



## **Quantificação do excesso entálpico de baixo nível térmico na indústria**

**JOANA RAQUEL MACHADO ALVES**

Outubro de 2020

# Quantificação do excesso entálpico de baixo nível térmico na indústria

**Joana Raquel Machado Alves**

Orientadores

Eng.<sup>o</sup> Luís Silva

Eng.<sup>a</sup> Anabela Guedes

Eng.<sup>a</sup> Dulce Silva (Bondalti S.A.)

Eng.<sup>o</sup> Rui Manuel Andrade (Bondalti S.A.)

Dissertação submetida como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em

**Engenharia Química**

Ramo de Energia e Biorrefinaria

Realizado em

**Bondalti Chemicals, S.A**



## Agradecimentos

Antes de mais, agradecer a toda a gente que se cruzou comigo nestes 5 anos e que de alguma forma contribuiu para o sucesso desta fase da minha vida.

Ao Eng.<sup>o</sup> Luís Silva e à Eng.<sup>a</sup> Anabela Guedes por terem aceite acompanhar este projeto, por toda a disponibilidade e orientação prestada na realização desta dissertação, representando assim todo o apoio que sempre me foi dado por todos os docentes do ISEP, aos quais me resta também agradecer.

A toda a equipa Bondalti, pela oportunidade e pela forma que me receberam e acolheram, proporcionando assim uma experiência que marcará sempre a minha formação profissional assim como a pessoal. Entre estes, um agradecimento especial à Eng.<sup>a</sup> Dulce Silva e ao Eng.<sup>o</sup> Rui Andrade pela incansável ajuda e por todo o conhecimento transmitido ao longo deste estágio, sem o seu aconselhamento o sucesso deste trabalho não teria sido possível.

Aos meus amigos, que dentro ou fora do ISEP, estiveram presentes para me apoiar e proporcionar momentos que marcaram toda a experiência pela positiva. Pela amizade, carinho e palavras de incentivo nos momentos mais difíceis, um sincero obrigada.

Por último e mais importante, à minha família, em especial à minha mãe e ao meu irmão, que foram o meu maior apoio desde sempre e partilharam comigo todos os pequenos sucessos desta aventura.



## Resumo

O aumento da eficiência energética dos processos industriais é uma forma eficaz de reduzir a emissão de gases de efeito de estufa. A recuperação do excesso entálpico eliminado para o meio ambiente sem qualquer aproveitamento é uma medida que melhora o uso eficiente de energia.

Esta dissertação teve como objetivo a quantificação do excesso entálpico verificado na unidade de Produção de Anilina e Derivados, em todas as correntes de baixo nível térmico não aproveitadas na Bondalti S.A. Este trabalho foi efetuado com vista a reduzir estas emissões, melhorando a eficiência desta unidade de produção.

Inicialmente foi realizado um levantamento através do método *Bottom-up* de todos os processos para identificar as fontes de excesso entálpico de baixo nível térmico. Para a quantificação foram utilizados dados do histórico processual, num período de março de 2019 a março de 2020. Quando estes dados não estavam disponíveis, recorreu-se a medições no local processual.

As fontes identificadas foram a água de recirculação das torres de arrefecimento, os gases de exaustão do incinerador, o efluente líquido da fábrica, o vapor de 1 barg expandido, a água quente dos aeroarrefecedores e os gases de exaustão das caldeiras de produção de vapor de 24 barg.

Após a quantificação do calor em excesso, concluiu-se que a fonte que representa o maior desperdício de calor são as torres de arrefecimento. No entanto a fonte que tem o maior potencial de recuperação de calor é o vapor de 1 barg expandido, visto que tem uma quantidade entálpica significativa e uma temperatura de cerca de 120 °C.

Uma proposta de recuperação de calor em excesso foi elaborada, baseada na instalação de três pré-aquecedores de ar de combustão, um no incinerador e dois nas caldeiras ECE e TERMEC. Escolheu-se utilizar duas fontes de calor, de forma intermitente, o vapor de 1 barg e a água quente, com o objetivo de poupar combustível (gás natural), recuperar parte de duas fontes de excesso entálpico e reduzir as emissões de GEE. O *payback* obtido para este projeto foi de 18 meses. Contudo uma segunda proposta foi elaborada que visa alterar o processo levando à instalação de apenas dois permutadores, o que reduz os custos de investimento de projeto e baixa o *payback* para 10 meses.

Palavras-Chave: Excesso entálpico; Quantificação energética; Tecnologias de recuperação de calor; Eficiência energética



## Abstract

The energy efficiency improvement in industrial processes is an efficient way of reducing greenhouse gas emissions. The recovery of waste heat eliminated to the environment without utilization is one measure which betters the efficient use of energy.

The aim of this dissertation is to quantify the waste heat present in the aniline and derivatives production unit, in all the low temperature process streams unused in Bondalti S.A. This report was done with the purpose of emissions reduction, improving this production unit efficiency.

Firstly, a data survey about all the industrial processes was made, through the Bottom-up method, to identify the low temperature waste heat sources. A process data base was used to do the quantification, in a period from March 2019 to March 2020. When these data base wasn't available, local measurements were performed.

The identified sources were recirculated water on the cooling towers, exhaustion gases in the incinerator, liquid effluent from the factory, 1 barg expanded steam, air coolers hot water and exhaustion gases from the boiler's producers of 24 barg steam.

Afterwards waste heat quantification, conclusions were made about the source representing the highest waste which is the water from the cooling towers. However, the source with the major heat recovery is the 1 barg expanded steam, due to its significant energy quantity and its temperature level of 120 °C.

A waste heat recovery proposal was done based on the installation of three air preheaters, one to incinerator and two to TERMEC and ECE boilers. The chosen strategy was a combined one, with 1 barg expanded steam and hot water, with the objective of fuel (natural gas) saving, excess heat recovery from two sources and reduction of greenhouse gases emissions. The payback obtained for this project was 18 months. However, a second proposal was made based on the installation of only two heat exchangers by changing the boilers' process what resulted in costs and payback reduction to 10 months.

Keywords: waste heat; energy quantification; heat recovery technologies; energy efficiency



## Índice

1.	Introdução .....	1
1.1.	Enquadramento .....	1
1.2.	Objetivos da dissertação .....	3
1.3.	Estrutura da dissertação .....	4
2.	Definição de calor em excesso na indústria.....	5
2.1.	Métodos de identificação de calor em excesso .....	5
2.2.	Fontes de excesso entálpico.....	6
2.3.	Fatores relativos ao sistema de recuperação do calor em excesso .....	8
3.	Tecnologias de recuperação de calor em excesso.....	9
3.1.	Permutadores de calor .....	10
3.1.1.	Pré-aquecedor de ar .....	11
3.1.2.	Economizadores.....	12
3.1.3.	Fornalhas regenerativas e recuperativas .....	12
3.1.4.	Caldeiras de calor em excesso.....	12
3.2.	Bombas de calor.....	13
3.3.	Ciclos termodinâmicos .....	15
3.3.1.	Ciclo Orgânico de Rankine .....	16
3.3.2.	Ciclo de Kalina.....	17
3.4.	Dispositivos de conversão elétrica direta.....	18
3.4.1.	Geração termoelétrica.....	18
3.4.2.	Geração piezoelétrica .....	18
3.4.3.	Geração termofotovoltaica .....	18
3.5.	Resumo das tecnologias produtoras de corrente elétrica .....	19
4.	Apresentação da empresa.....	21
4.1.	Fábrica de ácido nítrico .....	22
4.2.	Fábrica de mononitrobenzeno .....	22
4.3.	Fábrica da anilina .....	23
4.4.	Recuperação de ciclohexilamina e ciclohexanol .....	24
4.5.	Fábrica de ácido sulfanílico.....	24
4.6.	Utilidades térmicas da PAD.....	25

4.6.1.	Água fria .....	25
4.6.2.	Água quente .....	26
4.6.3.	Vapor .....	27
5.	Levantamento e quantificação do calor em excesso na PAD .....	29
5.1.	Metodologia de estimativa do calor em excesso .....	29
5.2.	Quantificação do calor em excesso nas torres de arrefecimento .....	31
5.3.	Quantificação do calor em excesso nos gases de exaustão do incinerador .....	38
5.4.	Quantificação do calor em excesso no efluente líquido .....	39
5.5.	Quantificação do calor em excesso na expansão de vapor de 1 barg .....	40
5.6.	Quantificação do calor em excesso nos aeroarrefecedores .....	43
5.7.	Quantificação do calor em excesso nas caldeiras de produção de vapor a 24 barg .....	46
5.8.	Comparação das diferentes fontes de excesso entálpico .....	51
6.	Proposta de solução .....	57
6.1.	Melhorias/Otimização dos processos com excesso de calor .....	57
6.2.	Propostas de tecnologias para cada fonte de calor em excesso .....	58
6.3.	Proposta de solução – Pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira ECE/TERMEC e do incinerador .....	59
6.3.1.	Projeto dos pré-aquecedores (permutadores) .....	63
6.3.2.	Proposta de alteração de processo .....	67
7.	Conclusões e sugestões para trabalho futuro .....	69
	Bibliografia .....	73
	Anexos .....	75
A.	Tabelas de propriedades físicas .....	75
B.	Métodos de cálculo para a quantificação de calor em excesso .....	77
C.	Cálculos intermédios para a proposta de pré-aquecimento do ar de combustão .....	83

## Índice de figuras

Figura 1.1: Emissão global dos gases de efeito de estufa dividido por tipo de gás, em 2018. (adaptado de [3]).....	2
Figura 1.2: Consumo de calor por setor industrial, em ktep, referente à União Europeia, no ano de 2017 [2].....	3
Figura 2.1: Organograma relativo às diferentes escolhas a tomar para estimar o calor em excesso. [7].....	6
Figura 3.1: Ilustrações representativas de permutadores de calor de placas (à esquerda) e de feixe tubular (à direita) [10].....	10
Figura 3.2: Imagem representativa de um regenerador [12]. ....	11
Figura 3.3: Ilustração dos ciclos de uma bomba de calor mecânica (esquerda) e de uma bomba de calor térmica (direita) [14].....	14
Figura 3.4: Ciclo de Rankine orgânico simples (à esquerda) e com recuperador de calor (à direita) [16]. ....	16
Figura 4.1: Troca de matérias-primas e produtos entre as diferentes fábricas da Produção de Anilina e Derivados. ....	21
Figura 4.2: Rede de água de refrigeração da unidade PAD. ....	26
Figura 4.3: Rede de água quente da PAD. ....	27
Figura 4.4: Rede de vapor da unidade PAD. ....	28
Figura 5.1: Caudal de recirculação normalizado da água de refrigeração na torre da anilina ao longo do tempo e respetivos consumos normalizados das bombas.....	32
Figura 5.2: Comportamento do caudal de recirculação normalizado da torre do ácido nítrico ao longo do tempo. ....	32
Figura 5.3: Diferenças de temperaturas medidas nas três torres de arrefecimento aos longo do tempo.....	33
Figura 5.4: Rede de água de arrefecimento. ....	34
Figura 5.5: Desvios normalizados entre os caudais de entrada e de saída em cada uma das torres de arrefecimento. ....	37
Figura 5.6: Evolução do caudal volumétrico normalizado e da temperatura da corrente de gás de exaustão do incinerador.....	39
Figura 5.7: Evolução da potência térmica normalizada da corrente do efluente líquido ao longo do tempo. ....	40
Figura 5.8: Curvas características das válvulas borboleta de 4" e 8". ....	41
Figura 5.9: Caudal normalizado do vapor de 1 barg expandido ao longo do tempo. ...	42
Figura 5.10: Ilustração do sistema de aeroarrefecedores. ....	43
Figura 5.11: Caudal volumétrico de água normalizado em função da velocidade de rotação da bomba, em %.....	44
Figura 5.12: Excesso entálpico normalizado na corrente de ar dos aeroarrefecedores em função do tempo. ....	45
Figura 5.13: Evolução das potências térmicas normalizadas dos gases de exaustão das caldeiras ECE e TERMEC, ao longo do tempo.....	48

Figura 5.14: Evolução das temperaturas dos gases de exaustão ao longo do tempo.	48
Figura 5.15: Representação exemplificativa do sistema completo das caldeiras ECE e TERMEC.	49
Figura 5.16: Correlação entre o calor perdido pelo sistema da caldeira ECE, em $\text{kJ/mol}_{\text{GN}}$ , nas condições dadas, e a percentagem de ar introduzida no sistema.	51
Figura 5.17: Distribuição gráfica percentual das quantidades entálpicas de cada fonte de calor em excesso.	52
Figura 5.18: Gama de temperaturas de cada uma das fontes.	53
Figura 5.19: Calor normalizado em excesso da PAD em função da temperatura.	54
Figura B.1: Representação gráfica de $xT$ em função da % Abertura, para os dois tipos de válvula.	79
Figura C.1: Nomenclatura usada para feixes de tubos: (a) feixe alinhado e (b) feixe escalonado [29].	85
Figura C.2: Fator de correção para um permutador de fluxo cruzado, com uma passagem e ambos os fluidos não misturados [29].	87
Figura C.3: Relação entre a área de transferência de calor e custo de um permutador de carcaça e tubos, em 1998 [28].	90

## Índice de tabelas

Tabela 3.1: Comparação entre bombas de calor mecânicas e térmicas. ....	15
Tabela 3.2: Tabela resumo de todas as tecnologias geradoras de corrente elétrica. ...	19
Tabela 5.1: Existência das unidades processuais na PAD e o respetivo tipo de fonte de calor excedente. ....	30
Tabela 5.2: Registo das potências térmicas normalizadas perdidas nas torres e as respetivas temperaturas médias. ....	34
Tabela 5.3: Condições obtidas no teste prático efetuado à bomba. ....	44
Tabela 5.4: Condições operatórias normalizadas consideradas no balanço energético. ....	50
Tabela 5.5: Resumo das fontes de excesso entálpico com análise dos parâmetros de avaliação. ....	55
Tabela 6.1: Melhorias a efetuar nos processos com excesso entálpico. ....	57
Tabela 6.2: Análise das tecnologias viáveis para cada fonte de calor em excesso com base nas gamas de temperatura. ....	59
Tabela 6.3: Reduções nos consumos de combustível na caldeira ECE/TERMEC e no incinerador normalizadas em função da temperatura de entrada do ar de combustão. ....	61
Tabela 6.4: Poupanças associadas à instalação de pré-aquecimento do ar na caldeira ECE/TERMEC e no incinerador. ....	62
Tabela 6.5: Dados do processo de transferência de calor. ....	65
Tabela 6.6: Detalhes das características e do investimento envolvido na aquisição dos três permutadores de calor, comparando a utilização das duas fontes de calor estudadas (vapor e água quente). ....	66
Tabela 6.7: Comparação dos detalhes do investimento envolvido na aquisição dos três permutadores de calor (proposta 1) ou dois permutadores (proposta 2), para a utilização das diferentes fontes de calor estudadas. ....	68
Tabela A.1: Capacidades caloríficas de compostos gasosos [21]. ....	75
Tabela A.2: Entalpias de formação, em kJ/mol [21]. ....	76
Tabela B.1: Composição molar da corrente de gases de exaustão do incinerador. ....	78
Tabela B.2: Registo da composição molar do gás natural, em mol/mol <sub>GN</sub> . [26]. ....	80
Tabela B.3: Registo da composição molar do gás de combustão para um excesso de ar de 15%, em mol/mol <sub>GN</sub> . ....	80
Tabela B.4: Reações de combustão e respetivos calores de reação. ....	81
Tabela B.5: Quantidades molares numa base de cálculo de 1 mol de gás natural, em mol/mol <sub>GN</sub> , e entalpias específicas, em kJ/mol, dos compostos à entrada e saída do sistema. ....	82
Tabela C.1: Valores de C e m para um fluido a escoar perpendicularmente a um tubo de feixes [29]. ....	85
Tabela C.2: Resumo dos parâmetros calculados para a obtenção do coeficiente de transferência de calor global dos permutadores. ....	86
Tabela C.3: Valores do fator de atrito $C_f$ [28]. ....	88

Tabela C.4: Dimensões dos tubos BWG usados em permutadores de calor [30].....	89
Tabela C.5: Fatores correspondentes a parcelas adjacentes ao projeto.....	91
Tabela C.6: Tabela resumo dos valores associados ao cálculo do custo total de projeto, com valores do ano de 1998. ....	91

## Nomenclatura

### Siglas

ANL	Anilina
CEPCI	Índice de custo de plantas de engenharia química
CHA	Ciclohexilamina
CHOL	Ciclohexanol
COP	Coeficiente de performance
CRO	Ciclo de Rankine Orgânico
FQ	Caudalímetros
GEE	Gases de Efeito de Estufa
IETS	Industrial Energy-Related Technologies and Systems
MNB	Mononitrobenzeno
NIT	Ácido Nítrico
PAD	Produção de anilina e derivados
PCA	Produção Cloro-Álcalis
PIC	Controlador de pressão
PT	Sensor de pressão
RNC2050	Roteiro para a Neutralidade Carbónica
SET Plan	Plano Estratégico Europeu para as Tecnologias Energéticas
SIAP	Sistema Integrado de Apoio à Produção
SIMRIA	Sistema Multimunicipal de Saneamento da Ria de Aveiro
SULF	Ácido sulfanílico
TT	Transmissores de temperatura
u.a.	Unidades arbitrárias

### Símbolos

$\dot{\xi}_i$	Grau de extensão da reação	mol/s
$A_{min}$	Área mínima	m <sup>2</sup>

$A_s$	Área de transferência de calor	$m^2$
$C_f$	Fator de atrito	
$d_e$	Diâmetro externo dos tubos	$m$
$d_i$	Diâmetro interno dos tubos	$m$
$H_f^\circ$	Entalpia específica de formação	$kJ/mol$
$h_f$	Coeficiente de sujidade dos fluídos	$W/(m^2 \text{ }^\circ C)$
$\hat{H}$	Entalpia específica	$kJ/kg$
$\tilde{H}$	Entalpia molar	$kJ/kmol$
$K_m$	Condutividade térmica do material dos tubos	$W/(m^2 \text{ }^\circ C)$
$\dot{m}$	Caudal mássico	$kg/s$
$N_t$	Número de tubos por fila	
$N_t$	Número de tubos	
$\dot{n}$	Caudal molar	$mol/s$
$\dot{Q}$	Potência térmica	$kW$
$U_e$	Coeficiente global de transferência de calor	$W/(m^2 \text{ }^\circ C)$
$v_{max}$	Velocidade máxima	$m/s$
$\dot{V}$	Caudal volumétrico	$m^3/s$
$\dot{W}$	Trabalho	$kW$
$\%Abertura$	Posição de abertura da válvula	$\%$
$\Delta\dot{H}$	Variação da entalpia	$kW$
$\Delta T_{lm}$	Temperatura média logarítmica do sistema	$^\circ C$
$C_p$	Capacidade calorífica	$kJ/(kmol \text{ }^\circ C)$
$cp$	Calor específico	$kJ/(kg \text{ }^\circ C)$
$C_v$	Coeficiente de fluxo	
$\dot{E}_c$	Energia cinética	$kW$
$\dot{E}_p$	Energia potencial	$kW$
$F$	Fator de correção para a temperatura média logarítmica	
$F_p$	Fator de correção associado a perdas por acessórios de tubagem	

$h$	Coeficiente pelicular de transferência de calor	W/(m <sup>2</sup> °C)
$k$	Condutividade térmica	W/(m K)
$L$	Comprimento dos tubos	m
$L_c$	Calor latente de condensação	kJ/kg
$MM$	Massa molar	g/mol
$n$	Quantidade química com base em 1 mole de gás natural	mol/mol <sub>GN</sub>
$N_6$	Constante adimensional	
$P$	Pressão	bar
$Pr$	Nº de Prandtl	
$R$	Constante dos gases perfeitos	J/(mol K)
$Re$	Nº de Reynolds	
$T$	Temperatura	°C
$v$	Coeficiente da reação	
$x_{dim}$	Razão da queda de pressão	
$Y$	Fator de expansão	
$\alpha$	Fração de purga da torre de ácido nítrico	
$\gamma$	Razão de calor específico	
$\Delta H_R$	Calor de reação	kJ/mol
$\Delta T$	Diferença entre temperaturas	°C
$\eta$	Rendimento térmico do sistema	
$\mu$	Viscosidade	Pa s
$\rho$	Densidade	kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	Eficiência da recuperação de calor	



# 1. Introdução

## 1.1. Enquadramento

Apesar da pressão política, o consumo energético mundial aumentou cerca de 30% nos últimos 20 anos, prevendo-se nos próximos tempos um aumento do consumo de combustíveis fósseis e respetivas emissões de CO<sub>2</sub>, caso não sejam tomadas medidas para alterar esta trajetória. Assim, torna-se primordial desenvolver tecnologias que resultem num aumento da eficiência energética, como previsto pelos objetivos definidos pelas diferentes nações. Neste contexto o Governo Português comprometeu-se a atingir a neutralidade carbónica até 2050, tendo desenvolvido o Roteiro para a Neutralidade Carbónica (RNC2050) que identifica os principais vetores de descarbonização nos sectores da economia, as opções políticas e a sua trajetória de redução de emissões [1].

Segundo dados de 2017 fornecidos pela Eurostat [2], a energia consumida pela indústria representa cerca de 30% da energia total utilizada pela sociedade portanto para a diminuição do seu impacto negativo associado à libertação de grandes quantidades de gases de efeito de estufa (GEE), dá-se especial atenção às atividades que promovem o uso eficiente de energia, tentando otimizar os processos de forma a aproveitar correntes com potencial energético desperdiçadas noutras zonas processuais [2]. No RNC2050 são ainda identificados como principais *drivers* de descarbonização da indústria química a eletrificação, solar térmico e biomassa, desenvolvimento de novos modelos de negócio (como por exemplo biorrefinarias) e as simbioses industriais e reaproveitamento de recursos [1].

As consequências do desenvolvimento económico não sustentado resultam nas tão conhecidas Alterações Climáticas. A emissão dos GEE está identificada como a grande responsável pelas alterações climáticas, sendo os principais gases associados a este fenómeno, o dióxido de carbono, o metano, o óxido nitroso e os hidrocarbonetos halogenados. Como se pode comprovar pela Figura 1.1, o dióxido de carbono é o gás com mais influência no aumento das emissões.

A medida mais direta para a redução da emissão de GEE na indústria passa por reduzir a produção, contudo esta é uma medida com uma aplicabilidade muito pouco provável, uma vez que teria um elevado impacto a nível económico. Assim sendo, a medida mais promissora para atingir metas definidas, em contexto nacional e europeu, é o aumento da eficiência energética.

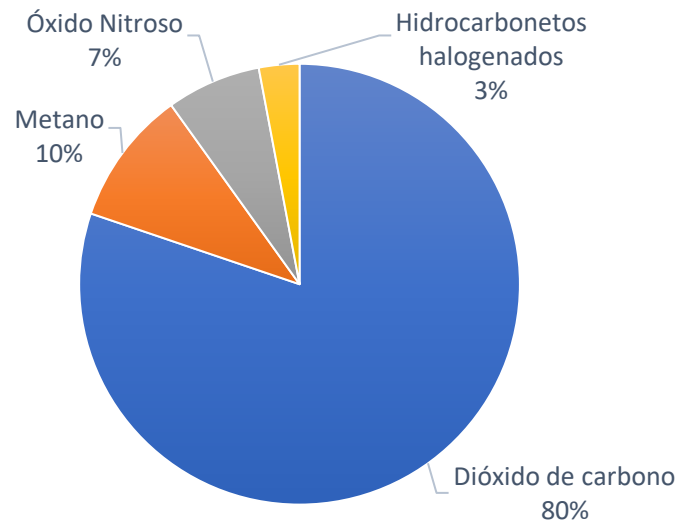


Figura 1.1: Emissão global dos gases de efeito de estufa dividido por tipo de gás, em 2018. (adaptado de [3])

Em 2007, a Europa adotou uma abordagem estratégica de forma a conseguir uma transformação rentável do sistema energético europeu, transitando para soluções mais sustentáveis, seguras e competitivas no fornecimento de energia a preços acessíveis aos consumidores. A investigação e inovação definiu uma estratégia que conduziu ao Plano Estratégico Europeu para as Tecnologias Energéticas (*SET Plan*). Em paralelo gerou-se um acordo de cooperação internacional denominado de *Industrial Energy-Related Technologies and Systems* (IETS), que desenvolve a sua atividade principal na criação de grupos de trabalho internacionais temáticos (Anexos), juntando representantes de vários países que analisam os aspetos significativos para a elaboração de relatórios de estado de arte e dos resultados das aplicações industriais mais relevantes na área [4].

A consciencialização sobre o excesso de calor industrial como uma potencial fonte que pode contribuir para um melhoramento na economia e sustentabilidade das indústrias foi a base da execução do Anexo XV-Recuperação do excesso de calor industrial, coordenado pelo Dr. Thore Berntsson [4].

A recuperação de calor deve ser vista pelas empresas com especial atenção, uma vez que grandes quantidades de energia são tipicamente perdidas para o ambiente sem qualquer aproveitamento, perdendo-se também potenciais reduções no consumo de energia. Este calor pode ser designado por vários termos, excesso de calor, calor residual ou excesso entálpico. Este tipo de calor tem sido alvo de uma grande relevância, pelo que se estima que represente entre os 20 e os 50% da energia total introduzida no processo, dependendo do tipo de indústria [5]. O setor da indústria com maior consumo de calor é o químico e petroquímico

(Figura 1.2), que representa cerca de 43% do total consumido na indústria de todos os países da União Europeia, de acordo com os dados da Eurostat.

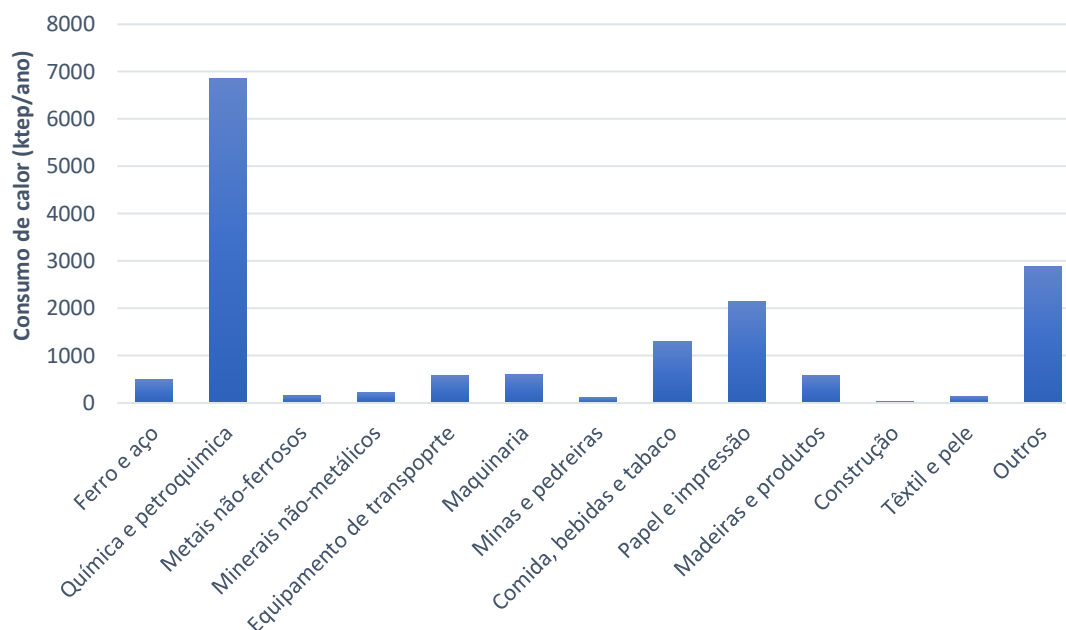


Figura 1.2: Consumo de calor por setor industrial, em ktep, referente à União Europeia, no ano de 2017 [2].

Na indústria, a principal fonte de energia provém de combustíveis fósseis, cujos levam a elevadas emissões de GEE, portanto é necessária a integração de novas medidas, que passam pela recuperação de energia dentro dos próprios processos.

## 1.2. Objetivos da dissertação

O objetivo principal proposto para o desenvolvimento desta dissertação foi explorar todas as potenciais fontes de excesso entálpico de baixo nível térmico, presentes na zona de Produção de Anilina e Derivados, na *Bondalti Chemicals, S.A.*, para, posteriormente, proceder à avaliação e quantificação do mesmo.

Para atingir o objetivo principal, durante o trabalho foram estabelecidos vários objetivos secundários, como:

- A revisão inicial de diversos conceitos essenciais à elaboração do estudo;
- O estudo das diferentes tecnologias de recuperação para uma posterior proposta de solução;

- Levantamento dos processos existentes na área da fábrica em estudo para analisar as várias fontes de calor em excesso de baixo nível térmico;
- A revisão de métodos de cálculos para a quantificação do calor em excesso das correntes escolhidas.

