



**Fábio Rafael
Valente Aleixo**

**Otimização das condições de operação de uma
caldeira a biomassa**



**Fábio Rafael
Valente Aleixo**

Optimização das condições de operação de uma caldeira a biomassa

Relatório de estágio apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, realizado sob a orientação científica do Doutor Luís António da Cruz Tarelho, Professor Associado do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro.

*“To improve is to change, so to be perfect is to have changed often”
Winston Churchill*

o júri

presidente

Prof. Doutor Mário Miguel Azevedo Cerqueira

Professor auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro

vogais

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho

Professor associado do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro
(Orientador)

Prof. Doutor Leonel Jorge Ribeiro Nunes

Professor auxiliar convidado do Departamento de Economia, Gestão, Engenharia Industrial e Turismo (Arguente)

agradecimentos

Aos meus pais, Paulo e Clarinda, por todo o apoio prestado ao longo do meu percurso académico e que permitiram que chegasse onde estou hoje, ao nível profissional e também pessoal. Agradeço também à Joana, minha irmã, que me tem aturado estes anos.

Aos meus avós, Silvino e Maria, que desde sempre estiveram presentes na minha vida e que também contribuíram para o meu sucesso.

À Maria, minha namorada, por todo o incentivo e motivação para que concluísse este trabalho, e também pela sua presença no decorrer dos 5 anos durante os quais frequentei o Mestrado Integrado em Engenharia do Ambiente, em especial nesta fase final.

À Liliana Valente e à Ventil - Engenharia do Ambiente, Lda. pela oportunidade de estágio, pelo apoio e conhecimentos transmitidos.

Ao Professor Luís Tarelho, que orientou este trabalho, mas principalmente pelas suas aulas e conhecimentos transmitidos ao longo do mestrado.

A todos, o meu obrigado!

palavras-chave

Combustão de biomassa, NO_x, CO, estagiamento de ar, SNCR.

resumo

As metas estabelecidas para a utilização de recursos energéticos renováveis, aliadas ao seu baixo custo comparativamente com as fontes energéticas convencionais, têm levado a uma maior procura do sector industrial por novas soluções de produção de energia térmica. Surgem assim caldeiras a biomassa, em substituição das tecnologias convencionais a diesel ou gás. No entanto, as caldeiras a biomassa apresentam algumas dificuldades de operação, nomeadamente a utilização de um combustível heterogéneo, e a emissão de gases como o CO e NO e também de material particulado. Enquanto que o primeiro acarreta uma perda de eficiência do equipamento, o NO está associado a problemas ambientais, sendo por isso alvo de valores de emissão recentemente mais restritos.

Por este motivo, o objetivo do trabalho aqui apresentado é a otimização de uma caldeira a biomassa, tendo em conta o valor limite de emissão de NO e evitando emissões de CO que excedam os limites legais, dado que existe um *trade-off* entre as emissões destes dois compostos.

Para otimizar o sistema, avaliou-se o resultado do ajuste de parâmetros como a repartição de ar por estágios e o excesso de ar.

Como resultado do trabalho de monitorização da operação da caldeira verificou-se que era possível operar a fornalha respeitando os limites de emissão aplicáveis ao NO_x e CO, 181,8 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e 454,5 mg Nm⁻³ a 11% de O₂, respetivamente.

A razão de excesso de ar e a estequiometria do primeiro estágio que conduzem às menores emissões de NO são de $\lambda=1,56$ e $\lambda_{1^o}=0,57$ tendo sido obtidas no ensaio em que se definiu $A_1=20\%$, $A_2=20\%$ e $A_3=20\%$. Estas condições permitiram obter uma concentração de NO (como NO₂) de 107,3 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e uma concentração de CO de 238,2 mg Nm⁻³ a 11% de O₂. Nestas condições destaca-se a ocorrência de valores instantâneos na concentração de CO que excedem o VLE, devido à introdução intermitente de biomassa, no entanto os valores médios não excedem o VLE.

keywords

Biomass combustion, NO_x, CO, air staging, SNCR.

abstract

Targets for the use of renewable energy sources and their lower prices compared to fossil fuels have driven the demand for alternative heat production in industries. Biomass boilers are now being used for thermal energy production in place of diesel or gas boilers. However, biomass fueled boilers face technical problems related with their inhomogeneous fuel and pollutants emissions.

Regarding atmospheric pollutants, alongside with particulate matter, CO and NO are of the most concern because, the first is related with the efficiency and the latter with environmental damage and consequently stricter emission limits. For these reasons, and because there is a trade-off between CO and NO emissions, the objective of this work is to optimize a biomass furnace to reduce NO emissions and operate under CO emissions limits.

To achieve the stated objective, several operating conditions were tested by changing parameters like the excess air ratio and air staging.

The monitorization of the furnace showed that was possible to operate the furnace below emission limits regarding NO_x and CO, 181,8 mg Nm⁻³ @ 11% of O₂ and 454,5 mg Nm⁻³ @ 11% of O₂, respectively.

The optimized conditions, which lead to the minimum emission of NO, are $\lambda=1,56$ e $\lambda_1=0,57$, and were attained in the test where, A₁=20 %, A₂=20% e A₃=20%. These conditions result in a NO concentration (as NO₂) of 107,3 mg Nm⁻³ @ 11% de O₂ and a CO concentration of 238,2 mg Nm⁻³ @ 11% de O₂.

In this test, although CO average concentration is lower than the defined limit, several exceeding values occur, which were found to be related with the intermittent biomass feeding.

Índice

Índice de Figuras	xvii
Índice de Tabelas.....	xxi
Nomenclatura.....	xxii
Capítulo 1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento do tema	1
1.2. Objetivos do estágio.....	1
1.3. Empresa.....	2
1.4. Estrutura do relatório.....	2
Capítulo 2. Biomassa	5
2.1. A biomassa no panorama energético	5
2.2. Características da biomassa enquanto combustível	7
2.3. Processamento e melhoria das características da biomassa	9
2.3.1. Lixiviação	10
2.3.2. Torrefação	11
2.3.3. Peletização	12
Capítulo 3. Conversão energética de biomassa	15
3.1. Processo de combustão	16
3.2. Tecnologias de combustão.....	18
3.2.1. Leito fixo com alimentação inferior	19
3.2.2. Otimização da combustão em leito fixo.....	19
3.3. Emissões gasosas.....	20
3.3.1. Óxidos de azoto (NO _x)	20
3.3.2. Monóxido de carbono (CO).....	24
3.3.2. Partículas.....	25
3.4. Legislação aplicável	25
Capítulo 4. Descrição do caso de estudo	27
4.1. Caldeira.....	27
4.2. Equipamento auxiliar	28
4.2.1. Alimentação de biomassa	28
4.2.2. Introdução do ar de combustão.....	29
4.2.3. Extração dos gases de combustão	29
4.2.4. Tratamento dos gases de combustão	30

4.3. Equipamento de monitorização e controlo	30
4.3.1. Painel de controlo da caldeira.....	30
4.3.2. Composição dos gases de combustão.....	31
4.3.3. Monitorização da pressão	31
4.3.4. Temperatura.....	32
4.3.5. Caudal de água de aquecimento	32
4.4. Caracterização do combustível	33
4.5. Estudos anteriores	33
Capítulo 5. Sistema de alimentação de combustível e ar de combustão	35
5.1. Ventiladores	35
5.1.1. Material e métodos.....	37
5.1.2. Tratamento dos dados	38
5.1.3. Resultados	39
5.2. Sem-fim de alimentação	42
5.2.1. Material e métodos.....	42
5.2.2. Tratamento dos dados	42
5.2.3. Resultados	43
Capítulo 6. Caracterização da operação da fornalha	45
6.1. Metodologia	45
6.2. Resultados e discussão.....	47
6.2.1. Repartição do ar em estágios.....	47
6.2.2. Excesso de ar	65
6.3. Aplicação de SNCR.....	70
6.3.1. Cálculo do Caudal de NH ₃	71
6.3.2. Resultados	72
Capítulo 7. Operação da caldeira nas condições otimizadas	75
7.1. Regime de funcionamento considerado ótimo.....	75
7.2. Composição efluente gasoso	76
7.3. Perfis de temperatura	78
7.4. Discussão geral do desempenho da caldeira	79
8. Conclusões e sugestões.....	81
Referências Bibliográficas	83
Anexo I – Calibração do ventilador de introdução de ar de combustão.....	89
Anexo II – Parâmetros das curvas de calibração do ventilador	91

Índice de Figuras

Figura 1 - Problemas associados à combustão de biomassa (Adaptado de: Hupa et al. (2017)).	6
Figura 2 - Método termogravimétrico para análise de biomassa lignocelulósica. a) programa de temperatura; b) curva de análise (Adaptado de: Cai et al. (2017)).	7
Figura 3 - Repartição do uso de energia primária para a entrega de resíduos florestais provenientes de florestas escandinavas a uma unidade de conversão holandesa (Adaptado de: Hamelinck et al. (2005)).	10
Figura 4 - Balanço mássico e energético do processo de torrefação (Bergman, Boersma, Zwart, & Kiel, 2005).	11
Figura 5 - Diagrama de Van Krevelen para diversas temperaturas de torrefação e outros combustíveis sólidos. TW refere-se a biomassa torrificada à temperatura indicada entre parênteses (Bergman et al., 2005).	11
Figura 6 - Diagrama de processos na produção de pellets (Uslu et al., 2008).	12
Figura 7 - Vias de conversão energética a partir de diversos stocks de biomassa para fornecimento de diversas formas de energia (International Energy Agency, 2007).	15
Figura 8 - Fases de combustão de uma partícula de biomassa (Adaptado de: Rosendahl (2013)).	16
Figura 9 - Perfil de combustão de pinhas (Saidur et al., 2011).	17
Figura 10 - Representação das diferentes fases e condições de combustão, e possíveis opções de injeção de ar secundário (Yin & Li, 2017).	19
Figura 11 - Vias de conversão do azoto do combustível a NO (Zhou et al., 2006).	21
Figura 12 - Representação do estagiamento de ar (A) e do combustível (B) (Salzmann & Nussbaumer, 2001).	22
Figura 13 - Emissões e potencial de redução de NO _x para diferentes combustíveis e tecnologias. A concentração de NO _x refere-se a um teor de O ₂ de 11% (vol.) (Oberberger et al., 2006).	24
Figura 14 - Vista de corte e de topo da caldeira Ventil. 1-Portas inferiores para limpeza de escória; 2-Flanges de ida e retorno da água; 3 e 5-Tubos do permutador de calor dispostos em torno da fornalha; 4 e 9-Grelha de introdução de ar primário; 6-Portas de acesso para limpeza dos tubos; 7-Boca de entrada para alimentação de biomassa; 8-Válvula para descarga de água; 10-Base da fornalha revestida com cimento refratário; 11 e 20-Câmaras de inversão do sentido dos gases de combustão; 12-Entrada de ar secundário; 13-Ponto de medição da depressão no interior da fornalha; 14-Chapa de identificação; 15 e 16-Câmara de combustão e revestimento refratário; 17-Permutador de calor vertical; 18-Isolamento em lã de rocha e revestimento em chapa pintada; 19-Coletor de saída dos gases de combustão; 21-Porta de acesso ao interior da fornalha; 22-Pontos de ligação para termostato e pressostato de segurança. (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2013).	27
Figura 15 - Movimentação dos gases de combustão no permutador de calor (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2013).	28
Figura 16 - Representação da conduta de introdução de ar na fornalha (Ruivo, 2016).	29
Figura 17 - Introdução de ar de combustão na fornalha. Ar secundário e terciário (esquerda), e ar primário (direita).	29
Figura 18 - Ecrã do painel de controlo da caldeira.	30
Figura 19 - Sensor de pressão diferencial Kimo Instruments CP110.	31

Figura 20 - Pontos de medição da temperatura no interior da fornalha. Adaptado de Valente (2015).	32
Figura 21 - Configuração de um ventilador centrífugo (Oliveira & Lopes, 2010).	35
Figura 22 - Curvas características de um ventilador centrífugo, para N constante: altura de carga fornecida ao fluido (H), potência fornecida ao veio (P), rendimento (η) e altura de carga requerida pela instalação (h_b) (Oliveira & Lopes, 2010).	36
Figura 23 - Curvas de caudal de ar primário em função da frequência do ventilador para diversas aberturas da válvula. Os X representam os caudais medidos com a fornalha em depressão....	39
Figura 24 - Curvas de caudal de ar secundário em função da frequência do ventilador para diversas aberturas da válvula. Os X representam os caudais medidos com a fornalha em depressão.	40
Figura 25 - Curvas de caudal de ar terciário em função da frequência do ventilador para diversas aberturas da válvula. Os X representam os caudais medidos com a fornalha em depressão....	41
Figura 26 - Curva de calibração do sem-fim de alimentação.....	43
Figura 27 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 1, 3 e 5. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.	47
Figura 28 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 1, 3 e 5. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).	48
Figura 29 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b).	48
Figura 30 - Caudal de ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b).	49
Figura 31 - Razão de excesso de ar global e estequiometria do primeiro estágio registados nos ensaios de variação a A_3 . Razão de excesso de ar calculada por balanço mássico.....	50
Figura 32 - Emissões de NO e CO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referem-se a 11% de O_2 e gases secos.	51
Figura 33 - Emissões de NO expressas como NO_2 , e emissões de CO em função da razão de excesso de ar (a), e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referem-se a 11% de O_2 e gases secos.	52
Figura 34 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 6, 1 e 9. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.	53
Figura 35 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 6,1 e 9. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).	54
Figura 36 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3	54
Figura 37 - Caudal do ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3	55

