

Joel Rodrigues



Estudo, projeto e teste exp. de um pmtd de calor para recup. da energia contida nos gases de exaustão de uma caldeira doméstica

IPV - ESTGV | 2016

Instituto Politécnico de Viseu

Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu

Joel Ribeiro Rodrigues

Estudo, projeto e teste experimental de um permutador de calor para recuperação da energia contida nos gases de exaustão de uma caldeira doméstica

Novembro de 2016

Instituto Politécnico de Viseu

Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu

Joel Ribeiro Rodrigues

Estudo, projeto e teste experimental de um permutador de calor para recuperação da energia contida nos gases de exaustão de uma caldeira doméstica

Tese de Mestrado

em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

Professor Doutor João Luís Monney de Sá Paiva



Novembro de 2016

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo o dimensionamento, construção e estudo de um permutador de calor a aplicar numa caldeira doméstica de 20 kW, alimentada a peletes. Pretendeu-se com a aplicação daquele, realizar um pré-aquecimento da água, concretamente antes de entrar na caldeira, através do arrefecimento dos fumos e condensação de parte do vapor de água, transformando a caldeira numa caldeira de condensação.

Numa primeira fase, realizaram-se alguns ensaios à caldeira, nas condições à saída de fábrica, para recolher informações acerca do seu funcionamento. Destes ensaios, em primeiro lugar, retiraram-se conclusões sobre a sua eficiência térmica (na ordem dos 50 a 60 %). Em segundo lugar, obtiveram-se as informações necessárias para o dimensionamento do permutador, como sejam, caudal mássico de água, caudal mássico de fumos, temperatura da água na entrada da caldeira, temperatura dos fumos na saída da caldeira e concentração volúmica dos constituintes dos fumos.

Numa segunda fase, procedeu-se ao referido dimensionamento. Este, feito de forma iterativa, e considerando a operação da caldeira em três cargas de funcionamento diferentes, à carga baixa (P1), média (P3) e máxima (P5). Dimensionou-se um permutador capaz de arrefecer os fumos e de conseguir realizar parte da condensação do vapor de água, um permutador compacto de feixe de tubos escalonados e alhetados. Com esta introdução, esperava-se o aumento da eficiência térmica da caldeira para valores na ordem dos 90 %, em cada uma das cargas.

Em terceiro lugar, procedeu-se ao fabrico do permutador, realizado nas oficinas do departamento de Engenharia Mecânica do IPV. Esta dividiu-se por duas etapas: a primeira, o corte dos materiais (tubos e alhetas); a segunda, a montagem dos tubos e alhetas.

Em quarto lugar, o permutador construído foi aplicado na caldeira e realizaram-se vários ensaios, nas diferentes cargas, de forma a avaliar tanto o funcionamento daquele como da caldeira, bem como a tirar conclusões acerca da variação do rendimento térmico da caldeira após aplicação do permutador.

No final dos ensaios, verificou-se que o permutador, embora com uma eficiência aquém do que se esperava (cerca de 40 a 50 %), fez com que o rendimento da caldeira tivesse aumentado para valores em volta dos 80 %. Um estudo simples, apresentado no final desta tese, acerca da viabilidade da aplicação deste permutador permitiu concluir que se conseguiriam economizar entre 600 a 800 kg de peletes por ano (ao preço dos peletes à data, representava uma economia de 100 a 130 €/ano).

Palavras-chave: Caldeira doméstica, Permutador de calor, Condensação, Eficiência Energética, Peletes.

ABSTRACT

This study aimed to design, construction and study of a heat exchanger to apply in a domestic pellet boiler of 20 kW. The intention with the application thereof, to perform a preheating of the water, particularly before entering the boiler, through the cooling of the smoke and condensation of the water vapor, transforming the boiler in a condensing boiler.

Initially, there were some trials to the boiler, on conditions at the plant output, to collect information about its operation. Of these trials, first, withdrew conclusions on its thermal efficiency (in the order of 50 to 60%). Secondly, there were obtained the necessary information for the design of the heat exchanger, such as, water mass flow, mass flow of vapor, water temperature in the boiler inlet, temperature of the flue gases in the boiler exit and volume concentration of the constituents of flue gas.

In a second phase, it proceeded to said sizing. This made iteratively, and considering the boiler operation in three different operating loads, the low load (P1), medium (P3) and maximum (P5). A scaled-exchanger can cool the smoke and accomplish the condensation of the water vapor, a compact exchanger bundle of finned tubes and staggered. With this introduction, it was hoped to increase the thermal efficiency of the boiler to values of around 90% in each of the loads.

Third, it proceeded to the manufacture of the heat exchanger, made in the workshops of the Mechanical Engineering department of IPV. This was divided in two stages: first, the cutting of materials (tubes and fins); the second assembly of tubes and fins.

Fourthly, the built exchanger was used in the boiler and were performed various tests on different loads in order to evaluate both the function thereof as the boiler, and to draw conclusions about the variation of the thermal efficiency of the boiler after application of exchanger.

At the end of the tests, it was found that the heat exchanger, but with an efficiency below the expected (about 40 to 50%), made the boiler efficiency had increased to values around 80%. A simple study, presented at the end of this thesis, on the feasibility of applying this exchanger concluded that if they could save between 600 to 800 kg of pellets per year (the price of pellets to date, representing a saving 100-130 €/year).

Keywords: Domestic Boiler, Heat Exchanger, Condensation, Energy Efficiency, Pellets.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, ao meu orientador, Professor João Luís Monney de Sá Paiva, por toda a disponibilidade, todas as conversas de incentivo, partilha de conhecimentos, opiniões e críticas transmitidas durante a realização deste trabalho.

Em segundo lugar, agradeço à Engenheira Tânia Ferreira, por toda a disponibilidade, pelos conhecimentos transmitidos, pela ajuda disponibilizada e compreensão (pelos barulhos e libertação de fumos) durante a realização dos ensaios.

Em terceiro lugar, agradeço ao Engenheiro Nelson Santos, por toda a ajuda prestada na produção do permutador, assim como, opiniões e conhecimentos transmitidos para a realização da montagem do permutador.

Finalmente, agradeço a toda a minha família, especialmente aos meus pais, por todo o apoio, incentivo e compreensão prestados em todos os momentos da realização deste trabalho.

Índice

Índice.....	ix
LISTA DE FIGURAS.....	xi
LISTA DE TABELAS.....	xiii
Nomenclatura.....	xv
1. Introdução.....	1
1.1. Panorama Energético Mundial.....	2
1.2. Situação de Energia em Portugal.....	5
1.3. Objetivos.....	7
1.4. Limitações.....	8
2. Biomassa.....	9
2.1. Fontes de Biomassa.....	10
2.2. Processos de conversão da Biomassa em energia.....	11
2.3. Peletes.....	13
2.3.1. Mercado dos peletes.....	15
2.3.2. Processo de peletização.....	15
3. Caldeiras a peletes.....	21
3.1. Caldeiras de condensação a peletes.....	24
3.2. Caldeira de condensação <i>versus</i> caldeira convencional.....	24
4. Permutadores de calor.....	29
4.1. Conceitos básicos de dimensionamento de permutadores.....	34
4.2. Condensação de vapor na presença de gases não condensáveis.....	42
5. Dimensionamento do permutador de calor.....	45
5.1. Marchas de cálculo para o dimensionamento.....	47
5.1.1. Marcha de cálculo para calcular o coeficiente de transferência de calor do lado da água.....	53
5.1.2. Marcha de cálculo para calcular o coeficiente de transferência de calor do lado dos fumos.....	54
6. Instalação experimental.....	61
6.1. Descrição da instalação.....	61
6.2. Descrição da caldeira.....	62
6.3. Metodologia experimental.....	64
6.3.1. Medição do consumo de peletes.....	64
6.3.2. Medição de temperaturas.....	64

6.3.3.	Medição do caudal mássico de água.....	64
6.3.4.	Medição do caudal mássico de gases de combustão.....	65
6.3.5.	Medição da composição dos gases de combustão	65
7.	Resultados experimentais e discussão	67
7.1.	Metodologia de cálculo	67
7.2.	Resultados e discussão dos ensaios experimentais	70
7.2.1.	Resultados sem permutador	70
7.2.2.	Espectativas de funcionamento da caldeira com a utilização do permutador ...	76
7.2.3.	Resultados com a utilização do permutador.....	77
7.3.	Custo <i>versus</i> benefício.....	82
8.	Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.....	85
9.	Referências	89
Anexos	93
Anexo A:	Desenhos do permutador (usados na sua produção).....	93
Anexo B:	Condições de operação da caldeira e expectativas do permutador.....	97
Anexo C:	Análise de incertezas.....	98

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Trilema Energético Mundial (WEC, 2015).	2
Figura 2: Procura de energia primária por combustível entre 2000 e 2040 (IEA, 2015).	3
Figura 3: Procura de energia primária por região em 2040 (IEA, 2015).	4
Figura 4: Geração mundial de eletricidade por tipo de energia (IEA, 2015).	4
Figura 5: Evolução da dependência energética de Portugal (DGEG, 2016).	5
Figura 6: Produção de energia de Portugal, por fonte (IEA, 2016).	6
Figura 7: Consumo de energia primária em Portugal entre 1973 e 2014 (IEA, 2016).	6
Figura 8: O contributo da Energia Renovável no consumo de energia primária em Portugal, 2014 (DGEG, 2016).	7
Figura 9: Ciclo de carbono (IDAE, 2007).	10
Figura 10: Origens da biomassa (IDAE, 2007).	11
Figura 11: Técnicas e produtos da conversão da biomassa (Enersilva, 2007).	12
Figura 12: Peletes (Pinewells, 2016).	14
Figura 13: Previsão do mercado de peletes de madeira. (wwrgroup, 2016).	15
Figura 14: Etapas pelas quais passa a matéria-prima até se obterem os peletes (Dias et al., 2012).	16
Figura 15: Corte transversal de um moinho de martelos (Dias et al., 2012).	17
Figura 16: Modelos de peletizadoras de matriz cilíndrica (esquerda) e matriz plana (direita) (Dias et al., 2012).	18
Figura 17: Caldeira a Peletes (Oberberger e Thek, 2010).	21
Figura 18: Queimadores a peletes: 1) Alimentação inferior; 2) Alimentação horizontal; 3) Alimentação pelo topo (Perez-Jimenez, 2015)).	22
Figura 19: Exemplo de sistema de armazenamento e autoalimentação de peletes (Dern, 2016).	23
Figura 20: Caldeira a peletes com condensação dos gases de combustão integrada (Oberberger e Thek, 2010).	24
Figura 21: Fluxo de calor de uma caldeira: a) convencional b) de condensação (Cooke, 2005) 25	25
Figura 22: Curva típica da eficiência de uma caldeira de condensação (HVAC HESS, 2016).	26
Figura 23: Eficiência de uma caldeira de condensação, a gás natural, em função da temperatura dos gases de combustão sob diferentes rácios de ar/combustível (Chen et al., 2010).	27
Figura 24: Temperatura do ponto de orvalho dos gases de combustão (The Engineering Tool Box, 2016a).	27
Figura 25: Pontos de condensação versus excesso de ar de alguns combustíveis (The Engineering Tool Box, 2016b).	28
Figura 26: Esquema de um permutador de calor de duplo tubo (Shah e Sekulié, 2003).	30
Figura 27: Esquema de um permutador de calor de carcaça e tubo (Çengel, 2007).	30
Figura 28: Esquema de um permutador em serpentina (LZ, 2016).	31
Figura 29: Permutadores de placas (Sedical, 2016).	31
Figura 30: Esquema de permutadores de calor de superfície estendida: (a) Tubos alhetados individualmente; (b) arranjo de tubos alhetados (Shah e Sekulié, 2003).	32
Figura 31: Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados a um permutador de calor de duplo tubo (Çengel, 2007).	33

Figura 32: Diferentes configurações de escoamentos em trocadores de escoamento cruzado (Çengel, 2007).	33
Figura 33: Rede de resistências térmicas associada à transferência de calor num permutador de calor de duplo tubo (Çengel, 2007).	35
Figura 34: a) Resistências térmicas; b) Circuito térmico para um permutador de calor (Shah e Sekulić, 2003)	36
Figura 35: Variação da temperatura dos fluidos num permutador de calor de duplo tubo em escoamento paralelo (Çengel, 2007).	38
Figura 36: Fator de correção F para permutadores de calor de carcaça e tubos e permutadores de escoamento cruzado (Çengel, 2007).	39
Figura 37: Relações de eficiência para permutadores de calor (Çengel, 2007).	41
Figura 38: Distribuição da temperatura e fração mássica de vapor de água e gases não condensáveis para gases de combustão húmidos (Shi et al., 2011).	42
Figura 39: Curva típica do valor de UA em função do Calor Real (W).	48
Figura 40: Alhetas planas em tubos circulares (Shah e Sekulić, 2003).	50
Figura 41: Curva de UA versus Calor real para carga baixa (P1).	57
Figura 42: Curva de UA versus Calor real para carga média (P3).	57
Figura 43: Curva de UA versus Calor real para carga máxima (P5-a).	58
Figura 44: Curva de UA versus Calor real para carga máxima (P5-b).	58
Figura 45: Montagem final do permutador (1).	59
Figura 46: Montagem final do permutador (2).	60
Figura 47: Montagem final do permutador (3).	60
Figura 48: Instalação experimental sem permutador (Ferreira, 2013).	61
Figura 49: Instalação experimental com permutador.	61
Figura 50: Instalação experimental do permutador.	62
Figura 51: Caldeira utilizada nos ensaios (Pinto, 2015).	63
Figura 52: Curva típica de temperaturas na carga P1.	71
Figura 53: Curva típica de temperaturas na carga P3.	72
Figura 54: Curva típica de temperaturas na carga P5.	73
Figura 55: Permutador em operação, vestígios de condensação (1).	81
Figura 56: Permutador em operação, vestígios de condensação e incrustações (impurezas e cinzas) (2).	81
Figura 57: Permutador em operação, vestígios de condensação e incrustações (3).	82
Figura 58: Dimensões dos tubos do permutador.	93
Figura 59: Dimensões das alhetas do permutador.	94
Figura 60: Dimensões do permutador.	95
Figura 61: Perspetiva 3D do permutador dimensionado.	96
Figura 62: Construção final do permutador.	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condições iniciais (considerações para o dimensionamento).....	46
Tabela 2: Dimensões e características do permutador dimensionado.....	55
Tabela 3: Dimensões e características do permutador construído.	56
Tabela 4: Parâmetros do permutador construído.	56
Tabela 5: Expectativas do permutador construído.	59
Tabela 6: Composição imediata e elementar dos peletes utilizados.....	70
Tabela 7: Composição típica dos fumos na carga P1.	74
Tabela 8: Composição típica dos fumos na carga P3.	74
Tabela 9: Composição típica dos fumos na carga P5.	74
Tabela 10: Condições de operação da caldeira nas condições à saída de fábrica.	75
Tabela 11: Condições de operação da caldeira e expectativas do permutador.	76
Tabela 12: Influência do permutador (teórico) na eficiência da caldeira.	77
Tabela 13: Resultados obtidos dos ensaios realizados à caldeira operando com o permutador.	78
Tabela 14: Resultados da operação do permutador.....	78
Tabela 15: Influência do permutador na eficiência térmica da caldeira.....	79
Tabela 16: Influência do permutador no consumo de peletes.	80
Tabela 17: Condições de operação da caldeira e expectativas do permutador.	97
Tabela 18: Exatidão e resolução dos equipamentos de medição (Pinto, 2015).	99
Tabela 19: Incertezas associadas à medição da temperatura da água na entrada do permutador.	99
Tabela 20: Incertezas associadas à medição da temperatura da água na saída do permutador.	100
Tabela 21: Incertezas associadas à medição da temperatura da água na saída da caldeira.	100
Tabela 22: Incertezas associadas à medição da temperatura dos fumos.....	101
Tabela 23: Incerteza associada à medição do caudal de água.....	101
Tabela 24: Incertezas associadas à medição do caudal de peletes.	103
Tabela 25: Incertezas aleatórias associadas à medição da concentração dos gases de exaustão.	103
Tabela 26: Incertezas sistemáticas associadas à medição da concentração dos gases de exaustão.	103
Tabela 27: Incertezas totais associadas à medição da concentração dos gases de exaustão. .	104

Nomenclatura

A	Área da superfície de transferência de calor (m^2)
A_f	Área das alhetas (m^2)
A_i	Área total de transferência de calor do lado da água (m^2)
A_o	Área total de transferência de calor do lado dos fumos (m^2)
A_p	Área associada aos tubos expostos do lado dos fumos (m^2)
A_s	Área de transferência de calor do permutador de calor (m^2)
B	Força motriz de transferência de massa
c	Razão de capacidades
$c_{\text{água}}$	Calor específico da água (kJ/kg-K)
C_c	Taxa de capacidade térmica do fluido frio (J/s-K)
C_h	Taxa de capacidade térmica do fluido quente (J/s-K)
$C_{\text{máx}}$	Maior valor da taxa de capacidade térmica entre os fluidos (J/s-K)
C_{min}	Menor valor da taxa de capacidade térmica entre os fluidos (J/s-K)
$\text{Consumo}_{\text{anual}}$	Consumo anual de peletes (kg)
c_{pc}	Calor específico do fluido frio (kJ/kg-K)
$c_{p,\text{fumos}}$	Calor específico dos fumos (kJ/kg-K)
c_{ph}	Calor específico do fluido quente (kJ/kg-K)
$\text{Custo}_{\text{anual}}$	Custo anual de peletes consumidos (€)
d_i	Diâmetro interior do tubo (m)
d_o	Diâmetro exterior do tubo (m)
f	Coefficiente de atrito de Darcy
h	Coefficiente de transferência de calor ($W/m^2\text{-K}$)
h_{fg}	Entalpia de vaporização (kJ/kg)
j	Factor de Colburn

Ja	Número de Jakob
k	Condutividade térmica (W/m-K)
k_a	Condutividade térmica do aço (W/m-K)
L_1	Comprimento do permutador segundo a direção dos tubos (m)
L_2	Comprimento longitudinal do permutador (m)
L_3	Comprimento transversal do permutador (m)
Le	Número de Lewis
$\dot{m}_{\text{água}}$	Caudal mássico de água (kg/s)
\dot{m}_c	Caudal mássico do fluido frio (kg/s)
\dot{m}_{fumos}	Caudal mássico de fumos (kg/s)
\dot{m}_h	Caudal mássico do fluido quente (kg/s)
\dot{m}_{peletes}	Caudal mássico de peletes (kg/s)
\dot{m}_v	Caudal mássico do vapor de água (kg/s)
n	Número de passagens de tubos
N_f	Número de alhetas por unidade de comprimento
N_t	Número de tubos
NTU	Número de unidades de transferência
Nu	Número de Nusselt
PCI_{peletes}	Poder calorífico inferior dos peletes (kJ/kg)
P_{fumos}	Pressão dos fumos (kPa)
Pr	Número de Prandtl
P_{sat}	Pressão de saturação do vapor de água (kPa)
$\dot{Q}_{\text{caldeira}}$	Potência térmica transferida para a água na caldeira (kW)
$\dot{Q}_{\text{condensação}}$	Taxa de energia recuperada pela condensação de vapor de água presente nos fumos (kW)
$\dot{Q}_{\text{fornecido}}$	Potência térmica fornecida à caldeira (kW)
\dot{Q}_{fumos}	Perdas térmicas dos fumos (kW)

$\dot{Q}_{latente\ disponível}$	Energia disponível para condensar (kW)
$\dot{Q}_{máx}$	Taxa de transferência de calor máxima possível no permutador (kW)
$\dot{Q}_{outras\ perdas}$	Outras perdas térmicas da caldeira (kW)
$\dot{Q}_{permutador}$	Potência térmica transferida para a água no permutador (kW)
\dot{Q}_{real}	Taxa de transferência de calor real no permutador (kW)
$\dot{Q}_{sensível}$	Calor recuperado pelo arrefecimento dos fumos (kW)
R_c	Resistência de convecção do lado do fluido frio (K/W)
$R_{c,f}$	Resistência de incrustação do lado do fluido frio (K/W)
Re	Número de Reynolds
R_h	Resistência de convecção do lado do fluido quente (K/W)
$R_{h,f}$	Resistência de incrustação do lado do fluido quente (K/W)
R_w	Resistência térmica da parede (K/W)
s	Espaçamento entre alhetas (m)
$T_{água,\ entrada}$	Temperatura da água na entrada do permutador (°C)
$T_{água,\ média}$	Temperatura média da água no permutador (°C)
$T_{água,\ saída}$	Temperatura da água na saída do permutador (°C)
$T_{c,entrada}$	Temperatura do fluido frio à entrada do permutador (°C)
$T_{c,saída}$	Temperatura do fluido frio à saída do permutador (°C)
$T_{entrada,\ caldeira}$	Temperatura da água à entrada na caldeira (°C)
$T_{entrada,\ permut.}$	Temperatura da água à entrada do permutador (°C)
$T_{fumos,\ entrada}$	Temperatura dos fumos na entrada do permutador (°C)
$T_{fumos,\ média}$	Temperatura média fumos (°C)
$T_{h,entrada}$	Temperatura do fluido quente à entrada do permutador (°C)
$T_{h,saída}$	Temperatura do fluido quente à saída do permutador (°C)
$T_{saída,\ caldeira}$	Temperatura da água à saída da caldeira (°C)
$T_{saída,\ permut.}$	Temperatura da água à saída do permutador (°C)

T_{sat}	Temperatura de saturação do vapor de água dos fumos (°C)
T_w	Temperatura da parede (°C)
U	Coefficiente global de transferência de calor (W/m ² -K)
$V_{máx}$	Velocidade máxima do escoamento (m/s)
X_l	Passo longitudinal (m)
X_t	Passo transversal (m)
W_v	Fração mássica de vapor (% Volume)

Símbolos gregos

$\Delta m_{peletes}$	Varição da massa de peletes num determinado período de tempo (kg)
Δt	Intervalo de tempo (s)
ΔT	Diferença de temperatura (°C)
ΔT_{ln}	Diferença de temperatura média logarítmica (°C)
δ	Espessura da alheta (m)
ε	Eficiência do permutador
$\varepsilon_{permutador}$	Eficiência do permutador
η_0	Eficiência da superfície alhetada
η_f	Eficiência da alheta
$\eta_{térmico,cp}$	Rendimento térmico da caldeira com permutador (%)
$\eta_{térmico,sp}$	Rendimento térmico da caldeira sem permutador (%)

Abreviaturas

IPV	Instituto Politécnico de Viseu
WEC	Conselho Mundial da Energia
IEA	Agência Internacional de Energia
FER	Fonte de Energia Renovável

1. Introdução

A energia está presente em todas as atividades desenvolvidas pelo Homem. De fato, a evolução até ao atual estado da sociedade, apenas foi possível recorrendo às diversas fontes de energia disponíveis na Natureza. Até ao Século XVIII, o Homem satisfaz as suas atividades recorrendo à combustão da madeira, à força dos animais, à força dos ventos e à força das águas (fontes de energia renovável). Nesta altura, surge a Revolução Industrial e verificou-se a mudança deste paradigma. Com a Revolução Industrial, inicia-se a utilização das máquinas (quer para fins produtivos, quer para fins de transporte) e estas necessitaram de fontes de energia mais potentes, como o carvão e o petróleo (fontes de energia fóssil).

A abundância e preço baixo das energias fósseis permitiram que a Humanidade atingisse o atual estado evolutivo (social, tecnológico, industrial, etc.). No entanto, a utilização, por vezes abusada e descontrolada, destas fontes de energia levanta hoje duas grandes problemáticas: por um lado, sabe-se que estas fontes de energia não são renováveis e irão acabar, o que questiona a disponibilidade/sustentabilidade energética das gerações futuras; por outro lado, a combustão das energias fósseis liberta dióxido de carbono, e outros gases, que contribuem para o efeito de estufa do planeta, consequentemente para o seu aquecimento global e alterações climáticas.

A problemática da energia é de tal forma importante e pertinente, que têm sido criadas, ao longo dos tempos, várias instituições para estudarem estes temas imparcialmente, de forma a auxiliar os decisores políticos e líderes do sector energético a tomar decisões. O Conselho Mundial da Energia (WEC) é uma das instituições destinada a estudar os assuntos respeitantes à energia e, desenvolveu o conceito do “Trilema da Energia”.

Segundo o WEC (WEC, 2014), atualmente existe um triplo desafio energético de garantir uma energia segura, acessível e ambientalmente responsável. A mesma instituição indica as vias para equilibrar o trilema da energia, ajudando os responsáveis políticos a concretizar projetos energéticos sustentáveis:

- Segurança Energética (*Energy Security*): a gestão eficaz do fornecimento de energia primária de origem nacional ou externa, a fiabilidade da infraestrutura e a capacidade dos fornecedores de energia garantirem a satisfação da procura atual e futura.
- Equidade Energética (*Energy Equity*): acesso, a preços comportáveis, ao fornecimento de energia, por toda a população.
- Sustentabilidade ambiental (*Environmental Sustainability*): engloba a obtenção de eficiências tanto do lado da oferta como da procura e o desenvolvimento da produção de energia a partir de fontes renováveis ou outras de baixo carbono.

O WEC quantifica e classifica os países em termos da sua capacidade de fornecer um sistema de energia segura, acessível e ambientalmente sustentável. A cada país é dada uma pontuação que destaca o equilíbrio entre as três vertentes do trilema energético. De acordo com o Índice do Trilema Energético de 2015 (WEC, 2015), a Suíça é o país que

apresenta melhor desempenho no contexto do trilema energético, por sua vez, Portugal ocupa a posição número trinta e quatro num total de cento e trinta países considerados. A Fig. 1, apresenta os dez países com melhor desempenho no âmbito do trilema energético e, os dez países com melhor desempenho em cada vertente do trilema.



Figura 1: Trilema Energético Mundial (WEC, 2015).

1.1. Panorama Energético Mundial

De acordo com a IEA (IEA, 2015), espera-se que a procura de energia continue a crescer até 2040. Segundo a *New Policies Scenario* (IEA, 2015), a procura de energia primária aumentará globalmente cerca de um terço entre 2013 e 2040 atingindo, no último ano, os 17 900 Mtep. Apesar dos esforços realizados na tentativa de diminuir a dependência das energias fósseis, estas continuarão a representar o grosso do consumo energético até 2040 (Fig. 2).

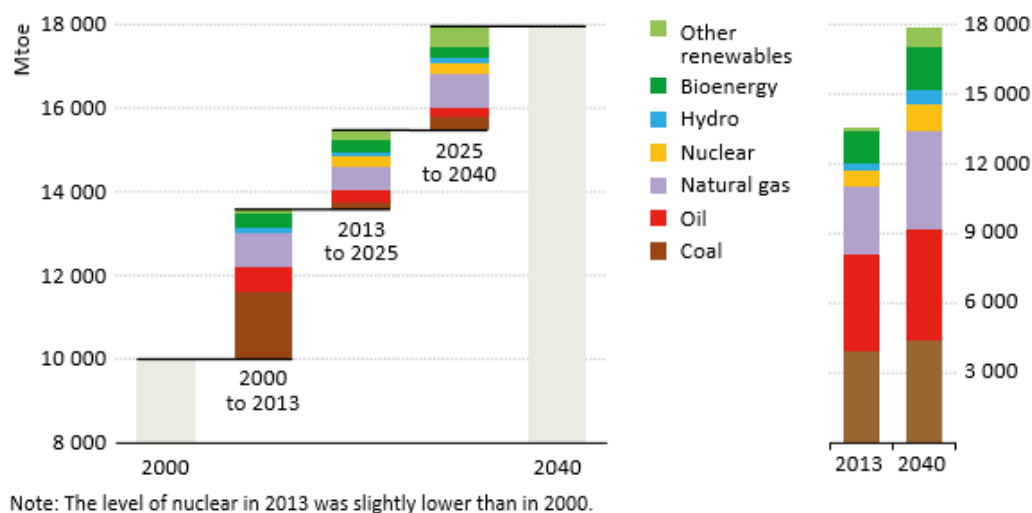


Figura 2: Procura de energia primária por combustível entre 2000 e 2040 (IEA, 2015).

De acordo com a IEA (IEA, 2015), a procura de energia primária aumentará para todos os combustíveis, até 2040. Deste crescimento, as energias renováveis representarão em conjunto 34%, o gás natural 31%, a energia nuclear 13%, o petróleo 12% e o carvão 10%. As energias renováveis não-hídricas e o gás natural terão um crescimento acelerado depois de 2025, já o crescimento da procura de petróleo tenderá a diminuir ao longo do tempo e a procura do carvão permanecerá relativamente baixa durante todo o período de projeção. Em 2040, o petróleo e o carvão abandonarão coletivamente uma quota de 9% da matriz energética global, enquanto a quota das energias renováveis aumentará (em 5%), assim como o gás natural (2%) e a energia nuclear (2%).

Segundo a IEA (IEA, 2015), as tendências regionais de energia já estão diversificadas e assim o continuarão. Por um lado, haverá países a recorrer aos combustíveis fósseis para alimentar o seu progresso económico e industrial, nomeadamente países em desenvolvimento, como a China e Índia. Por outro lado, haverá outros países a tentar reduzir a dependência desses combustíveis, através da promoção das energias renováveis. No entanto, e como sugere a Fig. 3, a maioria dos países continuará a recorrer às energias fósseis e a maior percentagem do consumo será assegurada por estas.

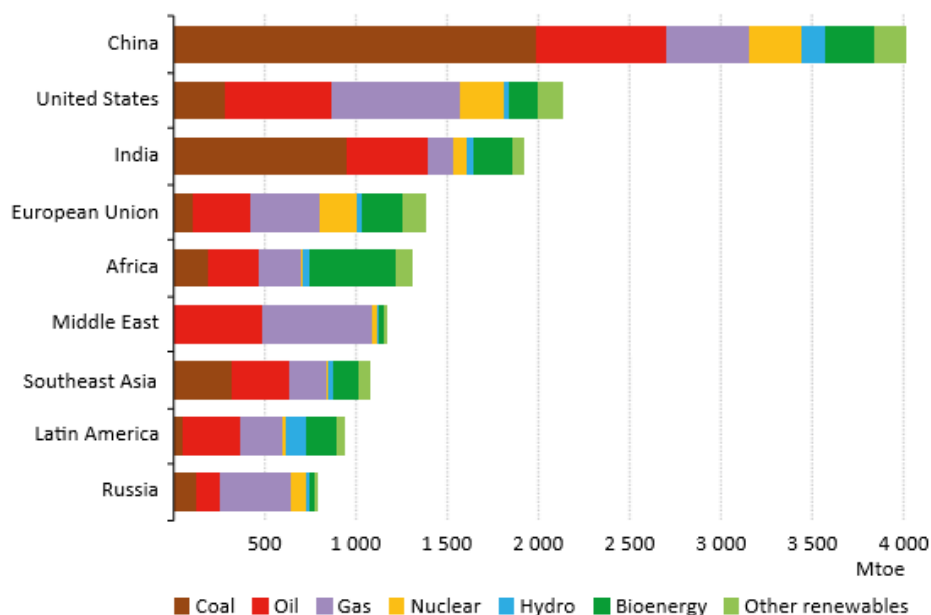
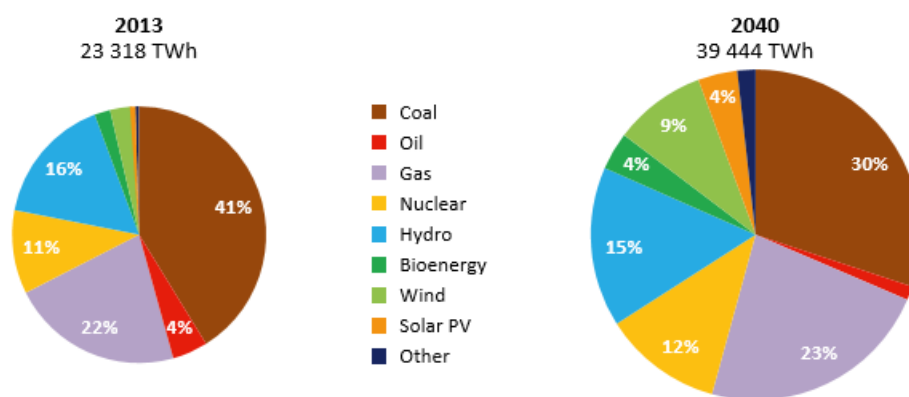


Figura 3: Procura de energia primária por região em 2040 (IEA, 2015).

De acordo com a IEA (IEA, 2015), o consumo de eletricidade continuará a crescer, ao mesmo tempo que haverá um esforço para reduzir as consequências ambientais da sua geração. Serão realizados vários esforços no sentido de garantir um fornecimento elétrico de baixo carbono: primeiro, através do aumento da utilização de energias renováveis na sua produção; segundo, pela utilização de combustíveis fósseis menos intensivos em carbono na sua produção (ou seja, substituição do carvão pelo gás natural); por último, melhoria da eficiência quer na geração (redução da procura de combustível fóssil), quer dos consumidores (diminuição da procura de eletricidade).



Note: Other includes geothermal, concentrating solar power and marine.

Figura 4: Geração mundial de eletricidade por tipo de energia (IEA, 2015).

Conforme apresentado na Fig. 4, a procura de energia elétrica aumentará de 2013 para 2040. Verifica-se que, haverá tendência a aumentar a geração de energia elétrica através de fontes de energia renováveis. No entanto, apesar deste esforço, as energias não renováveis (nomeadamente, carvão e gás natural), serão responsáveis pela produção de mais de 50% da energia elétrica em 2040.

