



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

Tomás Jesus Reis Oliveira

**RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE
FONTES GASOSAS NUMA INDÚSTRIA DE PASTA
E PAPEL**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica, área de Especialização de Energia e Ambiente, orientada pelo Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro e Eng. Miguel Duarte Ferreira Antunes da Silva, apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade de Coimbra.

Julho de 2023

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

Recuperação de Calor Residual de Fontes Gasosas numa Indústria de Pasta e Papel

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

Waste Heat Recovery on Gaseous Sources in a Pulp and Paper Industry

Autor

Tomás Jesus Reis Oliveira

Orientadores

José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro

Miguel Duarte Ferreira Antunes da Silva

Júri

Presidente	Professor Doutor José Carlos Miranda Góis Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	Engenheiro Miguel Duarte Ferreira Antunes da Silva Empresa The Navigator Company
Vogais	Professor Doutor Márcio Duarte Albino dos Santos Professor Convidado da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional



The Navigator
Company

Coimbra, Julho, 2023

“[A Termodinâmica] é a única teoria física de conteúdo universal, da qual estou convencido, que no âmbito da aplicabilidade de seus conceitos básicos jamais será derrubada”

Albert Einstein, 1903.

Aos meus pais, irmão e namorada.

Agradecimentos

A realização desta dissertação de mestrado em contexto de estágio curricular não seria possível sem a contribuição de várias pessoas e identidades.

Agradeço particularmente ao Eng. Miguel Duarte Silva por todo o conhecimento transmitido, apoio, dedicação e ajuda em resolver qualquer dúvida ou problema que surgiram ao longo deste trabalho. Agradeço também ao Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro pelos ensinamentos, orientação e prestabilidade.

À The Navigator Company, especialmente à Direção de Energia, fico grato pela oportunidade de realizar este trabalho em contexto industrial.

À minha família, namorada e amigos que sempre me apoiaram e ajudaram ao longo deste percurso.

Resumo

A presente monografia centra-se no estudo de soluções de recuperação de calor residual, que permitem aumentar a eficiência energética do processo industrial de produção de pasta e papel, tornando-o assim mais sustentável e energeticamente eficiente.

Para o efeito, procedeu-se a uma identificação e caracterização de todas as fontes gasosas de calor residual do complexo industrial. Estas fontes de calor residual foram caracterizadas segundo as propriedades dos fluídos gasosos libertados como a sua temperatura, caudal e constituintes. Para um adequado enquadramento, foram estudadas as etapas processuais que lhes dão origem.

Numa segunda fase procedeu-se ao estudo das tecnologias disponíveis, bem como da sua aplicabilidade às fontes identificadas. A aplicação das tecnologias de recuperação de calor foi realizada tendo em conta as características da fonte e as necessidades da área onde esta se encontra.

Por fim, foram realizadas análises de viabilidade para determinar a rentabilidade económica de cada solução. Com base nos investimentos iniciais expectáveis e nos possíveis rendimentos gerados.

Este trabalho permitiu caracterizar e conceber um conjunto de projetos com viabilidade interessante. Nomeadamente, a recuperação de calor dos gases de combustão do forno de cal para produção de energia elétrica através de um ORC. A recuperação de condensado de alta pressão para a produção direta de vapor de baixa pressão, explorando assim as propriedades termodinâmicas do vapor.

Foi ainda possível, estudar uma aplicação de produção de água fria para refrigeração através da recuperação de calor de exaustões das máquinas de papel e, também, pela recuperação de vapor *flash* libertado no processo de deslinhificação. Estudou-se também uma aplicação de pré-aquecimento da água de alimentação das caldeiras, através da recuperação de calor do vapor *flash* libertado no desgaseificador e na descompressão de condensado de baixa pressão.

Palavras-chave: Calor Residual; Recuperação de Calor; ORC; *Chiller* de Absorção; Vapor *Flash*.

Abstract

This monograph focuses on the study of waste heat recovery solutions, which allow for increasing the energy efficiency of the industrial process of pulp and paper production, thus making it more sustainable and energy efficient.

For this purpose, an identification and characterization of all gaseous sources of waste heat in the industrial complex was carried out. These sources of residual heat were characterized according to the properties of the gaseous fluids released, such as their temperature, flow rate, and constituents. For an adequate framework, the procedural steps that gave rise to them were tried.

In the second phase, the available technologies were studied, as well as their applicability to the identified sources. The application of heat recovery technologies was carried out considering the characteristics of the source and the needs of the area where it is located.

Finally, feasibility analyzes were conducted to determine the economic profitability of each solution. Based on expected initial investments and possible income generated.

This work allowed the characterization and realization of a set of projects with interesting viability. Namely, the recovery of heat from the combustion gases of the lime kiln to produce electricity through an ORC. The recovery of high-pressure condensate to low-pressure steam direct, thus exploiting the thermodynamic properties of steam.

It was also possible to study an application to produce cold water in addition to heat recovery from paper machine exhausts, and through the recovery of flash steam released in the delignification process. An application of preheating boiler feed water was also studied, through the recovery of heat from the flash steam released in the degasser and in the decompression of low-pressure condensate.

Keywords: Waste Heat; Heat Recovery; ORC; Absorption *Chiller*; *Flash Steam*.

Índice

Índice de Figuras.....	vi
Índice de Tabelas.....	viii
Simbologia e Siglas	xi
Simbologia.....	xi
Siglas.....	xi
1. Introdução.....	1
1.1. A The Navigator Company	1
1.2. Enquadramento	2
1.3. Objetivos	2
1.4. Motivação	3
2. Estado da Arte	5
2.1. Calor residual.....	5
2.2. Sistemas de recuperação de calor residual	6
2.2.1. Permutadores de calor	7
2.2.2. Geração de vapor/energia elétrica	10
2.2.3. Produção de energia elétrica com ORC.....	11
2.2.4. Produção de frio.....	12
2.2.5. Bomba de Calor	14
2.3. Aplicabilidade dos sistemas de WHR.....	14
2.4. Exemplos de sucesso	15
3. Caso prático.....	17
3.1. Metodologia e métodos	17
3.2. Identificação das fontes de calor residual.....	17
3.3. Caracterização das fontes de calor residual	18
3.3.1. Exaustões da Máquina de Pasta	18
3.3.2. Exaustões das Máquinas de Papel, PM1 e PM2	21
3.3.3. Gases de combustão	22
3.3.4. Vapor <i>flash</i>	29
3.4. Soluções de recuperação de calor	38
3.4.1. ORC	38
3.4.2. Produção de vapor.....	44
3.4.3. <i>Vent condenser</i>	45
3.4.4. <i>Chiller</i> de absorção	49
3.5. Análise económica.....	53
3.5.1. ORC	53
3.5.2. Produção de vapor.....	55
3.5.3. <i>Vent condenser</i>	56
3.5.4. <i>Chiller</i> de absorção	57
4. Conclusões.....	61
4.1. Trabalho futuro	61
Referências bibliográficas	63
Anexos	67

Anexo A – Temperaturas de funcionamento <i>Chiller</i> de absorção YORK.....	67
Anexo B – Curva de COP vs carga <i>Chiller</i> de absorção YORK	67
Anexo C – Datasheet <i>chiller</i> de absorção Carrier.....	68
Anexo D – Compilação de características técnico-económicas de <i>chiller</i> de absorção	69
Apêndices	70
Apêndice A – Estimativa de custos associados à produção de vapor de baixa pressão na CR	70
Apêndice B – Estimativa de custos associados à aplicação de <i>Vent-Condenser</i>	70
Apêndice C – Estimativa de custos associados à aplicação de <i>chillers</i> de absorção na PM1 e PM2.	71
Apêndice D – Estimativa de custos associados à aplicação de <i>chillers</i> de absorção no O2.....	71

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Site da The Navigator Company na Figueira da Foz.	1
Figura 1.2 – Organograma da área de Energia.....	2
Figura 2.1 – Potenciais de calor residual. Retirado de (Brückner et al., 2015).....	5
Figura 2.2 – Percentagem de energia dentro da gama de temperaturas para diferentes indústrias alemãs em 2005. Retirado de (Lutsch & Witterhold, 2005).....	6
Figura 2.3 – Sistemas de recuperação de calor em função da temperatura máxima do calor residual. Retirado de (Knowledge Center on Organic Rankine Cycle technology, 2022).	6
Figura 2.4 – Representação esquemática dos tipos de fluxos de um permutador de calor. Adaptado de (Inline Sales & Service Ltd., n.d.).	7
Figura 2.5 – Recuperação de calor com vent condenser num desgaseificador. Retirado de (ADCA, n.d.).....	10
Figura 2.6 – Ciclo de Rankine. Retirado de (Yunus & Boles, 2011).....	11
Figura 2.7 – Esquema de funcionamento de um ORC. Adaptado de (Yunus & Boles, 2011).....	11
Figura 2.8 – Ciclo de absorção de um estágio. Adaptado de (Witmer, n.d.).	12
Figura 2.9 – Custo específico de um <i>chiller</i> de absorção em função a potência de refrigeração (Dominik Schöpfer, 2015).....	13
Figura 3.1 – Mapa das fontes de calor residual do complexo Navigator, na Figueira da Foz. I – Exaustões máquina de pasta, II - Exaustões máquina de papel PM1, III – Exaustões máquina de papel PM2, IV – Vapor <i>flash</i> , V – Vapor <i>flash</i> , VI – Gases de combustão CR, CB, CA e VII – Forno de Cal.....	17
Figura 3.2 – Exaustões da máquina de pasta.	19
Figura 3.3 – Ciclo de recuperação de Kraft (T. N. Adams et al., 2019).	23
Figura 3.4 – Imagem termográfica de exaustão da tremonha de aparas.....	32
Figura 3.5 – Processo de deslinhificação de O2. Adaptado de (ANDRITZ, 2017b).....	33
Figura 3.6 – Representação de tanque de expansão de condensados. Adaptado de (Spirax-Sarco, 2017).....	36
Figura 3.7 – Recolha de condensados CR.....	36
Figura 3.8 – Representação em 3D do sistema de recuperação de calor e ORC.....	39
Figura 3.9 – Esquema de ciclo orgânico de Rankine. Adaptado de (Yunus & Boles, 2011).	40
Figura 3.10 – Diagramas T-s para o R234fa e Ciclopentano.....	41
Figura 3.11 – Esquema dos circuitos de fluido termal e água fria para fornecimento ao ORC.	44
Figura 3.12 – Esquema de princípio do sistema de recuperação de condensado de alta pressão.	45
Figura 3.13 - Esquema de Vent-Condenser. Adaptado de (Limited, 2022).....	46
Figura 3.14 – Esquema de princípio do sistema de recuperação de vapor <i>flash</i> para utilização no desgaseificador, CR e TG4.....	47
Figura 3.15 – Esquema de princípio de produção de água fria por <i>chiller</i> de absorção no papel.....	52

Figura 3.16 – Investimento inicial de um ORC por diferentes fontes de calor. Adaptado de (Lemmens, 2015).....	54
Figura 3.17 – Diagrama de cash-flow para o ORC no forno de cal caso 1.....	55
Figura 3.18 – Diagrama de cash-flow para o ORC no forno de cal caso 2.....	55
Figura 3.19 – Diagrama de cash-flow para o <i>chiller</i> de absorção no 02.	60

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Fontes de calor possíveis. Adaptado de (Santini & Dwyer, 2016).....	13
Tabela 3.1 – Potência teórica dissipada em cada grupo.	18
Tabela 3.2 – Características das exaustões da máquina de pasta.....	19
Tabela 3.3 – Propriedades do ar húmido e vapor a 25 °C.....	20
Tabela 3.4 – Cálculos auxiliares e determinação da potência térmica teórica das exaustões da máquina de pasta.....	20
Tabela 3.5 – Propriedades e cálculo da entalpia de ar húmido para a máquina de papel PM1.	21
Tabela 3.6 – Propriedades e cálculo da entalpia de ar húmido para a máquina de papel PM2.	21
Tabela 3.7 – Dados auxiliares e determinação da potência térmica teórica das exaustões da máquina de Papel PM1.	22
Tabela 3.8 – Cálculos auxiliares e determinação da potência térmica teórica das exaustões da máquina de Papel PM2.....	22
Tabela 3.9 – Composição dos gases de escape e respetivas massas molares do forno de cal.	24
Tabela 3.10 – Características dos gases de combustão do forno de Cal.	24
Tabela 3.11 – Dados e resultado da quantidade de moles da mistura dos gases de combustão num metro cúbico a 285 °C.....	24
Tabela 3.12 – Cálculo do caudal mássico de cada elemento.....	25
Tabela 3.13 – Entalpias dos gases de combustão do forno de cal a 285 e 25 °C.	25
Tabela 3.14 – Dados necessários ao cálculo da <i>Pttágua</i> no arrefecimento até 25 °C.....	26
Tabela 3.15 – Potência térmica teórica libertada no forno de cal.	26
Tabela 3.16 – Características dos gases de combustão da Caldeira de Recuperação.	26
Tabela 3.17 – Dados e resultado da quantidade de moles num metro cúbico a 183,6 °C.....	27
Tabela 3.18 – Composição, propriedades e caudal mássico de cada elemento emitido na CR.	27
Tabela 3.19 – Entalpia a 183,6 e 25 °C e resultado da potência térmica teórica.	27
Tabela 3.20 – Características dos gases de combustão da Caldeira de Biomassa.	28
Tabela 3.21 – Dados e resultado da quantidade de moles num metro cúbico a 139,8°C.....	28
Tabela 3.22 – Composição, propriedades e caudal mássico de cada elemento emitido na CB.	28
Tabela 3.23 – Entalpia a 139,6 e 25 °C e resultado da potência térmica teórica.	29
Tabela 3.24 – Pressão atmosférica e entalpia da água a 25 °C.....	29
Tabela 3.25 – Características técnicas do desgaseificador.....	30
Tabela 3.26 – Dados reais do desgaseificador.....	31
Tabela 3.27 – Dados para o cálculo do caudal de condensado.	31
Tabela 3.28 – Propriedades do vapor <i>flash</i> libertado no desgaseificador e resultado da <i>Ptt</i>	32
Tabela 3.30 – Caudais médios de entrada de vapor na tremonha de aparas.....	33

Tabela 3.31 – Propriedades do vapor libertado na tremonha de aparas.	33
Tabela 3.33 – Características dos caudais de água e vapor e resultado do vapor <i>flash</i> gerado no tanque de expansão da deslinhificação.....	35
Tabela 3.34 – Propriedades do vapor <i>flash</i> libertado no tanque de expansão do processo de deslinhificação por O ₂	35
Tabela 3.36 – Características do vapor à temperatura de saturação da pressão atmosférica (Yunus & Boles, 2011).	36
Tabela 3.37 – Características do vapor <i>flash</i> libertado e potência térmica teórica libertada.	36
Tabela 3.38 – Características dos caudais de água e vapor e resultado do vapor <i>flash</i> gerado no tanque de expansão do branqueamento.	37
Tabela 3.39 – Entalpias a 285 e 160 °C dos vários compostos e resultado da P _{tp}	38
Tabela 3.40 – Pressões de funcionamento do ORC para dois fluidos refrigerantes.....	40
Tabela 3.41 – Temperaturas e entalpias para o R234fa e Ciclo Pentano obtidas num ORC com base nas considerações da Tabela 3.40.....	41
Tabela 3.42 – Eficiências de Carnot e real para os fluidos analisados nas condições impostas.	42
Tabela 3.43 – P _{tp} , Q _{in} , m _{fluido} , W _{out} e P _e para o R245fa e Ciclo-pentano com base nas condições impostas.	42
Tabela 3.41 – Dados e resultado da temperatura da mistura dos vapores do O ₂ e tremonha.....	43
Tabela 3.44 – Quantidade de condensado de alta pressão.	44
Tabela 3.45 – Tanque de expansão entre condensado de alta e baixa pressões.....	44
Tabela 3.46 – Tanque de expansão entre condensado de baixa pressão e pressão atmosférica.....	45
Tabela 3.47 – Propriedades da água de reposição.	47
Tabela 3.48 – Características do vapor <i>flash</i> do desgaseificador, CR e TG4.....	48
Tabela 3.49 – Fração de caudal, caudal de água a aquecer, entalpia final e máxima possível.	48
Tabela 3.50 – Características finais da água de reposição.....	49
Tabela 3.51 – Características do vapor <i>flash</i> do branqueamento.....	49
Tabela 3.52 – Características finais da água de reposição.....	49
Tabela 3.53 – <i>Chillers</i> presentes no complexo fabril e suas características.	49
Tabela 3.54 – Temperaturas de funcionamento dos <i>chillers</i> de absorção da YORK e Carrier.	50
Tabela 3.55 – Caracterização exaustões viáveis máquinas de papel PM1 e PM2.....	50
Tabela 3.56 – Propriedades do ar húmido a 60 °C e potência térmica potencial.	51
Tabela 3.57 – Potência de permuta e refrigeração considerando COP's de 0.71 e 0.77.	51
Tabela 3.58 – Entalpia da água líquida a 80 e 90 °C.	52
Tabela 3.59 – Resultados financeiros do ORC para o forno da cal.	54
Tabela 3.60 – Indicadores financeiros para o ORC.	54
Tabela 3.61 – Rentabilização da produção de vapor de baixa pressão na CR.....	55

Tabela 3.62 – Io e <i>payback</i> simples da produção de vapor de baixa pressão na CR.	56
Tabela 3.63 – Calculadora do desgaseificador.	56
Tabela 3.64 – Temperaturas e poupança provocada pela recuperação de calor com <i>Vent Condenser</i>	57
Tabela 3.65 – Io e <i>payback</i> simples para a aplicação de <i>Vent Condenser</i>	57
Tabela 3.66 – Custo específico por potência de <i>chiller</i> de absorção. Adaptado de (Dominik Schöpfer & Alberto Caiado Falcão de Campos, 2015).....	58
Tabela 3.67 – Potências obtidas em cada <i>chiller</i> de absorção na PM1 e PM2.	58
Tabela 3.68 – Rentabilização da energia elétrica poupada pelo uso de <i>chillers</i> de absorção na PM1 e PM2.	58
Tabela 3.69 – Io e <i>payback</i> simples da aplicação de <i>chillers</i> de absorção na PM1 e PM2.....	58
Tabela 3.70 – Dados à rentabilização da energia elétrica poupada pelo uso de <i>chiller</i> de absorção no O2.....	59
Tabela 3.71 – Indicadores financeiros para o <i>chiller</i> de absorção do O2.....	59

Simbologia e Siglas

Simbologia

A [m^2] – Área;

COP [-] – Coeficiente de performance de uma bomba de calor;

COP_{CH} [-] – Coeficiente de performance de um chiller de absorção;

d [kg/m^3] – Densidade;

h [kJ/kg] – Entalpia específica;

η [-] – Eficiência;

η_c [-] – Eficiência de Carnot;

h_c [$W/(m^2.K)$] – Coeficiente de transferência de calor por convecção;

$h_e A_e$ [W/K] – Resistência do fluido exterior à parede;

$h_i A_i$ [W/K] – Resistência do fluido interior à parede;

\dot{m} [kg/s] – Caudal mássico;

M [g/mol] – Massa molar;

n [-] – Número de moles;

P [kPa ; Bar.a; Bar.g] – Pressão;

P_e [kW ; MW] – Potência elétrica;

P_R [kW ; MW] – Potência de refrigeração;

P_T [kW ; MW] – Potência térmica;

P_{tp} [kW ; MW] – Potência térmica potencial;

P_{tpp} [kW ; MW] – Potência térmica potencial após permuta.

P_{tt} [kW ; MW] – Potência térmica teórica;

Q [kW ; MW] – Calor;

\dot{q} [kJ/kg] – Fluxo de calor;

R [$J/(mol.K)$] – Constante dos gases perfeitos;

R [K/W] – Resistência Global;

R_{wall} [K/W] – Resistência da parede;

T [K ; $^{\circ}C$] – Temperatura;

T_f [$^{\circ}C$] – Temperatura da fonte fria;

T_q [$^{\circ}C$] – Temperatura da fonte quente;

U [$W/(m^2.K)$] – Coeficiente Global de Transferência de Calor;

V [m^3] – Volume;

\dot{V} [m^3/s] – Caudal volúmico;

W [kW ; MW] – Trabalho;

x [-] – Título/Qualidade do vapor;

ω [$kg_{vapor}/kg_{ar\ seco}$] – Humidade absoluta.

Siglas

CR – Caldeira de Recuperação;

CB – Caldeira de Biomassa;

UWF – Uncoated woodfree;

ORC – Organic Rankine Cycle;

PM2 – Máquina de Papel 2;

PM1 – Máquina de Papel 1;

TG4 – Turbina a vapor número 4;

WHR – Waste Heat Recovery.

1. Introdução

1.1. A The Navigator Company

A *The Navigator Company* é uma empresa de produção de Pasta e Papel, *tissue* e energia através da produção integrada de floresta. A produção é feita através de unidades industriais de grande capacidade que utilizam a tecnologia mais inovadora com o objetivo de criar os melhores e mais sustentáveis produtos (The Navigator Company, 2023a)

A Companhia foi criada no ano de 1953 e representa nos dias de hoje cerca de 1% do PIB nacional, contabilizando perto de 3% das exportações nacionais e representa 6% da carga contentorizada exportada nos portos portugueses (The Navigator Company, 2023b).

A The Navigator Company ocupa o primeiro lugar na lista das empresas exportadoras com maior contributo para o Valor Acrescentado Nacional, posição que ocupa por vários anos consecutivos, pela incorporação na sua cadeia de valor de recursos endógenos naturais geradas pela floresta plantada e, também, por trabalhar com mais de 7000 fornecedores, na sua grande maioria nacionais.

A empresa possui quatro unidades industriais em Portugal em Aveiro, Figueira da Foz, Vila Velha de Ródão e Setúbal. E em Espanha em Ejea de los Caballeros. O complexo industrial da Figueira da Foz iniciado em 1984 com a construção da fábrica de pasta ao qual se seguiu a construção de duas máquinas de papel: a PM1 em 1990 e PM2 em 2000. Possui uma capacidade anual de produção de Pasta de 650.000 tAD, telada *air dryer* (por cada telada de pasta *air dryer* apenas 90 % é pasta, os restantes 10 % são água), e 790.000 t de Papel *uncoated woodfree* (UWF)



Figura 1.1 – Site da The Navigator Company na Figueira da Foz.

A Navigator tem um papel importante no setor de energia nacional, sendo responsável por cerca de 36% da produção total nacional de energia elétrica a partir de biomassa e é também responsável pelo consumo de cerca de 3% da energia elétrica usada em Portugal.

O desenvolvimento desta dissertação foi realizado no gabinete de energia do complexo da Figueira da Foz. Este gabinete faz parte integrante da área de Energia da Direção de Ambiente, Energia e

Projetos Ambientais do grupo. Na Figura 1.2 é apresentada o organograma da Área de Energia da The Navigator Company.

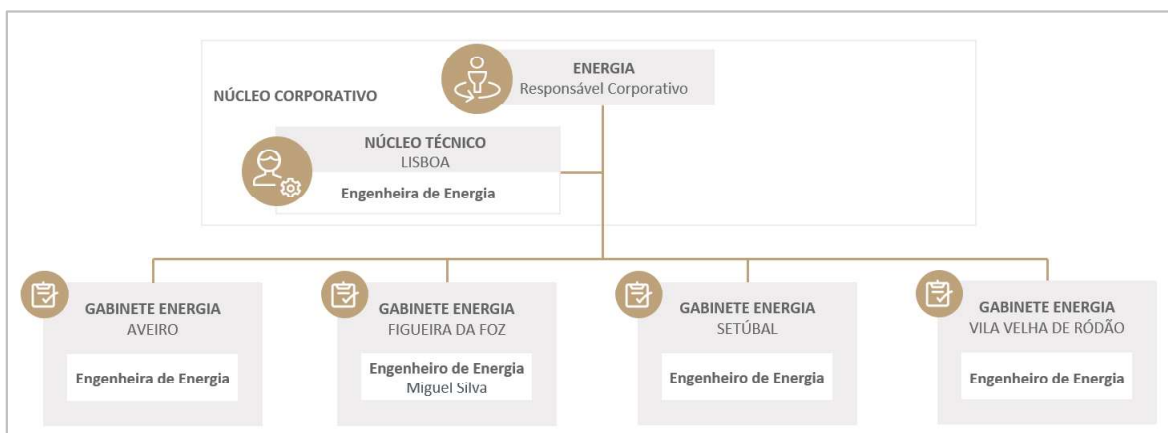


Figura 1.2 – Organograma da área de Energia.

1.2. Enquadramento

Atualmente o mundo e particularmente a Europa enfrentam uma grave crise energética, motivada pela guerra na Ucrânia e por restrições de fornecimento provocadas pela pandemia de COVID-19. Esta situação provocou um aumento exponencial de preços de gás natural, energia elétrica e outros combustíveis. Adicionalmente as alterações climáticas sentidas devido ao aquecimento global fazem com que seja urgente tornar mais eficientes todos os usos de energia por forma a minimizar os impactos da atividade humana no planeta e a promover a circularidade dos recursos.

Por outro lado, o processo de produção de Pasta e Papel liberta uma quantidade significativa de calor residual. Estima-se que no Complexo Industrial da Figueira exista um desperdício de energia térmica de cerca de 2.020 GWh/ano, com potencial de recuperação.

Este projeto irá centrar-se nas formas de aproveitamento do calor residual que surge da produção de Pasta e Papel. O calor residual libertado no processo fabril apresenta, no entanto, em alguns casos dificuldades devido à sua baixa entalpia.

1.3. Objetivos

O presente projeto teve como principal objetivo desenvolver aplicações para a recuperação de calor residual no Complexo Industrial da Figueira da Foz que permitam assim, evitar o seu desperdício.

Para alcançar o objetivo pretendido foi necessário estudar e aplicar as melhores tecnologias e técnicas disponíveis empregando o engenho e encarando o desafio de as tornar economicamente viáveis, através da integração e especificidade dos processos fabris do complexo industrial.

Neste sentido foi necessário realizar várias etapas de trabalho. Inicialmente procedeu-se à identificação das fontes de calor residual e à respetiva caracterização das mesmas. Numa segunda fase procedeu-se à análise das tecnologias de recuperação de calor existentes e com aplicabilidade às fontes de calor entretanto identificadas e aos possíveis locais de dissipação desse calor.

E por último desenvolveu-se um modelo económico para avaliação dos vários projetos estudados para que fosse possível tecer conclusões sobre a viabilidade das soluções encontradas.

1.4. Motivação

Considerando o enquadramento energético e de alterações climáticas atual, tornou-se motivante a possibilidade de estudo de projetos para redução do desperdício de energia térmica assim como o aumento da eficiência energética dos processos desenvolvidos na indústria da Pasta e Papel.

