



Aproveitamento dos gases de exaustão do forno para produção de energia elétrica na BA Vidro

DIANA ALEXANDRA DOS SANTOS PEREIRA

Outubro de 2016



Mestrado em Engenharia Química
Otimização Energética na Indústria Química

Aproveitamento dos gases de exaustão do forno para produção de energia elétrica na BA Vidro

DIANA PEREIRA
OUTUBRO DE 2016

Orientação: Doutora Maria Paula Neto (ISEP)
Eng.º Joaquim Campos (BA Vidro)
Co-orientação: Doutora Anabela Guedes (ISEP)

AGRADECIMENTOS

Agradeço à empresa B.A. Vidro, em especial ao Eng.º Joaquim Campos e a todos os funcionários pela simpatia e pela disponibilidade no esclarecimento de dúvidas e no fornecimento dos recursos necessários à elaboração da dissertação.

Agradeço à Doutora Anabela Guedes e à Doutora Paula Neto pela orientação, pelas sugestões, e pela disponibilidade prestada no decorrer de todo o trabalho.

Por fim, agradeço ainda à minha família pelo apoio e incentivo que me deram nestes últimos meses.

RESUMO

O presente trabalho foi realizado na empresa BA Vidro – Unidade de Avintes, no âmbito da dissertação/Estágio do mestrado em Engenharia Química – Otimização Energética na Indústria Química.

O objetivo principal deste trabalho foi dimensionar um ciclo de Rankine orgânico (CRO) para produzir energia elétrica, a partir do aproveitamento dos gases de exaustão provenientes de um dos fornos de fusão da empresa.

Os gases de exaustão encontram-se respetivamente à temperatura de 433,3°C e a 296,5 °C, antes e após a sua passagem pelo filtro eletrostático. Dos fluidos orgânicos estudados, o tolueno foi o que apresentou uma maior produção de energia elétrica, cerca de 605 kW com a fonte quente a 296,5°C e 768,9 kW com a fonte quente a 433,3°C. Para este fluido, e para a mesma produção de energia elétrica, foi avaliada a eficiência térmica do ciclo de Rankine simples e com regenerador, tendo-se obtido valores de eficiência de 24,7 %, e 29,3 %, respetivamente.

A energia elétrica produzida correspondeu a 48 % do consumo total do forno, permitindo chegar a uma poupança anual média de 127.755 €. No entanto a análise económica desta medida não foi efetuada, porque não foi possível obter informação relativa ao orçamento do CRO em tempo útil.

Paralelamente a este estudo foram analisadas duas medidas relativas à poupança de gás natural consumido na caldeira. A primeira medida foi a alteração da temperatura das águas sanitárias de 87 °C para 70 °C. Esta medida não implica qualquer investimento e gera uma poupança anual de 3.143 €. Na segunda medida estudou-se a viabilidade da implementação de um permutador de calor de fluxo cruzado para o aquecimento das águas sanitárias até 70 °C, a partir dos gases de exaustão resultantes da fusão do vidro. Neste caso o orçamento do equipamento variou entre 3.500 € e 15.000 €. Com uma poupança anual de 11.093 €, o período de recuperação do investimento obtido variou entre os 0,32 e os 1,4 anos, o que revelou que a instalação do permutador é viável em qualquer uma das situações apresentadas.

Palavras chave: *energia elétrica, otimização energética, ciclo de Rankine orgânico, gases de exaustão*

ABSTRACT

This report refers to the work developed in the company BA Vidro – Unidade de Avintes, in the frame of the course “Dissertação/Estágio” for the obtention of Master Degree in Chemical Engineering – Energy optimization in the Chemical Industry.

The main goal was the design of an organic Rankine cycle (ORC) in order to produce electricity, using the residual heat from exhaust gases of a glass furnace.

The exhaust gases are at 433.3°C and 296.5 °C, before and after they pass by the electrostatic filter.

Among the considered fluids, toluene showed the highest electrical energy production, around 605 kW with the heat source at 296.5°C and 768.9 kW with the heat source at 433.3°C. Using this fluid, and for the same power output, the thermal efficiencies obtained were 24,7 %, and 29,3 %, for an ORC with and without recuperator, respectively.

The production of electricity is 48 % of the total consumption of the furnace, allowing an average annual savings of 127.755 €. However economic analysis of this measure was not made because it was not possible to obtain the budget of the CRO system on time.

Other two measures were analyzed in this work, and they involve savings in natural gas consumed in the boiler. The first one was the alteration of the temperature of domestic hot water from 87 °C to 70 °C. This measure does not imply any investment and generates 3,143 € annual savings. In the second one it was studied the viability of the implementation of a cross flow heat exchanger for domestic water heating to 70 °C, using the residual heat from exhaust gases of glass fusion. In this situation, the equipment budget varied between 3,500 € and 15,000 €. With a saving of 11,093 € year, the payback period range was between 0.32 and 1.4 years, revealing the heat exchanger implementation is viable for all situations suggested.

Key Words: *electrical energy, energy optimization, organic Rankine cycle, exhaust gases*

ÍNDICE

1	Introdução.....	1
1.1	Apresentação da Empresa.....	6
1.2	Descrição do Processo Produtivo.....	7
1.3	Objetivos do trabalho	11
1.4	Organização da dissertação	11
2	Fornos utilizados na indústria do vidro	15
2.1	Impacto energético dos fornos de fusão.....	15
2.2	Impacto ambiental dos fornos de fusão.....	16
2.3	Tipos de fornos de fusão.....	17
2.3.1	Fornos regenerativos	19
2.3.2	Fornos de recuperação.....	22
2.3.3	Fornos de oxigénio-combustível.....	22
2.3.4	Fornos elétricos.....	22
2.3.5	Fornos a combustível fóssil combinado com eletricidade.....	23
3	Caracterização do forno AV5.....	25
3.1	Consumo energético do forno AV5.....	25
3.2	Caracterização do efluente gasoso resultante da combustão	26
4	Aproveitamento energético	31
4.1	Aquecimento de águas sanitárias.....	32
4.2	Produção de eletricidade	35
4.2.1	Ciclos de Rankine Orgânicos e de vapor	36
4.2.2	CRO no aproveitamento do calor residual	42
4.2.3	Seleção do fluido de trabalho	44
4.2.4	CRO subcrítico e CRO supercrítico.....	47
4.2.5	CRO do ponto de vista económico.....	48
4.2.6	Eficiência térmica do ciclo	50
5	Medidas de otimização: avaliação energética e económica	55

5.1	Alteração da temperatura das águas sanitárias para 70 °C	55
5.2	Aproveitamento energético dos gases de exaustão do forno AV5 para aquecimento das águas sanitárias	56
5.3	Aproveitamento energético dos gases de exaustão do forno AV5 para produzir energia elétrica	58
5.3.1	Temperatura disponível da fonte quente de 296,5 °C	59
5.3.2	Temperatura disponível da fonte quente de 433,3 °C	64
5.4	Avaliação económica da implementação do CRO	66
6	Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	69
	Bibliografia	71
	Anexos	75
	ANEXO A - Exemplos de cálculo	75
A.1	- Cálculo do caudal volumétrico da corrente dos gases de combustão à saída do forno, e do ar de arrefecimento	75
A.2	- Cálculo da poupança anual com a alteração das condições da caldeira	77
A.3	- Cálculo da potência térmica dos gases de exaustão do forno	77
A.4	- Dimensionamento de um CRO usando o Tolueno como fluido de trabalho ...	82
A.4.1	Ciclo sem regenerador.....	82
A.4.2	Ciclo com regenerador.....	86
A.5	- Cálculo da poupança em energia elétrica com a implementação do CRO recorrendo a tolueno como fluido de trabalho.....	91
A.6	- Cálculo do período de retorno do capital investido para o permutador de calor	93
	ANEXO B – Propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos	95
B.1	- Propriedades dos fluidos selecionados para uma temperatura da fonte quente de 296,5 °C	95
B.2	- Propriedades dos fluidos selecionados para uma temperatura da fonte quente de 433,3 °C	98
	ANEXO C – Levantamento energético do forno AV5	101
	ANEXO D – Composição do efluente gasoso	102

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Distribuição do consumo energético em Portugal, por setores, no ano de 2014. [1].....	1
Figura 1.2 - Distribuição do consumo de energia primária em Portugal no ano de 2014. [1]	2
Figura 1.3 - Evolução do consumo total de energia primária em Portugal (tep). [1]	2
Figura 1.4 - Distribuição do consumo de energia final em Portugal no ano de 2014. [1]..	3
Figura 1.5 - Evolução do consumo de energia final por fonte em Portugal (tep). [1]	4
Figura 1.6 - Consumo de eletricidade por setor, em Portugal, no ano de 2014. [1].....	5
Figura 1.7- Consumo energético envolvido na produção de vidro, e principais fontes de energia, no ano de 2010 nos Estados Unidos da América. [3]	5
Figura 1.8 - Unidade fabril de Avintes, pertencente ao grupo BA. [6].....	7
Figura 1.9 – Esquema das zonas e das etapas envolvidas no processo produtivo. [9]....	8
Figura 1.10 - Gotas de vidro. [11]	9
Figura 1.11 - Máquina IS.....	9
Figura 1.12 - Esquema ilustrativo do processo soprado-soprado: 1 - carregamento, 2 - compressão, 3 - sopro, 4 - transferência, 5 - sopro final, 6 – extração. [12].	10
Figura 2.1 – Processos sofridos pelo vidro no forno. [10].....	18
Figura 2.2 - Representação de um forno regenerativo. [17]	20
Figura 2.3 - Forno regenerativo de combustão cruzada. [4]	20
Figura 2.4 - Representação de um forno de combustão final. [4]	21
Figura 2.5 - Forno de combustão final. [14].....	21
Figura 3.1 – Distribuição dos consumos energéticos no forno AV5 em 2014.	26
Figura 3.2 - Caracterização das correntes gasosas desde o forno até à chaminé.	27
Figura 4.1 - Permutadores de fluxo cruzado. a) Alhetado, com os dois fluidos não misturados. b) Não alhetado, com um fluido misturado e o outro não misturado. [20].....	33
Figura 4.2 - Distribuição das diferentes aplicações com implementação de CRO em 2012.[WHR – waste heat recovery (aproveitamento do calor residual)] [22]	37
Figura 4.3 - Esquema de um ciclo de Rankine. [29].....	38
Figura 4.4 - Diagramas T-s de fluidos orgânicos e o da água. [22].....	39
Figura 4.5 - Esquema de um CRO sem recuperador (esquerda) e com recuperador (direita). [22].....	41

Figura 4.6 – Diagramas para o fluido R244fa e perfis de temperatura para os fluidos secundários para exemplos de aplicações solar e biomassa (A) e para recuperação de calor (B). [25]	43
Figura 4.7 – Diagramas T-s para um fluido isentrópico (a), um fluido seco (b) e um fluido húmido (c). [31]	44
Figura 4.8 - Diagrama de um ciclo de Rankine orgânico para o R-245fa. [24].....	47
Figura 4.9 - Exemplo de uma unidade CRO para aproveitamento do calor residual. [27]	49
Figura 4.10 - Evolução do mercado de CRO. [25]	49
Figura 4.11 - Esquema de um CRO e identificação das correntes. [22].....	51
Figura 4.12 - Esquema de um CRO, com regenerador. [22]	54
Figura 5.1 - Variação do ponto de orvalho dos gases de exaustão com o teor de humidade. [32].....	56
Figura 5.2 – Esquema de um CRO sem regenerador.....	60
Figura 5.3 – Esquema de um CRO sem regenerador.....	62

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 - Temperaturas médias mensais à saída das câmaras de regeneração e à saída do filtro eletrostático, assim como os caudais médios mensais de vidro produzido, para o ano de 2014.	28
Tabela 4.1 - Valores típicos do coeficiente global de transferência de calor (U) para permutadores de carcaça e tubos. [21]	35
Tabela 4.2 - Vantagens do ciclo de Rankine orgânico e do ciclo a vapor. [22]	40
Tabela 4.3 - Fluidos de trabalho para várias fontes de calor. [22, 27]	46
Tabela 4.4 - Propriedades de alguns fluidos de trabalho. [28]	46
Tabela 4.5 – Lista dos principais fabricantes de CRO, assim como as respetivas aplicações, gamas abrangidas e temperaturas da fonte quente envolvidas. [22]	50
Tabela 5.1 - Gasto diário e anual em gás natural para o aquecimento de 7000 m ³ /h de água a 87 °C e a 70 °C.	55
Tabela 5.2 - Condições relativas aos gases de exaustão no permutador, custo associado e período de recuperação do investimento.	58
Tabela 5.3 - Caracterização da corrente filtrada de gases de exaustão no evaporador.	59
Tabela 5.4 - Resultados obtidos do CRO simples para os vários fluidos, tendo como $\dot{q}H = 2.821,8$ kW.	60
Tabela 5.5 - Pressões de trabalho, massas volúmicas e caudais volumétricos do tolueno, benzeno e dimetilcarbonato nas correntes do ciclo de Rankine simples. ...	61
Tabela 5.6 - Resultados obtidos do CRO para os vários fluidos, com a implementação de um regenerador.	63
Tabela 5.7 -Caracterização da corrente não filtrada de gases de exaustão no evaporador.	65
Tabela 5.8 -Resultados obtidos do CRO simples para os vários fluidos, tendo como $\dot{q}H = 3.389,0$ kW.	65
Tabela 5.9 – Poupança semanal e anual durante o horário de inverno e o de verão.	66

NOMENCLATURA

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área de transferência de calor	m^2
A_e	Área externa dos tubos	m^2
A_i	Área interna dos tubos	m^2
A_{lm}	Área média logarítmica	m^2
cp	Calor específico do fluido	$J/(kg.K)$
\overline{cp}_f	Calor específico médio do fluido frio	$J/(kg.K)$
\overline{cp}_q	Calor específico médio do fluido quente	$J/(kg.K)$
F_T	Fator de correção da temperatura	-
H	Entalpia da corrente	W
h	Entalpia específica do fluido	J/kg
h_e	Coefficiente pelicular de transferência de calor do fluido externo	$W/(m^2.K)$
h_i	Coefficiente pelicular de transferência de calor do fluido interno	$W/(m^2.K)$
$h_{4,is}$	Entalpia do fluido num processo de expansão isentrópico	J/kg
k	Condutividade térmica do material	$W/(m.K)$
\dot{m}	Caudal mássico do fluido	kg/s
\dot{m}_f	Caudal mássico do fluido frio	kg/s
\dot{m}_{ft}	Caudal mássico do fluido de trabalho	kg/s
\dot{m}_{gases}	Caudal mássico dos gases de exaustão	kg/s
\dot{m}_{GN}	Caudal mássico de gás natural	kg/s
\dot{m}_q	Caudal mássico do fluido quente	kg/s
P	Pressão	Pa
PCI	Poder calorífico inferior	J/kg
P_{crit}	Pressão crítica	Pa
PCS	Poder calorífico superior	J/kg
$P_{máx}$	Pressão máxima	Pa
P_{min}	Pressão mínima	Pa
Q	Caudal volumétrico	m^3/s
\dot{q}	Potência térmica	W
\dot{q}_H	Potência térmica trocada no evaporador	W

Símbolo	Descrição	Unidades
\dot{q}_L	Potência térmica trocada no condensador	W
\dot{q}_R	Potência térmica trocada no recuperador/regenerador	W
R_{suj}	Resistência térmica de sujamento	(m ² .K)/W
T	Temperatura	°C, K
T _{crit}	Temperatura crítica	°C, K
T _{entrada}	Temperatura do fluido à entrada do equipamento	°C, K
T _f	Temperatura final do fluido	°C, K
T _{f,e}	Temperatura de entrada do fluido frio	°C, K
T _{f,s}	Temperatura de saída do fluido frio	°C, K
T _i	Temperatura inicial do fluido	°C, K
T _{média}	Temperatura média	°C, K
T _{q,e}	Temperatura de entrada do fluido quente	°C, K
T _{q,s}	Temperatura de saída do fluido quente	°C, K
T _{saída}	Temperatura do fluido à saída do equipamento	°C, K
ΔT -	Diferença de temperatura	°C, K
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura logarítmica média	°C, K
U	Coeficiente global de transferência de calor	W/(m ² .K)
v	Volume específico	m ³ /kg
\dot{W}_b	Potência de compressão requerida pela bomba	W
\dot{W}_t	Potência produzida na turbina	W
$\dot{W}_{t,útil}$	Potência útil produzida na turbina e convertida em eletricidade	W
$\dot{W}_{t,is}$	Potência isentrópica produzida na turbina	W
Δx	Espessura da parede	m
η_b	Eficiência isentrópica da bomba	-
$\eta_{caldeira}$	Rendimento da caldeira	-
η_{ger}	Eficiência do gerador elétrico	-
η_{th}	Eficiência térmica do ciclo	-
$\eta_{t,is}$	Eficiência isentrópica da turbina	-
$\eta_{t,mec}$	Eficiência mecânica da turbina	-
ρ	Massa volúmica	kg/m ³
$\bar{\rho}$	Massa volúmica média	kg/m ³

1 INTRODUÇÃO

Apesar da tendência decrescente, continua a verificar-se um elevado consumo energético em Portugal nos diversos setores, em particular no da indústria. As fontes de energia renovável são cada vez mais utilizadas na produção de energia, no entanto esta continua a ser proveniente de combustíveis fósseis, o que implica, não só graves impactos para o ambiente, mas também elevados custos para o consumidor. Por estas razões torna-se cada vez mais importante efetuar uma utilização racional da energia, assim como tornar os processos mais eficientes.

O presente trabalho surge no âmbito da disciplina de Dissertação/Estágio do 2º ano do Mestrado em Engenharia Química, do ramo de Otimização Energética na Indústria Química, do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

Este teve lugar na Unidade de Avintes da Empresa BA Vidro, e teve como base o aproveitamento energético dos gases resultantes da fusão do vidro. Este processo de fusão é considerado um dos maiores consumidores intensivos de energia dentro da indústria em geral, que por si só, e juntamente com o setor dos transportes, é um dos principais consumidores energéticos. Esta realidade verifica-se igualmente em Portugal, como se pode verificar através da figura 1.1.

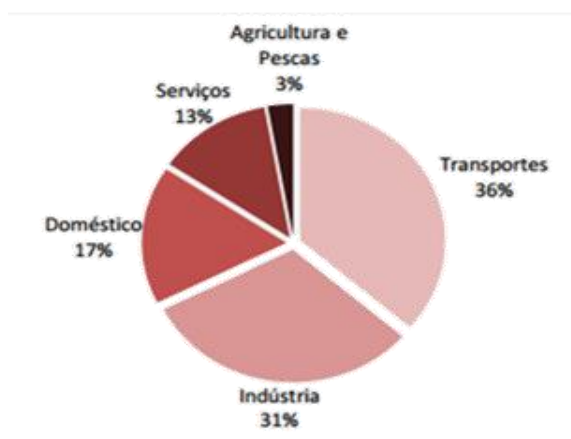


Figura 1.1 - Distribuição do consumo energético em Portugal, por setores, no ano de 2014. [1]

A maior parte dos países que fazem parte da EU-28 apresentam uma elevada dependência energética do exterior, sendo que Portugal foi em 2014 o 9º país mais dependente energeticamente, devido à inexistência a nível nacional de produção de

fontes de energias fósseis, como o petróleo ou gás natural. A forma de reverter esta situação baseia-se na aposta em energias renováveis e na eficiência energética. [1]

Nas figuras 1.2 e 1.3 encontram-se as distribuições de consumo de energia primária em 2014, assim com a evolução do consumo total de energia primária em Portugal, respetivamente.

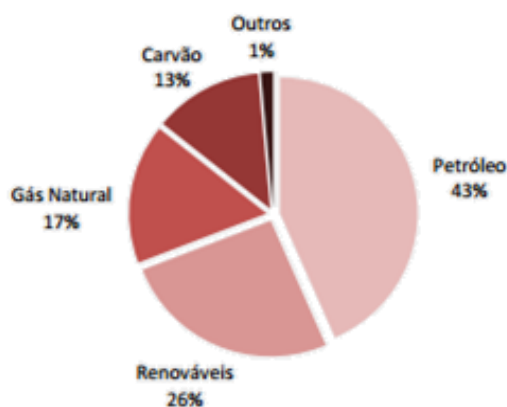


Figura 1.2 - Distribuição do consumo de energia primária em Portugal no ano de 2014. [1]

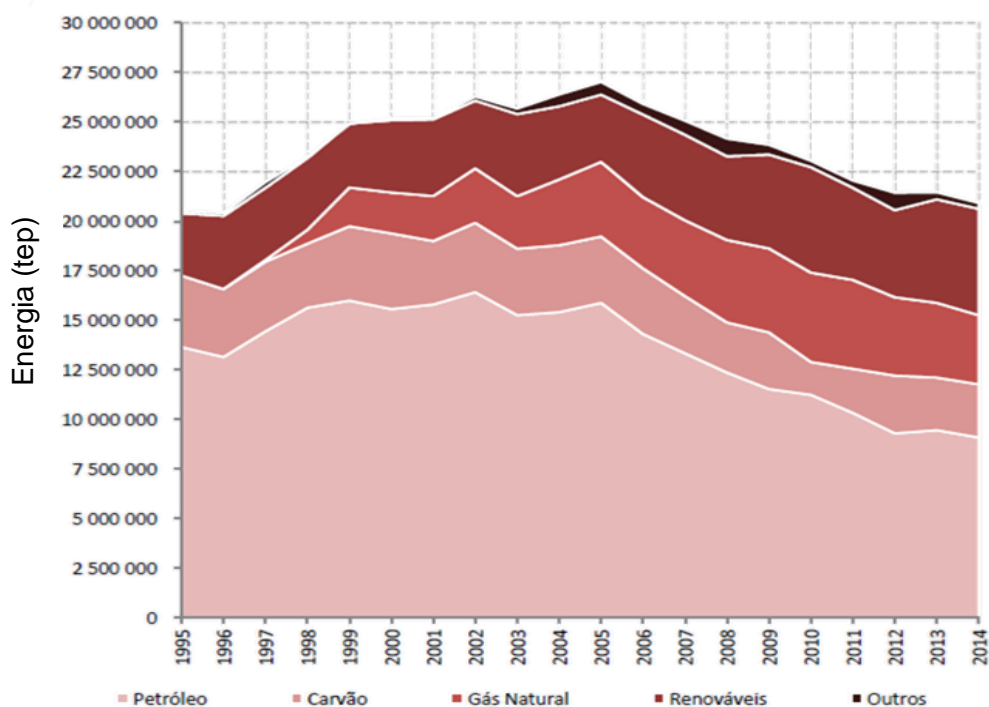


Figura 1.3 - Evolução do consumo total de energia primária em Portugal (tep). [1]

Entende-se como energia primária toda a forma de energia utilizada diretamente tal como se encontra disponível na natureza, antes de ser convertida ou transformada em energia secundária. Apresenta-se como exemplo a produção de gasolina (energia secundária) a

partir do petróleo (energia primária), em que este, tal como todos os processos de transformação de energia, implica perdas energéticas.

Nas figuras 1.2 e 1.3 é possível observar que em 2014 o petróleo apresentou-se como a principal fonte de energia primária a nível nacional, seguido das energias renováveis e do gás natural. A análise da figura 1.3 permite também constatar que, desde o ano de 1995 até 2014 a predominância do petróleo como principal fonte de energia primária foi mantida, no entanto o seu peso desde o ano 2005 sofreu um decréscimo. Um decréscimo foi ainda verificado no consumo total de energia primária desde 2005 até 2014. [1]

Por outro lado, o peso das energias renováveis e do gás natural sofreu um aumento significativo, principalmente ao longo dos últimos anos. [1]

A distribuição do consumo de energia final em Portugal no ano de 2014 encontra-se representada no gráfico da figura 1.4. A energia final consiste na energia tal como é disponibilizada ao utilizador, podendo estar na forma primária ou secundária. Um exemplo de energia final é a eletricidade, que pode ter como utilização final a iluminação ou aquecimento. A energia útil apresenta sempre um valor inferior ao da energia final, já que existem sempre perdas energéticas associadas.

A partir da figura 1.4 conclui-se que o petróleo foi igualmente a principal fonte de energia final em 2014, seguido da eletricidade e do gás natural. Contudo, o consumo de gás natural tem sofrido um decréscimo desde 2005, tal como ocorreu para o consumo de energia primária (figura 1.5).

A tendência de aumento do consumo do gás natural e da eletricidade como energia final é igualmente visível pela figura 1.5, o oposto daquilo que ocorreu em termos de energia final no geral, que tem vindo a decrescer desde 2005. [1]

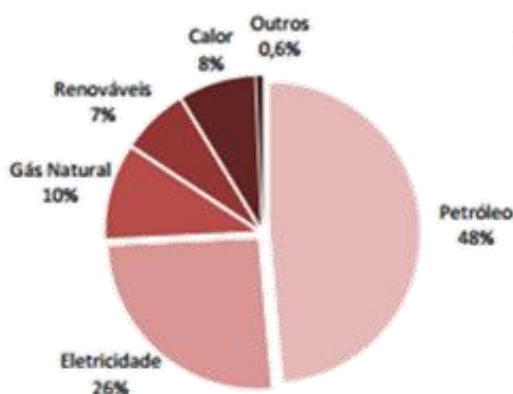


Figura 1.4 - Distribuição do consumo de energia final em Portugal no ano de 2014. [1]

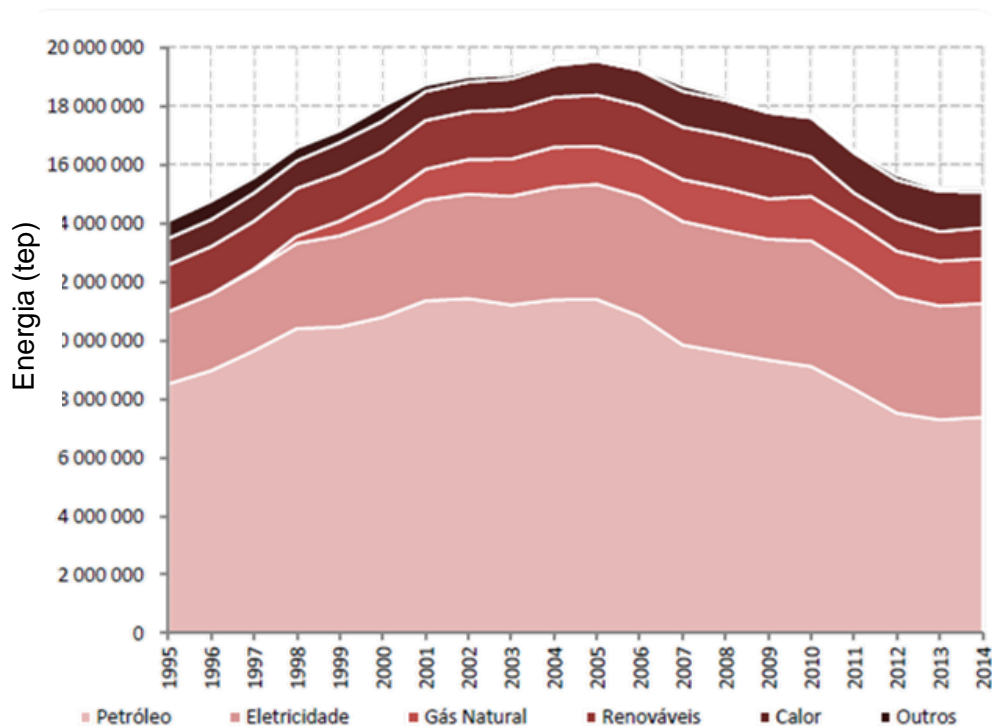


Figura 1.5 - Evolução do consumo de energia final por fonte em Portugal (tep). [1]

O consumo de petróleo como energia primária para produção de eletricidade e cogeração tem vindo a decrescer nos últimos anos, devido ao encerramento progressivo das centrais térmicas a fuel/gasóleo em Portugal Continental e pela progressiva substituição dos derivados do petróleo por gás natural em sistemas de cogeração.

A produção de energia elétrica renovável tem vindo a aumentar, e em 2014, dentro da produção total bruta de eletricidade a nível nacional, 61% teve origem em fontes renováveis, com maior incidência na energia hídrica e eólica. Os 39 % de eletricidade não-renovável foi produzida maioritariamente recorrendo a carvão (59 %) e a gás natural (33 %). [1]

O plano nacional de eficiência energética para 2016 prevê uma poupança induzida de 8,2%, próxima da meta indicativa definida pela União Europeia de 9% de poupança de energia até este ano. A indústria encontra-se naturalmente dentro das áreas específicas abrangidas pelo programa. [2]

Através da figura 1.6. observa-se que é o setor da indústria o principal consumidor de energia elétrica. [1]

A indústria foi igualmente o setor que mais consumiu gás natural a nível nacional em 2014, em particular na área do vidro e da cerâmica.

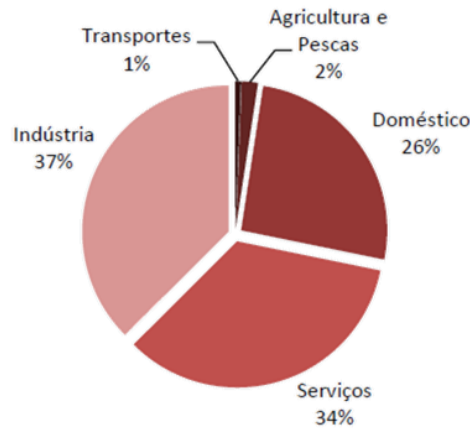


Figura 1.6 - Consumo de eletricidade por setor, em Portugal, no ano de 2014. [1]

Na figura 1.7 é possível observar o consumo energético da indústria de produção de vidro no ano de 2010 nos Estados Unidos da América, e as principais fontes de energia envolvidas no processo.

Normalmente as instalações recorrem a gás natural (73%) e a eletricidade (24%) para a produção de vidro, sobrando apenas 3% para a utilização de outros combustíveis. O consumo de gás natural no ano de 2010 foi de 146 triliões de BTU, cerca de 143 bilhões de pés cúbicos, sendo a maior parte deste utilizado nos fornos para a fusão das matérias-primas. [3]

Na figura 1.7 pode-se verificar que a produção de vidro de embalagem, que dá origem a embalagens de alimentos, bebidas ou cosméticos, foi uma das que envolveu um maior consumo energético naquele ano.