Relativamente ao panorama energético mundial, resumidamente, pode concluir-se que apesar do incentivo por parte dos líderes políticos à utilização das energias renováveis, as energias fósseis continuarão a representar (pelo menos até 2040) as principais fontes de energia. É de realçar que a Bioenergia é a fonte de energia renovável mais utilizada mundialmente, conforme se pode visualizar nas Fig. 2 e 3.

1.2. Situação de Energia em Portugal

De acordo com a Direção Geral da Energia e Geologia (DGEG, 2016) historicamente, Portugal apresenta uma dependência energética elevada, entre 80 e 90%, consequência da inexistência de produção nacional de fontes de energia fóssil, como o Petróleo ou Gás Natural, que têm um peso muito significativo no mix de consumo energético. No entanto, como se pode ver na Fig. 5, nos últimos tempos a sua dependência tem baixado para níveis inferiores a 80%, fruto do investimento nas Fontes de Energias Renováveis e na Eficiência Energética realizado nos últimos anos. Contudo, a dependência energética é influenciada negativamente em anos secos (como 2005 ou 2008), uma vez que a componente hídrica é afetada, e consequentemente a produção de eletricidade.

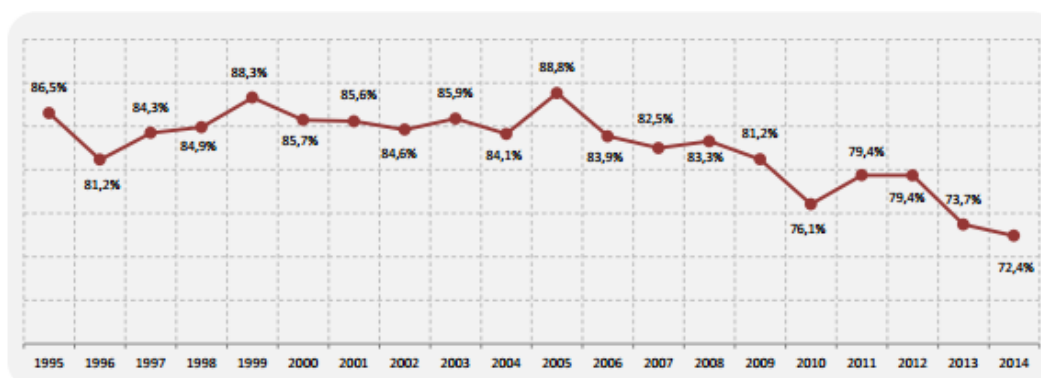


Figura 5: Evolução da dependência energética de Portugal (DGEG, 2016).

Como Portugal não tem fontes de energia fóssil (como carvão, petróleo ou gás natural) a sua produção energética deriva de energias renováveis. Segundo a IEA (IEA, 2016), Portugal em 2014 produziu 5,6 Mtep de energia, repartida pelas seguintes origens:

biocombustíveis e resíduos (52,2%); hídrica (23,9%), eólica (18,5%), geotérmica (3,1%) e solar (2,3%).

A Fig. 6, apresenta a produção energética portuguesa por fonte energética desde 1973 até 2014. Como se pode visualizar, a produção é essencialmente de origem renovável, e teve tendência a aumentar no tempo. Uma vez que a produção vem de origem renovável, está dependente das condições atmosféricas/ambientais para a sua produção, razão pela qual se verificam altos e baixos na produção energética no período considerado.

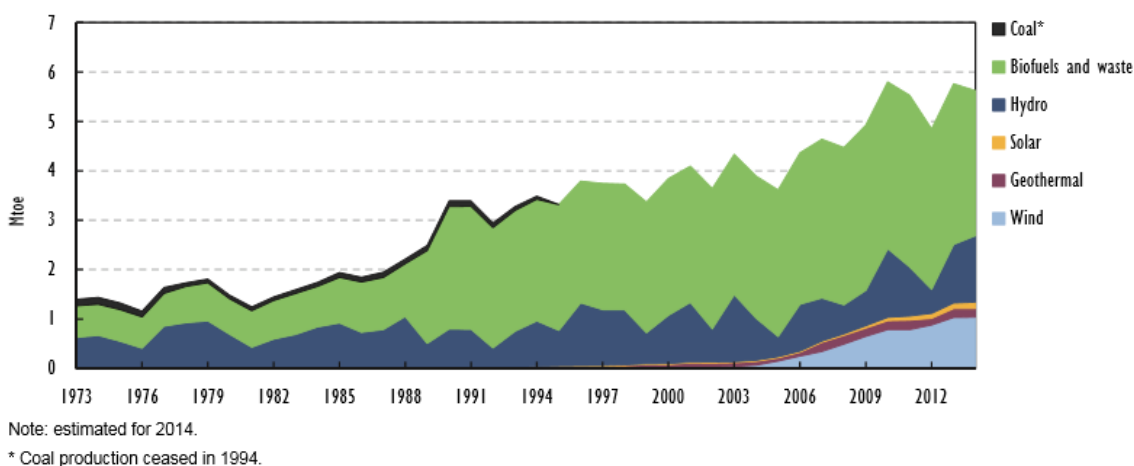


Figura 6: Produção de energia de Portugal, por fonte (IEA, 2016).

Segundo a IEA (IEA, 2016), Portugal, em 2014, registou um consumo de energia primária de 21,1 Mtep. Apesar do consumo ser 18,3% inferior relativamente a 2003, o governo português prevê que a procura recupere nos próximos anos e que em 2020 seja superior 13,5% relativamente a 2014 (Fig. 7).

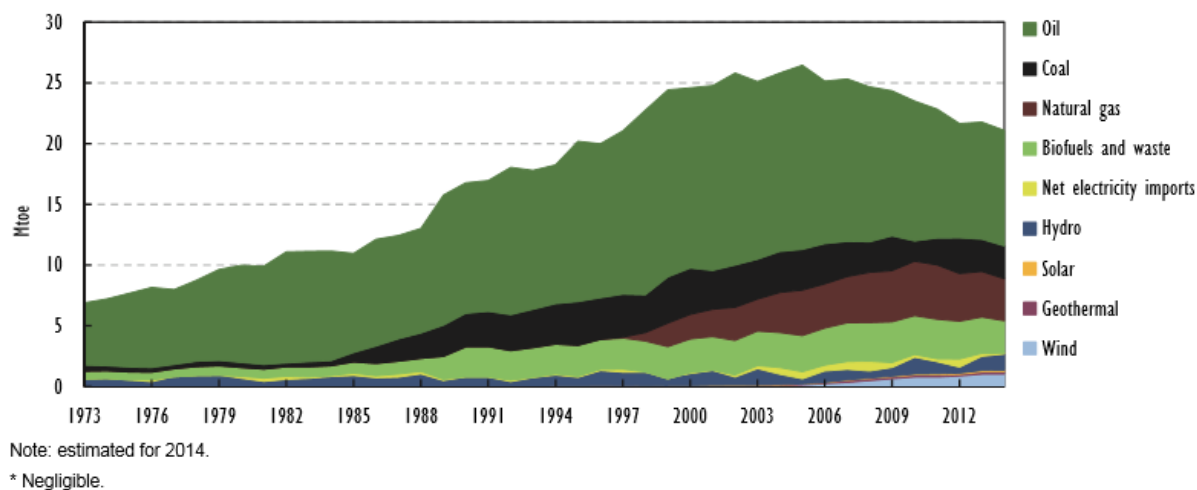


Figura 7: Consumo de energia primária em Portugal entre 1973 e 2014 (IEA, 2016).

Como referido anteriormente, Portugal em 2014 registou um consumo energético de 21,1 Mtep e uma produção de 5,6 Mtep. Aqui, mais uma vez, se realça a dependência

energética de Portugal. Segundo a IEA (2016), 74,3% da energia primária consumida veio de origem fóssil (45,1% do petróleo, 16,4% do gás natural e 12,7% do carvão) enquanto 25,4% veio de origem renovável.

Segundo a DGEG (2016), em 2014, 25,9% do consumo de energia primária registados em Portugal, foi assegurado por fontes de energia renováveis. Dentro destas, os principais contributos foram a Biomassa com 46%, a hidroeletricidade com 26% e a eólica com 19% (Fig. 8).

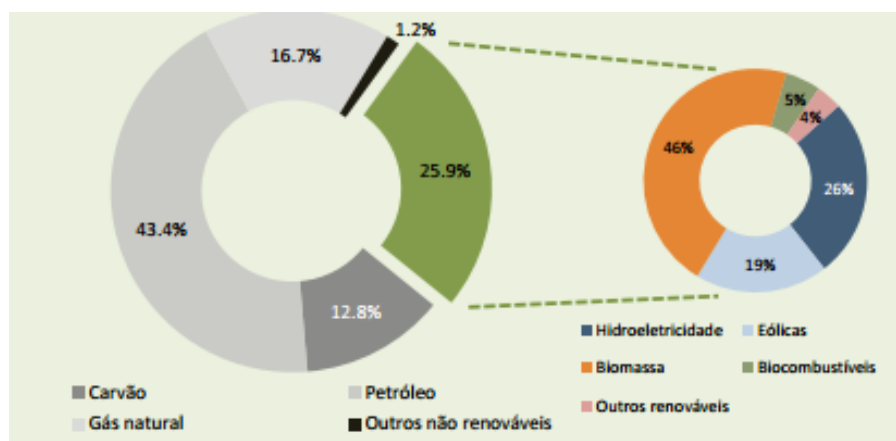


Figura 8: O contributo da Energia Renovável no consumo de energia primária em Portugal, 2014 (DGEG, 2016).

1.3. Objetivos

Em termos práticos, a situação energética global resolvia-se substituindo as energias fósseis pelas energias renováveis. Isto resolvia tanto a problemática ambiental como a sustentabilidade energética, uma vez que são renováveis, logo nunca acabam, e a sua utilização não contribui para o aumento de gases produtores do efeito de estufa. Desde que, a sua produção seja realizada de forma sustentável e o ciclo de carbono respeitado. No entanto, não se pode abandonar a utilização de energias fósseis repentinamente visto que as energias renováveis não têm capacidade para satisfazer as atuais e futuras necessidades energéticas. Contudo, os líderes políticos têm demonstrado preocupação relativamente a este assunto e têm-se reunido esforços no sentido de diminuir tanto as emissões de dióxido de carbono como a dependência das energias fósseis, quer pela geração de energia por fontes renováveis, quer pela promoção da eficiência energética.

Esta dissertação surge como uma resposta ao atual contexto energético, apresentando uma solução de melhoria da eficiência térmica de uma caldeira doméstica de 20 kW, alimentada a peletes de madeira. A solução consiste no projeto, construção e avaliação (térmica e económica) de um permutador de calor utilizado para realizar um pré-aquecimento da água na entrada na caldeira, através do reaproveitamento da energia térmica presente nos fumos rejeitados para a atmosfera. A energia recuperada pode ser conseguida

pela condensação do vapor de água presente nos fumos, recuperando o seu calor latente, e convertendo a caldeira numa caldeira de condensação.

O objetivo deste trabalho consistiu no dimensionamento de um permutador de calor capaz de aumentar a eficiência térmica de uma caldeira, realizando um pré aquecimento da água, através do arrefecimento dos fumos (recuperação de calor sensível dos fumos) e condensação de parte do vapor de água neles presentes (recuperação de calor latente).

No presente trabalho apresenta-se uma proposta de um permutador de calor de feixe de tubos escalonados e alhetados. Este foi dimensionado, construído e, por fim, avaliado o seu desempenho, através de ensaios experimentais numa caldeira doméstica de 20 kW, como referido anteriormente.

1.4. Limitações

No recorrer deste trabalho, houve algumas limitações presentes nas várias etapas do seu procedimento:

- Limitações de cálculo/projeto: em primeiro lugar, destaco as limitações presentes no processo de dimensionamento, visto que foi feito através de um processo iterativo e, além disso, houve necessidade de assumirem algumas dimensões; em segundo lugar, destaco as limitações/dificuldades sentidas na determinação do coeficiente de transferência de calor do lado dos fumos, uma vez que o modelo utilizado para este efeito apresenta gamas de utilização diferentes (nomeadamente, limites de números de Reynolds) da situação em estudo.
- Limitações construtivas: o permutador foi construído nas oficinas do IPV, montado manualmente com os recursos existentes (máquinas e ferramentas), pelo que tivemos de adaptar a construção aos recursos disponíveis.
- Limitações económicas: procurou-se no decorrer deste trabalho ter em consideração o custo associado à produção do permutador. Assim, tentou-se projetar e construir um permutador que se enquadrasse nos objetivos pretendidos, de forma ponderada, para não haver demasiados custos associados.

2. Biomassa

A biomassa já foi a fonte de energia mais utilizada pelo Homem, perdendo a sua liderança há pouco mais de cem anos para a energia do carvão e, posteriormente, para o petróleo e gás natural, ficando a sua utilização reduzida praticamente a residências particulares em regiões agrícolas (Cortez et al., 2008).

A necessidade atual de se reduzir as emissões de gases promotores do efeito de estufa, assim como, de reduzir a dependência energética dos países exportadores de petróleo, têm levado alguns países a promover a utilização das energias renováveis, de forma que estas tenham uma participação mais significativa nas suas matrizes energéticas. A biomassa, conforme visto anteriormente, é a FER mais utilizada e a sua utilização tenderá a aumentar já que é das FER a que tem maior flexibilidade tanto de suprir as necessidades de energia elétrica como de satisfazer as necessidades do sector dos transportes (Cortez et al., 2008).

A biomassa pode ser uma solução para os problemas energéticos atuais, no entanto, segundo Cortez (Cortez et al., 2008) a disponibilidade energética da biomassa de um dado país deve ser considerada mediante três grandes restrições:

- Restrições ecológicas: garantir que a exploração da biomassa para fins energéticos não afeta a preservação do meio ambiente e a qualidade de vida.
- Restrições económicas: verificar se a biomassa explorada para fins energéticos não terá outro uso mais rentável (industrial ou alimentar). Além disso, analisar se os custos da biomassa explorada são compatíveis com os benefícios energéticos e comparáveis com os outros combustíveis.
- Restrições tecnológicas: existência ou não de processos e operações confiáveis para a conservação da biomassa em combustíveis de uso mais geral.

Assim, para se garantir o máximo aproveitamento da energia da biomassa é preciso conseguir um processo tecnológico eficiente e seguro, bem como, um modelo de gestão que garanta a sustentabilidade técnica económica e ambiental desta fonte energética.

A base de toda a biomassa começa nas plantas através da fotossíntese. A fotossíntese consiste num processo através do qual as plantas e organismos autotróficos transformam energia luminosa (proveniente do Sol) em energia química, processando o dióxido de carbono juntamente com a água e minerais. Deste processo, resulta a produção de compostos orgânicos (glicose e amido) e a libertação de oxigénio para a atmosfera. O processo da fotossíntese permite à planta acumular energia a partir da luz (solar) para usar no seu metabolismo. Assim, a biomassa pode ser considerada uma forma de armazenamento de energia solar (Portal das Energias Renováveis, 2016).

A utilização da biomassa para fins energéticos (por exemplo, através da combustão de madeira) não contribui para o aumento do dióxido de carbono (CO₂) na atmosfera contrariamente aos combustíveis fósseis. Durante a fotossíntese, as plantas absorvem o

dióxido de carbono da atmosfera e armazenam-no na sua estrutura celular. A queima da biomassa devolve à atmosfera o dióxido de carbono armazenado. No entanto, este dióxido de carbono é novamente capturado com o crescimento de uma nova planta, mantendo-se assim o ciclo de carbono atmosférico em equilíbrio (Fig. 9). Então, desde que se faça uma gestão sustentável das florestas e o ciclo de carbono não seja alterado, a combustão da biomassa não contribui para o aumento de CO₂ na atmosfera, contrariamente à combustão de combustíveis fósseis em que se liberta CO₂ que estava armazenado no interior da terra há milhões de anos (Secretaria de Energia, 2008).

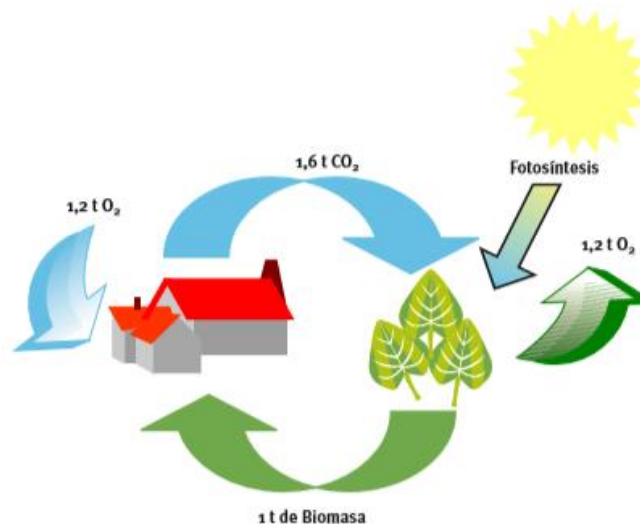


Figura 9: Ciclo de carbono (IDAE, 2007).

2.1. Fontes de Biomassa

O termo biomassa refere-se a toda a matéria orgânica, proveniente das árvores, plantas e resíduos de origem animal, que pode ser convertida em energia. As fontes de biomassa que podem ser utilizadas para fins de produção energética, cobrem uma ampla gama de materiais e origens (Fig. 10): resíduos provenientes da agricultura, resíduos provenientes da indústria florestal, resíduos urbanos, resíduos animais e, plantações energéticas (grandes plantações de árvores e plantas com objetivo de produzir energia – por exemplo, plantações de eucaliptos e choupos) (BUN-CA, 2002).

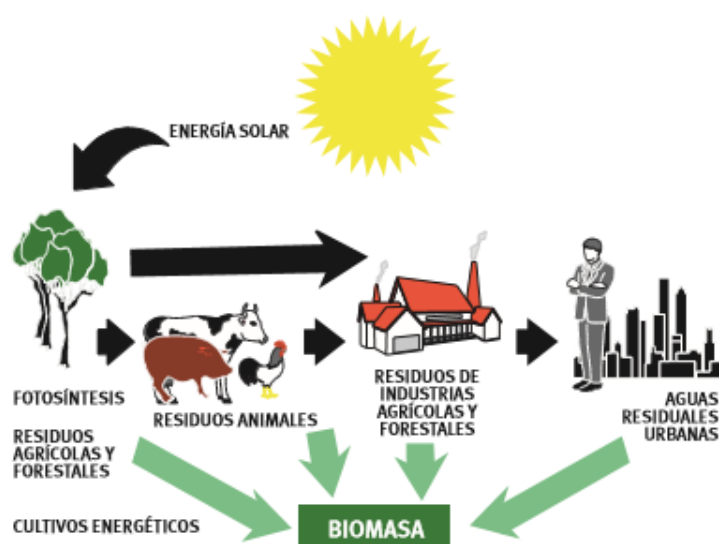


Figura 10: Origens da biomassa (IDAE, 2007).

2.2. Processos de conversão da Biomassa em energia

A forma mais comum de se utilizar a energia da biomassa tem sido através da sua combustão direta: através da sua queima em fogueiras a céu aberto, fornos, lareiras ou mesmo caldeiras, convertendo a sua energia interna em calor para satisfazer as necessidades de aquecimento, confecção de alimentos, produção de vapor e geração de eletricidade.

Os avanços tecnológicos têm permitido o desenvolvimento de processos mais eficientes e limpos de aproveitamento da energia da biomassa. Por exemplo, transformando-a em combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos, de utilização mais conveniente e eficiente (Fig. 11).

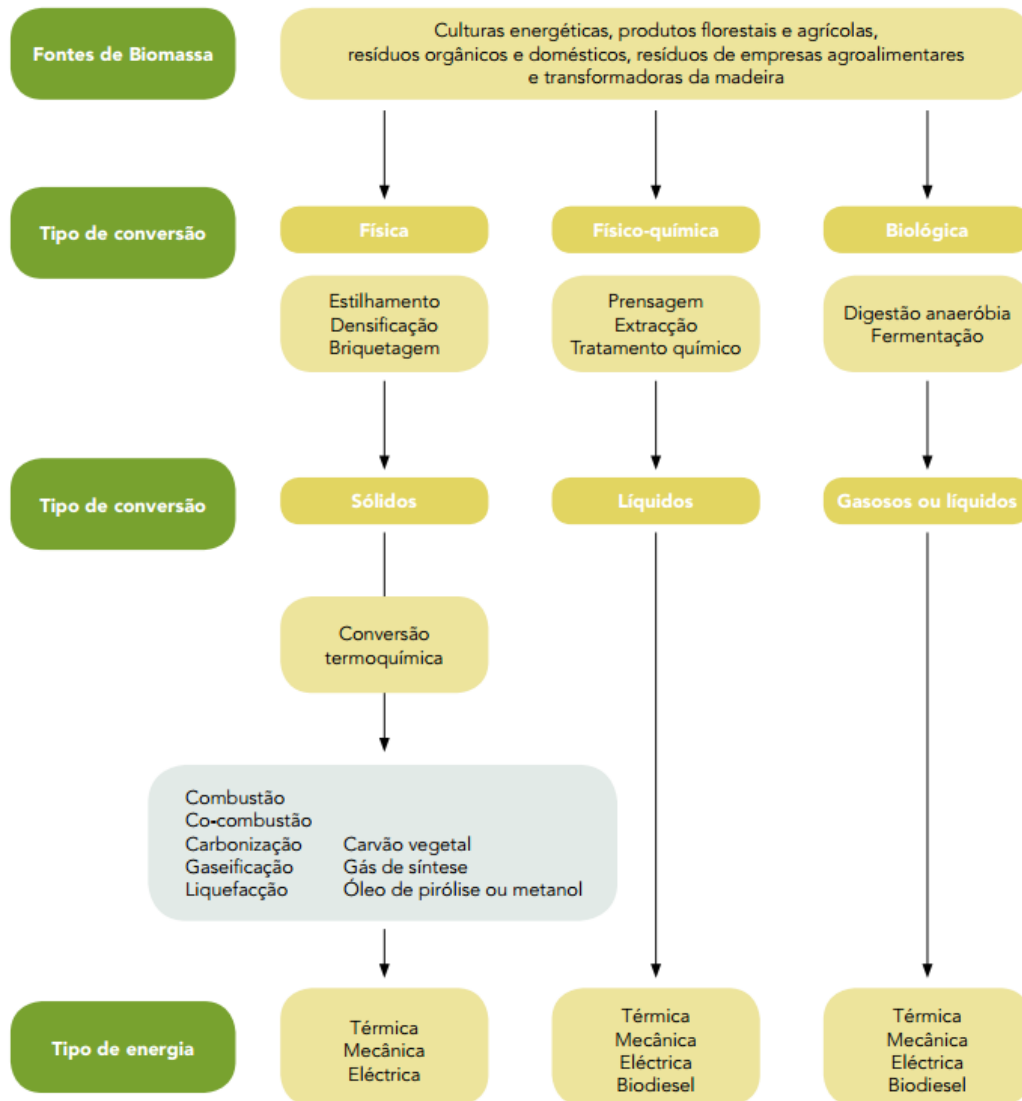


Figura 11: Técnicas e produtos da conversão da biomassa (Enersilva, 2007).

Segundo a BUN-CA (2002), o processo tradicional e mais comum de conversão da energia interna da biomassa em energia útil é feito através da sua combustão. Habitualmente, este processo é aplicado para gerar calor, que pode ser utilizado diretamente, na perspetiva mais comum, para cozinhar alimentos ou aquecimento, numa perspetiva mais industrial, na produção de vapor necessário em certos processos industriais e na geração de eletricidade. No entanto, este está restrito às fontes de biomassa em que isso é possível, maioritariamente, derivados das madeiras. Existem fontes de biomassa que dada a sua humidade e a sua origem (por exemplo, animal) são impossíveis/ineficientes de converter por este processo.

Como se pode visualizar pela Fig. 11, existem outros processos que permitem aproveitar a energia da biomassa. Normalmente, o passo é converter a energia da biomassa noutros tipos de combustíveis (sólidos, líquidos ou gasosos), mais fáceis de transportar e utilizar. Dentro destes processos de conversão da biomassa destacam-se:

- **Gaseificação:** consiste na queima incompleta da biomassa, de forma controlada, na presença de oxigênio de maneira a se produzir um gás (mistura de monóxido de carbono, hidrogênio, metano, e baixas proporções de CO₂ e azoto), denominado “gás pobre” por ter um poder calorífico baixo comparativamente ao gás natural, por exemplo. A gaseificação realiza-se num recipiente fechado, no qual se introduz o combustível e uma quantidade de ar menor do que aquela que seria necessária para realizar a combustão completa (Secretaria de Energia, 2008).

- **Pirólise ou carbonização:** processo semelhante à gaseificação, no qual se realiza uma combustão parcial e controlada da biomassa, para se obter como produto uma combinação variável de combustíveis sólidos (carvão vegetal), líquidos e gasosos. Geralmente, o produto principal da pirólise é o carvão vegetal, considerando-se os líquidos e gases como subprodutos deste processo (Secretaria de Energia, 2008).

- **Processos biológicos:** os processos biológicos baseiam-se na degradação da biomassa por ação de microrganismos, e podem ser divididos em dois grandes grupos: processos anaeróbicos (que se processam na ausência de ar) e os processos aeróbicos (processam-se na presença de ar) (Secretaria de Energia, 2008):

- **Processos anaeróbicos:** normalmente, neste tipo de processos utilizam-se resíduos animais ou vegetais de baixa relação carbono/azoto. Faz-se a sua fermentação anaeróbica num recipiente fechado que dá origem à produção de um gás combustível denominado biogás. A biomassa degradada resultante do processo de produção do biogás constitui um excelente fertilizante para as culturas agrícolas (Secretaria de Energia, 2008).

O biogás é constituído basicamente por metano (CH₄) e CO₂, podendo ser queimado da mesma forma que o gás natural.

- **Processo aeróbico:** a fermentação aeróbica de biomassas com altos conteúdos de açúcares dá origem à formação de álcoois (etanol) que é um combustível líquido com características similares aos que se obtêm através da refinação do petróleo (Secretaria de Energia, 2008).

As matérias-primas mais utilizadas na produção de álcoois são a cana-de-açúcar, mandioca e o milho.

2.3. Peletes

Sendo este trabalho envolta de uma caldeira alimentada a peletes é importante aprofundar alguns assuntos relativos a este combustível.

Os peletes são um combustível sólido e biológico, obtido pela compactação de resíduos da biomassa. Normalmente, apresentam-se como granulados cilíndricos, com 6 a 16 mm de diâmetro e 25 a 30 mm de comprimentos (Dias et al., 2012).



Figura 12: Peletes (Pinewells, 2016).

O processo produtivo dos peletes confere-lhe determinadas características que permitem contornar os maiores inconvenientes da biomassa, comparativamente aos combustíveis fósseis, nomeadamente, a sua baixa densidade energética, elevada humidade e heterogeneidade (Oberberger e Thek, 2010). Os principais motivos, que facilitaram a crescente aceitação dos peletes relativamente aos combustíveis fósseis e aos biocombustíveis convencionais (por exemplo, a madeira ou o cavaco), apresentam-se a seguir:

- Combustível biológico: aproveitamento de resíduos que antes eram descartados.
- Tamanho e forma homogênea: permite que a alimentação dos equipamentos de queima seja feita de forma automática. Além disto, é possível ajustar os parâmetros de queima (nomeadamente, entrada de ar e combustível) conseguindo-se uma combustão mais completa e eficiente.
- Baixo teor de humidade (5 a 10%) (Dias et al., 2012).
- Alta densidade energética: PCI superior comparativamente a outros combustíveis biológicos.
- Facilidade de armazenar e transportar: comparativamente a outros biocombustíveis não são necessárias grandes áreas de armazenamento.
- Limpeza do combustível: livre de insetos, folhas e gravetos.
- Tecnologia dos equipamentos de combustão: Sem necessidade de monitorizar constantemente a caldeira, ignição e alimentação automáticas. Ou seja, as características dos equipamentos de combustão dos combustíveis fósseis conseguiram ser aplicadas aos peletes, graças às suas características físicas (tamanho e forma constantes).

2.3.1. Mercado dos peletes

Os peletes de madeira representam o combustível mais comum dentro do mercado da biomassa. A sua produção mundial tem crescido ao longo dos anos, 2 milhões de toneladas em 2001, 4 milhões em 2006, 9 milhões em 2008 e 15 milhões em 2010 (wwrgroup, 2016).

A União Europeia (UE) é o maior consumidor mundial de peletes de madeira (Fig. 13), registando um consumo de 9,8 milhões de toneladas em 2010, das quais 2,2 milhões de toneladas foram importadas. Apesar de ser uma quantidade elevada, representa apenas 0,2% do consumo de energia da UE. No entanto, em virtude das metas 20-20-20 assumidas pela UE é esperável um aumento contínuo do mercado dos peletes, prevendo-se que em 2020 sejam consumidos 24 milhões de toneladas, dos quais 11 milhões serão importados (wwrgroup, 2016).

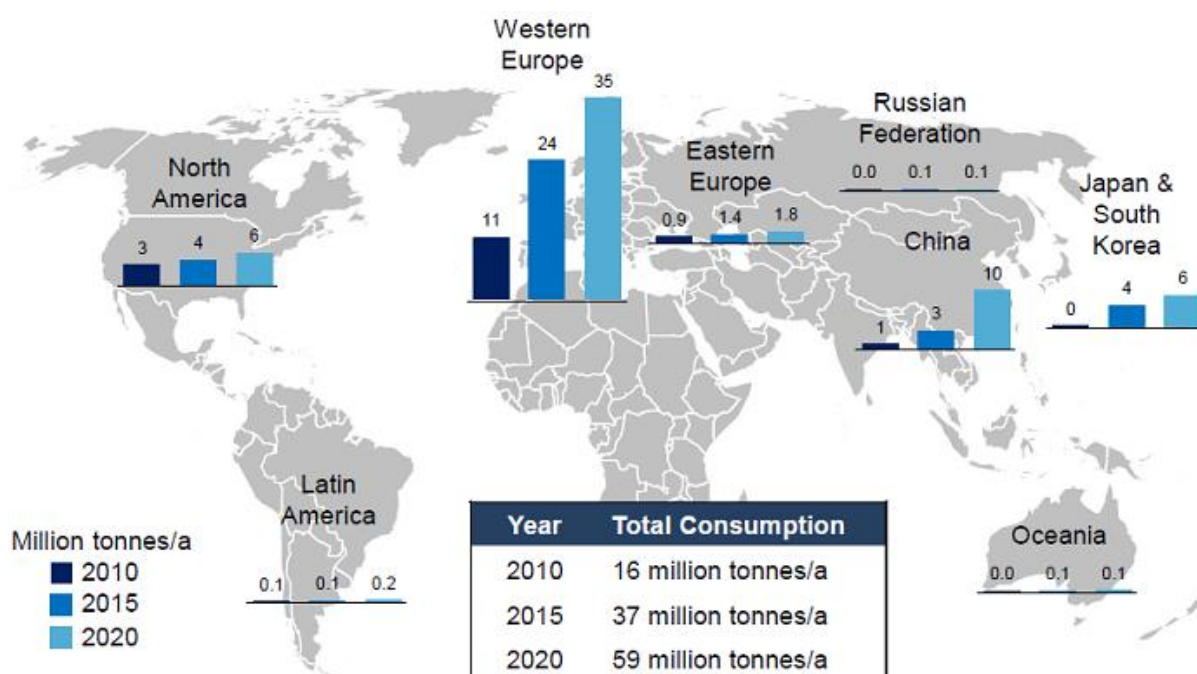


Figura 13: Previsão do mercado de peletes de madeira. (wwrgroup, 2016)

2.3.2. Processo de peletização

O processo produtivo dos peletes depende da composição química e das condições físico-químicas que a matéria-prima apresenta. Até se obterem os peletes, a matéria-prima passa por diversos tratamentos (Fig. 14).



Figura 14: Etapas pelas quais passa a matéria-prima até se obterem os peletes (Dias et al., 2012).

A Fig. 14, apresenta as etapas pelas quais as matérias-primas podem passar desde que são colhidas até ao armazenamento dos peletes. Importa frisar que, dependendo das matérias-primas a serem compactadas poderão não ser necessárias todas as fases do processo.

O processo começa com a colheita, o transporte e o armazenamento das matérias-primas. Dependendo das condições que estas apresentam, pode ser necessário efetuar-lhes algum tipo de pré-tratamento. Nomeadamente, pode ser necessário secá-las para reduzir o seu teor de humidade e/ou, pode ser necessário tritura-las para diminuir o tamanho das partículas. Assim, uma linha de produção de peletes pode estar equipada com trituradores, moinhos e secadores.

Secagem

A secagem da matéria-prima deve ser efetuada antes de ser triturada. Segundo Dias et al. (2012), a secagem deve garantir um teor de humidade entre os 5 e 10 %. É certo que, quanto menor for o teor de humidade maior será a produção de calor por unidade de massa, já que a energia consumida na vaporização da água é menor. No entanto, segundo os autores, para teores de humidade abaixo dos 5% pode resultar em perdas de material, quebra e geração de finos durante o transporte ou armazenamento. Assim, os teores de humidade entre os limites apresentados resultam num produto mais denso, estável e durável.

Existem várias técnicas de secagem para reduzir o teor de humidade, desde a simples e económica secagem ao sol até sistemas mais sofisticados, com recurso a secadores. A escolha do método de secagem é feita por avaliações económicas. Os sistemas mais

sofisticados garantem secagens mais rápidas e controladas, no entanto, influenciam consideravelmente os custos produtivos (e o investimento inicial).

Trituração

O processo de trituração é feito para reduzir o tamanho da biomassa que irá formar os peletes. Geralmente, o resultado do processo de trituração são pequenas partículas da biomassa original, com consistência próxima a pó ou pedaços de alguns centímetros (Dias et al., 2012).

