



M 2014

U. PORTO

FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA DOMÉSTICA A BRIQUETES A FUNCIONAR COM RESÍDUOS VEGETAIS

BÁRBARA BEATRIZ CHAPELO BRAGA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO APRESENTADA

À FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO EM JULHO DE 2019

Estudo do comportamento térmico de uma caldeira doméstica a briquetes a funcionar com resíduos vegetais

Bárbara Beatriz Chapelo Braga

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

Orientador no INEGI: Aida Cristina Soares Sanches



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2019

*“Why do we fall?
So we can learn to pickup ourselves up”*

Thomas Wayne

Resumo

A presente dissertação foi realizada no âmbito da Unidade Curricular Dissertação, enquadrada no Mestrado em Energia Térmica do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, lecionado na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). Este trabalho contribui para o projeto Biomassa-AP, no qual a unidade de Energia do Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial (INEGI) está inserida, com o objetivo de promover a valorização energética de biocombustíveis.

Os objetivos do presente trabalho assentam no estudo do desempenho térmico de uma caldeira doméstica a lenha com três tipos de biocombustíveis: briquetes de aparas de poda de videira, briquetes de aparas de poda de kiwi e briquetes de tojo, com diferentes temperaturas de entrada da água na caldeira. A produção destes foi realizada nas instalações do INEGI, sendo acompanhada de perto, e armazenada no mesmo.

Por outro lado, também se procurou descobrir a influência do tipo de briquetes utilizados nas emissões de poluentes e temperatura dos mesmos. Assim sendo, foi monitorizada a composição molar, na base seca, dos gases de combustão (O_2 , CO_2 , CO , NO e NO_2), verificando-se maior emissão de CO nos ensaios em que se usaram briquetes de poda de kiwi. Para concretizar estes objetivos, procedeu-se à montagem da instalação experimental que, para além da caldeira, inclui vários componentes utilizados nas medições ao longo dos ensaios.

No total, realizaram-se dezasseis ensaios, monitorizando-se todas as variáveis das quais o rendimento térmico, as perdas térmicas e as emissões dos gases de exaustão dependiam, resultando na presente dissertação de base fundamentalmente experimental.

Atendendo a todos estes parâmetros, conclui-se que o biocombustível mais vantajoso, daqueles que foram estudados, foram os briquetes de tojo.

Abstract

This dissertation was developed within the Master's Degree in Thermal Energy of the Integrated Master's in Mechanical Engineering, at the Faculty of Engineering of the University of Porto (FEUP). This work is integrated in the *Biomassa-AP* project, developed at the Energy Unit of the Institute of Science and Innovation in Mechanical Engineering and Industrial Engineering (INEGI), which is inserted in the project.

The objectives of the present study are the evaluation of the thermal performance of a domestic wood fired boiler burning three types of biofuels: vine pruning briquettes, kiwi pruning briquettes and gorse briquettes, with different boiler water inlet temperatures. The production of these briquettes was carried out at INEGI's facilities, being closely monitored, and stored in it.

On the other hand, it was also tried to seek the influence of the type of briquettes used regarding the emissions of pollutants and their temperature. Therefore, the molar composition of the combustion gases (O_2 , CO_2 , CO , NO and NO_2) in the dry base was monitored, and a higher CO emission was verified in the tests using kiwi pruning briquettes. In order to achieve these objectives, the experimental installation was set up which, in addition to the boiler, included several components used in the measurements throughout the tests.

In the end, sixteen tests were performed, monitoring all the variables which depended on the thermal efficiency, the thermal losses and the emissions of exhaust gases, resulting in the present dissertation of fundamentally experimental basis.

Taking into account all these parameters, it is concluded that the most advantageous type of biofuel, of the studied ones, was the gorse briquettes.

Agradecimentos

Ao meu orientador e Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho agradeço por me ensinar que deus escreve direito por linhas tortas, pelos conhecimentos transmitidos, pela disponibilidade e ajuda demonstrada, pela motivação e chamadas de atenção ao longo deste trabalho, sem os quais a realização desta dissertação não seria possível. Agradecer também pela simpatia, pela graça e pelos diálogos que contribuíram para o carinho desenvolvido pela presente dissertação e último semestre na FEUP.

À Engenheira Mariana Silva, agradeço pela ajuda incansável que sempre transmitiu ao longo do projeto. Sem a sua ajuda, a presente dissertação certamente não seria abordada com a facilidade e bases com que a abordei. Agradeço também a amizade e a simpatia que fizeram com que uma dúvida crítica se tornasse numa conversa de amigas.

Agradeço ao INEGI por facultar as instalações necessárias para a realização do procedimento experimental, mas em especial, ao Engenheiro Vítor Ferreira que me acompanhou diariamente, assim como aos meus erros, com a maior disponibilidade e apoio, e também à Engenheira Aida Sanches pela possibilidade de integrar o projeto.

Aos amigos que acompanharam de perto o meu percurso, levando me sempre mais além, contribuindo para o meu crescimento pessoal e académico, perguntando muitas vezes nesta última fase do meu percurso académico, porque cheirava o meu cabelo a lareira.

À AEFEUP e aos seus membros que acompanharam todo o meu percurso, construindo parte do meu carácter e arcaboço para enfrentar novos desafios, aprender com os erros e saborear o sucesso.

Ao Nuno Martinho, agradeço pelo Mundo e não é suficiente.

Por último e mais importante agradeço a toda a minha família e em especial aos meus pais pelas oportunidades que me deram, pelos sacrifícios que fizeram por mim e pela minha entrada na faculdade, pelo apoio incondicional e por toda a força e valores que me transmitiram. Espero ser um motivo de orgulho e conseguir retribuir tudo o que já me foi dado, apesar de não haver palavras suficientes. Mas acima de tudo obrigada pelo amor.

Índice de Conteúdos

1. Introdução	1
1.1 Enquadramento do projeto	1
1.2 INEGI.....	2
1.3 Objetivos	2
1.4 Metodologia	2
1.5 Estrutura da dissertação.....	3
2. Biomassa	5
2.1 Poda da biomassa	5
2.2 Biomassa	7
2.3 Biomassa florestal	10
2.4 Composição da biomassa	12
3. Tecnologias	17
3.1 Processos termoquímicos	18
3.2 Processos bioquímicos	20
3.3 Processo de briquetagem.....	20
3.4 Combustão.....	26
3.5 Estágios da combustão	28
3.6 Poluentes resultantes da combustão	30
3.7 Rendimento da combustão	32
4. Combustíveis.....	37
4.1 Teor de humidade.....	38
4.2 Composição química dos briquetes.....	39
5. Procedimento experimental.....	41
5.1 Equipamento	43
5.2 Ensaio do desempenho técnico	49
6. Cálculos.....	53
6.1 Determinação do caudal mássico do combustível.....	54
6.2 Determinação do caudal mássico dos gases de combustão	55
6.3 Determinação da equação estequiométrica	55
6.4 Determinação da equação da reação real de combustão	57
6.5 Determinação do rendimento térmico da caldeira.....	61
6.6 Determinação das perdas térmicas	62
6.7 Determinação do teor de cinzas do combustível	64
6.8 Determinação da temperatura adiabática de chama	64
7. Resultados e discussão	67
8. Conclusões	85
9. Trabalhos futuros	89
Referências.....	91
ANEXO A: Calibração do caudalímetro.....	95
ANEXO B: Algoritmo do EES	99
ANEXO C: Ensaio do desempenho térmico.....	109

Nomenclatura

Abreviaturas

DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
EES	Engineering Equation Solver
ESTGV	Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
HAP	Hidrocarbonetos Aromáticos Policíclicos
ICNF	Instituto de Conservação da Natureza e das Florestas
INEGI	Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial
IPV	Instituto Politécnico de Viseu
ktep	Milhares de toneladas equivalentes de petróleo
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior

Símbolos

A	Área da secção da conduta [m^2]
AC	Razão ar-combustível
CA	Razão combustível-ar
$\tilde{c}_{ag}$	Calor específico mássico médio da água [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{comb}$	Calor específico mássico médio do combustível [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{p_{ar}}$	Calor específico mássico médio a pressão constante do ar seco [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{p_g}$	Calor específico mássico médio a pressão constante dos gases húmidos de exaustão [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{p_{Pi}}$	Calor específico mássico médio a pressão constante do produto i [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{p_{Ri}}$	Calor específico mássico médio a pressão constante do reagente i [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{p_v}$	Calor específico mássico médio a pressão constante do vapor de água no ar [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
D	Diâmetro da conduta [m]
e	Excesso de ar [%]

$erro_{eq}$	Erro relativo do caudal mássico dos gases de combustão recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão [%]
$erro_{Pitot}$	Erro relativo do caudal mássico dos gases de combustão recorrendo ao tubo de Pitot <i>standard</i> [%]
h_{lv}	Entalpia latente de vaporização da água [kJ/kg]
H_{Pi}	Entalpia dos produtos no estado i [kJ]
H_{Ri}	Entalpia dos reagentes no estado i [kJ]
$hum_{comb,h}$	Humidade do combustível na base húmida [%]
$hum_{comb,s}$	Humidade do combustível na base seca [%]
kg_{as}	Quilograma de ar seco
kg_{comb}	Quilograma de combustível
M_i	Massa molecular do constituinte i [kg/kmol]
M_h	Massa molecular dos gases húmidos de combustão [kg/kmol]
m_{ag}	Massa de água [kg]
$m_{ar,h}$	Massa de ar húmido [kg/kg _{comb}]
$m_{ar,s}$	Massa de ar seco [kg/kg _{comb}]
$m_{at,s}$	Massa de ar seco teórica [kg/kg _{comb}]
m_{ab}	Massa registada pela balança 2 antes de se colocarem os briquetes na caldeira [kg]
m_{ac}	Massa registada pela balança 2 antes de se retirarem as cinzas da caldeira [kg]
m_{db}	Massa registada pela balança 2 imediatamente depois de se colocarem os briquetes na caldeira [kg]
m_{dc}	Massa registada pela balança 2 depois de retirarem as cinzas da caldeira [kg]
$m_{comb,i}$	Massa do combustível i [kg]
m_h	Massa húmida da amostra [kg]
m_s	Massa seca da amostra [kg]
$\dot{m}_{ag}$	Caudal mássico de água [kg/s; kg/min]
$\dot{m}_{ar,h}$	Caudal mássico de ar húmido [kg/s]
$\dot{m}_{CO}$	Caudal mássico de monóxido de carbono [kg/s]
$\dot{m}_{comb}$	Caudal mássico de combustível [kg/s]
$\dot{m}_g$	Caudal mássico dos gases de combustão [kg/s]

$\dot{m}_{q,eq}$	Caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão [kg/s]
$\dot{m}_{qPitot}$	Caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao tubo de Pitot <i>standard</i> [kg/s]
$\dot{m}_{Pi}$	Caudal mássico do produto i [kg/s]
$\dot{m}_{Ri}$	Caudal mássico do reagente i [kg/s]
n_{Pi}	Coeficiente estequiométrico do produto i [kmol/kg _{comb}]
n_{Ri}	Coeficiente estequiométrico do reagente i [kmol/kg _{comb}]
n'_{Pi}	Coeficiente da reação real do reagente i [kmol/kg _{comb}]
n'_{Ri}	Coeficiente da reação real do reagente i [kmol/kg _{comb}]
P_{amb}	Pressão ambiente [Pa]
P_{cham}	Pressão da chaminé [Pa]
P_{din}	Pressão dinâmica [Pa]
P_{est}	Pressão estática [Pa]
P_{estg}	Pressão de estagnação [Pa]
PC_{CO}	Poder calorífico do monóxido de carbono [kJ/kg]
PCI_{comb}	Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]
$\dot{Q}_{CO}$	Perda térmica por não queimados [kW]
$\dot{Q}_{forn}$	Potência térmica fornecida à caldeira [kW]
$\dot{Q}_g$	Perda térmica na corrente dos gases de exaustão [kW]
$\dot{Q}_{gl}$	Perda térmica latente na corrente dos gases de exaustão [kW]
$\dot{Q}_{gs}$	Perda térmica sensível na corrente dos gases de exaustão [kW]
$\dot{Q}_{outras}$	Perda térmica pelas fontes não contabilizadas [kW]
$\dot{Q}_{útil}$	Perda térmica útil transferida para a água [kW]
r	Riqueza da mistura
$\bar{R}$	Constante universal dos gases perfeitos [J/(kmolK)]
T_{AC}	Temperatura adiabática de chama real [K]
$T_{AC,est}$	Temperatura adiabática de chama estequiométrica [K]
T_{amb}	Temperatura ambiente [K]
T_{chama}	Temperatura de chama [K]
T_{ent}	Temperatura de entrada da água na caldeira [K]
T_g	Temperatura dos gases de exaustão [K]
T_{sai}	Temperatura de saída da água na caldeira [K]

$t_{cinzas,i}$	Teor de cinzas do material i [-; %]
u	Velocidade do escoamento [m/s]
$\bar{u}$	Velocidade média dos gases de combustão [m/s]
u_x	Velocidade local dos gases de combustão [m/s]
w_{ar}	Humidade absoluta do ar atmosférico [kg/kg _{ar}]
$x_h(i)$	Fração molar do elemento i na base húmida [-; %]
$x_s(i)$	Fração molar do elemento i na base seca [-; %]
$x_s(O_2)_{ref}$	Fração molar de referência do oxigénio na base seca [-; %]
$x_s(P)$	Fração molar do poluente na base seca [-; %]
$x_s(P)_c$	Fração molar corrigida do poluente na base seca [-; %]
$x_t(CO_2)$	Fração molar teórica de dióxido de carbono [-; %]
$y_h(i)$	Fração mássica do elemento i na base húmida [-; %]
$y_s(i)$	Fração mássica do elemento i na base seca [-; %]

Simbolos gregos

α	Fração mássica de água no combustível [kg/kg _{comb}]
Δh_0	Entalpia específica de combustão [kJ/kg]
Δt	Intervalo de tempo [s; min]
η_{comb}	Rendimento da combustão [-; %]
η_t	Rendimento da térmico da caldeira [-; %]
η_{TC}	Rendimento da transferência de calor [-; %]
ρ	Massa volúmica [kg/m ³]
ρ_g	Massa volúmica dos gases húmidos de combustão [kg/m ³]

Índice de Figuras

Figura 2.1 – Localização da intervenção da poda consoante nascimento do rebento.	6
Figura 2.2 - Contribuição da energia eléctrica, da biomassa e de outras renováveis na produção anual de energia de origem renovável em Portugal, em 2016 (DGEG, 0217).....	9
Figura 2.3 - Contribuição do sector florestal para a Economia Nacional, em 2006 (ICNF, 2018).	11
Figura 2.4 - Ocupação das áreas do território português por uso (à esquerda) e das áreas florestais por espécie (à direita) atualmente (ICNF, 2018).	11
Figura 3.1 - Comparação das dimensões dos briquetes com as dos péletes. Combustíveis utilizadas em ensaios de combustão do INEGI.	18
Figura 3.2 - Tecnologias de briquetagem: prensa de pistão (à esquerda) e prensa de parafuso (à direita) (Van Loo e Koppejan, 2008).....	22
Figura 3.3 – Vistas da máquina briquetadora 70N presente no laboratório de combustão.	24
Figura 3.4 - Variação da temperatura da câmara de combustão em função da quantidade de ar (McGowan et al., 2010).....	28
Figura 3.5 - Evolução da massa de uma partícula de biomassa ao longo da combustão (Silva, 2018)...	29
Figura 3.6 - Representação esquemática dos elementos fornalha e permutador de calor no processo de combustão (Quaak et al., 1999).....	33
Figura 3.7 - Combustão adiabática a pressão constante (Pinho, 2011)	35
Figura 4.1 - Da esquerda para a direita, briquetes de poda de videira, poda de kiwi e tojo.	37
Figura 5.1- Representação esquemática da instalação (Silva, 2018).....	41
Figura 5.2 - Programa de aquisição de dados no software DasyLab.....	42
Figura 5.3 - Balanças utilizadas no procedimento experimental: balança 1 Kern EW6000-1M (Kern, 2018); balança 2 Gram Tortuga GL1500 (GRAM, 2018).....	43
Figura 5.4 - Caldeira utilizada (aberta e fechada).	44
Figura 5.5- Circuitos de alimentação de ar na caldeira.	45
Figura 5.6 - Representação esquemática da caldeira utilizada: vista em corte frontal à direita e vista em corte posterior à esquerda (Solzaima, 2017).	46
Figura 5.7 - Tubo de Pitot standard utilizado.	48
Figura 5.8– Representação esquemática do circuito inicial dos gases na caldeira.	50
Figura 7.1 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de poda de videira.	70
Figura 7.2 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de poda de kiwi.	71
Figura 7.3 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de tojo.	71
Figura 7.4 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de tojo (continuação).	72
Figura 7.5 - Evolução da temperatura dos gases de exaustão e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono para o ensaio T40 ₁	76
Figura 7.6 - Evolução da temperatura dos gases de exaustão nos ensaios com briquetes de videira....	77
Figura 7.7 - Excesso de ar em função da concentração de oxigénio.	79
Figura 7.8 - Evolução da temperatura de chama medida pelo termopar e das temperaturas adiabáticas de chama estequiométrica e real durante o ensaio do desempenho térmico Tamb ₁	83
Figura A.1 - Curva de calibração do caudalímetro utilizado.....	96
Figura B.1 - Algoritmo do EES: Introdução dos inputs.....	99
Figura B.2 - Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação estequiométrica.....	100
Figura B.3 - Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (parte 1)...	100
Figura B.4 - Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (parte 2)...	101
Figura B.5 - Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (parte 3)...	102
Figura B.6 - Algoritmo do EES: Cálculo do rendimento e perdas térmicas.....	103
Figura B.7 - Algoritmo do EES: Cálculo da temperatura adiabática de chama real.....	104
Figura B.8 - Algoritmo do EES: Cálculo da temperatura adiabática de chama estequiométrica (parte 1).....	105

Figura B.9 - Algoritmo do EES: Cálculo da temperatura adiabática de chama estequiométrica (parte 2)	106
Figura B.10 - Resultados do algoritmo do EES.....	107
Figura B.11 - Tabela de Arrays do EES: temperatura adiabática de chama estequiométrica.....	108
Figura C.1 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V30 ₁ .	109
Figura C.2 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V30 ₂ .	109
Figura C.3 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V40 ₁ .	110
Figura C.4 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V40 ₂ .	110
Figura C.5 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio K30 ₁ .	111
Figura C.6 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio K30 ₂ .	111
Figura C.7 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio K40 ₁ .	112
Figura C.8 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio K40 ₂ .	112
Figura C.9 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio K40 ₃ .	113
Figura C.10 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio Tamb ₁ .	113
Figura C.11 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio Tamb ₂ .	114
Figura C.12 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T30 ₁ .	114
Figura C.13 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T30 ₂ .	115
Figura C.14 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T40 ₁ .	115
Figura C.15 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T40 ₂ .	116
Figura C.16 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T40 ₃ .	116

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Vantagens e desvantagens do uso de biomassa como fonte de energia renovável (Silva, 2018)	12
Tabela 3.1- Características técnicas da briquetadora 70N (Comafer, s/d)	23
Tabela 4.1 - Combustíveis utilizados nos ensaios: teor de humidade	38
Tabela 4.2 - Composição imediata e elementar dos combustíveis.....	39
Tabela 5.1 - Número e tipologia de ensaios realizados.....	49
Tabela 7.1 - Condições de operação da caldeira nos ensaios realizados.....	68
Tabela 7.2 - Caudais mássicos de combustível, de ar e dos gases de combustão.	69
Tabela 7.3 - Rendimento térmico médio da caldeira nos ensaios realizados.	73
Tabela 7.4 - Análise das perdas térmicas dos ensaios realizados.....	75
Tabela 7.5 - Composição dos gases de combustão dos ensaios realizados.	78
Tabela 7.6 - Emissão de monóxido de carbono na base de referência dos ensaios realizados.....	80
Tabela 7.7 - Temperatura média da chama e temperaturas adiabáticas estequiométrica e real de chama.	82
Tabela A.1 – Valores obtidos para a calibração dos respetivos analisadores (parte 1).....	97
Tabela A.2 – Valores obtidos para a calibração dos respetivos analisadores (parte 2).....	98

1. Introdução

Neste primeiro capítulo, apresenta-se o enquadramento da dissertação e projeto no qual está inserida. Apresenta-se, ainda, os objetivos do trabalho e metodologia seguida na elaboração deste estudo.

1.1 Enquadramento do projeto

A presente dissertação foi desenvolvida na unidade de Energia do INEGI, no seguimento do projeto ibérico Biomassa-AP. Este é um projeto transfronteiriço das regiões da Galiza e do Norte de Portugal, do qual o INEGI faz parte. O esforço conjunto destas entidades visa otimizar a exploração e a utilização da biomassa proveniente de restos da poda florestal de maneira a que seja possível extrair o potencial energético da biomassa. Os trabalhos abordados pelo projeto Biomassa-AP visam também a diminuição de resíduos dos sectores florestal e agrícola e a valorização energética de novos biocombustíveis, como é o caso da biomassa, ainda mal aproveitado. Um dos objetivos deste projeto é a melhoria contínua relativamente aos rendimentos e emissões gasosas de caldeiras e salamandras, como tal a análise química dos diferentes biocombustíveis na sua combustão é essencial para uma evolução progressiva neste sector.

Em específico, nesta dissertação estudou-se a queima e o comportamento de briquetes provenientes de resíduos de poda florestal, arbustos e de plantas de produção de kiwi quando utilizados numa caldeira, analisando o rendimento e emissões provenientes da queima dos mesmos para a produção de água quente.

1.2 INEGI

O Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial, abreviadamente, INEGI é um Instituto de novas tecnologias, direcionado, como o próprio nome indica, para a investigação e inovação de base tecnológica em ambiente industrial.

A presente dissertação teve como base operacional o laboratório de combustão inserido nas instalações deste Instituto. Neste laboratório, à parte dos ensaios de queima realizados, é possível encontrar outros projetos de relevância (tais como,) relativamente às áreas de Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Combustão.

1.3 Objetivos

Esta dissertação tem como objetivos:

- Análise do rendimento térmico da caldeira consoante o biocombustível utilizado, nomeadamente briquetes produzidos através da poda de videira, de kiwi e de tojo (resíduos florestais);
- Estudo da viabilidade energética dos biocombustíveis acima referidos quando utilizados na alimentação de uma caldeira doméstica;
- Verificar qual a influência das diferentes temperaturas de entrada do caudal de água no rendimento da caldeira.

1.4 Metodologia

A elaboração da presente dissertação passou por diferentes fases. Inicialmente procedeu-se ao levantamento e pesquisa da informação existente de projetos semelhantes a este, assim como o tema da biomassa em geral. Posteriormente aprofundou-se tal tema, procurando conhecer as características da biomassa enquanto combustível bem como as suas vantagens e desvantagens.

Por se tratar de um estudo da queima da biomassa, achou-se também pertinente o levantamento de informação sobre a combustão da mesma e quais as tecnologias de tratamento da matéria-prima que potenciavam o desempenho energético da mesma. Assim sendo, procedeu-se também a uma análise da caldeira a utilizar para a queima da biomassa e os vários equipamentos utilizados para aquisição de dados ao longo do ensaio.

Por último, realizaram-se os ensaios de queima dos briquetes das diferentes espécies de biomassa em condições de regime permanente. Cada ensaio foi monitorizado e posteriormente analisado, sendo os resultados obtidos discutidos no final.

1.5 Estrutura da dissertação

A presente dissertação está dividida em nove capítulos, seguindo uma linha de condução lógica com a introdução e contextualização do projeto apresentado no presente capítulo.

Os dois capítulos seguintes consistem na apresentação da informação relevante sobre a biomassa e uma breve descrição de conversão energética da biomassa, aprofundando-se, no terceiro capítulo, a vertente teórica do processo de combustão e o processo de obtenção de briquetes. Sendo que no capítulo quatro, são expostas a composição e análise química dos briquetes.

O quinto capítulo é referente a todo o procedimento experimental, apresentando-se a instalação do INEGI em que foram realizados os ensaios, fazendo referência à caldeira e todos os equipamentos utilizados ao longo dos ensaios. É também apresentado neste capítulo as fases presentes no decorrer do ensaio, dando ênfase naturalmente à fase de regime permanente.

A partir do sexto capítulo, é exposta toda a metodologia de cálculo das variáveis utilizadas, assim como as relações matemáticas usadas no tratamento de dados adquiridos pelo *software* de sistema de aquisição de dados. Estes resultados são então registados no capítulo seguinte assim como a discussão dos mesmos.

Finalmente, no capítulo oito são mencionadas e sintetizadas as conclusões da presente dissertação, seguidas, no nono capítulo, de sugestões para trabalhos futuros, com objetivo de potenciar o projeto. Posteriormente, são apresentados três anexos relevantes para o desenvolvimento da dissertação, com calibrações, cálculos no *software* EES e gráficos de vários ensaios.

2. Biomassa

O presente capítulo aborda, como o título indica, a biomassa e obtenção da mesma, incluindo uma pequena avaliação do estado da arte.

2.1 Poda da biomassa

Por definição, a poda consiste num conjunto de processos de corte que se efetuam na planta com um objetivo específico. O mais comum é a remoção de ramos ou galhos (ou ocasionalmente raízes) para um crescimento e desenvolvimento saudável da espécie em questão (Clark e Matheny, 2010). A poda é um método que incentiva o crescimento forte da ramificação da árvore (Ow, et.al. 2013). Contudo, a remoção de galhos e ramos tem de ser feita de um modo correto e ponderado ou terá como consequência não só o pobre aspeto da árvore como pode levar ao enfraquecimento do crescimento da mesma, falta de fruto (no caso de ser árvore de fruto) e aumentar a vulnerabilidade da espécie a pragas ou doenças (Clark e Matheny, 2010).

A data desta atividade é também decisiva, sendo que a época mais favorável à poda de árvores é a do descanso de vegetação, ou seja, do mês de Novembro até ao final do mês de Março. Este será o período durante o qual a poda vai perturbar menos a vida da planta. Existe, no entanto, uma diferença entre o período de poda de espécies consoante se a floração for primaveril ou outonal. Contudo, a regra base é podar sempre após a floração (PLANFOR, 2019a).

Segundo Badrulhisham e Othman (2016), a prática da poda devia ter especial atenção para a população em geral. O correto conhecimento desta prática poderia assegurar a longo prazo um bem-estar, quer da vegetação urbana, quer da florestal. Contudo, nem todas as plantas necessitam de ser podadas periodicamente. Em inúmeras ocasiões basta uma simples intervenção quando o crescimento se torna descontrolado ou quando apresentam ramificações murchas ou doentes (HUSQVARNA, 2018).

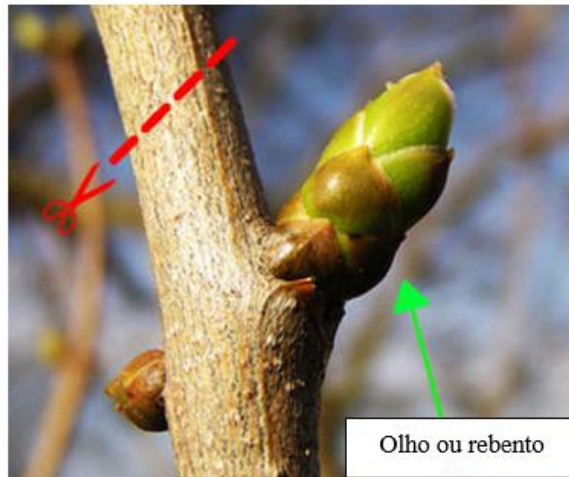


Figura 2.1 – Localização da intervenção da poda consoante nascimento do rebento.

Existem pequenos princípios básicos que devem ser seguidos ou não se irá verificar o desenvolvimento esperado da planta. Primeiramente, deve-se eliminar os ramos mortos ou doentes, como já mencionado. Posteriormente, os ramos duplicados (aqueles que se cruzam e se encontram em concorrência por outros que têm a mesma direção). O corte efetua-se 5 a 6 mm acima do olho ou rebento em ramos de pequenos diâmetros, normalmente situados no exterior do arbusto ou ramada da árvore, como visível na Figura 2.1. Assim, o novo ramo apenas enriquecerá e estofará a estrutura e silhueta da planta (PLANFOR, 2019b).

No caso da videira, por exemplo, o tipo de poda aplicado condiciona o compasso de plantação. Esta espécie merece especial atenção já que está na origem da comercialização do vinho e produção do mesmo através das uvas, pelo que a poda da videira é essencial para conservar o equilíbrio vegetativo, rejuvenescer a planta, regularizar a produção e manter a sua qualidade. Existem duas fases na poda de qualquer espécie:

- Poda de formação;
- Poda de produção/manutenção.

Poda de formação

A poda de formação faz-se durante os primeiros anos de vida da planta, sobretudo, nos momentos posteriores à plantação. Este tipo de poda tem como objetivo o delineamento da espécie para que o crescimento se dê num determinado sentido e direção, mantendo equilibrado o desenvolvimento da planta. Por outro lado, combate a produção excessiva de flores ou frutos, o que pode levar à má qualidade dos mesmos. Uma poda corretamente aplicada permite aumentar a vitalidade da árvore, já que evita a rutura natural dos ramos mais débeis (que gera uma entrada para organismos infecciosos se aloquem na espécie) (Garrido e Mota, 2018; HUSQVARNA, 2018).

Poda de manutenção

Como o próprio nome indica, esta poda decorre durante o tempo de vida da planta, após a formação inicial da mesma. Consiste em eliminar as partes da árvore mais indesejáveis como ramos secos, cepos, débeis ou com risco de partir, folhas secas. Este processo só se realiza após o ser vivo ter a sua forma definida, ou já tendo entrado na fase adulta do seu ciclo de vida.

Os dois tipos de poda acima mencionados estão indicados para todas as espécies arbóreas. Contudo, existem outros tipos mais específicos consoante o tipo de planta, sendo elas a poda de frutificação, poda de floração e poda de rejuvenescimento. Como o nome indica, o primeiro tipo promove o melhor desenvolvimento em árvores de fruto e a qualidade deste. A poda de floração procura otimizar a produção de flores com mais qualidade e beleza numa determinada planta. Os arbustos mais representativos são as roseiras ou as hortênsias. Já o terceiro tipo destina-se às espécies que por algum motivo tenham sido abandonadas, gerando um crescimento sem qualquer controlo (HUSQVARNA, 2018).

No final do processo da poda, todos os galhos, ramificações, folhas e derivados indesejados encontram-se prestes a ser descartados, visto a atividade em si já ter ou estar em vias de atingir o objetivo de cuidado da planta. Fica a questão de o que fazer com o material sobranço. O processo mais utilizado, tanto a nível doméstico como agrícola, é a compostagem. A compostagem é um processo aeróbico biológico desenvolvido por uma população diversificada de microrganismos que transformam a matéria orgânica num produto térreo, chamado composto ou adubo, rico em substâncias nutritivas que tem como objetivo a fertilização do solo (Santos et al, 2017).

Como alternativa ao processo da compostagem, o projeto Biomassa-AP utiliza os resíduos e restos para dinamizar novos biocombustíveis através da transformação dos resíduos da poda em biomassa com utilidade nas tecnologias de aproveitamento energético. No caso da presente dissertação avalia-se a utilização desta biomassa como combustível para o aquecimento de água numa caldeira.

2.2 Biomassa

A biomassa aglomera todos os tipos de materiais derivados recentes direta ou indiretamente de reações fotossintéticas de matéria vegetal e de organismos vivos que são utilizados como combustíveis ou para a produção dos mesmos (Van Loo e Koppejan, 2008). Segundo a Diretiva 2009/28/CE de 23 de Abril de 2009, a biomassa é definida como “a fração biodegradável de produtos, resíduos e detritos de origem biológica provenientes da agricultura

(incluindo substâncias de origem vegetal e animal), da exploração florestal e de indústrias afins, incluindo da pesca e da aquicultura, bem como a fração biodegradável dos resíduos industriais e urbanos”.

Assim sendo, a biomassa pode ser descrita como a matéria orgânica disponível numa base renovável que pode ser utilizada como fonte de energia, dividindo-se em quatro grupos consoante a sua proveniência: agricultura, floresta, indústria e resíduos urbanos/industriais. Tem ainda a particularidade de poder ser convertida em combustíveis gasosos (nomeadamente biogás), líquidos (como, por exemplo, biodiesel, etanol ou metanol) ou sólidos (como é o caso dos péletes ou dos briquetes), o que não acontece com as restantes fontes de energias renováveis (Silva, 2018).

A bioenergia é a palavra utilizada para descrever o uso da energia associada à biomassa tal como biocombustível é o carburador da mesma, transportando energia solar armazenada proveniente do processo da fotossíntese como energia química. Durante a fotossíntese, a energia solar é armazenada através de reações entre a luz solar, água e dióxido de carbono, por intermédio da clorofila, presente nos seres de origem vegetal e algumas bactérias. Durante os processos de conversão da biomassa em energia (via termoquímica ou bioquímica), ocorre a rutura natural das ligações químicas das moléculas de carbono, hidrogénio e oxigénio. Esta rutura origina a libertação da energia química armazenada até então. O facto de ser o operador a decidir quando ocorrem estes processos de conversão e, consequentemente, o momento de libertação de energia, confere à biomassa um carácter único, não dependendo da intermitência da luz solar e sendo a única fonte de energia renovável onde a energia do Sol é facilmente armazenada à escala da vida humana (McKendry, 2002a; Van Loo e Koppejan, 2008; Abbasi e Abbasi, 2010).

Os biocombustíveis podem ser considerados como fontes de energia renováveis, desde que sejam baseados numa produção sustentável de biomassa (Van Loo e Koppejan, 2008). Depois dos tratamentos, a biomassa pode ser transformada em três grandes formas de energia: eletricidade, calor e combustível. Esta grande flexibilidade permite que a biomassa possa ser, em algumas situações, uma concorrente direta dos combustíveis fósseis (Greenpro, 2004).

Existe um interesse crescente no uso de biocombustíveis para fins energéticos devido aos seus benefícios políticos, sociais e ambientais. A produção e utilização da biomassa está disponível na maioria dos países, o que possibilitaria a redução da dependência de petróleo importado por parte dos países que não possuem reservas deste combustível fóssil. Por outro lado, o desenvolvimento deste sector permite a criação de vários empregos associados ao estudo dos biocombustíveis que poderão ser desenvolvidos bem como o aumento da competitividade das empresas agrícolas e florestais devido à diminuição dos custos na gestão do recurso e nas

tecnologias de combustão. Finalmente, os benefícios ambientais são de grande relevância. A utilização de biomassa como combustível é considerada neutra em termos de emissões de dióxido de carbono (CO₂), uma vez que não contribui para o aumento da quantidade deste na atmosfera, ao contrário da utilização de petróleo e derivados. Durante a combustão de biomassa, a quantidade de CO₂ libertada é aproximadamente igual à quantidade absorvida deste mesmo componente durante o crescimento da planta, pelo que há uma espécie de equilíbrio benéfico para o ambiente, desde que a produção de biomassa seja gerida numa base de sustentabilidade. Assim sendo, a utilização de biocombustíveis combate as alterações climáticas ajudando na mitigação de emissões de gases de efeito de estufa bem como na redução de chuvas ácidas, resultando numa melhoria da qualidade da vida orgânica no planeta (Van Loo e Koppejan, 2008; Silva, 2018).

Segundo a Direção Geral de Energia e Geologia (DGEG), em Portugal, nos anos entre 2008 e 2016, assistiu-se a um crescimento relativamente à produção anual de energia de fonte renovável, passando esta de 4.242 milhares de toneladas equivalentes de petróleo (ktep) para 5.089 ktep (DGEG, 2017). Na Figura 2.2, pode visualizar-se a produção nacional de energia de fonte renovável em 2016 e a contribuição respetiva de energia elétrica, da biomassa e de outras renováveis (onde se inclui a solar térmica e a geotermia de baixa entalpia).

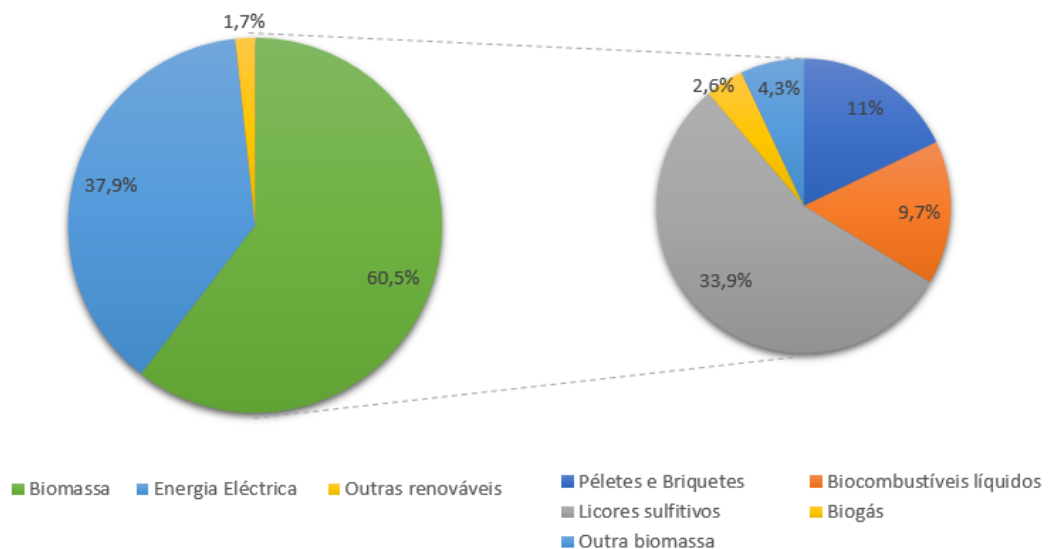


Figura 2.2 - Contribuição da energia eléctrica, da biomassa e de outras renováveis na produção anual de energia de origem renovável em Portugal, em 2016 (DGEG, 2017).

