

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa

Potência térmica global de 40 kW

Arlindo José Pinto dos Santos

Relatório do projecto final do MIEM

Orientador: Professor Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho



FEUP

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2009

A meus pais

Resumo

A dependência mundial dos combustíveis fósseis como principal fonte energética tem provocado inúmeros problemas ambientais e económicos. Portugal em particular é um país com escassos recursos energéticos, nomeadamente, aqueles que asseguram a generalidade das necessidades energéticas do país (petróleo, gás natural e carvão). A biomassa surge assim como uma alternativa para reduzir a dependência do petróleo, nomeadamente em sistemas de aquecimento que apresentam rendimentos que podem chegar aos 95%.

O presente trabalho teve como objectivo principal o dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente para aquecimento central, queimando peletes de madeira. Como tal, foi desenvolvido um modelo matemático que descreve a combustão das peletes e a transferência de calor dos gases de combustão para a água, permitindo assim o dimensionamento dos principais componentes térmicos da caldeira.

Numa primeira fase, calculou-se o caudal real de peletes necessário para conseguir a potência térmica global desejada, determinando a carga de peletes a introduzir na fornalha e o tempo de queima da carga. O modelo de combustão permite determinar os caudais de ar primário e secundário a introduzir na fornalha e a temperatura dos gases que transmitem calor para a água por radiação e convecção. Por fim, determinaram-se as temperaturas em jogo e dimensionaram-se as condutas de água e as áreas de transferência de calor necessárias para elevar a temperatura da água de 40 a 60 °C.

Os resultados obtidos com o modelo da combustão, permitiram definir os caudais de ar primário e secundário para cada fase de combustão e chegou-se a uma temperatura dos produtos de combustão de 1215 °C. Com o modelo de transferência de calor determinaram-se as áreas de transferência de calor na fornalha e no permutador de calor, o peso de cada fase de transferência de calor, bem como o peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água. Desta forma são transferidos 40% da potência térmica global por radiação na fornalha e 60% por convecção na fornalha e no permutador, sendo que a convecção na fornalha é apenas responsável por 7% da transferência total de calor.

Design of a hot water boiler burning biomass pellets and with 40 kW of thermal power

Abstract

The global dependence on fossil fuels as the main source of energy has caused many environmental and economic problems for the planet. Portugal in particular is a country with scarce energy resources, in particular those that provide most of its energy needs (oil, natural gas and coal). Biomass is an alternative to reduce dependence on oil, particularly in heating systems that have efficiencies up to 95%.

The objective of the present work was the design of a boiler to produce hot water for a central heating system, burning wood pellets. As such, it has been developed a mathematical model that describes the combustion process of the pellets and the heat transfer from the combustion gases to the water, allowing the design of the main thermal components of the pellet boiler.

As a first step, the feed rate of the pellets was calculated to achieve the desired overall thermal power, determining the pellet load to be introduced into the furnace and the burning time of the load. The combustion model, allows the calculation of the primary and secondary air flows entering the furnace which afterwards transfer heat towards the water flow by means of radiation and convection heat transfer mechanisms. Finally, all the temperatures in the most important locations inside the boiler were calculated as well as the size of the furnace and water pipes and the needed heat transfer surface to raise the water temperature from 40 to 60 °C.

The results obtained with the combustion model, have defined the primary and secondary air flows for each phase of the combustion process and the temperature obtained for the combustion products is 1215 °C. With the heat transfer model were calculated the heat transfer surface of the furnace and in the convection zone downstream the furnace, the weight of each phase of heat transfer, as well as the weight of radiation and convection in the whole heat transfer process. Thus 40% of the thermal power is transferred by radiation in the furnace and 60% of the thermal power is transferred by convection in the furnace and heat exchanger. The convection in the furnace is only responsible for 7% of the total heat transfer.

Agradecimentos

Em primeiro lugar tenho de prestar a minha gratidão ao meu orientador, Professor Carlos Pinho, pelos valiosos conselhos, pela disponibilidade demonstrada e apoio prestado durante a realização deste trabalho.

Quero também agradecer a todos os meus amigos pela constante disponibilidade e amizade.

Por último, mas não menos importante, aos meus pais, irmão e madrinha que me apoiaram ao longo destes anos e me ajudaram a concretizar este sonho.

Índice

Nomenclatura	1
1. Enquadramento.....	5
1.1. Dependência do petróleo e necessidade de fontes de energia renováveis	5
1.2. Situação energética em Portugal	6
1.3. Estado actual da bioenergia.....	8
1.4. Bioenergia em Portugal	8
1.5. Biomassa.....	9
1.5.1. Tipos de biomassa.....	11
1.5.2. Peletes.....	11
1.5.2.1. Mercado.....	12
1.5.2.2. Peletização.....	14
1.5.2.3. Distribuição	17
1.5.2.4. Normas	19
1.5.2.5. Propriedades físicas e químicas das peletes	21
1.5.3. Sustentabilidade.....	22
1.5.4. Combustão de Biomassa.....	24
2. Caldeiras	27
2.1. Sistemas de alimentação.....	28
2.1.1. Sistema de alimentação inferior	28
2.1.2. Sistema de alimentação superior	29
2.1.3. Sistemas de alimentação de retorta	30
2.1.4. Queimadores externos.....	30
2.2. Combinação de caldeiras de biomassa com sistemas solares.....	31
3. Modelo matemático	33
3.1. Modelo de combustão.....	33
3.1.1. Determinação da carga de peletes a admitir na caldeira e o respectivo intervalo de tempo.	33
3.1.2. Combustão global da madeira e do resíduo sólido	36
3.1.2.1. Determinação do caudal de ar total necessário à combustão global de madeira.	37

3.1.2.2.	Determinação do caudal de ar primário necessário à combustão de carbono.	39
3.1.3.	Combustão de voláteis.....	41
3.1.3.1.	Determinação da temperatura de queima T_3	41
3.1.3.2.	Determinação do caudal mássico dos produtos da queima de voláteis.....	42
3.1.3.3.	Determinação do calor específico dos produtos de combustão dos voláteis	42
3.2.	Modelo de transferência de calor	44
3.2.1.	Fase I - Determinação do calor transferido para a água na câmara de combustão.....	45
3.2.1.1.	Determinação dos coeficientes de convecção h_{ext} e h_{int}	47
3.2.1.2.	Determinação do parâmetro \overline{GS}	48
3.2.2.	Fase II – Dimensionamento do permutador de calor	50
3.2.2.1.	Determinação do coeficiente global de transferência de calor no permutador de calor (U).....	51
3.3.	Isolamento.....	52
4.	Resultados	55
4.1.	Carga de peletes a admitir na caldeira e o respectivo intervalo de tempo.	55
4.2.	Caudais de ar necessários à combustão da madeira.	56
4.3.	Temperatura resultante da queima de voláteis	58
4.4.	Dimensões da fornalha	58
4.5.	Transferência de calor – Fase I	59
4.6.	Dimensões das condutas na fornalha.....	60
4.7.	Transferência de calor – Fase II	60
4.7.1.	Coefficiente global de transferência de calor U.....	60
4.8.	Apreciação global da potência transferida na caldeira	62
4.9.	Evolução da temperatura da água e dos gases.....	63
4.10.	Isolamento.....	65
5.	Conclusão e sugestão para trabalhos futuros	67
5.1.	Conclusão.....	67
5.2.	Sugestão para trabalhos futuros.....	68
6.	Bibliografia.....	69

ANEXO A – Tabela de coeficientes de difusão.	73
ANEXO B – Cálculo da emissividade dos gases.....	75
ANEXO C – Cálculos intermédios na determinação do tempo de queima de uma carga de partículas de carbono.....	77
ANEXO D – Cálculos intermédios no dimensionamento das condutas.....	77
ANEXO E – Calor específico dos produtos de combustão	79
ANEXO F – Tabela das propriedades do ar.....	83
ANEXO G – Escoamento no permutador de calor	85
ANEXO H – Folhas de cálculo de combustão no Excel	87

Índice de figuras

Figura 1 - Taxa média acumulação de combustíveis fósseis ao longo do tempo geológico [Patzek, 2006].	5
Figura 2 - Evolução da energia primária total em Portugal [IEA, 2006].	6
Figura 3 - Consumo de energia primária português em 2007 [www.dgge.pt].	7
Figura 4 - Metas de produção de electricidade a partir de fontes de energia renováveis de alguns países europeus para 2010 [Bioenergia, 2004].	7
Figura 5 - Comparação da potência solar que é aproveitada por algumas plantas com outras tecnologias (célula fotovoltaica e motor de combustão interna alimentado a derivados de petróleo) [Patzek, 2006].	10
Figura 6 - Ciclo do CO ₂ resultante da combustão de biomassa [www.vaillant.com].	10
Figura 7 - Distribuição geográfica dos produtores europeus de peletes [Pelletatlas, 2008].	12
Figura 8 - Evolução do preço das peletes, petróleo e gás por kWh na Alemanha [www.depv.de].	13
Figura 9 - Fábrica produtora de peletes [van Loo, 2008].	14
Figura 10 - Máquina peletizadora com matriz do tipo anel [van Loo, 2008].	16
Figura 11 - Máquina peletizadora do tipo plana [van Loo, 2008].	16
Figura 12 - Camião cisterna a abastecer um reservatório [Mann, 2006].	18
Figura 13 - Ciclo das plantações e a energia em jogo [Patzek, 2006].	23
Figura 14 - Redução de massa em função do tempo. (Análise termogravimétrica, $m_0 = 100$ mg, $dT/dt = 100^\circ\text{C}/\text{min}$ [Nussbaumer, 2003])	24
Figura 15 - Redução de massa em função da temperatura. (Análise termogravimétrica, $*m_0 = 50$ mg [Nussbaumer, 2003] e $** m_0 = 5$ mg [Skeiberg, 1997])	25
Figura 16 - Injecção de caudal de ar primário e secundário na câmara de combustão.	26
Figura 17 - Principais componentes de uma caldeira a peletes [www.hargassner.at].	27
Figura 18 - Sistema de alimentação inferior [Alakangas, 2002].	28
Figura 19 - Sistema de alimentação superior [Alakangas, 2002].	29
Figura 20 - Sistema de alimentação de retorta [Alakangas, 2002].	30
Figura 21 - Queimador de peletes externo [www.janfire.com]	30
Figura 22 - Combinação biomassa/solar no aquecimento de água [www.vaillant.com].	31
Figura 23 - Fases de combustão e as temperaturas consideradas.	36
Figura 24 - Balanço energético acima do leito fixo	41
Figura 25 - Configuração escolhida para a caldeira [www.eta.co.at]	44
Figura 26 - Configuração da fornalha.	45

Figura 27 - Esquemática da parede de membrana na fornalha.....	46
Figura 28 - Esquemática das temperaturas de entrada e saída no permutador de calor	50
Figura 29 - Peso relativo dos diversos mecanismos que actuam sobre o tempo de queima de uma carga de partículas	56
Figura 30 - Peso dos caudais de ar primário e secundário	57
Figura 31 - Peso na massa total de cada produto na combustão de propano	58
Figura 32 - Dimensões da fornalha	59
Figura 33 - Secção da conduta de água na fornalha.....	60
Figura 34 - Secção da conduta dos gases na Fase II	61
Figura 35 - Secção da conduta de água na Fase II	61
Figura 36 - Peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água	62
Figura 37 - Evolução da temperatura da água.....	63
Figura 38 - Evolução da temperatura dos produtos de combustão.....	64

Índice de tabelas

Tabela 1 - Problemas causados por peletes de baixa qualidade [Hansen, 2009].....	19
Tabela 2 - Resumo das principais normas europeias	20
Tabela 3 - Resultados obtidos da carga de peletes a admitir e o tempo de queima	55
Tabela 4 - Resultados de excesso de ar e relações ar-combustível na combustão global da madeira.....	56
Tabela 5 - Resultados de excesso de ar e relações ar-combustível na combustão do resíduo carbonoso	56
Tabela 6 - Caudais de ar necessários para a combustão da madeira.....	57
Tabela 7 – Resultados da temperatura adiabática resultante da queima dos voláteis e o caudal dos produtos de combustão dos voláteis.....	58
Tabela 8 - Dimensões da fornalha	59
Tabela 9 - Principais resultados a retirar da Fase I.....	59
Tabela 10 - Características do escoamento espessura do filme de água.....	60
Tabela 11 - Conduta de gases na Fase II	61
Tabela 12 - Conduta de água na Fase II.....	61
Tabela 13 - Resultados dos coeficientes de transferência de calor na Fase II	61
Tabela 14 - Resultados do método NUT	61
Tabela 15 - Potência transferida em cada fase por radiação e convecção	62
Tabela 16 - Evolução da temperatura da água.....	63
Tabela 17 - Evolução da temperatura dos gases	64
Tabela 18 - Isolamento e temperatura exterior na caldeira.....	65
Tabela 19 - Refractários e isolantes empregues no isolamento do interior da fornalha	65

Nomenclatura

Símbolo	Descrição da variável	Unidades
A	Área de transferência de calor nas paredes da fornalha	[m ²]
AC	Razão ar/combustível	[kg _{ar} /kg _{comb}]
A _f	Área de secção da fornalha	[m ²]
A _r	Área de refractário	[m ²]
A _T	Área total das paredes da fornalha	[m ²]
C*	Capacidade térmica do permutador de calor	[-]
C _{oe}	Concentração molar do oxigénio à entrada da fornalha	[kmol/m ³]
cp	Calor específico a pressão constante	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
d	Defeito de ar	[-]
D _g	Difusividade	[m ² /s]
D _H	Diâmetro hidráulico	[m]
d _i	Diâmetro inicial da partícula de carbono	[m]
e	Excesso de ar	[-]
f	Factor de atrito de Darcy	[-]
\overline{GS}	Factor de área de troca global entre o gás dentro da fornalha e a superfície das paredes da fornalha onde se dá a troca de calor	[m ²]
h _{água}	Coefficiente de convecção da água no permutador	[W m ⁻² K ⁻¹]
h _{amb}	Coefficiente de convecção do ar ambiente	[W m ⁻² K ⁻¹]
h _{gases}	Coefficiente de convecção dos gases no permutador	[W m ⁻² K ⁻¹]
\bar{h}_{ext}	Coefficiente de convecção dos gases quentes na fornalha	[W m ⁻² K ⁻¹]
h _{int}	Coefficiente de convecção da água nas condutas da fornalha	[W m ⁻² K ⁻¹]
H _P	Entalpia dos produtos	[W]
H _R	Entalpia dos reagentes	[W]
k	Condutibilidade térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
k _C	Taxa de reacção em fase heterogénea	[m/s]
L	Espessura de parede	[m]

L_e	Comprimento médio de feixe	[m]
m	Massa	[kg]
M	Massa molar	[kg/mol]
m_0	Massa inicial da partícula	[kg]
m_c	Massa da carga de partículas de carbono	[kg]
\dot{m}_{H_2O}	Caudal mássico de água a circular na caldeira	[kg/s]
\dot{m}_C	Caudal equivalente do resíduo carbonoso	[kg/s]
$\dot{m}_{madeira}$	Caudal equivalente de peletes	[kg/s]
\dot{m}_{vol}	Caudal equivalente de voláteis	[kg/s]
n	Número de mole	[mol]
Nu	Número de Nusselt	[-]
NUT	Número de unidade de transferência	[-]
PCI_C	Poder calorífico inferior do carbono	[kJ/kg]
$PCI_{madeira}$	Poder calorífico inferior da madeira	[kJ/kg]
PCI_{vol}	Poder calorífico inferior dos voláteis	[kJ/kg]
p_i	Pressão parcial do oxigénio	[Pa]
\dot{Q}_{conv}	Potencia térmica transferida por convecção na fornalha	[W]
\dot{Q}_{rad}	Potencia térmica transferida por radiação na fornalha	[W]
r	Riqueza da combustão	[-]
\bar{R}	Constante universal dos gases perfeitos (=8314)	[J kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Re	Número de Reynolds	[-]
R_f	Resistencia térmica provocada pelo sujamento	[m ² K W ⁻¹]
Sc	Número de Schmidt	[-]
Sh	Número de Sherwood	[-]
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]
t_ϕ	Tempo de queima de uma carga de partículas	[s]
T_0	Temperatura de referência	[K]
T_1	Temperatura ambiente	[K]
T_2	Temperatura no leito de partículas de carbono	[K]
T_3	Temperatura na zona de queima de voláteis	[K]
T_{ent}	Temperatura da água à entrada da caldeira	[K]

T_f	Temperatura da água à saída da fornalha	[K]
T_g	Temperatura dos gases de combustão	[K]
$T_{g\text{ inv.}}$	Temperatura dos gases à entrada do permutador de calor	[K]
$T_{g\text{ saída}}$	Temperatura dos gases à saída da caldeira	[K]
T_{mf}	Temperatura média da água entre a entrada e saída na fornalha	[K]
T_p	Temperatura na parede interior da fornalha	[K]
$T_{p\text{ ext}}$	Temperatura da parede exterior da caldeira	[K]
$T_{saída}$	Temperatura da água à saída da caldeira	[°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor do permutador	[W m ⁻² K ⁻¹]
U_f	Velocidade do ar primário	[m/s]
V	Volume	[m ³]
W_R	Trabalho de retorno	[J]
W_U	Trabalho útil	[J]
X_{O_2}	Fracção volúmica de oxigénio	[-]
Y	Fracção mássica	[-]

Símbolos do alfabeto grego

ε	Eficiência térmica do permutador de calor	[-]
ε_c	Emissividade do dióxido carbono	[-]
ε_g	Emissividade do gás	[-]
ε_w	Emissividade do vapor de água	[-]
η	Factor de competência inter-partícula	[-]
$\eta_{caldeira}$	Rendimento global da caldeira	[-]
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica do ar	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	[kg m ⁻³]
ρ_c	Massa volúmica da partícula de carbono	[kg m ⁻³]
Φ	Esfericidade	[-]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
φ	Fracção queimada	[-]
χ	Fracção de by-pass	[-]

Capítulo I

1. Enquadramento

1.1. Dependência do petróleo e necessidade de fontes de energia renováveis

O consumo de energia a nível mundial tem crescido de forma contínua, uma vez que este crescimento está directamente relacionado com a diminuição da pobreza, aumento populacional, industrialização, o crescimento económico dos países em desenvolvimento, o transporte de pessoas e bens. A procura dos vários tipos de combustíveis depende fortemente da sua aplicação, da localização e dos recursos regionais, custos, factores de impacto ambiental, segurança, factores socioeconómicos e políticos [Lee, 2007].

Sendo os combustíveis fósseis não inesgotáveis e tendo em conta a conseqüente subida de preço destes combustíveis, torna-se necessário gerir o petróleo, o carvão e o gás natural de uma forma mais eficiente e encontrar combustíveis alternativos.

Actualmente, o consumo global de petróleo ronda os $4,4 \times 10^9 \text{ m}^3/\text{ano}$ e estima-se que restam apenas 30 – 40% das reservas petrolíferas iniciais para o consumo. Desta forma, com o ritmo actual de consumo, as reservas planetárias podem vir a esgotar-se nos próximos 30 – 50 anos.

O consumo anual de gás natural situa-se actualmente nos $2,4 \times 10^{12} \text{ m}^3$ (à pressão de 101,325 kPa e à temperatura de 0°C) e o de carvão nas $4,5 \times 10^9$ toneladas. Tendo em conta a taxa de formação dos combustíveis fósseis, está-se neste momento com uma taxa de consumo 300.000 vezes superior à taxa de formação. No caso do gás natural, a taxa de consumo é 1,2 milhões de vezes superior à taxa de formação e o consumo de carvão é 60.000 vezes superior à taxa de formação do período carbonífero (80.000 toneladas/ano). Depois de analisar estes números constata-se de imediato que a produção de calor através de combustíveis fósseis não é um processo sustentável [Patzek, 2006].

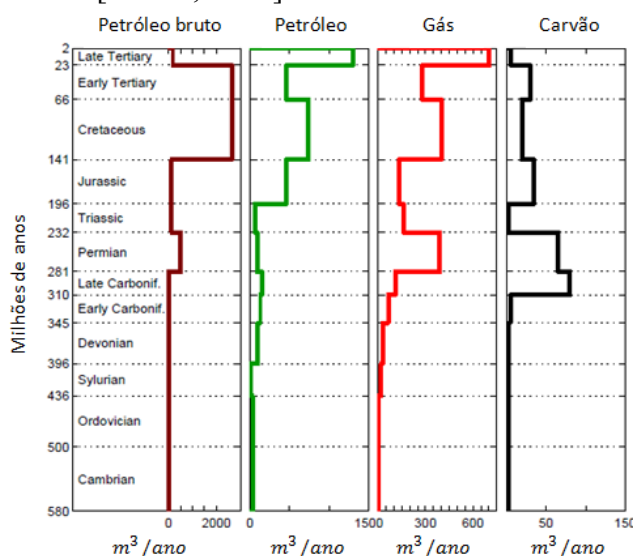


Figura 1 - Taxa média acumulação de combustíveis fósseis ao longo do tempo geológico [Patzek, 2006].

O uso de fontes de energia renováveis é visto, agora, como uma prioridade, sendo hoje dedicados largos fundos e meios de investigação ao desenvolvimento da sua utilização. A nível europeu, as fontes de energia renovável são, ainda, uma componente de pequena dimensão no total de energia primária consumida, mas actualmente, as perspectivas da União Europeia são os chamados “três vintes”, isto é, pretende-se até 2020 uma redução de 20% dos gases com efeito de estufa, 20% de redução do consumo energético e 20% de utilização de energia proveniente de fontes renováveis de energia.

1.2. Situação energética em Portugal

Portugal é um país com escassos recursos energéticos, nomeadamente, aqueles que asseguram a generalidade das necessidades energéticas do país (o petróleo, o carvão e o gás). Esta escassez de fontes primárias de origem fóssil conduz a uma elevada dependência energética exterior (82,9% em 2007). Importa assim aumentar a contribuição das fontes de energia renováveis (hídrica, eólica, solar, biomassa e geotérmica) [www.dgge.pt].

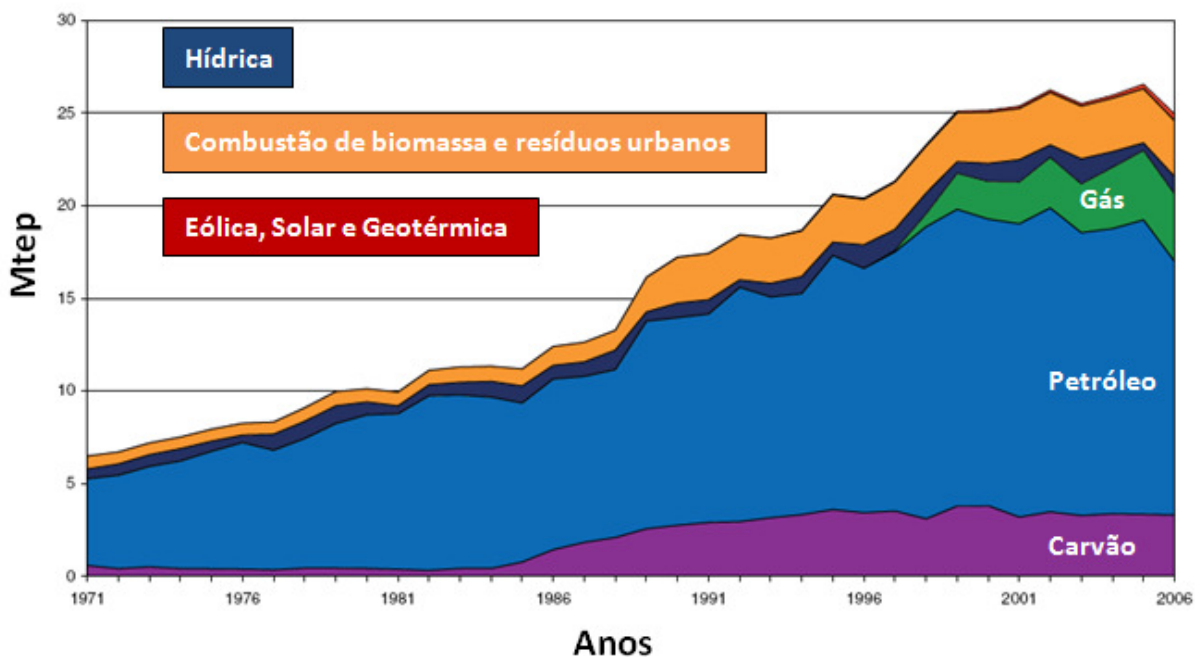


Figura 2 - Evolução da energia primária total em Portugal [IEA, 2006].

Em 2007, o petróleo representava 55% do consumo total de energia primária em Portugal, seguindo-se o gás natural com 15% e o carvão com 13%. Neste combinado energético, as fontes renováveis de energia representam 18% da energia primária.