### 1.3. Estrutura da dissertação

#### **Capítulo 1**

Neste capítulo é feito um enquadramento do tema da dissertação nas diversas temáticas da atualidade, descrevem-se os objetivos propostos e por último é feita uma descrição da estrutura de organização deste documento.

#### **Capítulo 2**

Este capítulo tem por base a revisão bibliográfica de conceitos necessários à elaboração da dissertação, métodos de identificação de fontes de calor em excesso e o método de classificação de cada fonte.

#### **Capítulo 3**

Este capítulo explora as diferentes tecnologias de recuperação de calor em excesso, com uma breve descrição de cada uma.

#### **Capítulo 4**

Neste capítulo é efetuada uma apresentação da empresa e da área fabril de estudo, a Produção de Anilina e Derivados, com a descrição dos respetivos processos.

#### **Capítulo 5**

Neste capítulo pode encontrar-se inicialmente um levantamento das fontes de calor em excesso das áreas processuais estudadas e, seguidamente, a sua quantificação, bem como os métodos de cálculo associados. No final deste capítulo é feita uma comparação de todos os resultados obtidos.

#### **Capítulo 6**

Este capítulo aborda as diferentes melhorias ou propostas de solução para as fontes de excesso entálpico estudadas.

#### **Capítulo 7**

Este capítulo apresenta as conclusões gerais e algumas propostas para trabalho futuro.

## 2. Definição de calor em excesso na indústria

O calor em excesso é definido como todo o calor disponível, para recuperação num processo industrial, existente em todas as correntes (gás, água, ar, etc.) quantificado num determinado instante. Existem diversos conceitos e definições sobre o excesso de calor, que são descritos seguidamente [6]:

- Excesso de Calor Utilizável - é a parte do calor em excesso que é, tecnicamente e economicamente, reutilizável num processo industrial ou num dissipador de calor externo.
- Excesso de Calor Utilizável internamente - é a fração do calor em excesso utilizável que pode ser usada internamente num processo industrial e deve ser preferida relativamente ao uso externo.
- Excesso de Calor Utilizável externamente - é a parte do calor em excesso utilizável que pode ser usada quando o calor usado internamente já foi retirado.
- Excesso de Calor Branco, Verde ou Preto - Se o calor proveniente do processo pode ser utilizado externamente, mas não internamente como uma alternativa, chama-se excesso de calor branco. Se este excesso de calor tivesse potencial para ser usado internamente, e, no entanto, for desperdiçado, designa-se por excesso de calor preto. Se o calor tem origem em biomassa denomina-se calor em excesso verde.
- Excesso de Calor Não utilizável - calor que não pode ser utilizado nem internamente nem externamente – chama-se calor desperdiçado.

O “*True Excess Heat*” refere-se à quantidade de calor que pode ser usada para finalidades externas, quando as oportunidades internas, tecnicamente e economicamente, já foram utilizadas. Isto significa que o calor, em vez de ser desperdiçado, pode ser utilizado externamente contribuindo para a redução de gases de efeito de estufa (GEE). Uma aplicação para este conceito já utilizada em alguns países são os sistemas de aquecimento urbano.

### 2.1. Métodos de identificação de calor em excesso

Os métodos de identificação de calor em excesso podem ser do tipo *top-down*, *bottom-up* ou um método combinado *top-down* e *bottom-up*.

A abordagem *top-down* utiliza-se conhecendo o uso de energia primária e fazendo suposições sobre eficiências e distribuição de energia, o que permite estimar o potencial do excesso de calor de diferentes setores.

O método *bottom-up* parte de dados mais específicos, como medições de campo ou dados recolhidos de empresas ou *sites* representativos. Dependendo do nível de rigor dos dados, este método permite concluir sobre o potencial técnico de uma empresa ou de um setor. O caminho escolhido para tratar o problema pode ser através de questionários ou estimativas, como se pode observar na Figura 2.1. Os questionários são sempre considerados como uma abordagem *bottom-up*, enquanto que as estimativas podem ser *bottom-up* ou *top-down*, estas últimas dependem da escala do estudo. Se a estimativa do calor em excesso for baseada na eficiência de cada processo isolado é uma abordagem *bottom-up*, mas se o calor for estimado pela eficiência do proceso global, trata-se de um caso *top-down* [7].

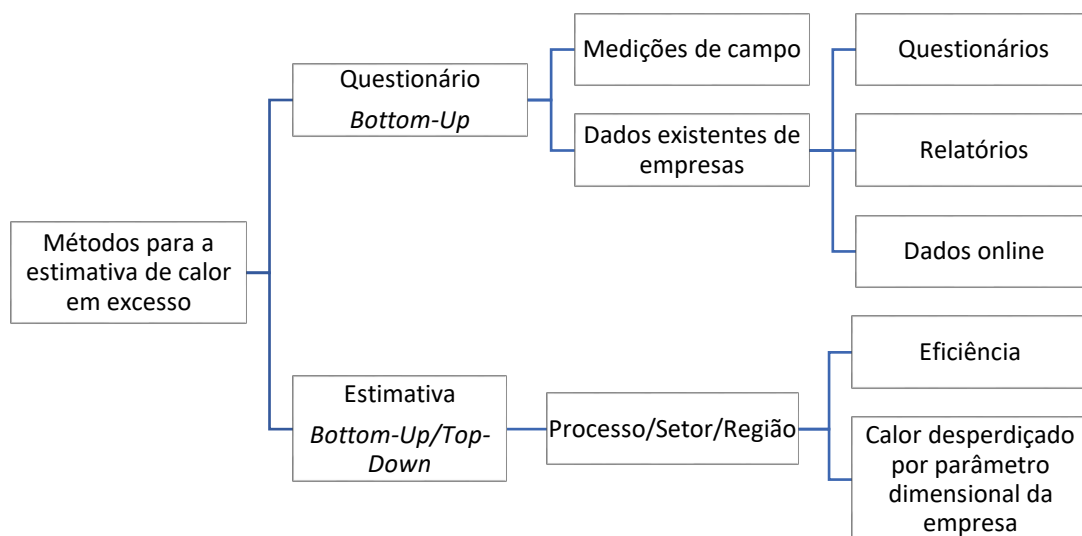


Figura 2.1: Organograma relativo às diferentes escolhas a tomar para estimar o calor em excesso [7].

## 2.2. Fontes de excesso entálpico

Os parâmetros que devem ser considerados para uma análise completa da viabilidade da fonte de calor são os seguintes:

- Quantidade de calor;
- Temperatura da fonte;
- Composição físico-química;
- Temperatura mínima permitida;
- Escala do processo, disponibilidade e outros fatores.

De seguida serão abordados cada um dos fatores enumerados previamente.

### **Quantidade de calor**

A quantidade, ou conteúdo energético, é a medida utilizada para referir a energia contida numa corrente de excesso de calor, enquanto que a qualidade se refere à viabilidade ou não do uso dessa corrente. A quantidade de calor é determinada em função do caudal, da sua composição e da temperatura da corrente:

$$\dot{Q} = \dot{m} H(T) \quad (2.1)$$

Onde  $\dot{Q}$  é o fluxo de excesso entálpico, em kW,  $\dot{m}$  é o caudal mássico da corrente, em kg/s, e  $H(T)$  é a entalpia específica da corrente em função da temperatura, em kJ/kg.

A entalpia não é um termo absoluto, deve sempre ser calculado com base num estado de referência. Durante o relatório, o estado de referência pode ser alterado consoante as condições das correntes e dados bibliográficos utilizados.

### **Temperatura da fonte**

Neste trabalho foram considerados três níveis de temperatura para classificar as fontes de calor em excesso: alto (>650 °C), médio (230-650 °C) ou baixo (<230 °C). Este é um critério importante, pois a literatura define cada tecnologia pela gama de temperatura que garante a sua aplicabilidade. No entanto apesar de ser um parâmetro importante, a temperatura por si só não diz muito sobre a corrente, porque se a temperatura for elevada, mas o caudal e a capacidade calorífica forem baixos, a energia disponível será igualmente baixa [8].

As fontes de calor em excesso de alto e médio nível são avaliadas como sendo as mais viáveis para recuperação, enquanto que as fontes de calor de baixo nível normalmente envolvem elevados custos de investimento. No entanto, a recuperação do calor de baixo nível térmico tem vindo a ser alvo de investigação devido ao crescente aumento do preço da energia térmica e aos avanços tecnológicos em sistemas de transferência de calor.

### **Composição físico-química**

A composição química não afeta diretamente a quantidade ou qualidade da corrente de calor, mas afeta a escolha do tipo de processo de recuperação e a seleção do material. A composição e estado físico da corrente vão determinar fatores como a capacidade calorífica da corrente, sendo esta influente na quantidade entálpica.

A corrente de excesso entálpico pode apresentar-se na forma de: ar, vapor, água, gases de exaustão, radiação térmica e efluentes (líquidos, gasosos e sólidos).

### **Temperatura mínima permitida**

Este fator está normalmente associado a problemas de corrosão de materiais provocados por gases de exaustão. Estes gases, provenientes de uma combustão, têm na sua composição vapor de água, nitratos ( $\text{NO}_x$ ) e sulfatos ( $\text{SO}_x$ ). Se os gases forem arrefecidos e ocorrer a condensação do vapor de água, substâncias corrosivas ir-se-ão formar e degradar o material de construção. Portanto, esta temperatura mínima para o caso de gases muitas vezes é referente à temperatura de condensação da corrente.

### **Escala do processo, disponibilidade e outros fatores**

Muitos outros fatores podem influenciar de forma positiva ou negativa a viabilidade da recuperação de calor. Como por exemplo, se for uma operação de pequena escala é muito provável que não se pondere a recuperação de excesso entálpico, pois iria levar a longos períodos de retorno de capital. Outro fator pode ser a disponibilidade da fonte, se esta não for constante no tempo ou inconstante ao nível da temperatura, a tecnologia tem que ser adaptada a estas condições [5, 8].

## **2.3. Fatores relativos ao sistema de recuperação do calor em excesso**

Depois de análise das fontes de calor segue-se o estudo da tecnologia usada para a recuperação do calor em excesso. Para a escolha e análise da viabilidade do sistema escolhido para recuperação da fonte de excesso entálpico é necessário ter em consideração alguns fatores como:

- **Custo da energia elétrica:** este fator depende da existência ou não de um sistema de produção de energia elétrica próprio.
- **Espaço disponível:** é benéfico colocar o sistema de recuperação perto da fonte de calor, para minimizar custos de tubagens e custos de operação.
- **Tempo de *payback*:** é necessário perceber quanto tempo a tecnologia demorará a ser paga, para avaliar a viabilidade económica;
- **Fiabilidade e disponibilidade do equipamento:** este fator é preponderante quando se fala de tecnologias ainda pouco desenvolvidas e com baixa aplicação na indústria.

### 3. Tecnologias de recuperação de calor em excesso

Antes de pensar em reutilizar o excesso entálpico de algum processo através de tecnologias, deve-se pensar em alternativas de redução ou mesmo de eliminação através de alterações de funcionamento e condições operatórias do processo.

Os parâmetros que caracterizam cada fonte de excesso entálpico serão determinantes na escolha das tecnologias a utilizar, cujas se dividem em três categorias [6]:

1. Utilização direta;
2. Utilização após elevação da temperatura através de uma bomba de calor;
3. Produção de energia elétrica.

A utilização deste calor pode ter dois fins o interno, onde a energia é retirada e aplicada no próprio processo, ou o externo, caso esta energia seja direcionada para um consumidor final externo ao processo industrial.

A utilização direta consiste na transferência do calor de um ponto do processo para outro ponto, recorrendo normalmente a permutadores de calor. Este tipo de aplicação traz normalmente custos económicos baixos à empresa e leva à redução do consumo de energia primária, sendo assim uma preferência nas indústrias. Este tipo de tecnologia pode envolver várias trocas entre utilidades quentes e frias através de permutadores de calor, das metodologias que mais se destacam para o dimensionamento destes sistemas é a Análise do Ponto de Estrangulamento (Análise de *Pinch*). Uma fonte de calor em excesso muito associada a este grupo de tecnologias é as correntes de gases de combustão provenientes de fornos e caldeiras, pois têm um nível térmico bastante elevado à saída do sistema, ainda que na maior parte das vezes não se possa recuperar o calor na totalidade, mas sim uma fração do mesmo. Outra fonte também com uma possível utilização direta é o calor perdido por radiação em superfícies quentes, cuja captura e uso desta última é ainda um desafio tecnológico [9].

O segundo grupo de tecnologias, refere-se aos sistemas de bombas de calor que têm a função de elevar o nível térmico da fonte de calor, permitindo a sua utilização num processo que anteriormente não seria possível, pois requeria temperaturas mais elevadas. Este tipo de tecnologia é muito empregue na indústria quando se fala em fontes de calor com um nível de temperatura baixo (<230 °C).

No terceiro grupo de tecnologias listado estão incluídos os sistemas de produção de energia elétrica, que tipicamente é produzida em ciclos termodinâmicos, usando o calor em excesso para criar energia mecânica que alimenta um gerador elétrico. Novas tecnologias

têm vindo a ser desenvolvidas com o objetivo de converter diretamente o calor em energia elétrica, como os geradores termoelétricos, os piezoelétricos e os termofotovoltaicos. No campo dos ciclos termodinâmicos, a maior limitação tem sido a necessidade de correntes com um nível térmico médio ou alto, contudo avanços tecnológicos levaram a ciclos alternativos, como o ciclo de Rankine orgânico (CRO) e o ciclo de Kalina [5].

### 3.1. Permutadores de calor

Os permutadores de calor são equipamentos com um papel muito importante nos processos industriais, pois são integrados com a funcionalidade de transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas. Diversas aplicações são alvo desta tecnologia, como a produção de energia elétrica, processos térmicos, indústrias das diversas áreas e, de salientar, recuperação de excesso entálpico. Para cumprir os objetivos referidos existe uma elevada variedade de permutadores e estes podem ser de dois tipos: recuperadores ou regeneradores.

Os recuperadores têm um fluxo contínuo de calor entre o fluido frio e o quente, através de uma parede que os separa. Incluídos no grupo dos recuperadores estão os permutadores de calor de placas e os de feixe tubular (Figura 3.1). Os mais versáteis ao nível da aplicabilidade são os de feixe tubular, no entanto esta preferência tem vindo a ser alterada com crescente implementação de permutadores de calor de placas, que apresentam um custo mais reduzido.

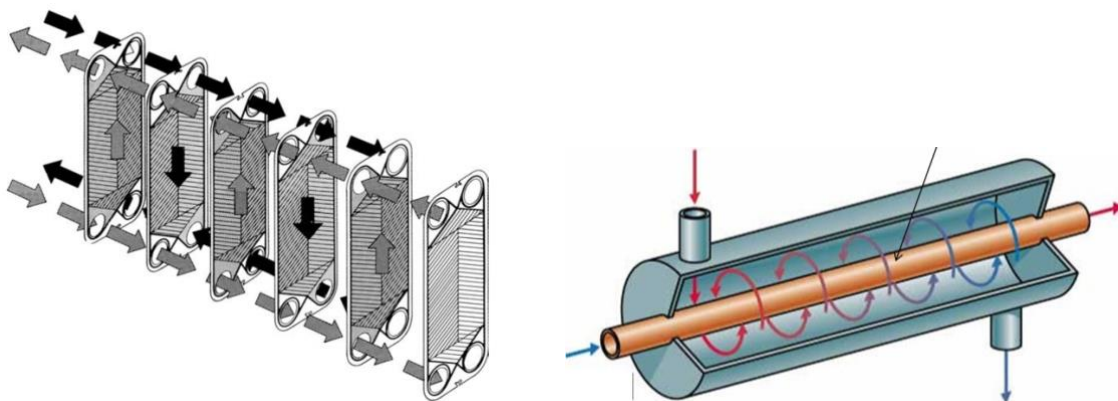


Figura 3.1: Ilustrações representativas de permutadores de calor de placas (à esquerda) e de feixe tubular (à direita) [10].

Os regeneradores, também conhecidos como permutadores de acumulação, têm como princípio a passagem do fluido quente numa matriz (material com uma elevada capacidade calorífica) que armazena a energia térmica e, com a passagem do fluido frio, a energia é

transferida, como se observa na Figura 3.2. Estes permutadores são utilizados para gamas altas de temperatura e apresentam algumas desvantagens como os custos de investimento elevados e as elevadas dimensões, que limitam a instalação em processos com pouco espaço disponível. No entanto, os regeneradores têm uma eficiência mais elevada que os recuperadores [11].

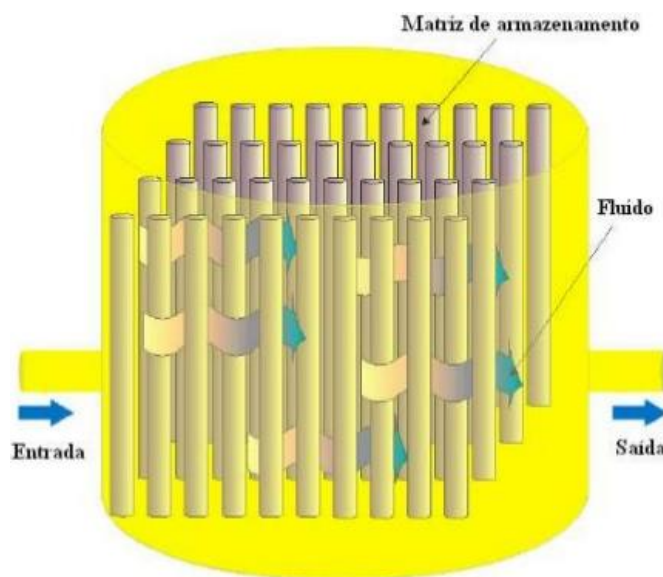


Figura 3.2: Imagem representativa de um regenerador [12].

Todos os tipos de permutadores de calor referenciados anteriormente têm diferentes aplicações na recuperação de calor, tais como pré-aquecedores de ar, economizadores, fornalhas regenerativas/recuperativas e caldeiras de excesso de calor.

### 3.1.1. Pré-aquecedor de ar

Os pré-aquecedores de ar são maioritariamente utilizados na recuperação de calor dos gases de exaustão, pois este são, habitualmente, uma fonte de alto ou médio nível térmico. Estes sistemas consistem na transferência de calor entre os gases de exaustão (corrente quente) e o ar (corrente fria), aquecendo o ar. O processo pode-se dar em dois tipos de permutadores: placas e feixe tubular. A maior aplicação destes sistemas é no pré-aquecimento do ar de entrada em caldeiras, para aumento da eficiência energética da própria.

### 3.1.2. Economizadores

Os economizadores têm como objetivo recuperar o calor de baixo e médio nível térmico e são usualmente utilizados para aquecer líquidos. Este sistema consiste em tubos com alhetas metálicas no seu exterior para maximizar a área de absorção de calor e a transferência do mesmo. O economizador é instalado numa conduta onde passam os gases de exaustão, fazendo passar estes gases no exterior dos diversos tubos que conduzem o líquido, havendo a transferência de energia dos gases para o líquido. Um caso muito usual é a utilização do economizador no pré-aquecimento da água alimentada à caldeira para produção de vapor.

### 3.1.3. Fornalhas regenerativas e recuperativas

As fornalhas regenerativas e recuperativas têm como função otimizar a eficiência energética, incorporando permutadores de calor para capturar e usar o calor em excesso dos gases de combustão do processo de combustão.

Geralmente as caldeiras regenerativas consistem em duas fornalhas, onde uma recolhe o calor dos gases de combustão através de um material refratário, funcionando este material como armazenador de calor. Os gases de exaustão, depois de aquecerem na totalidade o material, seguem para aquecer o ar alimentado à segunda fornalha, que contém material refratário já pré-aquecido pelos gases de combustão e entra em ignição com o combustível. Os gases desta ignição aquecem de novo o material frio e o processo dá-se novamente. A maior vantagem deste processo é a poupança de combustível que serviria para aquecer o ar alimentado à caldeira. As eficiências destes sistemas inserem-se numa gama de [60 – 80]% [11].

Uma fornalha recuperativa funciona como um permutador inserido no *design* da caldeira, que recupera a energia dos gases de exaustão fazendo-os contactar com o ar de combustão, que será alimentado e misturado com o combustível. Este pré-aquecimento do ar leva a um aumento na eficiência da combustão.

### 3.1.4. Caldeiras de calor em excesso

As caldeiras de calor em excesso consistem em permutadores de feixe tubular, onde no interior dos tubos passa água que troca calor com o fluido que passa no exterior dos mesmos, de forma a vaporizar. Para ocorrer a vaporização, o fluido quente proveniente de uma fonte de excesso entálpico deve corresponder a níveis térmicos alto ou médio.

A quantidade de vapor produzida, assim como as condições de pressão e temperatura, dependem da temperatura da fonte de excesso de calor, atingindo eficiências de [65 - 70]% [11].

### 3.2. Bombas de calor

As bombas de calor são uma tecnologia muito utilizada para a elevação da temperatura das fontes de excedente térmico, existindo dois grupos principais, as bombas de calor mecânicas e as térmicas, dentro das térmicas destacam-se as bombas de absorção.

As bombas térmicas e mecânicas têm ciclos de funcionamento idênticos, sendo ambos compostos por um evaporador e um condensador, no entanto a diferença está na forma como o refrigerante gasoso é transferido entre o evaporador (E) e o condensador (C), como se pode observar na Figura 3.3. As bombas de calor mecânicas utilizam a pressão exercida por um compressor mecânico de forma a aumentar o ponto de ebulição do refrigerante gasoso, enquanto que as bombas de calor térmicas comprimem o refrigerante através de um ciclo onde o refrigerante é absorvido por um solvente à pressão do evaporador, sendo libertado o calor de absorção ( $Q_1'$ ) que assim como calor libertado pela condensação ( $Q_1''$ ), posteriormente, é utilizado para aquecimento. O refrigerante, posteriormente, é desabsorvido no desabsorvedor (D), seguindo depois para condensação e o solvente volta de novo ao absorvedor (A), ambos com as capacidades de absorção iniciais. O calor alimentado ao evaporador ( $Q_0$ ) pode ser proveniente de uma fonte de excesso de calor, sendo que o nível térmico da mesma depende das propriedades do refrigerante da bomba. Enquanto que o calor usado no desabsorvedor necessita de ser proveniente de uma fonte quente, capaz de separar o refrigerante do solvente [13].

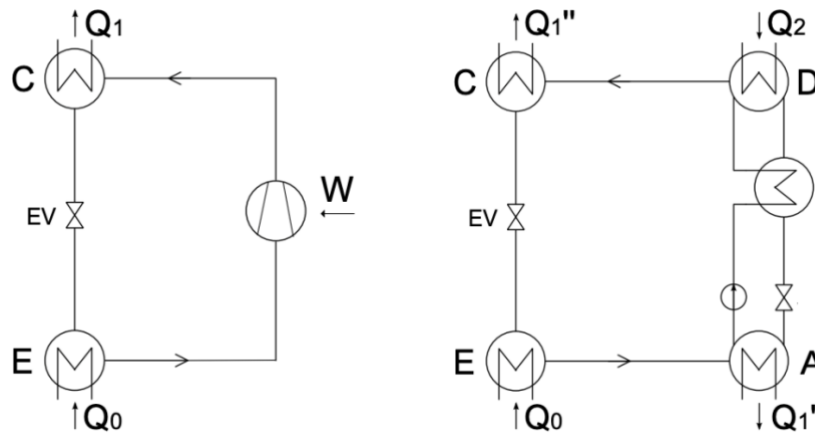


Figura 3.3: Ilustração dos ciclos de uma bomba de calor mecânica (esquerda) e de uma bomba de calor térmica (direita) [14].

As bombas de calor são vistas como uma tecnologia viável ao nível económico e ao nível da eficiência energética, sendo estas utilizadas para recuperar calor de diversas fontes melhorando a eficiência térmica dos sistemas. O calor pode ser recuperado do ar, água e do solo (energia geotérmica), para serem utilizados em aplicações como o ar condicionado, para aquecer ou arrefecer ambientes. As bombas de calor aplicam-se na gama de temperaturas baixa e média, dependendo sempre do tipo de refrigerante escolhido para o ciclo.

Para avaliar a eficiência de uma bomba de calor recorre-se ao coeficiente de performance (COP), que é calculado de modo diferente para os dois tipos de bomba. Para as bombas de calor mecânicas, é dado por:

$$COP = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (3.4)$$

Onde  $Q_1$  corresponde ao calor transferido no condensador à temperatura  $T_1$ ,  $W$  é o trabalho realizado pelo compressor e  $T_0$  é a temperatura da fonte quente alimentada ao evaporador.

Enquanto que para as bombas de calor mecânicas, o COP define-se pela seguinte expressão:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \frac{T_2 - T_0}{T_2} \quad (3.5)$$

Onde  $T_2$  é definida como a temperatura da corrente quente alimentada ao desabsorvedor.

Na Tabela 3.1 compara-se os dois tipos de bombas ao nível da eficiência, analisada pelo COP, quanto ao nível térmico, pela elevação térmica máxima que cada uma desta tecnologia pode atingir e a temperatura da fonte de calor necessária ao processo.

Tabela 3.1: Comparação entre bombas de calor mecânicas e térmicas.

	COP	Elevação máxima de temperatura (°C)	Temperatura da fonte de excesso entálpico (°C)
<b>Bomba de calor mecânica</b>	[3 - 8] <sup>(a)</sup>	80 <sup>(c)</sup>	<100 <sup>(a)</sup>
<b>Bomba de calor térmica</b>	[1,2 - 1,4] <sup>(b)</sup>	50 <sup>(c)</sup>	[100 – 200] <sup>(a)</sup>

(a) [15]; (b) [14]; (c) [8]

A maior eficiência e elevação de temperatura são características associadas às bombas mecânicas, mas estes não são os critérios mais preponderantes. As bombas de calor mecânicas são aplicadas em fontes de calor com temperaturas mais baixas do que as bombas de calor térmicas, que são utilizadas para temperaturas mais altas. Ao nível da complexidade de cada tipo, as bombas térmicas têm maior dificuldade de ser integradas na indústria em comparação às mecânicas, por serem relativamente mais complexas. A esta complexidade associa-se maiores custos de aquisição e operatórios porque as bombas térmicas possuem valores de COP mais baixos que levam a menores poupanças nos custos operatórios [9].

### 3.3. Ciclos termodinâmicos

O sistema mais utilizado na geração de energia elétrica a partir de calor em excesso é o ciclo de Rankine a vapor, que utiliza o calor em excesso numa gama de temperaturas alta para gerar vapor sobreaquecido, criando movimento numa turbina para gerar energia elétrica. Como para gerar vapor sobreaquecido são necessárias grandes quantidades de energia e altas temperaturas, a alternativa a este caso é a utilização do ciclo de Rankine orgânico ou do ciclo de Kalina, que são viáveis numa gama de temperatura mais baixa, os quais são abordados de seguida.

### 3.3.1. Ciclo Orgânico de Rankine

O ciclo de Rankine orgânico (CRO) trabalha segundo o mesmo princípio do ciclo de Rankine a vapor, contudo o sistema utiliza um fluido de trabalho orgânico, que tem características como baixos pontos de ebulição e altas pressões de vapor. O uso de fluido orgânico permite que este ciclo seja utilizado com fontes de calor de baixo nível térmico.

Tipicamente, um CRO consiste num sistema composto por um evaporador que recebe o calor da fonte quente (fonte de calor em excesso) de forma a gerar a evaporação do fluido de trabalho que segue para uma turbina onde sofre uma expansão isentrópica, fazendo girar a mesma e gerar corrente elétrica. O fluido vaporizado depois de expandido pode ir diretamente para um condensador, onde troca calor com uma fonte fria e condensa. O fluido líquido é, novamente, bombeado ao evaporador para recomeçar o ciclo.

O recuperador de calor é opcional (Figura 3.4) e funciona como pré-aquecedor do fluido antes de este passar no evaporador, diminuindo assim a necessidade energética da evaporação, e funciona também como pré-arrefecedor do fluido antes de condensar. Contudo, segundo a literatura, este recuperador não é justificável para sistemas de recuperação de calor [16].

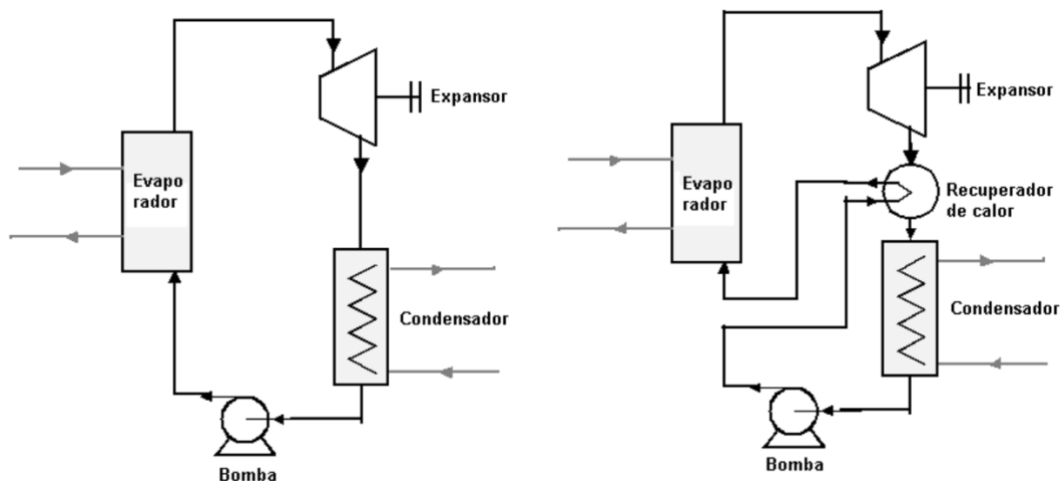


Figura 3.4: Ciclo de Rankine orgânico simples (à esquerda) e com recuperador de calor (à direita) [16].