Adicionalmente tornou-se igualmente motivante a possibilidade de alcançar soluções que sejam viáveis do ponto de vista técnico, mas sobretudo económico. E que tenham por base a promoção da circularidade dos recursos, reduzindo assim o desperdício de energia. Demonstrando a crescente viabilidade deste tipo de soluções, muitas das vezes não consideradas no passado.

2. Estado da Arte

2.1. Calor residual

O calor residual ou secundário, também designado em inglês como *Waste Heat* (WH) é, numa definição simplista, um subproduto produzido durante os processos industriais e que acaba por ser desperdiçado para o ambiente (H. Saadaoui, n.d.).

A realidade do calor residual é mais complexa do que a definição simplista muitas vezes usada pode deixar transparecer. Na verdade, o calor residual é muito mais do que um efluente de água quente rejeitado ou uma chaminé a libertar vapor de água. Outros exemplos de calor residual são os que estão associados às perdas de calor por radiação, convecção e condução, ou a partir de fluidos refrigerantes, entre outros, nas máquinas utilizadas nos processos (Brückner et al., 2015).

Embora possam existir várias fontes de emissão de calor residual, do ponto de vista da recuperação nem todas são economicamente viáveis. É possível, quanto ao potencial valor económico, separar o calor residual em três tipos de potencial, conforme se pode ver da representação esquemática apresentada na Figura 2.1. O potencial teórico apenas considera as limitações físicas como a temperatura ambiente até à qual a fonte pode ser arrefecida. O potencial técnico tem em consideração as restrições físicas e técnicas, como a temperatura até à qual é possível recuperar calor e as perdas de calor que podem existir ao transferir o calor entre a fonte e o fluido de trabalho. Por último, o potencial económico tem em conta o rendimento da solução encontrada, representado a potência real contida numa fonte de calor residual recuperado com um certo tipo de tecnologia. As áreas da Figura 2.1 representam a quantidade de calor disponível consoante o tipo de potencial. Uma breve conclusão é que a quantidade de energia recuperável tem uma diminuição considerável ao longo dos diferentes tipos de potencial (Brückner et al., 2015).

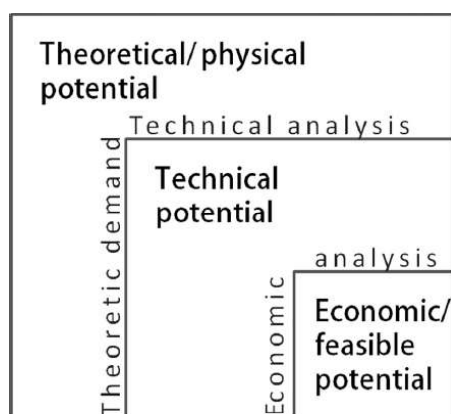


Figura 2.1 – Potenciais de calor residual. Retirado de (Brückner et al., 2015).

Um dos fatores com um peso substancial no potencial de aproveitamento económico de uma fonte de calor residual é a sua temperatura. Segundo (Brückner et al., 2015), a temperatura pode-se dividir em três intervalos: Temperatura Baixa < 100 °C, 100 °C < Temperatura Média < 400 °C, e Temperatura Alta > 400°C. Na Figura 2.2 é apresentado um gráfico com a percentagem de energia dentro da gama de temperaturas para diferentes indústrias alemãs em 2005 (Lutsch & Witterhold, 2005).

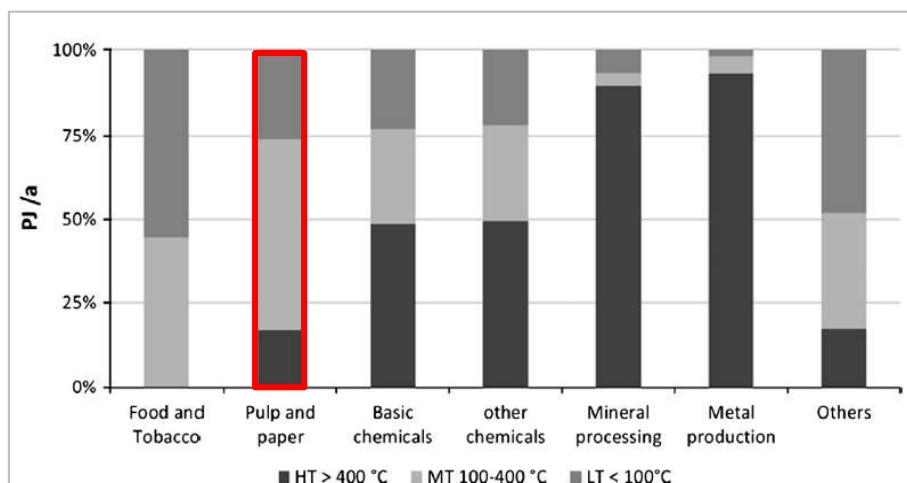


Figura 2.2 – Percentagem de energia dentro da gama de temperaturas para diferentes indústrias alemãs em 2005. Retirado de (Lutsch & Witterhold, 2005).

Da Figura 2.2 observa-se que cerca de 55% do calor residual produzido na indústria da Pasta e Papel, encontra-se na gama de temperatura compreendida entre 100 °C e 400 °C. Relacionando a Figura 2.3 com a Figura 2.2 pode concluir-se que para a maioria do calor dissipado na industria da Pasta e do Papel as soluções de recuperação que melhor se enquadram são: o ciclo orgânico de Rankine (ORC), o *chiller* de absorção e bombas de calor.

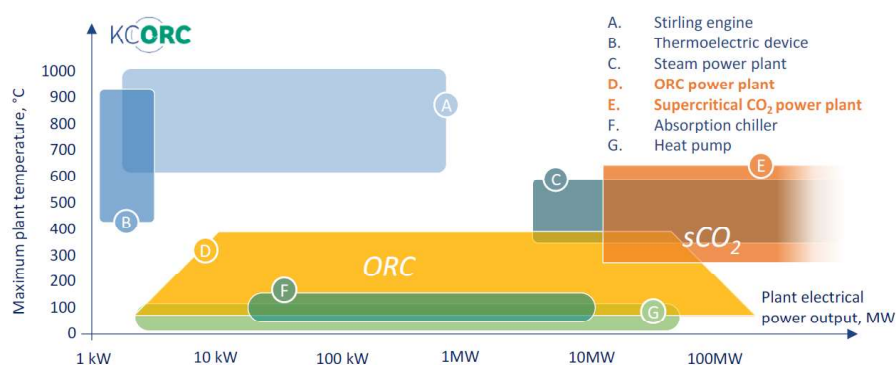


Figura 2.3 – Sistemas de recuperação de calor em função da temperatura máxima do calor residual. Retirado de (Knowledge Center on Organic Rankine Cycle technology, 2022).

2.2. Sistemas de recuperação de calor residual

A escolha de um sistema de recuperação de calor é essencial para atingir uma eficiência superior nos processos industriais. É, no entanto, bastante difícil aplicar estes sistemas devido a três principais fatores: a temperatura, a composição do calor residual e a área disponível (BCS Incorporated, 2008).

Segundo (Brückner et al., 2015), as tecnologias de recuperação de calor residual podem-se dividir em duas categorias: ativas e passivas. As tecnologias ativas definem-se por transformar o calor residual em outros tipos de energia, como a elétrica, ou por fazer um incremento de temperatura de forma a ser usado em outro processo. De modo contrário, as tecnologias passivas fazem uso do calor residual à temperatura à qual é produzido ou então a menores temperaturas. Dentro das duas

principais categorias de recuperação de calor residual, pode-se subdividir em sistemas de aquecimento, arrefecimento e produção de energia elétrica.

Na gama de temperatura média pode-se usar, principalmente, quatro tipos de sistemas: pré-aquecimento de ar de combustão, geração de vapor/energia elétrica, produção de energia elétrica com ORC e pré-aquecimento de cargas (BCS Incorporated, 2008).

2.2.1. Permutadores de calor

O permutador de calor é um dos sistemas mais usados para a recuperação de calor. Este equipamento faz a permuta de calor entre fluidos. Caracteriza-se pela separação dos fluidos que o atravessam, sendo as trocas de calor realizadas pelas paredes de alta condutibilidade térmica que os separam. A troca de calor entre os fluidos e paredes do permutador são feitas por convecção. O fluxo de calor calcula-se através da Lei de Newt (2.1) para o arrefecimento em que \dot{Q} é o fluxo de calor por convecção, h o coeficiente de transferência de calor por convecção e T_s e T_∞ as temperaturas da superfície e do fluido, respetivamente (Figueiredo et al., 2015).

$$\dot{Q} = h_c \times (T_s - T_\infty) [W/m^2] \quad (2.1)$$

Existem no mercado vários tipos de permutadores de calor com diferentes características e aplicações dependendo, principalmente, da direção dos fluxos, do tipo de construção e dos mecanismos de transferência de calor. Do ponto de vista dos fluxos os permutadores de calor podem ser classificados como: contracorrente, cocorrente, fluxos cruzados e híbridos. Na Figura 2.4 são apresentados esquemas ilustrativos dos tipos de permutadores referidos anteriormente.

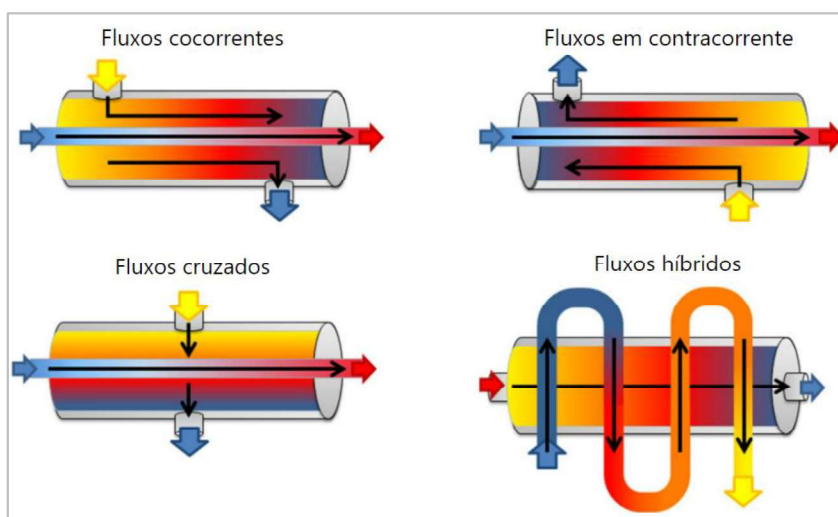


Figura 2.4 – Representação esquemática dos tipos de fluxos de um permutador de calor. Adaptado de (Inline Sales & Service Ltd., n.d.).

São vários os tipos de solução técnica que pode ser usada na construção de permutadores de calor pelo que a sua enumeração se torna difícil. Alguns exemplos são os regenerativos versus recuperativos, diretos versus indiretos, estático versus dinâmico, entre muitos outros (Ronquillo, n.d.).

Em relação aos mecanismos de transferência de calor estes podem ser de uma ou de duas fases. Num permutador de calor de uma fase os fluidos que o atravessam não passam por nenhuma

transformação de fase durante a transferência de calor, ou seja, tanto o fluido que recebe calor como o que cede calor mantém-se no mesmo estado físico com que entraram. Por outro lado, num permutador de calor de duas fases a mudança de estado físico pode ocorrer em ambos ou apenas num dos fluidos (Ronquillo, n.d.).

O calor sensível é a denominação dada ao processo de adição ou perda de calor na variação de temperatura numa fase. Ao calor que é adicionado ou perdido quando existe mudança de fase designa-se por calor latente. Estas duas grandezas físicas são de elevada importância, pois em muitos fluidos o calor latente é bastante superior ao calor sensível. Tome-se como exemplo a água. A transformação da água líquida em vapor, ambos a 100°C e 1 atm, requer a adição de 2.257 kJ/kg de calor latente, no entanto o aquecimento de água a 0°C e 1 atm até 100°C e 1 atm apenas carece do acréscimo de 419 kJ/kg (SWEP, n.d.). Conclui-se assim que em processos de recuperação de calor, o aproveitamento da fase gasosa torna-se bastante vantajoso uma vez que se pode recuperar o calor latente da mudança de fase.

Os permutadores de placas, de carcaça e tubos e tubulares são alguns dos tipos mais usados na indústria. A escolha do tipo de permutador depende da finalidade que este terá, já que cada um destes contém características mais adequadas para cada efeito desejado. Os permutadores de placas são compostos, normalmente, por placas de aço inox, titânio e/ou alumínio (Golin, 2023) sobrepostas com um pequeno espaço entre elas. Num dos lados da placa passa o fluido frio e no outro o fluido quente, ocorrendo a transferência de calor pela placa do lado mais quente para o lado mais frio (Heatex, n.d.). Um permutador de carcaça e tubos é constituído por uma série de tubos interligados dentro de um contentor cilíndrico (a carcaça). Em geral o fluido de alta pressão é transportado nos tubos, de modo a manter a pressão. Caracteriza-se por ter um design simples e robusto assim como um custo inicial e de manutenção baixo. Em relação ao de placas diferencia-se pelo facto de para a mesma potência térmica ser necessário um permutador de maiores dimensões (saVRee, n.d.). Por fim, os permutadores tubulares resumem-se a dois tubos concêntricos em que o fluido a ser aquecido passa pelo tubo interior e o fluido que aquece passa entre os tubos. É principalmente usado em fluidos que tenham uma viscosidade média-baixa. Tem como grande vantagem o facto de ambos os fluidos poderem conter partículas ou fibras sem que haja o risco de entupirem (SACOME, 2019). Alguns casos particulares de permutadores de calor são os condensadores, caldeiras e evaporadores (Yousef, 2022).

Os permutadores anteriormente enumerados servem para, principalmente, fazer permuta de calor entre dois gases (gás-gás), gases e líquidos (gás-líquido) e dois líquidos (líquido-líquido). Os permutadores gás-líquido caracterizam-se por terem piores eficiências em relação aos permutadores líquido-líquido. A menor eficiência deve-se à grande diferença entre coeficiente de transferência de calor por convecção dos fluidos, superior nos líquidos devido ao seu maior coeficiente de transferência de calor por convecção. Este coeficiente influencia o coeficiente global de transferência de calor, U , que, por sua vez aumenta a resistência, R . A equação (2.2) representa o inverso da resistência térmica global, R , do que pode ser um permutador de calor, em que R_{Wall} representa a resistência da parede e $h_e A_e$ e $h_i A_i$ são o inverso das resistências que cada fluido, exterior e interior à parede, respetivamente (Figueiredo et al., 2015).

$$UA = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_e A_e} + R_{Wall} + \frac{1}{h_i A_i}} \quad (2.2)$$

Os permutadores líquido-líquido diferenciam-se pela maior eficiência, que acontece pelo facto dos fluxos de calor em ambos os fluidos não ser tão díspar como para um permutador líquido-gás. Nestes permutadores é ainda comum o incentivo ao escoamento turbulento de modo a aumentar a transferência de calor e assim atingir melhores eficiências (Bilal, n.d.).

Tendo por base a equação (2.2) constata-se que a resistência térmica é inversamente proporcional às áreas de troca de calor. Assim sendo, e como os gases têm menores coeficientes de transferência de calor por convecção para o mesmo fluxo de calor do que para um fluido líquido, para que não haja limitação da transferência de calor, normalmente, aumenta-se a área da superfície de transferência de calor com recurso a alhetas. Conclui-se assim que também para permutadores de calor gás-gás a sua área de troca de calor terá de ser muito superior às de um permutador líquido-líquido.

2.2.1.1. Pré-aquecimento de ar de combustão

Os recuperadores de calor são essencialmente permutadores de calor usados para o pré-aquecimento de ar de combustão através dos gases de exaustão. A elevação da temperatura do ar de combustão traz uma poupança energética, o que explica este tipo de sistema ser largamente usado na indústria. Alguns dos tipos de sistemas são (BCS Incorporated, 2008):

- Recuperadores;
- Regeneradores;
- Pré-aquecedores de ar passivos;

2.2.1.2. Pré-aquecimento de cargas

O calor residual pode ser utilizado para o pré-aquecimento de cargas na entrada de um processo, diminuindo assim a energia necessária no processo propriamente dito. Em grande parte, este tipo de sistemas utiliza gases de combustão como fonte de calor que pode pré-aquecer água, que entra no sistema de vapor, através de permutadores.

No caso específico da indústria da Pasta e do Papel os gases de combustão originários de caldeiras utilizadas no processo podem ser utilizados para fazer a secagem de material orgânico que alimenta a caldeira de biomassa. A secagem pode ser feita através da recuperação do calor dos gases de combustão por um permutador de calor ou da passagem direta dos gases pela biomassa (Li et al., 2012).

Um caso particular de pré-aquecimento de cargas é o uso do vapor *flash* para o aquecimento da água de entrada no desgaseificador. Este é um componente essencial numa instalação de vapor que tem como função retirar gases, especialmente oxigénio, da água de entrada da caldeira para posterior vaporização. A desgaseificação de água pode ser realizada por dois métodos: físico ou químico. O desgaseificador faz uso de um processo físico, funcionando com a injeção de vapor que aquece a água libertando assim os gases nela contidos. Durante este processo há libertação de algum vapor em conjunto com os gases (Fevzi & Kocabaş, n.d.). Ao vapor perdido pelo desgaseificador é

possível adicionar outras fontes de vapor *flash* que estejam nas proximidades. O vapor *flash* é originado pela diminuição de pressão repentina dos condensados produzidos no sistema principal de vapor (Kansas City Deaerator, n.d.). A recuperação de vapor *flash* é feita captando o vapor desperdiçado pelo desgaseificador ao qual pode ser adicionado o vapor *flash* que esteja a ser rejeitado nas proximidades. O vapor captado entra num permutador de calor que funciona como condensador, o chamado de *vent-condenser* (U.S. Department of Energy, 2012). No permutador de calor, o vapor troca calor com a água que pode entrar diretamente no desgaseificador ou é direcionada para o tanque de alimentação. Na Figura 2.5 é apresentado um esquema da recuperação de calor residual num desgaseificador em que o vapor *flash* produzido pré-aquece a água de entrada do desgaseificador.

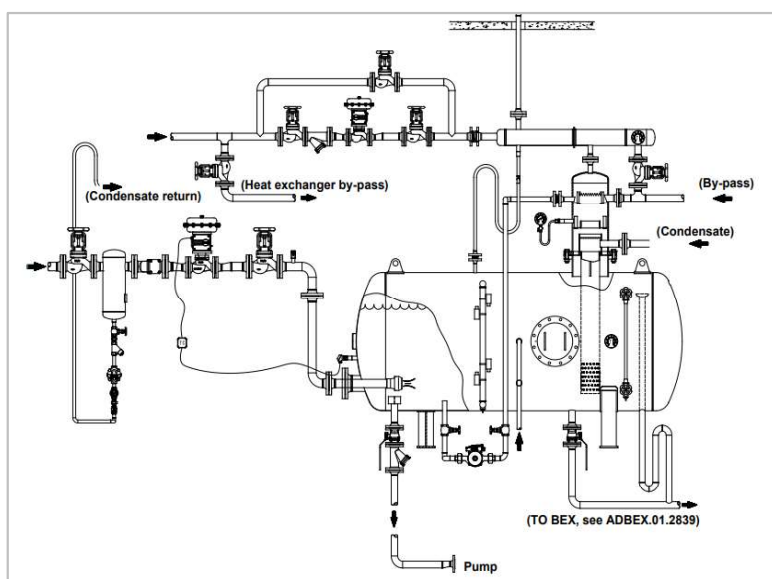


Figura 2.5 – Recuperação de calor com vent condenser num desgaseificador. Retirado de (ADCA, n.d.).

2.2.2. Geração de vapor/energia elétrica

O ciclo termodinâmico de Rankine, representado na Figura 2.6, é o sistema mais utilizado para a geração de energia elétrica a partir de calor residual. O ciclo é composto pela produção de vapor de água a partir da fonte de calor que, de seguida, passa por uma turbina de vapor que por sua vez se encontra acoplada a um gerador de energia elétrica. Apesar deste ser um dos sistemas mais eficientes na produção de energia elétrica a partir de calor residual, apenas se verificam grandes eficiências para fontes de calor cuja temperatura se encontre entre 340 e 370 °C. A maioria das fontes de calor residual que se encontram nas unidades industriais mais recentes tem temperaturas inferiores, o que leva a que o ciclo de Rankine convencional não seja a alternativa, para produção de energia elétrica, mais rentável/viável (BCS Incorporated, 2008).

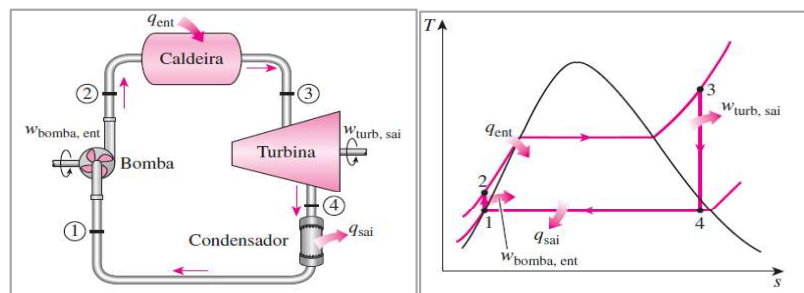


Figura 2.6 – Ciclo de Rankine. Retirado de (Çengel & Boles, 2011).

2.2.3. Produção de energia elétrica com ORC

O Ciclo Orgânico de Rankine (ORC), representado na Figura 2.7, é uma alternativa ao ciclo convencional de Rankine em processos de produção de energia elétrica com fontes de calor residual de baixas entalpias. O ORC diferencia-se do ciclo convencional de Rankine por utilizar fluidos de trabalho orgânicos, hidrocarbonetos e refrigerantes, que vaporizam a temperaturas inferiores à da água e têm maiores pressões de vapor. Os refrigerantes são o tipo de fluidos. As temperaturas de trabalho de um ORC podem encontrar-se entre os 80 e 500 °C (U.S. Department of Energy, n.d.), dependendo do tipo de fluido utilizado.

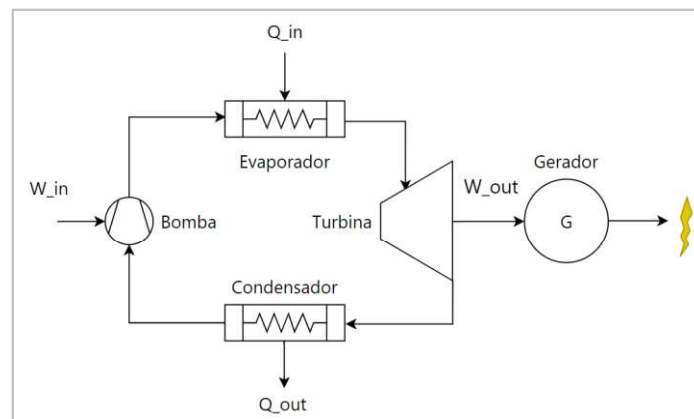


Figura 2.7 – Esquema de funcionamento de um ORC. Adaptado de (Çengel & Boles, 2011).

A eficiência máxima de uma máquina térmica é limitada pela eficiência de Carnot, (Çengel & Boles, 2011). Com T_f a temperatura da fonte fria e T_q a temperatura da fonte quente, a eficiência de Carnot, η_c , define-se por:

$$\eta_c = 1 - T_f/T_q \quad (2.3)$$

A título de exemplo, considerando uma máquina térmica a funcionar entre fontes de calor de baixa entalpia e por isso a absorver calor de uma fonte quente a 250 °C e a rejeitar para uma fonte fria a 100 °C, obter-se-ia uma eficiência de Carnot de cerca de 29 %. Segundo (BCS Incorporated, 2008), a eficiência de um ORC encontra-se entre os 10 e 20 %, valores abaixo dos de um ciclo de Rankine normal. Ainda assim em comparação com a eficiência de Carnot estes valores tornam-se relativamente interessantes.

O uso do ORC é um investimento principalmente atrativo em indústrias onde as fontes de calor residual são relativamente elevadas e não é possível aproveitar o calor para outros processos internos, ou que não possam tornar este tipo de desperdício rentável como, por exemplo, a sua recuperação e venda para *District Heating* (BCS Incorporated, 2008). O *District Heating* é o nome dado à distribuição de água quente que alimenta vários edifícios (International District Energy Association, 2019), funcionando de modo idêntico às redes de distribuição de energia elétrica.

2.2.4. Produção de frio

A produção de frio pode ser feita através de calor residual por uma tecnologia chamada de ciclo de absorção, existente desde o século 19 (Evans, 2017). Ao contrário dos sistemas mais tradicionais como os ciclos de compressão e sistemas mecânicos, os de absorção não utilizam um compressor. Ao invés, utilizam um processo químico que consiste na dissolução do vapor num absorvente. De seguida, transfere-se o produto resultante, com ajuda de uma bomba, para o processo de alta pressão (ARANER, n.d.).

A Figura 2.8 representa um esquema simples de um ciclo de absorção. O princípio básico deste ciclo consiste em separar e recombinar dois fluidos, o refrigerante e o absorvente, e assim produzir frio. As soluções amónia-água e brometo de sódio-água são as mais utilizadas. A água embora presente nas duas funciona como absorvente no primeiro caso e como refrigerante no segundo (ARANER, n.d.).

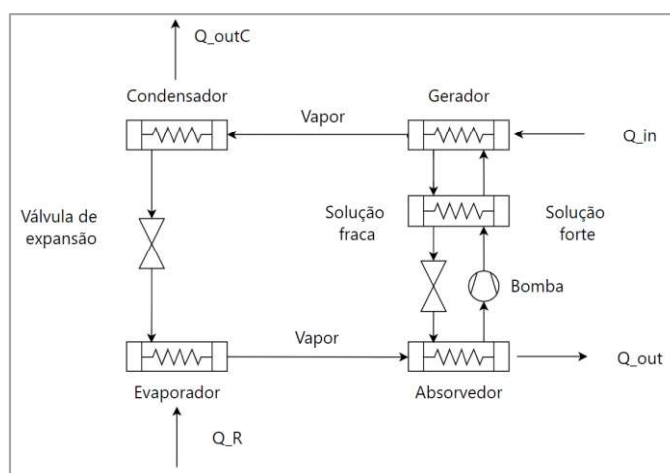


Figura 2.8 – Ciclo de absorção de um estágio. Adaptado de (Witmer, n.d.).

Para o caso do brometo de sódio-água, e tomando a Figura 2.8 como exemplo, no absorvedor o vapor de água, refrigerante, dissolve-se num líquido, absorvente, para formar a solução. Aquando da vaporização do refrigerante a solução é bombeada para a parte de alta pressão do ciclo, o gerador. Aqui o vapor do refrigerante é evaporado da solução pela adição de calor, Q_{in} proveniente, normalmente, de fontes de calor residual. O vapor passa para o condensador e a solução concentrada é reposta no absorvedor, transferindo primeiramente calor para o vapor que passa para o gerador.