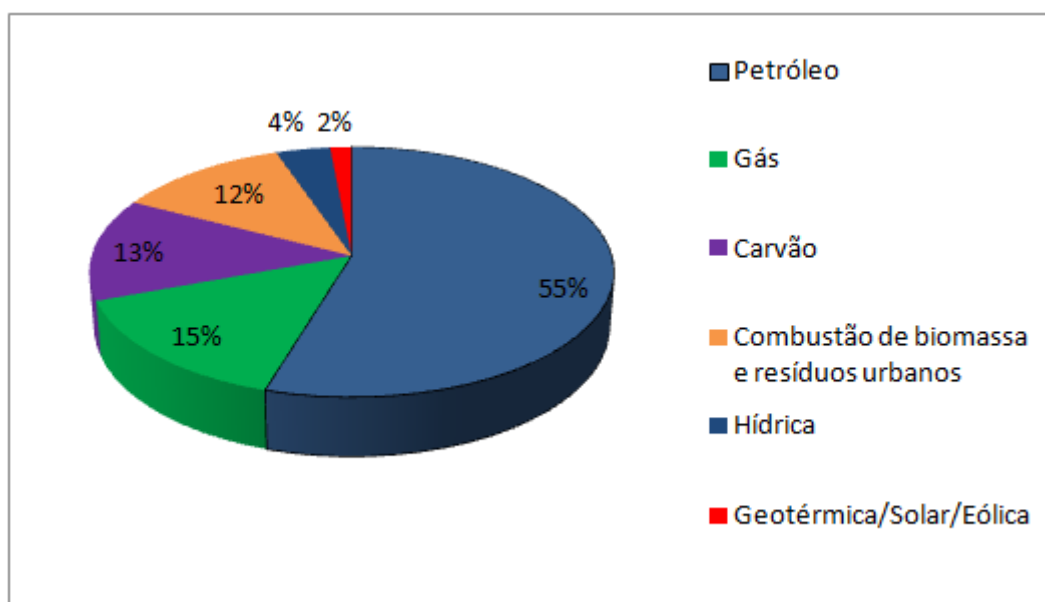


Figura 3 - Consumo de energia primária português em 2007 [www.dgge.pt].

De forma a reduzir a sua dependência de combustíveis fósseis, Portugal assumiu o compromisso de, em 2010, produzir 39% da electricidade final a partir de fontes renováveis de energia, entre as quais a biomassa, com 150 MW de potência instalada.

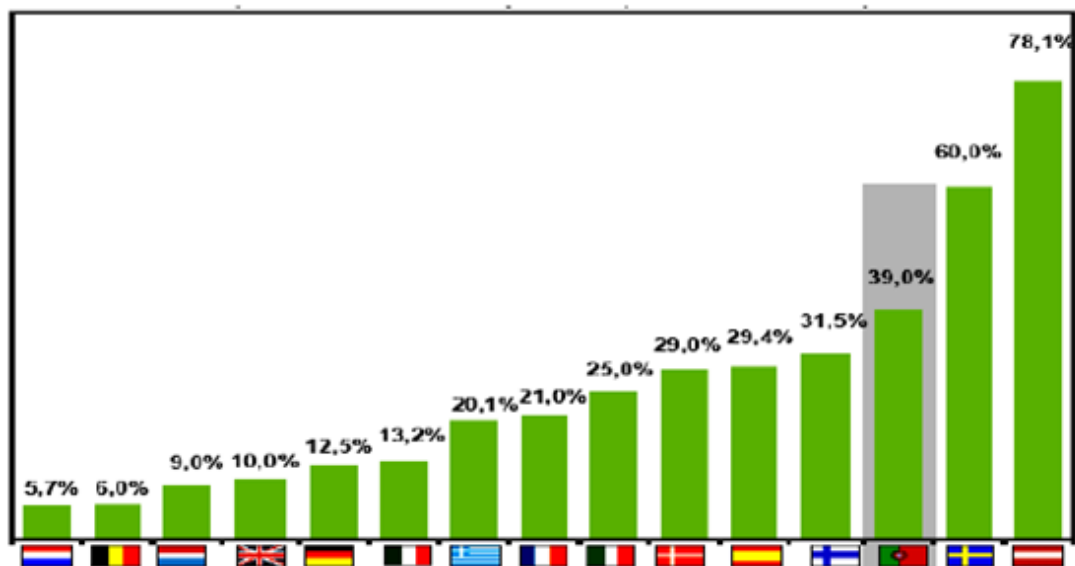


Figura 4 - Metas de produção de electricidade a partir de fontes de energia renováveis de alguns países europeus para 2010 [Bioenergia, 2004].

1.3. Estado actual da bioenergia

Ao analisar o consumo de energia primária proveniente da biomassa, constata-se uma grande diferença entre os países industrializados e os países do terceiro mundo.

Nos países industrializados a biomassa cobre apenas 4% das necessidades energéticas dos países.

Nos países emergentes, cerca de 22% da energia consumida tem origem na biomassa, mas grande parte dessa energia é utilizada em aplicações tradicionais tais como fogões, fornos e lareiras. Estes aparelhos apresentam eficiências muito baixas e emitem compostos orgânicos tóxicos que são apontados como responsáveis por 3,7% das doenças que afectam as pessoas do terceiro mundo e das economias emergentes. Em países pouco desenvolvidos, a biomassa representa até 90% dos consumos totais de energia [van Loo, 2008].

Enquanto que os países desenvolvidos traçaram como meta aumentar significativamente a conversão de bioenergia, os países pouco desenvolvidos têm como objectivo tornarem-se menos dependentes da biomassa de forma a acelerar o seu crescimento económico e social.

As razões que levam os países desenvolvidos a apostarem na biomassa como fonte de energia são as seguintes [Larsen, 2003]:

- Preocupações com o aquecimento global. A emissão de CO₂ na conversão da energia contida na biomassa é absorvida pelas plantas através da fotossíntese;
- Avanços tecnológicos nos processos de conversão de energia de biomassa, juntamente com mudanças significativas no mercado energético;
- Os biocombustíveis têm a vantagem de ser a única fonte de energia renovável disponível no estado sólido, líquido e gasoso;
- Interesse geral pelas fontes de energia renovável.

1.4. Bioenergia em Portugal

Cerca de 38% do território português é coberto por florestas. Estima-se que se produz anualmente 6,5 milhões de toneladas de biomassa florestal em Portugal, das quais 4,2 milhões de toneladas podem ser aproveitadas para a conversão em energia eléctrica [I.E.A., 2004].

O potencial da conversão da energia contida na biomassa em energia eléctrica é avaliado em mais de 1,4 TWh por ano. Esta estimativa baseia-se numa eficiência das centrais térmicas de 30%, mas este valor pode vir a aumentar no futuro com a utilização de tecnologias avançadas de combustão [I.E.A., 2004].

O uso da biomassa para a obtenção de calor ainda não está bem implementado em Portugal, sendo a queima de madeira em lareiras, salamandras e fogões nas zonas rurais a maneira mais usual de obter calor para aquecer o ambiente. É frequente encontrar-se em moradias e edifícios públicos, tais como, escolas e lares. Estes sistemas tradicionais apresentam uma eficiência muito baixa.

No início dos anos 90, com o suporte de um programa comunitário denominado VALOREN, alguns municípios instalaram sistemas de aquecimento em escolas primárias que ainda hoje são usados. Nesses edifícios encontram-se tipicamente dois tipos de sistemas de aquecimento: salamandras com potências caloríficas entre os 5 e os 10 kW e pequenas caldeiras de biomassa com potências situadas entre os 40 e os 100 kW para sistemas de aquecimento central. Nesses sistemas de aquecimento os combustíveis mais comuns são cepos, estilhas, resíduos florestais e briquetes [E.V.A., 2003].

1.5. Biomassa

Biomassa é um termo que engloba a matéria vegetal gerada através da fotossíntese e os seus derivados, tais como resíduos florestais, agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida nos resíduos industriais, domésticos, municipais etc. Resumindo, pode dizer-se que a biomassa é toda a matéria orgânica, que pode ser utilizada como combustível para fornecer energia [Nogueira, 2000].

A fotossíntese é uma reacção química em que o CO₂ no ar, água e a luz do sol reagem de forma a produzir os hidratos de carbono que constituem a biomassa.

Tipicamente, a fotossíntese converte menos de 1% da energia solar em energia química contida na biomassa [McKendry, 2002]. Na figura 5 é visível a quantidade de energia solar que efectivamente é aproveitada pela biomassa e por outras tecnologias de conversão energética [Patzek, 2006].

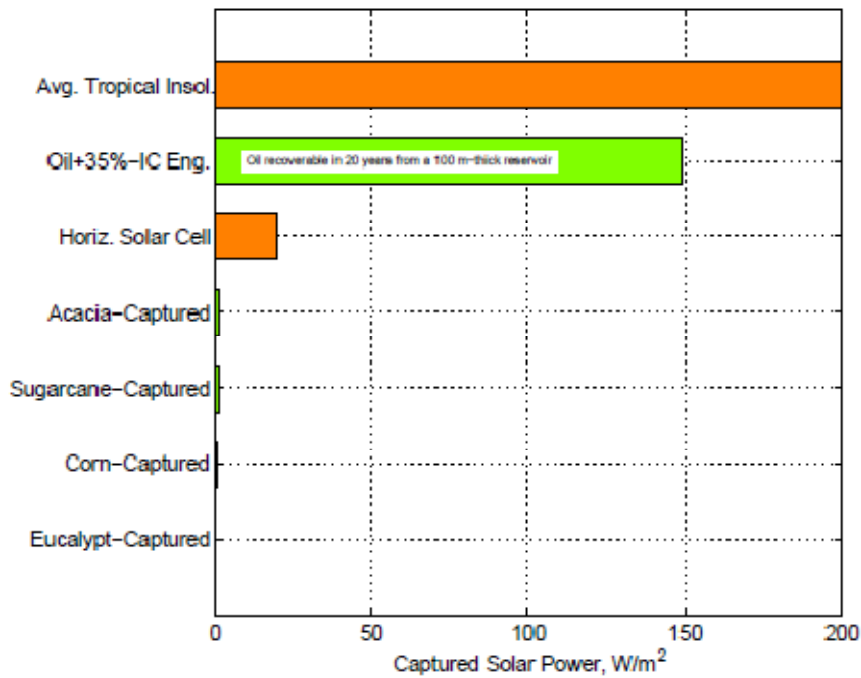


Figura 5 - Comparação da potência solar que é aproveitada por algumas plantas com outras tecnologias (célula fotovoltaica e motor de combustão interna alimentado a derivados de petróleo) [Patzek, 2006].

Na queima de combustíveis fósseis o processo de libertação de CO₂ não é cíclico. Neste caso a combustão converte biomassa fossilizada e surge o CO₂ capturado pelas plantas à milhões de anos. Desta forma, o CO₂ libertado contribui para o agravamento do efeito de estufa ao acumular-se na atmosfera. Este processo pode ser apenas considerado cíclico numa escala de tempo de alguns milhões de anos, visto que a biomassa leva muitos anos a absorver o CO₂ dos combustíveis fósseis [McKendry, 2002].

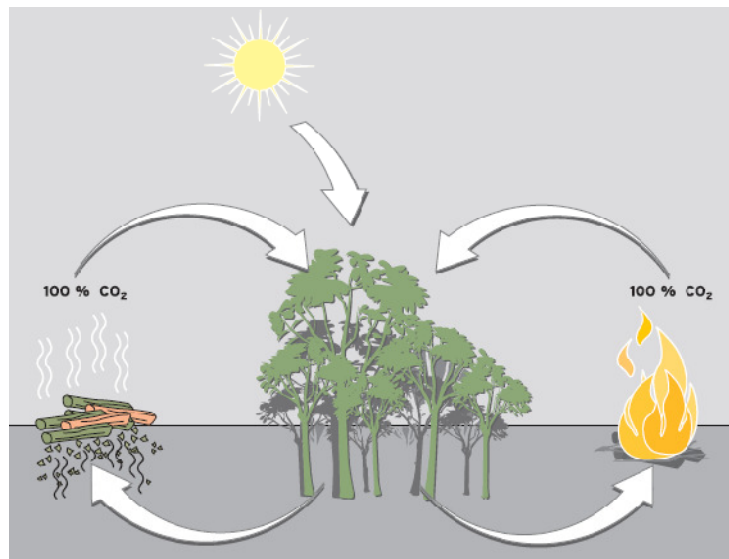


Figura 6 - Ciclo do CO₂ resultante da combustão de biomassa [www.vaillant.com].

1.5.1. Tipos de biomassa

Existem várias maneiras de classificar a biomassa. Um método simples consiste em dividir a biomassa nas seguintes quatro categorias [McKendry, 2002].:

- Plantas lenhosas
- Plantas e ervas herbáceas
- Plantas aquáticas
- Estrumes

Dentro das categorias referidas anteriormente, as plantas herbáceas podem ser subdivididas segundo o seu teor de água em plantas de elevada e baixa humidade.

A maioria das actividades industriais exigem biomassa com baixo teor de água, sendo por isso as plantas lenhosas e as herbáceas de baixa humidade as mais utilizadas. As plantas aquáticas e os estrumes devido ao seu elevado teor de água são convertidas energeticamente mediante processos biológicos tais como a fermentação, visto que a energia necessária para os processos de secagem seria muito grande quando comparada com a energia libertada pela biomassa num processo de conversão como a combustão.

1.5.2. Peletes

A caldeira que é dimensionada neste trabalho é alimentada a peletes e por isso é conveniente fazer um enquadramento ao “universo” das peletes, sendo este um combustível ainda pouco conhecido e divulgado em Portugal.

A maior fonte de biomassa sólida provém de produtos da madeira. Estes são obtidos quando é retirada a madeira das florestas e quando os desperdícios são utilizados no processamento industrial da madeira.

O processo de peletização é um processo que já é aplicado há 100 anos na indústria de alimentos para animais. Apenas há 20 anos, nos EUA e Canadá, se começou a aplicar esta técnica à madeira, surgindo assim um novo combustível. Rapidamente esta tecnologia encontrou grande adesão por parte dos países escandinavos e a Áustria, sendo hoje um combustível com alguma relevância nos países da Europa Central e do Norte [Mann, 2006].

As peletes são formas mecanicamente estáveis de pó de madeira e serrim. Esta transformação (densificação de biomassa) permite um aumento de eficiência de muitos processos, tais como, melhoria de propriedades de combustão.

1.5.2.1. Mercado

O facto de na Europa existir matéria-prima disponível para a produção de peletes e políticas energéticas favoráveis, torna o preço deste combustível competitivo. A Suécia, Alemanha e a Áustria são os países europeus que apresentam os mercados mais desenvolvidos, ao passo de que países como a Itália, Bélgica, França e o Reino Unido estão agora a seguir esta tendência. Em 2006, produziram-se na Europa aproximadamente 4,5 milhões de toneladas de peletes em quase 300 fábricas de produção, sendo os maiores produtores a Suécia, Áustria e Alemanha [Peksa-Blanchard, 2007].



Figura 7 - Distribuição geográfica dos produtores europeus de peletes [Pelletatlas, 2008].

O consumo de peletes na Europa em 2006 rondou as 5,5 milhões de toneladas, o que representa uma quantidade significativa. A utilização deste combustível depende fortemente das políticas energéticas de cada país, sendo este usado principalmente na produção de calor, mas alguns países também recorrem às peletes para a produzir energia eléctrica [Peksa-Blanchard, 2007].

Na Suécia, Dinamarca e Finlândia as peletes são utilizadas tanto na produção de calor como na produção de electricidade. A Holanda e a Bélgica usam as peletes para a produção de electricidade recorrendo à co-combustão, enquanto que a Alemanha, Áustria, Itália e França usam as peletes quase exclusivamente em sistemas de aquecimento central e salamandras [Peksa-Blanchard, 2007].

O desempenho económico das peletes de madeira depende e dependerá, do preço da energia, isto é, do preço do petróleo. Tem-se verificado uma elevada inconstância no preço do petróleo devido à instabilidade em vários países produtores (como a Arábia Saudita, Venezuela e Nigéria), oferta limitada, elevação da procura por parte da China e Índia, depreciação do dólar e a especulação dos mercados. Esta instabilidade do preço do petróleo, juntamente com os preços competitivos das peletes pode contribuir para que a utilização das peletes de madeira para o aquecimento dos edifícios seja cada vez mais uma necessidade para todos os consumidores.

No gráfico seguinte pode ver-se a evolução do preço das peletes, do petróleo e do gás natural na Alemanha. Constata-se que as peletes apresentam um preço competitivo nos últimos anos e a tendência deverá manter-se, visto que é de esperar que o preço do petróleo volte a aumentar num futuro próximo. Apenas entre Julho de 2006 e Abril de 2007 se verificou um pico no preço deste combustível devido ao facto de nesse período as caldeiras e salamandras de biomassa terem sido muito divulgadas em países como a Alemanha, Itália e Áustria, tendo sido vendidas várias centenas de milhares de aparelhos [Pelletatlas, 2008].

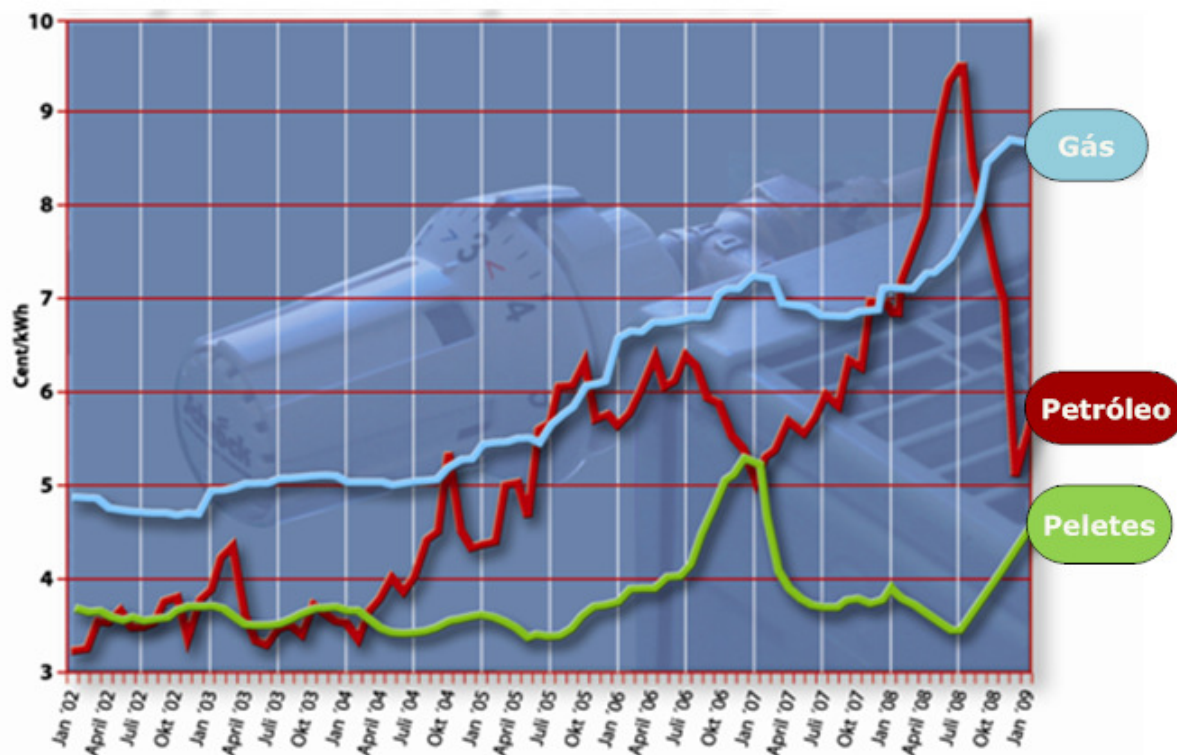


Figura 8 - Evolução do preço das peletes, petróleo e gás por kWh na Alemanha [www.depv.de].

Verifica-se no entanto uma variação considerável de preços das peletes de madeira entre os vários países europeus, o que intensifica o comércio entre os diferentes países.

1.5.2.2. Peletização

A densificação de biomassa consiste, na aplicação de pressão a uma massa de partículas, com ou sem adição de ligantes ou tratamento térmico. No entanto, devido à limitação ou proibição por parte de algumas normas europeias na utilização de ligantes e outros aditivos, recorre-se normalmente à densificação sem qualquer tipo de aditivo.

O processo de peletização é constituído basicamente por cinco passos:

- Secagem
- Trituração
- Condicionamento
- Peletização
- Arrefecimento
- Remoção de finos

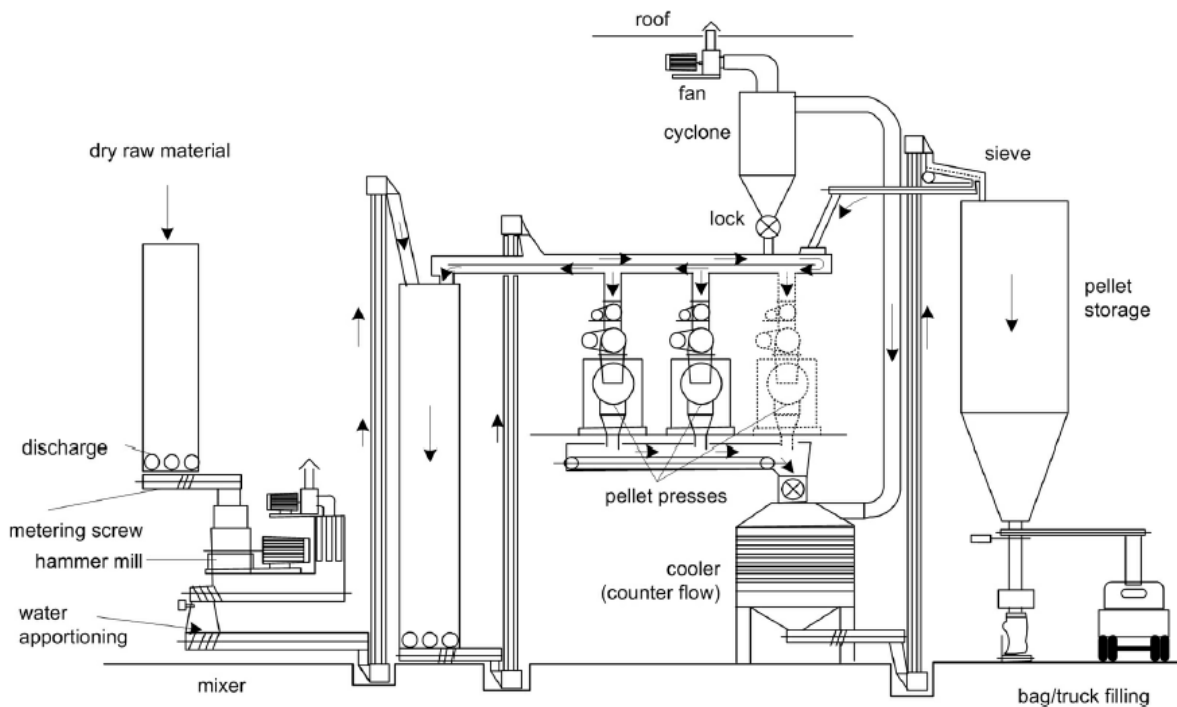


Figura 9 - Fábrica produtora de peletes [van Loo, 2008].

Secagem

Dependendo do tipo de madeira utilizado na produção de peletes, esta pode apresentar teores de água na ordem dos 50% ou mais. Estes elevados valores de humidade têm de ser reduzidos e devem rondar os 8 a 12%, após o acondicionamento [van Loo, 2008]. É fundamental garantir um teor de água o mais constante possível, uma vez que o atrito entre o rolo da máquina peletizadora e a madeira varia muito com a humidade, ou seja, se a humidade da matéria-prima for muito baixa, a superfície das partículas de madeira podem carbonizar, destruindo o aglutinante natural da madeira (a lenhina). Por sua vez, se o teor de água for muito elevado, as peletes ficam com a sua resistência mecânica reduzida. A secagem é

normalmente efectuada recorrendo a tambores rotativos. Este processo implica elevadíssimos gastos energéticos devido aos quais se recorre a uma secagem prévia, quando possível. Essa secagem prévia pode ser feita de uma forma natural, deixando a biomassa ao sol ou recorrendo a colectores solares.

Trituração

Depois da secagem segue-se a trituração para que a dimensão das partículas de madeira seja reduzida e homogeneizada. A dimensão das partículas depois desta etapa não deve ser superior a 6 mm e a sua consistência será semelhante à de migalhas de pão [Peksa-Blanchard, 2007]. A trituração é normalmente efectuada com um moinho, tipo martelo.

Acondicionamento

O acondicionamento das partículas de madeira é feito mediante o uso de vapor, que contribui para a humedificação superficial (8 a 12% de humidade), actuando como lubrificante no processo de peletização sem se recorrer a qualquer tipo de aditivo químico. Desta forma a biomassa torna-se menos abrasiva para os equipamentos e reduzem-se os custos de manutenção. O vapor de água contribui também para que a lenhina presente na madeira actue sobre as fibras. A lenhina é um aglutinante natural das fibras e actua como tal no material que constitui as peletes, melhorando a adesão entre partículas.

Peletização

A peletização da madeira propriamente dita, é efectuada em máquinas peletizadoras do tipo anel e do tipo plana. O princípio de funcionamento destas duas máquinas na produção de peletes é semelhante, variando apenas a disposição dos rolos e na matriz que extrudem as peletes. Geralmente, 100 cavalos de potência são suficientes para produzir aproximadamente uma tonelada de peletes por hora [Peksa-Blanchard, 2007].