Como se pode observar, cerca de 60,5% da produção de energia de origem renovável provém da biomassa. É também possível analisar os diferentes contributos das várias formas da biomassa como é o caso da lenha e resíduos florestais, licores sulfíticos, péletes e briquetes, biogás, biocombustíveis líquidos e outras (onde se inclui a fação renovável dos resíduos sólidos urbanos) na produção de energia renovável, em 2016 (Silva, 2018).

2.3 Biomassa florestal

Como se referiu anteriormente, a biomassa pode ser dividida em quatro sectores: agrícola, florestal, industrial e residual (proveniente de resíduos urbanos ou industriais). Nesta secção abordar-se-á a biomassa florestal já que é aquela com mais peso em Portugal, além de que uma das espécie de briquetes utilizada tem origem neste tipo de biomassa, o tojo.

A biomassa florestal pode ser dividida em dois grupos consoante a sua proveniência: biomassa florestal primária e secundária. Por definição, a biomassa florestal primária é a fração biodegradável dos produtos gerados na floresta e que são processados para fins energéticos, quer sejam utilizados diretamente como matéria-prima quer sejam processados de modo a originar outro tipo de biocombustível sólido. Já a biomassa florestal secundária consiste na matéria orgânica residual (serrins, recortes, aparas...) gerada nos processos industriais de transformação de madeira assim como de alguns resíduos de comida, excrementos ou carcaça de animais (Marquard-Bahls, 2019; SilvaPlus, 2019).

A floresta, sobretudo nos meios mais rurais, tem um papel socio-económico importante, dependendo dela, frequentemente, o desenvolvimento das regiões. O sudoeste europeu possui uma das maiores regiões florestais com elevada capacidade de produção de biomassa na Europa. Para tal valorização económica e obtenção de madeira de qualidade, são necessários uma série de cuidados e intervenções culturais, já que é preciso ter em vista a conservação de espécies, habitats e paisagens das áreas florestais (Enersilva, 2007). Por outras palavras, é necessária uma gestão sustentável de maneira a que a manutenção da biodiversidade não seja afetada pela procura da biomassa.

Relativamente a Portugal, a floresta é a principal fonte de biomassa. Segundo o perfil florestal do Instituto de Conservação da Natureza e das Florestas (ICNF), estimou-se a disponibilidade potencial da biomassa em 2.2 Mt/ano para a produção de energia (ICNF, 2018).

De acordo com os valores apurados pela Estratégia Nacional para as Florestas a floresta e os espaços associados contribuem anualmente para a economia com 982 milhões de euros, sem ser contabilizado o valor relativo ao recreio e valorização da paisagem. À função de produção (barras verde escuras na Figura 2.3) estão associados 876M €, à função de proteção (barras amarelas) 139M €, à função de conservação da biodiversidade 66M € e à função de suporte de silvopastorícia, caça e pesca nas águas interiores (barras azuis) 312M €. Aos custos dos incêndios florestais e pragas está associado um valor negativo de 394M € anuais. As fileiras florestais tradicionais (silvicultura, caça, pesca e silvoindústrias) também têm um valor social já que são responsáveis por cerca de 80 000 empregos (ICNF, 2018).

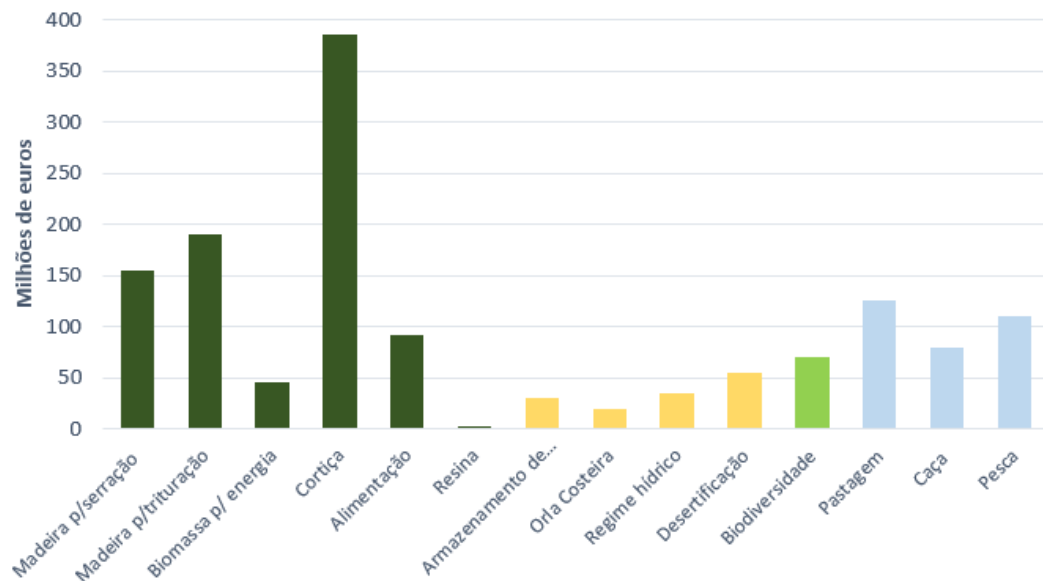


Figura 2.3 - Contribuição do sector florestal para a Economia Nacional, em 2006 (ICNF, 2018).

Atualmente, a floresta continental portuguesa representa o uso dominante do solo ocupando cerca de 35% do mesmo representada por 3,15 milhões de hectares. Na Figura 2.4, apresenta-se a distribuição dos solos em Portugal continental, juntamente com a ocupação percentual das diferentes espécies na superfície florestal do mesmo.

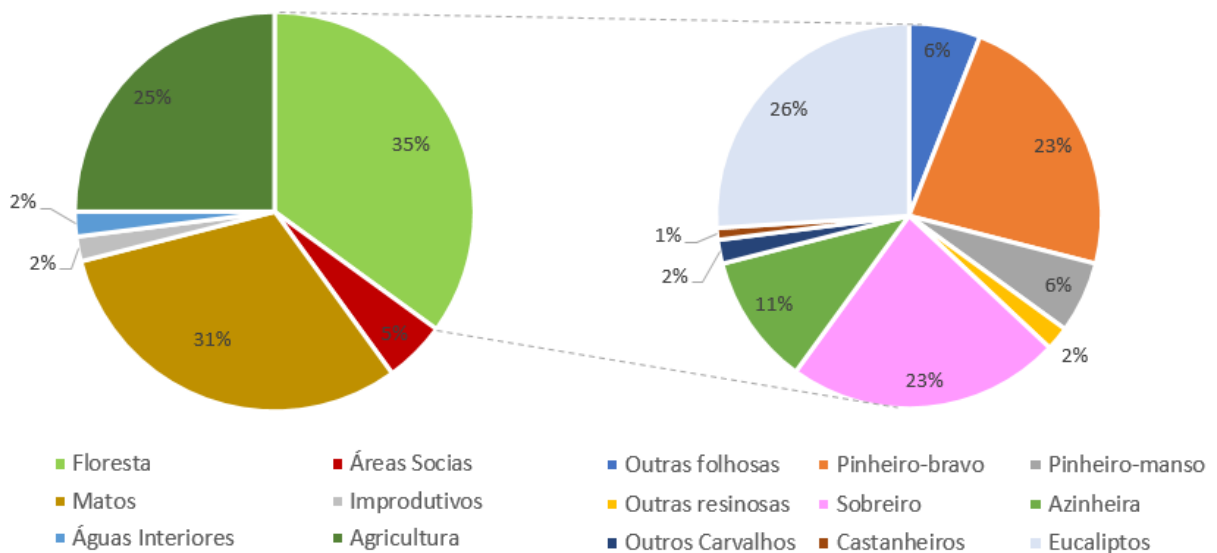


Figura 2.4 - Ocupação das áreas do território português por uso (à esquerda) e das áreas florestais por espécie (à direita) atualmente. (ICNF 2018).

Analisando a figura anterior, é possível observar que, em Portugal, a espécie dominante é o eucalipto (*Eucalyptus globulus*), ocupando cerca de 26% de área florestal, seguindo-se o sobreiro (*Quercus suber*) e o pinheiro-bravo (*Pinus pinaster*), ambos com 23%. Por oposição, o castanheiro (*Castanea sativa*) apenas ocupa 1%, sendo a espécie com menor expressão na

área florestal continental. Contudo há que ter certos cuidados com as espécies de maior percentagem. Os incêndios florestais e as pragas têm como principais alvos os pinhais, os eucaliptos e *quercíneas* (árvores como carvalhos, azinheiras, sobreiros), pelo que é necessário adoptar atitudes de gestão florestal que previnam os incêndios tão relacionados com estas espécies (Florestar, 2007; Naturelink, 2009).

Na Tabela 2.1, apresenta-se então um quadro-resumo de vantagens e desvantagens do uso da biomassa como fonte de energia renovável (Silva, 2018).

Tabela 2.1 – Vantagens e Desvantagens do uso de biomassa como fonte de energia renovável (Silva, 2018)

Vantagens	Desvantagens
Diminuição da dependência dos combustíveis fósseis	Poder calorífico inferior ao dos combustíveis fósseis e mais variável
Promoção do desenvolvimento económico	Custos de investimento elevados, assim como de recolha do material, transporte e distribuição do mesmo
Promoção do desenvolvimento social com a promoção de empregos	Necessidade de elevados volumes de armazenamento
Redução dos resíduos e desperdícios da biomassa	Dificuldade no controlo dos processos de conversão energética
Redução das emissões dos gases de efeito de estufa	Maior probabilidade de emissão de partículas para o ecossistema
Gestão mais integral dos espaços florestais, assim como a promoção de sustentabilidade dos mesmos	A longo prazo poderá colocar em risco a sustentabilidade do recurso bem como efeitos indesejados (como a desflorestação no ecossistema)
Independência da intermitência da luz solar, já que a fonte biológica armazena a energia proveniente do Sol	Carácter sazonal e regional da biomassa
Flexibilidade no tipo de combustível e energia transformada	Redução da disponibilidade graças à variabilidade nas diferentes aplicações

2.4 Características da biomassa

A biomassa consiste numa mistura complexa de diferentes componentes tais como celulose, hemicelulose, lenhina, lípidos, proteínas, açúcares, amidos, água, hidrocarbonetos e outros compostos. A concentração de cada um destes componentes varia consoante a origem do material orgânico, condições de crescimento e ambientais entre outros. Contudo, verifica-se que os principais constituintes comuns em todo o tipo de biomassa são a celulose, a hemicelulose e a lenhina, oriundos das reações fotossintéticas da planta, seja qual for a origem da mesma. Devido a estes polissacarídeos e à estrutura dos carboidratos, a biomassa é um combustível altamente oxigenado quando comparada aos combustíveis fósseis como carvões que também têm origem vegetal (Khan *et al.* 2009). Relativamente à composição química, as

quantidades de hidrogénio, oxigénio e carbono são relativamente parecidas entre os vários tipos de biomassa, encontrando-se entre 5 a 6%, 30 a 45% e 30 a 60% respetivamente.

As principais propriedades da biomassa a serem consideradas e analisadas na sua conversão como fonte energética são: o poder calorífico, o teor de humidade, a massa volúmica, a quantidade de matérias voláteis e carbono fixo, o teor de cinzas assim como o teor de metais alcalinos e a razão de celulose/lenhina (McKendry, 2002a).

Poder calorífico

O poder calorífico de um combustível quantifica a energia libertada, por unidade de massa, durante a combustão. Designa-se por poder calorífico superior (PCS) o valor máximo de energia extraído da combustão, estando a água (produto resultante da combustão) no estado líquido obrigatoriamente. O poder calorífico inferior (PCI) corresponde, por sua vez, ao valor de energia caso tenha ocorrido evaporação da água (não sendo esta energia recuperada). A diferença entre o poder calorífico superior e o calor latente de vaporização da água resulta então no poder calorífico inferior. Para combustíveis sólidos e líquidos apresenta-se usualmente o poder calorífico inferior a volume contante, enquanto que para os combustíveis gasosos apresenta-se esta propriedade a pressão constante (McKendry, 2002a; Pinho, 2011).

É relevante referir que uma das desvantagens da biomassa assenta no poder calorífico. Sendo uma característica comum a todos os combustíveis, o valor desta propriedade da biomassa é sempre significativamente inferior quando comparado com um valor de poder calorífico de um combustível fóssil como o carvão, por exemplo. Normalmente, este apresenta um PCI entre 25 a 30 MJ/kg enquanto que a maioria da biomassa apresenta um PCI entre 14 e 19 MJ/kg (EUBIA, 2019). Contudo, essa desvantagem é porém mais aparente do que real. Como a razão estequiométrica, em massa, entre o ar e o combustível para a biomassa é da ordem de 7 (enquanto no caso de um hidrocarboneto é na ordem de 15 a 16), isto significa que, para se queimar uma unidade de massa de combustível, usa-se metade do ar que se usa para um hidrocarboneto. Logo, há menos dióxido de azoto para aquecer e consegue-se assim obter temperaturas adiabáticas de chama da ordem dos 2000 °C, apesar do PCI da madeira ser menor (Pinho, 2019).

Teor de humidade

O teor de humidade corresponde ao quociente entre a massa de água presente na biomassa e a quantidade de massa total. Contudo, o teor de humidade está dependente da base em que é expresso, podendo esta ser em base húmida, base seca ou base seca livre de cinzas. Se o teor de humidade for determinado em base húmida, o peso da água é expresso como a

percentagem do conjunto peso da água, cinzas e matéria seca isenta de cinzas. Do mesmo modo, ao calcular o teor de humidade em base seca, tem-se em conta o peso das cinzas e da matéria seca isenta de cinzas apenas. Por último, o teor de humidade pode ser expresso em percentagem do teor de matéria seca livre de cinzas. Deste modo, é sempre necessário mencionar a base utilizada na medição desta propriedade (Quaak et al., 1999).

O teor da humidade da biomassa varia numa ampla gama de valores, na base húmida, que vão desde os 10 (para cereais) até 50 a 70% (no caso de resíduos florestais e matéria adquirida da poda de culturas agrícolas). Na prática, o valor limite estará entre 55 e 60% de humidade, na base húmida. Este teor tem grande influência no processo de combustão. Quanto mais elevado for o teor de humidade, maior é a quantidade de água existente na biomassa, logo mais energia será utilizada na sua evaporação levando a uma diminuição da temperatura máxima possível de se obter na queima da biomassa. Com elevado teor de humidade, é despendido um maior tempo de secagem, sendo necessária uma maior quantidade de energia para este processo quanto maior for o teor de humidade (Quaak et al., 1999).

Massa volúmica

A massa volúmica é a propriedade física que relaciona a massa com o volume do objecto. À semelhança do teor de humidade, a massa volúmica da biomassa é expressa numa ampla gama valores, desde 150 até 200 kg/m³ para cereais ou 600 a 900 kg/m³ para troços de madeira feitos com resíduos vegetais.

Uma das desvantagens da menor massa volúmica da biomassa quando comparada com a do carvão betuminoso é o maior volume que ocupa, levando a um aumento do espaço necessário para armazenar e transportar uma dada quantidade de biomassa, levando a um aumento dos custos destas atividades. Além do mais, uma baixa densidade conduz a um poder calorífico, por unidade de volume, menor, influenciando assim o processo de conversão energética. É assim aconselhável a proceder-se à densificação do material sempre que este apresentar baixos valores de massa volúmica, já que ajuda a superar estas desvantagens, removendo os espaços vazios inter e intra-partículas, mesmo que influencie o custo final do combustível. A peletização e a briquetagem são exemplos de processos de densificação usualmente utilizados (Khan et al., 2009).

Quantidade de matérias voláteis e carbono fixo

A matéria volátil refere-se à parte orgânica da biomassa que é libertada na forma gasosa durante o aquecimento da mesma a uma temperatura de 950 °C durante 7 minutos. A biomassa possui, geralmente, um conteúdo muito volátil (valores até 80%) composto por hidrocarbonetos

leves, óxidos de carbono, hidrogénio entre outros. O teor de carbono fixo traduz-se na massa sobrança após a libertação dos voláteis, excluindo os teores de cinza e humidade (Quaak, 1999; McKendry, 2002a).

Teor de cinzas

A cinza caracteriza-se como a parte inorgânica do combustível. Apresenta-se como um resíduo sólido resultante da combustão, conteúdo maioritariamente matéria mineral. O teor de cinzas varia consoante o tipo de biomassa, podendo ser menor que 1% para compostos de madeira como encontrar-se entre os 30 e 40% no caso de resíduos de estufa.

Com um elevado teor de cinzas, é aconselhável a aquisição de um sistema eficiente de remoção de poeira de maneira a evitar a inalação de partículas pejorativas à saúde humana. Além do mais, altos teores de cinzas podem interferir no bom funcionamento do processamento da biomassa, mais propriamente durante a combustão e a gasificação (Quaak, 1999; McKendry, 2002a; Silva, 2018).

Teor de componentes menores presentes nas cinzas

O teor de componentes menores (tais como Na, K, Mg, P e Ca) presente na biomassa é um importante fator nos processos termoquímicos, uma vez que estes elementos têm uma grande afinidade de reação com a sílica presente na cinza, originando camadas de escória que causam frequentemente problemas operacionais durante a combustão, já que pode obstruir as superfícies de transferência de calor e/ou entradas de ar na caldeira (McKendry, 2002a). Também afetam as características cinéticas da biomassa acelerando frequentemente as reações em fase heterogénea (Pereira, 2015; Marques et al., 2019).

Razão celulose/lenhina

A relação entre celulose e a lenhina é apenas importante nos processos de conversão bioquímicos. A biodegradabilidade da celulose é superior à da lenhina, logo apresenta uma maior conversão de carbono. Por esta razão, é necessário conhecer a esta propriedade já que é determinante na escolha do tipo de biomassa (McKendry, 2002a).

3. Tecnologias

A bioenergia é um componente crucial para a evolução das energias renováveis. Como já foi referido, a biomassa pode ser convertida diretamente em energia comercializável sob a forma de calor ou eletricidade ou em biocombustíveis sólidos, líquidos ou gasosos. Os processos de conversão da biomassa podem ser classificados como termoquímicos ou bioquímicos e são escolhidos tendo em conta o tipo e quantidade de biomassa bem como a aplicação pretendida (Ferreira et al., 2009; Fioresa et al., 2014). Após breve referência sobre o processo de densificação, os processos de conversão de biomassa serão descritos pormenorizadamente adiante.

Apesar de não se tratar de um processo de conversão propriamente dito, o processo físico de densificação a que a biomassa está sujeita é de importância relevante. A densificação é um processo de compactação da matéria-prima que consiste na aplicação de pressão a uma massa de partículas com ou sem adição de ligantes ou tratamento térmico. Esta matéria-prima pode ser serradura, resíduos florestais ou partículas de carvão vegetal. A densificação da biomassa é determinante na obtenção de um material adequado para se obter o melhor resultado possível na queima do mesmo, sob forma de péletes ou briquetes. Além disso, a densificação colmata problemas de armazenamento, transporte e dificuldade de manuseamento (PER, 2018; Silva, 2018).

Dois dos processos mais usuais da densificação são a peletização e a briquetagem. Este último será abordado detalhadamente numa secção específica já que os briquetes utilizados nos ensaios foram, na sua maioria, produzidos na briquetadora no laboratório de combustão do INEGI.

Os briquetes e os péletes são biocombustíveis sólidos homogeneizados. Até se obter uniformidade, a biomassa sofre várias transformações a nível de pressão e temperatura que modificam o esqueleto molecular da mesma, levando a complexas interações entre as partículas, transformando-a num material sólido e denso, com uma geometria regular. Esta geometria normalmente cilíndrica reduz os custos de transporte e armazenamento da biomassa assim como

facilita o manuseamento da mesma (Ferreira, 2013b). Apesar de ambos apresentarem uma forma cilíndrica, os briquetes apresentam dimensões bastante superiores aos péletes, assim como uma gama de comprimento e diâmetro mais alargada.



Figura 3.1 - Comparação das dimensões dos briquetes com as dos péletes. Combustíveis utilizadas em ensaios de combustão do INEGI.

A peletização é um processo de extrusão mais rigoroso que a briquetagem, já que as prensas utilizadas são mais exigentes assim como o tratamento da biomassa terá de ser mais cuidado a nível do corte, moagem e prensagem da matéria-prima. O processo de briquetagem apresenta uma maior facilidade a esse nível, sendo a conceção da briquetadora mais simples assim como um custo de operação e manuseamento menor. A matéria-prima utilizada neste último processo também não necessita de um processamento tão intenso face ao da peletização, já que se pode trabalhar com biomassa em corte fino (Khan, 2009; APREN; 2018).

3.1 Processos termoquímicos

No processamento termoquímico, a biomassa é convertida em energia comercializável sob a forma de calor ou de combustíveis, através de deterioração térmica e reformulação química, na presença de diferentes concentrações de oxigénio. É possível subdividir os processos termoquímicos em quatro tecnologias, sendo elas a liquefação, a pirólise, a gasificação e a combustão (Abbassi e Abbassi, 2010). A combustão, assim como o processo de briquetagem, serão analisados com maior pormenor na Secção 3.4 devido à sua importância em específico para o desenvolvimento da presente dissertação. As restantes três tecnologias serão analisadas, seguidamente, de uma forma mais sucinta:

Liquefação

O processo de liquefação assenta na conversão da biomassa sólida em hidrocarbonetos líquidos utilizando baixas temperaturas, e elevadas pressões de hidrogénio (McKendry, 2002b).

A biomassa é convertida em produtos liquefeitos através de uma complexa mudança química, resultando em moléculas mais pequenas, instáveis e reativas, podendo repolimerar em compostos oleosos com uma vasta gama de distribuição molecular. Um dos produtos deste processo é o bio-óleo, um combustível líquido que pode ser utilizado nos motores de combustão ou usado diretamente na produção de eletricidade ou calor (Demirbas, 2009; Oliveira, 2016; Silva, 2018).

Pirólise

A pirólise é um processo termoquímico que envolve a decomposição térmica da biomassa na ausência de oxigénio, transformando-a em produtos líquidos, sólidos ou gasosos. O gás resultante, podendo ser denominado por gás de síntese, é constituído por óxidos de carbono e hidrocarbonetos leves. O componente líquido de cor normalmente escura é denominado de bio-óleo e o componente sólido consiste num carvão vegetal carbonizado, composto maioritariamente por lenhina o qual tem uma densidade energética superior à biomassa original (McKendry, 2002b; Abbasi; 2010; Oliveira, 2016; PER, 2018).

A variabilidade dos produtos finais é função da temperatura de operação, do tempo de permanência, da taxa de aquecimento e, em menor escala, da pressão de operação. Consoante estes fatores, a pirólise pode ser classificada como pirólise lenta, intermédia ou rápida. Na pirólise rápida, o processo ocorre a uma temperatura na ordem dos 500 °C, durante um curto intervalo de tempo (aproximadamente 1 segundo), sendo imediatamente submetida a um arrefecimento rápido posteriormente. O bio-óleo é o principal produto final desta transformação da biomassa. Na pirólise lenta, ou carbonização, a biomassa é aquecida a temperaturas na ordem dos 350 °C com um tempo de operação relativamente mais longo, tendo como principal objetivo a produção de carvão vegetal (Zhang, 2010; Silva, 2018).

Gasificação

A gasificação da biomassa é a conversão do material sólido numa mistura combustível sob forma gasosa (constituída por hidrogénio, óxidos de carbono e hidrocarbonetos nas mais variadas proporções), através da oxidação parcial a temperaturas na ordem dos 800 a 900 °C. Este processo ocorre a uma específica concentração de oxigénio (normalmente 35 % da quantidade de oxigénio necessária para a combustão na sua totalidade) ou oxidantes adequados como o vapor de água ou dióxido de carbono.

A gasificação pode ser considerada como um processo de combustão parcial. Contudo, este processo não se centra na geração de calor como a combustão, mas sim na produção de compostos gasosos capazes de ser utilizados como combustíveis para motores e turbinas a gás

assim como na produção de agentes químicos como o metanol. Além do mais, a gasificação é considerada mais ecológica devido à baixa emissão de gases tóxicos para a atmosfera, já que utilizando este processo obtém-se uma combustão mais completa (McKendry, 2002b; Zhang, 2010).

3.2 Processos bioquímicos

Os processos bioquímicos apenas incidem nos compostos polissacarídeos, ao contrário dos processos termoquímicos que possibilitam a conversão dos vários componentes orgânicos da biomassa. A transformação energética é obtida via atuação de agentes biológicos como enzimas, bactérias e outros microrganismos para decompor a biomassa em açúcares e posteriormente, em biocombustíveis líquidos ou gasosos através de processos como a hidrólise, a fermentação e a digestão anaeróbia. Uma das desvantagens face aos processos termoquímicos assenta na menor quantidade de componentes convertidos em energia (Abbasi e Abbasi, 2010; Silva, 2018).

Hidrólise

O processo de hidrólise assenta na decomposição dos elementos como a celulose, a hemicelulose e lenhina (ou lignina) presentes na biomassa e transformação dos mesmos em açúcares simples e solúveis, por intermédio de enzimas (Cassol, 2017).

Fermentação

A fermentação é um processo biológico aplicado após a hidrólise. Os açúcares provenientes da mesma são então convertidos em etanol, com libertação de dióxido de carbono através da atuação de microrganismos, sendo esta tecnologia a mais usual para a produção de etanol a nível mundial (McKendry, 2002b; Silva, 2018).

Digestão anaeróbica

O processo de digestão anaeróbia consiste na transformação de biomassa em biogás (constituído principalmente por metano e dióxido de carbono) por intermédio de bactérias num ambiente pobre em oxigénio (McKendry, 2002b; Silva, 2018).

3.3 Processo de briquetagem

A biomassa utilizada na presente dissertação foi estudada e analisada sob a forma de briquetes e a queima dos mesmos. Na sua maioria, os briquetes utilizados foram produzidos no

laboratório de combustão através de uma briquetadora de modelo 70N da *Comafer*, pelo que são assegurados o controlo e a uniformidade dimensional dos biocombustíveis assim como a brevidade de fabrico aquando falta de matéria prima. O processo de produção de briquetes é dividido em três estágios: o pré-tratamento, a briquetagem e o pós-tratamento, sendo caracterizados seguidamente (Silva, 2018).

Pré-tratamento

O pré-tratamento da biomassa depende das condições em que esta se encontra inicialmente bem como as condições a que é exposta durante o transporte e armazenamento. O pré-tratamento envolve todas as etapas desde a recolha da matéria-prima até à densificação. Após a seleção e recolha da matéria, é necessária uma observação cuidadosa da mesma com vista a detetar e remover impurezas no material, como pedaços mais notórios de madeira, ossos, vidros, metais e quaisquer outros materiais indesejados, garantindo-se assim a melhor qualidade possível e comportamento dos briquetes durante a combustão (Onukak et. al., 2017).

Alguns destes resíduos de biomassa podem ser recolhidos com uma faixa de humidade adequada para densificação, como resultado da secagem ao ar ou exposição dos mesmos ao Sol durante um certo período de tempo. Contudo, não é um acontecimento muito frequente. Como já foi referido, a biomassa no seu estado natural apresenta um teor de humidade bastante variável, podendo chegar a um teor de 70 % em base húmida (Muazu, 2017). A secagem é um processo necessário para diminuir o valor de humidade já que elevados teores de humidade estão relacionados com baixa eficiência energética (Brand e Giesel, 2017). Contudo, este processo não deverá ser excessivo já que é sempre necessário um certo teor de humidade no material, não devendo a matéria-prima ser demasiado seca, uma vez que a superfície das partículas poderá carbonizar, acabando os ligantes por se queimar antes do processo de densificação estar finalizado (Silva, 2018). Já vários tipos de secadores estão disponíveis na indústria, utilizando técnicas de secagem direta ou indireta e fluxo de gases, ar ou vapor como agentes de secagem (Brand e Giesel, 2017). O tipo de secador, capacidade energética, temperatura e tempo de permanência da biomassa terão diferentes consequências na secagem do material. Por exemplo, um aumento rápido da temperatura pode resultar num aumento de emissões de carbono volátil durante o processo. Como desvantagens, a secagem consome bastante energia e pode contribuir para o aumento de gases de efeito de estufa, consoante o teor de humidade a ser atingido (Muazu, 2017).

Segue-se uma etapa de destroçamento, onde as partículas da biomassa sofrem uma redução de tamanho e consequente homogeneização. Neste processo, a biomassa é picada, triturada, esmagada e moída utilizando triturados ou moinhos de martelo. A redução de tamanho

permite uma secagem mais rápida e uma melhor compactação posteriormente na densificação. A energia requerida para este processo e as emissões associadas dependem da redução de tamanho pretendida e da morfologia da biomassa utilizada (Muazu, 2017).

A etapa do acondicionamento consiste na adição de vapor de água ou outros aditivos à matéria prima, tendo como objetivo a formação de um filme de água, melhorando os mecanismos de adesão e ligação das partículas durante o processo. Por norma, não é necessária a adição de ligantes. A alta temperatura atingida durante o processo de briquetagem obriga a lenhina a sofrer uma transição vítrea, transformando-se assim num agente de ligação natural entre as partículas (Silva, 2018).

Briquetagem

A briquetagem da biomassa, como já foi referido, <. O valor de pressão aplicada e a temperatura de trabalho dependem do tipo e morfologia da biomassa a utilizar (Granada, 2002; Muazu, 2017).

O processo de briquetagem por compactação direta pode ser alcançado através de prensas de pistão (hidráulicas ou mecânicas) ou prensas de parafuso, representadas na Figura 3.2. Nas tecnologias de parafuso, a biomassa é extrudida continuamente por um parafuso, através de uma matriz cônica. O parafuso é normalmente pré-aquecido de maneira a diminuir o atrito durante o movimento rotativo. Já nas prensas de pistão, como a que é utilizada na presente dissertação, a biomassa é pressionada para o interior de um molde, através de um pistão a alta pressão, num movimento descontínuo e periódico. Em ambas as tecnologias, a elevada pressão aplicada sobre a biomassa provoca um aumento da temperatura da mesma. A lenhina, com este aumento da temperatura, liquidifica, transformando-se num agente ligante natural (Grover e Mishra, 1996; Granada, 2002).

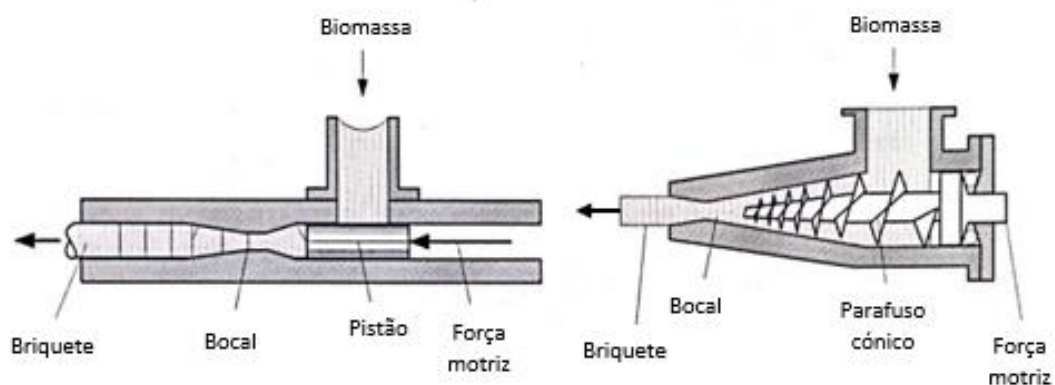


Figura 3.2 - Tecnologias de briquetagem: prensa de pistão (à esquerda) e prensa de parafuso (à direita) (Van Loo e Koppejan, 2008).

O consumo de energia nas tecnologias de parafuso é superior ao consumo nas prensas de pistão, o que pode ser atribuído à energia necessária para extrusão quando comparada com o processo de compactação nas prensas de pistão (Muazu, 2017). Contudo, em termos de qualidade de material, o processo de produção de parafuso é superior à tecnologia da prensa de pistão, já que os briquetes produzidos apresentam-se mais homogêneos e densos quando comparados aos produzidos nas prensas de pistão, para além de exigirem manutenção menos frequente (Grover e Mishra, 1996).

Briquetedora 70N

As prensas de pistão hidráulicas, como a utilizada na presente dissertação são as mais utilizadas como máquinas de briquetagem. A força motriz do pistão é transmitida de um motor elétrico através de um sistema hidráulico de alta pressão (Tumuluru, 2010). As características técnicas da briquetedora utilizada estão descritas na Tabela 3.1 (Comafer, s/d) .

Tabela 3.1- Características técnicas da briquetedora 70N (Comafer, s/d)

Característica	Valor
Produção indicativa	30 a 60 kg/h
Diâmetro dos briquetes produzidos	55 mm
Comprimento dos briquetes a cada compactação	40 mm
Potência do motor	5 kW
Voltagem	400 V
Frequência	50 Hz
Diâmetro do cilindro	120 mm
Número de cilindros	3
Valor máximo da pressão no sistema hidráulico	200 bar
Valor máximo da pressão no cilindro de compactação	120 bar
Valor máximo da pressão de compactação	570 bar
Valor máximo da força de compactação	13.5 t
Diâmetro da câmara de admissão	1000 mm
Altura da câmara de admissão	930 mm
Volume da câmara de admissão	0,7 m ³
Volume de matéria admissível na câmara de admissão	100 Kg

A briquetedora 70N da Comafer está representada na Figura 3.3. A numeração representa os diferentes componentes. Seguidamente será feita uma pequena descrição de cada componente. O conjunto de gaveta, que antecede o cilindro hidráulico azul observável na Figura

3.3 não é visível a olho nu e não se achou por bem desmantelar a máquina, pelo que não haverá componente a ser identificado pelo número 3. Os componentes hidráulicos estão dispersos no sistema pelo que não seria correto atribuir o número 6 a só um elemento.



Figura 3.3 – Vistas da máquina briquetadora 70N presente no laboratório de combustão.

- 1. Base/Tanque de óleo:** consiste numa secção tubular quadrada, fechada envolvida em chapa. Além da função de suporte da máquina, armazena também o óleo a ser utilizado nos componentes hidráulicos. A bomba hidráulica, a partir do acionamento de um motor hidráulico, inicia a sucção do óleo diretamente do tanque, passando este por um filtro antes de ser utilizado. A base possui também um termostato e um sensor elétrico. Estes são responsáveis por medir a temperatura e o nível do óleo respetivamente.
- 2. Conjunto de alimentação:** constituído pela câmara de alimentação, um dispositivo de movimento radial, uma câmara e um sensor de nivelamento, este conjunto tem como função a admissão de o material a densificar. O dispositivo radial permite a constante circulação e alimentação da câmara com a biomassa a ser pressurizada.

3. **Conjunto de gaveta:** responsável pela distribuição da quantidade de material e restringimento da mesma, através da transferência da biomassa até à câmara de compressão, contribuindo para a pré-compressão da mesma. A gaveta admite a quantidade de biomassa a ser comprimida e transporta-a. Este conjunto é também dotado de um botão que varia o volume admitido. Aumentando a abertura da gaveta, o material admitido aumenta e consequentemente o tamanho dos briquetes.
4. **Unidade de compressão:** tem como função a compressão da biomassa, transformando-a num briquete sólido. É composto por um cilindro hidráulico de compactação, um pistão e câmaras de compressão e compactação. O pistão move o material pré-compactado até à câmara de compactação.
5. **Unidade de prensagem:** conjunto de continuidade da compressão do material. Tem a função de reter o briquete, impedindo o seu movimento progressivo, permitindo uma compressão extra pelo tubo de extrusão. É possível variar a secção do tubo de extrusão a partir de um cilindro hidráulico acoplado.
6. **Componentes hidráulicos:** sendo uma máquina hidráulica, esta prensa de pistão está dotada de inúmeros componentes que possibilitam o seu bom funcionamento como válvulas de sequência, válvulas de inversão, bombas e cilindros hidráulicos. Não serão componentes extensamente abordados.
7. **Painel de controlo elétrico:** tem como função alimentar os componentes elétricos assim como permitir o comando da máquina a partir de um operador.

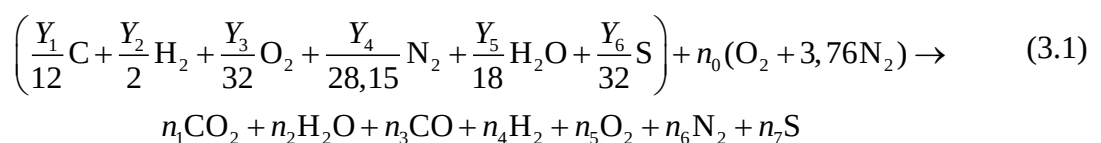
Pós-tratamento

Como já foi referido, durante o processo de densificação, a temperatura da biomassa aumenta, sendo necessário um período de tempo para arrefecimento cuidadoso dos briquetes antes do seu empacotamento e armazenamento. Este arrefecimento pode-se dar à temperatura ambiente ou usando equipamentos como um resfriador que sopra ar fresco sobre os briquetes. A biomassa densificada é normalmente embalada no final do processo para facilitar o carregamento, transporte e distribuição da mesma. O embalamento contribui também como proteção relativamente às condições atmosféricas (Muazu, 2017).

3.4 Combustão

O termo combustão designa uma combinação química rápida do oxigénio com um combustível (Pinho, 2011). É o processo de conversão energética mais utilizado e mais direto, sendo, na sua essência, uma reação de oxidação exotérmica de um combustível. É, também, um processo bastante complexo abrangendo três ramos da ciência: a Química, a Termodinâmica e a Aerodinâmica. Portanto, é de extrema importância possuir bases e conhecimentos sólidos das propriedades dos vários combustíveis, dos produtos resultantes da sua queima, a temperatura na câmara de combustão e o máximo de energia útil que se pode obter de uma dada quantidade de combustível já que o processo de combustão depende de todos estes pontos (Quaak, 1999; Pinho, 2011).