No condensador a água fria faz condensar o vapor, Q_{outC} que de seguida passa, através de uma válvula de expansão, para o lado de baixa pressão, o evaporador. O evaporador funciona como um permutador de carcaça e tubos em que a carcaça se encontra a pressões muito baixas, próximo do

vácuo. A água fria do circuito de alimentação passa pelos tubos e é arrefecida pela transferência de calor, Q_R para o refrigerante, isto é, para a água que passa pela carcaça. Esta transferência de calor ocorre porque a pressões muito baixas a água evapora a temperaturas também muito baixas. O vapor do refrigerante desloca-se para o absorvedor e o ciclo recomeça (Santini & Dwyer, 2016).

Os *chillers* de absorção mais comuns são os de estágio único e estágio duplo. O ciclo de estágio único tem capacidade para funcionarem com temperaturas de fontes quentes a partir de 80 °C. Por outro lado, os ciclos de estágio duplo precisam de temperaturas mínimas acima dos 140 °C. Estes apesar da necessidade de maiores potências caloríficas tendem a oferecer maiores eficiências. O COP para ciclos de estágios simples situa-se entre 0.65-0.84 e para estágios duplos entre 1.00-1.50 (Santini & Dwyer, 2016). Com P_R a potência de refrigeração, e P_T a potência térmica fornecida, o COP de um *chiller* de absorção é obtido por:

$$COP_{CH} = P_R/P_T \quad (2.4)$$

Na Tabela 2.1 tem-se várias fontes de calor possíveis e as respetivas gamas de temperatura, com exceção do vapor que é contabilizado pela pressão.

Tabela 2.1 – Fontes de calor possíveis. Adaptado de (Santini & Dwyer, 2016).

Fonte de calor	ΔT [°C]
Água quente	80 - 100
Água sobreaquecida	101 - 180
Gases/ar quentes	260 - 700
Óleo termal	110 - 350
Vapor	200 – 1.100 [kPa]

Na Figura 2.9, tem se representado o custo específico para os *chillers* de absorção em função da potência de refrigeração para quatro fabricantes, assim como segundo a literatura e a comparação com um *chiller* de compressão.

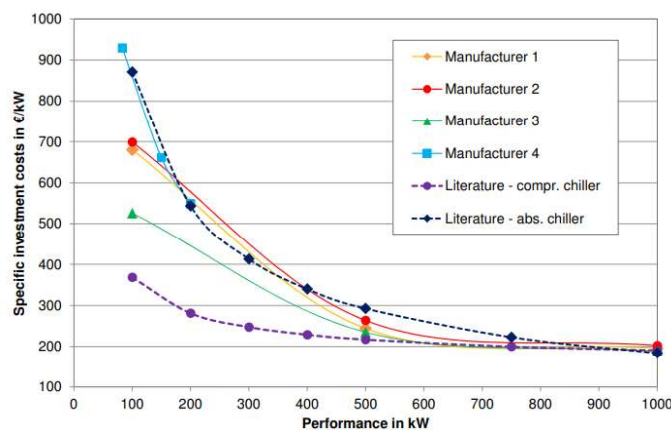


Figura 2.9 – Custo específico de um *chiller* de absorção em função a potência de refrigeração (Dominik Schöpfer, 2015).

2.2.5. Bomba de Calor

A bomba de calor é um tipo de máquina frigorífica que tem como finalidade retirar calor a uma fonte fria e transferi-lo para onde for necessário através do consumo de energia elétrica (Çengel & Boles, 2011). Este princípio que remonta ao século 19 tem vindo a ser cada vez mais usado pela sua elevada eficiência energética (MAN Energy Solutions, n.d.). Este equipamento surge como possível solução para o calor residual de baixa temperatura uma vez que é possível fazer uma elevação dessa temperatura e assim aproveitá-lo (BCS Incorporated, 2008). A eficiência de uma bomba de calor, COP, é definida por (Çengel & Boles, 2011):

$$COP = Q/W \quad (2.5)$$

Com Q o calor útil fornecido e W o trabalho consumido. Dependendo do intervalo de temperaturas escolhidos, existem no mercado bombas de calor industriais com capacidade de atingir COP's de 5 (MAN Energy Solutions, n.d.). De notar que estes equipamentos vêm a sua eficiência diminuir quanto maior for a diferença de temperatura entre a fonte fria e quente, pelo que não é ideal existir elevadas variações de temperaturas (BCS Incorporated, 2008).

Uma das maiores aplicabilidades de bombas de calor na recuperação de calor residual próximas do local de consumo é fazer a transferência deste calor para *district heating* (Siemens Energy Global, n.d.).

2.3. Aplicabilidade dos sistemas de WHR

A implementação de sistemas de WHR tem associado a si limitações/barreiras que podem ser definidas em várias categorias. O Departamento para a Energia e Alterações Climáticas Inglês, DECC, reconhece três principais barreiras: (1) comercial, (2) técnica e (3) "entrega". As limitações identificadas pelo DECC são caracterizadas de forma mais simples pela (BCS Incorporated, 2008) em (1) custos, (2) aplicações, composição da fonte de calor, tipo de processo e temperaturas específicas, e (3) acessibilidade e transporte de certas fontes de calor.

O período de retorno é um indicador usado na análise de projetos, calculado com base nos custos de investimento iniciais, nos custos de operação e nos custos de manutenção (barreira (1)), e na poupança ou produção que o sistema pode originar. Maiores períodos de retorno resultam em investimentos pouco interessantes. A limitação definida como (1) tem uma grande dependência das restantes duas. Por exemplo, quando existem grandes limitações técnicas, como gases muito corrosivos e/ou temperaturas baixas leva a que o investimento inicial tenha de ser superior uma vez que são necessários equipamentos maiores e mais resistentes. Fontes corrosivas conduzem ainda a manutenções e custos de operação mais elevados (Christodoulides et al., 2022).

Sendo a recuperação de calor um tema com importância crescente no mundo atual, é inevitável a sua aplicação a processos já existentes. A aplicação de tecnologias de WHR a processos industriais definidos e organizados pode ser de difícil realização devido às restrições de espaço existentes (limitação (3)). As limitações de espaço podem resultar na necessidade de transportar o calor das fontes originais para outras zonas, o que origina maiores custos iniciais e a possibilidade da redução da eficiência do sistema devido às perdas que o transporte pode causar.

A aplicação de sistemas de WHR a processos existentes pode, também, ser uma limitação ao processo que dá origem ao calor residual. Portanto o sistema tem de ser projetado de modo que a sua inoperação não conduza à paragem do principal processo fabril. A instalação do sistema de WHR pode igualmente levar à paragem da produção, logo a perda de produção tem de ser contabilizada no cálculo do período de retorno (Christodoulides et al., 2022).

2.4. Exemplos de sucesso

- **Cimenteira Heidelberg**

A cimenteira alemã Heidelberg Cement, localizada em Lengfurt, tem instalado desde os anos 2000, um sistema de recuperação de calor dos gases de combustão para a produção de energia elétrica através de um ORC. O ORC foi instalado pela Ormat Inc (Fuentes, 2015) e tem uma capacidade instalada de 1.1 MWnet/ano (*Long-term operating experience with the ORC plant for low-temperature power generation at the Lengfurt works, 2002*). Durante o ano 2000 o sistema apresentou uma disponibilidade em 97% do tempo de trabalho do forno. Desde os anos 2000 que o sistema tem produzido em média 1.02 MW líquidos (*Long-term operating experience with the ORC plant for low-temperature power generation at the Lengfurt works, 2002*) de energia elétrica gerando 12% das necessidades elétricas da cimenteira (BCS Incorporated, 2008).

- **Keros Cerámica S.A.**

A empresa espanhola de cerâmica, Keros Cerámica S.A., tem instalado, pela Rank®, numa das suas unidades fabris um ORC que faz o aproveitamento do calor libertado dos gases de escape das fornalhas. Os gases são libertados a 290 °C passando de seguida por um permutador de calor onde o calor é transferido para um circuito de óleo térmico. O óleo é aquecido até 165 °C e depois cede calor ao fluido orgânico do ORC. A recuperação deste calor residual, que outrora seria desperdiçado para o meio ambiente, permite que o sistema produza 20 kWe (Swep International, 2019).

- **Produção de frio**

A *Naresuan University*, Tailândia, tem desde 2005 um sistema de HVAC, totalmente operacional, através de um *chiller* de absorção de efeito simples de brometo de lítio-água. Neste caso a fonte de calor provém de água quente aquecida por painéis solares, que fornecem a água entre os 70 °C e 95 °C. O sistema tem uma capacidade total térmica de cerca de 38 kW e tem um COP de 0,7. Para não existir falhas no fornecimento de água quente existe um tanque de água de 400 L que funciona como *buffer*, e um sistema de *backup* que é acionado sempre que a temperatura da água é inferior a 70 °C. Devido aos custos de importação dos componentes do sistema, principalmente painéis solares e o *chiller* de absorção, e de ter sido instalado há alguns anos fez com que investimento não fosse muito interessante do ponto de vista económico. Ainda assim o desenvolvimento continuou e nos presentes dias estes sistemas podem se tornar economicamente viáveis (Pongtornkulpanich et al., 2008).

- **Bomba de calor para *district heating* em Estocolmo**

A Siemens Energy tem um projeto para o uso de sete bombas de calor industriais, capazes de fornecer 225 MW térmicos ao *district heating* na cidade de Estocolmo. Este sistema que alimenta cerca de 90 % dos edifícios da cidade caracteriza-se pelo uso de calor proveniente vindo da água de

esgotos tratados. O sistema tem ainda como vantagem realizar com o mesmo equipamento o fornecimento de água fria e água quente (Swedish Environmental Research Institute, n.d.).

3. Caso prático

3.1. Metodologia e métodos

O projeto tem duas partes principais: a caracterização das fontes de calor residual e o estudo das soluções possíveis para a recuperação da energia dessas correntes de calor.

A caracterização das fontes de calor residual foi efetuada com recurso à consulta de documentos internos e à recolha de dados de instrumentação fixa instalada para controlo de processo. Recorreu-se ainda a medições pontuais dos locais e fontes a estudar. As medições pontuais consistiram na recolha de temperaturas nos locais de emissão de calor residual na forma gasosa através de uma câmara termográfica e sonda de temperatura.

As soluções para as possíveis aplicações na recuperação do calor residual foram estudadas através da revisão bibliográfica existente e recorrendo a *benchmarking* das aplicações já existentes em outras indústrias.

3.2. Identificação das fontes de calor residual

A identificação das fontes de calor residual gasosas do complexo industrial da Navigator, na Figueira da Foz, iniciou-se com a observação e mapeamento dos equipamentos presentes no complexo.

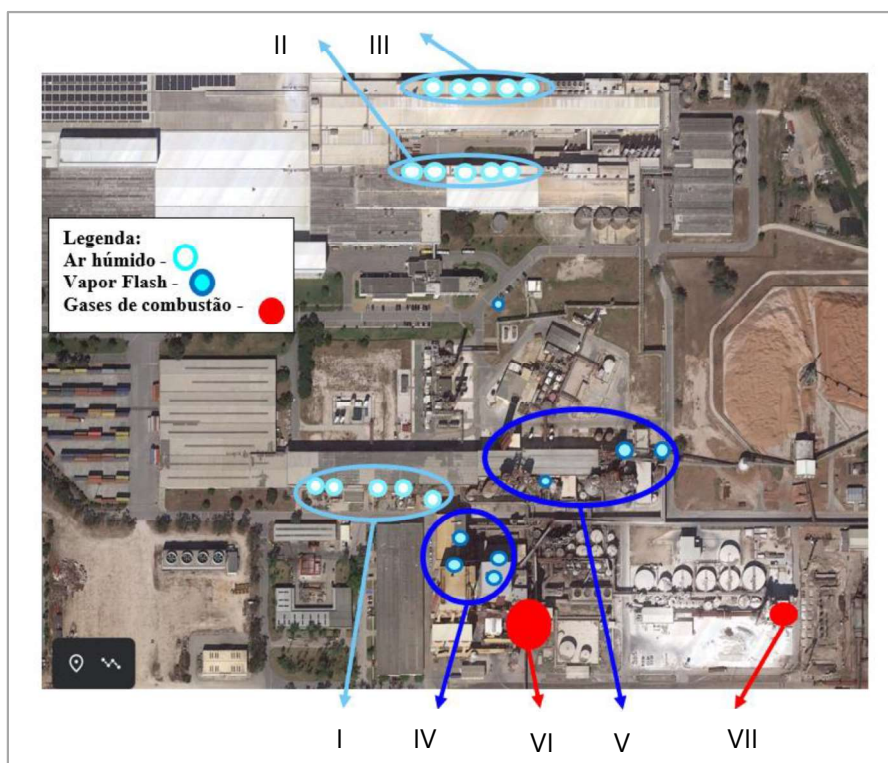


Figura 3.1 – Mapa das fontes de calor residual do complexo Navigator, na Figueira da Foz. I – Exaustões máquina de pasta, II - Exaustões máquina de papel PM1, III – Exaustões máquina de papel PM2, IV – Vapor *flash*, V – Vapor *flash*, VI – Gases de combustão CR, CB, CA e VII – Forno de Cal.

As principais fontes de calor residual identificadas encontram-se representadas na Figura 3.1. Conforme a legenda, verifica-se que os principais tipos de emissões gasosas de calor residual são de ar húmido por parte das máquinas de papel e de pasta, de vapor *flash* dos vários processos envolvendo vapor e de gases de combustão provenientes das três caldeiras de produção de vapor e do forno da cal.

3.3. Caracterização das fontes de calor residual

A caracterização das fontes de calor residual iniciou-se pela consulta de fichas técnicas dos equipamentos e relatórios provenientes de empresas externas. Através das fichas técnicas foi possível obter informação sobre a máquina de pasta e o desgaseificador. A caracterização das exaustões das máquinas de papel, PM1 e PM2, fez-se através dos relatórios produzidos pela empresa *AstenJohnson*.

Com base nos tipos de potencial de energia da Figura 2.1 e nos grupos da Figura 3.1, obtém-se na Tabela 3.1 as potências teóricas dissipadas para a atmosfera, considerando o arrefecimento das fontes de calor até à temperatura ambiente de 25°C. Os cálculos das potências apresentadas na tabela a seguir são realizados nos capítulos que se seguem.

Tabela 3.1 – Potência teórica dissipada em cada grupo.

Grupo	Tipo de Fonte	P_{tt} [MW]
Grupo I	Exaustões M. Pasta	20,26
Grupo II	Exaustões PM1	34,66
Grupo III	Exaustões PM2	36,26
Grupo IV	Vapor <i>flash</i>	5,67
Grupo V	Vapor <i>flash</i>	9,00
Grupo VI	Gases C. Chaminé Principal	116,50
Grupo VII	Gases C. Forno de Cal	15,70
	Total	238,05

3.3.1. Exaustões da Máquina de Pasta

A máquina de pasta tem como propósito secar a pasta que lhe chega diluída em água. A secagem é conseguida pela prensagem da pasta por várias prensas que a transportam a alta velocidade, retirando a água de forma mecânica, e pela injeção de vapor nos cilindros secadores, aquecendo-a de forma que a restante evapore até uma percentagem específica. A água libertada mecanicamente sai na forma líquida, sendo esta encaminhada para o tanque de águas brancas. A restante que evapora fica diluída no ar circundante o qual é aspirado para o exterior por quatro ventiladores. Estes por sua vez estão ligados a saídas de exaustão que libertam o ar quente húmido diretamente para a atmosfera. Três das quatro exaustões têm instalados permutadores de calor que recuperam o calor fazendo o pré-aquecimento do ar de entrada da máquina. Na Figura 3.2 tem-se assinalado as quatro exaustões da máquina de pasta.



Figura 3.2 – Exaustões da máquina de pasta.

A entalpia do ar húmido pode ser calculada pelas funções psicrométricas dadas na base de dados para o Excel, *Thermotables*, mas apenas para temperaturas até 50 °C. Posto isto, consultado em (Rajput, 2007), o cálculo da entalpia do ar húmido, $h_{ar\ húmido}$, é também definido em (3.1), como a soma da entalpia do ar seco, $h_{ar\ seco}$, com o produto da entalpia do vapor contida no ar, h_{vapor} , pela humidade absoluta, ω , obtida pela divisão da massa de água pela massa de ar.

$$h_{ar\ húmido} = h_{ar\ seco} + \omega \times h_{vapor} \quad (3.1)$$

Devido ao difícil acesso a informação mais recente relativa à máquina de pasta, as características técnicas das exaustões contidas na Tabela 3.2 foram retiradas do projeto inicial da máquina. A Tabela 3.2 contém a entalpia de ar seco e do vapor às respetivas temperaturas de exaustão, ambas retiradas de (Çengel & Boles, 2011), assim como a entalpia do ar húmido total calculada com base em (3.1) e a temperatura ponto de orvalho T_o , consultada em (Aniceto, 2023).

Tabela 3.2 – Características das exaustões da máquina de pasta.

#	\dot{m} [kg _{ar seco}]/s]	T_1 [°C]	T_o [°C]	$\omega_{@T1}$ [kg _{vapor} / kg _{ar seco}]	$h_{ar\ seco}$ [kJ/kg]	h_{vapor} [kJ/kg]	$h_{ar\ húmido@T1}$ [kJ/kg _{ar seco}]
1	19,44	70,00	58,1	0,130	70,35	2.626,10	411,74
2	19,44	56,00	53,4	0,103	56,28	2.601,86	324,27
3	19,44	56,00	53,4	0,103	56,28	2.601,86	324,27
4	19,44	56,00	53,4	0,103	56,28	2.601,86	324,27

Sendo o cálculo da potência térmica teórica dissipada, P_{tt} , feito até à temperatura de 25 °C é necessário averiguar se a diminuição de temperatura provocará a condensação do vapor de água contido no ar. Para determinar se há condensação é possível comparar a temperatura de ponto de orvalho com a temperatura até à qual se pretende arrefecer. A temperatura de ponto de orvalho define-se como a temperatura para a qual o vapor de água começa a condensar, ou seja, a humidade relativa é de 100 %. Deste modo, se a temperatura ponto de orvalho for superior à temperatura final significa que existiu condensação. Pode-se assim concluir com base na Tabela 3.2 que as temperaturas de ponto de orvalho das várias exaustões são superiores a 25 °C, ocorrendo assim condensação. De forma a saber a quantidade de água que condensa é necessária a determinação da humidade absoluta para a temperatura de arrefecimento. A humidade absoluta (Rajput, 2007) é dada por:

$$\omega = 0.622 \times P_{vapor} / P_{ar\ seco} \quad (3.2)$$

Com P_v a pressão de vapor e $P_{ar\ seco}$ a pressão do ar seco. A pressão de vapor para temperaturas abaixo do ponto de orvalho é igual à pressão de saturação. Sendo P a pressão à qual a mistura se encontra, a pressão de ar seco é dada por, (Rajput, 2007):

$$P_{ar\ seco} = P - P_{vapor} \quad (3.3)$$

A perda de calor na condensação do vapor é dada por, (Çengel & Boles, 2011):

$$h_{\acute{a}gua} = (\omega_1 - \omega_2) \times h_{\acute{a}gua@T2} \quad (3.4)$$

Na equação (3.4) define-se o calor que sai com a água condensada, considerando ω_1 e ω_2 as humidades absolutas no início e após a condensação, respetivamente, e $h_{\acute{a}gua@T2}$ é a entalpia da água líquida à temperatura de saída.

Após o arrefecimento do ar até 25 °C é possível então usar as funções psicrométricas fornecidas pelo *ADD-IN* para o Microsoft Excel, *Psychometrics*, utilizando a função:

$$h_{moist_Tomega}(T[^{\circ}C]; \omega_2 [kg_{vapor}/kg_{ar\ seco}]) \quad (3.5)$$

Na Tabela 3.3 são apresentadas a entalpia de vaporização do vapor a 25 °C e algumas propriedades necessárias ao cálculo da entalpia do ar húmido à temperatura de 25 °C, ambas retiradas de (Çengel & Boles, 2011). O cálculo da pressão de ar seco foi feito com base em (3.3) e a humidade absoluta em (3.2).

Tabela 3.3 – Propriedades do ar húmido e vapor a 25 °C.

T_2 [°C]	P [kPa]	$h_{\acute{a}gua@T2}$ [kJ/kg]	P_v [kPa]	$P_{ar\ seco}$ [kPa]	ω_{T2} [kg _{vapor} / kg _{ar\ seco}]	$h_{ar\ seco@T2}$ [kJ/ kg _{ar\ seco}]	$h_{húmido@T2}$ [kJ/ kg _{ar\ seco}]
25,00	101,35	104,84	3,17	98,18	0,02	25,125	76,26

Definindo T_1 e T_2 como denotação para a temperatura inicial e final da mistura, respetivamente, tem-se que a potência térmica teórica, P_{tt} , é igual a, (Çengel & Boles, 2011):

$$P_{tt} = \dot{m} \times (h_{ar\ húmido@T1} - h_{ar\ húmido@T2} - h_{\acute{a}gua}) \quad (3.6)$$

Tabela 3.4 – Cálculos auxiliares e determinação da potência térmica teórica das exaustões da máquina de pasta.

#	\dot{m} [kg _{ar\ seco}]/s]	$\omega_1 - \omega_2$ [kg _{vapor} / kg _{ar\ seco}]	$h_{\acute{a}gua}$ [kJ/kg _{ar\ seco}]	P_{tt} [kW]
1	19,44	0,109	11,52	6.299
2	19,44	0,082	8,69	4.653
3	19,44	0,082	8,69	4.653
4	19,44	0,082	8,69	4.653

Apesar da elevada potência térmica teórica obtida para as exaustões da máquina de pasta esta não será analisada para soluções de recuperação de calor dado que este equipamento funciona de forma não contínua. Tal leva a um menor rendimento das possíveis soluções e à sua menor viabilidade.

Apresenta ainda baixa temperatura na saída, o que faz com que não existam soluções viáveis até à data deste trabalho.

3.3.2. Exaustões das Máquinas de Papel, PM1 e PM2

O ar húmido libertado pelas exaustões das máquinas de papel, PM1 e PM2, é gerado pelo mesmo efeito que ocorre na máquina de pasta. Este ar húmido foi caracterizado segundo cada exaustão pela empresa *AstenJohnson*. Este relatório fornece informações relativas aos caudais mássicos e volúmicos, temperaturas e humidade absoluta do ar húmido de exaustão. Através destes dados foi possível obter a temperatura de ponto de orvalho, T_o , consultada em (Aniceto, 2023), a entalpia do ar seco e do vapor à temperatura de exaustão, retirado de (Çengel & Boles, 2011). Reunidos estes dados calculou-se então a entalpia do ar húmido, pela equação (3.1). Estes dados encontram-se nas Tabela 3.5 e Tabela 3.6.

Tabela 3.5 – Propriedades e cálculo da entalpia de ar húmido para a máquina de papel PM1.

#	\dot{m} [$kg_{ar\ seco}/s$]	T_1 [$^{\circ}C$]	T_o [$^{\circ}C$]	$\omega_{@T_1}$ [$kg_{vapor}/kg_{ar\ seco}$]	$h_{ar\ seco}$ [kJ/kg]	h_{vapor} [kJ/kg]	$h_{ar\ húmido@T_1}$ [kJ/kg]
0	5,04	73,1	58,5	0,140	74,17	2.632,57	444,31
1	15,41	53,7	53,7	0,114	53,97	2.597,83	350,12
2	9,92	53,7	53,6	0,106	53,97	2.597,83	329,60
3	15,72	50,8	50,8	0,095	51,05	2.592,72	297,62
4	18,16	51,1	51,1	0,098	51,36	2.593,25	306,27
5	22,58	61,5	56,7	0,126	61,81	2.611,45	390,33
6	13,88	59,6	56,4	0,124	59,90	2.608,15	383,57
7	12,28	71,2	56,8	0,127	71,56	2.628,15	406,12
8	4,33	66,5	53,5	0,105	66,83	2.620,10	340,89
9	9,85	80,9	55,5	0,118	81,30	2.644,52	393,62

Tabela 3.6 – Propriedades e cálculo da entalpia de ar húmido para a máquina de papel PM2.

#	\dot{m} [$kg_{ar\ seco}/s$]	T_1 [$^{\circ}C$]	T_o [$^{\circ}C$]	$\omega_{@T_1}$ [$kg_{vapor}/kg_{ar\ seco}$]	$h_{ar\ seco}$ [kJ/kg]	h_{vapor} [kJ/kg]	$h_{ar\ húmido@T_1}$ [kJ/kg]
1	23,61	59,4	50,1	0,087	59,70	2.607,80	287,10
2	23,77	69,6	57,5	0,132	69,95	2.625,41	415,19
3	35,97	51,8	51,8	0,100	52,06	2.594,49	310,47
4	27,94	58,8	54,0	0,108	59,09	2.606,76	341,14
5	25,40	73,3	57,4	0,131	73,67	2.631,72	418,69

Nas Tabela 3.7 e Tabela 3.8, encontra-se calculada a potência térmica teórica, segundo (3.4), dissipada pelas exaustões das máquinas de papel, PM1 e PM2, tal como os cálculos auxiliares à determinação da potência. As propriedades do ar e vapor a 25 °C encontram-se na Tabela 3.3.

Tabela 3.7 – Dados auxiliares e determinação da potência térmica teórica das exaustões da máquina de Papel PM1.

#	\dot{m} [$kg_{ar\ seco}/s$]	$\omega_1 - \omega_2$ [$kg_{vapor}/ kg_{ar\ seco}$]	$h_{\acute{a}gua}$ [$kJ/kg_{ar\ seco}$]	P_{tt} [kW]
0	5,04	0,121	12,63	1.789
1	15,41	0,094	9,85	4.067
2	9,92	0,086	9,02	2.424
3	15,72	0,075	7,86	3.355
4	18,16	0,078	8,20	4.027
5	22,58	0,106	11,08	6.840
6	13,88	0,104	10,91	4.115
7	12,28	0,107	11,24	3.911
8	4,33	0,085	8,86	1.107
9	9,85	0,098	10,28	3.024

Tabela 3.8 – Cálculos auxiliares e determinação da potência térmica teórica das exaustões da máquina de Papel PM2.

#	\dot{m} [$kg_{ar\ seco}/s$]	$\omega_1 - \omega_2$ [$kg_{vapor}/ kg_{ar\ seco}$]	$h_{\acute{a}gua}$ [$kJ/kg_{ar\ seco}$]	P_{tt} [kW]
1	23,61	0,067	7,04	4.812
2	23,77	0,111	11,68	7.779
3	35,97	0,080	8,34	8.124
4	27,94	0,088	9,24	7.142
5	25,40	0,111	11,64	8.400

3.3.3. Gases de combustão

Em geral os principais emissores de gases de combustão numa fábrica de pasta são o forno da cal e a Caldeira de Recuperação, CR. Além destes dois emissores existe também, na fábrica da The Navigator Company da Figueira da Foz, a Caldeira de Biomassa, CB.