As temperaturas usadas no ciclo estão sempre dependentes do fluido de trabalho, assim como as propriedades termodinâmicas do fluido irão influenciar as eficiências do ciclo a diferentes temperaturas. É de notar que ciclos a altas temperaturas são mais eficientes que ciclos a baixas temperaturas. No entanto, como este ciclo funciona a baixas temperaturas, a eficiência térmica está, usualmente, entre 10 e 20% [8]. O processo de condensação requer uma gama de temperaturas entre 15 e 32 °C da fonte fria [11].

Cada sistema tem uma temperatura ótima de ebulição do fluido de trabalho, uma vez que a escolha correta desta leva a um aumento da eficiência térmica (equação 3.1). Por sua vez a eficiência da recuperação de calor (equação 3.2) diminui, pois esta é inversamente proporcional à eficiência térmica (equação 3.3).

Para a determinação do ponto ótimo calcula-se a corrente elétrica máxima possível de produzir para cada temperatura de ebulição, sendo o ponto máximo correspondente à temperatura ótima.

$$\eta = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_e} \quad (3.1)$$

$$\phi = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_m} \quad (3.2)$$

Substituindo 3.1 em 3.2, resulta a seguinte relação:

$$\phi = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_m \eta} \leftrightarrow \dot{W}_e = \phi \dot{Q}_m \eta \quad (3.3)$$

Onde  $\eta$  é o rendimento térmico do sistema,  $\phi$  é a eficiência da recuperação de calor,  $\dot{W}_e$  é o trabalho elétrico gerado pelo sistema, em kW,  $\dot{Q}_e$  é o calor trocado na evaporação, em kW, e  $\dot{Q}_m$  é o calor máximo disponibilizado pela fonte quente, em kW.

### 3.3.2. Ciclo de Kalina

O ciclo de Kalina é uma variante do ciclo de Rankine, que usa igualmente um fluido de trabalho em ciclo fechado gerando eletricidade. O fluido de trabalho é uma mistura de água e amoníaco e o processo é composto pelos componentes já conhecidos, aos quais se adicionam um recuperador de calor e um separador. A principal diferença entre o ciclo de Kalina e os restantes ciclos, está no facto de a temperatura não se manter constante durante a evaporação, uma vez que o amoníaco é mais volátil que a água e começa a vaporizar a temperaturas mais baixas, assim o fluido binário pode circular com diferentes composições de amoníaco. Esta possibilidade de variar a temperatura de funcionamento permite uma maior versatilidade de diferentes fontes de calor e fontes frias para arrefecimento no condensador, gerando melhores correspondências térmicas.

### 3.4. Dispositivos de conversão elétrica direta

Estes sistemas produzem energia elétrica diretamente do calor em excesso, sem necessitarem de converter o calor em energia mecânica, como acontece nos ciclos termodinâmicos.

#### 3.4.1. Geração termoelétrica

Dispositivos termoelétricos são construídos por materiais semicondutores que geram corrente elétrica quando submetidos a diferenças de temperatura entre as duas superfícies, a fonte quente e a fria. Caracterizam-se principalmente pela sua baixa eficiência (2 - 5 %), mas estudos recentes têm sido feitos com vista a aumentar a mesma. A sua aplicabilidade insere-se em fontes de calor de médio e alto nível térmico [17].

#### 3.4.2. Geração piezoelétrica

A geração piezoelétrica é uma tecnologia desenhada para recuperação de calor com baixo nível térmico, que converte energia de compressões e vibrações em energia elétrica, como por exemplo a partir de uma expansão de vapor. Quando o material piezoelétrico se deforma devido às diferentes forças, este polariza-se e acumula cargas positivas e negativas nas diferentes superfícies, sendo esta carga recolhida e armazenada. Os principais materiais utilizados são películas finas, cerâmicas, vidros e cristais piezoelétricos, que têm uma elevada durabilidade e atingem níveis baixos de temperatura, no entanto têm elevados custos de produção associados a baixas eficiências.

#### 3.4.3. Geração termofotovoltaica

A tecnologia de geração termofotovoltaica baseia-se na conversão direta de radiação em energia elétrica, com um funcionamento similar aos painéis solares. O sistema contém um emissor, que quando é aquecido pela fonte de calor emite radiação eletromagnética. A célula fotovoltaica depois converte esta radiação em energia elétrica e um filtro de radiação, anteriormente, assegura a escolha da radiação com o comprimento de onda correto compatível com a célula fotovoltaica. A gama de temperaturas vai das baixas às altas, com eficiências de 1% a 20% [8].

### 3.5. Resumo das tecnologias produtoras de corrente elétrica

Todas as tecnologias referidas nas secções 3.3 e 3.4 correspondem a sistemas de geração de energia elétrica, uns através de energia mecânica e outros diretamente através da fonte quente, respetivamente. Na Tabela 3.2 é feita uma comparação entre todas as tecnologias, quanto à gama térmica de aplicabilidade, à eficiência energética e ao tipo de fonte de calor em excesso.

Tabela 3.2: Tabela resumo de todas as tecnologias geradoras de corrente elétrica.

<b>Tecnologia de recuperação de calor em excesso</b>	<b>Gama de temperaturas (°C)</b>	<b>Eficiência (%)</b>	<b>Tipo de fonte de excesso entálpico</b>
Ciclo de Rankine orgânico	[30 – 480] <sup>(a)</sup>	[10 – 20] <sup>(b)</sup>	Gás, líquido
Ciclo de Kalina	[120-400] <sup>(a)</sup>	[12 – 17] <sup>(b)</sup>	Gás, líquido
Geração termoelétrica	[150-600] <sup>(a)</sup>	[2 – 5] <sup>(b)</sup>	Gás, líquido
Geração piezoelétrica	[100-150] <sup>(b)</sup>	1 <sup>(c)</sup>	-----
Geração termofotovoltaica	Baixa – Alta <sup>(d)</sup>	[1 – 20] <sup>(b)</sup>	Radiação

(a) [18]; (b) [8]; (c) [19]; (d) [6]

Todas as tecnologias apresentadas na tabela se enquadram na gama de temperaturas de baixo nível térmico, mas a tecnologia com a gama mais abrangente é o ciclo de Rankine orgânico que tem a temperatura limite mínima mais baixa (30 °C).

Quanto às eficiências, estas encontram-se numa gama de [1-20] %, sendo a eficiência mais baixa referente à geração piezoelétrica.

Ao nível do tipo de fonte, a maioria das tecnologias aplicam-se a fontes gasosas ou líquidas, exceto a geração termofotovoltaica que requer fontes na forma de radiação térmica.



## 4. Apresentação da empresa

A *Bondalti Chemicals, S.A.* é o principal vendedor de anilina no mercado europeu e líder de produção de cloro-álcalis no mercado ibérico, com a entrada em funcionamento da nova fábrica em Torrelavega, Espanha.

A Bondalti S.A. insere-se no Complexo Químico de Estarreja e encontra-se dividida na unidade de produção de anilina e derivados (PAD) e na unidade de produção de cloro-álcalis (PCA). O trabalho apresentado neste documento foi realizado na unidade PAD.

Nesta unidade são produzidos ácido nítrico, mononitrobenzeno (MNB), anilina (ANL), ciclohexilamina (CHA), ciclohexanol (CHOL) e ácido sulfanílico (SULF). O ácido nítrico produzido através do amoníaco é utilizado como matéria-prima juntamente com o benzeno para a produção de mononitrobenzeno, por sua vez o mononitrobenzeno reage com hidrogénio proveniente da unidade de PCA produzindo anilina e esta, em conjunto com o ácido sulfúrico, resulta no ácido sulfanílico. A ciclohexilamina e o ciclohexanol são subprodutos do processo de produção da anilina. A representação esquemática destas trocas pode ser observada na Figura 4.1.

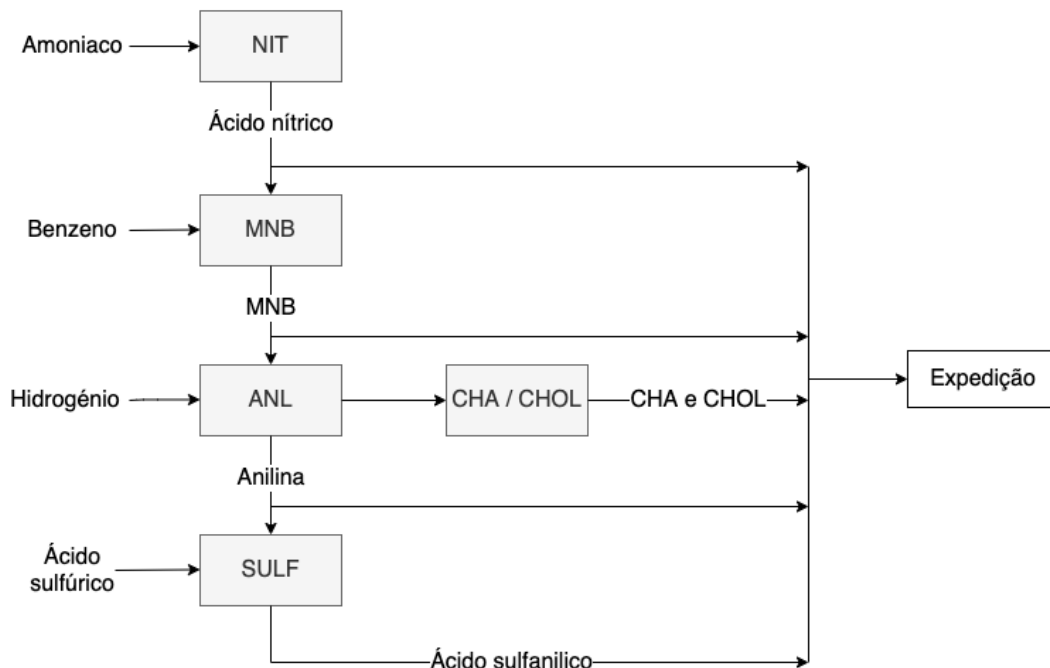
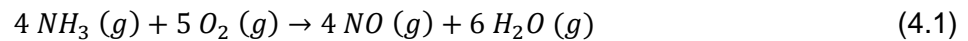


Figura 4.1: Troca de matérias-primas e produtos entre as diferentes fábricas da Produção de Anilina e Derivados.

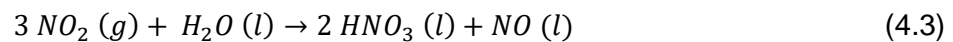
#### 4.1. Fábrica de ácido nítrico

A produção de ácido nítrico é considerada um Processo de Dupla Pressão, uma vez que ocorre em duas etapas executadas a pressões diferentes, sendo estas etapas apresentadas pelas reações 4.1 a 4.3:

- A oxidação do amoníaco, de forma a produzir óxidos nitrosos.



- A absorção dos óxidos nitrosos em água, com vista a produção do ácido nítrico.



O amoníaco líquido (entre 8 e 15 bar) é enviado para dois evaporadores em paralelo, onde é evaporado com água gelada (primeiro evaporador) ou água de refrigeração (segundo evaporador). O amoníaco gasoso é sobreaquecido e filtrado e posteriormente adicionado à corrente de ar primário, anteriormente comprimido e filtrado.

A mistura é introduzida num reator com telas de catalisador de platina/ródio que funciona a cerca de 900°C, onde se dá a oxidação do amoníaco, resultando no gás nitroso. Sendo esta uma reação exotérmica, o calor libertado é aproveitado para a produção de vapor numa caldeira inserida no reator.

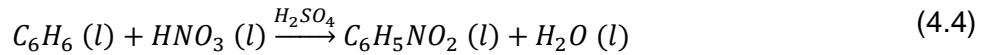
Numa coluna de absorção de pratos perfurados, o gás nitroso é introduzido em fluxo ascendente em contracorrente com água desmineralizada, saindo na base o ácido nítrico como resultado da reação apresentada na equação 4.3. Este é levado a uma torre de branqueamento, onde são removidos os óxidos de azoto com ar em contracorrente.

O gás residual que sai no topo da coluna de absorção é tratado num sistema composto por um reator com dois compartimentos, designado por *EnviNO<sub>x</sub>*. No primeiro compartimento reduz-se os óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) com amoníaco, enquanto que no segundo reduz-se o óxido nitroso (N<sub>2</sub>O) com hidrocarbonetos provenientes do gás natural. Destas duas reações resultam azoto, água e dióxido de carbono.

#### 4.2. Fábrica de mononitrobenzeno

Na fábrica de mononitrobenzeno a principal reação, descrita pela equação 4.4, é uma nitração aromática entre o benzeno e o ácido nítrico, com o ácido sulfúrico como agente.

catalisador, O ácido sulfúrico quando misturado com o ácido nítrico, é o responsável pela formação do ião nitroílo ( $\text{NO}_2^+$ ). Esta mistura denomina-se ácido misto. Na reação o ácido sulfúrico atua como agente de desidratação e absorvedor de calor na reação de nitratação.



Esta reação ocorre em vários nitradores em série com uma forte agitação, para promover o contacto entre as interfaces da fase orgânica, constituída pelo benzeno e mononitrobenzeno, e fase ácida (ácido sulfúrico, ácido nítrico e água)

O efluente proveniente do último nitrador é enviado para um separador líquido-líquido, onde a fase mais leve é a fase orgânica e a mais pesada é a fase ácida, que será reconcentrada, em concentradores de ácido sulfúrico através da evaporação da água da reação, e reutilizado novamente no processo.

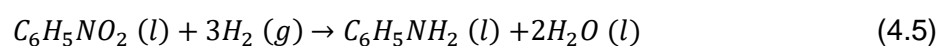
O MNB bruto, a fase orgânica, é lavado primeiramente numa lavagem ácida onde são retirados os ácidos minerais (sulfúrico e nítrico) e reenviados para a reação. De seguida o MNB sofre uma lavagem alcalina, onde são removidos os nitrofenóis.

O benzeno é introduzido em excesso na reação com vista a maximizar a conversão, logo este tem de ser reciclado. Para recuperar o benzeno utiliza-se uma coluna de *stripping* de benzeno, onde a injeção de vapor vivo resulta na evaporação do benzeno pelo topo da coluna e recuperação do MNB na base. A corrente final de MNB passa ainda por um separador de MNB/água, sendo depois arrefecido e enviado para armazenagem.

Os nitrofenóis removidos na lavagem alcalina são concentrados num evaporador de água e enviados para o incinerador, reduzindo assim o efluente alimentado ao incinerador e reutilizando a água evaporada novamente na lavagem alcalina.

### 4.3. Fábrica da anilina

A anilina forma-se através da hidrogenação do MNB:



Esta reação ocorre em conjuntos compostos por hidrogenadores e decantadores, sendo que no hidrogenador são introduzidos o MNB, o hidrogénio e o catalisador. Cada reator possui um sistema de agitação, e como a reação é exotérmica, no seu interior existem ainda serpentinas e feixes de vaporização. Os decantadores servem para recuperar o catalisador e reciclá-lo novamente ao reator.

A anilina bruta à saída dos decantadores é arrefecida de forma a baixar a sua solubilidade na água e, posteriormente, é separada por decantação, onde a fase leve é a água e a fase pesada é a anilina.

A purificação da anilina final é feita numa série de colunas de destilação.

Os compostos orgânicos presentes na água produzida na reação e em outras correntes aquosas processuais são removidos através do processo de destilação, de forma a poder utilizar esta água nos feixes de vaporização dos hidrogenadores.

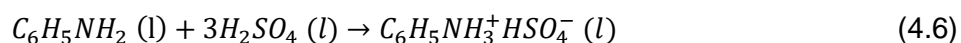
#### 4.4. Recuperação de ciclohexilamina e ciclohexanol

A ciclohexilamina e o ciclohexanol são produtos secundários da fábrica de anilina e como são utilizados em diversas áreas da indústria, faz todo o sentido recuperá-los da corrente dos compostos leves proveniente da produção da anilina.

Esta recuperação faz-se inicialmente através de separadores de fase aquosa e orgânica. Numa segunda etapa, a fase orgânica passa por diversas destilações, de onde se obtém a ciclohexilamina e só depois o ciclohexanol. Das destilações recupera-se anilina que retorna à fábrica de anilina.

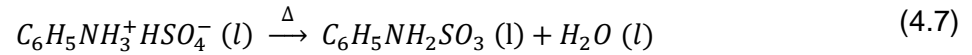
#### 4.5. Fábrica de ácido sulfanílico

O processo de produção de ácido sulfanílico começa por uma pré-reação onde se mistura a anilina com ácido sulfúrico a 98%, cujo produto é hidrogenossulfato de anilina. Esta é uma reação exotérmica e é traduzida por:



Para ocorrer a conversão de hidrogenossulfato de anilina em ácido sulfanílico, é necessário fornecer calor, visto que esta é uma reação endotérmica. A reação dá-se em

reatores que possuem um sistema de aquecimento para manter a reação a uma temperatura superior a 150°C:



A purificação do ácido sulfanílico resultante da reação é feita por um processo de adsorção com carvão ativado. Inicialmente é feita uma dissolução com água quente onde se introduz carvão ativado para remoção de impurezas coradas e vapor direto para aquecimento. Segue-se uma filtração para remoção do carvão e o filtrado de uma solução saturada em ácido sulfanílico, que depois de arrefecida forma cristais monohidratados do composto puro. Estes cristais sofrem, no final, um processo de centrifugação e secagem.

#### 4.6. Utilidades térmicas da PAD

Uma instalação industrial, de um modo geral, possui um complexo sistema de geração, transformação e distribuição das mais diversas formas de energia, sendo que uma parte muito importante neste estudo são as redes de energia térmica que alimentam a fábrica. Portanto as utilidades térmicas da PAD são abordadas de seguida, sendo estas a água fria, o vapor e a água quente.

##### 4.6.1. Água fria

O sistema de refrigeração da unidade PAD é composto por três torres de refrigeração distribuídas pelas fábricas de ácido nítrico, anilina e mononitrobenzeno, como se pode observar na Figura 4.2. As três torres recebem água bruta industrial que é refrigerada e serve de utilidade à respetiva unidade fabril. Cada torre efetua purgas de forma a que não aumente a concentração de sais na água de recirculação. A purga efetuada pela torre do ácido nítrico é reutilizada nas outras duas torres de forma a poupar na água industrial, enquanto que as purgas das torres de MNB e da anilina são descarregadas para tratamento de efluentes na SIMRIA (Sistema Multimunicipal de Saneamento da Ria de Aveiro).

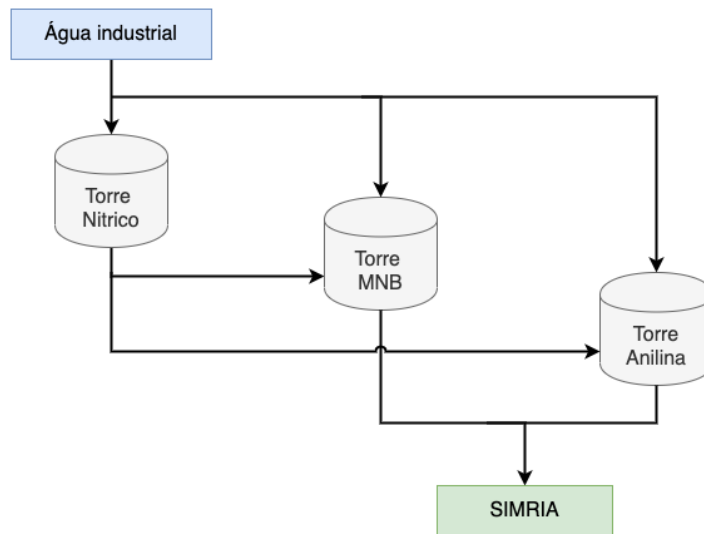


Figura 4.2: Rede de água de refrigeração da unidade PAD.

#### 4.6.2. Água quente

O circuito de água quente funciona em circuito fechado entre a unidade PAD e a PCA, como se pode constatar na Figura 4.3. A água fria é aquecida nos reatores da fábrica de anilina, onde simultaneamente se aproveita o frio para refrigerar os reatores e o calor do reator para aquecer a água. A água quente depois pode tomar dois rumos, podendo ser arrefecida nos aeroarrefecedores ou enviado para a PCA. A água que retorna da PCA é água fria que se mistura com a corrente de água quente à entrada dos aeroarrefecedores de forma a aumentar a eficiência dos mesmos.

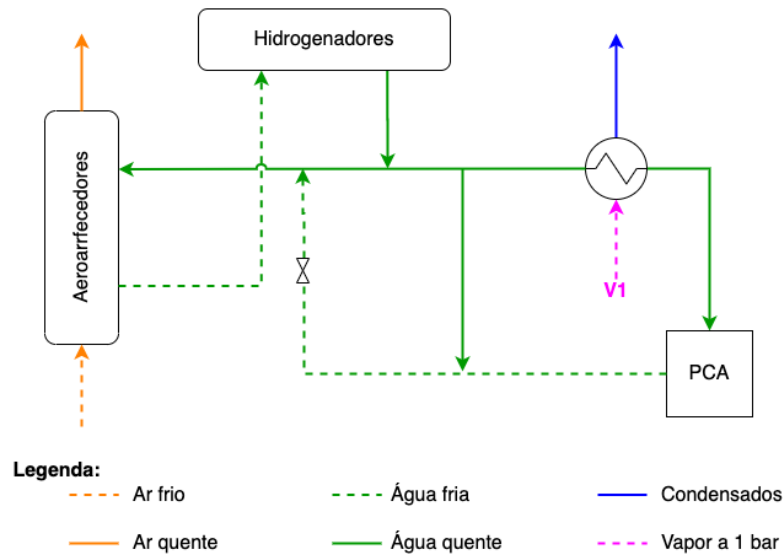


Figura 4.3: Rede de água quente da PAD.

#### 4.6.3. Vapor

Na Figura 4.4 encontra-se a rede de vapor da PAD onde se apresentam tanto os consumidores como os produtores de vapor, assim como as diferentes linhas de vapor às pressões de 24 barg, 4,5 barg (V4,5) e 1 barg (V1).

Na fábrica do ácido nítrico produz-se vapor sobreaquecido que é utilizado na turbina de vapor da própria fábrica, sendo o excesso, após expansão e dessobreaquecimento, enviado para a rede de vapor de média pressão (24 barg).

Na fábrica de anilina, o calor libertado pela reação exotérmica nos hidrogenadores é utilizado para produzir vapor a 1 barg ou 4,5 barg, que posteriormente é enviado para a rede de vapor a baixa pressão.

No incinerador da unidade também é utilizado o calor da combustão para a produção de vapor a 24 barg numa caldeira, que é enviado para distribuição na rede de média pressão.

A rede de vapor de 24 barg da PAD ainda é composta por várias caldeiras que produzem vapor de média pressão e alimentam a unidade fabril. Como descrito anteriormente, ao longo do processo existem mais produtores de vapor de 24 barg (V24) que se encontram integrados no processo, aproveitando calor de elevado nível térmico para a produção de vapor.

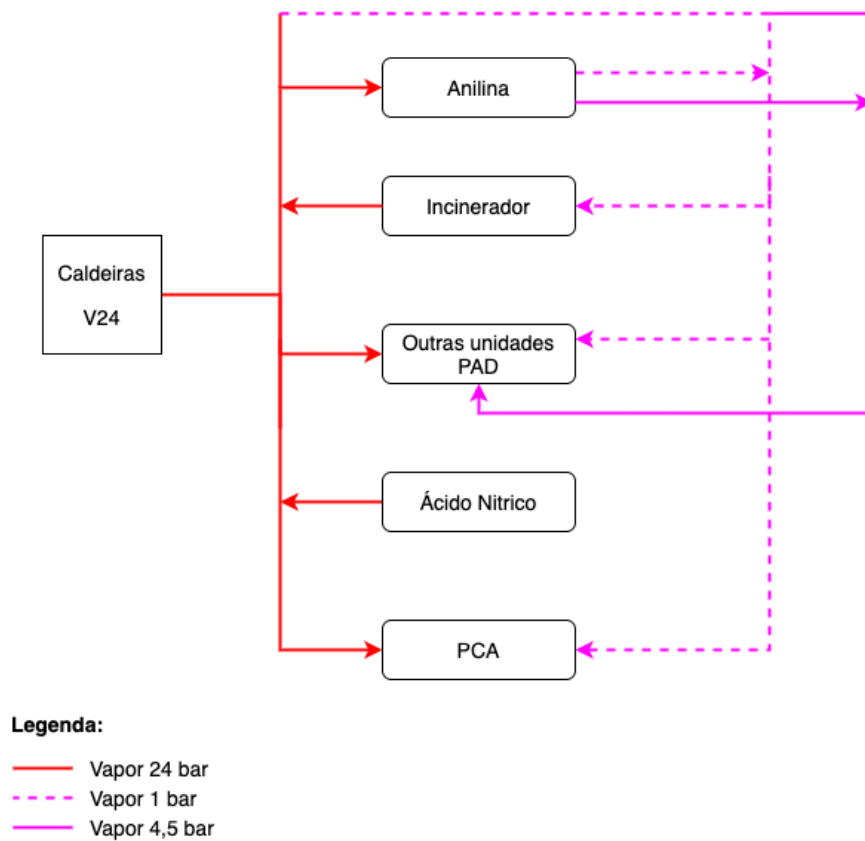


Figura 4.4: Rede de vapor da unidade PAD.

## 5. Levantamento e quantificação do calor em excesso na PAD

O levantamento dos dados de operação para a quantificação do calor em excesso na PAD abrange o período de março de 2019 até março de 2020. A maioria dos dados recolhidos provêm de um *software* que regista o histórico de dados dos processos operatórios na Bondalti, o SIAP (Sistema Integrado de Apoio à Produção). Quando determinados parâmetros que não se encontram no sistema é necessária a medição no local recorrendo a dispositivos portáteis.

Neste documento os valores apresentados encontram-se normalizados (exceto valores de temperaturas) com unidades arbitrárias (u.a.), por motivos de confidencialidade.

### 5.1. Metodologia de estimativa do calor em excesso

Para a escolha do método de estimativa do calor em excesso deve-se ter em consideração dois parâmetros importantes: a escala do estudo (empresa, cidade, distrito, ...) e a base de dados disponível. Neste estudo, o método mais adequado é o *bottom-up*, pelo facto de se tratar de uma análise a uma empresa, e pela fácil acessibilidade a todos os dados necessários ao cálculo da quantidade de calor em excesso, não sendo necessário considerar eficiências ou valores globais do processo.

De acordo com o método escolhido, o estudo começou pelo preenchimento de um questionário fornecido pela IETS no âmbito do Anexo XV, como referido na secção 1.1 [20]. Este questionário, utilizado parcialmente, tem como objetivo recolher informação sobre a existência de diversas unidades processuais da empresa, que podem representar potenciais fontes de excesso entálpico. A existência ou não das unidades referidas no formulário encontram-se na Tabela 5.1, assim como os respetivos tipos de calor em excesso que se poderá recuperar das mesmas.

Tabela 5.1: Existência das unidades processuais na PAD e o respetivo tipo de fonte de calor excedente.

<b>Unidades processuais</b>	<b>Sim</b>	<b>Não</b>	<b>Tipo de fonte de calor em excesso</b>
Torres de arrefecimento	×		Água de arrefecimento
Aeroarrefecedores	×		Ar/ Água quente
Incinerador e Caldeiras	×		Gases de Exaustão
Equipamentos com radiação térmica	×		Radiação
Efluentes	×		Líquido/gasoso/sólido

Na PAD existem três torres de arrefecimento que alimentam as respetivas fábricas, sendo estas, as torres de arrefecimento do ácido nítrico, da anilina e do MNB, como detalhado anteriormente na secção 4.6.1. A principal fonte de calor excedente numa torre de arrefecimento reside no processo de evaporação resultante do fluxo em contracorrente da água com o ar, provocando a transferência de uma massa de água para a atmosfera. A entalpia libertada neste processo de evaporação resulta do calor removido no arrefecimento da água de recirculação.

Na PAD existe um circuito de água quente. Este circuito é composto por vários aeroarrefecedores, onde existe a transferência de energia térmica entre a água quente e o ar. O ar recebe o calor da água quente e é enviado para a atmosfera, podendo ambas serem utilizadas como correntes de excesso entálpico.