Moagem

A qualidade dos peletes depende muito do tamanho das partículas que o constituirão. Quanto menores forem as partículas, menor será a porosidade do pelete, e mais denso este será. Contudo, a baixa porosidade do pelete pode influenciar negativamente a queima, visto que, haverá menos espaços livres para a difusão do calor.

Se o processo de trituração for pouco eficiente (ou não existir) deve-se efetuar um processo de moagem ajustando o tamanho de partícula de acordo com o equipamento empregue no processo de compactação.

Apesar de existirem no mercado vários equipamentos para reduzir o tamanho de partículas de biomassa, os moinhos de martelos são os mais utilizados (Fig. 15).

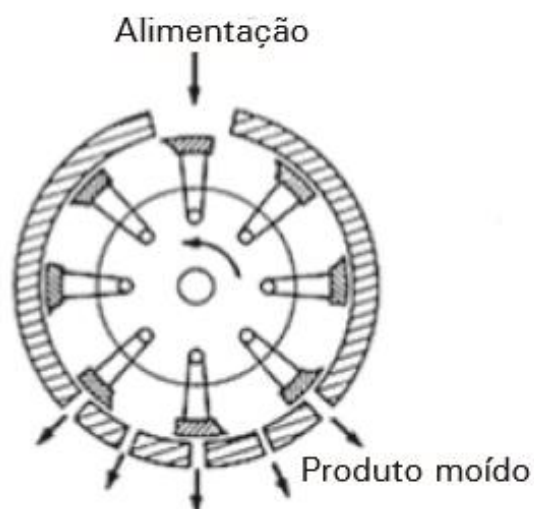


Figura 15: Corte transversal de um moinho de martelos (Dias et al., 2012).

Pré-aquecimento

O aumento da temperatura dos pós da matéria-prima permite ativar os ligantes naturais, como a lignina, ou outros que lhe sejam adicionados. O pré-aquecimento promove a deformação de partículas termoplásticas, que promovem as ligações permanentes. O aumento de temperatura pode-se conseguir através de aquecimento em leito fluidizado ou

acondicionamento a vapor, ou com auxílio de resistências elétricas ou trocadores de calor com óleos térmico (Dias et al., 2012).

Compactação

A compactação consiste na etapa em que os pós de matéria-prima são compactados na forma do pelete. Os equipamentos utilizados para este efeito são as prensas peletizadoras (Fig. 16).

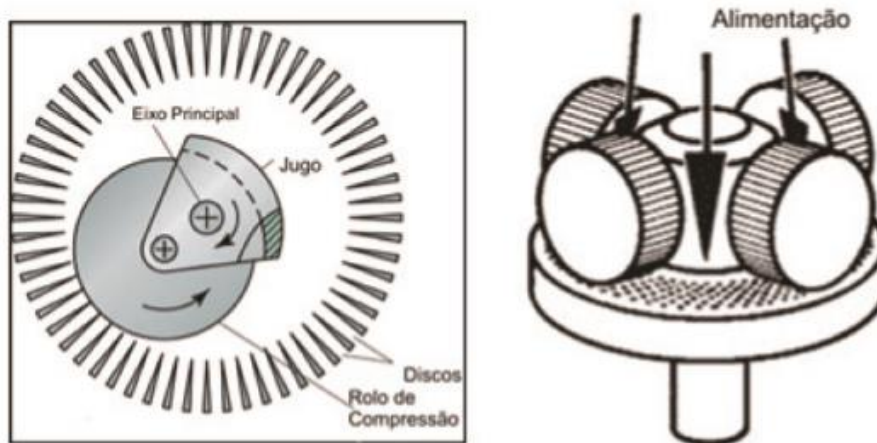


Figura 16: Modelos de peletizadoras de matriz cilíndrica (esquerda) e matriz plana (direita) (Dias et al., 2012).

As prensas peletizadoras consistem em um ou mais rolos que giram contra uma matriz de vários furos de pequeno diâmetro. Os pós de matéria-prima são colocados entre o rolo e a matriz, o rolo ao girar provoca a extrusão do material através dos furos. Na saída da matriz existe uma faca que faz o corte dos peletes, aproximadamente com o mesmo comprimento. Os peletes depois de cortados, arrefecem e posteriormente estão prontos a utilizar (podem ser embalados, depois transportados e comercializados).

Utilização de aglutinantes

Por vezes durante o processo de compactação é necessário adicionar aglutinantes (adesivos, colas ou ligantes) que funcionam como adesivos e, são usados quando o material a ser aglomerado não possui, após compactação, resistência à compressão e ao impacto.

A biomassa possui determinados compostos, como lignina, proteínas, amido, gorduras e hidratos de carbono solúveis que são adesivos naturais. Normalmente, a presença destes componentes é suficiente e não se justifica a utilização de aglomerados artificiais. No entanto, se houver défice destes compostos na matéria-prima, pode haver necessidade de se adicionar um ligante. Os aditivos usados podem ser artificiais ou biológicos (ricos em amido, como o milho ou farinha de centeio). Existem alguns aspetos a ter em conta aquando da adição de aditivos artificiais: não podem ser substâncias tóxicas, não devem prejudicar as características dos peletes (diminuir o PCI e/ou aumentar o teor de voláteis

e cinzas), podem inviabilizar economicamente a produção dos peletes (dependendo da quantidade, podem agravar o custo de fabrico).

3. Caldeiras a peletes

Os primeiros queimadores de peletes, para uso em caldeiras de aquecimento, foram desenvolvidos na década de 1990 e, atualmente representam uma parte significativa do mercado de aquecimento doméstico (Perez-Jimenez, 2015).

A evolução da tecnologia em volta das caldeiras de combustão de peletes contribuiu para a crescente procura deste combustível renovável, possibilitando que os equipamentos de combustão regulassem o seu funcionamento automaticamente (nomeadamente a ignição e a autoalimentação) o que permitiu às pessoas manter o conforto que tinham anteriormente quando utilizavam o gás natural ou o gasóleo de aquecimento. Na Fig. 14, é apresentado um exemplo de uma caldeira a peletes.

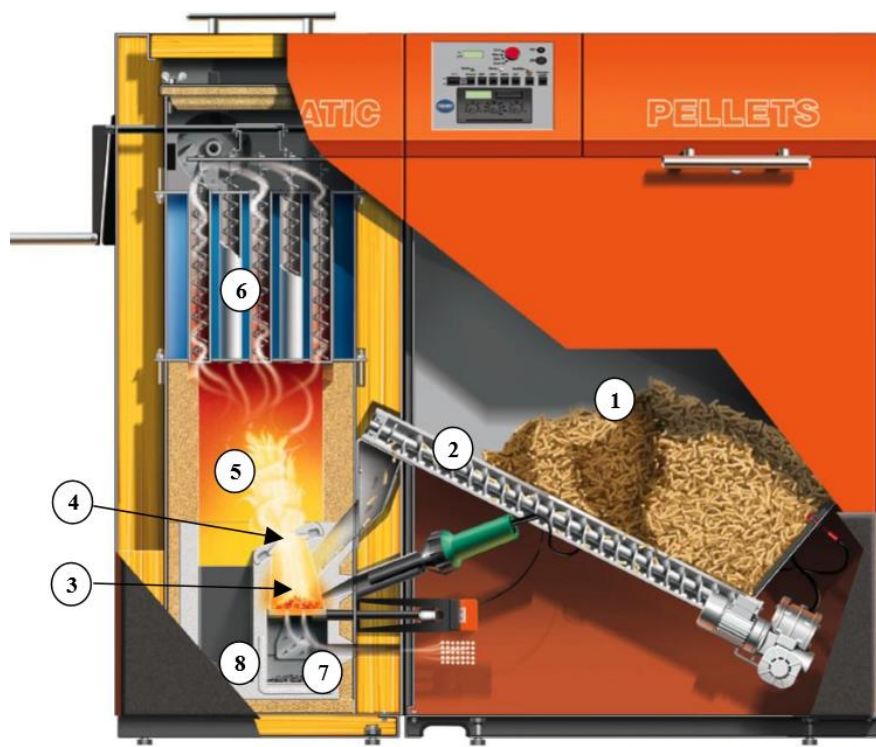


Figura 17: Caldeira a Peletes (Oberberger e Thek, 2010).

Legenda:

1. Depósito de peletes
2. Parafuso sem-fim
3. Câmara de combustão primária com fornecimento de ar primário
4. Fornecimento de ar secundário
5. Câmara de combustão secundária
6. Permutador de calor com dispositivo de limpeza
7. Recipiente de cinzas
8. Recipiente de cinzas suspensas

Basicamente, o funcionamento de uma caldeira a peletes consiste nas seguintes etapas: primeiro, o combustível (os peletes) é alimentado automaticamente desde o depósito para a câmara de combustão, através de um parafuso sem-fim. De seguida, dá-se a ignição dos peletes, feita através de uma resistência elétrica, localizada atrás do queimador, que se torna incandescente e, em conjunto com a passagem de ar, inicia a combustão dos peletes de forma automática. Os gases de exaustão, resultantes da combustão, são conduzidos por várias passagens através do permutador de calor, transferindo-se a sua energia para a água. Seguidamente, uma bomba de circulação transporta a água aquecida para o sistema de distribuição de calor (Fiedler, 2003).

O fornecimento do ar para a combustão é feito com recurso a um ventilador que, em alguns modelos, pode fornecer um fluxo de ar secundário. Segundo Fiedler (2003), a quantidade e o método de fornecimento de ar são de extrema importância para se conseguir uma combustão completa e eficiente dos peletes. Segundo o mesmo autor, a combustão pode-se otimizar dividindo a câmara de combustão em duas zonas: zona de combustão primária e zona de combustão secundária, cada uma com sua própria alimentação de ar. Na primeira zona, dá-se a combustão primária, com defeito de ar, em que ocorre, previamente à combustão, a libertação e evaporação da água contida nos peletes e decomposição dos peletes em compostos voláteis e carvão. De seguida, na zona de combustão secundária, os compostos voláteis, libertados na zona primária, são queimados com excesso de ar, ao mesmo tempo que o carvão é queimado na zona de combustão primária. Durante ambas as oxidações é libertada energia (Fiedler, 2003).

Dependendo da forma como os peletes são alimentados no queimador, podem-se distinguir três tipos de alimentação (Fig. 18): alimentação inferior, horizontal e pelo topo.

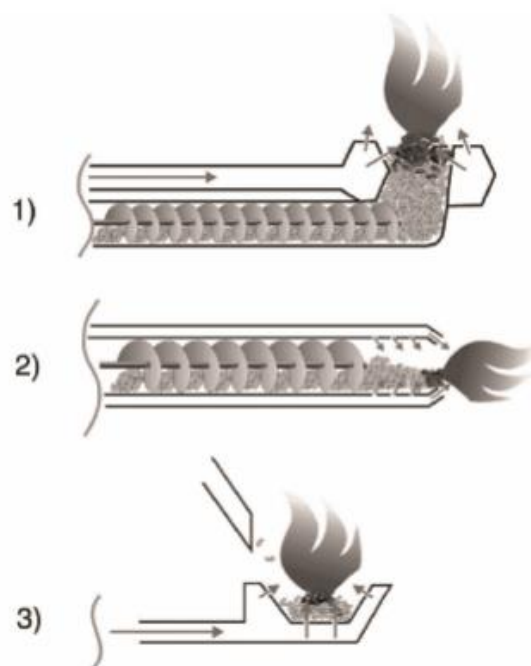


Figura 18: Queimadores a peletes: 1) Alimentação inferior; 2) Alimentação horizontal; 3) Alimentação pelo topo (Perez-Jimenez, 2015).

Nos queimadores com sistema de alimentação inferior, os peletes são empurrados através de um parafuso sem-fim, para o queimador. A combustão, com este sistema, é muito consistente; porém, devido ao princípio de fornecimento dos peletes, mantém-se ativa um longo período de tempo após o período de queima. Os queimadores com alimentação horizontal são semelhantes aos anteriores, consistindo a principal diferença na forma da chama. Este tipo de queimador necessita de um sistema de remoção de cinzas adicional. Em ambos os sistemas, há risco de a chama se propagar para o depósito de combustível, devido ao princípio de fornecimento dos peletes. Sendo assim, é necessário incorporar medidas de segurança adicionais, de forma a minimizar o referido risco (Fiedler, 2003).

Segundo Fiedler (2003), o tipo de alimentação mais usada é a alimentação pelo topo. A principal vantagem, relativamente às anteriores, reside na separação do depósito de peletes da zona de combustão, o que diminui o risco de propagação da chama para o depósito. Além disto, a alimentação pelo topo assegura o transporte de uma dosagem precisa de peletes de acordo com a potência necessária (através do parafuso sem-fim). No entanto, apresenta como desvantagem o facto de os peletes caírem em cima da fornalha, o que provoca o aumento da libertação de poeiras e partículas não queimadas e, além disto, causa um comportamento instável da combustão.

As caldeiras de aquecimento central alimentadas a peletes, basicamente, foram projetadas com base nas caldeiras a gás ou a gasóleo de aquecimento. Assim, os melhores equipamentos estão dimensionados para poderem operar com o mínimo de intervenção manual possível, desde a alimentação de peletes até às operações de manutenção e limpeza. Em relação à alimentação, as caldeiras vêm equipadas com um depósito de combustível (suficiente para um ou alguns dias de funcionamento), que pode ser recarregado manualmente ou através de um sistema de alimentação automático (desde um armazém maior, Fig. 19). Em termos de limpeza, os melhores queimadores estão projetados para operarem mais de uma semana sem necessidade de remoção manual de cinzas. Existem ainda modelos em que esta remoção é feita de forma automática (Perez-Jimenez, 2015).

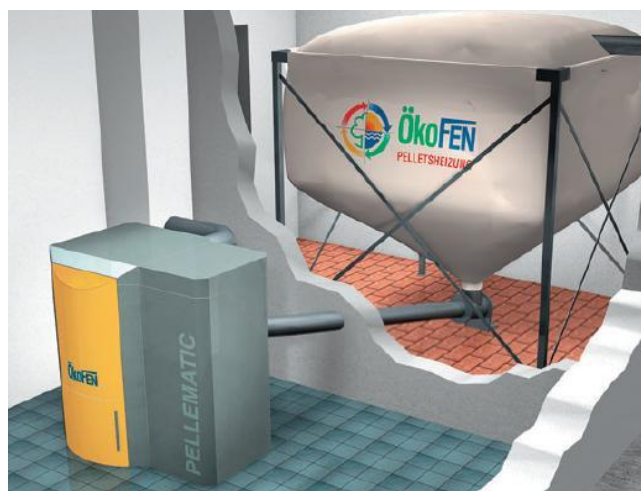


Figura 19: Exemplo de sistema de armazenamento e autoalimentação de peletes (Dern, 2016).

3.1. Caldeiras de condensação a peletes

O funcionamento e constituição de uma caldeira de aquecimento a peletes com condensação é idêntico ao funcionamento das anteriores. A principal diferença consiste na incorporação de mais um permutador de calor (Fig. 20). Nas caldeiras a peletes com condensação, os gases resultantes da combustão são arrefecidos desde os 135 °C até aos 35 °C. A maior parte do vapor de água contido nos gases de combustão (fumos) condensa, reaproveitando-se assim o seu calor latente. Para isto, a temperatura do caudal mássico de água a circular no circuito de aquecimento deve estar entre os 20 e os 30 °C (Haslinger et al., 2005).

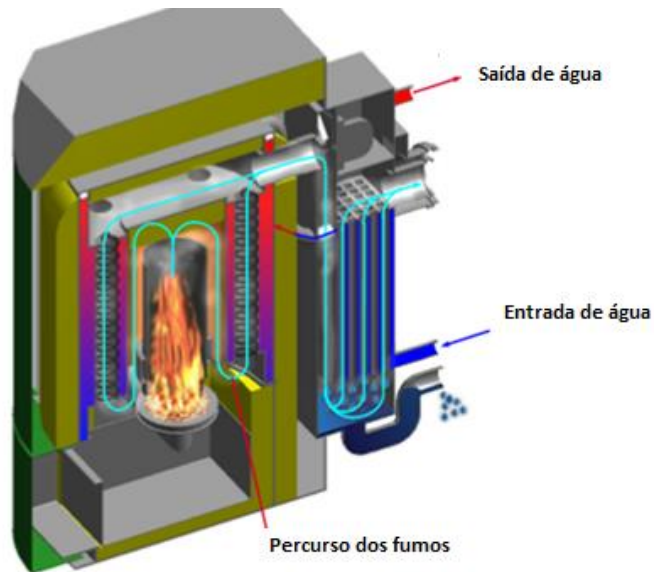


Figura 20: Caldeira a peletes com condensação dos gases de combustão integrada (Oberberger e Thek, 2010).

3.2. Caldeira de condensação *versus* caldeira convencional

As caldeiras convencionais, normalmente, possuem uma eficiência térmica em volta de 85 %; por sua vez, as caldeiras de condensação apresentam eficiências térmicas entre os 92-95 % (Fig. 21). O aumento da eficiência, nas caldeiras de condensação é conseguido através da recuperação do calor residual dos gases de combustão, transferindo-o para a água, através dum pré-aquecimento antes desta entrar na caldeira. O calor recuperado é obtido por condensação do vapor de água presente nos fumos, recuperando o seu calor latente (HVAC HESS, 2016), e pela transferência de calor, recuperando parte do calor sensível que os mesmos ainda contêm.

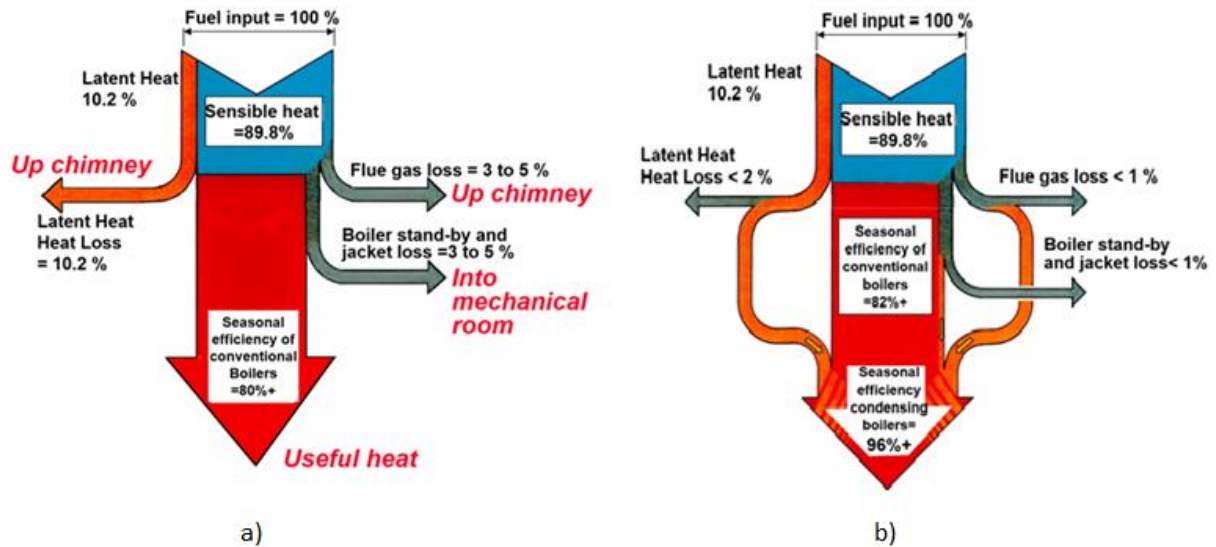


Figura 21: Fluxo de calor de uma caldeira: a) convencional b) de condensação (Cooke, 2005).

Apesar das vantagens das caldeiras de condensação, as caldeiras convencionais têm uma procura bastante superior. Isto porque, tipicamente, uma caldeira de condensação tem um custo superior (30 a 50 %) relativamente a uma sem condensação. As diferenças de custo devem-se sobretudo à componente construtiva: primeiro, são equipadas com um segundo permutador, responsável pela recuperação do calor residual dos fumos; segundo, é importante que sejam construídas em materiais resistentes à corrosão (por exemplo, aço inoxidável), uma vez que, a condensação pode formar ácidos (HVAC HESS, 2016).

A eficiência de uma caldeira de condensação é influenciada por vários fatores que, por vezes, condicionam mesmo o seu funcionamento enquanto tal. Segundo Cooke (2005), a eficiência de uma caldeira de condensação depende da temperatura da água de retorno do circuito de aquecimento, do combustível, do tipo de queimador e do excesso de ar durante a combustão. No entanto, a temperatura de retorno da água do circuito de aquecimento é o fator que mais influencia a eficiência destas caldeiras.

As caldeiras de condensação são projetadas para provocar a mudança de fase do vapor de água dos fumos e, para que isto ocorra, a temperatura da água de retorno deve ser inferior ao ponto de orvalho dos gases de combustão (normalmente, para caldeiras a gás, em torno dos 55 °C) e, preferencialmente, inferior a 52 °C (Fig. 22) (HVAC HESS, 2016).

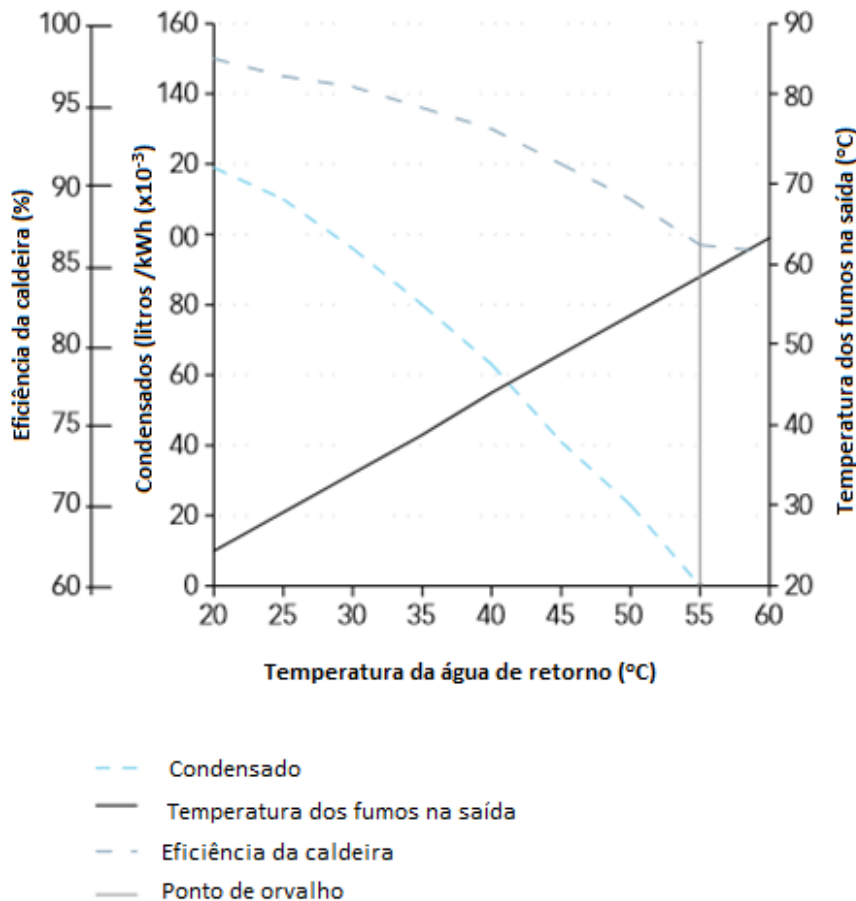


Figura 22: Curva típica da eficiência de uma caldeira de condensação (HVAC HESS, 2016).

Como se pode visualizar na Fig. 22, para temperaturas da água de retorno acima dos 55 °C, a condensação não ocorre e a eficiência da caldeira será pouco superior a uma caldeira convencional (eficiência em torno dos 85%). Por outro lado, para temperaturas da água de retorno abaixo dos 55 °C, ocorre condensação e a eficiência térmica da caldeira aumenta. Tanto a taxa de condensação, como a eficiência, são tanto maiores quanto menor for a temperatura da água de retorno.

Um outro fator que influencia a eficiência das caldeiras de condensação é o excesso de ar durante a combustão. Como se apresenta na Fig. 23, quanto maior for o excesso de ar, menor será a eficiência da caldeira. O facto é que, aumentando-se o excesso de ar, aumenta-se o caudal de gases de combustão mas, a quantidade de vapor de água disponível para condensação mantém-se. Assim, a pressão parcial do vapor nos fumos será menor e, por consequência, o seu ponto de orvalho também será inferior. Logo, a condensação do vapor de água acontecerá a temperaturas inferiores (se a temperatura de retorno se mantiver igual a condensação será menor, ou poderá não ocorrer, ficando assim a eficiência da caldeira diminuída) (Chen et al., 2010).

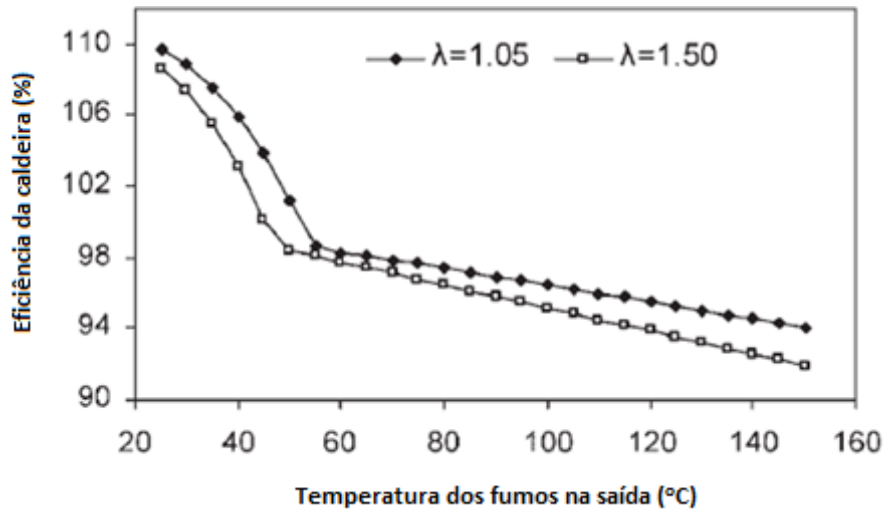


Figura 23: Eficiência de uma caldeira de condensação, a gás natural, em função da temperatura dos gases de combustão sob diferentes raios de ar/combustível (Chen et al., 2010). Nota: A eficiência ultrapassa os 100 % porque considera-se o PCS em vez do PCI.

Como referido anteriormente, as condições de operação de uma caldeira de condensação dependem da percentagem de vapor de água contida nos fumos (Fig. 24).

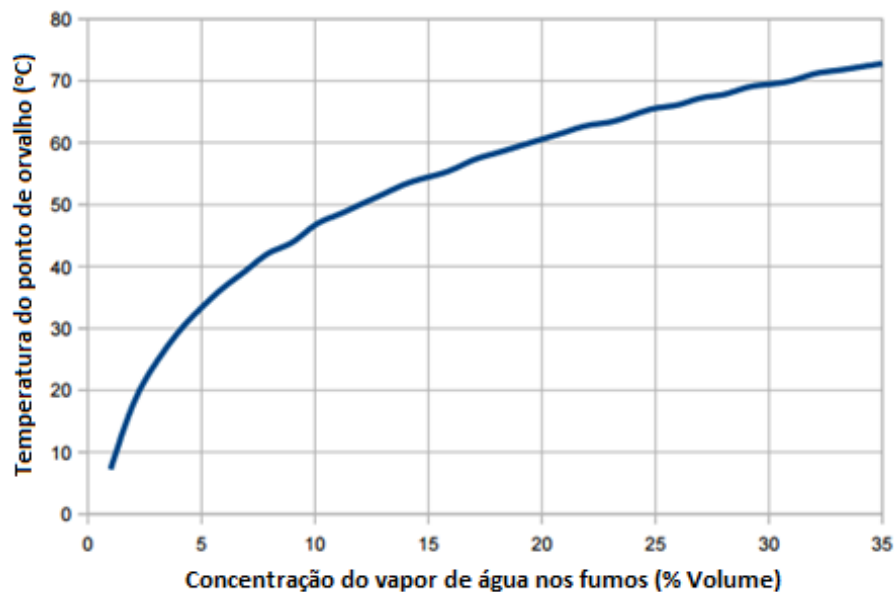


Figura 24: Temperatura do ponto de orvalho dos gases de combustão (The Engineering Tool Box, 2016a).

Conforme é apresentado na Fig. 24, quanto maior for a concentração de vapor de água nos gases de exaustão, maior será o ponto de orvalho dos fumos e a condensação ocorrerá a temperaturas superiores. Ou seja, a condensação do vapor de água dá-se mais facilmente, visto que, ocorrendo a temperaturas superiores, não é necessário um arrefecimento tão acentuado dos fumos. O ponto de orvalho dos gases de exaustão, além de influenciado pelo excesso de ar, é também influenciado pelo combustível que é queimado (Fig. 25). Isto porque diferentes combustíveis libertam diferentes quantidades

de vapor de água durante a sua combustão, dependendo esse facto da sua composição e humidade inicial

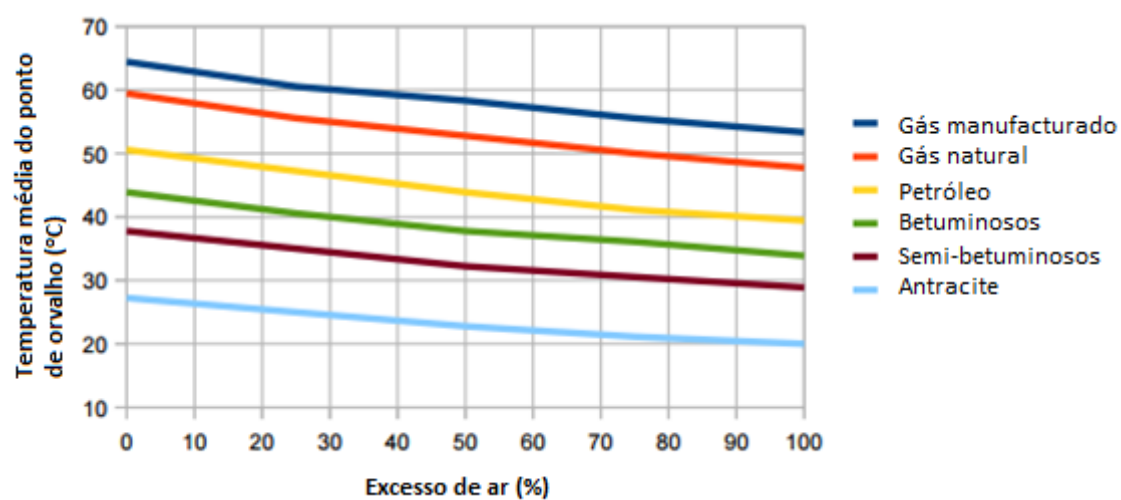


Figura 25: Pontos de condensação versus excesso de ar de alguns combustíveis (The Engineering Tool Box, 2016b).

4. Permutadores de calor

Atualmente existe uma vasta quantidade e variedade de permutadores de calor, utilizados no funcionamento das mais variadas indústrias. De facto, nos últimos tempos, os permutadores de calor reforçaram a sua importância devido à diversidade da sua aplicabilidade. Estes são usados, em situações que vão desde os mais simples sistemas de aquecimento e ar-condicionado domésticos aos mais complexos processos químicos e à produção de energia das grandes centrais.

Segundo Shah e Sekulić (2003), um permutador de calor consiste num dispositivo utilizado para transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido ou entre partículas sólidas e um fluido, a diferentes temperaturas e em contato térmico.

Na maioria dos permutadores de calor, a troca de calor é feita entre dois fluidos que se encontram a diferentes temperaturas separados por uma superfície (parede) que impede a sua mistura. No entanto, existem permutadores de calor em que a troca de calor se realiza pelo contacto direto entre os fluidos.

Diferentes aplicações de transferência de calor requerem diferentes dispositivos e configurações. A tentativa de se igualar os dispositivos de transferência de calor aos requisitos de transferência de calor mediante as restrições especificadas levou ao aparecimento de inúmeros tipos de permutadores de calor (Çengel, 2007).

A grande variedade de permutadores de calor complica a sua distinção. Segundo Shah e Sekulić (2003), podemos classificá-los quanto ao processo de transferência de calor, ao número de fluidos, de acordo com os mecanismos de transferência de calor, de acordo com o tipo de construção, de acordo com os regimes de escoamento e de acordo com a densidade de área:

- Quanto ao processo de transferência de calor, os permutadores podem ser de contato indireto ou contato direto. Nos primeiros, os fluidos intervenientes permanecem separados por uma “parede”, sendo o calor transferido do fluido quente para a parede e, da parede para o fluido frio; assim, a troca de calor é feita sem existir contacto direto entre os fluidos. Nos segundos, a troca de calor é feita através do contacto entre os fluidos intervenientes; ou seja, os fluidos misturam-se, trocam energia, e depois são separados. Geralmente, neste tipo de aplicações, além de transferência de calor ocorre também transferência de massa (como por exemplo, no arrefecimento evaporativo). A aplicação deste tipo de permutadores é limitada a casos onde o contato entre os fluidos é permitido (permutadores de fluidos imiscíveis; permutadores gás-líquido; permutadores líquido-vapor).

- Quanto ao número de fluidos, a maioria dos permutadores envolve troca de calor entre dois fluidos. No entanto, existem certos processos criogénicos e químicos que envolvem trocas de calor entre três, ou mais fluidos (por exemplo, sistemas de separação de ar, purificação e liquefação de hidrogénio).

- Em relação a parâmetros construtivos, os três tipos de construções mais frequentes são: (i) permutadores tubulares, (ii) permutadores de placas e (iii) permutadores de superfície estendida.