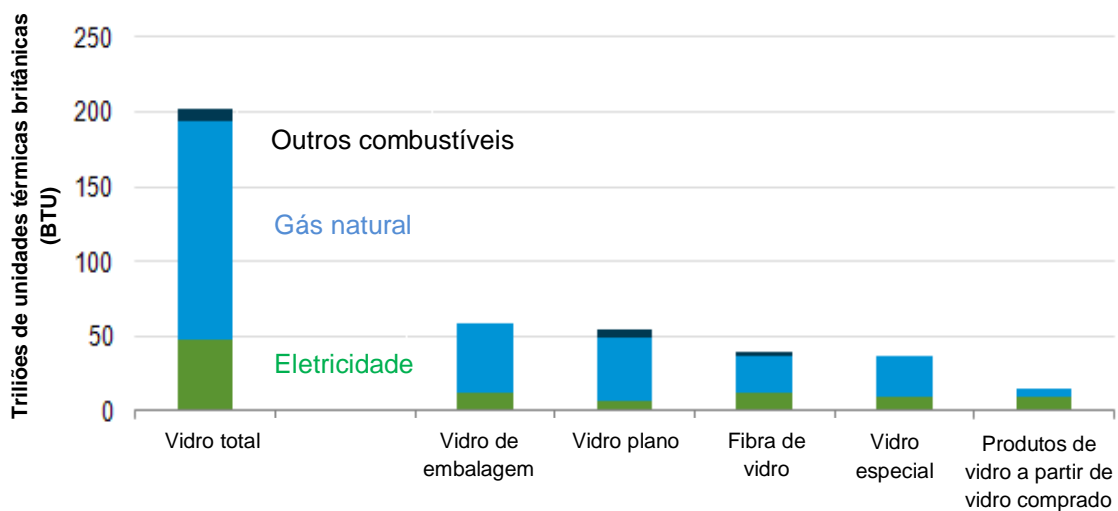


Figura 1.7- Consumo energético envolvido na produção de vidro, e principais fontes de energia, no ano de 2010 nos Estados Unidos da América. [3]

Na indústria do vidro europeia, o maior setor é o do vidro de embalagem, que representa cerca de 50-60% da produção total de vidro, tendo sido produzidos 22 milhões de toneladas no ano de 2007 na EU-27. [4]

Grande parte dos fornos de vidro, para além de consumirem essencialmente gás natural, recorrem também a energia elétrica, de forma a aumentar o rendimento e qualidade. [3] Outra situação recorrente nos processos industriais em geral é a existência de perdas de energia sob a forma de calor, que podem ocorrer pela descarga dos gases quentes de combustão para a atmosfera ou pela transferência de calor a partir das superfícies de equipamentos a altas temperaturas. Alguns estudos apontam para que estas perdas se encontrem entre 20 a 50% da energia consumida, que apesar de muitas vezes serem inevitáveis, podem ser reduzidas através da melhoria da eficiência dos equipamentos utilizados, ou pela instalação de tecnologias de recuperação do calor. Estas tecnologias envolvem a captação e a reutilização do calor residual dos processos industriais para várias finalidades, entre as quais o pré-aquecimento do ar de combustão e a produção de eletricidade. [5]

A realidade analisada anteriormente verifica-se igualmente na BA, apesar dos fornos existentes nesta indústria, assim como na empresa, já utilizarem regeneradores para o pré-aquecimento do ar de combustão. O gasto energético é de facto elevadíssimo, sendo que uma grande parte da energia fornecida para a fusão é perdida na forma de calor através dos gases de combustão. Daí a importância da otimização do processo em questão, que poderá traduzir-se numa poupança energética substancial, assim como em algo bastante positivo para o ambiente.

1.1 Apresentação da Empresa

A empresa BA Vidro, fundada em 1912 pelos sócios Raul da Silva Barbosa e Domingos de Almeida, possui 3 fábricas em Portugal, que se situam em Avintes, Marinha Grande e Venda Nova. Para além destas, fazem ainda parte das unidades fabris totais do grupo BA outras 2 em Espanha (León e Villafranca de los Barros) e 2 na Polónia (Jedlice e Sieraków). [6]

As 7 fábricas pertencentes à empresa são responsáveis pela produção de embalagens para a indústria alimentar, de bebidas, farmacêutica e cosmética. Estas empregam cerca de 2200 colaboradores, 1550 nas unidades fabris ibéricas e 650 nas unidades fabris polacas, representando uma produção anual de cerca de 5 mil milhões de embalagens, em 11 cores de vidro: Âmbar, Branco, Branco Azulado, Branco Flint, Branco UV, Preto, Verde-escuro, Verde-esmeralda, Verde UV, Georgia Green e Folha Morta. Todas elas

encontram-se equipadas com as mais modernas máquinas de inspeção automática que verificam 100% dos produtos em linha, assegurando a conformidade das suas características físicas e dimensionais. Para além destas inspeções em linha, são efetuados controlos laboratoriais de tratamento de superfície, capacidade, choque térmico, resistência à pressão, e outros. [6-8]

A unidade fabril de Avintes, representada na figura 1.8, começou a laborar em 1969 e atualmente encontra-se equipada com 11 linhas de produção distribuídas por 3 fornos. Esta fábrica dedica-se à produção de garrafas de vidro para a indústria de bebidas, e labora todos os dias por ano, 24 horas por dia. [7]



Figura 1.8 - Unidade fabril de Avintes, pertencente ao grupo BA. [6]

1.2 Descrição do Processo Produtivo

O processo produtivo para a produção de embalagens de vidro é assegurado em várias zonas: a zona de composição, a zona quente, a zona fria, e por fim o armazém de produto acabado (APA). Estas encontram-se esquematizadas na figura 1.9.

As matérias-primas que irão dar origem ao vidro de embalagem são previamente doseadas e misturadas na zona de composição, sendo sujeitas depois ao processo de fusão num forno alimentado a um combustível fóssil e/ou aquecido eletricamente, já na zona quente da fábrica. Ainda nesta zona dá-se a transformação do vidro fundido nos produtos finais, através de máquinas de IS (*individual section*). Quando aplicável, agentes corantes são adicionados ao vidro, e os produtos acabados são sujeitos a tratamentos de superfície, quer na zona quente, quer na zona fria.

Finalmente, e após a inspeção e controlo de qualidade os produtos finais seguem para o APA. Uma parte dos produtos poderá passar pela secção de decoração, onde as embalagens posteriormente poderão ser serigrafadas, pirogravadas e/ou rotuladas. Seguidamente são descritas as 6 etapas envolvidas na produção das garrafas de vidro na BA Vidro, igualmente esquematizadas na figura 1.9. [4]

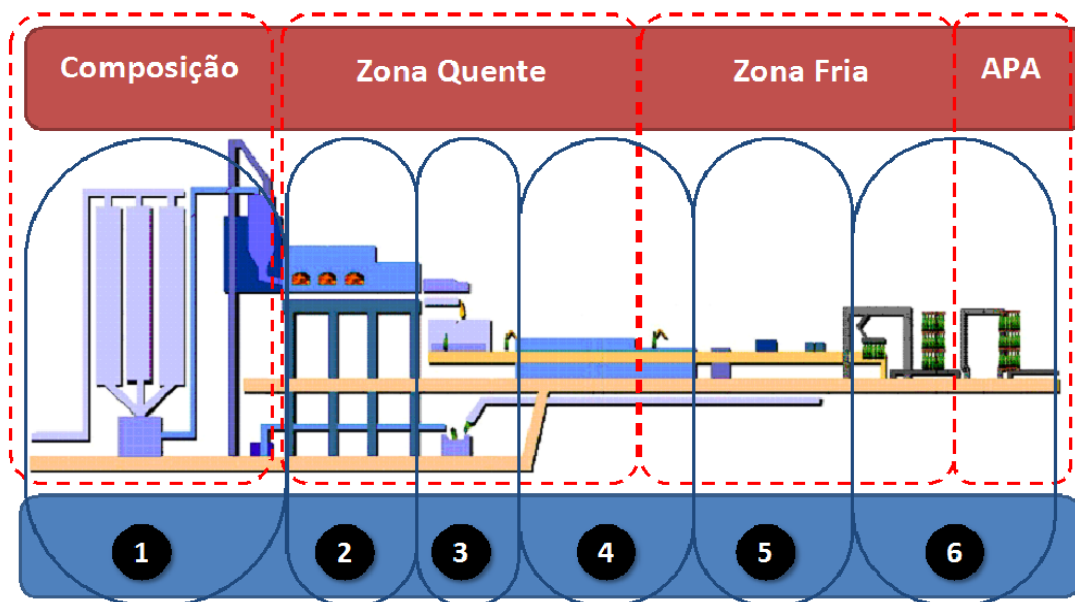


Figura 1.9 – Esquema das zonas e das etapas envolvidas no processo produtivo. [9]

Etapa 1 – Mistura das matérias-primas

Nesta etapa as diferentes matérias-primas são armazenadas em silos próprios, e depois de doseadas e misturadas, com vista à composição da massa a vitrificar e consoante a cor de vidro pretendida, seguem para os fornos, onde ocorre a fusão. Da composição básica do vidro de embalagem fazem parte Sílica (SiO_2), Óxido de Sódio (Na_2O), Óxido de Cálcio (CaO), Óxido de Magnésio (MgO), Óxido de Alumínio (Al_2O_3) e Óxido de Potássio (K_2O). A adição destes óxidos é característica tem como finalidade baixar o ponto de fusão da mistura. [8, 10]

Nesta composição é incorporado casco tratado, que consiste em resíduos de vidro moído, proveniente de reciclagem interna e/ou externa. A percentagem deste componente na mistura pode variar entre 50 a 65 %, devendo ser previamente separado de contaminantes como materiais cerâmicos e metálicos, que reduziriam a qualidade dos produtos finais. A mistura é então introduzida em contínuo no forno. [8, 10]

Etapa 2 – Fusão das matérias-primas

Nos fornos, construídos em material refratário, processa-se a fusão do material, através da energia elétrica e da queima de gás natural, a uma temperatura de 1500 a 1600°C. O vidro liquefeito move-se ao longo do tanque, pela ação gravítica do material que vai sendo



vertido, e passa para uma fase de “afinação”, onde se procura garantir uma homogeneidade térmica de toda a massa fundida, condição essencial para obter um produto de qualidade. [8]

A massa fundida flui por canais aquecidos a gás natural, nos quais está presente um mecanismo que a corta em gotas. No final, as gotas, que se encontram representadas na figura 1.10, dão entrada por gravidade nas máquinas de moldação.

Figura 1.10 - Gotas de vidro. [11]

Etapa 3 – Moldação das embalagens de vidro

A moldação das gotas é realizada em duas fases, e recorrendo a máquinas IS, presentes na figura 1.11.



Figura 1.11 - Máquina IS.

Na primeira fase o vidro é introduzido no molde de principiar, localizado num dos lados da máquina, no qual é soprado (injeção de ar comprimido) ou prensado. Aqui ganha a sua forma inicial (pré-forma), que consiste numa forma alongada e com a parte superior, designada por marisa, totalmente formada.

Na segunda fase, a pré-forma é transferida para o molde final, localizado no lado oposto da máquina, onde se dá a forma final do artigo através do sopro. [8]

Na figura 1.12 encontra-se um esquema das seis etapas do processo de moldagem soprado-soprado, ou seja, quando é aplicado o sopro em ambos os moldes.

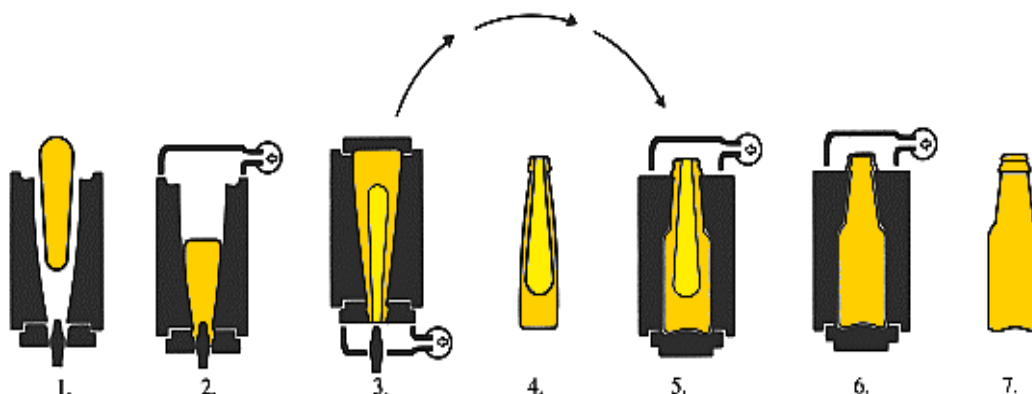


Figura 1.12 - Esquema ilustrativo do processo soprado-soprado: 1 - carregamento, 2 - compressão, 3 - sopro, 4 - transferência, 5 - sopro final, 6 – extração. [12]

Etapa 4 – Recozimento e tratamentos de superfície

Durante a moldação, o vidro contacta com as paredes dos moldes que se encontram a temperaturas relativamente baixas. As camadas externas dos artigos apresentam-se, por isso, bastante mais frias que as internas, e o diferencial de temperatura tende a manter-se dada a fraca condutibilidade do vidro. Devido a este fator é possível efetuar um tratamento térmico denominado recozimento que consiste em homogeneizar termicamente toda a massa vítrea, para que possam desaparecer todas as tensões. Antes do recozimento é feito um tratamento de superfície a quente, que pretende melhorar as características físico-mecânicas das embalagens, e após o recozimento estas são sujeitas a um tratamento de superfície a frio, com o objetivo de diminuir o seu coeficiente de atrito, prevenindo assim a formação de riscos. [8]

Etapa 5 – Inspeção e controlo de qualidade

Terminada a operação de recozimento, os artigos são levados para as máquinas de inspeção automática que, através de diversos mecanismos de deteção de defeitos, eliminam os artigos não conformes. Os materiais rejeitados são aproveitados na forma de casco. [8]

Etapa 6 – Embalagem

As embalagens de vidro são acondicionadas à saída das linhas de fabrico, por camadas, em paletes. Estas são cobertas com filme de plástico retrátil que se destina a proteger todas as unidades e facilitar o seu transporte. As paletes assim formadas são transportadas para o local de armazenagem. [8]

1.3 Objetivos do trabalho

O principal objetivo desta dissertação foi o estudo de otimização num dos 3 grandes fornos existentes na empresa BA Vidro, mais concretamente o forno designado por AV5. Esta otimização teve como base o aproveitamento energético da corrente correspondente aos efluentes gasosos resultantes da fusão do vidro, com vista à produção de energia elétrica. A eletricidade produzida, através de um ciclo de Rankine orgânico, teria como finalidade tornar a empresa mais autónoma energeticamente, diminuindo, em parte, os elevados gastos referentes ao consumo de energia.

Paralelamente foi ainda considerada a possibilidade da implementação de um permutador de calor que providenciasse o aquecimento de águas sanitárias da instalação a partir da mesma corrente de gases de combustão. Esta medida poderia traduzir-se em poupança, já que a atual caldeira deixaria de ser utilizada para este fim.

Por fim foi ainda avaliada a poupança inerente à mudança da temperatura da água de aquecimento. Na situação atual a temperatura está fixada em 87 °C, e pode ser reduzida para 70 °C.

Para a realização dos dimensionamentos necessários recorreu-se aos dados do ano 2014, que se revelou ser um ano em que o funcionamento do forno não apresentou problemas de maior, ao contrário do que ocorreu em 2015, em que se verificaram problemas técnicos nas câmaras de regeneração.

Foi também estudada a viabilidade do projeto, tendo em conta o investimento inicial, mas e a poupança energética envolvida com a implementação do mesmo, relativamente à situação atual.

1.4 Organização da dissertação

No atual capítulo são referidos os objetivos e o âmbito do atual trabalho, cujo tema é enquadrado através da abordagem à temática do consumo energético em termos gerais, e em particular na indústria do vidro.

Ainda neste capítulo é apresentada a empresa BA Vidro, S.A., com principal destaque para a unidade de Avintes, onde teve lugar a dissertação. São ainda descritas as etapas que envolvem o processo de produção de vidro na empresa.

No segundo capítulo é feita uma descrição dos fornos utilizados na indústria vidreira, e os impactos energético e ambiental envolvidos no funcionamento destes equipamentos.

Neste capítulo é também feita uma descrição do funcionamento dos tipos de fornos de vidro mais comuns, assim como é abordada a adequabilidade de cada um, tendo em conta fatores como a qualidade e a quantidade de vidro a produzir.

No terceiro capítulo é feita a caracterização do forno em estudo, denominado AV5. Aqui é apresentado o resultado do levantamento do consumo de gás natural e de eletricidade por parte do equipamento no ano de 2014. É ainda feita a caracterização do efluente gasoso resultante da fusão do vidro, relativamente à temperatura e ao caudal médios verificados neste mesmo ano, antes e após a sua passagem pelo filtro eletrostático existente na instalação.

Os fundamentos teóricos relativos ao aproveitamento energético encontram-se no quarto capítulo. Neste são referidos alguns aspetos a ter em conta na seleção dos materiais constituintes dos equipamentos e tubagens envolvidos num projeto de aproveitamento de energia como o estudado na presente dissertação. É ainda feita uma abordagem aos permutadores de calor e ao ciclo de Rankine orgânico. Para além de ser feita uma comparação entre este último e o ciclo de vapor tradicional, o ciclo orgânico encontra-se aqui enquadrado com o aproveitamento de calor residual, sendo feita referência à importância da etapa de seleção do fluido de trabalho. Algumas particularidades gerais e do ponto de vista económico relativamente a esta tecnologia, assim como a eficiência térmica associada à mesma são igualmente pontos presentes.

O capítulo 5 abrange os resultados obtidos e a respetiva discussão. Este inicia-se com a poupança em gás natural associada à diminuição da temperatura de aquecimento de águas sanitárias, na caldeira atualmente utilizada para o efeito. Posteriormente são apresentados e discutidos os resultados obtidos no dimensionamento do ciclo de Rankine orgânico para vários fluidos de trabalho, assim como do projeto do permutador de calor, que substituiria a atual caldeira no aquecimento das águas sanitárias.

Por fim, no último capítulo são apresentadas as conclusões retiradas, assim como as sugestões de continuação do trabalho realizado no decorrer da presente dissertação, relativamente à otimização energética da empresa.

2 FORNOS UTILIZADOS NA INDÚSTRIA DO VIDRO

O vidro pode ser definido como um produto inorgânico resultante da fusão e consequente arrefecimento, sem cristalização, até um estado rígido. Este é estruturalmente semelhante a um líquido, mas o seu comportamento mecânico leva a que seja considerado um sólido. A sua produção consiste, resumidamente, na fusão das matérias-primas, seguida do arrefecimento controlado. [4, 13]

A evolução dos fornos ao longo do tempo deu-se ao nível do *design*, mas incidiu essencialmente em avanços ao nível da combustão, dos refratários, de matérias-primas e no processo de produção do vidro, e teve como prioridades a qualidade, os custos, o ambiente e a compatibilidade do processo. As melhorias em relação à tecnologia mais antiga resultaram em menores necessidades energéticas, maiores eficiências energéticas, aumento do tempo de vida dos fornos e uma eficaz implementação de equipamento de controlo de poluentes e de instrumentação para o controlo do processo. [14]

Os refratários, materiais constituintes dos fornos, resistentes a elevadas temperaturas, sofreram também alterações, permitindo maiores temperaturas e um melhor uso da insulação. [14]

2.1 Impacto energético dos fornos de fusão

Os fornos de vidro normalmente têm um tempo de vida de 10 – 12 anos, e possuem uma capacidade que pode ir das 20 às 1000 toneladas de vidro por dia. [4]

O fabrico de vidro é um processo de elevado consumo energético e, devido a isso, a escolha da fonte de energia, das técnicas de aquecimento e do método de recuperação de calor são aspetos fundamentais na conceção do forno e no desempenho económico do processo. Essas mesmas escolhas são igualmente alguns dos fatores mais importantes que afetam o desempenho ambiental e a eficiência energética da operação de fusão. Em geral, a energia necessária à fusão do vidro representa mais de 75 % da energia total necessária ao fabrico do material. [4]

O método convencional para fornecer calor à mistura a fundir é a queima de combustíveis fósseis, sendo as três principais fontes de energia na fabricação de vidro o gás natural, o fuelóleo e a eletricidade. [4]

A utilização do gás natural tem crescido na indústria vidreira devido à sua economia, à sua alta pureza, ao seu fácil controlo e ao facto de não haver exigências quanto às instalações de armazenamento deste combustível. A queima deste resulta em menores

emissões de CO₂, mas maiores emissões de NO_x para a atmosfera relativamente ao fuelóleo, que por sua vez permite melhores transferências de calor para a fusão, apesar da desvantagem de ter de sofrer um pré-aquecimento até aos 110-120°C de forma a baixar a sua viscosidade. Existem grandes fornos equipados de forma a poderem queimar os dois combustíveis. [4, 14]

A eletricidade pode ser utilizada não só como fonte exclusiva de energia, mas também combinada com combustíveis fósseis. Esta permite a passagem de uma corrente elétrica através do vidro fundido. [4]

Estima-se que 70% da energia consumida por um forno é utilizada para fundir e refinar o vidro, e dentro destes 70 %, 60 % da energia é perdida através das paredes do equipamento e pelos gases de exaustão, sendo apenas 40 % desta parcela usada para fundir as matérias-primas. [14]

A utilização de casco (vidro reciclado) como matéria-prima garante uma diminuição da temperatura do ponto de fusão da mistura, reduzindo a energia necessária a esta etapa. [15]

O elevado consumo energético, apesar da redução energética que a indústria do vidro sofreu, levou à implementação de algumas medidas, tais como: desenvolvimento de refratários, capazes de resistir a temperaturas mais elevadas, melhoria da eficiência de combustão, pré-aquecimento do ar de combustão através da recuperação do calor, melhor insulação do forno e até mesmo o aumento do conhecimento sobre o processo. [14]

2.2 Impacto ambiental dos fornos de fusão

A produção de vidro é um processo classificado como consumidor intensivo de energia que exige altas temperaturas, o que resulta em impactos ambientais, entre os quais a emissão de produtos de combustão para a atmosfera, como NO_x, SO₂ e CO₂. No efluente gasoso também estão presentes partículas provenientes da volatilização e subsequente condensação de materiais voláteis, assim como cloretos, fluoretos e metais presentes como impurezas nas matérias-primas. [4]

Dada a existência de legislação que visa controlar a descarga de poluentes para a atmosfera, este fator leva à adoção de medidas e à instalação de equipamento de minimização de emissões que representam um elevado investimento. [14]

Um aspeto positivo deste setor é o facto do próprio vidro produzido poder ser repetidamente reciclado sem que ocorra perda de qualidade do material. Além de que a inclusão de vidro reciclado (casco) como matéria-prima das embalagens de vidro

representa uma redução do desperdício e uma menor necessidade de utilização de matérias-primas naturais. [10]

2.3 Tipos de fornos de fusão

É no forno que se dá a fusão do vidro, ou seja, a combinação das diferentes matérias-primas a altas temperaturas (entre 1400°C e 1700°C), que consiste na fase central de produção deste material. À medida que a mistura vai sendo aquecida até esta gama de temperaturas ocorrem fenómenos que incluem fusão, dissolução, volatilização e reações de oxidação-redução. Depois de fundido, o vidro é conduzido através de canais, sendo garantido. [4, 10]

Um típico forno de vidro consiste numa câmara de fusão, dividida por uma zona destinada à fusão e outra destinada à refinação e homogeneização das matérias-primas, e por outra câmara onde ocorre o arrefecimento do material até à temperatura apropriada para ser moldado. A fase de refinação ocorre após a fusão e antes da moldação, e tem como objetivo remover imperfeições como bolhas de gás que surgem no vidro fundido, resultantes das reações químicas envolvidas na fusão, ou a presença de grãos secos de matérias-primas que não fundiram. Esta etapa envolve altas temperaturas, já que a libertação dos gases do vidro ocorre quando este atinge uma baixa viscosidade.

Nos fornos de vidro é comum a existência de borbulhadores, que separam a zona de fusão da zona de afinação dentro do tanque de fusão, tendo como finalidade a melhoria da transferência de calor por correntes de convecção, promovendo assim a homogeneização do banho de vidro fundido. A homogeneização do material visa corrigir variações nas propriedades mecânicas e óticas no vidro fundido relativamente às condições pretendidas. Após a refinação, e já no tanque de arrefecimento com ar, a temperatura do vidro sofre um decréscimo de forma a aumentar a sua viscosidade antes de seguir para a fase de moldação. Este arrefecimento é denominado por condicionamento térmico. [13]

Estes processos sofridos pelo vidro encontram-se esquematizados na figura 2.1.

O teto do forno é constituído por material refratário, maioritariamente composto por sílica devido à sua capacidade de insulação, permitindo a redução das perdas de calor. [13]

O espaço entre o teto e a superfície de vidro fundido no tanque constitui a câmara de combustão, onde existem queimadores de chama, maioritariamente a gás natural, misturado com ar ou oxigénio pré-aquecido, que permitem a transferência de calor para a mistura a fundir. [13]

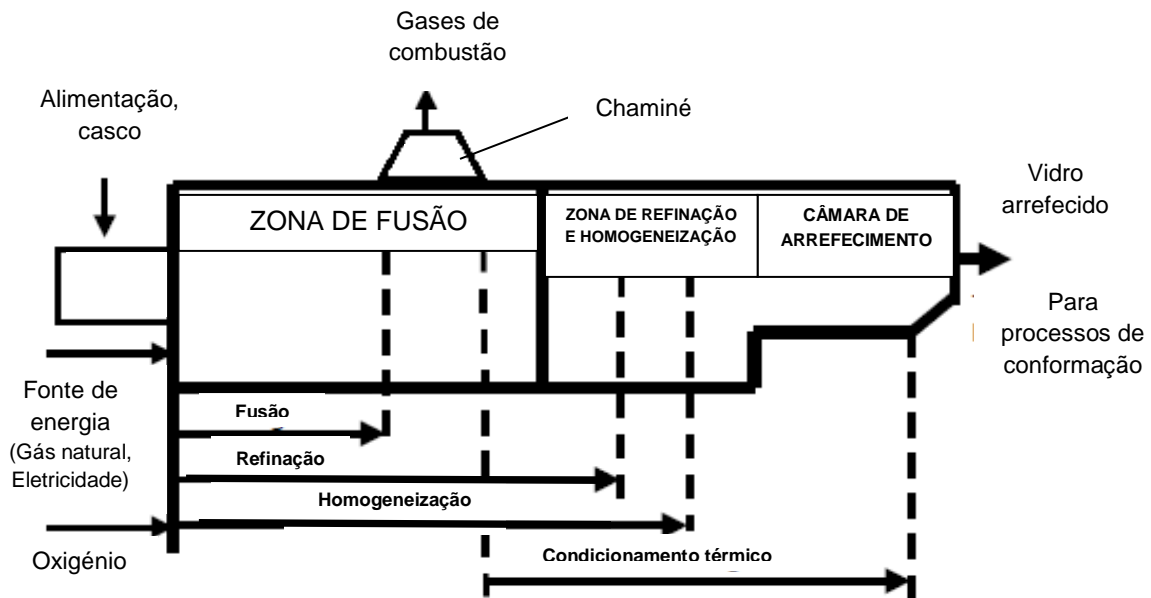


Figura 2.1 – Processos sofridos pelo vidro no forno. [10]

O vidro é fundido e refinado a temperaturas entre os 1300 e os 1500°C, conseguidas pela transferência de calor através dos refratários aquecidos pelas chamas, e também pelas próprias chamas. [14]

O tempo de residência do vidro fundido no forno varia consoante o tipo de vidro produzido, podendo variar entre as 20 e as 60 horas, e é um parâmetro crucial para assegurar a qualidade do material, já que quanto maior este for, melhor a homogeneização e a eliminação de bolhas e outros defeitos que poderiam comprometer as propriedades do produto final. Esta homogeneização é igualmente garantida devido à conceção do forno, que faz com que a entrada de calor implique a ocorrência de correntes de convecção para haver a recirculação dos materiais a fundir. [4, 14]

A escolha de um forno é feita normalmente tendo em conta muitos fatores tais como a capacidade requerida, a formulação do vidro, os preços dos combustíveis, infraestruturas existentes e o desempenho do ponto de vista ambiental. As diferentes configurações de fornos existentes distinguem-se pelo método que utilizam para o aquecimento, o sistema implementado de aquecimento do ar de combustão, e o posicionamento dos queimadores. [4]

Seguidamente encontram-se descritos, os principais tipos de fornos utilizados para a fusão das matérias-primas nesta indústria:

- fornos regenerativos;
- fornos de recuperação;
- fornos oxigénio-combustível;
- fornos elétricos;
- fornos elétricos combinados com combustível fóssil.

Tanto nos fornos regenerativos como nos de recuperação é feito um aproveitamento da corrente de gás de exaustão para pré-aquecer o ar de combustão, o que resulta numa melhoria da eficiência energética dos mesmos, assim como a possibilidade de atingir temperaturas de chama mais elevadas. [16]

2.3.1 Fornos regenerativos

Os fornos regenerativos, cujo esquema se encontra representado na figura 2.2, utilizam sistemas de recuperação de calor para pré-aquecer o ar de combustão, permitindo por isso um menor consumo de combustível. [17]

Estes fornos trabalham alternadamente em cada um dos lados, onde está presente uma câmara de regeneração, constituída por material refratário, e um conjunto de queimadores em cada um deles. Observando a figura 2.2, e considerando que é no lado A que se está a dar a queima, é o regenerador A, previamente aquecido, que aquece o ar de combustão a uma temperatura que pode alcançar entre 1200 e 1350°C. Os gases quentes de combustão resultantes passam pelo regenerador B, que faz o aproveitamento do calor contido nos mesmos, antes de se dirigirem para a chaminé. Após cerca de 20 minutos o percurso é revertido, e a queima ocorre do lado B. Agora o ar de combustão dá entrada do lado B, e é aquecido no regenerador B, sendo que o efluente gasoso reaquece o regenerador A até o ciclo se reverter novamente. [4, 14, 17]

Normalmente o tempo de cada ciclo é ajustado automaticamente através de um sistema de controlo, de forma a atingir a maior eficiência possível, que na prática normalmente não ultrapassa os 70-75%. [14, 16]

Estima-se que as perdas ocorridas nestes fornos através dos gases de combustão rondem os 30%, que também corresponde à percentagem de perdas estruturais. [14]

Estes fornos são apenas economicamente viáveis para a produção de vidro em grande escala (>100 t/dia) devido ao seu elevado custo, sendo mais utilizados na produção de vidro de embalagem e de vidro plano. [14]

As duas configurações de fornos regenerativos existentes são a de combustão cruzada e a de combustão final.