Os gases de exaustão provenientes dos sistemas de combustão são enviados dentro das especificações para a atmosfera. Na PAD as duas unidades com maior interesse são o incinerador e as caldeiras de produção de vapor a 24 barg.

Relativamente aos equipamentos emissores de radiação térmica, estes não foram contabilizados neste estudo, embora existam perdas por radiação ao longo do processo.

Os efluentes considerados neste levantamento foram o efluente final líquido das fábricas para tratamento (SIMRIA) e o vapor em excesso na rede de vapor a 1 barg (V1) que é expandido para a atmosfera.

## 5.2. Quantificação do calor em excesso nas torres de arrefecimento

De forma a calcular a entalpia libertada através da evaporação da água é necessário conhecer o caudal de recirculação da água de arrefecimento e as temperaturas de entrada e de saída da água na torre de arrefecimento. Estas medidas são conhecidas para as torres da anilina e do ácido nítrico, enquanto que para a torre do MNB não existe instrumentação no local. O calor médio em excesso nas torres é dado por:

$$\dot{Q}_{evap} \cong \dot{m}_{recirc} c_{p\acute{a}gua} \Delta T \quad (5.1)$$

Onde  $\dot{Q}_{evap}$  é a potência calorífica consumida na evaporação da água, em kW,  $\dot{m}_{recirc}$  é o caudal mássico de água de recirculação na torre, em kg/s,  $c_{p\acute{a}gua}$  é o calor específico da água líquida, em kJ/(kg °C), e  $\Delta T$  é a diferença entre as temperaturas de entrada e saída, em °C. O calor específico da água não varia consideravelmente na gama de operação, podendo, por isso, utilizar-se o valor constante de 4,19 kJ/(kg °C) [21].

Na torre de arrefecimento da anilina, o caudal de recirculação registou algumas variações ao longo do tempo. Quando o caudal é nulo significa que ocorreram paragens da torre. Por vezes observaram-se variações bruscas no valor do caudal que foram interpretadas como problemas na medição. De forma a corrigir estas flutuações, recorreu-se aos consumos elétricos das bombas da torre de arrefecimento, podendo desta forma avaliar se estas variações correspondiam a decréscimos reais no caudal ou não.

Na Figura 5.1 encontra-se uma representação gráfica da evolução do caudal normalizado de recirculação ao longo do tempo de estudo, que comprova as flutuações referidas anteriormente. Como se pode observar o consumo das bombas tem alguns picos momentâneos, mas nunca atingem valores nulos (paragem), o que confirma que as flutuações do caudal de água de recirculação são erros de medição, portanto fez-se a correção pelo caudal máximo nos períodos constantes, sem interferência dos picos, respeitando a tendência dos consumos das bombas.

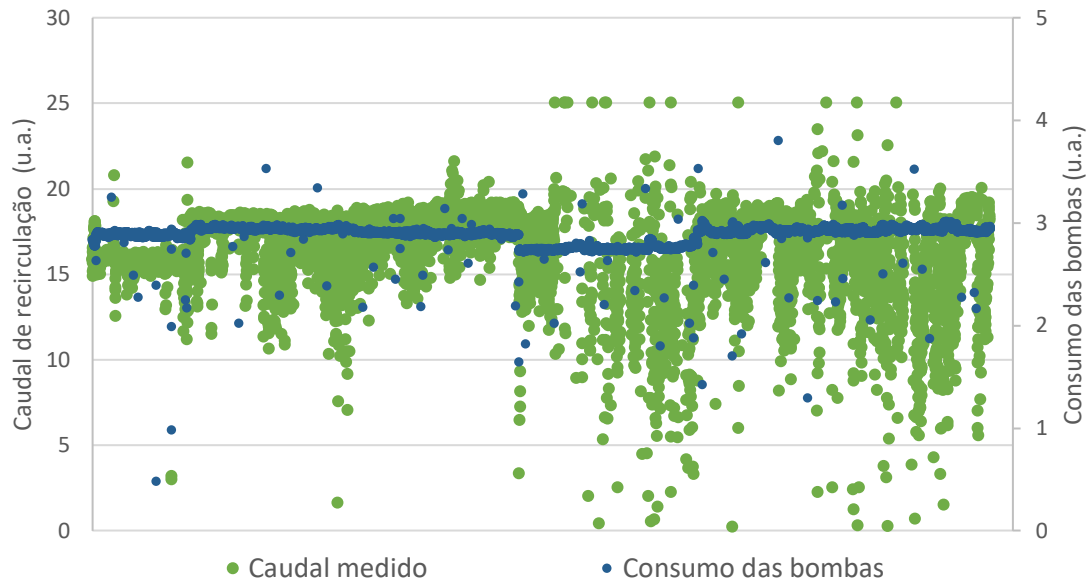


Figura 5.1: Caudal de recirculação normalizado da água de refrigeração na torre da anilina ao longo do tempo e respetivos consumos normalizados das bombas.

Na torre de arrefecimento do ácido nítrico, os caudais de recirculação da água de arrefecimento apresentam valores aproximadamente constantes, como se comprova na Figura 5.2, sendo assim fácil de detetar as suas paragens e eliminá-las para o cálculo de calor dissipado. No período de estudo observam-se, pelo gráfico, quatro paragens.

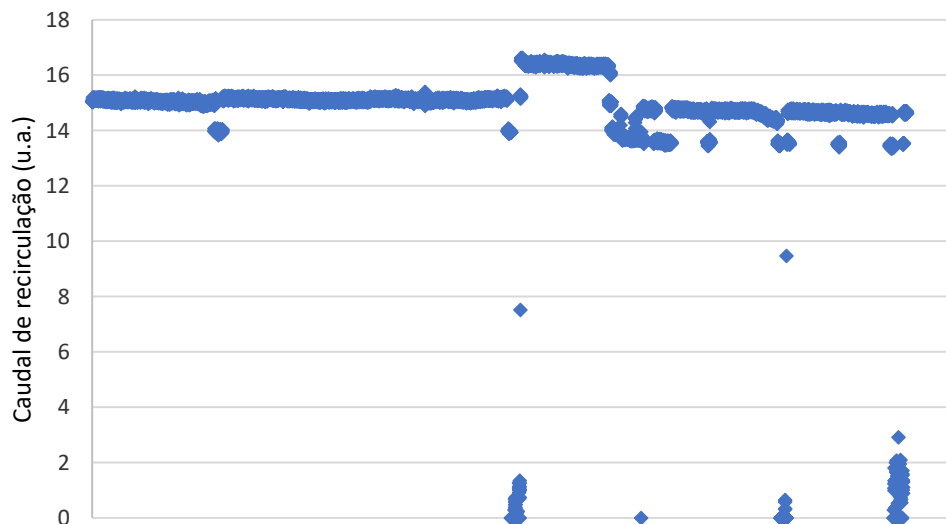


Figura 5.2: Comportamento do caudal de recirculação normalizado da torre do ácido nítrico ao longo do tempo.

Na torre de arrefecimento do MNB foi necessário recorrer a medições pontuais, uma vez que não tem ainda instalada a instrumentação necessária à sua monitorização. Portanto, recorreu-se a um caudalímetro ultrassónico para medir o caudal de recirculação da água. Estas medições foram efetuadas em vários dias e verificou-se uma consistência de resultados permitindo assumir uma média dos caudais medidos para o cálculo do calor em excesso na torre. As temperaturas da água de arrefecimento de entrada e saída foram igualmente medidas no campo, obtendo-se uma diferença de temperaturas aproximadamente constante nas várias medições.

Além do caudal, o outro parâmetro essencial ao cálculo do calor em excesso é a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída da torre de arrefecimento ( $\Delta T$ ) ao longo do tempo. As três torres funcionam com condições diferentes, torna-se então espectável que as suas diferenças de temperaturas também variem. Na Figura 5.3 nota-se uma tendência das três torres para valores constantes, com algumas interferências de valores não espectáveis, sendo a torre de arrefecimento do ácido nítrico a que apresenta maiores diferenças de temperatura, seguida da torre da anilina e do MNB.

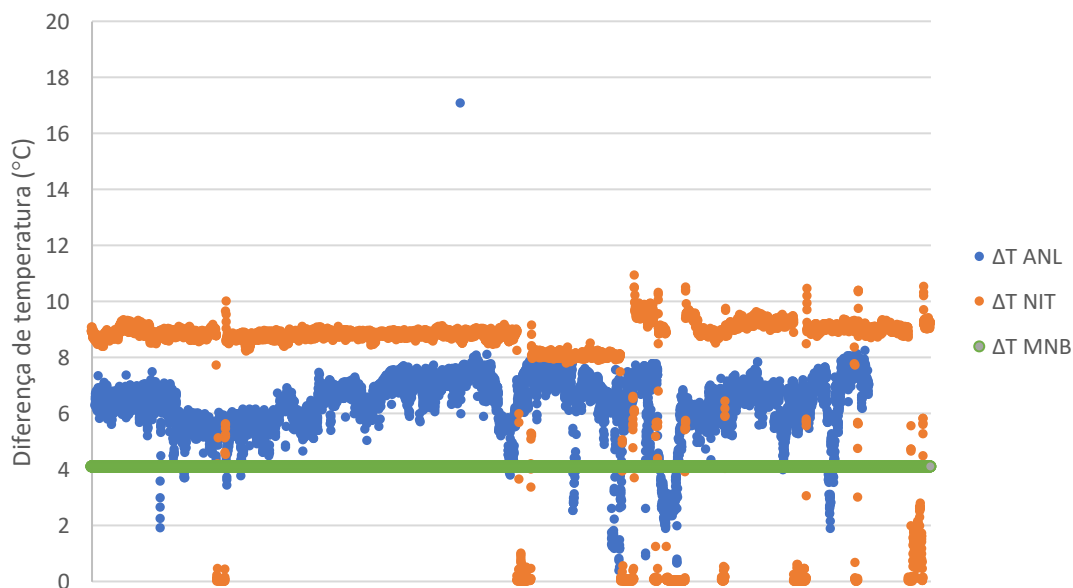


Figura 5.3: Diferenças de temperaturas medidas nas três torres de arrefecimento ao longo do tempo.

Os valores da energia térmica consumida na evaporação, calculados pela equação 5.1, são apresentados em forma de potência térmica normalizada (kW) na Tabela 5.2, assim como as respetivas temperaturas médias da água de arrefecimento.

Tabela 5.2: Registo das potências térmicas normalizadas perdidas nas torres e as respetivas temperaturas médias.

	Torre da Anilina	Torre do Ácido Nítrico	Torre do MNB
<b>Calor em excesso (u.a.)</b>	140	155	52
<b>Temperatura média (°C)</b>	25	33	28

Analisando os valores da tabela, verifica-se que a torre da anilina e do ácido nítrico têm calores em excesso próximos, sendo a torre do MNB a que menos calor em excesso apresenta. A torre do ácido nítrico tem o maior potencial para recuperação de calor, uma vez que possui a maior potência térmica, representando 44% em relação ao calor em excesso total das torres de arrefecimento, e o maior nível térmico. No entanto, todas estas fontes de excesso entálpico têm um nível térmico muito reduzido, porque a maioria das tecnologias de recuperação de calor não são viáveis para temperatura tão baixas.

### Balço mássico às torres de arrefecimento

De forma a verificar os valores obtidos para o calor em excesso foram formulados balanços mássicos a cada uma das torres de arrefecimento. Na Figura 5.4 está representado um esquema da rede de água de arrefecimento. Os caudalímetros instalados nas correntes do processo são representados por FQ.

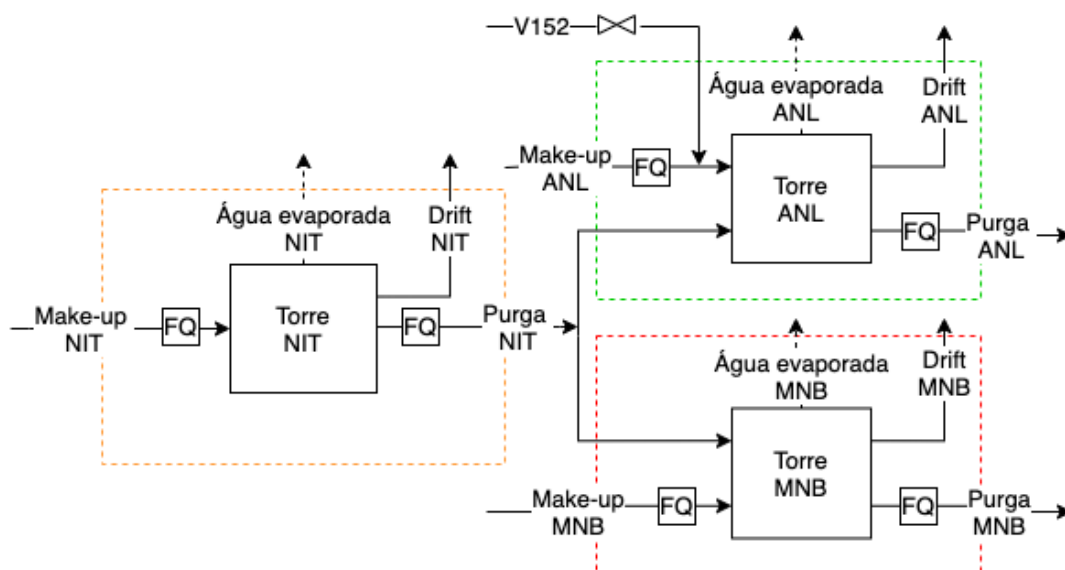


Figura 5.4: Rede de água de arrefecimento.

O balanço mássico à água de arrefecimento na torre do ácido nítrico é dado por:

$$\dot{m}_{mu,NIT} = \dot{m}_{evap,NIT} + \dot{m}_{p,NIT} + \dot{m}_{drift} \quad (5.2)$$

Onde  $\dot{m}_{mu,NIT}$  é o caudal da água de make-up,  $\dot{m}_{p,NIT}$  é o caudal de purga,  $\dot{m}_{evap,NIT}$  é o caudal água evaporada e  $\dot{m}_{drift}$  é o caudal de *drift*. Os caudais utilizados nos balanços estão em t/dia.

Nas correntes de saída das torres de arrefecimento foi contabilizada a corrente de *drift*, que corresponde às gotículas de água arrastadas pela corrente de ar; considera-se que esta é igual a 0,02% do caudal de água de recirculação [22].

O caudal de água evaporada nas torres foi obtido através do calor perdido pela água de recirculação, determinado na secção anterior. Sabendo o calor latente de vaporização da água e calor perdido na torre, determina-se a massa de água perdida pela evaporação (Anexo B.1).

No balanço mássico à torre do ácido nítrico foi verificado que os caudalímetros da água de *make-up* e da água de purga tinham algum erro de medição associado, tendo sido então efetuadas medições no local destas duas correntes. Constatou-se que existiam desvios entre os valores medidos pelos caudalímetros instalados no local e os medidos pelo caudalímetro ultrassónico. Estes foram quantificados em desvios de 14% para a água de make-up e 20% para a água de purga. Portanto para o balanço foram adicionados os respetivos desvios aos valores medidos pelos caudalímetros do local.

Como se pode observar na figura anterior, a corrente de purga da torre de arrefecimento do ácido nítrico é enviada para as torres da anilina e de MNB, ocorrendo a divisão da corrente em duas. A fração da corrente que vai para cada uma das torres é incerta, uma vez que a válvula que regula estes caudais é manual e não existem caudalímetros nestas correntes. Da reconciliação dos dados operatórios chegou-se à conclusão de que 68% da purga de água da torre do ácido nítrico vai para a torre da anilina e que a restante é alimentada à torre do MNB.

Na torre da anilina as correntes de entrada são a água fresca de make-up, uma corrente de condensados provenientes da fábrica da anilina ( $\dot{m}_{V152}$ ) e uma fração da purga proveniente da torre de ácido nítrico,  $\alpha$ . Assim o balanço a esta torre de arrefecimento é dado pela equação 5.3.

$$\dot{m}_{mu,ANL} + \dot{m}_{V152} + \alpha_{ANL}\dot{m}_{p,NIT} = \dot{m}_{evap,ANL} + \dot{m}_{p,ANL} + \dot{m}_{drift} \quad (5.3)$$

O caudal da corrente de excesso de condensados da fábrica da ANL foi estimado pela abertura da válvula de controlo instalada nesta corrente [23]:

$$\dot{m}_{V152} = 0,153 \%Abertura \rho \quad (5.4)$$

Onde  $\%Abertura$  é a posição de abertura da válvula representada pela percentagem correspondente, sendo 0% e 100% totalmente aberta ou fechada, respetivamente.

Como referido anteriormente a torre do MNB não possui instrumentação suficiente para efetuar o balanço, mas o caudal de recirculação medido no campo permitiu calcular o caudal da água evaporada na torre de arrefecimento. Efetuaram-se ainda medições da purga do nítrico que alimenta a torre, nos mesmos dias das restantes medições, visto que a fração ( $\alpha_{MNB}$ ) não é constante ao longo do tempo. O balanço material desta torre é idêntico à torre da anilina e encontra-se descrito na equação seguinte:

$$\dot{m}_{mu,MNB} + \alpha_{MNB}\dot{m}_{p,NIT} = \dot{m}_{evap,MNB} + \dot{m}_{p,MNB} + \dot{m}_{drift} \quad (5.5)$$

Na Figura 5.5 estão registados os desvios normalizados entre os caudais de entrada e de saída em cada uma das torres de arrefecimento estudadas. Idealmente os desvios deviam ser nulos num contexto teórico, mas tal não se verifica na prática.

Como seria de esperar, por observação dos gráficos, conclui-se que as três torres apresentam desvios. Os desvios das torres da anilina do MNB podem estar relacionados com a escolha de uma fração da purga da torre do ácido nítrico para cada uma das torres, ainda que o valor da fração se adequa ao período de estudo. Este facto é observável nos respetivos gráficos (Anilina e MNB), pelo que se verificam desvios maioritariamente negativos na torre da anilina e desvios maioritariamente negativos na torre de MNB.

A torre do ácido nítrico apresenta desvio mais elevados em períodos menos atuais, o que se pode justificar pela mudança dos desvios verificados nos caudalímetros ao longo do tempo.

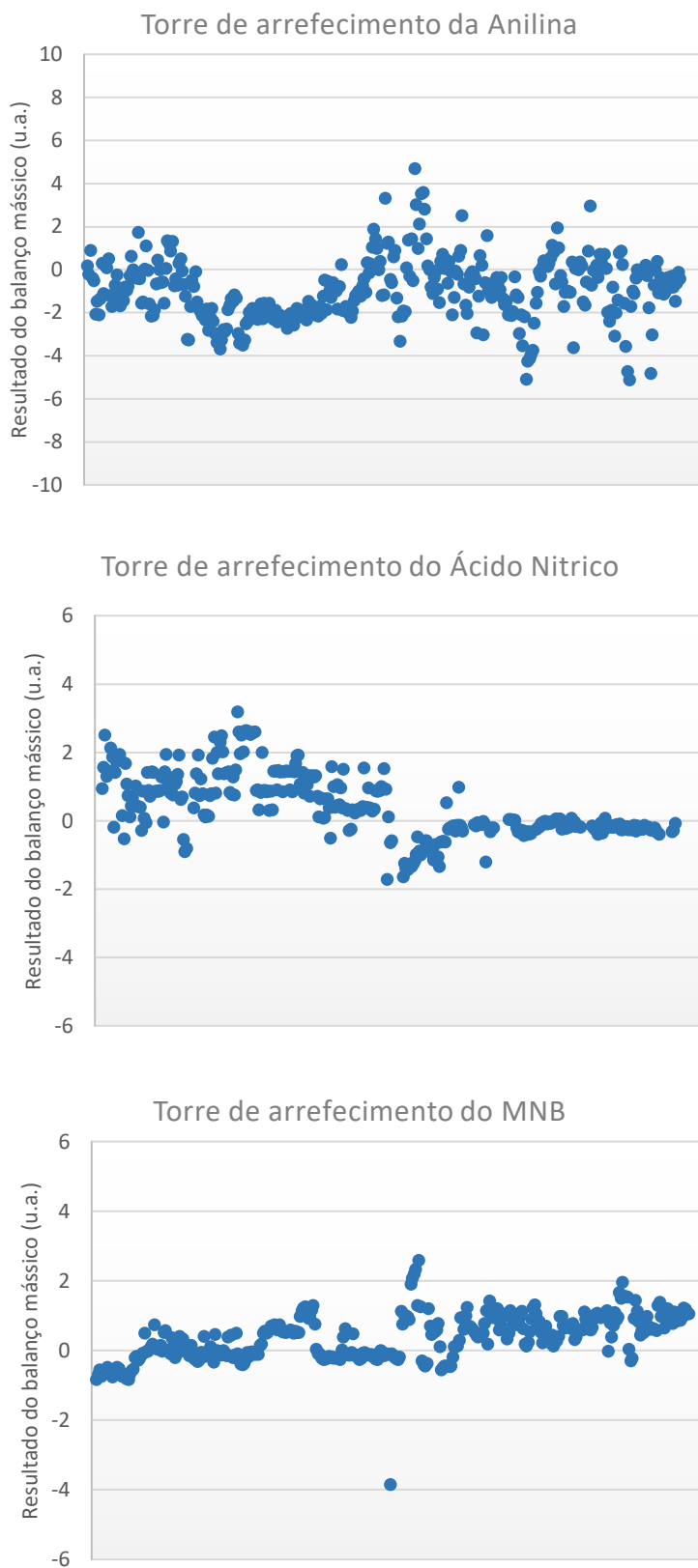


Figura 5.5: Desvios normalizados entre os caudais de entrada e de saída em cada uma das torres de arrefecimento.

### 5.3. Quantificação do calor em excesso nos gases de exaustão do incinerador

No incinerador ocorre a combustão de diversos efluentes da PAD, gerando-se gases de combustão a uma temperatura elevada. Estes gases já se encontram integrados energeticamente no processo de forma a aproveitar a sua energia térmica até ao seu envio para a atmosfera. A temperatura da corrente é monitorizada à saída da chaminé, assim como a sua pressão e o seu caudal. Além destes dados ainda se conhece a composição da corrente de gás (Anexo B.2).

O caudal da corrente de gases de exaustão é medido em Nm<sup>3</sup>/h, mas conhecendo as condições de referência (T=0 °C e P=1,013 bara), pela equação dos gases perfeitos é possível obter o caudal molar correspondente ( $\dot{n}_{gases}$ ), cálculo exemplificado no Anexo B.2.

Através da equação 5.6 é possível quantificar o calor em excesso libertado para a atmosfera pela corrente dos gases de exaustão. Para o cálculo foi considerada uma temperatura mínima limite que torna este calor viável de ser utilizado numa aplicação de recuperação de calor, pois esta corrente contém compostos que quando liquefeitos formam ácidos. Neste caso, a corrente de exaustão contém sulfatos, que reagindo com a água formam ácido sulfúrico. Para evitar a condensação deste ácido, a temperatura limite de utilização da corrente não pode ser inferior a 160 °C (temperatura de condensação do ácido sulfúrico à pressão atmosférica) [22].

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{n}_{gases} \int_{T_{lim}}^{T_{gases}} C_{p_{gases}} dT \quad (5.6)$$

Onde  $\dot{Q}_{gases}$  é a potência calorífica da corrente de gás,  $\dot{n}_{gases}$  é o caudal molar do gás,  $C_{p_{gases}}$  é a capacidade calorífica do gás e  $T_{gases}$  e  $T_{lim}$  representam a temperatura da corrente de gás e a de limite mínima de utilização, respetivamente.

Na Figura 5.6 pode-se observar a forma como evolui o caudal e da temperatura ao longo do tempo. Sendo perceptível que são diretamente proporcionais, pois as variações do caudal coincidem com as variações da temperatura.

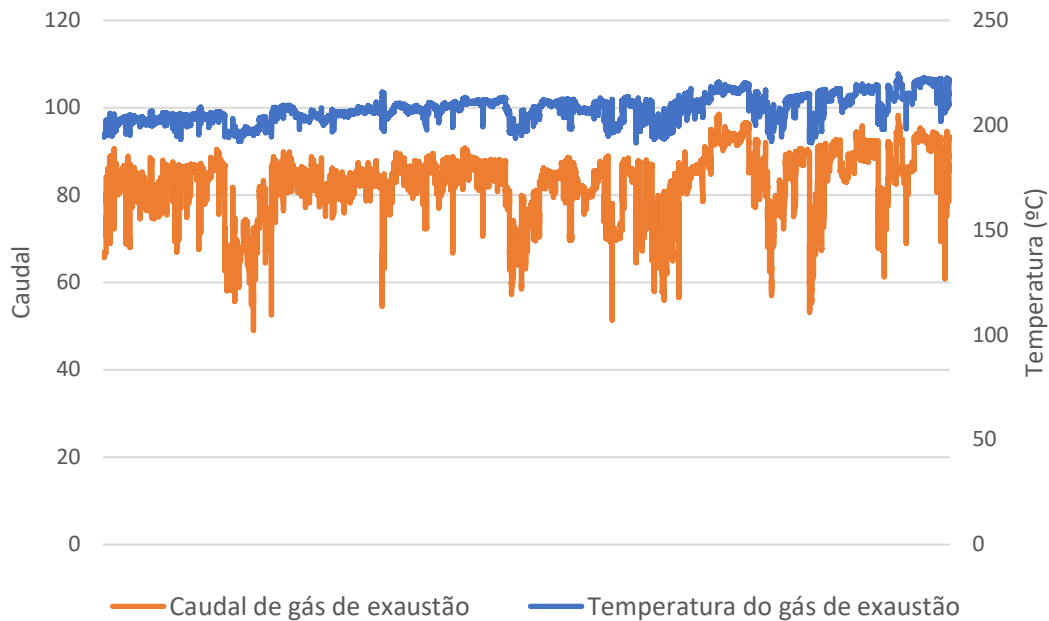


Figura 5.6: Evolução do caudal volumétrico normalizado e da temperatura da corrente de gás de exaustão do incinerador.

Para a quantificação do calor em excesso foram utilizados valores médios horários do caudal e da temperatura da corrente no período de tempo considerado, permitindo então obter o calor disponível e viável para recuperar. A potência térmica média em excesso calculada para esta corrente é de 1,6 u.a., variando numa gama entre [0,67 – 2,5] unidades arbitrárias, com uma temperatura média de 208 °C.

#### 5.4. Quantificação do calor em excesso no efluente líquido

Os efluentes líquidos da fábrica unem-se numa única corrente que é enviada para a SIMRIA (estação de tratamento de águas). Este efluente geral tem o seu caudal registado por um FQ.

Para quantificar o calor em excesso desta corrente considerou-se que esta pode ser arrefecida até à temperatura ambiente ( $T=25\text{ °C}$ ) e foi determinado através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{el} = \dot{v}_{el} cp_{\text{água}} (T - T_{ref}) \quad (5.7)$$

O caudal  $\dot{v}_{el}$  é monitorizado, no entanto não existe medida/registo da temperatura no histórico tendo sido necessário medir no local pontualmente. Assumiu-se que esta temperatura é constante ao longo do tempo.

Na Figura 5.7 observa-se o comportamento da potência térmica perdida no efluente líquido ao longo do tempo. As variações registadas na figura advêm das flutuações do caudal de efluente, uma vez que se assume que os restantes parâmetros são constantes. Os valores do calor em excesso resultam numa potência térmica média dissipada por esta corrente de 1,5 u.a., variando entre 0,69 e 2,9, unidades arbitrárias, sendo a sua temperatura média de 30 °C.

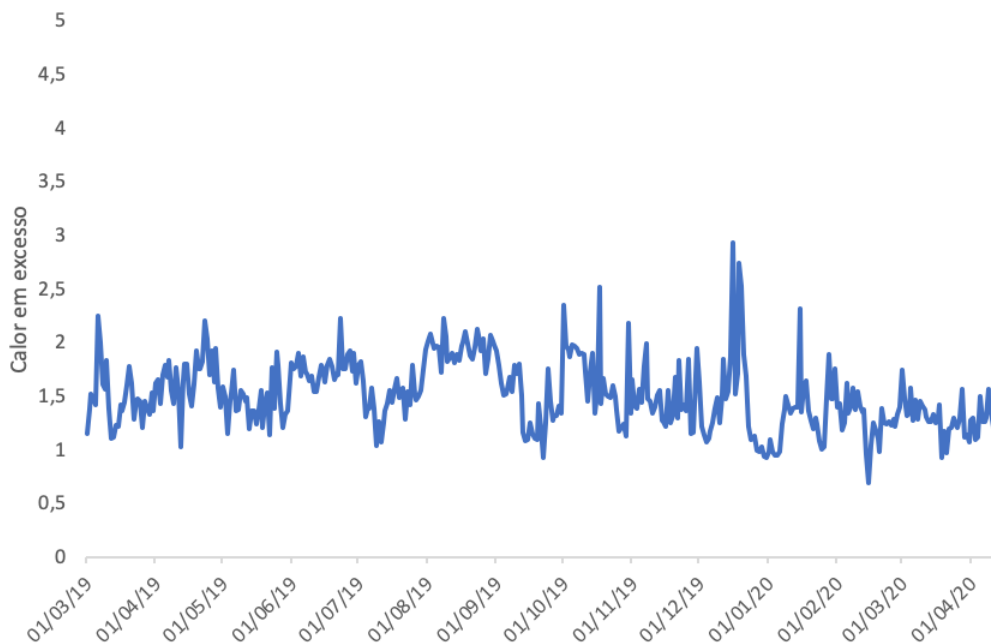


Figura 5.7: Evolução da potência térmica normalizada da corrente do efluente líquido ao longo do tempo.