(i) Permutadores de calor tubulares

Os permutadores de calor tubulares, geralmente, são construídos de tubos circulares, embora, dependendo da aplicação, possam ser usados outros tipos de configurações tubulares. Começaram por ser utilizados para trocas de calor entre fluidos líquidos (líquido-líquido) e entre um líquido e um fluido em mudança de fase (evaporação ou condensação). No entanto, são utilizados também para trocas gás-gás e gás-líquido, em situações em que a temperatura e/ou pressão de operação são muito altas, ou quando existem problemas de incrustações, que inviabilizam a aplicação de outros tipos de permutadores.

Os permutadores de calor tubulares podem ser classificados em três tipos: duplo tubo, carcaça e tubos, ou em serpentina:

-Permutador de duplo tubo: corresponde ao permutador de mais fácil construção, já que consiste em dois tubos concêntricos (um dentro do outro), em que um dos fluidos escoa pelo tubo interno e o outro pelo espaço anelar (Fig. 26).

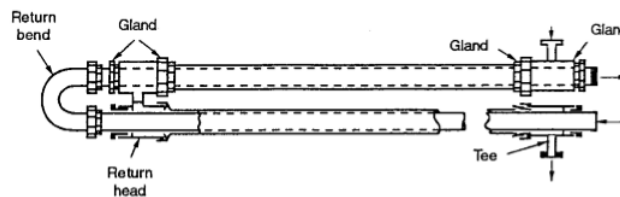


Figura 26: Esquema de um permutador de calor de duplo tubo (Shah e Sekulić, 2003).

-Permutador de carcaça e tubos: consiste numa carcaça com um feixe de tubos no seu interior. Sendo que um fluido circula no espaço entre a carcaça e os tubos e outro circula dentro dos tubos (Fig. 27).

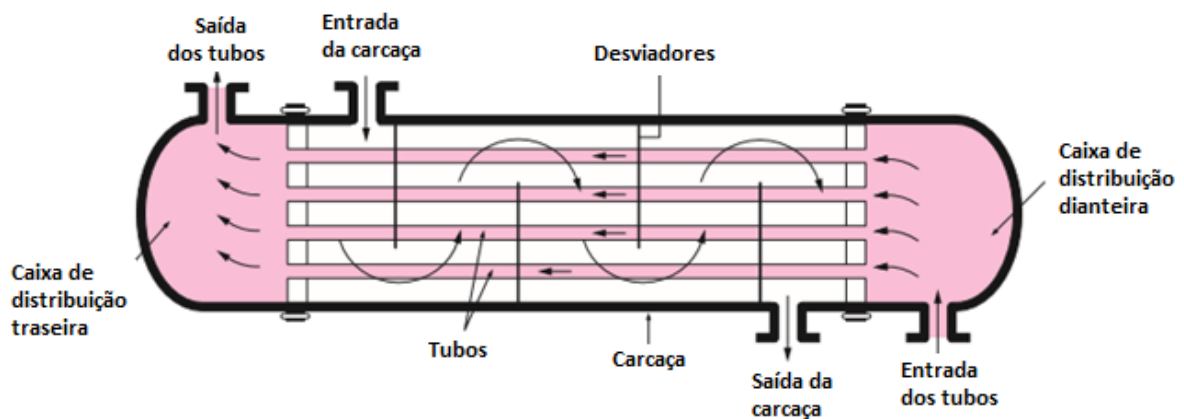


Figura 27: Esquema de um permutador de calor de carcaça e tubo (Çengel, 2007).

-Permutador em serpentina: consiste num permutador contruído através de uma ou mais serpentinas (de tubos circulares) metidas dentro de uma carcaça, em que um dos fluidos circula dentro dos tubos e outro no espaço entre a carcaça e as serpentinas de tubos. Este tipo de permutadores permite acomodar uma grande superfície, devido à construção em espiral; no entanto, a sua limpeza é muito problemática (Fig. 28).

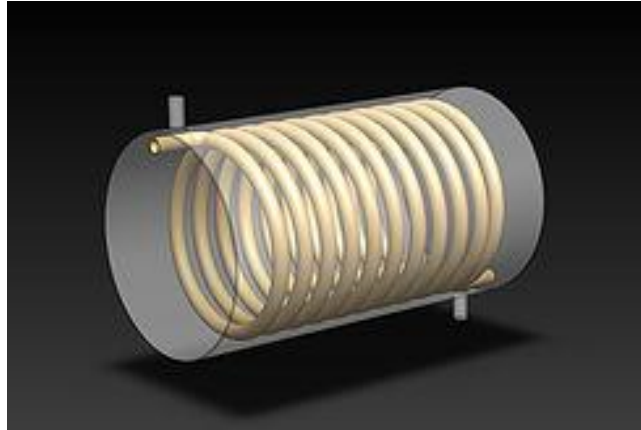


Figura 28: Esquema de um permutador em serpentina (LZ, 2016).

(ii) Permutadores de placas

Este tipo de permutador de calor é, normalmente, construído com placas finas, lisas ou com alguma forma de ondulação. Geralmente, não suportam pressões nem temperaturas muito altas, nem grandes diferenças de temperatura e pressão entre os fluidos (Fig. 29).



Figura 29: Permutadores de placas (Sedical, 2016).

(iii) Permutadores de superfície estendida

Existem determinadas situações que exigem a aplicação de um permutador compacto: primeiro, quando as dimensões e massas do equipamento são restritas; segundo, em situações onde a troca de calor ocorre entre fluidos com baixo coeficiente de transferência de calor (gases e alguns líquidos). Um permutador de calor, segundo Çengel (2007), diz-se compacto quando a sua densidade de área β , que consiste na razão entre a superfície de transferência de calor e o volume do permutador, for superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. A densidade de área consegue-se aumentar através da aplicação de alhetas, permitindo grandes áreas de transferência de calor em permutadores de pequeno volume (Fig. 30).

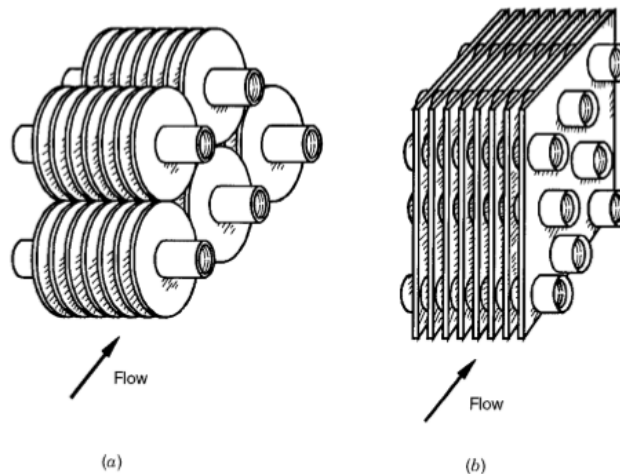


Figura 30: Esquema de permutadores de calor de superfície estendida: (a) Tubos alhetados individualmente; (b) arranjo de tubos alhetados (Shah e Sekulić, 2003).

-Quanto à compactação da superfície, existem permutadores projetados com a finalidade de permitir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume, os chamados permutadores de calor compactos, como referido anteriormente. Os permutadores compactos são utilizados em aplicações cuja troca de calor é feita entre dois gases (gás-gás), ou entre um líquido e um gás (líquido-gás ou gás-líquido), com objetivo de compensar o baixo coeficiente de transferência de calor associado aos gases, com uma maior superfície. A grande superfície de transferência de calor nos permutadores compactos é conseguida através do uso de alhetas, estreitamente espaçadas nas paredes que separam os fluidos.

-Quanto aos regimes de escoamento, habitualmente, distinguem-se três tipos: o escoamento paralelo, o escoamento contracorrente e o escoamento cruzado. A Fig. 31, apresenta os regimes de escoamento paralelo (a) e contracorrente (b) para um permutador de duplo tubo. Como se pode ver, no escoamento paralelo os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade do permutador e avançam na mesma direção; por outro lado, no escoamento contracorrente, os fluidos quente e frio entram em extremidades opostas e avançam em direções opostas. Importa referir que, nos permutadores de escoamento paralelo, a temperatura de saída do fluido frio será no máximo igual à temperatura de

saída do fluido quente, já nos permutadores de escoamento contracorrente a temperatura de saída do fluido frio pode ser superior à temperatura de saída do fluido quente.

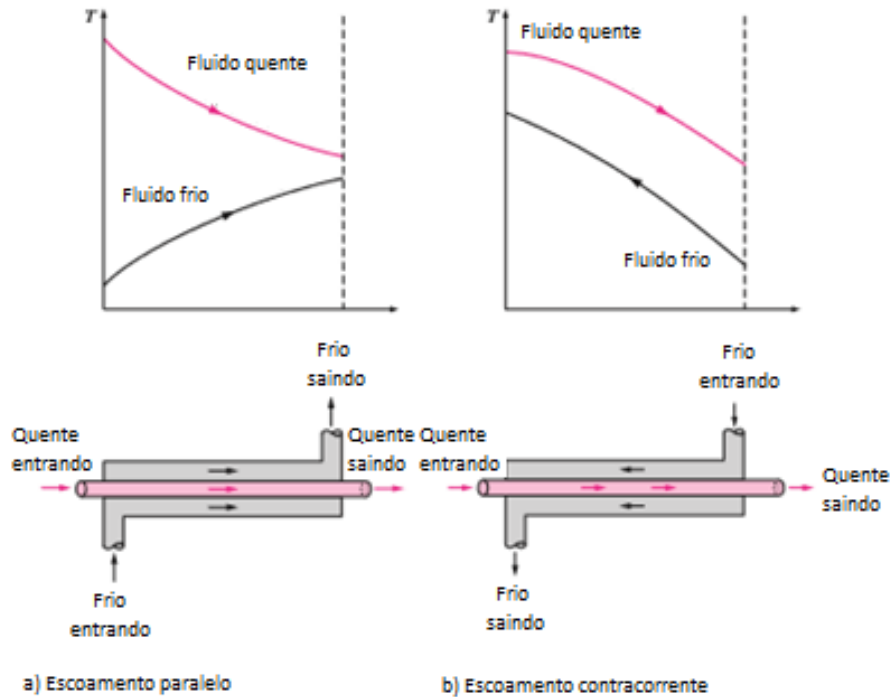


Figura 31: Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados a um permutador de calor de duplo tubo (Çengel, 2007).

Normalmente os fluidos intervenientes nos permutadores de calor compactos escoam perpendicularmente um ao outro – escoamento cruzado. Como se pode visualizar na Fig. 32, o escoamento cruzado pode ser classificado como escoamento (cruzado) sem mistura ou com mistura (Fig. 32 a) e b) respectivamente), conforme a configuração do escoamento. Classifica-se sem mistura, por exemplo, no caso da presença de alhetas, em que o fluido é forçado a escoar no espaço entre elas e impedido de escoar na direção transversal (paralela aos tubos).

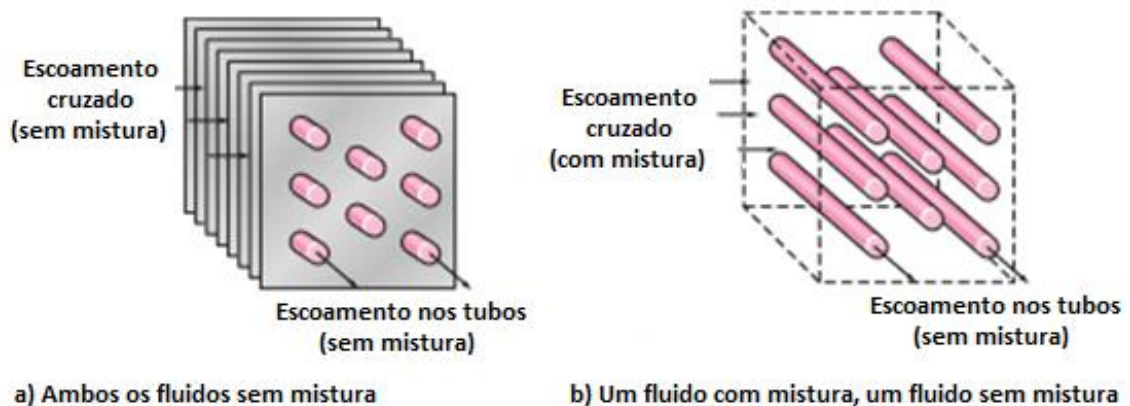


Figura 32: Diferentes configurações de escoamentos em trocadores de escoamento cruzado (Çengel, 2007).

- Os mecanismos associados à transferência de energia térmica de um fluido para a parede (e depois para o outro fluido) empregues nos permutadores podem ser por convecção simples, convecção de duas fases (na presença de evaporação ou condensação) ou convecção combinada com radiação. De referir que cada um destes mecanismos pode estar presente individualmente ou em combinado, em qualquer dos lados do escoamento.

Como referido anteriormente, a escolha de um dado permutador depende da aplicação em causa. Depois de investigados os tipos de permutadores existentes e as suas aplicações mais comuns, a escolha do permutador incidiu num permutador compacto de tubos alhetados tipo do da Fig. 32 a). Esta escolha deveu-se a estarmos na presença de um líquido (água) e um gás (fumos) pelo que, se esperava um coeficiente de transferência de calor inferior do lado dos fumos e, como tal se ter de compensar através de uma área maior.

Uma vez selecionado o permutador, procedeu-se ao seu dimensionamento. Neste, projetou-se um permutador capaz de recolher além do calor sensível, parte do calor latente, presente nos fumos. Ou seja, procurou-se projetar um permutador capaz de realizar a condensação do vapor de água, com a presença de gases não condensáveis. Shi et al. (2011) apresentaram um estudo acerca do desempenho de um permutador de calor compacto (de tubos alhetados) na recuperação tanto do calor sensível, como do calor latente, dos gases de escape de uma central elétrica, alimentada a gás natural. O dimensionamento teve por base, o estudo realizado/apresentado por Shi et al. (2011).

4.1. Conceitos básicos de dimensionamento de permutadores

Segundo Çengel (2007), a maior parte dos permutadores envolve transferência de calor entre dois escoamentos de fluidos, separados por uma parede sólida. Primeiro, o calor é transferido do fluido quente para a parede, por convecção, transfere-se através da parede por condução e, a partir da parede, para o fluido frio, novamente por convecção. Os efeitos da radiação normalmente são incluídos no coeficiente de transferência de calor por convecção, passando a designar-se por coeficiente de transferência de calor “combinado”. A Fig. 33 apresenta a rede de resistências térmicas associadas à transferência de calor num permutador de calor de tubos concêntricos.

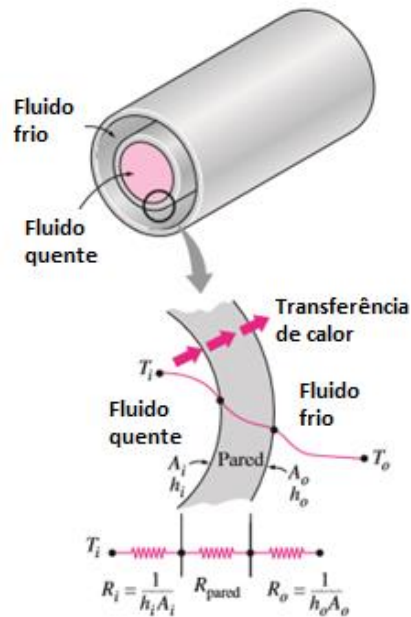


Figura 33: Rede de resistências térmicas associada à transferência de calor num permutador de calor de duplo tubo (Çengel, 2007).

Como se pode ver acima, existem pelo menos três tipos de resistências associados à transferência de calor num permutador de calor. No entanto, o desempenho dos permutadores de calor, normalmente, deteriora-se com o tempo como resultado da acumulação de depósitos nas superfícies. Essa camada representa uma resistência adicional e o seu efeito deve ser considerado durante o projeto. O efeito destas camadas é representado por um fator de “sujamento”/fouling (R_f) que é uma medida da resistência térmica introduzida pelas incrustações (podem ocorrer por precipitação de depósitos, corrosão, ou incrustações químicas). Sendo assim, podemos considerar cinco resistências térmicas associadas ao funcionamento de um permutador (Fig. 34):

-Resistência de convecção do lado do fluido quente: $R_h = \frac{1}{(\eta_o h A)_h}$

-Resistência de acumulação de depósitos do lado do fluido quente: $R_{h,f} = \frac{1}{(\eta_o h_f A)_h}$

-Resistência térmica da parede:

Para paredes planas: $R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w}$

Para tubos circulares: $R_w = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_w L N_t}$

-Resistência de convecção do lado do fluido frio: $R_c = \frac{1}{(\eta_o h A)_c}$

-Resistência de acumulação de depósitos do lado do fluido frio: $R_{c,f} = \frac{1}{(\eta_o h_f A)_c}$

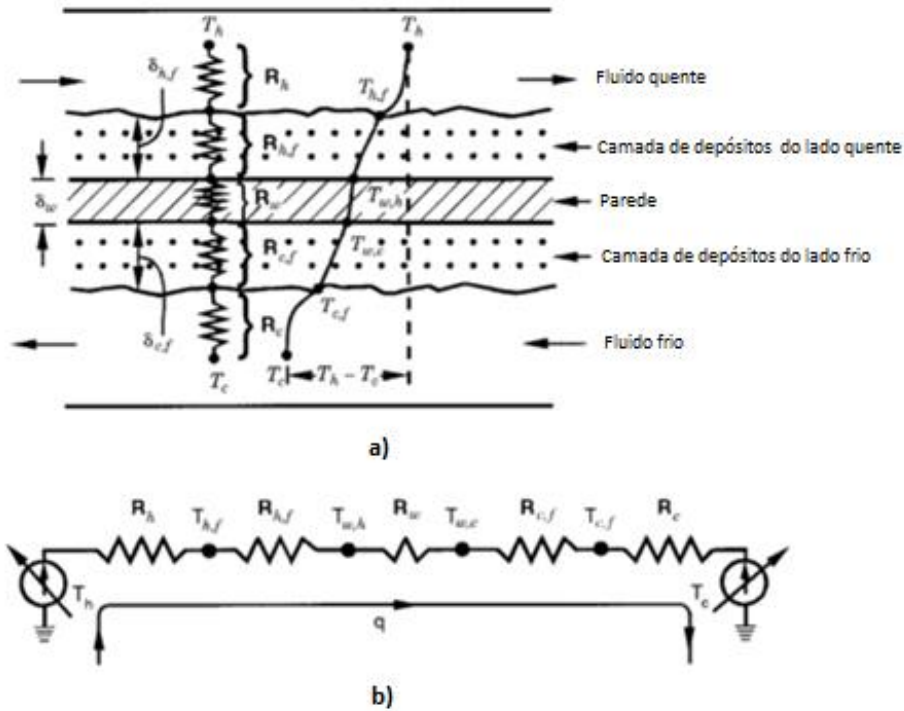


Figura 34: a) Resistências térmicas; b) Circuito térmico para um permutador de calor (Shah e Sekulić, 2003)

Na análise, podem combinar-se todas as resistências térmicas do fluxo de calor, desde o fluido quente até ao frio, numa única resistência R e expressar a taxa de fluxo de calor entre os dois fluidos como (Çengel, 2007):

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (1)$$

onde, U ($W/m^2 \cdot K$) corresponde ao coeficiente global de transferência de calor, A_i e A_o (m^2) representam, respetivamente, as áreas das superfícies da parede de separação molhadas pelos fluidos interno e externo, R (K/W) a resistência térmica total do fluxo de calor e ΔT a diferença de temperatura entre o fluido quente e frio. Conforme se pode observar, existem dois coeficientes globais de transferência de calor U_i e U_o para o mesmo permutador de calor, isto deve-se a existirem duas superfícies de transferência de calor A_i e A_o que, normalmente, não são iguais entre si. Ou seja, o valor de $U_i A_i$ é igual ao valor de $U_o A_o$, no entanto U_i é diferente de U_o , exceto se A_i e A_o forem iguais.

A resistência térmica total R é obtida pela combinação de todas as resistências térmicas que intervêm na transferência de calor:

$$R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R_h + R_{h,f} + R_w + R_c + R_{c,f} \quad (2)$$

Segundo a literatura, os dois métodos mais habituais para dimensionar um permutador são: o método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) e o método de eficiência ϵ -NTU (ϵ -NUT).

Considerando um permutador como um dispositivo funcionando em regime permanente, em que a superfície externa está perfeitamente isolada, a transferência de calor ocorre apenas entre os dois fluidos. Assim, a taxa de transferência de calor do fluido quente é igual à do fluido frio:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,saída} - T_{c,entrada}) \quad (3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,entrada} - T_{h,saída}) \quad (4)$$

onde, \dot{Q} (kW) representa o calor transferido entre os dois fluidos, \dot{m}_c e \dot{m}_h (kg/s) o caudal mássico do fluido frio e quente, respetivamente, c_{pc} e c_{ph} (kJ/kg-K) o calor específico do fluido frio e quente, respetivamente, $T_{c,saída}$ (°C) a temperatura do fluido frio na saída do permutador, $T_{c,entrada}$ (°C) a temperatura do fluido frio na entrada do permutador, $T_{h,entrada}$ e $T_{h,saída}$ (°C) a temperatura de entrada e saída do fluido quente.

Na análise de permutadores de calor, por vezes é conveniente combinar o produto do caudal mássico e do calor específico de um fluido numa única variável, a capacidade térmica C (Çengel, 2007):

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (5)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (6)$$

onde, C_h e C_c (kJ/s-K) representam a taxa de capacidade térmica do fluido quente e frio, respetivamente. Este produto representa a energia necessária para variar a temperatura de um dos fluidos em 1 °C ao escoar através de um permutador de calor. É de notar que, um fluido com uma grande capacidade térmica sofrerá uma pequena variação de temperatura, enquanto um fluido com pequena capacidade térmica sofrerá uma grande variação de temperatura. Aplicando o conceito da capacidade térmica à transferência de calor temos:

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,saída} - T_{c,entrada}) \quad (7)$$

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,entrada} - T_{h,saída}) \quad (8)$$

Método DTML

A taxa de transferência de calor pode ser expressa como:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (9)$$

onde, U (W/m²-K) representa o coeficiente global de transferência de calor, A_s (m²) corresponde à área de transferência de calor e ΔT_{lm} (°C) corresponde à diferença de temperatura média logarítmica entre os fluidos. O valor de U deve ser determinado, conforme visto anteriormente, utilizando os coeficientes médios de convecção para cada fluido.

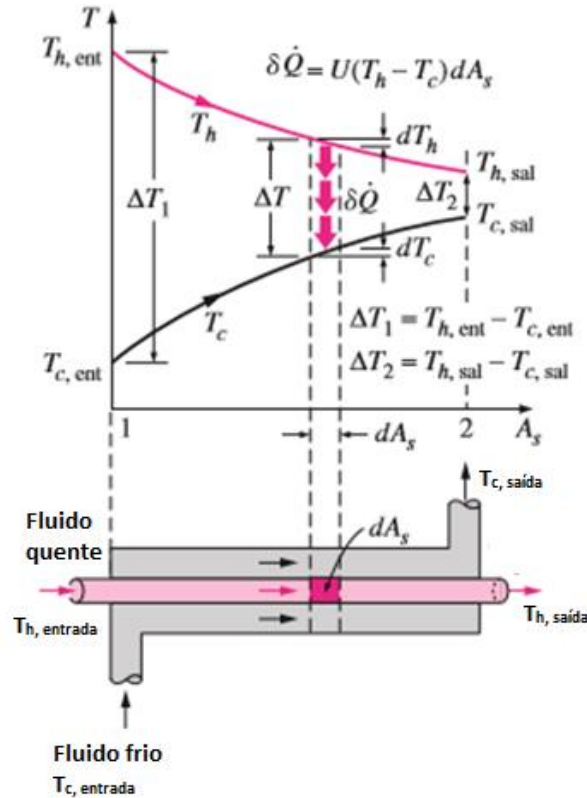


Figura 35: Variação da temperatura dos fluidos num permutador de calor de duplo tubo em escoamento paralelo (Çengel, 2007).

A Fig. 35 apresenta a variação dos perfis de temperatura ao longo de um permutador de calor de duplo tubo. Como se pode observar, os perfis de temperatura apresentam naturezas logarítmicas. A temperatura média entre os fluidos calcula-se por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (10)$$

onde, ΔT_{lm} (°C), como referido atrás, corresponde à diferença de temperatura média logarítmica entre os fluidos representa, ΔT_1 e ΔT_2 (°C) representam as diferenças de temperatura entre os dois fluidos nas extremidades (entrada e saída) do permutador de calor.

A expressão anterior apenas se aplica a permutadores de calor em escoamento paralelo e contracorrente. Para permutadores de calor em escoamento cruzado e de carcaça e tubos com múltiplas passagens é conveniente relacionar a diferença de temperatura equivalente com a diferença de temperatura média logarítmica para o caso de contracorrente, por:

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (11)$$

onde, $\Delta T_{lm,CF}$ se calcula através das diferenças de temperatura entre os dois fluidos pela Eq. (10) e F representa um fator de correção que depende da geometria do permutador de

calor e das temperaturas de entrada e saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio (Fig. 36).

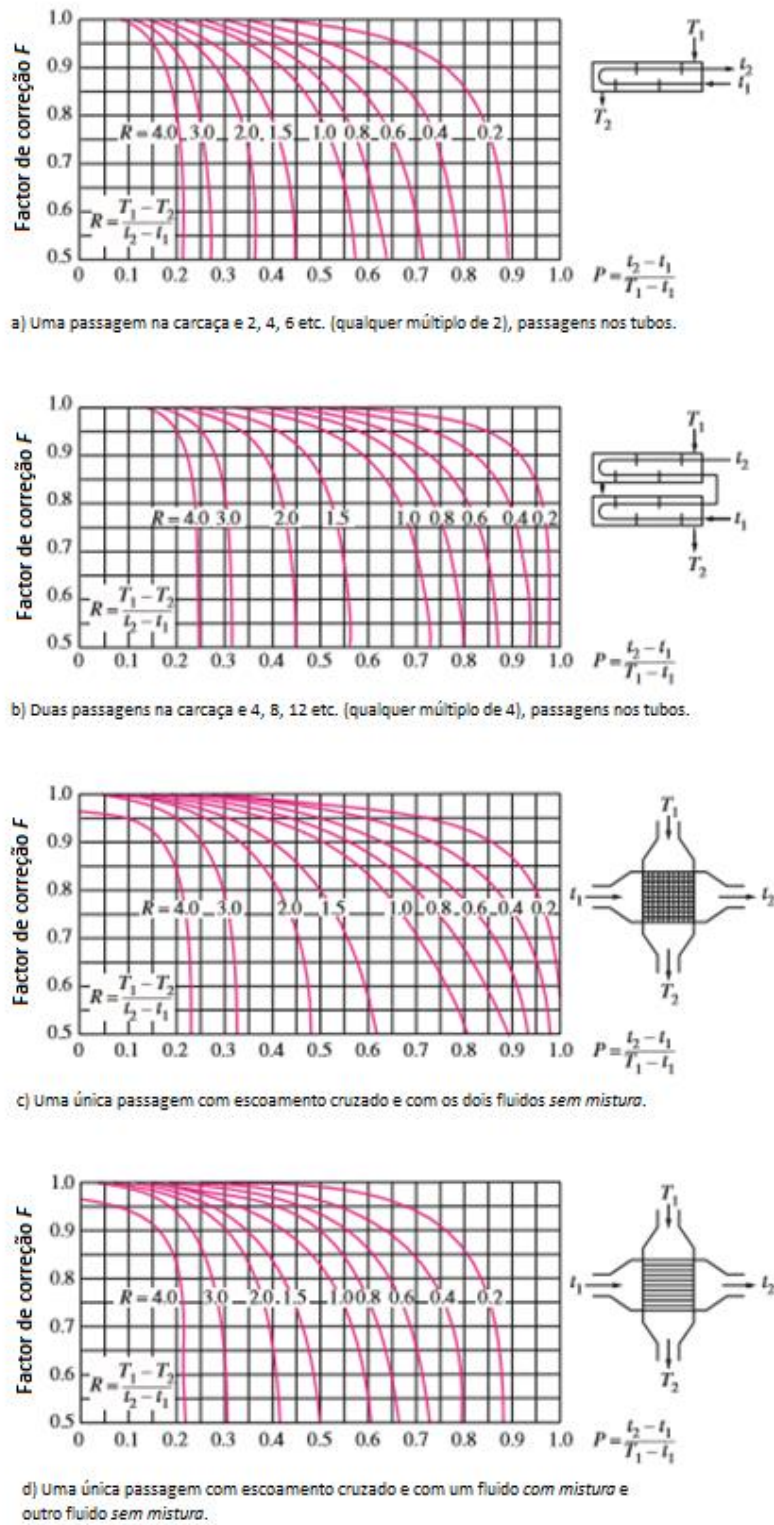


Figura 36: Fator de correção F para permutadores de calor de carcaça e tubos e permutadores de escoamento cruzado (Çengel, 2007).

O método da DTML é fácil de utilizar quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas ou facilmente determinadas por um balanço de energia. Uma vez conhecida a ΔT_{lm} , os caudais mássicos e o coeficiente global de transferência de calor, a área de transferência do calor pode ser determinado a partir da equação:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (12)$$

Método ε -NTU

O método ε -NTU relaciona a definição de eficiência e o número de unidades de transferência.

A eficiência (ε) de um permutador calcula-se por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máxima possível}} \quad (13)$$

A taxa real de transferência de calor pode ser determinada a partir de um balanço de energia sobre o fluido frio ou sobre o fluido quente:

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,entrada} - T_{h,s\acute{a}ida}) = C_c(T_{c,s\acute{a}ida} - T_{c,entrada}) \quad (14)$$

Por sua vez, a taxa de transferência de calor máxima possível determina-se por:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada}) \quad (15)$$

onde, $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ (kW) representa o calor máximo possível de se transferir no permutador de calor, C_{min} (kJ/s-K) corresponde ao menor valor de taxa de capacidade térmica (ou seja, o menor valor de C_c ou C_h).

Uma vez conhecida a eficiência de um permutador de calor, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada por:

$$\dot{Q}_{real} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} = \varepsilon \cdot C_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada}) \quad (16)$$

Assim, conhecendo-se a eficiência de um permutador de calor, é possível determinar a taxa de transferência de calor real sem se conhecerem as temperaturas de saída dos fluidos em escoamento.

A eficiência de um permutador de calor pode ser calculada dependendo da geometria do trocador de calor e do tipo de escoamento (Fig. 37).

Tipo de permutador de calor	Relação de eficiência
1) Duplo tubo	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2) Carcaça e tubos	
Uma passagem na carcaça	
2, 4, ..., passagens nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3) Escoamento cruzado (uma única passagem)	
Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{máx}$ com mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{mín}$ sem mistura	
$C_{máx}$ sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
$C_{mín}$ com mistura	
4) Todos os permutadores de calor com $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Figura 37: Relações de eficiência para permutadores de calor (Çengel, 2007).

Além do tipo de escoamento, as relações de eficiência normalmente envolvem o cálculo de duas quantidades adimensionais, o número de unidades de transferência (NTU) e a razão de capacidades térmicas (c):

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (17)$$

onde U (W/m²-K) corresponde ao coeficiente global de transferência de calor, A_s (m²) à área de transferência de calor do permutador de calor e o C_{min} ao menor valor entre C_h e C_c . O NTU corresponde a *uma medida da área de transferência de calor*, uma vez que, para valores especificados de U e C_{min} a área de transferência de calor será tanto maior quanto maior for o valor de NTU. Ou seja, quanto maior o valor de NTU maior será o permutador de calor (Cengel, 2007).

$$c = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (18)$$

Em suma, a eficiência de um permutador de calor depende do número de unidades de transferência (NTU), da razão de capacidades (c), do tipo de permutador e do arranjo dos escoamentos.

4.2. Condensação de vapor na presença de gases não condensáveis

A maioria dos componentes presentes nos gases resultantes da combustão são componentes não condensáveis, sendo a concentração de vapor de água reduzida (5 a 15 % Volume). Assim, o processo de transferência de calor no permutador de calor envolverá transferência de calor por convecção forçada e a condensação de vapor de água (Shi et al., 2010).

Se a temperatura da parede (T_w) for inferior à temperatura de saturação do vapor (T_{sat}) a temperatura dos fumos perto da parede é inferior à temperatura de saturação, ocorre a condensação do vapor de água na superfície da parede e forma-se um filme de condensado. A Fig. 38 apresenta as distribuições de temperatura e fração mássica dos gases não condensáveis e do vapor de água, para os gases de combustão húmidos.

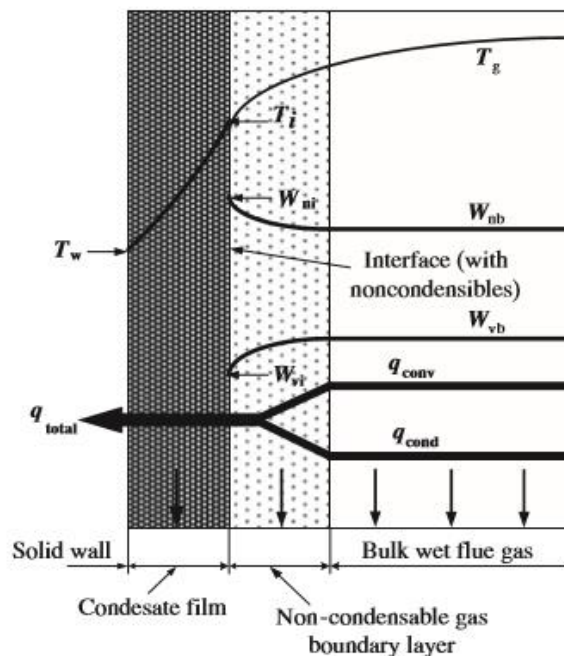


Figura 38: Distribuição da temperatura e fração mássica de vapor de água e gases não condensáveis para gases de combustão húmidos (Shi et al., 2011).

