12 - Fluxograma das máquinas de expansão.....	36
Figura 3.13 - Tipos de turbinas: exemplos de turbina axial (a) e turbina radial (b) .....	37
Figura 3.14 - Máquina de expansão do tipo scroll (Quoilin et al., 2013).....	38
Figura 3.15 – Máquina de expansão de movimento alternativo.....	39
Figura 3.16 - Turbina dinâmica axial do sistema Turbosteamer da BMW .....	39
Figura 3.17 – Mapa operacional otimizado (Quoilin et al. 2012) .....	40
Figura 3.18 - Permutador de calor EHX da BMW (Freyman et al., 2012) .....	43
Figura 3.19 - Esquema do condensador utilizado pelos autores (Espinosa et al., 2010) .....	44
Figura 3.20- Turbosteamer: sistema ORC desenvolvido pela BMW (Obieglo et al., 2009).....	46

Figura 3.21 - Sistema ORC desenvolvido pela Honda (Kadota and Yamamoto, 2008)	46
Figura 3.22 - Sistema Turbosteamer de 2ª geração (Freymann et al., 2012).....	47
Figura 3.23 – Sistema Heat2Power .....	48
Figura 4.1 – Ciclo de Carnot: esboço de um diagrama temperatura – entropia .....	49
Figura 4.2- Ciclo de Rankine: esboço de um diagrama temperatura – entropia (a); representação do sistema (b) .....	50
Figura 4.3 – Ciclo de Rankine sobreaquecido: esboço de um diagrama temperatura – entropia (a); representação do sistema (b).....	54
Figura 4.4 - Ciclo de Rankine com recuperador: esboço de um diagrama temperatura – entropia (a); representação do sistema (b).....	56
Figura 4.5 - Balanço de entalpia no evaporador sem sobreaquecimento .....	57
Figura 4.6 - Balanço de entalpia no evaporador com sobreaquecimento.....	59
Figura 4.7 – Diagrama temperatura-entropia dos fluidos selecionados para análise paramétrica do presente trabalho.....	60
Figura 4.8 – Representação esquemática do evaporador.....	62
Figura 4.9 - Representação esquemática da geometria dos defletores .....	63
Figura 4.10 - Representação esquemática da geometria dos tubos .....	63
Figura 4.11 - Representação das áreas funcionais do permutador de calor.....	67
Figura 5.1 - Módulos do programa.....	75
Figura 5.2 – Página de abertura do programa.....	76
Figura 5.3 – Confirmação do administrador no programa .....	76
Figura 5.4 – Interface gráfica da simulação de ciclos em regime permanente.....	77
Figura 5.5 – Interface gráfica da apresentação dos resultados simulados em tabela.....	78
Figura 5.6 – Interface gráfica da apresentação dos resultados simulados em gráfico....	78
Figura 5.7 - Interface gráfica da otimização de ciclos em regime permanente .....	79
Figura 5.8 - Interface gráfica da simulação de ciclos em regime permanente associando um evaporador .....	80
Figura 5.9 - Interface gráfica da comparação de ciclos .....	80
Figura 6.1 – Rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge} = 31,5\text{g/s}$ e $T_{ge, e} = 666, 5^\circ\text{C}$ ).....	85
Figura 6.2 – Rendimento do ciclo de Rankine com sobreaquecedor em função do grau de sobreaquecimento à pressão de vaporização de 25bar (para $m_{ge} = 31,5\text{g/s}$ e $T_{ge, e} =$ $666, 5^\circ\text{C}$ ).....	86

Figura 6.3 – Rendimento do ciclo de Rankine com recuperador em função temperatura de saturação (para $m_{ge}= 31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666, 5^{\circ}C$ ).....	87
Figura 6.4 – Temperatura à entrada da turbina do ciclo de Rankine em função da pressão de vaporização (para $m_{ge}= 31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	89
Figura 6.5 - Temperatura à saída da turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}= 31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	89
Figura 6.6 – Melhoria do rendimento termodinâmico em função do grau de sobreaquecimento à pressão de vaporização de 25bar (para $m_{ge}= 31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	90
Figura 6.7 - Temperatura à saída da turbina em função do grau de sobreaquecimento para várias pressões de vaporização utilizando como fluido a água .....	91
Figura 6.8 - Razão entre o calor recuperado, pelo evaporador, e o calor absorvido, pelo recuperador, do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}= 31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ) .....	92
Figura 6.9- Potência produzida pela turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}=31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	93
Figura 6.10 – Rácio de expansão do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}=31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	94
Figura 6.11 – Caudal mássico do fluido do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}=31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	95
Figura 6.12 – Irreversibilidade Total do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}=31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	96
Figura 6.13 - Irreversibilidade dos componentes do ciclo de Rankine, à pressão de vaporização de 25bar, para o fluido R141b (para $m_{ge}=31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ) .....	97
Figura 6.14 - Rendimento exergético do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para $m_{ge}=31,5g/s$ e $T_{ge}, e= 666,5^{\circ}C$ ).....	97
Figura 6.15 – Coeficiente de transferência de calor por convecção a) e perda de carga b) dos gases de escape em função do número de tubos do evaporador .....	100
Figura 6.16 – Eficácia do evaporador em função do número de tubos do evaporador (Tubo 2), para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar ...	101
Figura 6.17 - Eficácia do evaporador em função do número de tubos do evaporador (Tubo 3), para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar ...	101

Figura 6.18 - Eficácia do evaporador em função do caudal de fluido para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar.....	102
Figura 6.19 – Potência produzida em função do caudal de fluido para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar .....	103

## Índice de Tabelas

Tabela 3.1 - Sumário das propriedades dos fluidos na comparação do ciclo de Rankine convencional e do ciclo orgânico de Rankine (Tchanche et al., 2011) .....	17
Tabela 3.2 - Sumário de vários estudos de aplicações ORC de baixa temperatura (Bao and Zhao, 2013).....	19
Tabela 3.3 – Resultados das diferentes configurações propostas por Vaja e Gambarotta (2010) .....	25
Tabela 3.4 – Estudos de protótipos de vários tipos de máquinas expansoras (Bao and Zhao, 2013).....	41
Tabela 4.1 - Fluidos selecionados para análise paramétrica do presente trabalho .....	60
Tabela 4.2 – Diâmetro interior e exterior dos tubos selecionados .....	63
Tabela 4.3 - Condições e parâmetros dos gases de escape (Marques, 2010) .....	69
Tabela 4.4 – Relações dos parâmetros do motor (Domingues, 2011).....	69
Tabela 4.5 - Correlações das propriedades dos gases de escape (Marques, 2010).....	70
Tabela 4.6 – Valores considerados para simulação em regime permanente .....	71
Tabela 4.7 - Valores considerados para simulação em regime permanente especificando um evaporador .....	71
Tabela 5.1 – Considerações para validação do programa computacional.....	81
Tabela 5.2 – Comparação dos resultados do rendimento termodinâmico para validação do programa computacional .....	82
Tabela 6.1 – Condições de entrada dos gases de escape .....	83
Tabela 6.2 – Pressão e temperatura de condensação dos fluidos de trabalho para simulação .....	84
Tabela 6.3 – Temperatura de saturação e calor latente à pressão de vaporização de 25bar dos fluidos de trabalho para simulação .....	84
Tabela 6.4 – Resultados do rendimento termodinâmico das três configurações, em percentagem, para a pressão de vaporização de 25bar .....	87
Tabela 6.5 - Sobreaquecimento mínimo para a água para várias pressões de vaporização .....	91
Tabela 6.6 – Resultados do caudal do fluido (g/s) das três configurações para a pressão de vaporização de 25bar .....	95



Tabela 6.7 - Fluidos de trabalho ordenados decrescentemente pelo rendimento termodinâmico, para o ciclo de Rankine à pressão de vaporização de 25bar e condição 2 de gases de escape ..... 99

## Lista de Abreviaturas e Siglas

<b>BMEP</b>	Pressão Média Efetiva (do termo Break Mean Effective Pressure)
<b>CFC</b>	CloroFluorCarboneto
<b>EGR</b>	Do termo: Exhaust Gas Recirculation
<b>GUI</b>	Interface Gráfica do Utilizador (do termo Graphical User Interface)
<b>GWP</b>	Potencial de Aquecimento Global (do termo Global Warming Potencial)
<b>HCFC</b>	HidroCloroFluorCarboneto
<b>HFC</b>	HidroFluorCarboneto
<b>HMCI</b>	Motor de Combustão Interna a hidrogénio
<b>MCI</b>	Motor de Combustão Interna
<b>NIST</b>	National Institute of Standards and Technology
<b>NTU</b>	Número de Unidades de Transferência
<b>ODP</b>	Potencial de Destruição do Ozono (do termo Ozone Depletion Potencial)
<b>ORC</b>	Ciclo Orgânico de Rankine (do termo Organic Rankine Cycle)
<b>VC</b>	Volume de Controlo
<b>WHR</b>	Aproveitamento de Calor Residual (do termo Waste Heat Recovery)

## Lista de Símbolos

$C'$	Distância entre tubos adjacentes	m
$R_s$	Resistência de sujamento	$m^2.K/W$
$U_G$	Coefficiente de transferência global	$W/(m^2.K)$
$g_E$	Aceleração da gravidade	$m/s^2$
$\dot{m}$	Caudal mássico	kg/s
$\phi$	Razão de viscosidades	-
$\Delta T$	Variação da temperatura	K
$\Delta p$	Queda de pressão	bar
$h$	Entalpia específica	$kJ/Kg$
NTU	Número de unidades de transferência de calor	-
$A$	Área	$m^2$
$C$	Velocidade média de fluxo	m/s
$CR$	Rácio de capacidade térmica	-
$C_p$	Calor específico	$kJ/(kg.K)$
$D$	Diâmetro	m
$\dot{E}$	Fluxo de Energia	kW
$\dot{E}_x$	Fluxo de Exergia	kW
$\dot{i}$	Taxa de Irreversibilidades internas	kW
$L$	Comprimento	m
$Nu$	Número de Nusselt	-
$P$	Passo	m
$Per$	Perímetro	m
$Pr$	Número de Prandtl	-
$\dot{Q}$	Fluxo de Calor	kW
$R$	Razão	-
$Re$	Número de Reynolds	-
$S$	Entropia	
$S$	Área de secção	$m^2$
$T$	Temperatura	K
$\dot{U}$	Fluxo de Energia interna	kW
$V$	Velocidade	m/s

$\dot{W}$	Fluxo de Trabalho	kW
$Z$	Altitude do fluxo	m
$f$	Factor de atrito	-
$k$	Coeficiente de transferência de calor por condução	W/(m.K)
$m$	Massa	kg
$p$	Pressão	bar
$r$	Raio	m
$s$	Entropia	kJ/K
$t$	Tempo	s
$v$	Volume específico	m <sup>3</sup> /kg
$\Psi$	Rendimento exergético	-
$\alpha$	Coeficiente de transferência de calor por convecção	kW/m <sup>2</sup> .K
$\varepsilon$	Exergia específica	kJ/kg
$\varepsilon_p$	Eficácia do permutador	-
$\eta$	Rendimento energético	-
$\mu$	Viscosidade	Pa.s
$\rho$	Densidade específica	kg/m <sup>3</sup>

## Lista de Índices Inferiores

0	Estado de referência
<i>h</i>	Hidráulico
<i>B</i>	Deflectores
<i>N</i>	Número
<i>T</i>	Tubo
<i>b</i>	Bomba
<i>be</i>	Bomba elétrica
<i>c</i>	Camisa
<i>ciclo</i>	Ciclo termodinâmico
<i>cond</i>	Condensador
<i>e</i>	Entrada
<i>ec</i>	Equivalente camisa
<i>ef</i>	Efetivo
<i>evap</i>	Evaporador
<i>ext</i>	Exterior
<i>f</i>	Fluido de trabalho
<i>ge</i>	Gases de escape
<i>int</i>	Interior
<i>is</i>	Processo isentrópico
<i>j</i>	Estado de referência
<i>k</i>	Cinética
<i>m</i>	Molhado
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>o</i>	Química
<i>p</i>	Potencial
<i>ph</i>	Física
<i>pp</i>	<i>Pinch-Point</i>
<i>rec</i>	Recuperador
<i>s</i>	Saída

<i>sob</i>	Sobreaquecimento
<i>t</i>	Turbina
<i>tc</i>	Transferência de calor
<i>total</i>	Total
<i>vc</i>	Volume de controlo
<i>w</i>	Parede
<i>x</i>	Estado de referência
<i>x</i>	Exergia
<i>y</i>	Estado de referência

### **Lista de Índices Superiores**

<i>M</i>	Mecânica
<i>T</i>	Térmica



# Capítulo 1

---

## Introdução

### 1.1. Enquadramento

O consumo de combustíveis fósseis pelos humanos, no quotidiano e na indústria, continua a aumentar, causando muitos problemas de sustentabilidade. Um dos grandes contribuintes para este aumento é o sector dos transportes, que consumiu - como energia final - cerca de 75% de produtos derivados do petróleo. De acordo com os últimos indicadores da *European Environment Agency* (EEA), cerca de 32% da energia final consumida na UE-27 corresponde ao sector dos transportes (EEA, 2013). Em Portugal, o sector dos transportes representa cerca de 40% da energia final consumida (EUROSTAT, 2013), sendo que cerca de 82% da energia final é consumida pela categoria de veículos rodoviários (sector dos transportes).

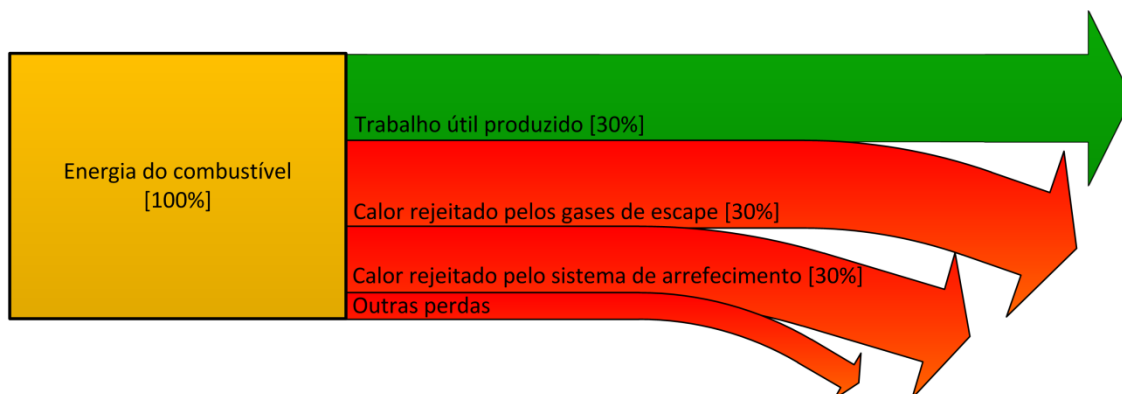
Cada vez mais assiste-se ao interesse na redução da dependência de combustíveis fósseis. No entanto, os mercados emergentes - para satisfazer as necessidades de procura - levam à tendência de subida do consumo de energia fóssil a nível mundial. Devido a crescentes preocupações a nível económico-ambiental surgem cada vez mais investimentos no desenvolvimento de tecnologia a fim de reduzir-se a necessidade dos combustíveis fósseis e, principalmente, no desenvolvimento do aumento da eficiência das máquinas térmicas. Além disso, as exigentes normas da União Europeia levam ao impulsionamento e desenvolvimento constante da tecnologia automóvel, forçando a indústria a evoluir.

Os motores de combustão interna têm perdas significativas de energia, o que leva à necessidade de melhorar a eficiência da utilização do combustível. Na combustão a energia química do combustível é convertida em calor. Segundo um ciclo termodinâmico, uma parte dessa energia é convertida em trabalho, sendo a restante libertada para o exterior através do sistema de arrefecimento e dos gases de escape.

O processo do consumo de energia num motor de combustão interna (MCI), a operar em condições óptimas de funcionamento, leva a que cerca de 1/3 da energia contida no combustível seja convertida em energia mecânica, outro 1/3 da energia é desperdiçada



para o escape sob a forma de calor e a restante energia é desperdiçada pelo sistema de arrefecimento e por radiação, sendo uma das razões para o baixo rendimento do ciclo térmico, ver Figura 1.1. O desenvolvimento automóvel passa, assim, pelo aumento do rendimento global do MCI, ou seja, pela melhoria da sua eficiência energética.



**FIGURA 1.1** - Diagrama de Sankey: Conversão da energia do combustível num MCI (Toom *et al.*, 2008)

Vários construtores e investigadores têm centrado os seus estudos em diferentes tecnologias que possuem potencial para serem aplicadas num automóvel. Além disso, tem vindo a crescer o interesse no aproveitamento de energia de pequenas fontes de calor, muito por força da necessidade de se racionalizar o consumo de energia. Uma das soluções que tem sido apresentada para o aproveitamento térmico deste tipo de fontes de calor é o ciclo orgânico de Rankine (ORC). Assim, um sistema ORC pode ser utilizado para aproveitar o calor residual de um motor de combustão interna (Zhang, Wang, and Fan 2013).

O ciclo orgânico de Rankine (ORC) é uma das tecnologias promissoras para a conversão do calor em eletricidade, que habitualmente é rejeitado, com baixa/média exergia. Além disso, tem-se dado cada vez mais atenção a esta tecnologia, às muitas pesquisas focadas na seleção do fluido de trabalho e à optimização paramétrica do ciclo orgânico de Rankine (Schuster *et al.*, 2009; Wang *et al.*, 2012). Uma delas - o presente trabalho - pretende aproveitar a energia térmica dos gases de escape de automóveis para geração de energia eléctrica.

## 1.2. Objetivos

Face ao apresentado anteriormente, o presente trabalho tem como objectivo a avaliação do potencial dos sistemas ORC para aproveitamento da energia térmica dos

gases de escape em automóveis. Desta forma, o trabalho a desenvolver envolve: uma pesquisa bibliográfica sobre o tema; o desenvolvimento de modelos teóricos em Matlab 9.0, que façam a previsão teórica, entre outros parâmetros, do *output* eléctrico gerado pelo sistema em regime permanente; o desenvolvimento de um programa computacional; a análise dos modelos teóricos considerando com ou sem evaporador especificado; a avaliação de possíveis implementações de sistemas ORC; e a proposta de sistema ORC otimizado para aplicação num veículo automóvel.

### **1.3. Estrutura da dissertação**

O presente trabalho está organizado em seis capítulos. O primeiro e segundo capítulo apresentam, respetivamente, uma breve introdução ao tema e os conceitos fundamentais. O terceiro capítulo apresenta a revisão bibliográfica sobre o tema a estudar. O quarto capítulo apresenta os modelos teóricos das configurações de ciclo e também do permutador de calor. No capítulo seguinte apresenta-se a descrição do programa criado para gerar os resultados. Já no sexto capítulo apresenta-se a análise e discussão dos resultados para as configurações de ciclo e para a análise com evaporador. No último capítulo são apresentadas as conclusões e as propostas para desenvolvimento futuro.



# Capítulo 2

---

## Conceitos Fundamentais

Com o intuito de compreender o desenvolvimento deste trabalho torna-se necessário explicar os conceitos e definições fundamentais. Desta forma, são apresentados os principais conceitos, a primeira e segunda lei da termodinâmica e a definição de entropia e de exergia, baseado nos autores Moran e Shapiro (2002).

### Sistema

Por definição, um sistema é uma região definida por limites reais ou imaginários, que se selecionam com o objectivo de delimitar o estudo da energia e das suas transformações. Consoante a região definida é possível definir o sistema como sistema fechado, sistema isolado e sistema aberto. Num sistema fechado somente a energia transpõe os seus limites, enquanto num sistema aberto tanto a energia como a matéria transpõem os limites do sistema. Quando não existe qualquer tipo de interação com a vizinhança o sistema denomina-se sistema isolado.

### Vizinhança

A vizinhança é definida por tudo o que é considerado externo ao sistema. A diferenciação entre o sistema e a vizinhança é definida por uma fronteira especificada que pode estar em repouso ou em movimento.

### Volume de controlo

O volume de controlo é uma região do espaço onde a massa escoa. Normalmente, apresenta-se como uma região em estudo envolta num contorno prescrito, em que a matéria pode cruzar a fronteira do volume de controlo.

### Estado

O estado de um sistema é uma condição momentânea descrita por um conjunto de propriedades físicas do sistema, como a pressão, a temperatura e o volume. Já que, normalmente, existem relações entre as propriedades, um estado pode ser especificado

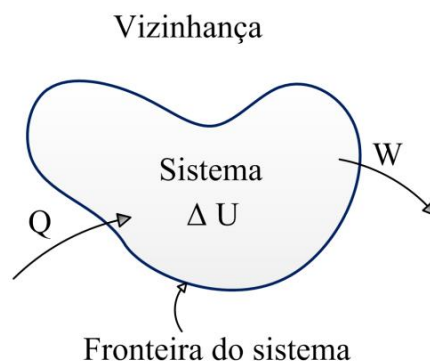
através de um subconjunto dessas propriedades. Diz-se estado morto de um sistema quando ocorre o equilíbrio entre o estado do sistema e o estado de referência.

### Processo

O processo é uma transformação de um estado para o outro. Esta transformação ocorre quando uma das suas propriedades é alterada. Também, o sistema que apresente o mesmo valor das suas propriedades em dois tempos distintos denomina-se em regime permanente, visto que nenhuma das propriedades varia com o tempo. Além disso, os processos podem ser reversíveis ou irreversíveis, caso o sistema e todas as partes constituintes da vizinhança poderem voltar ao seu respectivo estado inicial, após o processo ter ocorrido e vice-versa.

## 2.1. Primeira Lei da termodinâmica

A 1ª Lei da termodinâmica expressa a relação entre o trabalho e o calor transferido, realizados durante as mudanças de estado dum sistema. A Figura 2.1 apresenta a convenção definida para as transferências de energia neste trabalho em que o calor cedido ao sistema e o trabalho realizado pelo sistema são considerados positivos.



**FIGURA 2.1** - Convenção de sinais para as trocas de energia de um sistema

Segundo a convenção de sinais definida, a 1ª Lei da termodinâmica para sistemas fechados estabelece que a variação da energia interna do sistema ( $\Delta U$ ) é igual à diferença entre o calor recebido ( $Q$ ) e o trabalho efetuado pelo sistema ( $W$ ), ver Equação 1.

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

### 2.1.1. Princípio da conservação de massa

O princípio da conservação de massa diz que a massa não pode ser perdida nem criada, dito de outro modo, em qualquer processo a massa total permanece constante. Desta forma, a massa total é uma quantidade conservativa. Como dito anteriormente, num sistema fechado somente a energia transpõe os seus limites, enquanto num sistema aberto tanto a energia como a matéria transpõem os limites do sistema. Assim, o balanço de massa total num sistema aberto para um intervalo de tempo é expressa por,

$$\frac{dm}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (2)$$

Em que  $\sum_e \dot{m}_e$  é o somatório das massas que entram e  $\sum_s \dot{m}_s$  é somatório das massas que saem do sistema. Para um volume de controlo em regime permanente, a equação anterior é dada por,

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (3)$$

### 2.1.2. Princípio da conservação de energia

O princípio da conservação de energia diz que a energia não se cria e não se perde, mas pode ser transformada. Desta forma, a energia total presente num processo também é uma quantidade conservativa. Assim, para um sistema, no equacionamento do balanço de energia é necessário considerar a energia na forma de potência térmica ( $\dot{Q}$ ), de potência mecânica ( $\dot{W}$ ) e da variação da taxa de energia interna do sistema, ver Equação 4 (Moran and Shapiro, 2002).

$$\frac{dE}{dt} = - \left( \sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s \right) + \dot{Q} - \dot{W} \quad (4)$$

Em que  $\sum_e \dot{E}_e$  é o somatório da potência que entra e  $\sum_s \dot{E}_s$  é o somatório da potência que sai do sistema. Para um volume de controlo em regime permanente, a equação toma a forma de,

$$\sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s = \dot{Q} - \dot{W} \quad (5)$$

## 2.2. Segunda Lei da termodinâmica

A 2ª Lei da termodinâmica afirma que as diferenças entre sistemas em contato tendem a igualar-se. Isto resulta de processos espontâneos que ocorrem até se atingir um estado de equilíbrio termodinâmico. Em todas as transformações de energia verifica-se o princípio da conservação de energia. Porém, essas transformações ocorrem espontaneamente num só sentido, por isso, estes processos termodinâmicos são ditos irreversíveis. Enquanto num processo reversível o sistema pode retomar à sua posição inicial, num processo irreversível tal não acontece. Assim, a 2ª Lei estabelece condições para que as transformações termodinâmicas possam ocorrer.

A 2ª Lei é ilustrada pelos enunciados de Clausius e de Kelvin-Planck. O enunciado de Clausius diz que o calor não pode fluir de forma espontânea de um corpo de temperatura menor para um outro corpo de temperatura mais elevada. Desta forma, para se verificar o fluxo inverso ao natural é necessário que um agente externo realize trabalho sobre o sistema.

O enunciado de Kelvin-Planck diz que é impossível a construção de uma máquina que, operando num ciclo termodinâmico, converta toda a quantidade de calor recebido em trabalho. Isto implica que uma máquina térmica não tenha um rendimento de 100%, visto que, por menor que seja, existe uma quantidade de calor que não se transforma em trabalho.

## 2.3. Entropia

A entropia é a variável de estado de um sistema que permite representar o carácter unidirecional dos processos espontâneos. A variação da entropia de um estado de referência  $x$  para um estado  $y$ , pode ser expressa matematicamente por,

$$S_y - S_x = \int_x^y \left( \frac{\partial Q}{T} \right)_{Int\ Rev} \quad (6)$$

Onde  $\int_x^y \partial Q/T$  representa o integral entre dois estados para qualquer processo internamente reversível. Através da equação anterior, o balanço de entropia para um sistema fechado é obtido como,

$$S_y - S_x = \int_x^y \left( \frac{\partial Q}{T} \right) + \sigma \quad (7)$$

O termo  $\sigma$  representa, segundo Moran e Shapiro (2002), uma medida dos efeitos das irreversibilidades presentes no interior do sistema que executa um ciclo. Desta forma, a natureza do ciclo é indicada pelo valor  $\sigma$ , quando este é positivo significa que as irreversibilidades internas estão presentes e quando é nulo significa que as irreversibilidades internas não estão presentes. Nunca pode ser negativo.

No caso de considerar-se que a transferência de calor ocorre a temperatura constante, a equação anterior pode ser rearranjada na forma de,

$$S_y - S_x = \sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \sigma \quad (8)$$

Em que  $\sum_j Q_j/T_j$  é a quantidade de energia  $Q_j$  transferida através da fronteira à temperatura  $T_j$ .

Em termos de taxa temporal ( $dS/dt$ ), o balanço de entropia para um sistema fechado é,

$$\frac{dS}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma} \quad (9)$$

Através da modificação da equação anterior, o balanço de entropia para um volume de controlo é dado por,

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma}_{vc} \quad (10)$$

Em que  $dS_{vc}/dt$  representa a taxa de variação temporal da entropia no interior do volume de controlo e  $\dot{m}_e s_e$  e  $\dot{m}_s s_s$  representam as taxas de transferência de entropia que entram e que saem do volume de controlo.

Por fim, o balanço de entropia para um volume de controlo em regime permanente é,

$$\sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma}_{vc} \quad (11)$$



## 2.4. Exergia

A 1ª Lei da termodinâmica estabelece que a energia sofre transformações (de uma forma de energia para outra), contudo, a soma de todas estas permanece constante durante o processo, o que leva à energia não ser destruída. Já a 2ª Lei da termodinâmica impõe limitações a todos os processos de transformação energética. Assim, a análise energética de um sistema não é suficiente para identificar perdas e rendimentos do sistema, visto que este princípio só tem em conta a quantidade de energia e não a sua qualidade.

Para analisar a variável qualidade de diferentes formas de energia desorganizada é necessário um padrão qualidade. Segundo o autor Teixeira (2003), o *standard* mais natural e conveniente é o máximo trabalho que pode ser obtido a partir de uma dada forma de energia, usando os parâmetros da vizinhança como estado de referência. Este *standard* de qualidade de energia é designado por exergia.

Segundo os autores Moran e Shapiro (2002), a exergia é uma propriedade extensiva que pode ser transferida ao longo das fronteiras de um sistema. Tal como a entropia, a exergia não se conserva. A exergia é destruída no interior dos sistemas sempre que estejam presentes irreversibilidades internas. A produção de entropia corresponde à destruição de exergia.

A exergia pode ser usada como uma medição da qualidade e quantidade de energia a qual envolve a 1ª e 2ª Lei da termodinâmica, por isso, uma análise exérgica é útil para identificar, localizar e quantificar as eficiências termodinâmicas de um sistema térmico (Sotomonte, 2009).

### 2.4.1. Componentes da exergia

Sendo a exergia um fluxo de matéria, esta pode ser dividida em diferentes componentes e na ausência de efeitos nucleares, magnetismo, eletricidade e tensão superficial pode ser dada por,

$$\dot{E}x = \dot{E}x_k + \dot{E}x_p + \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_o \quad (12)$$

Em que  $\dot{E}x$  é o fluxo de exergia total,  $\dot{E}x_k$  é o fluxo de exergia cinética,  $\dot{E}x_p$  é o fluxo de exergia potencial,  $\dot{E}x_{ph}$  é o fluxo de exergia física e  $\dot{E}x_o$  é o fluxo de exergia química.

Através da Equação 13, a equação anterior é apresentada sob forma de exergia específica ( $\varepsilon$ ), ver Equação 14.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x}{\dot{m}} \quad (13)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_k + \varepsilon_p + \varepsilon_{ph} + \varepsilon_o \quad (14)$$

Segundo Teixeira (2003), as componentes cinética e potencial da exergia estão associadas a um elevado grau de exergia, sendo formas organizadas de energia e convertíveis totalmente ou quase totalmente em trabalho. Já as componentes física e química da exergia estão, normalmente, associadas a baixo grau de exergia e dependem de formas de energia desorganizada (de elevada entropia). Desta forma, para determinar os componentes da exergia física e química é necessário considerar um sistema composto por duas partes, o fluxo em consideração e a vizinhança.

O fluxo de exergia cinética ( $\dot{E}x_k$ ) e potencial ( $\dot{E}x_p$ ) são estabelecidas, respectivamente, de acordo com,

$$\dot{E}x_k = \dot{m} \times \frac{C_0^2}{2} \quad (15)$$

$$\dot{E}x_p = \dot{m} \times g_E \times Z_0 \quad (16)$$

Em que  $C_0$  é a velocidade média do fluxo do fluido relativa à superfície terrestre,  $Z_0$  a altitude do fluxo acima do nível do mar e  $g_E$  a aceleração da gravidade. No presente trabalho, não são considerados os efeitos das componentes exergéticas cinética e potencial, visto que não existe interação direta do fluxo com a vizinhança.

A exergia física é formada por duas componentes: a exergia mecânica ( $E_x^M$ ) e a exergia térmica ( $E_x^T$ ), respetivamente, a exergia associada à pressão do sistema e a exergia associada à temperatura do sistema, ver Equação 17.

$$\dot{E}x_{ph} = Ex_{ph}^M + Ex_{ph}^T \quad (17)$$

Segundo Moran e Shapiro (2002), a exergia física para um fluxo de massa de um sistema aberto em estado estável pode ser obtida segundo a expressão,

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m} \times [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (18)$$

Os termos  $h_0$  e  $s_0$  significam, respetivamente, os valores da entalpia e da entropia quando avaliadas no estado morto, ver definições iniciais.

No presente trabalho, considera-se que a exergia química é desprezável, visto que o fluido de trabalho encontra-se dentro do sistema e isolado do ambiente não havendo possibilidade de ocorrer reações químicas.

## 2.4.2. Balanço de exergia

Através da utilização dos balanços de massa, energia e entropia, ver anexo I,121a)a), a expressão geral do balanço exergético para os vários volumes de controlo e para qualquer processo que se realize no seu interior, segundo Moran e Shapiro (2002) e Kotas (1985), é dada por,

$$\frac{dEx_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}\varepsilon - \sum_s \dot{m}\varepsilon + \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_x - \dot{W}_{vc} - \dot{I}_{vc} \quad (19)$$

Em que o termo  $\partial/\partial t E_{vc}$  representa a variação da exergia acumulada no volume de controlo, o termo  $\sum \dot{Q}(1 - T_0/T_j)$  representa a taxa de exergia associada à transferência de calor entre uma fonte quente à temperatura  $T_j$  e uma fonte fria à temperatura  $T_0$ , os termos  $\dot{W}_x$  e  $\dot{W}_{vc}$  representam, respetivamente, a transferência de exergia devido ao trabalho produzido e à variação de volume de controlo no tempo, o termo  $\dot{I}_{vc}$  representa a taxa de irreversibilidades internas e o termo  $\dot{m}\varepsilon$  representa a transferência de exergia do fluxo de massa.

Para um volume de controlo de um processo em regime permanente, o balanço exergético pode expressar-se da seguinte forma,

$$0 = \sum_e \dot{m}\varepsilon - \sum_s \dot{m}\varepsilon + \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_x - \dot{I}_{vc} \quad (20)$$

Rearranjando a equação anterior,

$$\dot{I} = \sum_e \dot{m}\varepsilon - \sum_s \dot{m}\varepsilon + \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_x \quad (21)$$

# Capítulo 3

---

## Revisão Bibliográfica

Este capítulo aborda os mais importantes contributos científicos relacionados com o tema central do presente trabalho. Esta área temática tem sido cada vez mais investigada devido ao potencial de exploração de fontes de calor residual dos gases de escape de processos industriais e de motores de combustão interna (Quoilin, Declaye, *et al.*, 2011).

Devido à utilização de um fluido orgânico e à abundância de componentes, a tecnologia ORC é uma solução largamente implementada e está intimamente ligada a fontes de calor de baixa/média temperatura.

Assim, este capítulo apresenta: uma breve introdução ao tema de estudo; o Ciclo Orgânico de Rankine; a recuperação térmica de diversas fontes de calor residual e, mais atentamente, de gases de escape de um automóvel; o contexto histórico e a seleção dos fluidos de trabalho; a descrição dos principais componentes da tecnologia ORC; e, por fim, os protótipos e tecnologias comerciais no ramo da indústria automóvel.

### 3.1. Ciclos Termodinâmicos

Este tópico diz respeito aos ciclos termodinâmicos de geração de potência que serão motivo de discussão e análise durante o desenvolvimento deste trabalho. Tendo em conta o tipo de conversão de energia desejada - converter energia térmica proveniente dos gases de escape em trabalho na máquina expansora - são descritos arranjos práticos empregues na produção de potência.

O ciclo orgânico de Rankine (ORC) assume um papel importante nas tecnologias de conversão energética e nos ciclos termodinâmicos clássicos, visto que permite o aproveitamento térmico do calor rejeitado por estes. Desta forma, a tecnologia ORC pode funcionar como ciclo secundário numa instalação de ciclo combinado ou como ciclo principal, através do aproveitamento direto do calor residual de uma fonte.

Dependendo das condições de operação, o sistema termodinâmico pode operar na região subcrítica ou na região supercrítica. A principal diferença entre estas regiões é que na região subcrítica existe a distinção entre a fase gasosa e a fase líquida, ao invés, na

região supercrítica essa distinção não é possível. Como o fluido de trabalho, na região supercrítica não passa por mudança de fase pode acompanhar mais de perto a evolução da temperatura da fonte quente, permitindo uma redução das irreversibilidades inerentes ao processo de aquecimento do fluido de trabalho. Isto favorece o rendimento térmico do ciclo, comparando com um ciclo subcrítico para as mesmas temperaturas das fontes quente e fria. No entanto, as vantagens comparativas entre os ciclos subcríticos e supercríticos dependem da gama de temperaturas e das propriedades dos fluidos de trabalho.

Além disso, convém esclarecer que os ciclos supercríticos, apesar de apresentarem um melhor ajuste à evolução da temperatura da fonte quente, trabalham com pressões mais elevadas do que os ciclos subcríticos, o que dificulta a operacionalidade do ciclo e a garantia de segurança. Desta forma, o presente trabalho na sua análise e resolução baseia-se apenas na região subcrítica do ciclo.

### 3.1.1. Ciclo Ideal e Ciclo Real

Em todos os processos reais ocorrem trocas de calor com as vizinhanças. Além disso, é característico dos processos reais a ocorrência de atrito e de irreversibilidades. A Figura 3.1 apresenta o diagrama temperatura - entropia do ciclo ideal de Rankine. Segundo este ciclo, o fluido de trabalho passaria através dos vários componentes (de engenharia) sem irreversibilidades: nos permutadores de calor as quedas de pressão, devidas ao atrito, estariam ausentes e os processos de expansão e compressão seriam isentrópicos. Assim, em teoria é possível descrever totalmente as propriedades termodinâmicas de um fluido de trabalho ao longo de um ciclo.

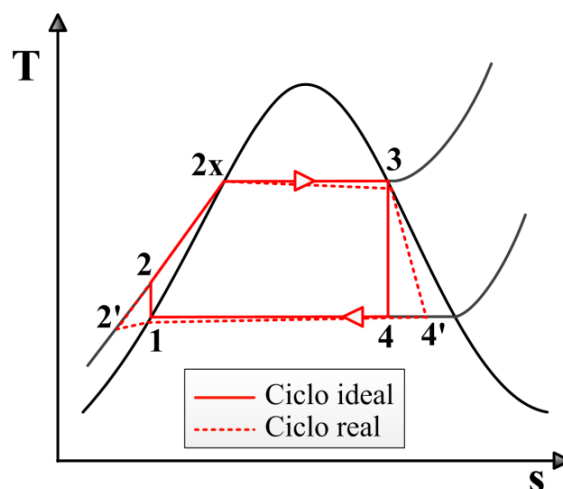


FIGURA 3.1 – Ciclo de Rankine: ciclo ideal e ciclo real

As perdas de energia ocorridas nos componentes levam a alterações das propriedades de estado do fluido de trabalho. Por causa dos efeitos de atrito, durante a expansão e a compressão, o fluido de trabalho sofre aumentos de entropia específica. Também, nos permutadores de calor, sofre quedas de pressão devido ao atrito provocado pelo escoamento do fluido.

A Figura 3.1 também apresenta, de uma forma mais realista, o ciclo de Rankine. As propriedades reais do fluido são representadas pelas linhas interrompidas e surgem devido ao rendimento ou eficiência associado a cada componente. Desta forma, o desvio entre a linha real e ideal pode ser contabilizado, atribuindo ao componente um rendimento isentrópico (sendo este função da razão entre o trabalho real e o trabalho que seria conseguido se o processo tivesse sido isentrópico) ou uma eficácia de permuta de calor (sendo este função da razão entre o calor transferido e o calor máximo que poderia ser transferido caso o permutador fosse infinito).

### **3.1.2. Ciclo Orgânico de Rankine**

O ciclo orgânico de Rankine resulta de uma evolução do ciclo de Rankine a vapor de água (ciclo convencional), apresentando a mesma configuração estrutural. A principal diferença é marcada pela utilização de fluidos de trabalho orgânicos (hidrocarbonetos ou fluidos refrigerantes). O interesse em considerar a utilização de um fluido orgânico prende-se no facto de avaliar o benefício que a utilização destas substâncias terá, em relação à água, quando empregue.

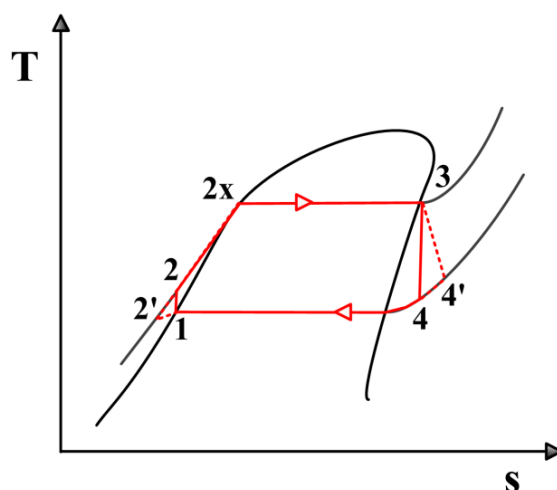
A água é o fluido de trabalho mais prático para ser utilizado em ciclos de recuperação térmica devido às suas propriedades adequadas, dado que não é inflamável, não é poluente, tem as melhores características de transferência de calor (entalpia de vaporização e calor específico) e o seu custo é quase nulo (Stobart, 2007). No entanto, existe a necessidade de sobreaquecimento de modo a evitar a formação de líquido na turbina (gotículas). Além disso, um elevado sobreaquecimento pode não ser possível num veículo equipado com este sistema de recuperação, devido à temperatura dos gases de escape ser relativamente baixa em condições de operação do veículo em carga parcial.

Também pressões de evaporação elevadas afetam, indiretamente, o peso do sistema, uma vez que são necessários componentes mais robustos e de maiores dimensões.

Desta forma, pressões de evaporação elevadas são um fator crítico para aplicações móveis de sistemas ORC.

Já os fluidos orgânicos apresentam uma baixa temperatura de ebulição e um calor latente de vaporização inferior ao da água, permitindo uma vaporização a mais baixa temperatura, sendo esta a razão para a qual são preferíveis para recuperação de calor residual. Além disso, no caso de aproveitamento de pequenas potências térmicas, os fluidos orgânicos apresentam caudais relativamente razoáveis, enquanto a água apresenta caudais bastante inferiores, o que leva à necessidade de componentes de pequenas dimensões, sendo que, por vezes, é desanconcelhável ou impraticável.

Sendo os fluidos orgânicos, na sua maioria, fluidos secos, a principal vantagem da utilização destes é possibilitar uma expansão seca a partir de vapor saturado, não havendo necessidade de realizar o seu sobreaquecimento, ver Figura 3.2.



**FIGURA 3.2** - Diagrama Temperatura-Entropia: ciclo de Rankine com a utilização dum fluido seco

Assim, segundo os autores Tchanche *et al.* (2011), a utilização da água é mais benéfica para aplicações de alta temperatura, devido à água apresentar uma boa estabilidade térmica e química, não existindo o risco de decomposição; baixa viscosidade, desta forma requer-se menos trabalho de bombeamento; apresenta calor específico e calor latente elevados, sendo um bom fluido de transporte térmico; não é tóxica nem inflamável; tem ODP e GWP nulos; e é barata e abundante.

O potencial de destruição do ozono (ODP) de um composto químico é a quantidade relativa de degradação da camada de ozono que pode causar, tendo como referência o triclorofluorometano (R-11), fixado a um ODP de 1. O potencial de aquecimento global

(GWP) é a medida de quanto uma determinada massa de um gás de efeito de estufa contribui para o aquecimento global. O valor deste é sempre calculado para um determinado período de tempo (medido em anos). O dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) é o gás de referência a partir do qual os restantes compostos químicos são medidos, sendo-lhe atribuído um GWP de 1.

A Tabela 3.1 apresenta uma comparação das propriedades típicas da água e dos fluidos orgânicos (Tchanche *et al.*, 2011).

**TABELA 3.1** - Sumário das propriedades dos fluidos na comparação do ciclo de Rankine convencional e do ciclo orgânico de Rankine (Tchanche et al., 2011)

	<b>Ciclo de Rankine convencional</b>	<b>Ciclo orgânico de Rankine</b>
<b>Fluido de trabalho</b>	Água	Fluido orgânico
<b>Pressão crítica</b>	Alta	Baixa
<b>Temperatura crítica</b>	Alta	Baixa
<b>Temperatura de ebulição</b>	Alta	Baixa
<b>Pressão de condensação</b>	Baixa	Média
<b>Pressão de vaporização</b>	Alta	Baixa/Média
<b>Entalpia de Vaporização</b>	Alta	Baixa
<b>Calor latente</b>	Alto	Baixo
<b>Viscosidade</b>	Baixa	Relativamente alta
<b>Inflamabilidade</b>	Não	Geralmente sim, depende do fluido
<b>Toxicidade</b>	Não	Sim
<b>Impacto ambiental</b>	Não	Geralmente alto, depende do fluido
<b>Abundância</b>	Abundante	Problema de abastecimento
<b>Custo</b>	Barato	Caro

Como dito anteriormente, o ciclo orgânico de Rankine é, geralmente, mais eficiente que o ciclo de Rankine convencional para fontes térmicas de baixa temperatura, tendo como principais vantagens elevado rendimento mesmo a baixas temperaturas, bom funcionamento em regime de carga parcial, temperatura e pressão máxima mais baixas, período de vida útil alargado, não há necessidade de sobreaquecimento, expansão na zona de vapor, menor fadiga mecânica na turbina devido à menor velocidade de rotação do motor, o que permite o acoplamento direto do gerador e boa resposta de arranque do ciclo.



### **3.2. Recuperação de energia térmica de fontes de calor residual**

A tecnologia ORC, desde 1980, tem evoluído, principalmente, nas áreas da biomassa, da energia geotérmica e do aproveitamento de fontes de calor residual (Quoilin *et al.*, 2013). Também, esta tecnologia, foi utilizada para outras aplicações como sistemas solares ORC, lagos solares, sistemas de dessalinização, sistemas de conversão de energia térmica do oceano (Tchanche *et al.*, 2011) e em sistemas híbridos como Solar/Gás, Solar/Diesel.

Segundo alguns autores (Wang *et al.*, 2012; Yamamoto *et al.*, 2001; Schuster *et al.*, 2009), os sistemas ORC são uma tecnologia promissora para converter energia térmica em eletricidade proveniente de fontes de calor residual. Normalmente, as fontes de calor residual são distinguidas quanto à gama de temperatura, como fontes de baixa temperatura (<230°C), média temperatura (230-650°C) e de alta temperatura (>650°C) (Tchanche *et al.*, 2011).

A Tabela 3.2 apresenta, sumariamente, as aplicações, a temperatura da fonte de calor, as condições de operação (temperatura de evaporação e de condensação do ciclo), o fluido de trabalho recomendado e o indicador de performance utilizado (Bao and Zhao, 2013). O indicador de performance, apresentado na Tabela 3.2, refere-se ao tipo de análise dos ciclos termodinâmicos utilizado pelos autores para obtenção de resultados.

### **3.3. Recuperação de energia térmica de gases de escape de um automóvel**

O potencial de exploração de fontes de calor residual de gases de escape de motores ou de processos industriais é particularmente promissor (Quoilin, Aumann, *et al.*, 2011). No caso de motores de combustão interna, muitos investigadores reconhecem que o aproveitamento de calor residual dos gases de escape tem potencial para diminuir o consumo de combustível sem aumentar as emissões de poluentes e os recentes avanços tecnológicos permitiram a estes sistemas serem passíveis de implementar (Sprouse and Depcik, 2013).