### 5.5. Quantificação do calor em excesso na expansão de vapor de 1 barg

Na rede de vapor de 1 barg existe uma expansão para a atmosfera através de duas válvulas, no entanto o caudal da expansão de vapor em excesso não é constante ao longo do tempo, pois depende das necessidades das fábricas. O sistema de controlo regula a pressão nesta rede, se esta pressão for mais elevada do que o valor desejado envia um sinal às duas válvulas, em percentagem de abertura. Conhecendo a abertura das válvulas é possível, através das curvas características das válvulas, obter o caudal de vapor expandido.

As duas válvulas são do tipo borboleta e têm tamanhos diferentes, de 4" e 8". As respetivas curvas características, onde se relaciona a percentagem de abertura com o coeficiente de fluxo ( $C_v$ ), provêm do fornecedor e estão representadas na Figura 5.8.

Como seria de esperar, a válvula de maior dimensão possui maiores coeficientes de fluxo para as mesmas aberturas, gerando maiores caudais de vapor. Para a válvula de 4", abaixo da abertura da válvula de 30% os dados teóricos enviados pelo fornecedor são inexistentes, então procedeu-se a um teste no campo para perceber se abaixo desta abertura se poderia considerar um  $C_v$  nulo. Durante o teste fez-se variar a percentagem da válvula entre zero e 30% e verificou-se que apenas acima desta percentagem se observa a expansão de vapor através desta válvula, tendo-se considerado então o  $C_v$  nulo abaixo de 30%.

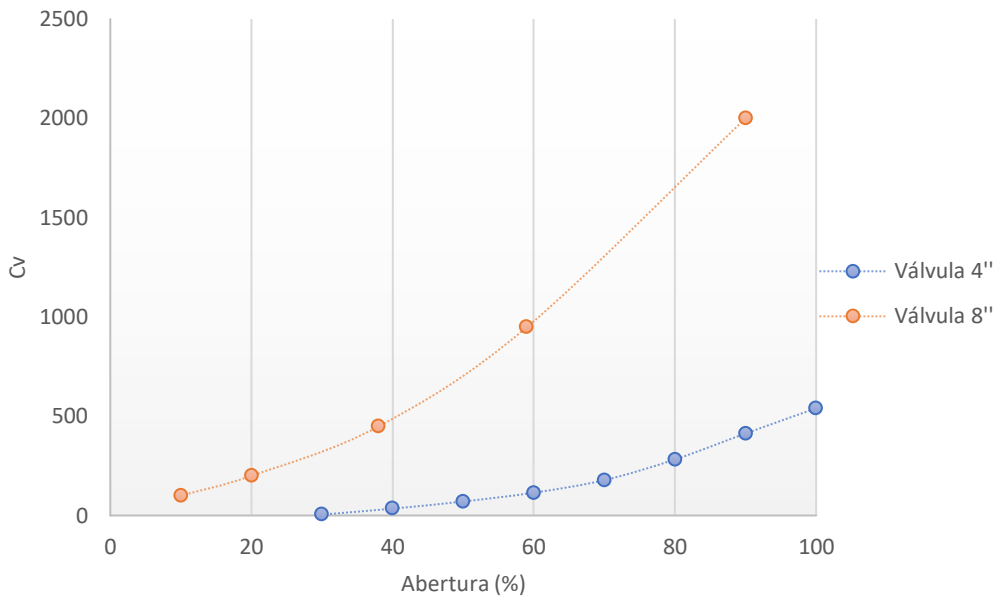


Figura 5.8: Curvas características das válvulas borboleta de 4" e 8".

Depois de converter a percentagem de abertura em coeficiente de fluxo, consegue-se calcular o caudal de vapor, pela equação 5.8, sendo esta a equação utilizada para fluidos compressíveis. Outro dado essencial ao cálculo é a pressão do vapor antes da válvula ( $P_1$ ) e, conseqüentemente, através das condições de saturação, determina-se a temperatura nesse mesmo ponto ( $T_1$ ). No ponto 2, a jusante da válvula, a pressão considerada é a atmosférica (1,013 bar).

$$C_v = \frac{m}{N_6 F_p Y \sqrt{x_{dim} P_1 \rho_1}} \quad (5.8)$$

Onde  $m$  é o caudal mássico de vapor, em kg/h,  $N_6$  é uma constante indicada na literatura,  $F_p$  é um fator de correção associado a perdas por acessórios de tubagem que foi considerado igual a 1,  $Y$  é o fator de expansão,  $x_{dim}$  é a razão da queda de pressão dada por

$\frac{P_1 - P_2}{P_1}$  e  $\rho_1$  é a densidade do vapor a montante da válvula, em kg/m<sup>3</sup> [24]. O cálculo de fator de expansão está detalhado no anexo B.3.

Para a quantificação da potência calorífica perdida em forma de vapor, considerou-se uma expansão isentálpica, isto é, a entalpia do vapor não varia durante a expansão. No ponto 1 conhecem-se todas condições através da pressão e condições de saturação, permitindo então saber a entalpia do vapor no ponto 1 e, conseqüentemente, no ponto 2 ( $H_1 = H_2$ ) a jusante da válvula. Depois de conhecidos os caudais de vapor à saída das duas válvulas ( $m_{4''}$  e  $m_{8''}$ ), procede-se à quantificação do calor em excesso possível de recuperar ( $\dot{Q}_{V1}$ ), em kW, pela equação 5.9, assumindo que este vai ser recuperado até à sua condensação, através do calor latente de condensação ( $L_C$ ) referenciado no anexo B.3.

$$\dot{Q}_{V1} = (\dot{m}_{4''} + \dot{m}_{8''}) * L_C \quad (5.9)$$

Como a expansão apenas se dá consoante as necessidades da rede de vapor de 1 barg, esta varia ao longo do tempo, tanto ao nível da periodicidade da expansão como da percentagem de abertura. Durante este período de estudo (1 ano), as válvulas expandiram vapor durante 4831 horas, o que corresponde a uma disponibilidade de aproximadamente 60% do ano. Esta variabilidade de disponibilidade pode ser observada na Figura 5.9, onde está registada a variação do caudal normalizado de vapor expandido.

Neste caso os valores foram recolhidos com uma periodicidade de 5min, de forma a captar a variabilidade da abertura das válvulas, uma vez que as expansões por vezes são instantâneas e com a escolha de um período maior de tempo perder-se-ia esta informação.

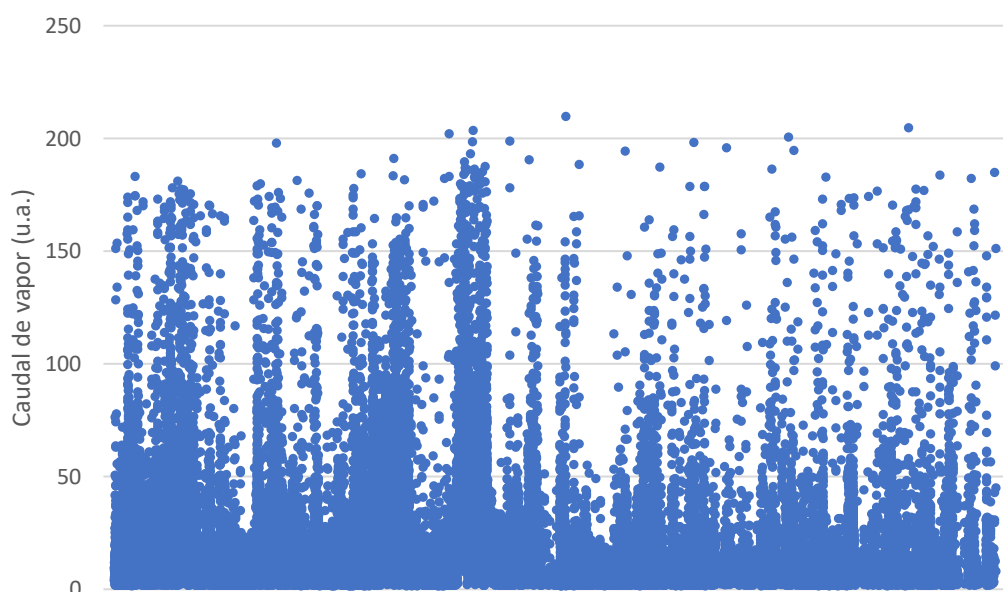


Figura 5.9: Caudal normalizado do vapor de 1 barg expandido ao longo do tempo.

Analisando todos os dados, a potência calorífica média associada à expansão é de 16,8 unidades arbitrárias. A temperatura do vapor à saída foi determinada pelas tabelas de vapor, assumindo a pressão no ponto 2 como a pressão atmosférica e a expansão isentálpica, sendo a temperatura média de aproximadamente 120 °C.

### 5.6. Quantificação do calor em excesso nos aeroarrefecedores

O sistema de aeroarrefecedores é alimentado pela rede de água quente, onde esta sofre uma descida de temperatura com a transferência de energia térmica para uma corrente de ar frio alimentada em fluxo cruzado. A corrente de ar que deixa os aeroarrefecedores transporta o calor libertado pela água e é dissipado na atmosfera, sendo este o calor em excesso referente a este sistema.

Para a quantificação do calor perdido pela água para a corrente de ar, é necessário conhecer o caudal de água quente e as temperaturas à entrada e saída dos aeroarrefecedores. As temperaturas são conhecidas através de dois transmissores de temperatura, referidos como TT na Figura 5.10. Para a medição do caudal de água quente existe um caudalímetro no local, mas este encontra-se sobredimensionado para as condições atuais, não existindo medidas. Portanto foi necessário medir o caudal, através de um caudalímetro ultrassónico, para diferentes velocidades de rotação da bomba existente a jusante dos aeroarrefecedores. No sistema de controlo a velocidade da bomba é dada em percentagem, mas é possível determinar para cada percentagem a velocidade correspondente. Simultaneamente, durante o teste, mediu-se também a pressão a montante da bomba, através de uma sonda de pressão portátil.

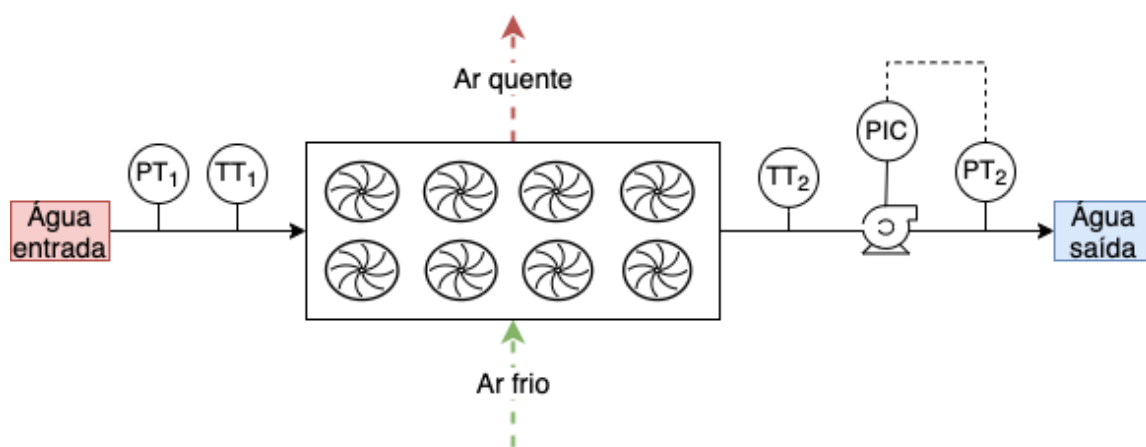


Figura 5.10: Ilustração do sistema de aeroarrefecedores.

O teste prático resultou num conjunto de condições do sistema, registadas na Tabela 5.3.

Tabela 5.3: Condições obtidas no teste prático efetuado à bomba.

<i>Conjunto de condições</i>	<i>Velocidade de rotação da bomba (%)</i>	<i>Pressão a montante da bomba (bar)</i>	<i>Pressão a jusante da bomba (bar)</i>	<i>Caudal volumétrico (u.a.)</i>
<b>1</b>	80	6,3	8,5	0,63
<b>2</b>	85	5,9	8,9	0,88
<b>3</b>	90	5,3	9,2	1,18
<b>4</b>	95	4,8	9,6	1,38

Os caudais volumétricos medidos apenas são válidos para as condições da tabela anterior, visto que todas estas variáveis dependem umas das outras. Assim sendo, de todos os pontos recolhidos no período de tempo do estudo, apenas se utilizaram para o cálculo do caudal (Figura 5.11), os que se enquadravam na gama de valores da Tabela 5.3.

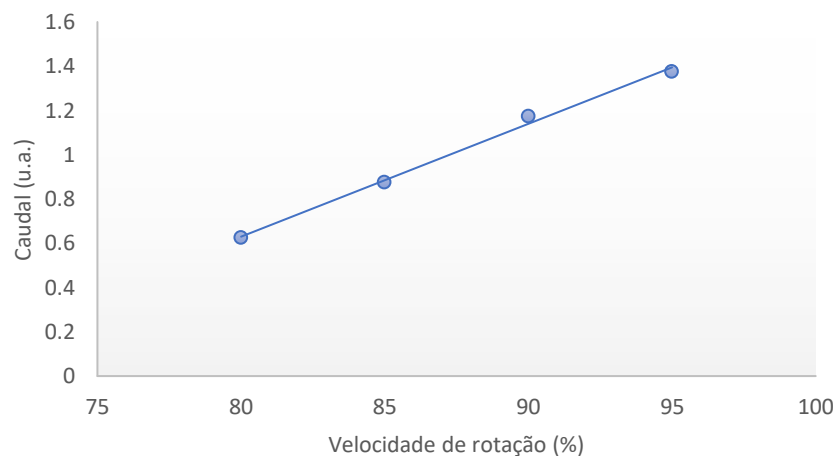


Figura 5.11: Caudal volumétrico de água normalizado em função da velocidade de rotação da bomba, em %.

Depois de efetuada a seleção dos pontos viáveis ao estudo, que correspondem a cerca de 13% da amostra total, efetuou-se o cálculo de respetivo caudal de água através da velocidade da bomba. Seguidamente, procedeu-se à determinação do excesso entálpico

dissipado através do ar que arrefece a água do sistema. O calor perdido pela água quente é dado por:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{\text{água}} * c_{p\text{água}} * (TT_1 - TT_2) \quad (5.10)$$

Onde  $\dot{Q}_{ar}$  é a potência calorífica perdida para o ambiente pela corrente de ar, em kW,  $\dot{m}_{\text{água}}$  é o caudal mássico de água de circulação nos aeroarrefecedores, em kg/s,  $c_{p\text{água}}$  é o calor específico da água quente, em kJ/(kg °C),  $TT_1$  e  $TT_2$  são as temperaturas de entrada e saída da água dos aeroarrefecedores, em °C, respetivamente.

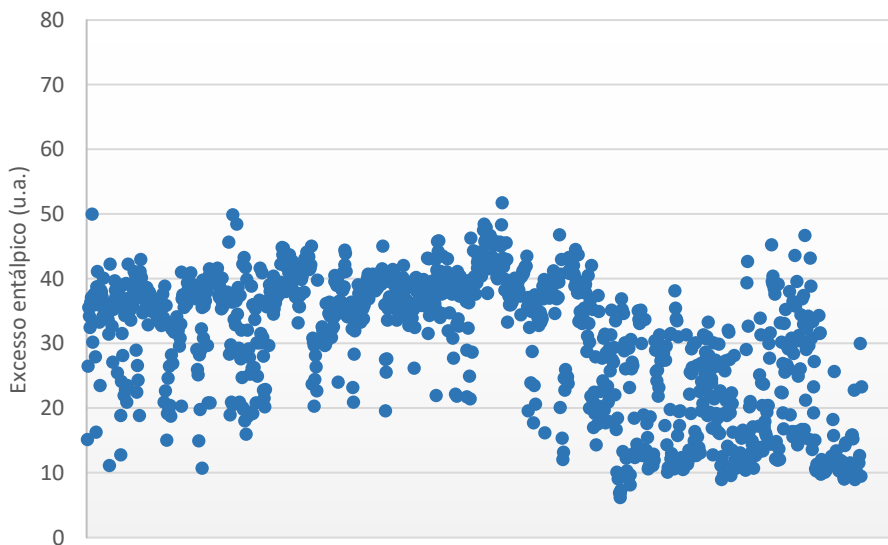


Figura 5.12: Excesso entálpico normalizado na corrente de ar dos aeroarrefecedores em função do tempo.

Na Figura 5.12 pode observar-se a distribuição de todos os pontos experimentais considerados para o estudo. Cada ponto corresponde ao excesso entálpico normalizado num determinado instante de tempo e no período de estudo os valores variaram entre [6,2-51,8], com um excesso entálpico médio de 30,5 unidades arbitrárias. A temperatura média da corrente de ar não pode ser calculada com rigor, uma vez que os aeroarrefecedores nem sempre estão todos ligados. Por isso o caudal de ar a atravessar o sistema também não é constante, assumindo então uma temperatura de cerca de 70 °C, segundo os dados de projeto.

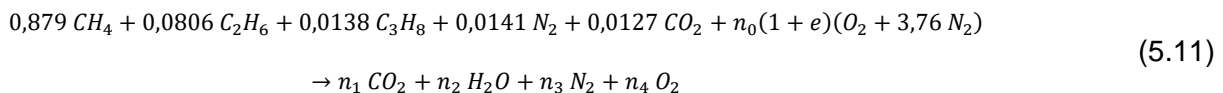
A corrente considerada como fonte de calor em excesso é a água quente que circula nos aeroarrefecedores e esta tem uma temperatura média (entre a entrada e a saída da água quente) de 67 °C, variando normalmente numa gama de [44 – 93] °C.

### 5.7. Quantificação do calor em excesso nas caldeiras de produção de vapor a 24 barg

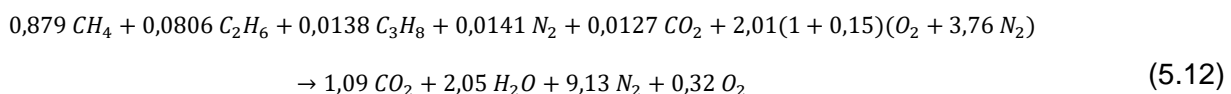
O vapor de 24 barg necessário para as fábricas pode ser produzido em várias caldeiras. Estas caldeiras não têm todas as mesmas capacidades e não estão todas a trabalhar em simultâneo. O seu funcionamento depende das exigências em vapor de 24 barg ao longo do tempo. Neste estudo apenas são consideradas as caldeiras ECE e TERMEC, uma vez que as restantes não tinham produção significativa para a quantificação do calor em excesso, no período de tempo de estudo.

O excesso entálpico foi quantificado na corrente de saída de gases de combustão, que é enviada para a atmosfera. Esta corrente tem uma determinada entalpia não aproveitada no sistema. Cada caldeira tem instrumentação que permite conhecer o consumo de combustível, o consumo de água, a produção de vapor, a pressão no interior da caldeira e a temperatura de saída dos gases de combustão.

O combustível utilizado em todas as caldeiras é o gás natural, o qual tem uma composição conhecida. Assumindo que na caldeira se dá uma combustão completa com excesso de ar, é possível conhecer a composição do gás resultante da combustão pelo balanço aos compostos através da reação de combustão (equação 5.11).



Os coeficientes dos reagentes provêm da composição conhecida do gás natural, em mol/mol<sub>comb</sub>, em base seca. Inicialmente, obteve-se a quantidade teórica de ar ( $n_0$ ) através da reação de combustão completa, onde não se contabiliza a parcela do ar em excesso ( $1+e$ ) e, conseqüentemente, o oxigénio ( $O_2$ ). Depois de conhecidos todos os coeficientes do lado dos reagentes e assumido um excesso de ar de 15% com base na literatura, através de um balanço aos elementos, determinaram-se os coeficientes estequiométricos dos gases de combustão, expressa na equação 5.12.



Com a estequiometria da reação conhecida é possível obter o caudal da corrente gasosa, uma vez que as quantidades molares de cada composto vêm numa base de um mole de combustível, sendo o caudal deste último conhecido.

Contrariamente ao incinerador, não há a queima de enxofre, então a temperatura limite de utilização desta corrente vai ser referente à condensação do ácido nítrico à pressão atmosférica (100 °C), uma vez que se formam nitratos no gás de combustão e estes em conjunto com o vapor de água forma ácido nítrico que, quando condensado provoca processos corrosivos.

Através da equação 5.13, calcula-se a potência térmica disponível e viável para recuperação.

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{n}_{gases} \int_{T_{lim}}^{T_{gases}} C_{p_{gases}} dT \quad (5.13)$$

Onde  $\dot{Q}_{gases}$  é a potência calorífica da corrente de gás, em kW,  $\dot{n}_{gases}$  é o caudal molar do gás de exaustão em mol/s,  $C_{p_{gases}}$  é a capacidade calorífica média do gás (anexo A.1), em kJ/(°C mol),  $T_{gases}$  e  $T_{lim}$  representam a temperatura da corrente de gás e a temperatura limite de utilização, em °C, respetivamente.

Este cálculo foi efetuado para as duas caldeiras, com os respetivos valores dos caudais volumétricos e temperatura de saída dos gases de exaustão horários obtidos pelo SIAP. Durante o tempo de estudo apenas foram considerados os períodos de produção de vapor constante e retiradas as paragens da caldeira.

Quanto à disponibilidade, como as duas caldeiras normalmente não funcionam em simultâneo, as paragens de uma caldeira correspondem ao ciclo de produção de vapor na outra. Analisando a Figura 5.13, verifica-se que até agosto de 2019 a caldeira TERMEC produzia mais vapor e, conseqüentemente, o seu caudal de gases de exaustão era superior. Depois deste mês há uma tendência para ser a caldeira ECE a ter mais disponibilidade de calor em excesso, produzindo mais vapor. Do estudo efetuado foi possível concluir que ao longo do ano de estudo as duas caldeiras têm horas de produção muito semelhantes, sendo que a caldeira ECE apresenta 4832h de funcionamento e a TERMEC operou 4860h.

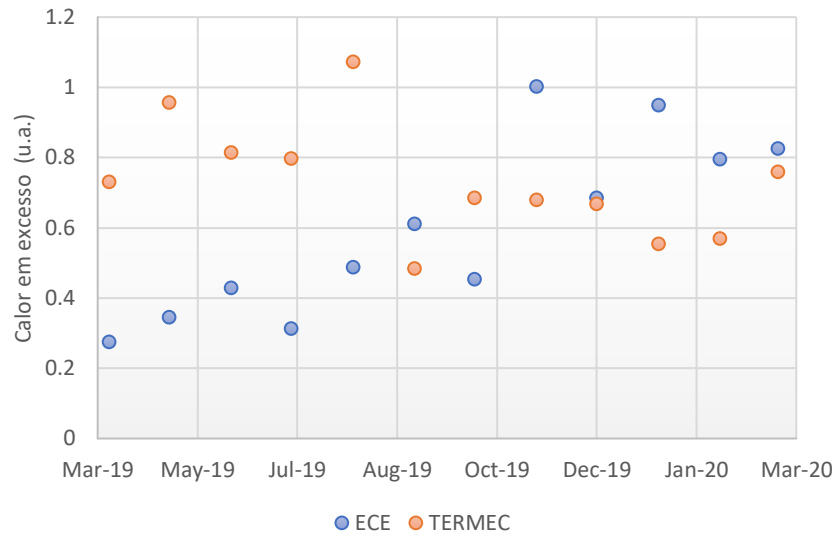


Figura 5.13: Evolução das potências térmicas normalizadas dos gases de exaustão das caldeiras ECE e TERMEC, ao longo do tempo.

O excesso entálpico médio da caldeira TERMEC supera o da ECE, sendo 0,705 e 0,575 u.a., respetivamente. Ao nível das temperaturas de saída da corrente gasosa, a caldeira TERMEC tem temperaturas médias mais elevadas na ordem dos 152 °C, enquanto que os gases da saída da ECE registam uma temperatura média de 129 °C (Figura 5.14). Prova-se então que quanto maior é o calor dissipado maior é a temperatura do gás de exaustão.

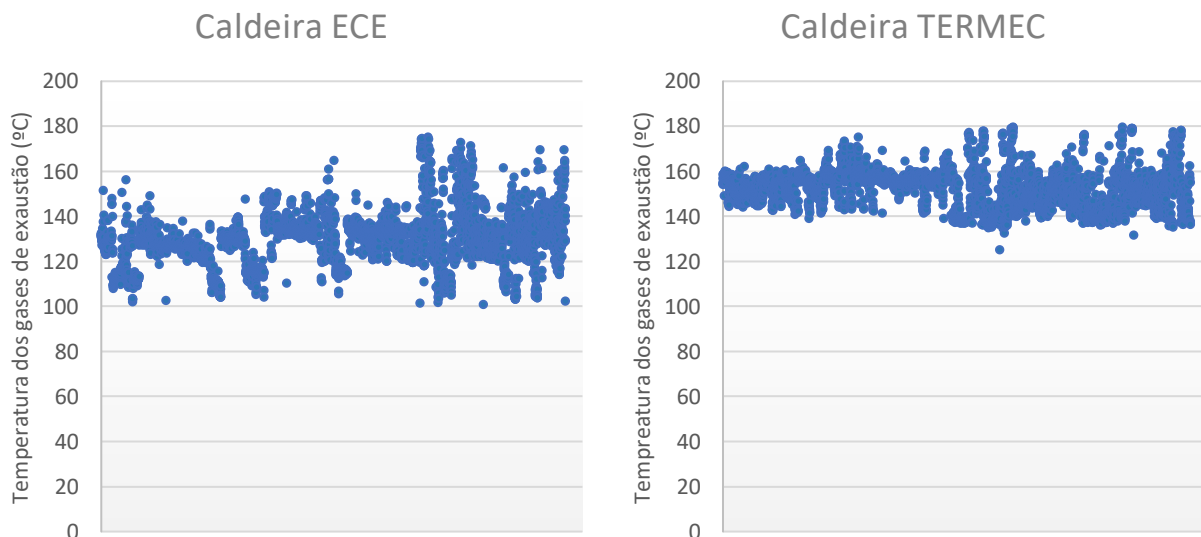


Figura 5.14: Evolução das temperaturas dos gases de exaustão ao longo do tempo.

### Balço energético às caldeiras

Para confirmação dos valores medidos nas caldeiras e dos valores calculados através do balanço mássico para os caudais dos gases de combustão, formulou-se um balanço energético (equação 5.14) à caldeira de forma a estimar o caudal de vapor para, posteriormente, o comparar com o medido.

$$\dot{Q} + \dot{W} = \Delta\dot{H} + \Delta\dot{E}_c + \Delta\dot{E}_p \quad (5.14)$$

Onde  $\dot{Q}$  é o calor fornecido ao sistema,  $\dot{W}$  é o trabalho realizado ao sistema,  $\Delta\dot{H}$  é a variação da entalpia,  $\Delta\dot{E}_c$  é a variação de energia cinética e  $\Delta\dot{E}_p$  é a variação de energia potencial entre as correntes de saída e de entrada em unidades de potência.

Para resolver o balanço é necessário assumir algumas condições como:

- $\dot{Q} \approx 0$ , assume-se que as perdas de energia térmica para o exterior do sistema durante todo o processo são aproximadamente nulas, logo o processo é adiabático;
- $\Delta\dot{E}_c = 0$ , não há variação da energia cinética;
- $\Delta\dot{E}_p = 0$ , não há variações da energia potencial;
- $\dot{W} = 0$ , o trabalho ao veio realizado é nulo.

Portanto o balanço resulta em  $\Delta\dot{H}=0$ . Este balanço é efetuado tendo em conta uma fronteira que engloba todos os equipamentos adjacentes à caldeira, como se pode verificar na Figura 5.15.