Figura 38 - Razão de excesso de ar (calculada por balanço mássico) e estequiometria do primeiro estágio registados nos ensaios de variação a A_2 . A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3	56
Figura 39 - Emissões de NO e CO em função da razão de excesso de ar (a), e estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O_2 e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3 ...	57
Figura 40 - Emissões de NO expressas como NO_2 , e emissões de CO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). As emissões referem-se a 11% de O_2 e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3	58
Figura 41 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 10,11 e 13. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.	59
Figura 42 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 10, 11 e 13. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).	60
Figura 43 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2	60
Figura 44 - Caudal do ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2	61
Figura 45 - Razão de excesso de ar (calculada por balanço mássico) e estequiometria do primeiro estágio registados nos ensaios de variação a A_1 . A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2	62
Figura 46 - Emissões de NO e CO em função da razão de excesso de ar (a) e estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O_2 e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 ...	63
Figura 47 - Emissões de NO_2 e CO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referem-se a 11% de O_2 e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2	64
Figura 48 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 14, 15 e 6. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.	65
Figura 49 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 14, 15 e 6. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).	66
Figura 50 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2	66
Figura 51 - Caudal de ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2	67

Figura 52 - Valores atuais da razão de excesso de ar e da estequiometria do primeiro estágio, para cada valor de excesso de ar global definido. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A ₂	68
Figura 53 - Emissões de CO e NO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O ₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A ₂	68
Figura 54 - Emissões de CO e NO em função do razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O ₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A ₂	69
Figura 55 - VLE's definidos na Portaria 677/2009 e no Regulamento (UE) 2015/1189, e evolução da concentração de NO nos gases de combustão. Todas as concentrações encontram-se normalizadas a 11% de O ₂	70
Figura 56 - Perfil de emissão de NO e caudal de NH ₃ necessário a obter a concentração de NO pretendida de 78 mg Nm ⁻³ a 6% de O ₂	73
Figura 57 - Perfil de emissão de NO e caudal de NH ₃ necessário para atingir a concentração de NO desejada de 30 mg Nm ⁻³ a 11% de O ₂	73
Figura 58 - Evolução da composição do efluente gasoso seco ao longo do tempo.	76
Figura 59 - Emissões de CO e evolução do teor de O ₂ medido pela sonda lambda (a), e comparação da frequência de funcionamento do ventilador, do sem-fim de alimentação e do teor de O ₂ medido pela sonda lambda (b).	77
Figura 60 - Evolução da concentração de NO (expresso como NO ₂) e CO. Concentração normalizada para 11% de O ₂ e gases secos.	78
Figura 61 - Perfis de temperatura nos diferentes pontos de monitorização da caldeira.	79

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Custo de combustíveis para consumidores domésticos e industriais em Portugal ...	13
Tabela 2 - VLE's definidos no DL nº78/2004 e Portaria nº675/2009 para instalações de combustão de biomassa e teor de referência de oxigénio.	26
Tabela 3 - VLE de NO _x das novas médias instalações de combustão, definido na Diretiva (UE) 2015/2193 e no Decreto-Lei nº39/2018.	26
Tabela 4 - VLE de CO e NO definidos no Regulamento (UE) 2015/1189.	26
Tabela 5 - Gamas de medição do analisador para os diferentes gases.	31
Tabela 6 - Fração mássica dos constituintes elementares do combustível (carbono, hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre).....	33
Tabela 7 - Parâmetros de controlo do sistema e variáveis otimizadas no estudo de Ruivo (2016).	33
Tabela 8 - Parâmetros de controlo do sistema utilizados na operação normal da caldeira CVT (Dados cedidos pela Ventil – Engenharia do Ambiente).....	34
Tabela 9 - Razão de excesso de ar e abertura de válvulas utilizados nos ensaios para determinar a distribuição e excesso de ar ótimos.	46
Tabela 10 - Parâmetros de controlo do excesso de ar.	46
Tabela 11 - Parâmetros de operação da caldeira.	46
Tabela 12 - Caudal médio de solução de amónia necessário para reduzir as emissões de NO para o valor pretendido.....	74
Tabela 13 - Parâmetros ótimos relacionados com a introdução do ar de combustão.....	75
Tabela 14 - Parâmetros de regressão das curvas de caudal de ar primário	91
Tabela 15 - Parâmetros de regressão das curvas de caudal de ar secundário. Para A ₂ =40% o coeficiente a é zero, pois recorreu-se a uma regressão linear dado que apenas se dispunha de 3 valores.	91
Tabela 16 - Parâmetros de regressão das curvas de caudal de ar terciário	92

Nomenclatura

A	Área de secção	[m ²]
A ₁	Abertura da válvula do ar primário	[%]
A ₂	Abertura da válvula do ar secundário	[%]
A ₃	Abertura da válvula do ar terciário	[%]
bs	Base seca	[-]
bssc	Base seca sem cinzas	[-]
D _{eq}	Diâmetro equivalente	[m]
f	Fator de correção do pitot	[-]
f _{sf}	Frequência de funcionamento do motor do sem-fim	[%]
f _v	Frequência de funcionamento do ventilador de ar	[%]
FGR	Recirculação do efluente gasoso (<i>flue gas recycling</i>)	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m s ⁻²]
H	Energia fornecida ao escoamento	[m H ₂ O]
LQ	Limite de quantificação	[-]
p	Pressão estática	[Pa]
Per	Perímetro da conduta	[m]
PCI	Poder calorífico inferior	[MJ kg ⁻¹ F]
PCS	Poder calorífico superior	[MJ kg ⁻¹ F]
r	Ar fornecido a um estágio de combustão relativamente ao ar total	[%]
R	Constante dos gases perfeitos	[J kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Q	Caudal volúmico de ar de combustão	[Nm ³ s ⁻¹]
Q _B	Caudal mássico de biomassa	[kg s ⁻¹]
SCR	Redução seletiva catalítica	[-]
SNCR	Redução seletiva não catalítica	[-]
T	Temperatura	[K]
v	Velocidade	[ms ⁻¹]
V	Volume de gases de combustão por massa de combustível	[Nm ³ kg ⁻¹]
VLE	Valor limite de emissão	[-]
w _i	Fração mássica da espécie i na biomassa	[kg kg ⁻¹]
y _i	Fração molar da espécie i numa mistura gasosa	[kmol kmol ⁻¹]
Z	Cota de posição	[m]
ρ	Massa volúmica	[kg m ⁻³]

Δp	Diferencial de pressão	[m H ₂ O]
η	Eficiência	[%]
λ	Razão de excesso de ar	[-]

Subscritos e sobrescritos

i	Elemento ou composto químico
in	Medição à entrada
g	Gases de combustão
out	Medição à saída
th	<i>Thermal</i>
máx	Máximo
médio	Valor médio
mín	Mínimo
⁰	Condições de referência

Capítulo 1. Introdução

Neste capítulo introdutório apresenta-se o enquadramento e importância da temática do estágio e quais os seus objetivos. É identificada a instituição onde serão desenvolvidos os trabalhos e termina com uma breve explicação acerca da organização dos conteúdos do presente relatório.

1.1. Enquadramento do tema

A utilização de fontes de energias renováveis tem vindo a ser incentivada no contexto comunitário em que Portugal se insere. À data da sua publicação, a Diretiva 2009/28/CE fixou objetivos para a utilização de fontes energéticas renováveis, até 2020. Atualmente, o Conselho Europeu propõe a alteração da referida diretiva, estabelecendo como objetivo, até 2030, a origem renovável de pelo menos 27% de toda a energia consumida na União Europeia, tendo cada país metas específicas considerando o seu plano de ação de energia e clima (Comissão Europeia, 2016b, 2016a).

Em 2015 as energias renováveis já representavam cerca de 28% no total de toda a energia consumida, encontrando-se, no entanto, aquém do valor alvo para 2020 (Bourgeois & Diaz Alonso, 2017). E, para além da tendência crescente incorporação de energias renováveis na produção elétrica, ao nível industrial existe um crescimento da procura por novas soluções para fornecimento de calor, onde se incluem caldeiras a biomassa, em substituição das tecnologias convencionais a diesel ou a gás, contribuindo ainda mais para redução de utilização de fontes de energia primária de natureza não renovável.

Estes motivos tornam pertinente a execução de trabalhos de investigação para desenvolvimento de novas tecnologias bem como a otimização da tecnologia já existente, de modo a cumprir não só as exigências legais do ponto de vista das emissões atmosféricas, mas também as exigências impostas à performance dos equipamentos.

1.2. Objetivos do estágio

O estágio pretende contribuir para a formação de competências no âmbito da combustão de biomassa sólida em caldeiras industriais para produção de energia térmica. Incidirá no estudo de uma caldeira produzida pela Ventil – Engenharia do Ambiente Lda., com uma fornalha do tipo leito fixo com alimentação inferior (*underfeed stoker*), e uma potência nominal de 582 kW_{th}. O estágio inclui a colaboração em atividades de monitorização e posterior definição das condições otimizadas de operação, nomeadamente:

- Razão de excesso de ar;
- Repartição do ar em estágios (primário, secundário e terciário).

A otimização tem como objetivo a minimização das emissões de NO_x. Neste sentido, avaliar-se-á a eficácia das medidas secundárias nas referidas emissões e a necessidade de se implementarem medidas terciárias.

Para este efeito, durante o estágio serão realizadas as seguintes tarefas:

1. Pesquisa de informação sobre o processo de combustão de biomassa em fornalhas/caldeiras industriais;

2. Monitorização e caracterização das condições de operação de uma fornalha/caldeira para combustão de biomassa em grelha fixa com alimentação inferior para produção de calor;
3. Colaboração na organização, processamento e análise da informação experimental obtida durante as atividades de monitorização e caracterização;
4. Definição de regimes de operação otimizados para a caldeira em estudo com base na monitorização e controlo das variáveis de processo (excesso de ar e repartição do ar por estágios);
5. Organização e escrita do relatório de estágio.

1.3. Empresa

Fundada em 1971 sob o nome “Ventil – Serralharia Mecânica, Lda.”, começou por desenvolver produtos associados à aspiração, ventilação e filtração. Atualmente, e com a designação de “Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda.”, desenvolve e produz equipamentos nos seguintes sectores: ambiente, energia, e construção mecânica. Na área de ambiente são produzidos sistemas de despoeiramento como ciclones, filtros de mangas e ventiladores; na área da energia produz equipamentos para a produção de energia térmica como, caldeiras a biomassa, silos para armazenamento e sistemas de alimentação das caldeiras. A Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda. produz ainda tubagem metálica, válvulas, executa operações de oxi-corte e quinagem (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2018).

Na tecnologia de produção de energia térmica, onde o estágio se insere, este fabricante de caldeiras apresenta soluções entre os 350 kW_{th} e 7 MW_{th} de potência nominal, tendo no seu portfólio a produção e instalação de equipamentos para redes de calor em Espanha (*district heating*), aquecimento de piscinas, estufas e instalações industriais. A Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda. assegura ainda a instalação e manutenção dos equipamentos desenvolvidos (Ventil - Engenharia do Ambiente, n.d.).

1.4. Estrutura do relatório

O trabalho desenvolvido encontra-se descrito neste documento, organizado em 8 capítulos que contêm a informação apresentada abaixo.

- **Capítulo 1**, breve capítulo introdutório onde é apresentado o enquadramento do estágio, seus objetivos e entidade onde serão realizados os trabalhos.
- **Capítulo 2**, onde se pretende clarificar o conceito de biomassa e qual o papel que desempenha no contexto energético, quais as suas características enquanto combustível e ainda como esta pode ser processada para melhorar as suas características.
- **Capítulo 3**, começa por identificar os tipos de conversão energética aplicável à biomassa. Aborda com especial detalhe o processo de combustão, a tecnologia de leito fixo com alimentação inferior e quais as possibilidades de otimização. Inclui-se ainda neste capítulo o impacto ambiental da combustão de biomassa, nomeadamente a formação de NO_x e CO, e quais as medidas de minimização. Termina com enquadramento legal para as emissões atmosféricas destes dois poluentes.

- **Capítulo 4**, tem como objetivo descrever a caldeira em estudo, identificando os seus constituintes e o modo de funcionamento, bem como o equipamento de monitorização. No final, apresenta-se a caracterização dos *pellets* utilizados nos ensaios.
- **Capítulo 5**, neste capítulo são identificados os equipamentos que requerem calibração, sendo descrita a metodologia utilizada e apresentados os resultados da calibração.
- **Capítulo 6**, onde se começa por apresentar a metodologia a aplicar nos ensaios de monitorização e posteriormente, se apresentam os resultados das atividades de caracterização das condições de operação da caldeira. Neste capítulo, são descritas as variáveis em estudo, e qual o efeito da sua alteração nas emissões de NO e CO.
- **Capítulo 7** apresenta uma síntese das condições ótimas de operação, bem como a monitorização da instalação a operar com as referidas condições. Por último realiza-se a respetiva interpretação dos resultados obtidos.
- **Capítulo 8**, onde são apontadas as principais conclusões do estudo realizado.