O forno da cal e a CR têm um papel determinante na produção de pasta uma vez que é em ambos os equipamentos que acontece a recuperação dos químicos do processo de cozimento. O cozimento é o nome que se dá ao processo de remoção da lenhina das aparas de madeira de modo a separar as suas fibras e assim criar a pasta (T. Adams et al., 1989). O processo *Kraft* é o método químico usado para a remoção da lenhina através da dissolução no licor de cozimento/licor branco, uma solução aquosa de sulfato de sódio e hidróxido de sódio (Mimms & Kocurek, 1989). A Figura 3.3 representa o ciclo de recuperação de *Kraft* numa fábrica de Pasta. É possível observar que existem dois ciclos de recuperação de químicos: (1) o ciclo do sódio, recuperado na CR, e (2) o ciclo do cálcio, onde o forno da cal é responsável pela sua recuperação (T. Adams et al., 1989).

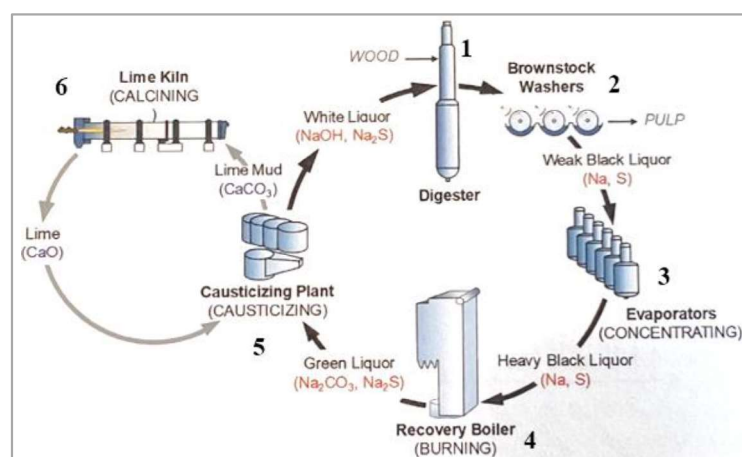
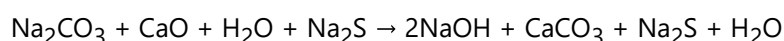


Figura 3.3 – Ciclo de recuperação de Kraft (T. N. Adams et al., 2019).

O ciclo do sódio é composto por quatro etapas: (1) as aparas e licor branco entram no digestor onde reagem a cerca de 170 °C, deste passo resulta a pasta *Kraft* e licor negro fraco, que consiste num líquido diluído de resíduos de madeira em conjunto com químicos usados no cozimento e água. Em (2) o licor negro fraco e a pasta são separados em lavadoras, após a lavagem o licor negro fraco, com uma concentração de sólidos de 13-17 % (T. Adams et al., 1989). Segue para (3), a evaporação, onde a sua concentração de sólidos aumenta para 65-80% (T. N. Adams et al., 2019).

O licor negro agora concentrado (licor negro forte) é injetado na forma de spray na Caldeira de Recuperação (4) onde é queimado, resultando gases de combustão, vindos da parte orgânica, e uma mistura inorgânica de sais fundidos de sulfureto de sódio Na_2S e carbonato de cálcio Na_2CO_3 , chamado de *smelt*. Por fim, o *smelt* é retirado da caldeira e dissolvido em água passando a chamar-se licor verde. De forma a voltar ao estado de licor branco faz-se reagir em (5) o licor verde com cal viva CaO vinda do forno de cal. A reação química é:



O ciclo do cálcio surge após a reação química anterior, a partir do carbonato de cálcio (CaCO_3). Este composto é insolúvel no licor branco sendo então retirado como uma lama de cal. De seguida é lavada de forma a retirar os resíduos de licor branco. As lamas lavadas são introduzidas no forno de cal onde ocorre o processo de calcinação, cujo objetivo é dissociar o carbonato de cálcio CaCO_3 transformando-o em cal virgem CaO e dióxido de carbono CO_2 (T. Adams et al., 1989). Esta dissociação é feita num forno rotativo através da injeção direta de calor. A cal virgem CaO é então reintroduzida no processo e o ciclo continua.

3.3.3.1. Forno de Cal

O forno de cal, como dito anteriormente, faz a dissociação do carbonato de cálcio CaCO_3 em cal virgem CaO através da injeção direta de calor, proveniente da queima de gás natural e fuelóleo. Os produtos e respetivas percentagens volúmicas da combustão estão representados na Tabela 3.9, assim como a massa molar de cada elemento, M . Devido à baixa representatividade, o componente "outros" será desprezado dos cálculos.

Tabela 3.9 – Composição dos gases de escape e respetivas massas molares do forno de cal.

Produtos da Combustão	Composição	M [g/mol]
O2	6%	32,00
H2O	25%	18,02
CO2	20%	44,01
N2	49%	28,01
Outros	0%	0,00
Total	100%	-

A *Envy Energy*, empresa externa à The Navigator Company, realizou em 2020 um relatório onde foi possível retirar parte dos dados da Tabela 3.9. Também o caudal volúmico efetivo, temperatura e pressão característica de saída dos gases foram fornecidos no relatório, dados que se encontram na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 – Características dos gases de combustão do forno de Cal.

T [°C]	P [kPa]	\dot{V} [m ³ /s]
285	101,2	39,12

No relatório da *Envy Energy* foi medido o caudal volúmico. Como a entalpia das substâncias se encontra tabelada, normalmente, nas unidades [kJ/kg] torna-se necessário saber o caudal mássico dos gases de combustão. O cálculo do caudal mássico foi feito para cada um dos compostos. Começou-se por determinar o número de moles num metro cúbico à temperatura de saída dos gases e o resultado bem como os dados usados no cálculo encontram-se na Tabela 3.11. Este cálculo foi realizado através da equação dos gases perfeitos (Çengel & Boles, 2011):

$$n = (P \times V)/(R \times T) \quad (3.7)$$

Tabela 3.11 – Dados e resultado da quantidade de moles da mistura dos gases de combustão num metro cúbico a 285 °C.

P [kPa]	T [K]	R [J/(mol*k)]	V [m ³]	n [mol]
101.20	558,15	8,314	1,00	21,81

O número de moles num metro cúbico de cada elemento, n_x , é obtido multiplicando a percentagem volúmica do elemento pelo número de moles total, n. Com M, a ser retirado da Tabela 3.9, a densidade de cada elemento é calculada através de:

$$d_x = n_x \times M_x \quad (3.8)$$

Pode-se assim calcular o caudal mássico de cada elemento por:

$$\dot{m} = d_x \times \dot{V} \quad (3.9)$$

Tem-se na Tabela 3.12, o número de moles, a densidade e caudal mássico de cada um dos elementos calculados com base em (3.8) e (3.9).

Tabela 3.12 – Cálculo do caudal mássico de cada elemento.

Elemento	n_x [mol/m ³]	d_x [g/m ³]	\dot{m} [kg/s]
O ₂	1,37	43,96	1,72
H ₂ O	5,43	97,82	3,83
CO ₂	4,25	187,15	7,32
N ₂	10,75	301,17	11,78
Outros	0,00	0,00	0,00
Total	-	-	24,65

Na Tabela 3.13 tem-se as entalpias específicas de cada elemento presente nos produtos da combustão às temperaturas de 285 e 25 °C. Os valores, com exceção do CO₂ consultado em (National Institute of Standards and Technology, 2023) foram consultados através da base de dados para Excel, *IdealGas*, com a função:

$$h_{IdealGas}(T[K]) \quad (3.10)$$

Tabela 3.13 – Entalpias dos gases de combustão do forno de cal a 285 e 25 °C.

Elemento	$h_{T@285^\circ C}$ [kJ/kg]	$h_{T@25^\circ C}$ [kJ/kg]
O ₂	520,69	270,85
H ₂ O	2.773,67	-
CO ₂	755,38	505,85
N ₂	582,89	309,02
Outros	0,00	0,00

A potência térmica teórica libertada no escape do forno de cal é calculada considerando o arrefecimento até aos 25 °C, com exceção da água, por:

$$P_{tt} = \sum(\dot{m} \times (h_{T@285^\circ C} - h_{T@25^\circ C})) \quad (3.11)$$

O cálculo da potência teórica da água tem de ter em consideração a energia libertada na condensação visto que os gases são arrefecidos além da temperatura de saturação. Assumindo que os gases não condensáveis (CO₂, O₂ e N₂) mantêm o seu número de moles ao longo do arrefecimento e que a pressão total se mantém, também, constante. Sendo que apenas a água, um gás condensável, irá variar o seu número de moles. Resolvendo a equação seguinte em ordem a $n_{H_2O T@25^\circ C}$ obtém-se assim o número de moles no final do arrefecimento.

$$p_{PH_2O} = p_{sat H_2O@T25} = \frac{n_{H_2O}}{n_{CO_2} + n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O}} \times P_{atm} \quad (3.12)$$

Tendo por base a quantidade de moles presentes na Tabela 3.12 e a pressão de saturação da água a 25 °C, $p_{sat H_2O@T25}$ igual a 3,16 kPa, vem que o número de moles da água no final é de 0,53 mol/m³. O caudal de água que condensa é dado pelas equações (3.8) e (3.9), tendo em conta que n_x é a diferença entre a quantidade de moles iniciais e finais. Resultando assim um caudal de 3,46 kg/s.

O cálculo da da $P_{tt\grave{a}gua}$ na condensação da água é dado por:

$$P_{tt\grave{a}gua} = \dot{m}_{vapor@T285^{\circ}C} \times h_{vapor@T285^{\circ}C} - \dot{m}_{vapor@T25^{\circ}C} \times h_{vapor@T25^{\circ}C} - \dot{m}_{\grave{a}gua\ liq@T25^{\circ}C} \times h_{\grave{a}gua\ liq@T25^{\circ}C} \quad (3.13)$$

Na Tabela 3.14 apresentam-se os dados necessários ao cálculo da $P_{tt\grave{a}gua}$, estando o resultado presente na Tabela 3.15.

Tabela 3.14 – Dados necessários ao cálculo da $P_{tt\grave{a}gua}$ no arrefecimento até 25 °C.

	\dot{m} [kg/s]	h [kJ/kg]
Vapor@T285°C	3,83	2773,67
Vapor@T25°C	0,37	2546,54
Água liq @T25°C	3,46	104,84

Tabela 3.15 – Potência térmica teórica libertada no forno de cal.

Elemento	P_{tt} [MW]
O2	0,43
H2O	9,32
CO2	1,83
N2	3,23
Outros	0,00
Total	15,70

Da Tabela 3.15, é possível concluir que a potência teórica contida nos gases de combustão do forno da Cal é cerca de 15 MW, uma quantidade bastante substancial com a vantagem de estar a cerca de 285 °C, permitindo uma mais fácil recuperação deste calor residual por parte das tecnologias atuais.

3.3.3.2. Caldeira de Recuperação (CR)

A CR é muitas vezes considerada como o coração da recuperação de químicos de uma fábrica de pasta. Este importante equipamento tem três principais funções: (1) fazer a queima e oxidação completa da matéria orgânica do licor negro forte, que é o licor resultante do processo de cozimento da pasta, (2) recuperar os químicos do cozimento, o *smelt*, mistura de resíduos inorgânicos da combustão, e (3) produzir vapor a partir dos gases quentes de combustão (T. N. Adams et al., 2019).

A caracterização detalhada dos gases libertados pela CR foi produzida pelo INEGI em 2022. As principais características apresentam-se na Tabela 3.16.

Tabela 3.16 – Características dos gases de combustão da Caldeira de Recuperação.

T [°C]	P [kPa]	\dot{V} [m ³ /s]
183,6	101,67	258,00

Tal como no forno de Cal, o relatório dos gases de exaustão da CR apresenta o caudal volúmico, pelo que é necessário transformá-lo em caudal mássico. Através das equações (3.7) e dados da Tabela 3.17 calculou-se o número de moles, presente na mesma tabela, num metro cúbico a 183,6°C.

Tabela 3.17 – Dados e resultado da quantidade de moles num metro cúbico a 183.6 °C.

T [K]	R [J/(mol*k)]	V [m3]	n [mol]
456,75	8,314	1,00	26,77

As composições dos gases de escape da CR estão presentes na Tabela 3.18, onde também se encontra a massa molar, consultado em (Dayah, 2022). O número de moles por metro cubico foi novamente calculado multiplicando a composição de cada elemento pelo número de moles total. A densidade e caudal mássico de cada elemento determinaram-se através das equações (3.8) e (3.9), respetivamente.

Tabela 3.18 – Composição, propriedades e caudal mássico de cada elemento emitido na CR.

Elemento	Composição	M g/mol	n_x [mol/m3]	d_x [g/m3]	\dot{m} [kg/s]
O2	4%	32,00	0,964	30,843	7,96
H2O	30%	18,02	7,957	143,353	36,98
CO2	16%	44,01	4,201	184,881	47,70
N2	51%	28,01	13,652	382,429	98,66
Outros	0%	0,00	0,000	0,000	0,00

A P_{tt} foi calculada de forma análoga ao forno de cal através das equações (3.10) e (3.13), para água, atualizando a entalpia para a temperatura de 183,6 °C. Dado que a CR também apresenta água nos seus gases é necessário seguir o mesmo raciocínio do forno de cal e aplicar as equações (3.12) e (3.13). A quantidade de moles final é de 0,61 mol/m3, resultando num caudal de 33,86 kg/s de condensado. Vem assim na Tabela 3.19 a P_{tt} e as entalpias e resultados dos restantes produtos da combustão.

Tabela 3.19 – Entalpia a 183,6 e 25 °C e resultado da potência térmica teórica.

Elemento	$h_{T@183.6^{\circ}\text{C}}$ [kJ/kg]	$h_{T@25^{\circ}\text{C}}$ [kJ/kg]	P_{tt} [MW]
O2	420,82	270,85	0,33
H2O	2780,28	104,84	91,70
CO2	651,97	505,85	1,94
N2	474,98	309,02	4,55
Outros	0,00	0,00	0,00
Total	-	-	98,52

Apesar da grande potência térmica teórica libertada e temperatura relativamente alta na CR, este é um dos equipamentos mais importantes numa fábrica de produção de Pasta. Isto deve se ao facto, como já referido, de ser neste equipamento que se realiza a recuperação dos compostos essenciais ao processo levando a que qualquer mau funcionamento leve à paragem de produção de pasta, algo

a evitar. Uma vez que um sistema de recuperação de calor poderia ser intrusivo à CR esta permanecerá fora do estudo de possíveis soluções para o aproveitamento de calor residual.

3.3.3.3. Caldeira de Biomassa (CB)

A caldeira de Biomassa tem um funcionamento semelhante aos de outros tipos de caldeiras de combustão cujo objetivo é produzir vapor. A única diferença reside no tipo de combustível utilizado, que é neste caso biomassa. A biomassa é um subproduto da indústria da Pasta e Papel uma vez que surge do descasque da rolaria de madeira e que se não fosse queimado resultaria num problema de acumulação.

No ano de 2022 foi realizado um relatório aos gases de exaustão da CB, por parte do INEGI, semelhante ao da CR. As principais características dos gases de combustão encontram-se na Tabela 3.20.

Tabela 3.20 – Características dos gases de combustão da Caldeira de Biomassa.

T [°C]	P [kPa]	\dot{V} [m ³ /s]
139,8	101,39	72,87

O cálculo do caudal mássico encontra-se na Tabela 3.22 realizado com o auxílio das equações (3.7), (3.8) e (3.9) e dados da Tabela 3.21.

Tabela 3.21 – Dados e resultado da quantidade de moles num metro cúbico a 139,8°C.

T [K]	R [J/(mol*k)]	V [m ³]	n [mol]
412,95	8,314	1,00	29,53

Tabela 3.22 – Composição, propriedades e caudal mássico de cada elemento emitido na CB.

Elemento	Composição	M g/mol	n_x [mol/m ³]	d_x [g/m ³]	\dot{m} [kg/s]
O ₂	5%	32,00	1,52	48,57	3,54
H ₂ O	18%	18,02	5,43	97,73	7,12
CO ₂	16%	44,01	4,65	204,58	14,91
N ₂	61%	28,01	17,94	502,57	36,62
Outros	0%	0,00	0,00	0,00	0,00
Total	100%	-	-	-	-

A potência térmica teórica foi calculada através das equações (3.11) e (3.13) e da Tabela 3.14, para a água. Os dados das entalpias foram consultados na base de dados para o Excel, *IdealGas*. As entalpias e resultados encontram-se na Tabela 3.23. A Ptt, apresentada na tabela seguinte, para a água foi calculada de igual forma às restantes fontes de gases de combustão resultando num número de moles igual a 0,79 mol/m³ e um caudal de condensado de 6,10 kg/s.

Tabela 3.23 – Entalpia a 139,6 e 25 °C e resultado da potência térmica teórica.

Elemento	$h_{T@139,6^{\circ}\text{C}}$ [kJ/kg]	$h_{T@25^{\circ}\text{C}}$ [kJ/kg]	P _{tt} [MW]
O ₂	378,60	270,85	0,11
H ₂ O	2.773,67	-	16,22
CO ₂	609,53	505,85	0,43
N ₂	428,84	309,02	1,22
Outros	0,00	0,00	0,00
Total	-	-	17,98

Do grupo dos gases de combustão, a CB é a que apresenta menor potência térmica teórica, o que se deve à baixa temperatura de exaustão. A menor temperatura alinhada com as dificuldades técnicas, principalmente limitações de espaço, de instalação de equipamentos de recuperação de calor leva a que, tal como a CR, não irá constar no estudo de soluções de aproveitamento de calor residual.

3.3.4. Vapor *flash*

O vapor *flash* pode surgir de vários pontos numa instalação de vapor. Uma das principais fontes deste tipo de vapor surge da descompressão de condensado, água quente pressurizada no estado líquido. Existem outras fontes como o desgaseificador ou, no caso específico da The Navigator Company da Figueira da Foz, na tremonha de aparas que liberta o excedente de vapor pelo escape.

A potência térmica teórica contida no vapor flash libertado nas várias fontes da fábrica será calculada considerando que o vapor é arrefecido até aos 25 °C. A P_{tt} é dada pelo produto do caudal mássico de vapor pela diferença de entalpias do vapor saturado à temperatura de saída, h_v , e a entalpia da água à temperatura de arrefecimento pretendida, h_{ag} .

$$P_{tt} = \dot{m} \times (h_v - h_{ag}) \quad (3.14)$$

Na Tabela 3.24 tem-se a entalpia da água à temperatura de 25 °C e pressão atmosférica que servirá de referência para os vários cálculos de P_{tt} que se seguirão. A entalpia foi consultada na base de dados para o Excel, *Thermotables*, através da função:

$$h_{PT_H2O}(P[\text{kPa}]; T[^{\circ}\text{C}]) \quad (3.15)$$

Tabela 3.24 – Pressão atmosférica e entalpia da água a 25 °C.

T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
25,00	101,35	104,84

3.3.4.1. Vapor *Flash* Desgaseificador

Tal como referido no subcapítulo 2.2.1.2, o desgaseificador é um dos principais componentes num sistema de vapor, fazendo a libertação de gases dissolvidos na água de entrada das caldeiras. O complexo da Navigator na Figueira da Foz possui quatro caldeiras de produção de vapor e dois desgaseificadores. De notar que um destes está inserido no próprio sistema de uma das caldeiras, a caldeira de recuperação (CR). O desgaseificador analisado será o que alimenta a caldeira de biomassa, auxiliar e a gás natural, enquanto o que está presente CR não será analisado neste projeto visto que a recuperação de *flash* já é integrada no sistema da caldeira.

No processo de desgaseificação é libertado vapor *flash* em conjunto com os gases antes dissolvidos na água. No estudo da recuperação do calor libertado pelo desgaseificador apenas se irá contabilizar o calor proveniente do vapor *flash*, desprezando-se os gases nele dissolvidos, devido à baixa representatividade e difícil contabilização. A caracterização do calor libertado pelo vapor *flash* foi iniciada pela consulta do projeto inicial do equipamento, onde foi possível retirar a pressão de funcionamento, pressão de água de entrada, caudal de ventilação (vapor *flash*) e caudal de entrada e saída de água. Os dados recolhidos encontram-se na Tabela 3.25.

Tabela 3.25 – Características técnicas do desgaseificador.

Pressão desgaseificador [barg]		2,2
Caudal de vapor <i>flash</i> [t/h]		0,2
Água de alimentação [t/h]		134,7
Água de entrada	P [barg]	3,2
	T [°C]	55,0
	Caudal [t/h]	111
Vapor de baixa injetado	Pressão [barg]	2,45
	Temperatura [°C]	150
	Caudal [t/h]	23,9

O caudal de vapor *flash* libertado pode ser estimado através de um balanço mássico ao desgaseificador, assumindo que não existem perdas. Além disso, também é possível assumir que a taxa de ventilação de um desgaseificador é a razão entre o caudal de vapor *flash* ventilado e o caudal de água de alimentação das caldeiras (U.S. Department of Energy, 2015). Esta assunção é corroborada em (Siprax Sarco, 2023) onde é descrito que a quantidade de gases presentes na água tem um valor que pode ser assumido constante para um certo consumo de massa de água. Deste modo, tendo a taxa de alimentação de água, é possível calcular a taxa de vapor *flash* produzido e retirar assim a taxa de ventilação. Neste caso e considerando os dados da Tabela 3.25 obtém-se uma taxa de ventilação de 0,147%.

Em consequência das variações das necessidades do complexo fabril, os caudais reunidos na ficha técnica do desgaseificador podem não estar em paridade com o seu estado atual de funcionamento. Assim sendo, e de modo a fazer a verificação do estado atual do equipamento, foram reunidos dados dos vários sistemas de monitorização que estão montados ao longo do sistema que compõem o

desgaseificador. Dos sistemas de monitorização foram recolhidos dados de caudais, temperaturas e pressões, sintetizados na Tabela 3.26.

Tabela 3.26 – Dados reais do desgaseificador.

Vapor de baixa de entrada \dot{m}_v [t/h]	16,5
Pressão do desgaseificador [bar]	1,49
T condensado [°C]	98,27
T água desmineralizada [°C]	39,12
Caudal água desmineralizada [t/h]	12,05
T água de entrada [°C]	77,43
Água alimentação $\dot{m}_{ag\ alim}$ [t/h]	39,00

Visto que o caudal de vapor de *flash* não é medido é necessário estimá-lo. Para isso fez se um balanço mássico, (Çengel & Boles, 2011), ao desgaseificador definido em (3.16), onde \dot{m}_f representa o caudal de vapor *flash*, $\dot{m}_{ag\ alim}$ o caudal de água de alimentação, \dot{m}_v o caudal de vapor de entrada e $\dot{m}_{ag\ ent}$ a soma do caudal de água desmineralizada, $\dot{m}_{ag\ desmi}$, e do condensado, \dot{m}_{cond} . A água desmineralizada ou água de reposição entra no sistema devido à recuperação dos condensados não ser total no processo de produção.

$$\dot{m}_f + \dot{m}_{ag\ alim} = \dot{m}_v + \dot{m}_{ag\ ent} \quad (3.16)$$

Além do caudal de vapor *flash*, o caudal de condensado também é desconhecido. Este por sua vez foi estimado por um balanço mássico e energético, (Çengel & Boles, 2011), dado por:

$$\begin{cases} \dot{m}_{ag\ ent} = \dot{m}_{ag\ desmi} + \dot{m}_{cond} \\ \dot{m}_{ag\ ent} h_{ag\ ent} = \dot{m}_{ag\ desmi} h_{ag\ desmi} + \dot{m}_{cond} h_{cond} \end{cases} \quad (3.17)$$

Tabela 3.27 – Dados para o cálculo do caudal de condensado.

	P [bar.a]	T [°C]	x [-]	\dot{m} [kg/s]	h [kJ/kg]
Água desmineralizada (ag desmi)	1,0135	39,12	0	12,50	163,86
Condensado (cond)	1,43	98,27	0	22,81	411,80
Total (ag ent)	300	77,40	0	35,31	324,04

Na Tabela 3.27 encontram-se os dados que permitem calcular o caudal de condensado através do sistema (3.17), que tem como solução um caudal mássico de 22,82 kg/s de condensado. Com x, o título, a variar entre zero (100 % líquido) e um (100 % vapor) as entalpias para as diversas temperaturas foram calculadas através da base de dados para o Excel, *Thermotables*, por:

$$h_{Tx_H2O}(T[°C]; x[-]) \quad (3.18)$$

Após o cálculo do caudal de condensado é então possível determinar o caudal de vapor *flash* libertado, por um balanço mássico ao desgaseificador, equação (3.16), resultando um caudal de vapor *flash* de 0,89 kg/s ou 3,2 t/h e uma taxa de ventilação de 2,28 %. De acordo com (saVRee, 2023), um desgaseificador deve funcionar com uma taxa de ventilação de 5 a 15 % do vapor de

entrada. No presente caso o desgaseificador tem uma taxa de ventilação de 19,43 % do vapor de entrada. Este valor calculado, apesar ser superior ao recomendado, pode não estar muito diferente do real uma vez que o equipamento pode estar a funcionar com parâmetros acima dos recomendados, como temperatura e quantidade de vapor.

Na Tabela 3.28, encontra-se a entalpia do vapor flash saturado libertado à temperatura de saída, determinada por (3.18), e o resultado do cálculo da P_{tt} , realizado através da equação (3.14) e dos valores das propriedades presentes nas Tabela 3.24 e Tabela 3.28.

Tabela 3.28 – Propriedades do vapor *flash* libertado no desgaseificador e resultado da P_{tt} .

\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	h_v [kJ/kg]	P_{tt} [kW]
0,89	101,35	129,00	2.734,59	2.326,34

Conclui-se da tabela anterior que o vapor *flash* produzido no desgaseificador liberta uma potência de cerca de 2,3 MW para atmosfera.

3.3.4.2. Tremonha de aparas

Após a transformação da rolaria de madeira em pequenas aparas estas seguem para o primeiro processo, que ocorre na tremonha de aparas. Este equipamento consiste num silo de grandes dimensões onde é injetado vapor de baixa pressão. Este processo é realizado à pressão atmosférica, razão pela qual a tremonha tem uma chaminé de libertação de vapor. As duas principais funções resumem-se a garantir que não existe a falta de material para as etapas seguintes e assegurar o fornecimento de aparas pré-aquecidas. Este último passo garante uma maior facilidade na difusão do licor de cozimento para o interior das aparas, ajudando a produzir uma pasta de maior qualidade.

O vapor injetado na tremonha de aparas provém de duas fontes. A principal tem origem no *reboiler* e a segunda na linha de vapor de baixa pressão. O *reboiler* consiste num tanque de condensados de média pressão onde é gerado vapor de baixa pressão pelo aproveitamento do calor de condensados contaminados. O caudal de entrada de vapor para a tremonha é controlado por uma sonda de temperatura de modo que o vapor de exaustão (vapor *flash*) da tremonha de aparas esteja entre os 82 e 85 °C (ANDRITZ, 2017a), valor confirmado com uma câmara termográfica, Figura 3.4.