O estudo do processo de combustão levou à representação do mesmo através de uma equação química, podendo a combustão ser completa ou incompleta. No caso da presente dissertação, os combustíveis são sólidos e, sendo assim, a complexa combinação química que representa este reagente será dada pela composição mássica dos vários elementos presentes como se poderá observar na equação 3.1. Por outro lado, considerando uma simplificação dos componentes do ar atmosférico em unicamente 21% de oxigénio e 79% de azoto, em volume, o segundo reagente será explícito por uma simples combinação de O_2 com N_2 . O ar atmosférico denomina-se por comburente já que é o componente da reação que fornece o oxigénio. Relativamente aos produtos, se, no lado direito da equação, aparecerem moléculas de elementos combustíveis, como por exemplo, monóxido de carbono, hidrogénio e hidrocarbonetos, a combustão diz-se incompleta. Em contrapartida, se todos os elementos presentes no combustível reagirem com o oxigénio do ar, dando origem a produtos estáveis, a reação caracteriza-se como completa. É também relevante conhecer a quantidade mínima de ar que contempla o oxigénio necessário para a combustão completa. Esta porção denomina-se ar teórico, sendo a mistura ar/combustível (ou mais usualmente combustível/comburente) uma mistura estequiométrica. Assim sendo, a equação estequiométrica da reação de combustão seguida para o presente estudo é dada pela equação 3.1. Na combustão, verifica-se o princípio de conservação de massa, pelo que o número de átomos dos elementos nos reagentes é igual à sua quantidade nos produtos (Nogueira et al., 2005; Pinho 2011).



Contudo, a combustão completa como foi descrita é irreal, sendo apenas conseguida quando a quantidade de ar é superior à quantidade teoricamente necessária, uma vez que a

mistura ar/combustível não é completamente homogênea devido às características do equipamento onde ocorre a combustão (Pinho, 2011).

A quantidade de ar efetivamente fornecida ao processo da queima é expressa em termos de percentagem de ar teórico, existindo três parâmetros para uma caracterização e análise da combustão: a razão AC , sendo o quociente entre as massas de ar e do combustível; a razão CA , o quociente entre as massas de combustível e do ar, sendo portanto o inverso do parâmetro anterior; e a riqueza da mistura, r , definida pela razão entre AC estequiométrica e AC real, podendo ser descrita em base mássica ou em base molar. A relação ar/combustível estequiométrica é uma propriedade característica de cada combustível. A maioria dos derivados de petróleo, por exemplo, necessita de cerca de 15 a 16 kg de ar por kg de combustível. Em contrapartida, materiais lenhosos secos requerem apenas cerca de 6 kg de ar por kg de combustível. Dependendo da pressão e temperatura, esta quantidade de ar corresponderá a um determinado volume (Nogueira et al., 2005; Pinho, 2011).

Outro conceito a ter em conta, adquirido a partir da riqueza da mistura, é o excesso de ar presente na reação, dado pela equação 3.2.

$$e = (1 - r) / r \quad (3.2)$$

Se a $r = 1$, a combustão é neutra, sendo a mistura estequiométrica. Se $r < 1$, a combustão é oxidante, tratando-se de uma mistura ar/combustível pobre, existindo excesso de ar. Por outro lado, se $r > 1$, trata-se de uma combustão redutora, existindo uma escassez de ar e, portanto, uma mistura rica. A combustão em turbinas a gás, fornos industriais ou fornalhas, as misturas são predominantemente pobres, verificando-se o excesso de ar nas mesmas (Pinho, 2011).

O excesso de ar condiciona a temperatura da corrente de gases de combustão, pelo que é um fator importante a ter em conta. Quanto maior o valor de excesso de ar, menor o comprimento de chama e menor as temperaturas atingidas pelos gases de combustão, diminuindo a energia térmica disponível. Há, portanto, uma gama de valores de excesso de ar ideais para o processo de combustão (Quaak et al., 1999). Na Figura 3.4, apresenta-se a temperatura da câmara de combustão em função da percentagem do ar presente na combustão e é possível identificar a zona ótima em questão assim como as zonas referentes à combustão incompleta. Existe também um percentil de excesso de ar para o qual a temperatura dos gases é muito reduzida, denominando-se zona de combustão a baixa temperatura.

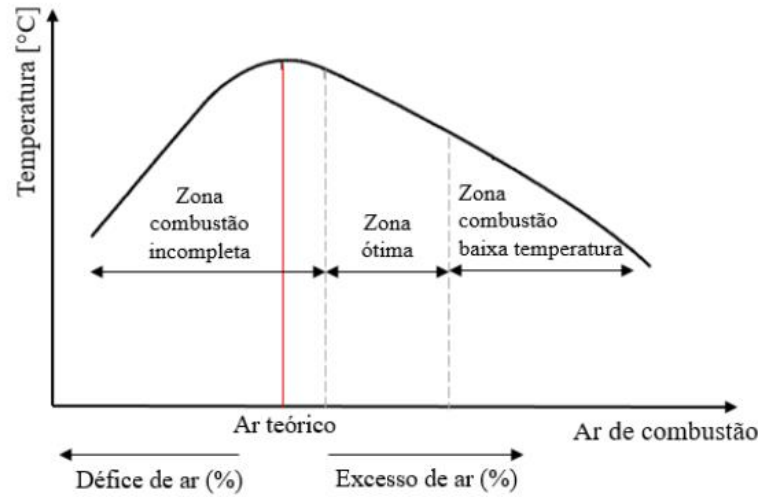
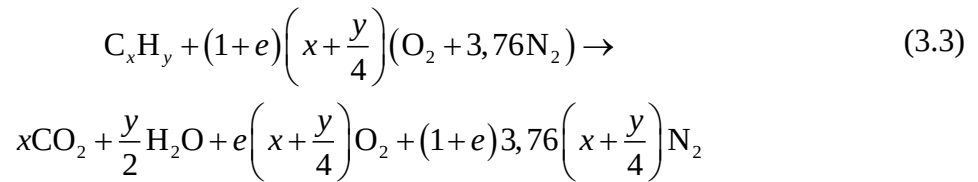


Figura 3.4 - Variação da temperatura da câmara de combustão em função da quantidade de ar (McGowan et al., 2010).

Assim sendo, a equação da reação de combustão oxidante completa de um hidrocarboneto simples assume uma nova forma graças à introdução do conceito do excesso de ar dada pela equação 3.3.



3.5 Estágios da combustão

A combustão da biomassa advém de uma sequência de fases distintas sendo elas a ignição, a secagem, a pirólise e a combustão dos resíduos sólidos. O peso de cada uma destas fases é dependente do tipo de combustível e respetivas propriedades (Khan et al., 2009). A Figura 3.5 ilustra a variação da massa de uma partícula de biomassa ao longo do seu processo de combustão.

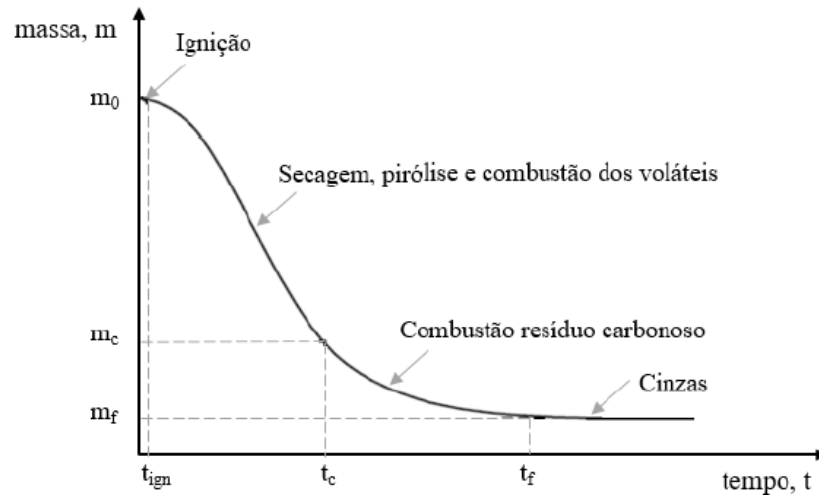


Figura 3.5 - Evolução da massa de uma partícula de biomassa ao longo da combustão (Silva, 2018).

Como já foi referido anteriormente, a combustão é dividida em estágios, tendo como etapa preliminar a ignição. De seguida, serão caracterizados os vários estágios do processo de combustão.

Ignição

A ignição de uma mistura combustível/comburente pode ocorrer de duas maneiras distintas: espontânea ou forçada. A ignição espontânea é um processo muito pouco habitual, ocorrendo apenas quando se observam determinadas condições de pressão, temperatura e composição do material. Estes parâmetros proporcionam o embalo da velocidade de reação de oxidação, iniciando-se a combustão viva. Este é um processo raro já que características tão específicas são difíceis de se proporcionar, sendo, portanto, a ignição auxiliada por aplicação de uma fonte calorífica externa, dando origem à ignição forçada. Neste caso, ocorre a auto-inflamação localizada numa pequena fração da mistura, propagando-se para todo o volume da mesma, sob certas condições, dando origem ao início do processo de combustão do material. Para ser possível a ignição de uma mistura, é necessária uma quantidade mínima de energia designada por energia mínima de ignição, a qual depende da natureza da mistura combustível/comburente. Além do mais, para que haja propagação da chama, a mistura terá de estar compreendida entre duas composições limite, o limite superior e inferior de inflamabilidade (Pinho, 2011).

Secagem

Após ignição da mistura combustível/comburente, segue-se a fase de aquecimento da biomassa. O aumento de temperatura da mesma origina a evaporação da humidade contida no material. A secagem e o aquecimento da biomassa são processos endotérmicos, pelo que

utilizam a energia proveniente da combustão, tendo como consequência a redução da temperatura da câmara de combustão, atrasando naturalmente o processo (Quaak, et al., 1999; Pinho, 2011).

Pirólise

A pirólise ou volatilização refere-se à libertação da matéria volátil presente na biomassa através do aquecimento da mesma. A libertação de voláteis impede que o oxigénio externo penetre no interior das partículas pelo que a pirólise é caracterizada pelo estágio na ausência de oxidante. Este processo tem grande influência na combustão, uma vez que a biomassa possui um elevado teor de voláteis, podendo variar entre 80 e 85% (Quaak et al, 1999; Nussbaumer, 2003).

Os produtos consequentes deste processo são gases e carvão vegetal carbonizado, sendo que a quantidade e o tipo de produtos libertados dependem tanto da composição do combustível como das condições de temperatura, taxa de aquecimento e tempo de reação. Relativamente aos gases resultantes desta fase, verifica-se a formação de vapor de água, óxidos de carbono (CO , CO_2) e hidrocarbonetos leves (CH_4 , C_2H_2). Após a pirólise, ocorre a combustão dos gases mencionados, caracterizada pelas chamas maioritariamente amarelas. No processo de combustão, os gases voláteis libertados podem corresponder a cerca de 70% do poder calorífico associado à biomassa (Quaak et al., 1999; Werther et al, 2000; Van Loo e Koppejan, 2008).

Combustão dos resíduos sólidos

O resíduo sólido carbonoso, produto final após libertação do conteúdo volátil da biomassa, é constituído, na sua essência, por carbono e cinzas, com pequenas quantidades de hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre. A combustão deste resíduo carbonoso é caracterizada pelas chamas azuis, durante a sua queima. O processo de combustão fica finalizado com a oxidação do resíduo carbonoso e retenção do último produto, as cinzas (Quaak et al., 1999; Morgado, 2019).

3.6 Poluentes resultantes da combustão

Apesar de ser considerada uma fonte de energia renovável, a biomassa não é uma energia limpa ou que não envolva poluentes aquando o seu aproveitamento energético. Aliás, alguns autores afirmam que não é totalmente correto considerar a biomassa como um combustível neutro em emissões de CO_2 , após uma análise do ciclo de vida do material completa e detalhada. Contudo, a diferença entre o impacto ambiental provocado pelos

processos de conversão energética da biomassa comparativamente ao impacto gerado pelos combustíveis fósseis é completamente desproporcional, tendo em conta as fases de prospeção e exploração (Van Loo e Koppejan, 2008).

Os poluentes mais comuns resultantes do processo de combustão da biomassa são os óxidos de azoto (NO_x), o monóxido e o dióxido de carbono (CO e CO_2 , respetivamente), os óxidos de enxofre (SO_x), os hidrocarbonetos não queimados (HC) e as partículas sólidas (na sua maioria menores que $10\ \mu\text{m}$ e designadas por PM_{10} , na linguagem técnica e científica) (Nussbaumer, 2003; Ferreira, 2013; Silva 2018).

As emissões resultantes dos sistemas de combustão de biomassa podem dividir-se em dois grupos: os poluentes não queimados (resultantes da combustão incompleta), que são maioritariamente influenciados pelo processo e equipamentos da combustão, e os poluentes relativos a cada tipo de biomassa ou combustível oriundos de uma queima completa (Khan et al., 2009).

Os poluentes não queimados dependem fortemente do sistema de queima e não tanto do combustível utilizado. Deste grupo, destacam-se o monóxido de carbono, o metano, os hidrocarbonetos não queimados, os voláteis orgânicos condensados, os hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (HAP) e as partículas de carvão. A génese destes poluentes está relacionada com o curto período de permanência do combustível na câmara de combustão, com a baixa temperatura de combustão, com possíveis falhas de quantidade de oxigénio disponível ou até com uma mistura inadequada relativamente à razão ar/combustível. Por outro lado, os poluentes associados à combustão completa estão criticamente relacionados com as propriedades e a composição da biomassa, dando origem a emissões de compostos de azoto (NO_x), dióxido de carbono, óxidos de enxofre (principalmente SO_2), gases ácidos (HCl), partículas sólidas (cinzas) e uma percentagem de metais pesados (como Pb , Zn e Cd) que se podem aglomerar nas cinzas ou evaporar (Van Loo e Koppejan, 2008; Khan et al., 2009).

Os óxidos de carbono, assim como os óxidos de azoto são de elevada importância quando analisados os poluentes da combustão da biomassa, pelo que serão um pouco mais aprofundados que os restantes. O monóxido de carbono, quando inalado, combina-se com a hemoglobina, reduzindo a capacidade de transporte de oxigénio nos veios sanguíneos, pelo que deve ser um assunto encarado com seriedade já que pode levar à morte (Pinho, 2011). A conversão do carbono para CO_2 ocorre através de vários passos elementares, sendo o CO o intermediário mais importante. Este é oxidado, dando origem a dióxido de carbono se existir oxigénio disponível para tal. A taxa à qual esta conversão é conseguida depende primordialmente da temperatura a que se dá a combustão. Além do mais, é necessário um período de residência na câmara de combustão suficiente para atingir baixas emissões de CO ,

dado que este poluente tem uma formação mais tardia que os hidrocarbonetos (Van Loo e Koppejan, 2008).

Relativamente aos óxidos de azoto (NO_x), estes são resultantes da completa oxidação do azoto, onde se dá ênfase ao óxido nítrico (NO) e ao dióxido de azoto (NO_2), sendo o primeiro composto, o principal emitido durante a combustão e o dióxido de azoto resultado da oxidação deste na atmosfera. Estes poluentes apresentam um peso importante já que as emissões dos mesmos estão associadas a danos atmosféricos prejudiciais ao ecossistema como o ozono troposférico (*smog*) e chuvas ácidas (Van Loo e Koppejan, 2008; Khan et al., 2009).

Como foi referido, o óxido nítrico é formado a partir da oxidação do azoto molecular existente quer no ar de combustão ou no combustível, podendo ser concebido através de três mecanismos: NO-combustível, NO-térmico e NO-imediato (Nussbaumer, 2003). O primeiro é consequência do conteúdo de azoto presente no combustível em elementos como NH_3 e HCN, através das reações de oxidação. O NO térmico provem da reação de azoto molecular presente no ar com radicais livres de oxigénio a temperaturas na ordem dos 1300 °C. A quantidade de NO formado é proporcional ao aumento de temperatura a que se dá a reação, à concentração de O_2 e o tempo de permanência da biomassa na câmara de combustão. Por último, o NO imediato, como o próprio nome indica, é formado devido às rápidas reações na frente da chama com radicais livres de hidrocarbonetos. É um mecanismo muito menos dependente da temperatura e mais rápido que a via do NO-térmico. Este último mecanismo em princípio não terá grande importância na queima de biocombustíveis sólidos, já que ocorre principalmente na queima em regiões muito ricas da chama, típicas por exemplo da combustão em motores de ignição por faísca (Van Loo e Koppejan, 2008).

3.7 Rendimento da combustão

Segundo Quaak (1999), para uma correta análise do processo de combustão, há que fazer uma divisão conceptual de elementos. Assim sendo, serão analisados separadamente a fornalha e o permutador de calor presentes no sistema de conversão energético. A Figura 3.6 apresenta, sob a forma de esquema, a separação mencionada. De seguida, analisar-se-á cada um dos elementos e a contribuição de cada um para o rendimento do processo de combustão.

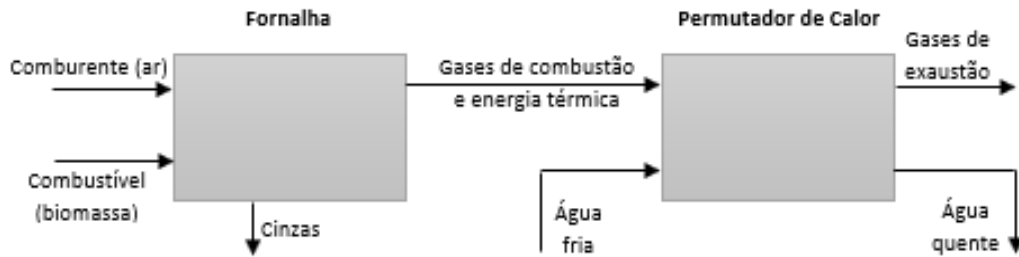


Figura 3.6 - Representação esquemática dos elementos fornalha e permutador de calor no processo de combustão. (Quaak et al, 1999).

Fornalha

A fornalha é considerada o espaço onde ocorre a queima propriamente dita e onde têm origem os produtos de combustão. Alberga também a câmara de combustão, no qual se desenvolve a chama e se completa a combustão. De uma forma geral, a fornalha deve extrair as substâncias voláteis do combustível, elevar a temperatura do mesmo até ser atingida a combustão. A energia térmica aproveitada provém deste processo, transformando-se numa corrente de gases quentes. A fornalha tem também a função de impedir a troca de calor entre os gases de combustão e o ambiente exterior. Assim sendo, as paredes da fornalha devem ser revestidas de materiais refratários de modo a manter o calor no interior da câmara de combustão. Deverão também suportar altas temperaturas, apresentar alta resistência ao choque térmico e dilatação quase inexistente (Quaak et al., 1999; Nogueira et al., 2005).

A energia contida no combustível não é aproveitada na sua totalidade, sendo parte dela perdida ao longo do processo. Estas perdas englobam:

- Perdas de calor pelas paredes da fornalha para o exterior;
- Partículas não queimadas de pequena dimensão na forma de cinzas voláteis que são arrastadas pela corrente dos gases de combustão, passando através do permutador de calor, sem que a sua energia seja aproveitada;
- Partículas não queimadas depositadas nas cinzas de fundo (de maior dimensão do que as referidas no ponto anterior) com energia química armazenada;
- Gases não queimados como o monóxido de carbono, possuindo ainda energia química armazenada (Quaak, 1999).

Assim sendo, o rendimento da fornalha é equivalente ao rendimento da combustão, já que todo o processo de transformação energético se dá neste espaço. O rendimento da combustão η_{comb} é dado pelo quociente entre a energia térmica disponível na corrente dos gases de combustão e a energia química contida na biomassa. A gama de valores para o rendimento

é bastante ampla, variando de 65 a 99%, consoante a reação ser ou não completa e das perdas existentes na fornalha (Quaak, 1999).

Permutador de calor

O permutador tem como função o aproveitamento energético dos gases quentes provenientes da combustão da biomassa no aquecimento da água que alimenta a caldeira, no caso específico da presente dissertação. A energia térmica disponível nos gases é então transferida para a água, aquecendo-a, sendo a diferença de temperaturas entre os gases de combustão e a temperatura de exaustão na chaminé proporcional à quantidade de calor transferida para a água (Quaak et al., 1999). Deste modo, o rendimento da presente transferência de calor, η_{TC} , é dado pelo quociente entre a energia térmica disponível na água e a energia térmica disponível na corrente de gases de combustão. Contudo, obter a temperatura exata dos gases de combustão no instante imediatamente antes da transferência ocorrer é extremamente difícil pelo que se opta por calcular o rendimento do permutador através de um outro rendimento designado por rendimento térmico, representado na equação 3.4.

$$\eta_t = \eta_{comb} \cdot \eta_{TC} = \frac{\text{energia térmica disponível na água}}{\text{energia química na biomassa}} \quad (3.4)$$

Contudo, se se considerar a fornalha um sistema adiabático, desprezando as perdas de calor para o exterior, é possível obter uma aproximação para o valor da temperatura dos gases de combustão antes da transferência de calor para a água. Assim sendo, a temperatura dos produtos de combustão designa-se por temperatura adiabática de chama e é definida como a temperatura máxima que os produtos podem atingir na reação (Pinho, 2011).

A primeira lei da termodinâmica enuncia que a variação da energia interna de um sistema é igual à transferência de calor resultante no sistema, mais o trabalho resultante realizado. Dada a sua universalidade, a presente lei pode ser também aplicada ao processo de combustão (Pinho, 2011). Assumindo o sistema adiabático, assume-se que a reação química se desenrola sem transferência de calor ou trabalho para o exterior, a entalpia do sistema pode ser representada na Figura 3.7.

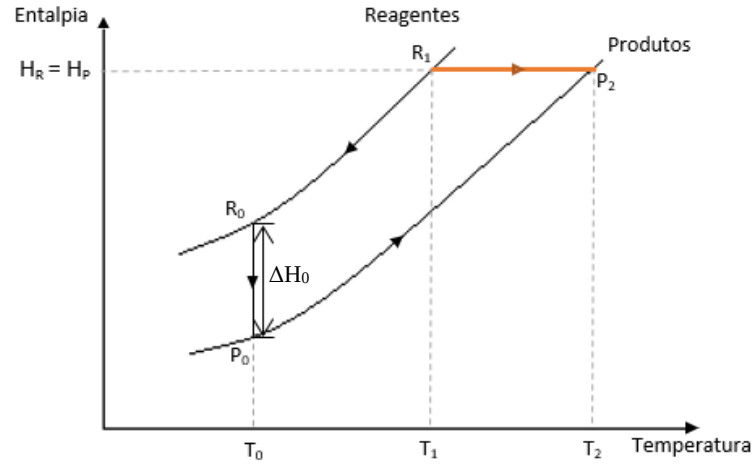


Figura 3.7 - Combustão adiabática a pressão constante. (Pinho, 2011)

Deste modo, o balanço energético pode ser descrito segundo a equação 3.5:

$$\begin{aligned} {}_1Q_2 &= H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) \leftrightarrow \\ 0 &= H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) \end{aligned} \quad (3.5)$$

onde H_{P2} corresponde à entalpia dos produtos no estado 2, H_{P0} corresponde à entalpia dos produtos no estado de referência 0, H_{R1} corresponde à entalpia dos reagentes no estado 1 e H_{R0} corresponde à entalpia dos reagentes no estado de referência 0.

Considerando um estado de regime permanente e que os produtos e reagentes são misturas de gases perfeitos, a equação anterior pode ser aproximada pela equação 3.6:

$$\sum_i \dot{m}_{Pi} (\tilde{c}_{P_{Pi}}) (T_2 - T_0) + \dot{m}_{comb} \Delta h_0 + \sum_i \dot{m}_{Ri} (\tilde{c}_{P_{Ri}}) (T_0 - T_1) = 0 \quad (3.6)$$

onde $\dot{m}_{Pi}$ é o caudal mássico do produto i , $\tilde{c}_{P_{Pi}}$ é o calor específico mássico desse mesmo produto a pressão constante à temperatura média entre T_0 e T_2 , $\dot{m}_{Ri}$ é o caudal mássico do reagente i , $\tilde{c}_{P_{Ri}}$ é o calor específico mássico desse mesmo produto a pressão constante à temperatura média entre T_0 e T_1 , $\dot{m}_{comb}$ é o caudal mássico do combustível e Δh_0 é a entalpia específica de combustão aproximadamente igual ao simétrico do valor do PCI do combustível usado. Todos os cálculos efetuados serão apresentados no Capítulo 6.

4. Combustíveis

Para a realização dos ensaios de desempenho térmico analisados na presente dissertação, foram utilizados três diferentes tipos de combustível: briquetes de videira, de kiwi e de tojo. Esta última espécie foi uma novidade no laboratório já que as duas anteriores já tinham sido utilizadas noutros estudos anteriormente realizados no laboratório de combustão, pelo que as expectativas e a curiosidade para o desempenho dos briquetes constituídos por tojo eram bastante elevadas. Apesar da existência de algum material proveniente da Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu (ESTGV), do Instituto Politécnico de Viseu (IPV) sobrando de ensaios anteriores, os briquetes, na sua maioria, utilizados nas queimas em estudo foram produzidos pela briquetadora 70N presente no laboratório do INEGI, sendo aproveitados os restos para que se minimizasse o desperdício de matéria prima, já que a composição era a mesma.



Figura 4.1 - Da esquerda para a direita, briquetes de poda de videira, poda de kiwi e tojo.

Sendo produzidos na mesma máquina, os briquetes apresentam todos o mesmo diâmetro (cerca de 57 mm) e comprimento variável, consoante o operador os quisesse mais compridos ou mais curtos. Esta opção de comprimento variável foi comprovada como sendo extremamente útil em situações como a construção da cama de biomassa para o momento de ignição ou no período pré-regime permanente uma vez que a combustão era acelerada com a alimentação de briquetes mais pequenos.

Seguidamente, irão ser descritas as características dos briquetes como o teor de humidade e a composição química dos mesmos, sendo analisadas comparativamente para as três espécies.

4.1 Teor de humidade

O teor de humidade de cada combustível foi determinado utilizando uma amostra de cada tipo de biomassa, através do princípio de perda de massa. Segundo a norma FprEN 14774-2:2009, a amostra de biocombustível deverá ser seca a uma temperatura de 105 °C numa atmosfera controlada. Assim sendo, as amostras foram previamente pesadas, colocadas na estufa laboratorial disponível no laboratório, modelo *FD-115* da *Binder* e secas à temperatura então de 105 °C, durante 24 horas. Após este período, as amostras foram novamente pesadas e colocadas mais 24 h na estufa e, posteriormente, pesadas. Contudo, o valor da massa pesado após as 48 h manteve-se. Assim sendo, é possível concluir que toda a água presente na biomassa foi eliminada. O teor de humidade contida nas amostras foi calculado tanto na base húmida, $hum_{comb,h}$, como na base seca, $hum_{comb,s}$, através das equações 4.1 e 4.2.

$$hum_{comb} = \frac{m_h - m_s}{m_h} \quad (4.1)$$

$$hum_{comb} = \frac{m_h - m_s}{m_s} \quad (4.2)$$

onde m_h é a massa inicial da amostra, ainda húmida, e m_s é a massa seca da amostra após o processo de secagem na estufa.

O teor de humidade em base húmida das amostras referentes a casa tipo de combustível apresenta-se na Tabela 4.1

Tabela 4.1 - Combustíveis utilizados nos ensaios: teor de humidade.

Combustível	Teor de humidade em base húmida [%]
Poda de Videira	9,0
Poda de Kiwi	8,12
Poda de Tojo	8,39

4.2 Composição química dos briquetes

A análise elementar é uma técnica de determinação de elementos químicos contidos numa mistura. A análise imediata consiste em processos de separação dos componentes em misturas heterogéneas e homogéneas (Morgado, 2019). Nas misturas utilizadas na presente dissertação, ambas as análises dos briquetes de poda de videira, kiwi e tojo decorreram no Centro para Valorização de Resíduos (CVR) e no Laboratório de Biomassa da Universidade de Vigo, sendo esses valores apresentados na Tabela 4.2. É importante referir que a composição química de apenas uma amostra de cada briquete é uma aproximação grosseira, podendo não ser representativa de todos os briquetes utilizados durante os ensaios.

Os valores correspondentes ao teor de humidade dos diferentes combustíveis diferem com efeito daqueles apresentados na Tabela 4.1. Contudo, como já se referiu, as amostras em causa podem não ser representantes de toda a população utilizada já que os briquetes são também caracterizados pela sua heterogeneidade. Para os cálculos no Capítulo 6, optou-se por usar os valores da Tabela 4.2, por uma questão de coerência com os demais dados utilizados.

Tabela 4.2 - Composição imediata e elementar dos combustíveis.

	Poda de Videira	Poda de Kiwi	Poda de Tojo
<i>Teor de cinzas a 550 °C [%]</i>	3,2	3,5	2,6
<i>Material volátil a 900 °C [%]</i>	69,5	66,7	78,9
<i>Carbono fixo [%]</i>	17	19,9	18,5
<i>Teor de humidade [%]</i>	10,3	9,9	12,3
<i>Carbono total (b.s) [%]</i>	47	46,1	52
<i>Hidrogénio (b.s) [%]</i>	6,2	6,6	6,33
<i>Oxigénio (b.s) [%]</i>	46,1	45,8	40,4
<i>Azoto (b.s) [%]</i>	0,6	1,25	1,16
<i>Enxofre (b.s) [%]</i>	0,05	0,27	0,11
<i>PCS (b.s) [MJ/kg]</i>	19,03	19,07	19,18
<i>PCI (b.s) [MJ/kg]</i>	17,06	17,75	17,81

A composição química dos briquetes enunciada na Tabela 4.2 é fornecida em base seca. Contudo, os valores a serem utilizados, por exemplo, nos cálculos estequiométricos deverão ser estar em base húmida. A passagem para esta última a partir da fração mássica em base seca é dada pela equação 4.3.

$$y_h(i) = y_s(i) \frac{100 - hum_{comb,h}}{100} \quad (4.3)$$

onde $y_h(i)$ é a fração mássica do constituinte i na base húmida, $y_s(i)$ é a fração desse mesmo constituinte na base seca e $hum_{comb,h}$ é, como já foi mencionado, o teor de humidade do combustível na base húmida.

Como se irá analisar futuramente o rendimento atribuído à queima dos diferentes tipos de biomassa, é relevante mencionar a escolha em base húmida ou seca do PCI para o cálculo do mesmo. Apesar de o material ser utilizado com um certo teor de humidade e a energia proveniente da água nele contida contribuir para a combustão, o valor do poder calorífico inferior, se apresentado na base húmida, não é uma característica constante do material, sendo afetado pela sazonalidade, ou seja, um briquete proveniente da poda de uma mesma espécie terá valores diferentes se a poda se der no mês de Junho (mês pouco húmido) ou no mês de Novembro (mês caracteristicamente mais húmido). Enquanto que o poder calorífico superior apresentado na base seca representa um referencial fixo de valores, estando imune da sazonalidade e consequentemente do teor da humidade.

5. Procedimento experimental

Neste capítulo descreve-se a instalação utilizada nos ensaios realizados no INEGI para a realização da presente dissertação. O equipamento mais relevante é, sem dúvida, a caldeira doméstica de aquecimento de água queimando biomassa. Além da caldeira, são instalados diversos equipamentos para medições de caudais, emissões gasosas e temperatura, sendo dado algum detalhe à caracterização dos mesmos nas secções seguintes. Todos estes equipamentos reportam diretamente ao sistema de aquisição de dados *DasyLab*, instalado no computador dedicado a esta instalação. Para além dos equipamentos mencionados, existe ainda uma estação meteorológica, modelo *PTU301* da *Vaisala*, presente no laboratório medindo as condições ambientais (temperatura, pressão e humidade do ar) do laboratório onde decorrem os ensaios. A Figura 5.1 é uma representação esquemática da instalação experimental, permitindo assim uma avaliação geral do sistema experimental em análise.

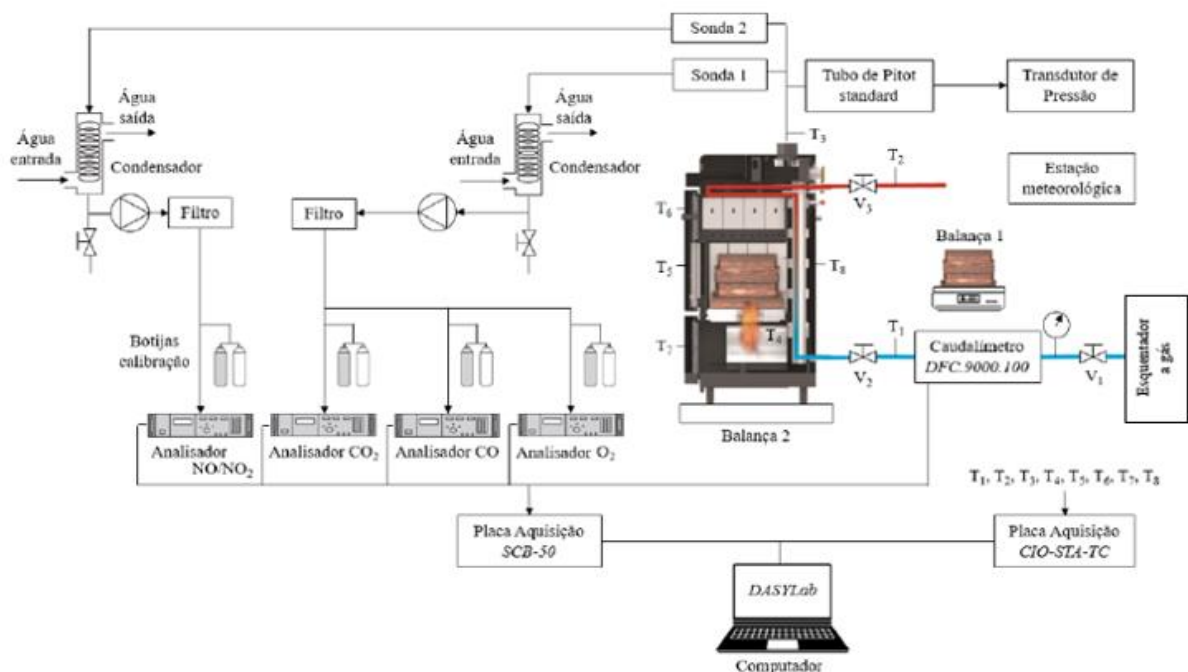


Figura 5.1- Representação esquemática da instalação (Silva, 2018).

Para além dos equipamentos que transmitem os dados diretamente ao sistema de aquisição do *DasyLab*, foram necessários outros equipamentos para medição de massa e pressão, representados na Figura 5.1 por um conjunto de duas balanças e por um tubo de Pitot *standard* associado a um transdutor de pressão. A balança 1 foi usada na pesagem do combustível alimentado à caldeira enquanto que a balança 2, colocada sob a caldeira, permitia avaliar a variação de massa total da caldeira ao longo do consumo dos briquetes durante o ensaio. O tubo de Pitot associado ao transdutor de pressão teve como objetivo determinar a velocidade de escoamento dos gases de exaustão na chaminé para daí se calcular o valor do caudal mássico desses mesmos gases.

Em cada ensaio, monitorizou-se a temperatura da água, quer à entrada, quer à saída da caldeira, dos gases de combustão, do interior da fornalha o mais possível junto aos briquetes em combustão e das superfícies exteriores da caldeira, através de termopares do tipo K, estando os posicionamentos desses termopares assinalados na Figura 5.1 como T_i , onde T_1 representa a temperatura da água à entrada da caldeira e T_2 à saída, T_3 representa a temperatura dos gases de exaustão, T_4 representa a temperatura de chama, T_5, T_6, T_7 e T_8 representam a temperatura das paredes do lado direito, esquerdo, porta superior e inferior da caldeira respetivamente. As temperaturas mencionadas, assim como o caudal mássico da água e a composição dos gases de exaustão assim como a sua temperatura foram registados automaticamente no computador, utilizando o *software DasyLab*, representado esquematicamente na Figura 5.2.

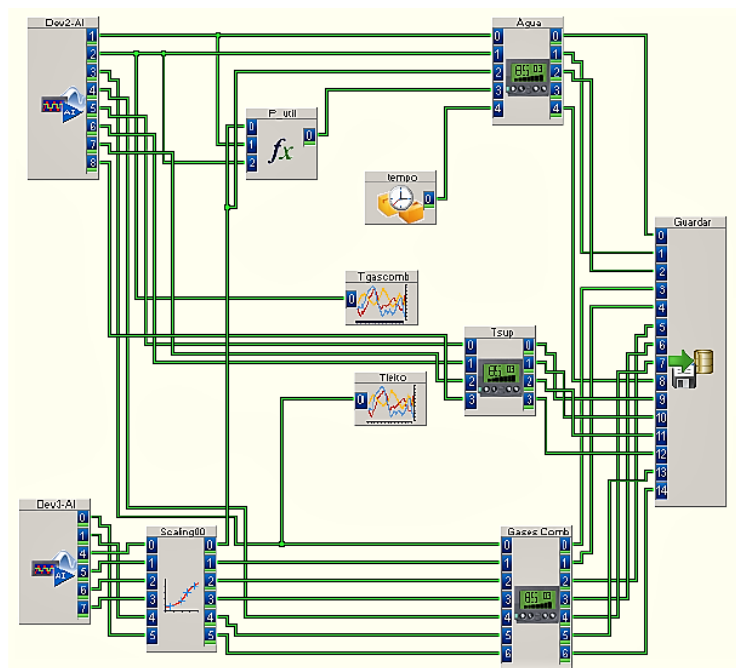


Figura 5.2 - Programa de aquisição de dados no software *DasyLab*.

Relativamente aos gases de combustão, utilizaram-se duas sondas para ser possível um circuito de sucção dos gases com duas bombas de amostragem em paralelo. Uma das bombas destinada à sucção para os analisadores de CO_2 , O_2 e CO , enquanto que a outra estava conectada ao analisador de NO e NO_2 . Cada leitura, relativamente à composição dos gases de exaustão, é dada na base seca, pelo que entre a tubagem de exaustão e os analisadores, foi necessário colocar um condensador para cada circuito de modo a permitir a condensação do vapor de água existente nos gases da combustão.