Capítulo 2. Biomassa

Este capítulo tem como objetivo definir o termo biomassa, o seu papel no contexto energético, as suas características enquanto combustível, bem como os tipos de processamento para a sua utilização.

De acordo com o glossário da Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico (OECD), a biomassa, em particular a biomassa sólida, é definida como qualquer material vegetal utilizado diretamente como combustível, ou convertido noutras formas antes da combustão, como por exemplo, madeira, resíduos vegetais (florestais ou de culturas energéticas), licor negro (subproduto da produção de pasta de papel, constituído por lenhina) e outras formas de biomassa sólida (Organization for Economical Co-operation and Development, 2002).

Por sua vez, a Diretiva 2009/28/CE define biomassa 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.

Na literatura, a biomassa é frequentemente caracterizada pela sua proveniência, resultando em três grupos: biomassa de natureza lenhosa (madeira e derivados), herbácea, e resíduos agrícolas (palha, casca de arroz, bagaço de azeitona, etc.) Por vezes incluem-se ainda os resíduos da produção animal. As propriedades da biomassa são muito diferentes dentro de cada uma destas categorias, não sendo esta classificação suficiente para prever o comportamento de determinado combustível (Williams, Jones, Ma, & Pourkashanian, 2012).

2.1. A biomassa no panorama energético

A utilização de biomassa para fins energéticos, via combustão, ou por transformação em combustíveis líquidos e gasosos, emite para a atmosfera CO₂ que a biomassa tinha armazenado recentemente, durante o processo de crescimento. Deste modo, não existe um aumento do CO₂ na atmosfera e diz-se que a combustão de biomassa é neutra em termos das emissões de carbono. Por outro lado, com a queima de combustíveis fósseis, existe a libertação de carbono que foi armazenado ao longo de milhares de anos, conduzindo assim a um aumento da concentração de CO₂ na atmosfera (Abbasi & Abbasi, 2010; Saidur, Abdelaziz, Demirbas, Hossain, & Mekhilef, 2011). Sendo alvo de algumas críticas, esta diferença entre os fluxos de carbono provenientes da biomassa e dos combustíveis fósseis tem vindo a influenciar as políticas energéticas europeias onde se incentiva o uso de biomassa (Haberl et al., 2012).

De um modo geral, o balanço de carbono, que se considera neutro, não inclui o sequestro de carbono que se verificaria se não se efetuasse uma exploração energética (Haberl et al., 2012), nem as variações de carbono armazenado na biomassa que constitui florestas completamente desenvolvidas (Johnson, 2009). Por estes motivos, Haberl et al. (2012) defende que o uso sustentável da biomassa para produção de energia deve basear-se na utilização de subprodutos e resíduos, por oposição à utilização de biomassa virgem.

O roteiro Europeu da energia para 2050 (Comissão Europeia, 2011), apresenta como objetivo fundamental a redução em 85 a 90% (em relação a 1990) das emissões de gases de efeito estufa. Para atingir este objetivo, defende-se a transição das fontes energéticas fósseis para fontes de energia renováveis, onde a biomassa se apresenta como fonte de calor em

sistemas centralizados ou descentralizados, bem como fonte de energia para a produção de eletricidade. Adicionalmente, os resíduos agrícolas, florestais, e ainda a fração biodegradável de resíduos urbanos, podem ser utilizados para a produção de biocombustíveis gasosos ou líquidos, podendo assim influenciar o sector dos transportes (Comissão Europeia, 2011).

Quando comparada com outras fontes de energia renovável, como a energia solar ou eólica, a biomassa apresenta menos problemas relacionados com o armazenamento, já que a biomassa contém energia armazenada na forma de energia química. No entanto, a utilização de biomassa também apresenta diversas desvantagens. A composição química da biomassa utilizada influencia a severidade destes impactos, e o seu conhecimento é fundamental para a sua minimização e operação adequada do processo (Hupa, Karlström, & Vainio, 2017). Os seus constituintes minoritários, como cloro, fósforo, enxofre, azoto e metais, provocam emissões de poluentes gasosos e diversos problemas nas instalações de combustão (Figura 1) nomeadamente, formação de incrustações nos permutadores de calor e corrosão das paredes da fornalha, etc. (Demirbas, 2005).

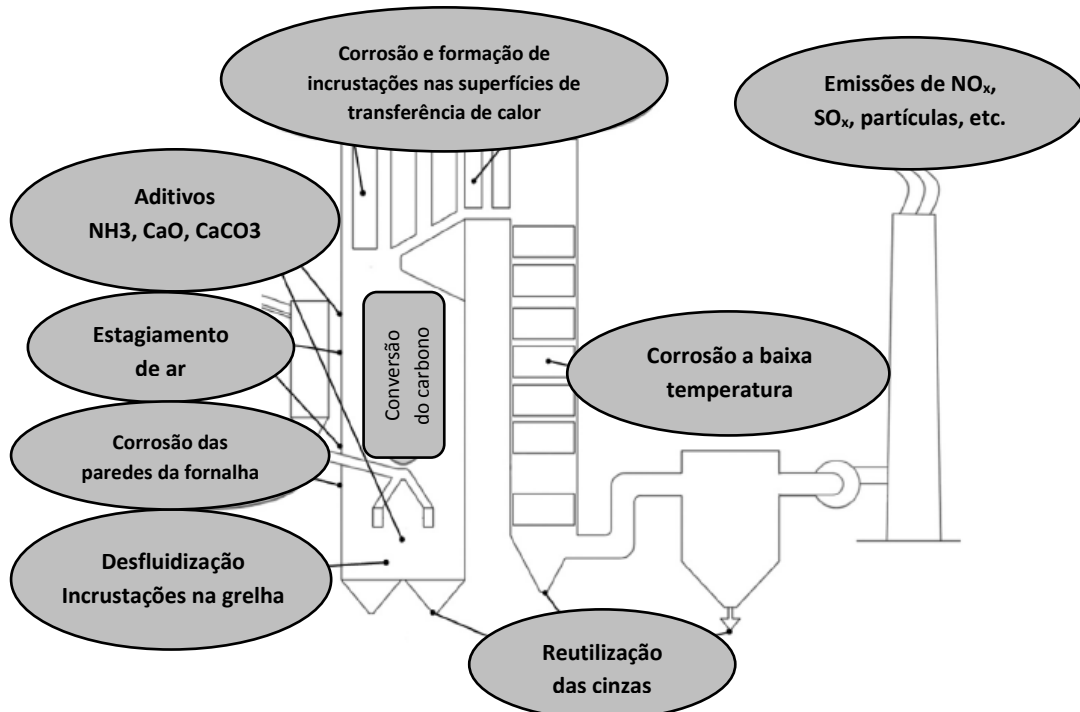


Figura 1 - Problemas associados à combustão de biomassa (Adaptado de: Hupa et al. (2017)).

2.2. Características da biomassa enquanto combustível

Na sequência do que foi mencionado no capítulo anterior, e enquanto combustível sólido, importa conhecer as propriedades da biomassa, sendo que as mais relevantes para o controlo do processo de combustão são (Demirbas, 2004; Saidur et al., 2011):

- Teor de humidade;
- Carbono fixo e voláteis;
- Teor de cinzas;
- Análise elementar;
- Poder calorífico.

A análise imediata permite determinar o teor de humidade, matéria volátil, carbono fixo e o teor em cinzas, com recurso a simples métodos termogravimétricos (Figura 2), ou alternativamente utilizar um método *standard* adequado, mas com um maior dispêndio de tempo (Cai et al., 2017).

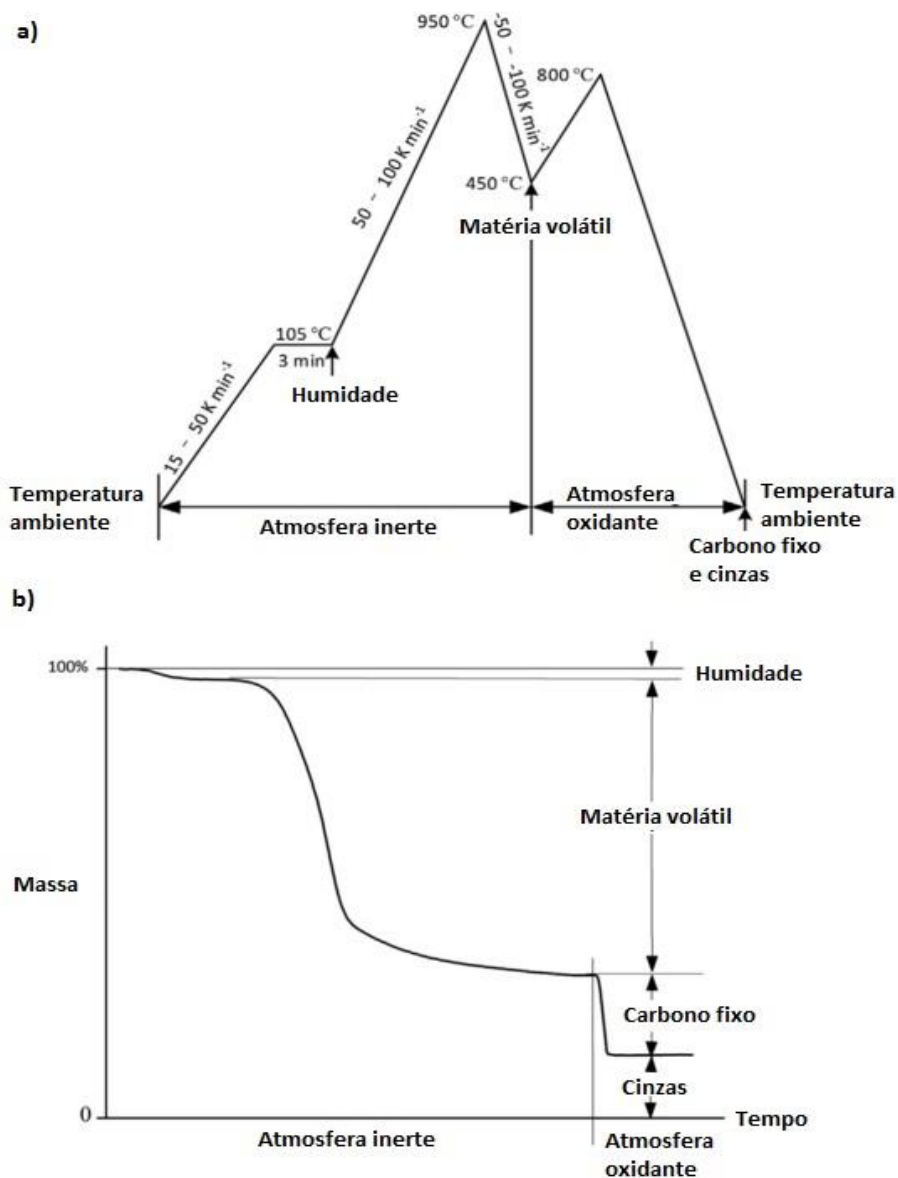


Figura 2 - Método termogravimétrico para análise de biomassa lignocelulósica. a) programa de temperatura; b) curva de análise (Adaptado de: Cai et al. (2017)).

A análise destas propriedades é de grande importância para a combustão da biomassa uma vez que o poder calorífico do combustível é influenciado positivamente por um maior teor de carbono fixo, e a presença de cinzas acarreta alguns problemas na combustão (Saidur et al., 2011). O teor de matéria volátil corresponde à fase gasosa libertada na degradação térmica do combustível, e é tipicamente elevado na biomassa (70-80%). Por este motivo, a biomassa apresenta um menor poder calorífico que o carvão, no entanto é de fácil ignição e a combustão dos voláteis representa uma fase importante do processo (Rosendahl, 2013).

A presença de humidade limita a utilização da biomassa pois não é viável a combustão de biomassa com mais de 50% de humidade, sendo necessário adotar um processo de secagem. Por este motivo, a biomassa com um elevado teor de humidade é, à partida, mais adequada a um processo de conversão biológica (McKendry, 2002).

Relativamente ao teor de cinzas, este depende do tipo de planta e das condições do solo onde a planta se desenvolve. Em termos médios, a madeira contém entre 0,4 a 0,5% de cinzas. A importância deste parâmetro está associada a efeitos negativos sobre a combustão, nomeadamente a formação de carbonizados, diminuição do poder calorífico e problemas de ignição, tornando assim a biomassa com um elevado teor de cinzas num combustível menos desejável (Demirbas, 2004; Obernberger, Brunner, & Bärnthaler, 2006; Saidur et al., 2011).

Quanto à análise elementar de um combustível, como o nome indica, refere-se à determinação dos seus constituintes elementares, tipicamente carbono, hidrogénio, azoto e oxigénio (por balanço mássico) (Rosendahl, 2013). Com os resultados é possível calcular as necessidades estequiométricas de oxigénio para oxidar os elementos detetados, bem como o volume e a composição dos gases de combustão (Obernberger et al., 2006; van Loo & Koppejan, 2008).

A biomassa apresenta ainda outros elementos minoritários, que constituem a fração das cinzas. Destes constituintes, os mais importantes são, cloro (Cl), enxofre (S), o sódio (Na), e o potássio (K) pois dão origem a HCl e SO₂, e sais que apresentam um potencial de corrosão para as superfícies metálicas. O Na e o K provocam ainda a redução da temperatura de fusão das cinzas, aumentando assim a probabilidade das cinzas fundirem e formarem incrustações na grelha (fenómeno conhecido por *slagging*) (Obernberger et al., 2006).