Máquina peletizadora com matriz do tipo anel

O sistema de extrusão destas máquinas é constituído por uma matriz, na qual giram 1 a 3 rolos de pressão. O esmagamento da biomassa faz-se sobre a superfície interna, no percurso de acção de dois ou três rolos móveis, montados sobre um suporte concêntrico e independente da matriz em contra-rotação. A superfície cilíndrica externa dos rolos de pressão tem a função de aumentar o atrito que se cria entre o rolo e a biomassa, durante a fase de esmagamento, para impedir que o material deslize para fora da zona de pressão [Loução, 2008].

De forma a garantir as dimensões normalizadas impostas pelas normas, existe um sistema de lâminas, situado na superfície externa da matriz, que corta o material extrudido.

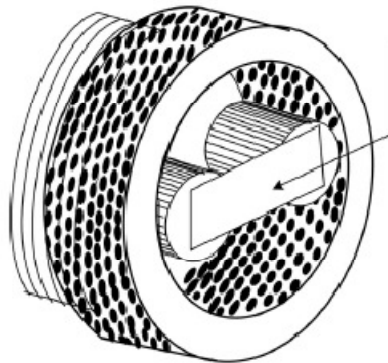


Figura 10 - Máquina peletizadora com matriz do tipo anel [van Loo, 2008].

Máquina peletizadora com matriz do tipo plana

Nas máquinas com matriz do tipo plana o mecanismo de compressão é constituído por uma matriz redonda e uns rolos de pressão sobre a sua superfície. Neste tipo de máquina, a disposição dos elementos que a constituem, encontram-se numa sequência longitudinal. Esta disposição é vantajosa relativamente às máquinas do tipo anel, devido à simplicidade do mecanismo, tornando a manutenção mais simples e menos dispendiosa. Dependendo do tamanho da máquina, esta pode ter entre 1 a 6 rolos que provocam o esmagamento da biomassa sobre a matriz, dando-se assim a extrusão das peletes. Para evitar o deslizamento entre rolos, biomassa e matriz, é necessário garantir uma velocidade periférica constante dos rolos de pressão. O elemento giratório tanto pode ser a matriz, como os rolos.

Tal como no modelo referido anteriormente, esta máquina apresenta um sistema de lâminas situado por baixo da matriz e fixa à árvore rolante central.

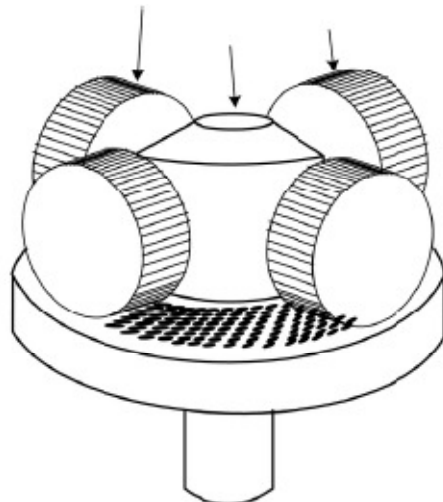


Figura 11 - Máquina peletizadora do tipo plana [van Loo, 2008].

Arrefecimento

Quando a biomassa sai da máquina peletizadora, a sua temperatura é elevada (90 a 95 °C). O arrefecimento representa uma etapa muito importante na peletização, visto que é nesta etapa que as peletes adquirem as suas propriedades mecânicas, ou seja, o arrefecimento contribui para que a lenhina da madeira atinja o seu maior potencial aglutinante [Malisius, 2000].

Ao contrário da secagem, o arrefecimento é um processo que não necessita de muita energia, necessitando apenas de alimentação para os ventiladores, e como tal é pouco dispendiosa.

O princípio de funcionamento destes dispositivos é muito simples. Os ventiladores insuflam ar para o interior de uma câmara na qual caem as peletes, promovendo assim o seu arrefecimento. O fluxo de ar é normalmente feito em contracorrente.

Remoção de finos

Depois de arrefecidas, as peletes passam por peneiras vibratórias onde os finos se separam das peletes. Os finos separados nesta etapa são encaminhados de novo para as máquinas peletizadoras para que não seja desperdiçada nenhuma matéria-prima.

1.5.2.3. Distribuição

O transporte das peletes representa um factor muito importante que deve ser tido em conta para manter os preços das peletes baixos, ou seja, convém que os consumidores deste combustível estejam próximos dos locais de produção. Para que isso seja possível é necessária uma rede de abastecimento a nível nacional, coisa que ainda não existe em Portugal. Países como a Suécia, Finlândia, Alemanha e Áustria têm uma extensa rede de abastecimento de peletes.

O transporte das peletes não é perigoso ao contrário do que acontece com alguns combustíveis fósseis, visto que não apresenta perigo de explosão ou contaminação. Os produtores, normalmente distribuem as peletes em sacos pequenos (15 – 25 kg), sacos grandes (500 – 1000 kg) ou então directamente em camiões cisterna tal como acontece no transporte de petróleo ou gás. Os sacos de peletes são a solução mais indicada para abastecer salamandras, enquanto que o abastecimento directo pelo camião cisterna é a melhor solução para sistemas de aquecimento central. O abastecimento directo é uma solução mais económica que a compra de sacos, no entanto torna-se necessária a aquisição de um reservatório para as peletes e dispositivos automáticos de alimentação [Alakangas, 2002].



Figura 12 - Camião cisterna a abastecer um reservatório [Mann, 2006].

No caso do abastecimento directo deve ser garantido o acesso por parte do camião a um local o mais próximo possível do reservatório. A distância do camião cisterna ao reservatório não deve exceder os 30 metros, visto que a transferência para o silo de armazenamento se realiza com ar pressurizado (0,5 a 0,9 bar). Quanto maior a distância que as peletes devem percorrer, maior será a pressão a que estas estão sujeitas, o que resulta na alteração da sua estrutura. Isto significa que, para uma tonelada de peletes transferidas para um silo, através de um tubo de 30 metros, perdem-se 12 kg de pó de madeira devido à decomposição de algumas peletes [Mann, 2006].

1.5.2.4. Normas

A não uniformidade das peletes pode causar problemas na combustão, principalmente em caldeiras de baixa potência. Os problemas mais comuns nas caldeiras que podem resultar da falta de qualidade das peletes estão alistados na tabela 1.

Tabela 1 - Problemas causados por peletes de baixa qualidade [Hansen, 2009].

Problema na caldeira	Possível causa devido às peletes
Excesso de cinzas na caldeira	A inclusão nas peletes de: <ul style="list-style-type: none">– Resíduos de biomassa com elevados teores de cinzas, tais como cascas de árvore ou sementes– Matéria inorgânica (por exemplo areia)
Escórias na caldeira	A inclusão nas peletes de: <ul style="list-style-type: none">– Resíduos de biomassa, tais como cascas de árvore ou sementes cujas cinzas apresentem pontos de fusão baixos– Matéria inorgânica (por exemplo areia)
Deposições e corrosão	A inclusão nas peletes de: <ul style="list-style-type: none">– Biomassa com elevados teores de elementos voláteis, tais como enxofre ou cloro
Combustão fraca	<ul style="list-style-type: none">– Teor de finos elevado– Teor de água elevado

Para evitar os problemas referidos anteriormente existem na Europa várias normas que definem as dimensões e os valores limite para as suas características em relação a valores como a massa específica a granel, densidade por unidade, conteúdo de cinzas, conteúdo de humidade, poder calorífico, concentração de substâncias como enxofre, azoto, cloro, etc.

As principais normas são a DIN 51731 (Alemanha), ÖNORM M 7135 (Áustria), DINplus (Alemanha) e a SS 18 71 20 (Suécia). Na seguinte tabela estão alistadas as principais características para as quais as normas impõem valores limite.

Tabela 2 - Resumo das principais normas europeias.

Unidades	DIN 51731	ÖNORM M 7135	DINplus	SS 18 71 20		
				Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3
Diâmetro	4 - 10	4 - 10	4 - 10			
Comprimento	< 50	< 5 x D	< 5 x D	Max. 4 x D	Max. 5 x D	Max. 5 x D
Massa volúmica aparente				≥ 600	≥ 500	≥ 500
Massa volúmica de partícula	> 1,0	> 1,2	> 1,2			
Poder Calorífico Superior	17,5 - 19,5	18	18	≥ 16,9	≥ 16,0	≥ 15,1
Teor de Água	< 12	< 10	< 10	≤ 10	≤ 10	≤ 12
Teor de Cinzas	< 1,5	< 0,5	< 0,5	≤ 0,7	≤ 1,5	≤ 1,5
Teor de Enxofre	< 0,08	< 0,04	< 0,04	≤ 0,08	≤ 0,08	-
Teor de Azoto	< 0,3	< 0,3	< 0,3	-	-	-
Teor de Cloro	< 0,03	< 0,02	< 0,02	≤ 0,03	≤ 0,03	-
Bio-aditivos	-	< 2	< 2	-	-	-
Abrasiveidade	-	< 2,3	< 2,3			

É de notar que as normas DINplus e ÖNORM impõem os mesmos limites para as características alistadas. A única diferença entre as duas normas reside na periodicidade das inspeções aos produtores de peletes, ou seja, a ÖNORM impõe inspeções anuais, enquanto que a DINplus para além das inspeções anuais, também prevê inspeções surpresa aos produtores. Além disso, o controlo da DINplus não se limita apenas à fase de produção, mas estende-se também à venda, garantindo assim que as peletes mantenham o grau de qualidade exigido por esta norma, mesmo após o transporte [Mann, 2006].

1.5.2.5. Propriedades físicas e químicas das peletes

As propriedades físicas e químicas das peletes considerada neste trabalho, são as propriedades utilizadas no trabalho realizado por Porteiro (2008). A escolha deste trabalho para as características das peletes é devida à proximidade da Galiza, sendo de esperar que as peletes comercializadas em Portugal apresentem propriedades semelhantes às galegas.

PCI (kJ/kg)	17000
Diâmetro (mm)	7
Comprimento (mm)	7 – 21
Massa volúmica (kg.m ⁻³)	1166

Composição de Biomassa

A madeira é essencialmente constituída por hidratos de carbono e devido a esse facto apresenta um teor em oxigénio mais elevado que os combustíveis fósseis, incluindo o carvão, correspondendo a cerca de 30 a 45% da matéria seca. Por este motivo, teoricamente, a combustão da biomassa necessita de menor quantidade de ar. No entanto, tal como nos combustíveis fósseis, o principal constituinte é o carbono, cerca de 30 a 60% da matéria seca, seguido do oxigénio. O hidrogénio é o terceiro maior componente, com cerca de 5 a 6% da matéria seca. O azoto, enxofre e cloro encontram-se em quantidades normalmente inferiores a 1% da matéria seca, sendo no entanto responsáveis pela formação de emissões poluentes [Jenkins, 1998].

Composição química das peletes segundo Porteiro (2008):

Análise elementar (base mássica)		Análise imediata (base mássica)	
C	47,00%	Humidade	9,25%
H ₂	5,03%	Cinzas	0,68%
O ₂	37,90%	Carbono fixo	17,17%
N ₂	0,12%	Voláteis	72,90%
S	0,05%		

1.5.3. Sustentabilidade

O mundo enfrenta actualmente uma dupla ameaça no sector da energia, a inexistência de uma oferta segura e adequada de energia a preços acessíveis e os danos infringidos ao ambiente, pelo excessivo consumo de energia originária de combustíveis fósseis.

A sustentabilidade da biomassa florestal, enquanto fonte de energia renovável, só está garantida enquanto a intensidade da recolha não ultrapassar a produtividade primária (que resulta da fotossíntese) da área de abastecimento. Se isto não for respeitado, rapidamente se atinge uma situação de esgotamento de reservas e de desflorestação. As consequências são, por um lado, a procura de biomassa a distâncias crescentes da central, com o consequente agravamento dos balanços energéticos e de carbono do processo e, por outro lado, a perda progressiva da fertilidade do solo e, eventualmente, da biodiversidade [Schwarz, 2006].

Recorrer ao cultivo dedicado de espécimes lenhosas de crescimento rápido para queima, pode contrariar o processo descrito anteriormente. Porém, cria-se um uso alternativo que pode perturbar o padrão de alocação da terra para os diversos fins – por exemplo, produção de material lenhoso para outras indústrias, floresta de protecção e de sequestro de carbono – e pode, com facilidade, colocar problemas de intensificação cultural semelhantes ao da agricultura.

A utilização de biomassa para fins energéticos deverá obedecer a uma criteriosa selecção, que tenha em conta balanços energéticos e de carbono favoráveis, que preserve a produção de madeira e a necessidade de existência de um coberto vegetal valioso, tanto para a conservação do solo como para conservação da biodiversidade.

Segundo Patzek (2006), um processo cíclico é sustentável se e só se:

1. For capaz de se manter sem interrupção e sem perder nenhuma das suas qualidades “para sempre” e
2. O ambiente no qual o processo está inserido alimenta esse mesmo ciclo e recebe os resíduos do ciclo continuamente.

Um processo cíclico que também é sustentável, não deve libertar substâncias químicas para o meio ambiente, isto é, a produção líquida de massa deve ser “próxima” de zero “para sempre”.

Tendo em conta esta definição, fica claro que qualquer processo linear que esgote as reservas finitas de combustíveis fósseis e minerais da Terra é irreversível e nunca poderá ser sustentável.

No caso da biomassa, manter o processo sustentável não é uma tarefa fácil, visto que o ciclo industrial de biomassa necessita de combustíveis fósseis, minerais e químicos de forma a poder funcionar.

Assim, parte do trabalho útil (W_U) que é extraído do ciclo, deve ser devolvido para substituir os combustíveis com origem em fontes não renováveis de energia. O trabalho devolvido ao ciclo é denominado trabalho de retorno (W_R) [Patzek, 2006].

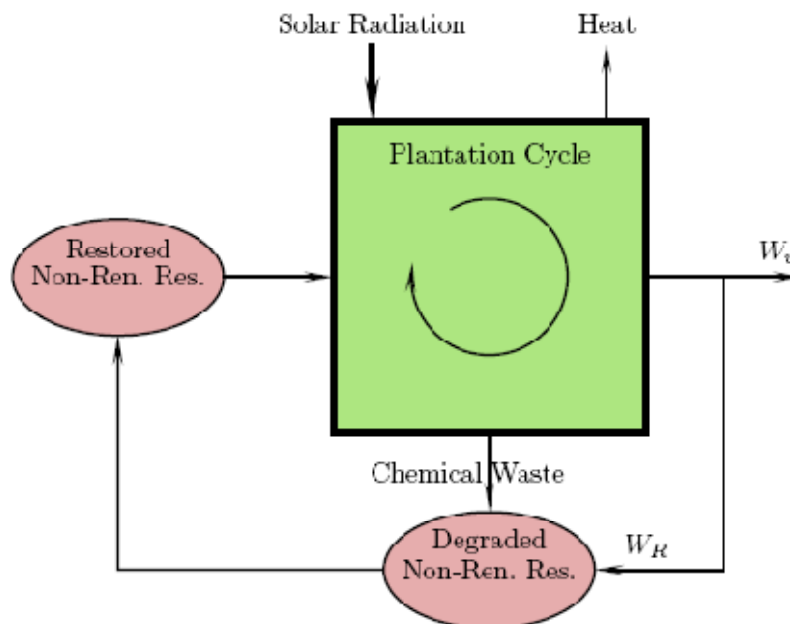


Figura 13 - Ciclo das plantações e a energia em jogo [Patzek, 2006].

Enquanto o trabalho útil for superior que o trabalho de retorno, $W_U > W_R$, as plantações de biomassa podem ser vantajosas. Caso isto não se verifique, o processo é insustentável.

O trabalho de retorno mínimo é igual à soma dos consumos de exergia cumulativa de todos os processos que convertem recursos naturais em “entradas” do ciclo industrial de biomassa [Patzek, 2006].

Estas “entradas” são a os adubos, insecticidas, gasóleo e electricidade para as máquinas envolvidas no processo e o calor necessário para a secagem da biomassa (exemplo das peletes).

1.5.4. Combustão de Biomassa

A combustão de biomassa é um processo que envolve vários aspectos físicos e químicos de elevada complexidade, dando-se a queima segundo diversas reacções homogéneas e heterogéneas. A combustão da madeira ocorre em vários estágios, sendo os mais importantes a secagem, a volatilização (libertação dos voláteis que queimam misturados com os gases) e a combustão do resíduo carbonoso e voláteis. O tempo de reacção necessário para cada um dos estágios depende das propriedades físicas (dimensões das partículas) e químicas do combustível sólido, composição gasosa e condições ambiente no interior do sistema de combustão, taxa de aquecimento e temperatura final da partícula e temperatura do meio de combustão [Jenkins, 1998].

Na combustão de cargas de partículas de pequena dimensão, tal como acontece na queima de peletes de madeira, verifica-se uma separação nítida no tempo entre a combustão de voláteis e do resíduo carbonoso. O período de queima do resíduo carbonoso dura muito mais tempo que a combustão dos voláteis, que se dá de uma forma quase imediata. Na queima de partículas de dimensões consideráveis, como por exemplo na queima de lenha, os processos podem ocorrer simultaneamente [Nussbaumer, 2003].

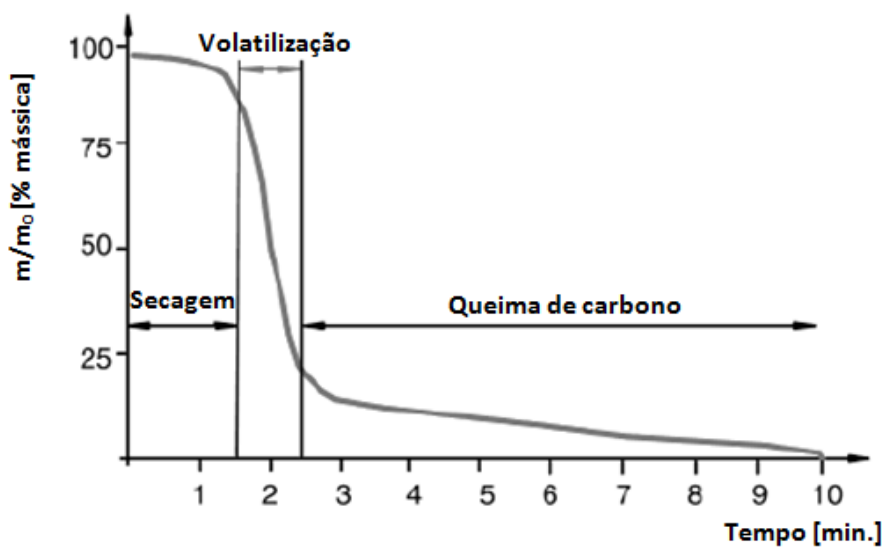


Figura 14 - Redução de massa em função do tempo. (Análise termogravimétrica, $m_0 = 100$ mg, $dT/dt = 100^\circ\text{C}/\text{min}$ [Nussbaumer, 2003])

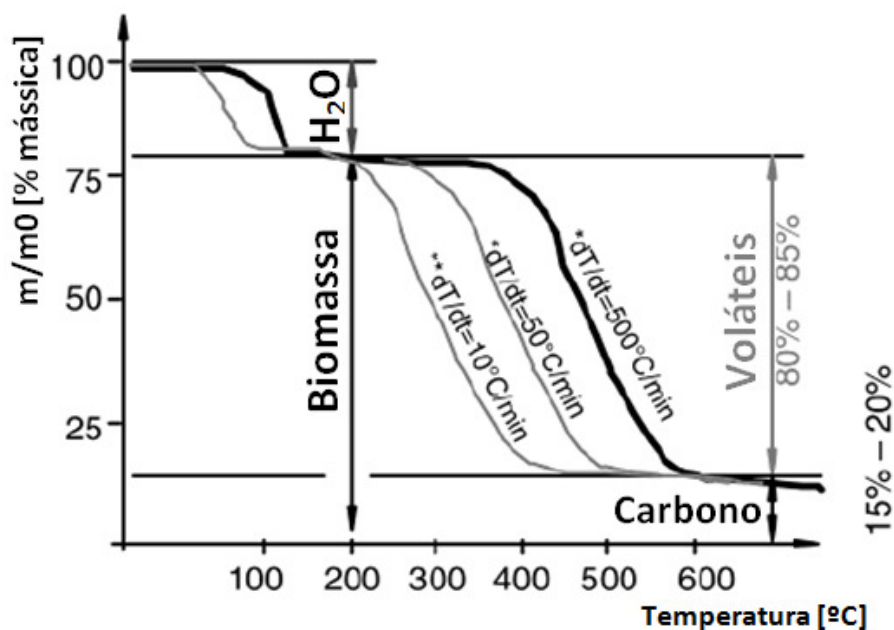


Figura 15 - Redução de massa em função da temperatura. (Análise termogravimétrica, $m_0 = 50$ mg [Nussbaumer, 2003] e $m_0 = 5$ mg [Skeiberg, 1997])

A figura 15 mostra a redução de massa da madeira em função da temperatura. Verifica-se assim que a partir dos 60 °C começa a redução da massa com a libertação de alguns constituintes orgânicos da madeira e por volta dos 100 °C dá-se a secagem com a evaporação da água. A decomposição térmica inicia-se entre os 160 e 180 °C com a libertação de voláteis da madeira. A partir dos 250 °C a decomposição devido à libertação de voláteis intensifica-se e dura até aos 600 °C, tendo a madeira nessa altura perdido entre 80 e 85% da sua massa total restando apenas o resíduo carbonoso [Lasselsberger, 2002].

No caso da caldeira a peletes considerada neste trabalho, a alimentação do combustível é feita automaticamente e a caldeira opera em regime contínuo. Desta forma as reacções consecutivas ocorrem simultaneamente e em diferentes locais da fornalha, isto é, a combustão do resíduo carbonoso dá-se na grelha da fornalha e a combustão dos voláteis dá-se acima do leito de carbono. A separação da combustão em duas fases é feita com a injeção de ar primário no leito de combustível e ar secundário na câmara de combustão (figura 16). Isto permite uma boa mistura do ar com os voláteis provenientes da volatilização e gaseificação do leito de combustível. A variação dos caudais de ar primário e secundário também permite regular com facilidade as temperaturas dos gases de combustão e desta forma torna-se possível controlar a emissão de gases poluentes.

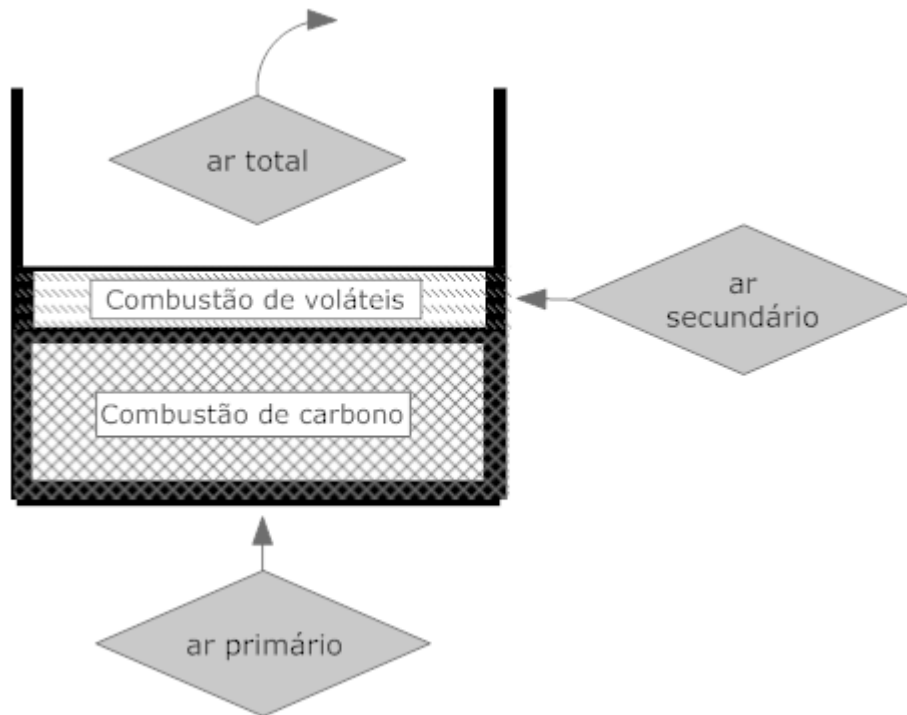


Figura 16 - Injeção de caudal de ar primário e secundário na câmara de combustão.

Capítulo II

2. Caldeiras

O aparecimento das peletes como tipo de combustível deveu-se à necessidade de se automatizar o processo de queima de madeira em caldeiras e salamandras. Desta forma, as caldeiras a peletes permitem hoje em dia um conforto semelhante às caldeiras a gás ou gasóleo, competindo directamente com estas no mercado. O equipamento de base de uma caldeira a peletes inclui actualmente sistemas de ignição automáticos, mecanismos de remoção das cinzas e limpeza automática do permutador de calor com turbuladores que captam e expulsa partículas em suspensão [Musil, 2003].

De seguida apresenta-se um esquema com os principais componentes de uma caldeira a peletes.