5.1 Equipamento

Balanças

Na Figura 5.3, apresentam-se as balanças utilizadas na instalação: a balança 1 no lado esquerdo e a balança 2 no lado direito. A balança 1, modelo *EW6000-1M* da *Kern*, foi utilizada para a pesagem dos briquetes de biomassa imediatamente antes de serem colocados na câmara de combustão. Sempre que se alimentava a caldeira, o peso do combustível foi registado. Esta balança foi também utilizada para registar a variação da massa da amostra utilizada na estufa laboratorial com o objetivo de determinar a humidade de cada tipo de combustível. A balança 2, muito mais robusta, modelo *Tortuga GL1500* da *Gram*, está posicionada sob a caldeira. Este componente teve como objetivo, ainda que de um modo muito simplista, determinar o teor de cinzas dos diferentes combustíveis sólidos.



Figura 5.3 - Balanças utilizadas no procedimento experimental: balança 1 Kern EW6000-1M (Kern, 2018); balança 2 Gram Tortuga GL1500 (GRAM, 2018).

Caldeira

A caldeira da instalação é um exemplar do modelo Caldeira de Lenha *SZM IW*, da marca *Solzaima*, com uma potência nominal de 24 kW. Este equipamento é destinado ao aquecimento de águas para uso em instalações de aquecimento central e uso doméstico. Trata-se de uma caldeira aquotubular de chama invertida, com funcionamento baseado no princípio da gaseificação de lenha (Solzaima, 2015).

Segundo o seu manual de instruções, a caldeira pesa aproximadamente 383 kg, tendo 1520 mm de altura, 560 mm de largura e 860 mm de profundidade. Tem capacidade para um volume de água nas suas tubagens de 73 litros e admite uma capacidade máxima de carga de 30 kg de biomassa (Solzaima, 2015).

Para um correto funcionamento e máximo aproveitamento da caldeira, é necessário um total entendimento das suas seções e utilização das mesmas. Na Figura 5.4, apresentam-se duas fotografias da caldeira, sendo possível observar a divisão da câmara de combustão em duas partes: câmara superior (5) e câmara inferior (8). A primeira câmara é o local onde é feita a alimentação da caldeira e a queima dos briquetes, colocados manualmente, ao longo do ensaio. A evolução da queima dos mesmos é monitorizada pelo operador através do orifício visor (3), o que permite um controlo das chamas sem abrir a porta da câmara de combustão, evitando a diluição dos gases de combustão com elementos presentes no ar atmosférico, a não ser na altura de alimentação, já que não existe outra hipótese de alimentar a caldeira com novos briquetes.



Figura 5.4 - Caldeira utilizada (aberta e fechada).

Como é possível observar na Figura 5.4 e respetiva legenda dos componentes, a caldeira tem dois canais de entrada para o comburente (ar): o canal superior (6), por onde entra o ar

primário e o canal inferior (7), por onde entra o ar secundário, tendo este último a versatilidade de estar aberto ou fechado, alterando a quantidade e a circulação do comburente da reação. Ambos os casos estão representados na Figura 5.5, com a entrada de ar representada pelas setas. Caso o canal inferior esteja desimpedido, a entrada de ar na caldeira dá-se pelos dois canais mencionados, entrando na câmara de combustão pelos orifícios laterais da câmara superior e pela zona de separação entre as câmaras. Em contrapartida, se o canal inferior estiver fechado, a circulação do ar ocorre apenas pelo canal superior, sendo transmitido à câmara superior apenas pelos orifícios laterais mencionados.

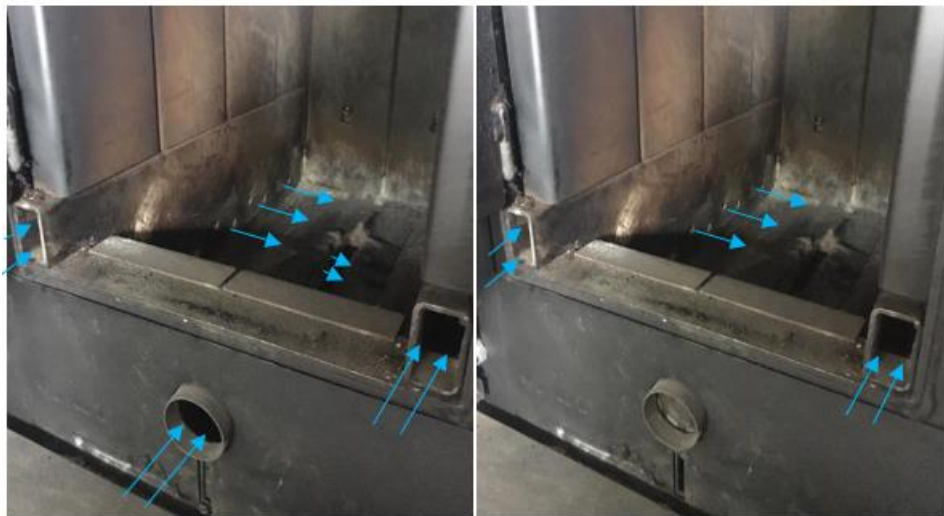


Figura 5.5- Circuitos de alimentação de ar na caldeira.

Após iniciação do processo de queima, inicia-se, também, o processo de extração dos gases de combustão. Estes são aspirados pelo extrator de gases da caldeira, através de tubagens destinadas à circulação dos mesmos, auxiliado pelo extrator de gases do laboratório. As tubagens têm início na câmara de combustão inferior, pelo que a depressão causada pelo extrator obriga os gases de combustão a descerem desde a zona de combustão, passando pela câmara inferior, até entrarem nas tubagens. Este princípio de funcionamento é característico das caldeiras de chama invertida, fazendo com que a combustão ocorra em leito fixo com o comburente a circular em sentido descendente. Este fenómeno pode ser esquematizado na Figura 5.6, assim como o funcionamento geral da caldeira e alguns componentes internos e externos da mesma. É também possível distinguir os circuitos de circulação do ar (a traço interrompido) e da água (representado a traço contínuo). O depósito de água na caldeira encontra-se à volta da câmara de combustão, identificado com traço contínuo amarelo. O processo de aquecimento da água que circula no permutador através da energia gerada durante a combustão está identificado pelo traço contínuo vermelho.



1	2	3	4	5	6	7	8
Mostrador Digital	Material Refratário	Entrada de ar	Vermiculite	Chapas de Proteção	Área de briquetes	Zona de combustão	Permutador de Calor
9	10	11	12	13	14	15	16
Sonda de temp. da água	Extrator de gases	Válvula de descarga térmica	Sonda de temp. de gases	Sensor de pressão	Válvula de segurança	Saída da água	Entrada da água

Figura 5.6 - Representação esquemática da caldeira utilizada: vista em corte frontal à direita e vista em corte posterior à esquerda (Solzaima, 2017).

A caldeira possui, também um conjunto de alarmes, de modo a evitar danos e acidentes assim como a detetar pressões ou temperaturas não suportadas pela mesma, como por exemplo, uma temperatura excessiva da água à saída (limitada a 80 °C, podendo ser alterada para um valor menor pelo utilizador se assim o desejar, medida na sonda 9) ou um valor excessivo da pressão do circuito hidráulico (definida para o intervalo de funcionamento entre 0,5 e 2,9 bar, pressão relativa medida pelo sensor 13) (Solzaima, 2015).

Caudalímetro

Para a determinação do caudal mássico utilizou-se um caudalímetro de turbina, modelo DFC.9000.100 da Parker, dispositivo de baixo custo e elevada precisão, alimentado com 5 Volts de corrente contínua e conectado à placa de aquisição SCB-50. Através da mesma, o sinal analógico proveniente do caudalímetro é transmitido para o computador onde, no software DasyLab, se regista o valor lido, com uma frequência de aquisição de 1 Hz (um valor lido por segundo). A calibração deste instrumento de medição pode ser encontrada no Anexo A.

Esquentador

Para as três espécies de combustíveis, realizaram-se ensaios com a temperatura de entrada da água na caldeira de 30 e a 40 °C, para se avaliar a influência deste parâmetro no rendimento térmico da caldeira. Para conseguir tal aquecimento, recorreu-se a um esquentador a gás natural, com capacidade de regulação de temperatura da água consoante o valor pretendido pelo utilizador.

Termopares

No presente procedimento experimental utilizaram-se um total de 8 termopares tipo K para monitorização das temperaturas a ter em conta na análise do desempenho térmico da caldeira: dois termopares para a medição da temperatura da água (um à entrada e outro à saída), um termopar para a medição da temperatura dos gases de exaustão (colocado no topo da chaminé da caldeira), um termopar para a medição da temperatura da chama e os restantes quatro para a medição das temperaturas das superfícies da caldeira já mencionadas. Os sinais analógicos originados através da variação da temperatura foram transmitidos para o computador, através da placa de aquisição *CIO-STA-TC*, utilizando o *software DASYLab*, tendo-se registado os valores a cada segundo.

Tubo de Pitot *standard*

O caudal mássico dos gases de exaustão foi determinado a partir da medição da velocidade do escoamento dos mesmos em vários pontos de uma secção reta da chaminé da caldeira, com recurso a um tubo de Pitot *standard*. A conduta em questão tem um diâmetro interno de 77 mm e numa zona lateral da mesma foi feito um pequeno orifício para facilitar a movimentação do tubo ao longo das medições nos diferentes pontos. O tubo de Pitot utilizado apresenta um diâmetro de 4 mm e possui tomadas de pressão destinadas a medir a pressão estática P_{est} , e a pressão de estagnação P_{estg} . Estes elementos podem ser visualizados na Figura 5.7.

Ao tubo de Pitot foi associado um manómetro digital, modelo *EBT730* da marca *TSI Alnor*, para o registo médio manual da pressão estática da chaminé P_{cham} , sendo igual à pressão sentida por uma partícula de fluido à medida que se desloca à mesma velocidade do escoamento local. Foi ainda registada a pressão dinâmica do escoamento P_{din} que corresponde à diferença entre a pressão de estagnação e a pressão estática.

Um fator a ter em atenção é a sensibilidade do tubo de Pitot relativamente ao desalinhamento. O tubo apresenta uma insensibilidade até um desvio máximo de $\pm 15^\circ$. Assim

sendo, a sonda foi rodada até se atingir um valor máximo no sinal nos vários ensaios, condição que indica que a mesma está alinhada com o escoamento (Coelho, 2014).

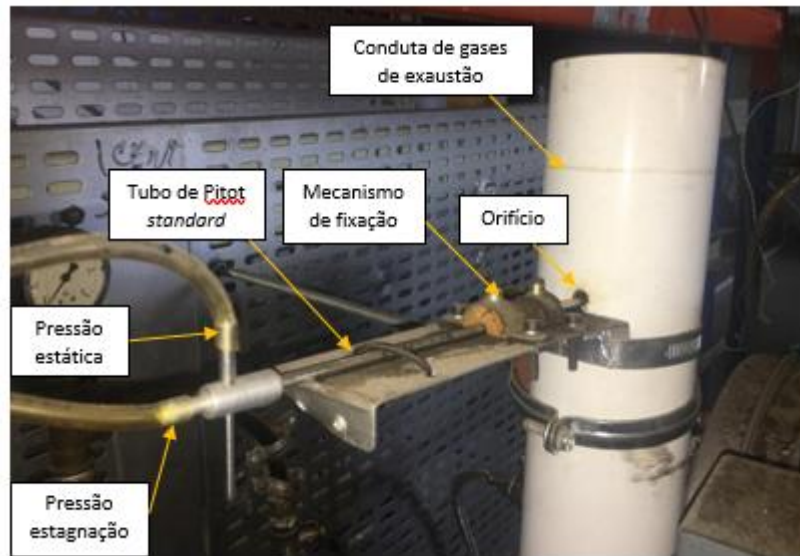


Figura 5.7 - Tubo de Pitot standard utilizado.

Analísadores dos gases de combustão

Para a determinação da composição dos gases de exaustão utilizaram-se quatro analisadores: o analisador por infravermelhos de monóxido de carbono (CO), modelo 7100FM da marca *Signal*; o analisador paramagnético de oxigénio (O₂), modelo 8000M da *Signal*; o analisador por infravermelhos de dióxido de carbono (CO₂), modelo 7200FM, também da *Signal* e, por fim, o analisador por quemiluminiscência dos óxidos de azoto (NO e NO₂), modelo MIR 9000CLD da *Environnement S.A.* Os sinais analógicos provenientes dos quatro analisadores foram transmitidos para o computador, através da placa de aquisição SCB-50, utilizando o *software DASYLab*, registando-se a fração molar dos gases mencionados, na base seca, em cada segundo.

Os analisadores eram ativados, assim como as bombas de amostragem, instantes antes de se atingir o regime permanente no escoamento dos gases. Após o término de cada ensaio, os analisadores eram submetidos a uma calibração, como descrito no Anexo A. Posteriormente, no tratamento de resultados e cálculos, os valores das frações molares estão já corrigidos tendo em conta a calibração dos aparelhos. De forma a poder comparar os resultados das emissões provenientes dos diferentes analisadores, foi também necessário proceder a uma conversão dos valores numa base comum de referência de teor de oxigénio. Utilizou-se um teor de oxigénio de referência de 13%, na base seca, de acordo com a Norma Europeia EN 14785:2008. A correção do poluente é dada através da equação 5.1.

$$x_s(P)_c = x_s(P) \frac{0,21 - x_s(O_2)_{ref}}{0,21 - x_s(O_2)} \quad (5.1)$$

onde $x_s(P)_c$ é a fração molar corrigida do poluente P na base seca (a 13% (v/v) O_2), $x_s(P)$ é a fração molar do poluente P medida na base seca, $x_s(O_2)_{ref}$ é a fração molar de referência do oxigénio na base seca, $x_s(O_2)$ é a fração molar do oxigénio medida na base seca e 0,21 é o valor aproximado da fração molar do oxigénio no ar.

5.2 Ensaio do desempenho técnico

A presente dissertação tem como cerne o estudo do desempenho térmico da caldeira em condições aproximadas de regime permanente utilizando os três diferentes combustíveis referidos e duas temperaturas de entrada da água de alimentação. Assim sendo, foram realizados um total de dezasseis ensaios dos vinte e um pretendidos. O número de ensaios realizados bem como as temperaturas de entrada de água a que ocorreram estão representados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1- Número e tipologia de ensaios realizados.

	T_{amb}	30 °C	40 °C
<i>Poda de videira</i>	-	2	2
<i>Poda de kiwi</i>	-	2	3
<i>Tojo</i>	2	2	3

Inicialmente, idealizou-se um total de três ensaios por categoria, contudo devido a restrições temporais e de equipamentos, tal não foi possível. Portanto, se os valores dos ensaios (temperatura de gases de combustão, emissões gasosas, rendimento) se mantinham constantes, validaram-se dois ensaios por categoria. Um dos impedimentos, por exemplo, para um terceiro ensaio das espécies de kiwi e videira verificou-se em dias mais húmidos. Na estação meteorológica presente no laboratório, era possível monitorizar as condições ambientes do laboratório, como já foi mencionado. Acontece que, quando a humidade do ar ultrapassava os 8 g por kg de ar, estando os briquetes expostos a essa atmosfera, a humidade existente nos mesmos aumentava drasticamente, sendo prejudicial para o ensaio. Sempre que se utilizava briquetes nestas condições, o ensaio era interrompido devido à extinção da chama ou à dificuldade em se conseguir uma combustão estável. Nestas condições, o regime permanente, quando alcançado, era atingido muito mais tarde, chegando a existir diferença de duas horas

entre ensaios nas mesmas condições de tipo de combustível e temperatura de entrada da água, desperdiçando-se muita matéria-prima.

O ensaio propriamente dito divide-se em duas fases: a fase de arranque e a fase de regime permanente, sendo estas descritas em detalhe seguidamente.

Fase de arranque

A fase de arranque inicia o ensaio de combustão, contemplando a ignição do combustível. Após colocação de uma quantidade de combustível, previamente pesado, na câmara de combustão, a ignição era iniciada com auxílio de uma chama auxiliar alimentada por gás butano e recorrendo-se ainda a acendalhas. É importante salientar que o canal inferior, nesta fase inicial, deve encontrar-se aberto de modo a permitir a entrada de ar na zona intermédia da câmara de combustão. Esta entrada de ar funciona como impedimento ao escoamento descendente dos gases de combustão, mantendo-os na câmara superior, facilitando a ignição do combustível. A situação descrita encontra-se representada sob forma de esquema na Figura 5.8. Estando a ignição da biomassa garantida, interrompia-se a alimentação de comburente através do canal inferior, fechando o mesmo.

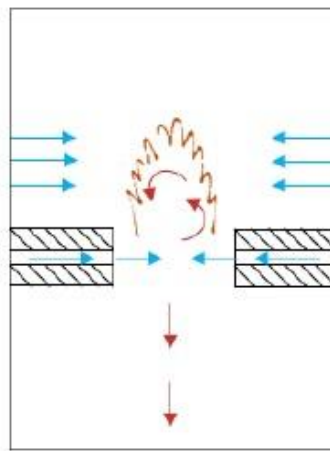


Figura 5.8– Representação esquemática do circuito inicial dos gases na caldeira.

A fase de arranque terminava quando se atingissem as condições próximas de regime permanente, caracterizadas pela estabilização da temperatura da água à saída da caldeira e da temperatura dos gases de exaustão. A composição destes não foi estudada na fase de arranque do ensaio já que não se encontrava nos objetivos do trabalho.

Regime permanente

Atingidas as condições próximas de regime permanente, os analisadores e respetivas bombas eram ativados, iniciando a aquisição de dados referente à composição dos gases de

exaustão. A alimentação de combustível na caldeira era cronometrada, sendo inserido 1 kg de biomassa de 15 em 15 minutos, ao longo de todo o ensaio, com o objetivo de que a potência nominal fosse o mais uniforme possível. Estas condições de alimentação foram idênticas para todos os ensaios, de modo a avaliar a influência dos diferentes tipos de combustível.

Importa referir que, sendo a alimentação da caldeira manual, o regime permanente foi constantemente afetado sempre que se abria a porta superior, verificando-se oscilações nos parâmetros medidos, nomeadamente o decréscimo da temperatura dos gases de combustão e variação da composição dos mesmos. Assim sendo, desprezou-se os dados relativos ao intervalo de tempo após abertura da porta até que os parâmetros referidos voltassem a estabilizar. Após cada procedimento de alimentação, mediu-se, manualmente, a pressão estática e dinâmica na chaminé da caldeira, recorrendo ao tubo de Pitot *standard* registando o valor das mesmas assim como os valores lidos na estação meteorológica, referentes as condições ambientais.

Durante a fase de regime permanente, foram registados automaticamente, através do programa *DasyLab*, os valores das temperaturas e do caudal mássico da água assim como da temperatura e da composição dos gases de combustão em cada segundo.

6. Cálculos

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia utilizada para os cálculos necessários à avaliação do desempenho térmico da caldeira, descrevendo-se o procedimento utilizado na determinação das variáveis a medir durante o decorrer do ensaio em fase de regime permanente, bem como no tratamento matemático das mesmas.

Como o objetivo central da presente dissertação é a avaliação do desempenho térmico da caldeira, calculou-se o rendimento térmico da mesma, utilizando o método direto. Para tal, foi necessário determinar o valor médio dos valores de cada uma das variáveis medidas ao longo do ensaio, durante a fase de regime permanente.

Relativamente às temperaturas de entrada e saída e ao caudal mássico de água $\dot{m}_{ag}$, estes foram monitorizados, como já foi referido, no computador disponível no laboratório, através do programa de aquisição de dados do *software DasyLab*, sendo registados com frequência de 1 Hz. O valor médio destas variáveis foi obtido com uma média aritmética simples de todos os valores adquiridos durante a fase de regime permanente. Foi também possível, graças ao *software*, a aquisição dos valores das frações molares dos gases de combustão, através dos analisadores dos mesmos. Os valores médios das frações molares foram obtidos para zonas estáveis do regime permanente, excluindo os intervalos de abertura e fecho da porta da caldeira.

Durante o regime permanente, também se registaram as condições ambientais a que esteve exposto o laboratório: a pressão e temperatura ambiente P_{amb} e T_{amb} respetivamente, a humidade absoluta do ar atmosférico w_{ar} , com um espaçamento temporal de 15 minutos, assim como a pressão estática da chaminé P_{cham} e a pressão dinâmica do escoamento P_{din} em diferentes pontos ao longo do diâmetro da conduta de exaustão. Durante os intervalos de 15 minutos foram também calculados o caudal mássico de combustível $\dot{m}_{comb}$ e o caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao tubo de Pitot *standard* $\dot{m}_{gPitot}$, estando os procedimentos de cálculo nas Secções 6.1 e 6.2, respetivamente.

Para o cálculo do rendimento da caldeira, foi ainda desenvolvida a equação característica da reação estequiométrica e a equação da reação real de combustão, utilizando os procedimentos apresentados nas Secções 6.3 e 6.4, respetivamente. Finalmente, depois de se apresentar o procedimento para o cálculo do rendimento térmico da caldeira através do método direto, na Secção 6.5, assim como o cálculo das perdas térmicas, na Secção 6.6, apresentam-se, ainda os procedimentos de cálculo do teor de cinzas dos combustíveis (ainda que de uma maneira muito simplista) e da temperatura adiabática de chama, nas secções 6.7 e 6.8, respetivamente.

6.1 Determinação do caudal mássico do combustível

Os briquetes, aquando da sua inserção na caldeira, eram previamente pesados utilizando a balança 1, de modo a atingir a homogeneidade de 1 kg. O valor do caudal mássico de combustível foi calculado pelo quociente da variação da massa, registada na balança 2, e o intervalo de tempo em causa, segundo

$$\dot{m}_{comb,i} = \frac{m_{db,i-1} - m_{ab,i}}{\Delta t} \quad (6.1)$$

onde $\dot{m}_{comb,i}$ é o caudal mássico de combustível no intervalo de tempo i , $m_{db,i-1}$ é a massa registada pela balança 2 imediatamente depois de se colocarem os briquetes na caldeira no intervalo de tempo anterior a $i - 1$, $m_{ab,i}$ é a massa registada pela balança 2 imediatamente antes da colocação dos briquetes na caldeira no intervalo de tempo i e Δt é o intervalo de tempo em questão.

O caudal mássico dos briquetes de um ensaio foi calculado pela média aritmética dos caudais mássicos obtidos para cada intervalo de 15 minutos. É importante mencionar que o caudal mássico não poderia ser calculado utilizando apenas a massa de briquetes lida na balança 1, para um dado intervalo temporal, dado que a colocação dos briquetes não implica necessariamente que estes sejam consumidos na sua totalidade no período em questão. Assim, utilizando a equação 6.1, a variação de massa é efetivamente aquela que foi consumida no intervalo de tempo em questão.

6.2 Determinação do caudal mássico dos gases de combustão

Como referido no início do presente capítulo, o caudal de gases de exaustão foi determinado durante os mesmos intervalos de tempo definidos para a alimentação da caldeira, recorrendo ao tubo de Pitot *standard*, a partir da pressão dinâmica do escoamento. A velocidade local do escoamento num determinado ponto da conduta de exaustão é determinada por (Munson, 2012)

$$u_x = \sqrt{\frac{2(P_{estg} - P_{est})}{\rho_g}} = \sqrt{\frac{2P_{din}}{\rho_g}} \quad (6.2)$$

onde u_x corresponde à velocidade local dos gases de combustão e ρ_g corresponde à massa volúmica dos gases húmidos de combustão. A determinação desta variável será demonstrada ao longo da Secção 6.4.

Para determinar os locais de medição ao longo do diâmetro da conduta escolheram-se três pontos já utilizados por Silva (2018), sendo o ponto 1 definido por $0,081D$, o ponto 2 por $0,500D$ e o ponto 3 por $0,0919D$, sendo D o diâmetro da conduta. Calculadas as velocidades referentes a cada ponto, a velocidade média do escoamento é determinada pela equação 6.3:

$$\bar{u} = \frac{1}{5} [u_2 + 2(u_1 + u_3)] \quad (6.3)$$

onde $\bar{u}$ é a velocidade média do escoamento dos gases de combustão e u_x corresponde à velocidade local no ponto x . Conhecida a velocidade médio dos gases na conduta, é possível então calcular o caudal mássico do escoamento segundo

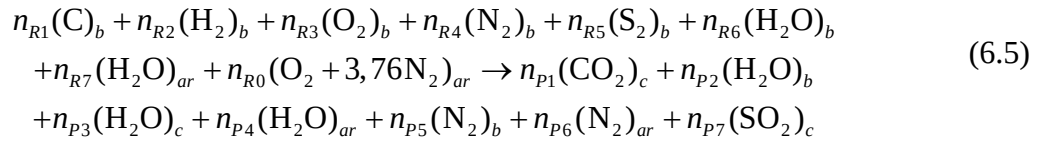
$$\dot{m}_{gPitot} = A\rho\bar{u} \quad (6.4)$$

onde $\dot{m}_{gPitot}$ é o caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao tubo de Pitot *standard* e A é a área de secção da conduta de exaustão.

6.3 Determinação da equação estequiométrica

Para uma melhor compressão da proveniência de cada componente presente na equação química da reação, procedeu-se à apresentação de um índice em cada molécula da mesma. O índice *ar* remete para os constituintes atmosféricos, ou dele provenientes, o índice *b* remete para a composição química dos briquetes, ou deles provenientes, e, finalmente, o índice *c* está

associado aos elementos com origem na combustão. Assim sendo, a equação estequiométrica é apresentada seguidamente



onde n_{Ri} referem-se aos coeficientes estequiométricos dos reagentes e n_{Pi} aos coeficientes estequiométricos dos produtos. Importa referir que a equação 6.5 foi escrita considerando 1 kg de combustível, sendo os coeficientes mencionados exprimidos em kmol/kg_{comb}.

Os coeficientes estequiométricos dos reagentes assinalados com índice b são calculados recorrendo-se à composição química dos briquetes, na base húmida

$$n_{Ri} = \frac{y_h(i)}{M_i} \quad (6.6)$$

onde M_i é a massa molecular do constituinte i .

Assim sendo, desconhecem-se apenas nove dos coeficientes descritos na equação 6.5 (n_{R7} , n_{R0} , n_{P1} , n_{P2} , n_{P3} , n_{P4} , n_{P5} , n_{P6} , n_{P7}). O coeficiente n_{R7} é referente à humidade do ar atmosférico, sendo calculável através da equação 6.7. O valor dos restantes coeficientes pode ser calculado recorrendo ao princípio de conservação de massa, sendo necessário efetuar um balanço de carbono, hidrogénio, azoto e enxofre como se observa nas equações 6.8 a 6.15

$$n_{R7} = \frac{w_{ar} m_{at,s}}{M_{H_2O}} \quad (6.7)$$

$$C: n_{P1} = n_{R1} \quad (6.8)$$

$$H: n_{P2} = n_{R6} \quad (6.9)$$

$$H: n_{P3} = n_{R2} \quad (6.10)$$

$$H: n_{P4} = n_{R7} \quad (6.11)$$

$$O: n_{R0} = (2n_{P1} + n_{P3} + 2n_{P7} - 2n_{R3}) / 2 \quad (6.12)$$

$$N: n_{P5} = n_{R4} \quad (6.13)$$

$$N: n_{P6} = 3,76n_{R0} \quad (6.14)$$

$$S: n_{P7} = 2n_{R5} \quad (6.15)$$

onde w_{ar} é a humidade absoluta do ar atmosférico, M_{H_2O} é a massa molar da água, igual a 18,015 kg/kmol, e $m_{at,s}$ é a massa teórica de ar seco por quilograma de combustível, calculada por

$$m_{at,s} = n_{ar} M_{ar} = 4,76_{R0} M_{ar} \quad (6.16)$$

onde M_{ar} é a massa molecular do ar atmosférico, 28,958 kg/kmol.

6.4 Determinação da equação da reação real de combustão

Na secção anterior, escreveu-se a equação estequiométrica da reação como se o processo se tratasse de uma combustão completa, contudo tal não se verifica. Na prática, a reação de combustão é incompleta, a qual ocorre com excesso de ar, sendo, portanto, necessário reescrever a equação química real segundo estes parâmetros. A equação 6.17 traduz a equação da reação real de combustão, onde os coeficientes têm um apóstrofo para se distinguirem dos coeficientes estequiométricos

$$\begin{aligned} n'_{R1}(C)_b + n'_{R2}(H_2)_b + n'_{R3}(O_2)_b + n'_{R4}(N_2)_b + n'_{R5}(S_2)_b + \\ n'_{R6}(H_2O)_b + n'_{R7}(H_2O)_{ar} + n_{R0}(1+e)(O_2 + 3,76N_2)_{ar} \rightarrow \\ n'_{P1}(CO_2)_c + n'_{P2}(H_2O)_b + n'_{P3}(H_2O)_c + n'_{P4}(H_2O)_{ar} + \\ n'_{P5}(N_2)_b + n'_{P6}(N_2)_{ar} + n'_{P7}(SO_2)_c + n'_{P8}(O_2)_{ar} + n'_{P9}(CO)_c \end{aligned} \quad (6.17)$$

onde e representa o excesso de ar, n'_{Ri} e n'_{Pi} representam os coeficientes dos reagentes e dos produtos da reação real de combustão. À semelhança da equação 6.5, na escrita desta equação considera-se 1 kg de combustível, sendo os coeficientes mencionados exprimidos em kmol/kg_{comb}.

Em ambas as equações (estequiométrica ou real) não se contabilizam os óxidos de azoto, já que as suas emissões contribuem minimamente para os cálculos efetuados no balanço energético. Assim sendo, os valores das frações molares dos óxidos de azoto foram considerados apenas para a análise da higiene da combustão, sendo a sua contribuição para o balanço mássico de gases de combustão desprezável.

Os coeficientes dos reagentes constituintes dos briquetes são já conhecidos visto que o valor dos mesmos é igual aos da equação estequiométrica já que são ambos calculados através da equação 6.6, ficando os restantes onze coeficientes como incógnitas. Utilizando as equações resultantes do balanço mássico, à semelhança da secção anterior, é possível obter o valor das incógnitas, adicionando duas equações e resolvendo um sistema de onze equações. As duas equações adicionais utilizam a composição molar dos gases de combustão, na base seca, fornecida pelos analisadores, nomeadamente a fração molar do monóxido de carbono, $x_s(CO)$, e do oxigénio $x_s(O_2)$. Assim sendo, as onze incógnitas da equação real da combustão são determinadas recorrendo ao sistema de onze equações (6.18 a 6.28) apresentado seguidamente

$$n'_{R7} = \frac{w_{ar} m_{ar,s}}{M_{H_2O}} \quad (6.18)$$

$$C: n'_{P1} = n'_{R1} - n'_{P9} \quad (6.19)$$

$$H: n'_{P2} = n'_{R6} \quad (6.20)$$

$$H: n'_{P3} = n'_{R2} \quad (6.21)$$

$$H: n'_{P4} = n'_{R7} \quad (6.22)$$

$$O: n_{R0} (1+e) = (2n'_{P1} + n'_{P3} + 2n'_{P7} + 2n'_{P8} + n'_{P9} - 2n'_{R3}) / 2 \quad (6.23)$$

$$N: n'_{P5} = n'_{R4} \quad (6.24)$$

$$N: n'_{P6} = 3,76n_0 (1+e) \quad (6.25)$$

$$S: n'_{P7} = 2n'_{R5} \quad (6.26)$$

$$\frac{n'_{P8}}{n'_{P1} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} = x_s (O_2) \quad (6.27)$$

$$\frac{n'_{P9}}{n'_{P1} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} = x_s (CO) \quad (6.28)$$

onde $m_{ar,s}$ corresponde à massa de ar seco utilizada na combustão por quilograma de combustível. Esta grandeza calcula-se através de

$$m_{ar,s} = n'_{ar} M_{ar} = 4,76n_{R0} (1+e) M_{ar} \quad (6.29)$$

Com a resolução do sistema de equações apresentado, para além dos valores dos coeficientes da reação, é também possível determinar a quantidade de excesso de ar da reação real. A massa de ar seco calculada, contabiliza o excesso de ar na reação, ao contrário da massa de ar seco teórica $m_{at,s}$, calculada para as condições estequiométricas. A partir desta grandeza, é também possível calcular a massa de ar húmido por quilograma de combustível $m_{ar,h}$,

$$m_{ar,h} = m_{ar,s} (1 + w_{ar}) \quad (6.30)$$

Assim sendo, o cálculo para o caudal mássico dos reagentes húmidos, $\dot{m}_R$, pode ser, finalmente, obtido através da equação 6.31.

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar,h} \quad (6.31)$$

Fazendo um balanço mássico à fornalha, o caudal mássico dos reagentes na base húmida é igual ao caudal mássico dos produtos húmidos $\dot{m}_p$. Contudo, esta não é a única via para a obtenção do valor do caudal dos produtos, existindo outros dois métodos para chegar ao mesmo resultado. O primeiro, determina o caudal dos gases húmidos recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão, como mostra a equação 6.32

$$\dot{m}_{g,eq} = \left(\sum n'_{Pi} M_i \right) \dot{m}_{comb} \quad (6.32)$$

O segundo método recorre às medições através do tubo de Pitot *standard* como apresentado na secção 6.2. Como é descrito na equação 6.4, o caudal mássico dos gases de combustão, calculado recorrendo ao tubo de Pitot, depende da massa volúmica dos gases de exaustão, sendo esta obtida através da composição molar dos gases na base húmida. A fração molar de cada constituinte, na base húmida $x_h(i)$, é calculada recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão, como se pode observar nas equações 6.33 a 6.39

$$x_h(\text{CO}_2) = \frac{n'_{p1}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.33)$$

$$x_h(\text{H}_2\text{O}) = \frac{n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.34)$$

$$x_h(\text{N}_2)_b = \frac{n'_{p5}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.35)$$

$$x_h(\text{N}_2)_{ar} = \frac{n'_{p6}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.36)$$

$$x_h(\text{SO}_2) = \frac{n'_{p7}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.37)$$

$$x_h(\text{O}_2) = \frac{n'_{p5}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.38)$$

$$x_h(\text{CO}) = \frac{n'_{p9}}{n'_{p1} + n'_{p2} + n'_{p3} + n'_{p4} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \quad (6.39)$$

Obtidas as frações molares dos constituintes, a massa molecular dos gases húmidos pode então calcular-se através de

$$M_h = \sum M_i x_h(i) \quad (6.40)$$

onde M_h representa a massa molecular dos gases húmidos de combustão. No presente sistema de equações para o cálculo das frações molares dos constituintes, optou-se pela separação do azoto consoante a sua origem: o azoto proveniente dos briquetes com massa molecular, $M_{N_2,b}$, igual a 28,013 kg/kmol, e o azoto proveniente do ar atmosférico com massa molecular, $M_{N_2,ar}$, igual a 28,150 kg/kmol. Este último valor considera a contribuição dos elementos residuais do ar atmosférico, daí a discrepância de valores.

Uma vez determinada a massa molar dos gases húmidos, é então possível calcular a massa volúmica dos mesmos, através da equação dos gases perfeitos

$$\rho_g = \frac{P_{amb} + P_{cham}}{\frac{\bar{R}}{M_h} \cdot T_{amb}} \quad (6.41)$$

onde $\bar{R}$ é a constante universal dos gases perfeitos, igual a 8314 J/(kmol·K).

Existem alguns erros referentes a cálculos apresentados neste capítulo, nomeadamente o erro relativo entre o valor do caudal mássico dos produtos de combustão $\dot{m}_p$ e o valor do caudal mássico dos gases calculado recorrendo aos coeficientes da equação real da combustão $\dot{m}_{g,eq}$ e o erro relativo entre o mesmo valor do caudal mássico dos produtos e o valor do caudal mássico dos gases de combustão recorrendo ao tudo de Pitot *standard* $\dot{m}_{gPitot}$. Os erros mencionados calculam-se segundo as equações 6.42 e 6.43, respetivamente

$$erro_{eq} = \frac{|\dot{m}_p - \dot{m}_{g,eq}|}{\dot{m}_p} \quad (6.42)$$

$$erro_{Pitot} = \frac{|\dot{m}_p - \dot{m}_{gPitot}|}{\dot{m}_p} \quad (6.43)$$

Os cálculos mencionados nas Secções 6.3 e 6.4 foram realizados com o programa *Engineering Equation Solver* (EES), estando o algoritmo utilizado apresentado nas Figuras B.2 a B.5 do Anexo B.

6.5 Determinação do rendimento térmico da caldeira

Recorrendo ao método direto, o rendimento térmico da caldeira calcula-se através da equação 6.44

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{forn}}} \quad (6.44)$$

onde $\dot{Q}_{\text{forn}}$ é a potência calorífica libertada na combustão dos briquetes e $\dot{Q}_{\text{útil}}$ é a potência calorífica útil transferida para a água do circuito da caldeira. A potência térmica fornecida à caldeira é calculada através da equação 6.45

$$\dot{Q}_{\text{forn}} = \dot{m}_{\text{comb}} PCI_{\text{comb}} \quad (6.45)$$

onde PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível. Como já foi referido, para os diversos tipos de biomassa, foi sempre utilizado o poder calorífico inferior na base seca, assegurando-se assim uma comparação das propriedades e eficiências dos diferentes briquetes num referencial comum de teor de humidade.

Para o cálculo da potência térmica transferida para o caudal de água, procedeu-se à análise do volume de controlo (permutador de calor), a partir do balanço energético e mássico do mesmo. Como tal, tomaram-se alguns princípios em consideração, atendendo à conservação de energia e de massa.

Segundo o princípio de conservação de energia, a diferença de energia que entra e sai de um volume de controlo, associada à massa e ao calor ou trabalho transferidos, é igual à variação da energia nesse volume de controlo. Na resolução do balanço energético, considera-se:

- as variações da energia cinética e potencial são desprezáveis, entre a única entrada e saída já que ambas apresentam as mesmas dimensões e pequena variação de cota;
- inexistência de trabalho exterior;
- a entalpia da água como o produto entre o calor específico mássico e a temperatura, já que a água se encontra no estado de líquido incompressível.

Por outro lado, o princípio de conservação de massa enuncia que a diferença entre a massa que entra e a massa que sai num volume de controlo é igual à variação de massa nesse mesmo volume. Na resolução do balanço de massa, considera-se:

- uma única entrada e uma única saída para o escoamento;
- a velocidade do escoamento é uniforme através das secções de entrada e saída;
- a massa volúmica da água permanece uniforme através das secções de entrada e de saída;
- o vetor de velocidade é sempre normal às secções de entrada e de saída.