Para efeitos de pré-dimensionamento e avaliação do risco de incumprimento dos valores limites de emissão é possível, com as devidas limitações, a partir da composição elementar, estimar a taxa de conversão dos constituintes elementares a determinados poluentes nomeadamente, a conversão de azoto a NO_x (Ren et al., 2017; Vermeulen, Block, & Vandecasteele, 2012), e de enxofre a SO₂ (Ren et al., 2017).

De acordo com a norma ÖNORM C 1138 o poder calorífico superior (PCS) é definido como o calor libertado na combustão por unidade de combustível, estando a água formada no estado líquido e os gases de combustão à mesma temperatura que o combustível antes da combustão. Por sua vez, e de acordo com a mesma norma, o poder calorífico inferior (PCI) corresponde ao calor libertado na combustão, com a água formada no estado gasoso e os gases de combustão à mesma temperatura que o combustível. O PCI (bs) pode ser calculado conforme sugerido por van Loo & Koppejan (2008) (Eq. 1) devendo ter-se em atenção que, deste modo, já é descontada a energia necessária para evaporar o teor de humidade do combustível.

$$PCI = PCS - 2,444 \times W_W - 2,444 \times 8,936w_H \quad \text{Eq. 1}$$

Em que:

- PCI representa o poder calorífico inferior em MJ kg⁻¹, referido a 25°C e 1,013x10⁵ Pa;
- PCS representa o poder calorífico superior em MJ kg⁻¹, referido a 25°C e 1,013x10⁵ Pa;
- W_w refere-se ao rácio mássico de água em kg kg⁻¹ (b.s.);
- w_H refere-se à fração mássica de hidrogénio do combustível em kg kg⁻¹ (b.s.).

De modo a medir o conteúdo energético, é possível recorrer a uma bomba calorimétrica para um resultado bastante fiável ou, em alternativa utilizar um método de correlação empírico baseando-se nos resultados das análises imediata e elementar (Cai et al., 2017). Uma das muitas correlações existentes (Eq. 2), foi proposta por Channiwala & Parikh (2002), e está validada para um grande número de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos.

$$PCS = 0,3494w_C + 1,173w_H + 0,1005w_S - 0,1034w_O - 0,0151w_N - 0,0211w_A \quad \text{Eq. 2}$$

Onde, w_C, w_H, w_S, w_O, w_N, w_A representam, respetivamente, a fração de carbono, hidrogénio, enxofre, oxigénio, azoto e cinzas em kg kg⁻¹.

2.3. Processamento e melhoria das características da biomassa

Este capítulo tem como objetivo analisar a necessidade de processamento de biomassa e quais as técnicas disponíveis para a produção de um combustível de qualidade, que contribua não só para a eficiência dos processos de conversão energética, nomeadamente a combustão, mas também para a eficiência de toda a cadeia de abastecimento, a nível ambiental e económico.

Sendo de origem biológica, a biomassa é normalmente pouco densa, apresenta um elevado teor de humidade, é de qualidade variável e imprevisível. Se alguns sistemas são flexíveis relativamente às características do combustível (leito fluidizado, por exemplo) sistemas como combustão em leito fixo requerem a utilização de um combustível de qualidade. (International Energy Agency, 2007; Madanayake, Gan, Eastwick, & Ng, 2017). Independentemente da conversão energética pretendida e da tecnologia utilizada, o pré-tratamento adequado da biomassa desde a colheita até ao combustível pronto a utilizar, pode garantir uma redução de custos de investimento e operação (van Loo & Koppejan, 2008).

Adicionalmente, como apontado por Hamelinck, Suurs, & Faaij (2005) a utilização energética e as emissões de CO₂ associadas às cadeias de abastecimento de bioenergia, podem por em causa a sustentabilidade de utilização desta fonte energética. Veja-se o exemplo da Figura 3.

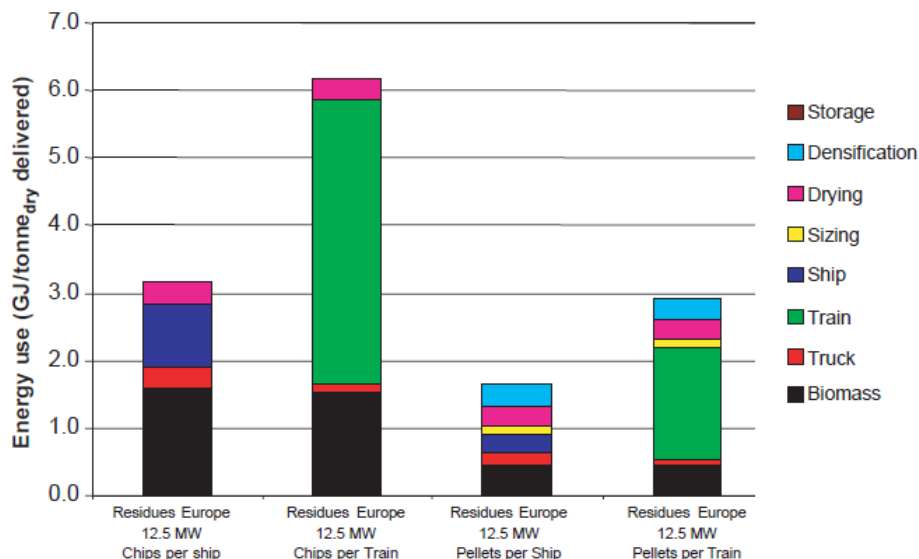


Figura 3 - Repartição do uso de energia primária para a entrega de resíduos florestais provenientes de florestas escandinavas a uma unidade de conversão holandesa (Adaptado de: Hamelinck et al. (2005)).

Neste caso, sob o ponto de vista energético, a cadeia de abastecimento mais eficiente é a que inclui a utilização de navios (para o transporte da maior distância) como meio de transporte de *pellets*. Facilmente se observa que utilizando o mesmo meio de transporte, mas transportando estilha, o rácio energia primária por tonelada entregue aumenta para cerca do dobro. Esta análise foi replicada em termos de custos e emissões de CO₂ sendo possível optar pela cadeia logística mais eficiente (Hamelinck et al., 2005).

De forma a mitigar os problemas de combustão já mencionados, ou para otimizar as cadeias de abastecimento, Madanayake et al. (2017) apresentam diversos tipos de pré-tratamento, via mecânica, térmica, química, biológica, ou se necessário, uma sequência destes. De seguida serão apresentados alguns exemplos e o seu interesse no âmbito da combustão de biomassa.

2.3.1. Lixiviação

No pré-tratamento químico inclui-se o processo de lixiviação, que tem como principal objetivo reduzir os teores de metais alcalinos e alcalino terrosos, bem como os teores de enxofre e cloro. Esta necessidade advém da formação de gases ácidos como ácido clorídrico e dióxido de enxofre, mas também por acumulação de depósitos nos permutadores de calor reduzindo a eficiência térmica. A lixiviação pode ser natural, expondo a biomassa à precipitação, ou artificial, recorrendo à lavagem com água ou a uma solução ácida (Madanayake et al., 2017).

Gudka, Jones, Lea-Langton, Williams, & Saddawi (2016), após revisão bibliográfica, concluíram que a lixiviação à temperatura ambiente reduz de modo geral o teor em cinza do combustível, mas os melhores resultados surgem quando a lixiviação é efetuada com água quente (<100 °C). Atingem-se assim reduções do teor de Cl em 30-100 %, K em 50-90 %, Na em 10-90 %, cálcio (Ca) em 5-35 %, e magnésio (Mg) em 5-60 %, S em 0-95 % e P em 10-80 %. Apesar destes benefícios, a maioria dos estudos realizados são à escala laboratorial, sendo que a maior desvantagem desta técnica é o grande consumo de água (Gudka et al., 2016; Madanayake et al., 2017).

2.3.2. Torrefação

Uma das técnicas de pré-tratamento térmico mais promissoras é o processo de torrefação. Este processo decorre a uma temperatura de 200 °C a 300 °C, à pressão atmosférica e na ausência de oxigénio, apresentando como o principal benefício o aumento da densidade energética conforme ilustra a Figura 4 (W. H. Chen, Peng, & Bi, 2015).

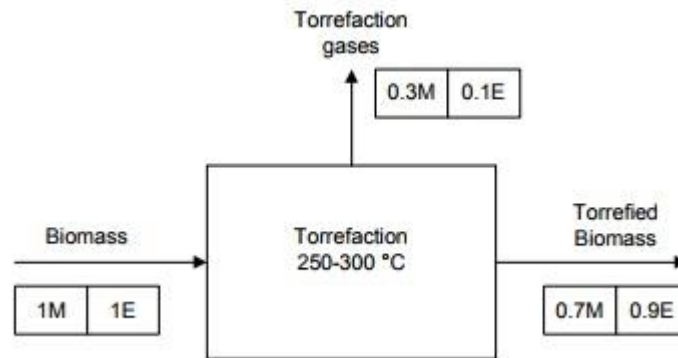


Figura 4 - Balanço mássico e energético do processo de torrefação (Bergman, Boersma, Zwart, & Kiel, 2005).

O *output* deste processo (70 % da massa inicial), contém 90% da energia da biomassa à entrada, sendo o produto um material mais denso energeticamente. A variação do poder calorífico pode ser justificada pela maior perda relativa de hidrogénio e oxigénio em comparação com o carbono, como ilustra o seguinte diagrama de Van Krevelen (Figura 5). Enquanto que a madeira (não tratada) apresenta um PCI de 17 a 19 MJ kg⁻¹, e o carvão tem um PCI de 25 a 30 MJ kg⁻¹ a madeira torrificada tem um conteúdo energético de 18 a 23 MJ kg⁻¹ (Bergman et al., 2005).

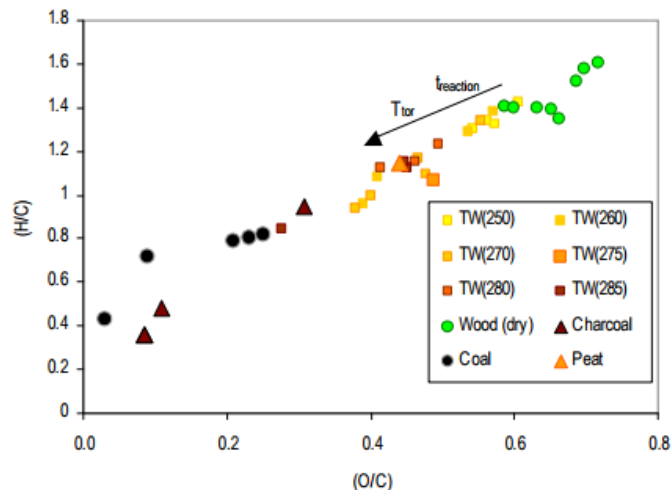


Figura 5 - Diagrama de Van Krevelen para diversas temperaturas de torrefação e outros combustíveis sólidos. TW refere-se a biomassa torrificada à temperatura indicada entre parêntesis (Bergman et al., 2005).

Um outro benefício é que a destruição de grupos hidroxilo (OH) durante a torrefação impede a biomassa torrificada de formar pontes de hidrogénio com a água tornando-se hidrofóbica e, por conseguinte, mais resistente à decomposição. Adicionalmente, após a torrefação, a biomassa apresenta características mais uniformes, e uma maior facilidade para

ser sujeita a um processo de moagem (Bergman et al., 2005; W. H. Chen et al., 2015; van der Stelt, Gerhauser, Kiel, & Ptasinski, 2011).

Apesar das vantagens comprovadas, e da possível substituição dos *pellets* convencionais, a produção e utilização de biomassa torrificada ainda está numa fase embrionária, não estando o conhecimento sobre o processo de torrefação suficientemente divulgado, e conseqüentemente existe pouca experiência na comercialização deste tipo de combustível (Proskurina, Heinimö, Schipfer, & Vakkilainen, 2017).

2.3.3. Peletização

O processo de peletização pode ser definido como a compressão da biomassa de modo a produzir partículas cilíndricas por extrusão. Este é um processo de natureza mecânica, no entanto, requer que a biomassa tenha um teor de humidade baixo (10-25 %) e que seja de granulometria reduzida (3-20 mm), sendo assim necessária a articulação de outros processos (secagem e moagem) como ilustra a figura abaixo (Reed & Bryant, 1978; Uslu, Faaij, & Bergman, 2008).

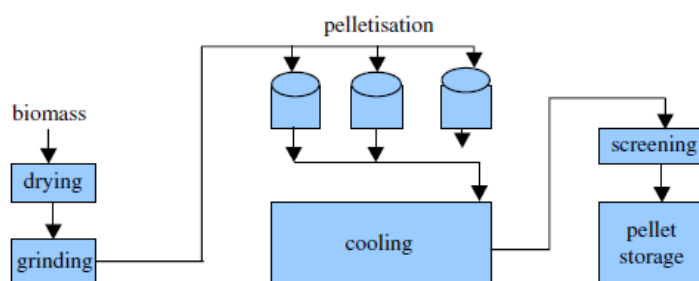


Figura 6 - Diagrama de processos na produção de pellets (Uslu et al., 2008).