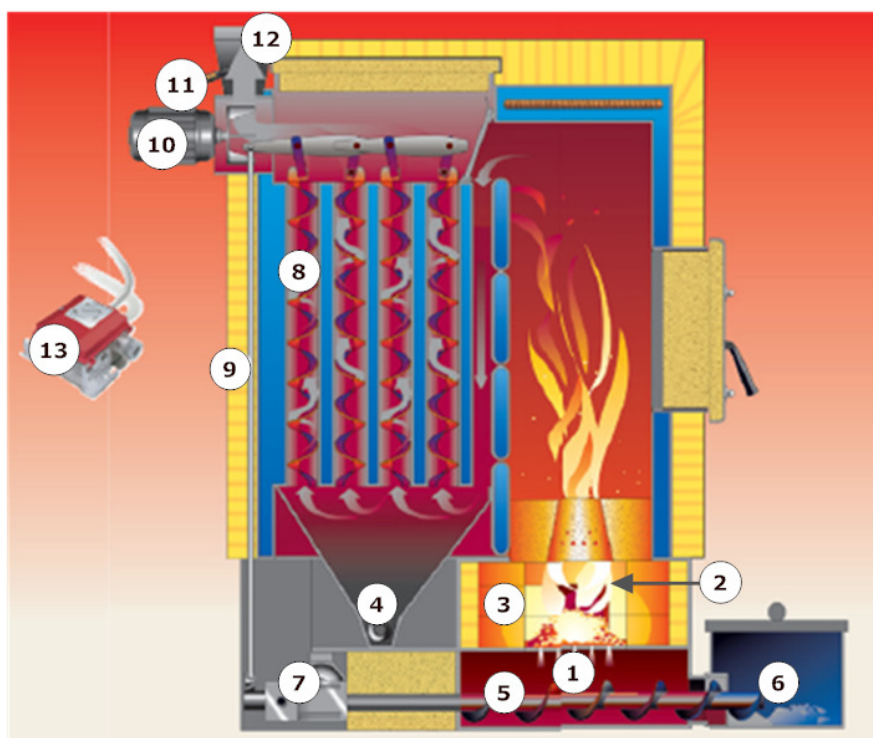


Figura 17 - Principais componentes de uma caldeira a peletes [www.hargassner.at].

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1. Ar primário | 8. Turbuladores no permutador |
| 2. Ar secundário | 9. Isolamento |
| 3. Refractário | 10. Ventilador |
| 4. Extracção de partículas suspensas | 11. Sonda Lambda (controlo de combustão) |
| 5. Colector de cinza | 12. Chaminé |
| 6. Depósito de cinza | 13. Controlador de pressão |
| 7. Motor do sistema de limpeza | |

2.1. Sistemas de alimentação

Tecnicamente, há três maneiras diferentes de alimentar a câmara de combustão com peletes: alimentação inferior, superior e lateral (retorta). O sistema utilizado depende do fabricante da caldeira, apresentado cada um vantagens e desvantagens que são descritas a seguir.

2.1.1. Sistema de alimentação inferior

Uma caldeira de peletes com carga de alimentação inferior consiste num sistema de accionamento com motores eléctricos e sistemas de controlo exteriores à caldeira e um componente de queima dentro da caldeira.

Neste sistema as peletes de madeira são carregadas por meio de um transportador em parafuso para a área de combustão. O ar primário é retirado através de uma grelha de aço em forma de anel, na forma de um disco de travão de carro e o ar secundário é introduzido acima do leito de peletes [Bioenergia, 2004]. À medida que o fuso provoca o avanço das peletes, estas vão queimando e por fim a cinza transborda sobre a grelha em forma de anel.

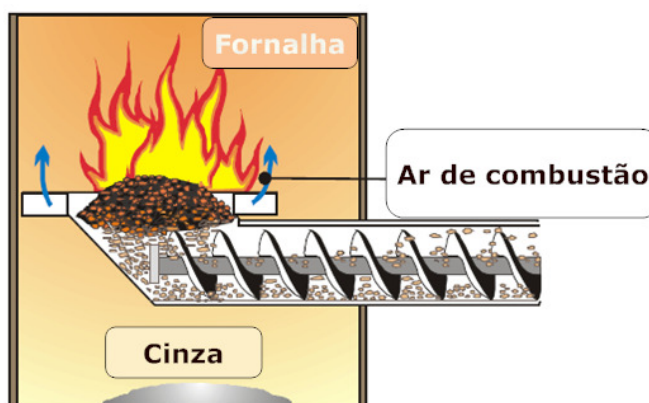


Figura 18 - Sistema de alimentação inferior [Alakangas, 2002].

Uma desvantagem deste tipo de sistema é o facto das peletes de madeira entrarem directamente em contacto com a combustão. Isto significa que há um risco de voltarem acesas para a tremonha. Este tipo de combustão é tecnicamente moroso, porque é criado um calor considerável subsequente na placa de queima, que está sempre cheia. O movimento contínuo ou intermitente do transportador pode compactar ou destruir peletes. Também é possível formar uma base de combustão pouco homogénea, permitindo que as peletes acabem na área de cinzas sem serem queimadas [Bioenergia, 2004]. Na alimentação inferior a camada de cinza que se encontra na zona de combustão não pode ser espessa, visto que isto provoca uma combustão deficiente e por sua vez há o risco de formação de escórias no leito [Musil, 2003].

Recorrendo a controladores de nível mecânicos ou ópticos é possível regular a potência térmica em caldeiras que apresentem este tipo de sistema de alimentação.

2.1.2. Sistema de alimentação superior

As peletes são introduzidas na caldeira por meio de um fuso e então caem através de um tubo ou calha para a zona de queima, tal como esquematizado na figura 19.

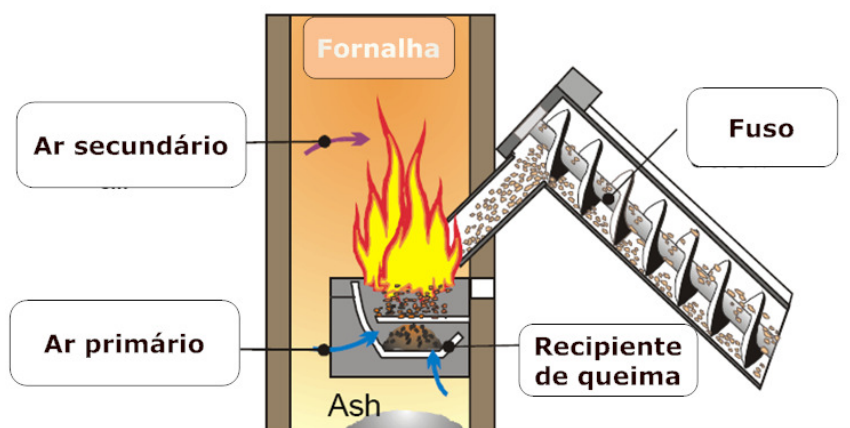


Figura 19 - Sistema de alimentação superior [Alakangas, 2002].

Nesta configuração, o ar primário e secundário alimentam directamente a zona de queima, resultando daí a queima completa do resíduo sólido das peletes e dos gases inflamáveis por elas libertados [Bioenergia, 2004].

Neste sistema não existe, tal como no sistema de alimentação inferior, o perigo de se formarem escórias, uma vez que a cinza permanece na zona arrefecida pelo ar primário por baixo do leito de peletes [Musil, 2003]. O mecanismo transportador também não está directamente ligado à zona de combustão, pelo que não existe o risco das peletes voltarem acesas para a tremonha de armazenamento. As caldeiras equipadas com este sistema têm uma construção resistente ao uso, e podem ser equipadas com sistemas de limpeza automática na grelha de combustão, normalmente com uma vibração periódica.

Uma desvantagem técnica apontada a este sistema é a dificuldade de monitorizar o nível de peletes, devendo este ser verificado com um indicador de nível.

2.1.3. Sistemas de alimentação de retorta

Um queimador de peletes com combustão de retorta tem uma construção similar a um sistema de alimentação inferior. O mecanismo transportador e a electrónica de controlo estão situados fora da caldeira enquanto a zona de combustão está no seu interior.

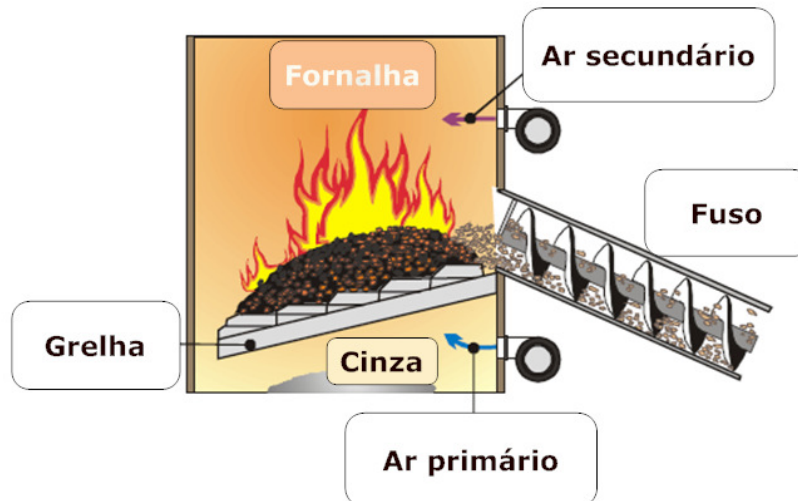


Figura 20 - Sistema de alimentação de retorta [Alakangas, 2002].

As desvantagens deste sistema são semelhantes ao sistema de alimentação inferior, ou seja, o transportador compacta o combustível, o que pode criar uma base de combustão pouco homogénea com combustão pobre [Bioenergia, 2004].

2.1.4. Queimadores externos.

Uma alternativa aos sistemas apresentados anteriormente é a utilização de queimadores exteriores.



Figura 21 - Queimador de peletes externo [www.janfire.com]

Neste caso a queima das partículas dá-se no interior do queimador e não no interior na caldeira, ficando esta menos sujeita a avarias que resultam da combustão da madeira. Na caldeira só entram os gases de combustão que resultam da queima das peletes no queimador. A manutenção do conjunto queimador/caldeira é obviamente mais vantajosa e muitos fabricantes usam este sistema nas suas caldeiras.

Outra grande vantagem destes queimadores, é que estes podem também queimar estilhas de madeira. A possibilidade de usar dois combustíveis, permite aproveitar as vantagens próprias de cada combustível, ou seja, o preço baixo das estilhas e o processo completamente automatizado da queima de peletes [Musil, 2003].

É também comum converter caldeiras a fuelóleo em caldeiras a peletes, recorrendo a queimadores externos. Esta solução é frequente nos países escandinavos, consistindo em substituir apenas o queimador original da caldeira por um novo que queime peletes. Esta alternativa é menos dispendiosa mas tem algumas desvantagens, nomeadamente o seu rendimento energético reduzido (aproximadamente 30%), a recolha de cinzas e a limpeza da caldeira não são processos automatizados e o trabalho de manutenção é bastante intenso [CBE, 2002].

2.2. Combinação de caldeiras de biomassa com sistemas solares

A combinação de uma caldeira a biomassa com um sistema de energia solar pode tornar-se numa opção bastante atractiva. Dado o baixo consumo de calor que se verifica nas estações mais quentes, o sistema solar permite complementar o sistema de aquecimento a biomassa, reduzindo a manutenção, as emissões e as perdas de energia que resultariam de uma utilização intermitente do sistema de biomassa. O depósito de água quente do sistema de energia solar pode também ser utilizado para regular as variações de carga que se verificam durante os meses mais frios, o que se traduz numa vantagem importante, quer para as situações de pico de carga quer para as alturas de baixa necessidade de consumo energético [CBE, 2002].

1. Caldeira de biomassa
2. Depósito de água quente
3. Painéis solares
4. AQS
5. Aquecimento central

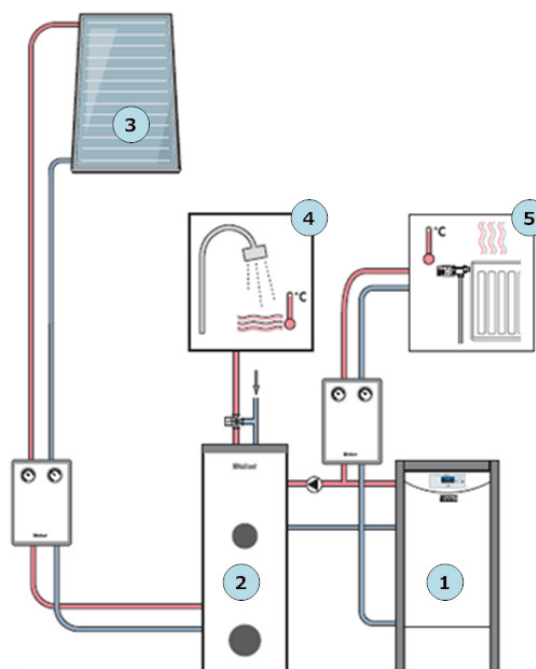


Figura 22 - Combinação biomassa/solar no aquecimento de água [www.vaillant.com].

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

Capítulo III

3. Modelo matemático

3.1. Modelo de combustão

Com base no que é dito no Capítulo 1 (1.5.4.), sobre combustão de biomassa elaborou-se o seguinte modelo matemático de combustão. Este modelo tem em conta a pirólise da madeira, separando-se a combustão em duas fases, a queima do resíduo sólido no leito e queima dos voláteis acima deste. Como a queima dos voláteis é praticamente instantânea, será a queima das partículas de carbono que irá condicionar a velocidade global da combustão.

O rendimento das caldeiras a peletes situa-se geralmente entre 80 e 95%. Neste trabalho e por uma questão de prudência, assumiu-se um valor conservador de 80%.

$$\eta_{caldeira} = \frac{\text{Potência global}}{\text{Potência fornecida}} = \frac{\dot{m}_{\text{água}} c p_{\text{água}} (T_{\text{saída}} - T_{\text{ent}})}{\dot{m}_{\text{madeira}} \text{PCI}_{\text{madeira}}} \quad (3.1. - 1)$$

Conhecida a potência global e o PCI da madeira determina-se o caudal equivalente de madeira a introduzir na fornalha.

Pela análise imediata (base mássica) da composição das peletes sabe-se também o caudal equivalente de água, carbono e voláteis.

Com estes dados, e conhecido o PCI do carbono, determina-se o PCI dos voláteis:

$$\dot{m}_{\text{madeira}} \text{PCI}_{\text{madeira}} = \dot{m}_c \text{PCI}_c + \dot{m}_{\text{vol}} \text{PCI}_{\text{vol}} \quad (3.1. - 2)$$

Esta formulação baseia-se na suposição, suportada pela constatação experimental, de que a madeira pirolisa no leito fixo com libertação de voláteis. Os voláteis queimarão acima do leito fixo enquanto que neste irá dar-se a combustão do resíduo sólido carbonoso da pirólise.

3.1.1. Determinação da carga de peletes a admitir na caldeira e o respectivo intervalo de tempo.

Dado que a madeira é um combustível sólido, não é fisicamente possível alimentar a fornalha com o caudal equivalente, ou seja, alimentar a combustão de uma forma contínua tal como acontece nas caldeiras a gás. Desta forma há que definir uma dada carga de partículas que é admitida na fornalha num determinado intervalo de tempo.

O tempo de queima de uma carga de partículas de carbono é determinado pela seguinte relação [Pinho, 2005],

$$t_{\varphi} = \frac{\rho_c}{96 Sh \eta D_g (1 - \chi) C_{oe}} \left[1 - (1 - \varphi)^{2/3} \right] di^2 + \frac{\rho_c}{24 \eta k_c (1 - \chi) C_{oe}} \left[1 - (1 - \varphi)^{1/3} \right] di + \frac{m_c \varphi}{12 U_f A_f (1 - \chi) C_{oe}} \quad (3.1.1. - 1)$$

Nesta expressão, a primeira parcela, proporcional ao quadrado do diâmetro inicial das partículas, quantifica o peso da transferência de massa no processo de combustão, enquanto que a segunda parcela, proporcional ao diâmetro inicial das partículas, leva em conta a cinética da reação química. A terceira parcela é função das condições de escoamento existentes na fornalha. Embora esta parcela não seja directamente dependente do diâmetro da partícula, acaba por o ser indirectamente devido à massa total da carga (m_c).

Para determinar a carga a introduzir na fornalha, assume-se inicialmente um valor de m_c . Para se ter uma noção do valor a arbitrar pode calcular-se numa fase inicial o tempo de queima de uma partícula de carbono que quando multiplicado pelo caudal equivalente de carbono fixo, dá uma ideia da massa da carga. Na queima de uma carga de partículas, cada partícula compete entre si pelo oxigénio disponível na fornalha. Por este motivo, sabe-se que a massa da carga será ligeiramente superior à massa determinada com o tempo de queima de uma partícula.

A massa da carga e os restantes parâmetros que influenciam o tempo de queima são introduzidos no modelo e com a variação de parâmetros tais como, a massa da carga (m_c), dimensões da fornalha, temperatura da fornalha, factor de competência inter-partícula (η), fracção queimada (φ) ou fracção de by-pass (χ), regula-se o tempo de queima de forma que,

$$\frac{m_c}{t_\varphi} = \dot{m}_c \quad (3.1.1. - 2)$$

O modelo apresentado para a queima de cargas de partículas de carbono é apenas aplicável a partículas esféricas com diâmetro inicial uniforme. Sendo as peletes cilíndricas e admitindo que após a pirólise, estas mantêm o seu volume original, pode-se determinar a sua esfericidade (Φ) e conseqüentemente o diâmetro inicial da esfera da partícula de carbono.

$$d_i = d_{esfera} \times \Phi = d_{esfera} \times \frac{A_{superficie\ esférica}}{A_{superficie\ cilíndrica}} \quad (3.1.1. - 3)$$

O volume da partícula esférica de carbono tem de ser igual ao volume da partícula cilíndrica e conhecidas as dimensões das peletes, determina-se d_{esfera} .

Para a determinação da difusividade à temperatura pretendida, recorre-se à seguinte relação,

$$D_g = D_0 \left(\frac{T_2}{T_0}\right)^{1,65} \left(\frac{p_0}{p}\right) \quad (3.1.1. - 4)$$

Os valores com índice 0 referem-se às condições de referência tabeladas (ANEXO A).

A concentração molar do oxigénio,

$$C_\infty = \frac{p_i}{\bar{R} \times T_2} \quad (3.1.1. - 5)$$

com

$$\bar{R} = 8314 \text{ [Jkmol}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$$

e

$$p_i = X_{O_2} \times 101325 \text{ Pa}$$

para $X_{O_2} = 0,21$

k_c [m/s] é a constante da taxa de reacção em fase heterogénea, isto é, a reacção de oxidação do carbono a CO que ocorre na superfície da partícula. Sabendo que a constante da taxa de reacção apresenta valores diferentes consoante o resíduo carbonoso, é utilizada para o cálculo desta constante uma relação que aproxima de uma melhor forma o valor da constante para o tipo de combustível utilizado [Pinho, 2009].

$$k_c = 53891,1 \exp\left(\frac{-102,7 \times 10^6}{R T}\right) \quad (3.1.1. - 6)$$

O número de Sherwood (Sh) é função do número de Reynolds (Re) e do número de Schmidt (Sc). Para $10 < Re < 1800$, o número de Sherwood pode ser determinado pela seguinte expressão [Pinho, 2005],

$$Sh = 2 + 0,555 Re^{1/2} Sc^{1/3} \quad (3.1.1. - 7)$$

onde,

$$Re = \frac{\rho_{ar} U_f D_H}{\mu_{ar}} \quad (3.1.1. - 8)$$

sendo o diâmetro hidráulico da fornalha dado por,

$$D_H = \frac{4 A_f}{P_{secção fornalha}} \quad (3.1.1. - 9)$$

O número de Schmidt é calculado da seguinte forma:

$$Sc = \frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar} D_g} \quad (3.1.1. - 10)$$

3.1.2. Combustão global da madeira e do resíduo sólido

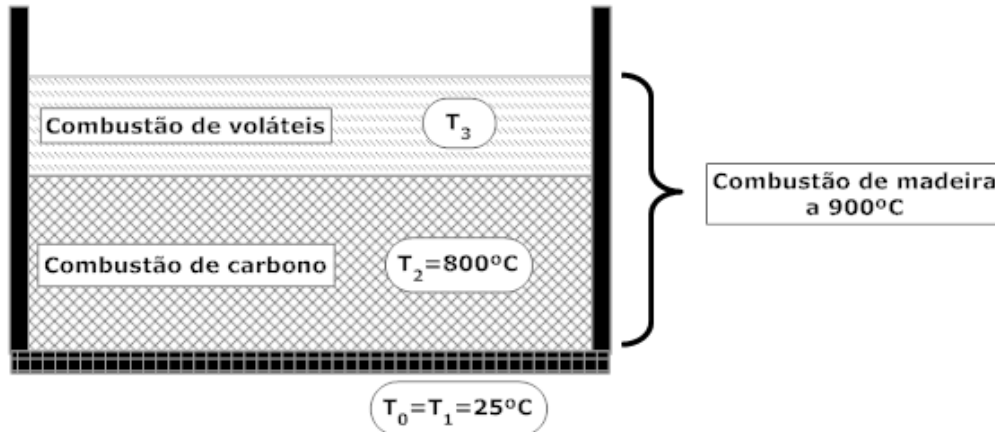


Figura 23 - Fases de combustão e as temperaturas consideradas.

No modelo de combustão considerado, divide-se a combustão da madeira em duas fases. A primeira fase é a combustão do resíduo carbonoso que neste caso se admite ser carbono e a segunda fase é a combustão de voláteis.

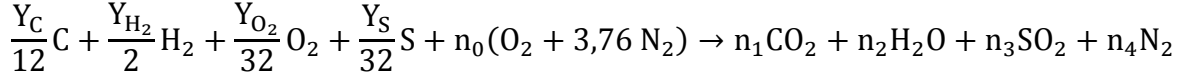
Como temperatura global da queima de madeira considera-se 900°C (T_{glob}). Os cálculos de combustão do carbono são feitos com a temperatura do leito a 800°C (T_2). Temperaturas de 800 a 900°C são temperaturas comuns na combustão de carvão e madeira [van Loo, 2008].

Uma vez efectuados os cálculos de combustão globais para a madeira e para a queima do resíduo carbonoso, determina-se a temperatura atingida na fase da queima de voláteis (T_3). A temperatura conseguida nesta zona será a temperatura dos gases acima da câmara de combustão que por radiação e convecção transmitem o calor proveniente das reacções de combustão para as paredes confinadoras da fornalha. Estas poderão ser refractárias e adiabáticas ou paredes de membrana no interior das quais escoar-se a água a ser aquecida na caldeira.

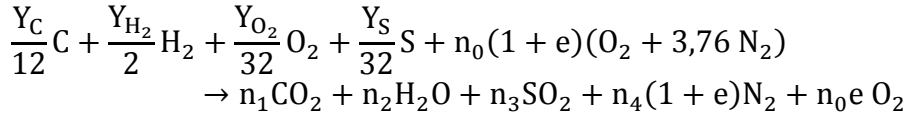
Desconhecendo a composição química dos voláteis, recorre-se ao propano para a determinação do calor específico das voláteis. O propano é um gás utilizado com frequência em trabalhos científicos para descrever as propriedades térmicas dos voláteis resultantes da queima do carvão, uma vez que quando se queimam partículas de carvão, os voláteis libertados são principalmente constituídos por H_2 , CO , CH_4 e outros hidrocarbonetos superiores. A combustão desses hidrocarbonetos superiores inicia-se com a fragmentação em hidrocarbonetos mais pequenos de composição próxima à do propano e devido a esse facto recorre-se ao propano para descrever o comportamento térmico dos voláteis [Ribeiro e Pinho, 2004].

3.1.2.1. Determinação do caudal de ar total necessário à combustão global de madeira.

Equação estequiométrica da queima de madeira segundo a sua análise elementar (base mássica) e considerando a madeira seca:



Com excesso de ar:



Como a queima é adiabática e aplicando a primeira lei da termodinâmica à reacção química,

$$Q = H_{P_2} - H_{R_1} = 0 = (H_{P_2} - H_{P_0}) + (H_{P_0} - H_{R_0}) + (H_{R_0} - H_{R_1}) \quad (3.1.2.1. - 1)$$

Neste caso não é possível conhecer-se a massa total de reagentes e produtos pelo que se trabalha por kg de combustível. Reescrevendo a equação anterior,

$$(h_{P_2}^* - h_{P_0}^*) + (h_{P_0}^* - h_{R_0}^*) + (h_{R_0}^* - h_{R_1}^*) = 0 \quad (3.1.2.1. - 2)$$

h^* - significa, entalpia por kg de combustível (madeira).