Tomando em consideração todas as hipóteses mencionadas, em regime permanente, a potência térmica útil transferida para a água obtém-se através de

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_{ag} \tilde{c}_{ag} (T_{sai} - T_{ent}) \quad (6.46)$$

onde $\tilde{c}_{ag}$ é o calor específico mássico da água à temperatura média entre a temperatura da água à saída, T_{sai} e a temperatura da água à entrada, T_{ent} .

Estão então todas as variáveis relevantes para o cálculo do rendimento térmico enunciadas e o procedimento de cálculo para as obter, recorrendo ao método direto, sendo agora de fácil determinação.

6.6 Determinação das perdas térmicas

As perdas térmicas provenientes da caldeira podem dividir-se em três grupos consoante a sua origem: perdas térmicas na corrente dos gases de exaustão, perdas térmicas por queima incompleta e perdas térmicas por radiação, convecção e condução.

As perdas térmicas na corrente dos gases de exaustão $\dot{Q}_g$ dividem-se ainda em perdas latentes e perdas sensíveis. O primeiro grupo diz respeito à potência térmica usada na mudança de fase da água. Uma vez que a água proveniente do ar ambiente entra na caldeira já em vapor de água, não é contabilizada neste grupo. Deste modo, as perdas térmicas latentes na corrente dos gases de exaustão $\dot{Q}_{gl}$ são referentes apenas à humidade presente no combustível, calculadas através de

$$\dot{Q}_{gl} = \alpha \dot{m}_{comb} h_{lv} \quad (6.47)$$

onde α representa a fração mássica de água no combustível e h_{lv} corresponde à entalpia latente de vaporização da água a 25 °C, igual a 2442 kJ/kg.

Já as perdas térmicas sensíveis na corrente dos gases de exaustão $\dot{Q}_{gs}$ são calculadas segundo a equação 6.48

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{gs} &= \tilde{c}_{p_g} \dot{m}_g (T_g - T_{amb}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \dot{Q}_{gs} &= \left[(n'_p M \tilde{c}_p)_{H_2O} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{CO_2} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{O_2} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{CO} \right. \\ &\quad \left. + (n'_p M \tilde{c}_p)_{N_2} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{SO_2} \right] \dot{m}_{comb} (T_g - T_{amb})\end{aligned}\quad (6.48)$$

onde $\tilde{c}_{p_g}$ corresponde ao calor específico mássico dos gases húmidos de exaustão a pressão constante à temperatura média (entre T_g e T_{amb}), T_g corresponde à temperatura dos gases de exaustão e T_{amb} é a temperatura ambiente. É importante mencionar que a água referida na equação 6.48 é referente às três parcelas de água apresentadas na equação estequiométrica: água formada na combustão, água proveniente da humidade dos briquetes e a água proveniente da humidade do ar.

As perdas térmicas por queima incompleta traduzem-se em componentes não queimados na corrente dos gases de exaustão, nomeadamente o monóxido de carbono, e em combustível não queimado presente nas cinzas e na escória. As perdas térmicas por não queimados, relativamente ao monóxido de carbono $\dot{Q}_{CO}$ são calculas através da equação 6.49

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{CO} PC_{CO} = (n'_p M)_{CO} \dot{m}_{comb} PC_{CO} \quad (6.49)$$

onde $\dot{m}_{CO}$ é o caudal mássico de monóxido de carbono nos produtos de combustão e PC_{CO} é o poder calorífico do monóxido de carbono, igual a 10102 kJ/kg.

O cálculo das perdas por combustível não convertido presente nas cinzas deve ser realizado tendo em conta a separação de cinzas de fundo e cinzas voláteis. Contudo não se chegou a determinar o valor destas perdas térmicas devido à falta de conhecimento e de tempo de análise relativamente às frações mássicas das cinzas voláteis e de fundo, assim como a fração mássica de inertes no combustível na base húmida, não se sabendo assim o teor de carbono das cinzas, assim como a sua composição química.

O último grupo de perdas térmicas diz respeito a perdas via convecção, condução e radiação. O valor destas perdas térmicas não foi calculado devido à sua reduzida contribuição quando comparada com as perdas térmicas provenientes dos gases de exaustão. Assim sendo, fechou-se o balanço térmico. O somatório da potência transferida para a água e de todas as perdas térmicas terá de ser igual à potência total fornecida à caldeira, traduzido na equação 6.50

$$\dot{Q}_{forn} = \dot{Q}_{útil} + \dot{Q}_{gs} + \dot{Q}_{gl} + \dot{Q}_{CO} + \dot{Q}_{outros} \quad (6.50)$$

onde $\dot{Q}_{outras}$ corresponde à perda térmica das fontes não contabilizadas, como por exemplo as perdas térmicas por combustível não convertido e por convecção, condução e radiação.

O cálculo das perdas sensíveis dos gases de exaustão depende do valor médio dos calores específicos mássicos dos gases de exaustão a pressão constante obtidos à temperatura média entre a temperatura dos gases e a temperatura ambiente, como se pode observar na equação 6.48. Devido ao valor irregular da temperatura média à qual se determinam os calores específicos, optou-se por recorrer ao programa EES para otimizar o processo de cálculo destas grandezas. O algoritmo do mesmo encontra-se representado na Figura B.6 do Anexo B.

6.7 Determinação do teor de cinzas do combustível

Como já foi referido, a análise de cinzas não foi analisada de um modo profundo por escassez de tempo e recursos. Contudo, no final de cada ensaio, foi realizada uma avaliação simplista do teor de cinzas de cada combustível, recorrendo à balança 2, a partir da qual foram registados os valores da massa antes e depois de se retirarem as cinzas da caldeira de ambas as câmaras (superior e inferior). Para os ensaios realizados, o teor de cinzas de cada combustível foi calculado de acordo com a equação 6.51

$$t_{cinzas,i} = \frac{m_{ac} - m_{dc}}{m_{comb,i}} \quad (6.51)$$

onde $t_{cinzas,i}$ é o teor de cinzas do combustível i , m_{ac} é a massa registada pela balança 2 antes de se retirar as cinzas das câmaras da caldeira, m_{dc} é a massa registada pela mesma balança depois de retirarem as cinzas e $m_{comb,i}$ é a massa do combustível i . O valor médio do teor de cinzas de tipo de briquetes foi calculado pela média aritmética dos valores dos teores de cinza de todos os ensaios referente a cada espécie e temperatura de entrada da água utilizada.

6.8 Determinação da temperatura adiabática de chama

Por último, apresenta-se o procedimento de cálculo para a temperatura adiabática de chama para que seja possível compará-la com a temperatura medida pelo termopar, na zona de combustão. O cálculo da temperatura adiabática de chama realiza-se através da equação 6.52

$$T_{AC} \approx T_0 + \frac{\dot{m}_{comb} PCI_{comb} - (\tilde{c}_{comb} + n'_{ar} M_{ar} \tilde{c}_{P_{ar}} + n'_{R7} M_{H_2O} \tilde{c}_{P_v}) \dot{m}_{comb} (T_0 - T_{amb})}{\sum n'_{P_i} M_{P_i} \tilde{c}_{P_{P_i}} \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (6.52)$$

onde T_{AC} corresponde à temperatura adiabática de chama, T_0 corresponde à temperatura de referência (20 °C), $\tilde{c}_{comb}$ corresponde ao calor específico mássico médio do combustível, $\tilde{c}_{p_{ar}}$ corresponde ao calor específico mássico do ar seco a pressão constante à temperatura média (entre T_{amb} e T_0) e $\tilde{c}_{p_v}$ corresponde ao calor específico mássico do vapor de água no ar a pressão constante à temperatura média (entre T_{amb} e T_0). O valor utilizado para o calor específico mássico do combustível foi retirado da literatura, para o caso da madeira a uma temperatura de 20 °C, sendo igual a 2,512 kJ/(kg·K) (Silva, 2018).

O presente cálculo foi realizado tendo em conta os coeficientes da equação real da combustão. Contudo, para uma análise mais completa, interessa também a determinação da temperatura adiabática de chama a partir dos coeficientes da equação estequiométrica, $T_{AC,est}$ equação 6.53, uma vez que esta temperatura corresponde ao valor máximo que se pode registar na fornalha.

$$T_{AC,est} = T_0 + \frac{\dot{m}_{comb} PCI_{comb} - (\tilde{c}_{comb} + n_{ar} M_{ar} \tilde{c}_{p_{ar}} + n_{R7} M_{H_2O} \tilde{c}_{p_v}) \dot{m}_{comb} (T_0 - T_{amb})}{\sum n'_{p_i} M_{p_i} \tilde{c}_{p_{p_i}} \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (6.53)$$

O cálculo desta grandeza é iterativo, uma vez que os calores específicos mássicos dos produtos dependem da temperatura adiabática de chama, tendo-se recorrido ao programa EES, estando o algoritmo utilizado apresentado nas Figuras B.8, B.9, B.10 do Anexo B.

7. Resultados e discussão

No presente capítulo, apresentam-se e analisam-se os resultados experimentais obtidos relativamente às três espécies de briquetes estudadas nos ensaios realizados, com o objetivo de determinar o rendimento térmico da caldeira. O cerne da presente dissertação é a avaliação do desempenho térmico e as emissões poluentes em regime permanente, portanto o foco será na fase em que as condições estão próximas do mesmo.

Todos os ensaios decorreram em condições de utilização semelhantes, quer no caudal mássico de água, quer na quantidade de carga de briquetes para a alimentação da caldeira entre os mesmos intervalos de tempo (de 15 em 15 minutos), excetuando o último ensaio de tojo, no qual a alimentação foi reduzida em 25%. De maneira a simplificar a leitura, as espécies analisadas serão designadas pela letra inicial, seguida da temperatura de entrada da água à qual foi realizado o ensaio, juntamente com um índice numérico que representa o número do ensaio nas condições referidas, como por exemplo, T40₁ representa o primeiro ensaio utilizando briquetes provenientes de tojo com a temperatura da água à entrada da caldeira a 40 °C. Os briquetes de tojo serão então abreviados por T, os briquetes de aparas de poda de videira por V e os briquetes de aparas de poda de kiwi por K.

Na Tabela 7.1 apresentam-se as condições de operação da caldeira para todos os ensaios realizados como o caudal mássico médio de água no circuito interior da caldeira $\dot{m}_{ag}$, as temperaturas de entrada e saída médias da água T_{ent} e T_{sai} , bem como a diferença entre elas. Apresenta-se também, o caudal mássico médio de combustível durante cada ensaio $\dot{m}_{comb}$, bem como o teor de cinzas t_{cinzas} .

Tabela 7.1 - Condições de operação da caldeira nos ensaios realizados.

<i>Ensaio</i>	$\dot{m}_{comb}$ [kg/h]	$\dot{m}_{ag}$ [kg/min]	T_{ent} [°C]	T_{sai} [°C]	ΔT [°C]	t_{cinzas} [%]
V30 ₁	4,01	11,33	29,18	43,36	14,18	7,14
V30 ₂	4,02	11,18	31,19	46,09	14,90	5,69
V40 ₁	4,06	11,05	36,99	52,26	15,27	5,82
V40 ₂	4,04	11,12	36,57	49,75	13,18	5,50
K30 ₁	4,02	11,40	29,11	42,36	13,25	4,39
K30 ₂	4,00	10,59	33,01	47,71	14,70	6,69
K40 ₁	4,03	11,62	35,36	48,01	12,65	4,88
K40 ₂	4,07	10,04	37,32	49,88	12,56	6,32
K40 ₃	4,06	11,26	36,13	49,74	13,61	5,41
Tamb ₁	4,02	11,46	14,99	31,76	16,77	2,83
Tamb ₂	4,03	11,47	15,78	33,47	17,69	3,55
T30 ₁	4,01	11,29	30,36	45,74	15,38	3,41
T30 ₂	4,00	10,98	29,56	47,76	18,20	3,20
T40 ₁	4,04	10,71	37,17	54,85	17,68	2,54
T40 ₂	4,03	10,78	36,59	55,85	19,26	3,53
T40 ₃	3,01	11,31	36,26	49,57	13,31	2,21

É de notar que, embora se trate de uma avaliação simplista, os valores do teor de cinzas quando utilizados briquetes de videira para o funcionamento da caldeira é, em média, mais elevado que utilizando outra espécie de briquetes, registando o valor máximo de 7,14%. Contudo estes valores são demasiado elevados quando comparados com os enunciados na composição elementar das espécies de briquetes apresentadas na Tabela 4.2 do Capítulo 4. Não sendo a avaliação deste parâmetro um dos objetivos da presente dissertação, não se investiu muito tempo nos dados obtidos, tratando-se, como já foi referido, de uma avaliação simplista.

Na Tabela 7.2, apresentam-se os valores dos caudais mássicos de combustível $\dot{m}_{comb}$, do ar húmido comburente, $\dot{m}_{ar,h}$, e dos reagentes, $\dot{m}_R$, sendo este igual à soma dos dois primeiros. Apresentam-se ainda os valores dos caudais mássicos dos gases húmidos de exaustão, recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão, $\dot{m}_{g,eq}$, calculado a partir da equação 6.32, assim como os valores dos caudais mássicos dos gases húmidos

recorrendo ao tubo de Pitot *standard*, $\dot{m}_{gPitot}$, calculado a partir da equação 6.4, bem como o respetivo erro, determinado através da equação 6.43.

Tabela 7.2 - Caudais mássicos de combustível, de ar e dos gases de combustão.

<i>Ensaio</i>	$\dot{m}_{comb}$ [kg/h]	$\dot{m}_{ar,h}$ [kg/h]	$\dot{m}_R$ [kg/h]	$\dot{m}_{g,eq}$ [kg/h]	$\dot{m}_{gPitot}$ [kg/h]	<i>erro</i> _{Pitot} [%]
V30 ₁	4,01	52,89	56,90	57,20	80,43	41,36
V30 ₂	4,02	74,98	79,00	79,60	81,76	3,49
V40 ₁	4,06	58,26	62,32	62,74	81,60	30,94
V40 ₂	4,04	62,68	66,72	66,91	86,56	29,75
K30 ₁	4,02	87,11	91,13	91,91	85,39	6,30
K30 ₂	4,00	75,34	79,35	79,97	82,98	4,59
K40 ₁	4,03	59,21	63,23	63,46	85,15	34,67
K40 ₂	4,07	66,71	70,78	70,94	84,68	19,63
K40 ₃	4,06	59,07	63,13	63,38	85,24	35,03
Tamb ₁	4,02	61,70	65,72	66,11	86,60	31,78
Tamb ₂	4,03	77,54	81,57	82,10	83,38	2,23
T30 ₁	4,01	75,12	79,13	79,62	83,77	5,86
T30 ₂	4,00	56,84	60,84	61,16	82,90	36,26
T40 ₁	4,04	50,75	54,79	55,02	83,97	53,26
T40 ₂	4,03	55,91	59,94	60,16	80,49	34,29
T40 ₃	3,01	45,83	48,84	49,06	87,77	79,72

Analisando a tabela anterior, é possível concluir que o caudal mássico recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão é concordante com o caudal mássico dos reagentes, ao que se optou por não se apresentar o respetivo erro de cálculo, uma vez que os valores deste erro eram muitíssimo reduzidos. Por outro lado, o erro relativo recorrendo ao tubo de Pitot é muito mais significativo, atingindo valores de erro até cerca dos 80%, como tal, não foram utilizados em qualquer análise de desempenho da caldeira, devido à sua irregularidade. Esta é explicada devido ao entupimento do tubo, graças ao caudal de gases e partículas a que o mesmo está exposto durante os ensaios, afetando assim a medição do caudal de gases húmidos. Para a medição correta da velocidade local dos gases de exaustão, a localização da secção de medição deveria ser tal que o perfil de velocidade nesse local fosse desenvolvido, regular, sem

turbulência excessiva, nem rotação. Para isto, a secção de medição deveria apresentar uma distância livre de obstáculos a montante e a jusante de 20 e 5 diâmetros, respetivamente (Coelho, 2014). Na prática não foi possível de satisfazer esta condição, devido ao comprimento insuficiente da conduta de exaustão, pelo que não se garantiu um escoamento desenvolvido.

Análise do rendimento térmico

Na presente secção, serão apresentados os valores obtidos para o rendimento térmico da caldeira para todos os ensaios, bem como os valores das várias perdas térmicas analisadas. As Figuras 7.1 a 7.3 representam a evolução do rendimento térmico de cada ensaio para uma base temporal de 75 minutos. Apesar de se tentar homogeneizar o tempo dos ensaios nos 75 minutos, para alguns ensaios não foi possível. Optou-se ainda por separar as figuras consoante a espécie de briquetes utilizado, sendo a Figura 7.1 referente a briquetes de poda de videira, a Figura 7.2 referente a briquetes de poda de kiwi e, finalmente, as Figuras 7.3 e 7.4 referentes a briquetes de tojo. A separação em duas figuras adveio de se tratar de sete ensaios, pelo que a leitura das mesmas ficava muito confusa.

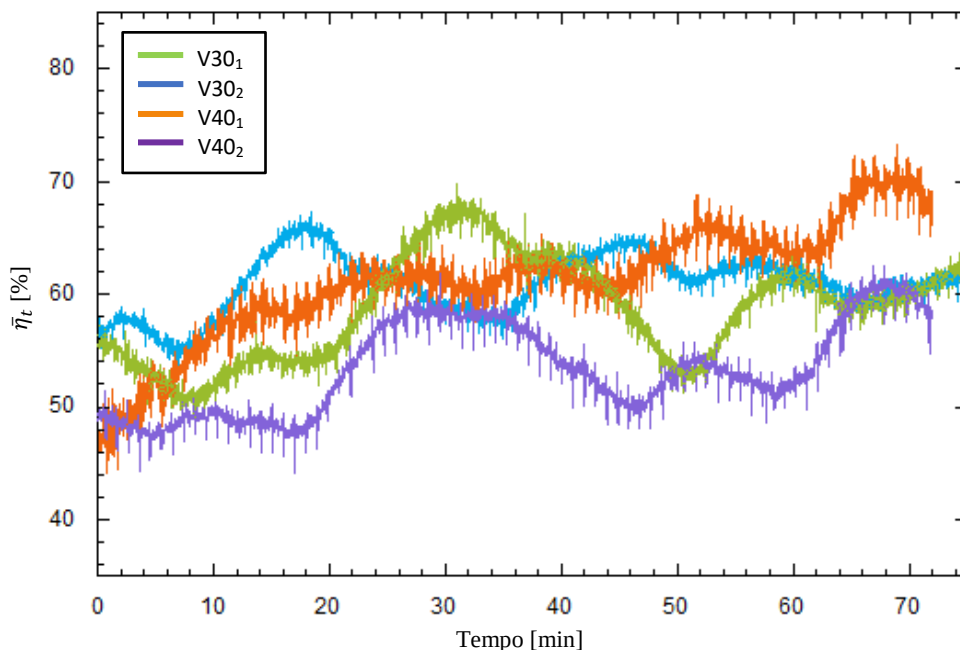


Figura 7.1 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de poda de videira.

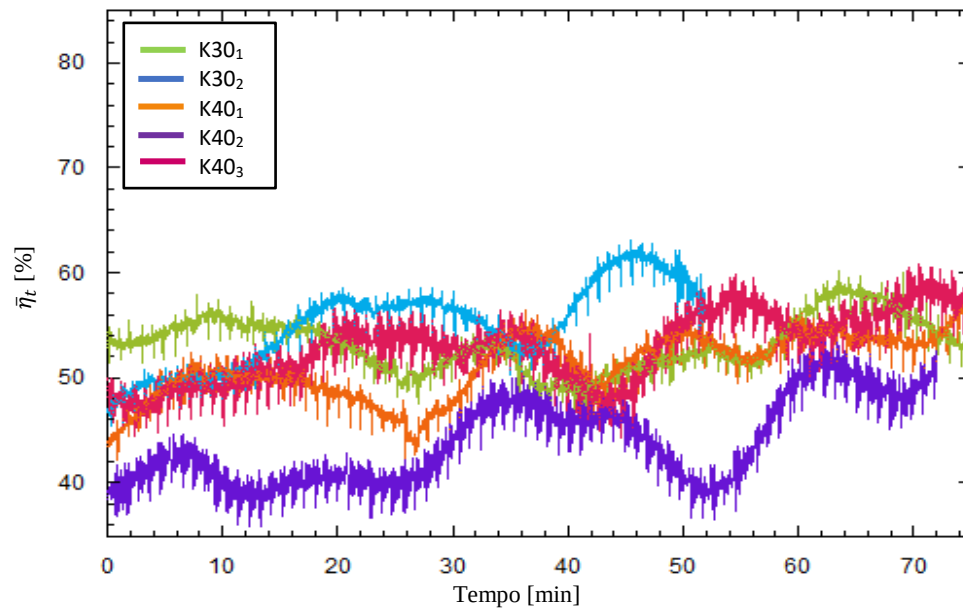


Figura 7.2 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de poda de kiwi.

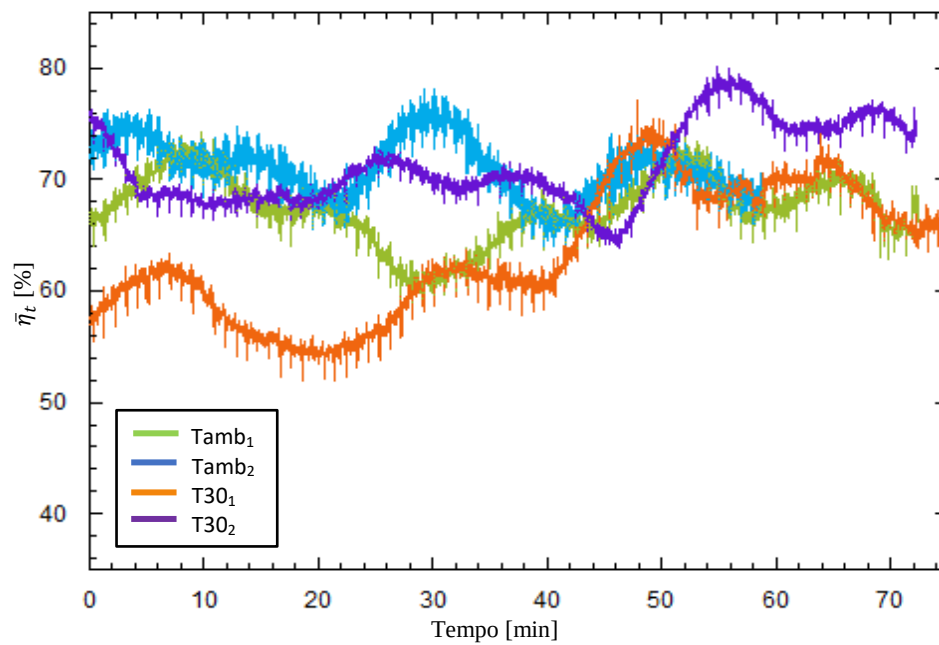


Figura 7.3 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de tojo.

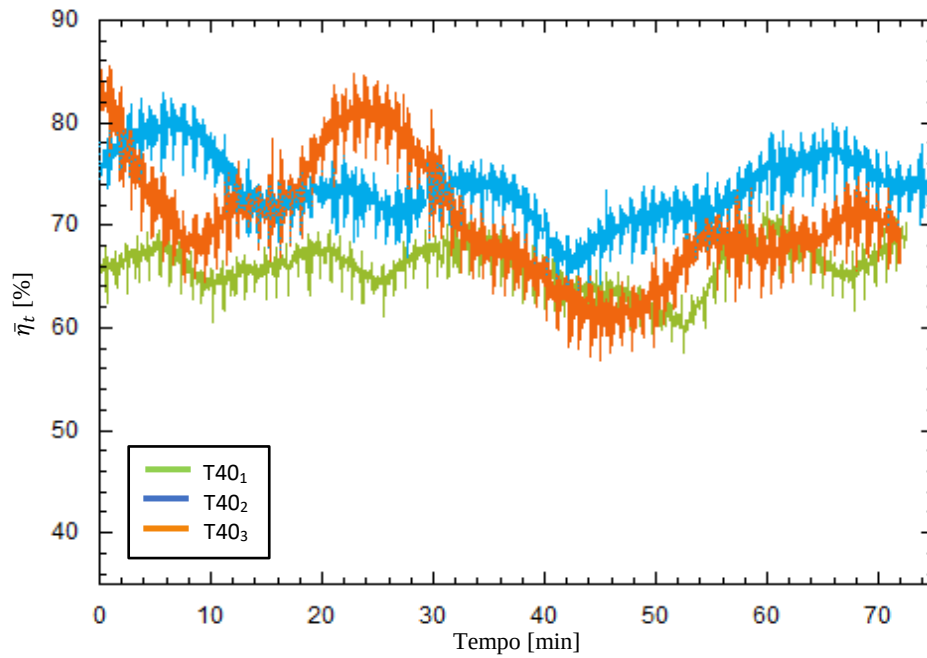


Figura 7.4 - Evolução do rendimento térmico da caldeira utilizando briquetes de tojo (continuação).

Como se pode verificar pela observação das figuras anteriores, o rendimento térmico durante cada ensaio apresenta diversas flutuações, apresentando raramente um comportamento constante. No decorrer de cada ensaio, alimentou-se a caldeira, manualmente, em intervalos de 15 minutos, pelo que as flutuações são explicadas pela abertura e fecho da porta da caldeira, o que afeta as condições de queima, impedindo a manutenção do regime permanente, em termos estritos.

Na Tabela 8.3, apresentam-se o caudal mássico de combustível $\dot{m}_{comb}$, a potência média fornecida à caldeira $\dot{Q}_{forn}$, a potência média útil transferida para o caudal de água $\dot{Q}_{util}$, o rendimento térmico médio $\bar{\eta}_t$ e respetivo desvio padrão $\sigma_{\bar{\eta}_t}$, para todos os ensaios realizados.

Tabela 7.3 - Rendimento térmico médio da caldeira nos ensaios realizados.

<i>Ensaio</i>	$\dot{m}_{comb}$ [kg/h]	$\dot{Q}_{forn}$ [kW]	$\dot{Q}_{util}$ [kg/h]	$\bar{\eta}_t$ [%]	$\sigma_{\bar{\eta}_t}$ [%]
V30 ₁	4,01	19,01	11,17	58,74	4,57
V30 ₂	4,02	19,04	11,60	60,94	2,58
V40 ₁	4,06	19,23	11,75	61,13	5,23
V40 ₂	4,04	19,14	10,21	53,37	4,13
K30 ₁	4,02	19,81	10,52	53,11	2,40
K30 ₂	4,00	19,74	10,84	54,94	3,90
K40 ₁	4,03	19,84	10,25	51,65	3,46
K40 ₂	4,07	20,08	8,79	43,75	4,05
K40 ₃	4,06	20,01	10,67	53,32	3,48
Tamb ₁	4,02	19,87	13,38	67,37	2,99
Tamb ₂	4,03	19,92	14,14	70,97	2,66
T30 ₁	4,01	19,85	12,10	60,97	5,66
T30 ₂	4,00	19,81	13,93	70,30	3,53
T40 ₁	4,04	19,99	13,19	65,95	2,22
T40 ₂	4,03	19,91	14,60	73,33	3,18
T40 ₃	3,01	14,90	10,48	70,33	5,92

A partir da análise da tabela anterior, é possível inferir que a gama dos valores do rendimento dos ensaios realizados é bastante ampla e variável, atingindo valores médios entre os 44 a 73%. Verificam-se diferenças acentuadas nos valores dos rendimentos consoante a espécie de briquete utilizada, sendo que, quando se utilizam os briquetes de poda de kiwi, os valores do rendimento térmico da caldeira apresentam-se bastante reduzidos, sendo o menor deles 43,75%. Por outro lado, utilizando briquetes de tojo, registam-se os valores mais elevados, atingindo o valor máximo de 73,33%, não sendo este um valor pontual. Aliás, o rendimento médio de todos os ensaios em que se utilizaram briquetes de tojo como combustível ronda os 68%. Relativamente ao desvio padrão do rendimento térmico dos ensaios, este atinge o máximo para o ensaio T40₃, seguido pelos ensaios T30₁ e V40₁, evidenciando uma maior variabilidade desta grandeza durante os respetivos ensaios, demonstrando um maior erro na aproximação às condições de regime permanente. Relativamente à temperatura de entrada da água, através da Tabela 7.3 é possível observar que o aumento da mesma não implica necessariamente o

aumento do rendimento do ensaio, acontecendo apenas para os ensaios em que se utilizaram briquetes de tojo, registando, como já foi mencionado, o valor máximo dos ensaios realizados a quando a temperatura de entrada da água era igual a 40 °C.

Segundo a Norma Europeia EN 12809:2015, as caldeiras domésticas independentes, que utilizam combustíveis sólidos, cuja potência térmica nominal é igual ou inferior a 50 kW possuem um limite mínimo para o seu rendimento térmico. No caso em estudo, a potência nominal da caldeira é de 24 kW, sendo então o rendimento térmico mínimo da mesma estabelecido em, aproximadamente, 67,5%. Assim sendo, analisando a Tabela 7,3, apenas os ensaios em que se utilizaram briquetes de tojo cumprem, em média, a norma referida, sendo que para as espécies restantes, nenhum ensaio a cumpre.

Na Tabela 7.4, apresentam-se ainda os valores das perdas térmicas calculadas, nomeadamente as perdas térmicas dos gases de exaustão $\dot{Q}_g$, dos não queimados pela presença de monóxido de carbono nos gases de exaustão $\dot{Q}_{CO}$ e as restantes perdas térmicas para fechar o balanço $\dot{Q}_{outras}$.

Tabela 7.4 - Análise das perdas térmicas dos ensaios realizados.

Ensaio	$\dot{Q}_{forn}$ [kW]	$\dot{Q}_g$ [kW]	$\dot{Q}_g$ [%]	$\dot{Q}_{CO}$ [kg/h]	$\dot{Q}_{CO}$ [%]	$\dot{Q}_{outras}$ [kW]	$\dot{Q}_{outras}$ [%]
V30 ₁	19,01	2,12	11,32	0,18	0,93	5,51	29,01
V30 ₂	19,04	2,80	14,68	0,23	1,21	4,41	23,16
V40 ₁	19,23	2,34	12,16	0,27	1,41	4,87	25,31
V40 ₂	19,14	2,48	12,96	0,32	1,66	6,12	32,00
K30 ₁	19,81	3,08	15,55	0,65	3,26	5,56	28,08
K30 ₂	19,74	2,82	14,31	0,28	1,43	5,79	29,33
K40 ₁	19,84	2,33	11,74	0,41	2,08	6,85	34,53
K40 ₂	20,08	2,49	12,39	0,53	2,65	8,28	41,22
K40 ₃	20,01	2,42	12,10	0,41	2,06	6,51	32,52
Tamb ₁	19,87	2,18	10,96	0,15	0,77	4,15	20,89
Tamb ₂	19,92	2,96	14,85	0,13	0,65	2,69	13,53
T30 ₁	19,85	2,63	13,27	0,26	1,33	4,85	24,43
T30 ₂	19,91	2,09	10,57	0,06	0,28	3,73	18,85
T40 ₁	19,99	1,90	9,48	0,13	0,63	4,79	23,95
T40 ₂	19,91	2,59	13,03	0,06	0,30	2,66	13,35
T40 ₃	14,90	1,53	10,27	0,25	1,70	2,64	17,70

As perdas térmicas relativas aos gases de exaustão representam 9 a 16% da potência térmica fornecida. Não se verifica nenhuma relação específica entre as perdas térmicas dos gases e o caudal mássico do combustível (potência fornecida à caldeira), uma vez que o valor das perdas é aproximadamente constante. Mesmo no ensaio T40₃, sendo o caudal de alimentação 75% do original, a perda térmica nos gases de exaustão representa apenas 10,27% da potência fornecida, não sendo um valor tão distinto dos restantes.

Relativamente às perdas de não queimados, pela existência de monóxido de carbono nos gases de exaustão, este valor é máximo e igual a 0,65% da potência térmica fornecida no ensaio K30₁. Este tipo de perdas assume valores bastante reduzidos quando comparadas as restantes, situando-se entre 0,1 e 0,65% da potência térmica fornecida.

Já as perdas onde se englobam perdas por radiação, convecção, condução e todas as outras não contabilizadas acima, representam, na maioria dos ensaios, uma parcela bastante

significativa. Contudo, o valor destas perdas não é constante, variando numa ampla gama de valores entre 13 e 41%. A presença de material não queimado no final de cada ensaio, excessivo tempo com a porta aberta para alimentação da caldeira e distribuição heterogénea do combustível na câmara de combustão, levando a deficiente contacto entre combustível e comburente, podem ser alguns dos fatores que justifiquem a discrepância das outras perdas térmicas para os diferentes ensaios. Saliente-se ainda que, sendo a caldeira em análise de alimentação manual, o desempenho está sempre condicionado por esta limitação construtiva.

Análise da emissão de poluentes

Nesta secção apresentam-se os resultados referentes à higiene da combustão em função do tipo de combustível. É importante referir que as análises, relativamente à temperatura e à composição médias dos gases de exaustão, foram calculadas pela média aritmética dos valores registados em cada segundo, excluindo as alturas de abertura da porta da caldeira para alimentação. Para tal, foi necessário um tratamento em folha de cálculo dos dados obtidos pelo sistema de aquisição, de modo a excluïrem-se os valores anormais verificados nas alturas de alimentação manual da caldeira.

No Anexo C, estão detalhadas para todos os ensaios a evolução da temperatura dos gases de exaustão bem como a evolução das frações molares de oxigénio e de dióxido de carbono, usando-se nesta secção a evolução destes parâmetros do ensaio T40₁ como exemplo, sendo a evolução da temperatura dos gases representada pela linha laranja, a concentração de oxigénio pela linha azul e a de dióxido de carbono pela linha verde.

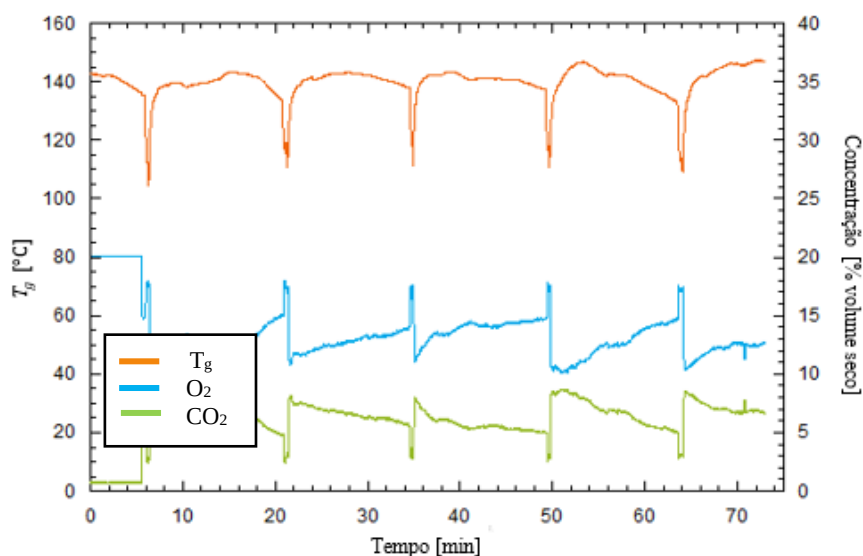


Figura 7.5 - Evolução da temperatura dos gases de exaustão e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono para o ensaio T40₁.

Analisando a Figura 7.5, verifica-se que, sempre que ocorria a alimentação da caldeira de 15 em 15 minutos e consequentemente a abertura da porta da câmara superior, a concentração de oxigénio aumentava, já que a fornalha ficava exposta por um pequeno intervalo de tempo ao ar ambiente com 21% de oxigénio. Em contrapartida, a concentração de dióxido de carbono diminuía assim como a temperatura dos gases de exaustão, levando esta última diminuição às alterações na temperatura de saída da água da caldeira, provocando assim flutuações no rendimento. Por outro lado, também a concentração de monóxido de carbono aumentava, aquando a alimentação da caldeira, uma vez que entrava ar à temperatura ambiente em grande quantidade para a câmara de combustão, provocando o congelamento da reação de combustão e, consequentemente, o aumento da emissão do poluente em questão.

Na Figura 7.6 apresenta-se, a título de exemplo, a evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o regime permanente nos ensaios em que utilizaram briquetes de poda de videira. Não se optou pela representação das três espécies já que as evoluções dos valores da temperatura são bastante próximas dentro de cada espécie, tornando a leitura dos gráficos confusa e desorganizada. Assim sendo, no Anexo C, estão individualizadas as evoluções de cada ensaio, tornando a interpretação e leitura das mesmas mais simples e clara.

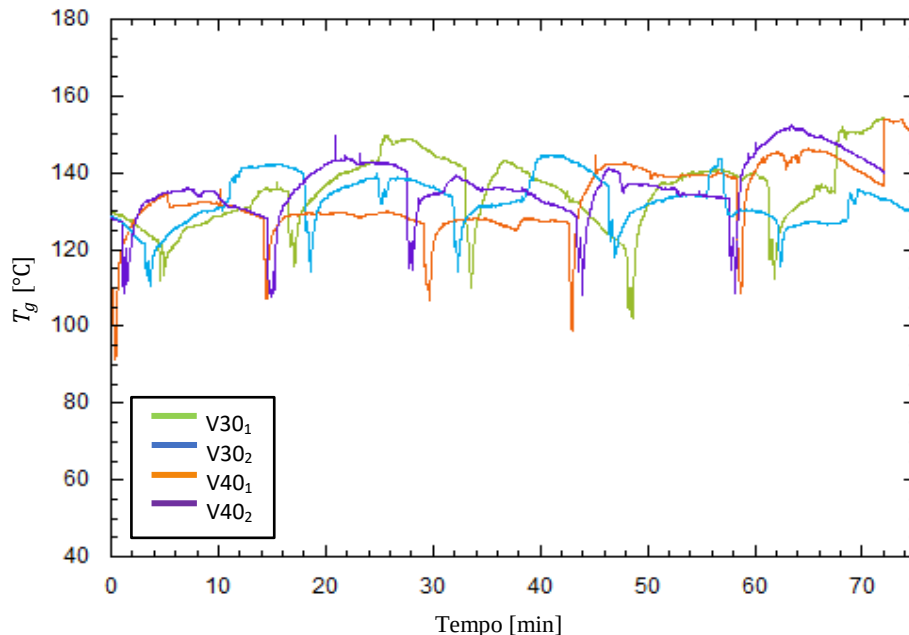


Figura 7.6 - Evolução da temperatura dos gases de exaustão nos ensaios com briquetes de videira.