**TABELA 3.2** - Sumário de vários estudos de aplicações ORC de baixa temperatura (Bao and Zhao, 2013)

Aplicação	Temp. da fonte quente [°C]	Temp. de vaporização [°C]	Temp. de condensação [°C]	Fluido recomendado	Indicador de performance
WHR	-	80-110	36-60	R123, R124	1ª Lei da termodinâmica
WHR	-	100-210	25	R113	1ª e 2ª Lei da termodinâmica, Irreversibilidade Total
WHR	145	80-140	20	R236ea	Potência de Saída
WHR	140	-	27	R123	Potência de Saída, 1ª Lei da termodinâmica
WHR	470	96-221	35	Benzeno	1ª Lei da termodinâmica
WHR	100-250	80-230	30	Benzeno	1ª Lei da termodinâmica
WHR	85	60	25	R123	1ª Lei da termodinâmica
WHR	160	144-156	20	R11	Área/Potência final
WHR	292	277	27	R123	Potência de Saída, 1ª e 2ª Lei da termodinâmica
WHR	140	-	20	R123, R141b	Função multi-objectiva
WHR	327	-	27-87	R245fa, R245ca	1ª Lei da termodinâmica, Irreversibilidade Total
Geotérmica	80-115	65-100	25	Propeno	1ª e 2ª Lei da termodinâmica
Geotérmica	70-90	-	-	Amónia	Área/Potência final
Geotérmica	91	-	28	R601a, R601	1ª e 2ª Lei da termodinâmica, Área/Potência final
Biomassa	-	230-350	90	Benzeno	1ª Lei da termodinâmica
Biomassa	-	170	35	Etanol	1ª Lei da termodinâmica
Solar	-	60-100	35	R134a	1ª e 2ª Lei da termodinâmica, Irreversibilidade Total
Solar	-	70	30	R245fa	Área/Potência final
Solar	-	120-150	15	Solkatherm	1ª Lei da termodinâmica
-	60-160	55-155	30	Hexano	1ª e 2ª Lei da termodinâmica

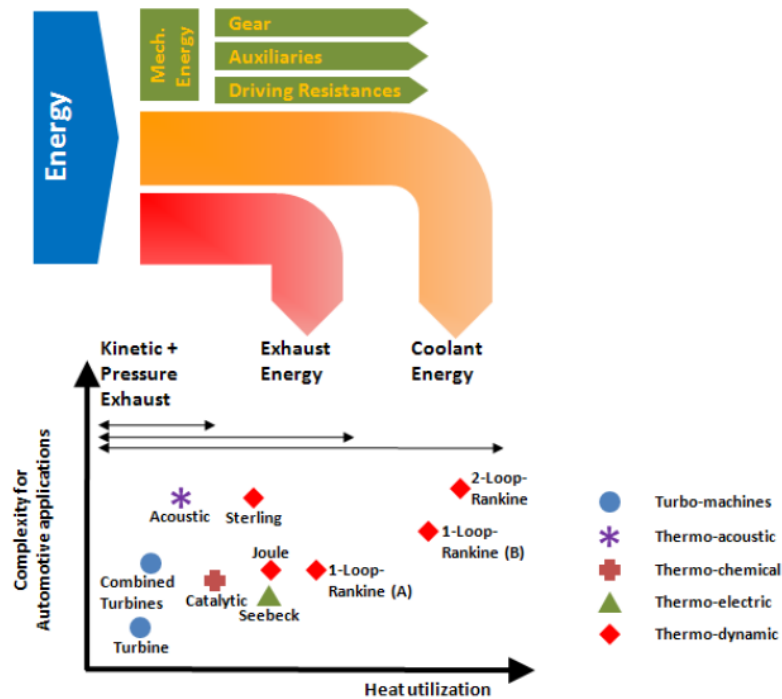
WHR – Waste Heat Recovery, termo inglês para aproveitamento de calor residual

Os veículos automóveis podem ser categorizados em veículos ligeiros e veículos pesados. Maioritariamente, em ambas as categorias, os motores de combustão interna são de ciclo Otto ou de ciclo Diesel. Assim, torna-se necessário saber as principais diferenças na utilização de cada motor de modo a comparar o potencial de recuperação térmica com a implementação do sistema ORC.

No geral, os motores que operam sob ciclo Diesel apresentam melhor rendimento termodinâmico do que os motores que operam sob ciclo Otto. Desta forma, é expectante que o motor de ciclo Otto tenha maior potencial de recuperação térmica dos gases de

escape. Além disso, nos motores de ciclo Diesel a temperatura dos gases de escape varia, principalmente, com a carga do motor, tendo em consideração o seu modo de funcionamento. Já nos motores de ciclo Otto a temperatura e caudal de gases de escape varia, principalmente, com a rotação do motor. Com o aumento da carga do motor de ciclo Otto espera-se, devido à admissão de maior quantidade de ar, o aumento do caudal dos gases de escape. Por fim, a baixa e média carga os motores de ciclo Diesel apresentam temperaturas de gases de escape mais baixas do que um motor a operar sob ciclo Otto.

A BMW apresentou um estudo sobre o aproveitamento do calor residual rejeitado por um MCI a Diesel (Ringler *et al.*, 2009). Este estudo apresenta os diversos sistemas de recuperação de calor residual de um automóvel pelo seu grau de complexidade, pela gama de temperaturas e pelo tipo de aproveitamento de calor, ver Figura 3.3.



**FIGURA 3.3** – Estudo da BMW sobre o aproveitamento de calor residual num automóvel (Ringler *et al.*, 2009)

A Figura 3.3 demonstra que os sistemas de ciclo de Rankine são os que utilizam maior quantidade de calor. As diferenças principais dos sistemas de ciclo de Rankine apresentados são: o tipo de aproveitamento de calor, em que um recupera apenas calor proveniente dos gases de escape (*1-Loop Rankine A*) e os outros dois recuperam calor proveniente dos gases de escape e do sistema de arrefecimento (*1-Loop Rankine B* e *2-Loop Rankine*); e o seu grau de complexidade, em que o sistema *1-Loop Rankine A* é o

mais simples e o *2-Loop Rankine* o mais complexo, devido a utilizar dois tipos de aproveitamento de calor e operar segundo dois ciclos de Rankine.

Vários estudos de aplicações de sistemas ORC em veículos ligeiros permitiram constatar que grande parte das necessidades de energia elétrica podem ser satisfeitas com recurso a esta tecnologia. A quantidade de energia elétrica produzida por um sistema ORC depende do tipo do veículo, do ciclo de condução e também do tamanho dos componentes do sistema.

### **3.3.1. Contextualização histórica**

Em 1976, os autores Patel e Doyle (1976), documentaram a primeira aplicação da tecnologia ORC para aproveitamento do calor residual dos gases de escape proveniente de um motor Diesel *Mack 676* de um camião de longo curso (*Mack Trucks*). O sistema apresentado utiliza um permutador de calor aplicado no tubo de escape. Após o sobreaquecimento do fluido de trabalho (Fluorinol-50), este é expandido numa turbina axial de 3 andares e condensado recorrendo ao radiador do sistema de arrefecimento do MCI. A produção de trabalho realiza-se através do acoplamento do eixo da turbina ao eixo de transmissão, utilizando uma caixa redutora. Este sistema foi sujeito a um teste rodoviário, denominado NAPCA, e através da interpretação dos resultados foi possível concluir que houve uma melhoria de 13% na potência máxima e de 15% na economia de combustível.

Em 1985, o autor Bailey (1985) realizou um estudo no qual utilizaram três configurações de ciclos para aproveitamento de energia de um motor Diesel. Segundo Sprouse e Depcik (2013), os ciclos estudados foram o ciclo de Rankine convencional, o ciclo orgânico de Rankine e vários ciclos de Brayton. Os resultados obtidos demonstraram que o ciclo orgânico de Rankine obtinha as maiores poupanças de combustível, seguido pelo ciclo de Rankine convencional.

Em 1993, Oomori e Ogino (1993) desenvolveram um sistema de ORC que aproveitava energia térmica do sistema de arrefecimento dum veículo ligeiro. Os autores justificaram a escolha da recuperação térmica devido às significativas variações de temperatura e de fluxo de massa de gases de escape, que complicavam o controlo do sistema. Esta opção revelou um ganho na economia do combustível de 3% (a uma temperatura ambiente de 25°C).

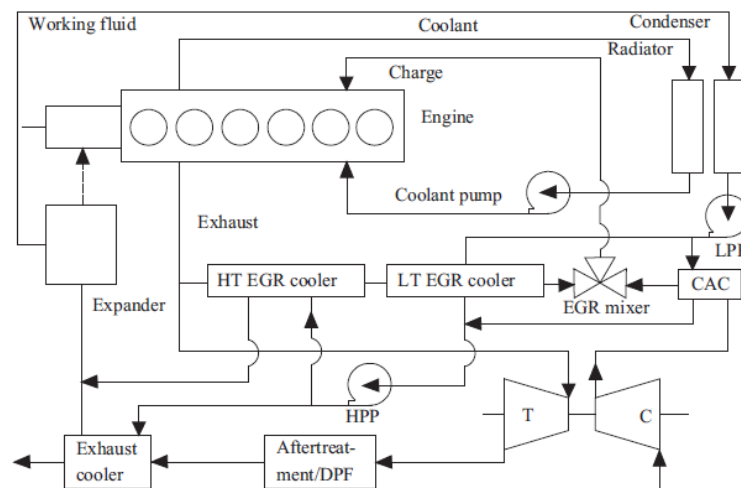
Em 2003, alguns autores (Kane *et al.*, 2003) propuseram a criação de um sistema híbrido de geração de energia através do uso de coletores solares e do aproveitamento térmico dum MCI a biodiesel. Neste sistema, o motor de combustão interna garantia a disponibilidade de calor durante a noite ou em períodos nublados. Os resultados revelaram que esta configuração tinha boas performances e uma mais ampla gama de condições de operação em comparação com a utilização de calor proveniente apenas de coletores solares, visto que durante o dia o calor era fornecido pelos coletores solares e durante a noite era fornecido pelo MCI.

Em 2005, os autores El Chammas e Clodic (2005) apresentaram um sistema ORC para aproveitamento de energia térmica dos gases de escape e do sistema de arrefecimento de um motor 1.4 litros a gasolina. A energia produzida seria armazenada em baterias para ser utilizada no motor eléctrico (veículo híbrido). Segundo Sprouse e Depcik (2013), os resultados revelam que, para uma temperatura de condensação de 55°C, a utilização de água obtém o melhor rendimento do ciclo, seguido pelo fluido R123, pelo Isopentano e pelo R245ca. Também a utilização de água num ciclo de alta pressão obteve melhorias de poupança de combustível de 12% a 27%, enquanto a utilização de fluidos orgânicos obteve melhorias de 17% a 32%.

Em 2006, os autores Stobart e Weerasinghe (2006) reviram e compararam seis estudos publicados de aproveitamento de calor residual proveniente de motores de ignição por faísca e de compressão. Segundo Sprouse e Depcik (2013), quatro dos seis estudos analisados obtinham rendimentos entre 9% e 25%. Além disso, os mesmos autores identificaram que a principal característica das turbinas é o alto rendimento, enquanto que os expansores alternativos oferecem melhor resposta às condições de escape flutuantes.

Os autores Arias, Shedd e Jester (2006) consideraram três configurações do ciclo de Rankine para o aproveitamento de calor proveniente de um motor de ignição por faísca num veículo híbrido (Toyota Prius). As três configurações são: aproveitamento do calor dos gases de escape, aproveitamento do calor do sistema de arrefecimento, e aproveitamento de calor sob as duas formas. Segundo Sprouse and Depcik (2013), os modelos simulados mostram que a configuração mais eficiente utiliza o bloco de motor para pré aquecer o fluido de trabalho antes de sobreaquecê-lo com a energia proveniente dos gases de escape, convertendo 7,5% do calor residual em energia eléctrica.

Os autores Teng, Regner e Cowland (2007) apresentaram um sistema que recuperava o calor dos gases de escape de um veículo pesado com um motor Diesel e utilizava como pré-aquecimento do fluido de trabalho o calor proveniente do sistema de arrefecimento e do sistema de arrefecimento EGR, ver Figura 3.4. O sistema proposto opera com um ciclo supercrítico, contudo, sem recorrer ao uso de um evaporador de alto custo. Segundo Sprouse e Depcik (2013), as simulações indicavam que o sistema poderia recuperar 55kW a partir de calor residual (169kW) através das três fontes térmicas, aumentando a potência do motor em 20% sem combustível suplementar. Este sistema tem um benefício adicional de diminuir o tamanho do condensador por meio da utilização do calor proveniente do sistema de arrefecimento.



**FIGURA 3.4** – Esquema do sistema ORC apresentado por Teng, Regner, and Cowland (2007)

Endo *et al.* (2007), realizaram um estudo de um ciclo de Rankine convencional instalado num veículo híbrido (Honda Stream). O ciclo configurado utilizava o calor residual dos gases de escape e do sistema de arrefecimento através da utilização de um evaporador inovador, que substituiu o coletor de escape do motor. Os resultados deste trabalho são referidos mais à frente (ver Capítulo 3.8).

Em 2009, os autores Ringler *et al.* (2009) estudaram um sistema ORC num MCI de quatro cilindros. Para o efeito, configuraram dois ciclos, um que aproveitava apenas o calor residual dos gases de escape e outro que aproveitava o calor residual dos gases de escape e do sistema de arrefecimento. Segundo Sprouse e Depcik (2013), os resultados determinaram que a água é o fluido mais indicado para o primeiro sistema, enquanto o etanol foi melhor para o segundo sistema. Também concluíram que o primeiro sistema

obtem melhor desempenho quando a velocidade do veiculo excede os 105km/h, enquanto o segundo sistema tem um potencial mais elevado entre os 72km/h e os 120km/h, resultando numa melhoria do desempenho do motor de 10%.

Em 2009, os autores Teng e Regner (2009) exploraram o calor residual do sistema EGR dum camiao Diesel para a aplicacao de um sistema ORC. A simulacao do ciclo proposto foi realizada operando na regio subcritica e supercritica do fluido e comparando dois fluidos de trabalho, R245fa e etanol. Os autores concluíram que o fluido R245fa era mais vantajoso operando em ciclo subcritico, enquanto o etanol é mais vantajoso, a operar em estado supercritico, indicando que este fluido pode ser uma alternativa ao R245fa. Os autores referiram que o uso de etanol pode aumentar o rendimento do sistema em cerca de 25,5%.

Em 2010, os autores Espinosa *et al.* (2010) debateram a melhor configuracao do ciclo ORC para aproveitamento de calor residual em camioes comerciais. As fontes de calor consideradas foram os gases de escape, a agua do sistema de arrefecimento, o sistema EGR e o *Intercooler*. A simulacao do modelo computacional foi realizada com varias configuracoes de ciclo, utilizando modelos 0D e 1D. O modelo 0D assumia eficiencias isentropicas e tres zonas de permuta de calor no evaporador, enquanto o modelo 1D foi realizado recorrendo a um programa comercial, *GT-Power* (Espinosa et al., 2011).

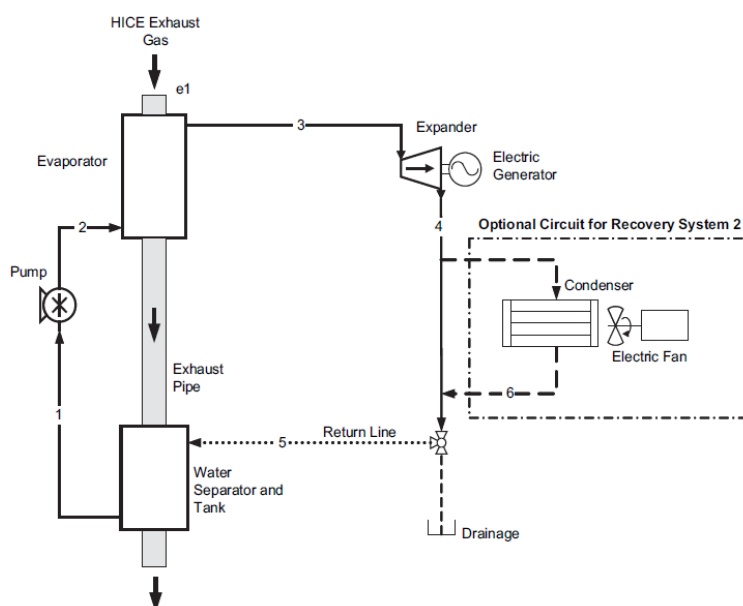
Além destes autores, outros (Vaja and Gambarotta 2010), consideraram tres configuracoes da tecnologia ORC para aproveitamento do calor residual de um motor de 12 cilindros, alimentado a gas natural. As configuracoes consistiam na utilizacao de um ciclo que utiliza os gases de escape como fonte termica, um ciclo que utiliza os gases de escape e o sistema de arrefecimento do MCI (para pré aquecimento) como fontes termicas e um ciclo de Rankine regenerativo. Os resultados do rendimento obtido e da melhoria energetica são apresentados na Tabela 3.3.

Com base nos resultados e na utilizacao do benzeno, obtém-se a maior melhoria energetica, usando um ciclo regenerativo (12.8%), enquanto na utilizacao do ciclo simples obteve-se 11.4% de melhoria energetica. Assim, é necessário ter em consideracao que a utilizacao de um ciclo simples causa uma ligeira queda no rendimento, permitindo, contudo, uma reducao no custo inicial e menor complexidade do sistema.

**TABELA 3.3** – Resultados das diferentes configurações propostas por Vaja e Gambarotta (2010)

Rendimento termodinâmico			
	Ciclo Rankine	Ciclo Rankine c/ pré aquecimento	Ciclo Rankine regenerativo
<b>Benzeno</b>	0.466	0.471	0.471
<b>R11</b>	0.458	0.463	-
<b>R134a</b>	0.438	0.455	-
Melhoria energética			
<b>Benzeno</b>	0.114	0.126	0.128
<b>R11</b>	0.095	0.108	-
<b>R134a</b>	0.048	0.065	-

Neste mesmo ano os autores Yamada e Mohamad (2010), descreveram uma solução na qual utilizam um ciclo de Rankine aberto para aproveitamento do calor residual dum motor de combustão interna a hidrogénio (HMCI). Este motor tem a particularidade de gerar, como produto da combustão, essencialmente o vapor de água (cerca de três vezes superior ao MCI convencional). A Figura 3.5 apresenta a configuração do ciclo de Rankine aberto proposta pelos autores.



**FIGURA 3.5** – Ciclo de Rankine aberto proposto por Yamada e Mohamad (2010)

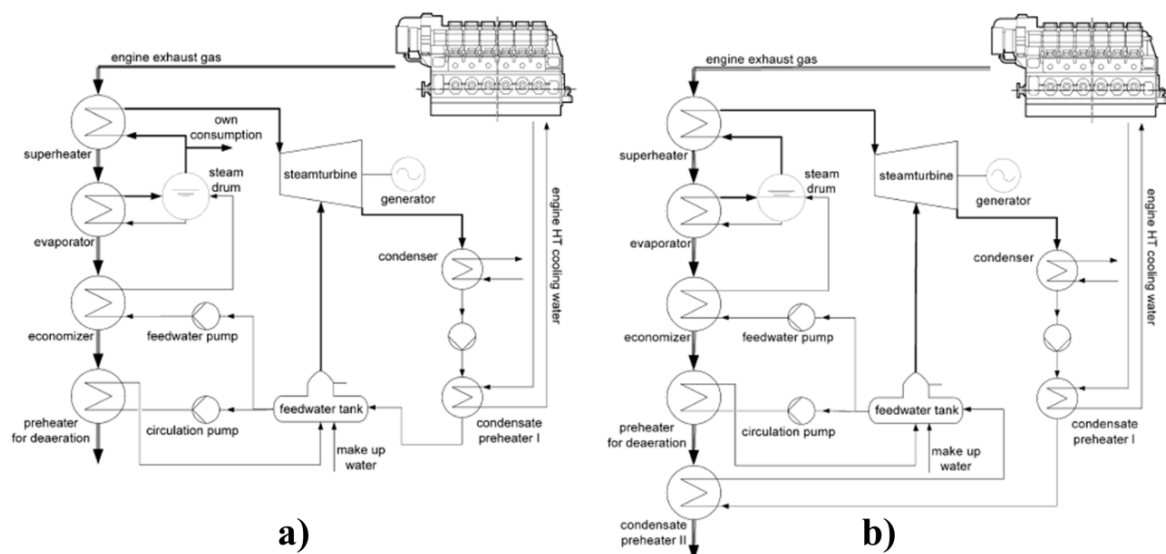
Este sistema recorre a um separador que retira o vapor de água dos gases de escape e por meio de uma bomba inicia o ciclo. Após a expansão do fluido de trabalho, este é libertado para a atmosfera. Os resultados mostram que a melhoria da eficiência térmica do HMCI situa-se entre 2,9% e 3,7%. Além disso, o ciclo foi simulado com e sem



condensador, o que levou à conclusão que a utilização de um condensador é ineficaz em termos de custo.

Em 2011, os autores Wang *et al.* (2011) fizeram uma revisão dos estudos sobre o aproveitamento da energia dos gases de escape utilizando o ciclo de Rankine. Com este trabalho, os autores, forneceram um resumo quase completo das investigações na área apresentando: várias descrições de sistemas, segundo um contexto histórico; as considerações assumidas em cada sistema; várias informações sobre fluidos e seleção da máquina expansora; e vários destaques da literatura. Estes autores afirmam que as tentativas de aplicar um sistema de aproveitamento de calor dos gases de escape, principalmente em veículos de produção (veículos pesados), devem continuar, de modo a assegurar no futuro, uma melhor economia de combustível.

Em 2012, os autores Gewald *et al.* (2012) apresentaram um estudo, no qual utilizaram três MCI's industriais (dois Diesel e um a gás natural) com características diferentes para aproveitamento de calor residual dos gases de escape e da água do sistema de arrefecimento. A configuração do sistema implementado é apresentada na Figura 3.6.



**FIGURA 3.6** - Esquema do sistema proposto pelos autores Gewald *et al.* (2012): motor Diesel a) e motor a gás natural b)

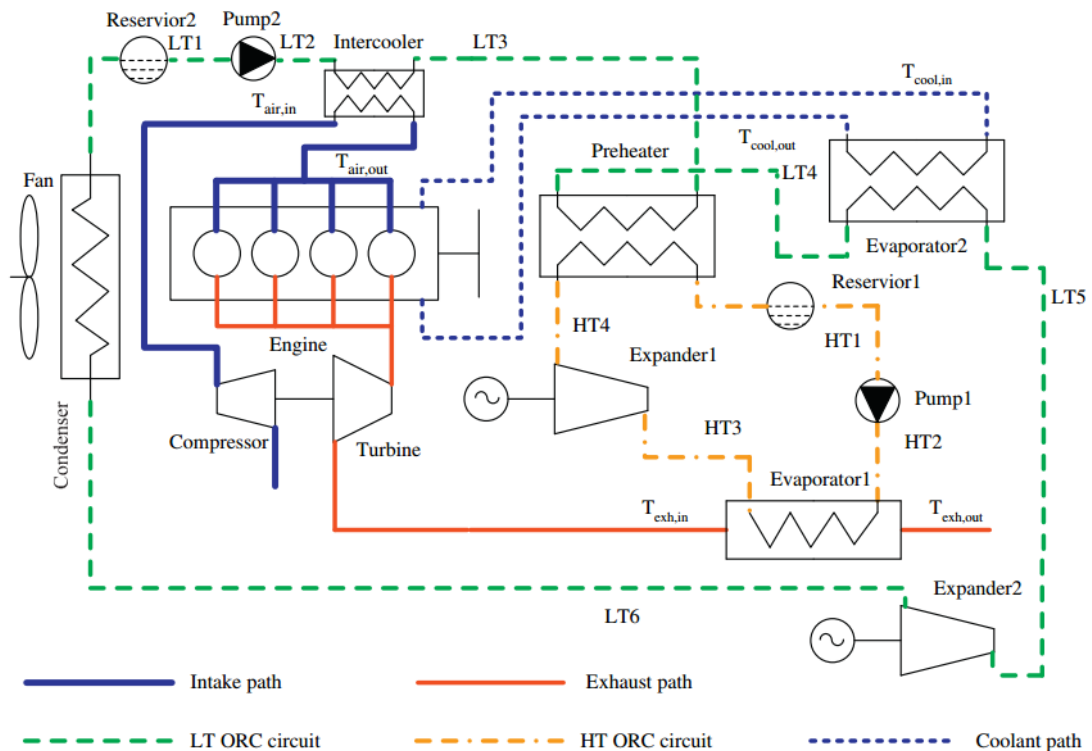
Além disso, os autores investigaram também a melhor configuração do sistema de arrefecimento do motor. Recorrendo a este modelo, os autores conduziram uma análise energética, exergética e económica em regime permanente. Como resultados apresentaram que cerca de 19% da energia contida na água do sistema de arrefecimento pode ser

recuperada de forma eficiente em comparação com apenas 6% no sistema padrão e o melhor sistema de recuperação leva a uma diminuição de 5% dos custos de geração de eletricidade.

Os autores Liu *et al.* (2013) propuseram recuperar a energia térmica dos gases de escape, recorrendo a duas configurações de ciclo indiretas (ciclo de Rankine, com e sem sobreaquecimento, e ciclo de Brayton, com e sem regeneração) e uma configuração direta na qual recuperavam a energia cinética dos gases de escape. Os resultados deste estudo mostram que a recuperação direta do calor dos gases de escape é ineficaz, além de ter um impacto direto no aumento do consumo do motor. Quanto às duas configurações indiretas, a do ciclo de Rankine com sobreaquecimento apresenta um rendimento máximo de ciclo de cerca 21% e um rendimento térmico de 15%, enquanto o ciclo de Brayton com regeneração permitiu obter 21,6% de rendimento do ciclo e um rendimento térmico de cerca 5%. As razões que levam ao ciclo de Rankine obter melhor performance em relação ao ciclo de Brayton, descritas pelos autores, são o trabalho produzido pela turbina no ciclo de Brayton ser prejudicado pelo trabalho de compressão, que é significativamente maior que no ciclo de Rankine, e a eficácia de permuta de calor no ciclo Brayton é mais baixa.

Também, em 2013, os autores Zhang, Wang, e Fan (2013) analisaram uma nova configuração de dois ciclos (*dual-loop bottoming cycle*), apresentada na Figura 3.7, para aproveitar o calor residual dos gases de escape, do *intercooler* e do sistema de arrefecimento, utilizando um motor Diesel. O circuito de alta pressão utiliza como fluido o R245fa e aproveita o calor residual dos gases de escape, e o circuito de baixa pressão utiliza como fluido o R134a e aproveita o calor residual do *intercooler* e do sistema de arrefecimento.

Os resultados, para as várias condições de operação do motor, mostram que a potência útil do circuito de baixa pressão é mais elevada do que a do circuito de alta pressão, desta forma o circuito de baixa pressão permite produzir uma maior quantidade de energia. Também é referido que a potência de saída relativa melhora de 14% para 16% no pico da eficiência térmica do MCI e melhora de 38% para 43% nas condições de operação correspondentes a carga de motor mais baixa.



**FIGURA 3.7** - Esquema do sistema apresentado pelos autores Zhang, Wang, e Fan (2013)

Os autores Yu *et al.* (2013) apresentaram um modelo de simulação em regime permanente de um sistema ORC para aproveitamento de calor residual dos gases de escape e do sistema de arrefecimento de um motor Diesel. Utilizando como fluido de trabalho o R245fa, pretendiam observar a influência da pressão de evaporação no ciclo e a influência das condições de operação do motor no desempenho do ciclo. Os resultados obtidos, para as várias condições de operação do motor, mostram que a utilização deste sistema permite obter um aumento da eficiência térmica do MCI, cerca de 6%. Além disso, o rendimento térmico do ciclo é cerca de 9% e um rendimento exergético de 21,7%, verificando-se as maiores perdas (irreversibilidades) no evaporador e no condensador.

Os autores Horst *et al.* (2013) apresentaram um estudo efectuado com o sistema Turbosteamer da BMW. Neste estudo foi utilizado o ciclo de Rankine, no qual o fluido de trabalho é a água, para recuperar o calor proveniente dos gases de escape, ver Figura 3.8. Além disso, foi proposta uma máquina expansora (ver Figura 3.16) e um permutador de calor (ver Figura 3.18) concebidos especificadamente para este sistema. O comportamento termodinâmico do novo sistema é analisado em regime transiente.

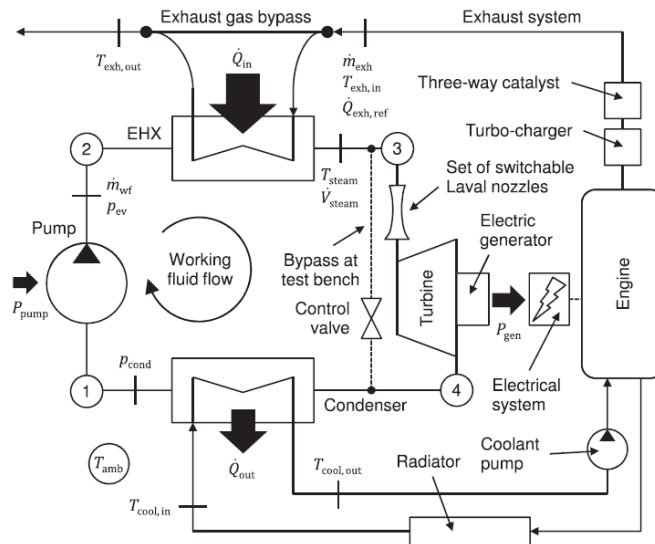


FIGURA 3.8 - Turbosteamer: circuito do sistema de 2ª geração (Horst et al. 2013)

### 3.4. Fluidos de trabalho

No presente trabalho, o fluido de trabalho é um parâmetro chave para determinar o potencial de um sistema ORC. Isto é explicado pela abundante literatura dedicada à seleção dos fluidos de trabalho.

Um fluido, por definição, é uma substância ou uma mistura de substâncias, que pode-se apresentar no estado líquido ou gasoso, consoante apresente uma determinada temperatura e pressão. Desta forma, para descrever totalmente um sistema termodinâmico é fundamental conhecer as propriedades do fluido de trabalho. O fluido de trabalho, no âmbito deste tema, tem como função transportar a energia térmica dentro do sistema, permitindo efetuar trocas de energia entre o sistema e o exterior.

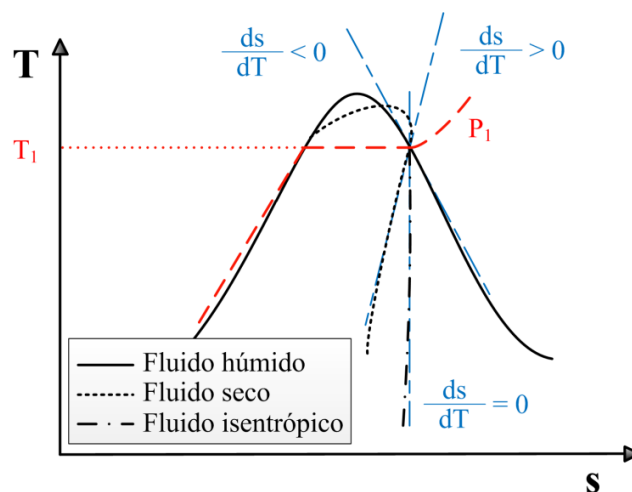
Os principais grupos dos fluidos de trabalho (Fluidos Refrigerantes, 2014), com base na sua composição química são:

- Hidrocarbonetos puros: São hidrocarbonetos que contêm apenas carbono e hidrogénio;
- Hidrocarbonetos halogenados: São hidrocarbonetos que contêm na sua composição, um ou mais dos halogénios cloro, flúor e bromo, em que o hidrogénio poderá ou não aparecer. Dentro deste grupo poder-se-á distinguir ainda por CFC, HCFC e HFC;

- Compostos inorgânicos: Estes compostos derivam de minerais. Na sua composição poderão apresentar metais e não-metais. O hidrogénio poderá estar presente apenas na combinação com um não-metal;
- Misturas azeotrópicas: São misturas que se comportam como um composto químico. Nestas misturas a ebulição dá-se a temperatura constante;
- Misturas não azeotrópicas: São misturas que se comportam como uma mistura binária, ou seja, concentração da fase vapor é distinta da fase líquido quando ambas ocorrem em equilíbrio, a uma dada pressão e temperatura.

Devido aos inúmeros fluidos de trabalho existe a necessidade de classificá-los. O mesmo fluido de trabalho pode apresentar várias classificações. No entanto, no âmbito deste tema, as classificações mais utilizadas são de acordo com o declive da linha de vapor saturado, consoante as características termodinâmicas e físicas dos fluidos e com a segurança.

Normalmente, o fluido de trabalho é classificado segundo a inclinação da linha de vapor saturado, no diagrama temperatura-entropia, como: húmido, isentrópico ou seco, consoante possua inclinação negativa, infinita ou positiva, respectivamente. A Figura 3.9 apresenta um esquema do ciclo de Rankine com a representação do declive de cada tipo de fluido de trabalho.



**FIGURA 3.9** - Representação esquemática do tipo de fluidos segundo a inclinação da linha de vapor saturado

A norma ASHRAE 32-94, da *American Society of Heating Refrigerant, And Air-conditioning Engineers*, classifica os fluidos refrigerantes quanto à segurança, indicando o

nível de toxicidade e inflamabilidade. O nível de toxicidade é dividido em duas classes A e B, consoante não for identificada ou for identificada, respectivamente. A inflamabilidade dos fluidos é dividida em três classes: não inflamável, pouco inflamável e altamente inflamável, respectivamente classes 1, 2 e 3.

### **3.4.1. Contextualização histórica**

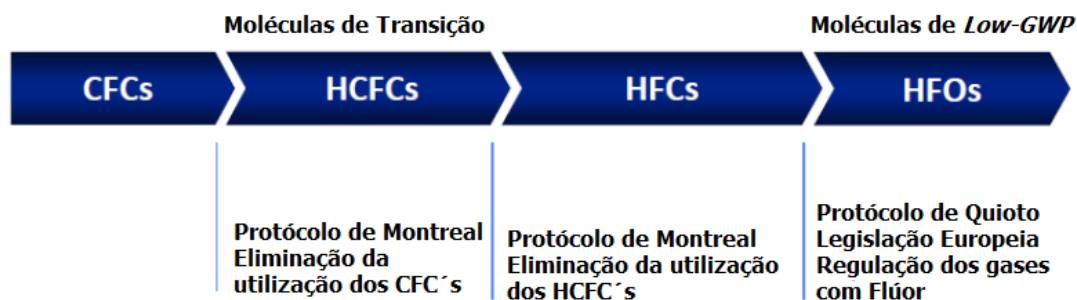
Até meados dos anos 30, os fluidos de trabalho utilizados em processos de transferência de calor eram, na sua maioria, o amoníaco, o dióxido de enxofre, o dióxido de carbono, cloreto de metil, o butano e o propano. Porém, com a ocorrência de vários acidentes fatais em refrigeradores industriais e domésticos, devido a estes fluidos apresentarem características tóxicas ou explosivas, foram, posteriormente, abandonados por compostos de cloro-fluor-carbonetos (CFC).

A criação dos CFC's permitiu serem usados de forma extensiva e despreocupada, visto que eram considerados estáveis e seguros. Durante anos os CFC's foram libertados para atmosfera, contudo em 1974, os autores Molina e Rowland (1974) descobriram que estes compostos seriam os responsáveis pela redução da camada de ozono. Esta teoria foi reforçada em 1985 com a descoberta de um buraco nessa camada.

Com o crescimento da preocupação ambiental surgiu a necessidade de eliminar o uso progressivo dos compostos CFC. Os acordos estabelecidos para a redução destes compostos indicavam como fluidos de transição os HCFC's, visto serem muito menos prejudiciais à camada de ozono.

Em 1987, foi assinado o Protocolo de Montreal, por um grupo de quarenta e seis países, com o objetivo de identificar os principais compostos químicos prejudiciais à camada de ozono, como CFC's e HCFC's. Além disso, este proto

colo tinha como objetivo definir um calendário com vista à progressiva redução dos compostos prejudiciais até à eliminação total da sua utilização. Desta forma, foram nomeados os fluidos alternativos e designada a duração do seu uso. Atualmente, investiga-se o uso de HFC's, compostos de hidro-flúor-carbonetos, uma vez que estes não causam danos na camada de ozono. Segundo Domingues (2011), a retirada completa dos CFC's do mercado está prevista para esta década e a retirada dos HCFC's para 2030. A Figura 3.10 apresenta a evolução prevista para a utilização dos fluidos de trabalho.



**FIGURA 3.10** – Evolução prevista para a utilização dos fluidos de trabalho (Zyhowski and Brown, 2011)

Um dos primeiros estudos relacionados com a tecnologia ORC e com os fluidos de trabalho foi desenvolvido pelos autores Marciniak *et al.* (1981) e consistia na comparação da adequação de sete fluidos de trabalho diferentes para ciclos de Rankine. Neste estudo foram consideradas as propriedades termodinâmicas dos fluidos, bem como o seu impacto e segurança, o tamanho do sistema e o seu desempenho, os vários custos operacionais e o potencial de retorno de investimento. Os autores referiram que, sob temperaturas elevadas, existe a preocupação da estabilidade térmica dos fluidos. Também demonstraram que o aumento de potência do sistema típico do ciclo de Rankine, leva a uma redução gradual dos custos de produção.

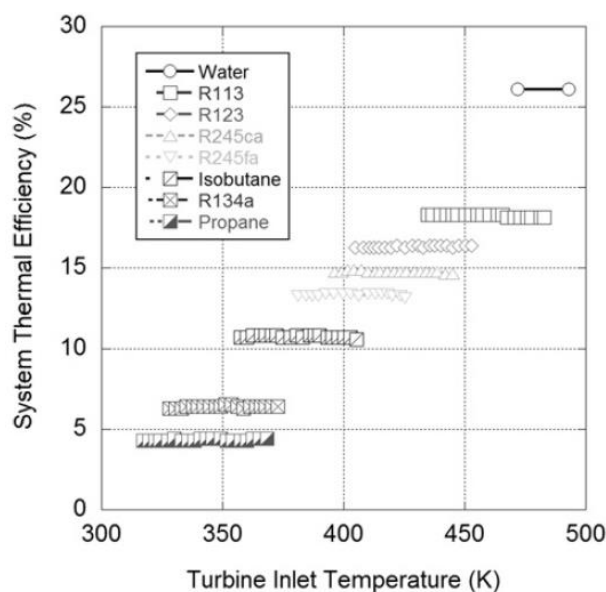
Em 1985, devido aos crescentes interesses na simulação de ciclos ORC, os autores Badr, O'Callaghan e Probert (1985) desenvolveram correlações das propriedades termodinâmicas de vários fluidos. Segundo Sprouse e Depcik (2013), o resultado deste estudo foi a obtenção de equações que permitem ser diretamente utilizadas num modelo de simulação para obter a pressão de saturação, o volume específico, a entropia específica e entalpia específica.

Em 1997, os autores Hung, Shai e Wang (1997) realizaram um estudo no qual compararam a utilização de seis fluidos em relação à utilização da água num ciclo de Rankine para aproveitamento de calor residual de baixas temperaturas. O estudo consistia na determinação do rendimento máximo do ciclo a diferentes temperaturas de entrada do fluido na turbina. Os autores referiram que, no geral, os fluidos de trabalho com elevado calor latente levam a um funcionamento irregular, além disso o condensador rejeita muita energia na passagem do fluido. Também referiram que para determinadas temperaturas de evaporação e de condensação, os fluidos que apresentaram maior temperatura crítica obtiveram melhor rendimento do ciclo (segundo a 1ª Lei da termodinâmica).

Em 2001, Hung (2001) examinou o potencial de cinco fluidos de trabalho secos, sendo estes o benzeno, o tolueno, p-xileno, R113 e R123, para aproveitamento do calor residual num ORC. O autor comprovou que p-xileno é o que exibe menor irreversibilidade para uma fonte de calor a 600K (cerca de 327°C) de 10MW de potência. Além disso, demonstrou que os fluidos R113 e R123 têm melhor rendimento com a diminuição da temperatura da fonte de calor.

Os autores Liu, Chien e Wang (2004) analisaram vários fluidos de trabalho (húmidos, isentrópicos e secos) utilizando o ciclo de Rankine para aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura. Neste estudo, os autores determinaram que os fluidos húmidos são inapropriados para aplicação em sistemas ORC de baixa temperatura. Além disso, os resultados preveem que o rendimento térmico é função da temperatura crítica do fluido, ou seja, fluidos com temperatura crítica superior obtiveram melhores rendimentos.

Em 2007, alguns autores (Mago, Chamra, and Somayaji, 2007) investigaram a utilização de sete fluidos para aproveitamento de calor de baixa temperatura. Neste estudo compararam o rendimento dos fluidos em relação à água para uma gama de temperaturas da fonte de calor: inferior a 107°C (380K), entre 107°C a 157°C e superior a 157°C (430K). A Figura 3.11 apresenta os resultados do estudo em função da temperatura da fonte quente e do rendimento obtido. Segundo os autores, os fluidos com maior temperatura de ebulição (R113) levam à obtenção de melhores rendimentos térmicos em aplicações ORC.



**FIGURA 3.11** - Rendimento térmico de vários fluidos de trabalho em relação a temperatura de entrada na turbina (Mago, Chamra, and Somayaji, 2007)



Em 2011, os autores Roy, Mishra e Misra (2011) realizaram um estudo paramétrico de um ciclo de Rankine sobreaquecido, utilizando o R12, R123, R134a e R717 (amônia) como fluidos de trabalho. Este estudo foi realizado considerando uma fonte de calor constante de 550K e uma fonte de calor variável. Nos dois casos o fluido R123 foi o que obteve maior rendimento (cerca de 19%) e o que produziu menos irreversibilidades.

### **3.4.2. Critérios de seleção do fluido de trabalho**

A seleção do fluido de trabalho é um dos principais factores na tecnologia ORC. Assim, devido à fonte térmica ser de baixa qualidade, é preferencial seleccionar um fluido de trabalho orgânico num sistema de recuperação de calor baseado num ciclo de Rankine (Zhang et al., 2009).

Segundo Bao and Zhao (2013), na tecnologia ORC, as propriedades termodinâmicas e físicas requeridas dos fluidos de trabalho são:

- Devido a recorrer-se ao aproveitamento de calor de baixa temperatura, o calor latente de vaporização do fluido deve ser baixo, permitindo que o processo de permuta de calor ocorra a temperatura constante;
- A densidade de vapor deve ser alta, visto que baixas densidades de vapor implicam fluxos de vapor maiores, levando a perdas de pressão nos permutadores e maiores necessidades de área de permuta de calor (maior tamanho do componente);
- Para uma dada temperatura de evaporação e condensação, os fluidos que obtêm melhores rendimentos apresentam maior temperatura crítica. Porém, estudos mostram que empregar fluidos com maior temperatura crítica, levam a maiores rendimentos, mas a baixas temperaturas de condensação. Além disso, altas temperaturas críticas levam a trabalhar-se com densidades de vapor muito mais baixas que a densidade crítica, sendo necessário aumentar o tamanho dos componentes;
- Estudos demonstraram que os fluidos com maior temperatura de ebulição são os que obtêm melhores rendimentos térmicos. Porém, apenas é verdade quando aplicada à mesma família de fluidos;
- A temperatura de fusão do fluido deve ser mais baixa que a temperatura mais baixa do ciclo;

- Quanto maior peso molecular, maior será o impacto positivo no rendimento da turbina. No entanto, fluidos com pressão crítica elevada e elevado peso molecular requerem maiores áreas de permuta de calor;
- Baixa viscosidade resulta em menores perdas por atrito nos permutadores e nos tubos;
- Elevada condutividade térmica permite obter maior coeficiente de transferência de calor nos permutadores de calor;
- Maior complexidade molecular resulta em menos vapor condensado durante a expansão.

Os autores Aghahosseini e Dincer (2013) referem que uma importante limitação dos fluidos puros é possuírem uma temperatura de evaporação e condensação constante, o que não é aconselhável para utilização em fontes de calor residual devido às temperaturas das fontes térmicas variarem durante a transferência de calor. Em contrapartida, referem que as misturas apresentam um perfil de temperatura de evaporação variável durante a mudança de fase, o que poderá reduzir consideravelmente este problema. Os mesmos autores consideram os seguintes critérios, para analisar diferentes fluidos de trabalho: o rendimento do ciclo, a estabilidade e inflamabilidade do fluido, a segurança e o impacto ambiental.

Segundo os autores Hettiarachchia *et al.* (2007), as características preferidas e requeridas dos fluidos por vários autores são a estabilidade, não serem corrosivos, não serem tóxicos, não serem inflamáveis e não incrustantes. Além disso, o fluido deve possuir um peso molecular razoável para minimizar a velocidade de rotação ou o número de estágios da turbina de forma a permitir taxas razoáveis de fluxo de massa e minimizar a sua dimensão (Stine and Harrigan, 1985).

Segundo alguns autores (Wang, Wang, and Zhang, 2012; Bao and Zhao, 2013), o fluido de trabalho afecta o rendimento do sistema, o tamanho dos componentes, as condições de operação, a seleção do expansor e a viabilidade económica.

A utilização de fluidos de trabalho orgânicos leva a ter em atenção a possibilidade de ocorrer instabilidade térmica. Isto acontece, quando o fluido sofre decomposição química por se apresentar num meio de elevadas pressões e temperaturas. Segundo El Chammas e Clodic (2005), nos fluidos orgânicos a instabilidade térmica ocorre a temperaturas relativamente baixas, não sendo recomendável o seu sobreaquecimento.

Além disso, os autores Wang *et al.* (2011) comentam que deve fazer-se uma caracterização do fluido de trabalho para garantir que, a médio prazo, o fluido não perca as suas características/qualidade de funcionamento depois de ser várias vezes, ciclicamente, vaporizado e condensado.

Habitualmente, as preocupações ambientais e de segurança são reconhecidos nos estudos, no entanto, a maioria dos autores conclui os seus resultados com base em atributos termodinâmicos.

Normalmente, os estudos relativos à seleção do fluido são realizados a partir de modelos em regime permanente. A utilização de modelos transientes permite obter resultados durante um espaço temporal, bem como otimizar o ciclo termodinâmico e auxiliar na fase de projeto do sistema.

### 3.5. Máquinas de expansão

Uma máquina de expansão é um dispositivo de geração de potência, que tem como função gerar trabalho através da expansão do vapor proveniente de um evaporador ou de uma caldeira, desde a pressão de evaporação até à pressão de condensação. A Figura 3.12 apresenta um fluxograma com os tipos de máquinas de expansão usualmente aplicadas na tecnologia ORC. Segundo o princípio de funcionamento as máquinas de expansão podem ser classificadas em dois tipos: máquinas dinâmicas (turbomáquinas) e máquinas de deslocamento positivo (volumétricas).

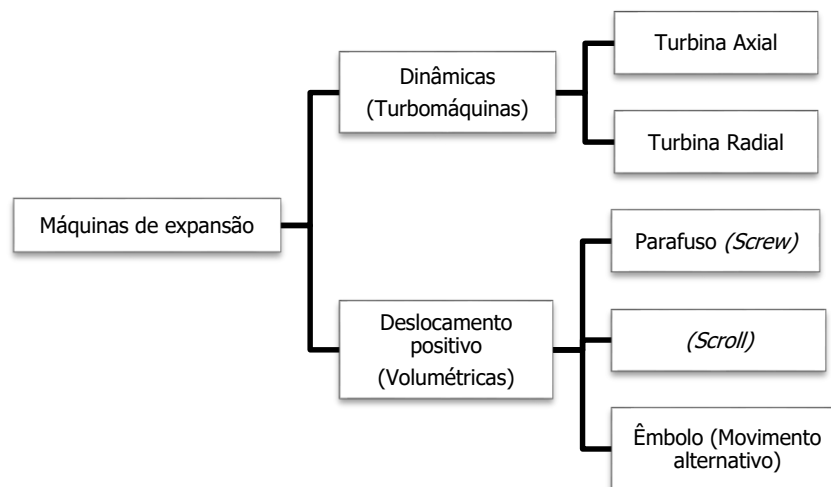
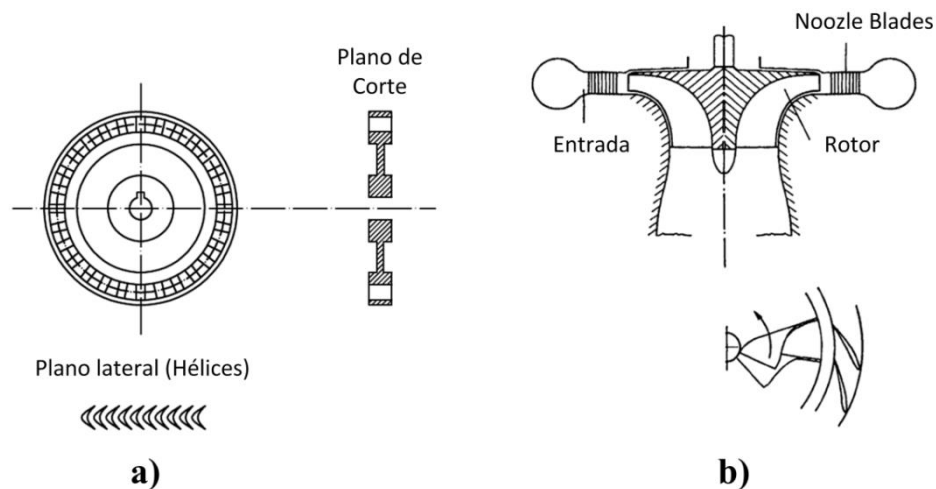


FIGURA 3.12 - Fluxograma das máquinas de expansão

Nas turbomáquinas não existe um volume confinado a um espaço, funcionando ao receber energia do fluido que está em constante movimento. Assim, a transferência de energia deve-se à variação da quantidade do movimento nas secções de escoamento do fluido (efeitos dinâmicos). Além disso, estas máquinas possuem dispositivos, como pás ou lâminas fixadas num elemento rotativo, que direcionam o fluxo do fluido. Em contraste, nas máquinas de deslocamento positivo uma quantidade fixa de fluido está confinada a um espaço, definido por uma fronteira fixa e uma fronteira móvel. A transferência de energia é obtida através da variação do volume ocupado pelo fluido confinado, que ocorrem devido ao movimento da fronteira móvel.