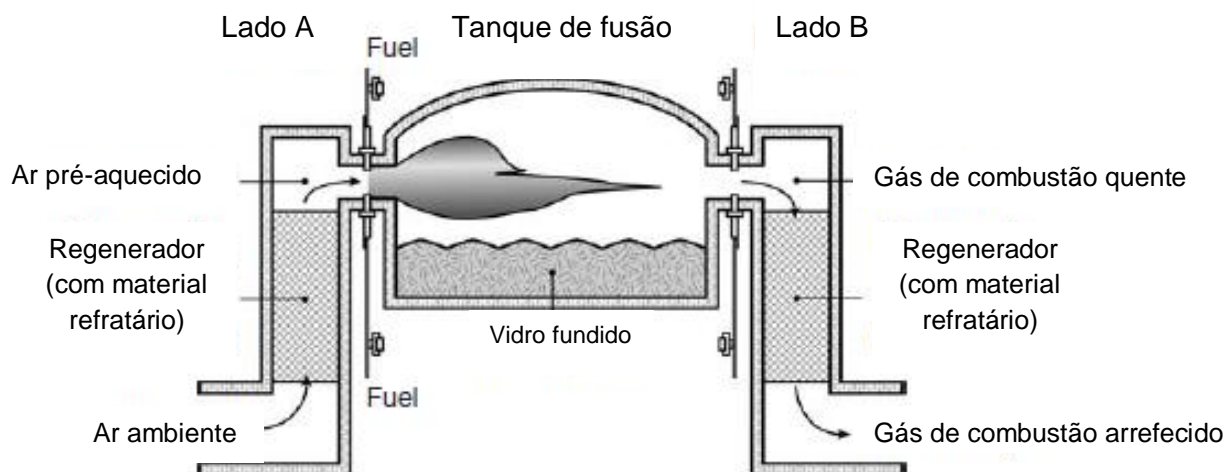


Figura 2.2 - Representação de um forno regenerativo. [17]

Fornos regenerativos de combustão cruzada

Estes fornos são mais utilizados para vidro plano. As portas de combustão, cujo número pode variar entre as 3 e 7, e os queimadores situam-se ao longo dos lados do forno, e as câmaras do regenerador estão igualmente localizadas em ambos os flancos do equipamento. [13, 14]

Neste tipo de forno, representado na figura 2.3, a chama passa acima do material fundido até às portas do lado oposto, permitindo atingir condições de fusão mais estáveis devido ao bom controlo de fornecimento de calor ao longo do comprimento do forno. Dentro da operação em contínuo, este tipo é o mais utilizado para elevadas capacidades produtivas e para produzir vidro plano, normalmente acima das 300 t/dia. [4, 13, 14]

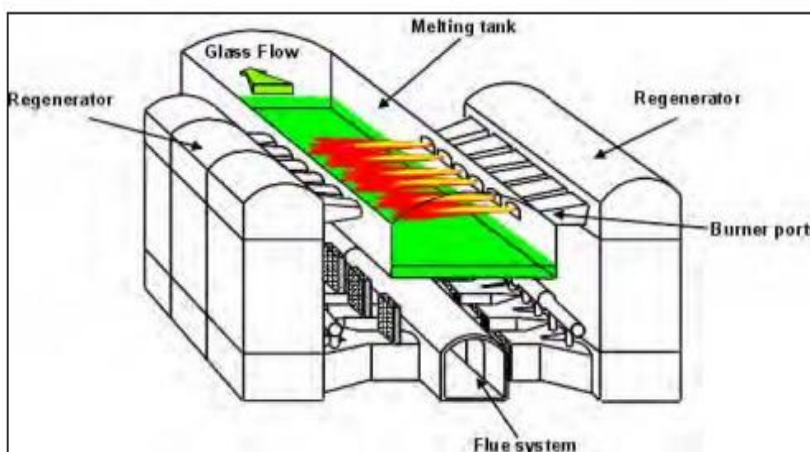


Figura 2.3 - Forno regenerativo de combustão cruzada. [4]

Fornos regenerativos de combustão final

Os princípios de operação destes fornos relativamente aos de combustão cruzada são os mesmos, com a diferença que as duas câmaras de regeneração situam-se num dos topos do forno, cada uma com uma porta, e têm uma parede em comum. [4, 14]

O percurso da chama tem a forma de U quando retorna à câmara do regenerador adjacente pela porta correspondente. [4]

Este forno apresenta menores perdas de calor estruturais, não só porque o número de portas dos queimadores é menor, reduzindo a perda energética pelas portas, mas também porque o tempo de residência dos gases de combustão no forno é maior do que nos de combustão cruzada, permitindo que as chamas irradiem energia para a vidro fundido durante mais tempo. [4, 14]

A sua eficiência térmica é também mais elevada, apesar de ter menos flexibilidade no ajuste do perfil de temperatura, e por isso não ser tão utilizada em grandes fornos. [14] Estes fornos são mais utilizados em instalações de média capacidade, entre as 100 e as 300 t/dia. Estes encontram-se representados nas figuras 2.4 e 2.5. [14]

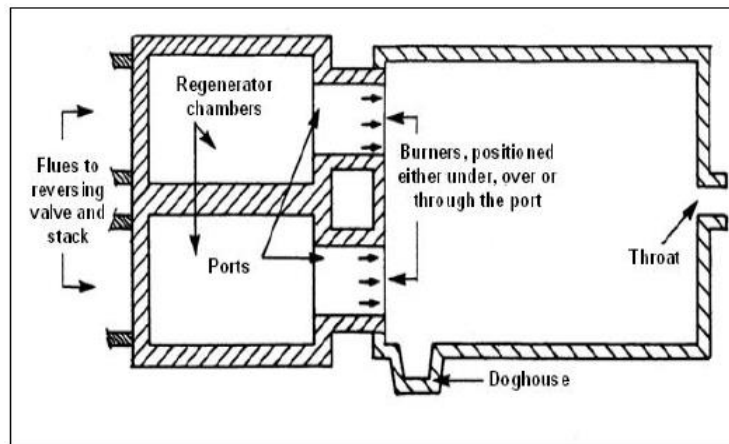


Figura 2.4 - Representação de um forno de combustão final. [4]

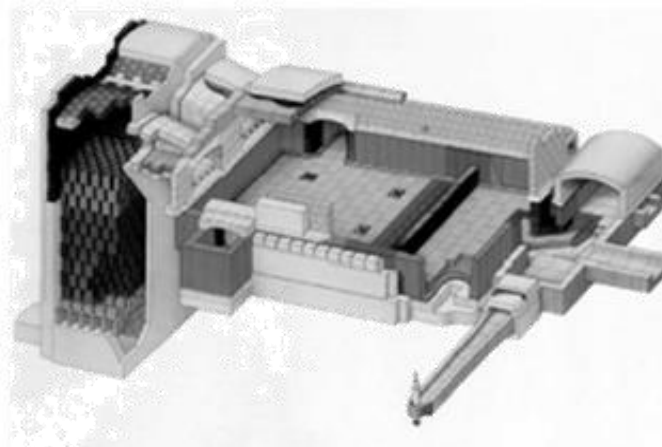


Figura 2.5 - Forno de combustão final. [14]

2.3.2 Fornos de recuperação

Os fornos de recuperação utilizam permutadores de calor (denominados recuperadores) para a recuperação de calor, com pré-aquecimento contínuo do ar de combustão pelos efluentes gasosos. Os recuperadores metálicos têm a capacidade de pré-aquecer o ar de combustão até uma temperatura de cerca de 800 °C. [4, 14]

Os queimadores situam-se ao longo de cada um dos lados do forno, transversais ao fluxo do vidro, e funcionam continuamente de ambos os lados, permitindo um melhor controlo e estabilidade da temperatura relativamente aos fornos de combustão final. [14]

Este tipo de forno é sobretudo utilizado quando é necessária uma elevada flexibilidade de operação com um custo mínimo de capital inicial, em particular no caso em que a dimensão da produção é demasiado pequena para tornar o uso de regeneradores economicamente viável. Por isso tipo de forno é mais apropriado para instalações de pequena capacidade (até 100 t/dia). [4, 14]

Devido às temperaturas do ar de combustão serem inferiores ocorre uma diminuição das emissões de NO_x relativamente aos fornos já referidos. [14]

2.3.3 Fornos de oxigénio-combustível

A combustão de oxigénio-combustível envolve a substituição de ar de combustão por oxigénio (>90% de pureza). [4]

A eliminação da maior parte do nitrogénio da atmosfera de combustão reduz o volume de efluentes gasosos em cerca de dois terços. Assim, é possível economizar energia para o forno porque não é necessário aquecer o nitrogénio atmosférico até à temperatura da chama. [4]

A formação de NO_x térmico é também fortemente reduzida. [4]

Em geral, os fornos de oxi-combustão têm a mesma conceção básica das unidades de fusão, com múltiplos queimadores laterais e uma só porta de exaustão de efluentes gasosos. [4]

No entanto, os fornos projetados para combustão de oxigénio não utilizam sistemas de recuperação de calor para o pré-aquecimento do oxigénio de alimentação dos queimadores. [4]

2.3.4 Fornos elétricos

Os fornos elétricos consistem numa caixa revestida de material refratário suportado por uma estrutura de aço, com elétrodos que podem estar inseridos nos lados, no topo ou,

mais usualmente, na base do forno. A energia de fusão é assegurada através da passagem de corrente pelo vidro fundido, originando o seu aquecimento por efeito de Joule. [4]

A técnica é em geral aplicada em pequenos fornos particularmente para vidro especial. [4]

Para a viabilidade económica dos fornos elétricos existe um limite máximo no seu tamanho que depende do custo da eletricidade comparado com o do combustível fóssil. No entanto a substituição de combustível fóssil no forno reduz as emissões para a atmosfera, e a eficiência térmica do forno é mais elevada. [4, 14]

Apesar da alta qualidade do vidro produzido e da elevada eficiência térmica destes fornos, a sua utilização é limitada devido aos altos custos de operação envolvidos. [14]

2.3.5 Fornos a combustível fóssil combinado com eletricidade

A fusão combinada com combustível fóssil e energia elétrica pode apresentar-se sob duas formas: predominantemente combustão de combustível fóssil auxiliada por aquecimento elétrico; ou predominantemente aquecimento elétrico com apoio de combustível fóssil. [18]

A ajuda elétrica é um método de fornecer calor adicional a um forno de vidro, utilizando a passagem de corrente elétrica através de eléctrodos colocados na base do tanque, e cuja contribuição pode variar entre os 2 e os 20% da energia total necessária ao forno. [14, 18]

Uma técnica menos comum consiste no uso de gás ou fuelóleo como combustível de suporte para um forno com aquecimento predominantemente elétrico. [18]

Com este método o vidro é fundido de forma mais eficiente (cerca de 2 a 3,5 vezes mais) do que utilizando apenas combustíveis fósseis, assim como a qualidade do vidro produzida é superior, e as emissões de poluentes minimizadas. [14, 18]

Um dos desafios da indústria do vidro é encontrar tecnologias alternativas que maximizem a utilização da energia, reduzindo as emissões atmosféricas e tendo em conta o investimento envolvido. [14]

3 CARACTERIZAÇÃO DO FORNO AV5

Na unidade de Avintes da empresa BA Vidro encontram-se 3 grandes fornos do tipo regenerativo de combustão final (queimadores de chama em U). O forno estudado neste trabalho é designado por AV5, e nele são produzidas garrafas de cor verde ultravioleta.

O forno AV5 ficou operacional no ano de 2000, e o seu tempo de vida foi atingido em 2010, altura em que foi reconstruído.

Este forno, cuja área é de 136 m², tem uma capacidade nominal de 367 t/dia e alimenta 5 linhas de produção. A capacidade que tem vindo a ser utilizada ultrapassa bastante este valor, e no ano de 2014 a tiragem média anual foi de 419 t/dia.

O forno AV5 utiliza o gás natural como combustível, e recorre também a eletricidade através de eléctrodos presentes no fundo do forno, e responsáveis por manter a temperatura do vidro fundido o mais constante possível.

Este forno possui um tanque de fusão e duas câmaras de regeneração, que possibilitam o pré-aquecimento do ar de combustão, resultando numa maior eficiência energética.

No tanque de fusão existem borbulhadores que se localizam entre a zona de fusão e a zona de afinação, e que têm como objetivo a promoção da afinação (libertação das bolhas) do vidro através de correntes de convecção que permitem uma maior homogeneização da temperatura no material.

Vários parâmetros de operação do forno são controlados, entre os quais as temperaturas do equipamento e à saída das câmaras de regeneração, o consumo de gás natural e de eletricidade, o rácio ar/gás, o caudal de vidro fundido e a incorporação de casco.

3.1 Consumo energético do forno AV5

Como já foi referido anteriormente, os fornos de fusão de vidro são grandes consumidores de energia, e o forno AV5 não é exceção.

Este é o maior dos três fornos existentes na unidade fabril, e apesar do seu consumo energético recair essencialmente no consumo de gás natural, o consumo de eletricidade é também bastante elevado.

No ano de 2014 o consumo médio mensal do forno AV5 de eletricidade foi cerca de 897.324 kWh e de 1.127.791 m³ para o gás natural. Se os valores forem convertidos em toneladas equivalentes de petróleo (tep) o consumo de gás natural pelo forno AV5 correspondeu a 12.315,5 tep, sendo que para a energia elétrica o valor atingido foi de

2.315,1 tep. Esta distribuição encontra-se representada na figura 3.1, e tiveram como base os valores presentes no anexo C.1, obtidos a partir dos registos diários da fábrica.

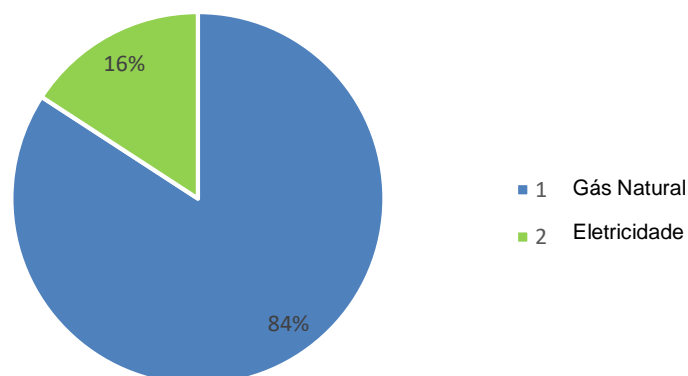


Figura 3.1 – Distribuição dos consumos energéticos no forno AV5 em 2014.

Sabendo que se estima que o consumo total anual da unidade de Avintes é de $1,6 \times 10^4$ tep de eletricidade e de $3,1 \times 10^4$ tep de gás natural, pode afirmar-se que o forno AV5 consome cerca de 14 % de toda a energia elétrica da empresa, sendo 40 % o valor obtido para o gás natural. [19]

Apesar da predominância do gás natural, o consumo de energia elétrica é efetivamente muito elevado, o que representa altos gastos anuais para a empresa.

3.2 Caracterização do efluente gasoso resultante da combustão

Apesar da grande parte dos fornos de combustão final inverterm o ciclo de aquecimento de 20 em 20 minutos, no caso do forno AV5 esses ciclos são de 30 em 30 minutos. O combustível fóssil utilizado na queima é o gás natural, no entanto o forno recorre ainda à energia elétrica para, tal como foi referido, manter a temperatura do vidro fundido o mais constante possível.

O esquema representativo das correntes envolvidas desde o forno até à chaminé encontra-se representado na figura 3.2, no qual se encontram devidamente caracterizadas.

O caudal efetivo médio do efluente gasoso (Q_B) foi obtido fazendo uma média ponderada das duas últimas medições na chaminé efetuadas por parte de uma empresa externa, de forma a cumprir o estabelecido na Licença Ambiental 96/2011. Estas medições ocorreram em 11 de julho de 2014 e em 24 de outubro de 2014 e foram obtidos caudais efetivos de $73.945 \text{ m}^3/\text{h}$ para uma tiragem de 395 t/dia e $72.774 \text{ m}^3/\text{h}$ para uma tiragem de 352 t/dia

respetivamente, obtendo-se um caudal médio de 73.359,5 m³/h. Nestas duas monitorizações foi obtido um teor de humidade no efluente de 9,1 % e 10,1 %.

O caudal volumétrico da corrente dos gases de saída do forno (Q_A), assim como da do ar de arrefecimento (Q_C) foram calculados, tendo-se admitido as propriedades do ar atmosférico para os gases de exaustão (Anexo A.1). Esta consideração foi feita já que o efluente apresenta na sua composição uma percentagem de azoto bastante elevada e próxima da do ar atmosférico, independentemente da percentagem de oxigénio nele contida (Anexo D).

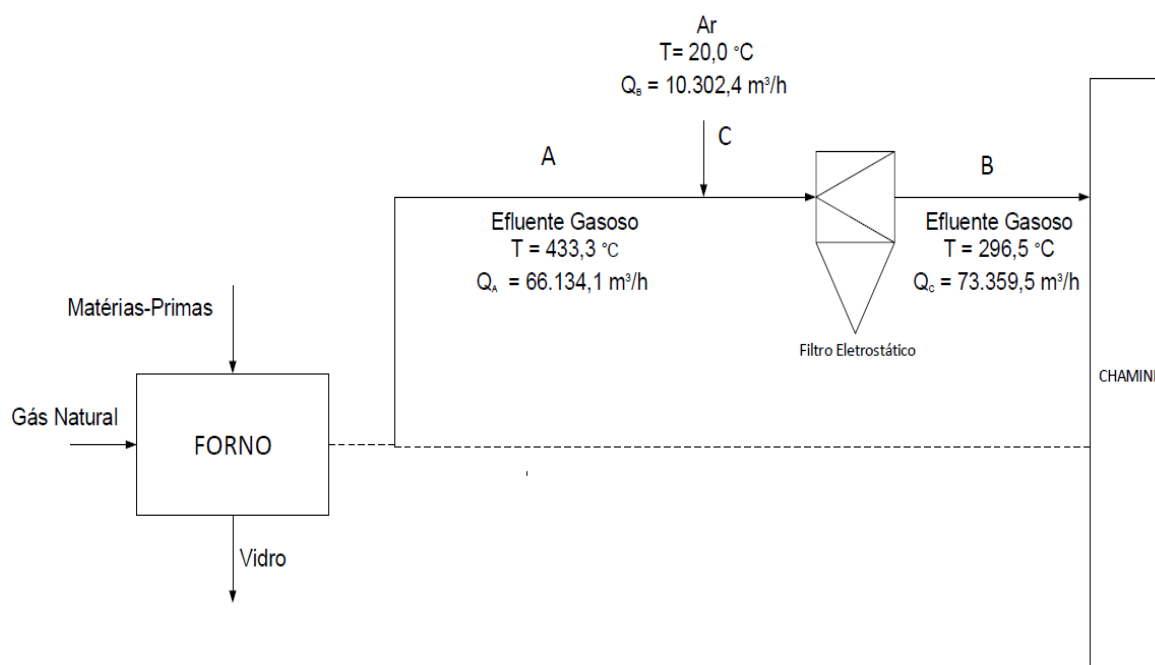


Figura 3.2 - Caracterização das correntes gasosas desde o forno até à chaminé.

O ar de arrefecimento tem como objetivo impedir que o efluente dê entrada no filtro a uma temperatura superior a 400°C, que poderia comprometer o funcionamento do equipamento. Este filtro tem como finalidade o controlo de emissão de partículas para a atmosfera. Para que este controlo seja mais eficiente, o forno AV5 encontra-se associado a um precipitador eletrostático (PE), que consiste numa série de eléctrodos de descarga de alta voltagem e os correspondentes eléctrodos coletores. As partículas são carregadas eletricamente e subsequentemente separadas da corrente gasosa pela influência de um campo elétrico. Os PE são particularmente eficientes na captação de poeiras de dimensões compreendidas entre 0,1 µm e 10 µm, podendo a sua eficiência global de captação atingir 95-99 %. O desempenho varia principalmente com as características do efluente gasoso e com a conceção do PE. Em princípio, esta técnica é aplicável a todas

as instalações novas ou já existentes em todos os sectores (exceto nos fornos de cúpula de lâ de rocha devido ao risco de explosão) [4]. Em caso de avaria deste equipamento o efluente gasoso é diretamente encaminhado para a chaminé, percurso este representando a tracejado na figura 3.2.

Admitiu-se igualmente que não existem fugas durante o percurso, o que não acontece na realidade.

Na tabela 3.1 encontram-se as temperaturas médias mensais referentes ao ano de 2014. Os valores médios anuais são apresentados no esquema da figura 3.2, tendo sido estes os valores utilizados no projeto da presente dissertação.

Os valores da tabela 3.1 são resultantes de registos diários internos da empresa, tanto à saída das câmaras de regeneração (A), como à saída do filtro eletrostático existente na instalação (C), associado a este forno.

Na tabela 3.1 encontram-se ainda os caudais médios mensais de vidro fundido verificados no ano de 2014.

Tabela 3.1 - Temperaturas médias mensais à saída das câmaras de regeneração e à saída do filtro eletrostático, assim como os caudais médios mensais de vidro produzido, para o ano de 2014.

Mês	Caudal de vidro fundido (t/dia)	T_{média} (A) (°C)	T_{média} (C) (°C)
Janeiro	426	473,5	337,0
Fevereiro	447	476,3	330,6
Março	408	462,4	318,6
Abril	418	451,3	311,6
Maio	438	438,0	311,2
Junho	444	434,9	310,6
Julho	412	432,2	292,9
Agosto	403	419,5	280,8
Setembro	428	414,0	268,0
Outubro	411	394,7	247,7
Novembro	410	391,5	275,9
Dezembro	384	412,9	272,9
Média anual	419	433,3	296,5

Face aos elevados caudais de gases de exaustão e à sua temperatura, é importante avaliar o impacto económico do aproveitamento energético desta corrente. Assim refere-se mais uma vez que neste trabalho vai ser feito o estudo das seguintes medidas:

- Instalação de um ciclo de Rankine orgânico com vista à produção de energia elétrica;
- Aquecimento das águas sanitárias com o objetivo de poupar energia proveniente da caldeira da empresa.

Desta forma é necessário elaborar uma pesquisa bibliográfica sobre ciclos de Rankine orgânicos no que diz respeito:

- Escolha do fluido orgânico relativamente às suas propriedades termodinâmicas e energia disponível na fonte quente;
- Potência produzida na turbina;
- Eficiência do ciclo.

Segue-se então o capítulo 4, onde se apresentam as considerações teóricas e as equações de projeto que permitirão dar uma resposta relativamente aos objetivos propostos.

4 APROVEITAMENTO ENERGÉTICO

Em muitas aplicações grande parte da energia utilizada é perdida na forma de calor. No entanto as oportunidades para contrariar este facto, e promover a conservação de energia são inúmeras. Para tal é possível recorrer a ferramentas de termodinâmica e de transferência de calor, de forma a aumentar a eficiência com que a energia é gerada e convertida, reduzir as perdas energéticas, assim como aproveitar grande parte do calor perdido no processo em questão. [20]

A maior parte das correntes utilizadas na recuperação de energia correspondem a correntes a temperaturas abaixo de 232 °C (calor de baixa qualidade), o que as torna menos interessantes do ponto de vista económico e térmico relativamente às correntes de altas temperaturas. Apesar disto o seu aproveitamento pode ser viável, já existindo hoje em dia tecnologias que o permitem. [5]

A temperatura da fonte de calor de onde se pretende fazer o aproveitamento energético é um aspeto bastante importante para a seleção dos sistemas de recuperação, já que quanto maior for, maior a probabilidade de ocorrerem reações de oxidação e corrosão. A presença de substâncias corrosivas pode igualmente danificar o material que constitui os equipamentos. [5]

No caso da seleção dos materiais para permutadores de calor e outros sistemas de reaproveitamento, esta deve ter em conta a ocorrência de reações de corrosão e de oxidação, agravadas com o aumento da temperatura. As superfícies dos materiais podem ficar rapidamente danificadas no caso da fonte de calor conter substâncias corrosivas. A prevenção de fenómenos de oxidação pode ser feita através da não utilização de aço carbono para temperaturas acima dos 425°C e de aço inoxidável para temperaturas acima dos 650°C. [5]

O contacto entre a corrente de exaustão e a superfície dos materiais tem como consequência a ocorrência de incrustações, que consiste na deposição de substâncias no material. Este problema, para além de reduzir a quantidade de calor trocado, também inibe a passagem do fluido nos equipamentos, que se podem degradar de tal forma que não possam mais ser utilizados. A filtração de correntes contaminadas, a construção de equipamentos com materiais avançados, o aumento das áreas de transferência de calor, e a utilização de permutadores de calor de fácil acesso e limpeza podem ser medidas úteis na prevenção das incrustações. [5]

Uma questão muito importante a ter em conta é a temperatura mínima permitida para a corrente a ser aproveitada, já que está intimamente ligada a problemas de corrosão dos materiais com os quais tem contacto. Dependendo do combustível utilizado na combustão, o efluente gasoso resultante poderá ter na sua constituição variadas

concentrações de dióxido de carbono, vapor de água, óxidos de azoto, óxidos de enxofre e minerais. Se esta corrente gasosa for arrefecida abaixo do seu ponto de orvalho o vapor de água nela contida irá condensar e ocorrerá a deposição de substâncias corrosivas na superfície do permutador de calor [5].

4.1 Aquecimento de águas sanitárias

Permutadores de calor

É num permutador de calor que ocorre o processo de transferência de calor entre dois fluidos que se encontram a diferentes temperaturas, e separados por uma parede sólida. Estes equipamentos são classificados de acordo com o tipo de construção e com o arranjo, ou seja, o tipo de escoamento dos fluidos. O permutador mais simples envolve o movimento dos fluidos quente e frio no mesmo sentido ou em sentidos opostos numa construção em tubo concêntrico (ou duplo tubo). Neste caso, se se tratar de um permutador com correntes paralelas os dois fluidos entram e saem nas mesmas extremidades, e circulam na mesma direção e sentido. Por outro lado, nos permutadores em contracorrente os fluidos dão entrada e abandonam o equipamento em extremidades opostas, e circulam em sentidos opostos. [20]

Outro tipo de permutador de calor comum é o de carcaça e tubos. As várias formas possíveis diferem consoante o número de passagens nos tubos e na carcaça, sendo a forma mais simples aquela em que há uma passagem tanto nos tubos como na carcaça. Nesta configuração normalmente são utilizadas chicanas, que têm como objetivo aumentar o coeficiente de transferência de calor do fluido do lado da carcaça através do aumento da velocidade e por isso da turbulência do mesmo, assim como dirigir este mesmo fluido em escoamento cruzado relativamente ao eixo dos tubos. Além disso, as chicanas suportam fisicamente os tubos, reduzindo a sua vibração. [20]

Os permutadores de calor compactos são outra opção quando se têm de utilizar grandes áreas de transferência de calor. [20]

Para além destas configurações existem ainda permutadores de fluxo cruzado, nos quais o escoamento dos fluidos é perpendicular. Na figura 4.1 encontram-se dois permutadores com este arranjo, sendo que um deles possui alhetas e o outro não. [20]

Relativamente ao permutador da figura 4.1 a), diz-se que o fluido que circula no exterior dos tubos não é misturado, pois não existe a mistura deste no plano perpendicular à direção do escoamento devido à existência de alhetas. Isto irá implicar uma variação da sua temperatura em x e em y. No caso do permutador da figura 4.1 b) o fluido que circula

no exterior dos tubos é misturado, pois quando este passa ao longo do equipamento está completamente misturado no plano normal à direção do escoamento. Nesta situação a temperatura do fluido no exterior dos tubos irá variar principalmente na direção do escoamento. [20]

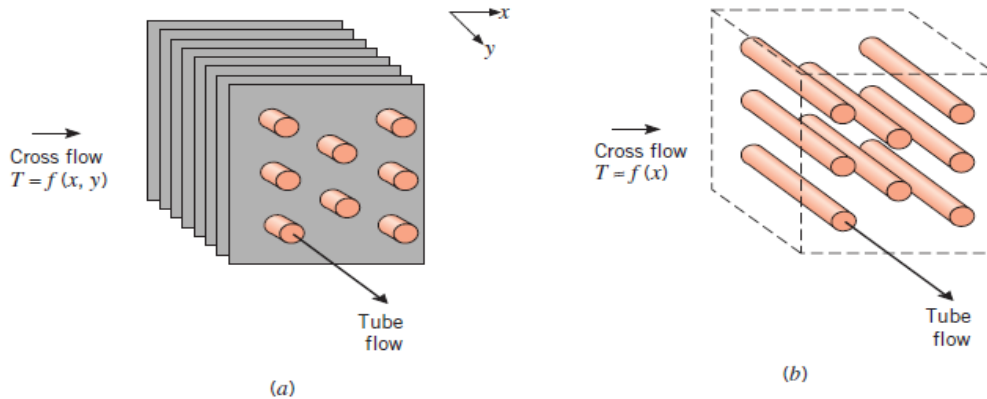


Figura 4.1 - Permutadores de fluxo cruzado. a) Alhetado, com os dois fluidos não misturados. b) Não alhetado, com um fluido misturado e o outro não misturado. [20]

O balanço de energia a um permutador de calor adiabático considerando estado estacionário permite obter:

$$\Delta H_q = \Delta H_f \quad (4.1)$$

Em que ΔH_q corresponde à diferença de entalpia do fluido quente à saída e à entrada do permutador, tendo ΔH_f o mesmo significado, mas para o fluido frio.

No caso de não ocorrer mudança de fase em nenhum dos fluidos pode-se escrever:

$$\dot{q} = \dot{m}_f \times \bar{c}p_f \times (T_{f,s} - T_{f,e}) = \dot{m}_q \times \bar{c}p_q \times (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad [W] \quad (4.2)$$

Em que:

\dot{m}_f – Caudal mássico do fluido frio (kg/s);

\dot{m}_q - Caudal mássico do fluido quente (kg/s);

$\bar{c}p_f$ – Calor específico médio do fluido frio (J/kg.K);

$\bar{c}p_q$ – Calor específico médio do fluido quente (J/kg.K);

$T_{f,s}$ – Temperatura de saída do fluido frio (K);

$T_{f,e}$ - Temperatura de entrada do fluido frio (K);

$T_{q,e}$ - Temperatura de entrada do fluido quente (K);

$T_{q,s}$ - Temperatura de saída do fluido quente (K).