Analisando a Figura 7.5, são claramente visíveis as flutuações da temperatura ao longo de todo o ensaio provocadas pela abertura da porta da caldeira. Além do mais, atingir uma evolução constante da temperatura foi extremamente complicado para todas as espécies de briquetes, como é possível observar no exemplo referente aos ensaios da Figura 7.6, oscilando numa gama de, aproximadamente 20 °C.

Na Tabela 7.5 apresenta-se a composição média dos gases de exaustão, na base seca $x_s(i)$, proveniente dos analisadores e ainda o valor médio da temperatura dos gases de exaustão, $\bar{T}_g$, para cada ensaio. Os valores registados já são alvo das correções através da calibração dos analisadores, assim como só são contabilizados os valores adquiridos pelo software de aquisição de dados aquando a porta da caldeira está fechada. Contudo, em vários ensaios, o analisador de oxigénio demonstrou problemas técnicos, pelo que o seu valor foi calculado a partir da fração molar de dióxido de carbono, através da equação 7.1, o qual estará a azul na tabela.

$$x_s(\text{O}_2) = (1 - x_s(\text{CO}_2) / x_t(\text{CO}_2)) \cdot 0,21 \quad (7.1)$$

onde $x_t(\text{CO}_2)$ é o valor da fração molar teórica de dióxido de carbono calculada através dos coeficientes da equação estequiométrica, para cada espécie de briquete.

Tabela 7.5 - Composição dos gases de combustão dos ensaios realizados.

Ensaio	$\bar{T}_g$ [°C]	$x_s(\text{O}_2)$ [%]	$x_s(\text{CO}_2)$ [%]	$x_s(\text{CO})$ [ppm]	$x_s(\text{NO})$ [ppm]	$x_s(\text{NO}_2)$ [ppm]	e [%]
V30 ₁	136,51	13,06	6,46	1238,86	1,57	1,27	162,04
V30 ₂	133,07	15,41	6,47	1137,17	2,37	2,88	270,96
V40 ₁	133,02	13,74	5,91	1717,65	83,11	7,37	185,38
V40 ₂	137,10	14,30	5,46	1870,25	28,66	4,35	208,48
K30 ₁	127,53	16,18	6,01	2733,60	2,89	2,98	322,83
K30 ₂	132,78	15,38	6,50	1377,55	2,90	2,70	267,11
K40 ₁	135,25	13,84	5,66	2567,70	19,84	4,39	186,98
K40 ₂	127,64	14,59	5,06	2942,24	36,49	7,92	219,44
K40 ₃	138,37	13,76	5,73	2579,90	1454,09	173,57	183,82
Tamb ₁	120,20	13,10	5,80	919,01	2,55	2,81	162,32
Tamb ₂	133,86	14,70	6,93	620,15	4,33	3,04	228,81
T30 ₁	128,31	14,55	6,52	1296,55	2,80	3,35	219,60
T30 ₂	126,18	12,41	6,32	365,81	2,46	2,55	142,28
T40 ₁	121,45	11,31	5,55	920,38	113,82	31,21	114,29
T40 ₂	153,75	12,21	7,04	399,70	58,88	15,31	137,13
T40 ₃	116,92	13,06	4,49	2043,76	34,26	12,24	159,70

Os valores obtidos pelo analisador de óxidos de azoto não serão utilizados visto que apresentam resultados muito pouco credíveis, indo de valores desde 2 a 1454 ppm no caso da leitura do óxido de azoto. Segundo Silva (2018) e Morgado (2019), estes valores deveriam seguir uma tendência mais constante e não uma discrepância de valores como a apresentada na Tabela 7.5. Esta discrepância pode ser explicada por falha do analisador ou entupimento nos tubos de sucção da bomba. Contudo, a presente irregularidade, pode advir por alterações na composição dos briquetes, devido à composição heterogénea dos resíduos de poda, pelo que a questão das emissões dos óxidos de azoto merece um estudo mais cuidadoso.

A partir da tabela também foi possível observar uma relação direta entre o excesso de ar na combustão e o oxigénio presente nos gases de exaustão, traduzida na Figura 7.7: verifica-se que quanto maior o teor de oxigénio nos gases de exaustão, logicamente, maior é o excesso de ar da combustão.

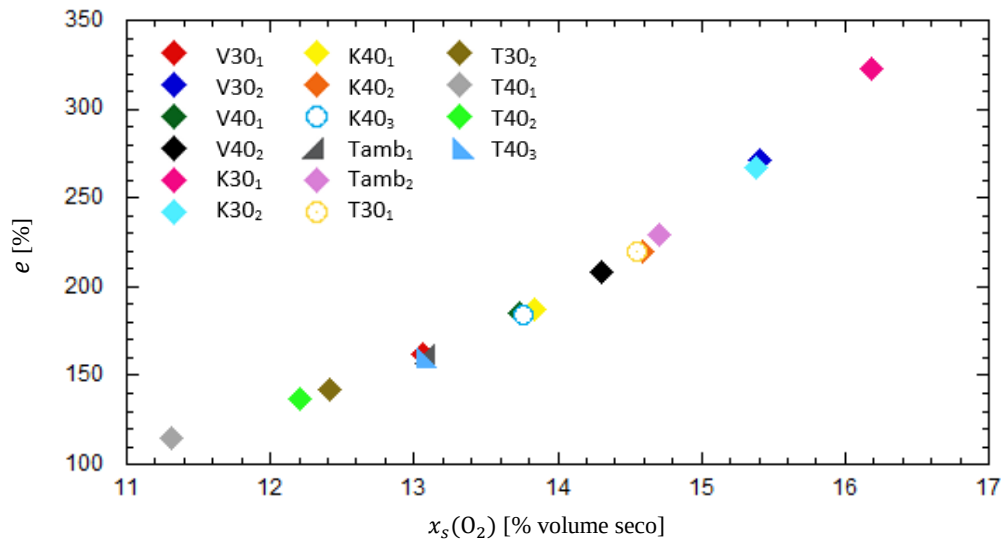


Figura 7.7 - Excesso de ar em função da concentração de oxigénio.

Relativamente às emissões de monóxido de carbono, a Norma Europeia EN 14785:2008, referente a aparelhos domésticos para aquecimento ambiente que utilizam granulados de madeira, estabelece limites das emissões de monóxido de carbono, impondo o limite de 600 ppm. Este valor está descrito numa base de referência de 13% de oxigénio. Assim sendo, as emissões do poluente em questão obtido nos ensaios foram convertidas, segundo a equação 7.2.

$$x_s(\text{CO})_c = x_s(\text{CO}) \cdot \frac{0,21 - 0,13}{0,21 - x_s(\text{O}_2)} \quad (7.2)$$

onde $x_s(\text{CO})_c$ é a fração média de monóxido de carbono corrigida, na base de referência de 13% de teor de oxigénio. Na Tabela 7.6, apresentam-se os valores médios das frações molares de dióxido de carbono corrigidos através da equação 7.2.

Tabela 7.6 - Emissão de monóxido de carbono na base de referência dos ensaios realizados.

<i>Ensaio</i>	$x_s(\text{O}_2)$ [%]	$x_s(\text{CO})$ [ppm]	$x_s(\text{CO})_c$ [ppm]
V30 ₁	13,06	1238	1249
V30 ₂	15,41	1137	1627
V40 ₁	13,74	1718	1890
V40 ₂	14,30	1870	2232
K30 ₁	16,18	2734	4542
K30 ₂	15,38	1378	1960
K40 ₁	13,84	2568	2868
K40 ₂	14,59	2942	3675
K40 ₃	13,76	2580	2850
Tamb ₁	13,10	919	931
Tamb ₂	14,70	620	787
T30 ₁	14,55	1297	1607
T30 ₂	12,41	366	341
T40 ₁	11,31	920	760
T40 ₂	12,21	400	364
T40 ₃	13,06	2044	2060

A partir da tabela acima verifica-se que apenas dois dos ensaios realizados cumprem com a Norma Europeia EN 14785:2008: o T30₂ e o T40₂, ambos utilizando a espécie tojo como combustível, constatando-se assim que o tipo de combustível influencia as emissões de monóxido de carbono. Tal como já foi referido, a formação de monóxido de carbono é devida a diversos fatores, nomeadamente tempo de residência na câmara de combustão limitado, fraca mistura entre combustível e o comburente ou excesso de ar inadequado, quer demasiado reduzido, quer demasiado elevado, o que provoca uma diminuição da temperatura de combustão (Johansson *et al.*, 2004; Roy *et al.*, 2013). Assim, as elevadas emissões de CO podem estar relacionadas com algum destes fatores ou uma combinação entre eles. Sendo a caldeira de alimentação manual, a frequente abertura da porta para se realizar alimentação em combustível, cria condições frequentes de congelamento da combustão.

Análise da temperatura adiabática de chama

Na presente secção, são comparadas de um modo simplista as temperaturas de chamas: a temperatura medida pelo termopar e as temperaturas calculadas através das equações 6.52 e 6.53. A temperatura de chama referida em primeiro lugar é medida experimentalmente pelo termopar colocado na zona de combustão, podendo existir flutuações de valores já que a localização do termopar poderia ser alterada, ainda que não propositadamente, no decorrer dos ensaios.

Para a comparação da temperatura da chama medida pelo termopar com a temperatura adiabática de chama, foi necessário obter uma temperatura média durante o período considerado de regime permanente. Assim, para a obtenção da temperatura média da chama procedeu-se de modo idêntico ao seguido na obtenção da composição média e da temperatura média dos gases de exaustão, excluindo as alturas de abertura da porta da caldeira para alimentação. Contudo, devido à aleatoriedade das condições de combustão, retirar os valores apenas quando a porta superior da caldeira se encontrava aberta, pouco interfere no resultado. Apenas se optou por este procedimento por uma razão de coerência. Na Tabela 7.7 apresenta-se o excesso de ar, e , a temperatura adiabática estequiométrica, $T_{AC,est}$, a temperatura adiabática, T_{AC} , e a temperatura real média da chama medida pelo termopar, $\bar{T}_{chama}$, para cada ensaio.

Tabela 7.7 - Temperatura média da chama e temperaturas adiabáticas estequiométrica e real de chama.

<i>Ensaio</i>	<i>e</i> [%]	<i>T_{AC,est}</i> [°C]	<i>T_{AC}</i> [°C]	<i>T_{chama}</i> [°C]
V30 ₁	162,04	1888	1050	767
V30 ₂	270,96	1886	793	733
V40 ₁	185,38	1866	977	754
V40 ₂	208,48	1877	927	630
K30 ₁	322,83	1919	722	654
K30 ₂	267,11	1925	813	766
K40 ₁	186,98	1917	998	607
K40 ₂	219,44	1895	911	632
K40 ₃	183,82	1902	1005	660
Tamb ₁	162,32	1765	962	724
Tamb ₂	228,81	1762	800	777
T30 ₁	219,60	1771	824	681
T30 ₂	142,28	1770	1027	818
T40 ₁	114,29	1754	1129	735
T40 ₂	137,13	1761	1045	761
T40 ₃	159,70	2113	974	618

Tal como referido no Capítulo 6, a temperatura adiabática de chama estequiométrica é calculada utilizando os coeficientes estequiométricos, não interferindo o excesso de ar para os valores apresentados da mesma. Analisando a Tabela 7.7, é possível observar que a temperatura adiabática de chama estequiométrica apresenta flutuações mínimas para cada espécie de briquetes, sendo o valor máximo registado para o ensaio T40₃ igual a 2113 °C. O ensaio em questão, como já foi referido, foi diminuído em 25% de caudal mássico de combustível, logo é natural que o valor da temperatura adiabática de chama estequiométrica seja maior já que o denominador da equação para o cálculo da mesma (equação 6.53) e a segunda parcela do numerador apresentem valores mais reduzidos. Os restantes valores registados seguem uma tendência bastante uniforme, o que é natural já que o poder calorífico dos diferentes tipos de briquetes é bastante semelhante.

Já a temperatura adiabática de chama real é calculada através dos coeficientes da equação de combustão real, dependendo o valor da mesma do excesso de ar calculado para cada

ensaio, independentemente do tipo de combustível utilizado, sendo então mais naturais as oscilações apresentadas na Tabela 7.7. A partir da análise da tabela em questão, consoante a espécie de briquetes utilizados como biocombustível, também é possível inferir que os menores valores de temperatura adiabática de chama real correspondem aos ensaios onde se verifica uma maior percentagem de excesso de ar como era de esperar.

Na Figura 7.8, apresenta-se a evolução da temperatura de chama medida pelo termopar referente ao ensaio T_{amb1} , assim como a representação das temperaturas supramencionadas ao longo do mesmo ensaio, a título de exemplo, tendo como objetivo a comparação das mesmas.

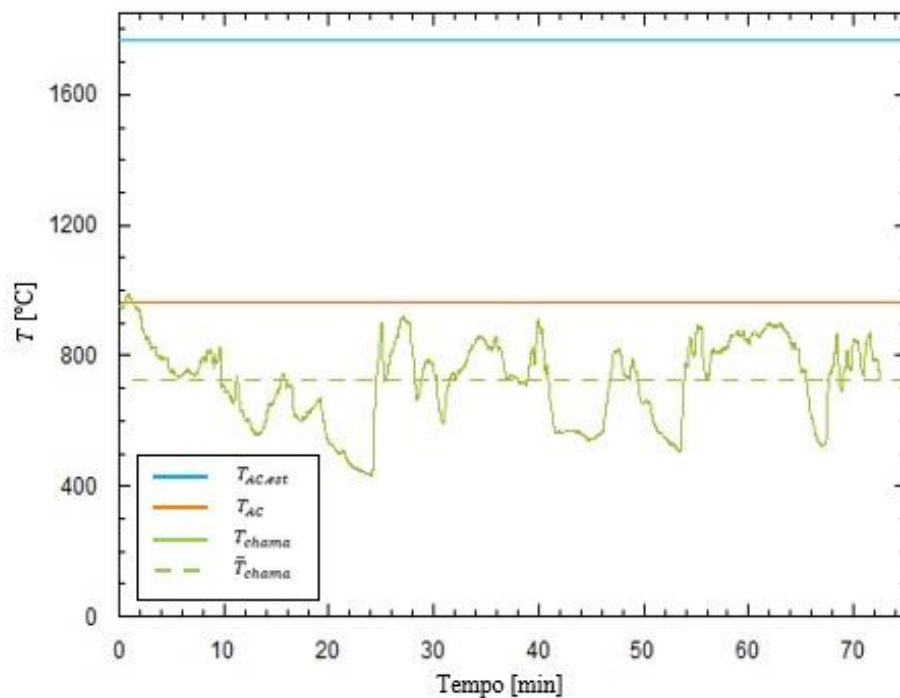


Figura 7.8 - Evolução da temperatura de chama medida pelo termopar e das temperaturas adiabáticas de chama estequiométrica e real durante o ensaio do desempenho térmico T_{amb1} .

A temperatura adiabática de chama estequiométrica, calculada pela equação 6.53, utiliza os coeficientes da equação estequiométrica, onde a quantidade de ar de alimentação é exatamente a necessária para ocorrer a combustão completa do biocombustível. Comparando a equação estequiométrica com a equação da reação de combustão real com excesso de ar, verifica-se que, uma menor quantidade de ar, leva a uma menor quantidade de reagentes e, consequentemente, a uma menor quantidade dos produtos (gases de combustão). Como na equação 6.53 a parcela referente aos gases de combustão se encontra em denominador, é natural que a sua diminuição provoque um aumento na temperatura adiabática de chama calculada. Por outro lado, como foi referido no Capítulo 3, o cálculo da temperatura adiabática de chama é

realizado considerando a fornalha adiabática em teoria. Assim sendo, o valor da temperatura de chama é superior àquele medido pelo termopar.

8. Conclusões

Na presente dissertação, analisou-se o desempenho térmico da caldeira, tendo sempre em conta que as condições eram próximas do regime permanente. Contudo, este conceito foi de extrema dificuldade de alcançar como já foi mencionado, tendo por isso uma aplicação muito lata. Nos ensaios experimentais realizados, foi possível observar várias oscilações nomeadamente na evolução da temperatura e composição dos gases de exaustão. Um dos motivos foi a periódica alimentação manual da caldeira, o que obrigava a abrir a porta superior da mesma, diluindo o ar da combustão com o ar atmosférico. Deste modo, ao longo dos ensaios foi impossível a manutenção de condições estritas de regime permanente, empregando-se este conceito em termos globais e calculando-se os valores médios das grandezas medidas excluindo-se as zonas de abertura e fecho da porta da caldeira. Por outro lado, o armazenamento um pouco descuidado dos briquetes expostos as condições atmosféricas interferiu com a composição dos mesmos, levando a um aumento da humidade neles contida, o que impossibilitou um desenvolvimento mais coerente dos ensaios quando utilizados briquetes da mesma espécie.

As três espécies de combustíveis sólidos estudadas apresentaram comportamentos bastante distintos no decorrer dos ensaios realizados, avaliando-se o rendimento térmico da caldeira. Apesar de a análise dos ensaios se focar na fase de regime permanente, é de notar que a fase de arranque foi influenciada pela espécie de briquete utilizado, sendo os briquetes de poda de kiwi os mais problemáticos. Estes proporcionavam uma fase de arranque mais demorada e consequente gasto acrescido de matéria-prima, não se justificando face aos valores de rendimento térmico apresentados quando utilizado este biocombustível.

O cálculo do caudal mássico, recorrendo ao tubo de Pitot *standard*, revelou-se um procedimento pouco fidedigno já que apresenta resultados bastante díspares nos vários ensaios, não sendo assim tomados em conta. A explicação para a apresentação de valores tão excêntricos assenta na exposição do tubo de Pitot às condições extremas da temperatura dos gases de combustão e partículas de dimensão variável expelidas através da conduta de exaustão, podendo

levar à sua danificação e obstrução, levando a leituras defeituosas da variação da pressão na chaminé.

Relativamente ao rendimento térmico da caldeira, os melhores resultados foram obtidos para os ensaios em que se utilizaram briquetes de tojo como combustível, quer a entrada da água na caldeira fosse à temperatura ambiente, a 30 ou a 40 °C. O rendimento mais elevado obtido foi de 73,33% para o segundo ensaio utilizando briquetes de tojo com a temperatura de entrada da água a 40 °C e o mais baixo foi referente ao segundo ensaio utilizando briquetes de kiwi com a temperatura de entrada da água, também, a 40 °C. Não se verificou uma relação direta entre o rendimento da caldeira e a temperatura de entrada da água na caldeira, sendo o rendimento influenciado maioritariamente pelo tipo de combustível utilizado. Relativamente ao desvio padrão do rendimento, os ensaios utilizando briquetes de videira foram os mais afetados. Além do mais, apenas ensaios realizados com briquetes de tojo cumprem em média os limites impostos pela Norma Europeia EN 12809:2015, que impõe um rendimento mínimo de 67,5%. Sendo possível concluir que o tojo será a espécie mais acertada.

As perdas térmicas pelos gases de exaustão representam 9 a 16% da potência térmica fornecida. Não se verificou nenhuma relação específica entre as perdas térmicas dos gases e o caudal mássico do combustível, uma vez que o valor das perdas é aproximadamente constante. Por outro lado, as perdas de não queimados, devido à existência de CO nos gases de exaustão assumem valores bastante reduzidos, quando comparadas as restantes, situando-se entre 0,1 e 0,65% da potência térmica fornecida. Já as perdas por radiação, convecção, condução e todas as outras não contabilizadas acima, representam, na maioria dos ensaios, uma parcela bastante significativa. Contudo, o valor destas perdas não é constante, variando numa ampla gama de valores entre 13 e 41%.

No que diz respeito às emissões de poluentes, constatou-se que o tipo de combustível tem um efeito bastante significativo nas emissões de monóxido de carbono, sendo que, quando utilizados briquetes de poda de kiwi as emissões eram, em média, mais elevadas e utilizando briquetes de tojo eram, também média, mais reduzidas. Contudo, apenas dois dos dezasseis ensaios realizados estão de acordo com a Norma Europeia EN 14785:2008 referente a aparelhos domésticos para aquecimento ambiente que utilizam granulados de madeira, que estabelece limites das emissões de monóxido de carbono em 600 ppm.

Relativamente ao estudo da temperatura de chama, concluiu-se que o valor medido da temperatura de chama, em média, pelo termopar presente na zona de combustão encontrou-se sempre abaixo dos valores calculados das temperaturas adiabáticas de chama estequiométrica e real, o que faz sentido já que a primeira é calculada através das condições estequiométricas, fornecendo a quantidade de ar exata necessária à combustão completa e a segunda é calculada

através dos coeficientes da equação real, assumindo a fornalha como um volume adiabático, resultando em valores teóricos naturalmente superiores àquele medido pelo termopar.

9. Trabalhos futuros

A partir dos resultados obtidos e nas dificuldades encontradas ao longo do presente projeto, apresentam-se algumas sugestões para trabalhos futuros, dando continuidade à linha de investigação do trabalho desenvolvido.

Como foi mencionado, atingir as condições de regime permanente nos ensaios realizados foi de extrema dificuldade. Um dos motivos para não ser possível trabalhar a condições mais próximas de regime permanente é a alimentação manual da caldeira de forma intermitente, causando instabilidade na combustão. Assim sendo, sugere-se a realização do estudo em questão para uma caldeira de alimentação automática.

A nível de equipamento, sugere-se que haja uma preparação mais cuidada, incluindo limpeza e verificação periódica do mesmo já que o trabalho em questão é desenvolvido a temperaturas elevadas, com emissões de poluentes e partículas agressivas para o equipamento.

Os ensaios foram realizados utilizando um caudal mássico de briquetes de combustível constante, excetuando o último ensaio de tojo com entrada de água a 40 °C. Este ensaio apresentou valores diferentes, nomeadamente nos valores das emissões poluentes, quando comparado com ensaios utilizando o mesmo tipo de biocombustível. Seria então interessante, futuramente, variar o caudal de alimentação e analisar os consequentes resultados. Por outro lado, a gama de temperaturas de entrada de água deveria ser ampliada de modo a ser possível verificar se existe, ou não, disparidade nos resultados aquando a alteração desta condição inicial.

Sugere-se ainda, uma análise mais cuidada relativamente aos óxidos de azoto, devido à discrepância de valores medidos, seja por deficiência dos analisadores ou pela heterogeneidade dos resíduos de poda.

A nível de perdas térmicas, seria interessante aprofundar a análise das mesmas relativamente às perdas através da radiação, de convecção e de condução através das respetivas correlações matemáticas de transferência de calor e influência das mesmas no desempenho

térmico, assim como o teor e composição de cinzas, tornando possível contabilizar as perdas de carbono não queimado presente nas cinzas de fundo e nas cinzas voláteis.

Relativamente ao tipo de briquetes utilizados, estes eram compostos na sua totalidade pelos materiais mencionados: aparas de poda de videira, aparas de poda de kiwi e de tojo. Contudo, a título de curiosidade, face aos maus resultados do desempenho térmico da caldeira quando se utilizava briquetes de poda de kiwi, realizou-se um novo ensaio com briquetes de kiwi modificados, sendo a composição destes 95% de kiwi e 5% de glicerol, comportando-se o glicerol como aditivo na esperança de melhorar o desempenho térmico. Este ensaio extra, ainda que superficialmente tratado, já que ainda não estariam disponíveis a análises elementar e a composição deste novo biocombustível, incentivou a que se continue a linha de trabalho para biocombustíveis que apresentem um rendimento mais baixo da caldeira, quando utilizados para a alimentação das mesmas. Sugere-se então que se prossiga o estudo de biocombustíveis com várias percentagens de aditivos como o glicerol e análise das emissões gasosas do mesmo, já que, dos ensaios realizados, apenas dois dos dezasseis ensaios realizados estão de acordo com a Norma Europeia EN 14785:2008, não cumprindo o limite superior das emissões de monóxido de carbono de 600 ppm.

Estas são apenas algumas sugestões que poderão contribuir para o desenvolvimento do estudo em questão, minimizando as dúvidas e incertezas que cruzaram o projeto, dando origem a soluções mais favoráveis que possam potenciar a utilização de caldeiras domésticas com funcionamento a partir da biomassa, contribuindo para a utilização de uma energia mais limpa e renovável no quotidiano.

Referências

- Abbasi, T. e Abbasi, S.A., 2010. Biomass energy and the environmental impacts associated with its production and utilization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), pp.919–937.
- APREN, 2018. *A Importância da Biomassa no Mix Energético Nacional*. ISA – Instituto Superior de Agronomia.
- Badrulhisham, N. e Othman, N., 2016. Knowledge in Tree Pruning for Sustainable Practices in Urban Setting: Improving our quality of life. *Social and Behavioral Sciences*, 234, pp.210-217.
- Brand, M. e Giesel, G., 2017. Influência da Secagem da Biomassa na Eficiência de Caldeira de Cogeração Energética. *Revista Energia na Agricultura*. 32(2), pp132-140.
- Cassol, G., 2017. *Modelagem de pré-tratamentos e hidrólise enzimática da biomassa de cana-de-açúcar visando à produção de etanol de segunda geração*. COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- Clark, J., & Matheny, N. 2010. The research basis to pruning: A review of the literature. *Arboriculture and Urban Forestry*, 35(3), 110-120
- Coelho, P., 2014. *Medições de velocidade*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Coelho, P., 2017a. *Experimentação e Análise de Incertezas*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Comafer, s/d, Briquette Machine Dynamic 70N: Operation and Maintenance Manual Origin Instructions.
- Demirbas, M.F., Balat, M. e Balat, H., 2009. Potential contribution of biomass to the sustainable energy development. *Energy Conversion and Management*, 50(7), pp.1746–1760.
- DGEG, 2017. Energias Renováveis. Disponível em < <http://www.dgeg.gov.pt/> > [Acedido 27 Abr. 2019]
- EN 12809:2015. *Caldeiras domésticas independentes que utilizam combustíveis sólidos com potência térmica nominal inferior ou igual a 50 kW: Requisitos e métodos de ensaio*. Bruxelas.
- EN 14785:2008. *Aparelhos domésticos para aquecimento ambiente, que utilizam granulados de madeira: Requisitos e métodos de ensaio*. Bruxelas.
- EnergyLab, 2018. *Proyecto Biomasa-AP*. Disponível em: <<http://biomasa-ap.com/pt-pt/>> [Acedido 16 Mai. 2019].
- Enersilva, 2007. *Promoção do uso da biomassa florestal para fins energéticos no sudoeste da Europa*.
- EUBIA, 2019. *Biomass characteristics*. Disponível em: <<http://www.eubia.org/cms/wiki-biomass/biomass-characteristics-2/>> [Acedido 29 Abr. 2019].

Ferreira, S., Moreira, N. A., Monteiro, E. 2009. Bioenergy overview for Portugal *Biomassa and Bioenergy*, 33(11), pp1567-1576.

Ferreira, T., 2013. *Estudo experimental sobre a influência de diferentes tipos de peletes de Acacia e Cytisus (spp.) na eficiência térmica de uma caldeira doméstica de 20 kW*. Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu.

Ferreira, T., Paiva, J.M. e Pinho, C., 2013b. Performance assessment of a domestic boiler using pellets made from cytissus multiflorus invasive shrubs compared with commercial pine. Em: *22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)*. pp.3598–3606.

Fioresa, G., Catenaccia, M., Bossettia, V., Verdolini, E., 2014. The power of biomass: Experts disclose the potential for success of bioenergy technologies. *Energy policy*, Volume 65, pp94-114.

Florestar, 2007. Guia Prático de Intervenção em Áreas Florestais Sensíveis aos Riscos. *Ferramentas de Apoio ao investimento florestal*, Portugal

Garrido, J. e Mota, T., 2018. *Poda de Inverno e Condução da vinha (Princípios e tipos de poda)*. Viana do Castelo, Portugal.

GRAM, 2018. *Platform scales - gram*. Disponível em: <<http://gram-group.com/products/industrial-weighing/platform-scales/>> [Acedido 26 Mai. 2019].

Granada, E., López González, L.M., Míguez, J.L. e Moran, J., 2002. Fuel lignocellulosic briquettes, the design and products study. *Renewable Energy*, 27(4), pp.561–573.

Greenpro, 2004. *Bioenergia, manual sobre tecnologias, projeto e instalação*. IST, DGS, Ecofys, Altener, pp.11.

Grover, P., & Mishra, S., 1996. *Biomass briquetting: technology and practices*. Bangkok: FAO Regional Wood Energy Development Programme.

HUSQVARNA, 2018. *Poda de árvores: os aspetos a ter em conta*. Disponível em: <<https://tudohusqvarna.com/blog/dicas-jardinagem/poda-arvores-aspetos-ter-conta/>> [Acedido em 29 Abr. 2019]

ICNF, 2018. *Perfil Florestal*. Portugal

INEGI, 2011. *A Instituição*. Disponível em: <<http://www.inegi.up.pt/instituicao.asp?idm=1&idsubm=5&LN>> [Acedido 19 Abr. 2019].

Johansson, L.S., Leckner, B., Gustavsson, L., Cooper, D., Tullin, C. e Potter, A., 2004. Emission characteristics of modern and old-type residential boilers fired with wood logs and wood pellets. *Atmospheric Environment*, 38(25), pp.4183–4195.

Kern, 2018. *EW 6000-1M Kern*. Disponível em: <<https://mt.rsdelivers.com/product/kern/ew-6000-1m/kern-weighing-scale-6kg-capacity-with-rs/7030257>> [Acedido 28 Mai. 2019].

Khan, A.A., de Jong, W., Jansens, P.J. e Spliethoff, H., 2009. Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies. *Fuel Processing Technology*, 90(1), pp.21–50.

- Marquard-Bahls, 2019. *Biomass*. Disponível em <<https://www.marquard-bahls.com/en/news-info/glossary/detail/term/biomass.html>> [Acedido em 26 Abr. 2019]
- Marques, E., Ferreira, T., Pereira, C., Paiva, J.M., Pinho, C., 2019. Analysis of kinetic and diffusive data from the combustion of char pellets made with hybrid mixtures. *Energy*. 181, pp 1179-1188.
- McGowan, T.F., Brown, M.L., Bulpitt, W.S. e Walsh, J.L., 2010. *Biomass and Alternate Fuel Systems: An Engineering and Economic Guide*. New Jersey: Wiley, USA.
- McKendry, P., 2002a. Energy production from biomass (part 1): overview of biomass. *Bioresource Technol*, 83(1), pp.37–46.
- McKendry, P., 2002b. Energy production from biomass (part 2): Conversion technologies. *Bioresource Technology*, 83(1), pp.47–54.
- Morgado, G., 2019. *Estudo da queima de briquetes de biomassa numa caldeira*. Departamento de Engenharia Química, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Muazu, R.I., Borrión, A.L. e Stegemann, J.A., 2017. Life cycle assessment of biomass densification systems. *Biomass and Bioenergy*, 107, pp.384–397.
- Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H. 2012. *Fundamental of fluid mechanics*.
- NatureLink, 2009. *Ficha do Eucalipto*. Disponível em: <<http://nurlink.pt/article.aspx?menuid=55&cid=40596&bl=1>> [Acedido em 30 Abr. 2019]
- Nogueira, M.L.R., Rocha, C.R. e Nogueira, F.J.H., 2005. *Eficiência energética no uso de vapor*. Rio de Janeiro: Eletrobrás. Brasil.
- Nussbaumer, T., 2003. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy and Fuels*, 17(6), pp.1510–1521.
- Oliveira, F., 2016. *Liquefação de Resíduos, otimização de unidade semi-industrial e valorização dos seus produtos*. IST- Instituto Superior Técnico, Lisboa.
- Onukak, I., Mohammed-Dabo, I., Ameh, A., Okoduwa, S., Fasanya O., 2017. Production and Characterization of Biomass Briquettes from Tannery Solid Waste. *Recycling*. 2(17). MDPI.
- Ow, L.F., Ghosh, S., Sim, E.K. (2013). Mechanical injury and occlusion: An urban, tropical perspective. *Journal of Urban Forestry & Urban Greening*, 12, 255– 261.
- PER, 2018. *Biomassa*. Disponível em: <http://energiasrenovaveis.com/Area.asp?ID_area=2> [Acedido 29 Abr. 2019].
- Pereira, C., Pinho, C., 2015, Analysis of the fluidized bed combustion behavior of *Quercus ilex* char. *Applied Thermal Engineering*. 81, pp346-352
- Pinho, C., 2011. *Sebenta de Combustão*. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Pinho, C., 2017. *Sebenta de Gestão de Energia Térmica*. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Pinho, C, 2019. *Comunicação pessoal*.

PLANFOR, 2019a. *Quando podar?* Disponível em: <<https://www.planfor.pt/jardim-conselhos,quando-podar.html>> [Acedido em 28 Abr 2019]

PLANFOR, 2019b. *As regras básicas da poda*. Disponível em: <<https://www.planfor.pt/jardim-conselhos,regras-basicas-da-poda.html>> [Acedido em 28 Abr 2019]

Quaak, P., Knoef, H. e Stassen, H., 1999. *Energy from Biomass: A review of combustion and gasification technologies*. Washington D.C.: The World Bank. USA.

Roy, M.M., Dutta, A. e Corscadden, K., 2013. An experimental study of combustion and emissions of biomass pellets in a prototype pellet furnace. *Applied Energy*, 108, pp.298–307.

Santos, A. S., Ferreira, B. L., Chagas, L. V., S., Lauthartte, L., C., Gualberto, R., F., Silva, T. F. L., 2017. *Produção de substrato através de podas de árvores*. Porto Velho- RO.

Silva, M., 2018. *Estudo da queima de briquetes de biomassa numa salamandra*. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

SilvaPlus, 2019. *Biomassa Florestal Primária*. Disponível em <<http://www.silvaplus.com/pt/biomassa-florestal-primaria/>> [Acedido em 30 Abr. 2019]

Solzaima, 2015. *Caldeiras de Lenha SZM IW 24, 34 e 44 kW: Manual de Instruções*.

Solzaima, 2017. *Soluções de Aquecimento a Biomassa: Catálogo*.

Tumuluru, J. S., Wright, C. T., Kenney, K. L., & Hess, J. R. 2010. *A Review on Biomass Densification for Energy Application*. Idaho, USA: Idaho National Laboratory.

Van Loo, S. e Koppejan, J., 2008. *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*. London: Earthscan.

Werther, J., Saenger, M., Hartge, E.U., Ogada, T. e Siagi, Z., 2000. Combustion of agricultural residues. *Progress in Energy and Combustion Science*, 26(1), pp.1–27.

Zhang, L., Xu, C. e Champagne, P., 2010. Overview of recent advances in thermo-chemical conversion of biomass. *Energy Conversion and Management*, 51(5), pp.969–982.

ANEXO A: Calibração do caudalímetro

Para a calibração do sistema de medição do caudal mássico de água utilizado na caldeira, procedeu-se à linearização da relação entre o valor do caudal mássico de água que atravessa o caudalímetro e o sinal de tensão lido pelo mesmo. Foram executados 10 ensaios de diferentes caudais cujos sinais de tensão foram adquiridos pela placa de aquisição de dados *SCB-50* e transmitidos para o computador ao longo de todo o tempo de medição, utilizando o *software DASyLab*.

Deu-se início ao ensaio abrindo a válvula de alimentação, fornecendo um baixo valor de caudal, sendo que esta abertura foi aumentando à medida que se procedeu à execução das medições. Quando o valor do sinal de tensão estabilizou, vazou-se a água para um balde vazio previamente tarado e ativou-se o cronómetro. Deu-se por terminado o ensaio quando se parou de encher o recipiente, mudando a mangueira para um outro, parando assim a contagem do tempo exatamente ao mesmo tempo. Posteriormente, pesou-se a massa de água presente no recipiente e registaram-se os valores. Todo este processo foi repetido para cada um dos ensaios. O caudal de água que atravessava o caudalímetro é dado por:

$$\dot{m}_{ag} = \frac{m_{ag}}{\Delta t} \quad (\text{A.1})$$

onde $\dot{m}_{ag}$ é o caudal mássico da água (nesta equação, expresso em kg/min), m_{ag} é a massa da água existente no depósito depois de cada ensaio e Δt é o intervalo de tempo em decorreu o ensaio.

Na Figura A.1 apresenta-se a curva de calibração obtida, juntamente com a equação do ajustamento linear em questão e com o respetivo coeficiente de correlação. Salienta-se que, para a determinação da equação de calibração, foi aplicado o critério de Chauvenet a cada ponto de medição, conforme Coelho (2017a), eliminando os valores anormais de tensão correspondentes ao caudal mássico de água que circulava no caudalímetro

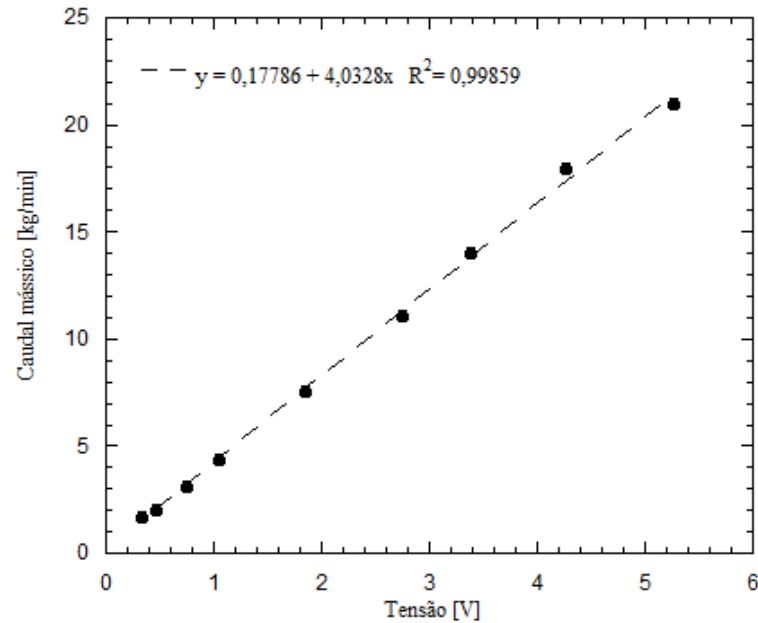


Figura A.1 - Curva de calibração do caudalímetro utilizado.