Figura 3.4 – Imagem termográfica de exaustão da tremonha de aparas.

Na Tabela 3.29 tem-se as quantidades médias de vapor de entrada na tremonha de aparas. Segundo dados internos a exaustão de vapor *flash* na tremonha de aparas representa cerca de 20% do caudal total de vapor de entrada. Consequentemente, obtém-se o valor de 1,47 [kg/s] para o caudal de vapor *flash*.

Tabela 3.29 – Caudais médios de entrada de vapor na tremonha de aparas.

	\dot{m} [kg/s]
<i>Reboiler</i>	5,56
Vapor de baixa pressão	1,81
Total	7,37

Na Tabela 3.30 é apresentada a entalpia do vapor flash saturado à temperatura de saída, determinada por (3.18), assim como o resultado da P_{tt} calculada pela equação (3.14) com base nos valores das propriedades presentes nas Tabela 3.24 e Tabela 3.30.

Tabela 3.30 – Propriedades do vapor libertado na tremonha de aparas.

\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	h_v [kJ/kg]	P_{tt} [kW]
1,47	101,35	85,00	2.651,33	3.743,34

3.3.4.3. Tanque de expansão da Deslinhificação por oxigénio

Uma das etapas posteriores à tremonha de aparas é a deslinhificação por oxigénio. Este processo tem como principais objetivos prolongar o processo de cozimento até à maior deslinhificação possível mantendo as propriedades da pasta, reduzir a poluição nas restantes fases do branqueamento e otimizar os custos ao reduzir o consumo de químicos utilizados para branqueamento. A Figura 3.5 representa um esquema do processo de deslinhificação por oxigénio.

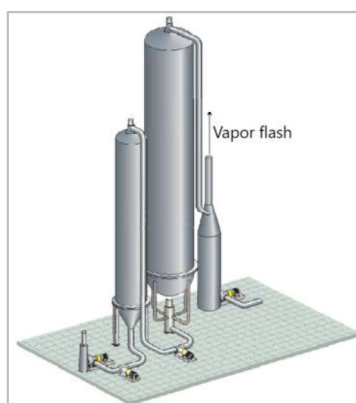


Figura 3.5 – Processo de deslinhificação de O_2 . Adaptado de (ANDRITZ, 2017b).

O processo químico por oxigénio ocorre em três fases. A primeira consiste na injeção de oxigénio e licor branco na linha de pasta (mistura de pasta e água) dando entrada no primeiro reator. Após um determinado período dentro do reator, a mistura sai e é lhe injetada novamente oxigénio e licor branco com o acréscimo de vapor de média pressão que condensa. A mistura entra no segundo

reator, onde permanece por mais um período a reagir, passando por fim para o depósito de expansão. Neste depósito, que se encontra à pressão atmosférica, a mistura sofre uma depressurização que origina uma enorme libertação de vapor *flash* assim como oxigénio e resíduos de pasta e licor (ANDRITZ, 2017b).

A falta de dados relativamente ao caudal de vapor *flash* libertado na expansão da mistura vinda do reator 2 torna necessária a sua estimativa. Simplificando, o processo que ocorre entre o reator 2 e o vaso de expansão pode ser traduzido como a passagem de um fluido numa válvula de expansão. Neste dispositivo, muito utilizado em sistemas de refrigeração, é onde ocorre um arrefecimento e uma vaporização parcial do fluido refrigerante, entre o condensador e o evaporador, por via da diminuição de pressão. A vaporização parcial que ocorre na válvula de expansão caracteriza-se por ser um processo isentálpico, ou seja, o valor da entalpia a que se encontra a mistura bifásica à saída da válvula é igual ao do estado líquido (Çengel & Boles, 2011).

No caso da deslinhificação o caudal de água, \dot{m}_{ag} , que chega ao vaso de expansão é a soma da quantidade de água presente na linha de pasta, \dot{m}_{agp} , e do vapor de média pressão, \dot{m}_{vm} , que entra no sistema. O título, x , é possível ser determinado através da base de dados para o Excel, *Thermotables* através da função:

$$x_{ph_H2O}(P[\text{kPa}]; h[\text{kJ/kg}]) \quad (3.19)$$

considerando a entalpia do vapor igual à da água nas condições de saída do reator 2. Pode-se calcular assim o caudal de vapor *flash* gerado por:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{ag} \times x \quad (3.20)$$

A linha de pasta que entra no processo de deslinhificação caracteriza-se por ser uma mistura, segundo os dados do processo, de água e pasta com uma consistência de cerca de 10 %. Ou seja, apenas 10 % do volume total é pasta, os restantes 90 % são água. A monitorização do caudal de pasta é feita em teladas de pasta seca ao ar por hora [tad/h]. Numa tad a percentagem máxima de pasta que existe é 90 % dessa massa, sendo os demais 10 %, água. Assim para se calcular a quantidade de água que existe num caudal em [tad/h] é necessário, inicialmente, saber a quantidade de pasta seca que existe. Essa quantidade calcula-se por:

$$\dot{m}_{pasta\ seca} = \dot{m}_{pasta\ seca\ ao\ ar} \times 0,9 \quad (3.21)$$

Sabendo então o caudal calculado em (3.21) e aplicando uma regra da proporção à mistura que entra no processo de deslinhificação, determina-se a massa de água, \dot{m}_{agp} , por:

$$\dot{m}_{agp} = \frac{\dot{m}_{pasta\ seca} \times 0.9}{0.1} \quad (3.22)$$

Resulta, deste modo, que para uma quantidade média de 85 tad/h na linha de pasta existe um caudal de água de 688,5 t/h ou 191,25 kg/s.

Na Tabela 3.31, contém os dados necessários e, com base na equação (3.20), o resultado da quantidade de vapor *flash* gerado durante o processo de deslinhificação. De notar que a entalpia da mistura final é igual à da mistura à saída do reator.

Tabela 3.31 – Características dos caudais de água e vapor e resultado do vapor *flash* gerado no tanque de expansão da deslinhificação.

	\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	x [-]	h [kJ/kg]
Linha de Pasta	191,25	-	-	0	-
Vapor de média	1,13	1250,00	255,00	1	2945,16
Saída Condensado R2	192,38	350,00	104,00	0	436,16
Vapor <i>Flash</i>	1,46	101,35	104,00	0,008	436,16

Na Tabela 3.32, seguindo o raciocínio do caso anterior, é apresentado o resultado do cálculo da P_{tt} tendo por base a equação (3.14) e as Tabelas 3.24 e Tabela 3.32.

Tabela 3.32 – Propriedades do vapor *flash* libertado no tanque de expansão do processo de deslinhificação por O_2 .

\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	h_v [kJ/kg]	P_{tt} [kW]
1,46	101,35	104,00	2.681,84	3.762,42

3.3.4.4. Expansão de condensados

A expansão de condensados, água quente no estado líquido, é uma prática comum em sistemas de vapor que ocorre para diversos propósitos. Um dos principais fins é o aproveitamento de condensado vindo dos processos que usam o vapor. O condensado não sendo contaminado durante o uso do vapor tem como vantagem o facto dessa água estar desmineralizada e assim o seu aproveitamento contribuir para a diminuição dos consumos de água nova, tal como a não necessidade de tratamento. A geração de condensado ocorre também nas linhas de vapor devido à perda de temperatura. A presença deste líquido pode ter efeitos nefastos nos equipamentos consumidores de vapor. Por este motivo existem sistemas de purgas contínuas que são constituídos por purgadores de vapor ao longo das linhas de vapor com o objetivo de retirar o líquido sem desperdiçar vapor. O condensado retirado nos purgadores pode ser canalizado para um tanque de expansão de condensados fazendo-se assim o seu aproveitamento ou, no caso de sistemas mais antigos, os condensados são encaminhados para esgoto. Os tanques de expansão de condensados são igualmente utilizados em sistemas de purgas descontínuas, feitas com o intuito de fazer uma limpeza de saís que se tendem a criar na geração do vapor. Este tipo de purga caracteriza-se pela sua descontinuidade, ou seja, apenas é realizada em certas horas do tempo de funcionamento e por um período reduzido (Siprax Sarco, n.d.). A remoção é realizada pela descompressão abrupta e repentina que em conjunto com a descontinuidade do processo permite realizar de melhor forma a limpeza.

A Figura 3.6 representa um esquema do sistema básico de recuperação de condensados. O sistema caracteriza-se pela entrada de condensado a uma certa pressão que entra num tanque a pressão inferior. A despressurização repentina provoca a geração de vapor *flash* e condensado. Uma das possíveis aplicações deste tipo de sistema é a geração de vapor de baixa pressão entre linhas de condensado de média pressão e vapor de baixa pressão.

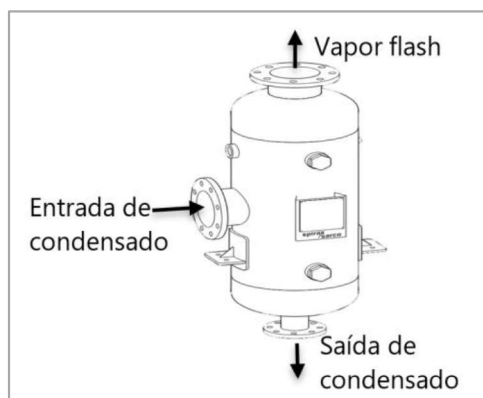


Figura 3.6 – Representação de tanque de expansão de condensados. Adaptado de (Spirax-Sarco, 2017).

A potência térmica teórica perdida nos vários vasos de expansão a seguir enumerados encontra-se na Tabela 3.34. O cálculo foi feito tendo por base a equação (3.14) e os dados relativos à água à temperatura de 25 °C, presentes na Tabela 3.24 e vapor a 100 °C, Tabela 3.33. Os caudais de vapor *flash* serão apresentados à medida que cada fonte for explicada.

Tabela 3.33 – Características do vapor à temperatura de saturação da pressão atmosférica (Çengel & Boles, 2011).

P [kPa]	T [°C]	h_v [kJ/kg]
101,35	99,98	2.675,57

Tabela 3.34 – Características do vapor *flash* libertado e potência térmica teórica libertada.

#	\dot{m} [kg/s]	P_{tt} [kW]
1	0,40	1.028
2	0,58	1.491
3	0,50	1.285
4	0,40	1.028

- **Recolha de condensados Caldeira Recuperação, CR (1)**

Na caldeira de recuperação existe a colheita de vários condensados de baixa pressão e um de alta pressão. Os condensados vêm de purgadores de vapor ao longo das linhas de vapor e são encaminhados para um pequeno tanque, Figura 3.7. Esta solução foi criada de modo a retirar do interior do edifício a grande quantidade de vapor *flash* gerada. Ambos o vapor e condensado são rejeitados para o ambiente.



Figura 3.7 – Recolha de condensados CR.

Dado que o caudal de vapor *flash* gerado não é de algum modo medido ou monitorizado nem a quantidade de condensado, será assumido um valor, conservador, que irá de encontro ao que é possível observar em comparação com outras fontes próximas. Desta forma foi estimado o valor de 0,40 kg/s de vapor *flash*.

- **Tanque de expansão de condensados do branqueamento (2)**

O tanque de condensados da máquina de pasta reúne os vários condensados provenientes dos permutadores de calor do vapor de baixa pressão do processo de branqueamento. Este tanque encontra-se regulado por um sensor de nível que controla a quantidade de condensado que entra no tanque. Os condensados seguem então para a área de desmineralização apenas se se encontrarem com um nível baixo de condutividade, fator que analisa a contaminação. No caso de existir contaminação estes seguem para o tanque de condensados contaminados, seguindo posteriormente para esgoto.

A quantidade de vapor *flash* libertado é, como explicado no parágrafo 3.3.4.3, uma percentagem da quantidade de condensado que entra no tanque de expansão. O caudal de vapor *flash* será estimado considerando o único caudal que é medido, o do condensado de saída. Este cálculo encontra-se na Tabela 3.35 e será realizado considerando o funcionamento de um tanque de expansão, onde a entalpia da mistura do vapor com o líquido saturado, a baixa pressão, e o título calculado pela equação (3.19). O caudal obtém-se pelo sistema seguinte:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{\text{cond ent}} = \dot{m}_{\text{cond saída}} + \dot{m}_f \\ \dot{m}_f = \dot{m}_{\text{cond ent}} \times x \end{array} \right. \quad (3.23)$$

Tabela 3.35 – Características dos caudais de água e vapor e resultado do vapor *flash* gerado no tanque de expansão do branqueamento.

	P [kPa]	T [°C]	x [-]	\dot{m} [kg/s]	h [kJ/kg]
Condensado	320,00	155,00	0	5,58	653,88
<i>Flash</i>	101,35	100,00	0,104	0,58	653,88
Condensado Saída	101,35	100,00	0	5,00	419,10

- **Tanque de dreno Turbina de vapor 4, TG4 (3)**

A TG4 é uma turbina a vapor de alta potência que transforma o vapor de alta pressão produzido nas caldeiras em vapor de média e baixa pressão e, se necessário, em condensado. O vapor que alimenta a turbina e que dela sai caracteriza-se por estar sobreaquecido. Ou seja, o vapor está a uma temperatura superior à temperatura de saturação de modo a garantir que não existe condensação e assim prevenir o surgimento de gotículas, prejudiciais ao bom funcionamento dos sistemas. Ainda assim, devido à perigosidade destas gotículas na turbina que a podem danificar, existem vários pontos de purgas de modo a retirar qualquer condensado que possa existir. Estes condensados são todos encaminhados para um tanque de purgas onde se gera o vapor *flash*. O caudal de condensados não é medido, o que não permite determinar o caudal de vapor gerado, e assim, tal como para o vapor *flash* libertado nos condensados da CR, será assumido um valor de 0,50 kg/s.

- **Tanque de purgas descontínuas Caldeira de Biomassa, CB (4)**

O tanque de purgas descontínuas funciona de forma idêntica ao tanque de expansão de condensados diferindo apenas na continuidade do condensado. Ou seja, enquanto no tanque de expansão de condensados o condensado está continuamente a chegar, no tanque de purgas descontínuas o condensado apenas surge algumas vezes ao dia. Isto acontece porque existe a necessidade de remoção de partículas que se depositam no fundo barrilete, zona onde se forma o vapor, sendo a melhor forma de as remover pela purga rápida e repentina. Este processo rápido e repentino é conseguido pela descompressão gerada conseguida pela ligação do barrilete, a 91 bar.a, ao tanque de purgas descontínuas, à pressão atmosférica. Uma vez mais não existem sistemas de monitorização dos caudais pelo que se irá assumir, pelo mesmo método usado no tanque da CR, um caudal de 0,40 kg/s.

Devido à descontinuidade desta fonte e do local onde se encontra, de difícil acesso, não fará parte do estudo de recuperação de calor residual.

3.4. Soluções de recuperação de calor

3.4.1. ORC

- **Forno de cal**

Os gases de combustão do forno de cal são, como se pode constatar, a fonte de calor residual com maior temperatura, 285 °C, das fontes de calor residual analisadas. Com este valor de temperatura o ciclo orgânico de Rankine surge como possível solução viável de recuperação deste calor residual. A potência térmica potencial, P_{tp} , é a potência possível de recuperar tendo em conta as limitações técnicas existentes. Neste presente caso a principal limitação deve se à temperatura mínima até à qual é possível arrefecer os gases. A temperatura limite do arrefecimento dos gases de combustão é limitada pela temperatura mínima para a qual a condensação dos gases sulfurados se inicia estando esta temperatura a situar-se nos 160 °C. De notar durante o arrefecimento não existe condensação da água.

O cálculo da P_{tp} será realizado considerando a equação (3.11), atualizando o termo da entalpia final para os 160 °C. Os dados necessários e o resultado da P_{tp} encontram-se na Tabela 3.36.

Tabela 3.36 – Entalpias a 285 e 160 °C dos vários compostos e resultado da P_{tp} .

Elemento	\dot{m} [kg/s]	$h_{T@285^{\circ}\text{C}}$ [kJ/kg]	$h_{T@160^{\circ}\text{C}}$ [kJ/kg]	P_{tp} [MW]
O2	1,72	520,69	398,00	0,21
H2O	3,83	2.773,67	2757,43	0,06
CO2	7,32	755,38	628,92	0,93
N2	11,78	582,89	450,09	1,56
Outros	0,00	0,00	0,00	0,00
Total	24,65	-	-	2,76

O sistema idealizado, representado na Figura 3.8 desenhado no software online *Sketchup*, seria composto por um permutador de calor em formato de “U” que faria a permuta do calor entre os gases e um fluido térmico que iria transportar o calor até ao ORC. O sistema teria duas válvulas que estariam incorporadas no “U” com o objetivo de bloquear a passagem dos gases quando o ORC estivesse, por exemplo, em manutenção. A fonte fria deste sistema será água fria vinda de uma torre de arrefecimento presente no complexo a funcionar de modo a arrefecer o fluido (correspondente à temperatura de condensação) até ao mínimo de 35 °C. A temperatura de operação mínima é escolhida tendo por base a temperatura mínima registada na fonte, 25 °C.

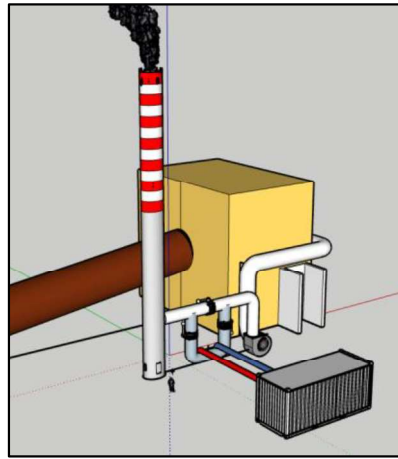


Figura 3.8 – Representação em 3D do sistema de recuperação de calor e ORC.

Uma vez que o calor residual do forno de cal se encontra totalmente caracterizado fez-se uma análise simplista ao ORC com o intuito de entender qual a eficiência real possível de se obter. Nesta análise foram utilizados dois refrigerantes, com grande utilização nestes tipos de aplicação, o ciclo pentano, e o R245fa. Como ferramenta de cálculo foi utilizado o Excel em combinação com a biblioteca de propriedades termodinâmicas, *CoolProp*, e assim foi possível determinar as entalpias específicas em cada ponto e obter a eficiência máxima do ciclo, definida por:

$$\eta = (\dot{W}_{out} - \dot{W}_{in}) / \dot{Q}_{in} \quad (3.24)$$

sendo o trabalho realizado, W_{out} , a potência produzida pela turbina, o trabalho consumido, W_{in} , a potência consumida na bomba, e a potência térmica absorvida, Q_{in} , o calor retirado da fonte quente.

O ciclo orgânico de Rankine ideal caracteriza-se por uma expansão isentrópica na turbina e uma compressão isentrópica na bomba, algo que não é encontrado na realidade. As eficiências isentrópicas influenciam negativamente a eficiência total do ciclo uma vez que, no caso da turbina, o trabalho real realizado é inferior ao possível de atingir, e na bomba o trabalho consumido é superior ao necessário para o mesmo processo de compressão. Define-se assim como eficiência isentrópica da turbina a razão entre o trabalho real e o trabalho ideal produzidos, e para a bomba a razão entre o trabalho ideal e real consumidos (Çengel & Boles, 2011). Segundo (Environmental Protection Agency et al., 2015) turbinas de menores potências apresentam menores eficiências isentrópicas. Tendo por base o estudo realizado a um ciclo orgânico de Rankine para aplicação doméstica (Pereira et al., 2019) de baixa potência, é considerada uma eficiência isentrópica para a turbina de 75 % e para a bomba de 50 %. Dado que o sistema em análise terá uma potência bastante superior serão

consideradas as eficiências isentrópicas de 85 % e 70 % para a turbina e bomba, respetivamente. No caso particular da bomba a eficiência isentrópica encontra-se ligeiramente abaixo dos valores típicos apresentado em (Das, 2023).

A Figura 3.9 representa o esquema de um ORC onde o fluido utilizado é vaporizado no evaporador (transição de 1 para 2) de seguida o fluido é expandido na turbina gerando trabalho (transição de 2 para 3). Após este passo o fluido passa pelo condensador onde é arrefecido (transição 3 para 4). Por fim o fluido é sofre uma compressão, transição 4 para 1, retomando posteriormente ao início.

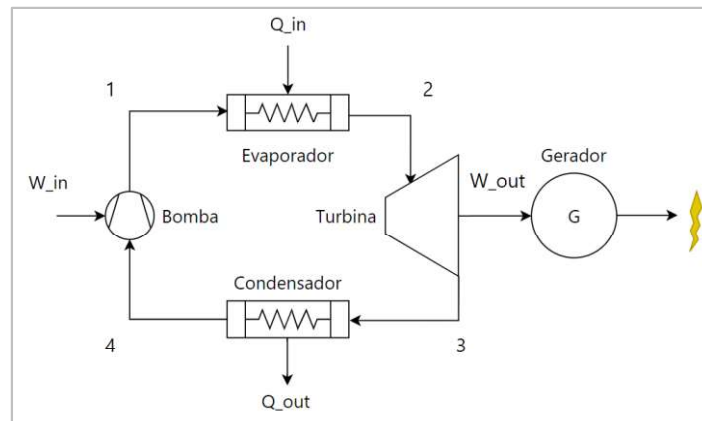


Figura 3.9 – Esquema de ciclo orgânico de Rankine. Adaptado de (Çengel & Boles, 2011).

Tendo por base a figura anterior define-se o calor de entrada Q_{in} , de saída Q_{out} , o trabalho que entra W_{in} e o que sai W_{out} , em função da entalpia específica, por:

$$\begin{aligned} q_{in} &\rightarrow (h_2 - h_1) \\ q_{out} &\rightarrow (h_3 - h_4) \\ w_{in} &\rightarrow (h_1 - h_4) \\ w_{out} &\rightarrow (h_2 - h_3) \end{aligned} \quad (3.25)$$

Na Tabela 3.37, apresentam-se os dados necessários à determinação das entalpias específicas em cada ponto do ciclo. De notar que a pressão máxima do ciclo, pressão no evaporador, será considerada inferior à pressão crítica. A pressão mínima à qual o condensador funciona terá em conta a temperatura mínima à qual é possível arrefecer o fluido, será marcada nos 35 °C.

Tabela 3.37 – Pressões de funcionamento do ORC para dois fluidos refrigerantes.

	R245fa	Ciclopentano
P_{crit} [kPa]	3.651	4.571
$P_{máx}$ [kPa]	3.200	3.000
$T_{máx}$ [°C]	151,57	213,53
P_{min} [kPa]	200,00	60,00
T_{min} [°C]	33,31	34.17
$\eta_{turbina}$	85%	
η_{bomba}	70%	

Após a introdução dos valores enunciados acima obtiveram-se os valores de temperatura e entalpia apresentados na tabela, para o R245fa e Ciclopentano. De notar que na entrada da turbina, ponto 2, foi assumido um sobreaquecimento de 5 °C de forma a prevenir a geração de gotículas e assim evitar o dano das pás da turbina.

Tabela 3.38 – Temperaturas e entalpias para o R234fa e Ciclo Pentano obtidas num ORC com base nas considerações da Tabela 3.37.

#	R245fa			Ciclopentano		
	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
1s	34,40	3200	246,30	35,07	3000	-24,66
1	35,14	3200	247,27	36,00	3000	-22,93
2	151,57	3200	500,56	213,53	3000	594,49
3s	53,71	200	449,60	75,32	60	427,22
3	61,70	200	457,25	92,11	60	452,31
4	33,31	200	244,03	34,17	60	-28,67

Na Figura 3.10 estão representados ambos os ciclos para os respetivos fluidos no diagrama T-s de cada fluido.

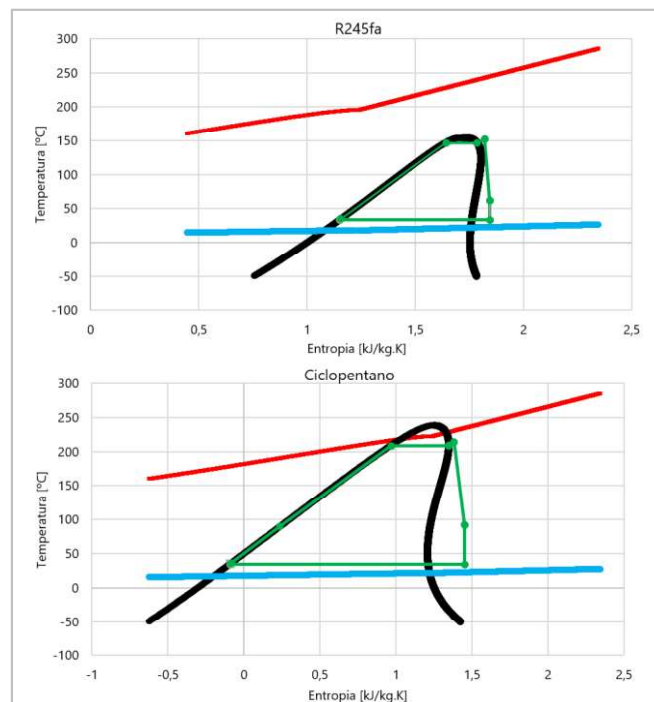


Figura 3.10 – Diagramas T-s para o R245fa e Ciclopentano.

Com base nas equações (3.24) e (3.25) e Tabela 3.38 é então possível calcular a eficiência máxima possível para ambos os fluidos nas condições acima descritas. Este resultado encontra-se na Tabela 3.39 assim como a eficiência de Carnot para esta mesma gama de temperaturas, obtida por (2.3).

Tabela 3.39 – Eficiências de Carnot e real para os fluidos analisados nas condições impostas.

Fluído	η_c	η_{real}
R245fa	27,85%	15,82%
Ciclo-pentano	36,86%	22,10%

Da tabela anterior conclui-se que a η_{real} se encontra dentro dos intervalos de eficiência presentes na bibliografia para um ORC e que é, como de esperar inferior à η_c .

Com a potência térmica potencial após permuta, P_{tpp} , obtida pelo produto entre P_{tp} , Tabela 3.36, e a eficiência de 95 % do permutador, é possível calcular o caudal mássico de fluido, \dot{m}_{fluido} , que circula no ORC por:

$$\dot{m}_{fluido} = P_{tpp}/q_{in} \quad (3.26)$$

A potência elétrica, P_e , é gerada no gerador acoplado à turbina onde se considera uma eficiência de 90 % de acordo com (Environmental Protection Agency et al., 2015). Vem então que P_e é dada por:

$$P_e = \dot{m}_{fluido} \times (w_{out} - w_{in}) \times 90 \% \quad (3.27)$$

Na Tabela 3.40 são apresentados os resultados para P_{tpp} , Q_{in} , \dot{m}_{fluido} , W_{out} e P_e .

Tabela 3.40 – P_{tpp} , Q_{in} , \dot{m}_{fluido} , W_{out} e P_e para o R245fa e Ciclo-pentano com base nas condições impostas.