Sabendo então a potência térmica (\dot{q}) trocada entre os fluidos, o dimensionamento do permutador pode ser feito à custa do cálculo da área necessária para esse efeito (A). A equação de projeto é:

$$\dot{q} = UA\Delta T_{ml} \times F_T \quad [W] \quad (4.3)$$

Em que U consiste no coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2.K$), ΔT_{ml} é a diferença de temperatura logarítmica média obtida em condições de contracorrente, calculada através da equação 4.4, e F_T é o fator de correção da temperatura, que depende das temperaturas dos fluidos e do tipo de permutador em questão.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{q.e} - T_{f.s}) - (T_{q.s} - T_{f.e})}{\ln \frac{(T_{q.e} - T_{f.s})}{(T_{q.s} - T_{f.e})}} \quad [^\circ C, K] \quad (4.4)$$

O coeficiente global de transferência de calor (U), cujos valores típicos se encontram na tabela 4.1, pode escrever-se em termos do somatório das resistências térmicas:

$$\frac{1}{UA} = \Sigma R = \frac{1}{h_e A_e} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta x}{k A_{lm}} + R_{suj} \quad (4.5)$$

Em que:

Δx - Espessura da parede (m);

k - Condutividade térmica do material ($W/m.K$);

A_e - Área externa dos tubos (m^2);

A_i - Área interna dos tubos (m^2);

h_e - Coeficiente pelicular de transferência de calor do fluido externo ($W/m^2.K$);

h_i - Coeficiente pelicular de transferência de calor do fluido interno ($W/m^2.K$);

R_{suj} - Resistência térmica de sujamento ($m^2.K/W$);

A_{lm} - Área média logarítmica (m^2),

onde:

$$A_{lm} = \frac{A_e - A_i}{\ln \left(\frac{A_e}{A_i} \right)} \quad [m^2] \quad (4.6)$$

Tabela 4.1 - Valores típicos do coeficiente global de transferência de calor (U) para permutadores de carcaça e tubos. [21]

Fluido quente	Fluido frio	U (W/m ² °C)
Água	Água	800 - 1500
Solventes orgânicos	Solventes orgânicos	100 - 300
Gases	Gases	10 - 50
Solventes orgânicos	Água	250 - 750
Gases	Água	20 - 300
Gases	Água salgada	15 - 250
Vapor	Água	1500 - 4000
Vapor	Solventes orgânicos	500 - 1000
Vapor	Gases	30 - 300

4.2 Produção de eletricidade

A energia consumida a nível mundial atingiu níveis nunca antes verificados, o que resultou na emissão de grandes quantidades de CO₂ para a atmosfera. As preocupações atuais relativamente às alterações climáticas sugerem a adoção de medidas que promovam a redução da emissão de gases de efeito de estufa. Relativamente aos sistemas energéticos existentes irão incluir provavelmente as seguintes modificações:

- Diminuição da intensidade energética de edifícios e indústria;
- Substituição dos combustíveis fósseis por eletricidade em áreas como a dos transportes
- Produção de energia limpa através da transição massiva para a utilização de energias renováveis (solar, eólica, geotérmica, etc.) [22]

A existência de tecnologias que permitem o aproveitamento do calor para a produção de energia elétrica vai de encontro aos objetivos pretendidos através das modificações referidas, necessárias à redução da intensidade energética.

Para além das energias renováveis, como é o caso da energia solar e geotérmica, a maior parte da energia gerada tem como fonte a energia térmica, obtida, em geral, a partir da combustão de combustíveis fósseis ou de reações nucleares. Apesar da energia nuclear

ser considerada renovável, os problemas associados à segurança e ao tratamento dos resíduos resultantes deste tipo de energia limitam a sua utilização. [23, 24]

As fontes de energia renováveis, embora se apresentem como uma alternativa de grande sucesso, não podem ser convertidas em eletricidade num ciclo convencional a vapor, que exige uma fonte de calor acima dos 350 °C [24]

Dependendo da aplicação, diferentes sistemas termodinâmicos têm sido desenvolvidos na prática, como é o caso de turbinas a gás ou a vapor, e o próprio ciclo de Rankine a vapor. Contudo, estes processos requerem altas temperaturas da fonte quente, atingindo eficiências compreendidas entre os 25 e os 55 %. [23]

A eficiência da geração de eletricidade é dependente da temperatura da fonte de calor. Apesar de normalmente o aproveitamento do calor residual ter sido limitado a médias e altas temperaturas, outras tecnologias têm vindo a ser desenvolvidas com o objetivo de aproveitar calor residual com gamas de temperatura mais baixas para a produção de eletricidade, como é o caso do ciclo de Rankine orgânico (CRO), que será abordado mais à frente. Apesar da eficiência máxima a estas temperaturas ser baixa, estes sistemas permitem uma poupança na recuperação de grandes quantidades de energia. [5]

Estas tecnologias, na qual se encontra englobado o ciclo de Rankine orgânico, podem ter um efeito bastante positivo na intensidade energética a nível industrial pelo aproveitamento do calor residual, permitindo uma melhor utilização da energia primária utilizada no processo. A sua utilização pode abranger também a conversão de fontes de calor renováveis em eletricidade, e até o aproveitamento dos gases de exaustão em veículos. [22]

4.2.1 Ciclos de Rankine Orgânicos e de vapor

O ciclo de Rankine orgânico (CRO) é um processo promissor na conversão de calor a baixas e médias temperaturas em eletricidade, sendo o mais utilizado dentro das novas soluções existentes para produção de energia elétrica. [25, 26]

Algumas das principais vantagens do CRO relativamente a outras técnicas de geração de eletricidade são:

- possibilidade de implementação em aplicações a baixas temperaturas (começando a partir dos 55°C);
- baixos custos de operação
- manutenção e a compactidade. [23]

Em todo o mundo existem vários exemplos de aplicações que envolvem a energia geotérmica e que utilizam CRO, sendo que em alguns a fonte de calor apresenta temperaturas à volta dos 74°C. [27]

O sucesso desta tecnologia pode ser em parte explicado pelo tipo de construção modular. Um mesmo sistema CRO pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com diversas fontes de calor. Este sucesso é também reforçado pela maturidade tecnológica da maioria dos seus componentes, devido ao seu uso extensivo em aplicações ligadas à indústria da refrigeração. Além do mais, e ao contrário dos ciclos convencionais, esta tecnologia possibilita a produção de eletricidade ao nível local. [25]

Atualmente, os ciclos de Rankine orgânicos estão comercialmente disponíveis para capacidades da ordem dos MW. Contudo, para capacidades energéticas na ordem dos kW, poucas são as soluções atualmente aplicáveis, estando ainda em fase de investigação e desenvolvimento. [25]

A energia solar, geotérmica, biomassa e o aproveitamento de calor são algumas das aplicações nas quais o CRO pode ser implementado, e na figura 4.2 é possível observar a distribuição de cada uma destas aplicações em unidades de ciclos de Rankine orgânicos verificadas até ao ano de 2012. Pode-se verificar, através da figura 4.2, que esta ainda não é tão comum para aplicações de energia solar como é para as restantes.

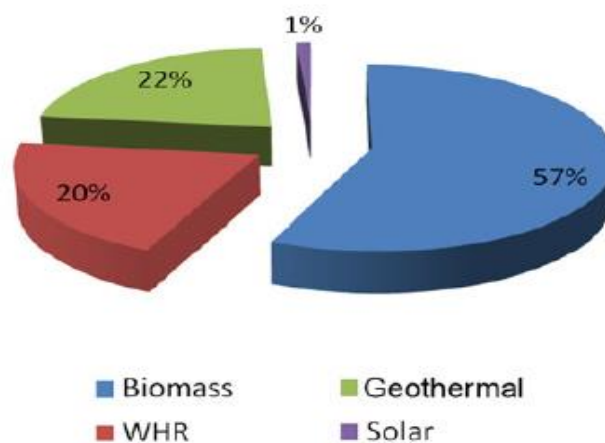


Figura 4.2 - Distribuição das diferentes aplicações com implementação de CRO em 2012.[WHR – waste heat recovery (aproveitamento do calor residual)] [22]

Quando o calor da fonte quente a ser aproveitado corresponde a correntes a temperaturas relativamente baixas, a sua conversão em energia elétrica pelos métodos convencionais torna-se difícil, resultando em desperdício energético. [28]

Comparação entre o ciclo de Rankine a vapor e o orgânico

O ciclo de Rankine convencional permite a conversão da energia térmica em energia elétrica ou mecânica através da queima de combustíveis ou pela recuperação de calor de um determinado processo, utilizando vapor como fluido de trabalho. Este ciclo não pode ser utilizado como opção quando a energia disponível corresponde a correntes a temperaturas baixas. Isto deve-se ao requisito que o vapor seja sobreaquecido antes da expansão para evitar a formação de gotículas que poderiam resultar no desgaste e erosão das pás da turbina. Nestes casos, o ciclo orgânico pode ser visto como uma alternativa viável.

Em comparação com o ciclo de Rankine a vapor, o ciclo orgânico é mais económico e simples já que a turbina requer apenas um único estágio, além de permitir trabalhar com pressões e temperaturas mais baixas. [27, 28]

O CRO é semelhante ao ciclo fechado de Clausius-Rankine a vapor cujo esquema se encontra na figura 4.3, pois tem como constituintes um evaporador, uma turbina, um condensador e uma bomba. Tal como o ciclo a vapor, o seu funcionamento consiste no aumento de pressão do fluido de trabalho através de uma bomba, que posteriormente dá entrada num evaporador, onde é aquecido a pressão constante, até se tornar vapor saturado (ou vapor sobreaquecido), com recurso a uma fonte quente. De seguida o vapor é expandido numa turbina, produzindo trabalho mecânico que é convertido em energia elétrica através de um gerador. Por fim, o vapor húmido, saturado ou até sobreaquecido, a baixa pressão, à saída da turbina entra num condensador, onde é condensado de forma a voltar a obter líquido saturado, e o ciclo começa novamente. [27]

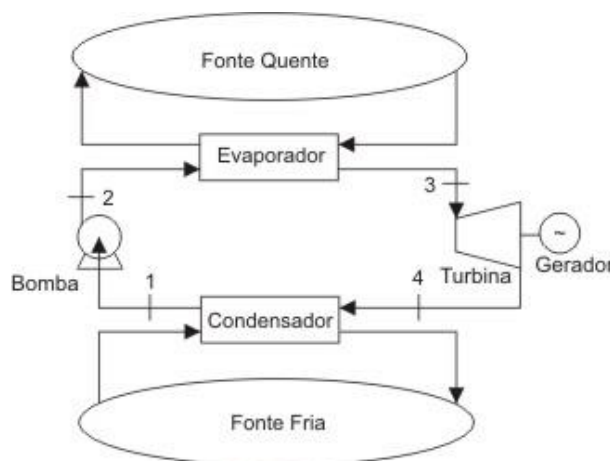


Figura 4.3 - Esquema de um ciclo de Rankine. [29]

Por outro lado, o CRO utiliza fluido orgânico ao invés de usar água como fluido de trabalho, o que permite temperaturas de evaporação mais baixas, visto que o fluido orgânico tem uma temperatura de ebulição inferior. Esta particularidade permite a produção de energia com menores temperaturas da fonte quente, já que o calor de evaporação de um fluido orgânico pode ser até 10x inferior, quando comparado com o da água. Podem ser referidos como exemplos de fluidos orgânicos o como o butano, o pentano ou o hexano. Na figura 4.4, que corresponde ao diagrama de fases temperatura vs entropia, pode-se comparar as curvas de diversas substâncias e a correspondente à água. [23, 25, 26, 28]

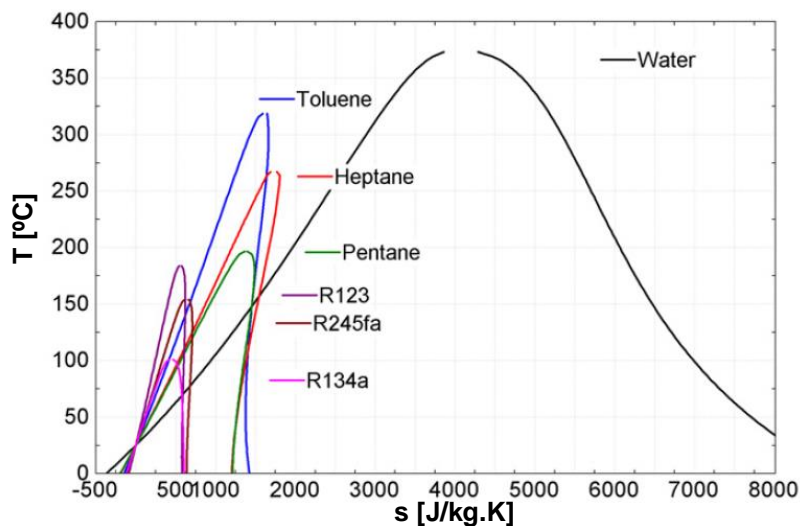


Figura 4.4 - Diagramas T-s de fluidos orgânicos e o da água. [22]

Pela análise da figura 4.4 é possível observar que o declive da curva de vapor saturado no caso da água é negativo, enquanto que para o caso dos fluidos orgânicos esta mesma curva apresenta uma tendência mais vertical. Com isto, a limitação relativamente à qualidade do vapor no final do processo de expansão desaparece no ciclo de Rankine orgânico. Assim, o facto de não ocorrer condensação na expansão reduz o risco de corrosão das pás da turbina, prolongando o seu tempo de vida até 30 anos, em vez dos 15-20 anos verificados em ciclos a vapor. A temperatura de entrada do fluido na turbina num CRO é também muito mais baixa, o que permite que ocorra um menor desgaste do equipamento. [22]

Ao contrário do que acontece no ciclo a vapor, não existe a necessidade de sobreaquecer o fluido à entrada da turbina visto que os fluidos orgânicos normalmente mantêm-se sobreaquecidos no final da expansão. A temperatura à entrada da turbina depende essencialmente do seu limite de estabilidade térmica. [22]

O tamanho da turbina e dos permutadores de calor existentes no ciclo depende do caudal volumétrico do fluido de trabalho. Como o vapor é um fluido com uma massa volúmica muito baixa, principalmente na parte de baixas pressões do ciclo, este requer equipamentos como o condensador e o recuperador com maiores dimensões. Já as massas volúmicas dos fluidos orgânicos apresentam valores superiores relativamente ao vapor. [22]

Outro aspeto que se pode constatar é que, assim como a diferença de entropia entre o líquido saturado e o vapor saturado, a entalpia de vaporização é muito inferior no caso dos fluidos orgânicos. Por isso, neste caso, para atingir a mesma potência térmica no evaporador quando é utilizada a água como fluido de trabalho, é necessário um caudal mássico muito mais elevado de fluido orgânico e, por conseguinte, um consumo energético superior pela bomba.[22]

No CRO a queda de entalpia durante a expansão é muito mais baixa quando comparada com a do ciclo a vapor, o que permite a utilização de turbinas mais económicas, de um ou dois estágios. [22]

Relativamente às pressões de evaporação, estas são mais baixas no caso dos fluidos orgânicos, permitindo ciclos mais económicos e menos complexos. [22]

A eficiência térmica de um ciclo orgânico é menor do que a de um a vapor, no entanto apresenta uma maior simplicidade quanto ao número e ao tamanho dos componentes constituintes. [22]

Na tabela 4.2 encontram-se resumidas as vantagens do ciclo de Rankine orgânico e do ciclo a vapor.

Tabela 4.2 - Vantagens do ciclo de Rankine orgânico e do ciclo a vapor. [22]

Vantagens do CRO	Vantagens do ciclo a vapor
Não é necessário sobreaquecimento	Maiores eficiências
Menores temperaturas à entrada da turbina	Menores custos do fluido de trabalho
Maior compacticidade dos equipamentos devido às superiores massas volúmicas dos fluidos	Fluido amigo do ambiente, não tóxico e não inflamável
Menor pressão de evaporação	Baixo consumo da bomba
Maior pressão de condensação	Fluido com alta estabilidade química
Menores temperaturas da fonte quente	
Turbinas mais económicas	
Maior simplicidade	

Características de um CRO

Para além dos componentes comuns ao ciclo convencional, na maior parte das aplicações o ciclo orgânico inclui uma secção de regeneração que consiste no aproveitamento de calor à saída da turbina. Esta secção de regeneração permite um aumento na eficiência do mesmo, já que reduz a totalidade da energia necessária para vaporizar o fluido no evaporador por parte da fonte quente. Por isto mesmo existe uma maior margem de segurança no que toca à temperatura mínima dos gases de exaustão no evaporador, já que a corrente de gases abandona o equipamento a uma temperatura superior, o que ajuda a evitar a condensação de enxofre no evaporador. [30]

Na figura 4.5 é possível observar o esquema de um CRO sem o regenerador/recuperador (à esquerda), e com este elemento (à direita). A arquitetura simples apresentada na figura 4.5 pode ser adaptada dependendo da aplicação. [22]

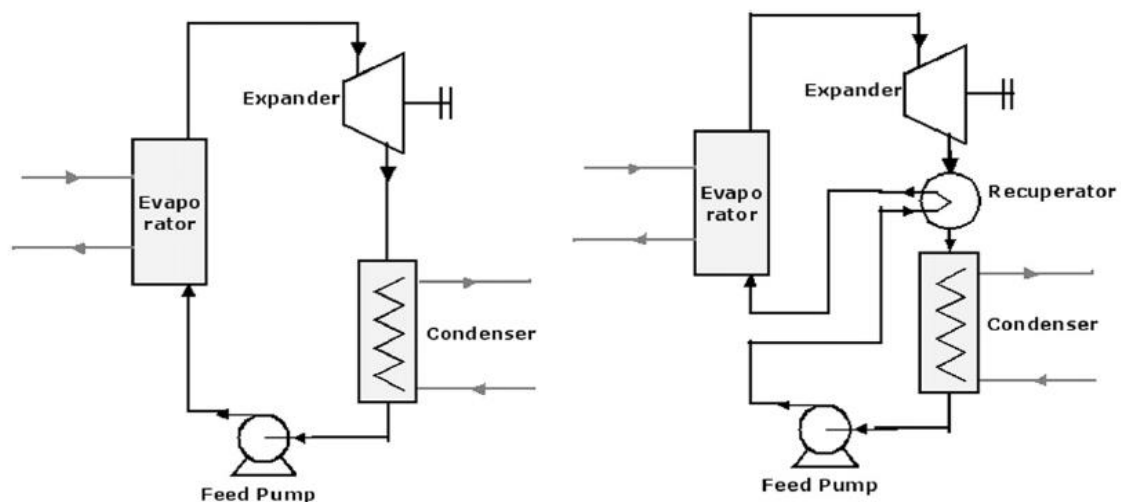


Figura 4.5 - Esquema de um CRO sem recuperador (esquerda) e com recuperador (direita). [22]

Apesar do aumento da eficiência do ciclo, para aplicações de recuperação de calor residual muitas vezes não é justificável a implementação de um recuperador. [25]

Uma etapa fundamental no projeto de um CRO incide na escolha do fluido de trabalho orgânico, assim na configuração do próprio ciclo. Um aspeto importante a ter em conta na escolha do fluido de trabalho é a temperatura da fonte de calor disponível, cuja gama pode variar entre baixas temperaturas de cerca de 100°C até médias temperaturas à volta de 350°C. [25, 26]

A grande vantagem na utilização de fluidos orgânicos como fluidos de trabalho relativamente à água, para fontes de calor a baixas temperaturas, consiste na sua superior massa volúmica o que permite a utilização de turbinas e condensadores mais simples, pequenos e mais baratos. [26]

Apesar do fluido orgânico permitir ainda uma eficiência da turbina superior em relação ao vapor (entre 80 e 85%), o funcionamento do ciclo a baixas temperaturas implica eficiências globais baixas (10-20%), dependendo da temperatura do condensador e do evaporador. Caso a temperatura de evaporação do fluido de trabalho seja muito diferente da sua temperatura crítica, a massa volúmica do vapor é demasiado baixa tanto do lado da alta pressão como do lado da baixa pressão, causando uma grande queda de pressão, o que requer componentes de maiores dimensões. A eficiência térmica de um ciclo de Rankine orgânico a alta temperatura normalmente não excede os 24 %. [5, 22]

Relativamente às pressões máximas do ciclo, estas normalmente não costumam ultrapassar os 30 bar num CRO, já que pressões demasiado elevadas resultam em maiores riscos de operação numa maior complexidade e custo do evaporador. [22]

Relativamente aos permutadores de calor utilizados em CRO, os mais utilizados são o de carcaça e tubos e os de placas. Em sistemas CRO o calor da fonte quente no evaporador pode ser trocado diretamente com o fluido de trabalho, ou com um fluido secundário, sendo que esta última opção é selecionada para evitar a deterioração do fluido a altas temperaturas. [22]

Tal como já foi referido, o recurso a fluidos orgânicos exige um maior caudal mássico relativamente ao vapor, e por isso um maior consumo da bomba. Este consumo depende também do caudal volumétrico e da diferença de pressões à entrada e à saída deste equipamento. Uma forma de expressar este consumo é através do BWR (Back Work Ratio), que consiste no quociente entre o consumo da bomba e o trabalho realizado pela turbina. Os valores típicos de BWR para um CRO a altas temperaturas, utilizando tolueno, é de 2-3%. Já para um ciclo orgânico a baixas temperaturas, utilizando como fluido o hidrofluorcarboneto HFC-134a, o BWR costuma ultrapassar os 10%. No fundo, quanto maior for a temperatura crítica do fluido, menor será o BWR e, por conseguinte, o consumo da bomba. [22]

4.2.2 CRO no aproveitamento do calor residual

Muitas aplicações industriais rejeitam grandes quantidades de energia em forma de calor a temperaturas relativamente baixas. Esta energia é resultante de processos de combustão e de muitos outros processos químicos/térmicos, e normalmente é perdida através da chaminé, ou por perdas de calor por radiação e evaporação, entre outras,

sendo lançada para a atmosfera. A consequência disto é a poluição, através da emissão de gases como CO_2 , NO_x e SO_x , responsáveis por causar problemas de saúde e ambientais. O aproveitamento do efluente rejeitado não só permite atenuar este problema, mas também permite a produção de eletricidade que pode ser consumida no local de produção, ou alimentada à rede. [22, 24]

Estima-se que o potencial de produção de energia elétrica da Alemanha a partir do aproveitamento do calor residual seja de 500 MWe, sendo 750 MWe no caso dos Estados Unidos. [22]

Em geral, para aplicações que envolvem o aproveitamento de calor, o objetivo é maximizar a potência gerada, e não a eficiência do ciclo. Normalmente nestes casos existe uma grande variação de temperaturas da fonte quente no evaporador, representada pela linha vermelha na Figura 4.6 B, sendo o objetivo retirar o máximo de calor possível da mesma. [25]

Já para aplicações solares e de biomassa, em que o calor da fonte é quase constante, maximizar a potência gerada equivale a maximizar também a eficiência. Nestes casos é utilizada uma variação mais pequena de temperaturas da fonte quente no evaporador, assim como uma alta pressão de evaporação e uma baixa pressão de condensação (Figura 4.6 A). Esta grande diferença de pressões permite aumentar a eficiência do ciclo. [25]

Na figura 4.6 é possível observar os diagramas da temperatura vs entropia do mesmo fluido de trabalho (R245fa), assim como os perfis de temperatura dos fluidos de aquecimento e de arrefecimento (fluidos secundários), tanto para um exemplo de uma aplicação solar ou de biomassa com um regenerador implementado (A), como para o aproveitamento de calor (B). Nesta figura são observáveis as particularidades acima referidas para cada um destes tipos de ciclo.

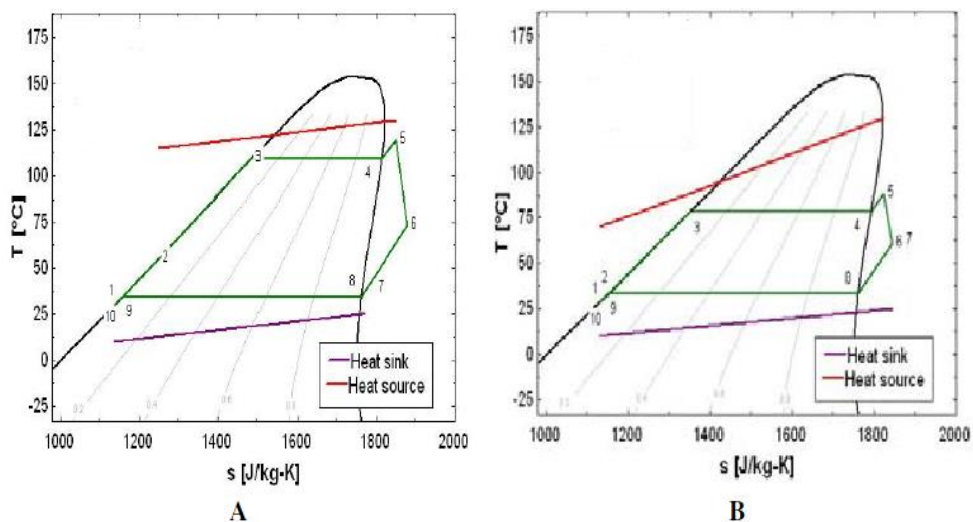


Figura 4.6 – Diagramas para o fluido R244fa e perfis de temperatura para os fluidos secundários para exemplos de aplicações solar e biomassa (A) e para recuperação de calor (B). [25]

Consoante a aplicação, poderá ser implementado ou não um recuperador. Este equipamento, embora permita aumentar a eficiência do ciclo, tem como consequência reduzir a potência gerada. Isto deve-se a uma maior temperatura à entrada do evaporador, que culmina na redução do calor recuperado a partir da fonte quente. No entanto, em aplicações de recuperação de calor residual não é necessário, já que pouco influencia a potência produzida, apesar de aumentar a eficiência do ciclo. [22, 25]

4.2.3 Seleção do fluido de trabalho

Apesar da existência de uma grande variedade de fluidos orgânicos, que à partida poderiam ser utilizados nos ciclos, este número é reduzido quando se tem em conta fatores como o nível de segurança, a disponibilidade e o custo dos mesmos. No entanto, a sua seleção consiste num processo de tentativa/erro ou tem por base experiências realizadas em sistemas semelhantes.

O desempenho do sistema está fortemente relacionado com o fluido de trabalho, e daí a importância da sua seleção. [31] O declive da curva de vapor saturado dos fluidos de trabalho pode ser vertical (ex: fluido R11), positivo (ex: fluido isopentano) ou negativo (ex: fluido R22). Estes fluidos podem ser denominados como “isentrópicos”, “secos” ou “húmidos”, respetivamente. [28] Os fluidos húmidos, ao contrário dos outros dois tipos necessitam de ser sobreaquecidos quando utilizados na geração de eletricidade devido ao risco da entrada de gotículas de líquido, que poderia danificar a turbina. Pelo contrário, os fluidos “secos” e “isentrópicos” são preferíveis para a utilização em CRO visto que não condensam à saída da turbina, e por isso não acarretam o risco de danificar o equipamento. Com a utilização de fluidos “secos” não existe a necessidade de sobreaquecimento, visto que após a expansão o vapor saturado permanece na zona de sobreaquecimento. No entanto, apesar disso, na prática é utilizado um pequeno grau de sobreaquecimento em algumas unidades CRO. [22, 23]

As curvas, correspondentes ao diagrama de fases, para cada um deste tipo de fluidos aparecem representadas na figura 4.7.

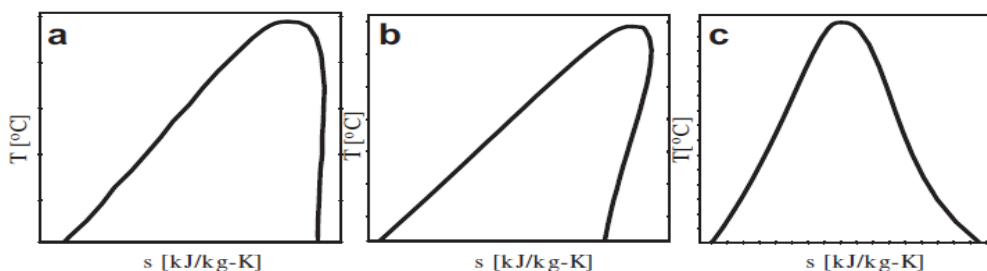


Figura 4.7 – Diagramas T-s para um fluido isentrópico (a), um fluido seco (b) e um fluido húmido (c). [31]

Algumas das características relevantes para a escolha do fluido são:

Desempenho termodinâmico

A eficiência e/ou potência gerada deve ser a maior possível para as temperaturas dadas da fonte quente e fonte fria. Isto geralmente envolve baixo consumo da bomba, pois permite caudais de fluido de trabalho menores, e um ponto crítico adequado às temperaturas de trabalho.

Alta massa volúmica de vapor

Este parâmetro é de fundamental importância. Uma baixa massa volúmica conduz à necessidade de equipamentos de grandes dimensões ao nível da máquina de expansão e do condensador devido ao aumento do volume específico e do caudal volumétrico;

Pressões de evaporação

Tal como acontece com a água, altas pressões levam normalmente a aumentos dos custos de investimento e complexidade crescente, além de implicar maiores riscos de segurança;

Temperatura crítica

A temperatura crítica é uma característica de cada fluido, e esta deve ser superior à temperatura máxima que se atinge no ciclo. A esta temperatura ou, para valores de pressão maiores que a pressão crítica, deixa de se poder distinguir a fase líquida da gasosa.

Ao contrário da água, os fluidos orgânicos geralmente sofrem degradação química e decomposição a altas temperaturas. A temperatura máxima da fonte de calor a usar é, portanto, limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho. [25, 27]

Em geral, quanto maior for o ponto crítico do fluido de trabalho, maior a gama ótima de temperaturas característica do mesmo em termos de eficiência e massa volúmica. [25]

O limite inferior de temperatura do ciclo é definido pelo ponto de congelamento do fluido de trabalho. [25, 27]

Baixo impacto ambiental e alto nível de segurança

Os principais parâmetros a ter em conta é o potencial de destruição da camada de ozono, o potencial de efeito de estufa, a toxicidade e a inflamabilidade. O fluido deve também não ser corrosivo. [27]

Além destas características, a disponibilidade e o custo também são fatores importantes na seleção do fluido de trabalho. Uma baixa viscosidade, uma alta condutividade térmica e um elevado calor latente de vaporização favorecem a capacidade de transferência de calor e previnem quedas de pressão significativas. O alto calor latente possibilita ainda menores caudais mássicos para a mesma energia disponível da fonte quente. [31]

Na tabela 4.3 encontram-se alguns exemplos de fluidos utilizados em ciclos de Rankine orgânicos para diversas fontes de calor.

Tabela 4.3 - Fluidos de trabalho para várias fontes de calor. [22, 27]

Fonte	Fluido de trabalho
Geotérmica	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601, Amónia, Propileno, R227ea
Aproveitamento do calor residual	Benzeno, Tolueno, n-pentano, R123, Solkatherm
Solar	R152a, R600, R290
Biomassa	Alquilbenzenos

Na tabela 4.4 encontram-se algumas propriedades de fluidos comumente utilizados em sistemas CRO.

Tabela 4.4 - Propriedades de alguns fluidos de trabalho. [28]

Fluido	Temperatura Crítica (°C)	Pressão Crítica (kPa)	Massa volúmica * (kg/m³)	Calor de vaporização ** (kJ/kg)
R134a	101,0	4059	4,258	217,0
R227ea	102,8	2999	7,148	131,7
R245fa	154,0	3651	5,718	196,0
R123	183,7	3668	1464	170,6
R600	152,0	3796	2,441	358,0
Tolueno	318,6	4126	862,2	361,3
Isobutano	134,7	3640	2,44	165,5
Isopentano	187,2	3370	614,5	342,5
n-pentano	196,5	3364	620,8	358,0

*Massa volúmica à temperatura ambiente (25°C); ** Calor de vaporização a 1 atm.