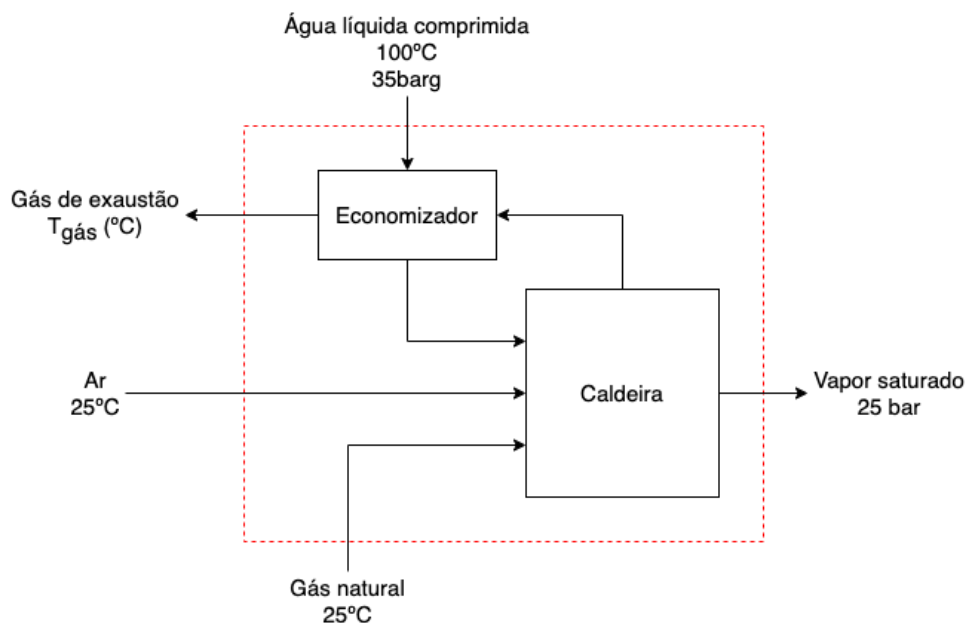


Figura 5.15: Representação exemplificativa do sistema completo das caldeiras ECE e TERMEC.

A forma final do balanço realizado com as condições anteriormente impostas toma a seguinte forma:

$$\sum_{\text{Reações}} \xi_R \Delta H_R + m_{\text{vap}} * \hat{H}_{\text{água}} + \sum n_{\text{prod}} \tilde{H}_{\text{prod}} - m_{\text{vap}} * \hat{H}_{\text{vap}} - \sum n_{\text{reag}} \tilde{H}_{\text{reag}} = 0 \quad (5.15)$$

Onde  $\sum \xi_R \Delta H_R$  é o somatório dos produtos entre os calores de reação e os graus de extensão das reações envolvidas na combustão,  $m_{\text{vap}}$  é a caudal mássico de vapor gerado na caldeira,  $\hat{H}_{\text{água}}$  é a entalpia específica da água líquida a 100 °C,  $\hat{H}_{\text{vap}}$  é a entalpia específica do vapor saturado a 25 bara,  $\sum n_{\text{prod}} \tilde{H}_{\text{prod}}$  e  $\sum n_{\text{reag}} \tilde{H}_{\text{reag}}$  é o somatório das entalpias específicas dos compostos multiplicados pelas respectivas quantidades molares dos produtos e dos reagentes, respetivamente, numa base de 1 mole de combustível (ver Anexo B.4).

Este balanço energético apresenta como única incógnita a massa de vapor em função do volume de gás natural consumido, sendo que esta massa teórica de vapor é posteriormente comparada com a massa de vapor medida no campo. Obtiveram-se resultados com base num sistema adiabático superiores aos medidos tendo-se registado desvios de cerca de 5,5% para a caldeira ECE e 20% para a caldeira TERMEC, que é justificada pela incerteza no valor da percentagem de ar em excesso e do modo de operação adiabático do sistema. Destes valores pode-se concluir que a caldeira TERMEC apresenta mais perdas de calor para o exterior e, por isso, maiores desvios.

Face a estes desvios o que se fez de seguida foi analisar a influência das duas variáveis cujos valores foram assumidos por hipótese: percentagem de ar em excesso e calor trocado entre o sistema e vizinhança,  $\dot{Q}$ .

Se se tomar o valor do caudal de vapor medido, este sistema apresenta um grau de liberdade, uma vez que possui duas incógnitas, % de ar em excesso e calor trocado, e uma equação que as relaciona: o balanço energético. Como não foi possível medir o valor de qualquer uma delas o que se fez foi fixar o valor de uma e resolver o balanço de energia de forma a obter o valor da outra variável tomando como certo o caudal de vapor gerado.

Utilizaram-se as condições operatórias da caldeira ECE num determinado instante, para a determinação da relação entre as duas variáveis, sendo as seguintes apresentadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4: Condições operatórias normalizadas consideradas no balanço energético.

Consumo GN (u.a.)	Produção de vapor (u.a.)	Temperatura gás
2,96	0,045	131,9 °C

Com as condições operatórias registadas anteriormente, realizou-se o balanço especificando vários valores a uma das variáveis, o calor perdido pelo sistema ou a percentagem de excesso de ar, e determinando a outra variável. Deste estudo resultou uma relação (Figura 5.16), entre % de ar em excesso e calor dissipado, onde o ponto correspondente às condições reais se deve situar na linha representada no gráfico.

Desta correlação pode-se concluir que o sistema não é adiabático, pois para não haver calor perdido o excesso de ar teria de ser 1,5 vezes o ar teoricamente necessário às reações. Sendo este último cenário impossível, existe uma quantidade energética perdida pelo sistema que pode ser responsável pelas diferenças entre os cálculos teóricos e experimentais obtidos.

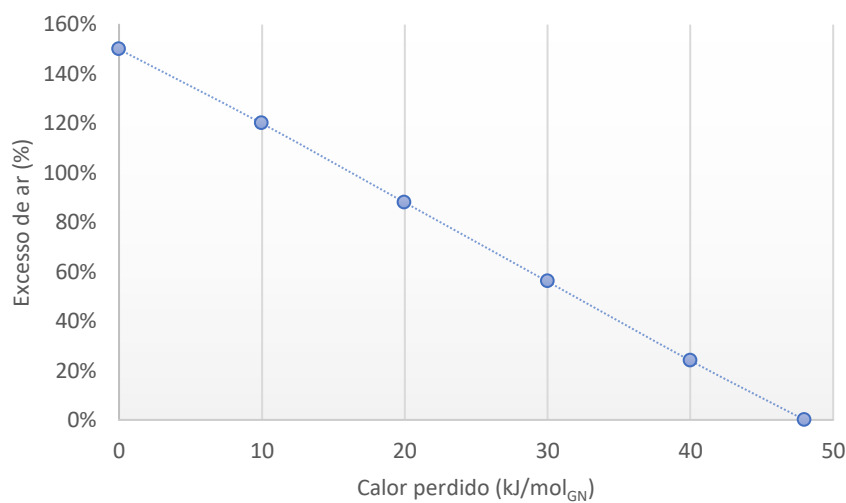


Figura 5.16: Correlação entre o calor perdido pelo sistema da caldeira ECE, em kJ/mol<sub>GN</sub>, nas condições dadas, e a percentagem de ar introduzida no sistema.

## 5.8. Comparação das diferentes fontes de excesso entálpico

Depois de quantificar todas as possíveis fontes de excesso entálpico de baixo nível térmico ( $T < 230$  °C), pode realizar-se uma comparação e análise de potencial. Cada fonte pode ser definida por diferentes parâmetros e neste capítulo serão comparados os parâmetros mais relevantes ao estudo.

Inicialmente tem-se a análise à quantidade de energia térmica perdida por cada uma das fontes consideradas, calculada nas secções anteriores. Os valores utilizados para a elaboração do gráfico da Figura 5.17 foram os valores das potências térmicas médias calculadas para o período de estudo (março de 2019 a março de 2020).

A maior fração de excesso entálpico na PAD é referente às três torres de arrefecimento que representam 88,2% do total, onde as torres da anilina e do ácido nítrico têm o maior peso.

Estas duas torres de arrefecimento são as fontes com maior potencial de recuperação no que toca à quantidade energética a recuperar.

Por observação do gráfico circular, conclui-se que as fatias menos significativas são o efluente líquido e as três correntes de gases de exaustão provenientes das caldeiras e do incinerador; estas representam as fontes cujos calores em excesso são mais baixos. O principal fator para os gases de exaustão representarem uma fração tão reduzida é a sua temperatura limite de utilização que reduz muito o seu potencial de uso. Estas fontes de excesso entálpico ficam com um potencial de recuperação muito reduzido, sendo muito dificilmente utilizadas em alguma tecnologia de recuperação.

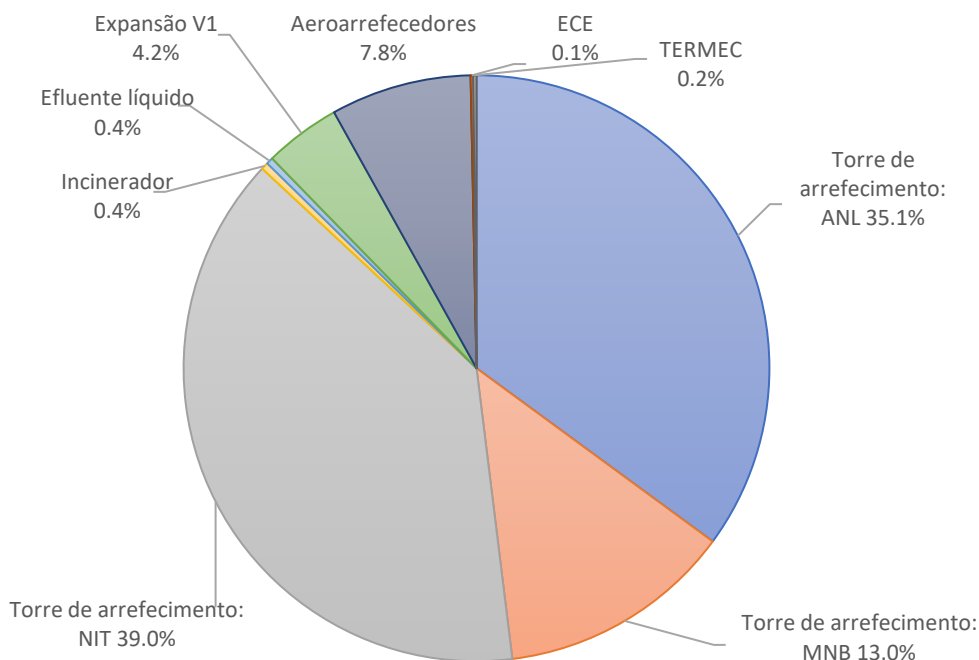


Figura 5.17: Distribuição gráfica percentual das quantidades entálpicas de cada fonte de calor em excesso.

Fontes como a água quente dos aeroarrefecedores e o vapor a 1 barg expandido não devem ser desvalorizadas, pois estas não representam a maior fração, mas são as fontes mais expressivas quando se retira as torres de arrefecimento do cenário de estudo.

As gamas de temperatura de cada fonte são outro parâmetro com elevada importância para caracterização das fontes (Figura 5.18). Para completar a análise e estudar a viabilidade das mesmas na aplicação em sistemas de recuperação de calor em excesso as gamas de

temperatura foram analisadas desde o valor mínimo registado até ao máximo. A possibilidade de recuperação de uma dada corrente aumenta quanto maior for o seu nível térmico.

Dentro das fontes de baixo nível térmico, as fontes relativas aos gases de exaustão e à expansão de vapor a 1 barg são as que possuem maior nível térmico, sendo os gases de exaustão do incinerador os que apresentam temperaturas mais elevadas.

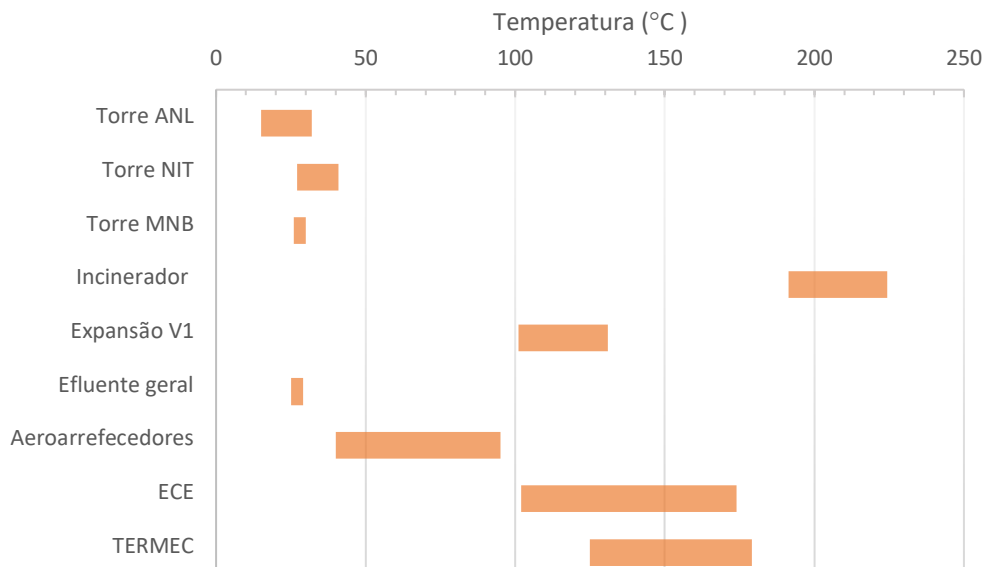


Figura 5.18: Gama de temperaturas de cada uma das fontes.

De forma a avaliar a quantidade energética e o nível térmico em conjunto, distribuiu-se a quantidade de calor em excesso pelo respetivo nível térmico, criando três gamas de temperatura dentro da gama de estudo (Figura 5.19).

As gamas de temperatura criadas distinguem a quantidade de calor com temperaturas baixas que dificultam a utilização das correntes, [25-40] °C, das temperaturas médias, [40-100] °C, e das temperaturas altas, [100-230] °C, que possuem maior aplicabilidade em tecnologias de recuperação de calor.

Pela Figura 5.19 pode concluir-se que a maioria da quantidade energética perdida pelo sistema tem um nível térmico muito baixo, o que associa este calor a uma baixa capacidade recuperação pelas tecnologias estudadas.

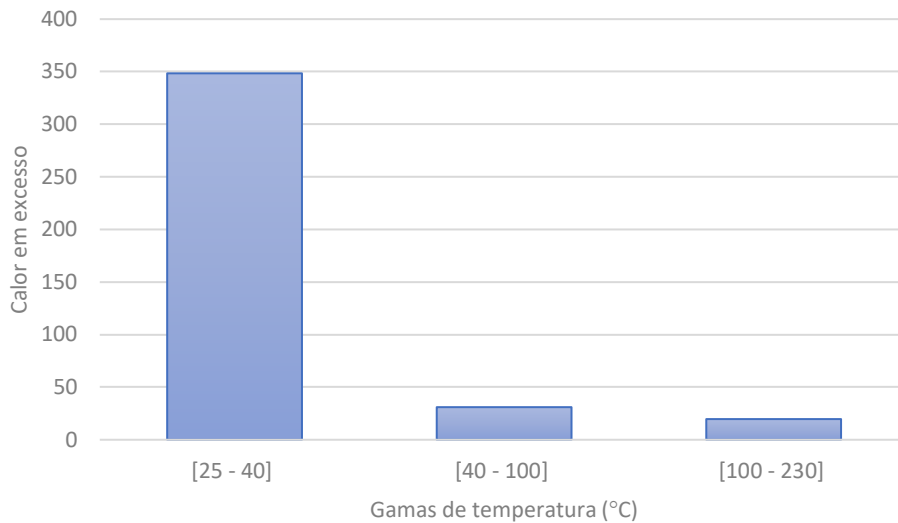


Figura 5.19: Calor normalizado em excesso da PAD em função da temperatura.

Para completar a descrição de todas as fontes de calor, falta analisar os restantes parâmetros: composição, temperatura mínima permitida para recuperação do calor,  $T_{\min}$ , e disponibilidade ao longo do tempo. Na Tabela 5.5 encontra-se um resumo da avaliação de todos os parâmetros para cada fonte de excesso entálpico.

Cruzando todos os parâmetros analisados, o excesso entálpico, a temperatura, a composição, a temperatura mínima e a disponibilidade, a fonte com maior potencial de recuperação é a expansão de vapor, uma vez que possui uma quantidade significativa de calor em excesso, um nível térmico elevado e é uma substância que não carece de materiais de construção muito caros, abrangendo assim mais tecnologias de possível recuperação de excesso de calor. A maior desvantagem desta fonte é o facto de ser uma corrente intermitente no tempo, sendo necessário encontrar uma tecnologia que permita este regime.

Tabela 5.5: Resumo das fontes de excesso entálpico com análise dos parâmetros de avaliação.

<b>Processo</b>	<b>Tipo de fonte de calor</b>	<b>Composição</b>	<b>Tmin (°C)</b>	<b>Disponibilidade</b>
<b>Torres de arrefecimento</b>	Água de refrigeração	H <sub>2</sub> O	25	Continua
<b>Incinerador</b>	Gases de exaustão	N <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O, CO <sub>2</sub> , SO <sub>2</sub> e NO <sub>2</sub>	160	Continua
<b>Efluente líquido</b>	Efluente	H <sub>2</sub> O	25	Continua
<b>Expansão de vapor de 1 barg</b>	Vapor de 1 barg	H <sub>2</sub> O	*(condensação)	Descontinua
<b>Aeroarrefecedores</b>	Água quente	H <sub>2</sub> O	25	Continua
<b>Caldeiras de produção de vapor de 24 barg</b>	Gases de exaustão	N <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O, CO <sub>2</sub> e NO <sub>2</sub>	100	Descontinua



## 6. Proposta de solução

### 6.1. Melhorias/Otimização dos processos com excesso de calor

Como mencionado anteriormente, antes de propor tecnologias de recuperação para qualquer fonte de excesso entálpico, deve observar-se o processo e encontrar oportunidades de melhoria/otimização. De seguida para cada processo onde foi avaliado o excesso entálpico, serão apontadas ações que visam a melhoria ou monitorização da eficiência energética do processo.

Tabela 6.1: Melhorias a efetuar nos processos com excesso entálpico.

Torres de arrefecimento	Instalação de um caudalímetro na divisão da purga do nítrico para as torres da anilina e do MNB, para controlo da fração enviada para cada torre.
	Estudo da fração ótima da purga do nítrico desviada para as torres da anilina e do MNB, pois esta pode conduzir a poupanças globais na água de <i>make-up</i> às duas torres a jusante.
	Instalar um caudalímetro de medição da água de recirculação na torre de arrefecimento de MNB e duas sondas de temperatura na entrada e saída da água de recirculação.
Incinerador	Projetar uma tecnologia de pré-aquecimento do ar alimentado à caldeira, para melhorar a eficiência energética poupando combustível para combustão, uma vez que não se teria que gastar energia para aquecer o ar.
Efluente líquido	Efetuar a ligação da sonda de temperatura instalada no local de saída do efluente líquido para tratamento ao sistema de controlo da fábrica.
Expansão de vapor de 1 barg	Foram verificadas possíveis utilizações deste vapor excedentário.
Aeroarrefecedores	Instalação de um caudalímetro para medir o caudal de água quente que atravessa os aeroarrefecedores.
Caldeiras de produção de vapor de 24 barg	Instalação de um medidor de oxigénio integrado no sistema de controlo, de forma a controlar o excesso de ar que está a ser introduzido na caldeira.
	Projetar uma tecnologia de pré-aquecimento do ar alimentado à caldeira, com o mesmo objetivo da melhoria aplicada ao incinerador.

## 6.2. Propostas de tecnologias para cada fonte de calor em excesso

Cada fonte de excesso de calor tem características inerentes que permitem a aplicação ou não das tecnologias anteriormente estudadas. Para relacionar as fontes com as tecnologias estudadas, o critério principal usado foi a gama de temperaturas de aplicabilidade da tecnologia. As fontes cujas temperaturas se incluem no intervalo de temperatura de aplicação da tecnologia, foram consideradas viáveis para a sua recuperação. Esta análise encontra-se registada na Tabela 6.2.

Nesta análise não foram consideradas como potenciais tecnologias as fornalhas recuperativas, regenerativas, nem as fornalhas de excesso de calor, uma vez que só são aplicáveis a gamas de temperatura médias e altas. Por outro lado, a geração elétrica fotovoltaica não foi incluída por ser uma tecnologia de recuperação de radiação e este tipo de fontes não foi estudada.

Os economizadores são viáveis para recuperar o calor de todas fontes, uma vez que operam numa gama de temperaturas que abrange toda a faixa de temperaturas de baixo nível térmico (<230 °C). O calor em excesso pode ser usado também em pré-aquecedores, no entanto a água de arrefecimento bem como o efluente líquido têm temperaturas muito baixas, inferiores a 35 °C, que limitam a sua aplicabilidade.

As bombas de calor, sistemas que provocam a elevação do nível térmico da fonte para futuras utilizações ou também usadas em correntes do processo que necessitam de energia, dividem-se em dois tipos que agrupam todas as fontes. As bombas mecânicas reúnem as fontes com temperaturas abaixo dos 100°C e as térmicas incluem as fontes acima de 100°C. Nas bombas de calor as fontes de excesso de calor também podem ser usadas nos evaporadores perdendo o seu excesso de calor.

Ao nível dos ciclos termodinâmicos, o ciclo de Rankine orgânico necessita de uma fonte quente para o processo de evaporação do fluido de trabalho e de uma fonte fria para condensação. As fontes de calor em excesso escolhidas como fonte quente do ciclo englobam todas as estudadas menos a água de recirculação das torres de Anilina e MNB, que possuem temperaturas abaixo dos 30 °C. No caso de fontes acima de 120 °C também se pode usar ciclos de Kalina.

A água de recirculação nas torres de refrigeração possui temperaturas baixas que abrangem poucas tecnologias, portanto a sua melhor utilização seria aplicá-las em integrações energéticas ao longo da PAD, trocando energia em sistemas com necessidade de aquecimento. Adicionalmente devem ser identificadas possíveis integrações energéticas no processo com vista a uma redução de calor dissipado através da água de arrefecimento.

A conversão termoelétrica apenas é viável acima de temperaturas de 150 °C, o que só inclui os gases de exaustão do incinerador. Enquanto que a conversão piezoelétrica engloba as fontes entre 100 e 150 °C, onde apenas pode ser utilizado o vapor de 1 barg expandido.

Tabela 6.2: Análise das tecnologias viáveis para cada fonte de calor em excesso com base nas gamas de temperatura.

		Torre da Anilina	Torre do MNB	Torre do Ácido Nítrico	Efluente líquido	Aeroarrefecedores	Incinerador	Vapor a 1 barg	Caldeira ECE	Caldeira TERMEC
<b>Permutadores</b>	Economizadores	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	Pré-aquecedores					x	x	x	x	x
<b>Bombas de calor</b>	Mecânicas	x	x	x	x	x				
	Térmicas						x	x	x	x
<b>Ciclos termodinâmicos</b>	Ciclo de Rankine orgânico			x	x	x	x	x	x	x
	Ciclo de Kalina						x	x	x	x
<b>Conversão elétrica direta</b>	Termoelétrica						x			
	Piezoelétrica							x		

Na sequência desta análise, será descrita na secção seguinte uma proposta de tecnologia de recuperação de calor integrada na PAD, para pré-aquecimento do ar de combustão de três unidades (incinerador, caldeira ECE e caldeira TERMEC) utilizando fontes de calor em excesso.

### 6.3. Proposta de solução – Pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira ECE/TERMEC e do incinerador

As caldeiras estudadas bem como o incinerador não possuem pré-aquecimento do ar de combustão, entrando o ar na caldeira e no incinerador à temperatura ambiente e pressão

atmosférica. No entanto, o pré-aquecimento do ar de combustão pode levar a poupanças energéticas de 20 a 30% [15]. Como vimos anteriormente as fontes de calor, como por exemplo o vapor e a água quente, são desperdiçadas e, todavia, podem ser utilizadas no aquecimento do ar de combustão. O estudo será efetuado para o incinerador e para uma caldeira, uma vez que normalmente durante o ano só a caldeira TERMEC ou a caldeira ECE estão a funcionar e só em casos excecionais estão as duas em operação. Assim a partir daqui designa-se por caldeira ECE/TERMEC.

Este tipo de tecnologia, pré-aquecimento do ar, permite reduzir as emissões de CO<sub>2</sub>, derivada da poupança de combustível nos processos de combustão. O gás natural é um produtor de CO<sub>2</sub>, posteriormente, libertado para a atmosfera, contribuindo para as alterações climáticas sentidas globalmente. Deste facto deriva a aplicação de custos sobre emissões de CO<sub>2</sub>, resultando numa economia de custos.

As fontes de calor utilizadas nesta aplicação, o vapor de 1 barg e a água quente, têm temperaturas de utilização conhecidas. No caso do vapor, o calor trocado é o seu calor latente, portanto a temperatura é considerada constante, de 120 °C, sendo a temperatura correspondente à saturação do vapor a 1 barg. Na troca de calor com a água quente, esta entra no pré-aquecedor com uma temperatura de 78 °C e sai com 56 °C, sendo estas as temperaturas médias do processo anteriormente estudados, secção 5.6.

As temperaturas de alimentação do ar às caldeiras e ao incinerador foram obtidas pelo cálculo da temperatura média logarítmica mínima, sabendo que o ar entra no pré-aquecedor a 25 °C. Se for utilizada a fonte de vapor, a temperatura máxima de alimentação do ar à combustão é de 119°C, mas utiliza-se uma margem para o caso de existir alguma alteração nas pressões e temperaturas do processo, portanto a temperatura considerada foi de 100°C. Sendo a fonte a água quente, a temperatura máxima do ar é de 77°C, portanto assumiu-se como temperatura do ar alimentado às caldeiras e ao incinerador 70 °C.

O cálculo é efetuado com base no balanço energético à caldeira, com os pressupostos assumidos anteriormente na secção 5.7, ou seja, 15% de ar em excesso e cerca de 41 kJ/mol<sub>GN</sub> de calor perdido. Para este cálculo assumiu-se uma produção de vapor normalizada, de 0,045 para a caldeira e 0,03 para o incinerador, em unidades arbitrárias. A partir do balanço determina-se a quantidade combustível necessária uma vez que a produção de vapor é conhecida.

O balanço energético foi realizado para três temperaturas do ar, 25, 70 e 100 °C. Na Tabela 6.3 registam-se as reduções obtidas no consumo de combustível quando aquecemos o ar da caldeira ECE/TERMEC e do incinerador, desde 25 °C até à temperatura pretendida.

Tabela 6.3: Reduções nos consumos de combustível na caldeira ECE/TERMEC e no incinerador normalizadas em função da temperatura de entrada do ar de combustão.

T <sub>ar</sub> (°C)	Reduções no consumo de combustível (Nm <sup>3</sup> /h)	
	Caldeira ECE/TERMEC	Incinerador
70	11,4	7,6
100	19,2	12,8

Como esperado, aumentando a temperatura de entrada do ar de combustão, diminui-se a quantidade necessária de combustível, cujo custo foi considerado 0,28€/Nm<sup>3</sup> [25]. Esta poupança tem, por si só, um efeito multiplicador já que é necessário menos ar e, conseqüentemente, menos energia é gasta no seu aquecimento até à temperatura que ocorre a combustão. As poupanças alcançadas no sistema estão contabilizadas na Tabela 6.4.

Na tabela seguinte é ainda considerada uma terceira opção de utilização das fontes de excesso entálpico, onde se combinam as duas fontes de calor estudadas (vapor e água quente). Nesta solução assume-se que sempre que há vapor disponível este é utilizado nos permutadores, mas quando a fonte cessa utiliza-se água quente, gerando poupança de combustível durante todo o ano, de calor em excesso desperdiçado para o meio ambiente, de água desmineralizada poupada pela recolha de condensados e ainda poupança de energia elétrica gerada pela paragem dos aeroarrefecedores.

Além das poupanças verificadas no combustível, conseqüentemente, reduz-se as emissões de CO<sub>2</sub> por volume de combustível economizado, com o valor de 56 kg<sub>CO2</sub>/GJ<sub>GN</sub> [26]. Os benefícios associados a esta redução de emissões corresponde a 25€/t<sub>CO2</sub>, estando estes também expressos na tabela seguinte [27].

Por análise da comparação das poupanças obtidas entre a utilização das duas fontes isoladas, conclui-se que são aproximadamente iguais. A opção da utilização das duas fontes de forma alternada vai permitir poupanças acrescidas quando comparada com a utilização de cada uma delas de forma isolada.

No caso da poupança de custos operatórios determinada quando se utiliza água quente, dever-se-ia adicionar a poupança obtida pela possível paragem de funcionamento de alguns aeroarrefecedores, que diminuem o consumo de energia elétrica da PAD e têm um custo associado.

Tabela 6.4: Poupanças associadas à instalação de pré-aquecimento do ar na caldeira ECE/TERMEC e no incinerador.