Fluído	P_{tpp} [kW]	q_{in} [kJ/kg]	\dot{m}_{fluido} [kg/s]	w_{out} [kJ/kg]	w_{in} [kJ/kg]	P_e [kWe]
R245fa	2622,00	253,3	10,35	43,32	3,25	373,24
Ciclopentano		617,43	4,25	142,19	5,74	521,89

Conclui-se que de ambos os fluidos o mais indicado a utilizar é o ciclopentano uma vez que é o que apresenta maior capacidade de geração de energia elétrica. Por este motivo os cálculos posteriores apenas serão realizados para o ciclopentano.

Além da produção de energia elétrica com o ORC a partir do calor proveniente dos gases de combustão do forno de cal, existe também a possibilidade de fazer o sistema composto entre o forno de cal e o vapor *flash* libertado no O_2 e na tremonha de aparas. Estas duas fontes seriam uma fonte de calor secundária que faria o pré-aquecimento do fluido antes de passar pela fonte principal, os gases do forno de cal. Fazendo um balanço energético à camara onde se mistura vapor proveniente do do processo de deslinhificação por O_2 e ao vapor proveniente da tremonha por:

$$\dot{m}_{O_2} \times h_{T@O_2} + \dot{m}_{tremonha} \times h_{T@tremoha} = (\dot{m}_{vflash\ O_2} + \dot{m}_{vflash\ tremonha}) \times h_{total} \quad (3.28)$$

com h igual entalpia da mistura de vapor à saída, h_{total} , e P , pressão atmosférica, a temperatura final da mistura é calculada através da base de dados para Excel, *Thermotables*, pela função:

$$T_ph_H20(P[kPa]; h[kJ/kg]) \quad (3.29)$$

Uma vez que a função (3.29) apenas é válida para líquidos, foram consideradas as entalpias dos condensados à temperatura de saída. Ainda assim a mistura final irá ter a mesma temperatura embora em diferente estado físico. Consultando os caudais nas Tabela 3.30 e Tabela 3.32 e seguindo o raciocínio aplicado ao caso anterior, são apresentados na Tabela 3.41 os dados necessários ao cálculo e a temperatura final da mistura.

Tabela 3.41 – Dados e resultado da temperatura da mistura dos vapores do O_2 e tremonha.

$h_{T@O_2}$ [kJ/kg]	$h_{T@tremonha}$ [kJ/kg]	h_{total} [kJ/kg]	T_{final} [°C]
435,99	355,95	395,83	94,48

Uma vez que a energia contida nestas duas fontes é considerável, apenas se irá considerar o calor latente calor libertado na mudança de fase de uma substância, para o pré-aquecimento do fluido térmico, dado por:

$$Q_l = \dot{m} \times h_{fg} \quad (3.30)$$

Assim, pela equação (3.28), tem se que a energia térmica disponível, Q_{in} , é igual a 6652,68 kW, considerando \dot{m} a soma dos caudais de vapor e h_{fg} com o valor de 2270,54 kJ/kg para 94,6 °C, consultado em (Çengel & Boles, 2011). Considerando o pré-aquecimento até aos 90 °C de modo a colmatar algumas perdas térmicas que possam existir. É então necessário averiguar se é possível aquecer o fluido refrigerante até aos 90 °C no pré-aquecimento. Nesse sentido calculou-se o caudal máximo possível de aquecer quando do aquecimento do fluido do estado no ponto 1, Figura 3.9, até à temperatura de 90 °C. O caudal é obtido pela razão entre a P_{tp} e o Q_{in} , dado pela diferença entre a entalpia no ponto 1 e a entalpia do fluido à temperatura de 90 °C, igual a 85,23 kJ/kg. O caudal obtido é de 61,51 kg/s bastante superior ao caudal de fluido térmico indicado na Tabela 3.40. Conclui-se que é possível aquecer o fluido até aos 90 °C. Refazendo a anterior análise feita ao ORC e considerando agora a temperatura de 90 °C para o fluido à entrada do evaporador obtém-se, por (3.26), um aumento do caudal do fluido para 5,15 kg/s. Este aumento permite que haja uma produção líquida de P_e de 632,41 kWe, calculada por (3.27).

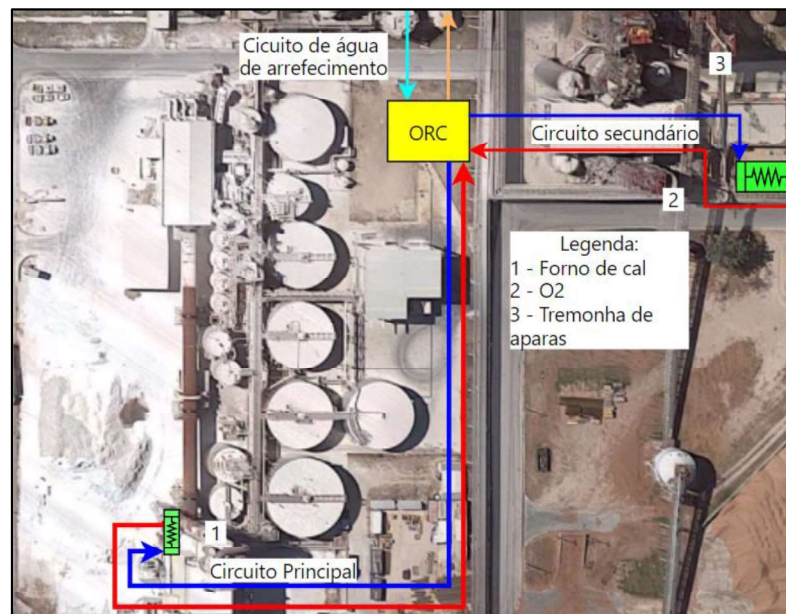


Figura 3.11 – Esquema dos circuitos de fluido termal e água fria para fornecimento ao ORC.

3.4.2. Produção de vapor

A produção de vapor é normalmente associada diretamente a caldeiras de vapor, porém, também é possível produzir vapor a partir de condensado pelo princípio que ocorre num tanque de expansão, definido em 3.3.4.4. Existindo uma fonte de condensado, proveniente de vapor alta pressão, abre-se a possibilidade da produção de vapor de baixa pressão. A quantidade de vapor que se gera é calculada tendo por base a equação (3.20) e função (3.19). O caudal de condensado foi estimado pelo caudal de vapor *flash* libertado atualmente, que se gera na despressurização de condensado de alta pressão para pressão atmosférica. Na Tabela 3.42 tem-se a representação da fração de vapor, x , que se gera nessa despressurização e, considerando que está a ser libertado em média 0.40 kg/s de vapor *flash*, o resultado da quantidade de condensado obtido por:

$$\dot{m}_{\text{condensado}} = \dot{m}_{\text{vapor flash}} / x_{\text{atmosférico}} \quad (3.31)$$

Tabela 3.42 – Quantidade de condensado de alta pressão.

P [kPa]	T [°C]	x [-]	h [kJ/kg]	$\dot{m}_{\text{condensado}}$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{vapor flash}}$ [kg/s]
9250,00	485,00	0	1.374,90	0,94	-
101,35	99,98	0,42	1.374,90	0,54	0,40

A Tabela 3.43 apresenta a fração de vapor, x , possível gerar na despressurização de alta para baixa pressão e os caudais gerados.

Tabela 3.43 – Tanque de expansão entre condensado de alta e baixa pressões.

P [kPa]	T [°C]	x [-]	h [kJ/kg]	$\dot{m}_{\text{condensado}}$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{vapor flash}}$ [kg/s]
9250,00	485,00	0	1.374,90	0,94	-
445,00	155,00	0,34	1.374,90	0,62	0,32

Conclui-se que seria possível injetar 34.4 % da quantidade de condensado de alta pressão na forma de vapor na linha de baixa pressão. Após a formação do vapor de baixa pressão, o condensado resultante necessita de ser despressurizado para a pressão atmosférica para depois seguir para o tanque de condensados. Esta despressurização faz-se pelo mesmo princípio provocando o surgimento de vapor *flash* à pressão atmosférica. A quantidade de vapor gerada encontra-se na Tabela 3.44.

Tabela 3.44 – Tanque de expansão entre condensado de baixa pressão e pressão atmosférica.

P [kPa]	T [°C]	x [-]	h [kJ/kg]	$\dot{m}_{\text{condensado}}$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{vapor flash}}$ [kg/s]
455,00	155,00	0,00	653,88	0,62	0,32
101,35	99,98	0,09	653,88	0,56	0,06

A Figura 3.12 representa o circuito atual do condensado de alta pressão e a proposta de recuperação deste condensado considerando as soluções acima enunciadas.

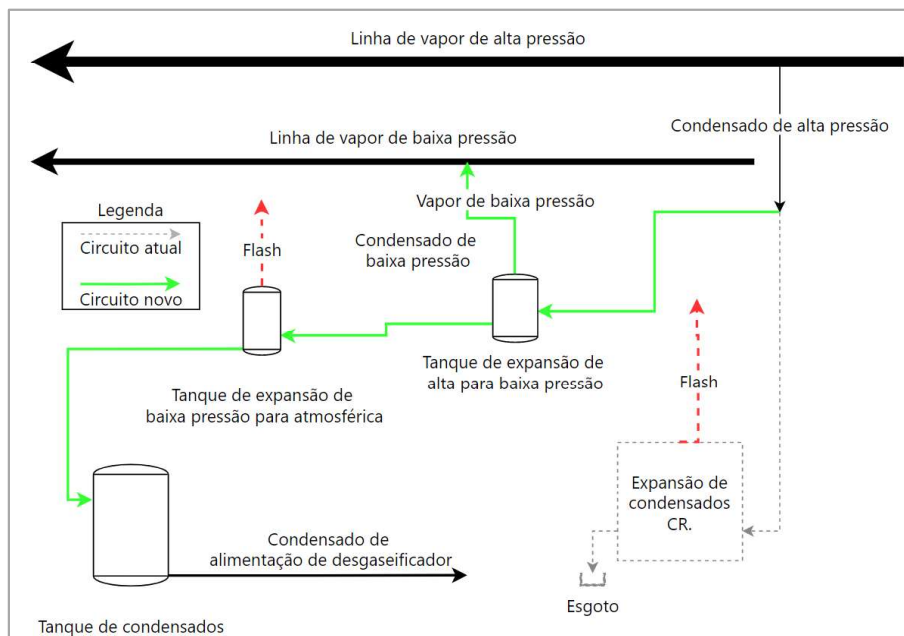


Figura 3.12 – Esquema de princípio do sistema de recuperação de condensado de alta pressão.

3.4.3. *Vent condenser*

O *vent condenser*, representado na Figura 3.13, é um permutador de calor do tipo de carcaça e tubos atmosférico desenvolvido com o propósito de recuperar vapor *flash*, condensando-o. Este tipo de dispositivo tem como principal vantagem o seu fácil modo de operação e uma intrusão diminuta no sistema onde é aplicado. A intrusão diminuta deve-se ao facto de este ser atmosférico e assim permitir sempre o escape do vapor *flash* quando não é possível fazer a sua permuta.

A P_{tp} será calculada apenas considerando o aproveitamento da energia proveniente da mudança de fase do vapor. Isto porque o *vent condenser* apenas tem capacidade para fazer a condensação e a maior energia encontra-se na mudança de fase. Assim tem-se que o cálculo da P_{tp} vem por:

$$P_{tp} = \dot{m}_f \times h_{fg} \quad (3.32)$$



Figura 3.13 - Esquema de Vent-Condenser. Adaptado de (Limited, 2022).

- **Desgaseificador + *Flash* CR + *Flash* TG4**

O desgaseificador analisado tem como principal consumidor a caldeira de biomassa. Este é alimentado por uma mistura de condensado, vindo dos processos fabris, e água de reposição, proveniente do tanque de água desmineralizada. Tal como explicado no paragrafo 3.3.4.1, o desgaseificador consome vapor de baixa pressão de modo a aquecer a mistura água + condensado com o objetivo de libertar os gases nela dissolvidos. Surge então a oportunidade de ao pré-aquecer a água de reposição reduzir-se o consumo de vapor de baixa pressão. Uma vez que a taxa de ventilação é definida como uma percentagem do caudal de água de alimentação, (Siprax Sarco, 2023; U.S. Department of Energy, 2015), o caudal de vapor *flash* libertado manter-se-á constante com um valor de 0,89 kg/s.

Em consequência da proximidade de três fontes de vapor *flash* (desgaseificador, tanque de expansão de baixa pressão da CR e TG4) faz sentido fazer uma recuperação conjunta de modo a maximizar a temperatura da água de reposição. Na Figura 3.14 encontra-se representado um esquema de princípio do sistema conjunto de recuperação de vapor *flash*.

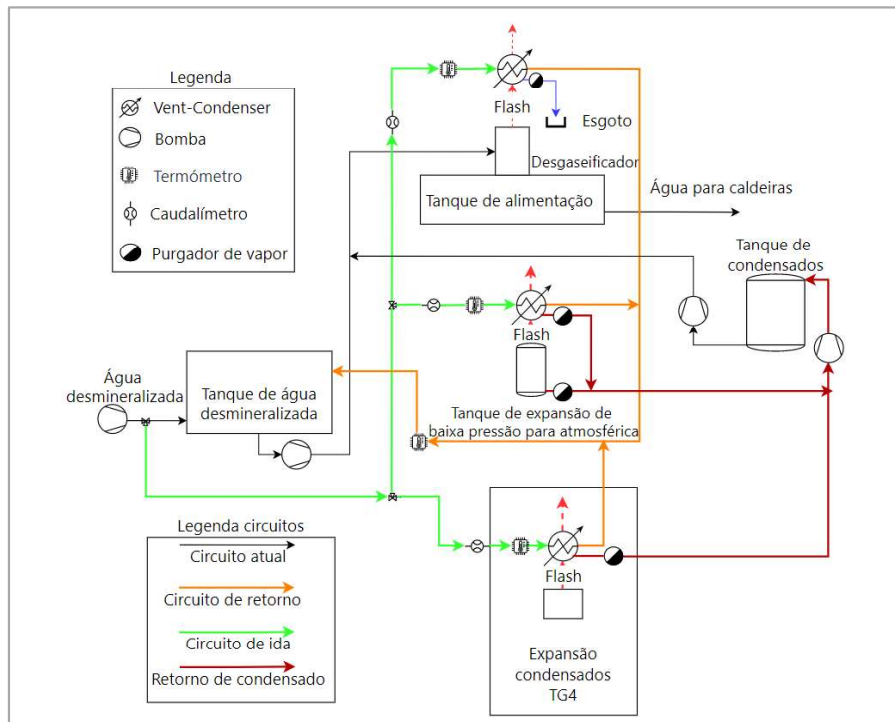


Figura 3.14 – Esquema de princípio do sistema de recuperação de vapor *flash* para utilização no desgaseificador, CR e TG4.

Pode-se observar no esquema que o sistema de recuperação funcionaria em separado do sistema atual fazendo-se um novo circuito aproveitando a bomba atual que fornece água ao tanque de água desmineralizada. Esta bomba iria enviar e fazer o retorno da água ao tanque. De notar que o aquecimento é realizado antes da água ser misturada com o condensado, de modo a conseguir-se uma maior temperatura.

Além disso é também necessário criar um sistema de recuperação de condensados proveniente apenas da CR e TG4, uma vez que apenas estes não têm qualquer tipo de contaminante. Por contrário, o condensado vindo da recuperação no desgaseificador tem grandes possibilidades de conter altas concentrações de O₂, que tornam indesejável o seu reaproveitamento. Visto que o sistema funcionaria em regime permanente e a água desmineralizada permaneceria à temperatura média atual, o tanque iria manter-se à temperatura da água de retorno. De modo a eliminar perdas residuais no tanque de água desmineralizada é aconselhável o seu isolamento térmico.

As propriedades da água de reposição são apresentadas na Tabela 3.45, a temperatura de saturação é apresentada por ser a temperatura mais elevada a que água de reposição pode atingir sem que haja a sua ebulição. A entalpia presente é para o estado líquido e foi calculada tendo por base a temperatura de saturação.

Tabela 3.45 – Propriedades da água de reposição.

\dot{m}_{total} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	$h_T@39.12$ °C [kJ/kg]	T _{sat} [°C]	h_{sat} [kJ/kg]
12,50	550,00	39,12	164,35	133,53	655,87

Apesar da tecnologia aplicada ser um condensador, onde apenas seria necessário calcular a potência latente, o desgaseificador liberta vapor a uma temperatura superior à de saturação à pressão atmosférica e por isso é necessário ter em conta a potência sensível. Posto isto, vem que a P_{tp} é realizada segundo a equação (3.14). De modo a garantir o maior aproveitamento de calor em cada fonte define-se que o caudal de água de reposição a aquecer é uma função da quantidade de vapor libertada em cada fonte. Tomando uma hipótese conservadora irá ser considerado apenas 75 % do caudal de vapor *flash* libertado no desgaseificador. A

Tabela 3.46 apresenta as características de cada fonte de calor e a P_{tp} .

Tabela 3.46 – Características do vapor *flash* do desgaseificador, CR e TG4.

Fonte de calor	\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	h_{fg} [kJ/kg]	h_{vapor} [kJ/kg]	P_{tp} [kW]
Desgaseificador	0,69	101,35	129,00	-	2.734,59	1.598,07
Tanque de expansão CR	0,06	101,35	99,98	2.257,00	2.675,54	135,42
TG4	0,50	101,35	99,98	2.257,00	2.675,54	1.128,50

Com a fração de caudal, C_x , a ser obtida por:

$$C_x = (\dot{m}_x / \sum \dot{m}_x) \quad (3.33)$$

E a potência térmica pós permuta, P_{tpp} , que resulta do produto entre P_{tp} e a eficiência do permutador de 95 %, é então possível calcular h_x . Esta entalpia vem da soma entre a entalpia inicial da água de reposição, Tabela 3.45, e a entalpia adicionada, $h_{adicionada}$, no permutador calculada por:

$$h_{adicionada} = (P_{tpp} \times C_x) / \dot{m}_x \quad (3.34)$$

Os dados necessários a este cálculo e os resultados encontram-se na Tabela 3.47.

Tabela 3.47 – Fração de caudal, caudal de água a aquecer, entalpia final e máxima possível.

Fonte de calor	C_x	\dot{m}_x [kg/s]	P_{tpp} [kW]	h_x [kJ/kg]	$h_{m\acute{a}x}$ [kJ/kg]
Desgaseificador	55%	6,90	1.518,17	384,37	542,12
CR	5%	0,60	128,65	378,76	419,02
TG4	40%	5,00	1.072,08	378,76	419,02

Na tabela anterior encontra-se ainda a entalpia máxima, $h_{m\acute{a}x}$, que é o valor máximo à qual é possível aquecer a água de reposição considerando a temperatura de saída o vapor.

No sistema proposto os vários caudais de água de reposição aquecida são juntos antes de darem entrada no tanque de água de reposição, pelo que a temperatura final é calculada em função da entalpia dessa mistura, h_{final} . O cálculo de h_{final} é realizado por:

$$h_{final} = \sum (h_x \times \dot{m}_x) / \dot{m}_{total} \quad (3.35)$$

A temperatura final, à pressão da água de reposição (Tabela 3.45), é calculada através da função (3.28), obtendo o resultado apresentado na Tabela 3.48.

Tabela 3.48 – Características finais da água de reposição.

Fonte de calor	h_{final} [kJ/kg]	T_{final} [°C]
Total	381,86	91,16

• Tanque de expansão do branqueamento

Uma outra opção de pré-aquecimento da água de reposição consiste na recuperação de calor do vapor *flash* libertado no branqueamento. Na Tabela 3.49 tem-se as características do vapor libertado nesta fonte, incluindo a P_{tp} calculada com recurso à equação (3.32) e P_{tpp} , tendo em conta uma eficiência de permuta de 95 %.

Tabela 3.49 – Características do vapor *flash* do branqueamento.

Fonte de calor	\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	h_{fg} [kJ/kg]	P_{tp} [kW]	P_{tpp} [kW]
Branqueamento	0,58	101,35	99,98	2.256,00	1.309,06	1.243,61

Tendo apenas uma fonte de calor pode-se determinar h_{final} pela equação (3.35) e T_{final} por (3.29), encontrando-se os resultados na Tabela 3.50.

Tabela 3.50 – Características finais da água de reposição.

h_{final} [kJ/kg]	T_{final} [°C]
263,83	62,93

O esquema de princípio deste sistema assemelha-se ao da Figura 3.14 tendo em conta que apenas existe recuperação num tanque de condensados. O condensado será aproveitado para o sistema atual de condensados que analisa a contaminação desta água.

3.4.4. Chiller de absorção

Na fábrica da The Navigator Company na Figueira da Foz, existe a necessidade de produção de frio de modo a garantir a climatização de diversos sistemas elétricos, assim como áreas fabris e salas de comandos. A refrigeração é garantida por diversos *chillers* de compressão, sumarizados na Tabela 3.51, com P_R potência de refrigeração e \dot{m} o caudal de água fria.

Tabela 3.51 – *Chillers* presentes no complexo fabril e suas características.

	<i>Chiller</i>	P_R [kW]	P_e [kW]	COP	\dot{m} [kg/h]	T_{ag} fria [°C]	Modo de funcionamento
Pasta	GEA	1.710	375	4,56	-	10,00	Carrier
	Carrier	1.500	296	5,07	-	10,00	
PM1	2x Daikin	890	196	4,55	156,56	10,00	1x Daikin
	McQuay/Italia	878	204	4,30	-	10,00	
PM2	2x GEA-Grasso	2.800	560	5,00	461,00	10,00	1x GEA-Grasso

Transformação	2x GEA-Grasso	2.800	560	5,00	461,00	10,00	1x GEA-Grasso
	2x SIRE	700	330	2,12	270,00	10,00	Ambos

O *chiller* de absorção caracteriza-se pela sua baixa temperatura de fonte quente, que pode ser tão baixa quanto 70 °C, e baixo consumo elétrico. Existe assim a possibilidade de ser aplicado nas fontes de calor de menor temperatura como as exaustões das máquinas de papel, e vapor *flash* da deslinhificação por O₂ e da tremonha de aparas.

De forma a estimar a P_{tp} foram consultadas fichas técnicas de *chillers* de absorção a água quente atualmente no mercado, presentes no Anexo A e C. Neste projeto foram tidos em conta dois fabricantes: a YORK para os *chillers* de menor temperatura de fonte quente e a Carrier para os de maior temperatura. Na Tabela 3.52 tem-se a gama de temperaturas à qual os equipamentos da YORK e Carrier funcionam.

Tabela 3.52 – Temperaturas de funcionamento dos *chillers* de absorção da YORK e Carrier.

Modelo	YORK		Carrier	
	CL	CH	LJ	LJ-F
T água quente entrada [°C]	70 - 100	100 - 160	95	90
T água quente saída [°C]	60 - 98	80 - 150	86	80
T água fria entrada [°C]	7 - 25		12,2	12
T água fria saída [°C]	4 - 16		6,7	7
T água arrefecimento entrada [°C]	20 - 37		29	29,4
T água arrefecimento saída [°C]	25 - 42		38	36,3

• Exaustões papel, PM1 e PM2

Considerando as temperaturas de funcionamento de *chillers* de absorção atualmente no mercado, Tabela 3.52, tem-se que apenas cinco das quinze exaustões das máquinas de papel, PM1 e PM2, cumprem os requisitos mínimos. As fontes com temperatura suficiente, igual ou superior a 70 °C, encontram-se caracterizadas na Tabela 3.53.

Tabela 3.53 – Caracterização exaustões viáveis máquinas de papel PM1 e PM2.

	#	\dot{m} [kg/s]	T_1 [°C]	T_o [°C]	$\omega_{@T_1}$ [kg _{vapor} /kg _{ar seco}]	$h_{ar\ húmido@T_1}$ [kJ/kg]
PM1	0	5,04	73,1	58,5	0,140	444,31
	7	12,28	71,2	56,8	0,127	406,12
	9	9,85	80,9	55,5	0,118	393,62
PM2	2	23,77	69,6	57,5	0,131	415,19
	5	25,40	73,3	57,4	0,131	418,69

A P_{tp} irá ser calculada admitindo, segundo a Tabela 3.52, que o *chiller* de absorção funciona com água quente a 70 °C e a irá rejeitar a 60 °C. Da Tabela 3.53, verifica-se que nenhuma fonte de ar húmido a temperatura ponto de orvalho é superior a 60 °C, significando que no arrefecimento do ar húmido não há condensação do vapor. Deste modo, e considerando a equação (3.1) para a determinação da entalpia do ar húmido, vem que a P_{tp} é calculada apenas por:

$$P_{tp} = \dot{m}_{\text{ar húmido}} \times (h_{\text{ar húmido}@T_1} - h_{\text{ar húmido}@T_2}) \quad (3.36)$$

Os dados e resultados da P_{tp} encontram-se na Tabela 3.54.

Tabela 3.54 – Propriedades do ar húmido a 60 °C e potência térmica potencial.

#	T_2 [°C]	$\omega_{@T_2}$ [kg _{vapor} / kg _{ar seco}]	$h_{\text{ar seco}}$ [kJ/kg]	h_{vapor} [kJ/kg]	$h_{\text{ar húmido}@T_2}$ [kJ/kg]	P_{tp} [kW]
PM1	0	0,1406	60,3	2.608,85	427,10	86,61
	7	0,1273	60,3	2.608,85	392,41	168,36
	9	0,1181	60,3	2.608,85	368,40	248,39
PM2	2	0,1315	60,3	2.608,85	403,36	281,16
	5	0,1311	60,3	2.608,85	402,32	415,62

A P_R conseguida com o calor recuperado é determinada com base na equação (2.4) e encontra-se na Tabela 3.55. De notar que o sistema a ser considerado possuirá apenas um circuito de água quente em cada máquina, pelo que a P_R passará a ser avaliada por máquina ao invés de exaustão. Nesta tabela encontra-se também a P_{tpp} , potência térmica potencial após permuta. Esta potência é o valor assumido após a permuta considerando uma eficiência no permutador de 95 %. A YORK apresenta vários valores de COP consoante a carga de funcionamento (Anexo B). Em função disso serão considerados o valor mínimo, 0,71, e máximo de COP, 0,77, para o cálculo da P_R .

Tabela 3.55 – Potência de permuta e refrigeração considerando COP's de 0.71 e 0.77.

	P_{tpp} [kW]	$P_{RCOP@0.71}$ [kW]	$P_{RCOP@0.77}$ [kW]
PM1	478,20	339,52	368,21
PM2	661,94	469,97	509,69

Comparando os valores de P_R nas máquinas de papel consumidos atualmente e os teoricamente alcançáveis com o *chiller* de absorção, conclui-se que este sistema apenas poderá funcionar como apoio aos atuais não conseguindo atingir a sua substituição.

Na Figura 3.15 apresenta-se o esquema de princípio da produção de água fria por *chiller* de absorção na máquina de papel, PM2. A aplicação na PM1 assemelha-se a esta alterando apenas as saídas e o circuito de água de arrefecimento que tem de seguir até à torre de arrefecimento mais próxima. O circuito funciona pela passagem da água, vinda do *chiller*, nos permutadores de calor ar-água nas saídas das exaustões e o seu retorno até um *buffer* que alimenta o *chiller*.