O grupo das turbomáquinas pode ser subdividido, de acordo com a direção do fluxo do fluido no rotor em: turbina axial, o escoamento é paralelo ao eixo do rotor, e turbina radial, o escoamento é perpendicular ao eixo do rotor. A Figura 3.13 apresenta esquematicamente dois exemplos de máquinas de expansão de reação aplicados na tecnologia ORC.

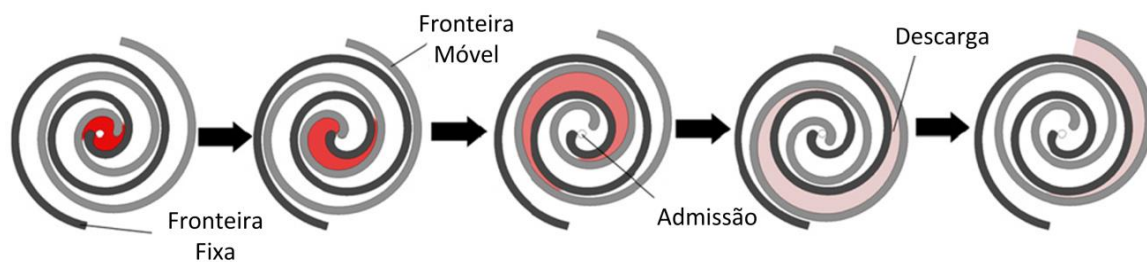


**FIGURA 3.13** - Tipos de turbinas: exemplos de turbina axial (a) e turbina radial (b)

As turbinas axiais possuem uma geometria adequada a taxas de pressão baixas e a fluxos elevados de fluido, sendo adequadas para expansão de vapor. Contudo, é característico dos fluidos de trabalho orgânicos possuírem elevada massa molar e menor calor latente, o que resulta da necessidade de apenas um estágio, na aplicação ORC. Já as turbinas radiais de fluxo negativo possuem uma geometria que permite obter velocidades periféricas elevadas do rotor, o que leva a obter uma maior diferença de variação de entalpia por estágio. Além disso, as turbinas radiais de fluxo negativo são adequadas para taxas de pressão elevadas e baixos fluxos de fluido.

Ao grupo das máquinas expansoras de deslocamento positivo pertencem: as turbinas *scroll*, de parafuso (*screw*) e de movimento alternativo. Uma das características principais destas máquinas é possuírem uma relação de compressão fixa.

A Figura 3.14 apresenta o funcionamento de uma máquina expansora do tipo *scroll*. Inicialmente o vapor entra axialmente através da conduta de admissão e expande-se nas câmaras formadas pelos espaços livres entre a espiral fixa e móvel, provocando um movimento de translação orbital circular da espiral móvel. O controlo de admissão e de descarga é imposto pela geometria da turbina e pelo movimento orbital da espiral móvel, não sendo necessário a existência de dispositivos de controlo. Desta forma, a utilização da máquina expansora do tipo *scroll* tem como vantagem iniciar-se independentemente das condições de operação, permitindo a ausência da necessidade de componentes adicionais. Também é a máquina de expansão que apresenta menos peças móveis, o que leva a um funcionamento suave, sem grandes vibrações e sem grande impacto sonoro.

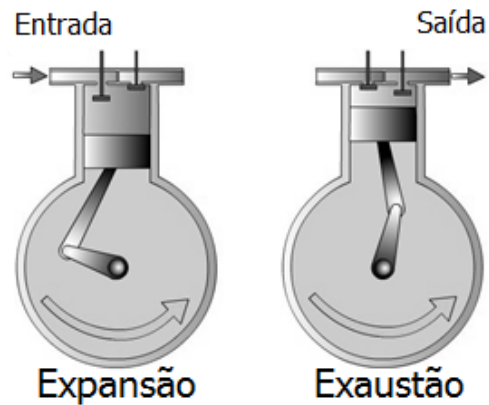


**FIGURA 3.14** - Máquina de expansão do tipo scroll (Quoilin et al., 2013)

As máquinas de expansão de parafuso (*screw*) são caracterizadas pela utilização de dois parafusos helicoidais, que, após a admissão do fluido de trabalho, entram em rotação permitindo a expansão do fluido. Têm como vantagem possuírem uma arquitetura simples, apesar da geometria do parafuso não o ser, e a possibilidade de operarem com uma percentagem de título de vapor.

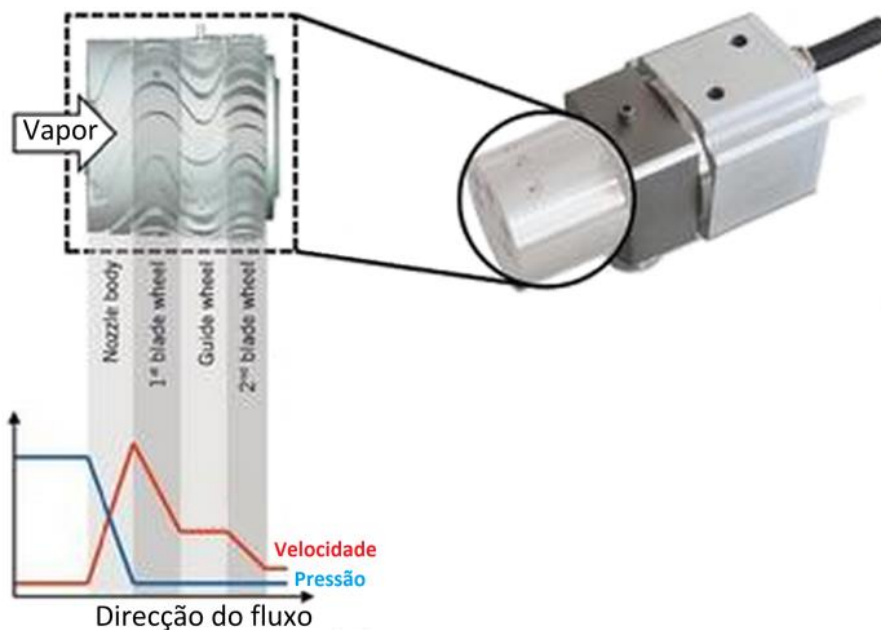
As máquinas volumétricas de movimento alternativo são caracterizadas pelo movimento de vaivém do êmbolo no interior dum cilindro. Este movimento linear é convertido em movimento de rotação através de um mecanismo biela-manivela, ver Figura 3.15. Para acionar o sistema existem válvulas, que permitem a admissão do fluido de trabalho no cilindro que, conseqüentemente, impulsiona o êmbolo. A descarga do fluido é também realizada através do uso de válvulas. É importante referir que o pistão e a máquina

*screw* necessitam de lubrificação o que exige ao fluido de trabalho ser miscível com o lubrificante.



**FIGURA 3.15** – Máquina de expansão de movimento alternativo

Os autores Freymann *et al.* (2012) desenvolveram, no seu estudo, uma turbina dinâmica axial, composta por dois estágios, ver Figura 3.16. Inicialmente, a turbina possui um *nozzle* (conduta de escoamento), que pretende converter a energia termodinâmica do fluido (pressão/temperatura) com a finalidade de aumentar a energia cinética do fluido. Devido ao aumento da velocidade de escoamento do fluido, é possível obter o movimento de rotação através da utilização de pás com uma certa geometria, que transmitem o momento tórsor, pelo eixo, a um gerador eléctrico.



**FIGURA 3.16** - Turbina dinâmica axial do sistema Turbosteamer da BMW

### 3.5.1. Critérios de seleção da máquina expansora

O expansor é um dos componentes mais importantes num ciclo termodinâmico, pois o seu desempenho condiciona diretamente o desempenho do sistema. A escolha do fluido de trabalho influencia, consideravelmente, a escolha do tipo de máquina expansora a aplicar no sistema ORC (Bao and Zhao, 2013). Isto acontece porque nem todas as máquinas expansoras podem ser adequadas para as condições de serviço impostas, para um determinado fluido.

Segundo Lemort *et al.* (2009) a seleção do tipo de máquina instalada depende das condições de operação, entre a entrada e saída do expansor, que inclui temperatura e pressão de serviço. Os autores El Chammas e Clodic (2005) afirmam que a maioria dos expansores do tipo turbina a vapor só podem suportar uma pressão máxima para o fluido de trabalho até 35bar, enquanto um expansor de êmbolo alternativo poderia operar até 100bar. Porém, os autores Quoilin *et al.* (2013) referem que os sistemas de lubrificação de expansores de movimento alternado são bastantes complexos, dando origem a dificuldades acrescidas na sua utilização.

Segundo Zanelli e Favrat (1994), os estudos experimentais de aplicações ORC demonstram que as máquinas de deslocamento positivo são boas candidatas para aplicações de recuperação térmica de pequena escala, devido ao seu número reduzido de partes móveis, fidelidade, ampla gama de potência de saída, grande disponibilidade e com rendimentos isentrópicos na gama de 48% a 68%. Também, os autores Quoilin *et al.* (2012) afirmaram que as máquinas volumétricas são as mais apropriadas para sistemas ORC de pequena dimensão, ver Figura 3.17. Este estudo tem como resultado mapas operacionais otimizados para três aplicações alvo e três tipos de máquinas expansoras.

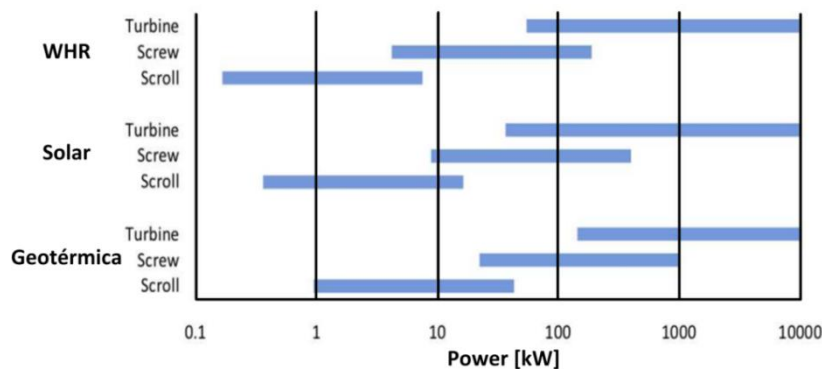


FIGURA 3.17 – Mapa operacional otimizado (Quoilin et al. 2012)

A Tabela 3.4 apresenta um resumo de vários estudos sobre protótipos de vários tipos de máquinas expansoras. Nesta tabela são apresentados os tipos de expansor, o fluido de trabalho utilizado, o rendimento isentrópico obtido, a potência do expansor, a rotação e a razão de pressão.

**TABELA 3.4** – Estudos de protótipos de vários tipos de máquinas expansoras (Bao and Zhao, 2013)

<b>Tipo de Expansor</b>	<b>Fluido de trabalho</b>	<b>Rendimento isentrópico [%]</b>	<b>Potência [kW]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>	<b>Razão de pressão</b>
Turbina Radial	R123	48.0	0.15	17000	–
Turbina Radial	Isopentano	49.8	1.44	65000	3.45
Turbina Radial	Isopentano	40.0	1.50	60000	1.30
Turbina Radial	TFE	70.0 – 85.0	5.00 – 10.00	15000 – 30000	4.80
Turbina Radial	R245fa	78.7	32.70	63000	4.11
Turbina Radial	R123	65.0	1.36	24000	5.20
Turbina Radial	R123	68.0	2.40	40000	6.30
<i>Scroll</i>	R134a	63.0 – 65.0	1.00 – 3.50	2400 – 3600	2.40 – 4.00
<i>Scroll</i>	R123	67.0, 81.0 e 83.0	1.20, 1.38 e 1.75	3670	8.80, 5.50 e 3.10
<i>Scroll</i>	R123	45.0 – 50.0	0.14 – 0.24	600 – 1400	3.28 – 3.87
<i>Scroll</i>	R134a	70.0 – 77.0	0.50 – 0.80	1015 – 3670	2.65 – 4.84
<i>Scroll</i>	R113	65.0	0 – 0.46	1800 – 4800	–
<i>Scroll</i>	Água	33.8	11.00 – 12.00	1000 – 1400	10.54 – 11.50
<i>Scroll</i>	R134a	10.0 – 65.0	0.35 – 2.00	300 – 390	–
<i>Scroll</i>	R123	42.5 – 67.0	0.40 – 1.80	1771 – 2660	2.75 – 5.40
<i>Scroll</i>	R245fa	45.0 – 71.0	0.20 – 2.00	–	2.00 – 5.70
<i>Screw</i>	Ar	26.0 – 40.0	0.50 – 3.00	400 – 2900	–
<i>Screw</i>	R113	48.0 – 76.0	6.00 – 15.5	1300 – 3600	2.11
Movimento alternativo	R744 (CO <sub>2</sub> )	10.5	24.35	114	2.10
Movimento alternativo	R744 (CO <sub>2</sub> )	62.0	–	306	2.40

Dentro do grupo das máquinas de expansão volumétricas as máquinas *screw* são outra solução bastante promissora. Segundo alguns autores (Quoilin, Aumann, et al., 2011; Smith, Kovasevic, and Mujic, 2011), estão mais adaptadas a grandes capacidades e mostram a vantagem de aceitarem uma fração considerável de título de vapor à entrada, permitindo o *design* de ciclos ORC com fluidos húmidos.

As turbinas axiais são sistemas, normalmente, utilizados para fluxos de fluido elevados e baixa relação de pressão. Já as turbinas radiais são adequadas para fluxos mais



baixos, mas taxas de compressão mais elevadas, o que as torna atrativas para a tecnologia ORC (Bao and Zhao, 2013).

Os autores Wang *et al.* (2011) afirmam que, dependendo dos requisitos do sistema, existem duas opções para o tipo de máquina de expansão utilizada no ciclo de potência: uma turbina a vapor, preferível para produção de energia eléctrica; ou um sistema de êmbolo alternativo, considerado mais adequado para produção direta de energia mecânica na cambota do MCI. Além disso, afirmam ainda que a utilização de turbinas a vapor têm como grande vantagem a maior eficácia conseguida relativamente a outros tipos de expansores. É de notar que estes equipamentos apresentam respostas às mudanças de velocidade e características de arranque pouco satisfatórias, sendo apontados como principais defeitos.

### **3.6. Permutadores de calor**

Os permutadores de calor são dispositivos que têm como função transferir energia sob forma de calor entre dois meios (fluidos), que se encontram a temperaturas diferentes. Existem vários tipos de permutadores de calor que se podem utilizar. Os mais comuns são os de tubos e camisa, normalmente utilizados em sistemas de larga escala, e os de placas, quando o espaço disponível é reduzido (permutador compacto). No Anexo I,b) é apresentada a classificação dos permutadores de calor quanto ao seu tipo e quanto ao escoamento realizado pelo fluido.

Segundo os autores Quoilin *et al.* (2013), as principais características dos permutadores de calor são a eficácia (através do *pinch-point*) e a queda de pressão. Também refere que no caso da recuperação de calor residual, o permutador de calor não deve interferir com o processo de combustão do motor. Como exemplo, a queda de pressão deve ser limitada e as dimensões devem concordar com o espaço disponível. Dependendo da sua natureza, os permutadores de calor devem suportar altas temperaturas e podem ser sujeitos a sujamento e corrosão.

Segundo os autores Hettiarachchia *et al.* (2007), em sistemas de baixa temperatura são necessárias grandes áreas de permuta de calor para extrair a mesma quantidade de energia em comparação com sistemas de baixa/média temperatura. Além disso, os permutadores de calor representam um dos maiores custos do sistema devendo ser cuidadosamente otimizados (Quoilin et al., 2013).

### 3.6.1. Evaporador

O evaporador tem como função transferir calor da fonte quente para um fluido de forma a evaporá-lo. Desta forma, o evaporador é um componente que é instalado na fonte quente, ou seja, no escape do motor de combustão interna. No caso de o automóvel possuir um catalisador, o permutador de calor terá de ser instalado depois deste, isto porque o catalisador tem como objetivo o tratamento das emissões dos gases de escape, sendo a temperatura um dos parâmetros mais importantes para que seja possível ocorrer a conversão das espécies químicas no seu interior.

Atendendo ao referido anteriormente, pode-se obter maiores ganhos no processo de transferência de calor no evaporador através do aumento da área de transferência de calor e através do aumento dos coeficientes de transferência de calor.

Na Figura 3.18, é apresentado o permutador de calor proposto pelos autores Freymann *et al.* (2012). Como se pode visualizar o permutador apresenta uma geometria compacta com fluxo em contracorrente e alhetas do lado do fluxo dos gases de escape. Os tubos de escoamento do fluido de trabalho encontram-se perpendiculares à direção do fluxo de gases de escape.

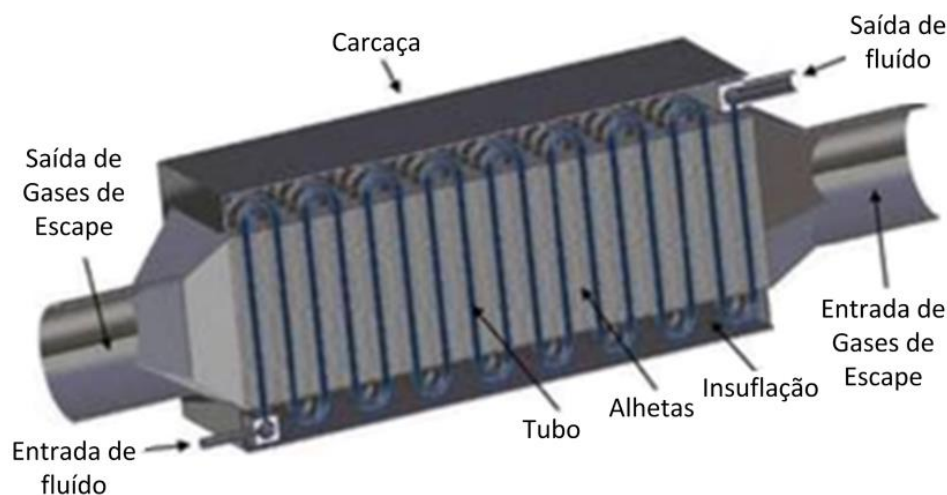


FIGURA 3.18 - Permutador de calor EHX da BMW (Freymann et al., 2012)

### 3.6.2. Condensador

A seleção do condensador deve ter em conta a pressão de condensação, os caudais de fluido envolvidos e as limitações de volume e peso. No presente trabalho é assumido

que o condensador troca calor com o ar atmosférico, desta forma, é importante ter em atenção as temperaturas climatéricas (do exterior).

Os autores Espinosa *et al.* (2010), no seu estudo, utilizaram a velocidade do ar, provocada pelo deslocamento do veículo, para arrefecer o fluido de trabalho no condensador. Segundo os autores, o consumo de energia, devido à utilização de uma ventoinha (para criar um fluxo de ar no condensador), aumenta com o quadrado da necessidade de fluxo de ar. Assim, os autores optaram por usar o condensador convencional adotado num veículo, apresentado na Figura 3.19.

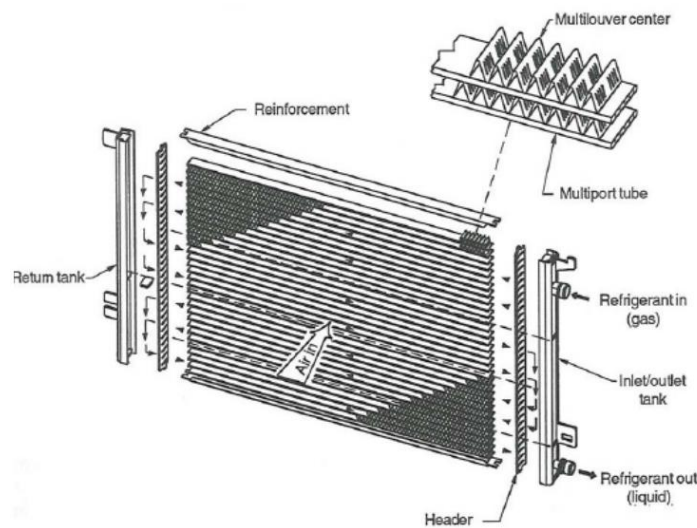


FIGURA 3.19 - Esquema do condensador utilizado pelos autores (Espinosa et al., 2010)

### 3.6.3. Recuperador

Um recuperador é um permutador de calor e, tal como o nome indica, tem o propósito de recuperar energia. Desta forma, a utilização de um recuperador de calor permite aproveitar o potencial térmico de um fluido para melhorar o desempenho do ciclo termodinâmico.

No presente trabalho, o recuperador de calor tem a função de recuperar o potencial energético à saída da turbina para pré aquecer o fluido à saída da bomba.

### 3.7. Bombas

A função da bomba, é elevar a pressão do fluido de trabalho. Para o processo ser o mais eficiente possível, o processo de bombagem é realizado com o fluido no estado

líquido. O fluido recebido pela bomba pode provir de um reservatório ou vir diretamente do condensador.

A seleção da bomba é normalmente efetuada através do conhecimento da gama de caudais do fluido de trabalho e das condições de pressão à entrada e saída da mesma. A maioria dos estudos de sistemas ORC aplicados a MCI assumem rendimento isentrópico para a bomba igual ou superior a 80%.

É de referir os escassos contributos teóricos sobre esta matéria específica, sendo pertinente a realização e investigação de mais estudos.

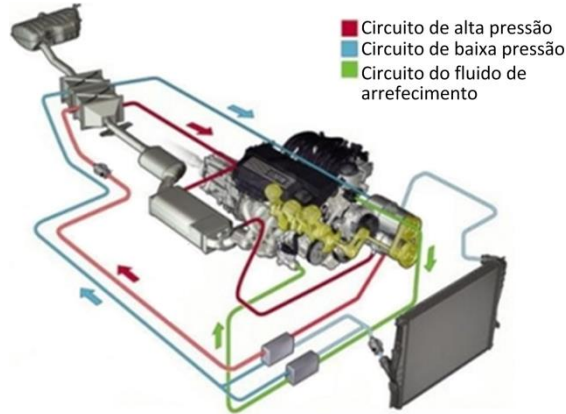
### **3.8. Protótipos e tecnologias comerciais**

Sendo a investigação da indústria automóvel bastante sigilosa, a disponibilização de informação é muito escassa e quando divulgada, está incompleta, o que dificulta bastante a recolha de informação dos sistemas, que estão mais desenvolvidos (Domingues, 2011). O conceito do sistema de recuperação de calor dos gases de escape tem sido, desde 1970, cada vez mais desenvolvido e investigado, maioritariamente na definição do ciclo, no desenvolvimento de dispositivos de expansão e na pesquisa de novos fluidos de trabalho.

A construtora de veículos pesados Mack Trucks (Patel and Doyle, 1976), já referida anteriormente, projetou e construiu um protótipo de um sistema ORC combinado com um MCI de camião com 288cv. Este protótipo realizou um teste de 450km em estrada, que demonstrava a viabilidade técnica do sistema com uma melhoria de 15% no consumo de combustível.

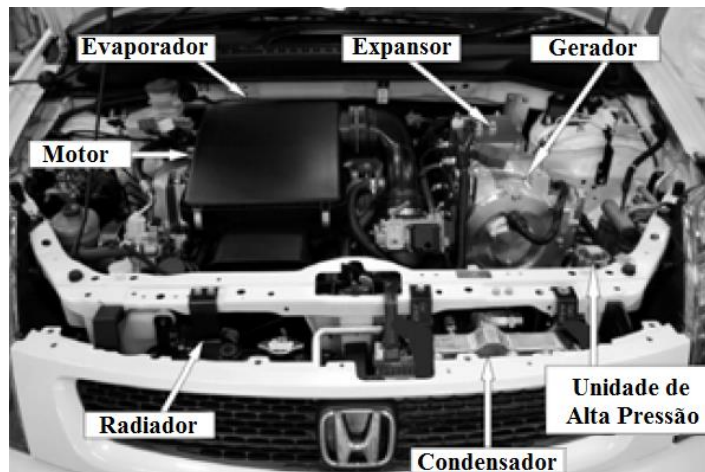
Em 2005, a BMW apresentou um dispositivo chamado Turbosteamer. Este utiliza a energia dos gases de escape e do sistema de arrefecimento do MCI para transformar um fluido de trabalho – não especificado - em vapor. A Figura 3.20 apresenta o Turbosteamer, onde é possível observar os dois sistemas em paralelo (Dual-RC): um primário (para altas temperaturas) que usa o calor proveniente dos gases de escape; e um secundário (para baixas temperaturas) que aproveita o calor residual remanescente do circuito de arrefecimento do MCI. O vapor alimenta uma unidade de expansão volumétrica que, através de um sistema de transmissão, transmite diretamente o trabalho produzido à cambota do MCI. Assim, o Turbosteamer (para um motor 1.8L de 4 cilindros) permitiu

reduzir o consumo de energia em 15%, adicionando ao motor 10kW de potência e 20N.m de binário (Freyman, Strobl, and Obieglo, 2008).



**FIGURA 3.20-** Turbosteamer: sistema ORC desenvolvido pela BMW (Obieglo et al., 2009)

Em 2008, a Honda apresentou um projeto que pretendia melhorar a eficiência global de um veículo híbrido através do calor dos gases de escape, ver Figura 3.21. Para concretizar os objetivos a Honda analisou a possibilidade de incorporar uma turbina a gás ou um motor Stirling, porém, optou por um sistema de ciclo de Rankine, como sendo a melhor solução para a faixa de temperatura dos gases de escape.



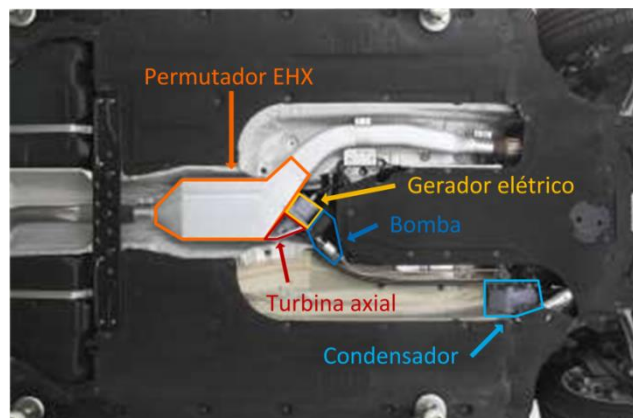
**FIGURA 3.21 -** Sistema ORC desenvolvido pela Honda (Kadota and Yamamoto, 2008)

Ao contrário da BMW, este sistema servia para alimentar electricamente a bateria do veículo. Este sistema recupera uma potência máxima de 32kW e atinge a eficiência térmica máxima de 13%. Os testes mostraram que a 100km/h (a velocidade de condução constante) o ciclo de Rankine melhorou a eficiência térmica do motor em 3,8%. Também,

este sistema para uma potência de motor de 19,2kW produz uma potência de 2,5kW. Além disso, os dados recolhidos mostraram que o sistema de ciclo Rankine regenerava três vezes mais energia que o sistema de travagem regenerativa (Kadota and Yamamoto, 2008). O sistema apresentado pela Honda tem controlo automático, onde o sistema ORC mantém o vapor num intervalo de 400°C a 500°C e a uma gama de pressão de vapor entre 70bar a 90bar, dependendo da carga do motor. Este sistema automático permite a otimização do ciclo de Rankine em condições transientes.

Em 2011, foi publicado um trabalho, de uma parceria entre a Renault e a Volvo, para desenvolver um sistema de aproveitamento de calor residual proveniente de camiões comerciais (Espinosa et al., 2011). Este trabalho focou-se na utilização dos gases de escape como fonte de calor para realizar simulações em regime transiente.

Em 2013, a BMW apresentou a 2ª geração do Turbosteamer, ver Figura 3.22. Este novo sistema tinha como objetivo otimizar a relação custo-benefício para ser produzido em série. Assim, foi dada especial atenção ao tamanho dos componentes e à sua simplicidade. Desta forma, em relação ao projeto anterior, o sistema passou a ser constituído apenas por um circuito de alta temperatura, no qual o fluido de trabalho é a água, e a energia recuperada (apenas dos gases de escape) passou a ser convertida para eletricidade. A Figura 3.8, apresentada anteriormente, esquematiza o sistema Turbosteamer de 2ª geração.



**FIGURA 3.22** - Sistema Turbosteamer de 2ª geração (Freyman et al., 2012)

A empresa Heat2Power desenvolveu um conceito que pretende utilizar uma parte de calor que é libertado pelo escape para co-geração mecânica. O sistema *Heat2Power* (tem o nome da empresa) baseia-se na utilização de um ou mais cilindros de regeneração de calor residual. Estes cilindros podem estar em substituição de um dos cilindros de combustão dentro de um motor existente ou como um módulo adicional que está ligado ao

motor através de um conjunto de engrenagens ou através uma correia de transmissão, ver a Figura 3.23.



**FIGURA 3.23** – Sistema Heat2Power

No funcionamento do ciclo termodinâmico é admito e comprimido um gás, de seguida fornece-se calor e deixa-se expandir o gás (produzindo trabalho). A principal diferença deste sistema é a utilização de um fluido de trabalho que opera num ciclo supercrítico. Este sistema extrai calor dos gases de escape, através de um permutador, para um fluido de trabalho – gás – que opera a altas temperaturas (até 950°C), sendo libertado a temperaturas na gama dos 250-300°C.

# Capítulo 4

---

## Modelo Teórico

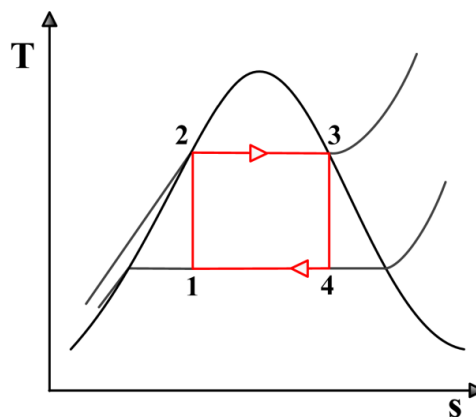
### 4.1. Modelo termodinâmico

O funcionamento do sistema ORC pode ser analisado recorrendo à termodinâmica, através do estudo dos diferentes processos que ocorrem nos componentes do sistema ORC. Cada processo terá assim uma determinada aproximação ao processo real, como referido no Capítulo 3.1.1.

No presente trabalho e para avaliação do sistema ORC foram consideradas três configurações de ciclos termodinâmicos, nomeadamente, o ciclo de Rankine, o ciclo de Rankine com sobreaquecedor e o ciclo de Rankine com recuperador. Assim, o objectivo deste capítulo consiste no desenvolvimento dos modelos numéricos das três configurações de ciclos termodinâmicos, de modo a permitir o estudo paramétrico do sistema ORC. No Anexo I,d), e) e f) são apresentados os resumos da análise efetuada às três configurações de ciclos termodinâmicos.

#### 4.1.1. Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é um ciclo de potência que opera entre duas fontes térmicas, ver Figura 4.1. Além disso, o ciclo é perfeitamente reversível, dito de outra forma, ao fornecer-se calor produz-se energia sob forma de trabalho e no caso de se fornecer trabalho o ciclo funciona como uma bomba de calor ou refrigerador.



**FIGURA 4.1** – Ciclo de Carnot: esboço de um diagrama temperatura – entropia



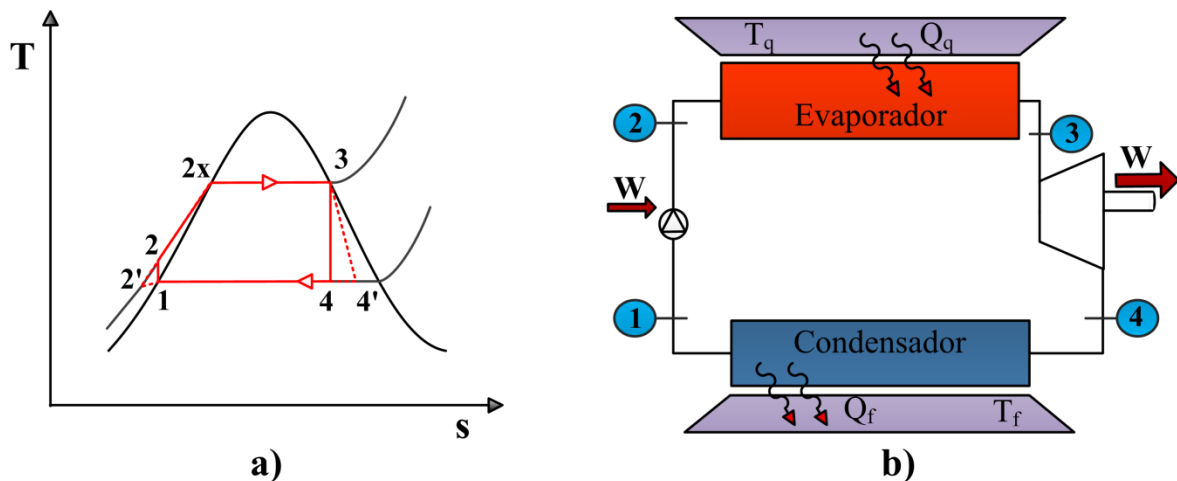
O rendimento do ciclo de Carnot é a relação entre o trabalho realizado e o calor fornecido e é expresso por,

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_{fria}}{T_{quente}} \quad (22)$$

Assim, esta igualdade revela que o rendimento de um ciclo de Carnot depende apenas das temperaturas da fonte fria e fonte quente, sendo o ciclo que apresenta maior rendimento numa máquina térmica, visto tratar-se duma situação ideal.

#### 4.1.2.Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é a modificação básica do ciclo ideal de Carnot. Esta modificação, visualizada na Figura 4.2, é obtida pelo deslocamento do final da condensação para a linha de equilíbrio Líquido/Vapor (deslocamento do ponto 1). Isto deve-se ao facto de ser mais fácil fazer a pressurização no estado líquido visto que, assim, o trabalho depende da variação de volume.



**FIGURA 4.2-** Ciclo de Rankine: esboço de um diagrama temperatura – entropia (a); representação do sistema (b)

Na prática, a pressurização do fluido é realizada por uma bomba, que trabalha apenas com líquido, o que evita o inconveniente de trabalhar com vapor e líquido. Assim, este sistema é constituído por um par de permutadores de calor (evaporador e condensador), uma máquina expansora (turbina) e uma máquina pressurizadora (bomba), que operam em circuito fechado.

É possível observar que o fluido de trabalho passa por uma série de processos internamente reversíveis. Estes processos são nomeadamente:

**Processo 1-2:** Processo adiabático, em que o fluido de trabalho é pressurizado no estado líquido até à pressão de evaporação. O trabalho de compressão ( $\dot{W}_b$ ) envolvido neste processo é dado por,

$$\dot{W}_b = \dot{m}_f \times (h_{2'} - h_1) \quad (23)$$

Onde  $\dot{m}_f$  é o caudal do fluido,  $h_{2'}$  e  $h_1$  as entalpias de saída e entrada na bomba, respetivamente. Considerando que a bomba é eléctrica, o trabalho eléctrico da bomba ( $\dot{W}_{be}$ ) é dado por,

$$\dot{W}_{be} = \frac{\dot{W}_b}{0.95} \quad (24)$$

Em que 0,95 representa o rendimento de conversão da eletricidade em trabalho.

O rendimento isentrópico para a bomba ( $\eta_{b,is}$ ) é dado por,

$$\eta_{b,is} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (25)$$

Em que  $h_2$  representa a entalpia à saída da bomba, considerando uma bombagem isentrópica.

Através da Equação 21, a irreversibilidade da bomba ( $\dot{I}_b$ ) pode ser definida por,

$$\dot{I}_b = \dot{m}_f \varepsilon_1 - \dot{m}_f \varepsilon_2 + \dot{W}_{x,b} \quad (26)$$

Onde  $\dot{m}_f \varepsilon_1$  e  $\dot{m}_f \varepsilon_2$  representam a transferência de exergia do fluxo de massa à entrada e saída da bomba, respetivamente, conforme definido pela Equação 19.

**Processo 2-3:** Processo isotérmico que ocorre a pressão constante, no qual o fluido recebe por transferência de calor energia da fonte quente. O fluxo de calor de evaporação ( $\dot{Q}_{evap}$ ) é definido por,

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f \times (h_3 - h_2) \quad (27)$$

Em que  $h_3$  e  $h_2$  as entalpias de saída e entrada no evaporador, respetivamente.

A irreversibilidade do evaporador ( $\dot{I}_{evap}$ ) é dada por,

$$\dot{i}_{evap} = \dot{Q}_{evap} \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right) \quad (28)$$

Em que  $T_0$  representa a temperatura exterior do sistema e  $T_{ml}$  representa a temperatura média logarítmica da fonte quente. No caso em estudo, a temperatura não se mantém constante ao longo de toda a extensão do evaporador. Desta forma, foi considerado que a temperatura da fonte quente é fornecida pela temperatura média logarítmica, dada por (Kakaç and Liu 2002),

$$T_{ml} = \frac{(T_{ge,e} - T_{f,s}) - (T_{ge,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{ge,e} - T_{f,s}}{T_{ge,s} - T_{f,e}}\right)} \quad (29)$$

Em que  $T_{ge}$  e  $T_f$  representam, respetivamente, a temperatura dos gases de escape e a temperatura do fluido.

**Processo 3-4:** Processo adiabático no qual o vapor gerado no evaporador é expandido até à pressão de condensação de 3 para 4. O trabalho ( $\dot{W}_t$ ) envolvido no processo é dado por,

$$\dot{W}_t = \dot{m}_f \times (h_3 - h_{4'}) \quad (30)$$

Em que  $h_{4'}$  e  $h_3$  as entalpias de saída e entrada no evaporador, respetivamente.

O rendimento isentrópico da turbina ( $\eta_{t,is}$ ) é fornecido por,

$$\eta_{t,is} = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4} \quad (31)$$

Em que  $h_4$  representa a entalpia isentrópica à saída da turbina. Considerando que o trabalho produzido na turbina é convertido em eletricidade, o trabalho elétrico produzido pela turbina ( $\dot{W}_{te}$ ) é dado por,

$$\dot{W}_{te} = \frac{\dot{W}_t}{0.95} \quad (32)$$

Em que 0,95 representa o rendimento de conversão do trabalho em eletricidade.

A irreversibilidade da máquina de expansão é dada por,

$$\dot{i}_t = \dot{m}_f \varepsilon_3 - \dot{m}_f \varepsilon_4 - \dot{W}_{x,t} \quad (33)$$

Onde  $\dot{m}_f \varepsilon_3$  e  $\dot{m}_f \varepsilon_4$  representam, respetivamente, a transferência de exergia do fluxo de massa à entrada e saída da turbina, e  $\dot{W}_{xt}$  representa o trabalho exergético da turbina, ver Equação 21.

A razão de expansão da turbina é fornecida pelos volumes específicos de saída e entrada do fluido na turbina, respetivamente  $v_4$  e  $v_3$ .

$$R_{expans\tilde{a}o} = \frac{v_4}{v_3} \quad (34)$$

**Processo 4-1:** Processo isotérmico no qual o fluido cede por transferência de calor energia para a fonte fria. O fluxo de calor do condensador ( $Q_{cond}$ ) é dado por,

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f \times (h_4 - h_1) \quad (35)$$

A irreversibilidade do condensador é dada por,

$$\dot{I}_{cond} = \dot{Q}_{cond} \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \quad (36)$$

Em que  $T_0$  representa a temperatura exterior do sistema e  $T_{cond}$  representa a temperatura de condensação da fonte fria.

O rendimento térmico do ciclo ( $\eta_{ciclo}$ ) é a relação entre o trabalho total (turbina e bomba) e o calor fornecido, que, desta forma, é dado por,

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (37)$$

Em que o trabalho total ( $\dot{W}_{total}$ ) é dado por,

$$\dot{W}_{total} = (\dot{W}_{te} - \dot{W}_{be}) \quad (38)$$

A irreversibilidade total do sistema ( $\dot{I}_{total}$ ) é expressa pelo somatório das irreversibilidades do sistema definida por,

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_t + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_b \quad (39)$$

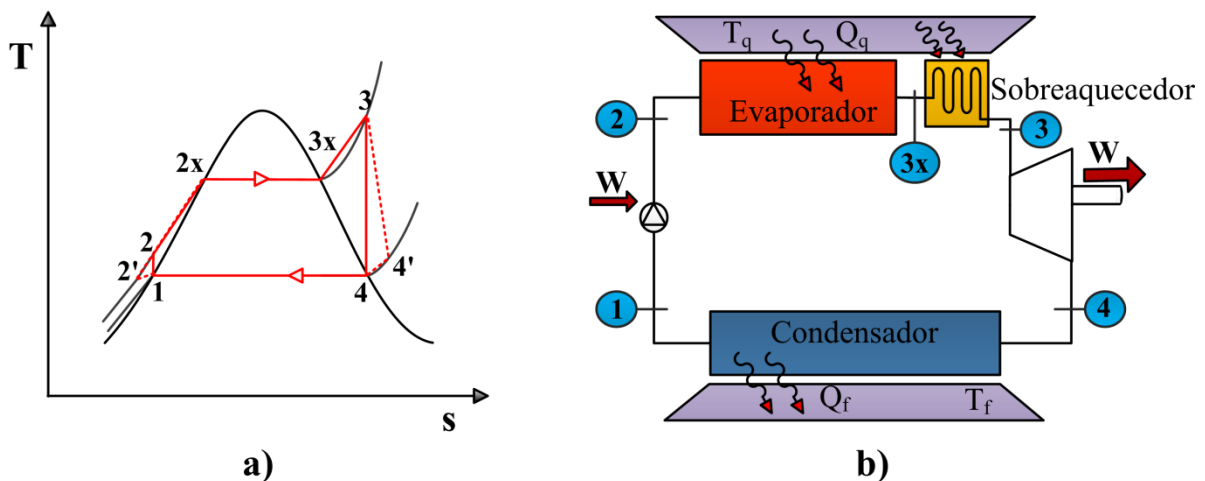
O rendimento exergético do ciclo ( $\Psi_{ciclo}$ ) é expresso por,

$$\Psi_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{x,t} - \dot{W}_{x,b}}{\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)} \quad (40)$$

### 4.1.3. Ciclo de Rankine sobreaquecido

No caso de um fluido húmido, se à saída da turbina o fluido estiver no estado de líquido saturado isso será problemático para a integridade da turbina, uma vez que durante a passagem do fluido de trabalho pela turbina à formação de líquido (gotículas) que podem danificar as pás. A fim de eliminar este problema é necessário fazer um sobreaquecimento do fluido de trabalho. No caso de fluido secos ou isentrópicos, o fluido de trabalho, durante toda a expansão realizada na turbina, encontra-se no estado de vapor sobreaquecido, não sendo assim necessário realizar o seu sobreaquecimento por ação da fonte quente. Porém, o sobreaquecimento do fluido melhora o desempenho do sistema, obtendo-se maiores rendimentos.

O ciclo de Rankine sobreaquecido apresenta, assim, um esquema semelhante ao do ciclo de Rankine, com a exceção da adição do sobreaquecedor entre o evaporador e a máquina expansora, ver Figura 4.3.



**FIGURA 4.3** – Ciclo de Rankine sobreaquecido: esboço de um diagrama temperatura – entropia (a); representação do sistema (b)

Assim, com o sobreaquecimento do fluido de trabalho pretende-se deslocar o ponto de saída de vapor da turbina para a direita, de forma a que o fluido esteja ainda no estado de vapor sobreaquecido. Deste modo, a temperatura à entrada da turbina ( $T_3$ ) é dada por,

$$T_3 = T_{3x} + T_{sob} \quad (41)$$

Onde  $T_{3x}$  é a temperatura no ponto 3x (fluido no estado de vapor saturado) e  $T_{sob}$  é a temperatura de sobreaquecimento.

O trabalho ( $\dot{W}_t$ ) envolvido no processo é dado por,

$$\dot{W}_t = \dot{m}_f \times (h_3 - h_{4'}) \quad (42)$$

Em que  $h_{4'}$  e  $h_3$  as entalpias de saída e entrada no evaporador, respetivamente.

O rendimento isentrópico da turbina ( $\eta_{t,is}$ ) é fornecido por,

$$\eta_{t,is} = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4} \quad (43)$$

Em que  $h_4$  representa a entalpia isentrópica à saída da turbina. Considerando que o trabalho produzido na turbina é convertido em eletricidade, o trabalho elétrico produzido pela turbina ( $\dot{W}_{te}$ ) é dado por,

$$\dot{W}_{te} = \frac{\dot{W}_t}{0.95} \quad (44)$$

Em que 0,95 representa o rendimento de conversão do trabalho em eletricidade.

A irreversibilidade da máquina de expansão é dada por,

$$\dot{I}_t = \dot{m}_f \varepsilon_3 - \dot{m}_f \varepsilon_4 - \dot{W}_{x,t} \quad (45)$$

Onde  $\dot{m}_f \varepsilon_3$  e  $\dot{m}_f \varepsilon_4$  representam, respetivamente, a transferência de exergia do fluxo de massa à entrada e saída da turbina, e  $\dot{W}_{x,t}$  representa o trabalho exergético da turbina, ver Equação 21.

A razão de expansão da turbina é fornecida pelos volumes específicos de saída e entrada do fluido na turbina, respetivamente  $v_4$  e  $v_3$ .

$$R_{expansão} = \frac{v_4}{v_3} \quad (46)$$

Tendo em perspetiva a Figura 4.3 e a fórmula anterior, o cálculo das variáveis do processo é realizado através da utilização das equações anteriormente citadas para o ciclo de Rankine.

#### 4.1.4.Ciclo de Rankine com recuperador

Como dito anteriormente, um fluido seco encontra-se no estado de vapor sobreaquecido durante toda a expansão. Assim, o fluido à saída da turbina ainda tem potencial térmico que pode ser aproveitado para melhorar o desempenho do ciclo. Desta

forma, o seu melhoramento passa pela adição de um permutador de calor, que possibilite a transferência de calor do fluido à saída da turbina para o fluido à saída da bomba, como apresentado na Figura 4.4. Com base na figura apresentada, o rendimento térmico do recuperador ( $\eta_{rec}$ ) é dado por,

$$\eta_{rec} = \frac{(h_{2a} - h_2)}{(h_4 - h_{4a})} \quad (47)$$

Em que  $h_{2a}$  e  $h_{4a}$  representam, respetivamente, a entalpia à entrada do evaporador e à saída do recuperador (entrada do condensador).

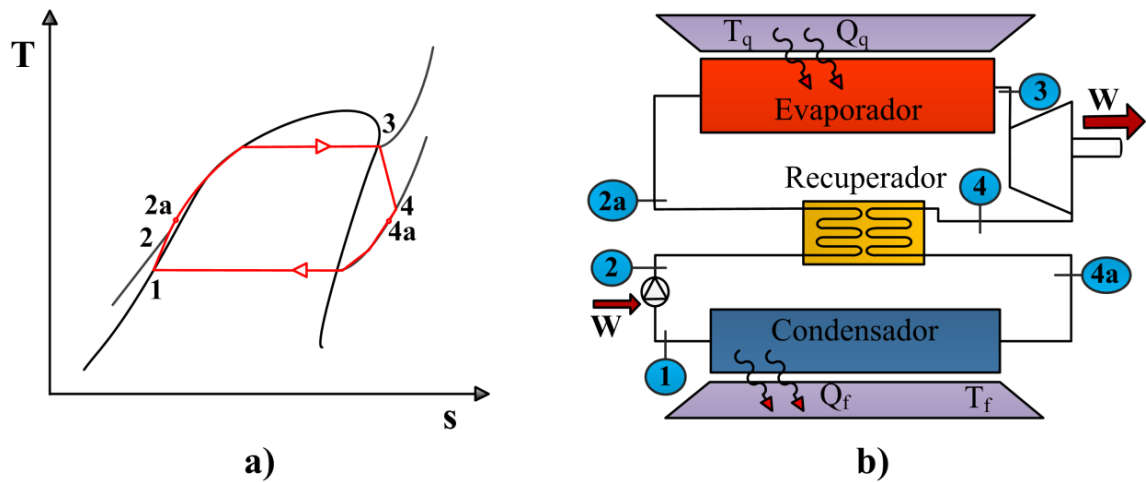


FIGURA 4.4 - Ciclo de Rankine com recuperador: esboço de um diagrama temperatura – entropia (a); representação do sistema (b)

A temperatura à entrada do condensador ( $T_{4a}$ ) é dada por,

$$T_{4a} = T_{cond} + \Delta T_{4a} \quad (48)$$

Em que  $\Delta T_{4a}$  representa a diferença entre a temperatura do ponto 4a e a temperatura de condensação ( $T_{cond}$ ).