Durante o processo de peletização propriamente dito, as partículas de biomassa são moldadas e permanecem aglomeradas, pois a lenhina, substância que une as fibras de celulose, é “amolecida” à temperatura de 100 °C. Após o processo de secagem, as partículas já aquecidas, atingem esta temperatura durante a compressão, permitindo que sejam moldadas, e retêm a forma após arrefecidas (Reed & Bryant, 1978).

A densificação de biomassa é crucial para aumentar a qualidade da biomassa enquanto combustível. Em primeiro lugar, aumenta a sua densidade energética (volumétrica) favorecendo a combustão em caldeiras, permitindo ainda facilitar o manuseamento, reduzir os custos de transporte e melhorar a estabilidade e durabilidade da biomassa quando armazenada (Saidur et al., 2011). Adicionalmente, o processo de peletização tem a vantagem de permitir a combinação de vários tipos de biomassa residual de modo a obter-se um combustível com boas características, constituindo assim uma opção de valorização de resíduos (Miranda et al., 2011). Por estes motivos, a utilização de madeira e resíduos florestais em *pellets* está a aumentar, principalmente na utilização em co-combustão com carvão e inclusivamente na sua substituição (Lecomte et al., 2017; Poddar et al., 2014).

Após analisarem o mercado português de *pellets*, Nunes, Matias, & Catalão (2016) evidenciam a competitividade desta fonte energética, em especial para produção de energia térmica. Como se observa na Tabela 1, a biomassa em *pellets* é o combustível com o menor custo por kWh, ainda assim o principal destino da produção nacional é o mercado externo.

Tabela 1 - Custo de combustíveis para consumidores domésticos e industriais em Portugal (Nunes et al., 2016).

Combustível	Doméstico (€ kWh⁻¹)	Industrial (€ kWh⁻¹)
<i>Pellets</i>	0,035	0,03
Gás Natural	0,079	0,034
Diesel	0,141	-
Gás Propano	0,349	0,067
Fuelóleo (<i>Thin fuel oil</i>)	-	0,067

Como forma de concluir este capítulo, pode-se afirmar que os problemas associados à combustão de biomassa podem ser solucionados pela melhoria das características do combustível através dos processos identificados acima ou da sua articulação. A peletização evidencia-se como um processo já bem definido do qual resulta um produto bastante comercializado. Os restantes processos ainda se encontram numa fase de desenvolvimento, mas a sua capacidade para produzir um combustível de qualidade a partir de biomassa tem o potencial de contribuir para a maior utilização de biomassa residual, e consequentemente contribuir para a sustentabilidade deste recurso energético.

Capítulo 3. Conversão energética de biomassa

Este capítulo apresenta os processos de conversão energética aplicáveis à biomassa, com especial interesse no processo de combustão. Para este tipo de conversão energética, será ainda abordada a tecnologia de conversão, condições de operação e otimização e ainda o impacto ambiental.

Através da aplicação de diferentes processos, a biomassa pode ser convertida em diversas formas de energia. A escolha do processo de conversão energética depende principalmente do tipo e quantidade de biomassa disponível e a forma de energia desejada, sendo possível aplicar três tecnologias/processos de conversão energética: termoquímica (combustão, pirólise e gasificação), bioquímica (digestão anaeróbia, fermentação) e ainda extração mecânica e esterificação. A Figura 7 ilustra a diversidade de alternativas que podem ser aplicadas à biomassa para efeito de produção de energia (International Energy Agency, 2007; McKendry, 2002), sendo que este trabalho se foca na combustão direta de biomassa lignocelulósica.

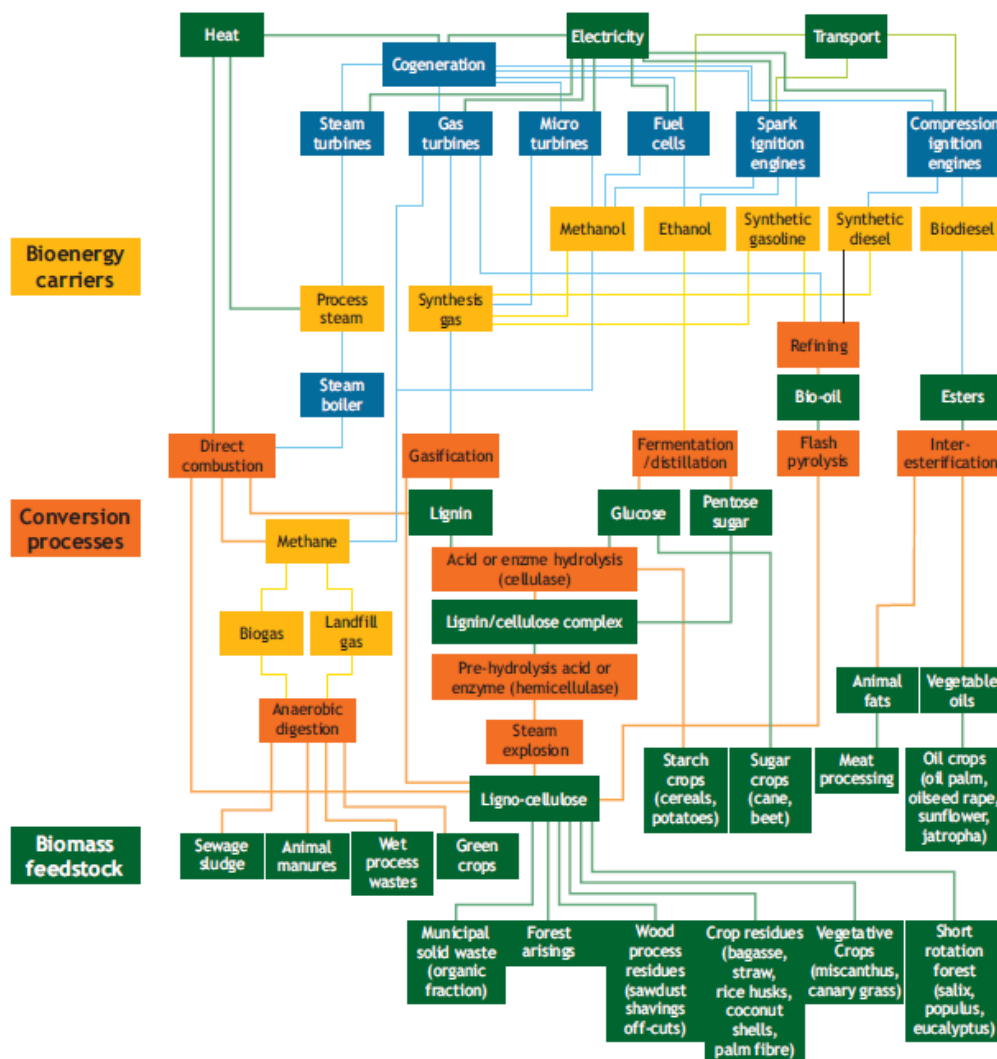


Figura 7 - Vias de conversão energética a partir de diversos stocks de biomassa para fornecimento de diversas formas de energia (International Energy Agency, 2007).

3.1. Processo de combustão

A combustão é um processo exotérmico complexo que pode ser definido como a oxidação completa do combustível, onde o carbono é oxidado a CO_2 e o hidrogênio a H_2O , numa sequência de reações heterógenas e homogêneas (Demirbas, 2005; Rosendahl, 2013).

As principais fases da combustão de uma partícula de biomassa estão identificadas na Figura 8 e são a secagem, a desvolatilização e a oxidação da fase gasosa, e combustão do carbonizado (McKendry, 2002; van Loo & Koppejan, 2008). A combustão na fase gasosa é frequentemente representada, simplificada, por duas reações sequenciais, R. 1 e R. 2 apresentadas abaixo (Rosendahl, 2013).

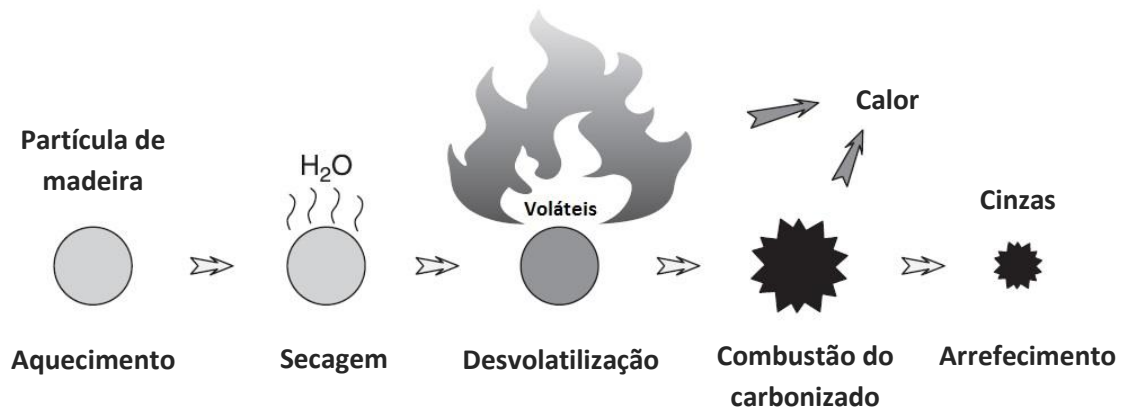
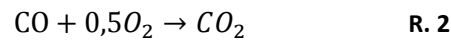
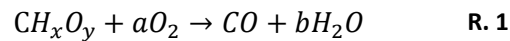


Figura 8 - Fases de combustão de uma partícula de biomassa (Adaptado de: Rosendahl (2013)).

As fases de combustão são também visíveis no perfil de combustão de uma determinada amostra de biomassa (Figura 9). O primeiro pico do gráfico representa a perda de humidade da amostra, depois da qual se observa um rápido aumento da taxa de perda de massa. Esta região do gráfico corresponde à libertação do material volátil e à sua ignição. Depois desta fase, a taxa de variação da massa da amostra é relativamente constante, representando a fase de combustão do carbonizado, até que, a 1273 K a massa da amostra permanece constante (Saidur et al., 2011). Riaza, Gibbins, & Chalmers (2017), pelo estudo da combustão de partículas únicas, afirmam que a desvolatilização e combustão dos voláteis representa 50% do tempo de queima da partícula.

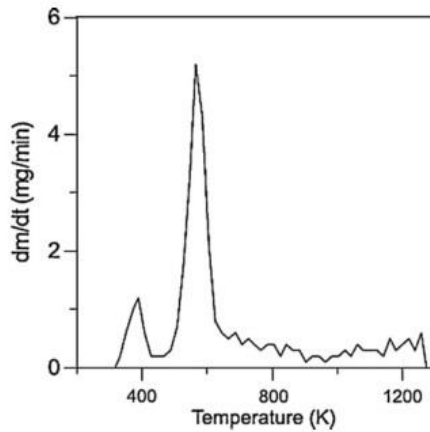


Figura 9 - Perfil de combustão de pinhas (Saidur et al., 2011).

Para promover a combustão completa devem-se garantir três condições: temperatura elevada, na ordem dos 850 °C; tempo de residência não inferior a 0,5 segundos; e turbulência na câmara de combustão (Nussbaumer, 2003). A importância da temperatura está relacionada com a influência exponencial na taxa de oxidação do combustível, de acordo com a lei de Arrhenius, garantindo que as reações decorram com a rapidez desejada. A turbulência garante a mistura apropriada dos reagentes, e um maior tempo de residência garante que as reações se desenvolvam no interior da câmara de combustão (van Loo & Koppejan, 2008).

No controlo do processo, um parâmetro de grande relevância é a quantidade de oxidante fornecida relativamente às necessidades estequiométricas do combustível. Designado por razão de excesso de ar (λ), é definido como o quociente entre a quantidade de ar fornecido à câmara de combustão e a quantidade de ar necessário à oxidação do combustível. Este parâmetro influencia as três condições indicadas acima, e conseqüentemente a extensão das reações e eficiência dos equipamentos pois, quando é fornecida uma quantidade de ar muito superior às necessidades estequiométricas, ocorre uma diminuição da temperatura adiabática da chama e a eficiência tende a ser menor uma vez que ocorrem grandes perdas de energia através do efluente gasoso. Para além disto, de modo a garantir o tempo de residência adequado, a utilização de um excesso de ar elevado implica um maior volume da câmara de combustão (Barma et al., 2017; Nussbaumer, 2003).

No entanto, a utilização de quantidade de ar próxima das necessidades estequiométricas ($\lambda=1$) pode resultar na combustão incompleta devido às dificuldades de mistura, o que também provoca uma perda de eficiência, pela emissão de material inqueimado (CO, por exemplo) (Eskilsson, Rönnbäck, Samuelsson, & Tullin, 2004). Para superar esta limitação, o ar de combustão pode ser introduzido em diversas zonas da fornalha, nomeadamente através e acima do leito de combustível. Deste modo é possível operar com um excesso de ar reduzido ($\lambda < 1,5$) garantindo assim uma temperatura elevada, e a combustão completa (Nussbaumer, 2003; Rosendahl, 2013).

3.2. Tecnologias de combustão

A seleção da tecnologia para combustão de biomassa é determinada principalmente pelas características do combustível, a sua acessibilidade e disponibilidade, legislação ambiental, capacidade e forma de energia requerida (Mladenović, Paprika, & Marinković, 2018).