	CALDEIRA ECE/TERMEC			INCINERADOR		
	Vapor 1 barg	Água quente	Vapor 1 barg e água quente	Vapor 1 barg	Água quente	Vapor 1 barg e água quente
Poupança de gás natural (Nm <sup>3</sup> /h)	19,2	11,4	16,0	12,8	7,6	10,7
Poupança de emissões de CO <sub>2</sub> (kg/h)	41,3	24,5	34,6	27,5	16,4	23,0
Poupança de custos em gás natural (€/h)	5,37	3,19	4,17	3,58	2,13	3,0
Poupança de custos em emissões de CO <sub>2</sub> (€/h)	1,03	0,61	0,86	0,69	0,41	0,57
Poupança de custos num ano (€/ano)	30 907 <sup>a</sup>	30 999 <sup>b</sup>	43 531 <sup>c</sup>	20 605 <sup>a</sup>	20 666 <sup>b</sup>	29 021 <sup>c</sup>

a. Considerando 4831 horas de expansão de vapor por ano.

b. Considerando disponibilidade durante de 93% do total do ano (8150 horas).

c. Considerando 4831 horas de expansão de vapor e 3319 horas de utilização de água quente.

Como referido anteriormente, para realizar este processo de pré-aquecimento é necessário calcular as necessidades energéticas para efetuar a elevação entálpica do ar, através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{n}_{ar} * \int_{25^{\circ}C}^T C_{p_{ar}} dT \quad (6.1)$$

Onde  $\dot{Q}_{ar}$  é quantidade energética necessária, em kW, para elevar a temperatura do ar de 25 °C à temperatura objetivo T (70 °C ou 100 °C),  $\dot{n}_{ar}$  é o caudal molar do ar, em mol/s, e  $Cp_{ar}$  é a capacidade calorífica do ar, em kJ/(mol °C) (ver Anexo A.1).

No caso da utilização do vapor excedentário de 1 barg a seguinte equação permite calcular o caudal de vapor necessário ( $\dot{m}_{vapor}$ ):

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{L_C} \quad (6.2)$$

O vapor necessário ao pré-aquecimento do ar até 100 °C com a instalação dos três pré-aquecedores seria de 520 kg/h, correspondendo a 312 kg/h para os pré-aquecedores das caldeiras que trabalham alternadamente e 208 kg/h para o incinerador. Este vapor utilizado resulta numa poupança de água desmineralizada, uma vez que esta tecnologia permite recuperar os condensados.

Para o uso da água quente como fonte térmica do processo é essencial conhecer o seu caudal mássico de forma a perceber se este se encontra disponível para cumprir os requisitos energéticos. Este caudal é calculado através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ág\ quente} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{cp_{água} (T_{qe} - T_{qs})} \quad (6.3)$$

Onde  $T_{qe}$  e  $T_{qs}$  são as temperaturas da corrente quente de entrada e saída do permutador, neste caso a água quente cujas temperaturas são 78 °C e 56 °C, respetivamente.

Verificou-se que os caudais de água necessários para o pré-aquecimento do ar nas caldeiras e incinerador são 4525 kg/h e 3024 kg/h, respetivamente.

### 6.3.1. Projeto dos pré-aquecedores (permutadores)

Nesta secção serão dimensionados três pré-aquecedores de ar de combustão, um para ser alocado na entrada de ar ao incinerador e os outros dois nas entradas do ar às caldeiras ECE e TERMEC. Considerar-se-á que os pré-aquecedores das caldeiras são iguais.

Os pré-aquecedores de ar são permutadores que permitem a troca de calor entre dois fluídos, neste caso, ar/vapor e ar/água. Tipicamente, estes permutadores são do tipo de fluxo cruzado, onde o fluído quente circula no interior dos tubos e o ar atravessa o feixe de tubos perpendicularmente.

O vapor ou a água deve circular no interior dos tubos de forma a minimizar as perdas de calor para o exterior, assim como o facto de, em relação ao ar, serem maiores promotores

da formação de incrustações (*fouling*). Deste modo, fazendo circular estes fluídos do lado dos tubos, se facilita o processo de manutenção e limpeza do permutador, pelo que os tubos apresentam maior acessibilidade para realização do mesmo.

O parâmetro principal para o dimensionamento de um permutador é a área de transferência de calor, uma vez que esta é a característica principal para determinação de custos e para a configuração do *layout* do permutador. A área necessária para se dar a transferência do calor, apresentado anteriormente, é calculada através da seguinte equação:

$$Q = U * A_s * \Delta T_{lm} \leftrightarrow A_s = \frac{Q}{U * \Delta T_{lm}} \quad (6.4)$$

Onde  $Q$  é o calor necessário ao aquecimento, em W,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor, em  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ,  $A_s$  é a área de transferência de calor, em  $m^2$ , e  $\Delta T_{lm}$  é a temperatura média logarítmica, em  $^\circ\text{C}$ .

A temperatura média logarítmica calculada (anexo C), não varia da caldeira para o incinerador, pois o objetivo de aquecimento do ar bem como a fonte de calor usada são iguais.

De acordo com a literatura, o coeficiente global de transferência de calor entre vapor e o ar situa-se numa gama de [30-300]  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$  e, entre a água e o ar, a gama é de [20-300]  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$  [28]. O coeficiente global de transferência de calor depende sobretudo do coeficiente pelicular do lado do ar e este varia com o caudal de ar que passa na carcaça, sendo diferente para os dois casos. Os custos do permutador aumentam com o aumento da área de transferência de calor estimada, portanto deve-se determinar a área mínima necessária para o permutador. Na Tabela 6.5 apresentam-se as temperaturas médias logarítmicas, os coeficientes globais e as perdas de pressão do ar para os diferentes casos de aplicação (ver Anexo C).

A média logarítmica da temperatura é mais elevada no caso em que se usa vapor e, conseqüentemente, conduz a um permutador de calor com uma menor área de transferência de calor.

No caso dos permutadores para a caldeira em que a velocidade do ar que é superior, considerando tubos iguais, o seu coeficiente de transferência de calor pelicular é maior, aumentando o coeficiente global de transferência de calor.

O aumento da perda de pressão do ar no exterior dos tubos também se justifica, igualmente, pela relação diretamente proporcional entre a velocidade do ar e a perda de pressão, mas, no entanto, não se verifica significativa para efeitos de projeto.

Tabela 6.5: Dados do processo de transferência de calor.

	Vapor de 1 barg		Água quente	
	Caldeira ECE e TERMEC	Incinerador	Caldeira ECE e TERMEC	Incinerador
Temperatura média logarítmica (°C)	48		14	
Coefficiente de transferência de calor global ( $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ )	196	160	186	148
Perda de pressão do ar (bar)	0,018	0,008	0,014	0,007

Para a definição da configuração dos permutadores, inicialmente escolheram-se especificações como o número de tubos, o tipo de tubos e o material. O mesmo número de tubos e o mesmo tipo foi escolhido para os três permutadores, com o objetivo de uniformizar a análise. A especificação dos tubos é baseada na literatura (Anexo C.2), tendo estes um diâmetro externo de  $\frac{3}{4}$  in (0,019m), com uma escala BWG 14 e diâmetro interno de 0,584in (0,015m). O número de tubos escolhido foi de 144 tubos. O material escolhido para os tubos foi aço carbono, pois na gama de operação pretendida, não é suscetível de degradação por processos oxidativos ( $T < 425 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) [8].

As áreas de transferência de calor obtidas para os três pré-aquecedores são relativamente próximas, daí resultando comprimentos de tubos semelhantes (Tabela 6.6), para cada uma das fontes de calor abordadas.

Para efeitos de cálculo dos custos não foram encontrados dados para permutadores de fluxo cruzado, tendo-se recorrido a dados para permutadores de carcaça e tubos. Este tipo de permutadores possui preços mais elevados do que para fluxo cruzado, portanto esta estimativa é calculada por excesso. Através da área é possível estimar o custo dos permutadores, de acordo com a forma de cálculo apresentada no Anexo C.3. A análise de custos tem como objetivo comparar a poupança obtida pela implementação dos três pré-aquecedores recuperadores de calor em excesso na PAD e o investimento na instalação dos pré-aquecedores. Inerente a este projeto está a recuperação de fontes de excesso entálpico, como o calor latente do vapor excedentário de 1 barg e o calor sensível da água quente que

seria removido nos aeroarrefecedores, mas que se quer que seja reutilizado nesta transferência de calor. O fator que relaciona estes dois fatores é o *payback*, apresentado em meses. Na Tabela 6.6 pode-se observar, de forma comparável os valores das dimensões dos permutadores e respetiva análise da rentabilidade entre o uso das duas fontes estudadas (vapor e água quente).

Tabela 6.6: Detalhes das características e do investimento envolvido na aquisição dos três permutadores de calor, comparando a utilização das duas fontes de calor estudadas (vapor e água quente).

	Vapor 1 barg		Água quente	
	Caldeira ECE e TERMEC	Incinerador	Caldeira ECE e TERMEC	Incinerador
Área de transferência de calor (m <sup>2</sup> )	2 x 20,3	16,5	2 x 43,2	36,2
Comprimento dos tubos por permutador (m)	2,4	1,9	5,0	4,2
Custo total do projeto total (€) <sup>a</sup>	63 385		108 412	
<i>Payback</i> (meses)	15		25	

(a) Este custo de projeto tem adicionada a inflação referente ao ano de 2019

Como se pode comprovar pela análise de custos das duas estratégias individualmente, o investimento no caso de utilizar água quente como fonte de excesso de calor é mais elevado, devido à maior área requerida nos permutadores de calor. Apesar da água quente ser uma fonte contínua ao longo do ano, isso não compensa o facto de possuir temperaturas médias logarítmicas muito inferiores e, por sua vez, necessitar de maiores gastos na aquisição dos permutadores de calor. Portanto conclui-se que a fonte de vapor de 1 barg é mais vantajosa em termos económicos.

Analisando a proposta da utilização das duas fontes em regime intermitente referida na secção anterior, a fonte que requer maiores dimensões para permutar o calor entre o ar e a fonte quente é a água quente, portanto tem que se assumir a aquisição dos permutadores dimensionados para esta fonte, que se adapta igualmente à operação com vapor permitindo um aquecimento acrescido do ar.

Com o valor das poupanças obtidas (Tabela 6.4) e do investimento na instalação dos permutadores dimensionados para a água quente (Tabela 6.6), obtém-se o *payback* do projeto. De seguida apresentam-se os valores finais desta solução:

- Poupança de custos = 72 551 €/ano
- Investimento total de projeto = 108 412 €/ano
- *Payback* = 18 meses

Comparando as três soluções apresentadas, o uso das fontes quentes de forma individual e o seu uso combinado, revela que a combinação das duas fontes é mais rentável a nível económico a longo prazo com maiores poupanças de custos, reduz o desperdício de calor sem utilização para o meio ambiente proveniente de duas fontes e apresenta vantagens ao nível da sustentabilidade, evitando emissões de GEE.

### 6.3.2. Proposta de alteração de processo

Com vista a diminuir os custos associados a este projeto de pré-aquecimento de ar, propõe-se o funcionamento de apenas uma caldeira durante todo o ano. Esta modificação ao processo faria com que apenas fosse necessário o pré-aquecimento do ar a uma caldeira, sem a necessidade de instalar dois permutadores. Todavia, a caldeira que não fosse utilizada não poderia parar totalmente, uma vez que tem que se manter um funcionamento mínimo para pô-la a operar rapidamente em carga máxima quando houver necessidades de vapor excecionais na fábrica, como por exemplo arranques de instalações.

Com a instalação de apenas um permutador para uma das caldeiras (ECE ou TERMEC), verificavam-se poupanças no custo do projeto devido à compra de menos um permutador, que resultam nos dados de investimento apresentados na Tabela 6.7.

As poupanças no custo de operação não se alteram com a instalação de apenas dois permutadores, apenas se alteram os custos de capital que resultam em poupanças de custos de cerca de 35% relativamente à utilização de três permutadores, anteriormente referida. As conclusões relativamente à escolha da fonte de calor a utilizar é a mesma, mas no caso de alteração do processo, este projeto de dois permutadores é muito mais vantajoso a nível económico uma vez apresenta as mesmas poupanças na operação e menores custos de investimento.

Tabela 6.7: Comparação dos detalhes do investimento envolvido na aquisição dos três permutadores de calor (proposta 1) ou dois permutadores (proposta 2), para a utilização das diferentes fontes de calor estudadas.

Proposta	Vapor 1 barg		Água quente		Vapor 1 barg e água quente	
	1	2	1	2	1	2
Poupança de custos (€/h)	51 511		51 665		72 551	
Custo total do projeto (€) <sup>a</sup>	63 385	41 445	108 412	69 458	108 412	69 458
<i>Payback</i> (meses)	15	10	25	16	18	12

(a) Este custo de projeto tem adicionada a inflação referente ao ano de 2019

## 7. Conclusões e sugestões para trabalho futuro

O principal objetivo desta dissertação consistiu em identificar os processos que possuem maior potencial de excesso entálpico de baixo nível térmico, na unidade produção de Anilina e Derivados, da Bondalti Chemical S.A. Conseqüentemente, depois do levantamento das correntes de excesso de calor, procedeu-se à quantificação da energia térmica perdida para o meio ambiente.

Inicialmente através do método *Bottom-up* (método de estimativa do calor em excesso na indústria), começou-se por responder a um questionário que permitiu identificar os processos com maior potencial de recuperação de calor de baixo nível térmico, entre eles: torres de arrefecimento, aeroarrefecedores, incinerador, caldeiras, equipamentos com radiação térmica e efluentes. Os equipamentos de radiação térmica não mereceram abordagem posterior neste estudo.

A quantificação do excesso entálpico foi efetuada com base nos dados operatórios entre março de 2019 e março de 2020. Quando os dados necessários não estavam disponíveis no sistema, recorreu-se a medições no local com medidores portáteis.

No caso das torres de refrigeração o calor em excesso identificado é o calor perdido pela água de recirculação na torre, eliminado para o meio ambiente em forma de vapor. Na PAD existem três torres de arrefecimento: Anilina, MNB e Ácido Nítrico. Destas, a torre do ácido nítrico e a torre da anilina são as torres que representam o maior desperdício entálpico, representando 44% e 40%, respectivamente, relativamente ao calor total perdido nas três torres. No entanto, a torre que possui maior potencial de recuperação é a torre do ácido nítrico pois possui o nível térmico mais elevado.

Tanto no incinerador como nas caldeiras produtoras de vapor de 24 barg (ECE e TERMEC), a fonte de excesso entálpico é a corrente de gases de exaustão enviada para a atmosfera. A quantidade de calor perdido é calculada com base numa temperatura mínima de utilização, correspondente à temperatura de condensação de compostos corrosivos presentes nos gases. Este é um fator limitante, pois apenas recupera uma fração da entalpia total da corrente. Destes três sistemas o incinerador possui o maior desperdício entálpico e o maior nível térmico (208 °C), seguido das duas caldeiras que têm quantidades entálpicas muito idênticas e temperaturas, na ordem dos 152 °C para a TERMEC e 129 °C para a ECE.

Relativamente aos efluentes foram estudados o efluente líquido e a expansão de vapor excedentário de 1 barg. O efluente líquido é proveniente da fábrica com destino à estação de tratamentos de águas. Este efluente tem uma temperatura média de cerca de 30 °C, sendo esta uma temperatura muito baixa, uma vez que a temperatura de referência utilizada para o

cálculo do excesso entálpico é de 25 °C, reduzindo o seu potencial de recuperação da fonte. O vapor de 1 barg expandido é o vapor excedente não utilizado como utilidade na fábrica. Este vapor foi quantificado recorrendo à abertura da válvula de expansão para determinação do caudal e o excesso de calor é o calor latente libertado no processo de condensação. À pressão de 1 barg, a temperatura de saturação ronda os 120 °C.

No sistema de aeroarrefecedores o calor dissipado para o meio ambiente provém da água quente que é arrefecida nesta unidade, sendo libertada na forma de corrente de ar quente.

Comparando todas as fontes, a que representa a maior quantidade de calor em excesso é o sistema de torres de refrigeração com 88% de todo o calor perdido. No entanto esta fonte tem um nível térmico muito reduzido comparativamente às restantes fontes. A fonte considerada com maior potencial de recuperação de excesso entálpico é o vapor de 1 barg excedente do sistema, que possui uma quantidade de calor significativa de 4,2% relativamente ao desperdício total da unidade industrial, um nível térmico elevado e não necessita de materiais de construção muito caros, quando aplicada numa tecnologia de recuperação de calor, abrangendo uma maior gama.

Relativamente às propostas de solução, primeiramente foram propostas melhorias para monitorização dos sistemas associados às perdas de calor e, seguidamente, fez-se uma análise entre todas as fontes e as possíveis tecnologias de recuperação de calor estudadas inicialmente neste trabalho.

A proposta principal baseia-se na instalação de três pré-aquecedores de ar de combustão, um no incinerador e dois nas caldeiras ECE e TERMEC, com vista à poupança de combustível (gás natural) e recuperação de excesso entálpico. Efetuou-se um estudo sobre a melhor fonte de calor a empregar nos pré-aquecedores, entre o vapor de 1 barg, água quente (aeroarrefecedores) ou uma combinação entre as duas. A proposta mais favorável é a combinação intermitente das duas fontes, utilizando vapor como fonte principal e nos períodos em que esta fonte não está disponível, recorrendo à água quente como fonte quente do processo.

A estratégia combinada tem como principais benefícios as poupanças económicas geradas a longo prazo e o reaproveitamento do excesso entálpico proveniente de duas fontes de calor. Com esta última estratégia, o volume de gás natural poupado no sistema e a consequente redução de emissões de CO<sub>2</sub> representam 72 551 €/ano, sendo o *payback* deste projeto é de 18 meses.

Uma proposta alternativa foi elaborada tendo por base a alteração do sistema atual das caldeiras, utilizando apenas uma delas durante todo o ano. Esta alteração leva à instalação de apenas dois pré-aquecedores, diminuindo os custos de investimento em cerca de 35%. Portanto, a aplicação da estratégia combinada neste sistema de dois permutadores, permite baixar o *payback* para 10 meses, concluindo que esta seria a proposta mais benéfica para uma futura instalação.

Apresentam-se de seguida sugestões para trabalhos futuros, com vista a melhorar esta análise do excesso entálpico e proposta técnica de redução do mesmo:

- Incluir no estudo os equipamentos emissores com radiação térmica, pois podem representar elevadas quantidades de energia térmica perdida para o ambiente;
- Avaliar a implementação de um ciclo de Rankine orgânico com fontes de calor em excesso, para produção de energia elétrica com baixas emissões de gases de efeitos de estufas pois provém de fontes reutilizadas.
- Avaliar a viabilidade e custos de investimento de sistemas de bombas de calor a instalar em correntes de baixo nível térmico, provocando a sua elevação.



---

## Bibliografia

- [1] «Roteiro para a neutralidade carbónica 2050 (RNC2050)», 2019.
- [2] «Energy Balance Sheets. 2017 data», *Eurostat Statistical books*, vol. 1, 2019, doi: 10.2785/10223.
- [3] EPA, «Overview Greenhouse Gas», 2018. .
- [4] M. Fernandes, *Medidas Transversais de Eficiência Energética para a Indústria*. Direção Geral de Energia e Geologia, 2016.
- [5] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, e S. A. Tassou, «Waste heat recovery technologies and applications», *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, pp. 268–289, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>.
- [6] T. Berntsson e A. Asblad, «Annex XV: Industrial Excess Heat Recovery - Technologies and Applications, Phase 1», *Industrial Energy-Related Technologies and Systems*, 2015.
- [7] S. Brueckner, L. Miró, L. F. Cabeza, M. Pehnt, e E. Laevemann, «Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions - A categorization and literature review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 38, pp. 164–171, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.04.078.
- [8] I. Johnson, W. T. Choate, e A. Davidson, «Waste Heat Recovery. Technology and Opportunities in U.S. Industry», Mar. 2008. doi: 10.2172/1218716.
- [9] J. Palmeira, «Aproveitamento do Excesso Entálpico na Indústria», Universidade de Lisboa Instituto Superior Técnico, 2015.
- [10] S. Kakaç, H. Liu, e A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. 2020.
- [11] A. Thekdi e S. U. Nimbalkar, «Industrial Waste Heat Recovery - Potential Applications, Available Technologies and Crosscutting R&D Opportunities», Oak Ridge, TN (United States), Jan. 2015. doi: 10.2172/1185778.
- [12] H. Vaz, «Trocadores de calor», 2016. <https://pt.slideshare.net/HelderVaz07/trocador-de-calor-65915578> (acedido Set. 17, 2020).
- [13] S. Brückner, S. Liu, L. Miró, M. Radspieler, L. F. Cabeza, e E. Lävemann, «Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies», *Appl. Energy*, vol. 151, pp. 157–167, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.01.147.
- [14] A. Kuehn, F. Ziegler, B. Dawoud, P. Schossig, J. Wienen, e R. E. Critoph, *Thermally driven heat pumps for heating and cooling*. Universitätsverlag der TU Berlin, 2013.
- [15] C. C. S. Reddy, S. . Naidu, e G. P. Rangaiah, «Waste Heat Recovery Methods and Technologies», 2013.
- [16] T. Wenzel, «Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)», Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2015.
- [17] D. Brough e H. Jouhara, «The aluminium industry: A review on state-of-the-art technologies, environmental impacts and possibilities for waste heat recovery», *International Journal of Thermofluids*, vol. 1–2, 2020, doi: 10.1016/j.ijft.2019.100007.

- [18] S. Broberg Viklund e M. T. Johansson, «Technologies for utilization of industrial excess heat: Potentials for energy recovery and CO<sub>2</sub> emission reduction», *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 369–379, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.052>.
- [19] T. Hendricks e W. T. Choate, «Engineering Scoping Study of Thermoelectric Generator Systems for Industrial Waste Heat Recovery», United States, 2006. doi: 10.2172/1218711.
- [20] «Final Report: Annex XV, Task 2 – Industrial Excess Heat Recovery». <https://iea-industry.org/publications/final-report-annex-xv-task-2-industrial-excess-heat-recovery/>.
- [21] R. M. Felder, R. W. Rousseau, e L. G. Bullard, *Elementary principles of chemical processes*, 4.<sup>a</sup> ed. 2016.
- [22] D. W. Green e R. H. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook, Eighth Edition*, 8th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2008.
- [23] V. Gomes, «Gestão eficiente da água e dos efluentes na unidade PAD utilizando a análise do ponto de estrangulamento», Técnico Lisboa, 2017.
- [24] Emerson Fisher, *Control Valve Handbook*, 5.<sup>a</sup> ed. 2019.
- [25] Eurostat, «Gas prices for non-household consumers - bi-annual data (from 2007 onwards)». <https://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do> (acedido Out. 14, 2020).
- [26] «Dados de referência do Gás Natural». <https://galpgasnaturaldistribuicao.pt/gas-natural/o-que-e> (acedido Jul. 19, 2020).
- [27] «What should a metric ton of CO<sub>2</sub> cost?». <https://www.en-former.com/en/metric-ton-co2-cost/> (acedido Out. 19, 2020).
- [28] M. S. Ray, «Coulson and Richardson's Chemical Engineering Volume 6 (Design), 2nd Edition, by R.K. Sinnott, Pergamon Press, Oxford, UK (1993). 954 pages. ISBN 0-08-041865-1.», *Dev. Chem. Eng. Miner. Process.*, vol. 2, n. 4, pp. 254–255, Jan. 1994, doi: 10.1002/apj.5500020410.
- [29] C. J. Geankoplis, *Transport Processes and Separation Process Principles: Includes Unit Operations*. Prentice Hall Professional Technical Reference, 2003.
- [30] R. W. Serth e T. G. Lestina, «3 - Heat Exchangers», Boston: Academic Press, 2014, pp. 67–100.
- [31] Chemical Engineering, «2019 Chemical Engineering Plant Cost Index Annual Average». <https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average/> (acedido Out. 06, 2020).

## Anexos

### A. Tabelas de propriedades físicas

Neste anexo descrevem-se todas as propriedades físicas de diferentes compostos, necessárias aos cálculos efetuados durante o presente relatório.

#### A.1. Capacidades caloríficas

Nas secções 5.3 e 5.7 deste relatório foi necessária a utilização das capacidades caloríficas de diferentes gases, as quais se encontram descritas na Tabela A.1.

Tabela A.1: Capacidades caloríficas de compostos gasosos [21].

Forma: $C_p [kJ/(mol\ ^\circ C)] = a + bT + cT^2 + dT^3$ ; T em $^\circ C$					
Composto	Fórmula	$a * 10^3$	$b * 10^5$	$c * 10^8$	$d * 10^{12}$
Metano	CH <sub>4</sub>	34,31	5,469	0,3661	-11
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	49,37	13,92	-5,816	7,28
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	68,032	22,59	-13,11	31,71
Azoto	N <sub>2</sub>	29	0,2199	0,5723	-2,871
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	36,11	4,233	-2,887	7,464
Oxigénio	O <sub>2</sub>	29,1	1,158	-0,6076	1,311
Água	H <sub>2</sub> O	33,46	0,688	0,7604	-3,593

#### A.2. Entalpias de formação

As entalpias de formação dos compostos gasosos, descritas na Tabela A.2, são necessárias ao cálculo dos calores de reação na secção B.4.

Tabela A.2: Entalpias de formação, em kJ/mol [21].

Composto	Fórmula	$H_{f,25}^0$ °C
Metano	CH <sub>4</sub>	-74,85
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-84,67
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-103,8
Azoto	N <sub>2</sub>	0
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	0
Oxigénio	O <sub>2</sub>	-393,5
Água	H <sub>2</sub> O	-241,83

## B. Métodos de cálculo para a quantificação de calor em excesso

Neste anexo são descritos os cálculos relativo à quantificação da potência térmica excedente em cada sistema, assim como os respetivos cálculos auxiliares. Cada secção é referente a uma das fontes de calor excedente referida anteriormente.

### B.1. Cálculos auxiliares à quantificação de calor em excesso nas torres de arrefecimento

Para o cálculo do caudal de água evaporada na torre de arrefecimento considera-se que a energia da água de recirculação que se transfere na torre de arrefecimento é usada na evaporação da água, assim:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{recirc} C_{p_{\text{água}}} \Delta T$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} L_V$$

Onde  $L_V$  é o calor latente de vaporização da água, de 2542,8 kJ/kg [22].

### B.2. Cálculos auxiliares à quantificação do calor em excesso nos gases de exaustão do incinerador

Para o cálculo da corrente de gases de exaustão conhecem-se todas as condições operatórias. no entanto o caudal volumétrico dos gases está expresso em Nm<sup>3</sup>/h. Através da equação dos gases perfeitos é possível determinar o caudal molar:

$$P * V = n * R * T \leftrightarrow \dot{n} = \frac{\dot{V} * P_{ref}}{R * T_{ref}} = \frac{\dot{V} * 1,013 * 10^5}{8,314 * 273,15}$$

A composição do gás é necessária para determinar a sua capacidade calorífica média. Na Tabela B.1 encontra-se a composição conhecida do gás de combustão.

Tabela B.1: Composição molar da corrente de gases de exaustão do incinerador.

Gás	Percentagem molar (%)
N <sub>2</sub>	64,0
O <sub>2</sub>	7,4
H <sub>2</sub> O	22,8
CO <sub>2</sub>	5,8

Através de valores da literatura foi possível obter expressões da capacidade calorífica em função da temperatura para cada um dos gases (Anexo A.1).

A capacidade calorífica média da corrente é dada pela seguinte expressão:

$$Cp = \sum_i n_i Cp_i$$

Onde  $n_i$  é a fração molar dos compostos existentes na corrente e  $Cp_i$  é a sua capacidade calorífica.

Dada a temperatura da corrente é possível calcular a sua capacidade calorífica da corrente e calcular o calor em excesso da corrente (ver secção 5.3).

### B.3. Cálculos auxiliares à quantificação do calor em excesso na expansão da rede de vapor a 1 barg

Na equação 5.8 utilizada para converter o coeficiente de fluxo em caudal mássico é utilizado um coeficiente de expansão que é dado por:

$$Y = 1 - \frac{x_{dim} 1,4}{3 x_T \gamma}$$

Onde  $\gamma$  é a razão de calor específico que é constante para cada fluido ou gás, neste caso para o vapor tem um valor de 1,33K.

O  $x_T$  corresponde à razão da queda de pressão em fluxo de choque. Este valor de  $x_T$  é referenciado na literatura, sendo característico para cada válvula e tem uma variação inversamente proporcional relativamente à percentagem de abertura da válvula. O fenómeno de fluxo de choque dá-se quando a diferença de pressões aumenta até um ponto em que o

caudal se mantém constante e pode ser observado quando se tem  $x_{dim}$  maior que  $x_T$ , neste caso assume-se  $Y=0,66$  [24].

Na Figura B.1 pode-se observar as diferentes regressões entre  $x_T$  e a % de abertura, para as duas válvulas.