A irreversibilidade do recuperador ( $\dot{I}_{rec}$ ) é dada por,

$$\dot{I}_{rec} = (\dot{m}_f \varepsilon_2 + \dot{m}_f \varepsilon_4) - (\dot{m}_f \varepsilon_{2a} + \dot{m}_f \varepsilon_{4a}) \quad (49)$$

Desta forma a irreversibilidade total do recuperador é fornecida por,

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_t + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_b + \dot{I}_{rec} \quad (50)$$

Tendo em perspetiva a Figura 4.4 e as fórmulas anteriores, o cálculo das restantes variáveis do processo é realizado através da utilização das equações anteriormente citadas para o ciclo de Rankine.

#### 4.1.5.Cálculo da temperatura de Pinch-Point

A temperatura de *pinch-point* é o ponto onde a temperatura do fluido se aproxima mais da temperatura da fonte de calor. Assim, segundo vários autores é necessário garantir uma diferença mínima de temperatura, de modo a garantir os limites de desempenho de um permutador de calor com a mudança de fase do fluido (Vaja and Gambarotta, 2010). A Figura 4.5 apresenta a temperatura do fluido de trabalho e dos gases de escape em função do balanço de entalpia no evaporador para um sistema de ciclo de Rankine. Considerando como perspectiva a Figura 4.5 a temperatura de *pinch-point* ( $T_{pp}$ ) é dada por,

$$T_{pp} = T_{2x} + \Delta T_{pp,min} \quad (51)$$

Em que  $T_{2x}$  é a temperatura no ponto 2x (fluido no estado de líquido saturado) e  $\Delta T_{pp,min}$  é a diferença mínima de temperatura *pinch-point*. Inicialmente e com base na revisão bibliográfica efetuada, a temperatura mínima de *pinch-point* é definida, sendo que a temperatura considerada apresenta o valor de 30°C, ver Capítulo 4.4.1. Contudo, de modo a obter a temperatura de *pinch-point* para uma transferência de calor é necessário determinar o caudal mássico do fluido de trabalho do sistema.

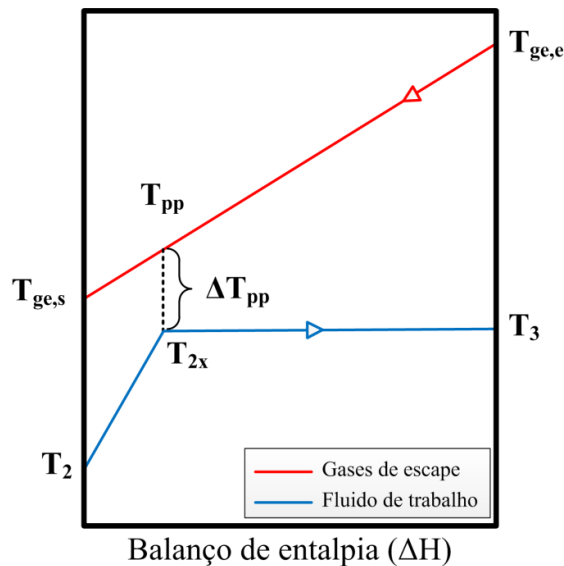


FIGURA 4.5 - Balanço de entalpia no evaporador sem sobreaquecimento

Primeiramente, o caudal mássico do fluido de trabalho necessário é determinado através do cálculo do balanço de energia entre o fluxo de gases de escape, a montante da temperatura de *pinch-point*, e o fluxo do fluido de trabalho, até completar a vaporização do



líquido. Seguindo a ordem de resolução apresentada no Anexo I,g), para o balanço de energia entre os fluxos, o caudal mássico máximo de fluido é dado por,

$$\dot{m}_{f,1} = \frac{\dot{m}_{ge} \times \overline{Cp}_{ge} \times (T_{ge,e} - T_{pp})}{(h_3 - h_{2x})} \quad (52)$$

Em que  $\dot{m}_{ge}$  representa o caudal mássico de gases de escape,  $\overline{Cp}_{ge}$  representa o calor específico médio dos gases de escape e  $T_{ge,e}$  representa a temperatura de entrada.

Após a determinação do caudal mássico necessário do fluido efetua-se o balanço de energia entre o fluxo dos gases de escape, a jusante da temperatura de *pinch-point*, e o fluxo de fluido de trabalho, permitindo determinar a temperatura dos gases de escape à saída do evaporador ( $T'_{ge,s}$ ), sendo esta obtida por,

$$T'_{ge,s} = T_{pp} - \dot{m}_{f,1} \times \frac{h_{2x} - h_2}{\dot{m}_{ge} \times \overline{Cp}_{ge}} \quad (53)$$

Caso a temperatura obtida for inferior à temperatura mínima de gases de escape definida, é efectuado um processo iterativo para reduzir o caudal mássico de fluido de trabalho, de forma a garantir a seguinte condição,

$$T'_{ge,s} \geq T_{ge,s} \quad (54)$$

Com a diminuição do caudal mássico do fluido de trabalho, a diferença de temperatura de *pinch-point* vai aumentar, sendo que a temperatura de *pinch-point* é atualizada de acordo com,

$$T'_{pp} = T_{ge,e} - \frac{\dot{m}_f \times (h_3 - h_{2x})}{\dot{m}_{ge} \times \overline{Cp}_{ge}} \quad (55)$$

É importante referir, que durante o cálculo numérico realizado pelo programa computacional é definido um decréscimo de 0,2% ao caudal mássico do fluido de trabalho, por cada iteração (ver fluxograma apresentado no Anexo I, i).

O balanço de entalpia no evaporador com sobreaquecedor é apresentado na Figura 4.6. A figura apresentada demonstra a existência da diferença mínima de temperatura de *pinch-point* com o fluido no estado de líquido saturado (título de 0) e com o fluido no estado de vapor sobreaquecido.

O cálculo numérico da temperatura de *pinch-point* para o ciclo de Rankine com sobreaquecedor é igual ao apresentado anteriormente. Contudo é verificado no fim do

processo iterativo se também é atingida a diferença mínima de temperatura de *pinch-point* com o fluido no estado de vapor sobreaquecido ( $\Delta T_{pp,sob}$ ).

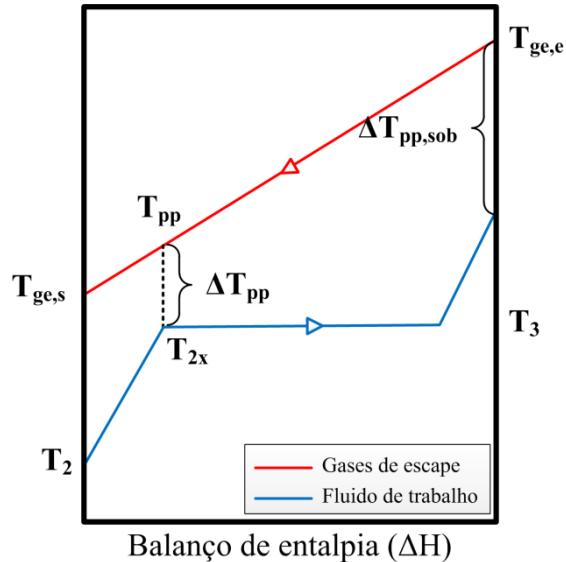


FIGURA 4.6 - Balanço de entalpia no evaporador com sobreaquecimento

#### 4.1.6. Seleção do fluido de trabalho

A seleção dos fluidos de trabalho foi realizada tendo em consideração os fluidos recomendados apresentados na Tabela 3.2, apesar dos fluidos serem para aplicações ORC de baixa temperatura, uma vez que estes já foram selecionados com base num indicador de *performance*. Além disso, foram selecionados fluidos com diferentes características e de diferentes famílias químicas, ver Anexo II,r).

Os fluidos selecionados são o benzeno, o R123, o R134a, o R141b, o R236ea, o R245fa, o R600 (butano) e o R601 (pentano). Além destes, foi considerado a água (fluido inorgânico) de modo a possibilitar a comparação direta entre a utilização de fluidos orgânicos e esta. É de referir que alguns fluidos que foram selecionados apresentam características indesejáveis para aplicação num sistema de recuperação térmica dos gases de escape dum automóvel, como alta inflamabilidade e toxicidade.

Os fluidos de trabalho selecionados para a análise paramétrica do presente trabalho são apresentados na Tabela 4.1, tal como as principais características dos fluidos.

TABELA 4.1 - Fluidos selecionados para análise paramétrica do presente trabalho

Grupo	Fluido	Características								Tipo de fluido
		Temp. Crít. [°C]	Pressão Crít. [Bar]	Dens. Crít. [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor Latente a 25bar [kJ/kg]	Massa Molar [g/mole]	ODP	GWP [100 anos]	ASHRAE 32-94	
-	Água	374.0	220.6	322	1837	18,02	0	0	-	Húmido
HC	Benzeno	288.9	48.9	309	229	78.11	0	-	-	Seco
HCFC	R123	183.7	36.6	550	82	152.93	0.002	77	B1	Seco
HFC	R134a	101.1	40.6	512	111	102.03	0	1300	A2	Húmido
HCFC	R141b	204.4	42.1	459	121	116.95	0.12	725	-	Seco
HFC	R236ea	139.3	35.0	563	75	152.04	0	1200	-	Seco
HFC	R245fa	154.1	36.4	517	93	134.08	0	950	B1	Seco
HC	R600	152.0	38.0	228	193	58.12	0	4	A3	Seco
HC	R601	196.6	33.7	232	155	72.15	0	4	A3	Seco

Na Figura 4.7,a) é apresentado o diagrama temperatura-entropia dos fluidos selecionados para análise paramétrica do presente trabalho. De modo a ser mais perceptível as linhas de saturação dos fluidos orgânicos, é apresentado na Figura 4.7,b) o diagrama temperatura-entropia com um maior destaque.

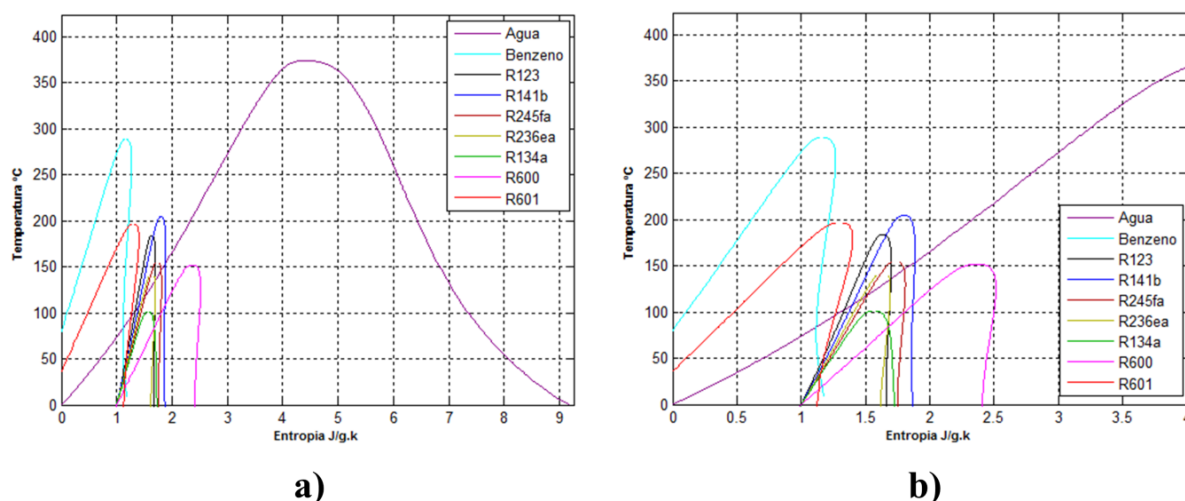


FIGURA 4.7 – Diagrama temperatura-entropia dos fluidos selecionados para análise paramétrica do presente trabalho

## 4.2. Dimensionamento do evaporador

Os permutadores de calor são componentes fundamentais num sistema ORC e, por isso, é imprescindível a sua caracterização térmica e o seu dimensionamento. Desta forma,

pretende-se obter o valor mais elevado possível do coeficiente de transferência de calor e da área de permuta de calor com a menor perda de carga possível, ver Equação 56.

$$\dot{Q} = h \times A \times \Delta T \quad (56)$$

De modo a avaliar a influência da implementação do permutador de calor no escape do veículo automóvel e no fluxo do fluido de trabalho é apresentado, de seguida, o cálculo dos valores das perdas de carga, tanto no interior como no exterior das tubagens, e do valor do coeficiente de transferência de calor. No presente trabalho, estes parâmetros foram avaliados em função do número de tubos do permutador de calor (tipo de tubos e camisa, ver capítulo seguinte). De modo a incluir as suas características geométricas, independentemente do tipo de permutador de calor, é necessário definir o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ), dado por,

$$D_h = \frac{4 \times A_0}{Per_m} \quad (57)$$

$$Per_m = 2 \times \pi \times \left(\frac{D_T}{2}\right) \times N_T \quad (58)$$

Onde  $A_0$  representa a área de secção da passagem de fluido e  $Per_m$  representa o perímetro molhado da secção de passagem do fluido e é definido em função do número de tubos ( $N_T$ ).

Para definir o regime de escoamento do fluido é necessário calcular o número de Reynolds ( $Re$ ), que representa uma medida da razão entre as forças de inércia e as forças viscosas no fluido, definido da seguinte forma,

$$Re = \frac{\dot{m} \times D_h}{\mu \times A_0} \quad (59)$$

Em que  $\dot{m}$  representa o caudal mássico do fluido e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido.

Através do número de Nusselt ( $Nu$ ), que representa uma medida da razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução, é possível obter o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção. Este é definido por,

$$Nu = \frac{\alpha \times D_h}{k} \quad (60)$$

Onde  $\alpha$  e  $k$  representam, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor por convecção e por condução no fluido. O número de Nusselt depende da geometria, do número de Reynolds e do número de Prandtl.

O número de Prandtl ( $Pr$ ) representa uma medida da razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica, sendo obtido por,

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k} \quad (61)$$

Em que  $(Cp \times \mu)$  representa a viscosidade cinemática e  $Cp$  representa o calor específico do fluido.

### 4.2.1. Evaporador

Com base no tipo de aplicação, a seleção do evaporador recai num permutador de calor do tipo de tubos e camisa com escoamento dos fluidos em contra-corrente, apresentado na Figura 4.8. Desta forma, a transferência de calor é realizada através de contacto indireto entre os fluidos, não existindo possibilidade de mistura dos mesmos.

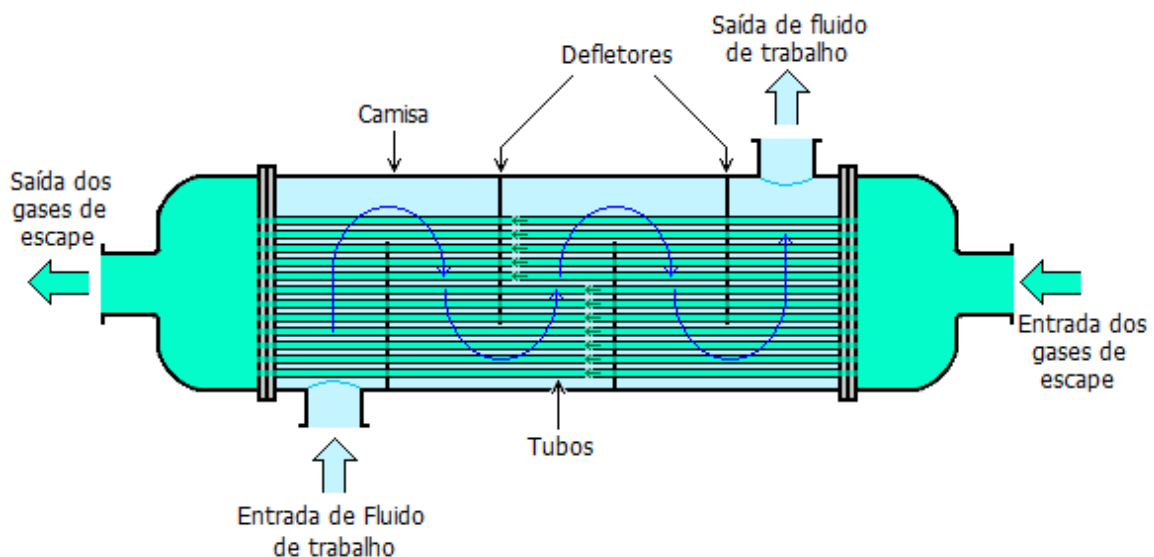


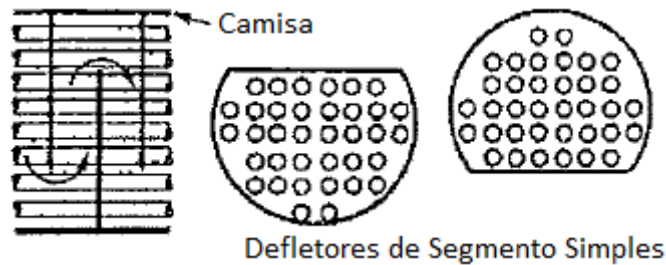
FIGURA 4.8 – Representação esquemática do evaporador

Normalmente, para o permutador de tipo de tubos e camisa, é considerado que o fluido aquecido passe no interior dos tubos e o fluido arrefecido (gases de escape) passe no interior da camisa.

Como o fluido de trabalho é um fluido orgânico é preferível dimensionar o evaporador considerando que este passe na camisa, visto que tem como vantagens possuir um coeficiente de sujamento quase nulo (comparando com os gases de escape) e conseguir obter-se um maior coeficiente de transferência de calor. Além disto, é de salientar que a limpeza do lado da camisa é mais difícil de se efetuar do que no lado dos tubos.

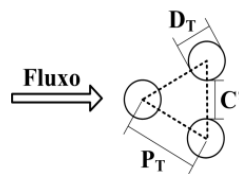
Para promover o aumento do coeficiente de transferência de calor no interior da camisa utilizam-se defletores, que desviam o fluxo do fluido de trabalho levando-o a percorrer todo o evaporador, ver Figura 4.8.

Na Figura 4.9 é apresentado esquematicamente a geometria dos defletores.



**FIGURA 4.9** - Representação esquemática da geometria dos defletores

Também foi considerado que os tubos estão dispostos triangularmente (ângulo de 30°), como apresentado na Figura 4.10.



**FIGURA 4.10** - Representação esquemática da geometria dos tubos

No presente trabalho optou-se por arbitrar o diâmetro interno e externo dos tubos para o dimensionamento do evaporador, visto que existem medidas normalizadas. Na Tabela 4.2 apresentam-se os valores considerados para o diâmetro dos tubos. Também é considerado que o processo de transferência de calor ocorre em tubos que apresentam um comprimento fixo ( $L$ ) de 0,75 metros.

**TABELA 4.2** – Diâmetro interior e exterior dos tubos selecionados

Nomenclatura	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro externo [mm]	Espessura [mm]
Tubo 1	5	6	0.5
Tubo 2	7	10	1.5
Tubo 3	9	12	1.5

### 4.2.1.1. Escoamento no interior dos tubos

Para determinar o escoamento realizado pelos gases de escape dentro dos tubos do evaporador e obter o coeficiente de transferência de calor por convecção utilizou-se as seguintes correlações que consideram o efeito da rugosidade dos tubos ( $f$ ). Para valores do número de Reynolds ( $Re$ ) inferiores a 2100 (escoamento em regime laminar) utilizou-se a correlação proposta por Sieder e Tate (Kakaç and Liu, 2002), sendo o número de Nusselt ( $Nu$ ) definido por,

$$Nu = 1.86 \times (Re \times Pr)^{1/3} \times \left(\frac{D_h}{L}\right)^{1/3} \times \phi \quad \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 5 \\ 0.0044 \leq \phi \leq 9.75 \end{array} \quad (62)$$

Em que, o factor  $\phi$  representa a razão entre a viscosidade média do fluido e a viscosidade na parede tubular, ou seja,  $\phi = (\mu/\mu_w)^m$  onde  $m = 0,25$  para  $Re < 8000$  e  $m = 0,14$  para  $Re > 8000$ . No caso de se tratar de gases, o factor pode ser aproximado por  $\phi = (T/T_w)^n$ , onde  $n = 0$  caso o fluido for arrefecido e  $n = 0,45$  caso o fluido for aquecido.

Para regime laminar considera-se um fator de atrito de Darcy ( $f$ ) dado por,

$$f = \frac{64}{Re} \quad (63)$$

Para valores do número de Reynolds entre 2300 e  $5 \times 10^6$ , utilizou-se a correlação proposta por Gnielinsky (Kakaç and Liu, 2002) expressa por,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)} \times \left(1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right) \quad \begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \\ Pr \leq 2000 \end{array} \quad (64)$$

Para um fator de atrito de Darcy de,

$$f = \frac{1}{(0.79 \times \ln(Re) - 1.64)^2} \quad (65)$$

A queda de pressão no escoamento interno dos tubos ( $\Delta P_{int}$ ) é dada por,

$$\Delta P_{int} = \frac{4fL \left(\frac{\dot{m}}{A_T}\right)^2}{2\rho_{ge}D_h} \times N_T \times 10^{-5} \quad (66)$$

Em que  $\rho_{ge}$  é a densidade específica dos gases de escape.

#### 4.2.1.2. Escoamento no interior da camisa

Para o escoamento do fluido de trabalho no interior da camisa do evaporador foi considerada a seguinte correlação proposta por McAdams (Kakaç and Liu, 2002), para a fase líquida do fluido de trabalho,

$$Nu = 0.36 \times \left( \frac{D_{ec} V_{ef} \rho}{\mu} \right)^{0.55} \times \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^{1/3} \times \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \begin{array}{l} 2000 \leq Re \\ Re \leq 1 \times 10^6 \end{array} \quad (67)$$

$$V_{ef} = \frac{\dot{m}}{\rho S_c} \quad (68)$$

$$S_c = \frac{D_c}{P_T} C' L_B \quad (69)$$

Em que  $V_{ef}$  é a velocidade efetiva no interior da camisa do evaporador,  $S_c$  representa a área de seção de passagem do fluido,  $D_c$  representa o diâmetro da camisa,  $P_T$  é o passo dos tubos,  $C'$  representa a distância entre tubos adjacentes e  $L_B$  o espaçamento entre os defletores.

O diâmetro da camisa é obtido através do diâmetro dos tubos, do comprimento dos tubos e da área total de transferência de calor. Segundo os autores Kakaç e Liu (2002), para o evaporador em estudo, o diâmetro da camisa é definido por,

$$D_c = 0.637 \sqrt{\frac{0.87}{0.93}} \times \left( \frac{A_{tc} \left( \frac{P_T}{D_T} \right)^2 D_T}{L} \right)^{1/2} \quad (70)$$

$$A_{tc} = \pi D_T N_T L \quad (71)$$

Onde  $A_{tc}$  representa a área de transferência de calor e  $D_T$  é o diâmetro dos tubos, ver Figura 4.10 apresentada anteriormente.

Tendo em conta que a disposição do feixe de tubos considerado é triangular, o diâmetro equivalente da camisa ( $D_{ec}$ ) é definido por,



$$D_{ec} = \frac{4A}{P} = \frac{4 \left( 0.86 \frac{P_T}{2} P_T - \frac{1}{2} \left( \frac{\pi D_f^2}{4} \right) \right)}{\frac{\pi D_T}{2}} \quad (72)$$

A queda de pressão no escoamento externo dos tubos, na carcaça, é dada por,

$$\Delta P_{ext} = \frac{4f(V_{ef}\rho)^2 D_c(N_B + 1)}{2\rho D_{ec} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} \times 10^{-5} \quad (73)$$

Em que  $N_B$  representa o número de defletores no evaporador e  $(N_B + 1)$  representa o número de vezes que o fluido de trabalho passa pelo feixe de tubos.

O fator de atrito de Darcy, segundo os autores Kakaç e Liu (2002), é expresso por,

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \times \ln Re) \quad (74)$$

#### 4.2.2.Método da Efetividade – NTU

Este método permite calcular a potência térmica trocada a partir das temperaturas de entrada no evaporador, sendo para isso necessário o conhecimento das capacidades térmicas dos fluidos e a capacidade de transferência de calor do evaporador.

Admitindo o evaporador como um sistema isolado, é possível efetuar um balanço de energia de forma a determinar a variação da temperatura do fluido. Para isso, considera-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção é constante ao longo dos tubos do evaporador, tal como a temperatura da parede.

Devido à igualdade de potências, a variação das temperaturas dos fluidos é inversamente proporcional à sua capacidade térmica. Assim, a máxima quantidade de calor transferida para uma configuração em contra corrente (e através do conhecimento das temperaturas de entrada dos fluidos), é expressa por,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{max} &= \dot{m}_f C_p (T_{ge,e} - T_{f,e}) & \text{se } \dot{m}_f C_p < \dot{m}_{ge} C_p \\ \dot{Q}_{max} &= \dot{m}_{ge} C_p (T_{ge,e} - T_{f,e}) & \text{se } \dot{m}_{ge} C_p < \dot{m}_f C_p \end{aligned} \quad (75)$$

Define-se eficácia como o rácio entre a potência térmica efetivamente trocado pelo permutador ( $\dot{Q}$ ) e o calor que potencialmente poderia ser trocado, se o permutador fosse infinito ( $\dot{Q}_{max}$ ).

A eficácia ( $\varepsilon_p$ ) é expressa por,

$$\varepsilon_p = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (76)$$

O rácio de capacidade exprime a dimensão térmica relativa dos dois fluidos dado por,

$$CR = \frac{(\dot{m}Cp)_{min}}{(\dot{m}Cp)_{max}} \quad (77)$$

O número de unidades de transferência de calor (NTU) representa uma forma de medir o permutador. Este é definido pela adimensionalização do valor de  $UA$  através da menor capacidade calorífica, dado por,

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{min}} \quad (78)$$

Em que o produto  $UA$  representa a capacidade de troca de calor do permutador por grau de diferença de temperatura.

No presente trabalho foi considerado que, durante o processo de cálculo numérico, o evaporador está dividido em duas áreas funcionais, visto que é considerado apenas a configuração do ciclo de Rankine, ver Figura 4.11. A configuração das áreas funcionais é apresentada na figura seguinte. No anexo I,h) são apresentadas as relações de efetividade e o processo de cálculo de transmissão de calor para as duas áreas funcionais.

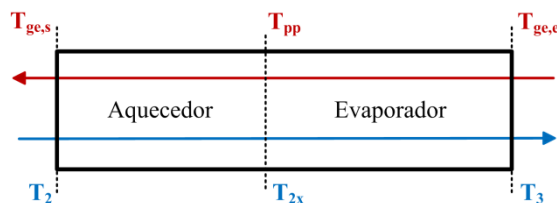


FIGURA 4.11 - Representação das áreas funcionais do permutador de calor

### 4.2.3. Coeficiente global de transferência de calor

Idealmente, considera-se que os permutadores de calor têm um funcionamento adiabático, ou seja, é assumido que durante todo o processo de transferência de calor entre os fluidos não existe a ocorrência de perdas para o exterior. Deste modo, no processo de

transferência de calor no evaporador verifica-se a igualdade entre a taxa de transferência de calor dos gases de escape e a potência transferida para o fluido de trabalho.

Num permutador real, a transferência de calor é inferior ao permutador de calor ideal. Isto acontece devido à existência de resistências térmicas, como as resistências térmicas de sujamento. Assim, a transferência de calor num permutador real pode ser caracterizada por um coeficiente global de transferência de calor, que vai depender da configuração do permutador.

No que respeita ao evaporador considerado no estudo, o coeficiente global de transferência de calor é dado por (Kakaç and Liu, 2002),

$$U_G = \frac{1}{\frac{r_{ext}}{r_{int}\alpha_{ge}} + \frac{r_{ext}R_{s,int}}{r_{int}} + \frac{r_{ext}}{k_m} \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + R_{s,ext} + \frac{1}{\alpha_f}} \quad (79)$$

Onde  $\alpha_{ge}$  e  $\alpha_f$  são, respetivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção dos gases de escape e do fluido,  $r_{ext}$  e  $r_{int}$  são, respetivamente, os raios do tubo exterior e interior e  $R_{s,ext}$  e  $R_{s,int}$  são, respetivamente, as resistências de sujamento do exterior (fluido de trabalho) e do interior (gases de escape).

As resistências de sujamento assumidas para os gases de escape e para os fluidos orgânicos apresentam, segundo os autores Kakaç e Liu (2002), os valores de  $0,001761\text{m}^2\text{K/W}$  e  $0,000176\text{m}^2\text{K/W}$ , respetivamente. Além disso, é considerado que o evaporador é construído em alumínio, apresentando uma condutibilidade térmica de  $250\text{W/m.K}$  à temperatura média de gases de escape de  $400^\circ\text{C}$  (Kakaç and Liu, 2002).

### 4.3. Condições de entrada dos gases de escape

A definição das propriedades dos gases de escape é necessária para o processo de cálculo dos modelos termodinâmicos configurados, uma vez que são usadas no modelo como dados de entrada. Desta forma, os valores das variáveis dos gases de escape foram baseados nas medições de Marques (2010). Este apresenta o caudal mássico e a temperatura dos gases de escape para várias condições de operação do motor.

Na Tabela 4.3 são apresentadas quatro condições de escape para diferentes parâmetros de motor, nomeadamente velocidade de rotação (N) e carga (F).

**TABELA 4.3** - Condições e parâmetros dos gases de escape (Marques, 2010)

Condição	N [RPM]	F [N]	BMEP [bar]	V [km/h]	P <sub>ef</sub> [kW]	B <sub>ef</sub> [N.m]	M <sub>ge</sub> [g.s]	T <sub>ge</sub> [°C]
Condição 1	2000	1000	1.75	30.1	8.18	39.1	21.0	556.6
Condição 2	3000	1000	1.95	49.7	13.67	43.5	31.5	666.5
Condição 3	3000	1500	2.85	48.2	19.97	63.6	37.9	695.6
Condição 4	4000	1000	1.98	67.0	18.45	44.0	43.0	728.7

BMEP – *Break Mean Effective Pressure*, termo inglês para pressão média efetiva

Também, na Tabela 4.3, é apresentado o *Break Mean Effective Pressure* (BMEP), que representa uma medida do trabalho efetivo realizado por uma unidade de volume de cilindrada do motor; a velocidade (V); a potência efetiva (P<sub>ef</sub>), designada também por potência útil; o binário efetivo (B<sub>ef</sub>); o caudal dos gases de escape (m<sub>ge</sub>) e a temperatura dos gases de escape à saída do motor (T<sub>ge</sub>).

A Tabela 4.4 apresenta as relações dos parâmetros do motor para o binário efetivo, a potência efetiva e para a pressão média efetiva.

**TABELA 4.4** – Relações dos parâmetros do motor (Domingues, 2011)

Propriedade	Unidade	Equação
Binário efetivo	[N.m]	$B_{ef} = F \cdot b$
Potência efetiva	[kW]	$P_{ef} = B_{ef} \cdot 2\pi \cdot N$
<i>Break Mean Effective Pressure</i>	[bar]	$BMEP = \frac{P_{ef} \cdot 2}{V \cdot N} = p_{ef}$

*b* – Braço (distância entre o eixo do rolo à célula de carga)

*p<sub>ef</sub>* – Pressão média efetiva

As condições de escape apresentadas pertencem a um veículo convencional equipado com um motor de combustão interna de ignição por faísca (Volkswagen Sharan VR6). Com base nestas medições e em correlações formuladas no seu trabalho, Marques (2010) obteve as seguintes propriedades: calor específico, densidade, viscosidade dinâmica, condutibilidade térmica e número de Prandtl. Estas propriedades dos gases de escape são obtidas em função da temperatura e apresentadas na Tabela 4.5.

**TABELA 4.5** - Correlações das propriedades dos gases de escape (Marques, 2010)

Propriedade	Unidade	Equação
Calor específico	[J/kg.K]	$Cp_{ge} = 956.0 + 0.3386.T_{ge} - 2.476 \times 10^{-5} .T_{ge}^2$
Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{ge} = 1.665 + 2.404 \times 10^{-3}.T_{ge} - 1.121 \times 10^{-6}.T_{ge}^2$
Viscosidade dinâmica	[N.s/m <sup>2</sup> ]	$\mu_{ge} = 10^{-6} \times (3.807 + 4.731 \times 10^{-2}.T_{ge} - 9.945 \times 10^{-6}.T_{ge}^2)$
Coefficiente de condução térmica	[W/m.K]	$k_{ge} = 10^{-3} \times (4.643 + 6.493 \times 10^{-2}.T_{ge})$
Número de Prandtl	-	$Pr = 0.774 + 1.387 \times 10^{-4}.T_{ge} + 1.863 \times 10^{-7}.T_{ge}^2 + 7.695 \times 10^{-11}.T_{ge}^3$

## 4.4. Dados de Entrada do Modelo

Todas as equações e parâmetros definidos ao longo da descrição dos modelos termodinâmicos foram introduzidos num programa de cálculo criado para o efeito em linguagem *Matlab*. As simulações foram realizadas com recurso a tabelas das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho retiradas do *National Institute of Standards and Technology* (NIST, 2014).

Para simular o funcionamento do sistema ORC é necessário assumir diversas condições, de modo a obter a coerência dos resultados. Todas as condições assumidas foram selecionadas com base na revisão bibliográfica efetuada. Neste trabalho, é considerado que o ambiente de referência do sistema ORC apresenta uma temperatura ambiente de 30°C à pressão de 1bar.

### 4.4.1. Considerações em regime permanente

De modo a garantir o bom funcionamento do sistema ORC é considerado que a temperatura de condensação do fluido de trabalho não seja inferior a 50°C, garantindo, desta forma, um bom funcionamento do sistema ORC durante o período de verão. Além disso, é assumido que a pressão mínima de condensação não seja inferior à pressão atmosférica, de forma a evitar infiltrações de ar no sistema. Segundo os autores Vaja e Gambarotta (2010), a diferença mínima de temperatura de *pinch-point*, que é necessário garantir, é de 30°C.

Para avaliar o desempenho do sistema ORC foram considerados os valores apresentados na Tabela 4.6. No caso de se utilizar a água como fluido de trabalho a temperatura de saída dos gases de escape é de 150°C, uma vez que a pressão de condensação definida para simulação é de 1bar, apresentando uma temperatura de condensação de 100°C, ver Tabela 6.2. No anexo I,i) são apresentados para todos os fluidos os valores da definição da pressão de condensação e da gama da pressão de evaporação definida para as rotinas simuladas.

**TABELA 4.6** – Valores considerados para simulação em regime permanente

<b>Variável</b>	<b>Valor</b>
Temperatura de saída dos gases de escape	100°C
Temperatura de saída dos gases de escape (água)	150°C
Temperatura de condensação mínima	≥ 50°C
Pressão de condensação mínima	1 bar
Rendimento isentrópico da turbina	0.7
Rendimento isentrópico da bomba	0.8
Temperatura ambiente	30°C
Pressão ambiente	1 bar
Temperatura mínima de pinch-point	30°C
Eficiência do recuperador	0.7
Varição de temperatura no ponto 4a	3°C

#### **4.4.2.Considerações em regime permanente especificando evaporador**

Além das considerações referidas no capítulo anterior, são também consideradas as apresentadas na Tabela 4.7, bem como as dimensões de tubos apresentadas na Tabela 4.2.

**TABELA 4.7** - Valores considerados para simulação em regime permanente especificando um evaporador

<b>Variável</b>	<b>Valor</b>
Espaçamento entre tubos	0.002 m
Comprimento dos tubos	0.75 m
Número de defletores	5
Espaçamento entre defletores	0.1 m
Número de tubos máximo	100
Número de tubos mínimo	5



# Capítulo 5

---

## Programa Computacional

Neste capítulo é apresentado o programa computacional que foi criado para simular e comparar diferentes sistemas ORC. Este programa foi escrito recorrendo ao *Matlab 7.3*.

Para a utilização do programa é necessário, principalmente, conhecimento na área de termodinâmica. O utilizador tem como função determinar o processo de simulação e também as entradas de dados necessários para a sua ocorrência.

Assim, este capítulo apresenta: uma descrição geral do programa; a definição dos seus requisitos e das suas especificações, a sua estrutura e a sua descrição funcional.

### 5.1. Descrição geral do programa

Este programa permite simular sistemas baseados no ciclo de Rankine. Tem como objetivo principal avaliar o potencial energético dos gases de escape de um automóvel para produção de energia elétrica. Assim, é possível obter resultados e previsões de rendimentos para a implementação de um sistema ORC num automóvel.

Este programa é composto por vários módulos funcionais que permitem simular, otimizar e comparar sistemas ORC. Além disso, existe um módulo de administração do programa que permite: adicionar, eliminar e alterar os fluidos de trabalho e também as condições de operação do motor, e adicionar e eliminar administradores. A administração apenas é acessível a administradores caso obtenham a confirmação das senhas secretas.

### 5.2. Requisitos do Programa

Os sistemas computacionais são construídos e desenvolvidos para modelarem uma parte do mundo real. Desta forma, é necessário compreender a necessidade e a importância do sistema a ser construído (domínio de aplicação).

Numa primeira fase é necessário definir os requisitos que tornam o sistema computacional útil. Estes requisitos são objetivos ou restrições estabelecidas, de modo a definir as características e comportamentos do programa computacional.



Normalmente, os requisitos de *software* são divididos em requisitos funcionais e requisitos não-funcionais. Os requisitos funcionais podem ser definidos como as diversas funções que o *software* oferece ao utilizador, definindo, assim, as suas funcionalidades desejadas. Já os requisitos não-funcionais são definidos pela qualidade global de um *software*.

Assim, existe a necessidade de estabelecer requisitos de forma precisa, visto que os requisitos funcionais e não-funcionais exercem influência uns sobre os outros, o que implica alguns requisitos não serem satisfeitos.

Além da subdivisão apresentada, é importante proceder a uma classificação de importância dos requisitos definidos, determinando, assim, os mais indispensáveis em detrimento dos mais triviais. Neste contexto, é apresentada uma tabela, no Anexo II,a) que evidencia os requisitos funcionais e não-funcionais, bem como a sua importância relativa (através da utilização de uma escala compreendida entre 1 e 10, respectivamente do menos importante para o mais importante).

### **5.3. Especificações do Programa**

Como dito anteriormente, este programa foi criado através do *Matlab 7.3*, pelo que a utilização de versões anteriores poderá causar erros inesperados. Para o correto funcionamento do programa este tem de estar instalado no disco local C em “Programas” (*C:\Program Files\TurbinaORC*).

As propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho foram retiradas da base de dados *online* do *National Institute of Standards and Technology* (NIST, 2014). De modo a permitir a procura automática durante a simulação, as propriedades dos fluidos foram organizadas em três tabelas, sendo que duas tabelas apresentam as propriedades de saturação, para a fase líquida e fase de vapor, e uma tabela apresenta as propriedades por incrementos de pressão e para uma gama de temperaturas. Esta última permite obter as propriedades termofísicas dos fluidos na zona de líquido comprimido e na zona de vapor sobreaquecido.

As tabelas das propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho analisados estão guardadas no ficheiro *excel Fluidos\_de\_trabalho.xlsx*, sendo este ficheiro a base de dados

para os fluidos. O modo de organização das propriedades termofísicas nas tabelas está apresentado no Anexo II,b).

## 5.4. Estrutura do programa

O programa computacional inicia-se com a execução do arquivo principal, denominado *turbina\_orc*. Após a sua execução, são apresentadas as ligações aos vários arquivos de simulação, otimização e comparação de sistemas ORC. Estes arquivos, por sua vez, recorrem a outros arquivos e ficheiros para serem corretamente executados. Desta forma, o programa criado apresenta uma complexa rede de ligações entre arquivos e ficheiros.

Para facilitar a sua construção, foi necessário estruturar o programa por módulos, de modo a cada um ter uma função específica, ver capítulo seguinte. Os módulos do programa computacional são apresentados hierarquicamente na Figura 5.1, existindo oito módulos principais e vários módulos inferiores.

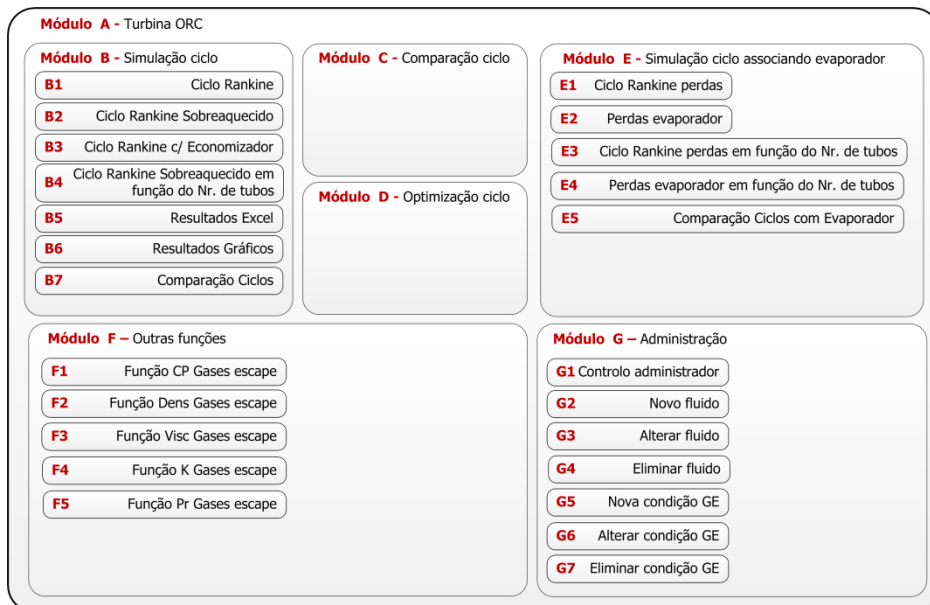


FIGURA 5.1 - Módulos do programa

## 5.5. Interface gráfica

O programa foi desenvolvido utilizando como ferramenta a interface gráfica do utilizador (GUI) presente no *Matlab*. Pretende-se, assim, que o programa computacional

seja de fácil utilização por parte dos utilizadores. Na Figura 5.2 é apresentado o visual da abertura do programa.



FIGURA 5.2 – Página de abertura do programa

Como é possível ver na figura, as ligações para os diversos arquivos são apresentadas em forma de botão. É nesta página que é feito o acesso do administrador à base de dados (*login*). Porém, é necessário, primeiramente, confirmar o acesso através de um nome de administrador e uma palavra-chave, ver Figura 5.3.

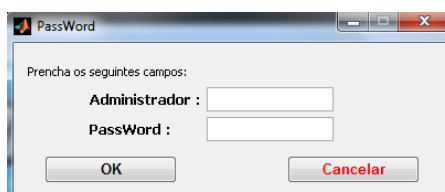


FIGURA 5.3 – Confirmação do administrador no programa

## 5.6. Descrição funcional

Como dito anteriormente, cada módulo tem uma função específica. Assim, é apresentada no Anexo II a função de cada módulo do programa computacional.

O funcionamento/execução dos módulos é assegurado por uma estrutura de ligações. Esta estrutura liga os vários ficheiros do programa e permite a transferência de dados entre as suas ligações. Assim, as ligações representam o fluxo de dados existente entre os ficheiros do programa e os ficheiros da base de dados. No Anexo II,q) é apresentado a relação do fluxo de dados e a estrutura do programa.

Para compreender o funcionamento dos principais módulos e o modo como foram concebidos, é também apresentado no Anexo II os fluxogramas do funcionamento de cada módulo.

### 5.6.1. Simulação de ciclo em regime permanente

Neste módulo pretende-se simular um ciclo termodinâmico em regime permanente, ver fluxograma apresentado no Anexo,e). Na Figura 5.4 é apresentada a interface gráfica da simulação de ciclos em regime permanente. Como é possível observar, o utilizador pode sair do módulo ou simular um sistema ORC. Para simular um sistema é necessário que o utilizador forneça os parâmetros de entrada necessários. Caso o utilizador não forneça os dados completos a simulação não é executada.

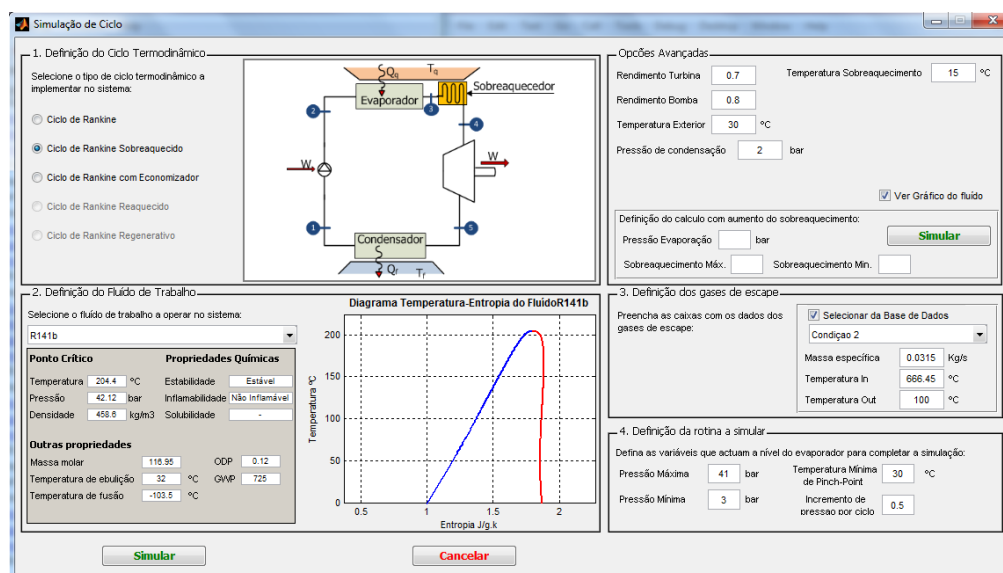


FIGURA 5.4 – Interface gráfica da simulação de ciclos em regime permanente

Após confirmação de todos os parâmetros necessários é realizada a execução do ficheiro do ciclo termodinâmico definido. Caso não exista ordem de cancelamento, são guardados os resultados num ficheiro *excel*. Posteriormente, é permitido ao utilizador ter acesso, através do programa, aos resultados simulados em tabela ou sob forma de gráfico, ver Figura 5.5 e Figura 5.6, respetivamente. Por fim, é ainda possível limpar todos os dados definidos, caso deseje simular de novo.

Os fluxogramas dos ciclos termodinâmicos (Módulos B1,B2,B3) são apresentados, respetivamente, no Anexo II,f), g) e h). No mesmo Anexo é apresentado também o fluxograma do subprocesso de cálculo da temperatura de *pinch-point*.