Existe uma diferença de temperatura entre a massa de gases (e vapor) e a interface líquido-vapor, resultado do arrefecimento a que são sujeitos devido à presença da parede fria. Isto acontece porque as moléculas de vapor ao migrarem em direção à parede arrastam com elas moléculas de gases não condensáveis, que se acumulam perto da interface líquido-vapor, fazendo com que a pressão parcial dos gases não condensáveis aumente para um máximo na interface (líquido-vapor). Isso faz com que a pressão parcial do vapor reduza acarretando uma redução da temperatura de saturação do vapor (Chen et al., 2010).

Como se pode visualizar na Fig. 38, o calor (sensível e latente, do lado dos fumos) deve atravessar o filme de condensado e a interface com gases não condensáveis, duas

resistências térmicas a esse movimento. Shi et al. (2011) apresentam a seguinte expressão para avaliar o coeficiente de transferência de calor do lado dos gases:

$$h_{tot} = \left[\frac{1}{h_{cf}} + \frac{1}{h_{cond} + h_g} \right]^{-1} \quad (19)$$

onde, h_{tot} (W/m²-K) representa o coeficiente total de transferência de calor do lado dos gases, h_{cf} (W/m²-K) o coeficiente de transferência de calor do filme de condensado, h_g (W/m²-K) o coeficiente de convecção de transferência do calor sensível e h_{cond} (W/m²-K) o coeficiente de transferência de energia por condensação.

Segundo Shi et al. (2011), na presença de gases não condensáveis, a espessura do filme de condensados é muito fina e a sua resistência térmica é desprezável. Então, o coeficiente de transferência de calor total do lado dos gases poderá representar-se por meio de:

$$h_{tot} = h_{cond} + h_g \quad (20)$$

Assim, a resistência térmica do lado dos gases poderá ser estimada através de:

$$R_g = \frac{1}{\eta_0(h_{cond} + h_g)A_0} \quad (21)$$

onde, η_0 representa a eficiência da superfície alhetada e A_0 a área total de transferência de calor do lado dos gases.

Shi et al. (2011), com base nos seus resultados experimentais, apresentaram a seguinte correlação para o cálculo do número de Nusselt:

$$Nu_h = 0,1586 Re_h^{0,5823} (X_t/X_l)^{-0,502} (s/d_0)^{0,031} Pr_h^{1/3} (1 + Le^{2/3} BJa) \quad (22)$$

(Válida para $2000 \leq Re \leq 3500$ e de $6 \leq W_v \leq 15\%$).

onde, Nu_h representa o número de Nusselt, Re_h o número de Reynolds, X_t (m) o passo transversal entre tubos, X_l (m) o passo longitudinal entre tubos, s (m) o espaçamento entre alhetas, d_0 (m) o diâmetro exterior do tubo, Pr_h o número de Prandtl, Le o número de Lewis, B a força motriz de transferência de massa ($B = (W_{vb} - W_{vi})/(1 - W_{vi})$), onde W_{vi} e W_{vb} representam, respetivamente, a fração mássica de vapor na interface e na massa de fumos) e Ja o número de Jakob.

Relativamente à Eq. (22) é conveniente referir que, a primeira parte respeita a parte de transferência de calor sensível e a segunda, a parte do calor latente (condensação).

5. Dimensionamento do permutador de calor

Antes de se proceder ao dimensionamento/projeto do permutador de calor efetuaram-se alguns ensaios nas diferentes potências a que a caldeira opera, nomeadamente à carga baixa (P1), média (P3) e alta (P5). Mais à frente, neste relatório, será explicado o procedimento efetuado para a realização dos mesmos.

O objetivo dos ensaios consistiu em determinar as condições em que a caldeira estava a operar, em especial o rendimento térmico nas respetivas cargas, assim como obter um conjunto de informações a ter em conta no dimensionamento do permutador, como:

- Temperaturas de entrada e saída da água na caldeira
- Temperatura de libertação dos fumos para atmosfera
- Concentração volúmica dos constituintes dos fumos
- Caudal mássico dos fumos
- Caudal mássico da água
- Caudal mássico de peletes consumidos

Para efeitos de dimensionamento, consideraram-se dois processos eventuais de transferência de energia térmica: o primeiro, devido ao arrefecimento dos fumos desde a temperatura a que eram libertados pela caldeira até à temperatura de saturação ($\dot{Q}_{sensitive}$); o segundo, o resultado da condensação de vapor à temperatura de saturação ($\dot{Q}_{latente}$).

$$\dot{Q}_{latente\ disponível} = \dot{m}_{vapor} h_{fg} \quad (23)$$

onde, $\dot{Q}_{latente\ disponível}$ (kW) corresponde à energia por unidade de tempo disponível para condensação, \dot{m}_{vapor} (kg/s) corresponde ao caudal mássico de vapor de água e h_{fg} (kJ/kg) à entalpia de vaporização à temperatura de saturação.

$$\dot{Q}_{sensitive} = \dot{m}_{fumos} c_{p,fumos} (T_{fumos, entrada} - T_{sat}) \quad (24)$$

onde, $\dot{Q}_{sensitive}$ (kW) corresponde ao calor recuperado por arrefecimento dos fumos até à temperatura de saturação do vapor de água, \dot{m}_{fumos} (kg/s) ao caudal mássico fumos, $c_{p,fumos}$ (kJ/kg-K) ao calor específico dos fumos (admitidos como azoto), $T_{fumos, entrada}$ (°C) à temperatura dos fumos na entrada do permutador e T_{sat} (°C) à temperatura de saturação do vapor de água contido nos fumos.

$$\dot{Q}_{total\ disponível} = \dot{Q}_{sensitive} + \dot{Q}_{latente\ disponível} \quad (25)$$

Aplicando o método de dimensionamento ε -NTU, verificou-se qual a energia máxima que se podia recuperar para cada situação:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{\text{fumos, entrada}} - T_{\text{água, entrada}}) \quad (26)$$

onde, \dot{Q}_{\max} (kW) corresponde ao máximo valor de energia que poderia ser recuperado, C_{\min} (kJ/s-K) ao menor valor da capacidade térmica do fluido quente ou frio e $T_{\text{água, entrada}}$ (°C) à temperatura da água na entrada do permutador.

Assim, é possível verificar qual a taxa de energia expectável obtida por condensação:

$$\dot{Q}_{\text{Condensação}} = \dot{Q}_{\max} - \dot{Q}_{\text{sensível}} \quad (27)$$

Tabela 1: Condições iniciais (considerações para o dimensionamento).

		P1	P3	P5 (a)	P5 (b)
$T_{\text{fumos, entrada}}$	°C	110,0	159,0	248,0	324,0
T_{sat}	°C	13,0	22,1	33,3	36,3
$T_{\text{fumos, média}}$	°C	61,5	90,6	140,7	180,2
h_{fg}	kJ/kg	2470,1	2448,5	2421,9	2414,8
$c_{p,\text{fumos}}$	J/kg-K	1043	1043	1047	1051
m_{fumos}	kg/h	72,8	64,0	66,0	64,0
m_{vapor}	kg/h	0,67	1,0	2,1	2,4
C_h	J/s-K	21,1	18,5	19,2	18,7
$T_{\text{água, entrada}}$	°C	13,0	13,0	13,0	25,0
$T_{\text{água, saída}}$	°C	15,8	16,8	19,3	32,8
$T_{\text{água, média}}$	°C	14,4	14,9	16,1	28,9
$c_{\text{água}}$	J/kg-K	4189,0	4189,0	4187,9	4180,4
$m_{\text{água}}$	kg/s	0,167	0,167	0,167	0,167
C_c	J/s-K	697,5	697,5	697,4	700,1
C_{\min}	J/s-K	21,1	18,5	19,2	18,7
C_{\max}	J/s-K	697,5	697,5	697,4	700,1
$\dot{Q}_{\text{sensível}}$	W	2045,1	2538,4	4121,2	5375,5
$\dot{Q}_{\text{latente disponível}}$	W	461,8	713,5	1409,4	1623,3
$\dot{Q}_{\text{total disponível}}$	W	2506,8	3251,9	5530,6	6998,8
\dot{Q}_{\max}	W	2045,1	2707,2	4510,8	5586,6
$\dot{Q}_{\text{Condensação}}$	W	0,0	168,7	389,7	211,1

Na tabela anterior, a $T_{\text{água, saída}}$ (°C) foi calculada por um balanço de energia considerando que o valor de \dot{Q}_{\max} era todo transferido para a água, este cálculo foi realizado para se determinarem as características da água, nomeadamente o calor específico da água ($c_{\text{água}}$), à temperatura média.

Como se pode visualizar na Tab. 1, é expectável que a taxa de energia recuperada por condensação ($\dot{Q}_{\text{Condensação}}$) seja bastante inferior à taxa recuperada por convecção

forçada ($\dot{Q}_{sensitive}$). Além disto, as projeções aqui feitas são em relação ao calor máximo a recuperar no permutador, sendo portanto de esperar uma energia recuperada inferior, acarretando dificuldades na componente de condensação.

Foi assim tomada a decisão de, no cálculo da estimativa do coeficiente de convecção do lado dos gases, não se considerar a condensação. Como se pode verificar pelas Eq.s 20 e 21, ao não se considerar a condensação deixa de se considerar o cálculo do coeficiente de transferência de energia latente (h_{cond}), o que implica que, caso se venha a verificar condensação a resistência térmica do lado do gás seja menor, o que facilitará a transferência global de energia. Assim, para efeitos de dimensionamento, teremos optado por uma aproximação conservadora, ao considerarmos um coeficiente de transferência de calor inferior, o que resultará no aumento da área de transferência.

A resistência térmica do lado do gás, Eq. 21, passará a ser:

$$R_g = \frac{1}{\eta_0 h_g A_0} \quad (28)$$

e, na estimativa do número de Nusselt para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do gás, passamos a ter:

$$Nu_h = 0,1586 Re_h^{0,5823} (X_t/X_l)^{-0,502} (s/d_0)^{0,031} Pr_h^{1/3} \quad (29)$$

5.1. Marchas de cálculo para o dimensionamento

Depois das considerações anteriores, procedeu-se ao dimensionamento do permutador, seguindo o modelo apresentada por Shi et al. (2011).

Começou-se por obter uma relação entre a energia realmente transferida pelo permutador para a água e o valor de UA . Para isso, arbitrou-se um valor correspondente ao que se pretendia aproveitar na realidade e calculou-se a eficiência do permutador para esse valor (uma vez que o calor máximo que se poderia obter já era conhecido); seguidamente, calculou-se o valor de NTU e, com este, o valor de UA .

Ou seja, o que se pretendeu neste processo foi, perceber a grandeza do valor de UA em função da energia que se pretendia obter.

Segue-se uma explicação sucinta do procedimento utilizado:

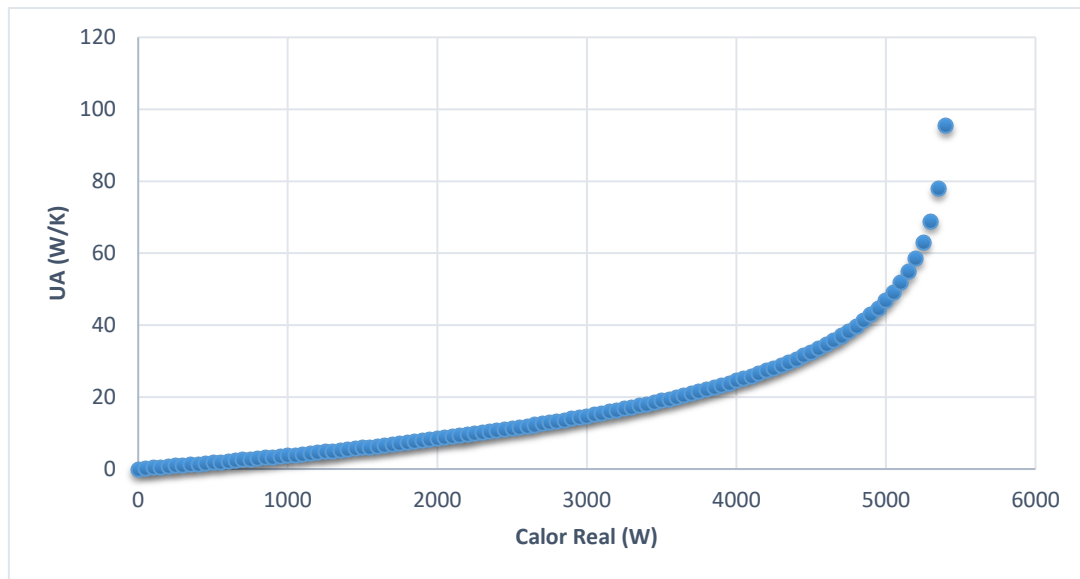


Figura 39: Curva típica do valor de UA em função do Calor Real (W).

Conforme se pode observar pela Fig. 39, o valor de UA tem um crescimento exponencial à medida que o calor real aumenta. Daqui, conclui-se que quanto maior o calor que queremos recuperar, maior a área de transferência deverá ser, e esta tende para infinito à medida que o calor real se aproxima do calor máximo. Isto percebe-se facilmente na Fig. 39, em que para obtermos 4,8 kW seria necessário um valor de UA em torno dos 40 W/K e, para obtermos 5,3 kW seria necessário um valor de UA em torno dos 80 W/K. Ou seja, para conseguirmos retirar apenas mais 0,5 kW dos fumos para a água teríamos de duplicar a área de transferência (admitindo que o U se manteria).

A marcha de cálculo para este processo foi a seguinte:

- Arbitrar valores de calor real em intervalos de 50 W
- Calcular o valor do calor máximo ($\dot{Q}_{m\acute{a}x}$) através da Eq. 26
- Calcular a eficiência (ε) através da Eq. 13
- Calcular o valor da razão de capacidades (c):

$$c = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}} = \frac{m_h c_{ph}}{m_c c_{pc}} \quad (30)$$

- Com o valor de ε , c e n (número de passagens) calcula-se o valor de ε_p :

Inicialmente arbitrou-se um número de passagens; posteriormente, quando se procedeu ao dimensionamento do permutador e se obteve o valor de n final, substituiu-se por forma a atualizar os resultados.

$$\varepsilon_p = \frac{[(1 - \varepsilon c)/(1 - \varepsilon)]^{1/n} - 1}{[(1 - \varepsilon c)/(1 - \varepsilon)]^{1/n} - c} \quad (31)$$

-Com o valor de ε_p e c calcula-se o valor de NTU_p :

$$NTU_p = -\ln\left[1 + \frac{1}{c} \ln(1 - c\varepsilon_p)\right] \quad (32)$$

-Com os valores de NTU_p e n determina-se o NTU :

$$NTU = nNTU_p \quad (33)$$

-Por fim, com o valor de NTU e C_{min} calcula-se o valor de UA :

$$UA = NTU \cdot C_{min} \quad (34)$$

Com este procedimento, foi possível avaliar o valor de UA de acordo com o calor real que se pretende recuperar do permutador. E, com isto, tomar decisões sobre o dimensionamento.

O dimensionamento foi feito iterativamente, arbitrando, numa primeira fase, todas as dimensões. Posteriormente, ajustaram-se tendo em conta os diversos fatores a ter em consideração em projetos deste tipo (como sejam o valor de UA , custo, dimensões finais e peso), obtendo-se uma possível solução de um permutador de calor.

O permutador selecionado foi um permutador de feixe de tubos escalonados e alhetados, porque, como referido anteriormente, o coeficiente global de transferência de calor U é fortemente influenciado pelo menor coeficiente de transferência de calor por convecção do lado dos fumos/gases. Foi esse o motivo que obrigou à incorporação de alhetas no lado dos fumos de forma a aumentar a área de transferência de calor e, conseqüentemente, o produto UA .

As características geométricas foram analisadas e calculadas de acordo com Shah e Sekulić (2003).

Seguidamente, apresentam-se as fórmulas de cálculo consideradas no dimensionamento do permutador, distinguindo-se a parte interior do tubo (escoamento da água), da parte exterior (escoamento dos fumos).

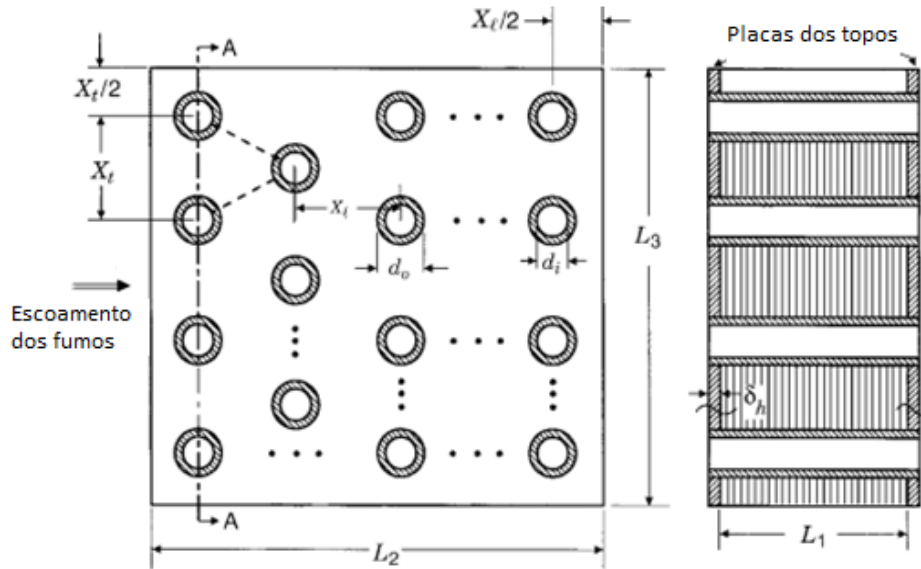


Figura 40: Alhetas planas em tubos circulares (Shah e Sekulić, 2003).

1. Cálculo do número de tubos, N_t :

$$N_t = \frac{L_3}{X_t} \frac{L_2/X_t + 1}{2} + \left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) \frac{L_2/X_t - 1}{2} \quad (35)$$

2. Parte interior (lado da água)

- 2.1. Área total de transferência de calor:

$$A_i = \pi \times d_i \times L_1 \times N_t \quad (36)$$

- 2.2. Área total mínima de caudal livre:

$$A_{0,i} = \frac{\pi}{4} \times d_i^2 \times N_t \quad (37)$$

- 2.3. Diâmetro hidráulico:

$$D_{h,i} = d_i \quad (38)$$

3. Parte exterior (lado dos fumos, ou seja, lado alhetado)

- 3.1. Área total de transferência de calor:

A área total de transferência de calor consiste na área associada aos tubos expostos, paredes do permutador (área primária) e alhetas (área secundária).

- 3.1.1. Área primária:

$$A_p = \pi d_0 (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2 \left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_0^2}{4} N_t \right) \quad (39)$$

3.1.2. Área secundária:

$$A_f = 2 \left[L_2 L_3 - \left(\frac{\pi d_0^2}{4} \right) N_t \right] N_f L_1 + 2 L_3 \delta N_f L_1 \quad (40)$$

3.1.3. Área total de transferência de calor:

$$A_o = A_p + A_f \quad (41)$$

3.2. Área total mínima de caudal livre:

$$A_{0,o} = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c'' + (X_t - d_0) - (X_t - d_0) \delta N_f \right] L_1 \quad (42)$$

onde,

$$c'' = \begin{cases} 2a'' & \text{se } 2a'' < 2b'' \\ 2b'' & \text{se } 2b'' < 2a'' \end{cases} \quad (43)$$

$$2a'' = (X_t - d_0) - (X_t - d_0) \delta N_f \quad (44)$$

$$b'' = \left[\left(\frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{1/2} - d_0 - (X_t - d_0) \delta N_f \quad (45)$$

3.3. Diâmetro hidráulico:

$$D_{h,o} = \frac{4A_{0,o}L_2}{A_o} \quad (46)$$

A marcha de cálculo para o dimensionamento consistiu em assumir as dimensões de d_i , d_o , X_t , X_l , L_1 , L_3 , δ e espaçamento entre alhetas (para se determinar N_f); posteriormente, através de uma folha de cálculo calculava-se, em função do número de passes do permutador, a dimensão L_2 (Eq. 47), bem como as restantes dimensões atrás mencionadas.

$$L_2 = X_l \times n \quad (47)$$

Para o valor de L_1 e L_3 , considerou-se o comprimento e largura da seção da chaminé instalada na caldeira, 0,21 m \times 0,16 m, respetivamente.

Segundo Shi et al. (2011), os permutadores de calor de tubos alhetados usados atualmente na indústria de refrigeração e ar-condicionado são, normalmente, construídos em cobre e alumínio com espaçamento entre alhetas em torno de 1,5 mm. No entanto, a aplicação a

que se destina este permutador de calor requeria alguma atenção neste aspeto. O espaçamento entre alhetas deveria permitir que, em caso de condensação, o condensado fosse drenado convenientemente, razão pela qual havia um limite ao seu espaçamento. Por outro lado, o material de construção deveria suportar as adversidades do meio onde iria ser introduzido (contacto com cinzas, água e outros elementos que provocariam a sua corrosão). Por estas razões, decidiu-se fabricar o permutador em aço inoxidável e fixou-se o espaçamento entre alhetas em 3 mm (espaçamento entre alhetas igual ao do permutador utilizado por Shi et al. (2011)).

Para o valor de X_t teve-se em conta a largura do permutador e o número de tubos a utilizar em cada passe. Este último valor foi obtido/estabelecido de forma a se conseguirem valores do coeficiente de transferência de calor do lado da água, utilizando a expressão apresentada por Shi et al. (2011), por forma a se conseguir obter um número de Reynolds acima de 2300.

Tendo as dimensões das áreas A_i e A_o , e estimando os coeficientes de transferência de calor do lado da água e dos fumos, é possível prever a eficiência da superfície alhetada, assim como prever o valor de UA do permutador através da Eq. 48. Assim, cruzando os valores de UA calculado pelas dimensões com os valores de UA calculados em função do calor real, é possível seleccionar um permutador que se enquadre na aplicação, mediante algumas decisões (dimensões, consumo de materiais, custo, por um lado, quantidade de energia a recuperar, por outro).

O cálculo do valor de UA tendo em conta as dimensões do permutador realizou-se por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_0 h A_0} + \frac{1}{\pi L k_c N u_c} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi L k_{tubo}} \quad (48)$$

onde,

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_0} (1 - \eta_f) \quad (49)$$

Para o cálculo de η_0 é necessário calcular:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (50)$$

onde:

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (51)$$

Para uma geometria escalonada de alhetas planas, teremos:

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1,27 \frac{X_{M'}}{r} \left(\frac{X_{L'}}{X_{M'}} - 0,3 \right)^{1/2} \quad (52)$$

$$X_{M'} = \frac{X_t}{2} \quad (53)$$

$$X_{L'} = \frac{X_t X_l}{\sqrt{(3X_t/2)^2 + X_l^2}} \quad (54)$$

e para alheta seca,

$$m = m_d = \sqrt{\frac{2h_h}{k_a \delta}} \quad (55)$$

apenas foram considerados os cálculos do rendimento para alheta seca, porque como visto anteriormente espera-se que a condensação seja muito pouca ou não ocorra.

5.1.1. Marcha de cálculo para calcular o coeficiente de transferência de calor do lado da água

1. Calcular o número de Reynolds associado ao escoamento:

$$Re_c = \frac{\rho_c V_{méd,c} D_{h,i}}{\mu_c} = \frac{V_{méd,c} D_{h,i}}{\nu_c} \quad (56)$$

2. A velocidade média do escoamento foi calculada por:

$$V_{méd,c} = \frac{4m_c}{\rho_c \pi D_i^2 n_e} \quad (57)$$

É necessário dividir o caudal pelo número de tubos em que este se irá distribuir no permutador (n_e).

3. Calcular o coeficiente de atrito:

$$f_c = [0,7904 \ln(Re_c) - 1,64]^{-2} \quad (58)$$

4. Calcular o número de Nusselt:

$$Nu_c = \frac{(f_c/8)(Re_c - 1000)Pr_c}{1 + 12,7\sqrt{f_c/8}(Pr_c^{2/3} - 1)} \quad (59)$$

Segundo Çençel (2007), esta correlação aplica-se nas seguintes faixas de Re e Pr :

$$\left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 160 \\ 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (60)$$

5. Calcular o coeficiente de transferência de calor:

$$Nu_c = \frac{h_c D_{h,i}}{k_c} \quad (61)$$

Todas as propriedades do fluido, neste caso a água, devem ser avaliadas na temperatura média do fluido, T_b

$$T_b = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \quad (62)$$

Como a temperatura de saída da água do permutador não é conhecida, deve-se assumir um valor e, a partir dele, obter as propriedades. No final calcula-se a temperatura de saída e verifica-se se é necessário repetir o cálculo com novas propriedades função da nova temperatura média.

5.1.2. Marcha de cálculo para calcular o coeficiente de transferência de calor do lado dos fumos

1. Calcular o número de Reynolds:

$$Re_h = \frac{m_h D_{h,o}}{A_{o,0} \mu_h} \quad (63)$$

2. Calcular o número de Nusselt do lado dos fumos, de acordo com a correlação proposta por Shi et al. (2011), através da Eq. (29).

3. Calcular o fator de Colburn:

$$j = \frac{Nu_h}{Re_h Pr_h^{1/3}} \quad (64)$$

4. A velocidade máxima foi calculada pela equação:

$$V_{máx,h} = \frac{m_h}{\rho_h A_{o,0}} \quad (65)$$

5. Calcular o coeficiente de transferência de calor através da equação:

$$j = \frac{h_h}{\rho_h V_{máx,h} C_{p,h}} Pr_h^{2/3} \quad (66)$$

Depois das várias iterações feitas, e analisadas para as cargas P1, P3 e P5, obtiveram-se as dimensões e características apresentadas na Tab. 2.

Tabela 2: Dimensões e características do permutador dimensionado.

d_i	m	0,009
d_o	m	0,012
δ	m	0,0005
s	m	0,003
L_1	m	0,21
L_2	m	0,2
L_3	m	0,16
n		5
A_i	m ²	0,1603
A_o	m ²	3,7242
A_p	m ²	0,2411
A_f	m ²	3,4831
Número de alhetas		60

Após dimensionado, o permutador foi desenhado através do Solidworks (Anexo A). Posteriormente, efetuou-se a sua construção.

O processo utilizado consistiu em cortar os tubos, através de um serrote de fita, cortar chapas com as dimensões das alhetas, de uma chapa de 2000 X 1000 mm, com recurso à guilhotina e à tesoura. De seguida, abriram-se os furos nas alhetas para a passagem dos tubos. De forma a garantir-se o máximo contacto térmico entre tubos e chapa (alheta), os furos tiveram de ser abertos justos por maquinaria CNC (pré-furação à broca e ajuste posterior do diâmetro ao diâmetro do tubo, por interpolação circular).

A maior dificuldade surgiu na montagem dos tubos no conjunto de alhetas, devido ao aperto referido. Foi necessário exercer uma pressão elevada nos vários tubos. Como resultado, verificou-se alguma deformação nas alhetas.

O espaçamento entre alhetas foi feito com recurso a porcas M4 (com uma espessura de 3mm).

Durante a furação e alargamento dos furos das alhetas, houve ainda um grupo de chapas que ficou deformado (uma broca partiu-se na abertura, acabando por se furar fora do CNC, com recurso a uma furadora, o que fez com que alguns furos ficassem desalinhados e estas não puderam ser montadas no permutador).

A Tab. 3 apresenta as dimensões e características finais do permutador.

5. Dimensionamento do permutador de calor

Tabela 3: Dimensões e características do permutador construído.

d_i	m	0,009
d_o	m	0,012
δ	m	0,0005
s	m	0,003
L_1	m	0,190
L_2	m	0,2
L_3	m	0,16
n		5
A_i	m ²	0,1450
A_o	m ²	3,3751
A_p	m ²	0,2237
A_f	m ²	3,1514
Número de alhetas		55

Com as dimensões da Tab. 3, calculou-se o valor de UA (W/K) nas respectivas cargas (Tab. 4).

Tabela 4: Parâmetros do permutador construído.

		P1	P3	P5 (a)	P5 (b)
$R_{ed, \acute{a}gua}$		3443,7	3454,0	3537,2	4828,1
$f_{\acute{a}gua}$		0,0435	0,0435	0,0431	0,0390
$NU_{\acute{a}gua}$		28,0	28,1	28,6	35,9
$h_{\acute{a}gua}$	W/m ² -K	1833,5	1840,2	1879,1	2445,1
$R_{ed, fumos}$		241,8	199,8	179,9	170,8
NU_{fumos}		4,1	3,6	3,4	3,3
f_{fumos}		0,0187	0,0202	0,0212	0,0216
h_{fumos}	W/m ² -K	33,5	32,0	34,6	34,5
UA	W/K	53,1	51,8	54,3	56,8

Conforme se pode observar pela Tab. 4, o coeficiente de transferência de calor estimado para o escoamento dos fumos é bastante menor que o da água. Além disto, é possível verificar que os coeficientes de transferência de calor variam conforme as cargas utilizadas na caldeira mantendo-se, no entanto, na mesma ordem de grandeza. De referir que existe uma diferença mais acentuada entre P5 (a) e P5 (b), sobretudo do lado da água, devido à temperatura da água na entrada do permutador (13 e 25 °C, respetivamente).

Relativamente aos valores de UA , é possível verificar que estes se mantêm próximos, independentemente da carga, já que o fator que mais influencia estes valores é o coeficiente de transferência de calor do lado dos fumos sendo que este é praticamente idêntico nas três cargas.

Anteriormente, explicou-se no procedimento de dimensionamento que em função da energia a recuperar pretendida foi permitido obter uma relação para o valor de UA . Este apresenta-se nos gráficos seguintes, para as cargas consideradas anteriormente.

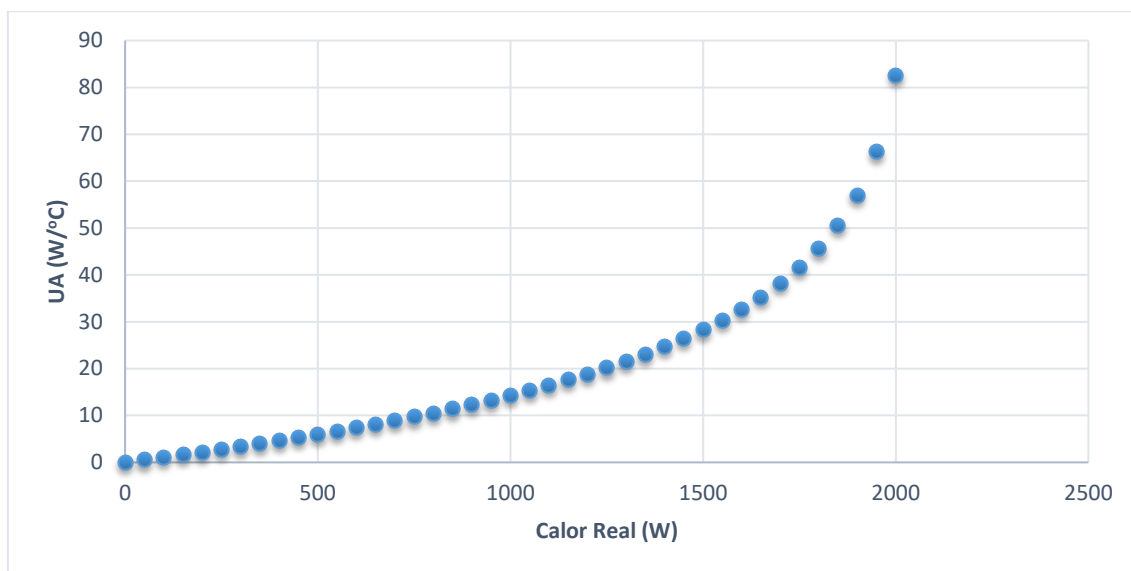


Figura 41: Curva de UA versus Calor real para carga baixa (P1).

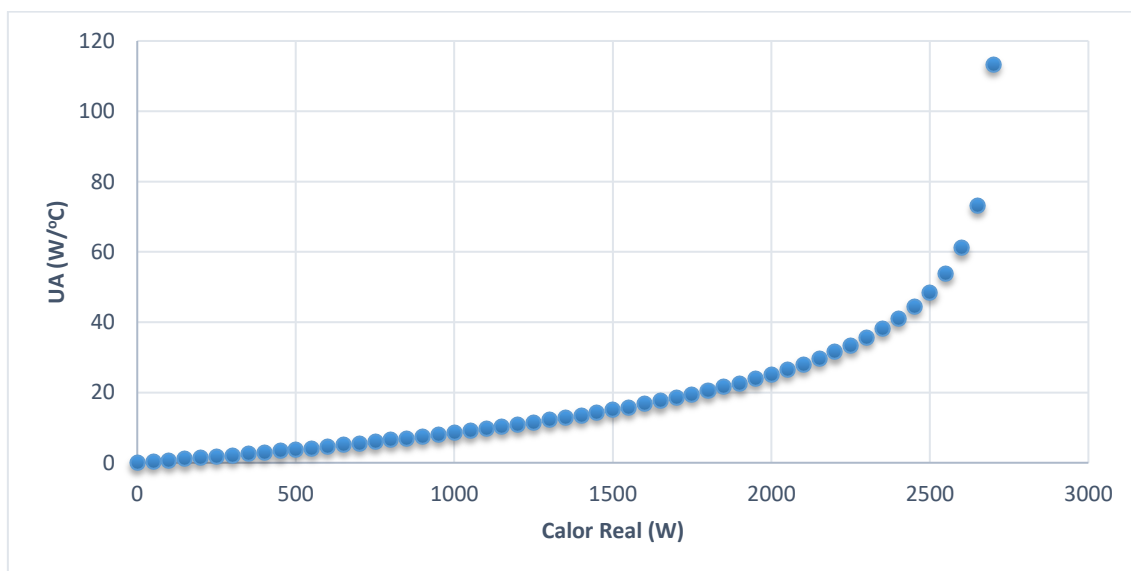


Figura 42: Curva de UA versus Calor real para carga média (P3).