Calibração dos analisadores

Como referido no Capítulo 5, no final de cada ensaio procedia-se à calibração dos analisadores. A calibração consistia no registo de dois valores lidos por cada analisador, comparando-os a valores já previamente conhecidos, obtendo-se assim a curva de calibração. Os valores já conhecidos remetiam para o zero (quando o analisador era submetido a uma corrente com 0 % do respetivo gás) e o outro remetia para a gama (valor normalmente referente à garrafa de calibração com a concentração conhecida do gás em questão). Para ambas as situações, cada analisador era programado para ler o zero ou o valor da gama e posteriormente registava-se a resposta do analisador. Os valores conhecidos para cada analisador são:

- Analisador de monóxido de carbono: valor do monóxido de carbono da garrafa de calibração igual a 2519,9 ppm (v/v);
- Analisador de oxigénio: valor do oxigénio da garrafa de calibração igual a 21 % (v/v);
- Analisador de dióxido de carbono: valor do dióxido de carbono da garrafa de calibração igual a 13 % (v/v);
- Analisador de monóxido de azoto: valor do monóxido de azoto da garrafa de calibração igual a 500,8 ppm (v/v);
- Analisador de dióxido de azoto: valor do dióxido de azoto da garrafa de calibração igual a 202,1 ppm (v/v).

Deste modo, através dos dois valores previamente conhecidos e dos dois valores lidos pelos analisadores, para cada ensaio, obtinha-se a reta de calibração e a respetiva equação.

Posteriormente, recorrendo a uma folha de cálculo, os valores lidos e registados em cada segundo, por cada analisador durante os ensaios, eram automaticamente corrigidos, usando a equação da reta de calibração.

Nas Tabela A.1 e A.2 (continuação da primeira), apresentam-se os dois valores lidos para a calibração dos analisadores. Importa referir que o valor lido, por cada analisador, usando a garrafa de azoto é apresentado com o índice 0, o valor lido usando as garrafas de calibração apresenta-se com o índice *b* e o valor lido do ar ambiente para o analisador de oxigénio é apresentado com o índice *ar*.

Contudo, é necessário mencionar que devido a problemas técnicos, foi necessário trocar a garrafa de calibração para o analisador dos óxidos de azoto, utilizando ao todo três garrafas. Assim sendo os valores a azul e vermelho dos óxidos de azoto são referentes a garrafas cujos valores conhecidos são, respetivamente:

- Analisador de monóxido de azoto: valor do monóxido de azoto da garrafa de calibração igual a 264,6 ppm (v/v). Analisador de dióxido de azoto: valor do dióxido de azoto da garrafa de calibração igual a 84 ppm (v/v).
- Analisador de monóxido de azoto: valor do monóxido de azoto da garrafa de calibração igual a 512,9 ppm (v/v). Analisador de dióxido de azoto: valor do dióxido de azoto da garrafa de calibração igual a 244,5 ppm (v/v)

Tabela A.1 – Valores obtidos para a calibração dos respetivos analisadores (parte 1)

Ensaio	$x_s(O_2)_0$ [%]	$x_s(O_2)_{ar}$ [%]	$x_s(CO_2)_0$ [%]	$x_s(CO_2)_b$ [%]	$x_s(CO)_0$ [ppm]
V30 ₁	0,18	20,36	2,83	13,50	-55
V30 ₂	0,3	20,53	2,84	13,38	-565
V40 ₁	0,34	21,25	3,14	14,73	-15
V40 ₂	-0,26	20,32	2,91	13,86	-50
K30 ₁	0,12	20,39	2,99	13,77	-50
K30 ₂	0,12	20,53	2,76	13,12	-320
K40 ₁	-0,17	20,23	2,78	13,71	-30
K40 ₂	0,08	20,83	2,62	13,23	-20
K40 ₃	-0,10	20,56	2,95	13,54	-25
Tamb ₁	0,04	20,68	2,90	13,43	75
Tamb ₂	0,21	20,72	2,88	13,56	50
T30 ₁	-0,01	20,36	2,86	13,42	-565
T30 ₂	0,19	20,59	2,73	13,66	-195
T40 ₁	0,16	20,97	2,10	13,25	-25
T40 ₂	-0,09	20,63	2,80	13,32	-10
T40 ₃	-0,16	20,44	2,86	13,72	-50

Tabela A.2 – Valores obtidos para a calibração dos respetivos analisadores (parte 2)

<i>Ensaio</i>	$x_s(CO)_b$ [ppm]	$x_s(NO)_0$ [ppm]	$x_s(NO)_b$ [ppm]	$x_s(NO_2)_0$ [ppm]	$x_s(NO_2)_b$ [ppm]
V30 ₁	2725	0	389,5	0	106,1
V30 ₂	2100	0	258,3	0	55
V40 ₁	2560	0	389,5	0	106,1
V40 ₂	2440	0	149	0	18,15
K30 ₁	2450	0	113,5	0	20,38
K30 ₂	2200	0	113,5	0	20,38
K40 ₁	2470	0	149	0	18,25
K40 ₂	2570	0	325	0	42
K40 ₃	2525	0	17,2	0	3
Tamb ₁	2575	0	132,9	0	20,48
Tamb ₂	2520	0	133,5	0	20,38
T30 ₁	2407,5	0	133,5	0	20,38
T30 ₂	2740	0	113,5	0	20,38
T40 ₁	2550	0	342,5	0	40
T40 ₂	2575	0	242	0	23,7
T40 ₃	2465	0	160,4	0	17,14

ANEXO B: Algoritmo do EES

Neste anexo é apresentado o algoritmo corrido no programa EES para calcular os coeficientes da reação estequiométrica, os coeficientes da reação real de combustão, as perdas térmicas da caldeira e calcular a temperatura adiabática de chama (real e estequiométrica).

A apresentação do algoritmo será feita por partes, começando por apresentar todos os valores necessários a introduzir no programa EES, como mostra a Figura B.1. Os valores de entrada apresentados dizem respeito ao ensaio V30₁ apenas a título de exemplo. Seguidamente na Figura B.2, apresentam-se os cálculos necessários para determinar os coeficientes da equação estequiométrica, seguindo o raciocínio apresentado na Secção 6.3. Depois, nas Figura B.3, B.4 e B.5 apresenta-se o procedimento de cálculo para determinar os coeficientes da equação real de combustão e todas as restantes variáveis identificadas na Secção 6.4.. Na Figura B.6, apresenta-se a parte do algoritmo para calcular o rendimento térmico e as perdas térmicas da caldeira. Nas Figuras B.7, B.8, B.9 e B.10, apresenta-se o procedimento de cálculo iterativo para se determinar a temperatura adiabática de chama real e estequiométrica. Importa referir que para este último cálculo utilizaram-se dez iterações, número suficiente para o resultado convergir, como se verá adiante.

inputs	$x_{S_{CO_2}} = 6,4626$ [%]
$w_{ar} = 5,78$ [g/kgas]	$x_{S_{O_2}} = 13,0643$ [%]
$P_{amb} = 99982$ [Pa]	$x_{S_{CO}} = 0,1239$ [%]
$T_{amb} = 22,12$ [°C]	$P_{ohaminé} = 2,56$ [Pa]
$T_{gases} = 136,5124$ [°C]	$P_{din1} = 18,98$ [Pa]
$\dot{m}_{comb} = 0,0011143$ [kg/s]	$P_{din2} = 13,6$ [Pa]
$PCI_{comb} = 17060$ [kJ/kg]	$P_{din3} = 10$ [Pa]
$\alpha = 0,090041$	$A = 0,004584338$ [m ²]
$\dot{m}_{agua} = 0,18882$ [kg/s]	$R_u = 8,314$ [kJ/kmolK]
$T_{entrada} = 29,18$ [°C]	$MO_2 = 2 \cdot 15,9994$ [kg/kmol]
$T_{saida} = 43,32$ [°C]	$MN_2 = 2 \cdot 14,0067$ [kg/kmol]
$nR1 = 0,03561$ [kmol/kgcomb]	$MN_{2ar} = 28,15$ [kg/kmol]
$nR2 = 0,02799$ [kmol/kgcomb]	$MCO_2 = 12,0107 + 2 \cdot 15,9994$ [kg/kmol]
$nR3 = 0,01311$ [kmol/kgcomb]	$MCO = 12,0107 + 15,9994$ [kg/kmol]
$nR4 = 0,00019$ [kmol/kgcomb]	$MH_2O = 2 \cdot 1,0079 + 15,9994$ [kg/kmol]
$nR5 = 0,00001$ [kmol/kgcomb]	$MSO_2 = 32,065 + 2 \cdot 15,9994$ [kg/kmol]
$nR6 = 0,005$ [kmol/kgcomb]	$Mar = 28,9582$ [kg/kmol]

Figura B.1 – Algoritmo do EES: Introdução dos inputs.

equação estequiométrica

$$\begin{aligned} nR7 &= \frac{W_{ar}}{1000} \cdot \frac{m_{ar teorico}}{MH_2O} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP1 &= nR1 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP2 &= nR6 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP3 &= nR2 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nR0 &= \frac{2 \cdot nP1 + nP3 + 2 \cdot nP7 - 2 \cdot nR3}{2} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP4 &= nR7 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP5 &= nR4 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP6 &= 3,76 \cdot nR0 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP7 &= nR5 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ m_{ar teorico} &= 4,76 \cdot nR0 \cdot Mar \quad [\text{kg/kgcomb}] \end{aligned}$$

Figura B.2 – Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação estequiométrica.

equação real

$$\begin{aligned} ncR1 &= nR1 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR2 &= nR2 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR3 &= nR3 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR4 &= nR4 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR5 &= nR5 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR6 &= nR6 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR7 &= \frac{W_{ar}}{1000} \cdot 4,76 \cdot nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot \frac{Mar}{MH_2O} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP1 &= ncR1 - ncP9 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP2 &= ncR6 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP3 &= ncR2 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] &= \frac{2 \cdot ncP1 + ncP3 + 2 \cdot ncP7 + 2 \cdot ncP8 + ncP9 - 2 \cdot ncR3}{2} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP4 &= ncR7 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP5 &= ncR4 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP6 &= 3,76 \cdot nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP7 &= ncR5 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ \frac{XS_{O_2}}{100} &= \frac{ncP8}{ncP1 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\ \frac{XS_{CO}}{100} &= \frac{ncP9}{ncP1 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\ erro1 &= \left[\frac{\left[\frac{ncP1}{ncP1 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \right] \cdot 100 - XS_{CO_2}}{XS_{CO_2}} \right] \cdot 100 \quad [\%] \end{aligned}$$

Figura B.3 – Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação real da combustão (parte 1).

$$\dot{m}_{ar} = 4,76 \cdot nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot Mar \cdot \dot{m}_{comb} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_P = \dot{m}_R \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_{gaseseq} = (ncP1 \cdot MCO2 + (ncP2 + ncP3 + ncP4) \cdot MH2O + ncP5 \cdot MN2 + ncP6 \cdot MN2ar + ncP7 \cdot MSO2 + ncP8 \cdot MO2 + ncP9 \cdot MCO) \cdot \dot{m}_{comb}$$

$$\frac{xh_{H2O}}{100} = \frac{ncP2 + ncP3 + ncP4}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$\frac{xh_{CO2}}{100} = \frac{ncP1}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$\frac{xh_{N2b}}{100} = \frac{ncP5}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$\frac{xh_{N2ar}}{100} = \frac{ncP6}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$\frac{xh_{SO2}}{100} = \frac{ncP7}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$\frac{xh_{O2}}{100} = \frac{ncP8}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$\frac{xh_{CO}}{100} = \frac{ncP9}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%]$$

$$Mh = \frac{xh_{H2O} \cdot MH2O + xh_{CO2} \cdot MCO2 + xh_{N2b} \cdot MN2 + xh_{N2ar} \cdot MN2ar + xh_{SO2} \cdot MSO2 + xh_{O2} \cdot MO2 + xh_{CO} \cdot MCO}{100} \quad [\text{kg/kmol}]$$

Figura B.4 - Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação real da combustão (parte 2).

$$\rho = \frac{P_{\text{amb}} + P_{\text{chaminé}}}{1000 \cdot \frac{R_u}{M_h} \cdot (T_{\text{gases}} + 273,15)} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$v1 = \sqrt{2 \cdot \frac{P_{\text{din1}}}{\rho}} \quad [\text{m/s}]$$

$$v2 = \sqrt{2 \cdot \frac{P_{\text{din2}}}{\rho}} \quad [\text{m/s}]$$

$$v3 = \sqrt{2 \cdot \frac{P_{\text{din3}}}{\rho}} \quad [\text{m/s}]$$

$$v_{\text{media}} = 1/5 \cdot (2 \cdot (v1 + v3) + v2) \quad [\text{m/s}]$$

$$\dot{m}_{\text{gasesPitot}} = v_{\text{media}} \cdot \rho \cdot A \quad [\text{kg/s}]$$

$$\text{erroeq} = \left[\frac{\dot{m}_P - \dot{m}_{\text{gaseseq}}}{\dot{m}_P} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\text{erroPitot} = \left[\frac{\dot{m}_P - \dot{m}_{\text{gasesPitot}}}{\dot{m}_P} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Figura B.5 - Algoritmo do EES: Cálculo dos coeficientes da equação real da combustão (parte 3).

potências

$$h_{lv} = 2442 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$PC_{CO} = 10102 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$T_{media} = \frac{T_{amb} + T_{gases}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$cp_{H_2O} = Cp(h_2O; T = T_{media}) \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$cp_{CO_2} = Cp(CO_2; T = T_{media}) \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$cp_{O_2} = Cp(O_2; T = T_{media}) \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$cp_{CO} = Cp(CO; T = T_{media}) \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$cp_{N_2} = Cp(N_2; T = T_{media}) \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$cp_{SO_2} = Cp(SO_2; T = T_{media}) \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$c_{agua} = 4,18 \quad [\text{kJ/(kgK)}]$$

$$\dot{Q}_{fornela} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb} \quad [kW]$$

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{agua} \cdot (T_{saida} - T_{entrada}) \quad [kW]$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{fornecida}} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\dot{Q}_{gsensivel} = ((ncP2 + ncP3 + ncP4) \cdot MH_2O \cdot cp_{H_2O} + ncP1 \cdot MCO_2 \cdot cp_{CO_2} + ncP5 \cdot MN_2 \cdot cp_{N_2} + ncP6 \cdot MN_2ar \cdot cp_{N_2} + ncP7 \cdot MSO_2 \cdot cp_{SO_2} + ncP8 \cdot MO_2 \cdot cp_{O_2} + ncP9 \cdot MCO \cdot cp_{CO}) \cdot \dot{m}_{comb} \cdot (T_{gases} - T_{amb}) \quad [kW]$$

$$\dot{Q}_{glatente} = \dot{m}_{comb} \cdot \alpha \cdot h_{lv} \quad [kW]$$

$$\dot{Q}_{gasei} = \dot{Q}_{gsensivel} + \dot{Q}_{glatente} \quad [kW]$$

$$\dot{Q}_{CO} = ncP9 \cdot MCO \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PC_{CO} \quad [kW]$$

$$\dot{Q}_{outo} = \dot{Q}_{fornecida} - \dot{Q}_{util} - \dot{Q}_{glatente} - \dot{Q}_{gsensivel} - \dot{Q}_{CO} \quad [kW]$$

Figura B.6 - Algoritmo do EES: Cálculo do rendimento e das perdas térmicas.

Temperatura adiabática de chama

$$T_0 = 25 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{comb}} = 2,512 \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$T_{\text{media1}} = \frac{T_0 + T_{\text{amb}}}{2} \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{prO2ar}} = C_p (\text{O}_2 ; T = T_{\text{media1}}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{prN2ar}} = C_p (\text{N}_2 ; T = T_{\text{media1}}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{prH2Oar}} = C_p (\text{h}_2\text{o} ; T = T_{\text{media1}}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$\Delta_0 = \text{PCI}_{\text{comb}} \cdot \dot{m}_{\text{ccmb}} \text{ } [\text{kW}]$$

$$\Delta_{1c} = c_{\text{comb}} \cdot \dot{m}_{\text{ccmb}} \cdot (T_0 - T_{\text{amb}}) \text{ } [\text{kW}]$$

$$\Delta_{1ar} = \left[nR_0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot \text{MO}_2 \cdot c_{\text{prO2ar}} + 3,76 \cdot nR_0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot \text{MN}_2 \cdot c_{\text{prN2ar}} + ncR_7 \cdot \text{MH}_2\text{O} \cdot c_{\text{prH2Oar}} \right] \cdot \dot{m}_{\text{ccmb}} \cdot (T_0 - T_{\text{amb}}) \text{ } [\text{kW}]$$

$$\Delta_1 = \Delta_{1c} + \Delta_{1ar} \text{ } [\text{kW}]$$

$$T_{21} = 400 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{media2}_1} = \frac{T_0 + T_{21}}{2} \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{ppCO2}_1} = C_p (\text{CO}_2 ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppH2O}_1} = C_p (\text{h}_2\text{o} ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppN2b}_1} = C_p (\text{N}_2 ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppN2ar}_1} = C_p (\text{N}_2 ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppSO2}_1} = C_p (\text{SO}_2 ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppO2}_1} = C_p (\text{O}_2 ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppCO}_1} = C_p (\text{CO} ; T = T_{\text{media2}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$T_{22} = T_0 + \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\dot{m}_{\text{ccmb}} \cdot (ncP_1 \cdot \text{MCO}_2 \cdot c_{\text{ppCO2}_1} + (ncP_2 + ncP_3 + ncP_4) \cdot \text{MH}_2\text{O} \cdot c_{\text{ppH2O}_1} + ncP_5 \cdot \text{MN}_2 \cdot c_{\text{ppN2b}_1} + ncP_6 \cdot \text{MN}_2 \cdot c_{\text{ppN2ar}_1} + ncP_7 \cdot \text{MSO}_2 \cdot c_{\text{ppSO2}_1} + ncP_8 \cdot \text{MO}_2 \cdot c_{\text{ppO2}_1} + ncP_9 \cdot \text{MCO} \cdot c_{\text{ppCO}_1})} \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{media2}_i} = \frac{T_0 + T_{21}}{2} \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{ppCO2}_i} = C_p (\text{CO}_2 ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppH2O}_i} = C_p (\text{h}_2\text{o} ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppN2b}_i} = C_p (\text{N}_2 ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppN2ar}_i} = C_p (\text{N}_2 ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppSO2}_i} = C_p (\text{SO}_2 ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppO2}_i} = C_p (\text{O}_2 ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppCO}_i} = C_p (\text{CO} ; T = T_{\text{media2}_i}) \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$T_{2,i+1} = T_0 + \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\dot{m}_{\text{ccmb}} \cdot (ncP_1 \cdot \text{MCO}_2 \cdot c_{\text{ppCO2}_i} + (ncP_2 + ncP_3 + ncP_4) \cdot \text{MH}_2\text{O} \cdot c_{\text{ppH2O}_i} + ncP_5 \cdot \text{MN}_2 \cdot c_{\text{ppN2b}_i} + ncP_6 \cdot \text{MN}_2 \cdot c_{\text{ppN2ar}_i} + ncP_7 \cdot \text{MSO}_2 \cdot c_{\text{ppSO2}_i} + ncP_8 \cdot \text{MO}_2 \cdot c_{\text{ppO2}_i} + ncP_9 \cdot \text{MCO} \cdot c_{\text{ppCO}_i})} \text{ } (\text{for } i = 2 \text{ to } 10)$$

Figura B.7 - Algoritmo do EES: Cálculo da temperatura adiabática de chama real.

```

T0 = 20 [°C]
PCIcomb = 17060 [kJ/kg]
mcomb = 0,0011 [kg/s]
ccomb = 2,512 [kJ/(kgK)]
Tamb = 22,1 [°C]

Reagentes
nrO = 0,04067 [kmol/s]
nrO2ar = 0,1066/1000 [kmol/s]
nrN2ar = 0,4007/1000 [kmol/s]
nrH2Oar = 0,00243 [kmol/s]

Produtos
npCO2 = 0,03968 [kmol/s]
npO2 = 0 [kmol/s]
npCO = 0 [kmol/s]
npH2Ob = 0,00557 [kmol/s]
npH2Oc = 0,03119 [kmol/s]
npN2b = 0,00022 [kmol/s]
npH2Oar = nrH2Oar [kmol/s]
npN2ar = 0,15293 [kmol/s]
M02 = 2 * 15,9994 [kg/kmol]
MN2 = 2 * 14,0067 [kg/kmol]
MN2ar = 28,15 [kg/kmol]
MCO2 = 12,0107 + 2 * 15,9994 [kg/kmol]
MCO = 12,0107 + 15,9994 [kg/kmol]
MH2O = 2 * 1,0079 + 15,9994 [kg/kmol]

```

cálculo

```

Tmedia1 = (T0 + Tamb) / 2 [°C]
cprO2ar = Cp (O2 ; T = Tmedia1) [kJ/(kgK)]
cprN2ar = Cp (N2 ; T = Tmedia1) [kJ/(kgK)]
cprH2Oar = Cp (h2o ; T = Tmedia1) [kJ/(kgK)]
Δ0 = PCIcomb * mcomb [kW]
Δ1comb = mcomb * ccomb * (T0 - Tamb) [kW]

```

Figura B.8 - Algoritmo do EES: Cálculo da temperatura adiabática de chama estequiométrica (parte 1).

$$\begin{aligned}
 cprH2Oar &= C_p (h2o ; T = Tmedia1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 \Delta 0 &= PCI_{comb} \cdot \dot{m}_{comb} \quad [kW] \\
 \Delta 1_{comb} &= \dot{m}_{comb} \cdot C_{comb} \cdot (T0 - T_{amb}) \quad [kW] \\
 \\
 \Delta 1_{arc} &= ((nr0 \cdot MO2 \cdot cprO2ar + nr0 \cdot 3,76 \cdot MN2ar \cdot cprN2ar + nrH2Oar \cdot MH2O \cdot cprH2Oar) \cdot (T0 - T_{amb})) \cdot \dot{m}_{comb} \quad [kW] \\
 \Delta 1 &= \Delta 1_{comb} + \Delta 1_{arc} \quad [kW] \\
 T2_1 &= 400 \quad [^{\circ}C] \\
 Tmedia2_1 &= \frac{T0 + T2_1}{2} \quad [^{\circ}C] \\
 cppCO2_1 &= C_p (CO2 ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppH2Ob_1 &= C_p (h2o ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppH2Oc_1 &= C_p (h2o ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppH2Oar_1 &= C_p (h2o ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppN2b_1 &= C_p (N2 ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppN2ar_1 &= C_p (N2 ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppO2_1 &= C_p (O2 ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppCO_1 &= C_p (CO ; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)] \\
 \\
 T2_2 &= T0 + \frac{\Delta 0 - \Delta 1}{(npCO2 \cdot MCO2 \cdot cppCO2_1 + npH2Ob \cdot MH2O \cdot cppH2Ob_1 + npH2Oc \cdot MH2O \cdot cppH2Oc_1 + npH2Oar \cdot MH2O \cdot cppH2Oar_1 + npN2b \cdot MN2 \cdot cppN2b_1 + npN2ar \cdot MN2 \cdot cppN2ar_1 + npO2 \cdot MO2 \cdot cppO2_1 + npCO \cdot MCO \cdot cppCO_1) \cdot m_{comb}} \quad [^{\circ}C] \\
 Tmedia2_i &= \frac{T0 + T2_i}{2} \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [^{\circ}C] \\
 cppCO2_i &= C_p (CO2 ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppH2Ob_i &= C_p (h2o ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppH2Oc_i &= C_p (h2o ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppH2Oar_i &= C_p (h2o ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppN2b_i &= C_p (N2 ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppN2ar_i &= C_p (N2 ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppO2_i &= C_p (O2 ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 cppCO_i &= C_p (CO ; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)] \\
 \\
 T2_{i+1} &= T0 + \frac{\Delta 0 - \Delta 1}{(npCO2 \cdot MCO2 \cdot cppCO2_i + npH2Ob \cdot MH2O \cdot cppH2Ob_i + npH2Oc \cdot MH2O \cdot cppH2Oc_i + npH2Oar \cdot MH2O \cdot cppH2Oar_i + npN2b \cdot MN2 \cdot cppN2b_i + npN2ar \cdot MN2 \cdot cppN2ar_i + npO2 \cdot MO2 \cdot cppO2_i + npCO \cdot MCO \cdot cppCO_i) \cdot m_{comb}} \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [^{\circ}C]
 \end{aligned}$$

Figura B.9 - Algoritmo do EES: Cálculo da temperatura adiabática de chama estequiométrica (parte 2)

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 0,004584 [m ²]	α = 0,09004	cprH2Oar = 1,868 [kJ/(kg*K)]	cprN2ar = 1,038 [kJ/(kg*K)]	cprO2ar = 0,9135 [kJ/(kg*K)]	cpCO = 1,042 [kJ/(kg*K)]	cpCO2 = 0,897 [kJ/(kg*K)]	cpH2O = 1,882 [kJ/(kg*K)]
cpN2 = 1,04 [kJ/(kg*K)]	cpO2 = 0,9297 [kJ/(kg*K)]	cpSO2 = 0,6538 [kJ/(kg*K)]	cagua = 4,18 [kJ/(kg*K)]	ccomb = 2,512 [kJ/(kg*K)]	$\Delta 0$ = 19,01 [kW]	$\Delta 1$ = 0,05121 [kW]	$\Delta 1ar$ = 0,04314 [kW]
$\Delta 1c$ = 0,008061 [kW]	e = 162 [%]	erro1 = 19,22 [%]	erroeq = -0,5338	erroPitot = -41,68	η = 58,71 [%]	h _N = 2442 [kJ/kg]	Mar = 28,96 [kg/kmol]
MCO = 28,01 [kg/kmol]	MCO2 = 44,01 [kg/kmol]	Mh = 28,98 [kg/kmol]	MH2O = 18,02 [kg/kmol]	MN2 = 28,01 [kg/kmol]	MN2ar = 28,15 [kg/kmol]	MO2 = 32 [kg/kmol]	MSO2 = 64,06 [kg/kmol]
m _{arteorico} = 5,032 [kg/kg]	m _{agua} = 0,1888 [kg/s]	m _{ar} = 0,01469	m _{comb} = 0,001114 [kg/s]	m _{gaseseq} = 0,01589	m _{gasesPitot} = 0,02239	m _p = 0,01581	m _R = 0,01581
ncP1 = 0,03505 [kmol/kg]	ncP2 = 0,005 [kmol/kg]	ncP3 = 0,02799 [kmol/kg]	ncP4 = 0,00423 [kmol/kg]	ncP5 = 0,00019 [kmol/kg]	ncP6 = 0,3596 [kmol/kg]	ncP7 = 0,00001 [kmol/kg]	ncP8 = 0,05943 [kmol/kg]
ncP9 = 0,0005636 [kmol/kg]	ncR1 = 0,03561 [kmol/kg]	ncR2 = 0,02799 [kmol/kg]	ncR3 = 0,01311 [kmol/kg]	ncR4 = 0,00019 [kmol/kg]	ncR5 = 0,00001 [kmol/kg]	ncR6 = 0,005 [kmol/kg]	ncR7 = 0,00423 [kmol/kg]
nP1 = 0,03561 [kmol/kg]	nP2 = 0,005 [kmol/kg]	nP3 = 0,02799 [kmol/kg]	nP4 = 0,001614 [kmol/kg]	nP5 = 0,00019 [kmol/kg]	nP6 = 0,1373 [kmol/kg]	nP7 = 0,00001 [kmol/kg]	nR0 = 0,03651 [kmol/kg]
nR1 = 0,03561 [kmol/kg]	nR2 = 0,02799 [kmol/kg]	nR3 = 0,01311 [kmol/kg]	nR4 = 0,00019 [kmol/kg]	nR5 = 0,00001 [kmol/kg]	nR6 = 0,005 [kmol/kg]	nR7 = 0,001614 [kmol/kg]	PCI _{comb} = 17060 [kJ/kg]
PCCO = 10102 [kJ/kg]	Pdin1 = 18,98 [Pa]	Pdin2 = 13,6 [Pa]	Pdin3 = 10 [Pa]	P _{amb} = 99982 [Pa]	P _{chaminé} = 2,56 [Pa]	Q _{CO} = 0,1777 [kW]	Q _{forneida} = 19,01 [kW]
Q _{gases} = 2,152	Q _{glatente} = 0,245 [kW]	Q _{gsensivel} = 1,907 [kW]	Q _{outros} = 5,52 [kW]	Q _{util} = 11,16 [kW]	ρ = 0,8507 [kg/m ³]	Ru = 8,314 [kJ/(kmol*K)]	T0 = 25 [C]
Tmedia1 = 23,56 [C]	T _{amb} = 22,12 [C]	T _{entrada} = 29,18 [C]	T _{gases} = 136,5 [C]	T _{media} = 79,32 [C]	T _{saida} = 43,32 [C]	v1 = 6,68 [m/s]	v2 = 5,655 [m/s]
v3 = 4,849 [m/s]	vmedia = 5,742 [m/s]	w _{ar} = 5,78 [g/kg]	xh _{CO} = 0,1145 [%]	xh _{CO2} = 7,122 [%]	xh _{H2O} = 7,563 [%]	xh _{N2ar} = 73,08	xh _{N2b} = 0,03861
xhO2 = 12,08 [%]	xhSO2 = 0,002032 [%]	xsCO = 0,1239 [%]	xsCO2 = 6,463 [%]	xsO2 = 13,06 [%]			

Figura B.10 – Resultados do algoritmo do EES

Uma vez que o processo de cálculo da temperatura adiabática é iterativo, considerou-se pertinente também se apresentar a Tabela de *Arrays* do EES, Figura B.11, sendo possível ver as dez iterações realizadas. Analisando as figuras, verifica-se que o procedimento de cálculo convergia na quinta iteração no cálculo da temperatura adiabática de chama real e na sexta iteração no cálculo desta temperatura em condições estequiométricas.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	T2 _i [C]	cppCO _i [kJ/(kg*K)]	cppCO _{2i} [kJ/(kg*K)]	cppH ₂ O _{ari} [kJ/(kg*K)]	cppH ₂ O _{bi} [kJ/(kg*K)]	cppH ₂ O _{ci} [kJ/(kg*K)]	cppN ₂ a _{ri} [kJ/(kg*K)]	cppN ₂ b _i [kJ/(kg*K)]	cppO _{2i} [kJ/(kg*K)]	Tmedia2 _i [C]
[1]	400	1,065	1,005	1,94	1,94	1,94	1,056	1,056	0,9721	210
[2]	2251	1,246	1,314	2,569	2,569	2,569	1,232	1,232	1,136	1136
[3]	1837	1,216	1,278	2,438	2,438	2,438	1,201	1,201	1,113	928,7
[4]	1896	1,221	1,284	2,457	2,457	2,457	1,206	1,206	1,116	957,8
[5]	1887	1,22	1,283	2,454	2,454	2,454	1,205	1,205	1,116	953,3
[6]	1888	1,22	1,283	2,454	2,454	2,454	1,205	1,205	1,116	954
[7]	1888	1,22	1,283	2,454	2,454	2,454	1,205	1,205	1,116	953,9
[8]	1888	1,22	1,283	2,454	2,454	2,454	1,205	1,205	1,116	953,9
[9]	1888	1,22	1,283	2,454	2,454	2,454	1,205	1,205	1,116	953,9
[10]	1888	1,22	1,283	2,454	2,454	2,454	1,205	1,205	1,116	953,9
[11]	1888									

Figura B.11 – Tabela de Arrays do EES: Temperatura adiabática de chama estequiométrica

ANEXO C: Ensaios do desempenho térmico

No presente anexo, apresentam-se as evoluções da temperatura dos gases de exaustão (linha laranja), a concentração de oxigénio (linha azul) e de dióxido de carbono (linha verde) durante a fase de regime permanente para todos os ensaios realizados. As Figuras C.1 a C.16 referem-se à evolução dos ensaios V30₁, V30₂, V40₁, V40₂, K30₁, K30₂, K40₁, K40₂, K40₃, Tamb₁, Tamb₂, T30₁, T30₂, T40₁, T40₂ e T40₃, respetivamente. Apesar de se tentar homogeneizar o tempo dos ensaios nos 75 minutos, para alguns ensaios não foi possível por escassez de tempo.

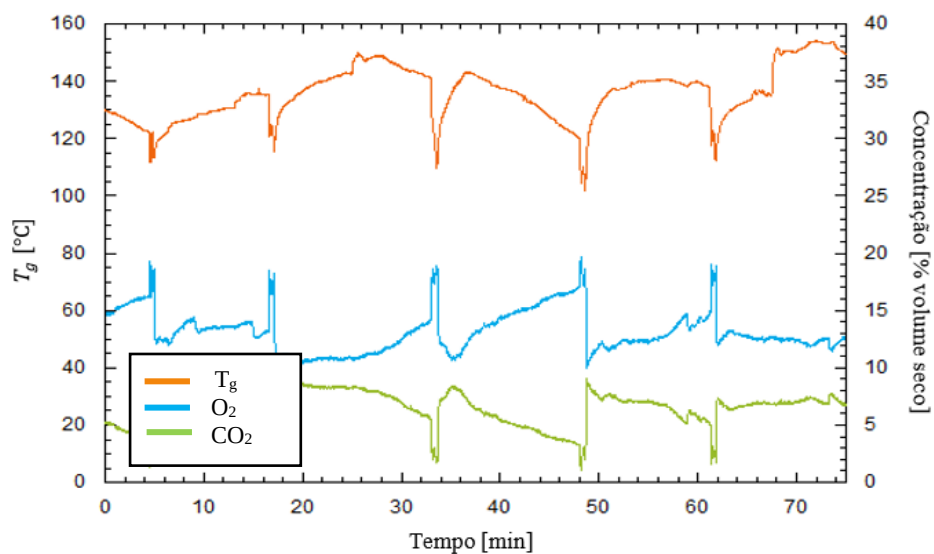


Figura C.1 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V30₁.

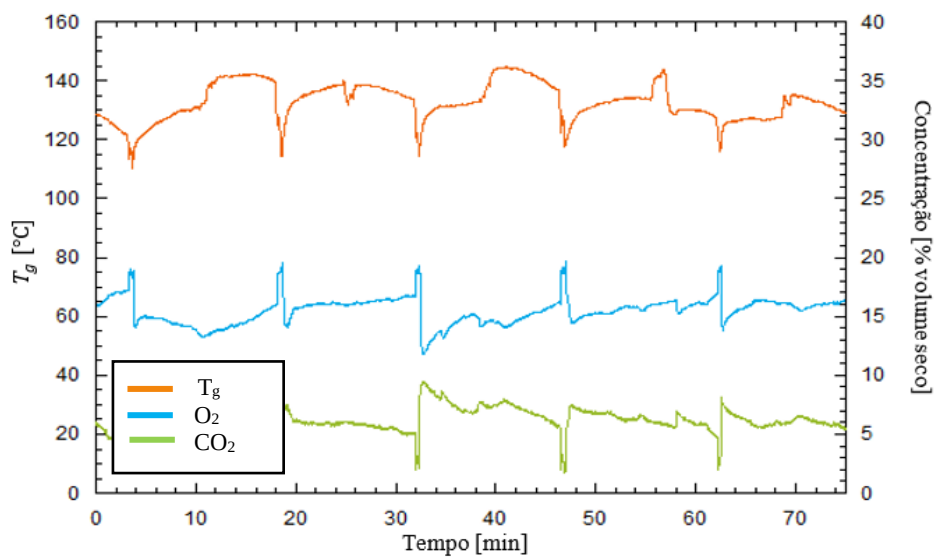


Figura C.2 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V30₂.

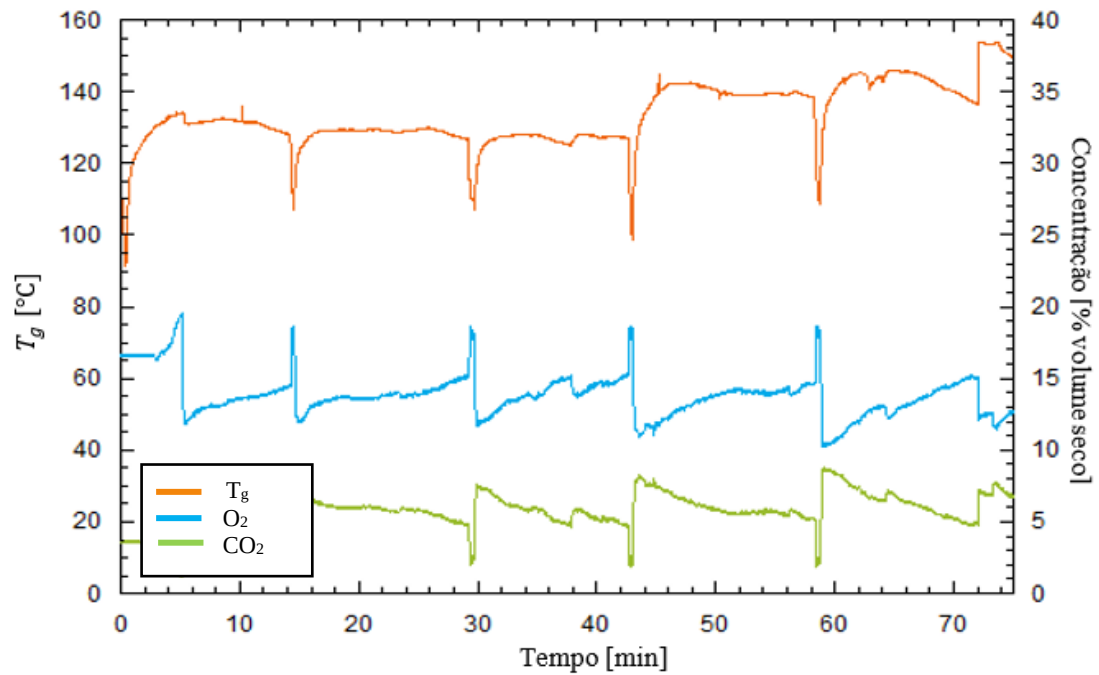


Figura C.3 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V40₁.