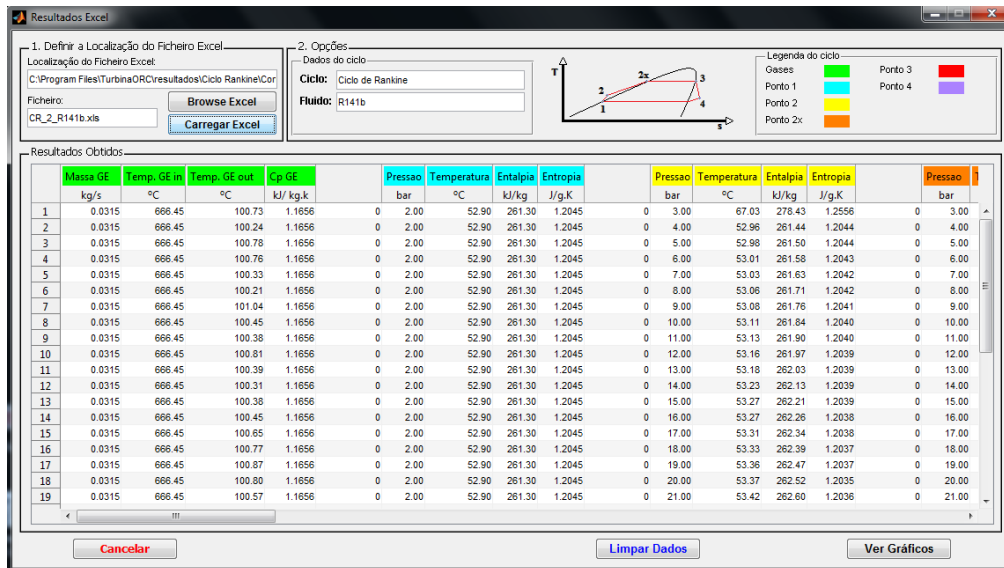


FIGURA 5.5 – Interface gráfica da apresentação dos resultados simulados em tabela

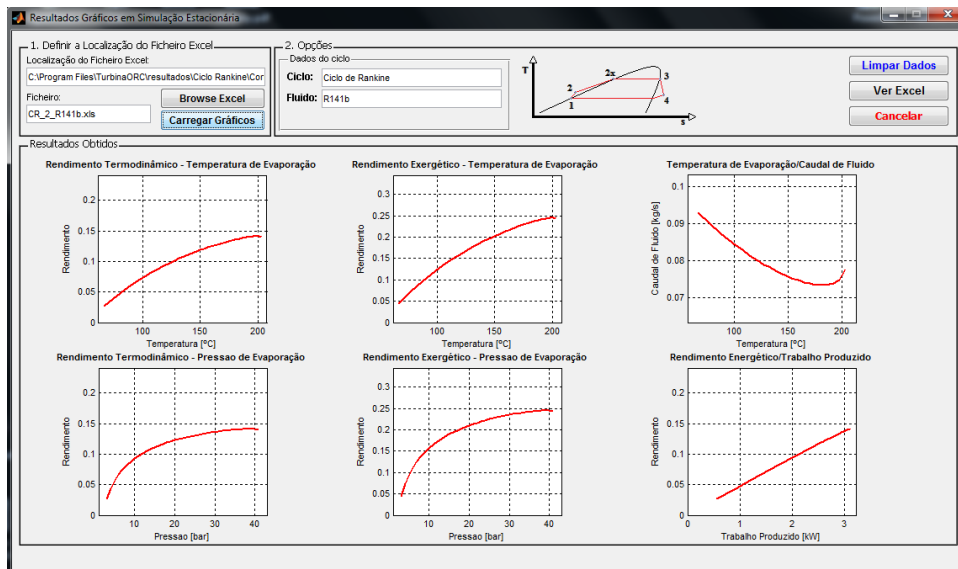


FIGURA 5.6 – Interface gráfica da apresentação dos resultados simulados em gráfico

## 5.6.2. Otimização de ciclo

Neste módulo pretende-se otimizar os resultados simulados, de modo a gerar uma definição idealizada do sistema ORC, ver fluxograma apresentado no Anexo II,m). Para isso, é necessário que o utilizador localize o ficheiro *excel* com os resultados simulados e execute o seu carregamento no programa.

Após carregamento dos resultados estes são apresentados sob o formato *excel* e sob a forma de gráfico, possibilitando ao utilizador uma leitura fácil dos dados. Visto que as simulações são realizadas numa rotina em que se altera a pressão de evaporação, neste

módulo a otimização passa pela definição da pressão de evaporação, que representa o ciclo ideal (otimizado), ver Figura 5.7. Caso não exista ordem de cancelamento, os resultados são guardados num ficheiro *excel*.

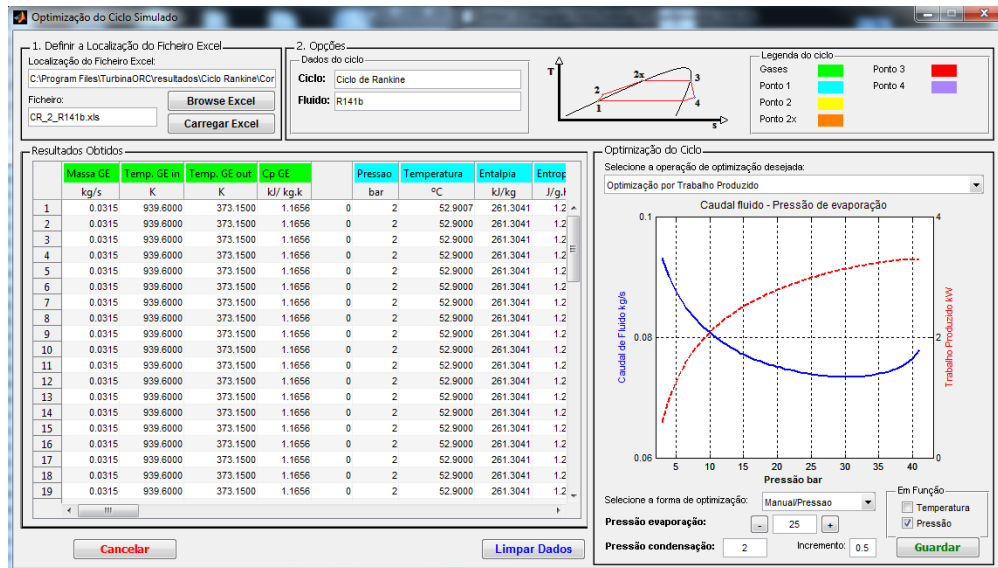


FIGURA 5.7 - Interface gráfica da otimização de ciclos em regime permanente

### 5.6.3. Simulação de ciclo associando evaporador

Neste módulo pretende-se simular um ciclo termodinâmico em regime permanente, associando um tipo de evaporador, ver Figura 5.8 e fluxograma apresentado no Anexo II,n). Para simular uma rotina é necessário que o utilizador forneça os parâmetros de entrada necessários, caso contrário a ordem não é executada.

Este módulo permite simular de três modos, sendo que as opções apresentadas são: simular em função da pressão de evaporação, para um evaporador com determinado número de tubos; simular em função do número de tubos do evaporador, para uma determinada pressão de evaporação; e simular em função da variação do caudal de fluido, para um determinado evaporador.

Após confirmação de todos os parâmetros é realizada a execução do ficheiro do ciclo termodinâmico definido (ciclo de Rankine). Caso não exista ordem de cancelamento, são guardados os resultados num ficheiro *excel*. Posteriormente, é permitido ao utilizador ter acesso aos resultados simulados através da visualização em tabela ou sob forma de gráfico. Por fim, é possível ao utilizador limpar todos os dados definidos, caso deseje simular de novo.

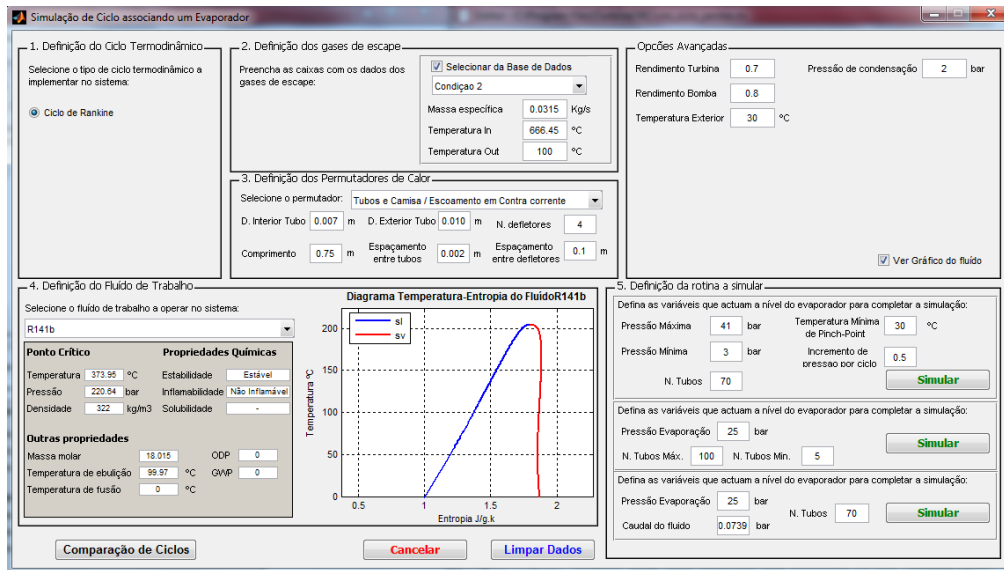


FIGURA 5.8 - Interface gráfica da simulação de ciclos em regime permanente associando um evaporador

### 5.6.4. Comparação de ciclos

A Figura 5.9 apresenta a interface gráfica do módulo de comparação de ciclos.

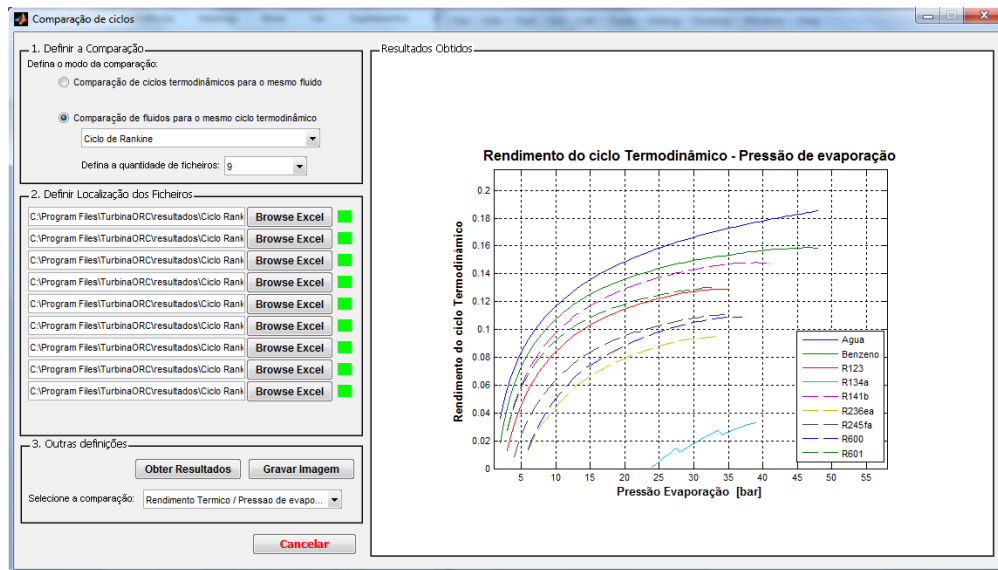


FIGURA 5.9 - Interface gráfica da comparação de ciclos

Este módulo permite comparar os resultados obtidos pelas simulações. O utilizador, primeiramente, define qual o modo de comparação que deseja realizar. Dito de outro modo, o utilizador define se deseja comparar os resultados em função dos ciclos termodinâmicos (para o mesmo fluido) ou se deseja comparar os resultados em função dos fluidos (para o mesmo ciclo termodinâmico), ver fluxograma apresentado no Anexo II,1). De seguida, tem de definir a quantidade de ficheiros que deseja comparar e ordenar o

carregamento dos dados no programa. Por fim, o utilizador define a comparação que deseja analisar.

### 5.6.5. Administração

Neste módulo pretende-se administrar e gerir a base de dados do programa computacional. Assim é permitido ao utilizador criar, alterar e eliminar da base de dados os fluidos de trabalho e também as condições de escape. No Anexo II,p), está apresentado o fluxograma deste módulo.

### 5.7. Validação

Os resultados alcançados pelos modelos numéricos revelam a obtenção de valores coerentes do ponto de vista termodinâmico, para as configurações de ciclo, e do ponto de vista dimensional, para o evaporador.

De forma a validar as simulações realizadas pelo programa computacional foram realizadas simulações considerando valores apresentados pela revisão bibliográfica, nomeadamente do autor Domingues (2011). Na Tabela 5.1 são apresentadas as considerações adotadas por Domingues (2011) e também as considerações adotadas para a simulação no programa computacional.

**TABELA 5.1** – Considerações para validação do programa computacional

Variável	Fluido	Valor considerado por Domingues (2011)	Valor considerado na simulação	Temp. condensação na simulação [°C]
Temperatura de saída dos gases de escape [°C]		200	200	
	Água	1.013	1	100
Pressão de condensação [bar]	R123	2.124	2.5	55
	R245fa	3.454	3.5	50
Rendimento isentrópico da turbina		0.7	0.7	
Rendimento isentrópico da bomba		0.75	0.75	
Temperatura mínima de pinch-point [°C]		30	30	

Tendo em consideração os valores definidos, apresentados na Tabela 5.1, e a condição 1 de gases de escape foram simulados os fluidos água, R123 e R245fa, para o ciclo de Rankine. É importante referir que nesta simulação não se utilizou o



sobreaquecimento da água. Na Tabela 5.2 são apresentados os resultados obtidos pelo programa, segundo as considerações anteriores, do rendimento termodinâmico à pressão de evaporação de 20bar.

**TABELA 5.2** – Comparação dos resultados do rendimento termodinâmico para validação do programa computacional

	<b>Fluido</b>	<b>Temp. de saturação à pressão de 20bar [°C]</b>	<b>Rendimento Termodinâmico obtido por Domingues (2011)</b>	<b>Rendimento Termodinâmico obtido pela simulação</b>
<b>Ciclo de Rankine</b>	Água	212	14.29	14.83
<b>Pressão de evaporação de 20bar</b>	R123	147	12.03	11.50
<b>Condição 1 de gases de escape</b> ( $\dot{m}_{ge} = 21\text{g/s}$ e $T_{ge,e} = 556,6^\circ\text{C}$ )	R245fa	122	9.53	9.58

Através da tabela anterior é possível observar que os valores obtidos são semelhantes, apresentando um desvio máximo de 0,53% para o fluido R123. Este facto pode ser explicado pela adoção de valores ligeiramente diferentes para a pressão de condensação. A consideração destes valores baseia-se na obrigação da pressão de condensação ter que apresentar um valor divisível por 0,5.

Além disso, o autor Domingues (2011) utiliza o programa *Refprop 9.0* para definir as propriedades termodinâmicas dos diferentes estados do ciclo, enquanto o programa computacional utiliza tabelas termodinâmicas retiradas da base de dados *online* do *National Institute of Standards and Technology* (NIST).

# Capítulo 6

---

## Análise e Discussão de Resultados

No presente capítulo são analisados e discutidos os resultados obtidos pelas simulações realizadas através do programa computacional criado. As simulações realizadas têm em vista avaliar o potencial de aproveitamento da energia térmica dos gases de escape através do uso de sistemas ORC. Neste trabalho foram analisadas três configurações de sistemas ORC através do modelo numérico desenvolvido e apresentado no Capítulo 4.

Inicialmente, são apresentados e discutidos os resultados realizados em regime permanente, de acordo com as condições de escape e as considerações apresentadas no Capítulo 4.3 e 4.4, respectivamente. É também apresentada uma discussão global sobre os resultados obtidos pelos modelos numéricos desenvolvidos em conjunto com a revisão bibliográfica realizada sobre o tema. Para finalizar, são apresentados os resultados, considerando o modelo relativo ao permutador de calor (evaporador) apresentado no Capítulo 4.2.

### 6.1. Regime permanente

No presente capítulo são apresentados e analisados os resultados das três configurações propostas para o sistema ORC em função da temperatura de vaporização do sistema, possibilitando deste modo a comparação direta dos fluidos de trabalho.

Sempre que não for referenciada a condição de operação dos gases de escape, durante este capítulo, significa que os resultados apresentados pertencem à condição 2 de operação dos gases de escape (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666,5^\circ\text{C}$ ), ver Tabela 6.1.

**TABELA 6.1** – Condições de entrada dos gases de escape

Condição	N [RPM]	$M_{ge}$ [g/s]	$T_{ge}$ [°C]
Condição 1	2000	21.0	556.6
Condição 2	3000	31.5	666.5
Condição 3	3000	37.9	695.6
Condição 4	4000	43.0	728.7

Também é importante referir que a pressão de condensação do fluido de trabalho é fixa, ver Tabela 6.2. Esta consideração tem em vista a garantir o bom funcionamento do sistema ORC, mesmo durante o período de verão. Para isso foi considerado que a temperatura de condensação do fluido de trabalho não seja inferior a 50°C e que a pressão de condensação não seja inferior a 1bar.

**TABELA 6.2** – Pressão e temperatura de condensação dos fluidos de trabalho para simulação

<b>Nomenclaruta</b>	<b>Pressão à Temperatura de 50°C [bar]</b>	<b>Pressão de condensação [bar]</b>	<b>Temperatura de condensação [°C]</b>
Água	0.12352	1	100
Benzeno	0.36158	1.5	93.3
R123	2.1246	2.5	55.4
R134a	23.073	13.5	51.0
R141b	1.8288	2	53.0
R236ea	4.5594	5	53.2
R245fa	3.4541	3.5	50.4
R600	4.9575	5	50.3
R601	1.5925	2	57.6

**TABELA 6.3** – Temperatura de saturação e calor latente à pressão de vaporização de 25bar dos fluidos de trabalho para simulação

<b>Nomenclaruta</b>	<b>Temperatura de saturação à pressão de 25bar [°C]</b>	<b>Calor Latente à pressão de vaporização de 25bar [kJ/kg]</b>
Água	224	1837
Benzeno	237	229
R123	160	82
R134a	78	111
R141b	170	121
R236ea	123	75
R245fa	134	93
R600	127	193
R601	177	155

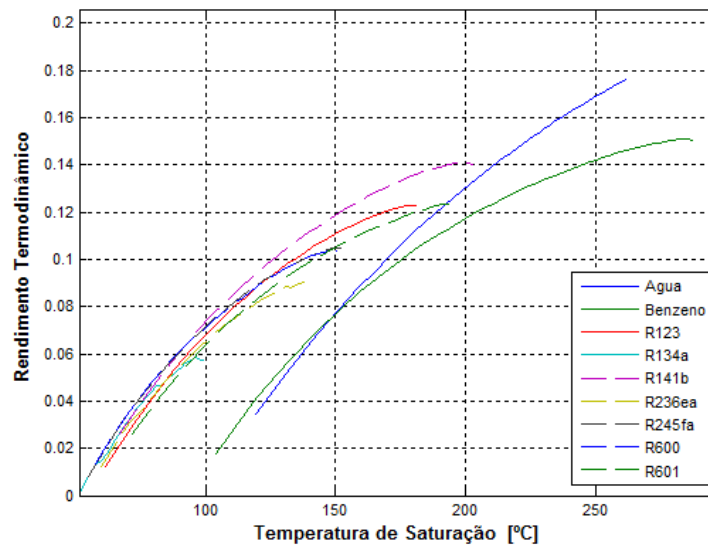
Assim, sofre análise e estudo: o rendimento térmico do ciclo, a temperatura do fluido à entrada da turbina, a potência útil produzida pela turbina, o caudal mássico do fluido, o rendimento exergetico do ciclo, a irreversibilidade total, a irreversibilidade nos volumes de controlo e a razão de expansão. Também é analisada a influência da introdução do sobreaquecedor e do recuperador no sistema ORC com a identificação do aumento do

rendimento em função da temperatura de sobreaquecimento. Por fim, é analisada a influência de um evaporador real, descrito no Capítulo 4.2, no ciclo de Rankine.

### 6.1.1. Rendimento termodinâmico

Na Figura 6.1 é apresentado o rendimento térmico do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação. A pressão máxima de evaporação foi definida até ao ponto crítico dos fluidos, exceto para a água. Não foi considerado um funcionamento supercrítico uma vez que os gases de escape apresentam temperaturas baixas/médias e o sistema trabalha a pressões elevadas, o que dificulta a operacionalidade do ciclo e a garantia de segurança, uma vez que se trata de uma aplicação móvel.

É importante salientar que a água e o fluido R134a, à saída da turbina apresentam-se com título de vapor inferior a um. Isto deve-se ao facto dos fluidos apresentarem, no diagrama temperatura-entropia, a linha de vapor saturado com inclinação negativa (fluidos húmidos), ver Figura 3.9.



**FIGURA 6.1** – Rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5 \text{ g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666, 5^\circ\text{C}$ )

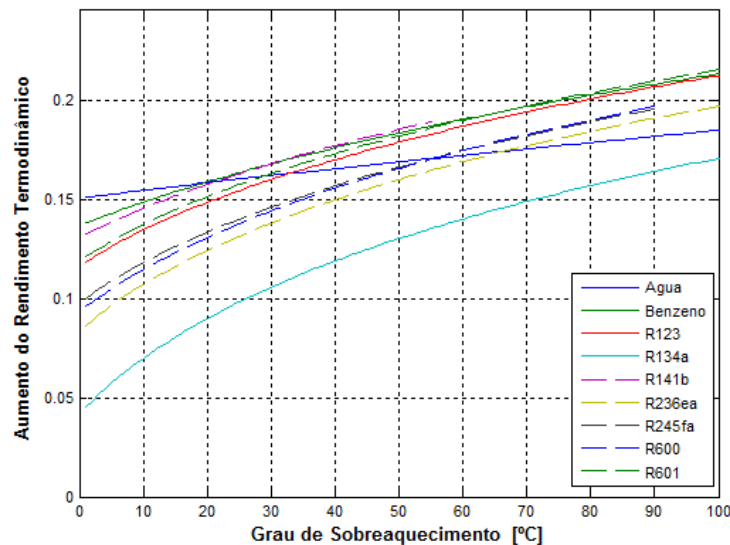
Como é possível visualizar, à pressão máxima definida para simulação, o fluido que apresenta maior rendimento térmico para o ciclo de Rankine é a água. De seguida apresentam-se, respectivamente, o benzeno, o R141b, R601, R123, R245fa, R600, R236ea e o R134a, em que este último apresenta o menor rendimento termodinâmico. Também é

possível observar que os fluidos orgânicos obtêm melhor rendimento termodinâmico a temperaturas de saturação mais baixas.

Os valores obtidos do rendimento termodinâmico, pela utilização do R134a, são bastante inferiores aos dos outros fluidos. Isto é devido à pressão de condensação do R134a ser muito elevada (13,5bar), para uma temperatura de condensação de 51°C.

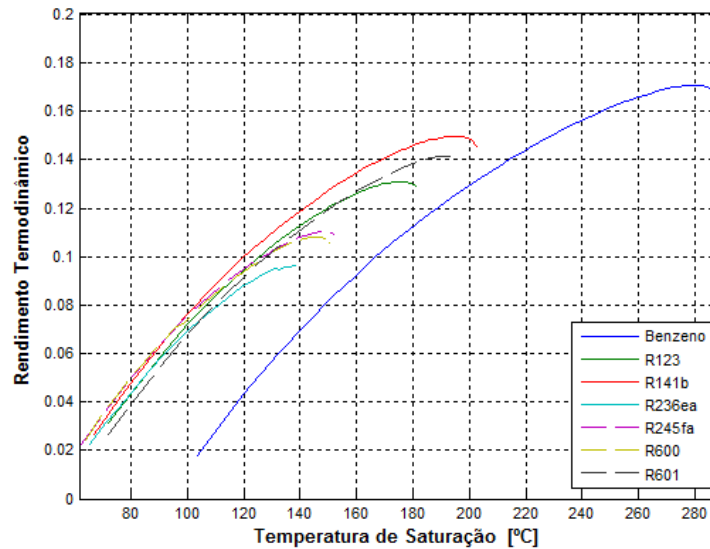
Na Figura 6.2 e Figura 6.3 são apresentados, respetivamente, os gráficos dos resultados obtidos pelas simulações para as configurações com sobreaquecedor (em função do grau de sobreaquecimento para uma pressão de vaporização de 25bar) e com recuperador (em função da temperatura de saturação), operando sob a condição 2 de operação de escape.

A Figura 6.2 revela que para todos os fluidos, à medida que se aumenta o grau de sobreaquecimento, o rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine com sobreaquecedor aumenta. Também é possível visualizar que os fluidos orgânicos apresentam maior melhoria de rendimento termodinâmico do que a água.



**FIGURA 6.2** – Rendimento do ciclo de Rankine com sobreaquecedor em função do grau de sobreaquecimento à pressão de vaporização de 25bar (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666, 5^\circ\text{C}$ )

Através da Figura 6.3 visualiza-se que a utilização de um recuperador permite obter uma melhoria do rendimento termodinâmico, em relação ao ciclo de Rankine. A água e o R134a foram excluídos da análise, visto que, sendo estes fluidos húmidos, apresentam título de vapor à saída da turbina, não sendo por isso apreciável a recuperação de calor.



**FIGURA 6.3** – Rendimento do ciclo de Rankine com recuperador em função temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666, 5^\circ\text{C}$ )

Na Tabela 6.4 é apresentado um resumo dos resultados obtidos do rendimento termodinâmico do ciclo (em percentagem) para o ciclo de Rankine, para o ciclo de Rankine sobreaquecido e para o ciclo de Rankine com recuperador à de pressão de vaporização de 25bar. Também no Anexo III,b) são apresentados os resultados do rendimento termodinâmico do ciclo obtido para as três configurações (Rankine, Rankine com sobreaquecedor e Rankine com recuperador) à pressão de vaporização de 25bar.

**TABELA 6.4** – Resultados do rendimento termodinâmico das três configurações, em percentagem, para a pressão de vaporização de 25bar

Ciclo termodinâmico à pressão de vaporização de 25bar												
Condição de Escape Fluido	Rankine				Rankine Sobreaquecido $T_{\text{sobreaquecimento}} = 15^\circ\text{C}$				Rankine c/ Recuperador			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Água	15.1	15.1	15.0	15.0	15.7	15.7	15.6	15.6	-	-	-	-
Benzeno	13.7	13.7	13.7	13.7	15.4	15.4	15.4	15.4	15.5	15.5	15.5	15.4
R123	11.7	11.6	11.6	11.6	14.2	14.2	14.2	14.2	12.7	12.6	12.6	12.6
R134a	4.2	4.2	4.2	4.2	8.1	8.1	8.1	8.1	-	-	-	-
R141b	13.1	13.1	13.1	13.1	15.2	15.2	15.2	15.1	14.1	14.1	14.1	14.1
R236ea	8.4	8.4	8.4	8.4	11.7	11.6	11.6	11.6	9.0	9.0	9.0	9.0
R245fa	9.8	9.8	9.8	9.8	12.7	12.6	12.6	12.6	10.5	10.5	10.5	10.4
R600	9.4	9.4	9.3	9.3	12.4	12.3	12.3	12.3	10.0	10.0	9.9	9.9
R601	11.9	11.9	11.9	11.8	14.5	14.5	14.5	14.5	13.8	13.7	13.7	13.6

A Tabela 6.4 revela que o rendimento termodinâmico dos ciclos quase não varia entre as condições de gases de escape (1 a 4), apresentando-se aproximadamente constante. Também se demonstra que a utilização de um sobreaquecedor pode aumentar o rendimento dos fluidos orgânicos entre 12,5% a 38,8% relativamente ao ciclo de Rankine (excluindo o R134a). No caso de se utilizar a água como fluido obtém-se um aumento de rendimento relativo de cerca de 4%.

Por outro lado, ao utilizar-se um recuperador pode-se obter aumentos relativos de rendimento termodinâmico para os fluidos orgânicos entre 6,4% a 15,8%. Os fluidos húmidos não foram considerados na simulação com recuperador de calor visto que os fluidos à saída da turbina apresentam-se com título de vapor.

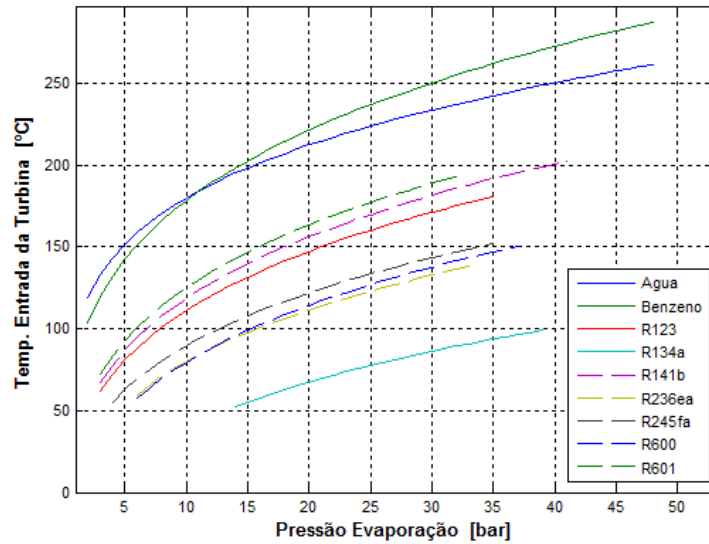
Através da análise destes resultados é possível observar que a utilização de um sobreaquecedor ou de um recuperador permite aumentar o rendimento termodinâmico do ciclo. No entanto a adição dos componentes leva ao aumento das perdas de carga no sistema, aumento da complexidade e aumento do custo do sistema. Desta forma, é desvantajoso a utilização de um sobreaquecedor ou de um recuperador uma vez que o aumento do rendimento termodinâmico é reduzido.

### **6.1.2. Temperatura à entrada e saída da turbina**

A Figura 6.4 apresenta a temperatura do fluido à entrada da turbina para o ciclo de Rankine em função da pressão de vaporização. Os valores da temperatura à entrada da turbina, neste caso, representam os valores da temperatura de saturação.

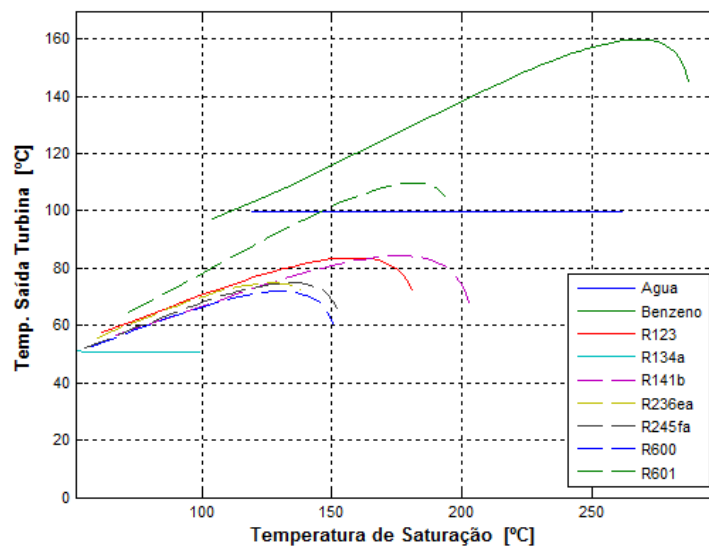
O estudo da temperatura à entrada da turbina é importante visto que estas têm como especificação a temperatura máxima de serviço. Isto deve-se ao facto dos materiais de fabrico das máquinas expansoras determinarem a temperatura máxima a que estas podem trabalhar sem prejudicar o seu bom funcionamento. Temperaturas elevadas à entrada da turbina implicam que o fabrico das turbinas seja feito com materiais capazes de suportar as temperaturas exigidas.

A Figura 6.4 revela que o benzeno atinge a temperatura à entrada da turbina máxima aos 287°C, seguido pela água que apresenta, a partir 10bar, temperaturas próximas, mas inferiores. Já os restantes fluidos apresentam temperaturas abaixo dos 200°C.



**FIGURA 6.4** – Temperatura à entrada da turbina do ciclo de Rankine em função da pressão de vaporização (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666,5^\circ\text{C}$ )

A Figura 6.5 apresenta a temperatura do fluido à saída da turbina em função da temperatura de saturação. A pressão de condensação definida para análise do ciclo é apresentada na Tabela 6.2.



**FIGURA 6.5** - Temperatura à saída da turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666,5^\circ\text{C}$ )

Através da figura é possível observar que a temperatura à saída da turbina é sempre superior a  $50^\circ\text{C}$ . Isto demonstra que existe potencial térmico que pode ser recuperado através do uso de um recuperador à saída da turbina, que desta forma aumentará o rendimento térmico do sistema ORC.

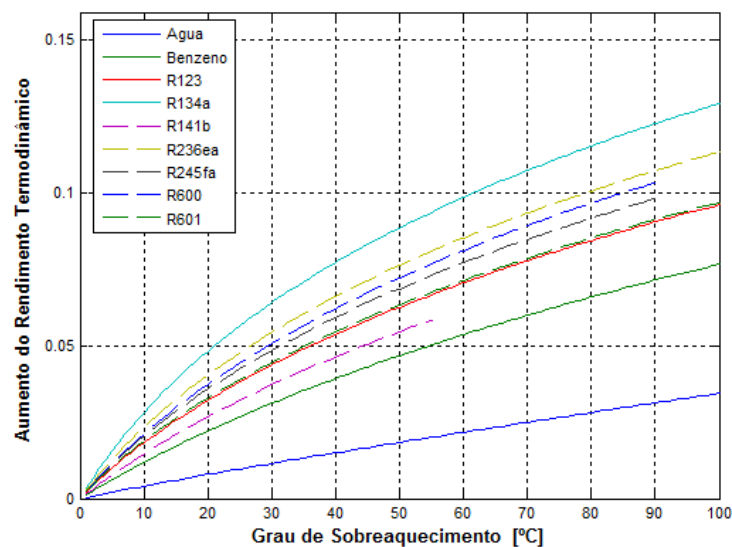


No caso de se usar a água e o R134a como fluido de trabalho, obtém-se sempre o mesmo valor para a temperatura de saída da turbina. A causa, para tal acontecer, prende-se no facto que estes fluidos à saída da turbina se encontram com título de vapor, ou seja, apresentam-se no estado de líquido e vapor saturado, sendo que a temperatura à saída da turbina é igual à temperatura de condensação.

### 6.1.3. Influência do sobreaquecimento

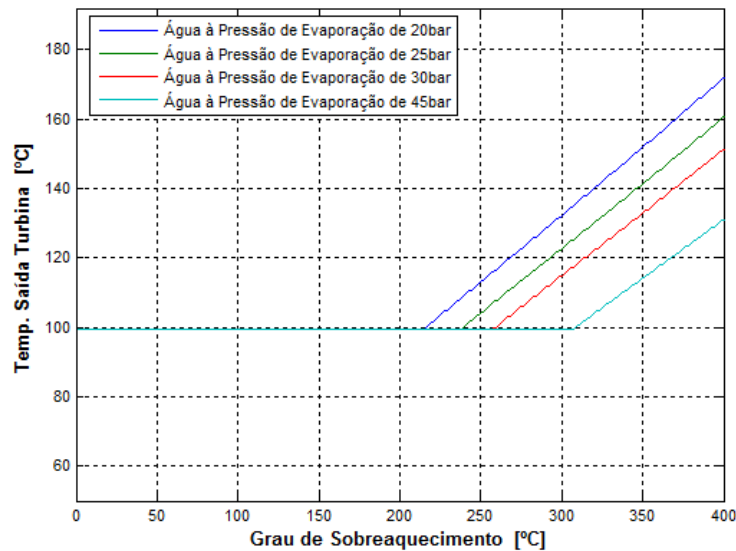
A Figura 6.2, apresentada anteriormente, revela para todos os fluidos que, à medida que se aumenta o grau de sobreaquecimento, o rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine com sobreaquecedor aumenta.

Os fluidos orgânicos apresentam maior melhoria de rendimento termodinâmico comparando com a água, ver Figura 6.6. Contudo, segundo a revisão bibliográfica efetuada, não se deve sobreaquecer os fluidos orgânicos, visto que leva à sua decomposição química. No caso da água, o aumento do rendimento termodinâmico é aproximadamente linear.



**FIGURA 6.6** – Melhoria do rendimento termodinâmico em função do grau de sobreaquecimento à pressão de vaporização de 25bar (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666,5^\circ\text{C}$ )

Como dito anteriormente, para permitir uma expansão seca, no caso de se utilizar água como fluido de trabalho, é necessário realizar o seu sobreaquecimento. Através da Figura 6.7 é possível observar o comportamento da temperatura à saída da turbina, em função do grau de sobreaquecimento da água, para várias pressões de vaporização.



**FIGURA 6.7** - Temperatura à saída da turbina em função do grau de sobreaquecimento para várias pressões de vaporização utilizando como fluido a água

Através da Figura 6.7 verifica-se que a temperatura de saída da turbina mantém-se constante até um determinado grau de sobreaquecimento, sendo esta igual à temperatura de condensação ( $T_{cond} = 100^{\circ}\text{C}$ ), o que revela que o fluido se encontra com título de vapor. Na Tabela 6.5 são apresentados os valores de sobreaquecimento mínimo para a água, de forma a que a expansão ocorra na zona de vapor sobreaquecido.

**TABELA 6.5** - Sobreaquecimento mínimo para a água para várias pressões de vaporização

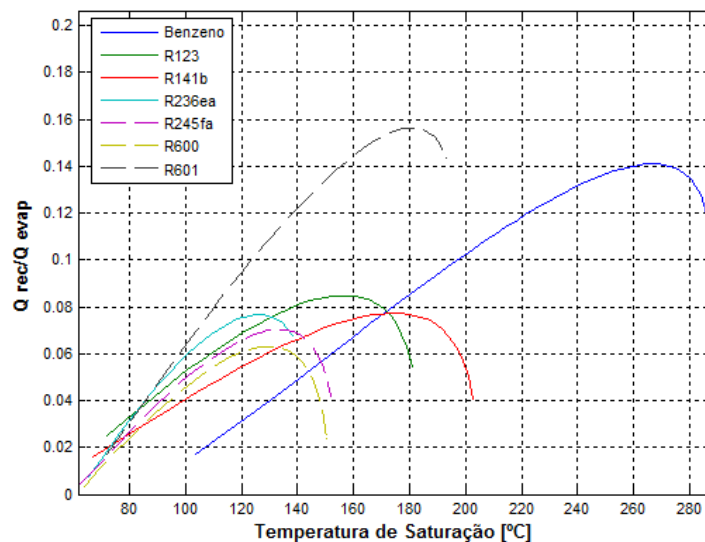
Pressão de vaporização [bar]	Temperatura de vaporização [°C]	Grau de sobreaquecimento [°C]	Temperatura à saída da turbina [°C]	Temperatura à entrada da turbina [°C]
20	212.4	216	100	428.4
25	223.9	238	100	461.9
30	233.9	258	100	491.9
45	257.4	308	100	565.4

Através da Tabela 6.5, verifica-se que à pressão de vaporização de 25bar, o grau mínimo de sobreaquecimento necessário para que a expansão da água seja seca é de 238°C, apresentando uma temperatura de entrada na turbina de 462°C. Além disso, verifica-se que, com o aumento da pressão de evaporação, o grau de sobreaquecimento necessário aumenta, levando a valores de temperatura à entrada da turbina muito elevados. Também a água, à pressão de vaporização de 45bar, apresenta um valor de temperatura à entrada da turbina de 565,4°C. Assim, a definição da pressão de vaporização de 45bar no sistema é

impraticável, uma vez que, para baixos regimes de motor ( $\dot{m}_{ge} = 21,0\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 556,6^\circ\text{C}$ ), não é possível atingir a temperatura de sobreaquecimento necessária.

### 6.1.4. Influência do recuperador

Na Figura 6.8 é apresentado a razão entre o calor recuperado e o calor absorvido pelo evaporador (proveniente dos gases de escape) para o ciclo de Rankine com recuperador em função da temperatura de saturação. Para esta análise apenas foram considerados os fluidos secos, uma vez que os fluidos húmidos apresentam título de vapor à saída da turbina, não sendo por isso apreciável a recuperação de calor.



**FIGURA 6.8** - Razão entre o calor recuperado, pelo evaporador, e o calor absorvido, pelo recuperador, do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge} = 31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e} = 666,5^\circ\text{C}$ )

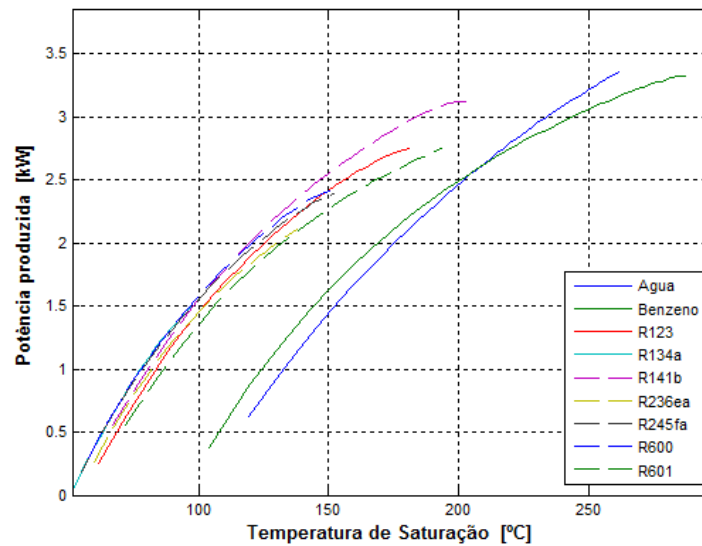
Como é possível observar, a utilização de um recuperador permite aproveitar, no máximo, cerca de 15,6% de energia térmica, com a utilização do fluido R601, e de 14,1%, com a utilização do fluido benzeno. A energia máxima disponível para recuperação à saída da turbina dos restantes fluidos apresenta-se na gama de 6% a 8,5%.

Desta forma, e tendo em conta os valores obtidos para o rendimento do termodinâmico do ciclo de Rankine com recuperador, a introdução de um recuperador é desvantajosa visto que, além do aumento do rendimento e a energia recuperada serem reduzidos, introduz no sistema perdas de carga adicionais, bem como a sua utilização é limitada pelo espaço disponível no veículo.

Para todos os fluidos, ver Figura 6.8, existe um valor máximo de recuperação de calor. À medida que se aumenta a temperatura de saturação, a entalpia à entrada da turbina aumenta. No entanto, a uma dada temperatura de vaporização, a entalpia começa a diminuir gradualmente devido à curva de vapor saturado do fluido, perto do ponto crítico, apresentar um declive negativo. Desta forma, a energia disponível para recuperação à saída da turbina aumenta até um valor máximo e, posteriormente, apresenta uma ligeira diminuição devido à diminuição do valor da entalpia.

### 6.1.5. Potência produzida pela turbina

A Figura 6.9 apresenta a potência produzida pela turbina em função da temperatura de saturação. No Anexo III,c) apresentam-se as figuras relativas às condições de operação 1, 2, 3, e 4.



**FIGURA 6.9-** Potência produzida pela turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge}=31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e}= 666,5^{\circ}\text{C}$ )

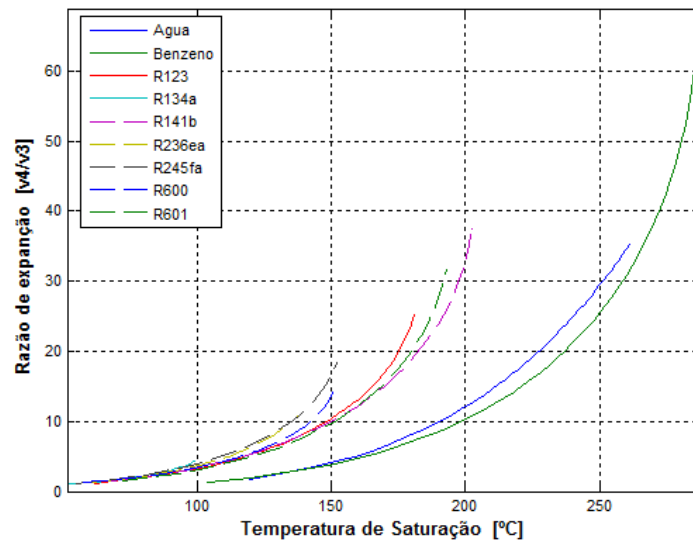
Como é possível observar, as curvas da potência produzida pela turbina apresentam uma tendência semelhante à curva do rendimento térmico do sistema. Além disso, verifica-se que a água e o benzeno apresentam valores de potência produzida muito próximos. À pressão de vaporização de 25bar obtém-se valores de potência produzida na gama de 1,8kW a 2,9kW (excluindo o R134a).

Através dos gráficos apresentados no Anexo III verifica-se um aumento da potência produzida pela turbina, com o aumento do regime de operação do motor de combustão

interna. Isto deve-se ao aumento da temperatura e do caudal mássico dos gases de escape entre as condições. A potência produzida, à pressão de vaporização de 25bar, apresenta valores para a condição de operação 4 de gases de escape compreendidos entre 2,8kW a 4,5kW (excluindo o R134a).

### 6.1.6. Rácio de expansão

O rácio de expansão é obtido através da razão entre o volume específico do fluido à saída e à entrada da turbina. Este parâmetro permite determinar a seleção do tipo de máquina expansora a implementar num sistema ORC. Além disso, na seleção do fluido de trabalho, a razão entre volumes específicos na turbina é um parâmetro essencial. A Figura 6.10 apresenta o rácio de expansão em função da temperatura de saturação.



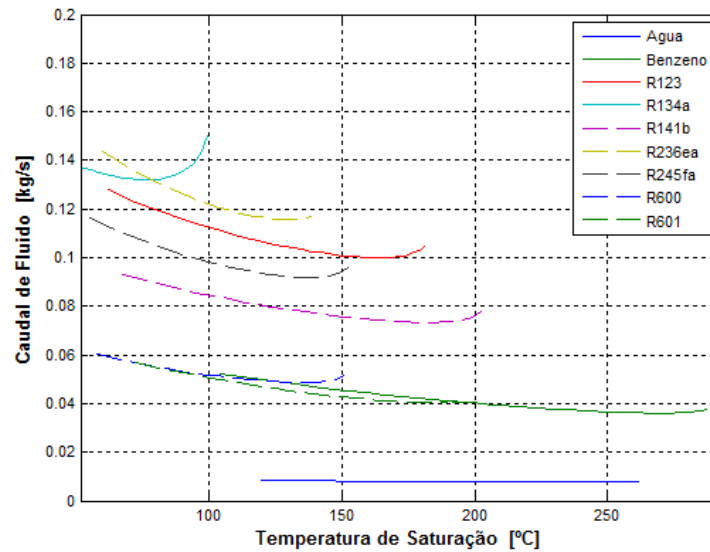
**FIGURA 6.10** – Rácio de expansão do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge}=31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e}= 666,5^\circ\text{C}$ )

Nesta é observado que o fluido benzeno é o que atinge maiores razões de expansão. Porém, até à temperatura de saturação de 262°C, os restantes fluidos obtêm maior razão de expansão que o benzeno. Para todos os fluidos, exceto o benzeno, obtém-se razões de expansão inferiores a 40.

### 6.1.7. Caudal mássico do fluido

Durante o funcionamento do sistema ORC, o caudal mássico circula por todos os componentes, sendo esta uma característica importante para dimensionar o sistema ORC.

A Figura 6.11 apresenta o caudal mássico do fluido de trabalho em função da temperatura de saturação. A figura anterior revela que os fluidos orgânicos apresentam caudais mássicos de fluidos bastante superiores aos obtidos pela utilização da água. Isto é explicado pelo baixo calor latente de vaporização dos fluidos orgânicos, que para a mesma potência térmica de gases de escape obriga a maiores caudais de fluido. Na Tabela 6.6 é apresentado o caudal obtido (em g/s) para as três configurações de ciclo à pressão de vaporização de 25bar.



**FIGURA 6.11** – Caudal mássico do fluido do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge}=31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e}=666,5^\circ\text{C}$ )

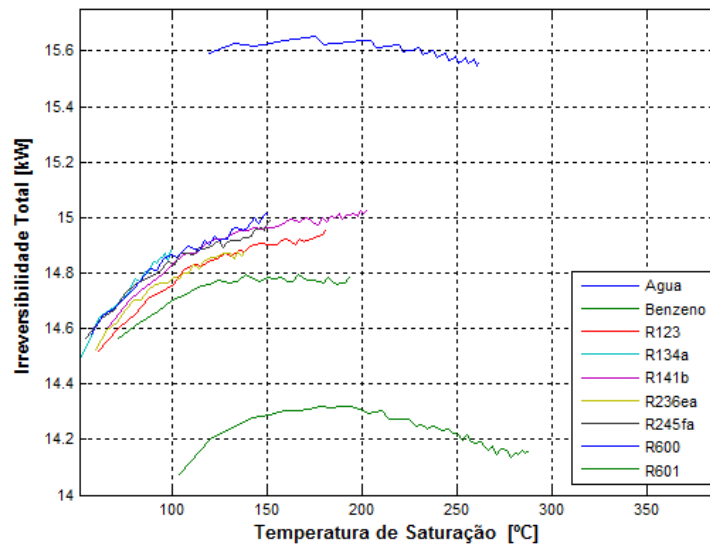
**TABELA 6.6** – Resultados do caudal do fluido (g/s) das três configurações para a pressão de vaporização de 25bar

Ciclo termodinâmico à pressão de vaporização de 25bar												
Condição de Escape Fluido	Rankine				Rankine Sobreaquecido $T_{\text{sobreaquecimento}} = 15^\circ\text{C}$				Rankine c/ Recuperador			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Água	5	8	10	12	4	8	10	12	-	-	-	-
Benzeno	20	37	47	57	19	35	45	54	20	42	54	64
R123	53	100	127	152	49	91	116	131	58	109	138	165
R134a	70	132	168	201	61	115	146	175	-	-	-	-
R141b	39	74	94	112	37	69	87	105	42	80	101	121
R236ea	62	116	147	177	55	103	130	157	66	125	158	190
R245fa	49	92	117	140	44	83	105	126	52	98	125	150
R600	26	49	62	75	23	44	56	67	28	52	66	79
R601	22	41	51	62	19	37	47	56	25	47	60	72

Como é possível observar, para os fluidos orgânicos, o caudal mássico do fluido de trabalho sofre um aumento gradual entre as condições de operação de escape. Já para a água, como fluido de trabalho, não é tão evidente o aumento entre as condições de operação de escape. No Anexo III,d) são apresentados as figuras relativas às condições de operação 1, 2, 3, e 4 dos gases de escape.