Sendo a temperatura dos reagentes igual à temperatura de referência ($T_1 = T_0$), tem-se:

$$(h_{R_0}^* - h_{R_1}^*) = 0 \quad (3.1.2.1. - 3)$$

$$(h_{P_0}^* - h_{R_0}^*) = \Delta h_0 = \frac{\dot{m}_{madeira}}{\dot{m}_{madeira}} PCI_{madeira} \quad (3.1.2.1. - 4)$$

$$(h_{P_2}^* - h_{P_0}^*) = \sum \frac{\dot{m}_{produtos}}{\dot{m}_{madeira}} \overline{cp}_{produtos} (T_{glob} - T_1) \quad (3.1.2.1. - 5)$$

$$(h_{P_2}^* - h_{P_0}^*) = \left(\frac{m_{CO_2}}{m_{madeira}} \times cp_{CO_2} + \frac{m_{O_2}}{m_{madeira}} \times cp_{O_2} + \frac{m_{N_2}}{m_{madeira}} \times cp_{N_2} + \frac{m_{H_2O}}{m_{madeira}} \times cp_{H_2O} + \frac{m_{S_2O}}{m_{madeira}} \times cp_{S_2O} \right) \times (T_2 - T_1) \quad (3.1.2.1. - 6)$$

Para não desprezar a humidade da madeira que podia vir a introduzir um erro considerável no dimensionamento da caldeira, visto que aproximadamente 9 % da massa da madeira é água, junta-se à equação (3.1.2.1. - 2) o calor latente e sensível da água correspondente a essa humidade da madeira,

$$\dot{Q}_{sensível} = \dot{m}_{H_2O} cp_v (T_2 - T_1) \quad (3.1.2.1. - 7)$$

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}_{H_2O} h''_{1atm} \quad (3.1.2.1. - 8)$$

A equação (3.1.2.1. – 2) tendo em consideração o calor latente a sensível dá água fica,

$$\left(\frac{m_{CO_2}}{m_{madeira}} \times cp_{CO_2} + \frac{m_{O_2}}{m_{madeira}} \times cp_{O_2} + \frac{m_{N_2}}{m_{madeira}} \times cp_{N_2} + \frac{m_{H_2O}}{m_{madeira}} \times cp_{H_2O} + \frac{m_{S_2O}}{m_{madeira}} \times cp_{S_2O} + Y_{H_2O} \times cp_v \right) \times (T_2 - T_1) + Y_{H_2O} \times h''_{1\ atm} - PCI_{madeira} = 0 \quad (3.1.2.1. - 9)$$

Esta equação permite determinar o excesso de ar para a temperatura global da queima de madeira.

Uma vez calculado o excesso de ar, torna-se possível determinar o caudal de ar total.

$$caudal\ de\ ar\ total = (AC)_{real} \times \dot{m}_{madeira} \quad (3.1.2.1. - 10)$$

A razão ar/combustível real é dada por,

$$(AC)_{real} = \frac{(AC)_{estequiométrico}}{r} \quad (3.1.2.1. - 11)$$

sendo a riqueza,

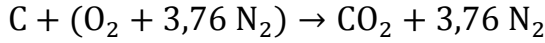
$$r = \frac{1}{(1 + e)} \quad (3.1.2.1. - 12)$$

e

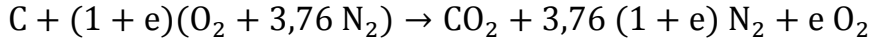
$$(AC)_{estequiométrico} = \frac{m_{ar}}{m_{madeira}} = \frac{n_0(M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2})}{1} \quad (3.1.2.1. - 13)$$

3.1.2.2. Determinação do caudal de ar primário necessário à combustão de carbono.

Equação estequiométrica da combustão do carbono:



Com excesso de ar:



Como a queima é adiabática aplica-se a equação (2.1.2.1. – 2), já utilizada na queima global de madeira.

Sendo $T_I = T_0$, também neste caso,

$$(h_{R0}^* - h_{R1}^*) = 0 \quad (3.1.2.2. - 1)$$

$$(h_{P0}^* - h_{R0}^*) = \Delta h_0 = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_{madeira}} PCI_C = Y_C PCI_C \quad (3.1.2.2. - 2)$$

$$(h_{P2}^* - h_{P0}^*) = \sum \frac{\dot{m}_{produtos}}{\dot{m}_{madeira}} \overline{cp}_{produtos} (T_2 - T_1) \quad (3.1.2.2. - 3)$$

$$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_{madeira}} = \frac{m_{CO_2}}{m_{madeira}} = \frac{m_{CO_2}}{m_C} \times \frac{m_C}{m_{madeira}} = \frac{m_{CO_2}}{m_C} \times Y_C \quad (3.1.2.2. - 4)$$

com,

$$m_{CO_2} = n_{CO_2} \times M_{CO_2} \quad (3.1.2.2. - 5)$$

Da mesma forma,

$$\frac{m_{O_2}}{m_{madeira}} = \frac{m_{O_2}}{m_C} \times Y_C \quad (3.1.2.2. - 6)$$

e

$$\frac{m_{N_2}}{m_{madeira}} = \frac{m_{N_2}}{m_C} \times Y_C \quad (3.1.2.2. - 7)$$

$$(h_{P2}^* - h_{P0}^*) = \left(\frac{m_{CO_2}}{m_C} \times Y_C \times cp_{CO_2} + \frac{m_{O_2}}{m_C} \times Y_C \times cp_{O_2} + \frac{m_{N_2}}{m_C} \times Y_C \times cp_{N_2} \right) \times (T_2 - T_1) \quad (3.1.2.2. - 8)$$

Tal como na combustão da madeira, introduz-se na combustão do carbono as perdas de calor latente e sensível da água (3.1.2.1. – 7) e (3.1.2.1. – 8). Neste caso também se adiciona à equação (3.1.2.1. – 2) as perdas sensíveis dos voláteis que se libertam nesta fase da combustão e são aquecidos até à temperatura T_2 .

$$\dot{Q}_{\text{sensível vol}} = \dot{m}_{\text{vol}} c p_{C_3H_8} (T_2 - T_1) \quad (3.1.2.2. - 9)$$

Juntando as perdas (3.1.2.1. – 7), (3.1.2.1. – 8) e (3.1.2.2. – 9) obtém-se a seguinte expressão que permite calcular o excesso de ar e consequentemente o caudal de ar primário.

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m_{CO_2}}{m_C} \times Y_C \times c p_{CO_2} + \frac{m_{O_2}}{m_C} \times Y_C \times e \times c p_{O_2} + \frac{m_{N_2}}{m_C} \times Y_C \times e \times c p_{N_2} + Y_{\text{vol}} \times c p_{C_3H_8} \right. \\ & \quad \left. + Y_{H_2O} \times c p_v \right) \times (T_2 - T_1) + Y_{H_2O} \times h''_{1atm} - \\ & - Y_C \times PCI_C = 0 \end{aligned} \quad (3.1.2.2. - 10)$$

Tendo o excesso de ar calculado:

$$(AC)_{\text{estequiométrico}} = \frac{m_{ar}}{m_C} = \frac{M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2}}{M_C} \quad (3.1.2.2. - 11)$$

$$r = \frac{1}{(1 + e)} \quad (3.1.2.2. - 12)$$

$$(AC)_{\text{real}} = \frac{(AC)_{\text{estequiométrico}}}{r} \quad (3.1.2.2. - 13)$$

$$\text{caudal de ar primário} = (AC)_{\text{real}} \times \dot{m}_C \quad (3.1.2.2. - 14)$$

Uma vez calculado o caudal de ar total necessário para a combustão da madeira e o caudal de ar primário para a combustão do carbono, determina-se o caudal de ar secundário para a combustão dos voláteis libertados pela madeira.

$$\text{caudal secundário} = \text{caudal total} - \text{caudal primário} \quad (3.1.2.2. - 15)$$

3.1.3. Combustão de voláteis

3.1.3.1. Determinação da temperatura de queima T_3 .

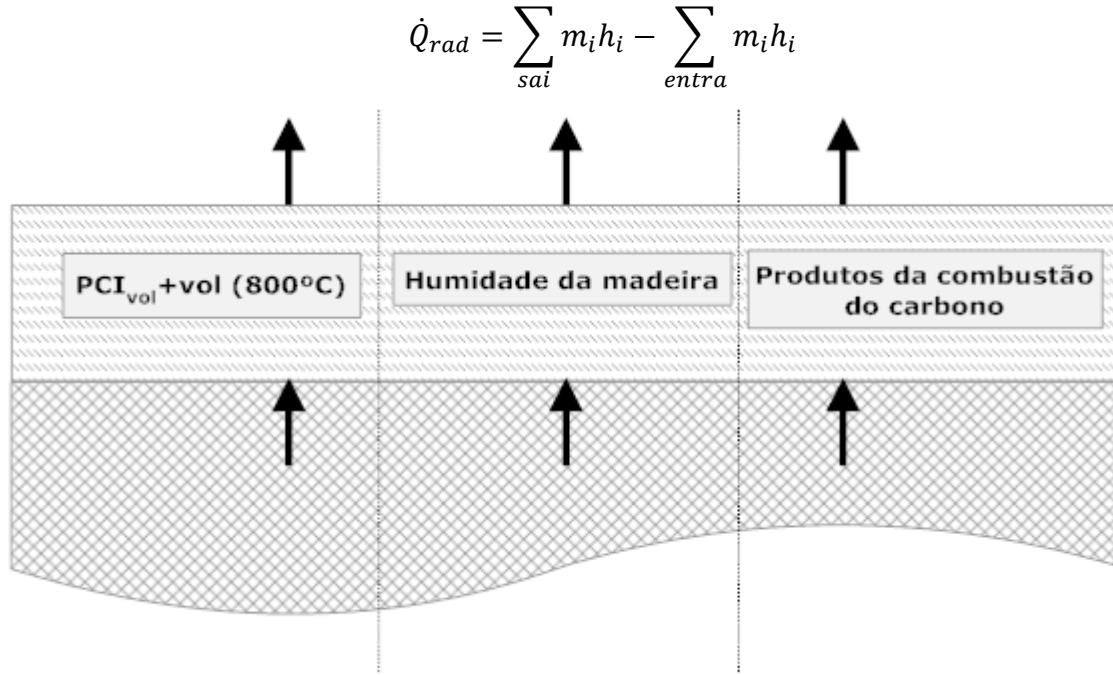


Figura 24 - Balanço energético acima do leito fixo

Assume-se neste caso que as perdas por radiação são nulas, visto que neste tipo de caldeiras, normalmente a combustão tem lugar numa câmara de combustão revestida por paredes adiabáticas. Em consequência considerou-se que durante a combustão não havia perdas de calor da chama por radiação.

$$\begin{aligned} & \sum \dot{m}_{produtos\ vol.} cp_{prod.comb.C_3H_8} (T_3 - T_0) + \sum \dot{m}_{prod.comb.C} cp_{i_{comb.C}} (T_3 - T_0) + \\ & \dot{m}_{H_2O} cp_v (T_3 - T_0) + \dot{m}_{vol} \Delta h_{0vol} + \dot{m}_{vol} cp_{C_3H_8} (T_0 - T_2) + \\ & \sum \dot{m}_{prod.comb.C} cp_{i_{comb.C}} (T_0 - T_2) + \dot{m}_{H_2O} cp_v (T_0 - T_2) + \\ & \dot{m}_{ar\ sec} cp_{ar} (T_0 - T_1) = 0 \end{aligned} \quad (3.1.3.1. - 1)$$

Simplificando a expressão anterior,

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m_{CO_2}}{m_C} \times Y_C \times cp_{CO_2} + \frac{m_{O_2}}{m_C} \times Y_C \times e \times cp_{O_2} + \frac{m_{N_2}}{m_C} \times Y_C \times e \times cp_{N_2} + Y_{H_2O} \times cp_v \right) \times \\ & \quad \times (T_3 - T_2) + \frac{\dot{m}_{produtos\ vol.}}{\dot{m}_{madeira}} \times cp_{prod.comb.C_3H_8} \times (T_3 - T_0) - \\ & \quad - Y_{vol} cp_{C_3H_8} (T_2 - T_0) - Y_{vol} \times PCI_{vol} = 0 \end{aligned} \quad (3.1.3.1. - 2)$$

3.1.3.2. Determinação do caudal mássico dos produtos da queima de voláteis

A massa dos produtos dos voláteis é determinada pela diferença entre a massa dos produtos da queima da madeira e a massa dos produtos da queima de carbono, tendo em conta que quando se queima 1 kg de madeira, queima-se Y_C kg de carbono.

Assim,

$$m_{\text{produtos vol.}} = m_{\text{produtos madeira}} - m_{\text{produtos carbono}} \quad (3.1.3.2. - 1)$$

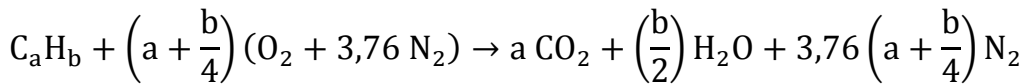
Com o caudal equivalente de madeira a introduzir na fornalha, determina-se o caudal de produtos da queima de voláteis:

$$\dot{m}_{\text{produtos vol.}} = \frac{m_{\text{produtos vol.}} \times \dot{m}_{\text{equiv.-madeira}}}{m_{\text{madeira}}} \quad (3.1.3.2. - 2)$$

3.1.3.3. Determinação do calor específico dos produtos de combustão dos voláteis

Tal como é dito no início deste capítulo, recorre-se à reacção de combustão de propano para determinar o calor específico a pressão constante dos produtos de combustão dos voláteis.

A equação química estequiométrica genérica para a queima de hidrocarbonetos é a seguinte:

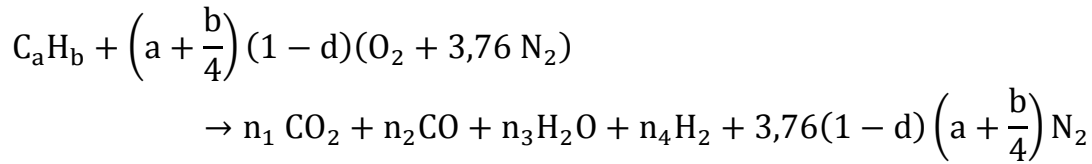


$$(AC)_{\text{estequiométrico}} = \frac{m_{ar}}{m_{C_aH_b}} = \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right) (M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2})}{M_{C_aH_b}} \quad (3.1.3.3. - 1)$$

$$(AC)_{\text{real}} = \frac{\dot{m}_{ar \text{ secundário}}}{\dot{m}_{vol}} \quad (3.1.3.3. - 2)$$

$$r = \frac{(AC)_{\text{estequiométrico}}}{(AC)_{\text{real}}} \quad (3.1.3.3. - 3)$$

Sendo $r > 1$, está-se perante uma mistura ar-combustível rica, ou com defeito de ar. Para um hidrocarboneto genérico C_aH_b ,



onde

$$d = \frac{r - 1}{r} \quad (3.1.3.3. - 4)$$

O cálculo de $cp_{\text{prod.comb.C}_3\text{H}_8}$ é calculado com base no calor específico a pressão constante de cada produto da combustão de C_3H_8 , tendo em conta o seu peso na massa total de produtos, ou seja,

$$cp_{\text{prod.comb.C}_3\text{H}_8} = \sum Y_i \times cp_i$$

ou

$$cp_{\text{prod.comb.C}_3\text{H}_8} = Y_{CO_2} \times cp_{CO_2} + Y_{CO} \times cp_{CO} + Y_{H_2O} \\ \times cp_{H_2O} + Y_{N_2} \times cp_{N_2} \quad (3.1.3.3. - 5)$$

com

$$Y_i = \frac{m_i}{m_{\text{produtos}}} \quad (3.1.3.3. - 6)$$

Os valores do calor específico de cada um dos produtos são calculados para a temperatura média aritmética entre T_3 e T_0 .

3.2. Modelo de transferência de calor

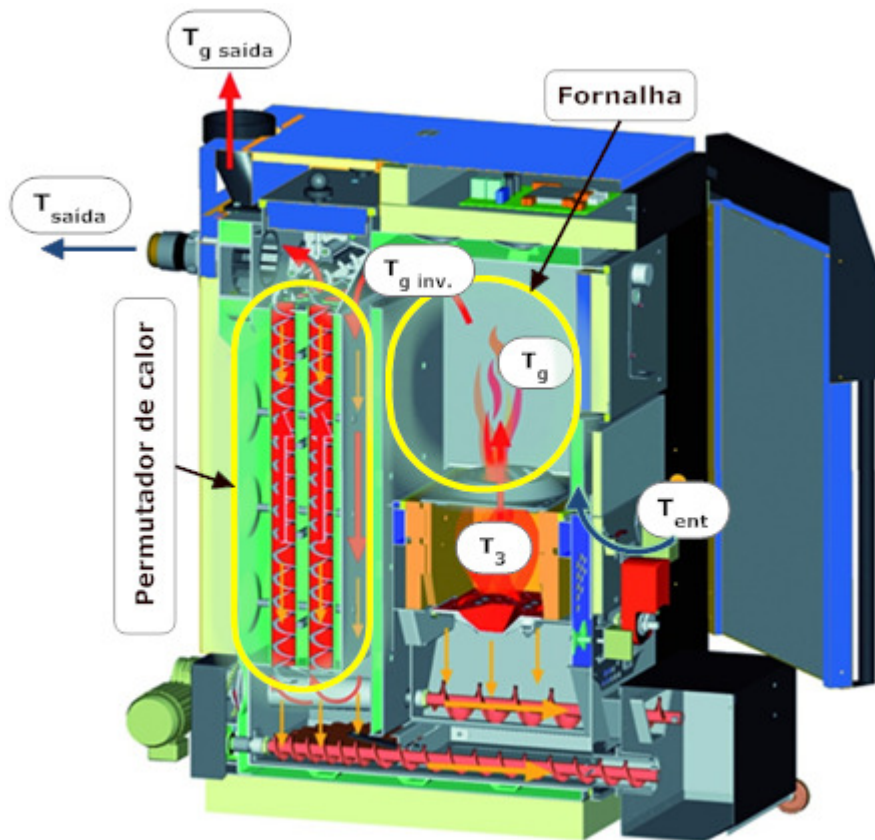


Figura 25 - Configuração escolhida para a caldeira [www.eta.co.at]

A configuração da caldeira foi escolhida tendo em conta a configuração mais utilizada pelos fabricantes de caldeiras deste género. O modelo matemático foi desenvolvido com base na figura 25, que mostra uma caldeira em corte do fabricante austríaco ETA Heiztechnik.

A transferência de calor para a água é feita em duas fases. A primeira fase consiste na transferência de calor por radiação dos produtos de combustão à temperatura T_g para as paredes da câmara de combustão e por convecção nas paredes da câmara devido ao escoamento dos produtos. Nesta fase admite-se que apenas os gases emitem calor para as paredes, visto que o leito de partículas se encontra envolvido por um refractário que serve de volante térmico, facilitando a ignição das peletes que são introduzidas na câmara de combustão. Isto contribui para um funcionamento estável da câmara de combustão sempre que se introduz uma nova carga de partículas de madeira na câmara. Numa segunda fase o restante calor é transferido para a água apenas por convecção. Nessa fase, devido à complexidade do escoamento, visto que se tem um combinado de transferência de calor por fluxos em contracorrente e paralelos (ANEXO G) optou-se por considerar a segunda fase como um permutador de calor de fluxos cruzados.

Sabendo que a potência térmica global transferida para a água são 40 kW e considerando que a água entra na caldeira a 40 e sai a 60 °C (temperaturas típicas para caldeiras que alimentam um sistema de aquecimento central), determina-se o caudal de água na caldeira.

$$\dot{Q}_{global} = \dot{m}_{H_2O} \times cp_{H_2O} \times (T_{saída} - T_{ent}) \quad (3.2. - 1)$$

O caudal de água na fase inicial é dividido em dois, de modo a haver escoamento de água em duas condutas que recebem calor dos gases de combustão. Após esta fase o caudal total de água entra no permutador de calor.

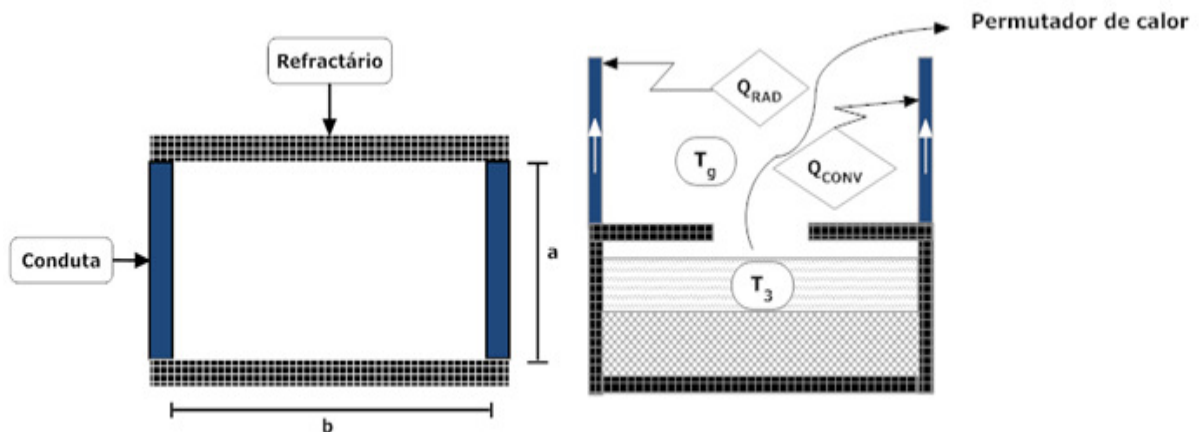


Figura 26 - Configuração da fornalha.

O facto de se ter aproveitado apenas duas paredes da fornalha para transferir calor para a água é devido às dimensões da fornalha, isto é, caso se considerasse quatro condutas a envolver a fornalha, a espessura do interior das condutas seria demasiado pequena. Isto seria problemático devido à deposição de impurezas da água. Por sua vez, a utilização de quatro condutas também iria transferir mais calor para a água que o pretendido, uma vez que a área de transferência seria muito maior.

3.2.1. Fase I - Determinação do calor transferido para a água na câmara de combustão

Nesta fase, conhecidas a temperatura dos gases radiativos, a geometria da fornalha, a área de transferência de calor e as propriedades do escoamento dos fluidos, pretende-se determinar a potência calorífica que é transferida para a água e conseqüentemente o aumento de temperatura da água nesta fase. Recorrendo a simples balanços de transferência de calor, é possível determinar as temperaturas pretendidas e a potência transferida por radiação e convecção.

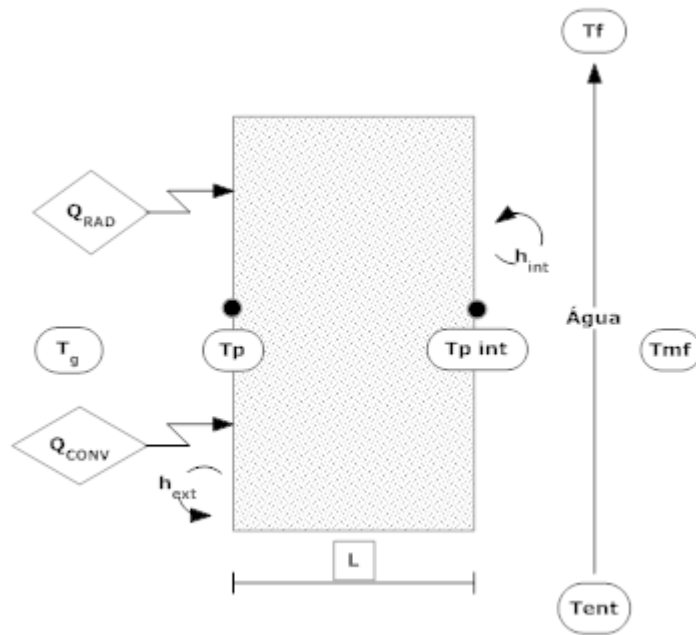


Figura 27 - Esquemática da parede de membrana na fornalha.

A potência térmica transferida para a água é dada por,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \quad (3.2.1. - 1)$$

com

$$\dot{Q}_{rad} = \overline{GS} \times \sigma \times (T_g^4 - T_p^4) \quad (3.2.1. - 2)$$

$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

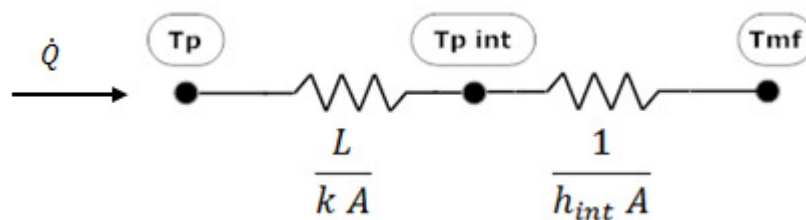
e

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}_{ext} \times A \times (T_g - T_p) \quad (3.2.1. - 3)$$

por sua vez,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{H_2O} \times cp_{H_2O} \times (T_f - T_{ent}) \quad (3.2.1 - 4)$$

De forma a resolver o problema e determinar as várias incógnitas, nomeadamente a temperatura de parede da fornalha (T_p), recorre-se à analogia reo-eléctrica.