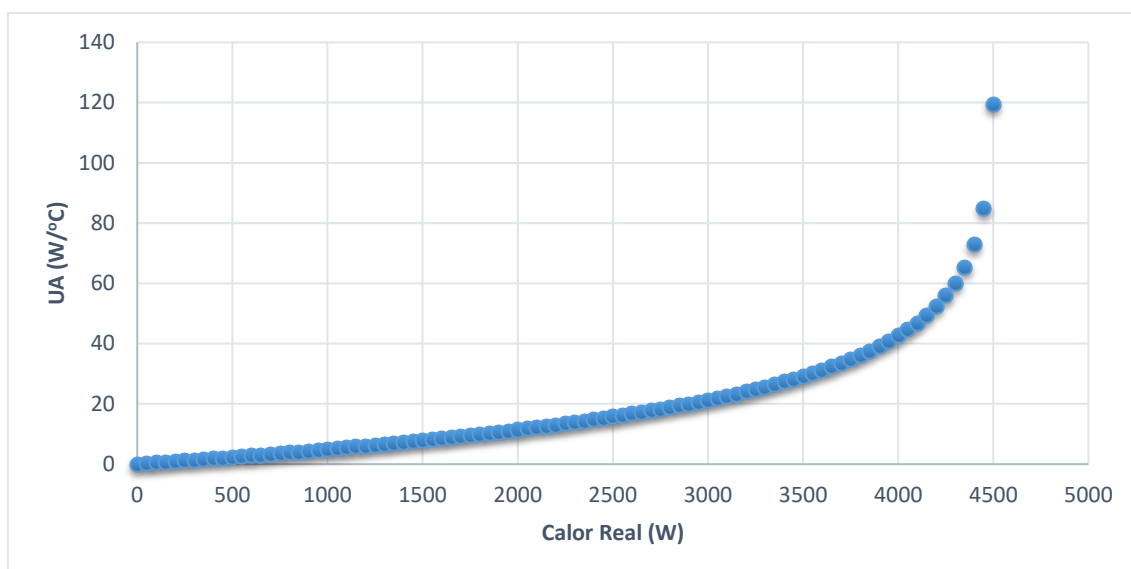


Figura 43: Curva de UA versus Calor real para carga máxima (P5-a).

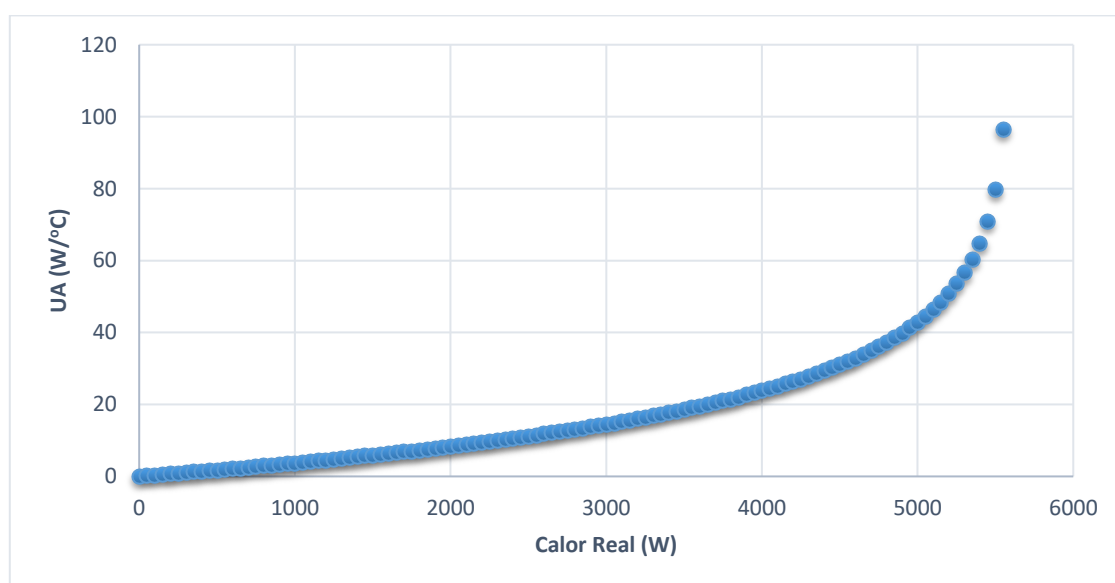


Figura 44: Curva de UA versus Calor real para carga máxima (P5-b).

Os valores de UA obtidos no dimensionamento, em cada carga, cruzaram-se nos respectivos gráficos anteriores e obteve-se o calor real que se esperava vir a retirar em cada situação. Esta informação, bem como outros dados, são apresentados na tabela seguinte (Tab. 5).

Tabela 5: Expectativas do permutador construído.

		P1	P3	P5 (a)	P5 (b)
UA	W/K	53,1	51,8	54,3	56,8
NTU		2,40	2,62	2,73	3,03
\dot{Q}_{real}	W	1850	2500	4200	5300
$\dot{Q}_{máx}$	W	2045,1	2707,2	4510,8	5586,6
$\epsilon_{permutador}$	%	90,5	92,3	93,1	94,9

Conforme é apresentado na Tab. 5, previa-se que o permutador construído possuísse um funcionamento idêntico em todas as cargas da caldeira (P1, P3 e P5). Conforme se pode observar, esperava-se que a área do permutador permitisse recolher à volta de 90 % da energia que lhe seria fornecida pelos fumos.

O resultado das operações de montagem apresenta-se em seguida:



Figura 45: Montagem final do permutador (1).



Figura 46: Montagem final do permutador (2).



Figura 47: Montagem final do permutador (3).

6. Instalação experimental

6.1. Descrição da instalação

De forma a verificar a influência na caldeira do permutador projetado, optou-se por fazer uma instalação semelhante à de Ferreira (2013). Numa primeira fase, efetuaram-se ensaios com a mesma instalação (Fig. 48), de forma a verificar as condições em que a caldeira estava a operar e, com isso, foi possível proceder-se ao dimensionamento do permutador. Numa segunda fase, a instalação foi alterada de forma a incorporar o permutador de calor (Fig. 49) e, assim, avaliar as novas condições com que esta estava a operar. No final, pretendeu-se comparar as diferenças a nível de eficiência da caldeira e avaliar a viabilidade da utilização do permutador.

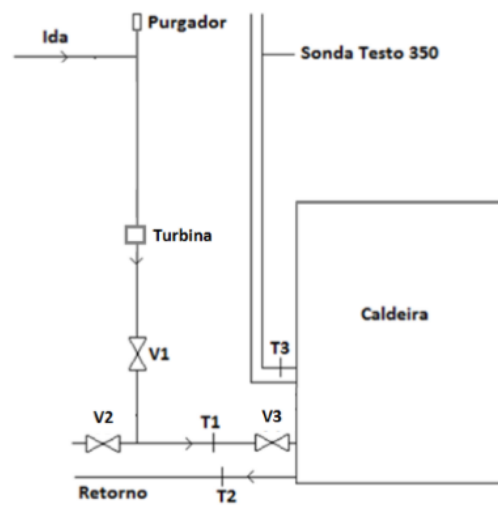


Figura 48: Instalação experimental sem permutador (Ferreira, 2013).

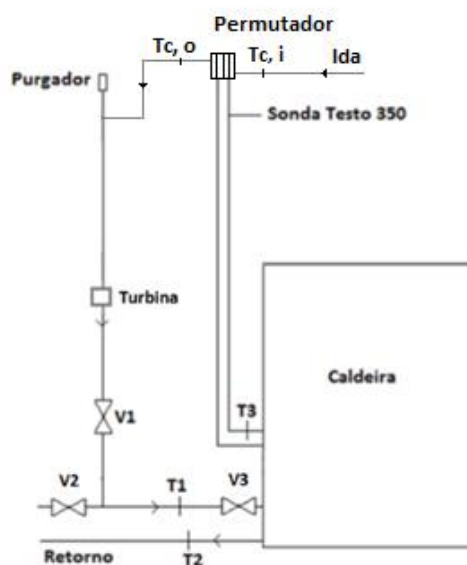


Figura 49: Instalação experimental com permutador.



Figura 50: Instalação experimental do permutador.

Como se pode ver nas Fig.s 49 e 50, o permutador de calor foi aplicado no topo da chaminé, mais concretamente a 2 metros de altura a seguir à curva de saída da caldeira. O objetivo foi garantir que o perfil de velocidade dos fumos, quando chegassem ao permutador, estivesse completamente desenvolvido (teoricamente 10 a 20 diâmetros hidráulicos (White, 2015), apenas foi possível colocá-lo a 10 diâmetros devido às limitações da altura do laboratório).

6.2. Descrição da caldeira

A caldeira em causa corresponde à caldeira usada por Ferreira (2013) e Pinto (2015). Consiste num aparelho doméstico típico de uma habitação unifamiliar, da marca Metlor, modelo Aqualux, com uma potência térmica nominal de 20 kW (Fig. 51).

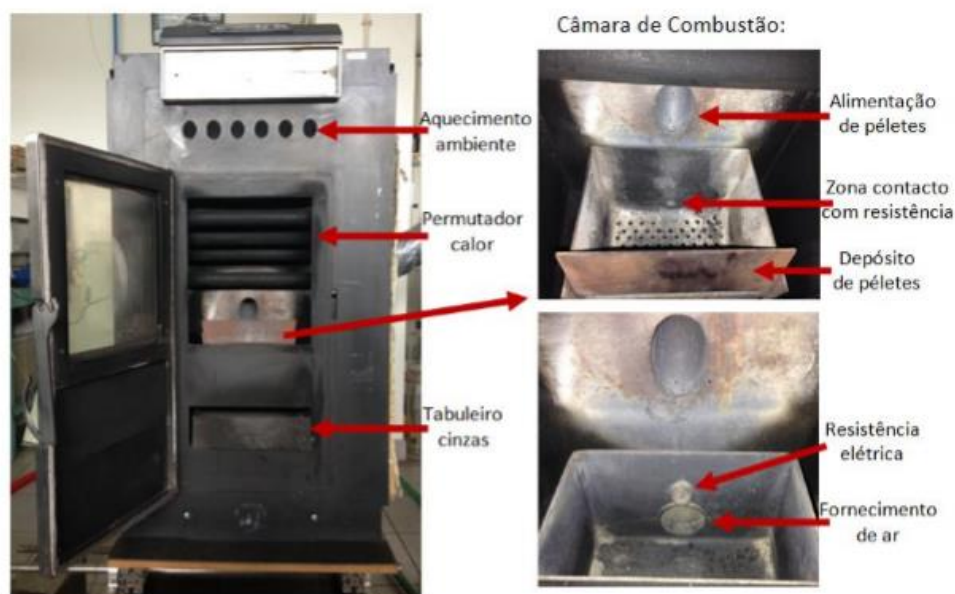


Figura 51: Caldeira utilizada nos ensaios (Pinto, 2015).

O depósito tem capacidade para 50 litros, equivalente a aproximadamente 35 kg de peletes. Os peletes são introduzidos manualmente no depósito e a sua alimentação no queimador é feita pelo topo, realizada por um parafuso sem-fim. A ignição dos peletes é conseguida por meio de uma resistência elétrica (Ferreira, 2013).

Além do aquecimento de água, este modelo possui um ventilador auxiliar, que pode ser utilizado para aquecimento do espaço onde se encontra. Durante os ensaios realizados este ventilador esteve sempre desligado (a energia da combustão era transferida apenas para a água).

O funcionamento da caldeira é totalmente automático. Possui 5 regimes de funcionamento, designados por cargas (P1, P2, P3, P4 e P5), que correspondem a 5 formas diferentes de operação para o sem-fim, ajustando o consumo de combustível à potência desejada. A velocidade de rotação do sem-fim é constante em todas as potências, variando o intervalo de tempo em que está ligado.

A câmara de combustão, como se pode ver na Fig. 51, é constituída por um cesto amovível com vários furos, por onde escoo o ar para a combustão, e uma resistência elétrica responsável pela ignição dos peletes. Além disto, dentro da câmara de combustão, existe um feixe de tubos, por onde circula a água e, por onde se dá a troca do calor da combustão (dos fumos para a água).

Após a caldeira ser ligada, a resistência elétrica entra em aquecimento durante cerca de 5 minutos, ao mesmo tempo que é feita a pré-carga dos peletes (durante 110 segundos). O calor fornecido pela resistência elétrica, em conjunto com o escoamento de ar proveniente do ventilador, estabelecem as condições necessárias à propagação da combustão. Depois de iniciada, a caldeira opera cerca de 12 minutos até o seu funcionamento estabilizar, sendo esta fase denominada de “chama acesa”. Na análise dos dados relativos aos ensaios,

consideraram-se as condições após o funcionamento estabilizar (procurando aproximar-se do regime permanente).

A cada 20 minutos é ativado o modo de limpeza, em que o ventilador principal da caldeira trabalha durante 20 segundos na potência máxima, para remover as cinzas depositadas no cesto (queimador).

6.3. Metodologia experimental

De forma a avaliar a eficiência térmica da caldeira, com e sem permutador de calor, foi necessário efetuar várias medições relevantes ao funcionamento da caldeira.

6.3.1. Medição do consumo de peletes

O caudal de mássico de peletes consumidos foi determinado através da razão entre a massa de peletes consumido e o intervalo de tempo do ensaio:

$$\dot{m}_{peletes} = \frac{\Delta m_{peletes}}{\Delta t} \quad (67)$$

onde, $\dot{m}_{peletes}$ (kg/s) representa o caudal mássico médio do consumo de peletes, $\Delta m_{peletes}$ (kg) o consumo de peletes durante o ensaio e Δt (s) o intervalo de tempo que durou o ensaio.

Para determinar o consumo de peletes, mediu-se a massa de peletes colocados no depósito antes de se dar início ao ensaio e mediu-se a massa sobranete no final.

6.3.2. Medição de temperaturas

As temperaturas foram medidas segundo o procedimento descrito em Ferreira (2013). Tanto as temperaturas da água, como a dos fumos, foram medidas com termopares tipo K com 3 mm de diâmetro, cuja gama de leitura vai desde os -200 aos 1250 °C. Os sinais analógicos provenientes dos termopares foram transmitidos através de uma porta RS232 para um computador, utilizando o programa *PicLog* da *Pico Technology Ltd*, ligado ao datalogger *PICO TC08*, com compensação por junção fria. As leituras das temperaturas foram registadas a cada segundo.

6.3.3. Medição do caudal mássico de água

A medição do caudal de água foi feita da mesma forma que Ferreira (2013) e Pinto (2015). Foi medido através de um medidor de caudal de turbina, modelo DFC.9000.100 da *Parker*. A turbina foi alimentada a 5 Volts e ligada a uma placa NI USB-6008 da *National Instruments*.

O sinal analógico proveniente do medidor de caudal (turbina) era transmitido para um computador utilizando uma placa NI USB-6008. No computador, através do programa

Labview 8.6 da *National Instruments*, era possível monitorizar o caudal mássico de água. O registo dos valores era feito segundo a segundo.

6.3.4. Medição do caudal mássico de gases de combustão

A medição do caudal de fumos foi feita segundo Ferreira (2013). Foram feitas duas tomas de pressão, uma antes e outra depois do ventilador; nelas ligaram-se, em paralelo, um manómetro diferencial de coluna de água e um transdutor diferencial de pressão, *FCO34* da *Furness Controls Limited*, alimentado a 15 Volts através de uma fonte de alimentação *Furness Control*, modelo *M0177*. O transdutor estava ligado a uma placa NI USB-6008, que fazia a ligação com um computador e, através do programa *Labview 8.6* da *National Instruments*, permitia a monitorização do caudal mássico de fumos, a cada segundo.

6.3.5. Medição da composição dos gases de combustão

A composição dos gases de combustão foi monitorizada recorrendo-se a um analisador de gases da marca *Testo*, modelo 350. Para efetuar as medições da composição dos fumos foi necessário colocar a sonda de análise na saída da chaminé (Fig. 50). Registaram-se as concentrações molares de oxigénio (O_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2) e óxidos de azoto (NO_x), recorrendo ao programa “*EasyEmission*” que acompanha o analisador. As concentrações foram registadas a cada 10 segundos.

7. Resultados experimentais e discussão

Neste capítulo serão apresentados e analisados os resultados experimentais dos ensaios realizados à caldeira. Será avaliado o rendimento térmico da caldeira operando com e sem permutador. Além disto, será estudada a viabilidade da utilização do permutador, confrontando os custos (estimativa de produção e utilização) com os benefícios.

7.1. Metodologia de cálculo

O rendimento térmico da caldeira só foi determinado quando eram atingidas as condições de regime permanente, ou seja, considerando-se apenas o intervalo de tempo em que a temperatura da água na saída da caldeira se mantinha aproximadamente constante. Dentro do rendimento térmico da caldeira destaca-se o rendimento da caldeira sem permutador (Eq. 68) e o rendimento da caldeira com permutador (Eq. 69):

$$\eta_{\text{térmico}_{sp}} = \frac{\dot{Q}_{\text{caldeira}}}{\dot{Q}_{\text{fornecido}}} \quad (68)$$

$$\eta_{\text{térmico}_{cp}} = \frac{\dot{Q}_{\text{caldeira}} + \dot{Q}_{\text{permutador}}}{\dot{Q}_{\text{fornecido}}} \quad (69)$$

onde, $\dot{Q}_{\text{caldeira}}$ (kW) representa a potência térmica transferida para a água na caldeira, $\dot{Q}_{\text{permutador}}$ (kW) a potência térmica transferida para a água no permutador e $\dot{Q}_{\text{fornecido}}$ (kW) a potência térmica libertada na combustão dos peletes, ou seja, a potência térmica fornecida à caldeira.

A potência térmica fornecida à caldeira foi calculada através da Eq. 70:

$$\dot{Q}_{\text{fornecido}} = \dot{m}_{\text{peletes}} PCI_{\text{peletes}} \quad (70)$$

onde, \dot{m}_{peletes} (kg/s) representa o caudal mássico de peletes e PCI_{peletes} (kJ/kg) corresponde ao poder calorífico inferior dos peletes (17500 kJ/kg).

A potência térmica transferida para a água na caldeira e a potência térmica transferida para a água no permutador foram determinadas pelas Eq.s 71 e 72 respetivamente:

$$\dot{Q}_{\text{caldeira}} = \dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} (T_{\text{saída}_{\text{caldeira}}} - T_{\text{entrada}_{\text{caldeira}}}) \quad (71)$$

$$\dot{Q}_{\text{permutador}} = \dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} (T_{\text{saída}_{\text{permut.}}} - T_{\text{entrada}_{\text{permut.}}}) \quad (72)$$

onde, $\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s) representa o caudal mássico de água, $c_{\text{água}}$ (kJ/kg-K) o calor específico da água à temperatura média, $T_{\text{saída}_{\text{permut.}}}$ a temperatura da água na saída do permutador, $T_{\text{entrada}_{\text{permut.}}}$ a temperatura da água na entrada do permutador, $T_{\text{saída}_{\text{caldeira}}}$ a temperatura da água na saída da caldeira e, por último, $T_{\text{entrada}_{\text{caldeira}}}$ a

temperatura da água na entrada da caldeira que se considerou igual à temperatura da água na saída do permutador. Ou seja,

$$T_{saída_{permut.}} = T_{entrada_{caldeira}} \quad (73)$$

logo,

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_{água} c_{água} (T_{saída_{caldeira}} - T_{saída_{permutador}}) \quad (74)$$

Para efeitos de dimensionamento, os fumos consideram-se como sendo azoto (N_2). Assim, para avaliar as perdas térmicas dos fumos foram estimadas por:

$$\dot{Q}_{fumos} = \dot{m}_{fumos} * \bar{c}_{fumos} * (T_{fumos} - T_{ambiente}) \quad (75)$$

onde, \dot{Q}_{fumos} (kW) representa as perdas de calor pelos fumos, \dot{m}_{fumos} (kg/s) o caudal de fumos, \bar{c}_{fumos} (kJ/kg-K) o calor específico dos fumos à temperatura média (considerados N_2), T_{fumos} a temperatura com que os fumos são libertados da caldeira e $T_{ambiente}$ a temperatura ambiente.

As perdas térmicas da caldeira resultantes da convecção e radiação para o meio envolvente não foram medidas, pelo que essas foram estimadas a partir do balanço de energia:

$$\dot{Q}_{fornecido} = \dot{Q}_{caldeira} + \dot{Q}_{fumos} + \dot{Q}_{outras\ perdas} \quad (76)$$

Relativamente ao estudo económico, estipulou-se um consumo médio anual para as três cargas. Considerou-se um funcionamento de 6 horas por dia, durante 6 meses e avaliou-se o consumo de peletes em massa e o seu custo (foi contactada a empresa *Pellets Power – Mortágua* a 26/09/2016 que facultou os preços –160 €/ton). Esta análise foi feita considerando a caldeira a trabalhar sem permutador e com permutador de calor:

-Sem permutador:

$$Consumo_{anual} = \dot{m}_{peletes} \times 3600 \times N^{\circ}horas \times N^{\circ}Dias \quad (77)$$

onde, $Consumo_{anual}$ (kg) representa o consumo anual de peletes nas condições consideradas, $\dot{m}_{peletes}$ (kg/s) representa o caudal mássico de peletes, $N^{\circ}horas$ representa o número de horas de funcionamento diárias da caldeira e o $N^{\circ}Dias$ o número de dias considerados.

Ou seja, considerando 6 horas por dias durante 6 meses, temos:

$$Consumo_{anual} = \dot{m}_{peletes} \times 3600 \times 6 \times 30 \times 6 \quad (78)$$

Depois de estimado o consumo de peletes (kg) o valor correspondente, em euros, é:

$$Custo_{anual} = \frac{Consumo_{anual} \times Custo/ton}{1000} \quad (79)$$

-Com permutador:

Com a aplicação do permutador, o consumo de peletes não se altera e o controlo do sem-fim mantém-se igual. Assim, de forma a avaliar o consumo de peletes com a aplicação do permutador, foi calculada a potência que teria de ser fornecida à caldeira, para se obter a potência conjugada pela caldeira e permutador, nas condições originais de operação da caldeira (nomeadamente, com a sua eficiência térmica original). Depois de estimada a potência que teria de se fornecer, para ter a potência útil (caldeira mais permutador), foi calculada a massa de combustível para as condições de funcionamento consideradas:

$$\eta_{térmico_{sp}} = \frac{\dot{Q}_{caldeira} + \dot{Q}_{permutador}}{\dot{Q}'_{fornecido}} \quad (80)$$

$$\dot{Q}'_{fornecido} = \dot{m}'_{peletes} PCI_{peletes} \quad (81)$$

onde, $\dot{Q}'_{fornecido}$ (kW) representa a potência que teria de se fornecer à caldeira para, nas condições de fábrica conseguir fornecer o calor retirado tanto da caldeira como do permutador e $\dot{m}'_{peletes}$ (kg/s) representa o caudal de peletes que teria de ser fornecido para se conseguir retirar ambas as potências com as características originais da caldeira.

Relativamente a consumos, teríamos:

$$Consumo'_{anual} = \frac{\dot{Q}_{caldeira} + \dot{Q}_{permutador}}{PCI_{peletes} \times \eta_{térmico_{sp}}} \times 3600 \times N^{\circ}Horas \times N^{\circ}Dias \quad (82)$$

onde, $Consumo'_{anual}$ (kg) representa o consumo de peletes anual que teríamos para se conseguir obter o valor $\dot{Q}_{caldeira} + \dot{Q}_{permutador}$ nas condições de operação de fabricante.

A nível de custos, teríamos:

$$Custo'_{anual} = \frac{Consumo'_{anual} \times Custo/ton}{1000} \quad (83)$$

$$Diferença Consumo = Consumo'_{anual} - Consumo_{anual} \quad (84)$$

$$Diferença Custo = Custo'_{anual} - Custo_{anual} \quad (85)$$

onde, $Custo'_{anual}$ (€) representa o custo anual do consumo de peletes necessários para obter a potência da caldeira e permutador, operando nas condições de fábrica.

Nas últimas equações, é comparado tanto o consumo como o custo com o uso do permutador e sem o uso do permutador.

Numa perspetiva de avaliar percentualmente o efeito da utilização do permutador no consumo e custo de peletes, teríamos:

$$Custo_{extra}(\%) = \frac{Custo'_{anual} - Custo_{anual}}{Custo_{anual}} \times 100 \quad (86)$$

e,

$$Consumo_{extra}(\%) = \frac{Consumo'_{anual} - Consumo_{anual}}{Consumo_{anual}} \times 100 \quad (87)$$

Onde $Consumo_{extra}$ e $Custo_{extra}$ representam, respetivamente, o aumento do consumo de peletes e o aumento do custo que teria lugar por forma a aproveitar a energia transferida pelo conjunto caldeira e permutador, nas condições de fábrica.

7.2. Resultados e discussão dos ensaios experimentais

Os ensaios realizados à caldeira foram feitos através da queima de peletes da marca *Pellets Power*, cuja composição foi disponibilizada pela empresa, e se apresenta-se a seguir:

Tabela 6: Composição imediata e elementar dos peletes utilizados.

Cinzas % (m/m)	0,6
Matérias voláteis % (m/m)	85,3
Carbono fixo % (m/m)	14,1
Carbono total % (m/m)	50,7
Hidrogênio total % (m/m)	6,9
Azoto % (m/m)	0,2
Enxofre % (m/m)	0,01
Oxigénio % (m/m)	42,19
PCI (kJ/kg) ¹	18790

⁽¹⁾Na base seca

7.2.1. Resultados sem permutador

A seguir apresentam-se as curvas típicas de temperatura obtidas para as diferentes cargas. De referir que, estas três curvas são resultantes da operação da caldeira sem permutador. As curvas utilizando permutador são parecidas com estas, apenas se acrescenta mais uma curva (a temperatura da água à saída do permutador).

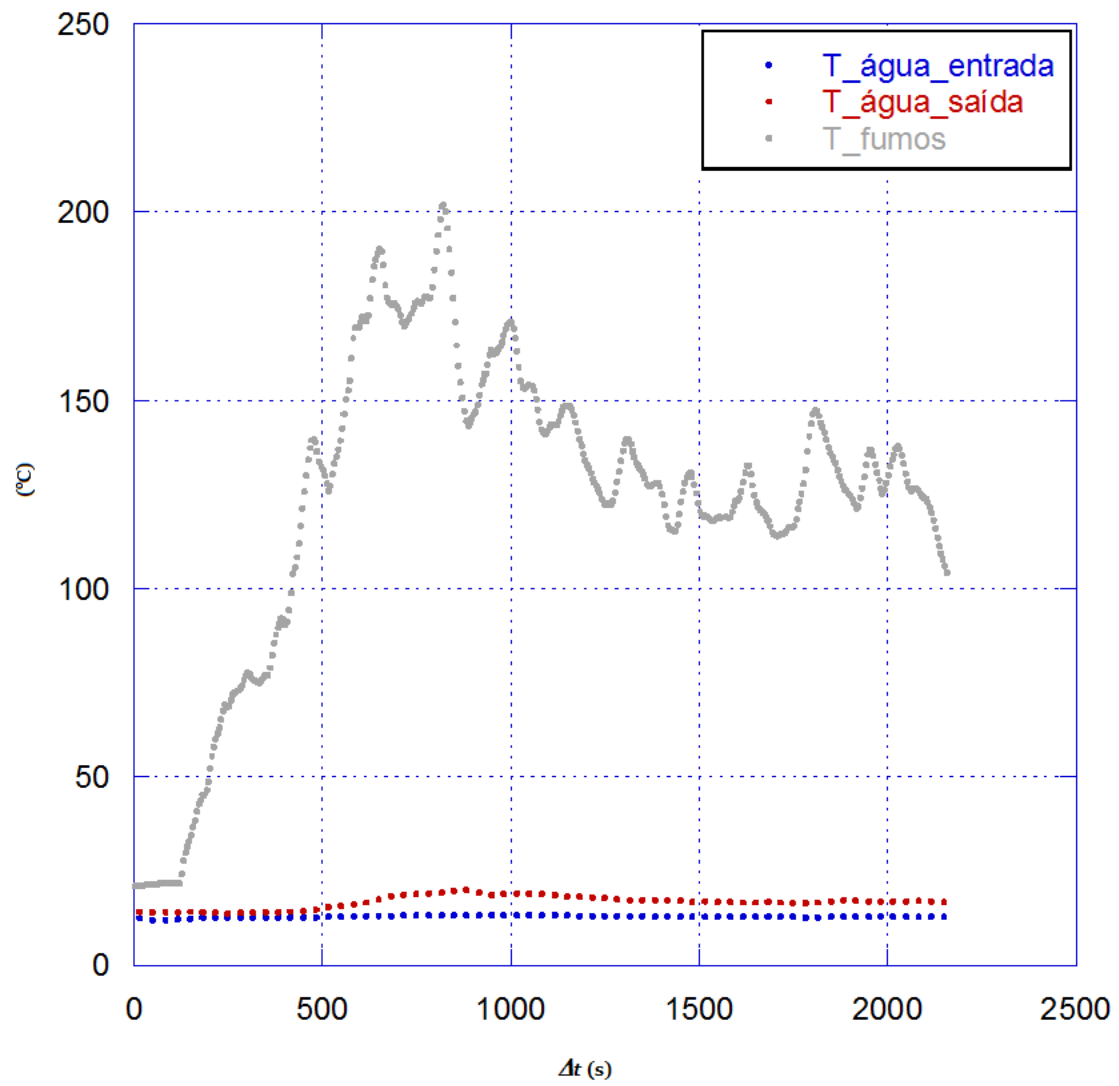


Figura 52: Curva típica de temperaturas na carga P1.

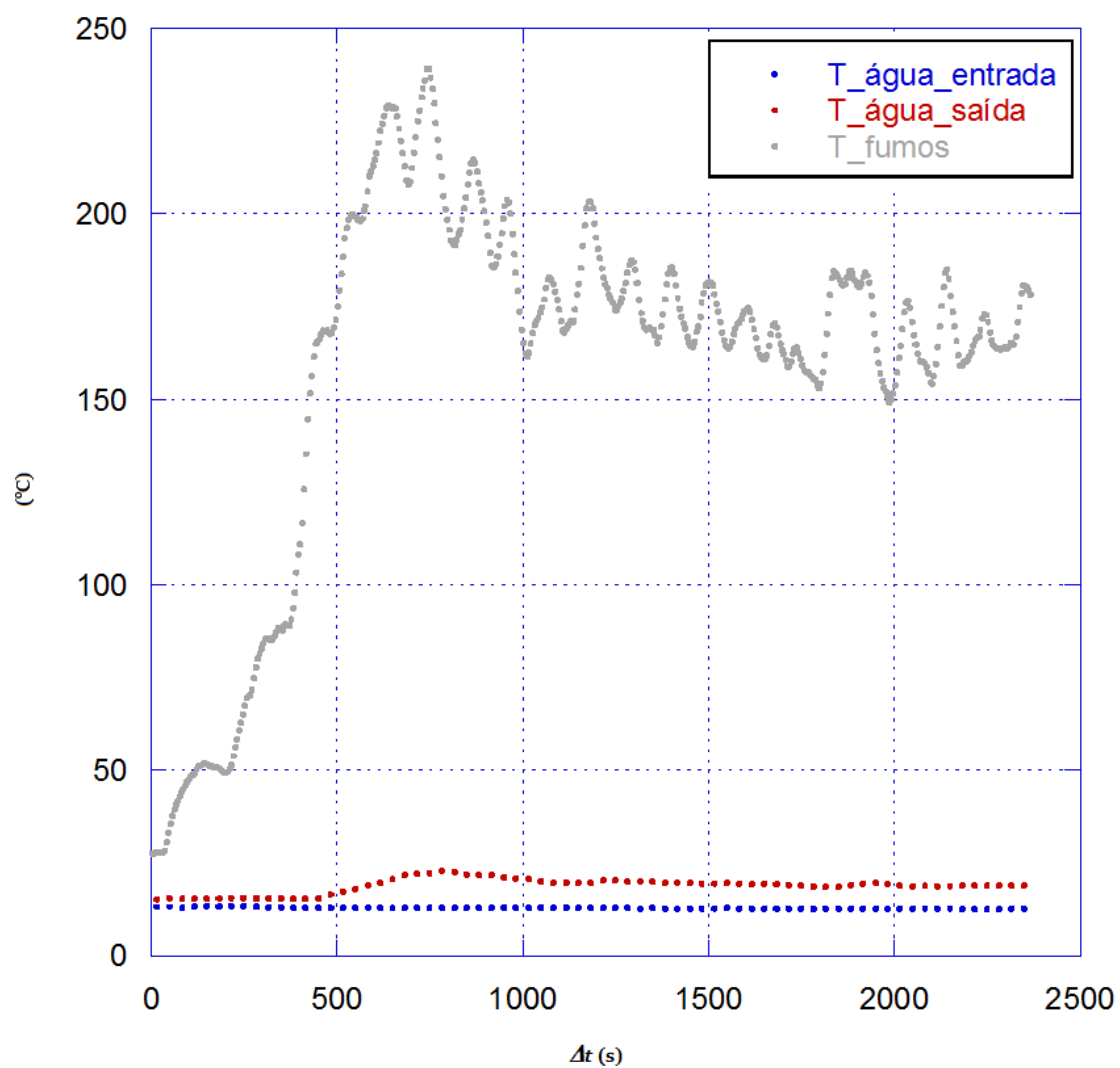


Figura 53: Curva típica de temperaturas na carga P3.