4.2.4 CRO subcrítico e CRO supercrítico

Num ciclo de Rankine orgânico subcrítico (pressão e temperatura do fluido inferiores às críticas), não é possível que ocorra um elevado grau de sobreaquecimento devido ao baixo coeficiente de transferência de calor da fase gasosa. Este tipo de ciclo é implementado quando a temperatura crítica do fluido de trabalho é superior à da fonte quente. [24]

Nas aplicações de CRO que hoje em dia são discutidas, à saída da turbina o fluido encontra-se no estado de vapor saturado ou ligeiramente sobreaquecido. No entanto fluidos a pressões e temperaturas acima do ponto crítico (supercríticos), têm sido investigados, tendo-se chegado à conclusão que estes podem levar a eficiências mais elevadas, apresentando-se como uma opção ainda mais atrativa no aproveitamento de calor. [24]

No ciclo supercrítico o fluido de trabalho ao passar através da bomba muda diretamente passa diretamente da pressão de saturação (líquido saturado) para uma pressão supercrítica (acima do ponto crítico). De seguida, a troca de calor ocorre num permutador de calor a altas temperaturas pela absorção de calor do fluido de trabalho a partir da fonte quente. Ao contrário do que acontece no ciclo subcrítico, esta troca de calor não se dá ao longo da zona das duas fases, em que o calor da fonte quente é necessário para pré-aquecer, evaporar e, em alguns casos, sobreaquecer o fluido de trabalho. Nos ciclos supercríticos o fluido de trabalho é aquecido diretamente do ponto 2 ao ponto 3 (Figura 4.8), sem passar por uma mudança de fase, o que resulta num aumento da eficiência térmica do ciclo, quando comparado com um ciclo subcrítico e com a mesma gama de temperaturas da fonte quente. [24]

Na figura 4.8 encontra-se o diagrama T vs entropia do fluido R-245fa referente ao ciclo de Rankine supercrítico. Este fluido tem como propriedades críticas 3651 kPa e 154 °C.

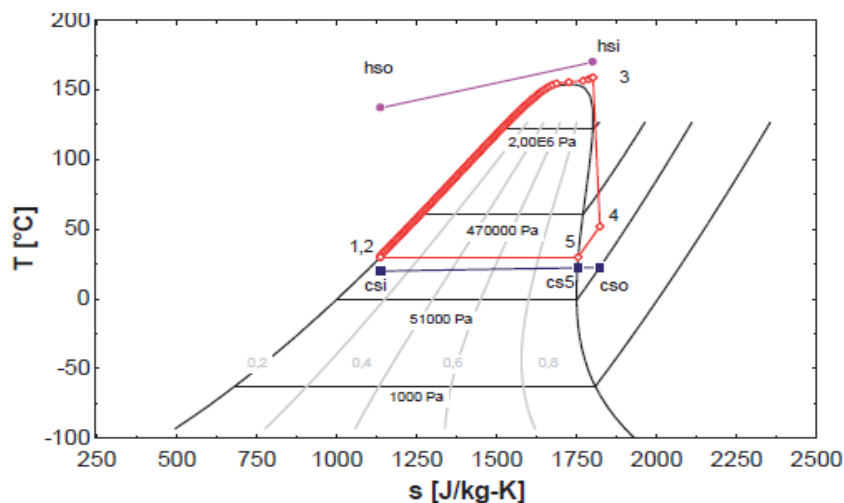


Figura 4.8 - Diagrama de um ciclo de Rankine orgânico para o R-245fa. [24]

As altas temperaturas e pressões dos ciclos supercríticos relativamente aos subcríticos geralmente permitem uma melhoria da eficiência térmica. No entanto, aos primeiros estão associadas algumas desvantagens como questões de segurança associadas às altas pressões (por exemplo 60 - 160 bar para o CO₂ como fluido de trabalho), e o custo dos materiais mais resistentes e mais caros que o sistema requer. Apesar disto, as altas pressões provocam o aumento da massa volúmica do fluido de trabalho, o que culmina em menores caudais volumétricos e em equipamentos mais compactos.

Em situações em que a temperatura da fonte de calor é bastante mais alta do que a temperatura crítica do fluido, é preferível recorrer a um CRO supercrítico. [24]

Quando a temperatura da fonte quente é apenas ligeiramente superior à temperatura crítica do fluido orgânico as duas configurações podem ser utilizadas. [24]

De momento o CO₂ é o fluido de trabalho mais discutido para utilizar num ciclo de Rankine supercrítico, devido às propriedades que apresenta como o seu baixo ponto crítico, a estabilidade, o baixo impacto ambiental e custo. Porém, este mesmo ponto crítico baixo pode ser considerado um problema durante o processo de condensação. [24]

Para além do CO₂ outros fluidos como o R134a ou o R245fa têm sido estudados para ciclos supercríticos. [24]

Tendo em conta as desvantagens acima referidas optou-se por trabalhar apenas na região subcrítica do ciclo.

4.2.5 CRO do ponto de vista económico

Os custos associados à instalação de um ciclo de Rankine orgânico normalmente encontram-se compreendidos entre os \$1,800 to \$3,000 por kilowatt, e estas unidades habitualmente apresentam comprimentos entre os 6 e 12 metros. [27]

A sua manutenção e operação, quando comparadas com um gerador de eletricidade de igual dimensão que funciona com um combustível fóssil, envolve menores custos devido essencialmente à existência de um menor número de componentes móveis no sistema e às menores pressões de operação. Esta última permite a eliminação da necessidade de um operador para monitorizar a unidade, e por isso a maior parte das instalações já vêm equipadas com um sistema de controlo computadorizado que possibilita que a monitorização seja feita remotamente. [27]

Na figura 4.9 encontra-se uma unidade de CRO para o aproveitamento do calor residual. Através da análise da figura 4.10 verifica-se que o mercado para os ciclos de Rankine orgânicos têm vindo a crescer exponencialmente, desde as primeiras instalações de

unidades deste tipo, nos anos 80. É ainda possível verificar pela figura 4.10 a evolução da potência instalada e do número de instalações em operação.



Figura 4.9 - Exemplo de uma unidade CRO para aproveitamento do calor residual. [27]

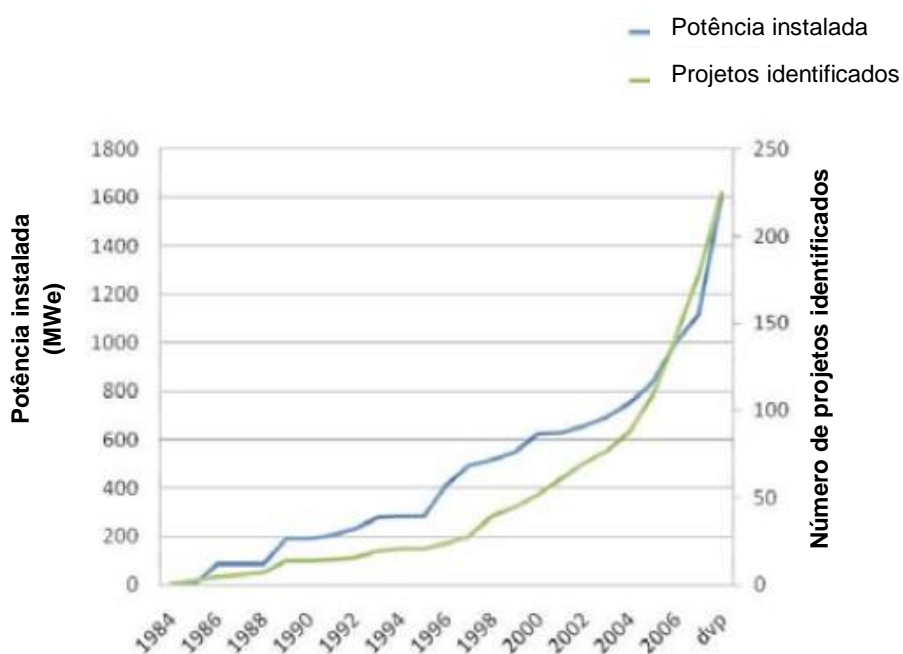


Figura 4.10 - Evolução do mercado de CRO. [25]

Na tabela 4.5 encontram-se os principais fabricantes de CRO para diferentes aplicações, assim como a gama de pressões envolvidas e as temperaturas da fonte.

Tabela 4.5 – Lista dos principais fabricantes de CRO, assim como as respectivas aplicações, gamas abrangidas e temperaturas da fonte quente envolvidas. [22]

Fabricante	Aplicações	Gama abrangida (kW)	Gama de temperaturas da fonte quente (°C)
ORMAT, E.U.A.	Geo., ACR*, solar	200–70,000	150–300
Turboden, Itália	Biomassa, ACR*, Geo.	200–2000	100–300
Adoratec/Maxxtec, Alemanha	Biomassa	315–1600	300
Opcon, Suécia	ACR*	350–800	< 120
GMK, Alemanha	ACR*, Geo., Biomassa	50–5000	120–350
Bosch KWK, Alemanha	ACR*	65–325	120–150
Turboden PureCycle, E.U.A.	ACR*, Geo.	280	91–149
GE CleanCycle	ACR*	125	> 121
Cryostar, França	ACR*, Geo.	-	100–400
Tri-o-gen, Holanda	ACR*	160	> 350
Electratherm, E.U.A.	ACR*, Solar	50	> 93

* ACR – Aproveitamento do calor residual

Das empresas listadas na tabela 4.4, as três primeiras são as principais em termos de número de unidades CRO instaladas, sendo que a Turboden é responsável pela fabricação de 45 % destas, e a ORMAT e a Maxxtec construíram 24 % e 23 % respetivamente.

Os fatores determinantes para que um projeto CRO seja rentável são o tamanho e o custo da unidade e da sua implementação. A poupança/lucro que se obtém com a eletricidade produzida e os potenciais apoios por parte do governo por se tratar de uma tecnologia que promove a proteção ambiental, são fatores que têm de ser avaliados para decidir a sua aplicabilidade. [23]

4.2.6 Eficiência térmica do ciclo

A eficiência térmica de um sistema varia com as condições operatórias, e a diferença de temperatura/pressão entre a evaporação e a condensação tem influência neste parâmetro, já que quanto menor esta for, mais baixa será a produção de trabalho e a eficiência térmica do ciclo. [23]

A seleção do fluido de trabalho é outro aspeto fundamental. A utilização de refrigerantes apenas é uma opção eficiente quando a temperatura da fonte quente é reduzida. No caso de fontes quentes a altas temperaturas, como é o caso de gases de exaustão resultantes da combustão, outros fluidos orgânicos, tais como o tolueno e os óleos de silicone são preferíveis, atingindo eficiências do ciclo entre os 20 – 25 %. [23]

No caso de utilizar um fluido de trabalho seco, à entrada da turbina o estado ótimo a que este se deve encontrar é o de vapor saturado, já que não é benéfico o elemento expensor operar em condições de sobreaquecimento à entrada. Isto deve-se ao aumento da energia fornecida pelo evaporador sem que ocorra o aumento significativo do trabalho gerado na turbina. [31]

O facto do fluido seco se manter sobreaquecido após a expansão, consiste num aspeto negativo quanto à eficiência, porque o conteúdo energético associado ao vapor sobreaquecido é perdido no condensador, para além do próprio calor de condensação.

Por isto mesmo, se o sobreaquecimento existir, este deve o mais pequeno possível. [23]

Uma forma de aumentar a eficiência é a implementação de um permutador de calor (recuperador/regenerador) para baixar o sobreaquecimento no condensador e retirar calor à saída da turbina para pré-aquecer o fluido de trabalho à entrada do evaporador.

No entanto, como já foi referido, este aumento da eficiência pouco influencia o trabalho produzido na turbina, que é o principal objetivo no aproveitamento do calor residual. [31]

Ciclo sem regenerador

Os cálculos envolvidos na obtenção da eficiência térmica são apresentados seguidamente, com recurso ao esquema de um ciclo CRO sem regenerador, representado na figura 4.11.

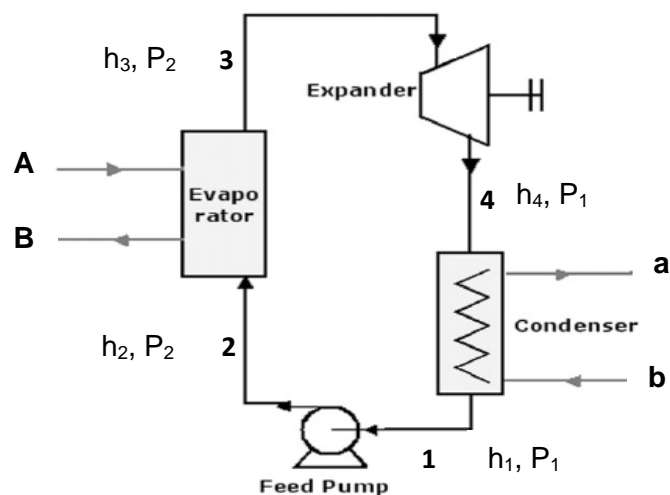


Figura 4.11 - Esquema de um CRO e identificação das correntes. [22]

As correntes numeradas de 1 a 4 dizem respeito ao fluido de trabalho que circula no ciclo, sendo h e P as respectivas entalpia e pressão à entrada e à saída de cada equipamento. Existem apenas dois valores de pressão ao longo do ciclo, já que as trocas de calor no evaporador e no condensador ocorrem a pressão constante.

A fonte de calor, que no caso do presente trabalho consiste nos gases de exaustão, encontra-se representada pelas correntes denominadas por A e B, à entrada e à saída do evaporador, respetivamente.

Já as correntes a e b representam a fonte fria, que poderá ser por exemplo água proveniente do rio ou ar de arrefecimento, responsável por retirar calor do sistema.

- **Processo 1-2:** Processo adiabático, em que o fluido de trabalho é pressurizado desde o estado de líquido saturado até ao estado de líquido comprimido. A potência de compressão (\dot{W}_b) requerida pela bomba é dada por:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ft} \times v_1 \times (P_2 - P_1)}{\eta_b} \quad [W] \quad (4.7)$$

Em que v_1 é o volume específico (m^3/kg) do fluido em 1, e η_b é o rendimento isentrópico da bomba. P_2 e P_1 (Pa) correspondem à pressão à saída e à entrada da bomba, respetivamente. \dot{m}_{ft} (kg/s) consiste no caudal mássico do fluido de trabalho no ciclo.

- **Processo 2-3:** Processo isotérmico, a pressão constante, no qual o fluido recebe, por transferência de calor, energia da fonte quente. O calor do evaporador (\dot{q}_H) é definido por:

$$\dot{q}_H = \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_2) \quad [W] \quad (4.8)$$

h_3 e h_2 (J/kg) correspondem às entalpias de saída e entrada no evaporador, respetivamente.

- **Processo 3-4:** Processo adiabático no qual o vapor à saída do evaporador é expandido até à pressão mínima do ciclo. Apesar de idealmente, o processo de expansão na turbina ser isentrópico, isto não ocorre na realidade, e a potência produzida (\dot{W}_t) é calculada tendo em conta a eficiência isentrópica ($\eta_{t,is}$):

:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,is} \times \eta_{t,is} = \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_{4,is}) \times \eta_{t,is} \quad [W] \quad (4.9)$$

$$\eta_{t,is} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4,is})} \quad (4.10)$$

Em que h_3 e h_4 , (J/kg) correspondem às entalpias à entrada e à saída da turbina, respetivamente. $h_{4,is}$ (J/kg) consiste na entalpia do fluido se o processo de expansão fosse isentrópico.

O trabalho útil produzido na turbina e convertido em eletricidade pode ser obtido à custa, não só da eficiência isentrópica, mas também da eficiência mecânica e da eficiência do gerador elétrico.

$$\dot{W}_{t,\text{útil}} = \dot{W}_{t,is} \times \eta_{t,is} \times \eta_{t,mec} \times \eta_{ger} \quad [W] \quad (4.11)$$

- **Processo 4-1:** Processo isotérmico no qual o fluido cede energia a uma fonte fria por transferência de calor. O calor do condensador (\dot{q}_L) é dado por:

$$\dot{q}_L = \dot{m}_{ft} \times (h_4 - h_1) \quad [W] \quad (4.12)$$

Em que h_4 e h_1 (J/kg) correspondem às entalpias à entrada e à saída do condensador, respetivamente.

- Cálculo da eficiência térmica do ciclo

$$\eta_{th} = \frac{|\dot{W}_t + \dot{W}_b|}{\dot{q}_H} \times 100 \% \quad (4.13)$$

Ciclo com regenerador

Para os casos em que o ciclo apresenta um regenerador na sua constituição (figura 4.12), os cálculos são semelhantes aos apresentados anteriormente. No entanto é necessário

ter também em conta as duas correntes que abandonam o regenerador (2a – entrada do evaporador, e 4a – entrada do condensador).

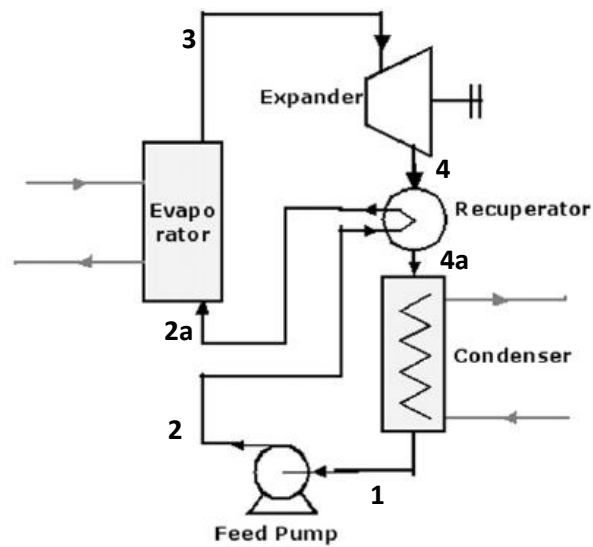


Figura 4.12 - Esquema de um CRO, com regenerador. [22]

Desta forma o calor de evaporação (\dot{q}_H) e de condensação (\dot{q}_L) são calculados através das equações:

$$\dot{q}_H = \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_{2a}) \quad [W] \quad (4.14)$$

$$\dot{q}_L = \dot{m}_{ft} \times (h_{4a} - h_1) \quad [W] \quad (4.15)$$

O calor transferido no recuperador (\dot{q}_R) para o fluido de trabalho, é utilizado para pré-aquecer a corrente que abandona a bomba e dá entrada no evaporador é calculado através da equação:

$$\dot{q}_R = \dot{m}_{ft} \times (h_{4a} - h_4) = \dot{m}_{ft} \times (h_{2a} - h_2) \quad [W] \quad (4.16)$$

5 MEDIDAS DE OTIMIZAÇÃO: AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E ECONÓMICA

A presente dissertação teve como principal objetivo o aproveitamento dos gases de exaustão provenientes do forno AV5 para produção de eletricidade através de um ciclo de Rankine orgânico. No entanto foram estudadas outras medidas de otimização energética, cuja implementação poderia resultar em poupança para a empresa.

Desta forma, e dada a elevada temperatura a que as águas sanitárias são atualmente aquecidas pela caldeira, optou-se por estudar a poupança em combustível que resultaria da diminuição do setpoint de 87 °C para 70 °C.

A possibilidade de implementar um permutador de calor para o aquecimento das águas sanitárias foi outra medida analisada. Através da poupança atingida e do investimento necessário foi possível apurar a viabilidade da instalação deste equipamento.

5.1 Alteração da temperatura das águas sanitárias para 70 °C

Atualmente o aquecimento de águas sanitárias na empresa BA Vidro é realizada através de uma caldeira a gás natural, existente apenas para esta finalidade. Este equipamento tem uma pressão de 5 bar por cada 100 °C. Foi definido por parte da empresa que a caldeira se encontra programada para aquecer a água até uma temperatura de 87 °C, que pode ser considerada uma temperatura excessiva tendo em conta a sua finalidade, o que se traduz em desperdício energético.

Por isto mesmo, foi analisado o sistema atual de forma a conhecer a poupança em gás natural que seria possível obter caso o setpoint fosse alterado de 87 °C para 70 °C.

Considerou-se que a água entra na caldeira a 10 °C, e que, segundo dados da empresa, o caudal que se pretende aquecer é de 7000 m³/ano, tendo sido desprezadas eventuais perdas de calor.

Na tabela 5.1 encontra-se a potência cedida pelo gás natural para o aquecimento do caudal volumétrico de água proposto, quer para a temperatura atual (87 °C), quer para a temperatura proposta (70 °C).

Tabela 5.1 - Gasto diário e anual em gás natural para o aquecimento de 7000 m³/h de água a 87 °C e a 70 °C.

Temperatura (°C)	Potência (kWh/dia)	Gasto diário (€)	Gasto anual (€)
87	1.994	39,00	14.236
70	1.554	30,39	11.093

Através da análise da tabela 5.1 conclui-se que através da variação da temperatura de saída da água da caldeira em 17 °C é possível evitar o consumo diário de 440 kWh e poupar 3.143 € por ano.

Os cálculos envolvidos podem ser consultados no Anexo A.2

5.2 Aproveitamento energético dos gases de exaustão do forno AV5 para aquecimento das águas sanitárias

Apesar do seu elevado conteúdo energético, a corrente resultante da combustão no forno de fusão é atualmente lançada para atmosfera, o que resulta em desperdício de energia. Para se proceder ao seu aproveitamento é importante ter em conta que a temperatura desta corrente nunca deve atingir o seu ponto de orvalho, de forma a evitar problemas de corrosão nos materiais constituintes dos equipamentos e tubagens.

A temperatura de ponto de orvalho depende então do teor de humidade contido na corrente. Através das monitorizações pontuais realizadas em 2014 pode considerar-se que esta apresenta cerca de 10 % de água, o que, através da figura 5.1, corresponde a uma temperatura de ponto de orvalho de cerca de 46 °C. No entanto é importante a existência de uma margem de segurança, e por isso considerou-se que 60 °C seria a temperatura mínima que os gases poderiam atingir.

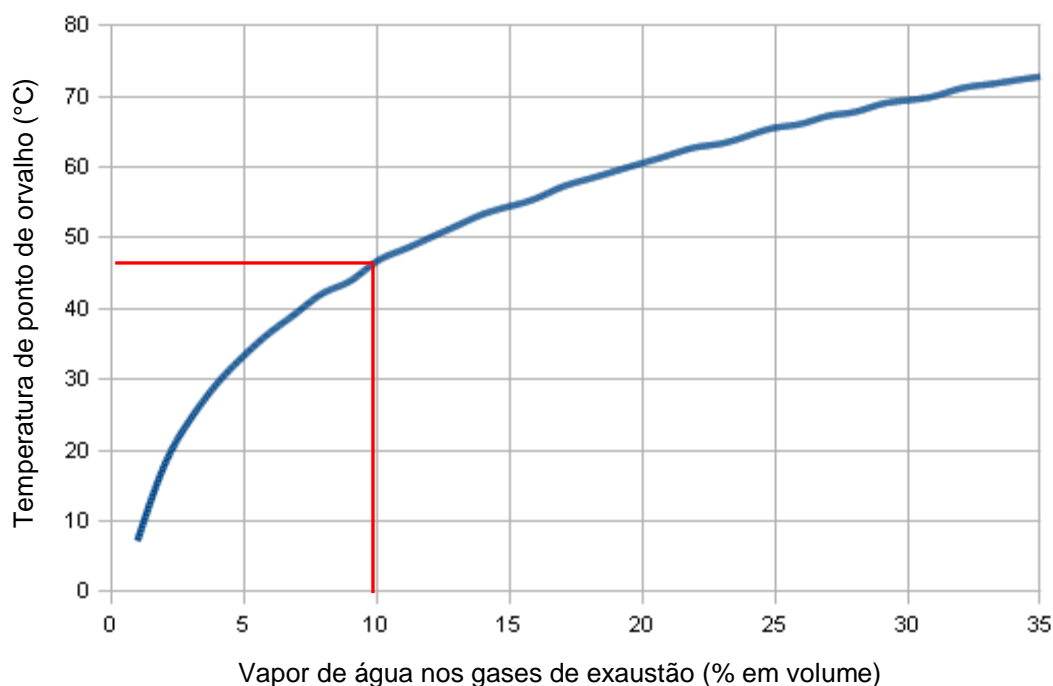


Figura 5.1 - Variação do ponto de orvalho dos gases de exaustão com o teor de humidade. [32]

Outro objetivo do trabalho foi o estudo da viabilidade da implementação de um permutador de calor de fluxo cruzado para o aquecimento de 7000 m³/ano de águas sanitárias, tendo como fonte quente os gases de exaustão do forno.

Desta forma foi comparada a poupança em gás natural devido à não utilização da caldeira, que atualmente fornece calor às águas sanitárias. Desta forma, no caso atual, mantendo a temperatura nos 87 °C, a poupança seria de 14.236 €/ano. No caso de já ter sido efetuada a alteração do setpoint da caldeira para os 70 °C o valor poupado seria 11.093 €/ano. (Anexo A.2)

Investimento e período de recuperação na aquisição de um permutador de calor

O permutador de calor de fluxo cruzado não foi projetado, tendo apenas sido pedido o respetivo orçamento à empresa Spirax Sarco para o aquecimento do mesmo caudal de água (7000 m³/h), de 10 °C até aos 70 °C. A potência envolvida seria aproximadamente de 55 kW, e este orçamento foi solicitado para três situações distintas:

- Na primeira considerou-se que os gases de exaustão do forno dariam entrada diretamente no permutador, a 296,5 °C, abandonando o equipamento a uma temperatura de 196,5 °C, sendo necessário apenas um caudal de gases de 0,53 kg/s;
- A segunda opção consistia na entrada dos gases de exaustão no permutador após a sua passagem pelo evaporador que constitui o ciclo de Rankine orgânico simples anteriormente projetado. Desta forma, a temperatura de entrada dos gases no permutador corresponderia à sua temperatura de saída do evaporador do ciclo (80 °C). A sua temperatura de saída do permutador foi fixada em 60 °C, o que implica um caudal de gases de 2,7 kg/s;
- Por fim foi requerido o orçamento para um permutador de fluxo cruzado que, tal como na segunda opção, receberia os gases provenientes do ciclo de Rankine. No entanto este ciclo teria um regenerador na sua constituição, e por isso os gases sairiam do evaporador a uma temperatura mais elevada, que para o caso do tolueno é de 114 °C. Com uma temperatura de saída de 60 °C estimou-se um caudal da fonte quente de aproximadamente 1 kg/s.

Os valores do custo de um permutador de fluxo cruzado para cada uma das 3 hipóteses referidas foi de 3.500,00€, 15.000,00€ e 8.500,00€, respetivamente. Todas as condições

e respetivo custo encontram-se organizadas na tabela 5.9, na qual consta igualmente o período de recuperação do investimento no permutador, para cada um dos casos, tendo em conta a poupança anual em combustível associada à implementação do equipamento, que corresponde a 11.093 €/ano. Este valor resultou da poupança em gás natural pela não utilização da atual caldeira no aquecimento das águas sanitárias até aos 70 °C. O exemplo de cálculo do período de recuperação do investimento para a opção 1 pode ser consultado no Anexo A.6.

Tabela 5.2 - Condições relativas aos gases de exaustão no permutador, custo associado e período de recuperação do investimento.

	T _{entrada} (°C)	T _{saída} (°C)	Caudal (kg/s)	Custo (€)	Período Recuperação investimento (anos)
Opção 1	296,5	196,5	0,53	3.500,00	0,32
Opção 2	80,0	60,0	2,7	15.000,00	1,4
Opção 3	114,0	60,0	1,0	8.500,00	0,77

A opção 1 será a mais viável tendo em conta o menor período de recuperação do investimento. No entanto, apesar de na 2ª opção o período de retorno do investimento ser superior, qualquer uma delas é viável e dependerá apenas da escolha do ciclo termodinâmico que se poderá vir a implementar.

5.3 Aproveitamento energético dos gases de exaustão do forno AV5 para produzir energia elétrica

O principal objetivo do presente trabalho foi o aproveitamento dos gases de exaustão do forno AV5 para a produção de energia elétrica através de um ciclo de Rankine orgânico. Por este motivo a caracterização dos gases, que neste caso consistem na fonte quente do ciclo, foi essencial para conhecer a energia disponível a fornecer ao fluido de trabalho no evaporador. Foram recolhidas informações relativas à temperatura e caudal médios mensais verificados em 2014 do efluente gasoso, tanto antes da sua passagem pelo filtro eletrostático (433,3 °C), como após este equipamento (296,5 °C). Foi estudada a possibilidade de utilização da corrente nestes dois pontos distintos, de forma a verificar se a energia adicional produzida a partir da corrente à temperatura superior compensaria o elevado risco de deposição das partículas arrastadas nos equipamentos, e a necessidade constante de limpeza dos mesmos.

O caudal mássico da corrente após mistura com ar de arrefecimento e passagem pelo filtro foi obtido a partir das duas medições pontuais realizadas no ano de 2014. O caudal de gases antes da passagem por este equipamento foi calculado (Anexo A.1).

5.3.1 Temperatura disponível da fonte quente de 296,5 °C

Para o dimensionamento do ciclo foi necessário determinar a energia da fonte quente disponível no evaporador. Para isso foi considerada uma temperatura dos gases à saída do evaporador de 80 °C. Esta caracterização da corrente encontra-se na tabela 5.2.

Tabela 5.3 - Caracterização da corrente filtrada de gases de exaustão no evaporador.

Caudal mássico (kg/h)	T_{entrada} evaporador (°C)	T_{saída} evaporador (°C)	$\int cp dT$ (kJ/kg)	Energia disponível, \dot{q}_H (kW)
45.431,5	296,5	80,0	223,6	2.821,8

Foram feitos os cálculos necessários para o dimensionamento do ciclo, utilizando vários fluidos orgânicos como fluidos de trabalho. A seleção destes fluidos teve em conta:

- A sua temperatura crítica, que deverá ser superior à temperatura máxima do ciclo, de forma a dimensionar um ciclo de Rankine orgânico subcrítico.
- Uma elevada temperatura de autoignição, igualmente superior à temperatura máxima do ciclo, por motivos de segurança;
- Evitou-se a escolha de fluidos "húmidos" devido ao risco de danificar a turbina. Este tipo de fluido apresenta um declive da curva de vapor saturado negativo, e necessita de ser sobreaquecido para evitar a formação de gotículas de líquido.

As propriedades críticas e as temperaturas de autoignição dos fluidos estudados (tolueno, octametiltrisiloxano, p-xileno, ciclohexano, benzeno, etilbenzeno e dimetilcarbonato) encontram-se no Anexo B.