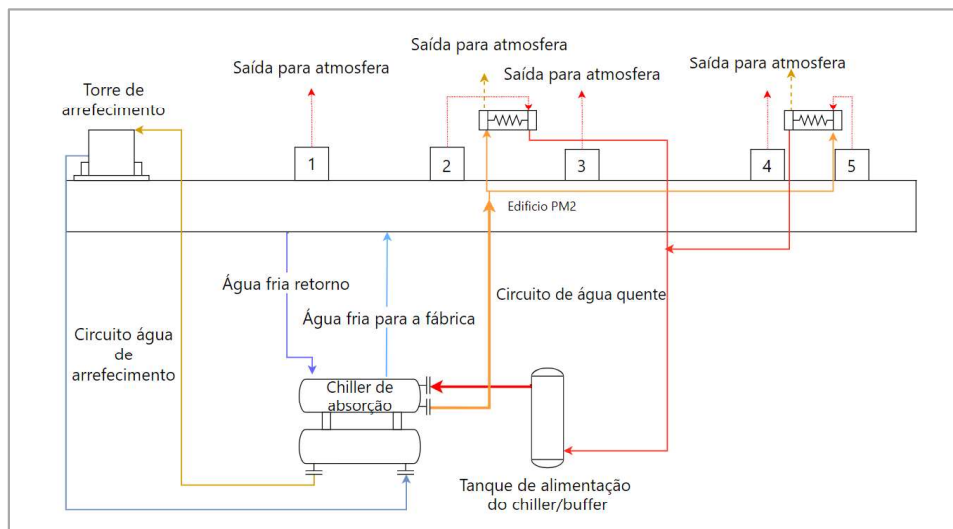


Figura 3.15 – Esquema de princípio de produção de água fria por *chiller* de absorção no papel.

- **Vapor flash do oxigénio**

A temperatura e caudal do vapor libertado no vaso de expansão da deslinhificação permite o uso de um *chiller* de absorção de maior capacidade. A análise para este caso será conduzida tendo em conta a ficha técnica do modelo CARRIER LJ-F com a temperatura de entrada da água quente a 90 °C e saída a 80 °C, Anexo C. A informação detalhada presente na ficha técnica, Anexo C, permite saber os consumos de água quente e produção de água fria e a P_R . Assim a determinação da P_R irá ser determinada pelo caudal de água quente que é possível fornecer ao sistema.

A P_{tp} tem o valor de 3.278,69 kW, calculada pela equação (3.32) tendo em conta o caudal de vapor, 1,46 kg/s e a entalpia de vaporização de 2245,68 kJ/kg. No presente caso o caudal de água quente é a quantidade de água que é possível aquecer dos 80 aos 90 °C considerando a P_{tp} disponível, num permutador de calor. Deste modo e considerando as entalpias presentes na Tabela 3.56, o caudal é determinado igualando a equação (3.14) à P_{tp} , obtendo-se o valor de 74,13 kg/s. De notar que foi considerado uma eficiência de permuta de 95 %.

Tabela 3.56 – Entalpia da água líquida a 80 e 90 °C.

	T [°C]	x [-]	h [kJ/kg]
Entrada água	80,00	0	334,95
Saída água	90,00	0	376,97

Com o valor de 74,13 kg/s para o caudal mássico de água quente disponível é então possível identificar o *chiller* de absorção mais indicado para esta fonte de calor residual. Consultando a ficha técnica presente no Anexo C tem-se que o modelo LJ-F 62 com um caudal de água quente de 75,1 kg/s suporta o valor obtido, tendo uma capacidade de refrigeração de 2.373 kW. Pela equação (2.4) tem-se que o COP desta máquina frigorífica será de 0,76, encontrando-se dentro dos valores encontrados na literatura.

3.5. Análise económica

Os investimentos envolvidos nas várias soluções encontradas variam entre os 100.000 € e os 1.300.000 €. Deste modo, para investimentos inferiores a 350.000 € apenas será considerado o *payback* simples, enquanto para investimentos superiores a 350.000 € será feita uma análise mais detalhada, incidindo nos três seguintes pontos: (1) o VAL, valor atualizado líquido, um indicador que permite uma análise simples de um projeto, calculado pela soma algébrica dos fluxos monetários considerando uma taxa de atualização. Ou seja, se $VAL > 0$ o projeto é financeiramente viável pois os investimentos são pagos à taxa pretendida e gera receitas além do investimento. (2) o período de retorno, isto é, o número de anos até o investimento inicial ser recuperado, e (3) TIR, taxa interna de rentabilidade. Esta é um indicador da rentabilidade de um projeto assumindo que os cash-flow do projeto são reinvestidos à mesma taxa da TIR, algo que pode não corresponder à realidade. O cálculo do VAL exige que haja definida uma taxa, a WACC, que representa a taxa à qual uma empresa terá de pagar os financiamentos que obteve para um certo investimento (Hargrave et al., 2023). Neste projeto será considerada uma taxa WACC de 6 %.

As tecnologias analisadas anteriormente têm como objetivo a redução do consumo de vapor e energia elétrica ou a produção de energia elétrica. Apesar da média do preço da energia elétrica, segundo (REN, 2021), se se situar nos 90 €/MWh para o ano de 2023, o futuro do preço da energia elétrica é incerto devido à imprevisibilidade do mundo e das novas tecnologias com capacidade de produção de energia elétrica a baixo custo. Deste modo, para a análise económica neste projeto, irá se ter como referência o valor de 80 €/MWh para a energia elétrica.

O complexo da The Navigator Company na Figueira da Foz produz vapor, principalmente, com recurso a duas caldeiras, a CB e CR, tal como descrito em 3.3.3. Uma vez que a CR utiliza como combustível um subproduto do fabrico de pasta. Visto que a CB tem como combustível a biomassa, este tem um custo associado. O rendimento provocado pela poupança de vapor de baixa pressão surge do facto de uma das turbinas, a TG4, ter capacidade de produzir energia elétrica pela condensação do vapor de baixa pressão. Esta produção de energia elétrica gera, em média, um proveito de 7€ por t/h de vapor.

Todas as análises económicas terão em consideração 8.500 horas de trabalho anuais e uma carga global de impostos de 27,5 %.

3.5.1. ORC

- **Forno de cal**

O investimento inicial do ORC tem uma dependência direta com a sua capacidade de produção de energia elétrica, isto é, quanto maior a potência menor o custo. A Figura 3.16, representa o investimento específico inicial de um ORC em função de diferentes tipos de fonte de calor. É possível perceber que o investimento necessário para um ORC a funcionar a partir de calor residual varia entre os 2.000 e 4.000 €/kW. Com uma P_e a poder variar entre os 360 e 470 kW irá ser assumido um custo de 2.500 €/kW. Este valor vai de encontro ao valor real aplicado recentemente numa instalação em Portugal.

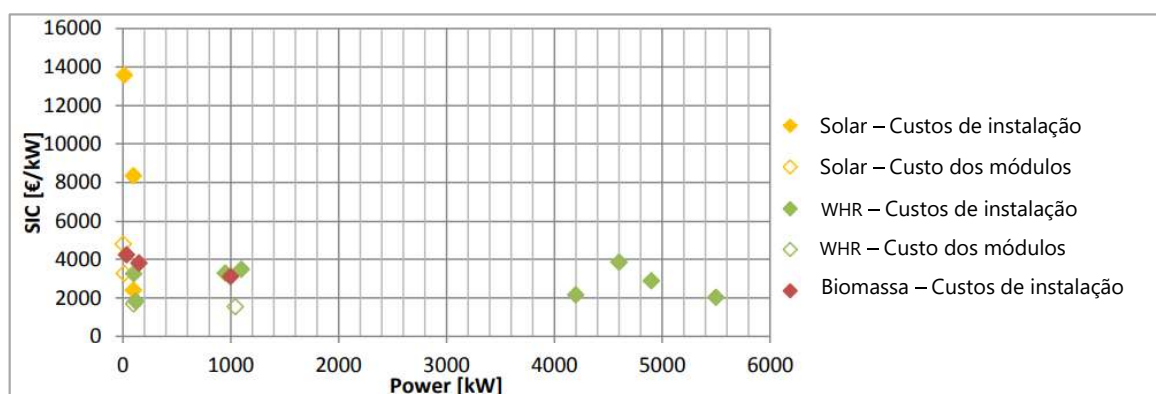


Figura 3.16 – Investimento inicial de um ORC por diferentes fontes de calor. Adaptado de (Lemmens, 2015).

Assumindo as P_e obtidas em 3.4.1 para o ciclopentano, 8.500 horas anuais de funcionamento e 80 €/MWh, apresenta-se na Tabela 3.57 energia elétrica produzida num ano, E , e a sua rentabilização e investimento inicial, I_o , com o caso 1 a considerar apenas como fonte quente os gases do forno de cal e caso 2 a considerar o caso 1 e o vapor *flash* libertado no O_2 e tremonha de aparas.

Tabela 3.57 – Resultados financeiros do ORC para o forno da cal.

Caso #	P_e [kWe]	Energia elétrica [kWh]	Energia elétrica [€/ano]	I_o [€]
1	543,41	4.564.644	365.171	1.358.525
2	658,82	5.534.088	442.727	1.647.050

O I_o foi calculado para o mesmo custo específico uma vez que apesar de no caso 2 ter mais potência este requerer gastos com tubagens.

Através dos valores presentes na tabela anterior pode-se calcular o VAL, TIR e o *payback*. A análise será feita a um período de 15 anos, com um custo de operação (manutenções) de 40.000 €/ano e tendo em conta as condicionantes mencionadas em 3.5. Os indicadores a analisar foram calculados pelas funções integradas no Excel *IRR* para a TIR e *NPV* para o VAL, o *payback* é calculado por retirar ao número de anos de análise os anos em que o cash-flow é positivo. Na tabela tem-se os valores dos indicadores analisados.

Tabela 3.58 – Indicadores financeiros para o ORC.

Caso #	VAL [€]	TIR	<i>Payback</i> [anos]
1	1.180.533	15,68%	8,00
2	1.774.179	19,92%	6,00

Da Tabela 3.58 conclui-se, como era de esperar, que o caso 2 é o mais vantajoso ainda que tenha um custo inicial mais elevado.

Os diagramas de cash-flow apresentam-se nas Figura 3.17 e Figura 3.18. O cash-flow livre representa o resultado da venda da energia elétrica menos as despesas (manutenção e impostos) somando a depreciação do equipamento, com um número de anos de depreciação igual ao da análise. O cash-flow descontado é o valor mínimo de rentabilidade exigido no projeto consoante a taxa escolhida. O

cash-flow descontado acumulado representa a soma entre o resultado anterior e o cash-flow descontado.

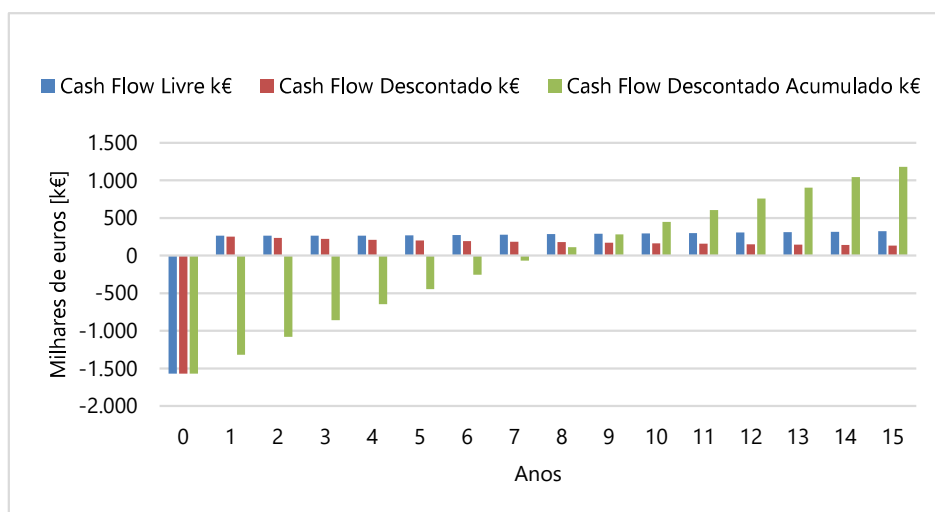


Figura 3.17 – Diagrama de cash-flow para o ORC no forno de cal caso 1.

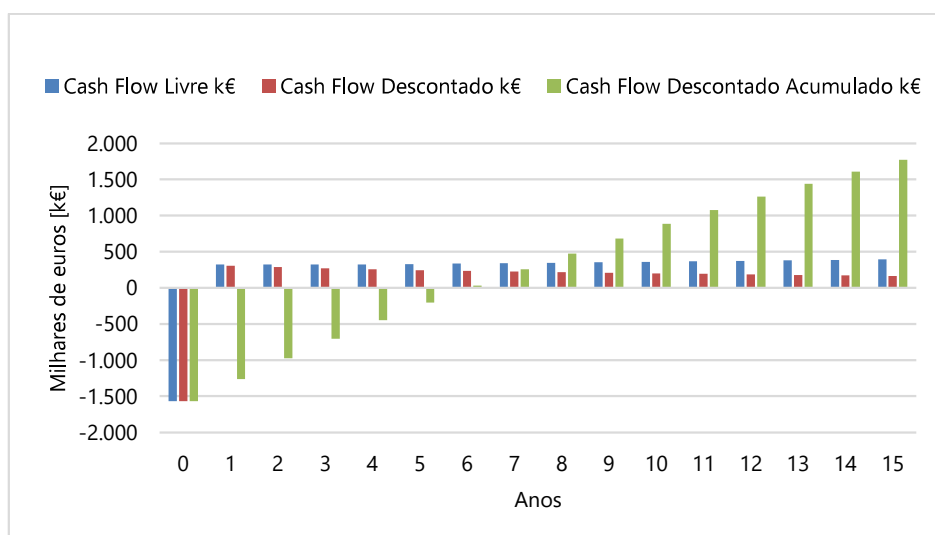


Figura 3.18 – Diagrama de cash-flow para o ORC no forno de cal caso 2.

3.5.2. Produção de vapor

A produção de vapor de baixa pressão pelo aproveitamento do condensado de alta pressão leva à produção de energia elétrica no último estágio da TG4. Tendo em conta o caudal de vapor obtido em 3.4.2 e o número de horas de funcionamento e o valor de 7,00 € de energia elétrica por telada hora de vapor, apresenta-se na Tabela 3.59 a rentabilização desta produção de vapor.

Tabela 3.59 – Rentabilização da produção de vapor de baixa pressão na CR.

\dot{m} [kg/s]	[€/tvapor]	[horas/ano]	Energia elétrica [€/ano]
0,34	7,00	8.500	72.828

Os custos de I_0 foram estimados com base em dados da empresa, encontrando-se sumarizados na tabela presente no Apêndice A.

Conforme mencionado em 3.5, para I_0 inferiores a 350.000 € assume-se apenas o *payback* simples para indicador económico. O *payback* simples é obtido pela razão entre I_0 e a pressuposta rentabilização que o projeto obterá ao longo de um ano, assumido como constante.

Tabela 3.60 – I_0 e *payback* simples da produção de vapor de baixa pressão na CR.

	I_0 [€]	<i>Payback</i> [anos]
Desgaseificador + TG4 + CR	105.100	1,44

Conclui-se que o sistema proposto realizaria o retorno do investimento em cerca de um ano e cinco meses, o que o torna num investimento atrativo.

3.5.3. *Vent condenser*

O uso de *vent-condenser* para o aquecimento da água de reposição irá permitir a poupança de vapor de baixa pressão no desgaseificador. Para calcular a poupança de vapor foi adaptada a calculadora para desgaseificador da (U.S. Department of Energy, 2015) ao Excel. Esta calculadora, representada na Tabela 3.61, tem por base uma análise ao volume de controlo que é o desgaseificador. A análise assume que a soma da massa e energia que entram e saem é igual a zero. A calculadora está elaborada de modo que água de reposição e o vapor estejam em função da quantidade e temperatura da água a desgaseificar e taxa de vapor *flash*.

Inserindo os dados recolhidos e calculados anteriormente, vem que a quantidade de vapor necessária para desgaseificar a água é inferior à média de vapor injetada, 3,86 kg/s. Este valor inferior ao consumo real de vapor pode dever-se, principalmente, a perdas térmicas que existam nas tubagens e desgaseificador. De modo a combater este erro, será considerado um fator de correção, f . Tendo em conta que o consumo médio de vapor é de 4,58 kg/s, de 3.3.4.1, e o valor de 3,86 kg/s dado pela calculadora, é possível então calcular f por:

$$f = \frac{4,58 - 3,86}{3,86} \times 100\% \quad (3.37)$$

De (3.37), tem-se f igual a 18,65 %, sendo este o valor necessário a somar à célula do caudal mássico do vapor de entrada.

Tabela 3.61 – Calculadora do desgaseificador.

	\dot{m} [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	x [-]	h [kJ/kg]	P_t [kW]
Vapor ventilado	0,89	101,35	129,00	1,00	2718,71	2.416,31
Água de saída	39,00	801,35	129,00	0,00	542,12	21.142,62
Vapor de entrada	4,58	346,35	155,00	1,00	2751,80	10.627,69
Água de entrada	35,31	300,00	77,43	0,00	324,18	12.931,25

Tomando os valores obtidos no parágrafo 3.4.3 para a temperatura de água de reposição após a recuperação de calor vem que, através do sistema (3.17), é possível calcular a entalpia final da mistura

da água de reposição e condensado. Após o cálculo da entalpia é então determinada a temperatura final da mistura pela função (3.29), considerando a pressão de 300 kPa, pressão à qual a mistura se encontra aquando da entrada no desgaseificador.

O valor da temperatura final é então introduzido na calculadora do desgaseificador obtendo-se a nova quantidade de vapor necessária e assim determina-se o vapor poupado. Na Tabela 3.62 tem-se as várias temperaturas da água de reposição, o novo consumo de vapor, a poupança em caudal e o rendimento anual tendo em conta um funcionamento de 8.500 h/ano e um rendimento monetário de energia elétrica de 7,00 €/t de vapor.

Tabela 3.62 – Temperaturas e poupança provocada pela recuperação de calor com *Vent Condenser*.

Caso	T [°C]	Gasto [kg/s]	Poupança [kg/s]	Poupança [€/ano]
Desgaseificador+TG4+CR	91,16	3,25	1,33	283.815,00
Branqueamento	62,93	3,97	0,61	129.591,00

Considerando outros sistemas aplicados em algumas indústrias portuguesas e projeções internas, tem-se no Apêndice B a estimativa dos custos associados aos sistemas de recuperação de vapor *flash*.

Tal como descrito em 3.5 para I_0 inferiores a 350.000 € apenas se realiza o *payback* simples. Presente na Tabela 3.63 encontra-se o I_0 e o *payback* simples. Vale ressaltar que o rendimento obtido apenas remete para a recuperação do vapor *flash* na CR e não contempla o vapor produzido.

Tabela 3.63 – I_0 e *payback* simples para a aplicação de *Vent Condenser*.

	I_0 [€]	<i>Payback</i> [anos]
Desgaseificador + TG4 + CR	242.392,00	0,85
Branqueamento	193.792,00	1,50

Da tabela anterior conclui-se que a recuperação de calor no desgaseificador, TG4 e CR, é o investimento mais compensatório com uma estimativa de *payback* de, sensivelmente, 10 meses. Além do *payback* mais reduzido este sistema também será o que irá gerar maior retorno ao longo dos anos por via da maior temperatura obtida na água de reposição.

3.5.4. Chiller de absorção

Da análise anterior aos *chillers* de absorção, em 3.4.4, tem-se que a sua aplicabilidade à área da pasta levaria à substituição dos *chillers* atuais e na parte do Papel serviriam como auxílio aos atuais. Em ambos os casos o principal ganho deve-se à poupança de energia elétrica consumida pelos *chillers* originais. A poupança de energia elétrica é calculada pela equação (2.4), considerando o COP respetivo de cada *chiller*.

O investimento inicial associado a um *chiller* de absorção encontra-se apresentado no Anexo D. O custo apresentado é associado à potência de refrigeração, com maiores potências a terem menores custos específicos. Na Tabela 3.64 apresenta-se um resumo dos custos específicos.

Tabela 3.64 – Custo específico por potência de *chiller* de absorção. Adaptado de (Dominik Schöpfer & Alberto Caiado Falcão de Campos, 2015).

P_R [kW]	[€/kW]
100	500
500	230
1.000	200

- **Sistema composto das exaustões de papel**

Considerando um COP de 4, apresentam-se na Tabela 3.65 as potências térmica, de refrigeração e elétricas tendo em conta os COP dos *chillers* de absorção anteriormente vistos, 0,71 e 0,77.

Tabela 3.65 – Potências obtidas em cada *chiller* de absorção na PM1 e PM2.

	PM1		PM2	
COP	0,71	0,77	0,71	0,77
P_{tp} [kW]	478,20		661,94	
P_R [kW]	339,52	368,21	469,97	509,69
P_e [kW]	84,88	92,05	117,49	127,42

Em consequência das temperaturas não muito elevadas das exaustões das máquinas papel será tido como COP de *chiller* de absorção o valor de 0,71, passando a assumir-se os valores de potência respetivos. Vem assim, na Tabela 3.66, o ganho anual provocado pelo uso de ambos os equipamentos.

Tabela 3.66 – Rentabilização da energia elétrica poupada pelo uso de *chillers* de absorção na PM1 e PM2.

	P_e [kW]	[Horas/ano]	Energia elétrica [€/MWh]	Energia elétrica poupada [€]
PM1	84,88	8.500,00	80,00	57.718
PM2	117,49			79.895

Com base nos custos específicos da Tabela 3.64 e assumindo que a PM1 tem uma P_R de 300 kW, e PM2 500 kW, tem-se, por interpolação, um custo de 365 €/kW para a PM1 e 230 €/kW para a PM2, resultando num custo, apenas para o equipamento, de 123.924,80 € e 108.093,10 €, para a PM1 e PM2, respetivamente. Os restantes custos, estimados, associados a ambas as instalações encontram-se no Apêndice C.

Uma vez mais e à semelhança dos dois casos anteriores somente será feito o *payback* simples, exibido na Tabela 3.67. A destacar que I_0 representa a soma do custo do equipamento e dos restantes equipamentos associados.

Tabela 3.67 – I_0 e *payback* simples da aplicação de *chillers* de absorção na PM1 e PM2.

	I_0 [€]	<i>Payback</i> [anos]
PM1	337.889,1026	5,85
PM2	305.993,4677	3,83

Os *paybacks* obtidos revelam que para o investimento realizado o seu rendimento anual demorará algum tempo a fazer a recuperação.

- **Vapor flash do oxigénio**

Na Tabela 3.68 encontra-se a P_e poupada e energia elétrica, quantidade e valor monetário, poupada num ano. A P_e é dada pela diferença entre o valor obtido através da equação (2.4), considerando um COP de 4, e o consumo de energia elétrica do *chiller*, 10,1 kW, dado na ficha técnica Anexo D. A quantidade de energia elétrica calculou-se tendo em conta 8.500 horas/ano de trabalho e para uma carga de apenas 80 %, equivalente ao regime atual de funcionamento dos *chillers* em uso. O valor monetário tem em conta o valor de 80 €/MWh.

Tabela 3.68 – Dados à rentabilização da energia elétrica poupada pelo uso de *chiller* de absorção no O₂.

P_e [kWe]	Energia elétrica [kWh]	Energia elétrica [€/ano]
583,15	3.965.420	317.233

De acordo com Tabela 3.64 para *chillers* de absorção com uma a partir de P_R de 1 MW o custo específico situa-se nos 200 €/kW. Tendo em consideração a P_R de 2.373 kW, potência máxima do equipamento escolhido, tem-se um custo para o equipamento de 474.600 €. Os custos associados a esta instalação apresentam-se no Apêndice D.

Com I_0 a soma do custo do equipamento e dos acessórios apresentados na tabela anterior, vem um valor total de 628.100.00 €. Tal como para o ORC a este sistema, com um custo superior a 350.000 €, foi realizada a análise económica completa, tomando em consideração as imposições colocadas em 3.5, um período de análise de 15 anos e 20.000 € de custos de operação anuais. Tem-se os resultados obtidos de VAL, TIR, e *payback* na Tabela 3.69.

Tabela 3.69 – Indicadores financeiros para o *chiller* de absorção do O₂.

VAL [€]	TIR	<i>Payback</i> [anos]
1.695.838	34,7%	4

No presente caso o VAL representa a energia elétrica poupada ao longo dos anos de funcionamento do sistema. Dado que os rendimentos anuais são elevados, a TIR tem elevada sensibilidade aos rendimentos e, neste caso, estes são elevados em comparação com o investimento inicial. Advém dessa sensibilidade o valor elevado para este indicador. Na Figura 3.19 apresenta-se o diagrama de cash-flows.

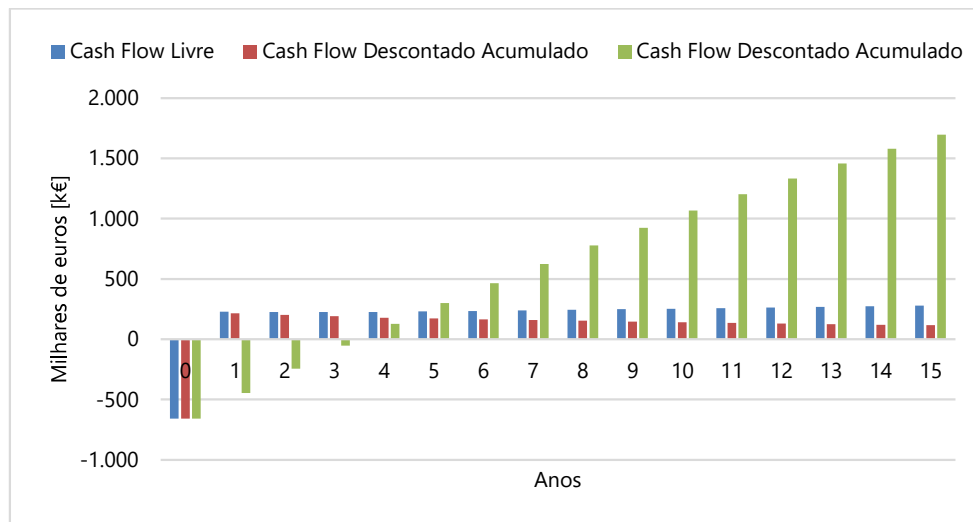


Figura 3.19 – Diagrama de cash-flow para o *chiller* de absorção no O_2 .

4. Conclusões

Este projeto debruçou-se sobre a recuperação de calor residual em fontes gasosas na Indústria da Pasta e Papel. Verificaram-se várias fontes calor residual gasosas características deste tipo de indústria, demonstrando a existência de diversas fontes com grande potencial de recuperação e com viabilidade económica fazendo uso das tecnologias atualmente disponíveis.