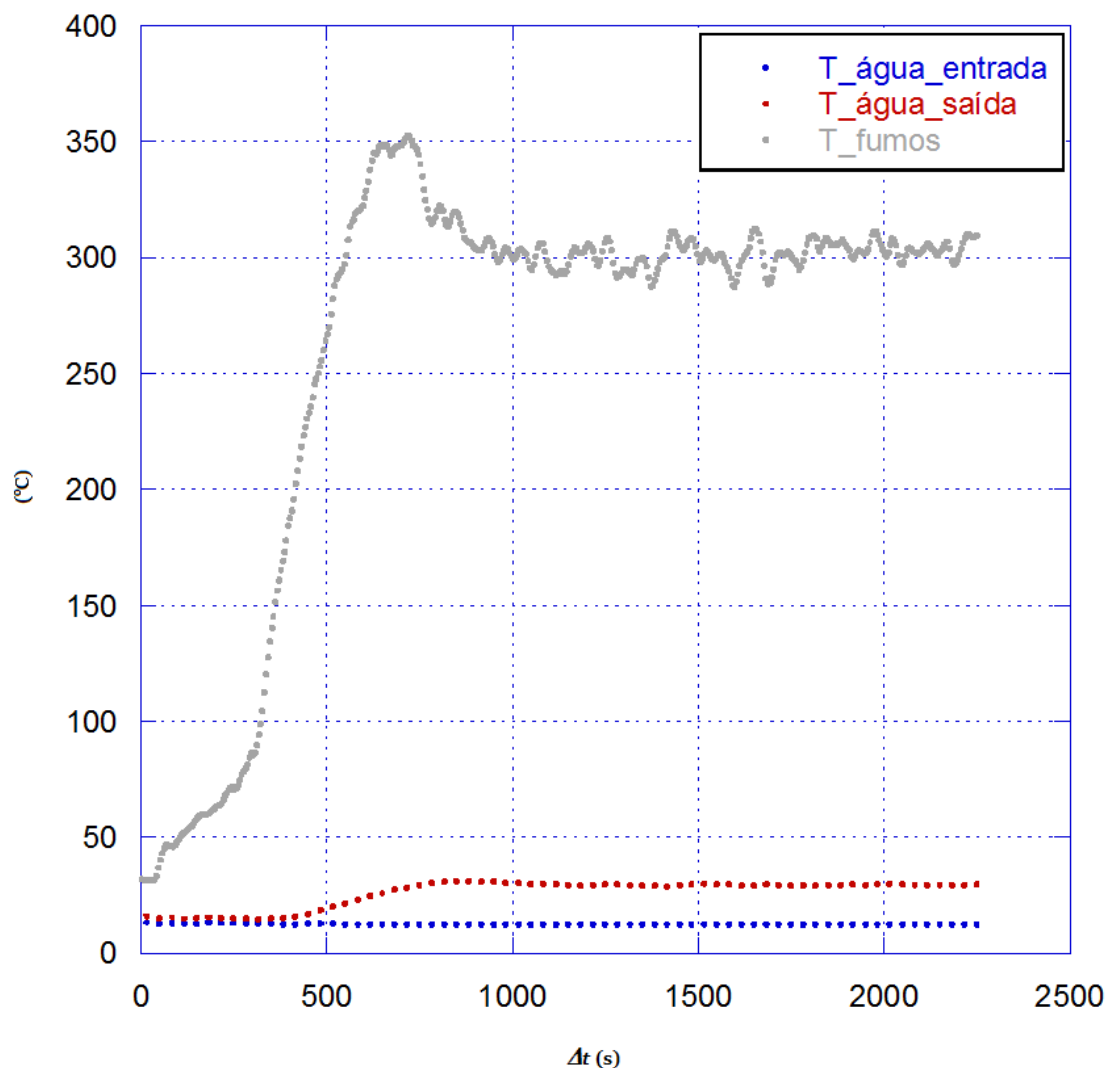


Figura 54: Curva típica de temperaturas na carga P5.

Conforme se pode ver pelas figuras anteriores (Fig.s 52, 53 e 54), a caldeira tem um funcionamento idêntico nas três cargas. No início a temperatura dos fumos aumenta muito rapidamente (fase de arranque) estabilizando após, aproximadamente, 15 minutos. Para os efeitos de estudo da caldeira e permutador, em que se considera a sua operação em regime permanente, os resultados da fase de arranque não foram considerados.

A análise dos fumos teve de ser realizada de forma a se conhecer o respetivo ponto de orvalho recorrendo à pressão de saturação:

$$P_{sat} = \frac{n_{H_2O}}{n_{total}} P_{fumos} \quad (88)$$

onde, P_{sat} (kPa) corresponde à pressão de saturação, n_{H_2O} (kmol) corresponde ao número de moles de vapor de água nos fumos, n_{total} (kmol) corresponde ao número total de moles dos fumos e P_{fumos} (kPa) corresponde à pressão dos fumos (considerada à pressão atmosférica).

Depois de calculada a pressão de saturação, recorreu-se às tabelas termodinâmicas (Coelho, 2012) e retirou-se para essa pressão a respetiva temperatura de saturação.

Tabela 7: Composição típica dos fumos na carga P1.

	M_i	n_i	m_i	P_{sat}	T_{sat}
	kg/kmol	kmol/kg combustível	kg/h	kPa	°C
CO_2	44,010	0,040	1,971	1,382	11,296
H_2O	18,015	0,034	0,684		
N_2	28,013	1,951	60,665		
CO	28,011	1,86E-03	0,058		
O_2	31,999	0,474	16,822		
NO	30,006	2,22E-05	0,001		
Total		2,501	80,201		

Tabela 8: Composição típica dos fumos na carga P3.

	M_i	n_i	m_i	P_{sat}	T_{sat}
	kg/kmol	kmol/kg combustível	kg/h	kPa	°C
CO_2	44,010	0,041	3,451	2,260	19,212
H_2O	18,015	0,034	1,172		
N_2	28,013	1,184	63,018		
CO	28,011	9,43E-04	0,050		
O_2	31,999	0,269	16,361		
NO	30,006	3,97E-05	0,002		
Total		1,530	84,054		

Tabela 9: Composição típica dos fumos na carga P5.

	M_i	n_i	m_i	P_{sat}	T_{sat}
	kg/kmol	kmol/kg combustível	kg/h	kPa	°C
CO_2	44,010	0,042	7,440	5,080	33,107
H_2O	18,015	0,034	2,485		
N_2	28,013	0,513	57,925		
CO	28,011	2,58E-04	0,029		
O_2	31,999	0,090	11,659		
NO	30,006	6,46E-04	0,078		
Total		0,681	79,617		

Esta análise permitiu concluir que a condensação ocorrerá mais facilmente nas cargas superiores, uma vez que a temperatura de saturação é maior. Ou seja, é mais fácil ocorrer a condensação na carga P5, visto que esta ocorre a 33 °C, do que na carga P1, que ocorrer a 11 °C.

Através dos ensaios realizados à caldeira retiram-se as condições de operação conforme as suas características de fábrica. Estas são apresentadas na tabela seguinte (Tab. 10).

Tabela 10: Condições de operação da caldeira nas condições à saída de fábrica.

		P1	P3	P5
$T_{\text{água, entrada}}$	°C	13	12,8	12,6
$T_{\text{água, saída}}$	°C	17,5	19,4	29,8
$T_{\text{água, média}}$	°C	15,25	16,1	21,2
$C_{\text{água}}$	J/kg-K	4188	4188	4184
$m_{\text{água}}$	kg/s	0,168	0,168	0,168
T_{fumos}	°C	132,5	171,1	302,5
T_{ambiente}	°C	20	20	20
$T_{\text{fumos, média}}$	°C	76,25	95,55	161,25
$C_{p, \text{fumos}}$	J/kg-K	1043	1044	1049
m_{fumos}	kg/h	80,2	84,1	79,6
m_{peletes}	kg/h	1,25	1,95	4,07
Potência útil	kW	3,17	4,64	12,09
Perdas nos fumos	kW	2,61	3,69	6,55
Outras perdas	kW	0,30	1,15	1,14
Potência fornecida	kW	6,08	9,48	19,78
Perdas nos fumos	%	43,02	38,88	33,12
Outras perdas	%	4,88	12,14	5,77
Eficiência térmica	%	52,11	48,99	61,11

Conforme se pode visualizar na Tab. 10, a caldeira possui um rendimento térmico muito baixo. O seu valor maior ronda os 61 % e ocorre na carga máxima (P5). O que significa que, em termos práticos, cerca de 40 % da energia libertada na combustão não é aproveitada. De referir que a maior percentagem de energia desperdiçada ocorre na libertação dos fumos para a atmosfera, uma vez que saem a uma temperatura bastante elevada (300 °C na carga P5, o que representa 5 a 6 kW em 20 kW, ou seja, 25 a 30 %).

7.2.2. Espectativas de funcionamento da caldeira com a utilização do permutador

Com o permutador projetado e construído, esperava-se melhorar o rendimento da caldeira. A Tab. 11 apresenta as expectativas que se esperam na eficiência térmica da caldeira com a aplicação do permutador.

Tabela 11: Condições de operação da caldeira e expectativas do permutador.

		P1	P3	P5
$T_{fumos, entrada}$	°C	132,5	171,1	302,5
T_{sat}	°C	11,3	19,2	33,1
$T_{fumos, média}$	°C	71,9	95,2	167,8
h_{fg}	kJ/kg	2474,1	2455,4	2422,4
$c_{p,fumos}$	J/kg-K	1043	1044	1049
m_{fumos}	kg/h	80,2	84,1	79,6
m_{vapor}	kg/h	0,68	1,17	2,49
C_h	J/s-K	23,2	24,4	23,2
$T_{água, entrada permut.}$	°C	13,0	12,8	12,6
$T_{água, saída permut.}$	°C	16,9	18,3	22,2
$T_{água, média permut.}$	°C	15,0	15,5	17,4
$c_{água}$	J/kg-K	4189,0	4189,0	4186,7
$m_{água}$	kg/s	0,168	0,168	0,168
C_c	J/s-K	704,5	704,5	703,8
C_{min}	J/s-K	23,2	24,4	23,2
$C_{máx}$	J/s-K	704,5	704,5	703,8
$\dot{Q}_{sensível disponível}$	W	2816,2	3704,7	6248,6
$\dot{Q}_{latente disponível}$	W	470,1	799,4	1672,1
$\dot{Q}_{total disponível}$	W	3286,3	4504,1	7920,7
$\dot{Q}_{máx}$	W	2776,7	3860,8	6724,1
$\dot{Q}_{condensação}$	W	0	156,1	475,5
$\dot{Q}_{permutador teórico}$	W	2500	3450	6100
$\dot{Q}_{sensível teórico}$	W	2500,0	3450,0	6100
$\dot{Q}_{latente teórico}$	W	0,0	0,0	0,0
$\epsilon_{permutador teórico}$	%	90,0	89,4	90,7

Conforme se apresenta na Tab 11, a maior parte do calor disponível para recuperar dos fumos consiste em calor sensível (recolhido pelo seu arrefecimento). No entanto, existe também uma componente de calor latente, conseguido pela condensação do vapor de água, a de ser recuperado.

Com os resultados dos ensaios, calculou-se o valor de UA do permutador em cada uma das cargas e, posteriormente, com esse valor estimou-se o calor real ($\dot{Q}_{\text{permutador teórico}}$) que se espera transferir para a água. Ou seja, cruzando os dados de operação da caldeira nas diferentes cargas com o permutador construído esperava-se que em cada carga o permutador viesse a recolher o valor de $\dot{Q}_{\text{permutador teórico}}$.

Conforme os critérios do projeto (um compromisso entre a eficiência do permutador, a área e a energia que se pretendia recuperar) esperava-se que o permutador possuísse uma eficiência em torno dos 90 %.

Aplicando o permutador na caldeira, e possuindo este as características de funcionamento projetadas, esperava-se que a caldeira viesse a operar nas condições apresentadas na Tab. 12.

Tabela 12: Influência do permutador (teórico) na eficiência da caldeira.

		P1	P3	P5
<i>Potência útil</i>	kW	3,17	4,64	12,09
<i>Potência fornecida</i>	kW	6,08	9,48	19,78
<i>$\eta_{\text{térmico sem permutador}}$</i>	%	52,11	48,99	61,11
<i>$Q_{\text{permutador teórico}}$</i>	kW	2,50	3,45	6,10
<i>Potência útil total</i>	kW	5,67	8,09	18,19
<i>Outras perdas</i>	kW	0,41	1,39	1,59
<i>$\eta_{\text{térmico com permutador}}$</i>	%	93,25	85,38	91,94
<i>Aumento eficiência esperado</i>	%	41,14	36,40	30,83

A expectativa era assim a de obter um aumento do rendimento térmico da caldeira na ordem dos 30 a 40 %, passando esta de uma eficiência térmica à volta dos 60 % para cerca de 90 %.

7.2.3. Resultados com a utilização do permutador

A tabela seguinte (Tab. 13) apresenta as condições de operação da caldeira e permutador nos ensaios realizados.

7. Resultados experimentais e discussão

Tabela 13: Resultados obtidos dos ensaios realizados à caldeira operando com o permutador.

		P1	P1	P3	P3	P3	P5	P5	P5
$T_{entrada, permutador}$	°C	22,20	21,00	22,14	22,00	20,98	22,06	21,00	23,20
$T_{saída, permutador}$	°C	24,00	23,10	24,72	24,82	24,08	25,65	24,66	28,30
$T_{saída, caldeira}$	°C	27,80	27,80	31,00	32,35	31,90	43,60	43,56	45,20
T_{fumos}	°C	132,2	136,0	189,2	195,6	200,5	326,9	329,4	319,0
m_{fumos}	kg/h	93,10	106,4	100,3	72,96	90,37	72,12	68,00	79,40
T_{sat}	°C	10,10	10,40	17,37	23,30	19,90	34,68	36,00	33,11
m_{vapor}	kg/h	0,76	0,87	1,23	1,30	1,32	2,48	2,52	2,48
Caudal de água	l/min	10,25	10,04	10,42	9,71	9,99	9,86	10,03	10,00
Caudal peletes	kg/h	1,25	1,42	1,99	2,10	2,14	4,03	4,09	4,02

A Tab. 13 apresenta os resultados dos ensaios com permutador. Como se pode observar, a caldeira apresenta características idênticas nas mesmas cargas. Isto é, tanto a temperatura de saída dos fumos, como o caudal de peletes, e as gamas de temperaturas têm valores idênticos de acordo com a carga em que operam.

Apresentam-se em seguida os resultados do funcionamento do permutador (Tab. 14).

Tabela 14: Resultados da operação do permutador.

		P1	P1	P3	P3	P3	P5	P5	P5
$T_{entrada, permutador}$	°C	22,2	21,0	22,1	22,0	21,0	22,1	21,0	23,2
$T_{saída, permutador}$	°C	24,0	23,1	24,7	24,8	24,1	25,7	24,7	28,3
$\Delta T_{água, permutador}$	°C	1,80	2,10	2,58	2,82	3,10	3,59	3,66	5,10
T_{fumos}	°C	132,2	136,0	189,2	195,6	200,5	326,9	329,4	319,0
$T_{fumos na saída, permutador}$	°C	84,7	88,5	125,2	105,9	118,7	211,4	202,3	167,3
$\Delta T_{fumos, permutador}$	°C	47,5	47,5	64,0	89,7	81,8	115,5	127,1	151,7
$C_{máx}$	J/s-K	713,0	698,7	724,8	675,4	695,0	685,4	697,4	694,6
C_{min}	J/s-K	27,0	30,9	29,2	21,2	26,3	21,3	20,1	23,4
\dot{Q}_{real}	W	1283	1467	1870	1905	2154	2461	2552	3543
$\dot{Q}_{máx}$	W	2972	3552	4881	3687	4726	6494	6192	6908
$\epsilon_{permutador}$	%	43,2	41,3	38,3	51,7	45,6	37,9	41,2	51,3

O valor de $\Delta T_{água, permutador}$ representa o ganho de temperatura que a água teve na passagem pelo permutador, $T_{fumos na saída, permutador}$ representa a temperatura dos fumos na saída do permutador, calculada por balanço de energia ao permutador e o valor de $\Delta T_{fumos, permutador}$ representa a queda de temperatura que os fumos tiveram na passagem pelo permutador.

De acordo com a Tab. 14, para a carga P1 a temperatura da água tem um aumento em torno dos 2 °C, na carga P3, 2,5 a 3, e na carga P5 em volta dos 3,6 (todos os ensaios

realizados com o mesmo caudal de água). É importante referir que a carga P5 com maior aumento de temperatura registou-se no primeiro ensaio realizado ao permutador. Provavelmente, este maior valor ocorreu porque o permutador ainda não tinha qualquer tipo de sujidade (incrustações) que veio a ganhar aquando do seu funcionamento.

Relativamente à eficiência do permutador, embora com alguma flutuação de valores, a sua eficiência varia entre os 38 e os 50 %, aquém daquilo que era esperado.

Depois de analisada a eficiência do permutador de calor, resta saber a sua influência no funcionamento da caldeira (Tab. 15).

Tabela 15: Influência do permutador na eficiência térmica da caldeira.

		P1	P1	P3	P3	P3	P5	P5	P5
$\dot{Q}_{fornecido}$	kW	6,07	6,89	9,66	10,21	10,38	19,60	19,87	19,55
$\dot{Q}_{caldeira}$	kW	2,71	3,28	4,55	5,08	5,43	12,29	13,17	11,73
$\dot{Q}_{permutador}$	kW	1,28	1,47	1,87	1,90	2,15	2,46	2,55	3,54
$\dot{Q}_{\acute{u}til\ total}$	kW	3,99	4,75	6,42	6,99	7,58	14,75	15,72	15,27
$\eta_{t\acute{e}rmico,sp}$	%	44,59	47,63	47,09	49,76	52,31	62,71	66,30	60,01
$\eta_{t\acute{e}rmico,cp}$	%	65,70	68,91	66,43	68,39	73,04	75,26	79,13	78,12
Aumento $\eta_{t\acute{e}rmico}$	%	21,12	21,28	19,34	18,63	20,74	12,54	12,84	18,11

Conforme se pode visualizar na Tab. 15, o rendimento da caldeira sem se considerar a energia aproveitada no permutador ($\eta_{t\acute{e}rmico,sp}$) é parecido com o dos ensaios realizados sem o permutador, com valores entre os 45 e os 66 %, registando-se a maior eficiência térmica na carga máxima (P5), tal como acontecia sem a introdução do permutador.

Relativamente ao rendimento da caldeira, considerando a energia térmica aproveitada do permutador e calor transferido na caldeira ($\eta_{t\acute{e}rmico,cp}$), verifica-se o seu aumento para valores entre 65 e os 79%. Ou seja, o permutador permitiu um aumento da eficiência térmica da caldeira na ordem dos 12 a 20 %.

É possível ainda visualizar pela Tab. 15, que o rendimento da caldeira ($\eta_{t\acute{e}rmico,cp}$) na carga máxima (P5) continua a ser superior; no entanto, é nesta carga que se verifica o menor aumento de eficiência térmica da caldeira.

Uma outra conclusão que se pode tirar da Tab. 15 é que, a potência térmica total (considerando a energia transferida na caldeira e no permutador) transferida para a água na carga baixa (P1) é sensivelmente idêntica à energia transferida para a água, na carga média (P3), sem se considerar o permutador. Ou seja, utilizando o permutado, podemos ter com a carga P1 benefícios idênticos à carga média (P3) disponibilizada de fábrica (sem permutador).

Conforme referido anteriormente, esperava-se um aumento 30 a 40 % na eficiência térmica da caldeira, no entanto, este aumento ficou entre os 12 a 20 %. O que está de acordo com os resultados obtidos para o permutador, isto porque, esperava-se um

rendimento do permutador na ordem dos 90 % e este ficou entre os 40 a 50 %, portanto é normal que o aumento na eficiência da caldeira seja metade do esperado.

A tabela seguinte (Tab. 16) apresenta a análise feita ao consumo de peletes.

Tabela 16: Influência do permutador no consumo de peletes.

		P1	P1	P3	P3	P3	P5	P5	P5
<i>Consumo_{anual}</i>	kg/ano	1349	1531	2146	2269	2307	4356	4414	4344
<i>Consumo'_{anual}</i>	Kg/ano	1988	2214	3028	3119	3221	5227	5268	5655
<i>Consumo_{extra}</i>	kg/ano	639	684	882	850	914	871	855	1311
<i>Consumo_{extra}</i>	%	47,4	44,7	41,0	37,4	39,6	20,0	19,4	30,2
<i>Custo_{anual}</i>	€/ano	202	230	322	340	346	653	662	652
<i>Custo'_{anual}</i>	€/ano	298	332	454	468	483	784	790	848
<i>Custo_{extra}</i>	€/ano	96	103	132	127	137	131	128	197
<i>Custo_{extra}</i>	%	47,4	44,7	41,0	37,4	39,6	20,0	19,4	30,2

A Tab. 16 apresenta os resultados estimados tanto do consumo de peletes, como do seu custo associado, estipulado para um ano de funcionamento. O tempo de funcionamento anual da caldeira foi estimado considerando 6 horas de funcionamento diárias da caldeira durante 6 meses, ou seja, 1080 horas anuais.

É possível observar, através da Tab. 16, o consumo de peletes operando com a caldeira nas condições de fábrica (*Consumo_{anual}*), no período considerado, em função da carga. Assim como o consumo de peletes que se teria se se pretendesse recolher o calor transferido com a caldeira e o permutador, operando com as condições de fábrica (*Consumo'_{anual}*). Conclui-se que, se se pretendesse recolher a energia aproveitada no permutador, através da queima de mais combustível, teríamos um aumento tanto no consumo (como no custo) à volta dos 40 % nas cargas inferiores (P1 e P3) e de 20 % na carga máxima.

A nível económico, a utilização deste permutador permite uma “poupança” na ordem dos 100 a 130 € anuais. Ou seja, em termos médios a utilização do permutador permite “poupar” cerca de 800 kg de peletes por ano. Atrás referiu-se “poupança” porque o consumo não baixa, o sem-fim alimenta a mesma quantidade. No entanto, como já foi referido, para as cargas baixas, pode ser possível ter os benefícios da carga P3 de fábrica, com a carga P1 utilizando o permutador, e aí sim, a “poupança” já é real.

A seguir, apresentam-se algumas fotografias tiradas ao permutador aquando do seu funcionamento, de forma a registar algumas imagens do seu interior quando está em funcionamento.

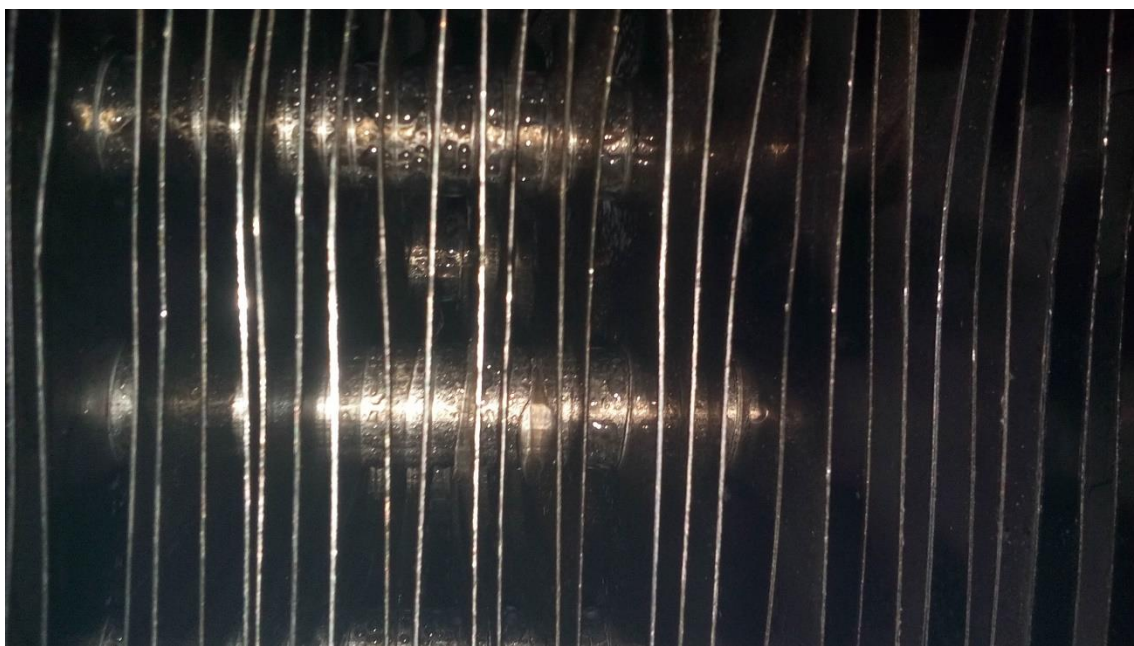


Figura 55: Permutador em operação, vestígios de condensação (1).



Figura 56: Permutador em operação, vestígios de condensação e incrustações (impurezas e cinzas) (2).



Figura 57: Permutador em operação, vestígios de condensação e incrustações (3).

Como se pode verificar pelas figuras anteriores (Fig.s 55, 56 e 57), observa-se que ocorre alguma condensação de vapor de água, essencialmente na superfície dos tubos. Além disso, verifica-se a presença de algumas impurezas (cinzas e pós) presentes nas alhetas do permutador. De referir, no entanto, que as imagens onde se verifica a ocorrência de condensação apenas ocorreram com o funcionamento da caldeira na carga máxima (P5).

De forma a verificar se existia alguma condensação, foi feito o seguinte teste: dobrou-se uma folha de papel, de maneira a formar uma tira fina e resistente, sendo colocada entre as alhetas do permutador aquando do seu funcionamento, em todas as cargas. Deste teste, verificou-se que: em primeiro lugar, apenas na carga máxima (P5) a folha de papel saía húmida (pelo que, a condensação estava a ocorrer ainda que a uma taxa reduzida); em segundo lugar, a tira de papel saía muito “suja” o que apresenta mais uma prova do ambiente bastante “depositante” (presença de muitas impurezas) em que o permutador está inserido. Assim, deve ter-se em atenção aos depósitos que serão alvo deste tipo de aplicação, pelo que deverão ser levadas a cabo algumas operações de manutenção (limpeza) ao permutador para garantir as melhores condições de funcionamento ao longo da sua vida útil.

7.3. Custo versus benefício

Para se concluir, se a utilização do permutador é viável economicamente, tem de se comparar o seu custo de produção (e utilização) com os benefícios da sua utilização. Conforme verificado anteriormente, para o tempo de funcionamento considerado, o permutador permite uma “poupança” à volta dos 100 a 130 € por ano. Apesar de ser um valor considerável, se o custo do permutador for muito elevado, poderá não justificar a sua utilização.

Os custos de fabrico do permutador englobam todos os custos inerentes à sua produção (desde materiais/matérias-primas, custos de energia, custos de mão-de-obra, etc).

Assim, em relação aos materiais (chapas para fabricar as alhetas, tubos, porcas M3 e M4, varão roscado, mangueiras) o seu custo rondou os 50 €. Os outros custos embora difíceis de imputar (mão-de-obra, custos de energia, consumíveis, brocas e fresas, etc) foram estimados em volta dos 50 €. Sendo assim, o fabrico do permutador ficaria em 100 €. No entanto, numa perspetiva de fabrico em série, este valor tenderá a ser inferior.

Assim, ficaria pago no primeiro ano de utilização. No entanto, importa referir que serão necessárias algumas operações de manutenção (essencialmente limpeza) ao permutador para que a sua *performance* se mantenha adequada.

8. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

O objetivo deste trabalho consistia em melhorar a eficiência de uma caldeira doméstica alimentada a peletes, utilizando um permutador de calor na chaminé capaz de realizar um pré-aquecimento da água, antes de entrar na caldeira, através do arrefecimento dos fumos. A base do estudo consistiu no dimensionamento, projeto e construção de um permutador capaz de melhorar o rendimento da caldeira, através da recuperação do calor sensível e parte da energia latente dos fumos.

O projeto teve por base o dimensionamento de um permutador de calor compacto de feixe de tubos escalonados e alhetados, através do qual se esperava conseguir aumentos da eficiência térmica da caldeira na ordem dos 35 a 40 %. Com os ensaios realizados, verificaram-se aumentos na ordem dos 20 %. Apesar de ser um aumento de eficiência considerável, representando uma diminuição do consumo de peletes em cerca de 800 kg por ano, ficou um pouco aquém dos objetivos. Contudo, enquadra-se com o funcionamento do permutador, visto que, esperava-se que a eficiência do permutador rondasse os 90 % (com este esperava-se o aumento da eficiência térmica da caldeira em torno dos 40%), no entanto, o rendimento do permutador ficou-se pelos 40 a 50 %, daí o aumento da eficiência térmica da caldeira ser metade do esperado.

Relativamente ao rendimento do permutador ser inferior ao que era espectável, vários fatores poderão ser apontados como responsáveis deste acontecimento. Alguns ocorreram na fase do projeto e outros na construção do permutador:

- Na fase de projeto, destaca-se o facto do coeficiente de transferência de calor, do lado dos fumos, ter sido estimado pela correlação apresentada por Shi et al. (2011), que foi obtida para Números de Reynolds compreendidos entre 2000 e 3500 e, no presente caso, estes valores foram estimados entre os 160 e os 250. Para isto contribuiu, o facto da velocidade dos fumos ser inferior ao estudo feito por Shi et al. (2011), o seu estudo realizou-se entre velocidades dos 5 aos 8 m/s, e no presente caso a velocidade dos fumos no permutador rondou os 1,5 m/s.

- Ainda na fase de projeto, destaca-se que não foram considerados no dimensionamento os efeitos das incrustações inerentes ao funcionamento do permutador. E, como foi possível observar, pelos resultados dos primeiros ensaios realizados ao permutador, a sua influência parece ser considerável.

- Relativamente aos aspetos construtivos, realçam-se alguns problemas que durante a montagem possam ter influenciado negativamente a *performance* do permutador: em primeiro lugar, na montagem dos tubos nas alhetas houve deformação de algumas chapas, que pode ter levado a que a alheta e o tubo não ficassem em contacto térmico, dificultando a transferência de calor para a água; em segundo lugar, o espaçamento entre alhetas (feito através de 4 porcas M4) não se conseguiu fazer de forma uniforme, de maneira que as alhetas não ficaram uniformemente distribuídas (ficando umas alhetas mais encostadas e outras mais afastadas); em terceiro lugar, na maquinação das alhetas “estragaram-se” 5 alhetas, que não foram incorporadas no permutador, no entanto, os cálculos de

dimensionamento foram refeitos para esta situação, e o rendimento do permutador deu bastante inferior ao esperado (comparativamente aos cálculos refeitos).

Apesar do permutador estar a funcionar com 50% da eficiência esperada, é de realçar que, este foi um primeiro projeto realizado e conseguiram-se melhorias na eficiência térmica da caldeira em cerca de 20%. O facto de ser um primeiro projeto implica que vários erros/problemas sejam sentidos, e cometidos, nesta fase, condicionando os resultados. No entanto, deste projeto poderiam surgir outros trabalhos que permitiriam melhorar os resultados obtidos. Assim, de seguida, apresentam-se algumas propostas de trabalhos que poderiam ser feitos com base neste permutador:

- Estudar maneiras de melhorar o processo produtivo do permutador, garantindo que os tubos e alhetas fiquem todos em contacto térmico (quer soldando os tubos às alhetas, quer utilizando algum adesivo que permitisse esse efeito, nestas condições e meio); incorporar mais espaçadores de 3 mm, por exemplo, em vez das 4 porcas M4 utilizadas no espaçamento das alhetas, utilizar mais de forma a garantir que a deformação na montagem dos tubos seja menor, e o espaçamento das alhetas seja o mais uniforme possível. Após estas melhorias, e outras que possam surgir, avaliar a influência que teriam na eficiência da caldeira e do permutador.

- Em vez de se colocar o permutador a 2 m de altura da caldeira (utilizado para garantir a estabilização do escoamento dos fumos), sugere-se a realização de um estudo colocando-o logo a seguir à saída da caldeira e, avaliar as consequências no rendimento quer do permutador quer da caldeira. O facto é que, o permutador colocou-se a 2 m de altura, com uma chaminé construída em aço zincado de espessura 0,5 mm sem qualquer isolamento. Ou seja, numa chaminé com aquelas dimensões os fumos perderam, na chaminé, parte da energia térmica para o meio por radiação e convecção chegando à entrada do permutador com uma temperatura inferior à considerada. Assim, a energia máxima possível de se recuperar no permutador, na realidade é inferior à considerada, ou seja, o permutador na realidade também tem um rendimento superior ao apresentado.

- Inverter o sentido de escoamento dos fumos, isto é, os fumos quentes entrarem por cima e saírem por baixo, e avaliar a influência na *performance* quer do permutador quer da caldeira. Isto porque, os fumos ao circularem de cima para baixo facilitam a drenagem de condensados, caso venham a ocorrer.

- Existem outros trabalhos que poderiam ser feitos tendo por base este dimensionamento. Como por exemplo, a reestruturação de algumas medidas consideradas e avaliar o seu efeito na eficiência, quer do permutador, quer da caldeira. Por exemplo, variar, espaçamento entre tubos, entre alhetas, entre outros. No entanto, este já seria um trabalho de melhorias de aspetos de projeto/dimensionamento.