De um modo geral, podem ser distinguidas as tecnologias de combustão como, leito fixo, leito fluidizado, e combustão de material em leito pulverizado, existindo diversas variações para cada uma das tipologias apresentadas (van Loo & Koppejan, 2008). Na combustão de biomassa, é comum utilizarem-se fornalhas de grelha ou de leito fluidizado, podendo ser alimentadas exclusivamente a biomassa ou utilizadas para co-combustão com carvão (Yin, Rosendahl, & Kær, 2008).

Uma fornalha de leito fluidizado é uma instalação de combustão onde o combustível é queimado num estado de fluidização, pela injeção de ar primário. O leito é constituído por material inerte (97 % a 99 % em massa) e partículas de combustível, operando a uma temperatura de 800 °C a 900 °C. Estas características garantem um excelente grau de mistura gás-sólido e sólido-sólido. O material combustível após entrar na fornalha é rapidamente distribuído pelo leito, e aquece rapidamente sem provocar uma diminuição de temperatura no interior da fornalha, garantindo assim eficiências de conversão na ordem dos 90 % a 99 % (Basu, 2006). Devido aos altos custos de investimento, esta tecnologia é utilizada em instalações com potência superior a 10 MW_{th} (Oberberger, 1998).

A maior limitação das fornalhas de leito fluidizado, no que respeita à qualidade do combustível, é a possibilidade de ocorrer desfluidização do leito na combustão de alguns tipos de biomassa, por exemplo, casca de café, casca de semente de girassol e palha de trigo (Yin et al., 2008).

A combustão em leito fixo pode ocorrer em fornalhas com diversas configurações, sendo distinguidas pela forma como o combustível é alimentado ou movimentado no seu interior (van Loo & Koppejan, 2008). As grelhas podem ser de vários tipos, grelha fixa inclinada, grelha itinerante (*travelling grate*), grelha de ação recíproca horizontal ou inclinada, grelha vibratória (Yin et al., 2008) e grelha rotativa (van Loo & Koppejan, 2008), e podem ser arrefecidas pela introdução de ar primário ou pela circulação de água no interior da grelha (Yin et al., 2008). Cada uma destas variantes tem as suas vantagens e desvantagens, no entanto, e de um modo geral, a tecnologia de grelha é bastante versátil relativamente à qualidade do combustível. Permite a combustão de biomassa com elevado teor de humidade e cinzas, e diversos tamanhos de partículas (Rosendahl, 2013; Yin et al., 2008). Para a queima de resíduos agrícolas em fardos, utiliza-se um tipo de fornalha desenhada especialmente para o efeito, designada por *cigar burner* (Repić et al., 2013).

3.2.1. Leito fixo com alimentação inferior

Um tipo de instalação de combustão frequentemente utilizado para potências inferiores a 6 MW_{th} é do tipo leito fixo e é designada por *underfeed stoker* ou *understoker* (Oberberger, 1998). Neste tipo de equipamentos o combustível, geralmente *pellets* ou estilha, é introduzido por baixo do leito de combustível, com recurso a um sem-fim (Míguez, Morán, Granada, & Porteiro, 2012) forçando o carbonizado para uma grelha externa e posteriormente para o local de remoção de cinzas (van Loo & Koppejan, 2008). Esta tecnologia é bastante fiável para combustíveis com baixo teor de cinzas, e apresenta a vantagem ter um bom desempenho na operação com carga parcial, e também por apresentar uma resposta rápida a variações da introdução de combustível. A grande desvantagem deve-se à impossibilidade de utilização de um combustível com um elevado teor de cinzas uma vez que pode ocorrer acumulação e aglomeração de cinzas na superfície do leito de combustível, criando condições instáveis de combustão (van Loo & Koppejan, 2008).

3.2.2. Otimização da combustão em leito fixo

Diversas técnicas de otimização da combustão em leito fixo podem ser adaptadas da tecnologia de grelha. Uma destas técnicas de otimização consiste no aumento da quantidade e distribuição dos injetores de ar secundário (Yin et al., 2008) de modo a permitir o ajuste a alterações no funcionamento da fornalha, desde alterações no combustível, à operação abaixo da potência nominal (Rosendahl, 2013).

Outra possibilidade de otimização dos sistemas em leito fixo, ilustrada na Figura 10 para a combustão em grelha, é modificar a geometria da injeção de ar secundário, sendo que a configuração tangencial (Figura 10 (b)) tem sido utilizada com sucesso na combustão de material pulverizado. Por garantir grande turbulência e condições oxidantes junto às paredes, minimiza a acumulação de depósitos e a corrosão. No entanto, e contrariamente às configurações representadas na Figura 10 (b) e (c), a injeção tangencial de ar secundário ainda não é utilizada em fornalhas com tecnologia de grelha (Yin & Li, 2017).

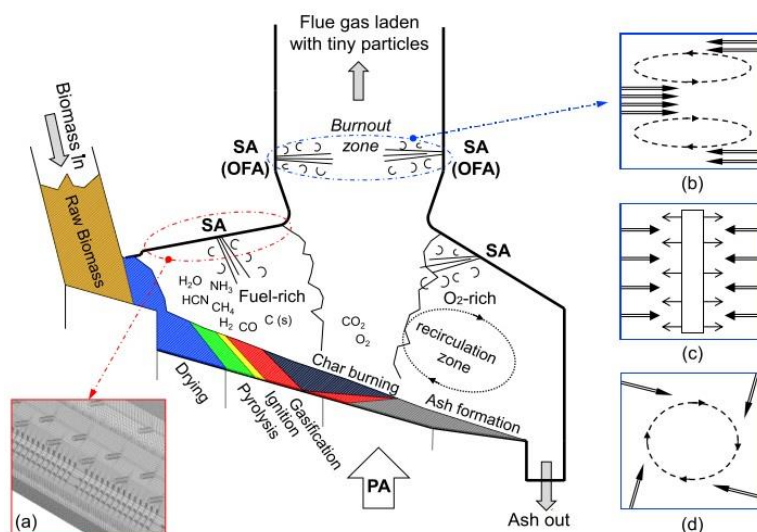


Figura 10 - Representação das diferentes fases e condições de combustão, e possíveis opções de injeção de ar secundário (Yin & Li, 2017).

Também a recirculação do efluente gasoso tem sido utilizada com sucesso em instalações de incineração, no controlo da temperatura e condições de mistura, garantindo uma combustão mais homogénea e uma operação mais estável, podendo ser aplicada a instalações de combustão de biomassa, distribuindo os gases recirculados pelas diferentes zonas da fornalha (Yin et al., 2008).

Transversalmente a todos os sistemas de combustão, devem ser implementados sistemas automáticos de controlo e devem ser realizadas atividades de manutenção periodicamente. Os sistemas de controlo garantem a melhor *performance* possível em qualquer situação de operação (Rosendahl, 2013). O mais aplicado, especialmente em unidades de combustão de pequena dimensão, é o controlo do teor de O₂ no efluente, através da colocação de um sensor lambda na chaminé (Míguez et al., 2012), e de acordo com Eskilsson, Rönnbäck, Samuelsson, & Tullin (2004), para melhorar a eficiência deveriam ser instalados sensores de CO e hidrocarbonetos. Quanto às atividades de manutenção deve ser prestada especial atenção ao estado do material refratário bem como à acumulação de partículas nos permutadores de calor. Como forma de avaliar a qualidade do isolamento deve-se considerar, como regra geral, que a temperatura das superfícies externas não deve exceder os 50°C (Barma et al., 2017).

3.3. Emissões gasosas

Para além do CO₂ formado no processo de combustão, outros poluentes são formados na combustão completa ou incompleta da biomassa. O CO₂, NO_x, N₂O, SO_x, HCl, material particulado e metais pesados são resultado da combustão completa, enquanto que a combustão incompleta dá origem a CO, CH₄, compostos orgânicos voláteis (NMVOC), material particulado, NH₃, dioxinas e furanos (van Loo & Koppejan, 2008; Williams et al., 2012).

Para este trabalho é de particular importância a formação e emissão de NO_x e CO, sendo de referir também as emissões de material particulado, de modo que analisar-se-á com maior detalhe a formação destes poluentes bem como os mecanismos de controlo e minimização.

3.3.1. Óxidos de azoto (NO_x)

Os óxidos de azoto (NO_x) podem ser formados pela oxidação a alta temperatura do azoto presente no ar de combustão ou pela oxidação do azoto do combustível (NO-Fuel) e, de um modo geral, todos os processos de combustão levam à formação de NO_x, emitido maioritariamente na forma de NO (Glarborg, Jensen, & Johnsson, 2003). Apesar disto, a formação de NO_x por oxidação do N₂ presente no ar de combustão não tem condições para ocorrer, seja pelo mecanismo de NO_x térmico ou pelo mecanismo de NO_x imediato, uma vez que estes mecanismos requerem respetivamente, temperatura superior a 1300°C e condições ricas em combustível (Díaz-Ramírez, Sebastián, Royo, & Rezeau, 2014; van Loo & Koppejan, 2008). Por este motivo, importa apenas considerar o mecanismo de oxidação do azoto do combustível, denominado mecanismo NO_x-Fuel (Figura 11). Segundo Zhou, Jensen, Glarborg, & Kavaliauskas (2006), a maioria do azoto do combustível é libertado como NH₃, HCN e HNCO durante a desvolatilização, sendo estes compostos posteriormente oxidados a NO por reação com o oxigénio. Posteriormente o NO pode ser reduzido a N₂ por reação com o carbonizado, NH₃ ou HCN.

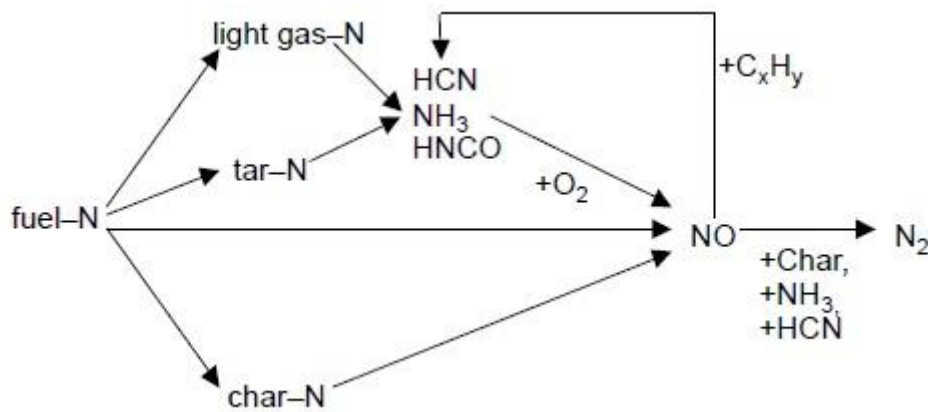


Figura 11 - Vias de conversão do azoto do combustível a NO (Zhou et al., 2006).

A importância deste mecanismo de reação é confirmada por Ren et al. (2017) e Díaz-Ramírez et al. (2014) atendendo a que se observa uma correlação entre as emissões de NO_x e o teor de azoto em diversos tipos de biomassa e carvão analisados.

De modo a controlar as emissões de NO_x podem ser adotados 3 tipos de medidas (Mladenović et al., 2018):

- Medidas de pré-combustão, envolvem a utilização de biomassa ou misturas de biomassa com baixo teor de azoto;
- Controlo de combustão ou medidas primárias, isto é, modificação do design ou condições operatórias da unidade de combustão;
- Técnicas de pós-combustão ou medidas secundárias, referem-se ao tratamento do efluente gasoso.

As instalações de combustão de pequena dimensão requerem uma atenção especial, dado que necessitam de medidas simples, acessíveis e eficazes. Assim, são preferíveis medidas de pré-combustão e/ou medidas primárias, nomeadamente estagiamento de ar e combustível (Mladenović et al., 2018).

As medidas de pré-combustão, conforme já se referiu, limitam-se à substituição do combustível por biomassa (ou misturas) com baixos teores de azoto. No entanto, deve-se ter em consideração a viabilidade técnico-económica da substituição, uma vez que pode significar um aumento de custos, e provocar outros problemas de combustão (García, Pizarro, Lavín, & Bueno, 2017).

Analisando o efeito do estagiamento de ar para um conjunto de combustíveis com diferentes teores de azoto, observa-se que existe um *trade-off* entre as emissões de NO_x e CO. Assim, qualquer medida de redução de emissões de NO_x deverá ter em consideração um aumento das emissões de CO, que devem, no entanto, respeitar os limites de emissão (Carroll, Finnan, Biedermann, Brunner, & Obernberger, 2015; Khodaei, Guzzomi, Patiño, Rashidian, & Yeoh, 2017; Liu, Chaney, Li, & Sun, 2013). Por exemplo, Liu et al. (2013) observou que para combustíveis com baixo teor de azoto, o benefício de redução de NO_x era ultrapassado por emissões significativas de CO.

Eskilsson, Rönnbäck, Samuelsson, & Tullin (2004) concluíram que o excesso de ar na zona primária deve estar situado entre 0,4 e 0,8, a temperatura entre os 900°C e 1100°C e o tempo de residência de 0,3s. Utilizando um excesso de ar de 0,8 no primeiro estágio e um excesso de ar total de 1,6, Houshfar et al. (2012) observaram reduções de 20% a 56% das emissões de NO_x, para combustíveis com teor de azoto entre 0,14% e 2,8% (bssc).

Atendendo a estas diferenças e conforme sugerido por Carroll et al. (2015) e Ingwald et al. (2012), os valores ótimos de excesso de ar primário são independentes do combustível utilizado num dado equipamento, estando dependentes do design da câmara de combustão, local de introdução do ar secundário, temperatura, etc.