Das fontes disponíveis constatou-se que os gases de combustão do forno de cal, o conjunto de saídas de vapor *flash* na zona do desgaseificador e o vapor libertado no processo de O₂ e na tremonha de aparas são os que apresentam maior viabilidade. As fontes com maior viabilidade caracterizam-se pela sua temperatura, na maioria dos casos em torno dos 100 °C e superior, facilitando a sua recuperação.

A produção de eletricidade por ORC recuperando o calor dos gases de combustão do forno de cal, a produção de frio com recurso a um *chiller* de absorção a água quente, aquecida com vapor *flash*. E o uso de *vent condenser* de forma a aumentar a temperatura da água desmineralizada que entra no desgaseificador foram as soluções com maior viabilidade encontradas.

A implementação destas três soluções iria permitir recuperar cerca de 9,33 MW (soma das potências térmicas teóricas) permitindo uma diminuição de necessidades de energia elétrica de 1,55 MW. Alcançando ganhos anuais estimados de 1.054.000 € com um investimento estimado de 2.855.000 €. Este conjunto de projetos caracterizam-se por terem taxas de retorno de investimento elevadas (15%-30%)

De notar que no contexto fabril atual não existe a necessidade da transferência deste calor residual de baixa entalpia para outros processos, nem existe forma de o rentabilizar. Um exemplo de rentabilização é o aumento de temperatura por via de uma bomba de calor e, posteriormente, fornecer água quente num *District Heating*.

Fica também implícito que as recuperações propostas do calor residual contribuem para o aumento da eficiência energética dos processos devido a um aproveitamento superior da energia térmica disponível. Existe assim, um maior uso do potencial presente nos vários combustíveis utilizados que outrora iriam ser desperdiçados.

Uma vez que as ideias trabalhadas têm como principal finalidade a produção ou redução de consumo de energia elétrica, tem-se que as propostas apresentadas colaboram na diminuição do consumo de recursos. Este tema, tal como os problemas associados às alterações climáticas, tem ganhado cada vez mais ênfase. No decorrer deste projeto foram analisadas diversas propostas viáveis com aplicabilidade real que contribuem para a resolução destes problemas. Alguns dos exemplos podem ser transpostos para todas as indústrias que possuam sistemas idênticos. Como é o caso das cimenteiras, nos seus fornos de clínquer, e em todas as indústrias que contenham sistemas de vapor.

4.1. Trabalho futuro

A continuação deste trabalho do estudo de recuperação de calor residual numa indústria de Pasta e Papel passará pela identificação de novas fontes de calor, que possam surgir ou que não tenham

sido contempladas neste projeto. O desenvolvimento e surgimento de novas tecnologias de recuperação de calor pode levar ao que neste momento é inviável se torne exequível e viável. E no caso do site da The Navigator Company na Figueira de Foz é de valor ter em conta um possível projeto de secagem de biomassa que poderá vir a ser um potencial consumidor de calor residual, retirado de alguma das fontes aqui já estudadas.

Referências bibliográficas

- Adams, T., Cowan, B., Clayton, D., Easty, D., Einspahr, D., Fletcher, D. E., Grace, T. M., Hooper, A. W., Ingruber, O. V., Lonsky, W., Malcolm, E. W., McDonough, T., Nordman, L., Perkins, J. K., Reeve, D. W., Schroeder, L., Smook, G. A., Thompson, N., Fleet, S. Van, & Wikdahl, B. (1989). *Pulp and Paper Manufacture: Volume 5 Alkaline Pulping* (T. M. Grace, B. Leopold, E. W. Malcolm, & M. J. Kocorek, Eds.; Third, Vol. 5). Joint Textbook Committee of the Paper Industry.
- Adams, T. N., Frederick, W. M. J., Grace, T. M., Hupa, M., Jones, A. K., Sharp, W. B. A., Singbeil, D., & Tran, H. (2019). *Kraft Recovery Boilers* (H. Tran, Ed.; Third). TAPPI PRESS.
- ADCA. (n.d.). *ADCA VALSTEAM ADCA*. Retrieved March 8, 2023, from <https://www.valsteam.com/zArchives/Products/14/Files/5-135-e-adcatherm-adg-atmospheric-semi-deaerators.pdf>
- ANDRITZ. (2017a). *Process Description Cooking*.
- ANDRITZ. (2017b). *PROCESS DESCRIPTION-OXYGEN DELIGNIFICATION*.
- Aniceto, J. (2023). *EgiChem | Tools*. EgiChem. <https://www.egichem.com/tools/calculators/psychrometrics/>
- ARANER. (n.d.). *How do absorption chillers work?* ARANER. Retrieved March 22, 2023, from <https://www.araner.com/blog/how-do-absorption-chillers-work>
- BCS Incorporated. (2008). *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities industry U.S. Ind.* https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf
- Bilal, U. (n.d.). *Comparison between Liquid and Gas-Liquid heat exchanger*. <https://www.researchgate.net/publication/360588500>
- Brückner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F., & Lävemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151, 157–167. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>
- Christodoulides, P., Aresti, L., Panayiotou, G. P., Tassou, S., & Florides, G. A. (2022). Adoption of Waste Heat Recovery Technologies: Reviewing the Relevant Barriers and Recommendations on How to Overcome Them. *Operations Research Forum*, 3(1), 1–21. <https://doi.org/10.1007/S43069-021-00108-6/TABLES/4>
- Long-term operating experience with the ORC plant for low-temperature power generation at the Lengfurt works, (2002). https://www.researchgate.net/publication/294761301_Long-term_operating_experience_with_the_ORC_plant_for_low-temperature_power_generation_at_the_Lengfurt_works
- Das, S. (2023). *Compressor Isentropic Efficiency: What, How, Several Types, Examples*. Lamda Geeks. <https://lambdageeks.com/compressor-isentropic-efficiency/>
- Dayah, M. (2022, October 12). *Periodic Table - Ptable*. Ptable. <https://ptable.com/#Properties>
- Dominik Schöpfer, M. (2015). *Absorption chillers: their feasibility in district heating networks and comparison to alternative technologies Energy Engineering and Management Examination Committee*.
- Dominik Schöpfer, M., & Alberto Caiado Falcão de Campos, J. (2015). *Absorption chillers: their feasibility in district heating networks and comparison to alternative technologies Energy Engineering and Management Examination Committee*.
- Environmental Protection Agency, U., Heat, C., & Partnership, P. (2015). *Catalog of CHP Technologies, Section 4. Technology Characterization – Steam Turbines*.
- Evans, P. (2017, September 26). *Absorption Chiller, How it works - The Engineering Mindset*. The Engineering Mindset. <https://theengineeringmindset.com/absorption-chiller-works/>
- Fevzi, A., & Kocabaş, C. (n.d.). *REDUCING DEAERATOR-RELATED ENERGY LOSSES IN STEAM BOILERS*.

- Figueiredo, R., Costa, J., & Raimundo, A. (2015). *Transmissão de Calor Fundamentos e Aplicações* (L. Lidel - Edições Técnicas, Ed.; first). Lidel - Edições Técnicas, Lda.
- Fuentes, L. (2015, November 10). *Do not allow the money to escape through the chimney of your cement plant!* LinkedIn. <https://www.linkedin.com/pulse/do-allow-money-escape-through-chimney-his-cement-plant-luis-fuentes>
- Golin, E. (2023). *Plate Heat Exchangers Working Principle*. ONDA. <https://www.onda-it.com/eng/news/how-a-plate-heat-exchanger-works/plate-heat-exchanger-working-principle/>
- H. Saadaoui. (n.d.). *Industrial waste heat and waste heat recovery systems*. Retrieved March 2, 2023, from <https://haemers-technologies.com/industrial-waste-heat-recovery-systems/>
- Hargrave, M., Kindness, D., & Kvilhaug, S. (2023, May 24). *Weighted Average Cost of Capital (WACC) Explained with Formula and Example*. Learn Why a Higher WACC Is Something to Watch out For. <https://www.investopedia.com/terms/w/wacc.asp>
- Heatex. (n.d.). *Heat Exchanger Basics*. Heatex. Retrieved March 3, 2023, from <https://www.heatex.com/knowledge/heat-exchanger-basics/>
- Inline Sales & Service Ltd. (n.d.). *What is a Heat Exchanger?* Heat Exchangers Sales, Parts & Install | Inline Sales & Service. Retrieved July 8, 2023, from <https://inlinesales.com/heat-exchangers>
- International District Energy Association. (2019). *District Heating - International District Energy Association*. INTERNATIONAL DISTRICT ENERGY ASSOCIATION, ALL RIGHTS RESERVED. <https://www.districtenergy.org/topics/district-heating>
- Kansas City Deaerator. (n.d.). *Deaerator Purpose, Functions & Types*. Kansas City Deaerator Company. Retrieved March 10, 2023, from <https://deaerator.com/deaerator-purpose-types-functions/>
- Knowledge Center on Organic Rankine Cycle technology. (2022). *Thermal Energy Harvesting - the Path to Tapping into a Large CO₂-free European Power Source*. www.kcorc.org/en/committees/thermal-energy-harvesting-advocacy-group/
- Lemmens, S. (2015). *A PERSPECTIVE ON COSTS AND COST ESTIMATION TECHNIQUES FOR ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEMS*. <https://www.researchgate.net/publication/301355421>
- Li, H., Chen, Q., Zhang, X., Finney, K. N., Sharifi, V. N., & Swithenbank, J. (2012). Evaluation of a biomass drying process using waste heat from process industries: A case study. *Applied Thermal Engineering*, 35(1), 71–80. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2011.10.009>
- Limited, S.-S. (2022). *Turflow Type Heat Exchanger EVC (Exhaust Vapour Condenser)*.
- Lutsch, W., & Witterhold, F.-G. (2005). *Perspektiven der Fernwärme und der Kraft-Wärme-Kopplung - Ergebnisse und Schlussfolgerungen aus der AGFW-Studie "Pluralistische Wärmeversorgung."* AGFW.
- MAN Energy Solutions. (n.d.). *Industrial heat pumps Shaping the efficiency in the energy market*.
- Mimms, A., & Kocurek, Dr. M. J. (1989). *Kraft Pulping, A Compilation of Notes* (A. Mimms, Dr. M. J. Kocurek, Dr. J. A. Pyatte, & Dr. E. E. Wright, Eds.; First). TAPPI PRESS.
- National Institute of Standards and Technology. (2023). *Thermophysical Properties of Fluid Systems*. In *Secretary of Commerce on behalf of the United States of America*. Secretary of Commerce on behalf of the United States of America. <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- Pereira, J. S., Ribeiro, J. B., Mendes, R., & André, J. C. (2019). Analysis of a hybrid (topping/bottoming) ORC based CHP configuration integrating a new evaporator design concept for residential applications. *Applied Thermal Engineering*, 160, 113984. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.113984>
- Pongtornkulpanich, A., Thepa, S., Amornkitbamrung, M., & Butcher, C. (2008). Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand. *Renewable Energy*, 33(5), 943–949. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2007.09.022>

- Rajput, R. K. (2007). *Engineering Thermodynamics* (R. K. Rajput & Patiala, Eds.; THIRD). LAXMI PUBLICATIONS (P) LTD.
- REN. (2021). *Eletricidade - Mercado*. <https://datahub.ren.pt/pt/eletricidade/mercado/?date=2023-05-31>
- Ronquillo, R. (n.d.). Understanding Heat Exchangers - Types, Designs, Applications and Selection Guide. *Thomas Publishing Company*. Retrieved March 8, 2023, from <https://www.thomasnet.com/articles/process-equipment/understanding-heat-exchangers/>
- SACOME. (2019, September 26). *Tube-in-tube heat exchangers*. SACOME. <https://www.sacome.com/en/tube-in-tube-heat-exchangers/>
- Santini, M., & Dwyer, T. (2016, March). *Module 91: High-efficiency waste heat-powered lithium bromide absorption chillers – CIBSE Journal*. CIBSE JOURNAL. <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2016-03-chil/>
- saVRee. (n.d.). *Shell and Tube Heat Exchanger*. SaVRee 3D Interactive Media. Retrieved March 3, 2023, from <https://savree.com/en/encyclopedia/shell-and-tube-type-heat-exchanger>
- saVRee. (2023). *Deaerators (What is a Deaerator?) Explained*. SaVRee 3D Interactive Media. <https://savree.com/en/encyclopedia/deaerator>
- Siemens Energy Global. (n.d.). *Heat Pumps | Power and heat generation*. Siemens Energy. Retrieved July 6, 2023, from <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/heat-pumps.html>
- Siprax Sarco. (n.d.). *The Steam and Condensate Loop Book*.
- Siprax Sarco. (2023). *Pressurised Deaerators | Siprax Sarco*. Siprax Sarco Limited. <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/pressurised-deaerators>
- Spirax-Sarco. (2017). *FV Flash Vessel Description*.
- Swedish Environmental Research Institute. (n.d.). *Stockholm Innovates District Heating with New Solutions and Renewable Sources | News - Smart City Sweden*. Smart City Sweden. Retrieved July 6, 2023, from <https://smartcitysweden.com/best-practice/401/stockholms-innovations-in-district-heating-cooling/>
- SWEP. (n.d.). *Two-phase heat exchange*. Refrigeration Handbook. Retrieved March 6, 2023, from <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/1.-basic-heat-transfer/as5/>
- Swep International. (2019, March 19). *Tecnologia de Ciclo de Rankine Orgânico com aplicações em solução de Recuperação de Calor*. <https://ee-ip.org/pt/article/tecnologia-de-ciclo-de-rankine-organico-com-aplicacoes-em-solucao-de-recuperacao-de-calor-1625>
- The Navigator Company. (2023a). *Perfil da Companhia | The Navigator Company*. The Navigator Company. <http://www.thenavigatorcompany.com/Institucional/Perfil-da-Companhia>
- The Navigator Company. (2023b). *Portucel Moçambique | The Navigator Company*. Portucel Moçambique. <http://www.portucelmocambique.com/>
- U.S. Department of Energy. (n.d.). *Organic Rankine Cycle (ORC) System Basics*. Retrieved June 2, 2023, from <https://chp.ecatalog.ornl.gov/benefits/orc-basics>
- U.S. Department of Energy. (2012). ADVANCED MANUFACTURING OFFICE Use a Vent Condenser to Recover Flash Steam Energy. In *U.S. Department of Energy*.
- U.S. Department of Energy. (2015, March 17). *Steam Calculators: Deaerator Calculator*. USA.Gov. https://www4.eere.energy.gov/manufacturing/tech_deployment/amo_steam_tool/equipDeaerator
- Witmer, L. (n.d.). *8.2. Absorption Cooling | EME 811: Solar Thermal Energy for Utilities and Industry*. Department of Energy and Environmental Engineering, College of Earth and Mineral Sciences, The Pennsylvania State University. Retrieved July 8, 2023, from <https://www.e-education.psu.edu/eme811/node/670>
- Yousef. (2022, May 16). *12 Different Types of Heat Exchangers & Their Application [PDF]*. The Engineers Post. <https://www.theengineerspost.com/types-of-heat-exchanger/>

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Thermodynamics: An Engineering Approach, 7th Edition* (7th ed.).
The McGraw-Hill Companies, Inc.

Anexos

Anexo A – Temperaturas de funcionamento *Chiller* de absorção YORK

Operational range

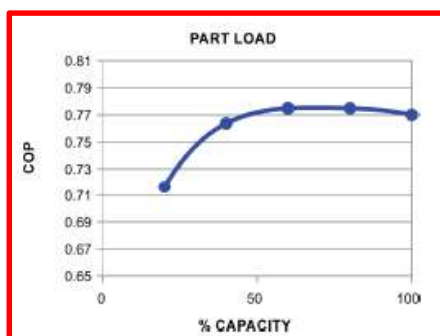
The numbers shown in Table 1 are the allowable ranges for each parameter. Not all combinations are possible. Check with your Johnson Controls Service Center to see if your temperature differential is possible.

Table 1: Operational range

	Parameter	Allowable ranges	Optional
	Chilled water in	44.6°F to 77°F	39.2°F to 44.6°F
	Chilled water out	39.2°F to 60.8°F	32°F to 39.2°F
	Cooling water in	68°F to 98.6°F	
	Cooling water out	77°F to 107.6°F	
CL	Hot water in	158°F to 210.2°F	
	Hot water out	140°F to 208.4°F	
CH	Hot water in	212°F to 320°F	
	Hot water out	176°F to 302°F	

Anexo B – Curva de COP vs carga *Chiller* de absorção YORK

Part load characteristics



Conditions

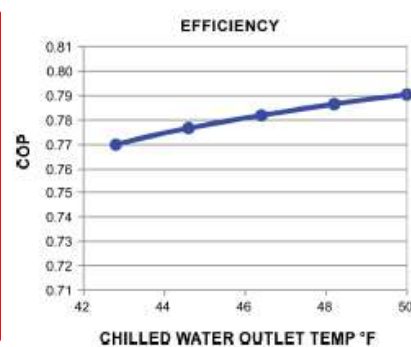
Chilled water outlet 42.8°F const. / flow volume const.

Cold water inlet 82.4°F const. / flow volume const.

Hot water inlet 194°F const.

Table 2: Part load - COP curve

Capacity (%)	20	40	60	80	100
COP	0.716	0.764	0.775	0.775	0.770



Conditions

Cooling capacity const.

Chilled water $\Delta T = 42.8^\circ F$ const.

Cold water inlet 82.4°F const./flow volume const.

Hot water inlet 194°F const.

Table 3: CHW outlet temperature - COP curve

CHW outlet temperature (°F)	42.8	44.6	46.4	48.2	50
COP	0.770	0.777	0.782	0.786	0.79

Anexo C – Datasheet *chiller* de absorção Carrier

16LJ-F	LJ-F												
Size	41	42	51	52	53	61	62	63	71	72	73	81	82
Capacity kW	1 178	1 319	1 477	1 653	1 846	2 110	2 373	2 637	2 901	3 165	3 428	3 692	3 956
Chilled water system*													
Flow rate l/sec	56.4	63.1	70.6	78.9	88.3	100.8	113.3	126.1	138.6	151.1	163.9	176.4	188.9
Pressure drop kPa	102	88.5	74.3	37.4	49.3	95.6	45.9	59.9	114	50.7	62.7	50.8	61.7
Connection(ANSI) inch	8	8	8	8	8	10	10	10	12	12	12	14	14
Retention volume m ³	0.49	0.56	0.70	0.77	0.83	1.06	1.13	1.21	1.43	1.53	1.63	1.82	1.94
Cooling water system*													
Flow rate l/sec	93.1	104.2	116.7	130.6	145.8	166.7	187.5	208.3	229.2	250	270.8	291.7	312.5
Pressure drop kPa	52.8	55.4	94.4	128	43.1	78.1	105	70.6	45.6	57.4	70.8	59.2	71.4
Connection(ANSI) inch	10	10	12	12	12	14	14	14	16	16	16	16	16
Retention volume m ³	1.31	1.41	1.97	2.13	2.27	2.87	3.05	3.23	3.79	4.02	4.23	4.75	5.10
Hot water system*													
Flow rate l/sec	37.4	41.8	46.8	52.4	58.5	66.9	75.2	83.6	91.9	101	109	117	126
Pressure drop kPa	21.7	22.1	63.8	28.6	37.8	27.2	36.4	47.5	37.9	47.9	59.2	49.3	59.8
Connection(ANSI) inch	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10	10	10	10
Retention volume m ³	0.29	0.32	0.35	0.37	0.40	0.69	0.72	0.76	0.82	0.86	0.90	0.99	1.03
Rupture disk connection inch	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Dimensions													
Length (L) mm	5 330	5 330	5 500	5 950	6 480	6 710	7 210	8 230	7 230	8 220	8 220	8 320	8 320
Height (H) mm	3 080	3 080	3 450	3 450	3 450	3 680	3 680	3 680	4 000	4 000	4 000	4 180	4 180
Width (W) mm	1 690	1 690	2 000	2 000	2 000	2 230	2 230	2 230	2 730	2 730	2 730	3 010	3 010
Tube removal mm	4 500	4 500	4 600	5 200	5 700	5 200	5 700	6 200	5 700	6 200	6 700	6 200	6 700
Weight													
Operation weight kg	13 000	13 600	18 400	20 000	21 400	28 300	30 300	32 400	38 700	41 200	43 700	46 900	49 600
Max shipping weight kg	10 900	11 300	15 400	16 600	17 900	11 500	12 200	13 100	16 000	17 000	18 000	19 000	19 900
Shipping method	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
Power supply V-ph-Hz													
Apparent power kVA	10.6	10.6	10.6	10.6	10.8	18.7	18.7	18.7	24.2	24.2	25.6	25.6	25.6
Total electric current A	15.6	15.6	15.6	15.6	15.9	27.4	27.4	27.4	35.3	35.3	37.4	37.4	37.4
Absorbent pump N°1, power input kW	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
Absorbent pump N°1, electric current A	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0
Absorbent pump N°2, power input kW	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7
Absorbent pump N°2, electric current A	4.7	4.7	4.7	4.7	5.0	5.0	5.0	5.0	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0
Refrigerent pump, power input kW	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.75	0.75	1.2	1.2	1.2
Refrigerent pump, electric current A	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	2.5	2.5	4.6	4.6	4.6
Purge pump, power input kW	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
Purge pump, electric current A	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9
PD cell heater kW	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038	0.038
Control circuit kW	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

* Condition for LJ-F 12/7 °C (Fouling Factor = 0.018 m²C/kW)
 29.4/36.3 °C (Fouling Factor = 0.044 m²C/kW)
 90/80 °C (Fouling Factor = 0.018 m²C/kW)

Anexo D – Compilação de características técnico-económicas de *chiller* de absorção

Table 4.3: Overview over the data gathered in the inquiry (Heat source: District heat)

100kW			
	Man1	Man2	Man3
COP	0.69 0.75	0.74 0.76	0.67 0.73
Cold water temperatures	12°C/6°C 18°C/12°C	12°C/6°C 18°C/12°C	12°C/6°C 18°C/12°C
Heat rejection temperatures	25°C/30.2°C 25°C/32°C	25°C/32°C 25°C/32°C	25°C/32°C 25°C/32°C
Hot water temperatures	80°C/72°C 80°C/68°C	80°C/65°C 80°C/60°C	80°C/66°C 80°C/63°C
El. power consumption	5.1kW 5.1kW	3.1kW 3.1kW	3.2kW 3.2kW
Spec. investment costs	680€/kW 526€/kW	699€/kW 673€/kW	526€/kW 520€/kW
500kW			
COP	0.74 0.75	0.74 0.76	0.69 0.73
Cold water temperatures	12°C/6°C 18°C/12°C	12°C/6°C 18°C/12°C	12°C/6°C 18°C/12°C
Heat rejection temperatures	25°C/32°C 25°C/32°C	25°C/32°C 25°C/32°C	25°C/32°C 27°C/34°C
Hot water temperatures	80°C/70°C 80°C/70°C	80°C/65°C 80°C/60°C	80°C/65°C 80°C/64.4°C
El. power consumption	6.9kW 6.9kW	10kW 10kW	7.3kW 5.9kW
Spec. investment costs	244€/kW 213€/kW	264€/kW 264€/kW	235€/kW 191€/kW
1000kW			
COP	0.79 0.82	0.74 0.76	0.69 0.73
Cold water temperatures	12°C/6°C 18°C/12°C	12°C/6°C 18°C/12°C	12°C/6°C 18°C/12°C
Heat rejection temperatures	25°C/32°C 25°C/32°C	25°C/32°C 25°C/32°C	25°C/32°C 27°C/34°C
Hot water temperatures	80°C/68°C 80°C/66°C	80°C/65°C 80°C/60°C	80°C/65°C 80°C/64.4°C
El. power consumption	11.2kW 6.9kW	16.4kW 11.3kW	7.3kW 7.3kW
Spec. investment costs	196€/kW 155€/kW	202€/kW 176€/kW	189€/kW 144€/kW

Apêndices

Apêndice A – Estimativa de custos associados à produção de vapor de baixa pressão na CR

	Preço [€]	Quantidade	Total [€]
Tubagens [€/m]	200,00	100	20.000,00
Tanque de expansão [€]	7.000,00	2	14.000,00
Bombas [€/kW]	5.000,00	2	10.000,00
Caudalímetro [€/uni]	1.500,00	1	1.500,00
Instrumentação [€/uni]	3.000,00	1	3.000,00
Purgadores de vapor [€/uni]	1.800,00	2	3.600,00
Válvulas [€]	3.000,00	1	3.000,00
Outros [€]	50.000,00	1	50.000,00

Apêndice B – Estimativa de custos associados à aplicação de *Vent-Condenser*.

	Desgaseificador + TG4 + CR			Branqueamento	
	Preço [€]	Quantidade	Total [€]	Quantidade	Total [€]
Tubagens [€/m]	200,00	300	60.000,00	250	50.000,00
Bombas [€/kW]	5.000,00	1	50.000,00	1	5.000,00
<i>Vent-Condenser</i> [€]	15.000,00	3	45.000,00	1	15.000,00
Caudalímetro [€/uni]	15.000,00	3	4.500,00	1	1.500,00
Instrumentação [€/uni]	50.000,00	1	5.000,00	1	5.000,00
Purgadores de vapor [€/uni]	28.000,00	3	8.400,00	1	2.800,00
Isolamento tanque [€/m ²]	200,00	122,46	24.492,00	122,46	24.492,00
Válvulas [€]	10.000,00	1	10.000,00	1	10.000,00
Outros [€]	80.000,00	1	80.000,00	1	80.000,00

Apêndice C – Estimativa de custos associados à aplicação de chillers de absorção na PM1 e PM2.

	Preço [€]	Quantidade	Total [€]
Tubagens [€/m]	200,00	400	80.000,00
Tanque de água [€]	7.000,00	1	7.000,00
Bombas [€/kW]	5.000,00	2	10.000,00
Permutador de calor ar-água [€]	10.000,00	2	20.000,00
Caudalímetro [€/uni]	1.500,00	1	1.500,00
Instrumentação [€/uni]	5.000,00	1	5.000,00
Válvulas [€]	10.000,00	1	10.000,00
Outros [€]	55.000,00	1	55.000,00
Total [€]			188.500,00

Apêndice D – Estimativa de custos associados à aplicação de chillers de absorção no O2.

	Preço [€]	Quantidade	Total [€]
Tubagens [€/m]	200,00	250	50.000,00
Tanque de água [€]	15.000,00	1	15.000,00
Bombas [€/kW]	6.000,00	2	12.000,00
Permutador de calor vapor-água [€]	15.000,00	1	15.000,00
Caudalímetro [€/uni]	1.500,00	1	1.500,00
Instrumentação [€/uni]	6.000,00	1	6.000,00
Válvulas [€]	15.000,00	1	15.000,00
Outros [€]	70.000,00	1	70.000,00
Total [€]			184.500,00