### 6.1.8. Irreversibilidades

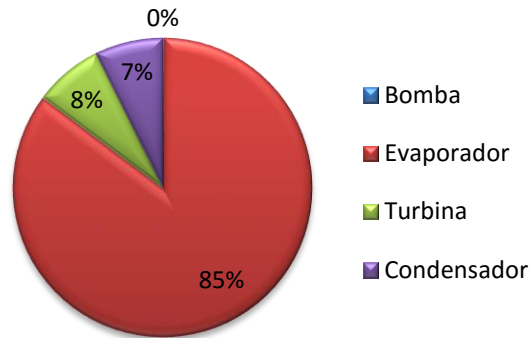
A Figura 6.12 apresenta a irreversibilidade total do sistema em função da temperatura de saturação. Esta figura demonstra que os fluidos orgânicos apresentam valores de irreversibilidade total muito inferiores aos obtidos pela água. Para todos os fluidos, a irreversibilidade total tem a tendência de aumentar em função do aumento da temperatura de saturação, exceto para a água, o benzeno e para o R601 que, a partir de uma certa temperatura de saturação, sofrem uma diminuição das irreversibilidades.



**FIGURA 6.12** – Irreversibilidade Total do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge}=31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e}= 666,5^\circ\text{C}$ )

No Anexo III,e) apresentam-se as figuras relativas às condições de operação 1, 2, 3, e 4 de gases de escape. Através destas figuras é possível observar que a irreversibilidade total sofre um aumento acentuado entre as condições de operação de escape, devido ao aumento de potência dos gases de escape. Assim, demonstra-se que à medida que o regime de operação do motor aumenta as irreversibilidades no sistema também aumentam, atingindo valores máximos de cerca de 24,4kW para a condição de operação de gases de escape 4.

Na Figura 6.13 é apresentado as irreversibilidades de cada componente do sistema para o fluido R141b à pressão de vaporização de 25bar.

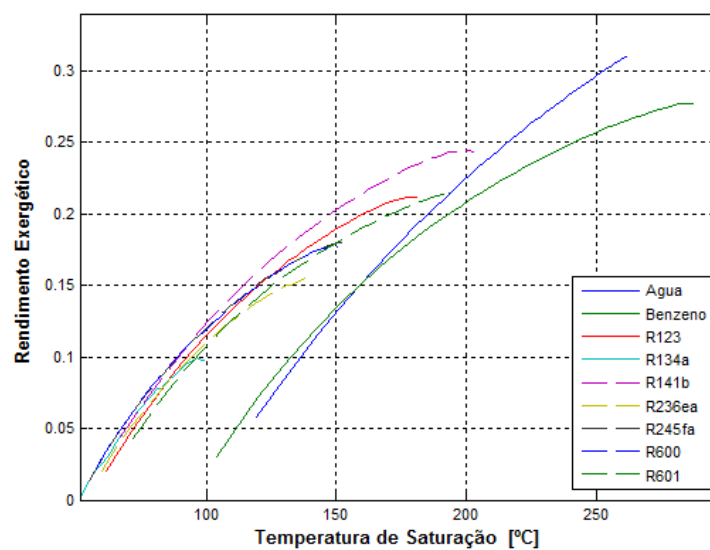


**FIGURA 6.13** - Irreversibilidade dos componentes do ciclo de Rankine, à pressão de vaporização de 25bar, para o fluido R141b (para  $\dot{m}_{ge}=31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e}= 666,5^\circ\text{C}$ )

A figura revela que o evaporador é o componente do sistema que obtém maior irreversibilidade, seguido da turbina, do condensador e da bomba. O facto do evaporador apresentar maior irreversibilidade é devido à grande diferença de temperaturas entre o fluido de trabalho e os gases de escape. Já o condensador apresenta menor irreversibilidade do que o evaporador visto que a diferença térmica entre o fluido de trabalho e o ar é menor.

### 6.1.9. Rendimento exergético

Na Figura 6.14 apresenta-se o rendimento exergético para o ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação.



**FIGURA 6.14** - Rendimento exergético do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação (para  $\dot{m}_{ge}=31,5\text{g/s}$  e  $T_{ge,e}= 666,5^\circ\text{C}$ )



Através desta, verifica-se que o rendimento exergético do sistema segue a mesma tendência que o rendimento termodinâmico. A água é o fluido que obtém melhor rendimento exergético, com cerca de 30% à temperatura de saturação de 262°C.

### **6.1.10. Discussão global**

As três configurações analisadas demonstraram que a opção de sobreaquecer o fluido de trabalho é a que obtém melhor rendimento termodinâmico. No entanto, os fluidos orgânicos analisados são na maioria fluidos secos (exceto o R134a), não sendo necessário o seu sobreaquecimento, garantindo, assim, menor risco de decomposição molecular.

A configuração do ciclo de Rankine com recuperador demonstrou obter rendimento termodinâmico, na ordem de 6,4% a 15,8%, relativamente ao ciclo de Rankine. A complexidade, o custo, o peso e o espaço disponível necessários para implementar um recuperador no sistema aliado a obtenção de uma pequena melhoria de rendimento termodinâmico, levam a que esta solução não seja a mais adequada para um sistema de recuperação de calor num automóvel. Assim, o ciclo de Rankine simples é o ciclo termodinâmico mais adequado para o sistema ORC, no caso de se utilizar um fluido orgânico.

Através dos resultados apresentados anteriormente, verifica-se que a temperatura de saturação é o parâmetro que mais influencia o rendimento termodinâmico do ciclo para todos os fluidos de trabalho. No entanto, a definição de um sistema ORC com temperatura de saturação elevada exige a utilização de componentes mais robustos e fiáveis. Desta forma, foi assumido que o funcionamento do sistema ORC se realiza a uma pressão de vaporização intermédia de 25bar, ver Tabela 6.3.

A Tabela 6.7 apresenta os fluidos de trabalho ordenados de forma decrescente pelo rendimento termodinâmico a uma pressão de vaporização de 25bar para a condição 2 de gases de escape. Através desta, verifica-se que os fluidos que apresentam temperatura crítica maior obtém melhor rendimento termodinâmico, uma vez que equivale também a uma temperatura de vaporização maior.

Como dito anteriormente, a água é o fluido que obtém melhor rendimento termodinâmico, sendo o mais aconselhável para utilizar. Desta forma, é necessário o sobreaquecimento do fluido, de modo a obter uma expansão seca. Porém, um elevado

sobreaquecimento pode não ser possível devido às temperaturas relativamente baixas dos gases de escape em condições de regime de operação de motor em carga parcial.

**TABELA 6.7** - Fluidos de trabalho ordenados decrescentemente pelo rendimento termodinâmico, para o ciclo de Rankine à pressão de vaporização de 25bar e condição 2 de gases de escape

Fluido	Características								Tipo de fluido	$\eta_{ciclo}$ [%]
	Temp. Crít. [°C]	Pressão Crít. [Bar]	Dens. Crít. [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor Latente a 25bar [kJ/kg]	Massa Molar [g/mole]	ODP	GWP [100 anos]	ASHRAE 32-94		
Água	374.0	220.6	322	1837	18,02	0	0	-	Húmido	15.05
Benzeno	289.0	48.9	309	229	78.11	0	-	-	Seco	13.67
R141b	204.4	42.1	459	121	116.95	0.12	725	-	Seco	13.07
R601	196.6	33.7	232	155	72.15	0	4	A3	Seco	11.85
R123	183.7	36.6	550	82	152.93	0.002	77	B1	Seco	11.63
R245fa	154.1	36.4	517	93	134.05	0	950	B1	Seco	9.76
R600	152.0	38.0	228	193	58.12	0	4	A3	Seco	9.35
R236ea	139.3	35.0	563	75	152.04	0	1200	-	Seco	8.37
R134a	101.1	40.6	512	111	102.03	0	1300	A2	Húmido	4.17

O fluido orgânico que obtém o melhor rendimento termodinâmico é o benzeno. No entanto, este fluido não é aconselhável devido a ser altamente tóxico. Também os fluidos, como o R601 e R600, devem ser excluídos devido a serem altamente inflamáveis, apresentando um risco elevado para a segurança. Contudo, é necessário saber a quantidade de fluido num sistema ORC para averiguar se, quando inflamado, realmente apresenta um risco de segurança.

Assim, o fluido orgânico considerado para implementar num sistema de recuperação de calor dos gases de escape é o fluido R141b.

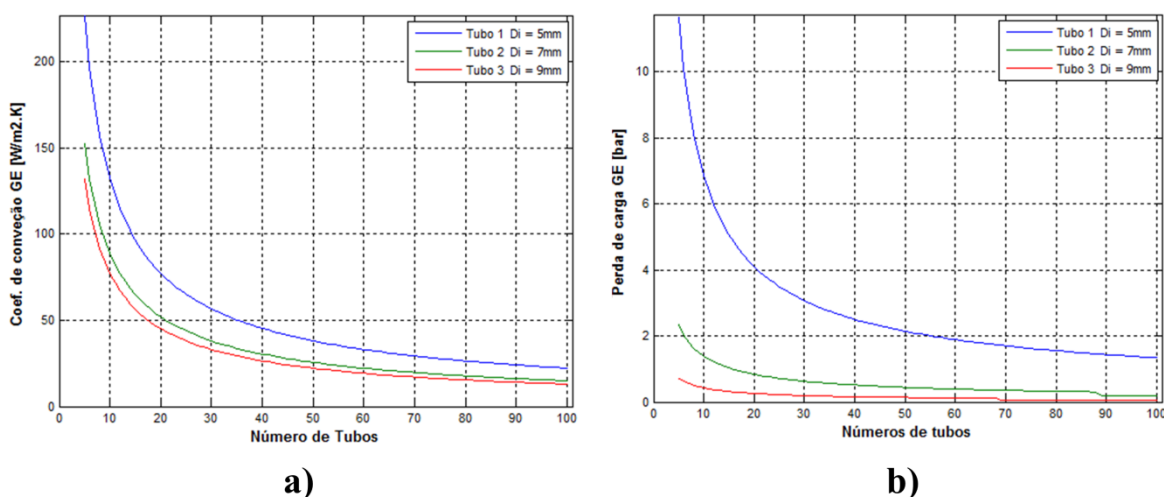
## 6.2. Regime permanente especificando evaporador

O estudo do sistema ORC, considerando um evaporador específico, foi realizado apenas para o ciclo termodinâmico de Rankine, visto que é desvantajoso a utilização de um sobreaquecedor e de um recuperador como demonstrado no Capítulo 6.1.1. O evaporador considerado para o estudo, apresentado no Capítulo 4.2.1, é do tipo de tubos e camisa, com tubos circulares dispostos triangularmente entre si.

Neste estudo foi considerado que os tubos do evaporador são de alumínio com 0,75 metros de comprimento. Além disso, foram simulados três tipos de tubos circulares que variam de diâmetro interior, ver Tabela 4.2. Também foi considerado que os tubos estão espaçados entre si por dois milímetros. As simulações realizadas têm em conta as considerações assumidas no Capítulo 4.4.2.

Optou-se, primeiramente por observar, para os três tipos de tubos, a influência do número de tubos no coeficiente de transferência de calor por convecção dos gases de escape e na perda de carga do escoamento dos gases de escape (escoamento no interior dos tubos do evaporador), apresentados respectivamente na Figura 6.15.

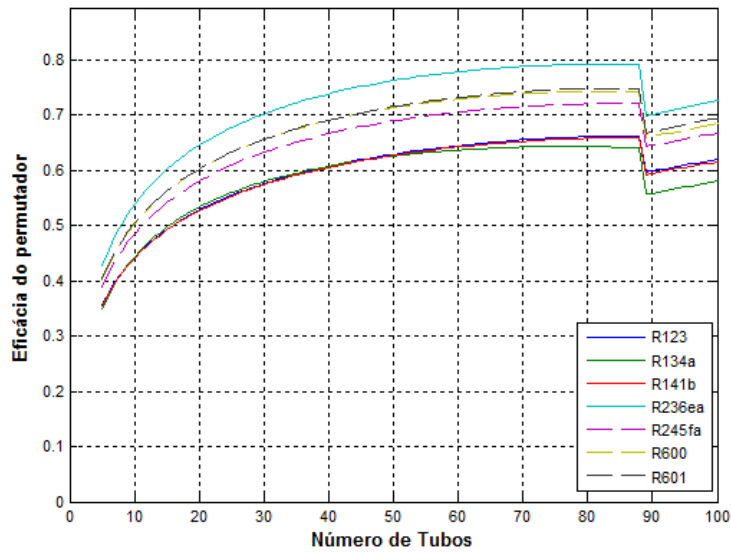
Esta figura revela que a utilização do tubo 1 (de diâmetro interior menor) no evaporador levaria a obter valores de perda de carga para o escoamento de gases de escape muito elevados, apesar de obter os valores mais elevados de transferência de calor por convecção. Isto deve-se à obtenção de números de Reynolds elevados, portanto o escoamento é realizado em regime turbulento. Desta forma, a implementação do tubo 1 é inviável devido à natureza da fonte de calor (motor de combustão interna), uma vez que as perdas de carga provocadas pelo evaporador no escoamento de gases de escape afetariam significativamente o funcionamento do motor de combustão interna.



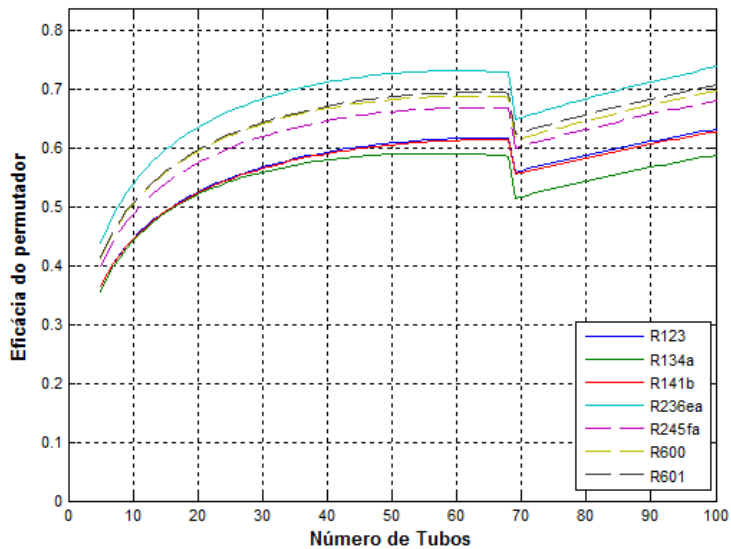
**FIGURA 6.15** – Coeficiente de transferência de calor por convecção a) e perda de carga b) dos gases de escape em função do número de tubos do evaporador

Na Figura 6.16 e Figura 6.17 são apresentadas as eficácias de permuta de calor para os fluidos orgânicos e pressão de vaporização de 25bar em função do número de tubos.

Não foi considerado a água, uma vez que a partir de 21 números de tubos esta escoia em regime laminar no interior da camisa.



**FIGURA 6.16** – Eficácia do evaporador em função do número de tubos do evaporador (Tubo 2), para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar



**FIGURA 6.17** - Eficácia do evaporador em função do número de tubos do evaporador (Tubo 3), para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar

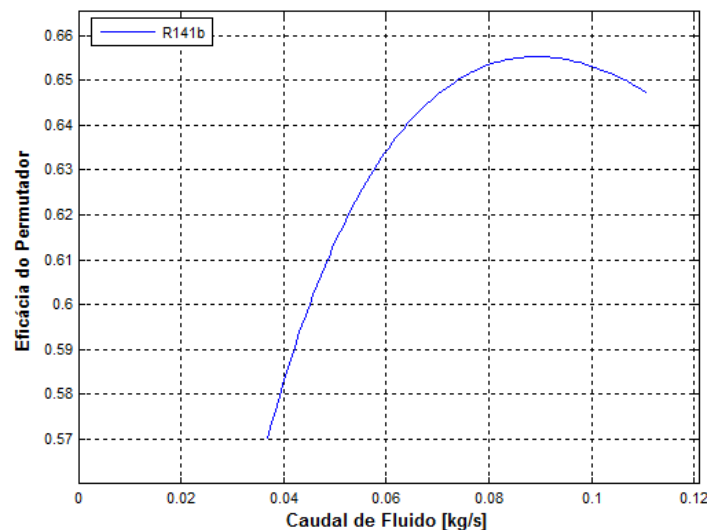
Através destas figuras, verifica-se que a utilização do tubo 2 permite obter melhores eficácias do permutador para os fluidos, em comparação com a utilização do tubo 3, também sugerido pelo coeficiente de transferência de calor por convecção (Figura 6.15). Nos gráficos verifica-se um decréscimo acentuado na curva da eficácia, devido à mudança

do regime de escoamento turbulento para laminar no interior dos tubos (para os gases de escape).

Devido a apresentar perda de carga de cerca de 0,5bar e uma eficácia de permuta de calor superior, foi selecionado um evaporador com 70 tubos (para a condição de tubo 2). Através da utilização deste evaporador estudou-se a influência da variação do caudal de fluido na eficácia de permuta e no trabalho produzido para o fluido orgânico selecionado (R141b).

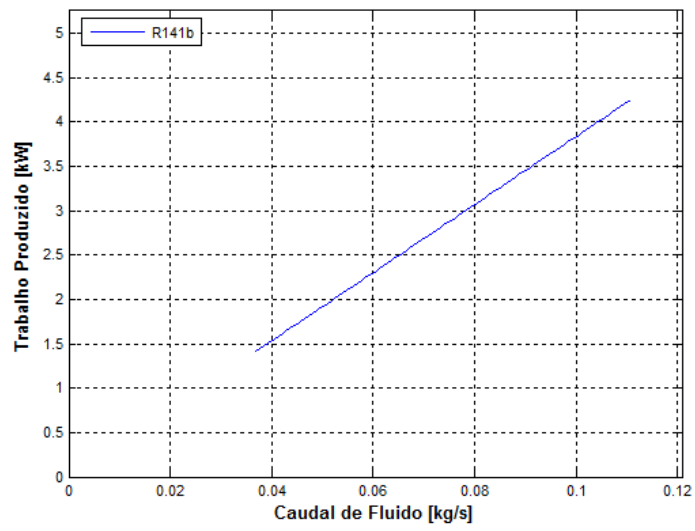
A variação do caudal de fluido foi definida através do caudal de fluido obtido para a pressão de 25bar ( $\dot{m}_{f,R141b} = 0.0739\text{kg/s}$ ), sendo o valor máximo e mínimo definidos, respetivamente, pelo aumento e decréscimo de 50% deste. No Anexo III,f) é apresentado a eficácia e a potência produzida pela turbina em função da variação do caudal de fluido em avaliação no evaporador para as condições de escape 1, 2, 3 e 4.

Na Figura 6.18 é apresentado a eficácia do evaporador em função do caudal de fluido para a condição 2 de gases de escape. Através da figura verifica-se que a eficácia aumenta até um determinado valor, isto deve-se ao facto do caudal de fluido ser inferior à otimizada para a condição de gases de escape.



**FIGURA 6.18** - Eficácia do evaporador em função do caudal de fluido para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar

Na Figura 6.19 é apresentado a potência produzida pela turbina em função da variação do caudal de fluido em avaliação no evaporador. Através desta figura verifica-se que a potência produzida varia entre 1,4kW até 4,3kW.



**FIGURA 6.19** – Potência produzida em função do caudal de fluido para a condição 2 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar



# Capítulo 7

---

## Conclusão

O objetivo principal do trabalho foi avaliar o potencial de sistemas ORC para o aproveitamento de calor residual dos gases de escape de motores de combustão interna (MCI). Devido ao aumento do interesse na recuperação de calor de pequenas fontes de calor e no aumento do rendimento do MCI, esta tecnologia tem sido cada vez mais estudada e implementada.

Através de uma pesquisa bibliográfica inicial sobre o tema em estudo, verificou-se que os sistemas ORC são uma tecnologia de recuperação térmica largamente implementada em fontes de calor residual. Além disso, existem inúmeros estudos científicos sobre aplicações da tecnologia ORC. Vários autores reconhecem o potencial benéfico do aproveitamento de calor residual proveniente dos gases de escape de um motor de combustão interna (MCI), referindo que a utilização destes sistemas permite diminuir o consumo de combustível sem aumentar as emissões de poluentes.

Vários contributos científicos apresentam configurações distintas de ciclos termodinâmicos de Rankine, como o ciclo de Rankine simples, Rankine com sobreaquecimento, Rankine com recuperador, Rankine com pré-aquecimento do fluido e Rankine regenerativo. Os ciclos apresentados recorrem à exploração de uma ou várias fontes de calor residual do MCI, como o aproveitamento de calor dos gases de escape, do sistema de arrefecimento, do sistema EGR, do *intercooler* e do sistema de lubrificação. Também, em alguns estudos, as configurações são analisadas com o sistema a funcionar em ciclo subcrítico e supercrítico. Contudo, devido à fonte de calor ser de baixa/média temperatura, é preferível o funcionamento do sistema em ciclo subcrítico.

No caso de aplicações ORC fixas os sistemas apresentados, normalmente, são complexos uma vez que não é necessário ter em conta o espaço disponível e o peso do sistema.

A maioria dos estudos apresenta configurações de ciclos demasiado complexos, o que dificulta o controlo do sistema, aumenta a necessidade de espaço disponível no



automóvel, aumenta o investimento necessário para implementação do sistema e leva ao aumento das perdas por atrito provocadas pela passagem do fluido nos componentes. Também é referido que a variação significativa das condições dos gases de escape apresenta-se como uma dificuldade para o controlo do sistema ORC. Por fim, os estudos realizados demonstram a obtenção de rendimentos termodinâmicos entre 9% a 25%, dependendo das considerações adotadas pelos autores.

Quanto ao fluido de trabalho, os contributos científicos referem que se deve considerar, não só as propriedades termodinâmicas destes, mas também as suas características, como a estabilidade, a inflamabilidade, a toxicidade, a segurança e risco ambiental e o seu custo. Vários autores referem que, devido à fonte térmica ser de baixa/média temperatura/qualidade, é preferencial selecionar um fluido orgânico, uma vez que apresenta propriedades termodinâmicas mais adequadas para este tipo de recuperação térmica. Contudo, em alguns estudos é considerado que a água é o fluido mais aconselhável para implementar num sistema de recuperação térmica, referindo ainda como vantagens as características desta.

É referido ainda, em vários estudos, a possibilidade de ocorrer a instabilidade térmica dos fluidos orgânicos, quando estes se apresentam sob temperaturas elevadas, sendo desaconselhável o seu sobreaquecimento. Por fim, é importante referir que o fluido de trabalho não só afeta o rendimento termodinâmico do sistema, mas também afeta o tamanho dos componentes, as condições de operação do sistema, a seleção do expensor e a viabilidade económica do sistema.

A seleção da máquina expensora é essencial para o sistema, visto que condiciona diretamente o desempenho deste. Segundo a revisão bibliográfica efetuada, as máquinas expensoras mais adequadas para implementação num sistema ORC de recuperação térmica de um MCI são as máquinas de expansão volumétricas, devido ao seu número reduzido de partes móveis, boa fiabilidade, apresentando uma ampla gama de potência de saída. Dentro do grupo das máquinas de expansão volumétricas são apontadas como mais adequadas as do tipo *scroll*, visto que os expansores de movimento alternado e os expansores do tipo *screw* ostentam como maior dificuldade a sua adequada lubrificação, obrigando a sistemas complexos ou à necessidade do fluido de trabalho ser miscível com o lubrificante. Por fim, os estudos realizados referem, que para este tipo de sistema ORC, é preferível a produção

de energia elétrica em comparação com a produção direta de energia mecânica na cambota do MCI.

Segundo a revisão bibliográfica, o permutador de calor (evaporador) não deve interferir com o escoamento dos gases de escape no interior do MCI, devendo-se limitar a queda de pressão provocada pela sua implementação. Além disso, o evaporador deve ser instalado após o catalisador de modo a não interferir com o tratamento das emissões de gases de escape, uma vez que a temperatura é um dos parâmetros mais importantes para a conversão das espécies químicas. Vários autores referem que as principais características dos permutadores de calor são a eficácia e a queda de pressão, referindo ainda que estes devem ser cuidadosamente otimizados.

É de salientar os escassos contributos teóricos sobre as bombas, sendo necessário e pertinente a realização de mais estudos.

Para finalizar, a informação sobre os protótipos e tecnologias comerciais existentes desta tecnologia é escassa. Contudo, a revisão bibliográfica efetuada demonstra a existência de alguns protótipos realizados, principalmente, por empresas do ramo automóvel.

Com o objetivo de desenvolver os modelos teóricos para fazer a previsão dos vários parâmetros do sistema ORC foram analisadas três configurações de ciclos, nomeadamente, o ciclo de Rankine, o ciclo de Rankine com sobreaquecedor e o ciclo de Rankine com recuperador. A definição destas configurações têm como base a sua simplicidade e o baixo número de componentes, de modo a garantir um sistema de pequenas dimensões, compacto, leve e economicamente viável.

Para isso, foi criado um programa computacional que possibilitasse: o estudo paramétrico das configurações de ciclos termodinâmicos, a simulação sob várias condições, a visualização dos resultados obtidos em forma de gráfico ou em forma de tabela, a comparação dos resultados, a gravação dos dados em *excel* e a existência de uma base de dados. Além disso, pretendeu-se que o programa criado fosse de fácil perceção, fácil utilização e de fácil adaptação.

Desta forma, o programa computacional foi escrito em *Matlab*, utilizando como ferramenta a interface gráfica do utilizador (GUI). Para facilidade de construção, o programa foi estruturado em vários módulos independentes entre si, permitindo assim, uma

fácil navegação e um menor recurso de memória física do computador. Também o programa foi validado e apresenta valores coerentes.

Os resultados obtidos foram simulados à pressão de vaporização de 25bar uma vez que é uma pressão de vaporização intermédia para os fluidos de trabalho analisados, permitindo desta forma a comparação direta dos fluidos. Além disso, esta opção proporciona obter resultados para sistemas estruturalmente aceitáveis.

O presente estudo revelou que a utilização de um recuperador de calor pode ser dispensável, visto apresentar melhorias de rendimento reduzidas em comparação com o ciclo de Rankine. Além disso, a sua introdução leva ao aumento das perdas de carga no sistema, aumentando também a sua complexidade. Já o sobreaquecimento do fluido apenas é necessário para a água, de modo a garantir que a expansão se realiza na região de vapor sobreaquecido (expansão seca). No entanto, este pode não ser possível devido às baixas temperaturas de gases de escape para os regimes de motor em carga parcial. Assim, o ciclo de Rankine apresenta-se como a solução mais vantajosa para se utilizar num sistema de recuperação de energia térmica deste género, no caso de se utilizarem fluidos orgânicos.

Para todos os fluidos, os resultados demonstraram que a temperatura de saturação é um dos parâmetros que mais influencia o rendimento termodinâmico do sistema, verificando-se um aumento do rendimento com o aumento da temperatura de saturação. A água é o fluido que apresenta o melhor rendimento termodinâmico, independentemente, do valor da pressão de vaporização. Desta forma, a água é o fluido que ostenta maior potencial para recuperar o calor residual dos gases de escape. Porém, devido à natureza da fonte de calor pode levar a um funcionamento irregular do sistema.

Tendo em conta as características e resultados obtidos dos fluidos orgânicos, o fluido orgânico considerado com maior potencial e adequado para utilização num sistema ORC foi o R141b. As razões da seleção são o facto de apresentar um bom rendimento termodinâmico, ser o mais adequado para recuperação de calor de baixas temperaturas de gases de escape, não ser inflamável, ter baixo ODP (0.12), ter o menor GWP e ser estável. O fluido R141b, para o ciclo de Rankine à pressão de vaporização de 25bar, apresenta um rendimento termodinâmico de cerca de 13% e uma produção de energia na gama de 1,5kW a 4,2kW, para as condições de escape utilizadas no estudo.

É ainda de notar que grande parte dos fluidos orgânicos vão deixar de ser usados, devido à sua retirada do mercado já com data definida. Assim, é preferível considerar a água como o fluido com maior potencial para utilização neste tipo de recuperação térmica. A utilização da água permite obter maior rendimento termodinâmico; é necessária uma menor quantidade de fluido; tem baixo custo; é abundante; e o risco ambiental é nulo. A água, para o ciclo de Rankine à pressão de vaporização de 25bar, apresenta um rendimento termodinâmico de cerca de 15% e uma produção de energia na gama de 1,4kW a 4,4kW, para as condições de escape utilizadas no estudo. Também à pressão de vaporização de 25bar e considerando um sobreaquecimento da água de 238°C, obtém-se um rendimento termodinâmico de cerca de 23,7% e uma produção de energia na gama de 2kW a 6,6kW, para as condições de escape utilizadas no estudo.

Aplicando a 2ª Lei da termodinâmica, fez-se uma análise comparativa das perdas de exergia nos componentes. Como resultado verificou-se que o evaporador é o componente do ciclo que apresenta maior irreversibilidade, seguido da turbina, do condensador e da bomba.

Neste trabalho também foi estudada a influência de um evaporador de tubos e camisa para ciclo de Rankine. O estudo relevou que a utilização deste tipo de permutador é desvantajosa, uma vez que para obter eficácias entre 63% a 79% é necessário uma grande quantidade de tubos com 0,75 metros de comprimento, o que leva o componente apresentar grandes dimensões. Além disso, é necessário a utilização de uma bomba, de modo a gerar a circulação do fluido no estado de líquido no interior do permutador e obter melhor transferência de calor.

O modelo teórico do evaporador apresenta limitações visto que considera, apenas, o coeficiente de transferência de calor para a fase líquida do fluido de trabalho (aquecimento do fluido), sendo que durante a fase de vaporização do fluido é considerado um coeficiente de transferência de calor infinito (capacidade calorífica é zero). Desta forma, durante o aquecimento do fluido não é considerado a possibilidade da existência de duas fases (líquida e vapor).

A implementação de um sistema ORC para aproveitamento de calor residual num veículo tradicional (veículo ligeiro) é benéfica, contudo poderá existir, em certos casos, dificuldade de aplicar a energia elétrica produzida pelo sistema. No caso de veículos híbridos, a energia elétrica poderia ser utilizada para carregamento das baterias. Porém, este

sistema só é eficaz caso o MCI do veículo híbrido permanecer sempre em funcionamento, caso contrário leva a um funcionamento irregular do sistema de recuperação.

Por fim, a utilização deste sistema tem um grande potencial de aplicação em veículos pesados, tanto comerciais como de passageiros, devido ao elevado consumo de energia elétrica por parte da iluminação e ar condicionado. Além disso, os veículos pesados, normalmente, percorrem grandes distâncias e produzem maiores caudais de gases de escape.

## **7.1. Propostas de desenvolvimento futuro**

Na sequência do presente trabalho e tendo em vista a implantação prática deste sistema, são identificadas as seguintes propostas:

- O estudo e avaliação do potencial de aproveitamento do calor residual de um automóvel, utilizando os gases de escape e o fluido do sistema de arrefecimento do MCI, para pré aquecer o fluido de trabalho, tendo como o objetivo de promover o potencial de recuperação térmica em veículos automóveis;
- O estudo e caracterização térmica de um permutador de calor, mais adequado para este tipo de recuperação de calor, tendo como o objectivo avaliar a sua influência no sistema ORC;
- O estudo em regime transiente do funcionamento de um sistema ORC tendo como objectivo de obter resultados de energia elétrica produzida para um determinado ciclo de condução.

## Bibliografia

- Arias, D., T. Shedd, and R. Jester. 2006. Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle. SAE Technical Paper 2006-01-1605.
- Aghahosseini, S., and I. Dincer. 2013. Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids. *Applied Thermal Engineering* 54 (1):35-42.
- Badr, O., P.W. O'Callaghan, and S.D. Probert. 1985. Thermodynamic and thermophysical properties of organic working fluids for Rankine-cycle engines. *Applied Energy*.
- Bailey, M. Murray. 1985. Comparative evaluation of three alternative power cycles for waste heat recovery from the exhaust of adiabatic diesel engines. Cleveland (OH): Lewis Research Center.
- Bao, Junjiang, and Li Zhao. 2013. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 24:325-342.
- Domingues, António Manuel Martins. 2011. Avaliação do potencial de aproveitamento de energia contida nos gases de escape de veículos automóveis. Universidade Técnica de Lisboa, Instituto Superior Técnico.
- EEA. 2014. *Final energy consumption by sector (CSI 027/ENER 016)*. European Environment Agency 2013 [cited 7 April 2014]. Available from [www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/final-energy-consumption-by-sector-5/assessment](http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/final-energy-consumption-by-sector-5/assessment).
- El Chammas, R., and D. Clodic. 2005. Combined Cycle for Hybrid Vehicles. SAE Technical Paper 2005-01-1171.
- Endo, T., S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, and et al. 2007. Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines. SAE Technical Paper 2007-01-0257.
- Espinosa, N., I. Gil-Roman, D. Didiot, Vincent Lemort, B. Lombard, and S. Quoilin. 2011. Transient organic rankine cycle modelling for waste heat recovery on a truck. In

*24th Internacional Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.*

- Espinosa, Nicolas, Loic Tillman, Vincent Lemort, Sylvain Quoilin, and Benoit Lombard. 2010. Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modeling. In *Diesel International Conference and Exhibition*. France.
- EUROSTAT. 2014. *Energy, Transport and Environment indicators*. Publications Office of the European Union 2013 [cited 7 April 2014]. Available from [epp.eurostat.ec.europa.eu/cache/ITY\\_OFFPUB/KS-DK-13-001/EN/KS-DK-13-001-EN.PDF](http://epp.eurostat.ec.europa.eu/cache/ITY_OFFPUB/KS-DK-13-001/EN/KS-DK-13-001-EN.PDF).
- Fluidos Refrigerantes. [cited 20 October 2014]. Available from <http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/REFRIGERANTES.pdf>
- Freymann, Raymond, Jürgen Ringler, Marco Seifert, and Tilmann Horst. 2012. The Second Generation Turbosteamer. 2014 (8 April):6.
- Freymann, Raymond, Wolfgang Strobl, and Andreas Obieglo. 2008. The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. *MTZ*:8.
- Gewald, D., S. Karellas, A. Schuster, and H. Spliethoff. 2012. Integrated system approach for increase of engine combined cycle efficiency. *Energy Conversion and Management* 60:36-44.
- Hettiarachchia, H. D. M., M. Golubovica, W. M. Worek, and Y. Ikegami. 2007. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32 (9):1698-1706.
- Horst, Tilmann Abbe, Hermann-Sebastian Rottengruber, Marco Seifert, and Juergen Ringler. 2013. Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems. *Applied Energy* 105:293-303.

- Hung, T. C. 2001. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management* 42 (5):539-553.
- Hung, T. C., T. Y. Shai, and S. K. Wang. 1997. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy* 22 (7):661-667.
- Kadota, M., and K. Yamamoto. 2008. Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System. *SAE Int. J. Engines* 1(1):240-247.
- Kakaç, Sadik, and Hongtan Liu. 2002. Heat Exchangers Selection, Rating, And Thermal Design. TAYLOR & FRANCIS INC.
- Kane, M., D. Larrain, D. Favrat, and Y. Allani. 2003. Small hybrid solar power system. *Energy* 28 (14):1427-1443.
- Kotas, T. J. 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*.
- Lemort, Vincent, Sylvain Quoilin, Cristian Cuevas, and Jean Lebrun. 2009. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* 29 (14-15):3094-3102.
- Liu, B. T., K. H. Chien, and C. C. Wang. 2004. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 29 (8):1207-1217.
- Liu, J. P., J. Q. Fu, C. Q. Ren, L. J. Wang, Z. X. Xu, and B. L. Deng. 2013. Comparison and analysis of engine exhaust gas energy recovery potential through various bottom cycles. *Applied Thermal Engineering* 50 (1):1219-1234.
- Mago, P. J., L. M. Chamra, and C. Somayaji. 2007. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a-Journal of Power and Energy* 221 (A3):255-264.
- Marciniak, T.J., J.L. Krazinski, J.C. Bratis, H.M. Bushby, and E.H. Buyco. 1981. Comparison of Rankine-Cycle Power Systems: Effects of Seven Working Fluids Argonne National Laboratory Energy and Environmental Systems Division.
- Marques, F. 2010. Análise do desempenho de TWC Turbulentos para o tratamento de Gases de Escape para Veículos Automóveis. Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa.



- Molina, M. J., and F. S. Rowland. 1974. Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature*.
- Moran, Michael J., and Howard N. Shapiro. 2002. *Principios de termodinamica para engenharia*. 4 ed.
- NIST. 2014. National Institute of Standards and Technology. [cited 20 October 2014]. Available from <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>.
- Obieglo, A., J. Ringler, M. Seifert, and W. Hall. 2009. Future efficient dynamics with heat recovery. DEER 2009 – High Efficiency Engine Technologies.
- Oomori, H., and S. Ogino. 1993. Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System. *SAE Technical Paper 930880*.
- Patel, Parimal S., and Edward F. Doyle. 1976. Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine-Cycle System. *SAE Technical Paper 760343*.
- Quoilin, Sylvain, Richard Aumann, Andreas Grill, Andreas Schuster, Vincent Lemort, and Hartmut Spliethoff. 2011. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy* 88 (6):2183-2190.
- Quoilin, Sylvain, Sebastien Declaye, Bertrand F. Tchanche, and Vincent Lemort. 2011. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 31 (14-15):2885-2893.
- Quoilin, Sylvain, Sébastien Declaye, Arnaud Legros, Ludovic Guillaume, and Vincent Lemort. 2012. Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. Paper read at Proceedings of the international compressor and engineering conference, at Purdue.
- Quoilin, Sylvain, Martijn Van den Broek, Sebastien Declaye, Pierre Dewallef, and Vincent Lemort. 2013. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 22:168-186.
- Ringler, J., M. Seifert, V. Guyotot, and W. Hübner. 2009. Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines. *SAE Int. J. Engines* 2(1):67-76.

- Roy, J. P., M. K. Mishra, and A. Misra. 2011. Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy* 88 (9):2995-3004.
- Schuster, A., S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff. 2009. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering* 29 (8-9):1809-1817.
- Smith, I KStosic, N, A Kovasevic, and E Mujic. 2011. Steam as the working fluid for power recovery from exhaust gases by means of screw expanders. *Journal of Process Mechanical Engineering* 225.
- Sotomonte, Cesar A. R. 2009. Análise exergética, termoeconómica e ambiental de uma usina termoelétrica supercrítica a carvão mineral. Universidade Federal de Itajubá - MG.
- Sprouse, C., and C. Depcik. 2013. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering* 51 (1-2):711-722.
- Stine, William B., and Raymond W. Harrigan. 1985. Solar energy fundamentals and design : with computer applications.
- Stobart, R. K. 2007. An availability approach to thermal energy recovery in vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering* 221 (D9):1107-1124.
- Stobart, R., and R. Weerasinghe. 2006. Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines - A Perspective. SAE Technical Paper 2006-01-0662.
- Tchanche, B. F., G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis. 2011. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 15 (8):3963-3979.
- Teixeira, José Carlos Fernandes. 2003. Apontamentos de Energética Industrial. In *Parte A: Análise Exergética*.

- Teng, H, G Regner, and C Cowland. 2007. Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines. SAE Technical Paper 2007-01-0537.
- Teng, Ho, and Gerhard Regner. 2009. Improving Fuel Economy for HD Diesel Engines with WHR Rankine Cycle Driven by EGR Cooler Heat Rejection. In *SAE 2009 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition*.
- Vaja, Iacopo, and Agostino Gambarotta. 2010. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy* 35 (2):1084-1093.
- Wang, H. T., H. Wang, and Z. M. Zhang. 2012. Optimization of Low-Temperature Exhaust Gas Waste Heat Fueled Organic Rankine Cycle. *Journal of Iron and Steel Research International* 19 (6):30-36.
- Wang, Tianyou, Yajun Zhang, Zhijun Peng, and Gequn Shu. 2011. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 15 (6):2862-2871.
- Wang, Z. Q., N. J. Zhou, J. Guo, and X. Y. Wang. 2012. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy* 40 (1):107-115.
- Yamada, Noboru, and Md Nor Anuar Mohamad. 2010. Efficiency of hydrogen internal combustion engine combined with open steam Rankine cycle recovering water and waste heat. *International Journal of Hydrogen Energy* 35 (3):1430-1442.
- Yamamoto, T., T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori. 2001. Design and testing of the Organic Rankine Cycle. *Energy* 26 (3):239-251.
- Yu, Guopeng, Gequn Shu, Hua Tian, Haiqiao Wei, and Lina Liu. 2013. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). *Energy* 51:281-290.
- Zanelli, R., and D. Favrat. 1994. Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator In *12th International Compressor Engineering Conference*. Purdue.

Zhang, H. G., E. H. Wang, and B. Y. Fan. 2013. A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine. *Applied Energy* 102:1504-1513.

Zhang, Xin Xin, Ke Zeng, Mao Gang He, and Ieee. 2009. New Technology of Thermodynamic Cycle for Waste Heat Recovery of Vehicle Gasoline Engine. Paper read at Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2009

Zyhowski, Gary, and Andrew Brown. 2011. Low Global Warming Fluids for Replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications. 20 Peabody St., Buffalo, NY USA 14210: Honeywell.