$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{T_p - T_{mf}}{\frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{int}A}} \quad (3.2.1. - 5)$$

com

$$T_{mf} = \frac{T_f + T_{ent}}{2} \quad (3.2.1 - 6)$$

3.2.1.1. Determinação dos coeficientes de convecção \bar{h}_{ext} e h_{int}

Na transferência de calor por convecção na fornalha assume-se o escoamento como sendo um escoamento exterior sobre uma placa plana vertical de comprimento L' .

$$\bar{h}_{ext} = \frac{\overline{Nu}_{L'} k_{ar}}{L'} \quad (3.2.1.1. - 1)$$

Para o regime laminar ($Re < 5 \times 10^5$), $T_p = constante$ e $0,6 < Pr < 50$ [Incropera, 2002]:

$$\overline{Nu}_{L'} = 0,664 Re_{L'}^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.2.1.1. - 2)$$

com

$$Re_{L'} = \frac{u_{\infty} L'}{\nu} \quad (3.2.1.1. - 3)$$

Os valores da viscosidade cinemática (ν), de Prandtl (Pr) e da condutibilidade térmica (k_{ar}) são determinados para a temperatura de filme (T_{filme}), calculada pela média aritmética entre a temperatura do fluido fora da camada limite térmica (T_g) e a temperatura na parede (T_p).

$$T_{filme} = \frac{T_p + T_g}{2} \quad (3.2.1.1. - 4)$$

O coeficiente de convecção no interior da conduta por onde circula a água é dado por:

$$h_{int} = \frac{Nu k_{H_2O}}{D_H} \quad (3.2.1.1. - 5)$$

No dimensionamento das condutas de água da caldeira não foi possível manter o escoamento na zona de turbulência, uma vez que foi necessário encontrar um compromisso entre as dimensões das condutas, área de transferência de calor e velocidade de escoamento. O escoamento da água encontra-se sempre na zona de transição entre o escoamento laminar e turbulento ($2100 < Re < 10^4$). Os cálculos de transferência de calor na zona de transição são sempre acompanhados por um grau de incerteza acentuado e embora existam equipamentos industriais que são dimensionados para operar com este tipo de escoamento, tal situação deve ser evitada quando possível.

Nos cálculos de Nusselt para $2100 < Re < 10^6$ e $0,6 < Pr < 2000$, recorre-se a [Serth, 2007].

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} [1 + (D_H/L)^{2/3}] \quad (3.2.1.1. - 6)$$

com o factor de atrito de Darcy (f), obtido pela seguinte aproximação da equação de Colebrook,

$$f = (0,782 \ln Re - 1,51)^{-2} \quad (3.2.1.1. - 7)$$

As propriedades da água [μ ($\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$), k ($\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$), ρ (kg m^{-3}) e Pr] podem ser relacionadas com a temperatura em °C, de acordo com as correlações abaixo apresentadas obtidas segundo o método de Newton utilizando os valores, das respectivas propriedades a diferentes temperaturas, tabelados em Raznjevic (1970).

$$\mu = 1,7627 \times 10^{-3} - 4,755 \times 10^{-5} \times T_{mf} + 5,8781 \times 10^{-7} T_{mf}^2 - 2,622 \times 10^{-9} \times T_{mf}^3 \quad (3.2.1.1. - 8)$$

$$k = 0,55533 + 2,3782 \times 10^{-3} \times T_{mf} - 1,5952 \times 10^{-5} \times T_{mf}^2 + 4,8611 \times 10^{-8} \times T_{mf}^3 \quad (3.2.1.1. - 9)$$

$$\rho = 1000,5 - 6,4079 \times 10^{-2} \times T_{mf} - 3,6242 \times T_{mf}^2 \quad (3.2.1.1. - 10)$$

$$Pr = 13,283 - 0,40023 \times T_{mf} + 5,2482 \times 10^{-3} \times T_{mf}^2 - 2,4206 \times 10^{-5} \times T_{mf}^3 \quad (3.2.1.1. - 11)$$

3.2.1.2. Determinação do parâmetro \overline{GS}

O parâmetro \overline{GS} , contabiliza as propriedades radiativas dos gases na fornalha e da superfície, os factores de forma e a área radiativa de transferência de calor.

$$\overline{GS} = \frac{A_T}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{C_1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (3.2.1.2. - 1)$$

C_1 representa a fracção de superfície fria e é dada por

$$C_1 = \frac{A}{A_T} \quad (3.2.1.2. - 2)$$

sendo A a área de transferência de calor e a área total, $A_T = A + A_r$.

A_r é a chamada área de refractário, que representa a área da fornalha em que não há transferência de calor.

A superfície metálica das condutas é considerada cinzenta e apresenta uma emissividade (ε_1) de 0,85.

A radiação de chamas e gases resultantes da combustão é devida ao vapor de água (H₂O), dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos e fuligem. Verifica-se no entanto que a quantidade de água e dióxido de carbono nos produtos de combustão torna a participação dos restantes gases desprezáveis. Desta forma serão tidos em conta apenas a água e o dióxido de carbono como gases radiativos.

O método para a determinação da emissividade dos gases foi desenvolvido por Hottel (1954) e envolve a determinação da emissão de radiação de uma massa hemisférica de gás de temperatura T_g para um elemento de superfície dA_1 , que se encontra posicionado no centro da base do hemisfério. A emissão do gás por unidade de área da superfície é representada como

$$E_g = \varepsilon_g \sigma T_g^4 \quad (3.2.1.2. - 3)$$

onde a emissividade do gás ε_g foi determinada pela correlação dos dados disponíveis. Em particular, ε_g foi correlacionado em função da temperatura T_g e da pressão total do gás p , a pressão parcial p_g da espécie de radiação e do raio L do hemisfério. Existem gráficos que permitem obter as emissividades do CO₂ e H₂O em função da temperatura do gás, para a pressão total de 1 atm, e para valores diferentes do produto da pressão parcial de vapor da espécie radiante pelo raio do hemisfério. No caso estudado, o vapor de água e o dióxido de carbono aparecem juntos na mistura gasosa com outros gases não-radiativos. Nesta situação, a emissividade total da mistura gasosa pode ser representada como

$$\varepsilon_g = \varepsilon_w + \varepsilon_c - \Delta\varepsilon \quad (3.2.1.2. - 4)$$

em que $\Delta\varepsilon$ (determinado graficamente – ANEXO B) é um factor de correcção que leva em conta a redução na emissão associada com a absorção mútua da radiação entre as duas espécies.

De forma a adaptar o modelo apresentado por Hottel a uma geometria não-hemisférica, introduz-se o conceito de comprimento médio de feixe, L_e . Esta grandeza é introduzida para correlacionar, em termos de um único parâmetro, a dependência da emissividade do gás em ambos os lados e a forma da geometria do gás. Ela pode ser interpretada como o raio da massa hemisférica de gás cuja emissividade é equivalente à da geometria de interesse. Para uma geometria arbitrária de volume V e superfície que recebe a radiação A , uma aproximação satisfatória sugerida é

$$L_e = 3,6 \frac{V}{A} \quad (3.2.1.2. - 5)$$

3.2.2. Fase II – Dimensionamento do permutador de calor

O dimensionamento do permutador de calor é feito recorrendo ao método da eficiência térmica NUT. Este método é facilmente adaptável ao software no qual foi implementado o modelo matemático (Excel) porque não necessita da consulta de gráficos, como é o caso do método da diferença de temperaturas média logarítmica para a determinação factor de correcção nos permutadores de calor de fluxos cruzados.

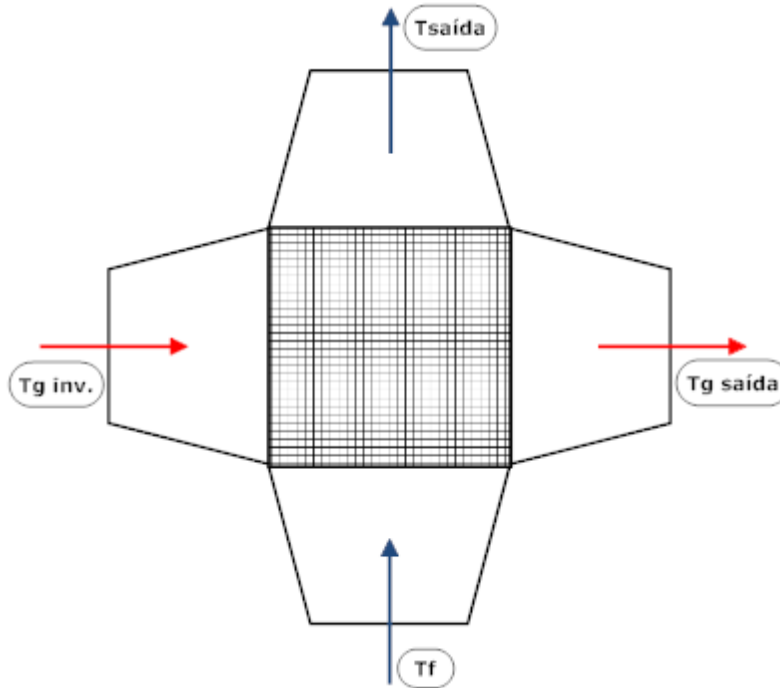


Figura 28 - Esquemática das temperaturas de entrada e saída no permutador de calor

A eficiência térmica do permutador, ε , é definida pela razão entre a taxa real de transferência de calor no permutador e a taxa máxima de transferência de calor possível. A eficiência é adimensional e deve estar na faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_{gases} \times c_{p,gases} \times (T_{saída} - T_f)}{C_{min} \times (T_{g inv} - T_f)} \quad (3.2.2. - 1)$$

Nos cálculos de projecto de permutadores de calor, é conveniente trabalhar com relações $\varepsilon - NUT$ da forma

$$NUT = f(\varepsilon, C^*)$$

Para permutadores de fluxos cruzados (fluidos não-misturados):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0,22}}{C^*} [\exp(-C^* NTU^{0,78}) - 1]\right\} \quad (3.2.2. - 2)$$

em que C^* , é a razão da capacidade térmica,

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.2.2. - 3)$$

Sendo

$$C_{max} = \dot{m}_{\text{água}} \times c_{p\text{água}} \quad (3.2.2. - 4)$$

e

$$C_{min} = \dot{m}_{\text{gases}} \times c_{p\text{gases}} \quad (3.2.2. - 5)$$

No caso dos permutadores de calor de fluxos cruzados com ambos os fluidos não-misturados, a equação (3.2.2. - 2) é exacta apenas para $C^* = 1$. No entanto pode usar-se esta equação com boa aproximação para $0 < C^* \leq 1$. Para $C^* = 0$ deverá recorrer-se a outra equação.

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional que é amplamente utilizado para a análise de permutadores de calor e é definido como

$$NTU = \frac{UA_{perm}}{C_{min}} \quad (3.2.2. - 6)$$

3.2.2.1. Determinação do coeficiente global de transferência de calor no permutador de calor (U)

O coeficiente global de transferência de calor é calculado pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{\text{gases}} A} + \frac{L}{k A} + \frac{1}{h_{\text{água}} A} + \frac{R_f}{A} \quad (3.2.2.1. - 1)$$

em que a primeira e terceira parcelas representam as resistências térmicas de convecção do lado do fluido quente (gases) e frio (água), a segunda a resistência de condução da parede do permutador e a parcela R_f representa a resistência térmica dos depósitos à transferência de calor por condução (sujamento) [Taborek, 1987].

$$R_f = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$$

Os coeficientes de convecção dos gases e da água são calculados, tal como descrito anteriormente, da mesma forma que o coeficiente de convecção nas condutas que revestem parte da fornalha. Tanto o escoamento dos gases, como o escoamento da água encontram-se na zona de transição e como tal aplica-se a equação (3.2.1.1. - 6) para o cálculo de Nu . As propriedades da água determinam-se pelas equações (3.2.1.1. - 8) a (3.2.1.1. - 11) e para as propriedades dos gases admitiram-se as propriedades do ar à temperatura média dos gases no permutador,

$$T_{g\text{ perm.}} = \frac{T_{g\text{ inv}} + T_{g\text{ saída}}}{2} \quad (3.2.2.1. - 2)$$

3.3. Isolamento

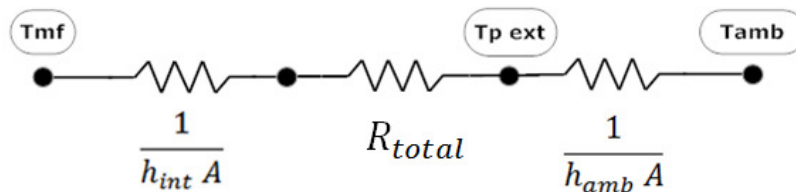
O isolamento da caldeira deve ser feito de forma que as perdas caloríficas sejam mínimas e a temperatura da parede exterior da caldeira não exceda temperaturas que possam provocar lesões ao ser humano.

Neste caso existem duas situações diferentes. A primeira diz respeito a perdas de calor nas condutas de água para o ambiente e a segunda são as perdas pelas paredes da fornalha para o ambiente.

Em ambas as situações admitiu-se que a transferência de calor para o ambiente se dá por condução unidimensional em regime estacionário por uma parede plana sem geração de calor.

Perdas das condutas de água para o ambiente

Pela analogia reo-eléctrica e desprezando as resistências de condução através das paredes de aço e a radiação para o ambiente tem-se,



Em que R_{total} representa a resistência de condução das várias camadas de isolante que são necessárias para se ter uma temperatura de parede exterior aceitável.

$$R_{total} = \sum \frac{L_i}{k_i A}$$

Como valor do coeficiente de convecção no exterior da caldeira assumiu-se o seguinte valor como valor típico para convecção natural de gases [Heldman, 2003]:

$$h_{amb} = 10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

As perdas da água para o ambiente são dadas por

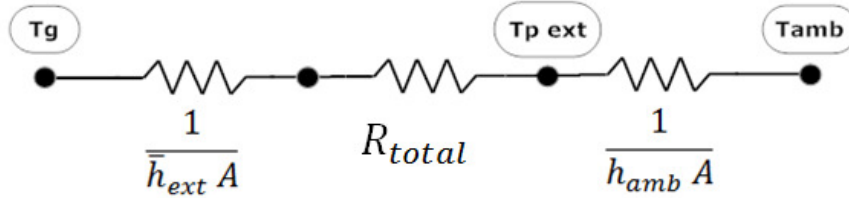
$$\dot{Q}_{perdas-água} = \frac{T_{mf} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{int} A} + R_{total} + \frac{1}{h_{amb} A}} \quad (3.3. - 1)$$

e a temperatura da parede exterior junto à conduta de água é dada por,

$$T_{p \text{ ext}} = \dot{Q}_{perdas-água} \times \frac{1}{h_{amb} A} + T_{amb} \quad (3.3. - 2)$$

Perdas do interior da fornalha para o ambiente

Para as paredes confinadoras da fornalha revestidas com material refractário aplica-se o mesmo método apresentado anteriormente. Pela analogia reo-eléctrica,



As perdas pelas paredes refractárias são dadas por,

$$\dot{Q}_{perdas-gases} = \frac{T_g - T_{amb}}{\frac{1}{\bar{h}_{ext} A} + R_{total} + \frac{1}{h_{amb} A}} \quad (3.3.- 3)$$

Neste caso também se desprezaram as resistências de condução das paredes de aço devido pequena espessura da chapa e a condutibilidade térmica elevada do aço em comparação com as camadas isolantes.

A temperatura da parede exterior da caldeira junto ao refractário é dada por

$$T_{p ext} = \dot{Q}_{perdas-gases} \times \frac{1}{h_{amb} A} + T_{amb} \quad (3.3.- 4)$$

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

Capítulo IV

4. Resultados

4.1. Carga de peletes a admitir na caldeira e o respectivo intervalo de tempo.

Na tabela seguinte estão alistados os resultados obtidos:

Tabela 3 - Resultados obtidos da carga de peletes a admitir e o tempo de queima

Massa da carga de madeira (kg)	2,30
Massa da carga de carbono (kg)	0,39
Tempo de queima da carga de carbono (min)	13,02
Potência nominal (kW)	50,00
Potência real (kW)	50,06

Os resultados obtidos permitem aproximar o caudal real de peletes ao caudal equivalente com um erro insignificante, ou seja, enquanto que com o caudal equivalente se consegue a potência nominal, com uma carga de 2,3 kg de peletes que queimam em aproximadamente 13 minutos, consegue-se uma potência de 50,06 kW. Este resultado é válido, considerando que os voláteis e a água presentes na madeira se libertam instantaneamente, restando apenas 0,39 kg de carbono.

$$erro = \frac{50,06 - 50}{50} = 0,12\%$$

O tempo de queima do resíduo carbonoso é influenciado principalmente pelo escoamento existente na fornalha, devido às dimensões da fornalha e consequentemente a velocidade do ar primário. O peso da transferência de massa (proporcional ao quadrado do diâmetro inicial das partículas) e da cinética da reacção química (proporcional ao diâmetro inicial) no processo de combustão é baixo devido às dimensões das partículas que apresentam um diâmetro inicial de apenas 10 mm.

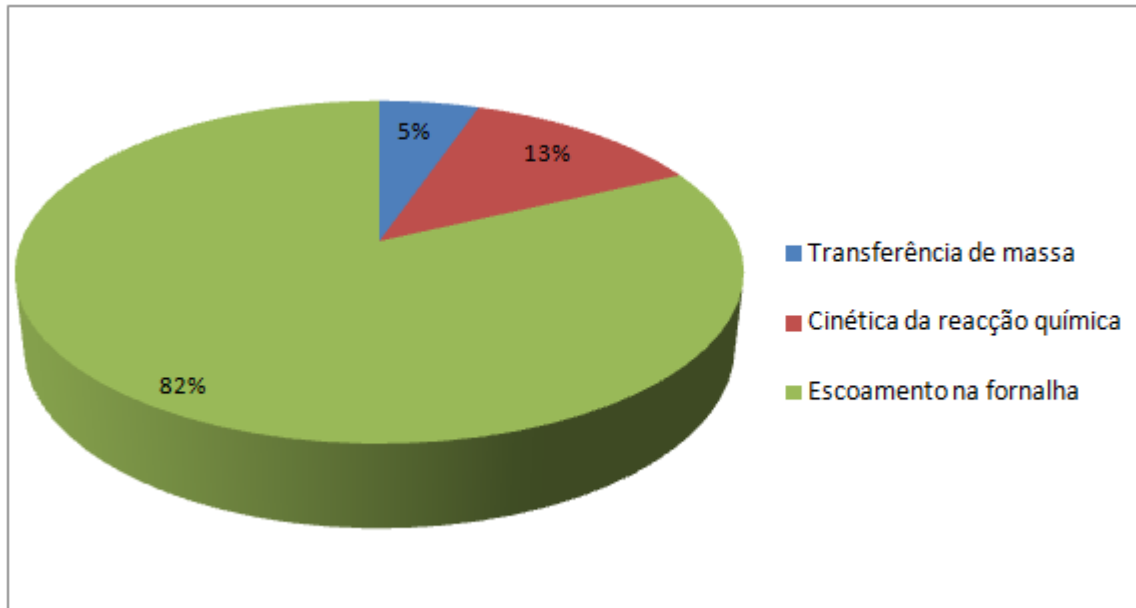


Figura 29 - Peso relativo dos diversos mecanismos que actuam sobre o tempo de queima de uma carga de partículas

4.2. Caudais de ar necessários à combustão da madeira.

Tendo em conta as considerações do modelo matemático para a combustão de madeira e do resíduo carbonoso, chegou-se aos seguintes valores de excesso de ar e relações de ar-combustível para a combustão de madeira e de carbono:

Tabela 4 - Resultados de excesso de ar e relações ar-combustível na combustão global da madeira

Combustão de madeira	
Excesso de ar (%)	82
$(AC)_{\text{estequiométrica}} \text{ (kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}})$	5,50
$(AC)_{\text{real}} \text{ (kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}})$	10,04

Tabela 5 - Resultados de excesso de ar e relações ar-combustível na combustão do resíduo carbonoso

Combustão de carbono	
Excesso de ar (%)	50
$(AC)_{\text{estequiométrica}} \text{ (kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}})$	11,49
$(AC)_{\text{real}} \text{ (kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}})$	17,18

Com os respectivos caudais equivalentes de madeira e carbono determinaram-se os seguintes valores para o caudal de ar primário e secundário.

Tabela 6 - Caudais de ar necessários para a combustão da madeira

Caudais de ar	
Caudal de ar primário (kg/s)	0,0087
Caudal de ar secundário (kg/s)	0,0209
Caudal de ar total (kg/s)	0,0295

É de notar que o caudal de ar secundário representa quase três quartos do caudal de ar total. Isto deve-se ao facto das peletes apresentarem um teor elevado de voláteis (73%).

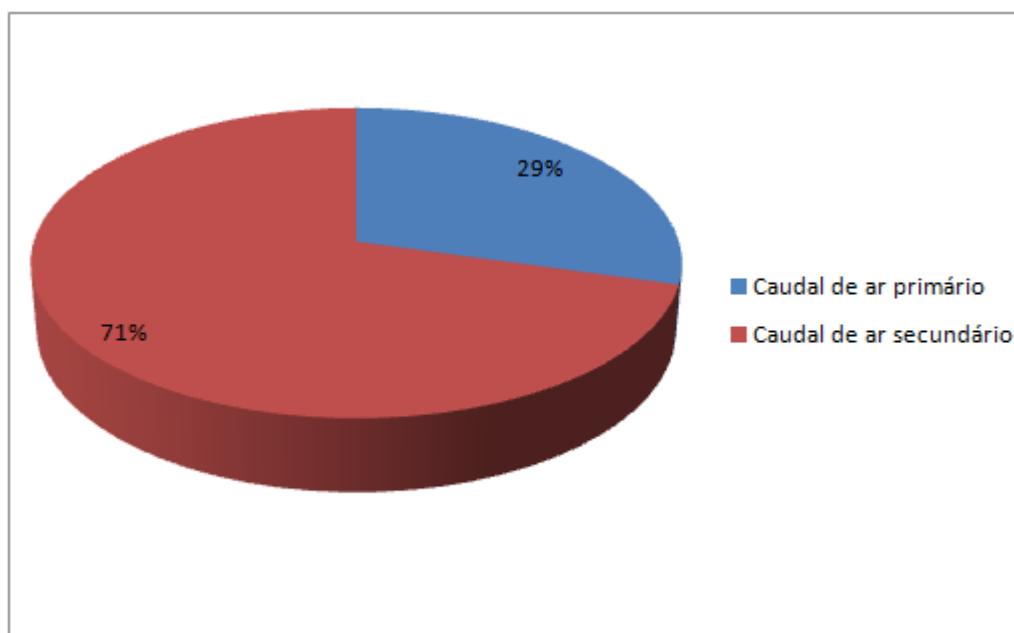


Figura 30 - Peso dos caudais de ar primário e secundário

4.3. Temperatura resultante da queima de voláteis

Tabela 7 – Resultados da temperatura resultante da queima dos voláteis e o caudal dos produtos de combustão dos voláteis

Temperatura adiabática - T3 (°C)	1215
Caudal dos produtos de combustão dos voláteis (kg/s)	0,023

Os cálculos de combustão do propano revelaram a seguinte composição mássica dos produtos de combustão:

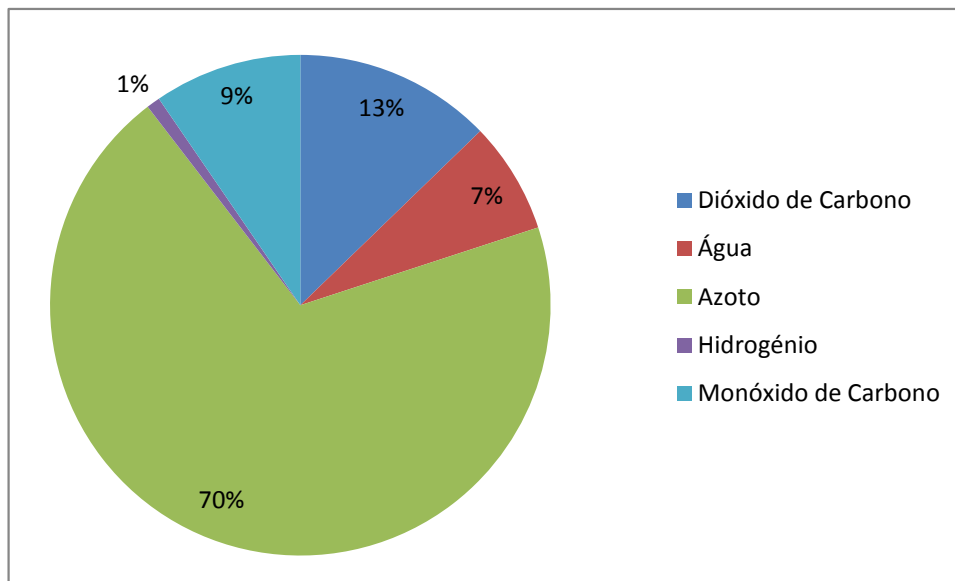


Figura 31 - Peso na massa total de cada produto na combustão de propano

Tendo em conta o peso de cada produto, chegou-se ao seguinte calor do calor específico a pressão constante dos voláteis, necessário para a determinação da temperatura T_3 .

$$c_{p_{prod.comb.C_3H_8}} \text{ [kJ/(kg.K)]} = 1,316$$

4.4. Dimensões da fornalha

Para as dimensões da fornalha, assumiram-se inicialmente valores, tendo em conta as dimensões exteriores de caldeiras disponíveis no mercado com a mesma potência térmica global. Posteriormente optimizaram-se esses valores com a área de transferência necessária para a transferência de calor. Por fim atribuíram-se à fornalha as seguintes dimensões:

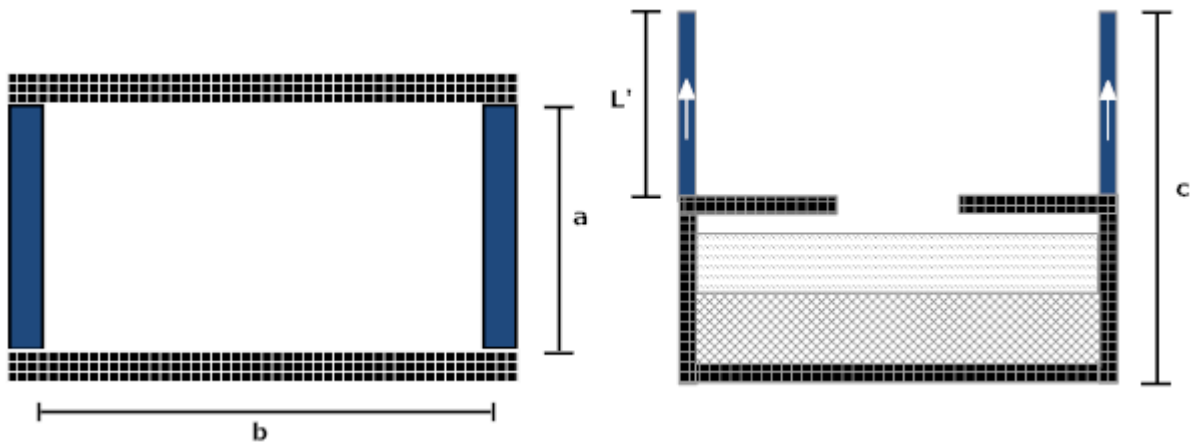


Figura 32 - Dimensões da fornalha

Tabela 8 - Dimensões da fornalha

Dimensões da fornalha	
a (m)	0,25
b (m)	0,40
c (m)	0,90
L' (m)	0,45

4.5. Transferência de calor – Fase I

Na tabela seguinte apresentam-se os resultados dos cálculos do calor transferido por radiação e convecção para a água, a área de transferência (A), o factor \overline{GS} , o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior da fornalha (\bar{h}_{ext}) e as temperaturas de parede da fornalha (T_p) e a temperatura da água (T_f) no fim desta primeira fase de transferência de calor.