Ciclo sem regenerador

Para o dimensionamento do ciclo foram tidos em conta os estados termodinâmicos sofridos pelo fluido de trabalho ao longo do mesmo. Com base no esquema da figura 5.2, foi assumido que o fluido em (1) se encontra no estado de líquido saturado, sofrendo uma compressão por parte da bomba até ao estado de líquido comprimido (2), sem alteração da temperatura. É neste estado termodinâmico que dá entrada no evaporador, no qual ocorre troca de calor com a fonte quente até o fluido de trabalho atingir o estado de vapor saturado (3), a pressão constante. Após passagem pela turbina, para a produção de trabalho, obtém-se vapor sobreaquecido (4), que retorna ao estado de líquido saturado (1) após ceder o calor necessário à fonte fria para que ocorra condensação, sem alteração da pressão.

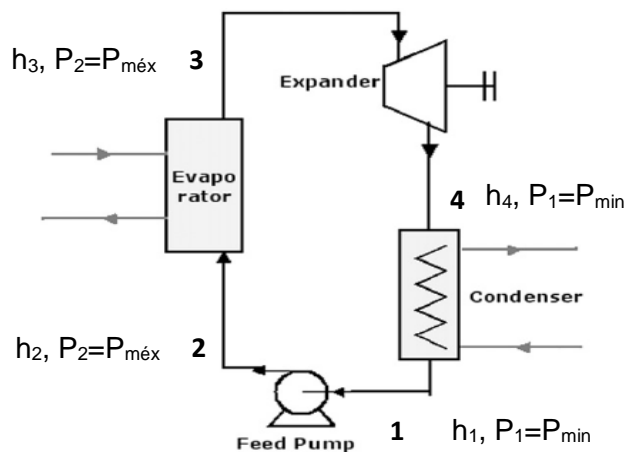


Figura 5.2 – Esquema de um CRO sem regenerador.

Na tabela 5.3 encontram-se os resultados obtidos, para os vários fluidos, a partir do dimensionamento de um ciclo de Rankine simples, sem regenerador. A tabela 5.3 contém como resultados o caudal necessário de fluido de trabalho (\dot{m}_{ft}), trabalho útil produzido na turbina (\dot{W}_b), o trabalho da bomba (\dot{W}_b), o calor a retirar do condensador (\dot{q}_L), e a eficiência térmica do ciclo (η_{th}). Para todas as situações consideraram-se as mesmas temperaturas máxima e mínima do ciclo (250 °C e 38 °C), considerando a existência de vapor saturado à entrada da turbina. O exemplo de cálculo para o tolueno encontra-se no Anexo A.4.

Tabela 5.4 - Resultados obtidos do CRO simples para os vários fluidos, tendo como $\dot{q}_H = 2.821,8$ kW.

Fluido	T_{min} (°C)	$T_{máx}$ (°C)	P_{min} (kPa)	$P_{máx}$ (kPa)	\dot{m}_{ft} (kg/h)	$-\dot{W}_{t\acute{u}til}$ (kW)	\dot{W}_b (kW)	$-\dot{q}_L$ (kW)	η_{th} (%)
Tolueno	38	250	7,2	1.665	14.723,7	604,7	10,0	2.119,8	24,7
MDM*	38	250	1,1	749,6	18.822,3	401,3	6,1	2.355,4	16,4
p-xileno	38	250	2,4	990,1	14.434,7	593,7	5,9	2.130,8	24,4
Ciclohexano	38	250	22,7	2.766	14.429,0	565,2	18,0	2.169,6	22,8
Benzeno	38	250	22,5	2.986	15.238,6	616,1	18,2	2.110,2	24,9
Etilbenzeno	38	250	2,6	1.023	14.324,7	587,8	6,0	2.138,2	24,2
Dimetilcarbonato	38	250	13,6	2.994	15.331,7	608,1	15,1	2.126,4	24,7

*MDM – octametiltrisiloxano.

Todos os fluidos são secos, e todos apresentam alta inflamabilidade e um risco considerável para a saúde por inalação e/ou contacto, sendo este último superior no caso do dimetilcarbonato. No entanto têm um comportamento estável, mesmo em condições de fogo. [33]

A potência da bomba (\dot{W}_b) teve em conta uma eficiência isentrópica de 80 %. Já o trabalho útil produzido na turbina ($\dot{W}_{t\acute{u}til}$) foi obtido a partir da equação 4.11, que se reescreve de seguida.

$$\dot{W}_{t\acute{u}til} = \dot{W}_{t,is} \times \eta_{t,is} \times \eta_{t,mec} \times \eta_{ger}$$

Considerou-se uma eficiência isentrópica da turbina ($\eta_{t,is}$) de 85 %, uma eficiência mecânica da turbina ($\eta_{t,mec}$) de 90 % e de uma eficiência do gerador elétrico (η_{ger}) de 95 %. Os valores das eficiências supracitadas foram arbitrados, tendo em conta que se encontram dentro das gamas de valores característicos para os equipamentos em questão.

Analisando os resultados obtidos e dispostos na tabela 5.3 é possível verificar que a energia elétrica útil produzida apresenta valores bastante próximos para todos os fluidos, exceto o MDM (octametiltrisiloxano). Com este fluido é possível produzir cerca de menos 214 kW relativamente ao benzeno, que com 616,1 kW foi o melhor valor obtido, seguido do Dimetilcarbonato (608,1 kW) e o Tolueno (604,7 kW). Os três fluidos envolvem valores muito próximos, quer de calor cedido no condensador, quer de eficiência térmica do ciclo. No entanto, verifica-se que é o tolueno que apresenta um menor gasto energético por parte da bomba. Isto deve-se ao menor caudal mássico e à menor diferença de pressões máxima e mínima no ciclo comparativamente aos outros dois, como é possível verificar na tabela 5.4. A pressão máxima do ciclo utilizando tolueno é também muito baixa, o que acaba por ser um aspeto positivo pois permite um menor custo de investimento e complexidade nos equipamentos do ciclo.

Tabela 5.5 - Pressões de trabalho, massas volúmicas e caudais volumétricos do tolueno, benzeno e dimetilcarbonato nas correntes do ciclo de Rankine simples.

Fluido	P _{min} (kPa)	P _{máx} (kPa)	ρ ₁ (kg/m ³)	Q ₁ (L/s)	ρ ₂ (kg/m ³)	Q ₂ (L/s)	ρ ₃ (kg/m ³)	Q ₃ (L/s)	ρ ₄ (kg/m ³)	Q ₄ (L/s)
Tolueno	7,20	1.665	850,0	4,8	851,4	4,8	49,2	83,2	0,20	20.197,1
Benzeno	22,45	2.986	859,5	4,9	862,2	4,9	86,4	49,0	0,57	7.413,2
Dimetil-carbonato	13,56	2.994	1050,0	4,1	1050,0	4,1	96,4	44,2	0,39	10.914,4

Através da análise da tabela 5.4, e com base no esquema do ciclo de Rankine orgânico presente na figura 5.3, observa-se que nas correntes 1 e 2 os caudais volumétricos são bastante semelhantes devido à incompressibilidade dos líquidos.

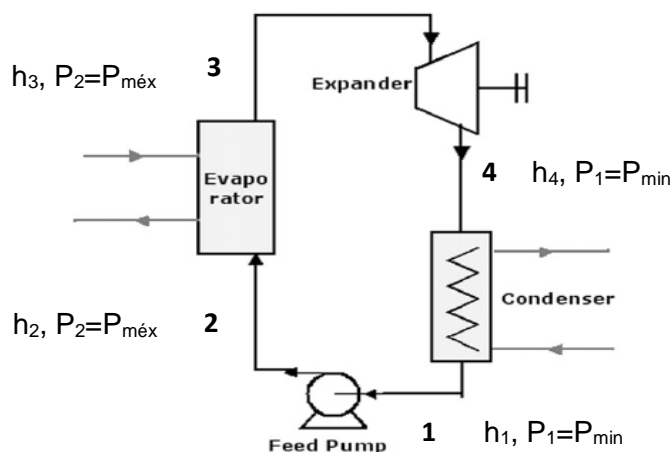


Figura 5.3 – Esquema de um CRO sem regenerador.

O mesmo não ocorre para as correntes 3 e 4, quando os fluidos estão no estado de vapor saturado e vapor sobreaquecido, respetivamente.

Devido à baixa massa volúmica do tolueno, os caudais volumétricos à entrada (Q_3) e à saída da turbina (Q_4) utilizando este fluido são muito superiores aos obtidos para os restantes. Desta forma, a utilização do tolueno como fluido de trabalho exige equipamentos de maiores dimensões ao nível da turbina e do condensador. Isto poderia ser ultrapassado com a utilização de uma pressão máxima maior, fazendo com o que o fluido apresentasse uma massa volúmica superior, e, por conseguinte, um caudal volumétrico mais baixo. Já o benzeno, apesar de à entrada da turbina (corrente 3) apresentar um caudal pouco superior ao do dimetilcarbonato, à saída deste equipamento (corrente 4) o caudal de benzeno é cerca de 3.500 L/s inferior ao do dimetilcarbonato. Logo, o benzeno seria a melhor opção para a implementação de equipamentos menores, e por isso mais económicos, apesar da sua natureza cancerígena.

Nenhum dos fluidos apresenta potencial de destruição da camada de ozono e de efeito de estufa.

Um aspeto igualmente importante na seleção do fluido de trabalho é o preço de cada um deles. Não foi possível obter informação relativa ao custo de todos os fluidos a partir da mesma fonte, sendo que numa delas o custo de 2,5 L de tolueno chegou aos 88,50 €, sendo 120,59 € o valor para o benzeno [34]. Já na outra fonte consultada, apenas 1 L de dimetilcarbonato atingia os 100,30 €. [35] Desta forma, o tolueno é o fluido mais em conta para circular no ciclo de Rankine em estudo.

Ciclo com regenerador

Os resultados apresentados na tabela 5.3 referem-se a um ciclo de Rankine orgânico sem um regenerador na sua constituição. No entanto a implementação deste equipamento foi igualmente considerada, apesar de não afetar a produção de energia elétrica, já que as condições de pressão e temperatura do fluido de trabalho foram mantidas. Contudo este equipamento vai permitir o aumento da eficiência do ciclo. Os resultados obtidos encontram-se na tabela 5.5, tendo-se utilizado o mesmo caudal de fluido de trabalho relativamente ao caso anterior. Nesta situação \dot{q}_H já não é constante, já que depende do calor trocado no regenerador (\dot{q}_R), sendo menor quanto maior é este último.

O calor cedido ao fluido frio, \dot{q}_L , também terá um valor diferente visto que parte do arrefecimento da corrente à saída da turbina é realizado pelo regenerador.

Tabela 5.6 - Resultados obtidos do CRO para os vários fluidos, com a implementação de um regenerador.

Fluido	\dot{m}_{ft} (kg/h)	$-\dot{W}_{t\acute{u}til}$ (kW)	\dot{W}_b (kW)	$-\dot{q}_L$ (kW)	$-\dot{q}_R$ (kW)	\dot{q}_H (kW)	η_{th} (%)
Tolueno	14.723,7	604,7	10,0	1.681,6	438,2	2.383,6	29,3
MDM*	18.822,3	401,3	6,1	1.081,9	1.273,5	1.548,3	29,9
p-xileno	14.434,7	593,7	5,9	1.598,5	532,4	2.289,4	30,1
Ciclohexano	14.429,0	565,2	18,0	1.567,5	602,1	2.219,7	29,0
Benzeno	15.238,6	616,1	18,2	1.819,3	290,9	2.530,9	27,7
Etilbenzeno	14.324,7	587,8	6,0	1.580,9	557,3	2.264,5	30,1
Dimetilcarbonato	15.331,7	608,1	15,1	1.782,9	343,5	2.478,3	28,1

*MDM – octametiltrisiloxano.

Tal como previsto, o rendimento térmico do ciclo sofreu um aumento para todos os fluidos estudados, utilizando o mesmo caudal mássico. Isto deve-se à menor necessidade de energia a fornecer pela fonte quente, garantida pela troca de calor no recuperador, que permite um pré-aquecimento da corrente à entrada do evaporador. A implementação de um recuperador poderá tornar-se viável nos casos em que a energia da fonte quente é produzida com o objetivo de fornecer calor ao ciclo, como é o caso da queima de biomassa. Já no presente caso a fonte quente são os gases de exaustão do forno, resultantes do processo produtivo normal da empresa, e por isso encontra-se disponível. O regenerador implica ainda poupança a nível de fluido de arrefecimento, porque a energia trocada neste equipamento para o pré-aquecimento da corrente de entrada do evaporador é fornecida pelo fluido de trabalho à saída da turbina. Logo, o fluido de

trabalho entra no condensador a uma temperatura mais baixa do que aquela que teria num ciclo simples, necessitando de fornecer menos energia ao fluido de arrefecimento para atingir o estado de líquido saturado.

Dentro dos três fluidos selecionados no caso anterior (tolueno, benzeno e dimetilcarbonato), e com a unidade de regeneração, o tolueno apresentou, para além de um rendimento térmico superior, uma menor necessidade de energia por parte da fonte quente, assim como uma menor energia a fornecer à fonte fria. Apesar dos gases de exaustão se encontrarem à disposição, a necessidade de uma menor quantidade de fluido frio no condensador poderia traduzir-se em poupança.

Para além disto, a presença de um regenerador no ciclo de Rankine orgânico implica que a temperatura da fonte quente à saída do evaporador seja mais elevada do que a verificada para um ciclo sem este equipamento, para as mesmas condições de operação. A vantagem desta situação prende-se na maior margem de segurança existente relativamente à possibilidade de condensação dos gases nos equipamentos e tubagens, que poderia provocar corrosão nos mesmos.

Para o caso do tolueno, por exemplo, os gases ao invés de terem 80 °C como temperatura de saída do evaporador, passariam a abandonar o equipamento a 113,1 °C, como se pode constatar no Anexo A.4.2. Para todos os outros fluidos, a temperatura final dos gases ultrapassaria os 100 °C.

Todas as vantagens enumeradas relativamente à utilização do tolueno, aliado ao facto da sua utilização como fluido de trabalho por alguns fabricantes neste tipo de tecnologia já ser recorrente, este apresentou-se como uma boa opção para o presente projeto.

No Anexo B.1 é possível consultar as propriedades termodinâmicas de todos os fluidos em estudo, em todas as correntes que constituem o ciclo de Rankine, com e sem regenerador.

5.3.2 Temperatura disponível da fonte quente de 433,3 °C

A temperatura da corrente de gases de exaustão não filtrada, cujas características se encontram na tabela 5.6, é bastante superior à verificada após mistura com ar de arrefecimento e passagem pelo filtro eletrostático.

Foi calculada a energia elétrica produzida, recorrendo a esta corrente como fonte quente do ciclo, de forma a verificar se a diferença relativamente ao caso anterior justificaria os riscos envolvidos no recurso a uma fonte quente contaminada. É preciso ter em atenção que o caudal mássico dos gases de exaustão é, neste caso, bastante inferior ao anterior, pois não foi misturado com o ar de arrefecimento. No entanto, visto que o calor disponível

da fonte quente depende da sua temperatura e do seu caudal mássico, o conteúdo energético dos gases é bastante elevado nas duas situações. Na verdade, a energia contida nos gases para o caso anterior acaba por ser superior porque, apesar da menor temperatura (296,5 °C), o seu caudal é muito mais elevado.

Tabela 5.7 -Caracterização da corrente não filtrada de gases de exaustão no evaporador.

Caudal mássico (kg/h)	T _{entrada} evaporador (°C)	T _{saída} evaporador (°C)	$\int cp dT$ (kJ/kg)	Energia disponível, \dot{q}_H (kW)
33.027,4	433,3	80,0	369,4	3.389,0

Foi dimensionado o ciclo, recorrendo a fluidos orgânicos secos, dos quais faziam parte o tolueno e o etilbenzeno, cujas condições críticas permitiam atingir temperaturas mais elevadas. Para todos foi mantida a mesma temperatura mínima do caso anterior (38 °C), tendo-se aumentado a temperatura máxima para os 300 °C, exceto para o tolueno, cuja temperatura máxima foi fixada apenas nos 290 °C devido à aproximação deste valor à temperatura crítica do fluido (318,6 °C). O aumento da temperatura máxima (e pressão máxima) do ciclo deveu-se, não só ao facto da temperatura da fonte quente ser superior e capaz de elevar a temperatura do fluido de trabalho até à pretendida, mas também à tentativa de maximizar o trabalho produzido na turbina. Os resultados encontram-se na tabela 5.7.

Tabela 5.8 -Resultados obtidos do CRO simples para os vários fluidos, tendo como $\dot{q}_H = 3.389,0$ kW.

Fluido	T _{min} (°C)	T _{máx} (°C)	P _{min} (kPa)	P _{máx} (kPa)	\dot{m}_{ft} (kg/h)	$-\dot{W}_{t\acute{u}til}$ (kW)	\dot{W}_b (kW)	$-\dot{q}_L$ (kW)	η_{th} (%)
Tolueno	38	290	7,2	2.888	16732,6	768,9	19,7	2.500,1	26,0
o-xileno	38	300	1,9	1.832	15.193,8	759,0	11,2	2.507,7	25,9
Etilbenzeno	38	300	2,6	2.083	15.565,5	751,2	13,2	2.518,3	25,5
D5*	38	300	0,1	597	22.885,2	485,8	4,8	2.823,1	16,6

*D5 – decametilciclopentasiloxano.

É possível verificar que o aumento da diferença de temperatura (e pressão) entre a entrada e a saída da turbina culminou num aumento do trabalho útil produzido, assim como no aumento do rendimento do ciclo, tal como seria de esperar. A maior produção

de energia útil (768,9 kW) a partir da corrente não filtrada como fonte quente é obtida através do tolueno. No entanto verifica-se que a diferença entre este valor e o maior valor a que se chegou no caso anterior (616,1 kW), utilizando o benzeno, é de 152,8 kW.

Comparando o desempenho do tolueno nos dois casos, conclui-se que com a corrente de gases a uma temperatura mais elevada a produção de eletricidade é de 164,2 kW superior à corrente filtrada.

A diferença de energia elétrica produzida com recurso aos gases de exaustão à temperatura mais elevada, apesar de ainda ser significativa, acarreta elevados riscos a nível de incrustações e frequência de manutenção e limpeza.

No Anexo B.2 encontram-se as propriedades termodinâmicas de todos os fluidos em estudo em cada uma das correntes do ciclo projetado.

5.4 Avaliação económica da implementação do CRO

A implementação de um ciclo de Rankine orgânico usando o tolueno como fluido de trabalho permitiria obter:

$$- \dot{W}_{t\acute{u}til} = 604,7 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_b = 10,0 \text{ kW}$$

E então a potência útil disponível seria de 594,7 kW, ou seja, 14.273 kWh por dia e 428.184 kWh/mês, o que equivale a 48 % do consumo total do forno AV5, uma vez que o consumo mensal médio de eletricidade em 2014 do forno foi de 897.324 kWh.

A partir do tarifário e do horário praticado pela EDP e aplicado à unidade de Avintes, foi calculada esta poupança, tendo-se considerado um ano com a duração de 52 semanas. (Anexo A.5). Os resultados obtidos encontram-se na tabela 5.8.

Tabela 5.9 – Poupança semanal e anual durante o horário de inverno e o de verão.

	Inverno	Verão
Poupança semanal (€)	2.470	2.444
Poupança anual (€)	128.420	127.090

Admitindo que cada um dos horários (inverno e verão) se prolonga durante metade do ano, e por isso atribuindo um peso de 50 % a cada um dos valores de poupança anual obtidos para cada uma delas, é possível chegar a uma poupança anual média de 127.755 €.

É necessário referir que não se conseguiu em tempo útil determinar o investimento para a instalação deste ciclo, e por isso o cálculo do período de retorno do investimento não pôde ser realizado. Este seria calculado dividindo o valor do investimento pela poupança anual, ou seja, por 127.755 €.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A presente dissertação teve como objetivo o estudo de medidas de otimização energética no processo de fusão do vidro, na empresa BA Vidro – Unidade de Avintes.

O principal objetivo consistiu na possibilidade de efetuar o aproveitamento dos gases de exaustão de um dos fornos de fusão do vidro para produzir energia elétrica, cuja temperatura média é de 433,3°C e 296,5 °C antes e após a passagem do mesmo pelo filtro eletrostático, respetivamente.

Sendo a temperatura média demasiado baixa para a sua utilização num ciclo de Rankine a vapor, optou-se por dimensionar um ciclo de Rankine orgânico (CRO), com e sem regenerador.

No dimensionamento do CRO foram utilizados vários fluidos orgânicos, de forma a determinar a energia produzida e a eficiência de cada ciclo. Os fluidos de trabalho estudados foram: o tolueno, benzeno, dimetilcarbonato, MDM (octametiltrisiloxano), p-xileno, ciclohexano e etilbenzeno. Os maiores valores de produção de energia foram obtidos para o tolueno, benzeno e dimetilcarbonato, respetivamente 605 kW, 616 kW e 608 kW, e desta forma não foram considerados os restantes.

O tolueno foi o fluido selecionado devido ao menor gasto por parte da bomba (10,0 kW), à menor pressão máxima do ciclo (1665 kPa), que implica menores custos e riscos de segurança, sendo também o mais barato e já utilizado por vários fabricantes. A principal desvantagem prende-se no facto de apresentar a menor massa volúmica, o que culmina na necessidade de maiores e mais caros equipamentos a nível do condensador e da turbina devido aos maiores caudais volumétricos.

Para este fluido a eficiência térmica do ciclo obtida foi de 24,7 % sem regenerador, e 29,3 % com este equipamento para a mesma produção de energia elétrica.

A energia útil disponível foi de 428.184 kWh/mês, o que equivale a 48 % do consumo total do forno AV5, uma vez que o consumo mensal médio de eletricidade em 2014 do forno foi de 897.324 kWh. Deste modo será possível chegar a uma poupança anual média de 127.755 €, no entanto não se conseguiu em tempo útil determinar o investimento para a instalação deste ciclo, e por isso o cálculo do período de retorno não pôde ser realizado. Numa segunda hipótese foi também estudado um ciclo cuja fonte quente seria a mesma, mas antes da passagem dos gases pelo filtro, e por isso a uma temperatura bem mais elevada. Apesar de se obter uma produção mais elevada em 164,2 kW com a utilização do tolueno como fluido de trabalho, existe um elevado risco de incrustações nos equipamentos, que poderiam levar a danos graves nos mesmos.

Devido à excessiva temperatura de aquecimento da água atualmente praticada na caldeira (87 °C) tendo em conta a sua finalidade (aquecimento de águas sanitárias), estudou-se também a poupança anual em gás natural se a mesma caldeira efetuasse o aquecimento da água apenas até 70 °C, para um caudal de 7000 m³/ano. A poupança anual obtida foi de 3.143, sendo que nesta medida de otimização não há qualquer investimento.

Foi ainda estudada a hipótese da implementação de um permutador de calor de fluxo cruzado, no qual ocorreria o aproveitamento da mesma corrente de exaustão do forno, mas para o aquecimento de um caudal de 7000 m³/ano de águas sanitárias até 70 °C, que atualmente são aquecidas por uma caldeira. Foi pedido o orçamento de um permutador de características semelhantes para três casos diferentes. No primeiro a corrente entraria diretamente neste equipamento, e nos outros dois os gases apenas entravam no permutador após abandonarem o evaporador do ciclo de Rankine projetado. Os valores obtidos foram de 3.500 €, 15.000 € e 8.500 €, respetivamente. Tendo como base a poupança em gás natural de 11.093 €/ano com o aquecimento por parte da caldeira até aos 70 °C que implicaria a implementação do permutador, é possível afirmar que o investimento neste equipamento seria recuperado ao fim 0,32 anos para a opção 1, 1,4 anos para a segunda e 0,77 anos para a terceira opção. Concluiu-se assim que, embora a primeira opção seja a mais vantajosa, as três são viáveis.

Como sugestões de trabalhos futuros sugere-se o aproveitamento energético da corrente de exaustão do forno AV5 ou de um dos outros fornos existentes na unidade de Avintes para o pré-aquecimento do vidro reciclado (casco), uma das matérias-primas na fabricação do vidro. Isto envolveria uma elevada poupança em gás natural, que atualmente é o combustível utilizado para esta finalidade.

Outra opção seria o reaproveitamento da corrente para o condicionamento de ar em áreas nas quais esse sistema fosse conveniente.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Direção-Geral de Energia e Geologia. Março de 2016. *ENERGIA em Portugal 2014*. (Ficheiro PDF descarregado a 10 de maio de 2016 a partir de <http://www.dgeg.pt>)
- [2] ADENE. <http://www.adene.pt/programa/pnaee-2016-plano-nacional-de-acao-para-eficiencia-energetica-2016>. (Acedido a 13 de maio de 2016)
- [3] U.S. Energy Information Administration. *Today in Energy - Glass manufacturing is an energy-intensive industry mainly fueled by natural gas*. August 21, 2013. <http://www.eia.gov/todayinenergy/detail.cfm?id=12631>. (Acedido a 5 de maio de 2016)
- [4] Scalet, Biana Maria; Muñoz, Marcos Garcia; Sissa, Aivi Querol; Roudier, Serge; Sancho, Luis Delgado. 2013. *Best Available Techniques (BAT) Reference Document for the Manufacturing of Glass - Industrial Emissions Directive 2010/75/EU - Integrated Pollution Prevention and Control*. European Commission. (Ficheiro PDF descarregado a 5 de maio de 2016 a partir de http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/BREF/GLS_Adopted_03_2012.pdf)
- [5] U.S. Department of Energy. March 2008. *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. (Ficheiro PDF descarregado a 15 de maio de 2016 a partir de http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf)
- [6] *O Grupo BA - História*. <http://www.bavidro.com/pt/historia.php>. (Acedido a 5 de abril de 2016)
- [7] *O grupo BA - Fábricas*. <http://www.bavidro.com/pt/fabricas.php>. (Acedido a 5 de abril de 2016)
- [8] Alves, Jorge Fernandes. *BA - Marca com história no vidro de embalagem*. BA Vidro S.A. (Ficheiro PDF descarregado a 5 de abril de 2016 a partir de <http://www.bavidro.com/pt/livro.php>)
- [9] Ficheiro interno da empresa BA Vidro. (Acedido a 11 de abril de 2016)
- [10] Pellegrino, Joan L.. April 2002. *Energy and Environmental Profile of the U.S. Glass Industry*. Columbia, MD. U.S. Department of Energy Office of Industrial Technologies. (Ficheiro PDF descarregado a 9 de abril de 2016 a partir de <http://www.nrel.gov/docs/fy02osti/32135.pdf>)
- [11] Dias, L.M.S.M. 2009. *Análise da logística de entrada da BA Vidro*. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Industrial e Gestão. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. (Ficheiro PDF descarregado a 11 de abril de 2016 a partir de <http://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/59740/1/000134764.pdf>)
- [12] British Glass. *Glass Manufacturing - Container Glass Manufacture by Automatic Process*. (Acedido a 13 de maio de 2016 a partir de <http://www.britglass.org.uk/container-glass-manufacture>)

- [13] Wieringa, J.A. 1992. *Spectral radiative heat transfer in gas fired furnaces*. Tese de doutoramento. Technische Universiteit Delft. (Ficheiro PDF descarregado a 23 de abril a partir de <http://repository.tudelft.nl/view/ir/uuid%3AAbd10b245-f918-4246-8c90-92aa0152de19>)
- [14] Ross, C. Philip; Tincher, Gabe L.; Rasmussen, Margaret. October 2004. *Glass Melting Technology: A Technical and Economic Assessment*. United States of America: Glass Manufacturing Industry Council. (Ficheiro PDF descarregado a 30 de maio de 2016 a partir de http://ibrian.net/navon/paper/Glass_Melting_Technology_.pdf?paperid=4087481)
- [15] Associação dos Industriais do Vidro de Embalagem. *Como são feitas as embalagens de Vidro?*. <http://aive.pt/o-processo-productivo>. (Acedido a 8 de maio de 2016)
- [16] Worrell, Ernst; Galitsky, Christina; Masanet, Eric; Graus, Wina. March 2008. *Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Glass Industry - An ENERGY STAR Guide for Energy and Plant Managers*. Berkeley: University of California. (Ficheiro PDF descarregado a 10 de maio de 2016 a partir de <https://www.energystar.gov/ia/business/industry/Glass-Guide.pdf>)
- [17] Mullinger, P. et B. Jenkins, 2008. *Industrial and Process Furnaces Principles, Design and Operation*. First Edition. Butterworth-Heinemann.
- [18] CETESB - Companhia Ambiental do Estado de São Paulo. Dezembro de 2015. *Plano de Redução de Emissões de Fontes Estacionárias - PREFE - Guia de Melhor Tecnologia Prática Disponível - Produção de Vidro*. (Ficheiro PDF descarregado a 7 de abril de 2016 a partir de <http://ar.cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/sites/37/2015/12/Guia-MTPD-Vidro.pdf>)
- [19] Agência Portuguesa do Ambiente. 2011. *Licença Ambiental nº 96/0.1/2011*. (Ficheiro PDF descarregado a 30 de maio de 2016 a partir de <http://ladigital.apambiente.pt/>)
- [20] Bergman, T.L.; Incropera, F.P; DeWitt, D.P; Lavine, A.S. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Seventh Edition. John Wiley & Sons
- [21] Sinnott, R.K. 2005. *Chemical Engineering Design: Chemical Engineering. Volume 6*. Fourth Edition. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [22] Quoilin, S.; Broek, S.V.D.; Declaye, S.; Dewallef, and P.; Lemort, V. 2013. *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 22(2013)168–186. (Ficheiro PDF descarregado a 30 de maio de 2016 a partir de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113000592>)
- [23] Vanslambrouck, B.; Vankeirsbilck, I.; Gusev, S. and Paepe, M. D. April 2011. *Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle*. Tarragona, Spain. 2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011. (Ficheiro PDF descarregado a 30 de maio de 2016 a partir de <http://six6.region-stuttgart.de/sixcms/media.php/773/ABS-39-Bruno-Vanslambrouck.pdf>)
- [24] Jumel, S.; Feidt, M.; Kheiri, A. and Le, V.L. *Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for low*

- temperature waste heat recovery*. ECEEE 2012 Summer Study on Energy efficiency in industry: 4-086-12. (Ficheiro PDF descarregado a 31 de maio de 2016 a partir de <http://proceedings.eceee.org/visabstrakt.php?event=2&doc=4-086-12>)
- [25] Quoilin, S. and V. Lemort. 2009. *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*. 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry. (Ficheiro PDF descarregado a 30 de maio de 2016 a partir de http://pacificchptap.rlmartin.com/Data/Sites/1/documents/whr/Tech_and_Econ_Survey_of_ORC_Belgium_2009.pdf)
- [26] Saleh, B.; Koglbauer, G.; Wendland, M. and Fischer J. October 2005. *Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles*. Energy 32 (2007) 1210–1221. (Ficheiro PDF descarregado a 2 de junho de 2016 a partir de https://www.researchgate.net/publication/222552438_Working_fluids_for_low-temperature_Organic_Rankine_Cycles)
- [27] Arvay, P.; Muller, M.R; Ramdeen, V. *Economic Implementation of the Organic Rankine Cycle in Industry*. 2011 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry. Tennessee Tech University. (Ficheiro PDF descarregado a 31 de maio de 2016 a partir de <http://aceee.org/files/proceedings/2011/data/papers/0085-000077.pdf>)
- [28] Darvish, K.; Ehyaei, M.A.; Atabi, F. and Rosen, M.A. 2015. *Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses*. Sustainability. (Ficheiro PDF descarregado a 2 de junho de 2016 a partir de <http://www.mdpi.com/2071-1050/7/11/15362>)
- [29] GT2 Energia. Junho de 2014. *Ciclo Rankine Orgânico - Conteúdo*. <http://www.gt2.com.br/2014/06/25/ciclo-Rankine-organico-conteudo/>. (Acedido a 6 de julho de 2016)
- [30] Hattiangadi, A. 2013. *Working Fluid Design for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems*. Master of Science Thesis. Delft University of Technology. (Ficheiro PDF descarregado a 3 de junho de 2016 a partir de <http://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:492ce6c0-ab22-42d0-ba00-3cf3702eb873?collection=education>)
- [31] Kuo, C.-R.; Hsu, S.-W.; Chang, K.-H. and Wang, C.-C. 2011. *Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system*. Energy 36 (2011) 5877-5885. (Ficheiro PDF descarregado a 31 de maio de 2016 a partir de https://www.researchgate.net/publication/251581608_Analysis_of_a_50_kW_organic_Rankine_cycle_system)
- [32] The Engineering Toolbox. *Flue Gases - Dew Point Temperature*. http://www.engineeringtoolbox.com/dew-point-flue-gases-d_1583.html. (Acedido a 17 de julho de 2016)
- [33] CAMEO Chemicals. *Database of Hazardous Materials*. <https://cameochemicals.noaa.gov>. (Acedido a 28 de julho de 2016)
- [34] enzymatic. <http://www.enzymatic.pt/enzymatic/index.html>. (Acedido a 29 de julho de 2016)
- [35] Fisher Scientific. <https://www.fishersci.com>. (Acedido a 29 de julho de 2016)

- [36] *EES: Engineering Equation Solver Software*
- [37] EDP serviço universal. *Horários de Alta Tensão*.
<https://www.edpsu.pt/pt/empresas/tarifasehorarios/horarios/Pages/HorariosAT.aspx>. (Acedido a 19 de julho de 2016)

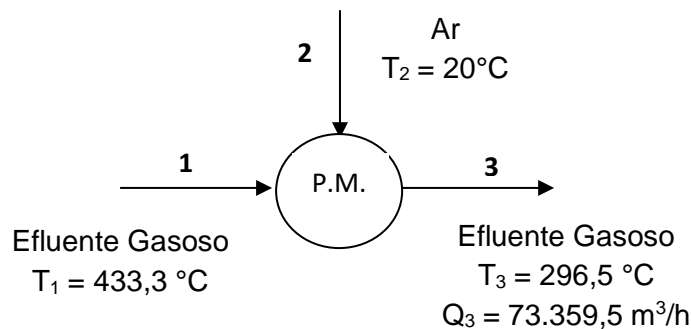
ANEXOS

ANEXO A - Exemplos de cálculo

A.1 - Cálculo do caudal volumétrico da corrente dos gases de combustão à saída do forno, e do ar de arrefecimento

A partir das duas medições pontuais efetuadas por uma empresa externa em 2014, chegou-se a um caudal volumétrico médio da corrente de gases de exaustão após a mistura com ar de arrefecimento, e passagem pelo filtro eletrostático, de 73.359,5 m³/h. A temperatura desta corrente neste ponto foi obtida a partir da média mensal dos registos diários efetuados por parte da empresa no decorrer do ano de 2014, tendo-se chegado ao valor de 296,5 °C. Registos semelhantes indicaram que a temperatura média mensal dos gases de exaustão antes do filtro, e mesmo antes da sua mistura com ar de arrefecimento a 20 °C seria de 433,3 °C.