## **Anexo I**



## a) Determinação da expressão geral do balanço exergético

Balanço massa,

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$$

Balanço energético,

$$\sum_e \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \sum \dot{Q} = \sum_s \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \dot{W} + \dot{W}_{vc} + \frac{\partial}{\partial t} E_{vc}$$

Balanço entropia,

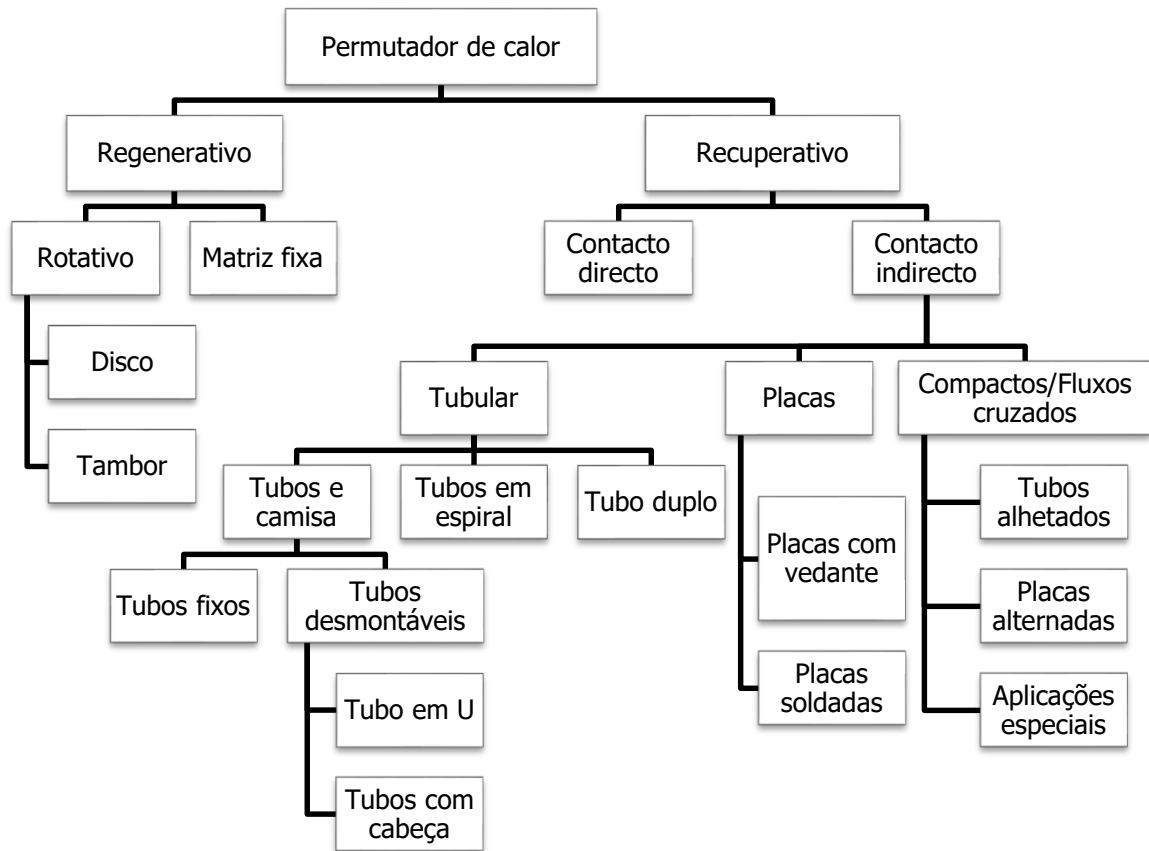
$$\sum_e \dot{m}_e s_e = \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma}_{vc}$$

Através da aplicação das equações anteriores e segundo os autores (Moran and Shapiro, 2002) o balance exergético sob a forma de taxa para um volume de controle, é dado por,

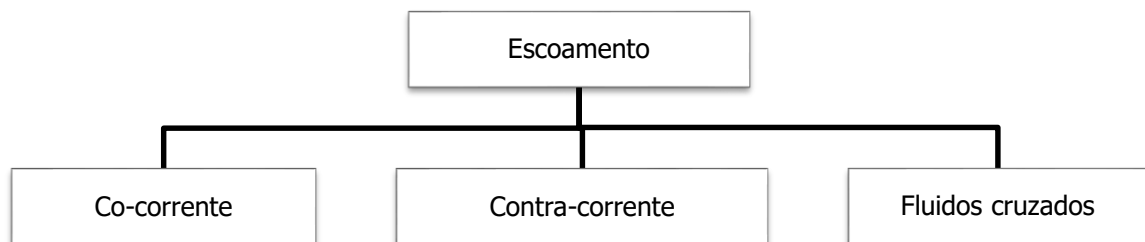
$$\frac{dEx_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e \varepsilon_e - \sum_s \dot{m}_s \varepsilon_s + \sum_j \dot{Q}_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - \dot{W}_x - \dot{W}_{vc} - \dot{\sigma}_{vc}$$



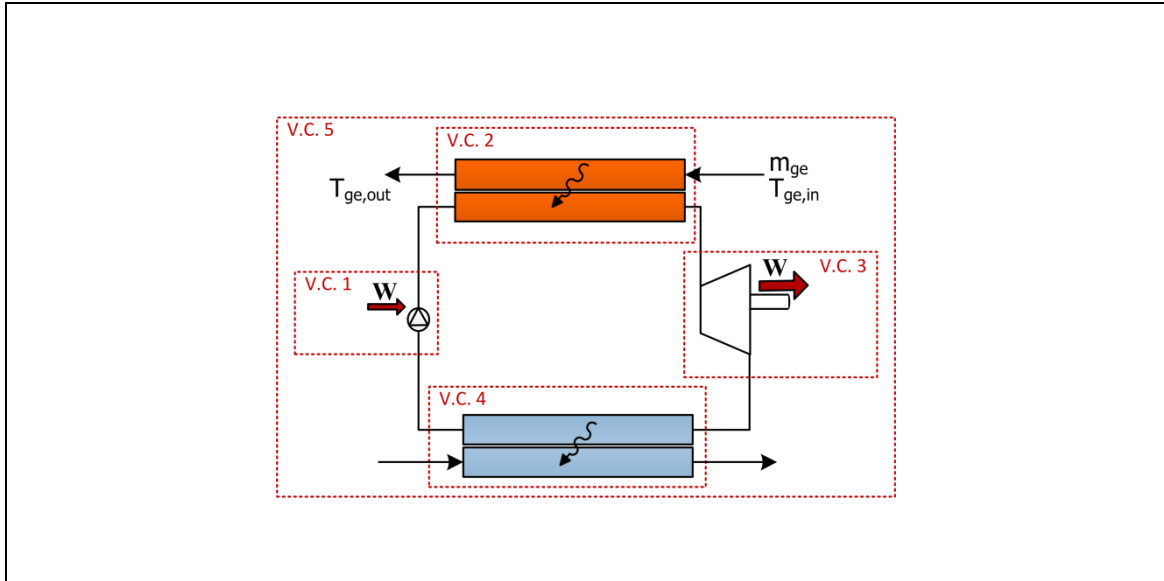
## b) Classificação dos tipos de permutadores de calor



## c) Classificação do tipo de escoamento de permutadores de calor

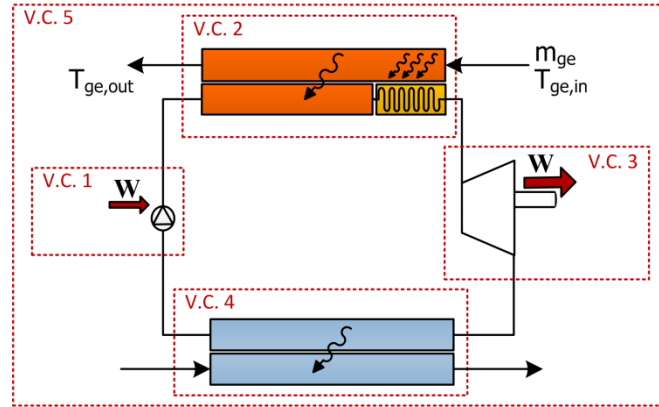


**d) Resumo da análise do ciclo de Rankine (em regime permanente)**



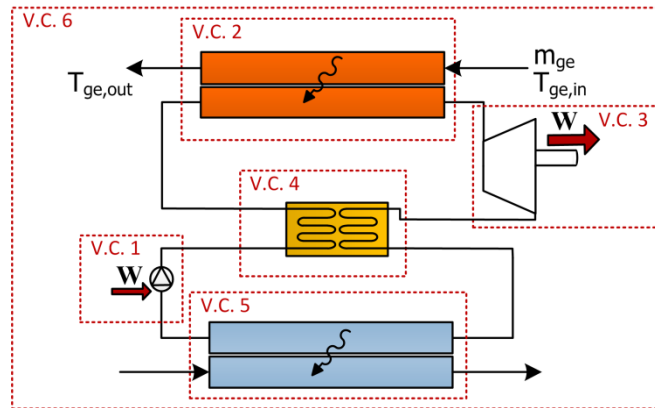
Componente	VC	Balço energético	Rendimento energético	Balço exerético	Rendimento exerético
<b>Bomba</b>	1	$\dot{W}_b = \dot{m}_f \times (h_2 - h_1)$	$\eta_{b,is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,is} - h_1}$	$\dot{I}_b$ $= \dot{m}_f \epsilon_1 - \dot{m}_f \epsilon_2$ $+ \dot{W}_{xb}$	
<b>Evaporador</b>	2	$\dot{Q}_{evap}$ $= \dot{m}_f \times (h_3 - h_2)$		$\dot{I}_{evap}$ $= \dot{Q}_{evap}$ $\times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)$	
<b>Turbina</b>	3	$\dot{W}_t = \dot{m}_f \times (h_3 - h_4)$	$\eta_{t,is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}}$	$\dot{I}_t$ $= \dot{m}_f \epsilon_3 - \dot{m}_f \epsilon_4$ $- \dot{W}_{xt}$	
<b>Condensador</b>	4	$\dot{Q}_{cond}$ $= \dot{m}_f \times (h_4 - h_1)$		$\dot{I}_{cond}$ $= \dot{Q}_{cond}$ $\times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)$	
<b>Sistema</b>	5	$\sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s$ $= \dot{Q} + \dot{W}$	$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{evap}}$	$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_t$ $+ \dot{I}_{cond} + \dot{I}_b$	$\Psi_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{xt} + \dot{W}_{xb}}{\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)}$

e) Resumo da análise do ciclo de Rankine Sobreaquecido (em regime permanente)



Componente	VC	Balço energético	Rendimento energético	Balço exerético	Rendimento exerético
<b>Bomba</b>	1	$\dot{W}_b = \dot{m}_f \times (h_2 - h_1)$	$\eta_{b,is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,is} - h_1}$	$\dot{I}_b = \dot{m}_f \epsilon_1 - \dot{m}_f \epsilon_2 + \dot{W}_{xb}$	
<b>Evaporador</b>	2	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f \times (h_3 - h_2)$ $T_3 = T_{3x} + T_{sob, aq}$		$\dot{I}_{evap} = \dot{Q}_{evap} \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)$	
<b>Turbina</b>	3	$\dot{W}_t = \dot{m}_f \times (h_3 - h_4)$	$\eta_{t,is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}}$	$\dot{I}_t = \dot{m}_f \epsilon_3 - \dot{m}_f \epsilon_4 - \dot{W}_{xt}$	
<b>Condensador</b>	4	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f \times (h_4 - h_1)$		$\dot{I}_{cond} = \dot{Q}_{cond} \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)$	
<b>Sistema</b>	5	$\sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s = \dot{Q} + \dot{W}$	$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{evap}}$	$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_t + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_b$	$\Psi_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{xt} + \dot{W}_{xb}}{\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)}$

## f) Resumo da análise do ciclo de Rankine com economizador (em regime permanente)



Componente	VC	Balço energético	Rendimento energético	Balço exergético	Rendimento exergético
<b>Bomba</b>	1	$\dot{W}_b = \dot{m}_f \times (h_2 - h_1)$	$\eta_{b, is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2, is} - h_1}$	$\dot{I}_b$ $= \dot{m}_f \epsilon_1 - \dot{m}_f \epsilon_2$ $+ \dot{W}_{xb}$	
<b>Evaporador</b>	2	$\dot{Q}_{evap}$ $= \dot{m}_f \times (h_3 - h_{2a})$		$\dot{I}_{evap}$ $= \dot{Q}_{evap}$ $\times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)$	
<b>Turbina</b>	3	$\dot{W}_t = \dot{m}_f \times (h_3 - h_4)$	$\eta_{t, is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4, is}}$	$\dot{I}_t$ $= \dot{m}_f \epsilon_3 - \dot{m}_f \epsilon_4$ $- \dot{W}_{xt}$	
<b>Economizador</b>	4	$\dot{Q}_{eco}$ $= \dot{m}_f \times (h_2 - h_{2a})$	$\eta_{eco} = \frac{(h_{2a} - h_2)}{(h_4 - h_{4a})}$ $T_{4a} = T_{cond} + 5$	$\dot{I}_{eco}$ $= \dot{m}_f \epsilon_4 - \dot{m}_f \epsilon_{4a}$ $+ \dot{m}_f \epsilon_2 - \dot{m}_f \epsilon_{2a}$	
<b>Condensador</b>	5	$Q_{cond}$ $= \dot{m}_f \times (h_{4a} - h_1)$		$\dot{I}_{cond}$ $= \dot{Q}_{cond}$ $\times \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)$	
<b>Sistema</b>	6	$\sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s$ $= \dot{Q} + \dot{W}$	$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{evap}}$	$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_t$ $+ \dot{I}_{eco} + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_b$	$\Psi_{ciclo}$ $= \frac{\dot{W}_{xt} + \dot{W}_{xb}}{\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)}$

### g) Determinação do caudal mássico máximo do fluido de trabalho

A energia dos gases de escape é dada por,

$$Q_{ge} = \dot{m}_{ge} \int_{T_{ge,out}}^{T_{ge,in}} c_{p_{ge}} dT$$

Devido ao coeficiente térmico dos gases de escape ser uma função aproximadamente linear da temperatura, considera-se que a energia dos gases de escape pode ser dada por,

$$Q_{ge} = \dot{m}_{ge} \times \bar{c}_{p_{ge}} \times (T_{ge,e} - T_{ge,s})$$

Em que,  $\bar{c}_{p_{ge}}$  representa o valor médio do calor específico dos gases de escape.

Segundo o princípio da conservação da energia,

$$Q_{ge} = Q_{evap}$$

Desdobrando,

$$\dot{m}_{ge} \times \bar{c}_{p_{ge}} \times (T_{ge,e} - T_{ge,s}) = \dot{m}_f \times (h_3 - h_2)$$

Desta forma, o caudal mássico de fluido é,

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{ge} \times \bar{c}_{p_{ge}} \times (T_{ge,e} - T_{ge,s})}{(h_3 - h_2)}$$

## h) Complementos do método da Efetividade - NTU

Apresenta-se de seguida, o método da Efetividade – NTU detalhado para as duas áreas funcionais do permutador de calor, apresentadas na Figura 4.11.

### Para o aquecedor:

O processo de cálculo inicia-se pela definição da taxa de capacidade mínima ( $C_{min}$ ) através da decisão do menor valor dado por,

$$C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$$

$$C_{ge} = \dot{m}_{ge} C_{p_{ge}}$$

A razão entre as taxas de capacidade calorífica ( $CR$ ) é dada por,

$$CR = \frac{(\dot{m}Cp)_{min}}{(\dot{m}Cp)_{max}}$$

O número de unidades de transmissão de calor ( $NTU$ ) é dado por,

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{min}}$$

A eficácia para um permutador com escoamento em contra-corrente é expressa por,

$$\varepsilon_p = \frac{1 - \exp[-(1 - CR)NTU]}{1 - CR \exp[-(1 - CR)NTU]}$$

A transmissão de calor máxima no permutador de calor, no processo de aquecimento, é dada por,

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}Cp)_{min}(T_{pp} - T_{f,e})$$

A transmissão de calor real no permutador de calor, para o processo de aquecimento é dada por,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{max} \times \varepsilon_p$$

### Para o evaporador:

Foi considerado que a razão entre as taxas de capacidade calorífica para o processo de evaporação é dada por,

$$CR = 0$$

A transmissão de calor máxima no permutador de calor, no processo de evaporação, é dada por,

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{ge} C_{p_{ge}} (T_{ge,e} - T_{f,e})$$

O número de unidades de transmissão de calor ( $NTU$ ) é dado por,

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{min}}$$

A eficácia para um permutador com escoamento em contra-corrente é expressa por,

$$\varepsilon_p = \frac{1 - \exp[-NTU]}{1 - \exp[-NTU]}$$

A transmissão de calor real no permutador de calor, para o processo de evaporação é dada por,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{max} \times \varepsilon_p$$

## i) Definição da rotina de simulação para os vários fluidos

ANEXO I TABELA 1 – Definição da rotina de simulação para os fluidos de trabalho selecionados

Nomenclaruta	Pressão (T=50°C) [bar]	Temperatura (P=1bar) [°C]	Pressão de condensação [bar]	Pressão de evaporação mínima [bar]	Pressão de evaporação máxima [bar]
Água	0.12352	99.606	1	2	48
Benzeno	0.36158	79.658	1.5	2	48
R123	2.1246	27.461	2.5	3	35
R134a	13.073	-47.518	13.5	14	39
R141b	1.8288	31.671	2	3	41
R236ea	4.5594	5.8745	5	6	33
R245fa	3.4541	14.568	3.5	4	35
R600	4.9575	-0.83607	5	6	37
R601	1.5925	35.678	2	3	32

## **Anexo II**





## a) Estabelecimento dos requisitos do programa

ANEXO II TABELA 1 – Requisitos do programa computacional desenvolvido

	<b>Requisitos</b>	<b>IR*</b>
<b>Requisitos Funcionais</b>	Possibilidade de simular vários ciclos termodinâmicos	<b>10</b>
	Possibilidade de simular vários fluidos de trabalho	<b>10</b>
	Possibilidade de simular várias condições de motor	<b>10</b>
	Possibilidade de otimizar ciclos	<b>8</b>
	Possibilidade de comparar ciclos	<b>8</b>
	Guardar resultados em ficheiro Excel (.xls; .xlsx)	<b>10</b>
	Possibilidade do usuario guardar os dados simulados num directorio especifico	<b>5</b>
	Visualização de dados em formato Excel e em forma de gráficos	<b>8</b>
	Possibilidade de simular em estado estacionario	<b>10</b>
	Possibilidade de simular em estado estacionario associando um evaporador	<b>9</b>
	Possibilidade de existência de um administrador	<b>5</b>
	Possibilidade de armazenar, eliminar e alterar os conteudos da base de dados	<b>7</b>
	Possibilidade de existência de uma base de dados	<b>7</b>
	<b>Requisitos Não-Funcionais</b>	Facilidade de utilização
Facilidade de adaptação		<b>7</b>
Facilidade de perceção		<b>7</b>

\*Importância Relativa no desenvolvimento do programa (escala de 1 a 10, de menor para maior valor)

## b) Organização das tabelas das propriedades termofísicas dos fluidos

As propriedades termofísicas, para cada fluido, estão organizadas em três tabelas. O ficheiro Excel *Fluidos\_de\_trabalho.xlsx*, apresenta todas as tabelas das propriedades dos fluidos considerados. Desta forma, é necessário utilizar uma nomenclatura nas páginas de Excel que permita diferenciar entre fluidos e entre tabelas, funcionando assim como referência. Assim, a tabela seguinte apresenta a nomenclatura das páginas de excel utilizando como exemplo a água como fluido de trabalho.

**ANEXO II TABELA 2** – Nomenclatura das páginas de Excel

<b>Tabela</b>	<b>Nomenclatura para a água</b>	<b>Referência Geral</b>
Tabela de líquido saturado	Agua_TSL	<i>(nome do fluido)_TSL</i>
Tabela de vapor saturado	Agua_TSV	<i>(nome do fluido)_TSV</i>
Tabela com todas as regiões	Agua	<i>(nome do fluido)</i>

A tabela seguinte apresenta a organização das propriedades termofísicas de cada tabela.

<b>Coluna da Página Excel</b>	<b>Tabela de líquido saturado</b>	<b>Tabela de vapor saturado</b>	<b>Tabela com todas as regiões</b>
Coluna 1	Temperature (°C)	Temperature (°C)	Temperature (°C)
Coluna 2	Pressure (bar)	Pressure (bar)	Pressure (bar)
Coluna 3	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Density (kg/m <sup>3</sup> )
Coluna 4	Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Volume (m <sup>3</sup> /kg)
Coluna 5	Internal Energy (kJ/kg)	Internal Energy (kJ/kg)	Internal Energy (kJ/kg)
Coluna 6	Enthalpy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)
Coluna 7	Entropy (J/g*K)	Entropy (J/g*K)	Entropy (J/g*K)
Coluna 8	Cv (J/g*K)	Cv (J/g*K)	Cv (J/g*K)
Coluna 9	Cp (J/g*K)	Cp (J/g*K)	Cp (J/g*K)
Coluna 10	Sound Spd. (m/s)	Sound Spd. (m/s)	Sound Spd. (m/s)
Coluna 11	Joule-Thomson (K/bar)	Joule-Thomson (K/bar)	Joule-Thomson (K/bar)
Coluna 12	Viscosity (Pa*s)	Viscosity (Pa*s)	Viscosity (Pa*s)
Coluna 13	Therm. Cond. (W/m*K)	Therm. Cond. (W/m*K)	Therm. Cond. (W/m*K)
Coluna 14	Surf. Tension (N/m)		Phase

## c) Função dos Módulos do programa

ANEXO II TABELA 3 – Função dos módulos do programa computacional desenvolvido

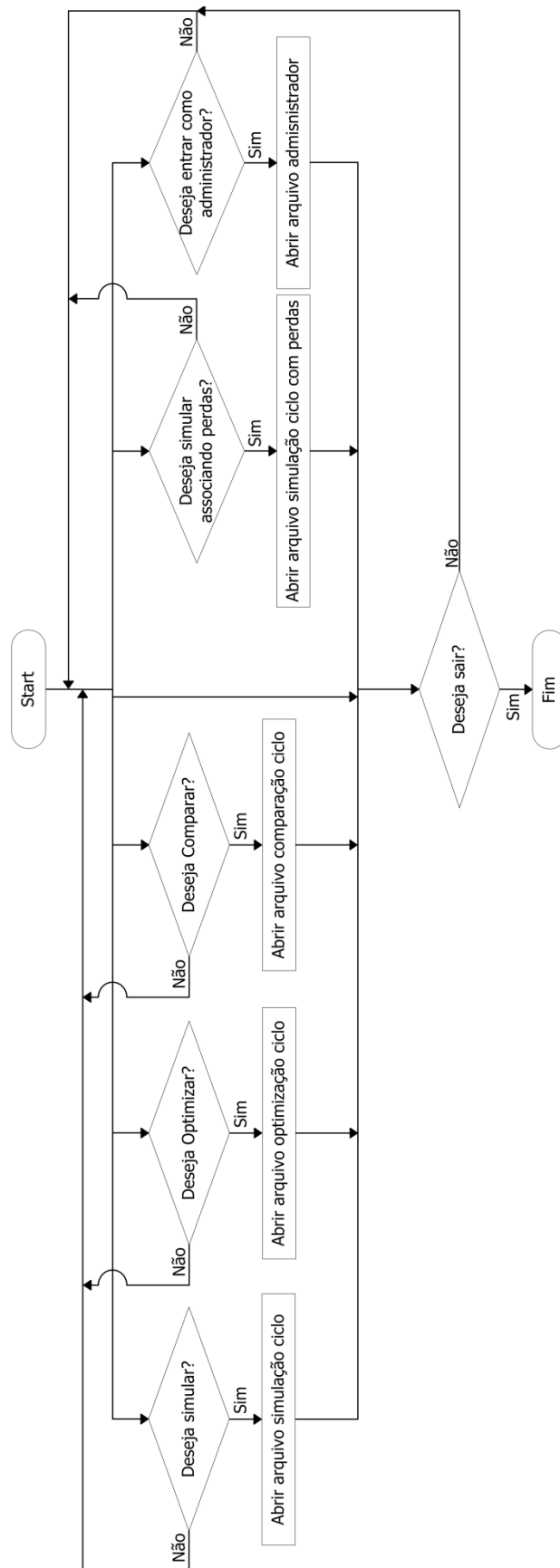
<b>Módulo</b>	<b>Função</b>
<b>A</b>	Turbina ORC
	Arranque do programa
	Apresentar as ligações
	Simular ciclos termodinamicos para sistemas ORC
<b>B</b>	Simulação de ciclo
	em estado estacionário e regime permanente
	Ver resultados simulados
<b>B1</b>	Ciclo de Rankine
	Gerar resultados de um sistema ORC baseado num ciclo de Rankine
<b>B2</b>	Ciclo de Rankine c/ sobreaquecimento
	Gerar resultados de um sistema ORC baseado num ciclo de Rankine com sobreaquecimento
<b>B3</b>	Ciclo de Rankine c/ economizador
	Gerar resultados de um sistema ORC baseado num ciclo de Rankine com economizador
	Gerar resultados de um sistema ORC baseado num ciclo de Rankine com sobreaquecimento em função do grau de sobreaquecimento
<b>B4</b>	Ciclo de Rankine Sobreaquecido
<b>B5</b>	Ver resultados em Excel
<b>B6</b>	Ver resultados em Gráficos
	Ver resultados simulados em forma de tabela excel
	Ver resultados simulados em forma de gráfico
<b>C</b>	Comparação de ciclo
	Comparar os resultados simulados em função dos vários ciclos para o mesmo fluido e vice-versa
<b>D</b>	Optimização de ciclo
	Optimizar os resultados simulados de modo a gerar uma defenição idealizada do sistema ORC
<b>E</b>	Simulação de ciclo associando perdas de pressão
	Simular ciclos termodinamicos para sistemas ORC em estado estacionário e regime permanente associando perdas de pressão no evaporador
<b>E1</b>	Ciclo de Rankine com evaporador
	Gerar resultados de um sistema ORC baseado num ciclo de Rankine com um evaporador específico
<b>E2</b>	Perdas Evaporador
	Simular resultados do evaporador definido
<b>E3</b>	Ciclo de Rankine com evaporador em função do Nr. de tubos
	Gerar resultados de um sistema ORC baseado num ciclo de Rankine com um evaporador específico
<b>E4</b>	Perdas Evaporador em função do Nr. de tubos
	Simular resultados do evaporador definido
<b>E5</b>	Comparação de ciclo com Evaporador
	Comparar os resultados simulados para o evaporador
<b>F</b>	Outras funções
	Permitir a utilização de funções dependentes dos outros módulos
<b>F1</b>	Função do calor especifico dos gases
	Gerar o valor do calor especifico dos gases de

---

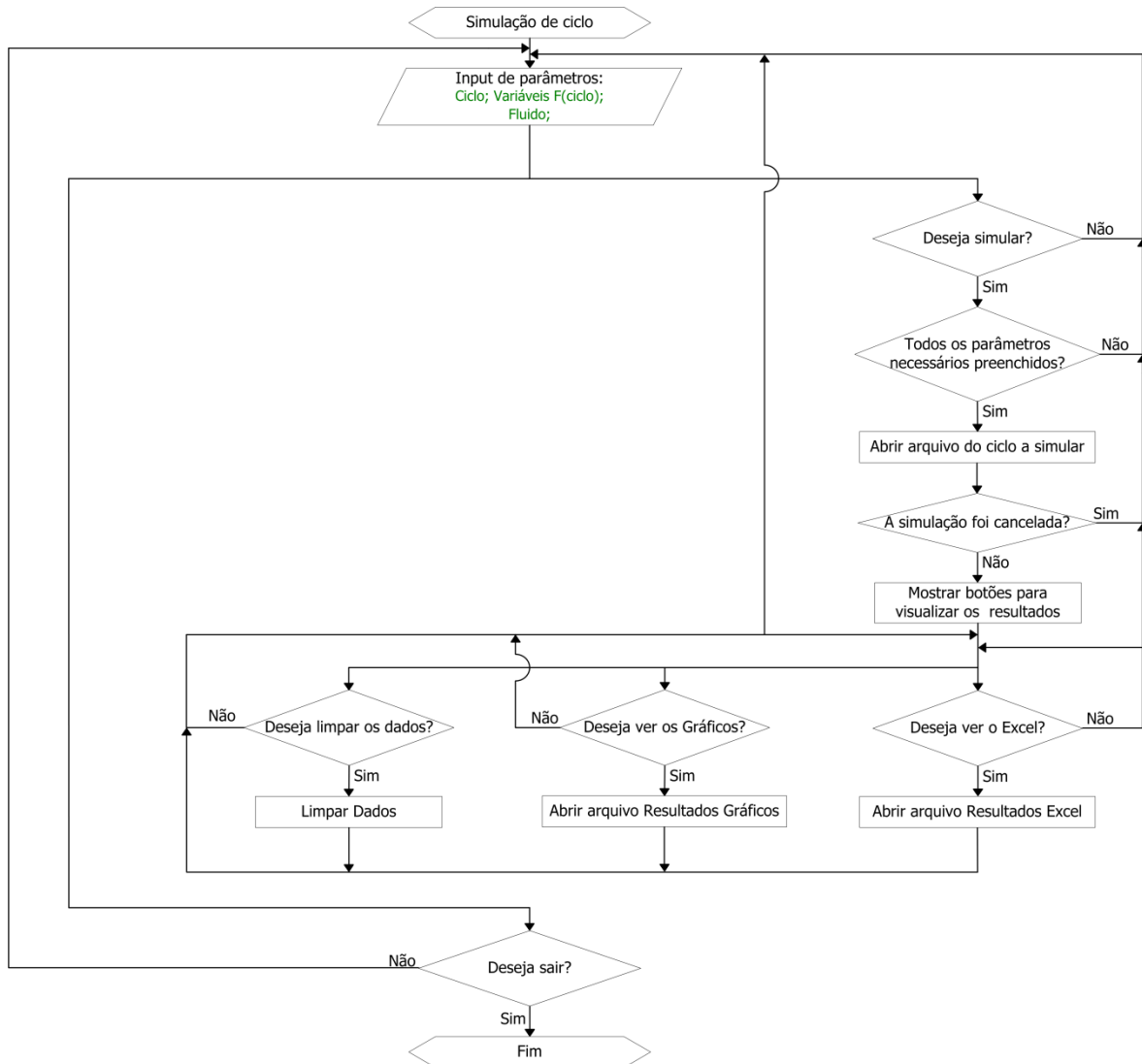
	de escape , retirada de (Domingues 2011)	escape em função da temperatura
<b>F2</b>	Função da densidade dos gases de escape , retirada de (Domingues 2011)	Gerar o valor da densidade dos gases de escape em função da temperatura
<b>F3</b>	Função da viscosidade dos gases de escape , retirada de (Domingues 2011)	Gerar o valor da viscosidade dos gases de escape em função da temperatura
<b>F4</b>	Função da condutibilidade térmica dos gases de escape , retirada de (Domingues 2011)	Gerar o valor da condutibilidade térmica dos gases de escape em função da temperatura
<b>F5</b>	Função do número de Prandtl dos gases de escape , retirada de (Domingues 2011)	Gerar o valor do número de Prandtl dos gases de escape em função da temperatura
<b>G</b>	Administração	Apresentar as ligações aos ficheiros da base de dados
<b>G1</b>	Controlo administrador	Permitir a entrada a utilizadores com senha de administrador
<b>G2</b>	Novo fluido	Guardar na base de dados um novo fluido
<b>G3</b>	Alterar fluido	Alterar as definições de um fluido da base de dados
<b>G4</b>	Eliminar fluido	Eliminar um fluido da base de dados
<b>G5</b>	Nova condição de operação de escape	Guardar na base de dados uma nova condição de operação de escape de um MCI
<b>G6</b>	Alterar condição de operação de escape	Alterar as definições de operação de escape de um MCI
<b>G7</b>	Eliminar condição de operação de escape	Eliminar uma condição de operação de escape de um MCI da base de dados

---

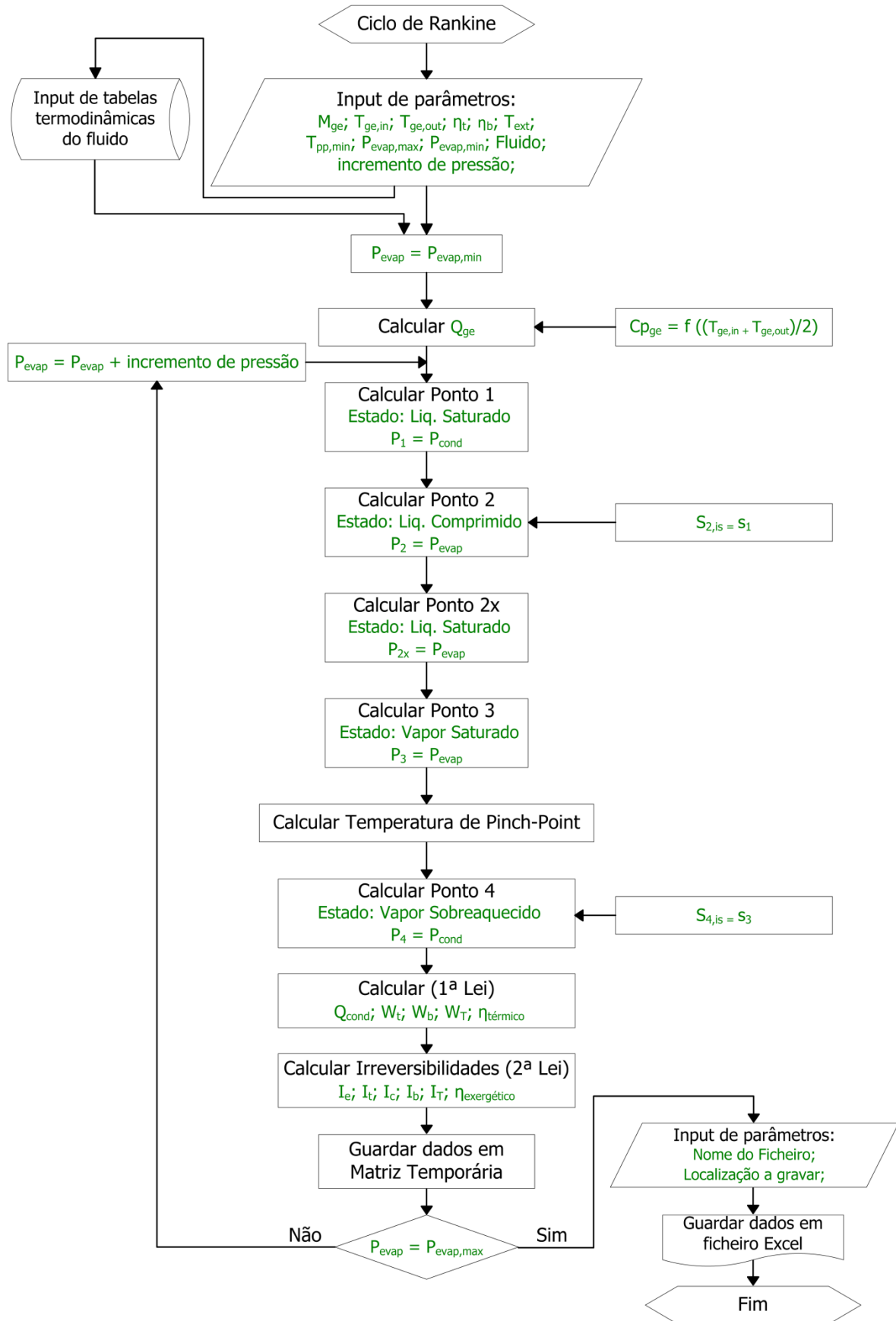
### d) Fluxograma do módulo principal do programa



### e) Fluxograma do módulo simulação ciclo em regime permanente

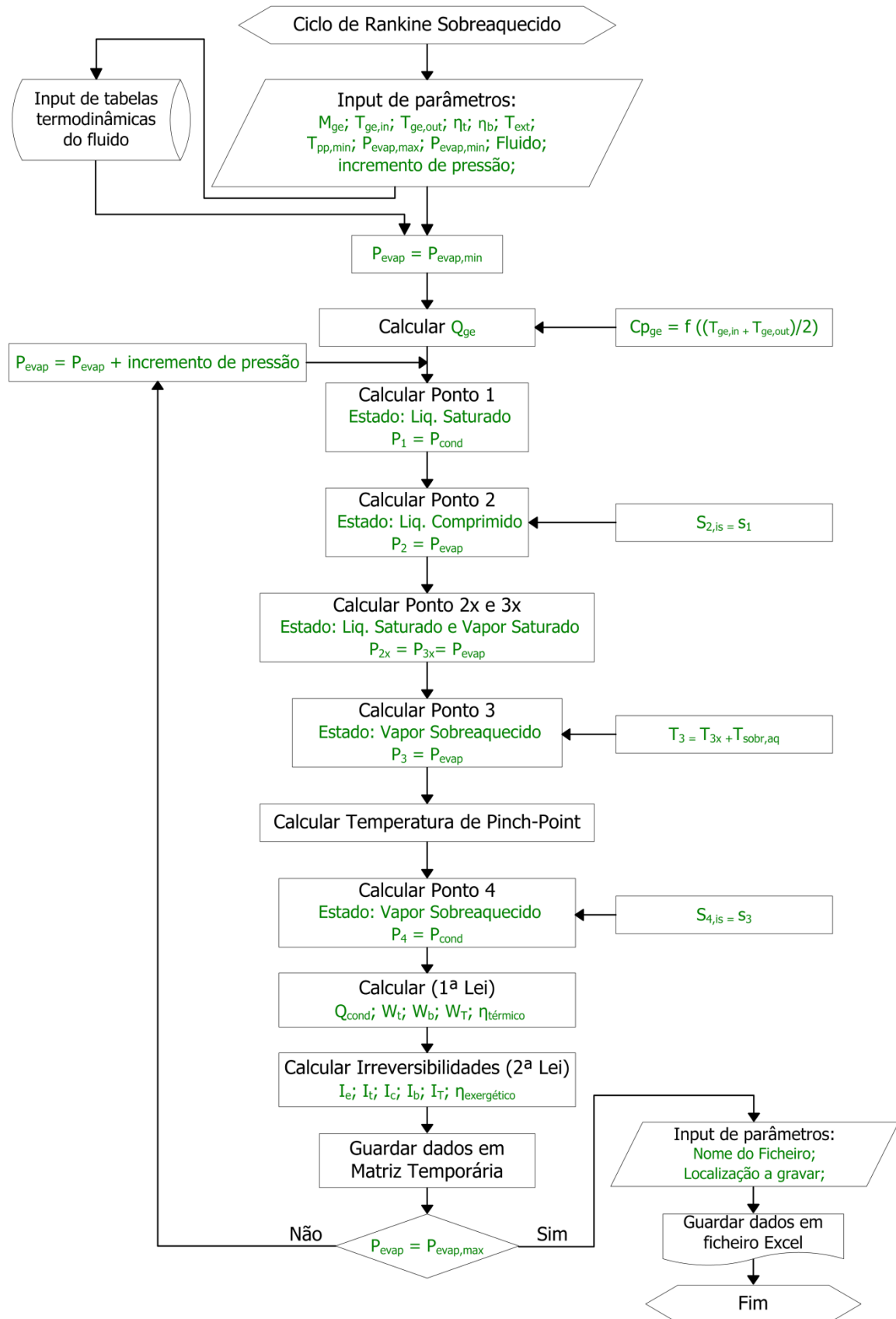


## f) Fluxograma do módulo ciclo de Rankine

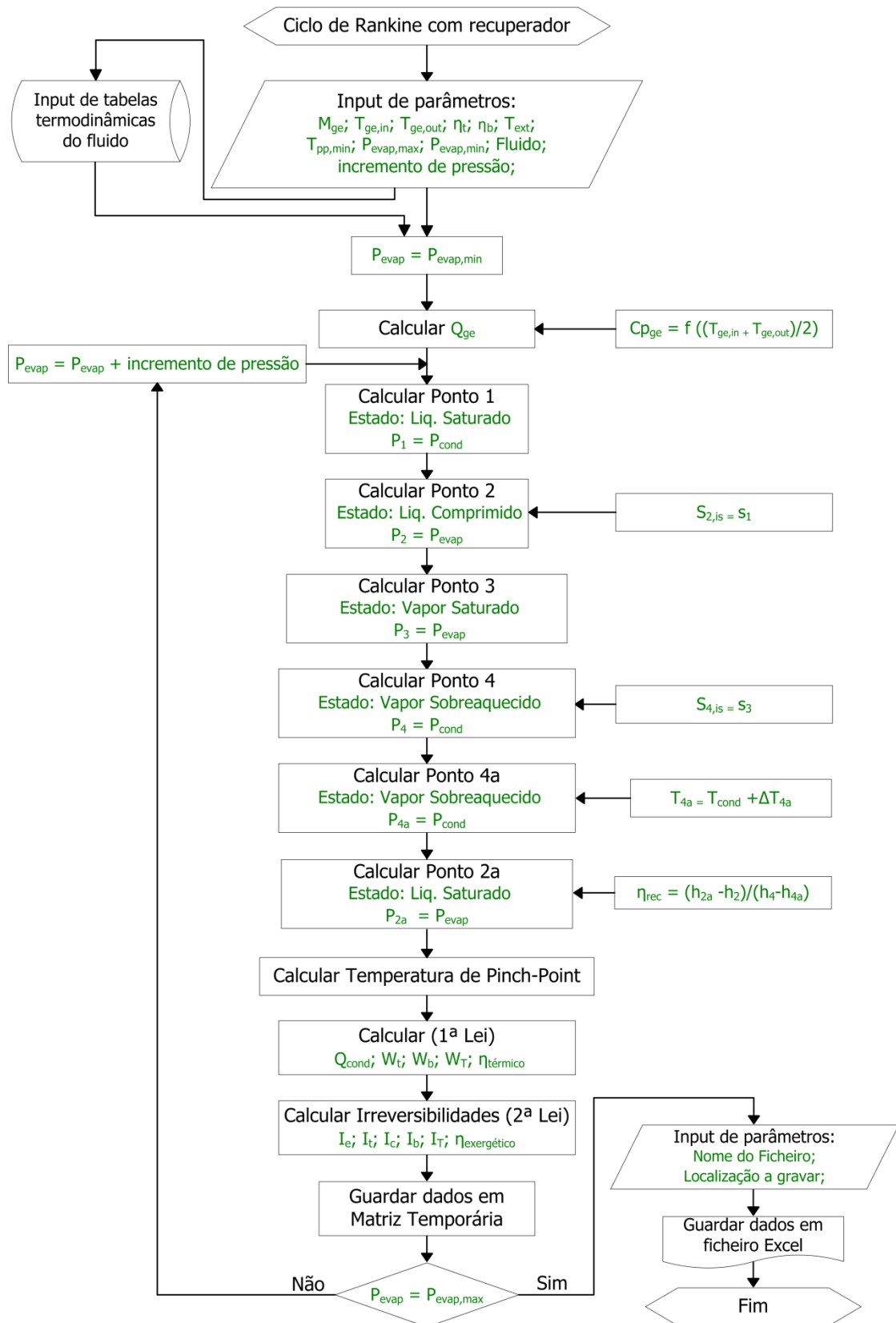




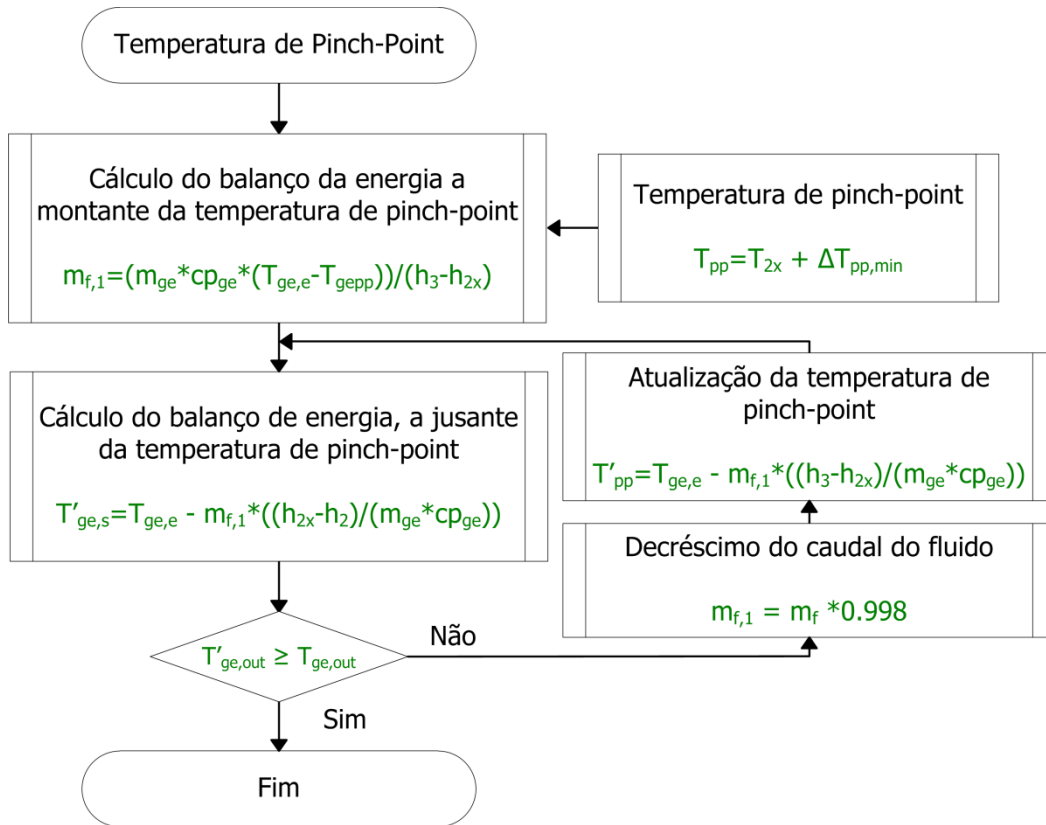
## g) Fluxograma do módulo ciclo de Rankine com sobreaquecimento



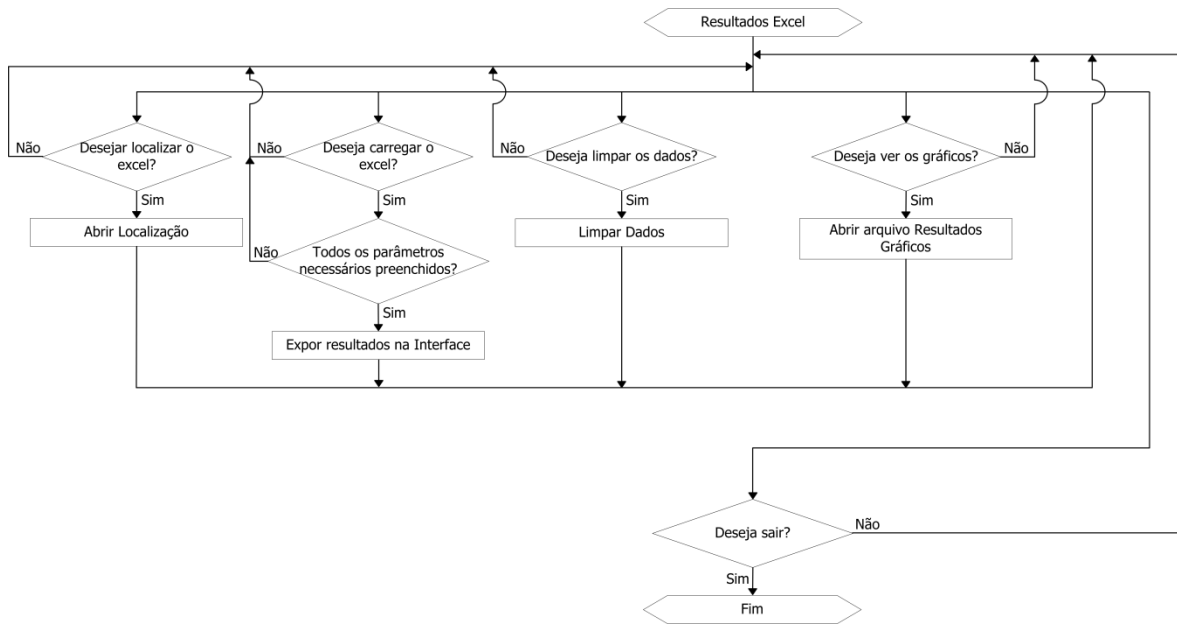
## h) Fluxograma do módulo ciclo de Rankine com recuperador



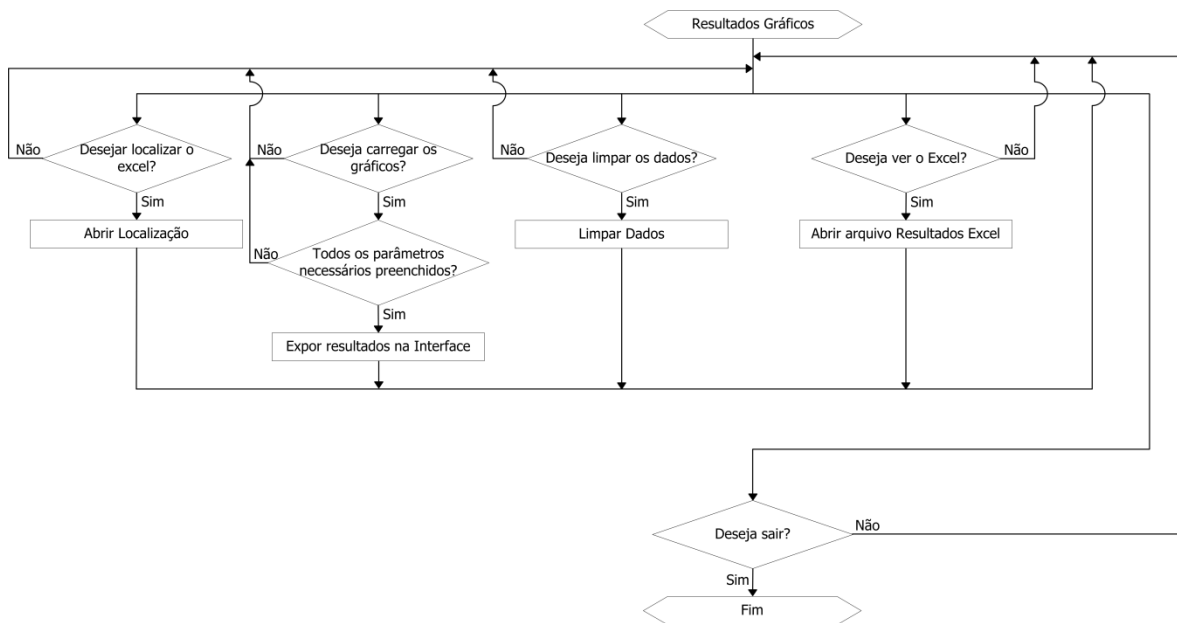
**i) Fluxograma do subprocesso de cálculo da temperatura de Pinch-Point**



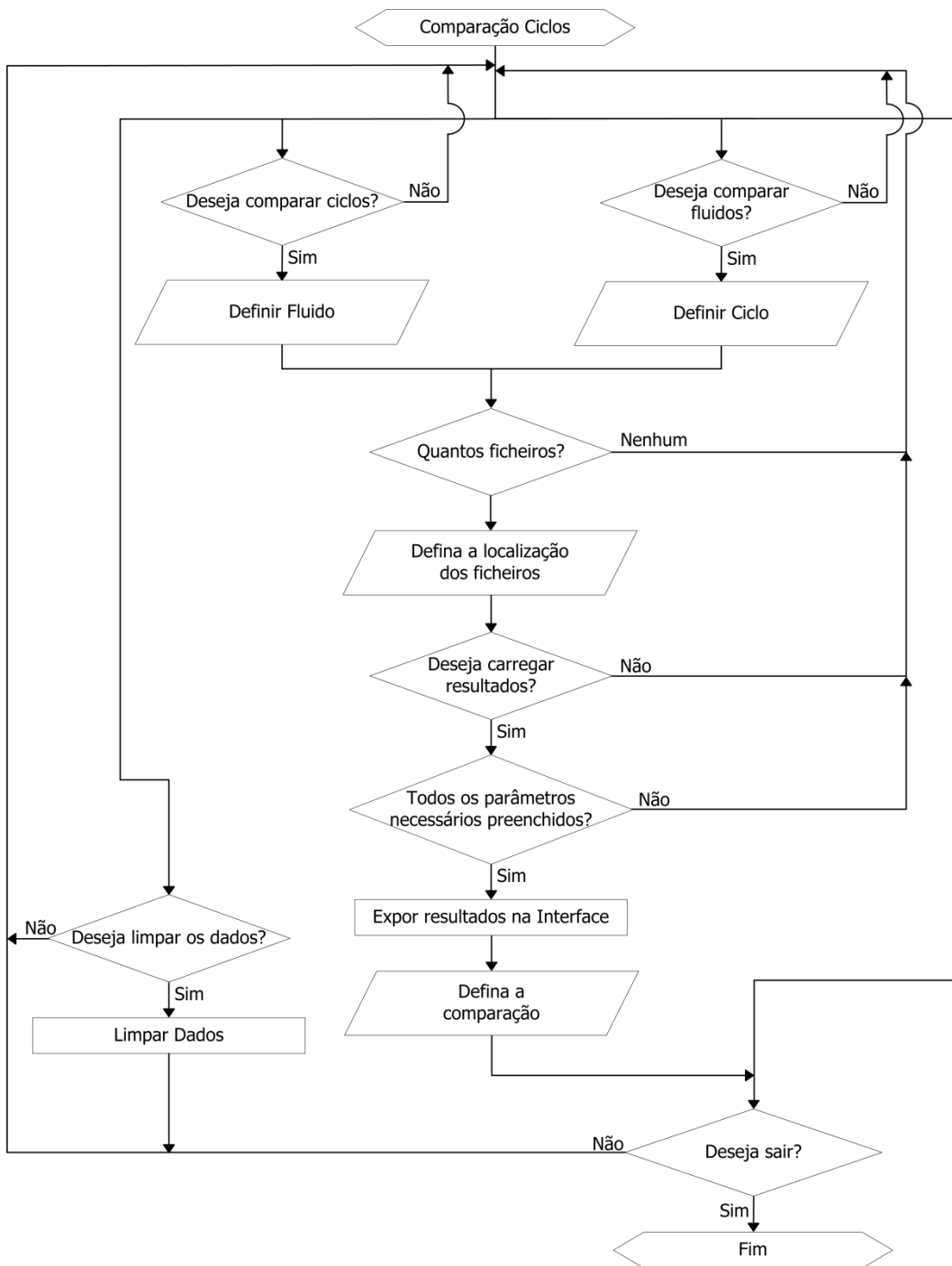
## j) Fluxograma do módulo resultados excel