Tabela 9 - Principais resultados a retirar da Fase I

\dot{Q}_{rad} (W)	16235
\dot{Q}_{conv} (W)	2666
\overline{GS} (m ²)	0,0586
A (m ²)	0,45
\bar{h}_{ext} (W/m ² K)	5,34
T_f (°C)	49,5
T_p (°C)	105

4.6. Dimensões das condutas na fornalha

As dimensões das duas condutas na fornalha são definidas pelas dimensões da fornalha (valores de a e L') e por d . Ver figuras 32 e 33.

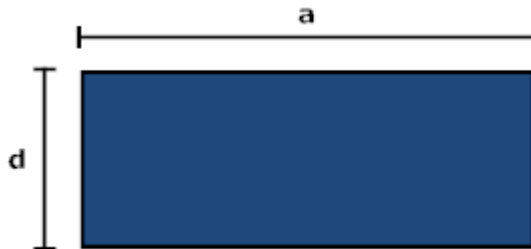


Figura 33 - Seção da conduta de água na fornalha

Na seguinte tabela são apresentados o valor de d que é calculado com base nas dimensões da fornalha, a velocidade do escoamento de água, o caudal de água na conduta e a temperatura média da água na conduta para a qual são calculadas as propriedades da água.

Tabela 10 - Características do escoamento espessura do filme de água

d (mm)	9,8
Caudal de água na conduta (l/min)	14,4
Temperatura média da água na conduta ($^{\circ}\text{C}$)	44,7
Velocidade de escoamento da água (m/s)	0,1

4.7. Transferência de calor – Fase II

4.7.1. Coeficiente global de transferência de calor U

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor do permutador, foi necessário arbitrar as dimensões das condutas pelas quais passam os produtos de combustão e a água. A largura das condutas assume-se ser igual a a , b' foi arbitrado e d' foi calculado com base no caudal de água e a velocidade do escoamento.

Conduta dos gases:



Figura 34 - Secção da conduta dos gases na Fase II

b' (mm)	30,0
Caudal de gases (kg/s)	0,0325
Temperatura média dos gases no permutador (°C)	423,5

Conduta da água:

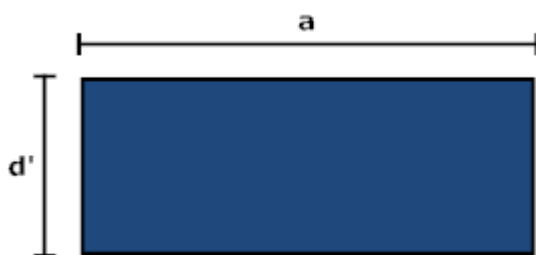


Figura 35 - Secção da conduta de água na Fase II

Tabela 12 - Conduta de água na Fase II

d' (mm)	19,6
Caudal de água no permutador (l/min)	28,8
Temperatura média da água no permutador (°C)	54,7
Velocidade de escoamento da água (m/s)	0,1

Os coeficientes de transferência de calor por convecção da água e dos gases e o coeficiente global de transferência de calor são os seguintes:

Tabela 13 - Resultados dos coeficientes de transferência de calor na Fase II

h_{gases} [W/(m ² K)]	25,67
$h_{\text{água}}$ [W/(m ² K)]	845,38
U [W/(m ² K)]	24,74

Por fim determina-se a área de transferência de calor do permutador pelo método NUT. Os resultados obtidos são:

Tabela 14 - Resultados do método NUT

C*	0,02
ϵ	0,86
NUT	2,01
A_{perm}	3,04

4.8. Apreciação global da potência transferida na caldeira

A solução apresentada para o dimensionamento das áreas de transferência da fornalha e do permutador de calor permite dividir a potência térmica transferida para a água de uma forma gradual entre as duas fases. Assim transmite-se à água 47% da potência global na fornalha e os restantes 53% são transferidos no permutador de calor.

Tabela 15 - Potência transferida em cada fase por radiação e convecção

Potência térmica transferida por:	
Radiação na fornalha (kW)	16,24
Convecção na fornalha (kW)	2,67
Convecção no permutador de calor (kW)	21,17
Total (kW)	40,07

O gráfico seguinte permite visualizar o peso da radiação e convecção no processo de transferência de calor. Verifica-se que na fornalha, a radiação é o processo de transferência de calor predominante, enquanto que a convecção representa apenas uma pequena parte da potência global transferida. No permutador de calor considera-se que a totalidade da potência térmica é transferida por convecção, desprezando-se a radiação nesta fase.

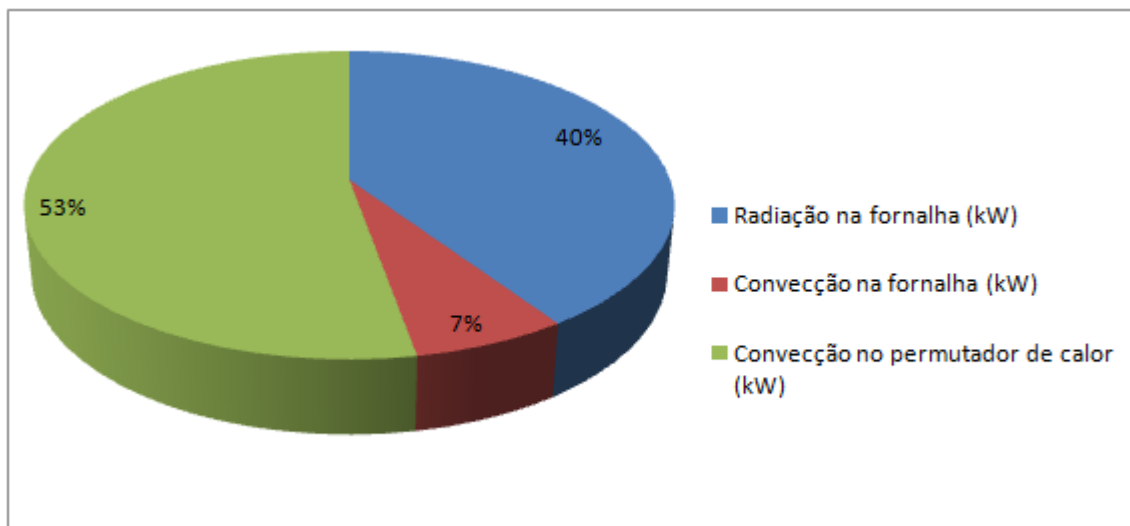


Figura 36 - Peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água

4.9. Evolução da temperatura da água e dos gases

O cuidado de distribuir a potência térmica de uma forma igual pelas duas fases de transferência de calor resulta da intenção de evitar aumentos bruscos na temperatura da água. Deste modo conseguiu-se um aumento gradual da temperatura da água ao longo do seu percurso pela caldeira, isto é, consegue-se na primeira fase um aumento de temperatura de 9,5 °C e na segunda fase eleva-se a temperatura da água até à temperatura final de 60 °C.

Tabela 16 - Evolução da temperatura da água

Evolução da temperatura da água (°C)	
Entrada na caldeira	40,0
Saída da fornalha/entrada no permutador	49,5
Saída da caldeira	60,0

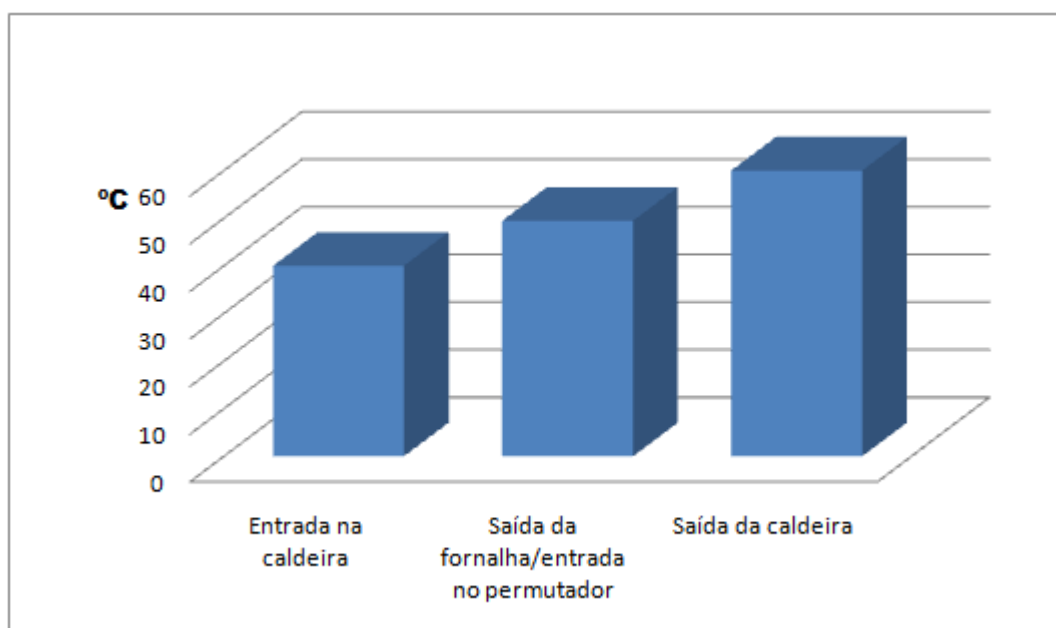


Figura 37 - Evolução da temperatura da água

A evolução da temperatura dos gases pode ser visualizada na seguinte tabela e gráfico. A variação da temperatura ao longo das duas fases é, tal como na água, aproximadamente constante. É de notar que a temperatura à saída do permutador (140 °C) se deve situar acima dos 120 °C para garantir que não se formem condensados no interior da caldeira que possam provocar corrosão.

Tabela 17 - Evolução da temperatura dos gases

Evolução da temperatura dos produtos de combustão (°C)	
Fornalha	1215
Entrada do permutador de calor	707
Saída do permutador de calor	140

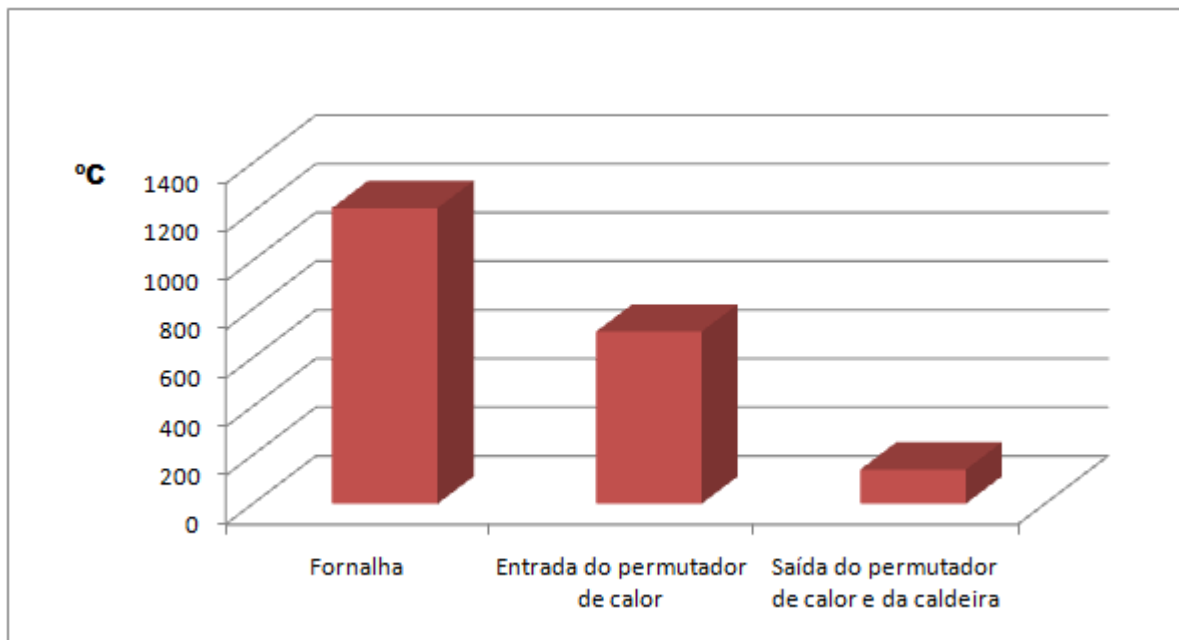


Figura 38 - Evolução da temperatura dos produtos de combustão

4.10. Isolamento

Entre as condutas de água e o exterior, optou-se por colocar um isolamento de painéis de lã de rocha basáltica THERMAX® PSL – 32 com a espessura de 25 mm do fabricante Caldesul. Com este isolamento, consegue-se uma temperatura de parede exterior de aproximadamente 28 °C.

Tabela 18 - Isolamento e temperatura exterior na caldeira

T_{med} (°C)	50,0
k_{isol} [W/(m.K)]	0,035
L_{isol} (mm)	25,0
$T_{p\ ext}$ (°C)	28

Para reduzir as perdas entre o interior da fornalha e o exterior, torna-se necessário recorrer a materiais refractários (neste caso a alta alumina) que suportem a elevada temperatura no interior da fornalha. De forma a garantir o isolamento e para conseguir uma temperatura da parede exterior da caldeira aceitável, recorreu-se ao seguinte combinado de refractários e isolantes térmicos:

Tabela 19 - Refractários e isolantes empregues no isolamento do interior da fornalha

Alta alumina	
k [W/(m.K)]	1,5
L (mm)	30
Refractário isolante	
k [W/(m.K)]	0,3
L (mm)	70
Painel de lã de rocha basáltica THERMAX® PSR - 112	
k [W/(m.K)]	0,058
L (mm)	100
Painel de lã de rocha basáltica THERMAX® PSL - 32	
k [W/(m.K)]	0,035
L (mm)	100

Os valores da condutibilidade térmica da alta alumina e do refractário isolante foram retirados de Raznjevic (1970) e os painéis de lã de rocha são produtos do fabricante Caldesul.

O revestimento empregue permite uma temperatura da parede exterior da caldeira de 48 °C.

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

5. Conclusão e sugestão para trabalhos futuros

5.1. Conclusão

As conclusões apresentadas de seguida resultam da análise dos resultados apresentados no Capítulo 4. Os objectivos propostos para este trabalho foram atingidos, visto que os modelos matemáticos para a combustão e transferência de calor geram resultados coerentes do ponto de vista físico, apesar das simplificações consideradas nos modelos.

Tendo em conta o rendimento de 80% da caldeira, chegou-se a um valor do caudal de combustível muito próximo ao nominal (incerteza de 0,12%) ao alimentar a fornalha com 2,3 kg de madeira a cada 13,02 min. O tempo de queima da carga de partículas é influenciado principalmente pelo escoamento do ar na fornalha, visto que esta parcela representa 83% do tempo total de queima.

No que diz respeito à combustão da madeira, verifica-se para a queima global a 900 °C é necessário um excesso de ar de 82% e para a queima de carbono a 800 °C o excesso de ar é de 50%. Desta forma determinou-se o caudal de ar necessário para a queima do resíduo carbonoso da madeira (ar primário) e o caudal de ar necessário à combustão dos voláteis libertados no processo de pirólise (ar secundário). Conclui-se que 71% do ar total é ar secundário introduzido acima do leito de partículas e 29% do ar total é ar primário, injectado directamente no leito. A temperatura que se consegue na queima dos voláteis da madeira é de 1215 °C, sendo que se considera que os gases de combustão que transferem calor para a água se encontram a esta temperatura.

O modelo de transferência de calor permitiu determinar as áreas de transferência necessárias na fornalha e no permutador de calor para que a água aumentasse a sua temperatura de uma forma gradual. Assim, tem-se na fornalha uma área de transferência de 0,45 m² que permitem transferir 47% da potência total sobretudo sob a forma de radiação mas também por convecção, elevando a temperatura da água de 40 a 49,5 °C. Na segunda fase dimensionou-se um permutador de calor de fluxos cruzados com uma área de transferência de 3,04 m² no qual se transmite a restante potência por convecção à água, elevando a temperatura desta até aos 60 °C.

Neste tipo de caldeira, as perdas de calor para o ambiente pelas paredes são mínimas. Com a escolha de um isolamento adequado, estas podem mesmo ser consideradas desprezáveis. Grande parte da potência perdida deve-se aos gases de escape que saem da caldeira. No presente modelo, estes saem a uma temperatura de 140 °C. Este valor, no entanto, é aceitável visto que assim se evitam problemas de corrosão devido à formação de condensados.

5.2. Sugestão para trabalhos futuros

Como trabalho futuro, sugere-se a continuação do trabalho realizado nesta dissertação. O projecto de uma caldeira é um processo que envolve muitas áreas de engenharia, necessitando de projectistas de cada área. A seguir sugerem-se os trabalhos que poderiam ser feitos na área da engenharia térmica.

Sugere-se o dimensionamento dos ventiladores que fornecem os caudais de ar primário e secundário.

O dimensionamento da caldeira nesta dissertação foi feito de um modo algo simplista, recorrendo à teoria da combustão e de transferência de calor em regime permanente, aplicando o modelo matemático no software Microsoft Excel. Sugere-se assim para futuros trabalhos um estudo mais detalhado sobre o escoamento dos gases de combustão no interior da fornalha recorrendo a modelos de simulação CFD, que permitam otimizar a geometria da fornalha.

Uma simulação dinâmica permitiria também analisar o comportamento da caldeira em situações de arranque, sendo estas situações críticas devido à ignição das peletes e à libertação excessiva de poluentes nesta fase.

6. Bibliografia

- Alakangas E., Paju P., 2002. Wood pellets in Finland - technology, economy and market, OPET Report 2002.
- Bioenergia – Manual Sobre Tecnologia, Projecto e Instalação, Comissão das Comunidades Europeias. Programa ALTENER, 2004.
- Çengel, Y. A. And Boles, M. A., 2001, “Thermodynamics, An Engineering Approach”, 4ª Edição, McGraw-Hill.
- EVA – Energie Verwertungsagentur, 2003, “Bioheat – Final Report, Promoting Biomass heating in large buildings and blocks. Programa ALTENER 4.1030/Z/00-163/2000.
- Fernandes, E. O e Castro, M. D., 2007, “Fichas das aulas teóricas de Transferência de Calor”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.
- Hansen, M., Jein, A., Hayes, H., Bateman, P., 2009. “English Handbook for Wood Pellet Combustion”, European Biomass Industry Association.
- Heldman, Dennis R., “Encyclopedia of agricultural, food, and biological engineering”, 1ª edição, Taylor & Francis, 2003, p 154.
- Hirsmark, J., 2002, “Densified Biomass Fuels in Sweden: Country report for the EU/INDEBIF project.
- Hottel, H.C., 1954, “Radiant-Heat Transmission”, 3ª Edição, McGraw Hill.
- Hottel, H. C. and Sarofim, A. F., 1967, “Radiative Transfer”, McGraw Hill.
- IEA – International Energy Agency, 2004, “Renewable Energy, Market and Policy Trends In IEA Countries”.
- Incropera, F.P. and Witt, D.P., 2002, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 6ª edição, LTC editora.
- Jenkins, B., Baxter, L., Miles Jr., T., Miles, T., 1998. Combustion properties of biomass, Fuel Processing Technology 54: 17 – 46.
- Kanury, A. M., 1994. “Combustion characteristics of biomass fuels”, Combustion Science and Technology 97: 469 – 491.
- Larsen, H., Kossmann, J. and Petersen. L., 2003, “New and emerging bioenergy technologies”, Riso Energy Report 2, National Laboratory for Sustainable Energy, Denmark.
- Lasselsberger, L., 2002, “Technik der Holzfeuerungen”, Bundesanstalt für Landtechnik (BLT), Wieselburg.

- Lee, S., Speight, J., Loyalka, S., 2007, “Handbook of Alternative Fuel Technologies”, CRC Press, Boca Raton.
- Loução, I., 2008, “Valorização da biomassa florestal, proveniente da doença de nemátodo de pinheiro, para produção de peletes”, Dissertação da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa
- Malisius, U., Jauschnegg, H., Schmidl, H., Nilsson, B. Rapp, S., Strehler, H., Hartmann, H., Huber, R., Whitfield, J., Kessler, D., Geisslhofer, A. and Hahn, B., 2000. Wood Pellets in Europe. Industrial Network on Wood Pellets. UMBERA GmbH, A-3100 St. Poelten, Schiessstattring 25.
- Mann, K., 2006, “Pellets-Heizungen, Neuer Schub für einen klassischen Energieträger, Ein Querschnittsbericht”, Gesundheits-Ingenieur – Haustechnik – Bauphysik – Umwelttechnik, 127: Heft 1.
- McKendry, P., 2002a, Energy production from biomass (part 1): overview of biomass, Bioresource Technology, 83: 37 – 46.
- McKendry, P., 2002b, Energy production from biomass (part 2): conversion technologies, Bioresource Technology, 83: 47-54.
- Nussbaumer, T., 2003, “Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction”, Energy and Fuels, 17: 1510 – 1521.
- Obernberger, I., 1997, “Stand und Entwicklung der Verbrennungstechnik”, Institut für Verfahrenstechnik, Technische Universität Graz.
- Patzek, T. W., Pimentel, D., 2006, “Thermodynamics of Energy Production from Biomass”, Critical Reviews in Plant Sciences, 24: 327 – 364.
- Peksa-Blanchard, M. et al, 2007, “Global Wood Pellets Markets and Industry: Policy Drivers, Market Status and Raw Material Potencial”, IEA Bioenergy Task 40.
- Pelletsatlas 2008 – European Pellets Center, 3rd Newsletter of the Pelletsatlas project.
- Pinho, C., 2005, “Sebenta de Combustão”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.
- Porteiro, J., Collazo, J., Patiño, D., Granada. E., Gonzalez. J., Míguez, J., 2008, “Numerical Modeling of a Biomass Pellet Domestic Boiler”, Energy and Fuels, 23: 1067 – 1075.
- Rangel, N. and Pinho, C., 2009, “Kinetic and diffusive data from batch combustion of wood chars in fluidized bed.
- Raznjevic, K., 1970, “Tables et Diagrammes Thermodynamiques”, Edition Eyrolles.
- Ribeiro, L. and Pinho, C., 2004, “Generic Behaviour of Propane Combustion in Fluidized Beds”, Chemical Engineering Research and Design, 82 (A12): 1597 – 1603.