Para concluir, relativamente ao permutador, verificou-se a ocorrência de condensação (parcial) dos fumos junto aos tubos, apenas na carga máxima (P5) tal como era esperado. No entanto, não ocorreu a formação de um filme de condensados, uma vez que os fumos ao saírem do permutador, como este tem uma eficiência 50 % da que era esperada, ainda

saem com uma temperatura bastante acima da temperatura de saturação. Por fim, realça-se ainda, a importância e a necessidade de se adotar uma política de manutenção periódica (limpezas periódicas) de forma a garantir as melhores condições para aproveitar as suas capacidades de transferência de calor.

Depois de concluído o trabalho relativo ao permutador convém ainda expor alguns assuntos relativamente à caldeira em causa. Em primeiro lugar, a caldeira possuía uma eficiência térmica bastante baixa, na ordem dos 50 a 60 %, quando neste tipo de caldeiras devia andar à volta dos 80 %. Assim, sugerem-se algumas dicas para futuros trabalhos/estudos que poderiam ser feitos à caldeira com o objetivo de avaliar melhor o seu funcionamento:

- Em primeiro lugar, propõe-se a realização de um estudo à câmara de combustão. Nomeadamente, verificar se a área de transferência de calor da câmara de combustão é a mais adequada (se é ou não suficiente) para garantir a transferência de calor para a água.
- Em segundo lugar, sugere-se a realização de um estudo de incorporação de uma entrada de ar secundário na queima e, obviamente, projetar e fazer as alterações necessárias à sua incorporação na caldeira.
- Por fim, fazer um estudo com diferentes queimadores. Ou seja, fazer algumas alterações ao atual queimador da caldeira, ou efetuar outros, alterando as furações da passagem de ar, e avaliar estas alterações no funcionamento da caldeira.

9. Referências

- Biomass Users Network (BUN-CA) (2002). *BIOMASA*. Em: *Manuales sobre energía renovable*, 1ª Edição, San José, Costa Rica.
- Çengel, Y. (2007). *Transferencia de Calor Y Masa. Un enfoque práctico*, 3ª edição, McGraw-Hill Companies, Inc., New York.
- Chen, Q., Swithenbank, J., Sharifi, V. N. (2010). *Review of Industrial Condensing Boilers (Technology & Cost). Case Study: Thermal Design of a condensing boiler in a Large Scale Biomass District Heating Plant (40 MW)*, Sheffield University Waste Incineration Centre (SUWIC).
- Coelho, P. M. (2012). *Tabelas de Termodinâmica*, 2ª Edição, FEUP edições, Porto.
- Coleman, H. W. e Steele, W.G. (1999). *Experimentation and uncertainty analysis for engineers*, John Wiley and Sons, New York.
- Cooke, J. (2005). *Condensing Boiler Technology*. Ashrae Presentation, Seattle. Download disponível em: <<http://www.fcxalaska.com/PDFs/AshraeCondensingTechnology.pdf>>, a 15 de Setembro de 2016.
- Cortez, L. A. B, Lora, E. E. S, Gómez, E. O. (2008). *Biomassa para energia*, Editora da Unicamp, Campinas – sp – Brasil.
- Dern (2016). *Energia Biomassa*, <<http://www.dern.pt/index.php?pg=7&lng=pt>>, consultado a 15 de outubro de 2016.
- DGEG (2016), <www.dgeg.pt>, consultado a 10 de Junho de 2016.
- Dias, J. M. C. S, Souza, D. T., Braga, M., Onoyama, M. M., Miranda, C. H. B., Barbosa, P. F. D., Rocha, J. D. (2012). *Produção de briquetes e péletes a partir de resíduos agrícolas, agroindustriais e florestais*, 1ª Edição, Embrapa Agroenergia, Brasília.
- Enersilva (2007). *Enersilva – Promoção do uso da biomassa florestal para fins energéticos no sudoeste da Europa (2004-2007)*, Opal Publicidade S. A.
- Ferreira, T. (2013). *Estudo experimental sobre a influência de diferentes tipos de peletes de Acacia e Cytisus (spp.) na eficiência térmica de uma caldeira doméstica de 20 kW*, Tese de Mestrado, Escola Superior de Tecnologia de Viseu.
- Fiedler, F (2003). *The state oh the art of small scale pellet-based heating systems and relevant regulations in Sweden, Austria and Germany*, Solar energy Research Center SERC, Dept. of Mathematics, Natural Sciences and Technology, Dalam Univerity College, S- 7188 Borlange.
- Haslinger, W., Friedl, G., Wopienka, E., Musil, B., Worgetter, M., Padinger, R. (2005). *Small-scale pellet combustion technology state of the art, recente development, improvements and challenges for the future*, European Biomassa Conference, Outubro 2005, Paris, França.

- HVAC HESS (2016). *Boiler efficiency*, <<http://www.industry.gov.au/Energy/EnergyEfficiency/Non-residentialBuildings/HVAC/FactSheets/Pages/BoilerEfficiency.asp>>, consultado a 1 de Setembro de 2016.
- IEA (2015). *World Energy Outlook 2015*, <<http://energy.anu.edu.au/files/weo2015.pdf>>, consultado a 29 de Maio de 2016.
- IEA (2016). *Energy Policies of IEA Countries, Portugal 2016 Review*, <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Energy_Policies_of_IEA_Countries_Portugal_2016_Review.pdf>, consultado a 10 de Junho de 2016.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (2007). *Energía de la biomasa*. Em: *Manuales de Energías Renovables*, IDAE, Madrid.
- LZ (2016). *Helical Coil Heat Exchanger Design*, <<http://www.lizhengcoils.com/single-post/2015/08/20/Helical-Coil-Heat-Exchanger-Design>>, consultado a 20 de Agosto de 2016.
- Obernberger, I. e Thek, G. (2010). *The Pellet Handbook - The production and thermal utilization of biomass pellets*, Earthscan, Washington DC.
- Perez-Jimenez, J. A. (2015). *Biomass Pellet- Fired Boilers*. Em: *WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering*, Vol 85, WIT Press, Spain.
- Pinewells (2016). <<http://www.pinewells.com/produtos.aspx?pid=3&cid=12>>, consultado a 5 de Setembro de 2016.
- Pinto, A. I. M. (2015). *Avaliação da biomassa de Paulownia enquanto combustível na forma peletizada*, Tese de Mestrado, Escola Superior de Tecnologia de Viseu.
- Portal das Energias Renováveis (2016). *Biomassa*, <http://energiasrenovaveis.com/DetailheConceitos.asp?ID_conteudo=1&ID_area=2&ID_sub_area=2>, consultado a 15 de Junho de 2016.
- Secretaria de Energia (2008). *Energías Renovables 2008 – Energía Biomasa*, República Argentina.
- Sedical (2016). *Permutadores de placas com juntas Sedical*, <<http://www.sedical.com/pt-pt/productos/permutadores-de-calor-sedical-pt-pt/intercambiadores-de-placas-con-juntas-sedical>>, consultado a 20 de Agosto de 2016.
- Shah, R. K. e Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Inc., United States of America.
- Shi, X., Che, D., Agnew, B., Gao, J. (2010). *An investigation of the performance of compact heat exchanger for latente heat recovery from exhaust flue gases*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 54, pp 606-615.
- The Engineering tool box (2016a). <http://www.engineeringtoolbox.com/dew-point-flue-gases-d_1583.html>, consultado a 16 de Agosto de 2016.

The Engineering tool box (2016b). <http://www.engineeringtoolbox.com/flue-gases-average-dew-point-typical-fuels-d_1584.html>, consultado a 16 de Agosto de 2016.

WEC (2014). *Conselho Mundial da Energia*, <http://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2014/12/WEC-Brochure-Portuguese_FINAL.pdf>, consultado a 29 de Maio de 2016.

WEC (2015). *2015 Energy Trilemma Index*, <<http://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2015/11/20151030-Index-report-PDF.pdf>>, consultado a 29 de Maio de 2016.

White, F. M. (2015). *Fluid Mechanics*, 8ªedição, McGraw-Hill Companies, Inc., New York.

Wwrgroup, (2016). *O mercado dos peletes de madeira*, <<http://www.wwrgroup.com/pt/mercado-de-biomassa/mercado-de-pellets-de-madeira>>, consultado a 20 de Junho 2016.

Anexos

Anexo A: Desenhos do permutador (usados na sua produção)

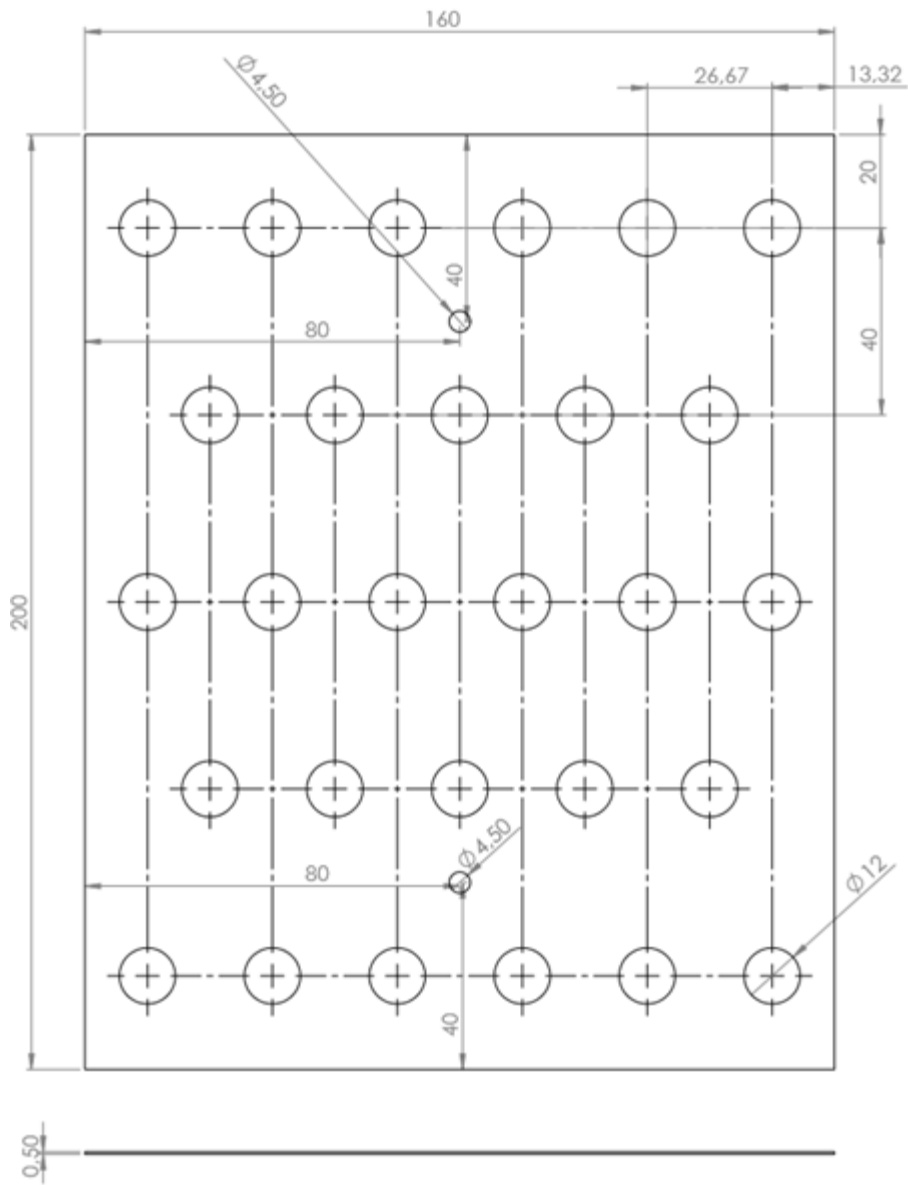
a) Dimensões dos tubos



28 Tubos L - 230mm X 1,5 mm espessura

Figura 58: Dimensões dos tubos do permutador.

b) Dimensões das alhetas



60 Chapas com espessura 0,5 mm.

Figura 59: Dimensões das alhetas do permutador.

c) Dimensões do permutador

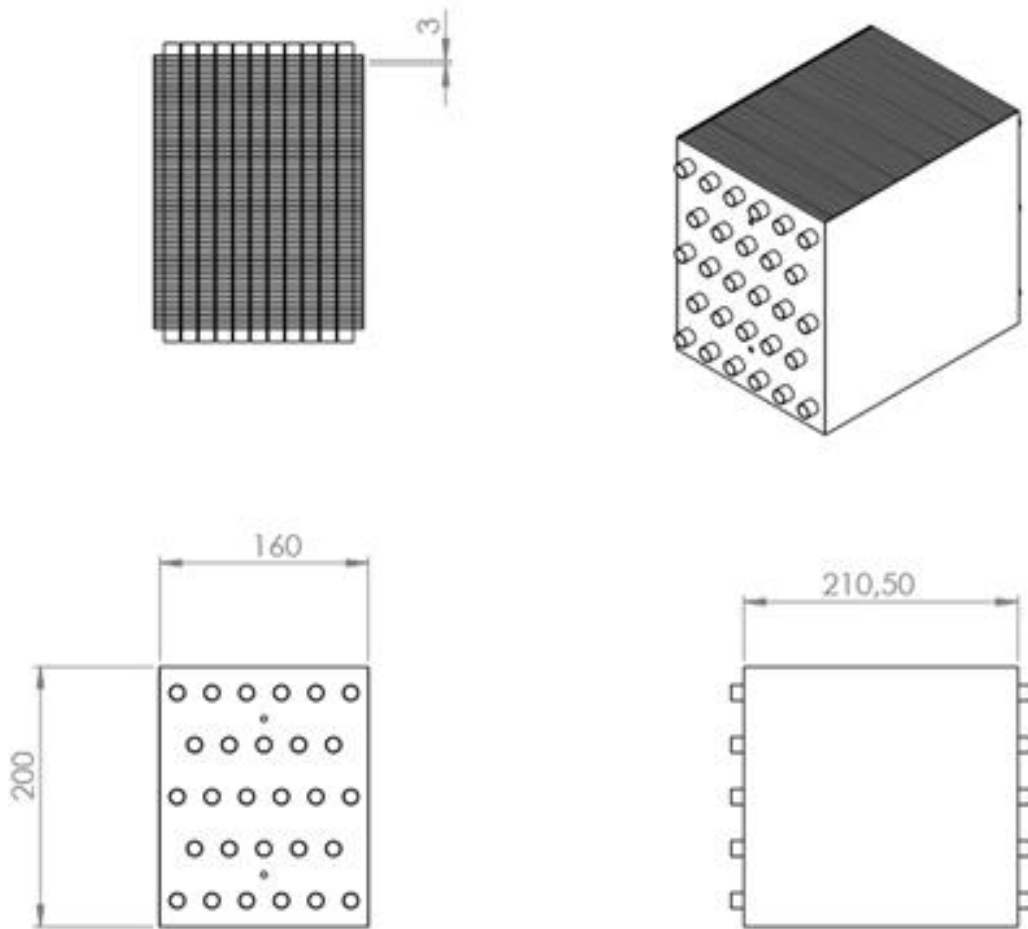


Figura 60: Dimensões do permutador.

d) Perspetiva 3D do permutador

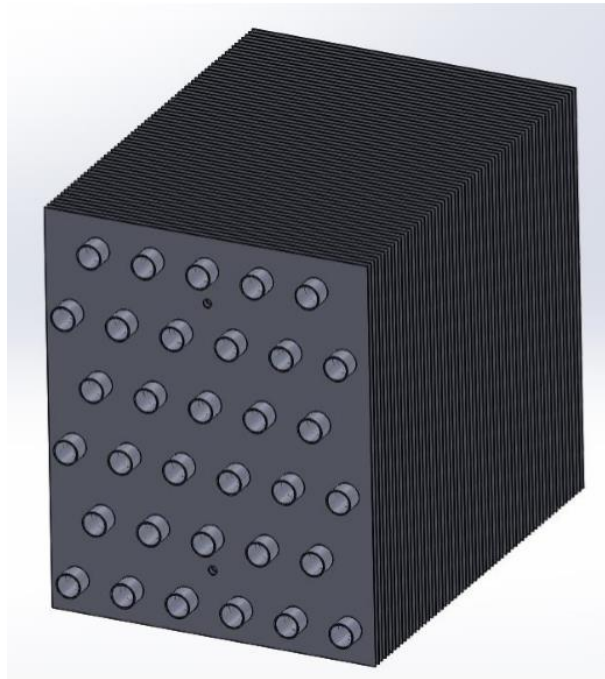


Figura 61: Perspetiva 3D do permutador dimensionado.

e) Permutador construído

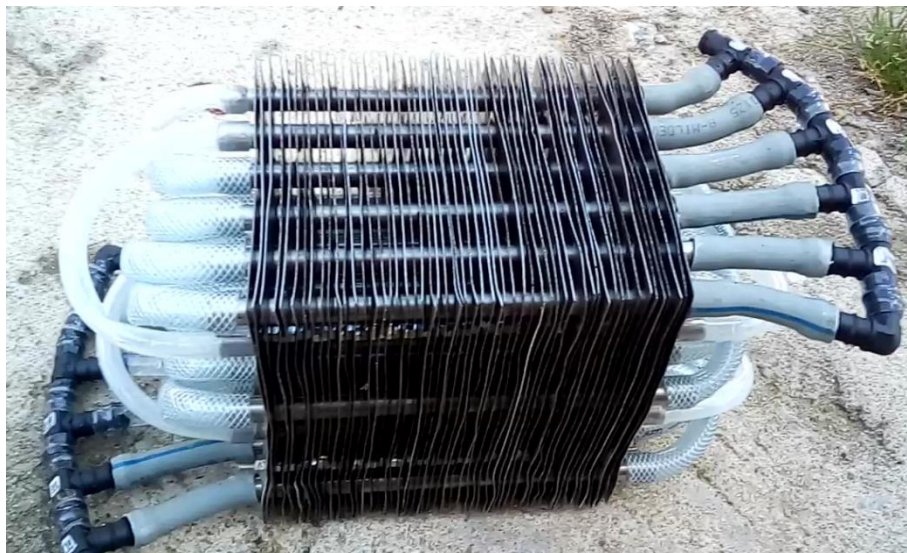


Figura 62: Construção final do permutador.

Anexo B: Condições de operação da caldeira e expectativas do permutador.

Tabela 17: Condições de operação da caldeira e expectativas do permutador.

		P1	P1	P3	P3	P5	P5	P5
$T_{fumos, entrada}$	°C	132,5	110,0	171,1	159,0	302,5	248,0	324,0
T_{sat}	°C	11,3	13,0	19,2	22,1	33,1	33,3	36,3
$T_{fumos, média}$	°C	71,9	61,5	95,2	90,6	167,8	140,7	180,2
h_{fg}	kJ/kg	2474	2470	2455	2449	2422	2422	2415
$c_{p,fumos}$	J/kg-K	1043	1043	1044	1043	1049	1047	1051
m_{fumos}	kg/h	80,2	72,8	84,1	64,0	79,6	66,0	64,0
m_{vapor}	kg/h	0,68	0,67	1,17	1,05	2,49	2,10	2,42
C_h	J/s-K	23,2	21,1	24,4	18,5	23,2	19,2	18,7
$T_{água, entrada permut.}$	°C	13,0	13,0	12,8	13,0	12,6	13,0	25,0
$T_{água, saída permut.}$	°C	16,9	15,9	18,3	16,9	22,2	19,5	33,0
$T_{água, média permut.}$	°C	15,0	14,5	15,5	14,9	17,4	16,2	29,0
$C_{água}$	J/kg-K	4189	4189	4189	4189	4187	4188	4180
$m_{água}$	kg/s	0,168	0,167	0,168	0,167	0,168	0,167	0,167
C_c	J/s-K	704,5	697,5	704,5	697,5	703,8	697,4	700,1
C_{min}	J/s-K	23,2	21,1	24,4	18,5	23,2	19,2	18,7
$C_{máx}$	J/s-K	704,5	697,5	704,5	697,5	703,8	697,4	700,1
$\dot{Q}_{sensível disponível}$	W	2816	2045	3705	2538	6249	4121	5376
$\dot{Q}_{latente disponível}$	W	470	462	799	713	1672	1409	1623
$\dot{Q}_{total disponível}$	W	3286	2507	4504	3252	7921	5531	6999
$\dot{Q}_{máx}$	W	2777	2045	3861	2707	6724	4511	5587
$\dot{Q}_{condensação}$	W	0	0	156	169	475	390	211
$\dot{Q}_{permutador teórico}$	W	2500	1850	3450	2500	6100	4200	5300
$\dot{Q}_{sensível teórico}$	W	2500	1850	3450	2500	6100	4121	5300
$\dot{Q}_{latente teórico}$	W	0	0	0	0	0	79	0
$\epsilon_{permutador teórico}$	%	90	90	89	92	91	93	95

Anexo C: Análise de incertezas

Neste anexo apresentam-se as incertezas associadas a algumas medições efetuadas durante a realização do presente trabalho. Nomeadamente, as incertezas associadas à medição das temperaturas da água (na entrada no permutador, na saída do permutador e na saída da caldeira), das temperaturas dos fumos, do caudal mássico de peletes, da concentração molar dos fumos e do caudal mássico de água.

A análise de incertezas visa avaliar os erros gerados na medição de uma determinada variável. Coleman e Steele (2009) propõe um método de determinação da incerteza associada a uma determinada medição, através da determinação dos erros sistemáticos e aleatórios.

Segundo Coleman e Steele (2009) a incerteza total associada à medição de um resultado experimental r é uma função das variáveis medidas X_i :

$$r = r(X_1, X_2, \dots, X_J) \quad (89)$$

A incerteza total associada à medição de uma variável r , com um nível de confiança de 95%, pode ser obtida por:

$$U_r = \sqrt{B_r^2 + P_r^2} \quad (90)$$

onde,

$$B_r^2 = \sum_{i=1}^J \theta_i^2 B_i^2 + 2 \sum_{i=1}^{J-1} \sum_{k=i+1}^J \theta_i \theta_k B_{ik} \quad (91)$$

e,

$$P_r^2 = \sum_{i=1}^J \theta_i^2 P_i^2 \quad (92)$$

onde, U_r representa a incerteza total associada à medição da variável X_i , B_r representa a incerteza sistemática e P_r representa a incerteza aleatória, relativas à variável X_i . B_{ik} representa o estimador de covariância e $\theta_i = \frac{\partial r}{\partial X_i}$.

De seguida apresenta-se a exatidão e a resolução dos diversos equipamentos de medição utilizados na realização deste trabalho (Tab. 18).

Tabela 18: Exatidão e resolução dos equipamentos de medição (Pinto, 2015).

	Exatidão	Resolução
Balança	0,1 g	0,05 g
Turbina	± 2 %	± 1 %
Sistema aquisição de dados	± 0,2 % leitura ± 0,5 °C	0,1 °C
Medidor O ₂	± 0,2 % (volume)	0,01 % (volume)
Medidor CO	± 10 ppm (0 a 99 ppm) ± 5 % leitura (100 a 1999 ppm) ± 10 % leitura (restante gama)	1 ppm
Medidor CO ₂	± 0,3 (volume) ± 1 % leitura (0 a 25 % (volume)) ± 0,5 % (volume) ± 1,5 % leitura (restante gama)	0,01 % (volume)
Medidor NO	± 5 ppm (0 a 99 ppm) ± 5 % leitura (100 a 1999 ppm) ± 10 % leitura (restante gama)	1 ppm
Termopar tipo K	1,1 % leitura	0,1 °C

C.1) Incertezas associadas à medição da temperatura de água

As temperaturas da água foram (todas) medidas com termopares tipo *K*, ligados a um sistema de aquisição de dados *PICO TC08*.

As incertezas sistemáticas associadas ao termopar (B_K) e ao sistema de aquisição de dados ($B_{sistema}$) foram calculados de acordo com a exatidão fornecida pelo fabricante.

A incerteza aleatória (P_{total}), considerou-se igual a metade da resolução da leitura utilizada.

A incerteza sistemática total (B_{total}) foi calculada por:

$$B_{total} = \sqrt{B_K^2 + B_{sistema}^2} \quad (93)$$

Por sua vez, a incerteza total foi calculada por:

$$U_{total} = \sqrt{B_{total}^2 + P_{total}^2} \quad (94)$$

Tabela 19: Incertezas associadas à medição da temperatura da água na entrada do permutador.

$T_{entrada\ permutador}$ (°C)	B_K (°C)	$B_{sistema}$ (°C)	P_{total} (°C)	B_{total} (°C)	U_{total} (°C)	U_{total}/T (%)
21	0,231	0,542	0,050	0,589	0,591	2,82
22	0,242	0,544	0,050	0,595	0,597	2,72
23	0,253	0,546	0,050	0,602	0,604	2,63

Tabela 20: Incertezas associadas à medição da temperatura da água na saída do permutador.

Carga	$T_{saída\ permutador}$ (°C)	B_K (°C)	$B_{Sistema}$ (°C)	P_{total} (°C)	B_{total} (°C)	U_{total} (°C)	U_{total}/T (%)
P1	24	0,264	0,548	0,050	0,608	0,610	2,54
P1	23,1	0,254	0,546	0,050	0,602	0,604	2,62
P3	24,8	0,273	0,550	0,050	0,614	0,616	2,48
P5	25,7	0,283	0,551	0,050	0,620	0,622	2,42
P5	28,3	0,311	0,557	0,050	0,638	0,640	2,26

Tabela 21: Incertezas associadas à medição da temperatura da água na saída da caldeira.

Carga	$T_{saída\ caldeira}$ (°C)	B_K (°C)	$B_{Sistema}$ (°C)	P_{total} (°C)	B_{total} (°C)	U_{total} (°C)	U_{total}/T (%)
P1	27,8	0,306	0,556	0,050	0,634	0,636	2,29
P3	31	0,341	0,562	0,050	0,657	0,659	2,13
P3	32	0,352	0,564	0,050	0,665	0,667	2,08
P5	44	0,484	0,588	0,050	0,762	0,763	1,73
P5	45	0,495	0,590	0,050	0,770	0,772	1,72

C.2) Incertezas associadas à medição da temperatura dos fumos

As temperaturas dos fumos foram medidas com termopares tipo *K*, ligados a um sistema de aquisição de dados *PICO TC08*.

As incertezas sistemáticas associadas ao termopar (B_K) e ao sistema de aquisição de dados ($B_{sistema}$) foram calculados de acordo com a exatidão fornecida pelo fabricante.

A incerteza aleatória (P_{total}), considerou-se igual a metade da resolução da leitura utilizada.

A incerteza sistemática total (B_{total}) foi calculada por:

$$B_{total} = \sqrt{B_K^2 + B_{Sistema}^2} \quad (95)$$

Por sua vez, a incerteza total foi calculada por:

$$U_{total} = \sqrt{B_{total}^2 + P_{total}^2} \quad (96)$$

Tabela 22: Incertezas associadas à medição da temperatura dos fumos.

Carga	T_{fumos} (°C)	B_K (°C)	$B_{Sistema}$ (°C)	P_{total} (°C)	B_{total} (°C)	U_{total} (°C)	U_{total}/T (%)
P1	135	1,485	0,770	0,050	1,673	1,674	1,24
P3	190	2,090	0,880	0,050	2,268	2,268	1,19
P5	320	3,520	1,140	0,050	3,700	3,700	1,16

C.3) Incertezas associadas à medição do caudal mássico de água

As incertezas sistemáticas associadas ao medidor de caudal de turbina ($B_{turbina}$) foram calculadas de acordo com a exatidão fornecida pelo fabricante ($\pm 2\%$ da medição, Tab. 18).

A incerteza aleatória ($P_{turbina}$) calculou-se de acordo com a precisão fornecida pelo fabricante ($\pm 1\%$ da medição, Tab. 18).

Por sua vez, a incerteza total da turbina foi calculada por:

$$U_{turbina} = \sqrt{B_{turbina}^2 + P_{turbina}^2} \quad (97)$$

Tabela 23: Incerteza associada à medição do caudal de água.

$\dot{m}_{\text{água}}$ (l/min)	$B_{turbina}$ (l/min)	$P_{turbina}$ (l/min)	$U_{turbina}$ (l/min)	$U_T/\dot{m}_{\text{água}}$ (%)
10	0,2	0,1	0,224	2,24

C.4) Incerteza associada à medição do caudal de peletes

Para a determinação do caudal de peletes, mediu-se a massa inicial dos peletes (m_i) inseridos no depósito da caldeira, e no final do ensaio mediu-se a massa que restava (m_f). O caudal de peletes consiste na razão entre a diferença das massas e o intervalo de tempo que durou o ensaio:

$$\dot{m}_{peletes} = \frac{m_i - m_f}{\Delta t_{ensaio}} \quad (98)$$

A massa de peletes foi determinada utilizando uma balança com uma exatidão de 0,1 g e uma resolução de 0,05 g (Tab. 18). Assim, a incerteza aleatória na medição da massa dos peletes (P_m) considerou-se 0,05 g, e a incerteza sistemática na medição da massa dos peletes (B_m) considerou-se 1 g.

Considerou-se que a exatidão na medição do tempo foi de 0,1 s em 1 hora. Portanto, a incerteza sistemática associada à medição do tempo ($B_{\Delta t}$) deve ser calcula consoante a duração do intervalo de tempo medido.

Para se calcular a incerteza sistemática associada à medição do caudal mássico de peletes, tiveram de se considerar as incertezas relativas à medição da massa de peletes e da duração do ensaio:

$$B_{\dot{m}_{peletes}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial m} B_{m_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial m} B_{m_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} B_{\Delta t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (99)$$

Substituindo as derivadas e dividindo ambos os membros pelo caudal mássico de peletes, temos:

$$\frac{B_{\dot{m}_{peletes}}}{\dot{m}_{peletes}} = \left[\left(\frac{B_{m_i}}{m_i} \right)^2 + \left(\frac{B_{m_f}}{m_f} \right)^2 + \left(\frac{B_{\Delta t}}{\Delta t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (100)$$

A incerteza aleatória associada à medição do caudal mássico de peletes foi calculada por:

$$P_{\dot{m}_{peletes}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial m} P_{m_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial m} P_{m_f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (101)$$

Substituindo as derivadas e dividindo ambos os termos pelo caudal de peletes, temos:

$$\frac{P_{\dot{m}_{peletes}}}{\dot{m}_{peletes}} = \left[\left(\frac{P_{m_i}}{m_i} \right)^2 + \left(\frac{P_{m_f}}{m_f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (102)$$

Por fim, a incerteza total associada à medição do caudal mássico de peletes foi determinada por:

$$\frac{U_{\dot{m}_{peletes}}}{\dot{m}_{peletes}} = \left[\left(\frac{P_{\dot{m}_{peletes}}}{\dot{m}_{peletes}} \right)^2 + \left(\frac{B_{\dot{m}_{peletes}}}{\dot{m}_{peletes}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (103)$$

Os resultados das incertezas associadas à medição do caudal mássico de peletes é apresentado para as três cargas de funcionamento (P1, P3 e P5), como se pode ver na tabela seguinte (Tab. 24).

Tabela 24: Incertezas associadas à medição do caudal de peletes.

Carga	Δt (s)	m_i (g)	m_f (g)	$B_{\dot{m}_{peletes}}/\dot{m}_{peletes}$ (%)	$P_{\dot{m}_{peletes}}/\dot{m}_{peletes}$ (%)	$U_{\dot{m}_{peletes}}/\dot{m}_{peletes}$ (%)
P1	2733	2048	1100	0,0107	0,0052	0,0119
P3	2241	1813	576	0,0184	0,0091	0,0206
P5	2244	3245	731	0,0143	0,0070	0,0159

C.5) Incerteza associada à medição da concentração molar dos fumos

As incertezas associadas à medição da concentração molar dos gases de exaustão foram determinadas apenas considerando as incertezas relativas à exatidão e resolução do analisador. É possível visualizar na Tab. 18, de acordo com o fabricante, a exatidão e a resolução referentes à medição da concentração do oxigénio, monóxido de carbono, óxido de azoto e dióxido de carbono.

Visto as concentrações variarem conforme a carga utilizada na caldeira, as incertezas foram determinadas para as três cargas utilizadas (P1, P3 e P5).

Para cada gás, considerou-se que a incerteza aleatória associada à medição era metade da resolução do analisador (Tab. 25).

Tabela 25: Incertezas aleatórias associadas à medição da concentração dos gases de exaustão.

P_{O_2} (% Volume)	P_{CO} (%volume)	P_{CO_2} (%volume)	P_{NO} (% Volume)
0,005	0,00005	0,005	0,00005

As incertezas sistemáticas foram calculadas de acordo com a exatidão do analisador (Tab. 18).

Tabela 26: Incertezas sistemáticas associadas à medição da concentração dos gases de exaustão.

Carga	B_{O_2} (% Volume)	B_{CO} (%volume)	B_{CO_2} (%volume)	B_{NO} (% Volume)
P1	0,2	0,0038	0,32	0,0005
P3	0,2	0,0033	0,335	0,0005
P5	0,2	0,0020	0,39	0,0005

Por fim, a incerteza total associada à medição da concentração de cada gás foi calculada recorrendo à seguinte equação:

$$U_{gás} = \sqrt{B_{gás}^2 + P_{gás}^2} \quad (104)$$

A tabela seguinte (Tab. 27) apresenta os resultados da determinação da incerteza total associada à medição da concentração dos gases de exaustão.

Tabela 27: Incertezas totais associadas à medição da concentração dos gases de exaustão.

Carga	U_{O_2} (% Volume)	U_{CO} (%volume)	U_{CO_2} (%volume)	U_{NO} (% Volume)
P1	0,200	0,00382	0,3200	0,0005
P3	0,200	0,00330	0,3350	0,0005
P5	0,200	0,00202	0,3900	0,0005