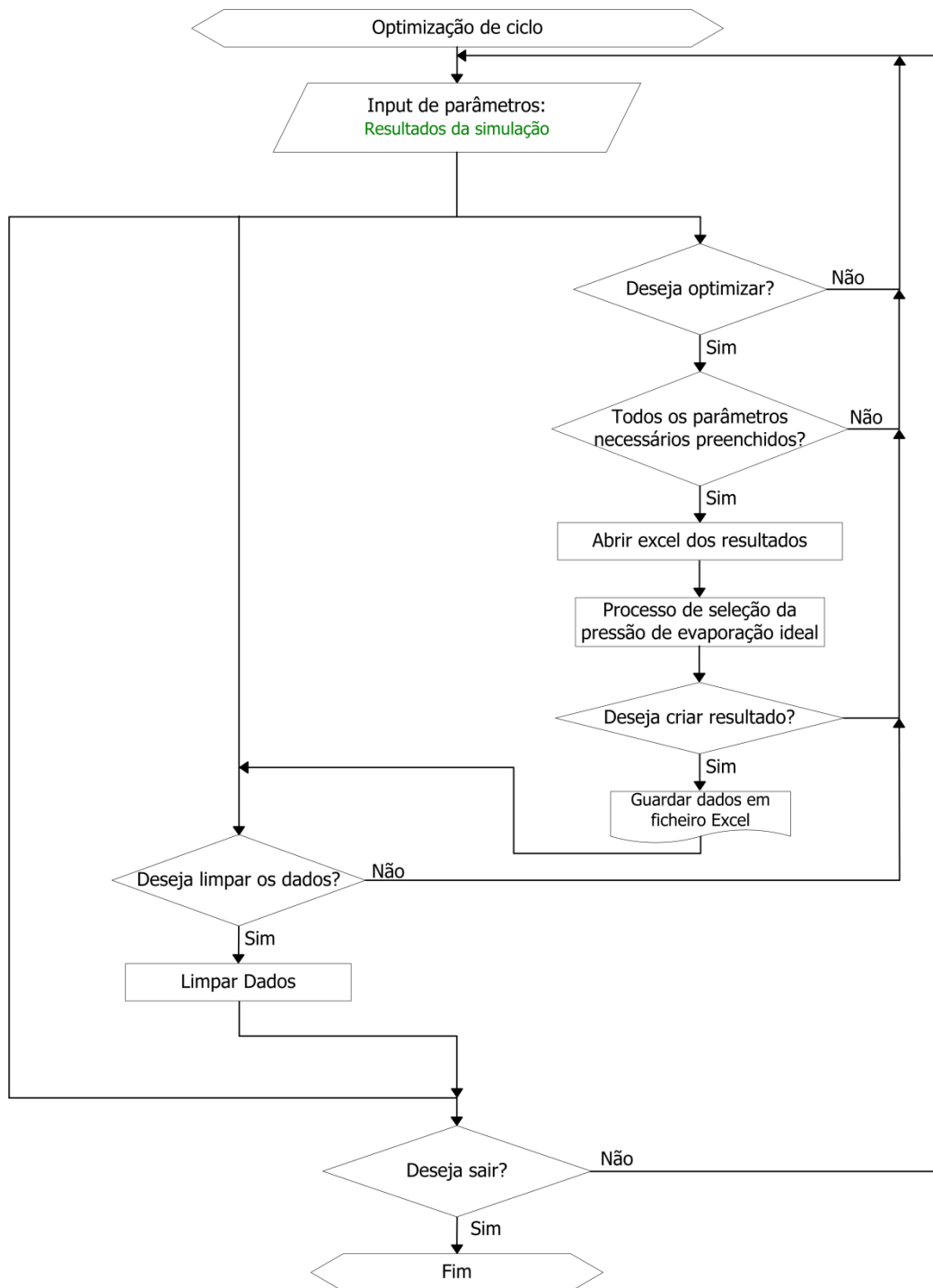
## k) Fluxograma do módulo resultados gráficos



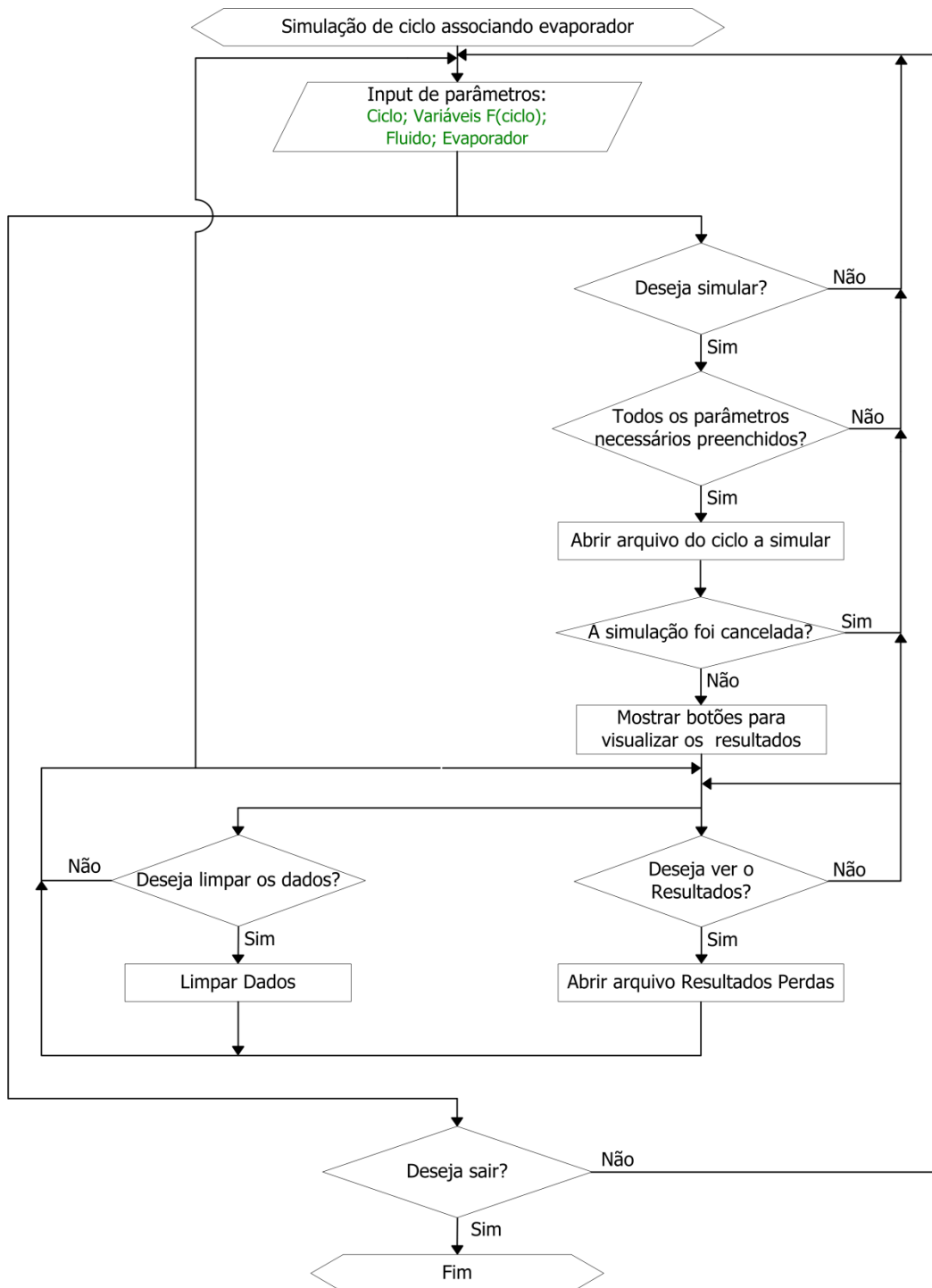
# I) Fluxograma do módulo comparação de ciclos



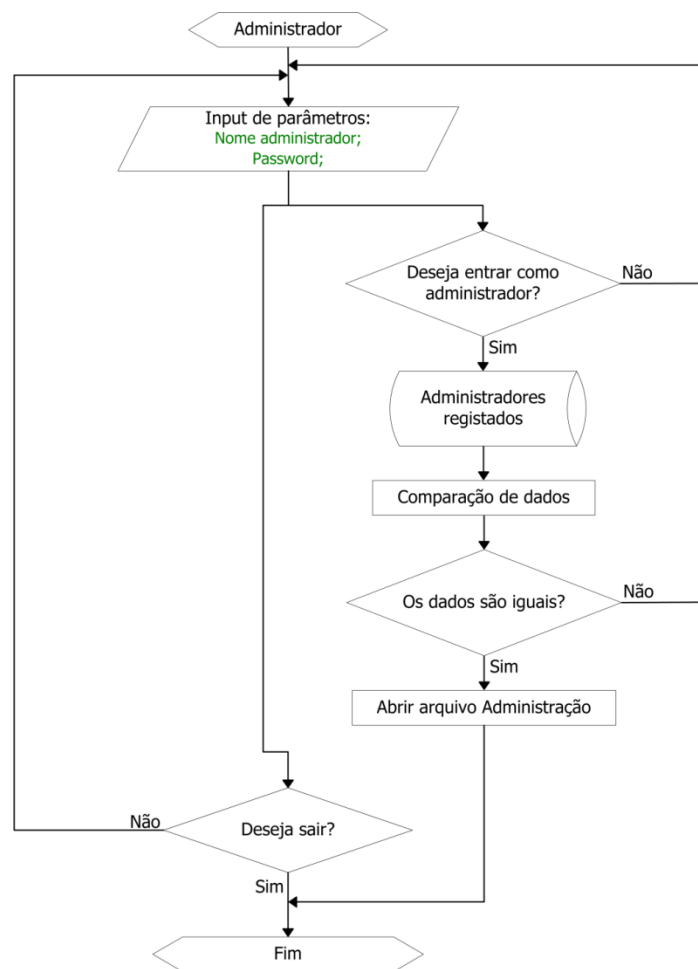
## m) Fluxograma do módulo otimização ciclo



n) Fluxograma do módulo simulação de ciclo associando perdas de pressão

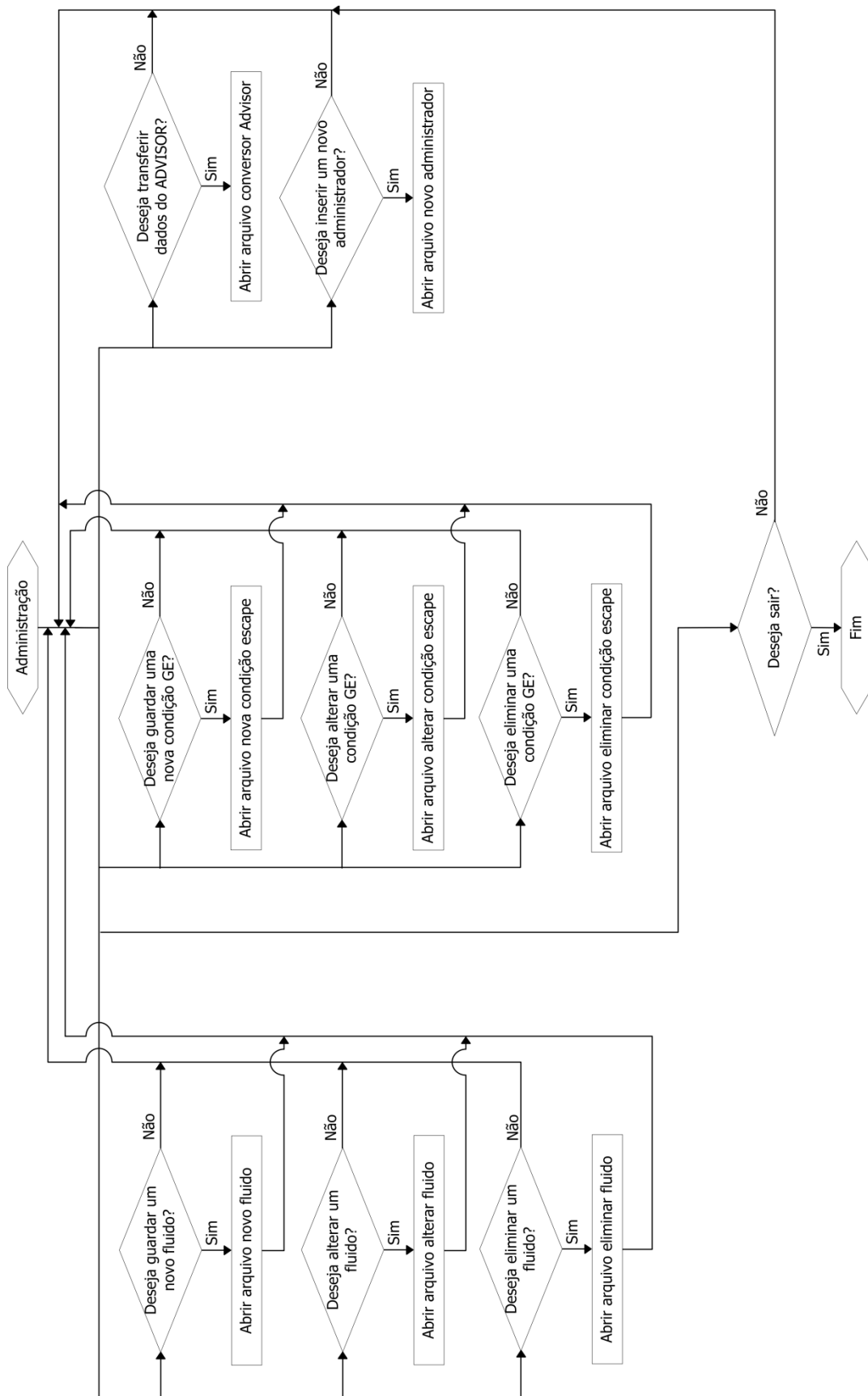


## o) Fluxograma do módulo de acesso do administrador

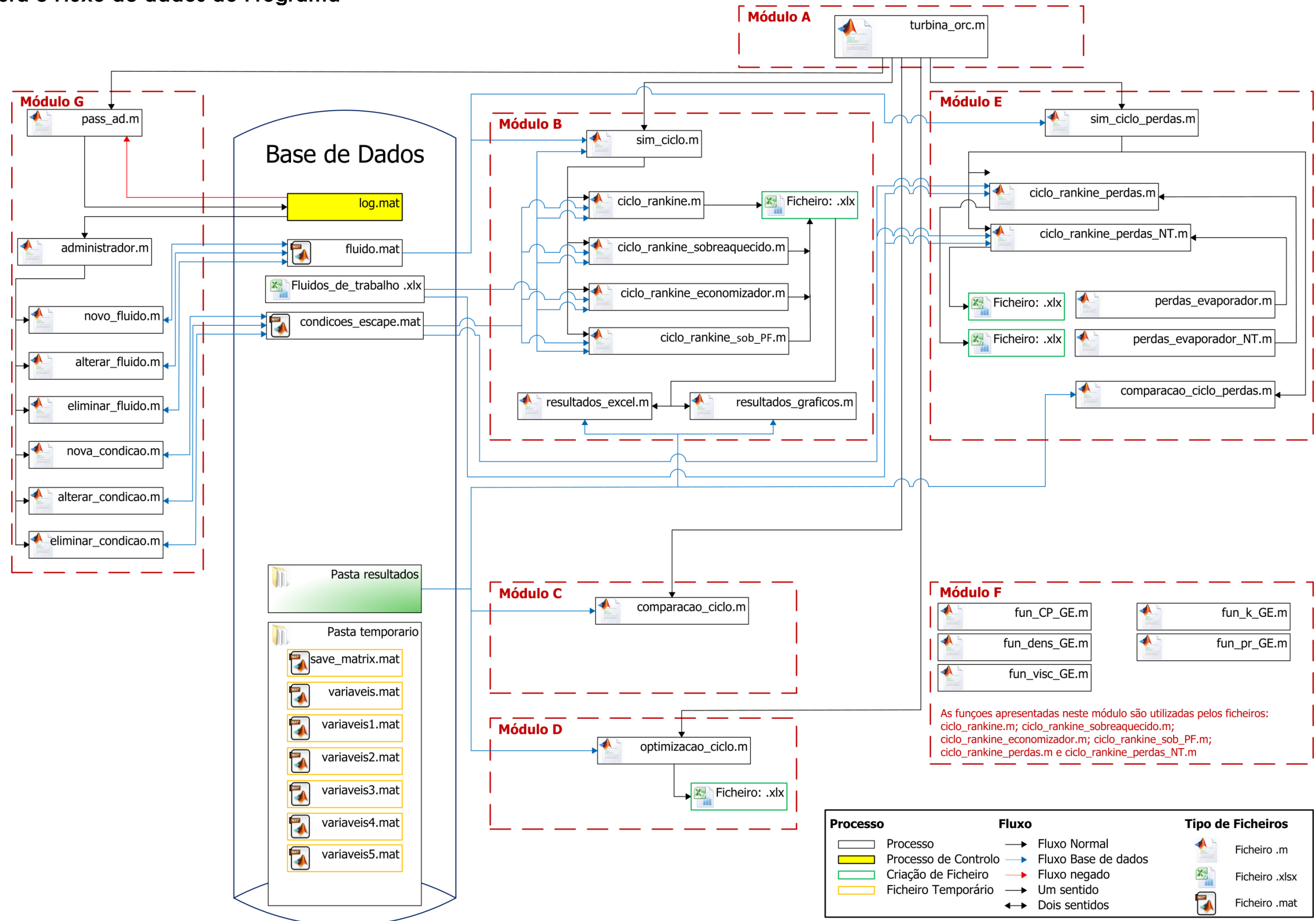




## p) Fluxograma do módulo de administração



### q) Estrutura e Fluxo de dados do Programa





r) Lista da definição dos fluidos de trabalho

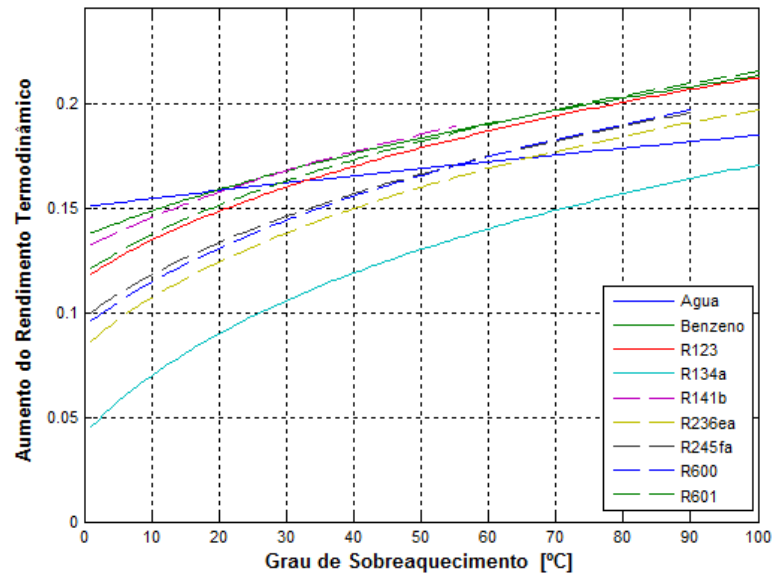
Nomenclatura	Nome	Fórmula Química	Tipo de fluido	Massa molar [g/mole]	Estabilidade	Inflamabilidade	Temp. Ebulição [°C]	Temp. fusão [°C]	Temp. crit. [°C]	Pressão crit. [Bar]	Dens. crit. [kg/m³]	Volume crit. [m³/kg]	ODP	GWP [100 anos]	Aparência	Odor	ASHRAE 34
Água	Água	H <sub>2</sub> O	Húmido	18,015	Estável	Não inflamável	99.97	0	373.95	220.640	322.00	0.0310	0	0	Incolor	Sem odor	-
Benzeno	Benzeno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	Seco	78.110	Estável	Inflamável	80.08	5.50	288.90	48.940	309.00	0.00324	0	-	Incolor	Aromático	-
R123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoroetano	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	Seco	152.931	Estável	Não inflamável	27.82	-107.00	183.68	36.618	550.00	0.00182	0.002	77	Incolor	Sem odor	B1
R134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	Húmido	102.030	Estável	Não inflamável	-26.07	-103.30	101.06	40.593	511.90	0.00195	0	1300	Incolor	-	A2
R141b	1,1-dicloro-1-fluoroetano	CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F	Seco	116.950	Estável	Não inflamável	32	-103.50	204.4	42.120	458.6	0.00218	0.12	725	Incolor	Éter	-
R236ea	1,1,1,2,3,3-heptafluoropropano	CF <sub>3</sub> CHFCHF <sub>2</sub>	Seco	152.038	Estável	Não inflamável	6.19	-	139.29	35.020	563.00	0.00177	0	1200	Incolor	-	-
R245fa	1,1,1,3,3-pentafluoropropano	CHF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	Seco	134.047	Estável	Não inflamável	15.00	-103.00	154.10	36.400	517.00	0.00193	0	950	Incolor	Éter	B1
R600	Butano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	Seco	58.124	Estável	Muito inflamável	-0.490	-138.30	151.97	37.960	228.00	0.00438	0	4	Incolor	Petróleo	A3
R601	Pentano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	Seco	72.150	Estável	Muito inflamável	36.06	-129.80	196.6	33.7	232	0.00431	0	4	Incolor	Petróleo	A3



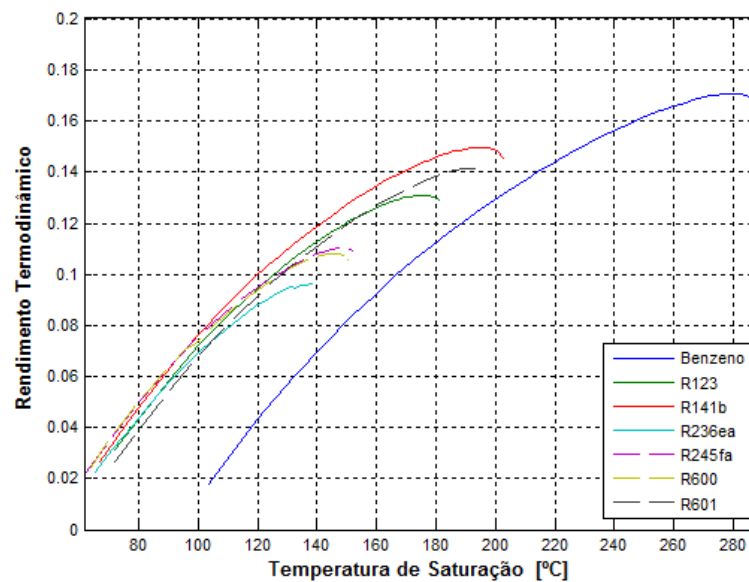
## **Anexo III**



## a) Rendimento termodinâmico do ciclo



ANEXO III FIGURA 1 – Rendimento do ciclo de Rankine com sobreaquecedor em função do grau de sobreaquecimento para a condição 2 de operação de escape e pressão de vaporização de 25bar



ANEXO III FIGURA 2 - Rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine com recuperador em função da temperatura de saturação para a condição 2 de operação de escape



## b) Rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine à pressão de evaporação de 25bar

ANEXO III TABELA 1 – Resultados obtidos do rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine para a pressão de vaporização de 25bar

Ciclo termodinâmico à pressão de vaporização de 25bar												
Condição de Escape Fluido	Rankine				Rankine Sobreaquecido $T_{\text{sobreaquecimento}} = 15^{\circ}\text{C}$				Rankine c/ Recuperador			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Água	15.1	15.1	15.0	15.0	15.7	15.7	15.6	15.6	-	-	-	-
Benzeno	13.7	13.7	13.7	13.7	15.4	15.4	15.4	15.4	15.5	15.5	15.5	15.4
R123	11.7	11.6	11.6	11.6	14.2	14.2	14.2	14.2	12.7	12.6	12.6	12.6
R134a	4.2	4.2	4.2	4.2	8.1	8.1	8.1	8.1	-	-	-	-
R141b	13.1	13.1	13.1	13.1	15.2	15.2	15.2	15.1	14.1	14.1	14.1	14.1
R236ea	8.4	8.4	8.4	8.4	11.7	11.6	11.6	11.6	9.0	9.0	9.0	9.0
R245fa	9.8	9.8	9.8	9.8	12.7	12.6	12.6	12.6	10.5	10.5	10.5	10.4
R600	9.4	9.4	9.3	9.3	12.4	12.3	12.3	12.3	10.0	10.0	9.9	9.9
R601	11.9	11.9	11.9	11.8	14.5	14.5	14.5	14.5	13.8	13.7	13.7	13.6

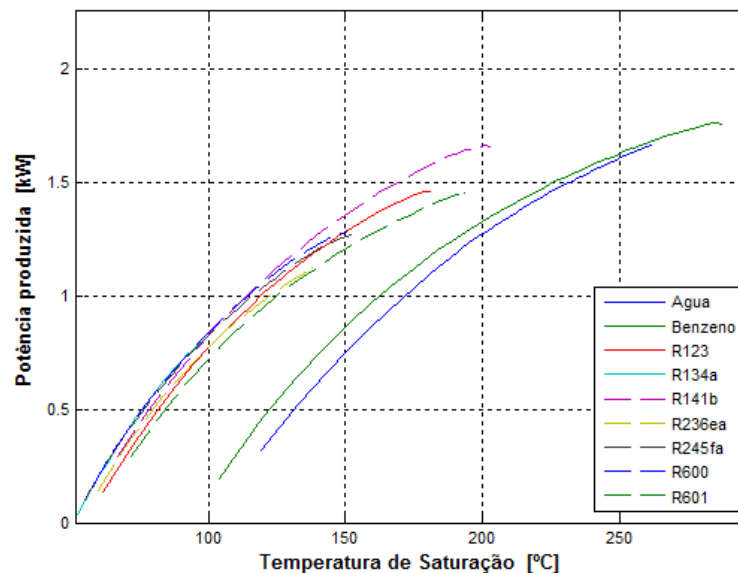
ANEXO III TABELA 2 – Aumento percentual do rendimento termodinâmico em comparação com o ciclo de Rankine para a pressão de vaporização de 25bar

Ciclo termodinâmico à pressão de vaporização de 25bar												
Condição de Escape Fluido	Rankine				Rankine Sobreaquecido $T_{\text{sobreaquecimento}} = 15^{\circ}\text{C}$				Rankine c/ Recuperador			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Água	15.1	15.1	15.0	15.0	0.6	0.6	0.6	0.6	-	-	-	-
Benzeno	13.7	13.7	13.7	13.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.8	1.8	1.8	1.8
R123	11.7	11.6	11.6	11.6	2.6	2.6	2.5	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0
R134a	4.2	4.2	4.2	4.2	3.9	3.9	3.9	3.9	-	-	-	-
R141b	13.1	13.1	13.1	13.1	2.1	2.1	2.1	2.1	1.0	1.0	1.0	1.0
R236ea	8.4	8.4	8.4	8.4	3.3	3.2	3.2	3.2	0.6	0.6	0.6	0.6
R245fa	9.8	9.8	9.8	9.8	2.9	2.9	2.9	2.8	0.7	0.7	0.7	0.7
R600	9.4	9.4	9.3	9.3	3.0	3.0	3.0	3.0	0.6	0.6	0.6	0.6
R601	11.9	11.9	11.9	11.8	2.6	2.6	2.6	2.6	1.9	1.9	1.9	1.8

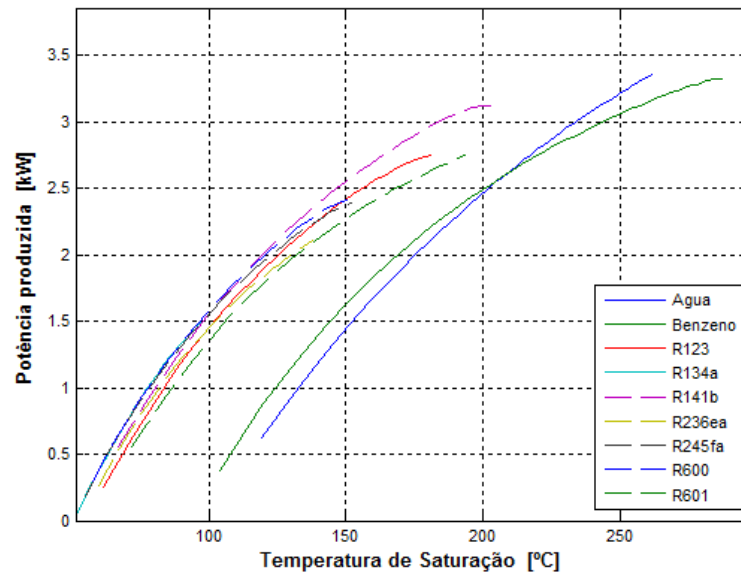
ANEXO III TABELA 3 – Aumento percentual relativo do rendimento termodinâmico em comparação com o ciclo de Rankine para a pressão de vaporização de 25bar

Ciclo termodinâmico à pressão de vaporização de 25bar												
Condição de Escape Fluido	Rankine				Rankine Sobreaquecido $T_{\text{sobreaquecimento}} = 15^{\circ}\text{C}$				Rankine c/ Recuperador			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Água	15.1	15.1	15.0	15.0	4.0	4.0	4.0	4.0	-	-	-	-
Benzeno	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	12.5	12.5	12.5	13.1	13.2	13.2	13.1
R123	11.7	11.6	11.6	11.6	21.9	21.9	21.9	21.9	8.5	8.6	8.6	8.5
R134a	4.2	4.2	4.2	4.2	92.9	92.9	92.9	92.9	-	-	-	-
R141b	13.1	13.1	13.1	13.1	16.1	16.1	16.1	16.0	7.8	7.8	7.7	7.7
R236ea	8.4	8.4	8.4	8.4	38.9	38.7	38.8	38.8	7.7	7.6	7.7	7.7
R245fa	9.8	9.8	9.8	9.8	29.3	29.3	29.2	29.1	7.2	7.2	7.1	7.1
R600	9.4	9.4	9.3	9.3	31.7	31.8	31.7	31.7	6.4	6.4	6.4	6.4
R601	11.9	11.9	11.9	11.8	22.2	22.2	22.1	22.0	15.8	15.8	15.6	15.2

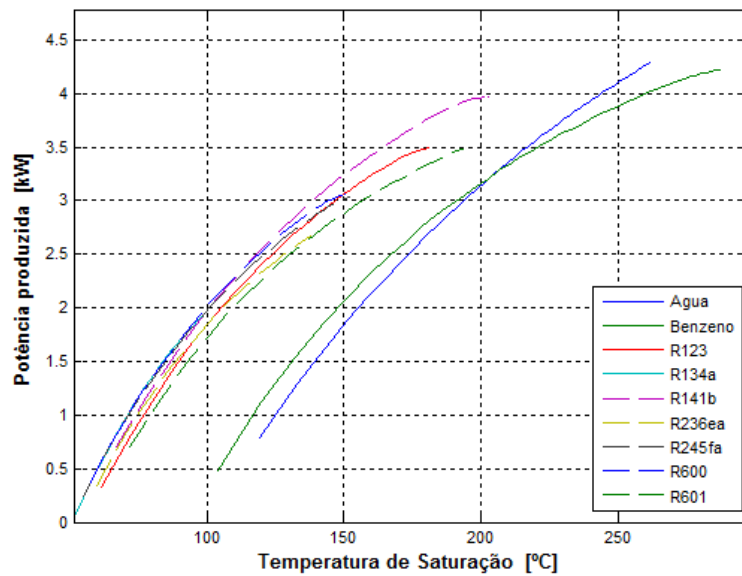
### c) Potência produzida pela turbina



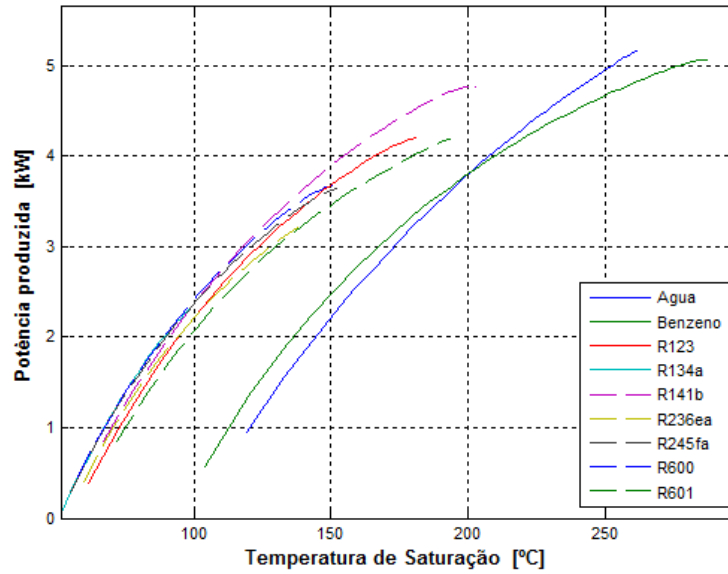
ANEXO III FIGURA 3 - Potência produzida pela turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 1 de operação de escape



ANEXO III FIGURA 4 - Potência produzida pela turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 2 de operação de escape

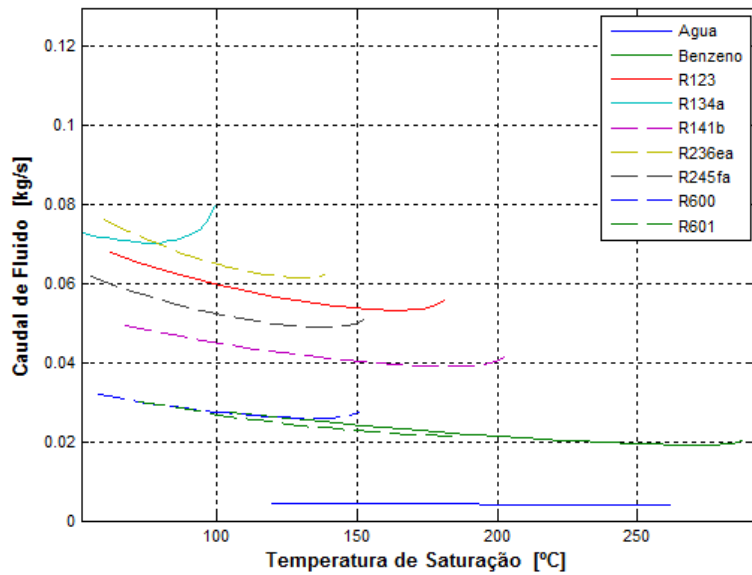


ANEXO III FIGURA 5 - Potência produzida pela turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 3 de operação de escape

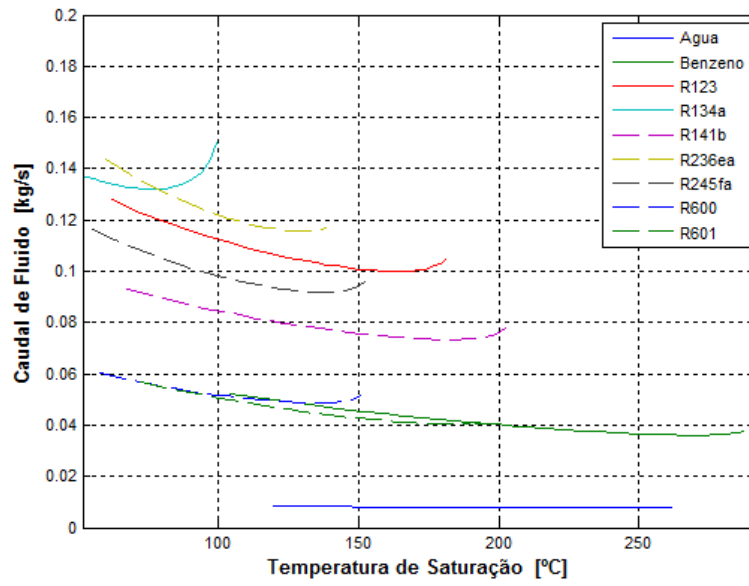


ANEXO III FIGURA 6 - Potência produzida pela turbina do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 4 de operação de escape

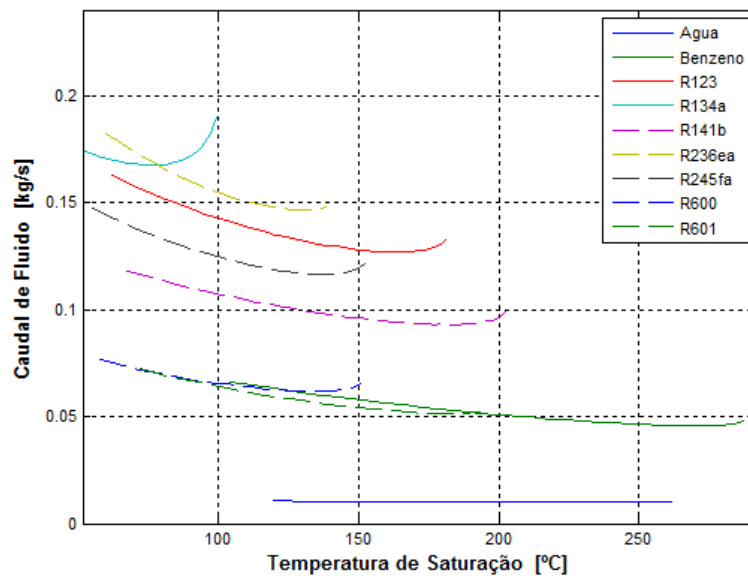
#### d) Caudal mássico de fluido



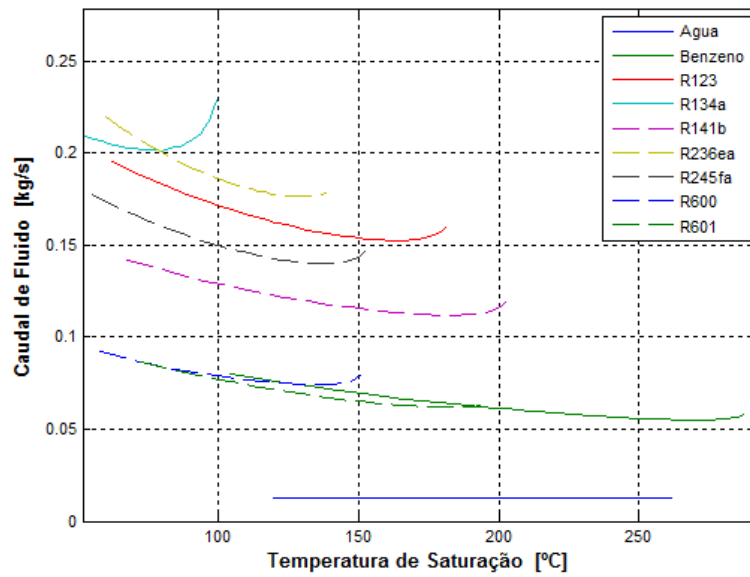
ANEXO III FIGURA 7 – Caudal mássico do fluido do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 1 de operação de escape



ANEXO III FIGURA 8 - Caudal mássico do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 2 de operação de escape

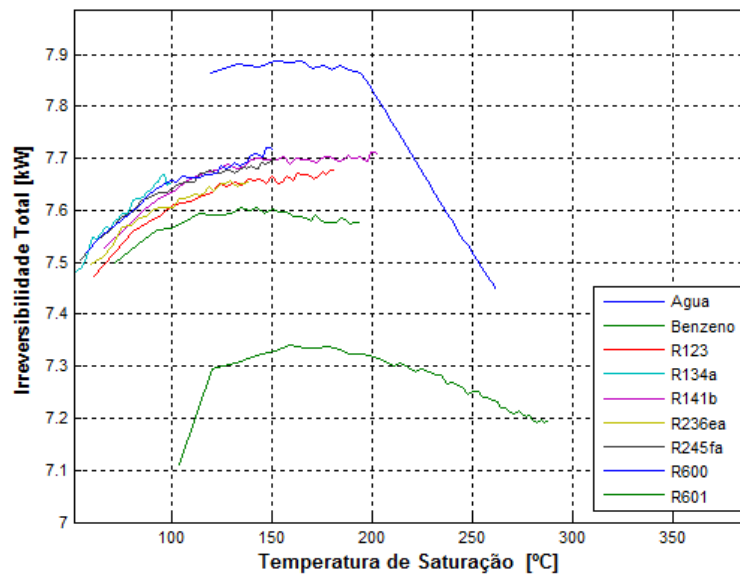


ANEXO III FIGURA 9 - Caudal mássico do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 3 de operação de escape

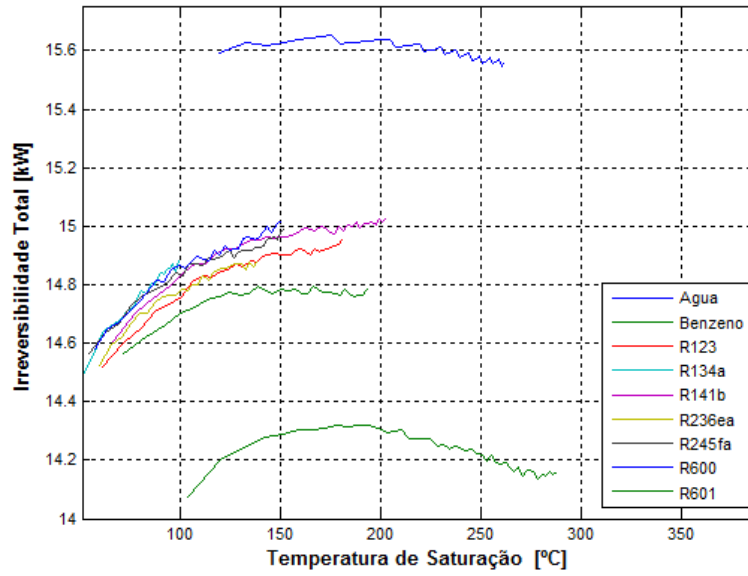


ANEXO III FIGURA 10 - Caudal mássico do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 4 de operação de escape

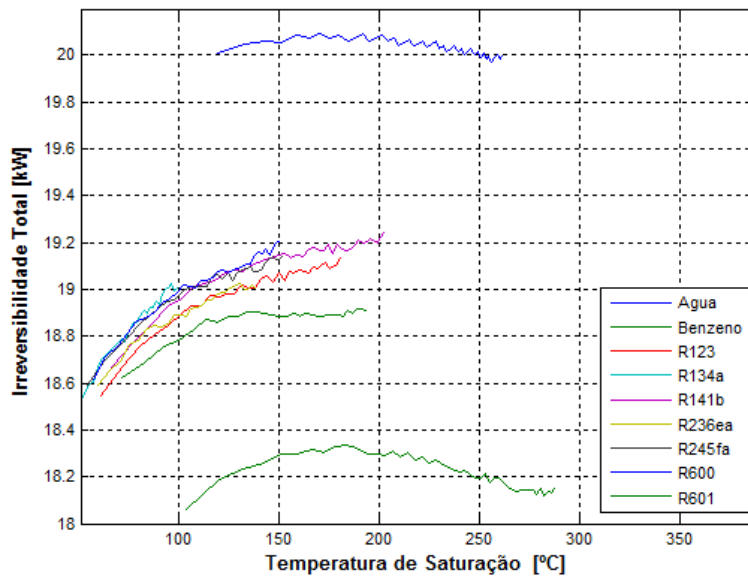
### e) Irreversibilidade total



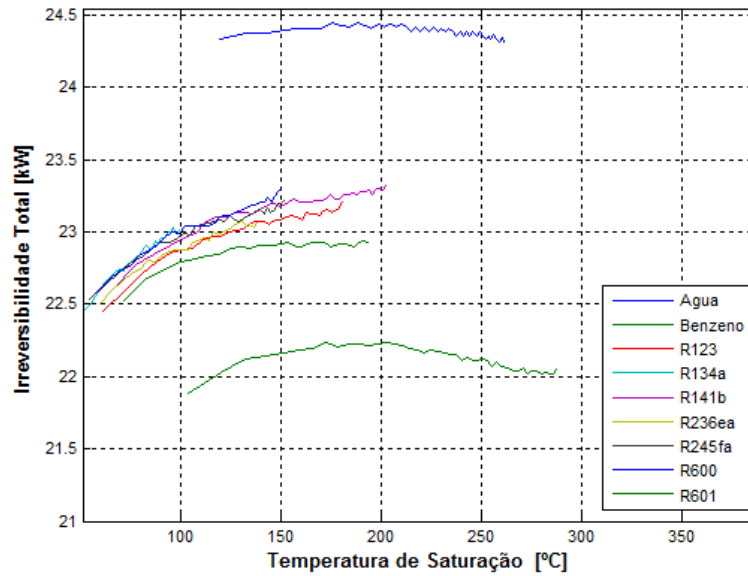
ANEXO III FIGURA 11 - Irreversibilidade Total do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 1 de operação de escape



ANEXO III FIGURA 12 – Irreversibilidade Total do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 2 de operação de escape

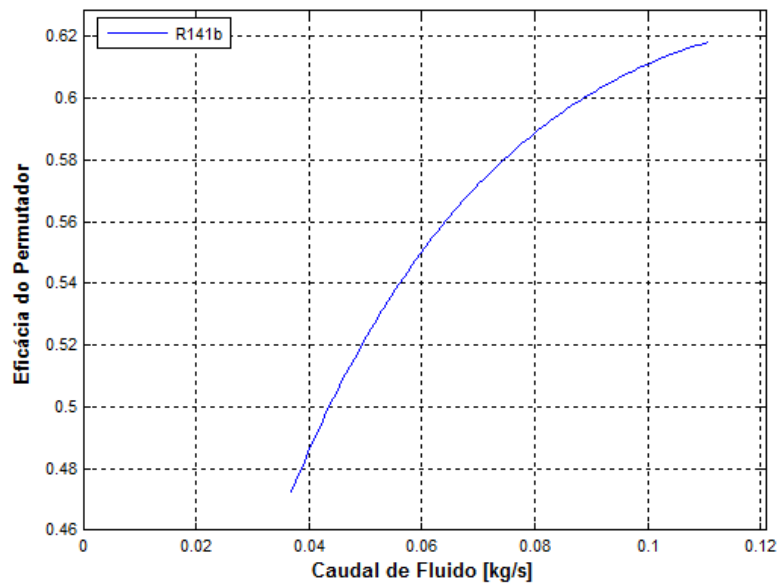


ANEXO III FIGURA 13 – Irreversibilidade Total do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 3 de operação de escape



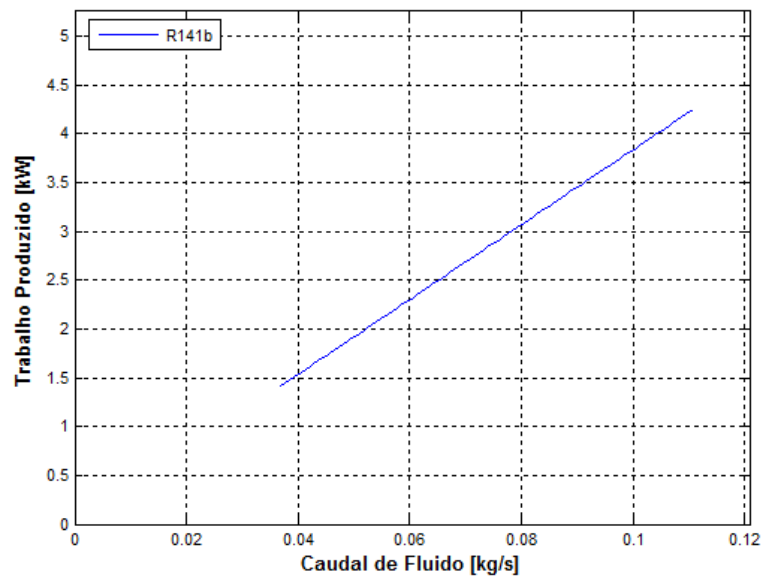
ANEXO III FIGURA 14 - Irreversibilidade Total do ciclo de Rankine em função da temperatura de saturação para a condição 4 de operação de escape

### f) Regime permanente especificando evaporador



ANEXO III FIGURA 15 - Eficácia do evaporador definido em função do caudal de fluido para a condição 4 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar





**ANEXO III FIGURA 16** – Potência produzida pela turbina em função do caudal de fluido para o evaporador definido, condição 4 de gases de escape e pressão de vaporização de 25bar