Para além da alteração à repartição do ar, também podem ser efetuadas alterações ao design das câmaras de combustão de modo a garantir que o tempo de residência dos gases até à injeção de ar secundário seja superior a 0,5 segundos (Ingwald et al., 2012). Sob este ponto de vista, Liu et al. (2013) reduziram as emissões de NO_x através da alteração do local de injeção do ar secundário, colocando-o a uma maior distância do leito de combustível, garantindo um maior volume da zona de combustão primária.

Uma alternativa à repartição do ar por estágios é a introdução do combustível em estágios, conforme ilustra Figura 12. Salzmann & Nussbaumer (2001) investigaram o potencial de redução de NO_x por introdução de combustível em estágios, num sistema de combustão em leito fixo.

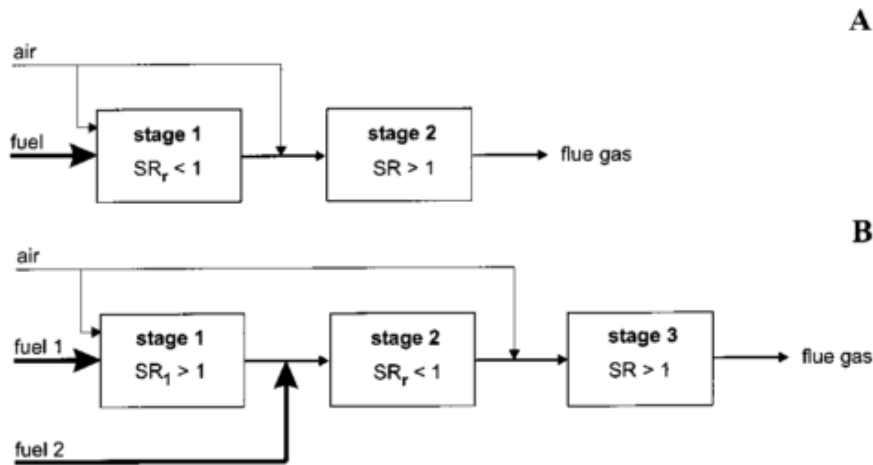


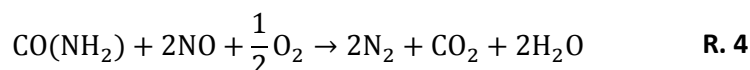
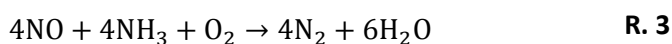
Figura 12 - Representação do estagiamento de ar (A) e do combustível (B) (Salzmann & Nussbaumer, 2001).

No primeiro estágio de combustão, é introduzido ar em excesso ($\lambda=1,1 - 1,3$), de modo a que no segundo estágio se desenvolvam condições sub-estequiométricas (Figura 12), com reduzida introdução de combustível. É nesta zona que o NO_x formado no primeiro estágio é reduzido a N_2 . Por fim, é introduzido novamente ar em excesso, criando condições oxidantes de modo a completar a combustão.

Salzmann & Nussbaumer (2001) observaram que a minimização das emissões de NO_x ocorrem com uma estequiometria do segundo estágio de 0,85 e uma temperatura superior a $700\text{ }^\circ\text{C}$, e tempo de residência na zona de redução de 1,5 s, independentemente do combustível utilizado. Este método de combustão, por comparação com o estagiamento do ar, apresenta a vantagem de permitir a queima de biomassa com baixa temperatura de fusão das cinzas, dado que é eficaz a temperaturas mais baixas.

Quanto às medidas secundárias para redução de NO_x destacam-se a redução catalítica seletiva (SCR) e a redução seletiva não catalítica (SNCR). Apesar da elevada eficiência da SCR (60-90 %), o desgaste térmico e mecânico do catalisador, a sua contaminação com outras espécies metálicas, e a acumulação de material particulado são fatores limitantes do seu tempo de vida (Mladenović et al., 2018). Por este motivo, e apesar da menor eficiência (30-70%) (Mladenović

et al., 2018), uma técnica de redução de NO_x bastante atrativa é a redução seletiva não catalítica (SNCR). Dado que não se utilizam catalisadores, são evitados os problemas associados, minimizando os custos de investimento e operação (Skalska, Miller, & Ledakowicz, 2010). Este processo envolve a redução de NO_x a N₂ na presença de oxigénio, por reação com amónia (NH₃), de acordo com R. 3 ou ureia CO(NH₂)₂, conforme R. 4, entre os 800 °C e 1000 °C (Mahmoudi, Baeyens, & Seville, 2010). A temperatura no local de injeção da amónia é de extrema importância, uma vez que abaixo dos 800 °C reação não ocorre, e temperaturas acima de 1000 °C provocam a oxidação da amónia a NO (van Loo & Koppejan, 2008).



Mahmoudi et al. (2010) utilizando amónia como agente redutor num leito fluidizado circulante, a uma temperatura de 879 °C e um rácio molar unitário de NH₃/NO₂, atingiram uma diminuição de 80% das emissões de NO_x.

Em ensaios realizados num reator tubular, Liang et al. (2014) avaliaram a influência do tempo de mistura, concentração de O₂, temperatura e tempo de residência, no processo de SNCR com utilização de NH₃. De um modo geral, o tempo de mistura dos reagentes não evidenciou ser o fator limitante da extensão da reação. Relativamente à influência da temperatura e da concentração de O₂, os autores observaram que a máxima redução de NO (cerca de 96%) ocorre à temperatura de 900 °C e, uma maior concentração de O₂ apenas favorece a redução de NO em temperaturas inferiores a 875 °C. Considerando o grau de conversão de NH₃ os resultados são análogos, existindo maior conversão a 900 °C e abaixo de 875 °C a diminuição da concentração de NH₃ é favorecida com maiores teores de O₂, evitando-se assim emissões de NH₃. Relativamente à influência do tempo de residência, é mais notória a baixas temperaturas, com o tempo de residência a favorecer menores emissões NO.

Liang et al. (2014) analisaram ainda a formação de NO₂ e N₂O. Na gama de temperatura que minimiza as emissões de NO, as emissões de NO₂ e N₂O, ainda que em baixa concentração (<15 ppmv) são inevitáveis. No entanto, podem ser minimizadas com baixos teores de O₂ na zona de reação. Apesar deste estudo indicar as condições ótimas para a aplicação de SNCR, deve-se referir que as condições experimentais são muito diferentes das observadas no interior de uma fornalha e à semelhança do que já foi discutido acima, o funcionamento ótimo da instalação em estudo deve ser avaliado experimentalmente.

Para concluir as estratégias de redução de emissões de NO_x, resta abordar a implementação da recirculação do efluente gasoso (FGR). Esta técnica consiste na reintrodução de uma fração do efluente gasoso, reduzindo a formação de NO_x por diminuição da temperatura na câmara de combustão e redução da disponibilidade de oxigénio. Tu et al. (2017), com um estudo numérico avaliaram o potencial de redução de NO_x, recorrendo a FGR. Concluíram que esta técnica não só minimiza a formação de NO, como também a destruição do NO_x do efluente recirculado. Q. Chen, Zhang, Zhou, Sharifi, & Swithenbank (2015) também com recurso a simulação numérica, avaliaram o impacto da FGR nas emissões de NO_x, tendo verificado uma redução das emissões de NO_x pouco significativa, implicando o não cumprimento dos valores de emissão de CO.

Em suma, as emissões de NO_x estão correlacionadas com o teor de azoto do combustível, e para além da escolha de um combustível ou mistura de combustíveis com menor

teor de azoto podem-se aplicar técnicas como estagiamento de ar, estagiamento de combustível, SNCR e SCR e recirculação do efluente gasoso. A Figura 13 apresenta as emissões espectáveis na utilização de diversos combustíveis e tecnologias de minimização de emissões de NO_x .

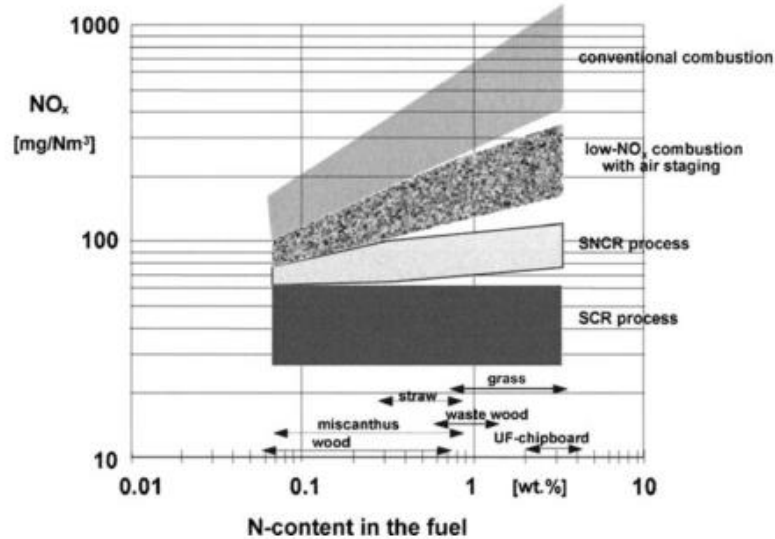


Figura 13 - Emissões e potencial de redução de NO_x para diferentes combustíveis e tecnologias. A concentração de NO_x refere-se a um teor de O_2 de 11% (vol.) (Obernberger et al., 2006).

3.3.2. Monóxido de carbono (CO)

A conversão do carbono do combustível é feita por uma série de reações elementares, onde o CO é o mais importante produto de reação intermédio, estando a taxa a que se converte em CO_2 dependente essencialmente da temperatura. Sendo este um produto resultante da combustão incompleta, pode ser o resultado de diversos fatores, mistura inadequada entre o combustível e o ar de combustão, locais com baixa disponibilidade de oxigénio, baixo tempo de residência e baixas concentrações de radicais na fase de combustão do carbonizado (van Loo & Koppejan, 2008).

O caudal de ar de combustão é um fator fundamental na temperatura da chama, e por consequência das emissões de CO_2 , CO, O_2 (Sartor, Restivo, Ngendakumana, & Dewallef, 2014). Johansson et al. (2004) concluíram que elevadas emissões de CO e outros compostos inqueimados resultam de excessos de ar elevados ($\lambda > 2$) e operação dos equipamentos de forma descontínua, como é típico das aplicações tradicionais a biomassa (lareiras e caldeiras operadas manualmente). Observa-se ainda que a utilização de combustíveis com maior teor de humidade e com em partículas de maiores dimensões conduz a maiores emissões de CO e outros compostos inqueimados (Garcia-Maraver, Zamorano, Fernandes, Rabaçal, & Costa, 2014; Johansson et al., 2004).

Como medidas de minimização das emissões de CO, Khodaei, Guzzomi, Yeoh, Regueiro, & Patiño (2017) destacam a necessidade de garantir uma boa distribuição do ar secundário, e que este deve ser superior às necessidades estequiométricas. Nestas condições, e com injeção de ar primário em quantidades sub-estequiométricas é possível reduzir não só as emissões de CO como também de material particulado.

A emissão de carbono inqueimado, na forma de CO, pode ainda advir, conforme identificado por Máša & Vondra (2015), da operação das instalações de combustão muito abaixo

da sua capacidade nominal. Nesta situação, apesar da manifesta disponibilidade de O₂, a baixa temperatura na câmara de combustão limita a conversão de CO a CO₂, conduzindo a uma baixa eficiência do equipamento.

3.3.2. Partículas

A emissão de material particulado em instalações de combustão de biomassa inferiores a 1 MW_{th} constitui um problema pois a instalação de equipamentos para a remoção do material particulado é economicamente inviável (Williams et al., 2012). O material particulado tem origem no arrasto de partículas de cinzas grosseiras (> 1 µm) pelos gases de combustão e outra também na formação de aerossóis. Estes resultam da reação entre K ou Na e Cl ou S, libertados na combustão para a fase gasosa e que formam partículas submicrométricas por processos de condensação e nucleação. Adicionalmente, a emissão de partículas também se deve a fenómenos de combustão incompleta, através do arraste de partículas de carbonizado nos gases de combustão, e da condensação de hidrocarbonetos de cadeia longa (*tar*) (van Loo & Koppejan, 2008).

A minimização da emissão de material particulado, conforme reportado por (Khodaei, Guzzomi, Patiño, et al., 2017) pode ser obtida através da repartição do ar de combustão em dois estágios. Adicionalmente, Carroll et al. (2015) sugerem que igualmente ao que se verifica para as emissões de NO_x, a minimização das emissões de partículas não depende do combustível, mas sim da tecnologia e *design* da câmara de combustão, pois para diversos combustíveis a minimização das emissões de material particulado é alcançada com a mesma estequiometria do primeiro estágio ($\lambda_{1e}=0,8$).

3.4. Legislação aplicável

Atualmente, as instalações de combustão encontram-se regulamentadas por um conjunto de diplomas legais, de natureza comunitária ou já transpostos para o direito nacional, sendo de destaque os seguintes:

- Decreto-Lei nº 127/2013, como transposição para o direito nacional da Diretiva 2010/75/UE, relativa às emissões industriais;
- Decreto-Lei nº 39/2018, que resulta da transposição da Diretiva (UE) 2015/2193, relativamente às emissões das médias instalações de combustão;
- Regulamento (UE) 2015/1189, que estabelece os requisitos para a conceção e comercialização de caldeiras a combustível sólido com uma potência não superior a 0,5 MW_{th}.