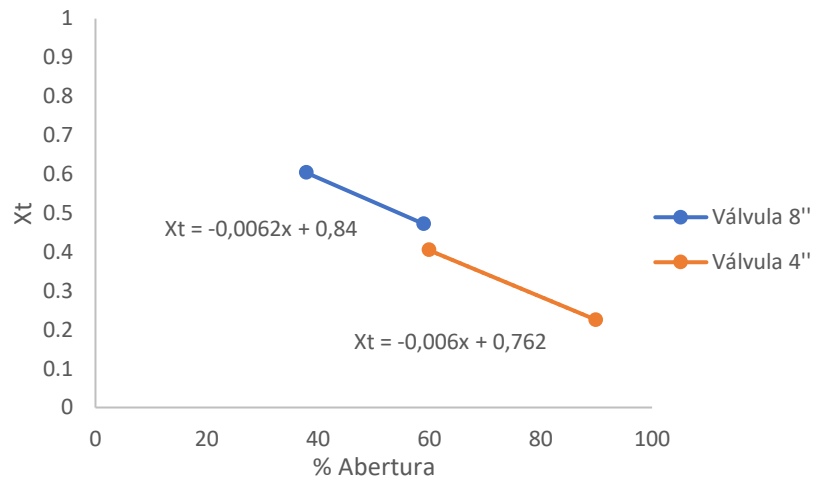


Figura B.1: Representação gráfica de  $x_T$  em função da % Abertura, para os dois tipos de válvula.

Para o cálculo do calor em excesso da corrente considerou-se um calor latente de condensação de:

$$L_C = 2541,8 \text{ kJ/kg [22]}$$

#### B.4. Cálculos auxiliares à quantificação do calor em excesso nos gases de combustão das caldeiras de produção de vapor a 24 barg

Para a quantificação do calor em excesso nas caldeiras de produção de vapor de 24 barg foi necessário calcular o caudal da corrente de gases de combustão.

A composição do gás natural é conhecida (Tabela B.2), assim como a massa volúmica e a massa molar:

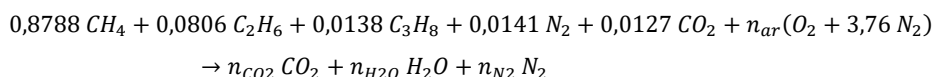
$$\rho_{GN} = 0,8141 \text{ kg/Nm}^3 \text{ [26]}$$

$$MM_{GN} = \sum y_i * MM_i = 18,04 \text{ g/mol}$$

Tabela B.2: Registo da composição molar do gás natural, em mol/mol<sub>GN</sub>. [26]

Reagente	Fração molar em base seca (mol/mol <sub>GN</sub> )
Metano (CH <sub>4</sub> )	0,8788
Etano (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	0,0806
Propano (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	0,0138
Azoto (N <sub>2</sub> )	0,0141
Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> )	0,0127

Depois de conhecidos os coeficientes dos reagentes, determina-se a quantidade de ar teórico a introduzir na queima, através da reação de combustão teórica e os respetivos balanços às diferentes espécies atómicas (C, H e O), apresentados a seguir:



- Balanço ao C:  $n_{CO_2} = 0,8788 + 0,0806 * 2 + 0,0138 * 3 + 0,0127 = 1,09 \text{ mol/mol}_{GN}$
- Balanço ao H:  $n_{H_2O} = \frac{0,8788*4+0,0806*6+0,0138*8}{2} = 2,05 \text{ mol/mol}_{GN}$
- Balanço ao O:  $n_{O_2} = \frac{n_{CO_2}*2+n_{H_2O}}{2} - 0,0127 * 2 = 2,11 \text{ mol/mol}_{GN}$
- Balanço ao N:  $n_{N_2} = \frac{n_{ar}*2*3,76}{2} = 7,93 \text{ mol/mol}_{GN}$

Assumindo um excesso de ar de 15%, fez-se balanço às espécies atómicas consoante a reação de combustão completa com excesso de ar, representada na secção 5.7, pela equação 5.12.

Tabela B.3: Registo da composição molar do gás de combustão para um excesso de ar de 15%, em mol/mol<sub>GN</sub>.

Produto	n <sub>i</sub> (mol/mol <sub>GN</sub> )
Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> )	1,09
Vapor de água (H <sub>2</sub> O)	2,05
Azoto (N <sub>2</sub> )	9,13
Oxigénio (O <sub>2</sub> )	0,32

Para determinar o caudal molar dos gases de combustão, em mol/h, utiliza-se a seguinte expressão:

$$\dot{n}_{gases} = (n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2} + n_{O_2}) \frac{\rho_{GN}}{MM_{GN}} \dot{v}_{GN}$$

Onde  $\dot{v}_{GN}$  é o caudal volumétrico de gás natural, em m<sup>3</sup>/h.

O balanço energético à caldeira resultou na seguinte expressão:

$$\Delta\dot{H} = 0 \leftrightarrow \sum_{\text{Reações}} \xi_j \Delta H_{Rj} + \sum H_{saidas} - \sum H_{entradas} = 0$$

Onde:

$$\Delta H_R = \sum v_i * \Delta H_{f_i}^{\circ}$$

$$\xi_j = \frac{n_i - n_{i0}}{v_i}$$

em que  $n_{i0}$  e  $n_i$  são as quantidades molares de cada composto  $i$  à entrada e saída, respetivamente.

Os valores de formação dos compostos ( $\Delta H_{f_i}^{\circ}$ ) estão expressos no anexo A.2.

Na Tabela B.4 estão todas as reações independentes envolvidas na reação de combustão e os respetivos valores de reação.

Tabela B.4: Reações de combustão e respetivos valores de reação.

j	Reação	$\Delta H_R$ (kJ/mol)
1	$CH_4(g) + 2 O_2(g) \rightarrow CO_2(g) + 2 H_2O(g)$	-802
2	$C_2H_6(g) + 7/2 O_2(g) \rightarrow 2 CO_2(g) + 3 H_2O(g)$	-1428
3	$C_3H_8(g) + 5 O_2(g) \rightarrow 3 CO_2(g) + 4 H_2O(g)$	-2044

Para a quantificação da potência térmica dos gases é necessário determinar a capacidade calorífica dos mesmos, esta é obtida da forma como foi explicada na secção A.1. Para o cálculo das entalpias específicas dos compostos, não é considerada a variação de pressão, portanto a forma utilizada é a seguinte:

$$H_i = \int_{T_{ref}}^T C_p dT$$

Assume-se para a água de alimentação e o vapor as condições de referência das tabelas de vapor (água líquida no triplo ponto, -0,01 °C e 0,00611 bar) e são consideradas correntes independentes do processo. Os compostos envolvidos na reação de combustão têm como estado de referência água no estado de vapor, a 1 atm e 25 °C. Para o cálculo das entalpias específicas dos compostos, não é considerada a sua variação de pressão.

- Condições de entrada do combustível: 25 °C e 1 atm →  $H_{i,in} = 0$
- Condições de saída do gás de exaustão:  $T_{gás}$  e 1 atm

Tabela B.5: Quantidades molares numa base de cálculo de 1 mol de gás natural, em mol/mol<sub>GN</sub>, e entalpias específicas, em kJ/mol, dos compostos à entrada e saída do sistema.

Composto	$n_{in}$ (mol/mol <sub>GN</sub> )	$H_{in}$ (kJ/mol)	$n_{out}$ (mol/mol <sub>GN</sub> )	$H_{out}$ (kJ/mol)
CH <sub>4</sub>	0,879	$H_{CH_4,in}$	---	---
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,0806	$H_{C_2H_6,in}$	---	---
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,0138	$H_{C_3H_8,in}$	---	---
N <sub>2</sub>	9,13	$H_{N_2,in}$	9,13	$H_{N_2,out}$
CO <sub>2</sub>	0,0127	$H_{CO_2,in}$	1,09	$H_{CO_2,out}$
O <sub>2</sub>	2,43	$H_{O_2,in}$	0,316	$H_{O_2,out}$
H <sub>2</sub> O	---	---	2,05	$H_{H_2O,out}$

As entalpias de entrada e de saída no sistema, do balanço energético são dadas respetivamente por:

$$\sum H_{entradas} = n_{CH_4,in}H_{CH_4,in} + n_{C_2H_6,in}H_{C_2H_6,in} + n_{C_3H_8,in}H_{C_3H_8,in} + n_{N_2,in}H_{N_2,in} + n_{CO_2,in}H_{CO_2,in} + n_{O_2,in}H_{O_2,in} + m_{\text{água}}H_{\text{água}}$$

$$\sum H_{saídas} = n_{N_2,out}H_{N_2,out} + n_{CO_2,out}H_{CO_2,out} + n_{O_2,out}H_{O_2,out} + n_{H_2O,out}H_{H_2O,out} + m_{\text{vapor}}H_{\text{vapor}}$$

Onde:

- $m_{\text{água}} = m_{\text{vapor}}$
- $H_{\text{água}} = 421,3 \text{ kJ/kg}$  → água líquida a 100 °C e 35 barg [22]
- $H_{\text{vapor}} = 2800 \text{ kJ/kg}$  → vapor saturado a 25 bar [21]

## C. Cálculos intermédios para a proposta de pré-aquecimento do ar de combustão

O rácio entre a massa de vapor produzida e o combustível consumido é obtido através do balanço energético efetuado à caldeira, presente na secção B.4.

Variando a temperatura do ar obteve-se o rácio para 25°C, 70°C e 100°C, com estes valores obtém-se o volume de combustível consumido para cada situação uma vez que a produção de vapor é considerada constante.

### C.1. Dimensionamento do pré-aquecedor de ar

Este dimensionamento vai ser efetuado para três permutadores, o pré-aquecedor do incinerador e os pré-aquecedores das caldeiras, que são considerados iguais. Estudaram-se dois casos de fontes quentes, portanto os três permutadores foram dimensionados para os dois casos.

**Passo 1:** Conhecer o calor trocado entre os fluidos ( $Q$ ), em W, os caudais ( $\dot{m}$ ), em kg/s, e as temperaturas.

Para a permuta de calor entre o ar e o vapor:

$$T_{qe} = 120^{\circ}\text{C}; T_{qs} = 120^{\circ}\text{C}; T_{fe} = 25^{\circ}\text{C}; T_{fs} = 100^{\circ}\text{C}$$

Para a permuta de calor entre o ar e a água quente:

$$T_{qe} = 78^{\circ}\text{C}; T_{qs} = 56^{\circ}\text{C}; T_{fe} = 25^{\circ}\text{C}; T_{fs} = 70^{\circ}\text{C}$$

Onde  $T_{qe}$  e  $T_{qs}$  são, respetivamente, a temperatura do fluido quente à entrada e saída dos tubos,  $T_{fe}$  e  $T_{fs}$  são, respetivamente, a temperatura do fluido frio à entrada e saída do exterior dos tubos.

**Passo2:** Conhecer as propriedades físicas dos dois fluidos: viscosidade ( $\mu$ ), condutividade térmica ( $k$ ), densidade ( $\rho$ ) e calor específico ( $cp$ ). Neste caso apenas se vai calcular parâmetros referentes ao exterior dos tubos, portanto apenas se recolheu propriedades do ar e estas são utilizadas à temperatura média de 48°C ou 63°C [22].

Temperatura média = 48°C

$$\mu = 0,0000194 \text{ Pa.s}$$

$$k = 0,0279 \text{ W/(m.K)}$$

$$\rho = 1,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$cp = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}}$$

Temperatura média = 63°C

$$\mu = 0,0000199 \text{ Pa.s}$$

$$k = 0,0288 \text{ W/(m.K)}$$

$$\rho = 1,04 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$cp = 1008 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}}$$

**Passo 3:** Escolher o tipo de permutador. Neste caso o permutador escolhido foi de fluxo cruzado, onde o ar se cruza perpendicularmente com os tubos que contêm o vapor.

**Passo 4:**

Calcular o coeficiente global de transferência de calor (U). Com base na seguinte expressão, que engloba as resistências dos fluídos, da condutividade do material dos tubos (aço inoxidável) e de incrustações criadas pelos fluídos (*fouling*).

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e \ln \frac{d_e}{d_i}}{2 K_m} + \frac{1}{h_{f,e}} + \frac{d_e}{d_i h_{f,i}}$$

Onde  $U_e$  é o coeficiente global de transferência de calor exterior aos tubos, em  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ , que é igual ao interior,  $d_i$  e  $d_e$  são os diâmetros interno e externo dos tubos, em m, respetivamente,  $h_i$  e  $h_e$  são os coeficientes de transferência de calor peliculares dos fluídos que circulam nos tubos e no exterior, em  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ , respetivamente,  $h_{f,i}$  e  $h_{f,e}$  são os coeficientes de sujidade dos fluídos no interior e exterior dos tubos, em  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ , respetivamente, e  $K_m$  é a condutividade térmica do material dos tubos, em  $\text{W}/(\text{m } ^\circ\text{C})$ .

Sabe-se que os coeficientes de transferência de calor do vapor e da água são muito superiores aos do ar com ordens de grandeza muito diferentes. Portanto é de esperar que a parcela da resistência do ar tenha muito maior peso no coeficiente global, pelas correlações apresentadas. Conclui-se então que é possível desprezar a parcela da resistência oferecida pelo vapor e pela água  $\left(\frac{d_e}{d_i h_i}\right)$ .

O coeficiente pelicular do ar no exterior dos tubos ( $h_e$ ) é calculado através da seguinte expressão, dada para um fluido a escoar perpendicularmente a um feixe de tubos [29]:

$$\frac{h_e d_e}{k} = C(Re_{max})^m Pr^{1/3} \leftrightarrow h_e = C \left( \frac{v_{max} d_e \rho}{\mu} \right)^m Pr^{1/3} \frac{k}{d_e}$$

As constantes adimensionais C e m podem ser consultadas na Tabela C.1.

Tabela C.1: Valores de C e m para um fluido a escoar perpendicularmente a um tubo de feixes [29].

Arranjo	$\frac{S_n}{D_o} = \frac{S_p}{D_o} = 1,25$		$\frac{S_n}{D_o} = \frac{S_p}{D_o} = 1,50$		$\frac{S_n}{D_o} = \frac{S_p}{D_o} = 2,0$	
	C	m	C	m	C	m
Feixe alinhado	0,386	0,592	0,278	0,620	0,254	0,632
Feixe escalonado	0,575	0,556	0,511	0,562	0,535	0,556

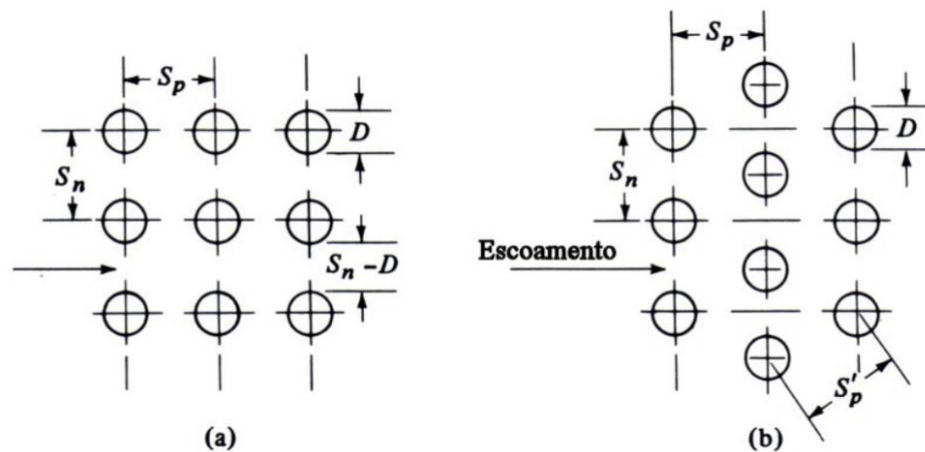


Figura C.1: Nomenclatura usada para feixes de tubos: (a) feixe alinhado e (b) feixe escalonado [29].

A velocidade máxima ( $v_{max}$ ) é calculada com base no caudal de ar ( $\dot{V}_{ar}$ ) e na área mínima ( $A_{min}$ ), que se refere às folgas entre os tubos.

$$v_{max} = \frac{\dot{V}_{ar}}{A_{min}} = \frac{\dot{V}_{ar}}{(S_n - d_e) N_l L} = \frac{\dot{V}_{ar}}{(S_n - d_e) \sqrt{N_t} L}$$

Onde  $L$  é o comprimento dos tubos, em m, e  $N_l$  é o número de tubos por fila, que corresponde à raiz quadrada do número de tubos ( $\sqrt{N_t}$ ), de acordo com o arranjo escolhido.

Considerou-se para o dimensionamento, o feixe alinhado e um quociente  $S_n/d_e = 1,25$ , resultando nas constantes:  $C = 0,386$  e  $m = 0,592$ , porque se pretender maximizar a velocidade máxima, uma vez que esta é diretamente proporcional ao coeficiente global de transferência de calor.

Arbitrou-se ainda o diâmetro exterior dos tubos,  $d_e = 0,019m$ , resultando num  $S_n = 0,029m$ .

Relativamente ao comprimento dos tubos foi efetuada uma iteração, pois no final é possível calcular o comprimento e verificar a validade do iterado.

O número de *Prandtl* é obtido por:

$$Pr = \frac{cp * \mu}{k}$$

Para o cálculo de coeficiente global é ainda necessário conhecer as seguintes propriedades retiradas da literatura [28]:

- Condutividade térmica do aço carbono:  $K_m = 45 W/(m \text{ } ^\circ\text{C})$
- Coeficiente de incrustações do ar:  $h_{f,e} = 7500 W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$
- Coeficiente de incrustações da água:  $h_{f,i} = 4500 W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$
- Coeficiente de incrustações do vapor:  $h_{f,i} = 3000 W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$

Na Tabela C.2 encontra-se um resumo de todos os valores envolvidos no dimensionamento dos três permutadores, quando se utiliza vapor ou água quente como fonte quente.

Tabela C.2: Resumo dos parâmetros calculados para a obtenção do coeficiente de transferência de calor global dos permutadores.

	VAPOR DE 1 BARG		ÁGUA QUENTE	
	Caldeira ECE	Incinerador	Caldeira ECE	Incinerador
$h_e (W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C}))$	208	164	192	154
$U (W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C}))$	196	160	186	148

**Passo 5:** Cálculo da temperatura média logarítmica do sistema ( $\Delta T_{lm}$ ), em  $^\circ\text{C}$ .

Considerando transferência de calor em fluxo cruzado é necessário utilizar um fator de correção para a temperatura média logarítmica, F. No caso do vapor, por existir mudança de

fase num dos lados,  $F$  é igual a 1. Na situação do uso de água quente,  $F$  é determinado da seguinte forma:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \text{ e } S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1}$$

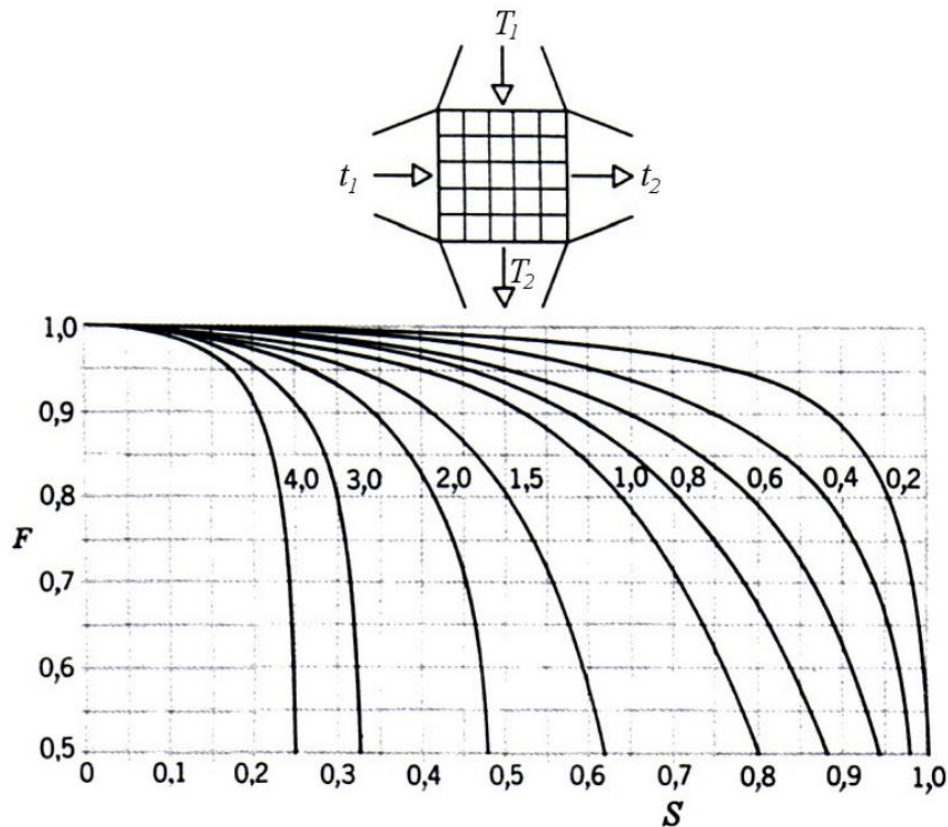


Figura C.2: Fator de correção para um permutador de fluxo cruzado, com uma passagem e ambos os fluidos não misturados [29].

O cálculo da temperatura logarítmica é efetuado segundo a seguinte expressão:

$$\Delta T_{lm} = F * \Delta T_{lmc}$$

$$\Delta T_{lm} = F * \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}}\right)}$$

**Passo 6:** Cálculo da área de transferência de calor ( $A_s$ ), em  $m^2$ .

**Passo 7:** Determinação da configuração do permutador.

Neste passo é possível calcular o comprimento do tubo e voltar ao passo 4, corrigindo o comprimento iterado. Segundo as características escolhidas ( $N_t$  e  $d_i$ ), o comprimento dos tubos calcula-se pela seguinte expressão:

$$A_s = N_t * \pi * d_i * L \leftrightarrow L = \frac{A_s}{N_t * \pi * d_i}$$

**Passo 8:** Cálculo da perda de carga do ar a circular no exterior dos tubos em fluxo cruzado.

A perda de carga que o fluido sofre ao atravessar perpendicularmente o feixe de tubos pode ser determinada por:

$$\Delta P = \frac{1}{6} C_f N_t \rho v_{max}^2$$

Onde  $C_f$  é o fator de atrito determinado a partir da Tabela C.3.

Tabela C.3: Valores do fator de atrito  $C_f$  [28].

	Arranjo	$S_p = 1,25 D_o$	$S_p = 1,5 D_o$
		$C_f$	$C_f$
$S_n = 1,25 D_o$	Feixe alinhado	1,44	1,56
$S_n = 1,5 D_o$		0,84	0,96
$S_n = 1,25 D_o$	Feixe escalonado	1,56	1,74
$S_n = 1,5 D_o$		1,10	1,16

## C.2. Dados de dimensionamento

Para a escolha dos tubos a utilizar no dimensionamento dos dois permutadores foi consultada a Tabela C.4.

Tabela C.4: Dimensões dos tubos BWG usados em permutadores de calor [30].

Diâmetro externo (in)	BWG	Espessura da parede (in)	Diâmetro interno (in)
½	12	0,109	0,282
	14	0,083	0,334
	16	0,065	0,370
	18	0,049	0,402
	20	0,035	0,430
¾	10	0,134	0,482
	11	0,120	0,510
	12	0,109	0,532
	13	0,095	0,560
	14	0,083	0,584
	15	0,072	0,606
	16	0,065	0,620
	17	0,058	0,634
	18	0,049	0,652
1	8	0,165	0,670
	9	0,148	0,704
	10	0,134	0,732
	11	0,120	0,760
	12	0,109	0,782
	13	0,095	0,810
	14	0,083	0,834
	15	0,072	0,856
	16	0,065	0,870
	17	0,058	0,884
18	0,049	0,902	
1 ¼	8	0,165	0,920
	9	0,148	0,954
	10	0,134	0,982
	11	0,120	1,01
	12	0,109	1,03
	13	0,095	1,06
	14	0,083	1,08
	15	0,072	1,11
	16	0,065	1,12
	17	0,058	1,13
18	0,049	1,15	
1 ½	8	0,165	1,17
	9	0,148	1,20
	10	0,134	1,23
	11	0,120	1,26
	12	0,109	1,28
	13	0,095	1,31
	14	0,083	1,33
	15	0,072	1,36
	16	0,065	1,37
	17	0,058	1,38
18	0,049	1,40	

### C.3. Dados para cálculo do custo associado aos permutadores

Nesta secção encontram-se todos os dados e processo para a estimativa do custo de um projeto de dois permutadores de carcaça e tubos, uma vez não existe dados disponíveis na literatura para permutadores de fluxo cruzado.

Na seguinte figura encontram-se os custos de um permutador de carcaça e tubos em função da área de transferência de calor, para várias combinações de materiais, sendo que a combinação escolhida para este caso foi aço-carbono - aço-carbono, que corresponde à curva representada por "1".

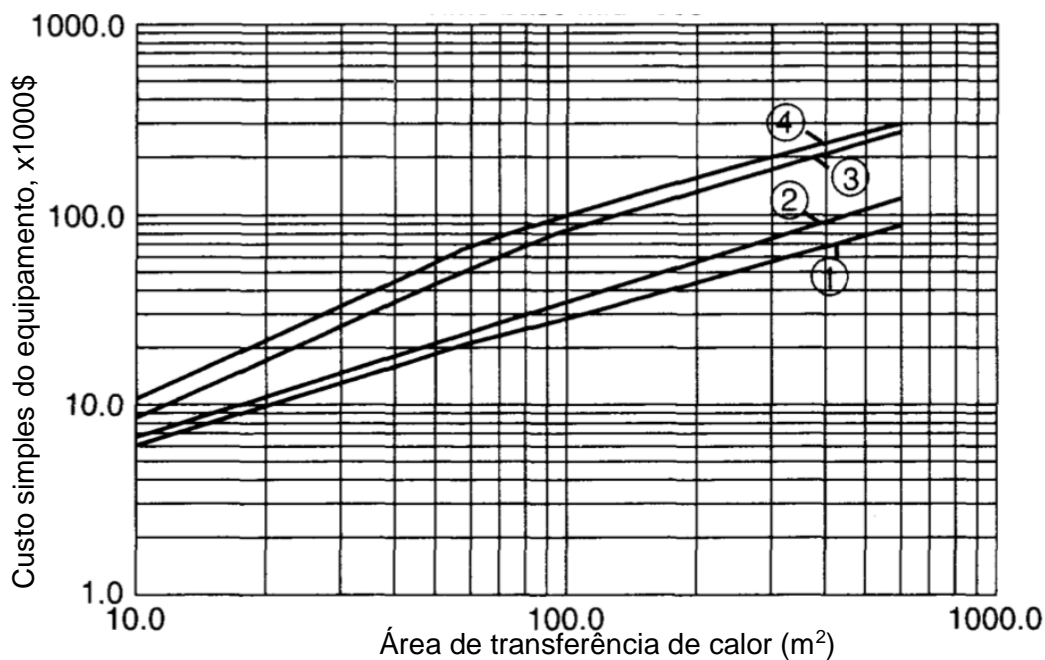


Figura C.3: Relação entre a área de transferência de calor e custo de um permutador de carcaça e tubos, em 1998 [28].

O custo obtido da Figura C.3 precisa de ser multiplicado por dois fatores, um relativo ao tipo de permutador e outro fator referente à pressão de operação do permutador. Segundo os fatores disponíveis na literatura [28]:

- Para o permutador de tubos fixos: Fator tipo = 0,8
- Para pressões entre 1 e 10 bar: Fator pressão = 1

Resultando na seguinte equação:

$$\text{Custo permutador} = \text{Custo simples} \times 0,8 \times 1$$

Para estimar o custo total de projeto, deve-se englobar no custo fatores relativos a componentes diretamente relacionados ao processo, presentes na tabela.

Tabela C.5: Fatores correspondentes a parcelas adjacentes ao projeto.

	<b>COMPONENTE</b>	<b>FATOR</b>
$f_1$	Montagem do equipamento	0,4
$f_2$	Tubagem	0,7
$f_3$	Instrumentação	0,2

O custo total de projeto é obtido pela seguinte equação:

$$\text{Custo total de projeto} = \text{Custo de permutador} \times (1 + f_1 + f_2 + f_3)$$

Tabela C.6: Tabela resumo dos valores associados ao cálculo do custo total de projeto, com valores do ano de 1998.

	<b>VAPOR DE 1 BARG</b>		<b>ÁGUA QUENTE</b>	
	Caldeira ECE	Incinerador	Caldeira ECE	Incinerador
Área de transferência de calor (m <sup>2</sup> )	19,3	15,8	41,0	34,3
Custo simples (\$)	9 000	8 000	16 000	14 000
Custo permutador (\$)	7 200	6 400	12 800	11 200
Custo permutador (€)	6 124	5 444	10 873	8 514
Custo total (€)	14 698	13 066	25 008	19 582
Custo total de projeto, 1998 (€)	40 692		69 598	

Para transformar este custo total de 1998 num custo atual de 2019, deve-se multiplicar o custo pelo fator de inflação dado por índices de custo de plantas de engenharia química (CEPCI), referentes a cada ano [31]:

$$Custo_{2019} = Custo_{1998} * \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{1998}} = Custo_{1998} * \frac{607,5}{390}$$

O *payback* associado ao projeto é dado pela seguinte expressão:

$$Payback (meses) = \frac{Poupança \text{ p/ano}}{Custo \text{ total}} \times 12 \text{ meses}$$