Considerando o ponto no qual dá entrada o ar de arrefecimento como o ponto de mistura, é possível calcular o caudal da corrente antes da filtração. Os balanços foram efetuados com base no esquema que se segue, e foi assumido que as propriedades físicas dos gases de exaustão se poderiam equiparar às do ar devido à quantidade de azoto, que é bastante próxima da contida no ar.



Balanço de massa

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (\text{A.1})$$

As condições da corrente 3 já são conhecidas. Para obter o respetivo caudal mássico é necessário multiplicar o caudal volumétrico pela massa volúmica a 296,5 °C.

$$\rho_3 = 0,6193 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_3 = Q_3 \times \rho_3 = 73.359,5 \times 0,6193 = 45.431,5 \text{ kg/h}$$

Balço de energia

Considerando que a troca de energia no ponto de mistura é adiabática, o balanço de energia pode ser escrito da seguinte forma:

$$\Sigma H_e = \Sigma H_s \Leftrightarrow H_1 + H_2 = H_3 \quad (A.2)$$

Considerando o estado de referência ar atmosférico a uma temperatura de 20°C:

$$\dot{m}_1 \int_{293,15}^{706,45} cp \, dT + \dot{m}_2 \int_{293,15}^{293} cp \, dT = \dot{m}_3 \int_{293,15}^{569,65} cp \, dT$$

$$\dot{m}_1 \int_{293,15}^{706,45} cp \, dT = \dot{m}_3 \int_{293,15}^{569,65} cp \, dT$$

Sendo cp variável com a temperatura segundo a relação:

$$cp = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \left[\frac{cal}{mol \cdot K} \right] \quad (A.3)$$

No caso do ar as constantes da expressão são:

$$a = 6,713$$

$$b = 0,04697 \times 10^{-2}$$

$$c = 0,1147 \times 10^{-5}$$

$$d = -0,4696 \times 10^{-9}$$

Com as constantes, o valor do integral para cada um dos intervalos de temperatura pode ser calculado, sabendo que 28,9 g/mol corresponde à massa molecular do ar.

$$\int_{293,15}^{706,45} (6,713 + 0,04697 \times 10^{-2} T + 0,1147 \times 10^{-5} T^2 - 0,4696 \times 10^{-9} T^3) dT = 2.698,3 \frac{cal}{mol}$$

$$2698,3 \times \frac{1}{28,9} \times 4,186 = 390,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\int_{293,15}^{569,65} (6,713 + 0,04697 \times 10^{-2} T + 0,1147 \times 10^{-5} T^2 - 0,4696 \times 10^{-9} T^3) dT = 1.961,7 \frac{\text{cal}}{\text{mol}}$$

$$1961,7 \times \frac{1}{28,9} \times 4,186 = 284,1 \text{ kJ/kg}$$

Desta forma:

$$\dot{m}_1 \int_{293,15}^{706,45} cp dT = \dot{m}_3 \int_{293,15}^{569,65} cp dT$$

$$\dot{m}_1 \times 390,8 = 45.431,5 \times 284,1$$

$$\dot{m}_1 = 33.027,4 \text{ kg/h}$$

Com a massa volúmica da corrente 1 pode ser calculado o caudal volumétrico da mesma:

$$\rho_1 = 0,4994 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_1 = \frac{33.027,4}{0,4994} = 66.134,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pelo balanço de massa é tirado o caudal de ar de arrefecimento:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_2 = 45.431,5 - 33.027,4 = 12.404,1 \text{ kg/h}$$

Com uma massa volúmica de 1,2040 kg/m³, a corrente 2 tem como caudal volumétrico:

$$Q_2 = \frac{12.404,1}{1,2040} = 10.302,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

A.2 – Cálculo da poupança anual com a alteração das condições da caldeira

Como já foi referido a caldeira permite aquecer água até à temperatura de 87 °C. Como não chega a ocorrer vaporização da água, apenas existe a componente sensível na potência fornecida ao fluido. Desta forma o calor recebido pela água pode ser calculado da seguinte forma:

$$\dot{q} = \dot{m} \times \overline{cp} \times (T_f - T_i)$$

Em que T_i corresponde à temperatura inicial da água, que foi considerada 10°C, sendo T_f a temperatura final.

O caudal mássico (\dot{m}) que se pretende aquecer é de 7000 m³/ano. Desprezando eventuais perdas de calor pode calcular-se o calor necessário para que ocorra o aumento da temperatura da água na caldeira, tanto para a temperatura atual (87 °C) como para a temperatura sugerida (70 °C).

$$\dot{q}_{87\text{ °C}} = (7000 \times \bar{\rho}) \times \bar{c}_p \times (87 - 10)$$

$$\dot{q}_{70\text{ °C}} = (7000 \times \bar{\rho}) \times \bar{c}_p \times (70 - 10)$$

Foram consideradas as seguintes propriedades termodinâmicas da água, admitidas constantes por se tratar de um fluido incompressível: [36]

$$\bar{\rho} = 986,0 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{c}_p = 4,19 \text{ kJ/(kg.K)}$$

Admitindo que a caldeira em questão apresenta um rendimento ($\eta_{caldeira}$) de 0,85, é possível relacionar o calor útil com o calor total cedido pelo combustível, em cada um dos cenários, através da expressão:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\text{Calor útil}}{\text{Calor total}} = \frac{\dot{m} \times \bar{c}_p \times (T_f - T_i)}{\dot{m}_{GN} \times PCI} \quad (A.4)$$

Desta forma, é possível escrever para a da temperatura final da água de 87 °C:

$$\eta_{caldeira}(87\text{°C}) = 0,85 = \frac{(7000 \times 986) \times 4,19 \times (87 - 10)}{\dot{m}_{GN} \times PCI}$$

Apesar do valor do PCI (poder calorífico inferior) do gás natural não ser conhecido, na fatura de junho de 2016 consta o valor do PCS (poder calorífico superior) médio, cujo valor é de 11,617 kWh/m³ (medido em condições PTN). Optou-se então por utilizar o valor do PCS nos cálculos, tendo sido necessário convertê-lo para kJ/kg. Para tal consultou-se o valor da massa volúmica do gás natural às condições normais (0 °C e 1 atm), sendo este 0,752 kg/m³. Desta forma:

$$PCS = 11,617 \frac{kWh}{m^3} \times 3600s \times \frac{1}{0,752} \frac{m^3}{kg} = 55.613,3 \text{ kJ/kg}$$

Com o valor do PCS pode ser calculada o caudal mássico de combustível gasto na caldeira no aquecimento de 7000 m³/ano de água até 87 °C.

$$\eta_{caldeira}(87^\circ C) = 0,85 = \frac{(7000 \times 986) \times 4,19 \times (87 - 10)}{\dot{m}_{GN} \times PCS}$$

$$\dot{m}_{GN}(87^\circ C) = \frac{(7000 \times 986) \times 4,19 \times (87 - 10)}{0,85 \times 55.613,3} = 47.106,6 \text{ kg/ano}$$

Com o caudal de combustível gasto pode calcular-se a energia cedida por este:

$$\dot{q}(87^\circ C) = \dot{m}_{GN}(87^\circ C) \times PCS = 47.106,6 \times 55.613,3 = 2,62 \times 10^9 \text{ kJ/ano}$$

$$\dot{q}(87^\circ C) = 2,62 \times 10^9 \frac{kJ}{ano} = 83,07 \text{ kW} = 1.993,73 \text{ kWh/dia}$$

A expressão que relaciona o calor útil com o calor total cedido pelo combustível também pode ser escrita para a temperatura final da água de 70 °C:

$$\eta_{caldeira}(70^\circ C) = 0,85 = \frac{(7000 \times \bar{\rho}) \times \bar{c}_p \times (70 - 10)}{\dot{m}_{GN} \times PCS}$$

Se as expressões, às duas temperaturas, forem divididas, e considerando constantes as propriedades da água por se tratar de um fluido incompressível, assim como o PCS do combustível:

$$\dot{m}_{GN}(70^\circ C) = \dot{m}_{GN}(87^\circ C) \times \frac{(70 - 10)}{(87 - 10)}$$

$$\dot{m}_{GN}(70^\circ C) = 47.106,6 \times \frac{(70 - 10)}{(87 - 10)} = 36.706,4 \text{ kg/ano}$$

Com o caudal de combustível gasto pode calcular-se a energia cedida por este:

$$\dot{q}(70^\circ C) = \dot{m}_{GN}(70^\circ C) \times PCS = 36.706,4 \times 55.613,3 = 2,04 \times 10^9 \text{ kJ/ano}$$

$$\dot{q}(70^{\circ}\text{C}) = 2,04 \times 10^9 \frac{\text{kJ}}{\text{ano}} = 64,73 \text{ kW} = 1.553,55 \text{ kWh/dia}$$

Sabendo que a custo referente ao consumo de gás natural discriminada na fatura de junho de 2016 foi de 0,003159 €/kWh, sendo 0,016404 €/kWh a taxa dependente da cotação do barril de Brent, o custo diário e anual do consumo da caldeira para as duas temperaturas pode ser calculado:

$$\text{Custo diário combustível (87}^{\circ}\text{C)} = 1.993,73 \frac{\text{kWh}}{\text{dia}} \times (0,003159 + 0,016404)$$

$$\text{Custo diário combustível (87}^{\circ}\text{C)} = 39,00 \text{ €/dia}$$

$$\text{Custo anual combustível (87}^{\circ}\text{C)} = 39,00 \frac{\text{€}}{\text{dia}} \times 365 \text{ dias/ano} = 14.236,22 \text{ €/ano}$$

$$\text{Custo diário combustível (70}^{\circ}\text{C)} = 1.553,55 \frac{\text{kWh}}{\text{dia}} \times (0,003159 + 0,016404)$$

$$\text{Custo diário combustível (70}^{\circ}\text{C)} = 30,39 \text{ €/dia}$$

$$\text{Custo anual combustível (70}^{\circ}\text{C)} = 30,39 \frac{\text{€}}{\text{dia}} \times 365 \text{ dias/ano} = 11.093,12 \text{ €/ano}$$

Desta forma pode calcular-se a poupança anual em gás natural para o aquecimento das águas sanitárias na empresa se a temperatura da caldeira for fixada em 70 °C ao invés de 87 °C.

$$\text{Poupança anual} = 14.236,22 - 11.093,12 = 3.143,10 \text{ €/ano}$$

A.3 – Cálculo da potência térmica dos gases de exaustão do forno

Inicialmente foi necessário conhecer a energia contida nos gases de exaustão do forno à saída do filtro eletrostático (corrente 3 do anexo A.1), que seria cedida ao fluido de trabalho através do evaporador:

$$\dot{q}_H = \dot{m}_{\text{gases}} \int c_p dT$$

O caudal mássico dos gases de exaustão corresponde a $\dot{m}_{gases} = 45.431,5 \text{ kg/h}$ (ver anexo A.1). O respetivo calor específico foi calculado, tendo em conta as temperaturas de entrada e saída, da mesma forma como havia sido calculado no Anexo A.1:

$$cp = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \left[\frac{\text{cal}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$$

Como já tinha sido referido, o caso do ar as constantes da expressão são:

$$\begin{aligned} a &= 6,713 \\ b &= 0,04697 \times 10^{-2} \\ c &= 0,1147 \times 10^{-5} \\ d &= -0,4696 \times 10^{-9} \end{aligned}$$

Com as constantes, o valor do integral pode ser calculado entre a temperatura de entrada dos gases no evaporador do ciclo (296,5 °C) e a temperatura de saída deste equipamento (80 °C). Considerou-se que 28,9 g/mol corresponde à massa molecular do ar.

$$\int_{353,15 \text{ K}}^{569,65 \text{ K}} 6,713 + 0,04697 \times 10^{-2} T + 0,1147 \times 10^{-5} T^2 - 0,4696 \times 10^{-9} T^3 = 1.543,6 \frac{\text{cal}}{\text{mol}}$$

$$1.543,6 \times \frac{1}{28,9} \times 4,186 = 223,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{q}_H = \dot{m}_{gases} \int cp dT = 45.431,5 \times 223,6 = 1,02 \times 10^7 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{q}_H = 2.821,8 \text{ kW}$$

O mesmo procedimento foi efetuado para a corrente de gases de exaustão a 433,3 °C (antes da passagem pelo filtro). Neste caso obteve-se:

$$\int_{353,15}^{706,45} cp dT = 2.550,2 \frac{\text{cal}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 369,4 \text{ kJ/kg}$$

Sabendo que o caudal mássico desta corrente é de 33.027,4 kg/h, o seu conteúdo energético é de $1,22 \times 10^7 \text{ kJ/h}$ que equivale a 3.389,0 kW.

A.4 – Dimensionamento de um CRO usando o Tolueno como fluido de trabalho

Para o dimensionamento do ciclo, foi necessário impor dois limites de pressão e temperatura a que o fluido orgânico iria estar sujeito. Isto foi feito tendo em conta a temperatura da fonte quente (296,5 °C) e as condições críticas de cada fluido, que não podiam ser ultrapassadas.

Optou-se então por admitir que todos os fluidos teriam como temperatura máxima 250 °C e como temperatura mínima 38 °C. A estas temperaturas correspondem pressões de saturação de 1665 kPa e 7,204 kPa, respetivamente, para o Tolueno, que apresenta como temperatura crítica 318,6 °C e como pressão crítica 4126 kPa.

Os cálculos necessários são possíveis através do conhecimento das propriedades termodinâmicas, nomeadamente a entalpia e a entropia, de cada corrente do ciclo. Estas foram calculadas através do *software EES, Engineering Equation Solver*, capaz de determinar qualquer propriedade termodinâmica de diversos fluidos, quando introduzidas outras duas. Esta ferramenta permite ainda obter os diagramas de fase de cada fluido, dentro da gama de valores pretendida.

A.4.1 Ciclo sem regenerador

Tendo como base a numeração das correntes do ciclo sem regenerador, presente na figura A.1, foram realizados os cálculos necessários para o dimensionamento do ciclo. Foram calculadas as propriedades necessárias do fluido nas condições de cada uma das correntes, e estas encontram-se na tabela A.1. O diagrama de fase T-s para o tolueno, construído recorrendo à ferramenta *EES, Engineering Equation Solver*, com as transformações envolvidas nesta situação encontram-se na figura A.2.

Tabela A. 1 - Caracterização das correntes do ciclo sem regenerador para o fluido Tolueno.

Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	7,204	-135,826	- 0,391
2	Líquido comprimido	38	1665	-134,543	- 0,393
3	Vapor saturado	250	1665	555,398	1,152
4	Vapor sobreaquecido	122,2	7,204	382,482	1,231
$h_{4,is} = 351,967$ kJ/kg					

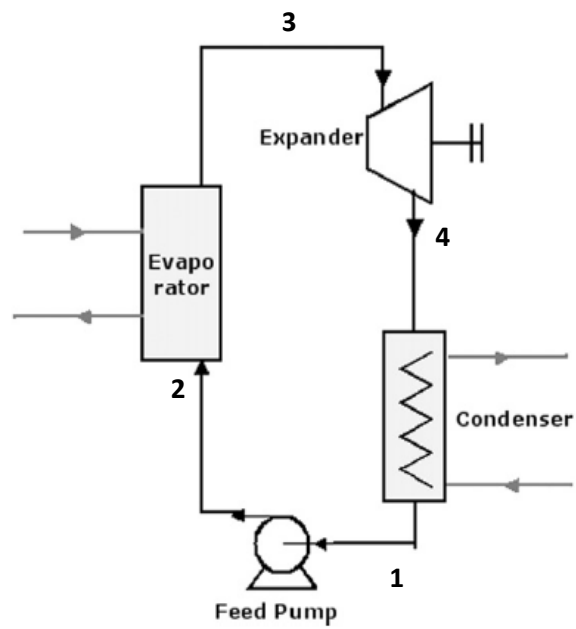


Figura A. 1 – Esquema de um CRO sem regenerador.

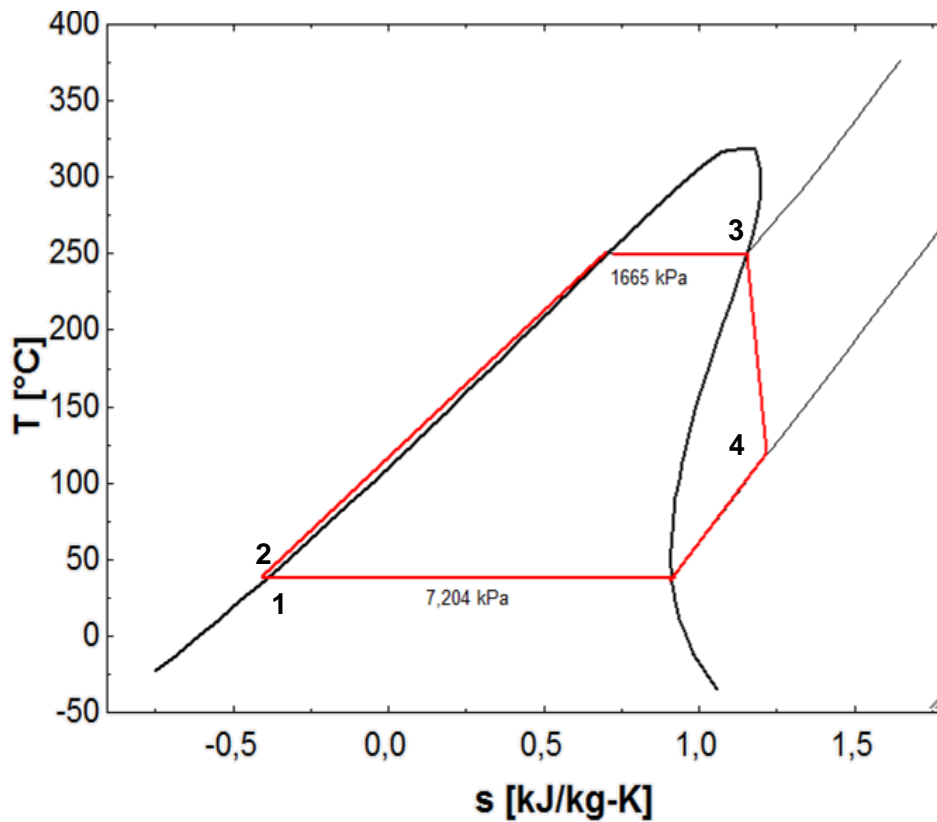


Figura A. 2 - Diagrama de fases T-s para o tolueno num CRO sem regenerador com $P_{\text{máx}}=1665 \text{ kPa}$ e $P_{\text{mín}}=7,204 \text{ kPa}$.

Na figura A.2 as transformações termodinâmicas sofridas pelo fluido encontram-se representadas a linha vermelha. Apesar da aparente pouca diferença observável na figura A.2 entre o ponto 1 e o ponto 2, existe uma enorme diferença de pressão entre ambos. Esta diferença é mais visível no diagrama P-h da figura A.3, na qual também se encontra uma linha vermelha a caracterizar o estado termodinâmica do tolueno em cada ponto do ciclo.

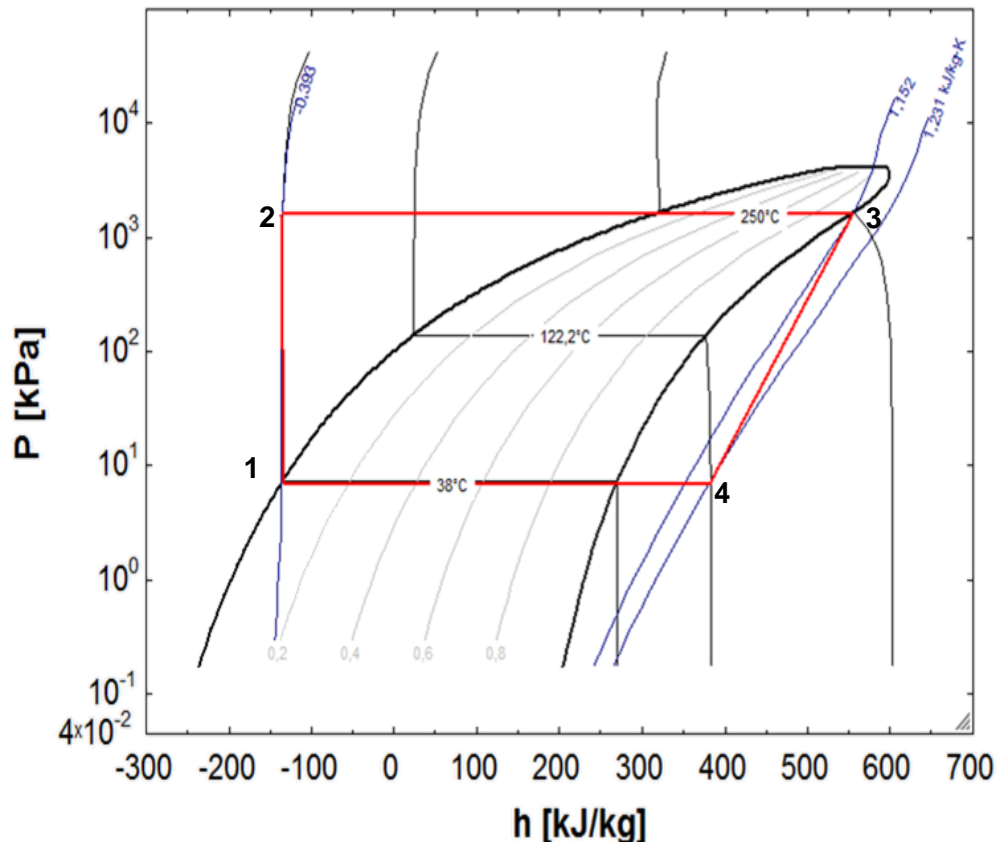


Figura A. 3 - Diagrama de fases P-h para o tolueno num CRO sem regenerador com $P_{\text{máx}}=1665$ kPa e $P_{\text{mín}}=7,204$ kPa.

Conhecendo a energia da fonte quente ($\dot{q}_H = 1,02 \times 10^7$ kJ/h), assim como as entalpias de entrada e saída do evaporador, é possível calcular o caudal de tolueno necessário a circular no ciclo:

$$\dot{q}_H = \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_2) = 1,02 \times 10^7 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 2.821,8 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{ft} = \frac{1,02 \times 10^7}{(555,398 - (-134,543))} = 14.723,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 4,1 \text{ kg/s}$$

O cálculo da potência ideal produzida na turbina corresponde à potência gerada no caso de este equipamento ser isentrópico. Se isto acontecesse na realidade, a corrente à saída da turbina teria uma entropia igual à da corrente da entrada, que neste caso é de 1,152 kJ/(kg.K). Desta forma, a entalpia da corrente 4, para a pressão de 7,204 kPa e uma entropia de 1,152 kJ/(kg.K) corresponde a uma entalpia $h_{4,is}$ de 351,967 kJ/kg.

A potência produzida na turbina idealmente é então calculada por:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{t,is} &= \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_{4,is}) \\ \dot{W}_{t,is} &= 14.723,7 \times (555,398 - 351,967) \\ \dot{W}_{t,is} &= -3,00 \times 10^6 \frac{kJ}{h} \\ \dot{W}_{t,is} &= -832,0 \text{ kW}\end{aligned}$$

Assumindo uma eficiência isentrópica da turbina ($\eta_{t,is}$) de 0,85, pode ser calculado o valor da potência realmente produzida na turbina, assim como o valor real da entalpia da corrente 4:

$$\begin{aligned}\dot{W}_t &= -832,0 \times \eta_{t,is} \\ \dot{W}_t &= -832,0 \times 0,85 = -707,2 \text{ kW} \\ \dot{W}_t &= \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_4) \\ h_4 &= \frac{\dot{W}_{t,real}}{\dot{m}_{ft}} + h_3 \\ h_4 &= 382,482 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Com o valor real da entalpia da corrente 4, e conhecendo a sua pressão, foi possível determinar a temperatura correspondente, que para o presente caso é de 122,2 °C.

Para além da eficiência isentrópica, a potência realmente convertida em energia elétrica é dependente da eficiência do gerador, assim como da eficiência mecânica da turbina. Admitiu-se que estas duas teriam valores de 95 % e de 90 %, respetivamente, e desta forma, a potência útil produzida pode ser calculada:

$$\dot{W}_{t,util} = -707,2 \times 0,90 \times 0,95 = -604,7 \text{ kW}$$

O calor a retirar do ciclo, no condensador, é calculado a partir da equação.

$$\begin{aligned}\dot{q}_L &= \dot{m}_{ft} \times (h_4 - h_1) \\ \dot{q}_L &= 14.723,7 \times (382,482 - (-135,826)) \\ \dot{q}_L &= -7,63 \times 10^6 \frac{kJ}{h} \\ \dot{q}_L &= -2.119,8 \text{ kW}\end{aligned}$$

A potência a fornecer à bomba é calculada pela expressão:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ft} \times v_1 \times (P_2 - P_1)}{\eta_b}$$

Com $v_1 = 11,8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$, $P_1 = 7,204 \text{ kPa}$ e $P_2 = 1665 \text{ kPa}$. Se for admitido uma eficiência da bomba (η_b) de 0,80:

$$\begin{aligned}\dot{W}_b &= \frac{14.723,7 \times 11,8 \times 10^{-4} \times (1665 - 7,204)}{0,80} \\ \dot{W}_b &= 3,6 \times 10^4 \frac{kJ}{h} = 10,0 \text{ kW}\end{aligned}$$

Por fim é possível calcular a eficiência térmica do ciclo:

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{|\dot{W}_t + \dot{W}_b|}{\dot{Q}_H} \times 100 \% \\ \eta_{th} &= \frac{|-707,2 + 10,0|}{2.821,8} \times 100 \% \\ \eta_{th} &= 24,7 \%\end{aligned}$$

A.4.2 Ciclo com regenerador

No caso de o ciclo ter um regenerador na sua constituição, os cálculos são muito semelhantes. No entanto é necessário ter também em conta as duas correntes que abandonam o regenerador (2a – entrada do evaporador e 4a – entrada do condensador), cujas propriedades termodinâmicas foram calculadas e são apresentadas na tabela A.2.

A partir da figura A.4, e da respetiva numeração das correntes do ciclo, assim como das propriedades presentes na tabela, foi possível realizar os cálculos necessários para o dimensionamento.