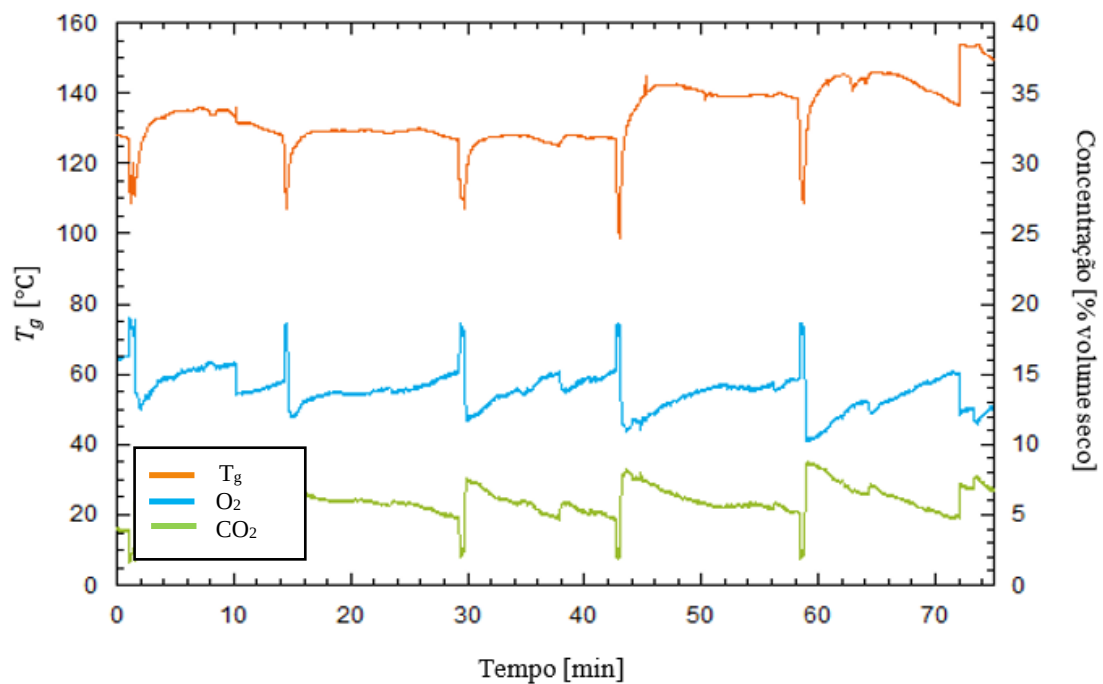


Figura C.4 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V40₂.

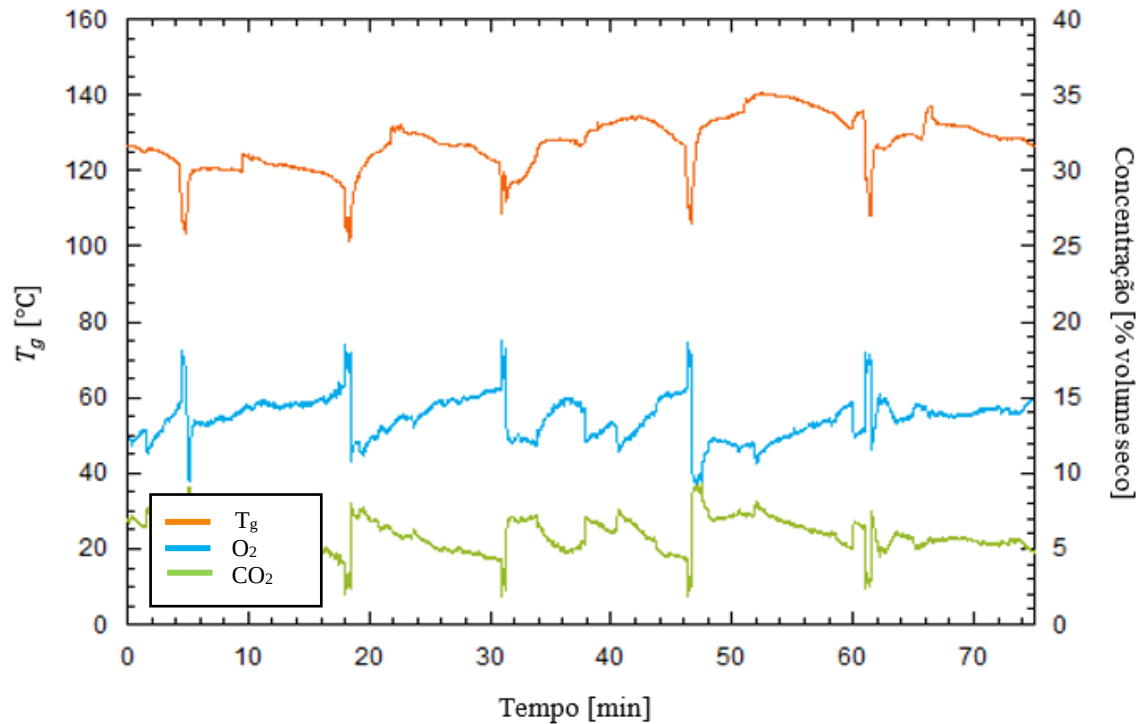


Figura C.5 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio K30₁.

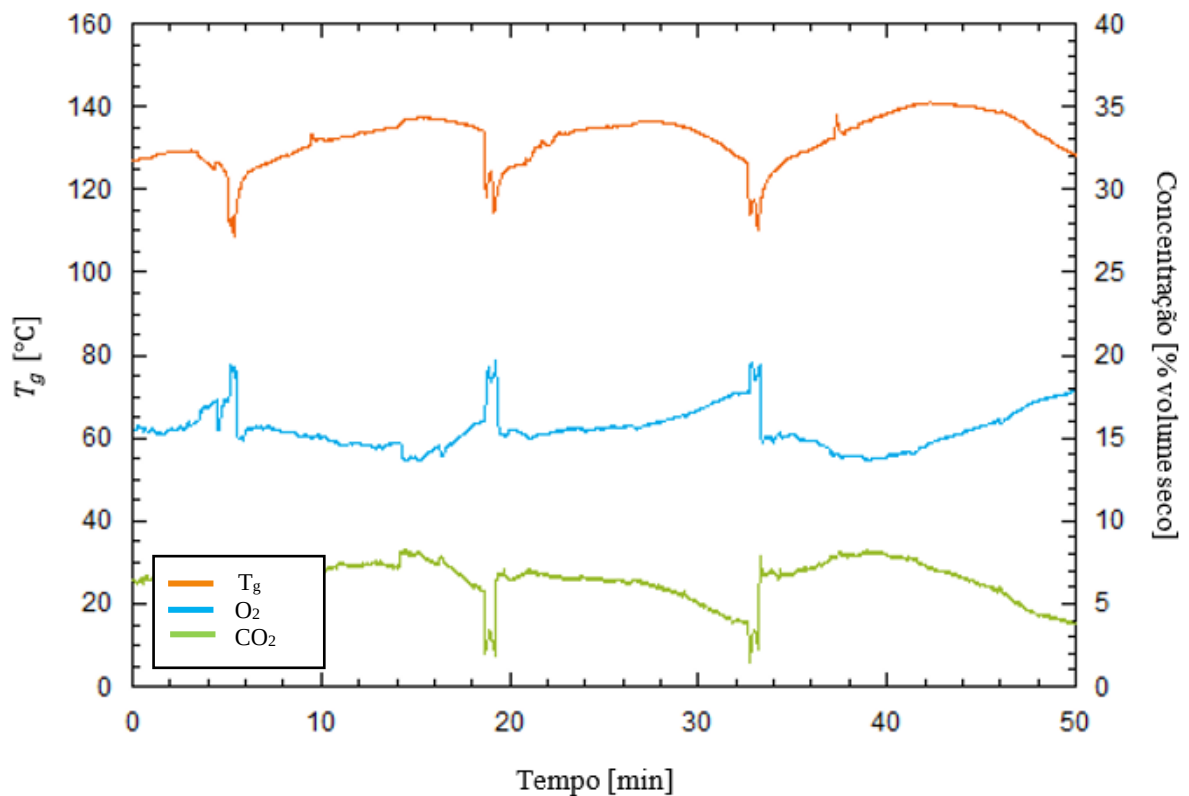


Figura C.6 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio K30₂.

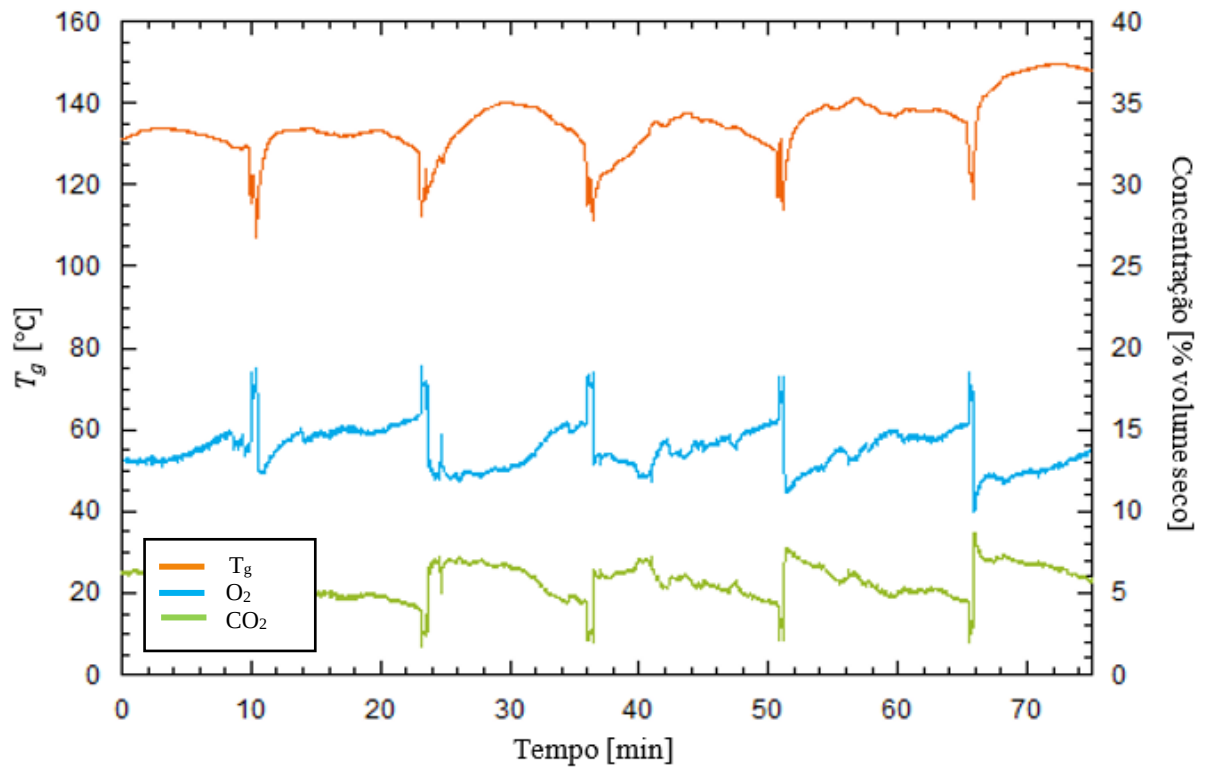


Figura C.7 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio K40₁.

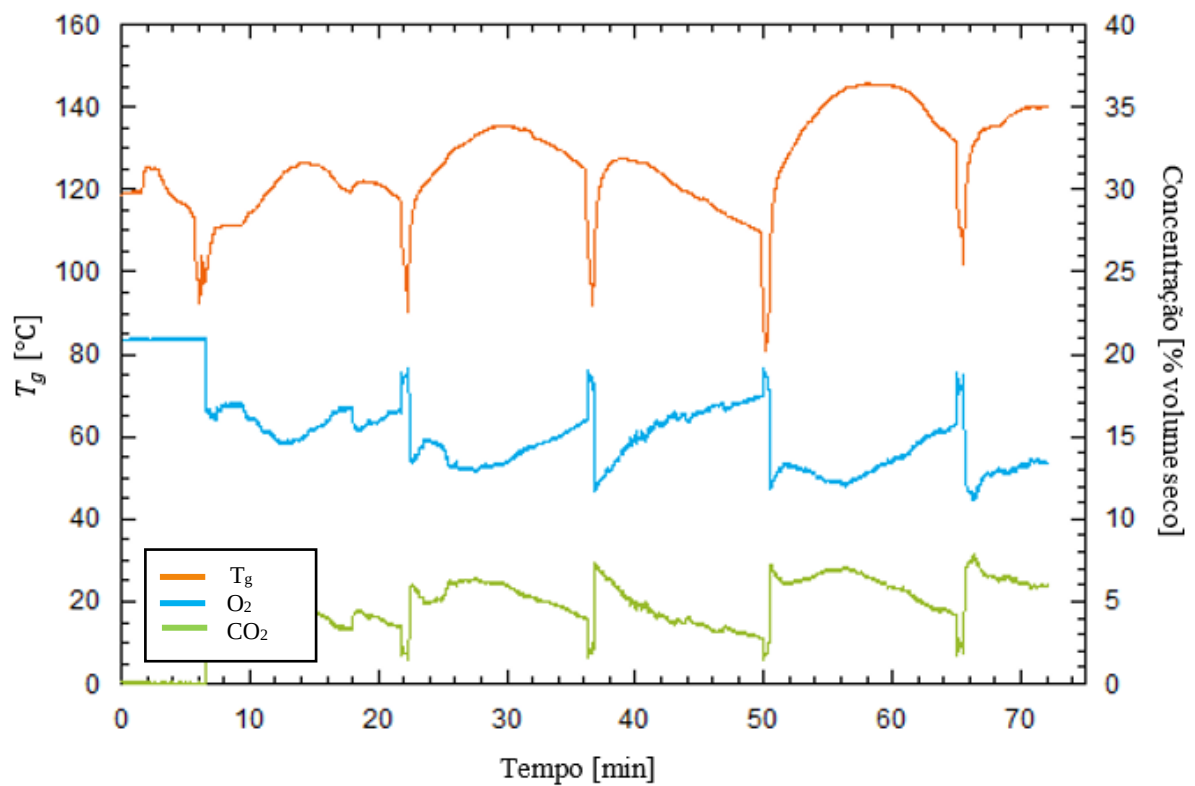


Figura C.8 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio K40₂.

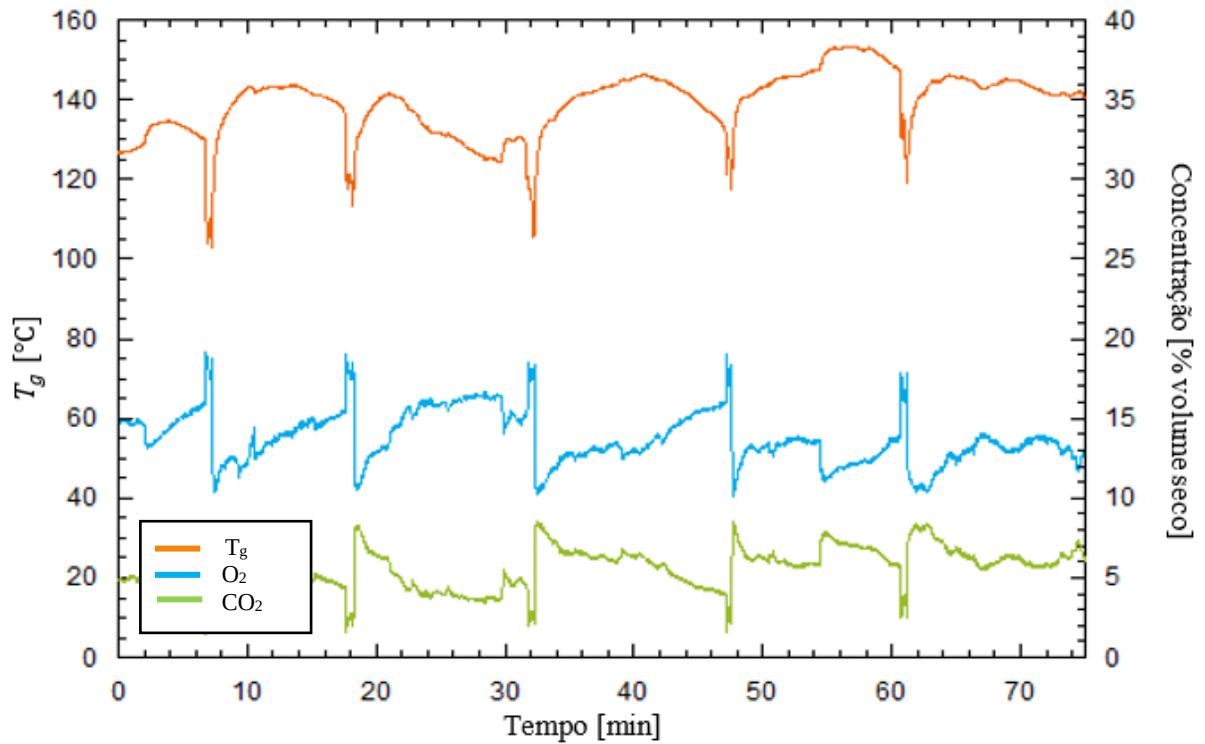


Figura C.9 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio K403.

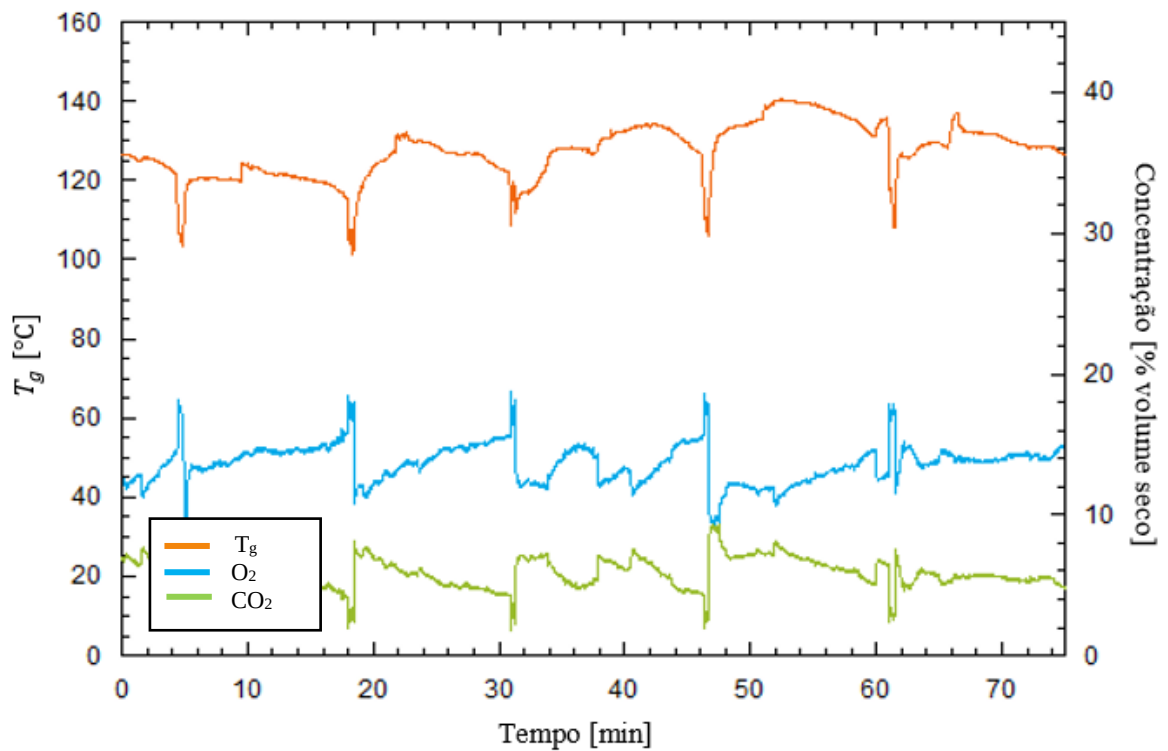


Figura C.10 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio Tamb1.

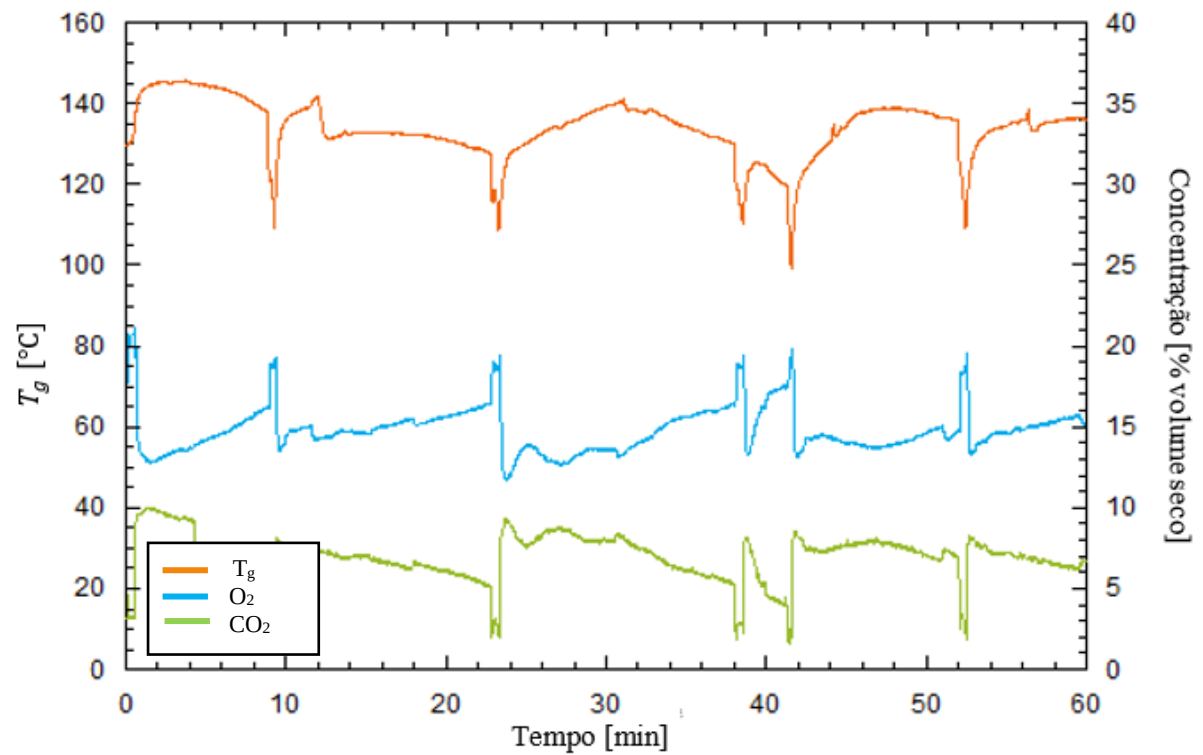


Figura C.11 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio $Tamb_2$.

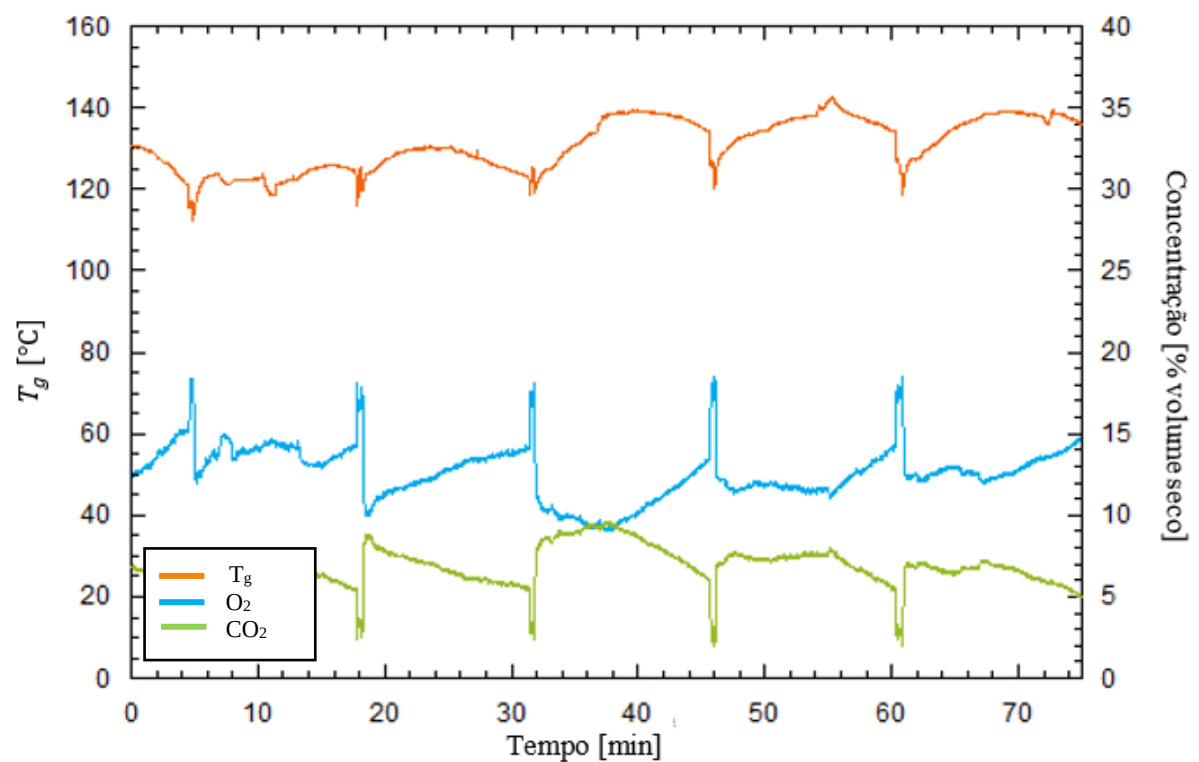


Figura C.12 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio $T30_1$.

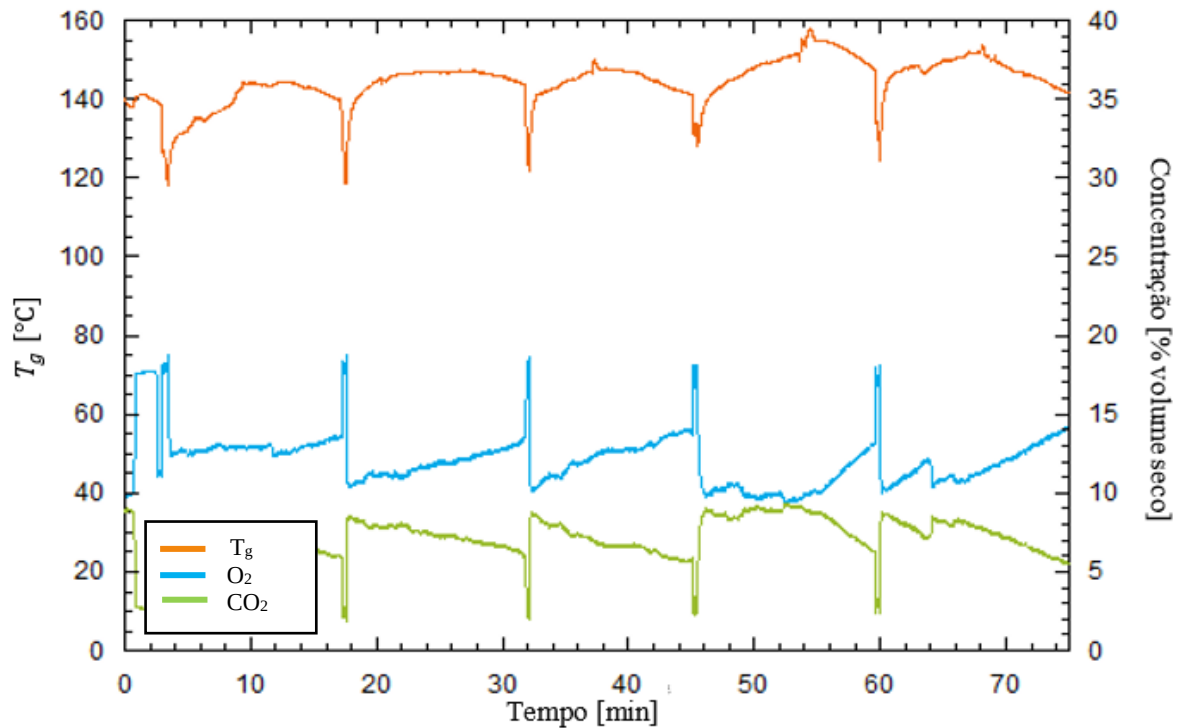


Figura C.13 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T302.

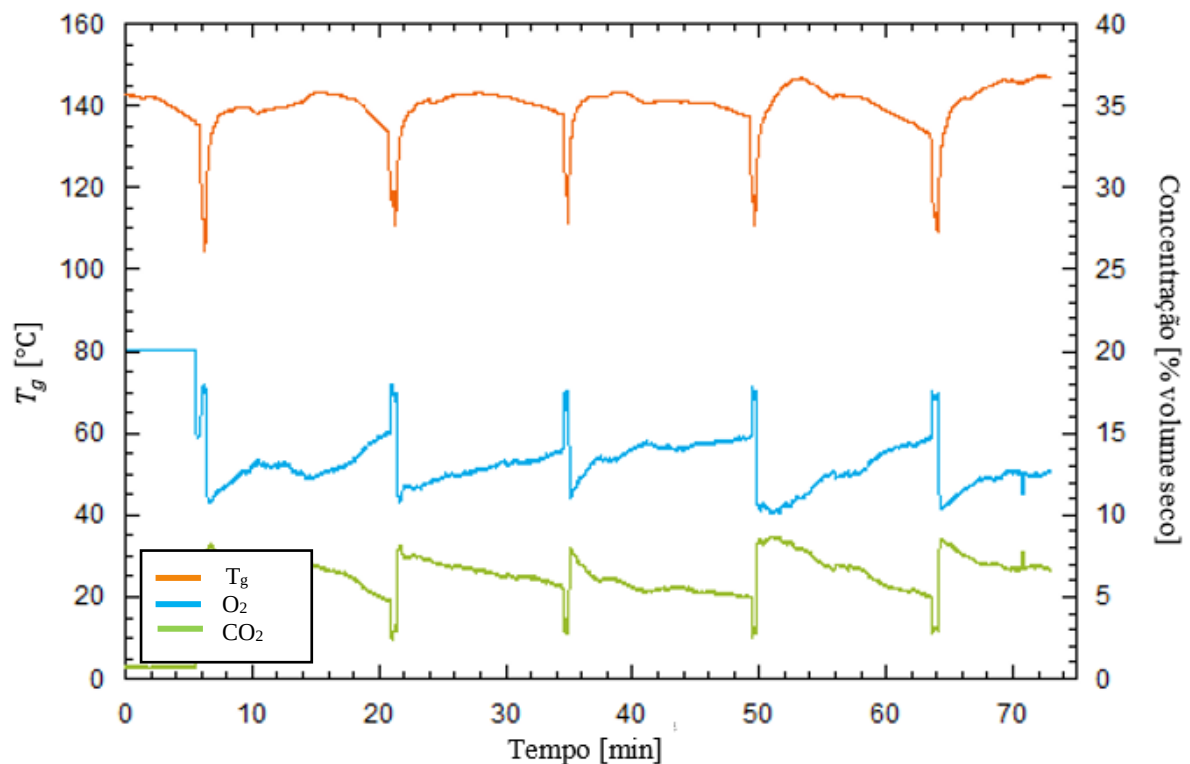


Figura C.14 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T401.

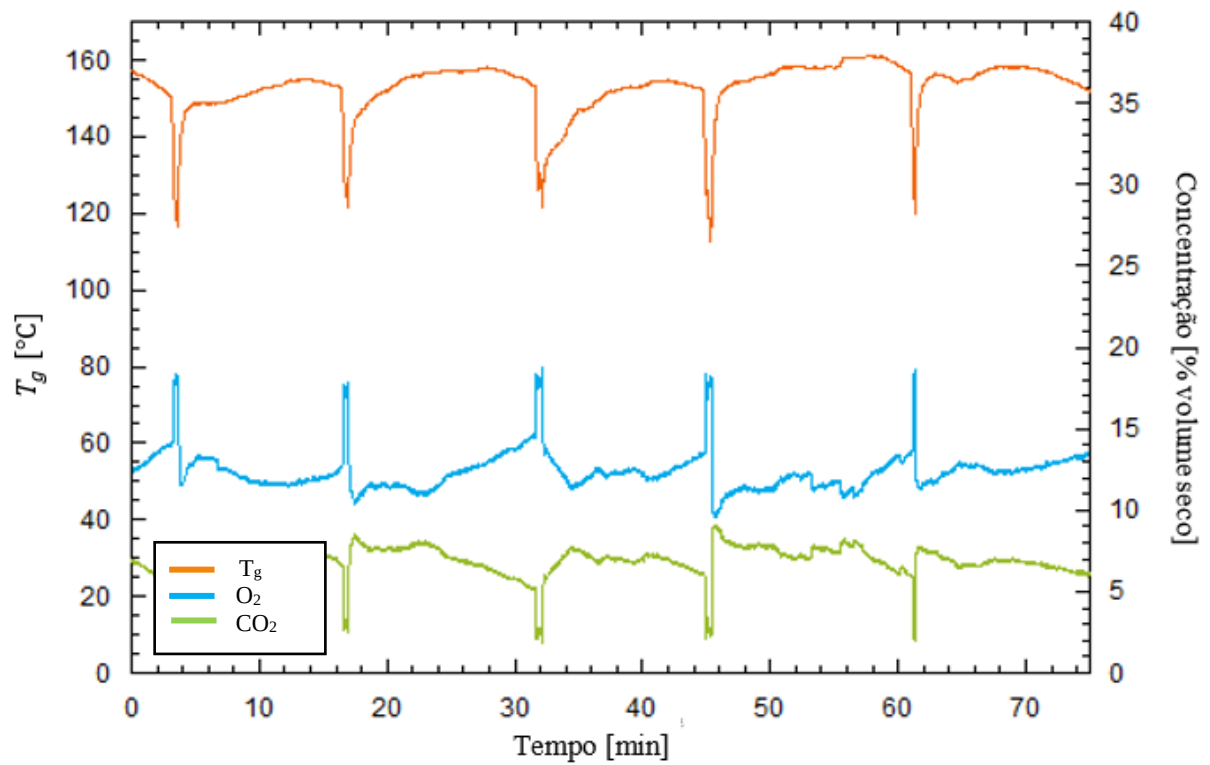


Figura C15 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T40₂.

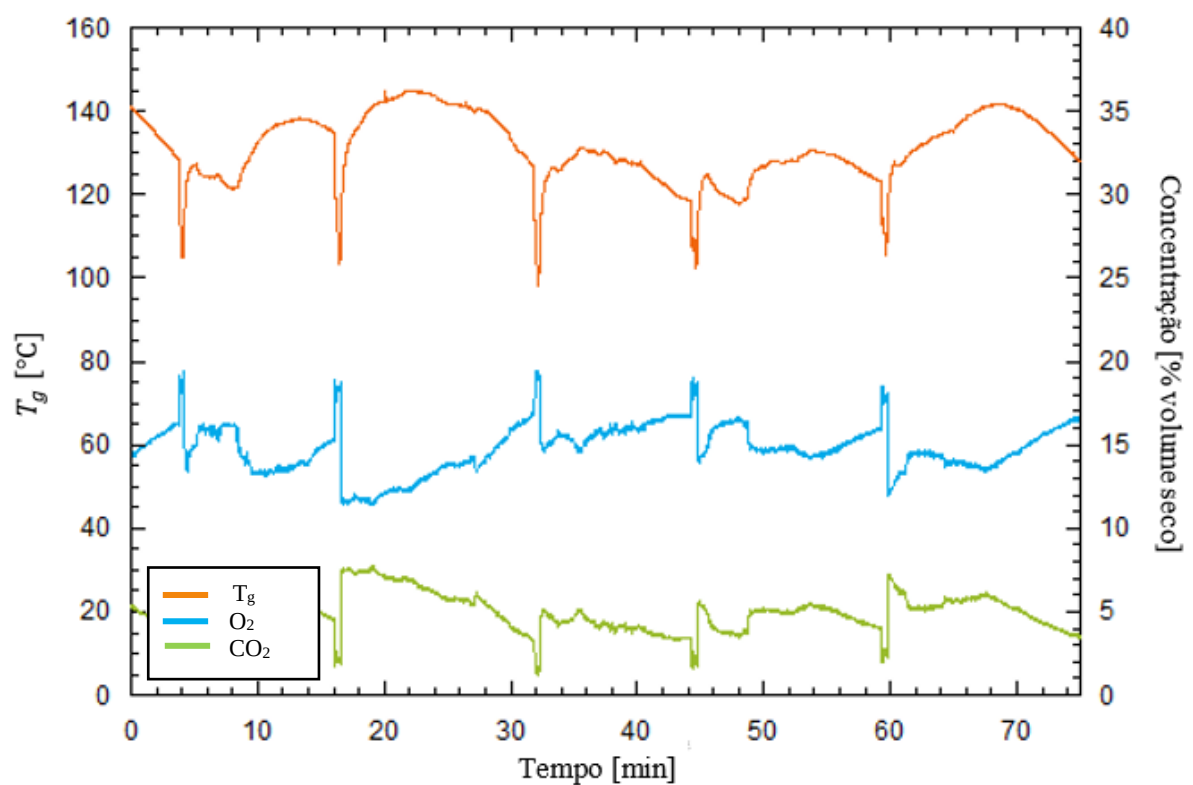


Figura C.16 - Evolução da temperatura dos gases e concentrações de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio T40₃.