- Schwarz, C. et al, 2006, “Reflexão do CNADS sobre Energia e Sustentabilidade”, Conselho Nacional do Ambiente e do Desenvolvimento Sustentável (CNADS).
- Serth, R. W., 2007, “Process Heat Transfer, Principles and Applications”, 1ª Edição, Academic Press.
- Skreiberg, Ø., 1997, “Theoretical and Experimental Studies on Emissions from Wood Combustion”, Ph.D. Thesis, Norwegian University, Trondheim.
- Taborek, J., 1987, “Strategy of Heat Exchanger Design”, Nato Advanced Study Institute.
- Turns, S. R., 2000, “An Introduction to Combustion, Concepts and Applications”, 2ª Edição, McGraw Hill.
- Van Loo, S. and Koppejan, J., 2008, “The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing”, 2ª Edição, Earthscan.

Os seguintes endereços foram consultados entre Maio e Julho de 2009

<www.dgge.pt>

<www.vaillant.com>

<www.depv.de>

<www.hargassner.at>

<www.janfire.com>

<www.eta.co.at>

<www.caldesul.com.br>

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

ANEXO A – Tabela de coeficientes de difusão.

Para o cálculo da difusividade, recorreu-se à seguinte tabela retirada de Pinho (2005):

Coeficientes de difusão para misturas gasosas binárias a 1 atm.

	D_0 [cm ² /s]	T [K]		D_0 [cm ² /s]	T [K]
AR – H ₂	0,41	298	CO ₂ - O ₂	0,18	298
AR – O ₂	0,21	298	CO ₂ - CO	0,14	298
AR – CO ₂	0,16	298	CO ₂ - C ₂ H ₄	0,15	298
AR – H ₂ O	0,26	298	CO ₂ - CH ₄	0,15	298
AR – CS ₂	0,0883	273	CO ₂ - H ₂ O	0,19	298
AR – C ₂ H ₆ O	0,08	298	CO ₂ - C ₃ H ₈	0,09	298
AR – CH ₃ OH	0,1	298	CO ₂ - CH ₃ OH	0,09	298
AR – C ₆ H ₆	0,0962	298	CO ₂ - C ₆ H ₆	0,0715	318
AR – NH ₃	0,28	273	CO ₂ - CS ₂	0,0715	318
AR – C ₆ H ₇ N	0,0726	298	CO ₂ - C ₂ H ₅ OH	0,0693	273
AR – Cl ₂	0,124	273	O ₂ - C ₆ H ₆	0,039	296
AR – C ₂ H ₅ OH	0,132	298	O ₂ - CO	0,21	298
AR - I ₂	0,0843	298	O ₂ - NH ₃	0,253	293
AR – Hg	0,473	614	H ₂ - nC ₄ H ₁₀	0,38	298
AR – C ₁₀ H ₈	0,0611	298	H ₂ - O ₂	0,81	298
AR – C ₇ H ₈	0,260	298	H ₂ - CO	0,75	298
N ₂ – He	0,71	298	H ₂ - CO ₂	0,65	298
N ₂ – Ar	0,20	298	H ₂ - CH ₄	0,73	298
N ₂ – H ₂	0,78	298	H ₂ - C ₂ H ₄	0,60	298
N ₂ – O ₂	0,18	298	H ₂ - C ₂ H ₆	0,54	298
N ₂ – CO	0,22	298	H ₂ - H ₂ O	0,99	298
N ₂ – CO ₂	0,158	298	H ₂ - Br ₂	0,58	298
N ₂ – H ₂ O	0,24	298	H ₂ - C ₆ H ₆	0,34	298
N ₂ – C ₂ H ₄	0,16	298	H ₂ O - CH ₄	0,28	298
N ₂ – C ₂ H ₆	0,15	298	H ₂ O - C ₂ H ₄	0,20	298
N ₂ – nC ₄ H ₁₀	0,10	298	H ₂ O - O ₂	0,27	298
CO – C ₂ H ₄	0,13	298			

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

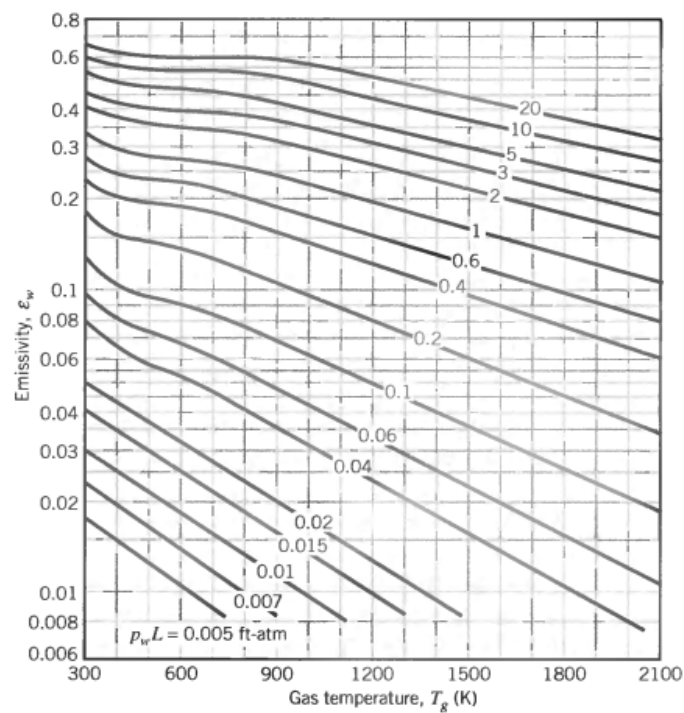
ANEXO B – Cálculo da emissividade dos gases.

Neste anexo apresentam-se os gráficos, dos quais se retiraram as emissividades do dióxido de carbono e do vapor de água presentes nos gases de combustão [Hottel, 1954].

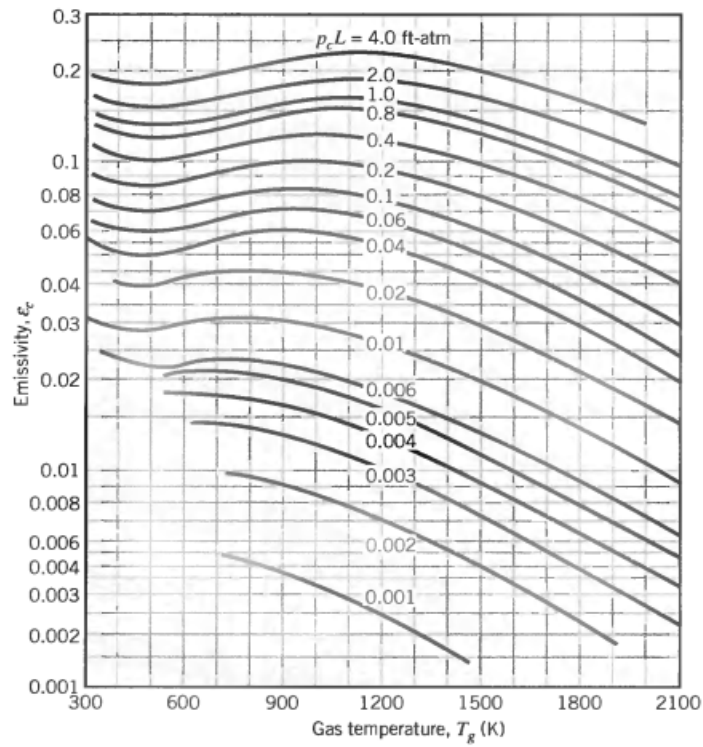
Na tabela seguinte apresentam-se os valores obtidos dos gráficos e valores necessários ao cálculo da emissividade dos gases.

ϵ_1	0,85
ϵ_g	0,151
ϵ_w	0,053
ϵ_c	0,12
$\Delta\epsilon$	0,022
p_w (atm)	0,041
p_c (atm)	0,158
L_e (ft)	4,72

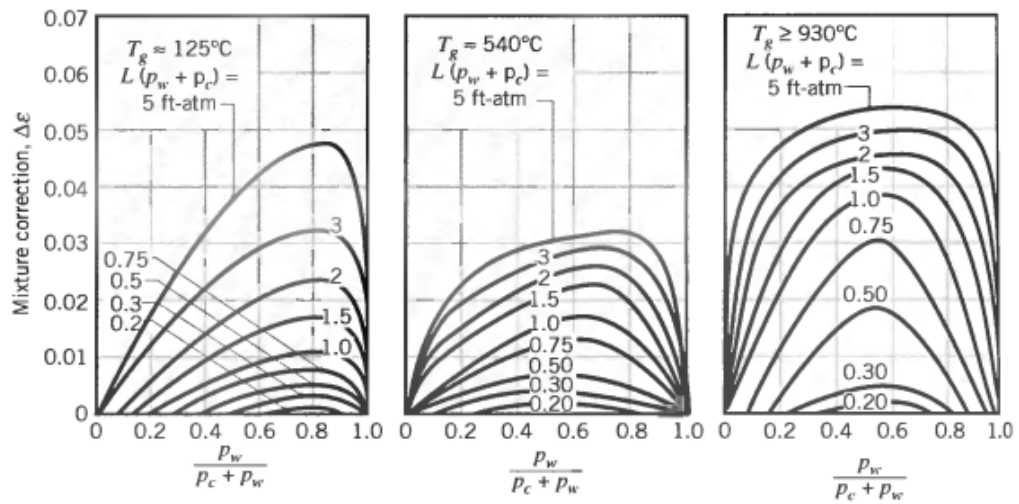
Emissividade do vapor de água:



Emissividade do dióxido de carbono:



Factor de correcção:



ANEXO C – Cálculos intermédios na determinação do tempo de queima de uma carga de partículas de carbono.

A seguinte tabela contém os valores dos parâmetros necessários à determinação do tempo de queima de uma carga de partículas de carbono.

ρ_c [kg/m ³]	200,2
ϕ	0,832
diâmetro da esfera [mm]	10,1
d_i [mm]	8,4
D_g [m ² /s]	0,000174
C_{oe} [kmol/m ³]	0,002384
p_i [Pa]	21278,25
X_{O_2}	0,21
k_C [m/s]	0,54
Sh	19,9
Re	1305
Sc	0,72
η	0,5
χ	0,2
φ	0,98
U_f [m/s]	0,264
A_f	0,1

ANEXO D – Cálculos intermédios no dimensionamento das condutas.

Os seguintes valores representam cálculos intermédios para o dimensionamento das diferentes condutas e determinação dos coeficientes de convecção de cada conduta.

Conduta de gases na Fase II:

$A_{seção}$ [m ²]	0,0075
Perímetro [m]	0,56
D_H [m]	0,054
\dot{m} [kg/s]	0,0325
Re_D	6499
Pr	0,713
f	0,035
Nu	23,7
k [W/(m.K)]	5,80E-02

Conduta de água na Fase II:

$A_{\text{secção}} [\text{m}^2]$	0,005
Perímetro [m]	0,54
D_H [m]	0,036
\dot{V} [l/min]	28,8
Re_D	7249
Pr	3,13
f	0,034
Nu	47,6
k [W/(m.K)]	0,65

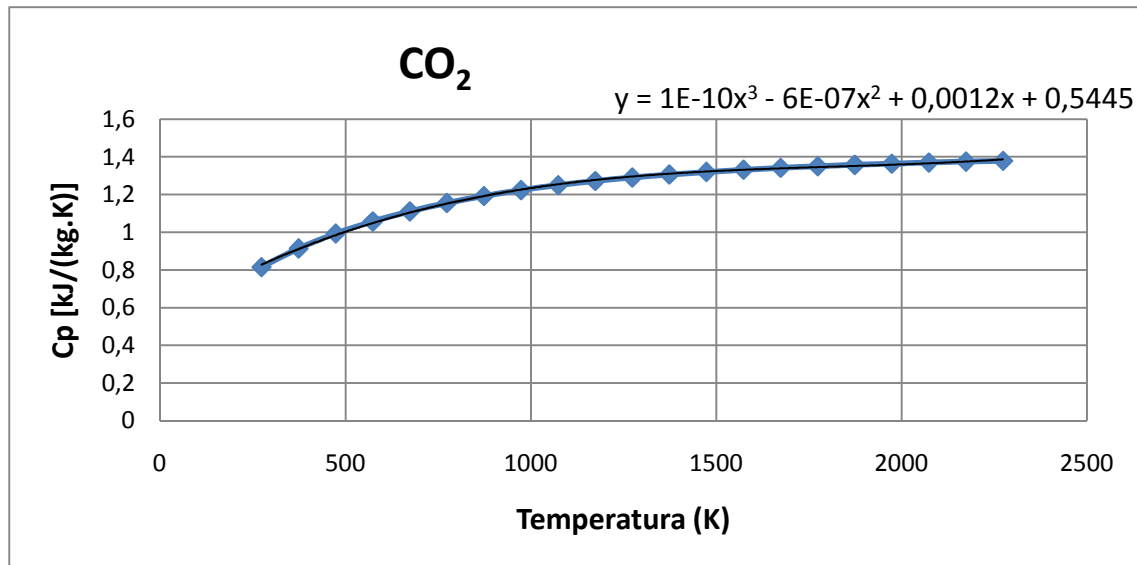
Conduta de água na Fase I:

$A_{\text{secção}} [\text{m}^2]$	0,0025
Perímetro [m]	0,52
D_H [m]	0,019
\dot{V} [l/min]	14,4
Re_D	3200
Pr	3,72
f	0,043
Nu	21,5
k [W/(m.K)]	0,63

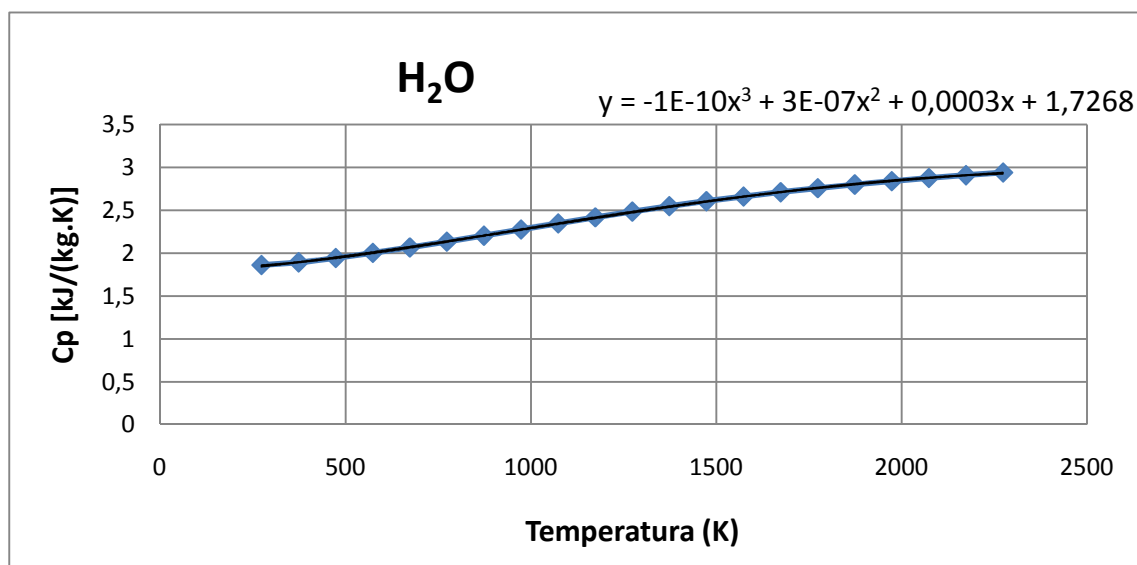
ANEXO E – Calor específico dos produtos de combustão

O calor específico de cada produto de combustão para uma dada temperatura foi determinado no Microsoft Excel. De modo a poder introduzir o valor no modelo utilizou-se a equação polinomial de terceiro grau (devido ao baixo erro verificado) da linha de tendência dada pelos pontos obtidos de Raznjevic (1970).

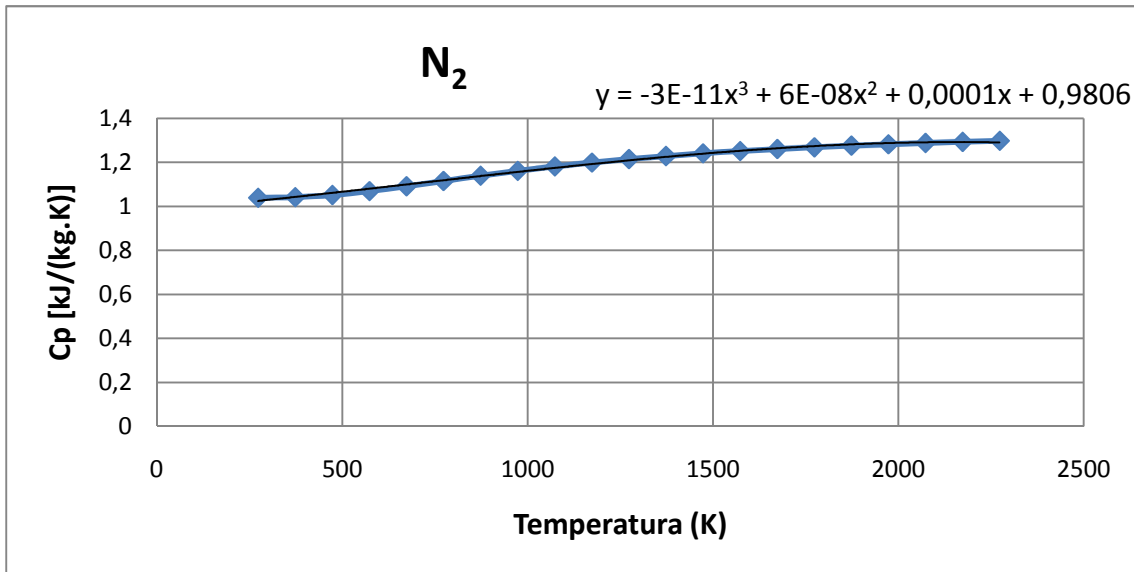
Dióxido de carbono:



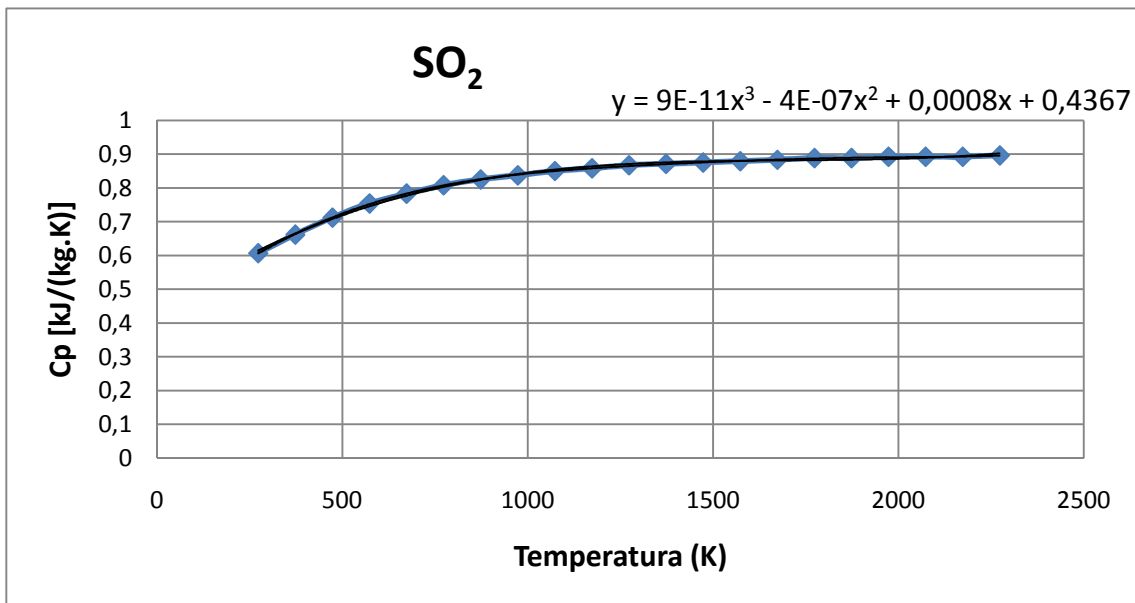
Água:



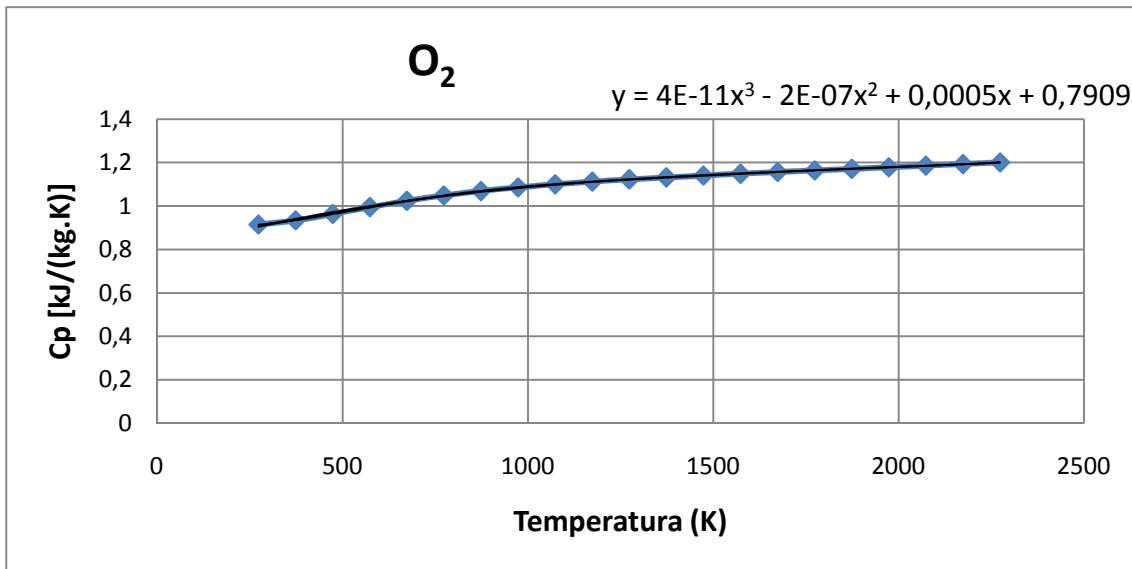
Azoto:



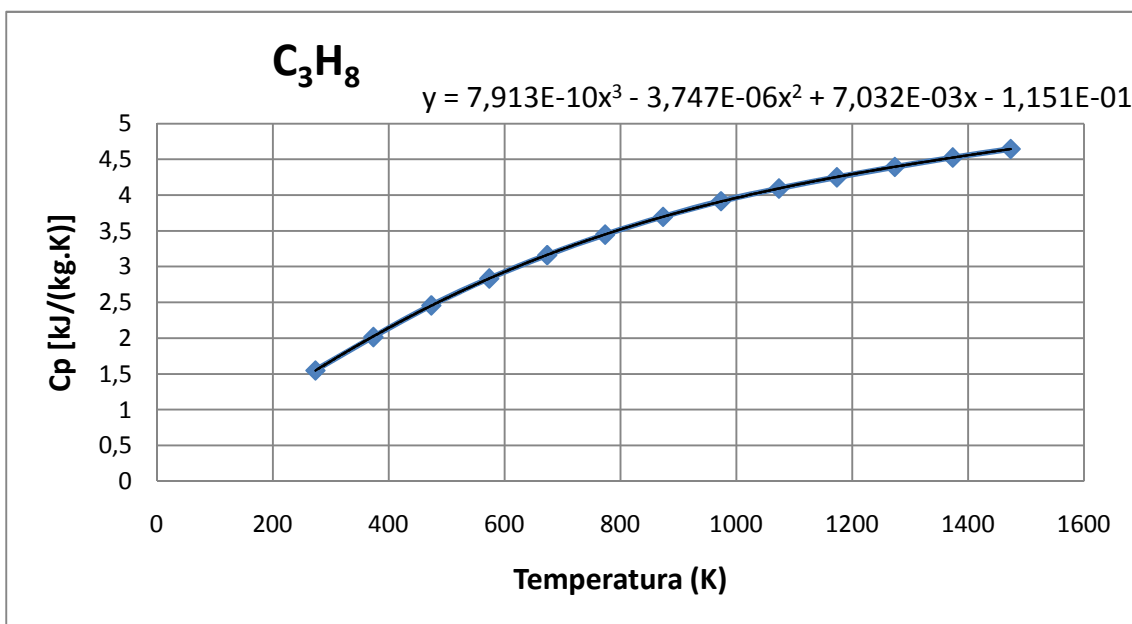
Dióxido de enxofre:



Oxigénio:



Propano:



Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

ANEXO F – Tabela das propriedades do ar

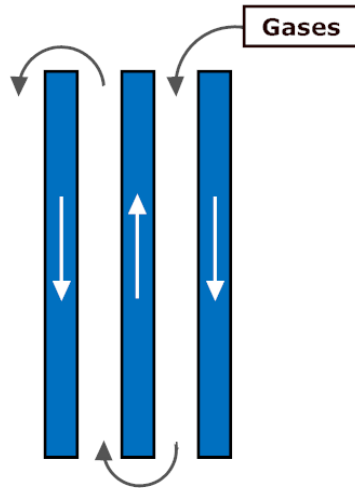
Propriedades do ar retiradas de Incropera (2002):

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688

Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW

ANEXO G – Escoamento no permutador de calor

A seguinte figura mostra o escoamento dos fluidos no interior do permutador de calor. Tanto o escoamento dos gases como da água se dá em série num conjunto de 7 passagens.



Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa.
Potência térmica global de 40 kW