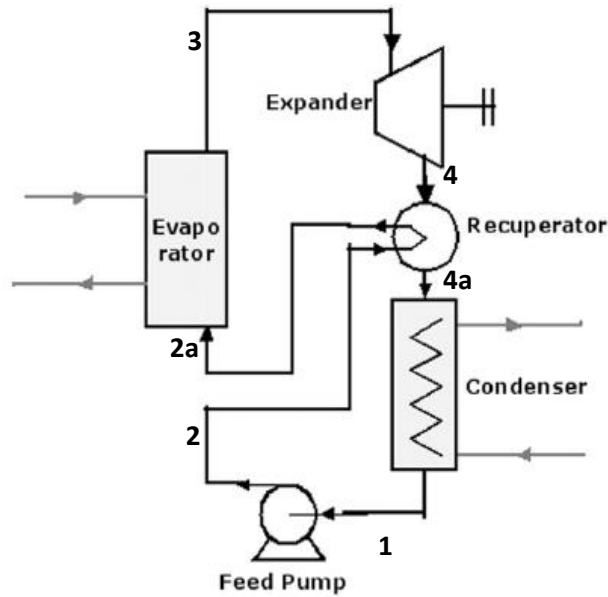


Figura A. 4 - Esquema de um CRO com regenerador.

Inicialmente foi necessário admitir a temperatura da corrente 4a para ser possível o cálculo da sua entalpia, tendo-se considerado que esta seria 5 °C superior à corrente 2, ou seja, 43 °C.

Nos diagramas de fases T-s da figura A.5 e P-h da figura A.6 encontram-se as transformações sofridas pelo fluido no ciclo.

Tabela A. 2 - Caracterização das correntes do ciclo com regenerador para o fluido Tolueno.

Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	7,204	-135,826	- 0,391
2	Líquido comprimido	38	1665	-134,543	- 0,393
2a	Líquido comprimido	96,2	1665	- 27,392	- 0,0780
3	Vapor saturado	250	1665	555,398	1,152
4	Vapor sobreaquecido	122,2	7,204	382,482	1,231
$h_{4,is} = 351,967$ kJ/kg					
4a	Vapor sobreaquecido	43	7,204	275,331	0,930

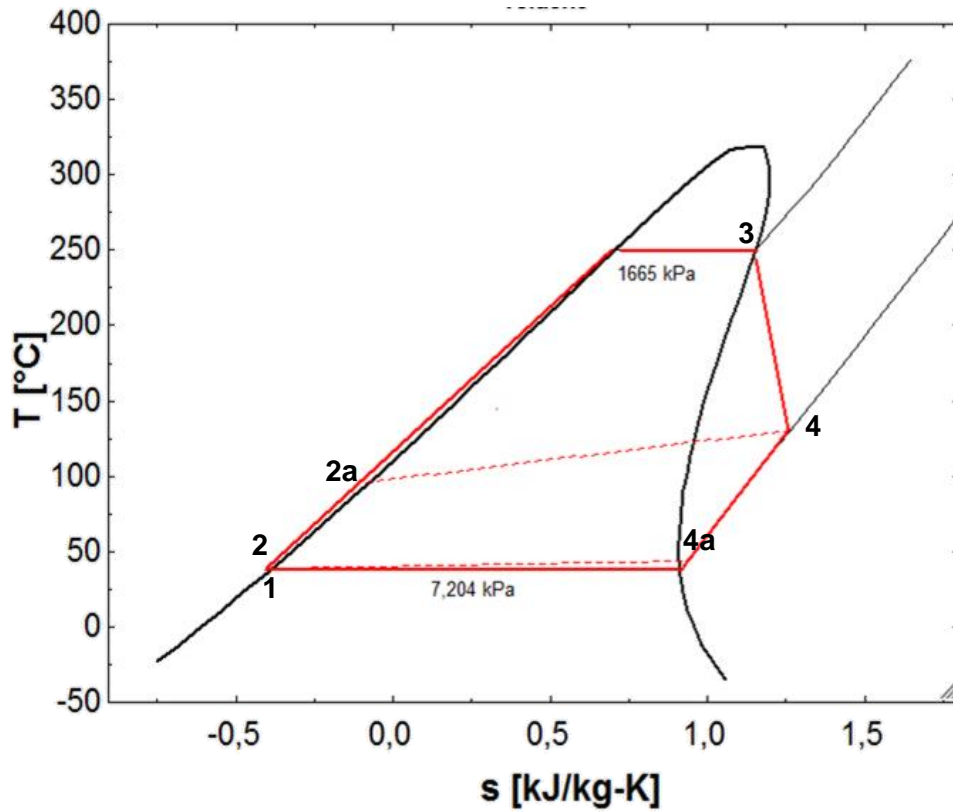


Figura A. 5 - Diagrama de fases T-s para o tolueno num CRO com regenerador com $P_{\text{máx}}=1665$ kPa e $P_{\text{min}}=7,204$ kPa.

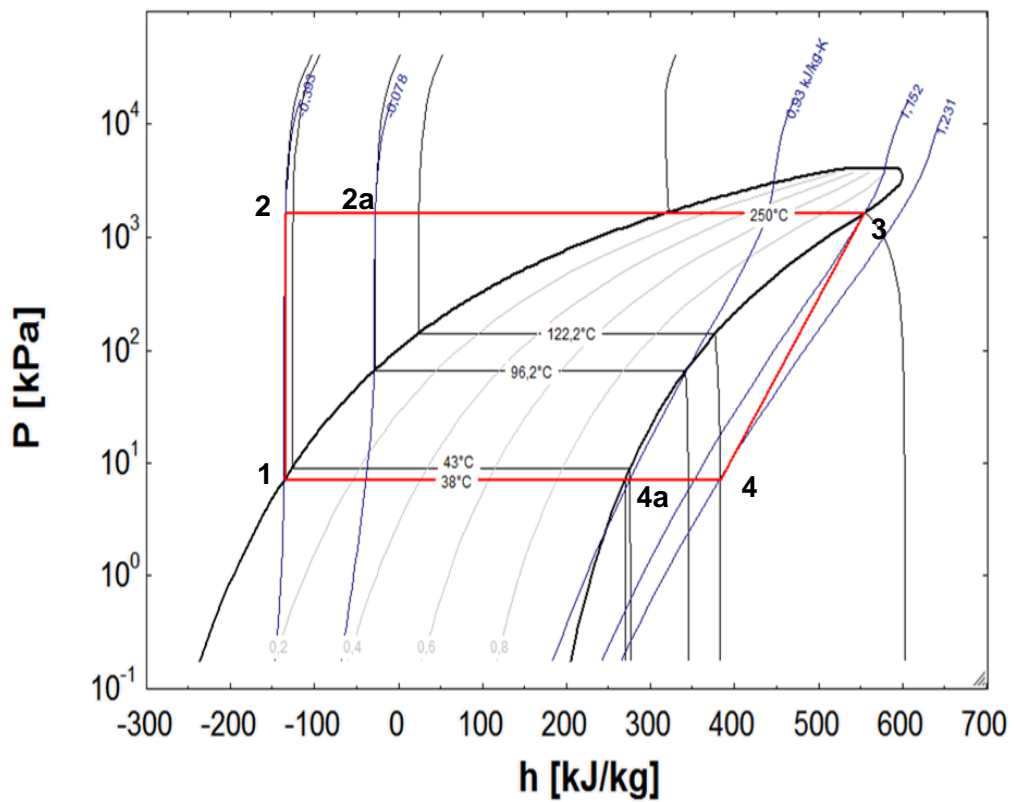


Figura A. 6 - Diagrama de fases P-h para o tolueno num CRO com regenerador com $P_{\text{máx}}=1665$ kPa e $P_{\text{min}}=7,204$ kPa.

O calor trocado no regenerador pode ser calculado pela equação:

$$\begin{aligned}\dot{q}_R &= \dot{m}_{ft} \times (h_{4a} - h_4) \\ \dot{q}_R &= 14.723,7 \times (275,331 - 382,482) \\ \dot{q}_R &= -1,58 \times 10^6 \frac{kJ}{h} = -438,2 kW\end{aligned}$$

Ainda no regenerador, o calor cedido pela corrente 4 é fornecido à corrente 2, e por isso pode escrever-se:

$$\begin{aligned}\dot{q}_R &\doteq \dot{m}_{ft} \times (h_{2a} - h_2) \\ 1,58 \times 10^6 &= 14.723,7 \times (h_{2a} - (-134,543)) \\ h_{2a} &= \frac{1,58 \times 10^6}{14.723,7} + (-134,534) = -27,392 kJ/kg\end{aligned}$$

Com os valores de pressão e de entalpia da corrente 2a foram determinadas as restantes propriedades termodinâmicas, incluindo a temperatura (96,2 °C). Para o ciclo em questão, o calor requerido no evaporador é menor do que o calculado para o caso anterior já que apesar da corrente de saída se manter, a de entrada encontra-se agora a uma temperatura mais elevada. O novo valor de \dot{q}_H pode então ser calculado:

$$\begin{aligned}\dot{q}_H &= \dot{m}_{ft} \times (h_3 - h_{2a}) \\ \dot{q}_H &= 14.723,7 \times (555,398 - (-27,392)) \\ \dot{q}_H &= 8,58 \times 10^6 \frac{kJ}{h} = 2.383,6 kW\end{aligned}$$

Neste caso, a fonte quente (gases de exaustão) não abandonará o evaporador a 80 °C, tal como havia sido admitido anteriormente. No caso de utilizar a totalidade do caudal disponível, e considerando o mesmo valor de $\int c_p dT$ relativamente ao valor obtido para o intervalo de temperatura entre 80 e 296,5 °C no Anexo A.3:

$$\int c_p dT = 223,6 kJ/kg$$

E por isso:

$$\begin{aligned}\overline{c_p} &= \frac{\int c_p dT}{\Delta T} \\ \overline{c_p} &= \frac{223,6}{(296,5 - 80)} = 1,03 \frac{kJ}{kg \cdot K}\end{aligned}$$

$$\dot{q}_H = -8,58 \times 10^6 = 45.431,5 \times 1,03 \times (T_f - 296,5)$$

$$T_f = 113,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De forma a verificar se o valor é aceitável, pode calcular-se o calor específico médio para o intervalo entre 113,1 e 296,5 °C:

$$\int_{386,25 \text{ K}}^{569,65 \text{ K}} cp \, dT = \int_{386,25 \text{ K}}^{569,65 \text{ K}} (6,713 + 0,04697 \times 10^{-2}T + 0,1147 \times 10^{-5}T^2 - 0,4696 \times 10^{-9}T^3) dT =$$

$$\int cp \, dT = 1.311,2 \frac{\text{cal}}{\text{mol}}$$

$$\int cp \, dT = 1.311,2 \times \frac{1}{28,9} \times 4,186 = 189,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\bar{c}_p = \frac{189,9}{(296,5 - 113,1)} = 1,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Devido à pequena variação do valor do calor específico médio, a temperatura final dos gases de exaustão obtida pode ser aceite.

Como a corrente de entrada do condensador encontra-se a uma temperatura inferior relativamente à ausência do regenerador, o fluxo de calor \dot{q}_L será igualmente diferente:

$$\dot{q}_L = \dot{m}_{ft} \times (h_1 - h_{4a})$$

$$\dot{q}_L = 14.723,7 \times (-135,826 - 275,331)$$

$$\dot{q}_L = -6,05 \times 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = -1.681,6 \text{ kW}$$

A eficiência térmica do ciclo é então:

$$\eta_{th} = \frac{|\dot{W}_t + \dot{W}_b|}{\dot{q}_H} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = \frac{|-707,2 + 10,0|}{2.383,6} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = 29,3 \%$$

A.5 – Cálculo da poupança em energia elétrica com a implementação do CRO recorrendo a tolueno como fluido de trabalho

Partindo dos valores obtidos para o fluido tolueno, a eletricidade gerada a partir da turbina do ciclo de Rankine orgânico foi de 604,7 kW, sendo 10,0 kW a energia requerida pela bomba. A subtração destas resulta numa energia resultante do ciclo de 594,7 kW, que corresponde a 14.272,8 kWh/dia e em 428.184,0 kWh/mês. Esta energia, sendo implementada para o normal funcionamento da empresa, resulta em poupança na fatura de eletricidade, já que deixa de ser fornecida pela rede pública. Esta poupança pode ser obtida calculando o que se gastaria no caso desta energia ser garantida pelo atual fornecedor (EDP), sabendo que o horário praticado é semanal de alta tensão. Os horários de inverno e de verão estão presentes nas tabelas A.3 e A.4, respetivamente.

Tabela A. 3 - Horário de inverno semanal de alta tensão da EDP. [37]

	Segunda-Sexta (h)	% diária	Sábado (h)	% diária	Domingo (h)	% diária
Ponta	5	0,21	-	-	-	-
Cheias	12	0,50	7	0,29	-	-
Vazio	3	0,13	13	0,54	20	0,83
Supervazio	4	0,17	4	0,17	4	0,17

Tabela A. 4 - Horário de verão semanal de alta tensão da EDP. [37]

	Segunda-Sexta (h)	% diária	Sábado (h)	% diária	Domingo (h)	% diária
Ponta	3	0,13	-	-	-	-
Cheias	14	0,58	7	0,29	-	-
Vazio	3	0,13	13	0,54	20	0,83
Supervazio	4	0,17	4	0,17	4	0,17

Foi necessário conhecer ainda o tarifário aplicado à empresa, tendo-se consultado a fatura correspondente ao mês de junho de 2016 para o efeito, já que o preço pode sofrer variações pois depende da OMEL (mercado livre ibérico). Este encontra-se na tabela A.5.

Tabela A. 5 - Tarifário praticado no mês de junho de 2016.

	(€/kWh)
Ponta	0,0328
Cheias	0,0285
Vazio	0,0188
Supervazio	0,0186

Utilizando como exemplo a altura de inverno em horas de ponta, e de segunda a sexta, é possível calcular o custo que corresponderia ao consumo da parcela da eletricidade gerada diariamente (14.272,8 kWh):

$$14.272,8 \text{ kWh} \times 0,21 = 2.973,5 \text{ kWh}$$

Tendo como referência a tarifa correspondente às horas de ponta, o custo associado a este gasto seria:

$$2.973,5 \times 0,0328 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 97,53 \text{ €}$$

Este e todos os resultados obtidos da distribuição da energia consumida e respetivo custo em função do horário praticado e dos dias da semana, quer para o inverno, quer para verão, encontram-se na tabela A.6.

Tabela A. 6 - Distribuição da energia consumida e respetivo custo em função do horário praticado para o inverno e verão.

Inverno						
	Seg- sexta (kWh/dia)	Seg-sexta (€)	Sábado (kWh/dia)	Sábado (€)	Domingo (kWh/dia)	Domingo (€)
Ponta	2973,5	97,53	-	-	-	-
Cheias	7136,4	203,39	4162,9	118,64	-	-
Vazio	1784,1	33,54	7731,1	145,34	11894,0	223,61
Supervazio	2378,8	44,25	2378,8	44,25	2378,8	44,25
TOTAL	14272,8	378,70	14272,8	308,23	14272,8	267,85
Verão						
	Seg- sexta (kWh/dia)	Seg-sexta (€)	Sábado (kWh/dia)	Sábado (€)	Domingo (kWh/dia)	Domingo (€)
Ponta	1784,1	58,52	-	-	-	-
Cheias	8325,8	237,29	4162,9	118,64	-	-
Vazio	1784,1	33,54	7731,1	145,34	11894,0	223,61
Supervazio	2378,8	44,25	2378,8	44,25	2378,8	44,25
TOTAL	14272,8	373,59	14272,8	308,23	14272,8	267,85

Desta forma, pode calcular-se o custo associado ao fornecimento desta energia e, por conseguinte, a poupança envolvida na implementação da tecnologia CRO. Utilizando como exemplo os valores da tabela A.6 que corresponde à altura de inverno, e sabendo os custos diários totais de segunda a sexta, sábado e domingo obtém-se:

$$Poupança\ semanal\ inverno = (378,70 \times 5) + 308,23 + 267,85 = 2.470 \text{ €}$$

Admitindo um ano que, tal como 2016, tem duração de 52 semanas:

$$Poupança\ anual\ inverno = 2.469,61 \text{ €} \times 52 = 128.420 \text{ €}$$

Na tabela A.7 encontram-se os resultados obtidos da poupança semanal e anual associados ao horário de inverno e ao de verão.

Tabela A. 7 - Poupança semanal e anual durante o horário de inverno e o de verão.

	Inverno	Verão
Poupança semanal (€)	2.470	2.444
Poupança anual (€)	128.420	127.090

Admitindo que cada um dos horários (inverno e verão) se prolonga durante metade do ano, e por isso atribuindo um peso de 50 % a cada um dos valores de poupança anual obtidos para cada uma delas:

$$Poupança\ anual = 128.420 \times 0,5 + 127.090 \times 0,5 = 127.755 \text{ €}$$

A.6 – Cálculo do período de retorno do capital investido para o permutador de calor

Sabendo que a poupança em gás natural é de 11.093,12 €/ano (Anexo A.2) já que o aquecimento da água até aos 70 °C passaria a ser feita pelo permutador de calor, é possível calcular o período de retorno do investimento com os valores do custo do equipamento.

Os valores de 3.500 €, 15.000€ e 8.500€ foram fornecidos como sendo o investimento relativo a um permutador de fluxo cruzado para aquecer as águas sanitárias até à temperatura acima indicada. Os valores são distintos devido às diferenças de temperatura e de caudal da fonte quente (gases de exaustão) considerados, e apresentados na tabela A.8.

Tabela A. 8 - Condições relativas aos gases de exaustão no permutador, e custo associado.

	T_{entrada} (°C)	T_{saída} (°C)	Caudal (kg/s)	Custo (€)
Opção 1	296,5	196,5	0,53	3.500
Opção 2	80,0	60,0	2,7	15.000
Opção 3	114,0	60,0	1,0	8.500

Para a opção 1, por exemplo, o período de recuperação do investimento realizado (3500 €) é calculado dividindo este valor pela poupança conseguida:

$$\text{Período recuperação investimento} = \frac{3.500 \text{ €}}{11.093 \text{ €/ano}} = 0,32 \text{ anos} = 3,8 \text{ meses}$$

ANEXO B – Propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos

A seleção dos fluidos de trabalho do ciclo de Rankine foi feita tendo em conta a temperatura máxima que podiam atingir à entrada da turbina, e que dependeria da temperatura e da energia disponível da fonte quente, assim como das suas condições críticas. As propriedades termodinâmicas dos fluidos considerados foram obtidas através do software *EES, Engineering Equation Solver*, a partir do qual é possível retirar qual propriedade termodinâmica de vários fluidos orgânicos quando são introduzidas outras duas.

B.1 – Propriedades dos fluidos selecionados para uma temperatura da fonte quente de 296,5 °C

Foram então escolhidos alguns fluidos secos para o caso em que a fonte quente estaria a 296,5 °C, ou seja, após a passagem da corrente de gases pelo filtro. Definiu-se então que estes fluidos teriam como temperatura máxima 250 °C, e por isso a temperatura crítica e a de autoignição dos mesmos estariam acima deste valor. Na tabela B.1 encontram-se as propriedades críticas dos fluidos selecionados para este caso.

Tabela B. 1 - Fluidos selecionados para uma $T_{\text{máx}}$ do ciclo de 250 °C. [33, 36]

Fluido	T_{crit} (°C)	P_{crit} (kPa)	Temperatura de autoignição (°C)
Tolueno	318,6	4126	480
MDM	290,9	1415	350
p-xileno	343,0	3532	529
Ciclohexano	280,5	4081	270
Benzeno	288,9	4894	592
Etilbenzeno	344,0	3622	460
Dimetilcarbonato	284,2	4909	458

Para o dimensionamento do ciclo de Rankine orgânico foi necessário conhecer as propriedades termodinâmicas dos vários fluidos secos selecionados em cada uma das correntes envolvidas.

Para todos eles considerou-se que a temperatura máxima atingida seria 250 °C, tendo em conta a temperatura da fonte quente e as temperaturas críticas de cada fluido, e a mínima 38 °C.

Nas tabelas B.2 a B.8 encontram-se estas mesmas propriedades, sendo que as correntes 2a e 4a referem-se a correntes apenas consideradas no dimensionamento do ciclo com regenerador. Admitiu-se igualmente que a corrente 4a abandonaria o regenerador a 43 °C, e que o caudal mássico de fluido de trabalho no ciclo com regenerador seria igual ao utilizado no ciclo sem este equipamento.

As temperaturas das correntes 4 e 2a foram determinadas através dos respetivos valores de pressão e de entalpia, tendo estes últimos sido calculados como demonstrado no Anexo A.4 para o fluido Tolueno.

O valor de $h_{4,is}$ consiste na entalpia da corrente 4 no caso de o fluido de trabalho sofrer uma expansão ideal adiabática, e por isso isentrópica.

Tabela B. 2 - Propriedades termodinâmicas do fluido tolueno para um ciclo com $T_{máx}=250$ °C e $T_{mín}=38$ °C.

Tolueno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	7,204	-135,826	- 0,391
2	Líquido comprimido	38	1665	-134,543	- 0,393
2a	Líquido comprimido	96,2	1665	- 27,392	- 0,0780
3	Vapor saturado	250	1665	555,398	1,152
4	Vapor sobreaquecido	122,2	7,204	382,482	1,231
$h_{4,is} = 351,967$ kJ/kg					
4a	Vapor sobreaquecido	43	7,204	275,331	0,930

Tabela B. 3 - Propriedades termodinâmicas do fluido MDM para um ciclo com $T_{máx}=250$ °C e $T_{mín}=38$ °C.

MDM (octametiltrisiloxano)					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	1,116	-225,412	- 0,6142
2	Líquido comprimido	38	749,6	-224,841	- 0,6154
2a	Líquido comprimido	161,3	749,6	18,724	0,04129
3	Vapor saturado	250	749,6	314,863	0,6434
4	Vapor sobreaquecido	190,9	1,116	225,086	0,6779
$h_{4,is} = 209,243$ kJ/kg					
4a	Vapor sobreaquecido	43	1,116	- 18,479	0,05071

Tabela B. 4 - Propriedades termodinâmicas do fluido p-xileno para um ciclo com $T_{máx}=250\text{ °C}$ e $T_{mín}=38\text{ °C}$.

p-xileno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	2,396	-194,055	-0,538
2	Líquido comprimido	38	990,1	-193,190	-0,5389
2a	Líquido comprimido	108,7	990,1	-60,418	-0,1553
3	Vapor saturado	250	990,1	510,565	1,033
4	Vapor sobreaquecido	135,4	2,396	337,377	1,110
$h_{4,1s} = 306,814\text{ kJ/kg}$					
4a	Vapor sobreaquecido	43	2,396	204,605	0,7431

Tabela B. 5 - Propriedades termodinâmicas do fluido ciclohexano para um ciclo com $T_{máx}=250\text{ °C}$ e $T_{mín}=38\text{ °C}$.

Ciclohexano					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	22,73	-86,476	-0,2598
2	Líquido comprimido	38	2766	-84,278	-0,2643
2a	Líquido comprimido	109,9	2766	65,9423	0,1687
3	Vapor saturado	250	2766	619,752	1,338
4	Vapor sobreaquecido	136,6	22,73	454,8333	1,410
$h_{4,1s} = 425,730\text{ kJ/kg}$					
4a	Vapor sobreaquecido	43	22,73	304,613	0,9969

Tabela B. 6 - Propriedades termodinâmicas do fluido benzeno para um ciclo com $T_{máx}=250\text{ °C}$ e $T_{mín}=38\text{ °C}$.

Benzeno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	22,45	-77,312	-0,2326
2	Líquido comprimido	38	2986	-75,189	-0,2368
2a	Líquido comprimido	75,7	2986	-6,460	-0,02845
3	Vapor saturado	250	2986	591,441	1,265
4	Vapor sobreaquecido	98,5	22,45	421,217	1,348
$h_{4,1s} = 391,177\text{ kJ/kg}$					
4a	Vapor sobreaquecido	43	22,45	352,488	1,149

Tabela B. 7 - Propriedades termodinâmicas do fluido etilbenzeno para um ciclo com $T_{\text{máx}}=250\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{mín}}=38\text{ }^{\circ}\text{C}$

Etilbenzeno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	2,593	-192,713	-0,5358
2	Líquido comprimido	38	1023	-191,726	-0,5365
2a	Líquido comprimido	111,2	1023	-51,667	-0,1332
3	Vapor saturado	250	1023	517,433	1,05
4	Vapor sobreaquecido	138,7	2,593	344,654	1,126
$h_{4,1s} = 314,164\text{ kJ/kg}$					
4a	Vapor sobreaquecido	43	2,593	204,595	0,7409

Tabela B. 8 - Propriedades termodinâmicas do fluido Dimetilcarbonato para um ciclo com $T_{\text{máx}}=250\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{mín}}=38\text{ }^{\circ}\text{C}$

Dimetilcarbonato					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	13,56	-100,971	-0,2997
2	Líquido comprimido	38	2994	-97,266	-0,2997
2a	Líquido comprimido	81,04	2994	-16,616	-0,05437
3	Vapor saturado	250	2994	565,315	1,198
4	Vapor sobreaquecido	104,6	13,56	398,325	1,278
$h_{4,1s} = 368,856\text{ kJ/kg}$					
4a	Vapor sobreaquecido	43	13,56	317,675	1,046

B.2 – Propriedades dos fluidos selecionados para uma temperatura da fonte quente de $433,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

A corrente de gases de exaustão encontra-se a $433,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ antes da sua mistura com ar de arrefecimento, para posteriormente ser filtrada. No caso de esta ser aproveitada para o ciclo de Rankine nestas condições, é possível aumentar a temperatura máxima do fluido de trabalho à entrada da turbina, e por isso a utilização de fluidos com temperaturas críticas mais elevadas.

Para esta situação definiu-se como temperatura máxima do ciclo $290\text{ }^{\circ}\text{C}$ para o tolueno e $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ para os restantes fluidos selecionados. Estes, assim como as respetivas propriedades críticas encontram-se na tabela B.9.

Tabela B. 9 - Fluidos selecionados para uma $T_{\text{máx}}$ do ciclo de 290/300 °C. [33, 36]

Fluido	T_{crit} (°C)	P_{crit} (kPa)	Temperatura de autoignição (°C)
Tolueno	318,6	4126	480
o-xileno	357,1	3738	465
Etilbenzeno	344,0	3622	460
D5 (decametilciclopentasiloxano)	346,0	1160	392

Tal como feito anteriormente, determinaram-se as propriedades termodinâmicas dos fluidos selecionados em cada uma das correntes envolvidas, presentes nas tabelas B.10 a B.13. No presente caso foi apenas considerado um ciclo sem regenerador, no qual a temperatura mínima foi mantida nos 38 °C, tendo agora como temperatura máxima 300 °C, exceto para o ciclo com o tolueno como fluido de trabalho, no qual a temperatura máxima foi fixada nos 290 °C.

Tabela B. 10 - Propriedades termodinâmicas do fluido tolueno para um ciclo com $T_{\text{máx}}=290$ °C e $T_{\text{min}}=38$ °C.

Tolueno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	7,204	-135,826	-0,391
2	Líquido comprimido	38	2888	-133,594	-0,395
3	Vapor saturado	290	2888	595,541	1,194
4	Vapor sobreaquecido	135	7,204	402,068	1,280
$h_{4,1s} = 367,926$ kJ/kg					

Tabela B. 11 - Propriedades termodinâmicas do fluido o-xileno para um ciclo com $T_{\text{máx}}=300$ °C e $T_{\text{min}}=38$ °C

o-xileno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	1,856	-211,208	-0,581
2	Líquido comprimido	38	1832	-209,693	-0,583
3	Vapor saturado	300	1832	593,287	1,138
4	Vapor sobreaquecido	164,1	1,856	382,959	1,225
$h_{4,1s} = 345,842$ kJ/kg					

Tabela B. 12 - Propriedades termodinâmicas do fluido etilbenzeno para um ciclo com $T_{\text{máx}}=300\text{ °C}$ e $T_{\text{min}}=38\text{ °C}$

Etilbenzeno					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	2,593	-192,713	-0,536
2	Líquido comprimido	38	2083	-190,878	-0,538
3	Vapor saturado	300	2083	592,927	1,148
4	Vapor sobreaquecido	165,3	2,593	389,732	1,232
$h_{4,is} = 353,874\text{ kJ/kg}$					

Tabela B. 13 - Propriedades termodinâmicas do fluido D5 para um ciclo com $T_{\text{máx}}=300\text{ °C}$ e $T_{\text{min}}=38\text{ °C}$

D5 (decametilciclopentasiloxano)					
Corrente	Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	Líquido saturado	38	0,067	-281,524	-0,714
2	Líquido comprimido	38	597,3	-281,155	-0,714
3	Vapor saturado	300	597,3	251,954	0,465
4	Vapor sobreaquecido	237,7	0,067	162,574	0,497
$h_{4,is} = 146,801\text{ kJ/kg}$					

ANEXO C – Levantamento energético do forno AV5

Na tabela C.1 encontram-se os consumos mensais de gás natural e de eletricidade do forno AV5 em 2014. Os valores foram obtidos através do levantamento dos consumos diários recolhidos no decorrer daquele ano pela empresa BA Vidro.

Tabela C. 1 – Consumos totais mensais de gás natural e eletricidade do forno AV5 em 2014.

	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Mai	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Gás natural (m³)	1191830	1142300	1138920	1121560	1193000	1149800	1132650	1069373	1102520	1071270	1116850	1103423
Gás natural (tep)	1084,57	1039,49	1036,42	1020,62	1085,63	1046,32	1030,71	973,13	1003,29	974,86	1016,33	1004,11
Eletricidade (kWh)	1164110	904920	819640	835050	846370	778160	775170	764910	906895	947452	998800	1026410
Eletricidade (tep)	250,28	194,56	176,22	179,54	181,97	167,30	166,66	164,46	194,98	203,70	214,74	220,68

ANEXO D – Composição do efluente gasoso

Como já foi referido, são feitas duas medições anuais à chaminé com vista ao cumprimento da legislação relacionada com a proteção ambiental. Os resultados de alguns parâmetros, presentes nos relatórios resultantes das duas medições do ano de 2014, encontram-se na tabela D.1.

Tabela D. 1 – Resultados de alguns parâmetros obtidos nas medições anuais de 2014 à chaminé do forno AV5.

Parâmetro (%)	1ª medição anual	2ª medição anual
Teor de CO ₂	8,0	11,8
Teor de oxigénio (O ₂)	11,5	7,4
Teor de humidade	9,1	10,1

A soma das percentagens dos 3 componentes em cada umas das medições é de cerca de 29 %. Pode concluir-se que, apesar de não constar na lista pode ser não considerado poluente, os restantes 71 % dizem respeito ao azoto. Este elemento é um inerte na reação de combustão, já que a quantidade inicial é a mesma que está presente no fim da reação. O ar atmosférico, tal como os gases de exaustão, apresenta na sua constituição uma elevada percentagem de azoto (79 % em base seca). Visto que a percentagem deste elemento é bastante semelhante, no decorrer do trabalho as propriedades referentes aos gases de exaustão foram determinadas como se este se tratasse de ar atmosférico.