Até à publicação do Decreto-Lei nº 39/2018 de 11 de Junho, vigorava o regime estabelecido no Decreto-Lei nº 78/2004 e portarias complementares, nomeadamente a Portaria nº 675/2009 e a Portaria nº 677/2009, aplicável a instalações de combustão com potência nominal superior a 0,1 MW_{th} (VLE's apresentados na Tabela 2). Publicada em 28 de Dezembro de 2015, a Diretiva (UE) 2015/2193 vem estabelecer novos VLE e condições de normalização das emissões, aplicáveis a instalações de combustão com uma potência nominal igual ou superior a 1 MW_{th} e inferior a 50 MW_{th} (Tabela 3), resultando a transposição desta Diretiva no Decreto-Lei nº 39/2018, revogando o Decreto-Lei nº 78/2004 e a Portaria nº 677/2009.

Para as instalações de combustão com potência inferior, está ainda em vigor o Regulamento (UE) 2015/1189, que estabelece os requisitos de conceção ecológica e colocação no mercado de caldeiras a combustível sólido com potência nominal inferior a 500 kW_{th}. Deste modo, não é claro o regime aplicável a caldeiras cuja potência está compreendida entre 0,5 e 1 MW_{th}.

Tendo em consideração que a fornalha em estudo apresenta uma potência nominal de 580 kW_{th}, e que o Regulamento (EU) 2015/1189 prevê a possibilidade de incluir no seu âmbito de aplicação caldeiras até 1 MW_{th}, considerar-se-ão os VLE decorrentes deste diploma legal (Tabela 4). Para além disto, este documento contempla as emissões de CO, não abrangidas pela Diretiva (UE) 2015/2193 nem pelo Decreto-Lei nº39/2018.

Tabela 2 - VLE's definidos no DL nº78/2004 e Portaria nº675/2009 para instalações de combustão de biomassa e teor de referência de oxigénio.

Teor de O ₂ de referência	NO _x (mg Nm ⁻³) expresso como NO ₂	CO (mg Nm ⁻³)
11% vol.	650	500

Tabela 3 - VLE de NO_x das novas médias instalações de combustão, definido na Diretiva (UE) 2015/2193 e no Decreto-Lei nº39/2018.

Teor de O ₂ de referência	1-5 MW _{th}	>5 MW _{th}
6% vol.	500 mg Nm ⁻³	300 mg Nm ⁻³
11% vol.	333,3 mg Nm ⁻³	200 mg Nm ⁻³

Tabela 4 - VLE de CO e NO definidos no Regulamento (UE) 2015/1189.

Teor de O ₂ de referência	CO	NO ₂
10 % vol.	500 mg Nm ⁻³	200 mg Nm ⁻³
11 % vol.	454,5 mg Nm ⁻³	181,8 mg Nm ⁻³

Atendendo a que os VLE se referem a um teor de oxigénio na mistura gasosa, para efeitos de conversão de uma determinada concentração a um teor de O₂ de referência, deve ser utilizada a seguinte equação.

$$C(a y_{O_2}^0) = \frac{0,21 - y_{O_2}^0}{0,21 - y_{O_2}} \times C \quad \text{Eq. 3}$$

Onde C (a y_{O₂}⁰) representa a concentração corrigida para uma fração volúmica de O₂ de referência e y_{O₂} diz respeito ao teor de O₂ no efluente gasoso em fração volúmica.

Capítulo 4. Descrição do caso de estudo

Neste capítulo descrever-se-á o sistema de combustão em estudo, os seus componentes e modo de funcionamento. A informação aqui apresentada consta do manual de instruções das caldeiras Ventil (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2013).

4.1. Caldeira

A caldeira em estudo é denominada CVT500S, apresenta uma potência nominal de 581 kW_{th} e destina-se à produção de energia térmica a partir de combustíveis sólidos derivados de biomassa, tendo sido desenvolvida para a combustão de estilha, serrim, aparas de madeira e *pellets*, cujo PCI seja superior a 12,5 MJ kg⁻¹ e o teor de cinzas inferior a 2 %. De um modo geral, a caldeira é constituída por uma fornalha e um permutador de calor vertical formando um único equipamento, conforme ilustrado na Figura 14.

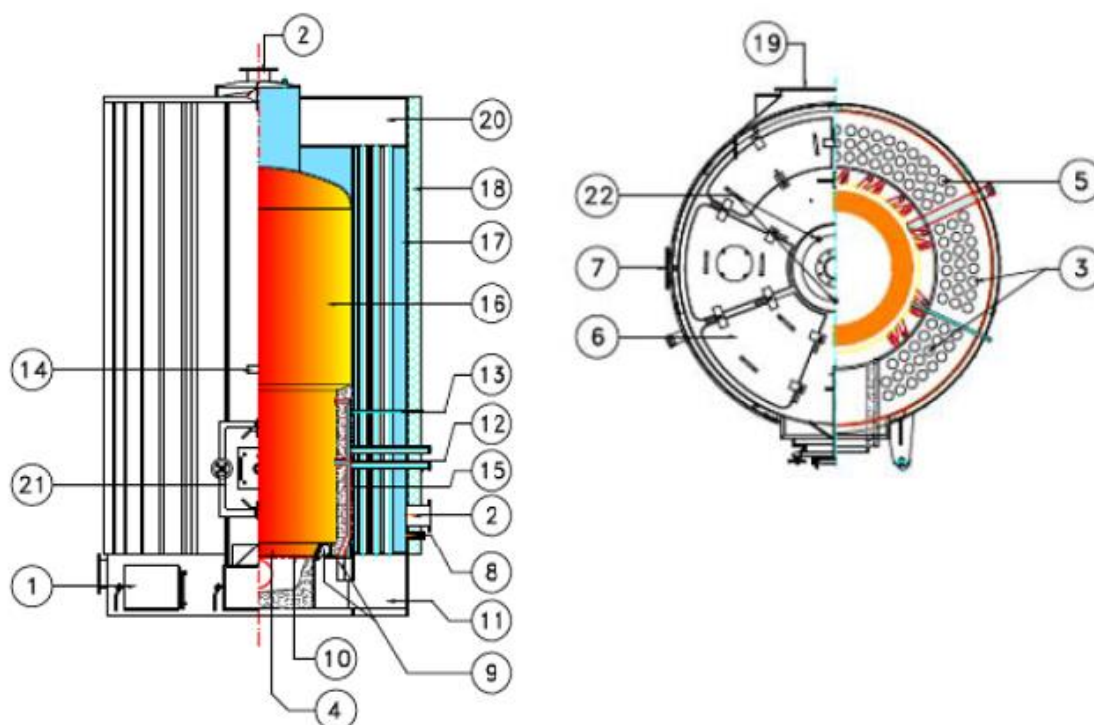


Figura 14 - Vista de corte e de topo da caldeira Ventil. 1-Portas inferiores para limpeza de escória; 2-Flanges de ida e retorno da água; 3 e 5-Tubos do permutador de calor dispostos em torno da fornalha; 4 e 9-Grelha de introdução de ar primário; 6-Portas de acesso para limpeza dos tubos; 7-Boca de entrada para alimentação de biomassa; 8-Válvula para descarga de água; 10-Base da fornalha revestida com cimento refratário; 11 e 20-Câmaras de inversão do sentido dos gases de combustão; 12-Entrada de ar secundário; 13-Ponto de medição da depressão no interior da fornalha; 14-Chapa de identificação; 15 e 16-Câmara de combustão e revestimento refratário; 17-Permutador de calor vertical; 18-Isolamento em lâ de rocha e revestimento em chapa pintada; 19-Coletor de saída dos gases de combustão; 21-Porta de acesso ao interior da fornalha; 22-Pontos de ligação para termostato e pressostato de segurança. (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2013)

O permutador de calor é de tripla passagem, onde a primeira permuta de calor ocorre quando os gases de combustão se deslocam em direção ao topo da fornalha, que não possui revestimento refratário. Posteriormente invertem o sentido e enquanto descem à caixa de inversão de fumos inferior ocorre uma segunda troca de energia térmica (Figura 15). Por último, na caixa de inversão inferior, os gases voltam a mudar de direção, e novamente em sentido ascendente ocorre a 3ª e última transferência de calor, antes dos gases de combustão saírem do sistema. Estas múltiplas passagens permitem maximizar a transferência de calor, e, por conseguinte, a eficiência térmica da instalação. Um outro aspeto que convém destacar, pela sua contribuição para o bom funcionamento do sistema, é a orientação do permutador de calor. Por ser vertical, o fenómeno de obstrução devido à formação de incrustações é minimizado.

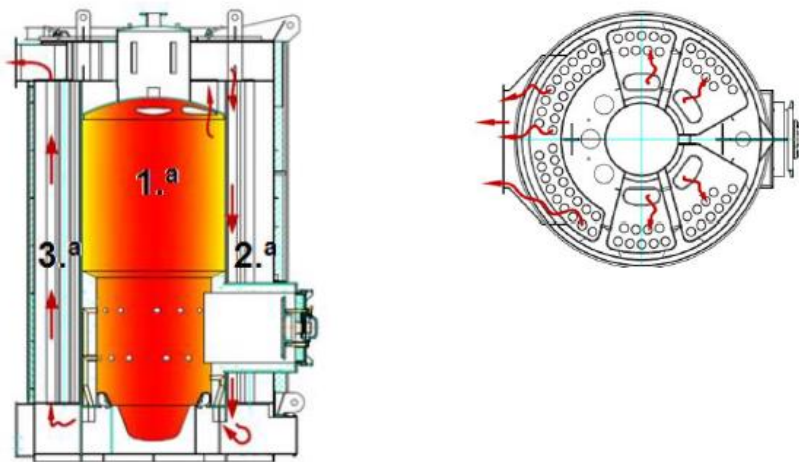


Figura 15 - Movimentação dos gases de combustão no permutador de calor (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2013).

4.2. Equipamento auxiliar

Para além dos constituintes principais da caldeira, existem outros componentes que asseguram o seu funcionamento, como o mecanismo de alimentação do combustível, os ventiladores de introdução de ar e extração dos gases de combustão, e por último, o sistema de tratamento dos gases, neste caso um multiciclone.

4.2.1. Alimentação de biomassa

A alimentação de biomassa à fornalha é efetuada através de um sem-fim, que inclui um sistema de deteção e extinção de incêndio que atua em caso de ocorrer retorno da chama para o sem-fim. O funcionamento do sem-fim é controlado através do teor de oxigénio nos gases de combustão. Quando o teor de oxigénio ultrapassa o limite mínimo o sistema de alimentação interrompe o seu funcionamento, e pelo contrário, quando o limite máximo de oxigénio é excedido o sistema de alimentação entra em funcionamento. No capítulo 5, este equipamento voltará a ser referido, relativamente à determinação do caudal de biomassa introduzida na fornalha.

4.2.2. Introdução do ar de combustão

A introdução do ar de combustão é realizada em três estágios, por um único ventilador e uma conduta dividida em três secções, representada esquematicamente na Figura 16. O caudal de ar introduzido em cada um dos pontos da fornalha pode ser ajustado pela variação da abertura de cada uma das válvulas borboleta colocadas nas diferentes secções da conduta de fornecimento de ar de combustão. A Figura 17 mostra como é introduzido o ar primário, secundário e terciário no interior da câmara de combustão. O ar primário é introduzido imediatamente acima do leito de combustível através de uma grelha, enquanto que o ar secundário e o terciário são introduzidos através de orifícios colocados tangencialmente à parede da fornalha.

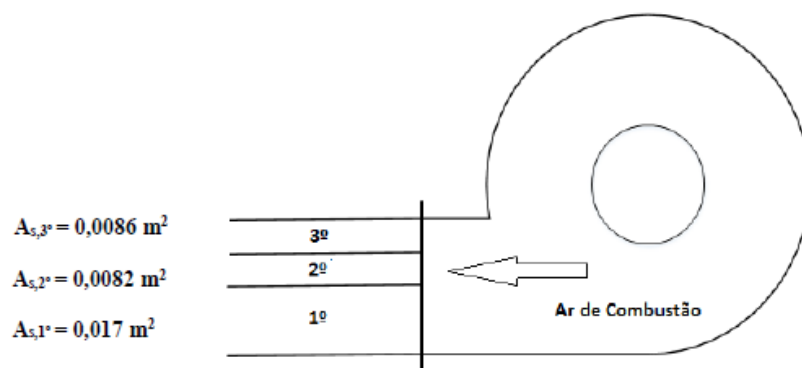


Figura 16 - Representação da conduta de introdução de ar na fornalha (Ruivo, 2016).



Figura 17 - Introdução de ar de combustão na fornalha. Ar secundário e terciário (esquerda), e ar primário (direita).

Similarmente ao sistema de alimentação, a introdução de ar na fornalha voltará a ser abordada no capítulo 5, principalmente pela questão da monitorização do caudal de ar de combustão introduzido.

4.2.3. Extração dos gases de combustão

O ventilador de extração dos gases de combustão garante que o interior da fornalha esteja em depressão, favorecendo a saída dos gases de combustão e evitando o retorno da chama em caso de abertura da porta da caldeira. A depressão no interior da fornalha é controlada pela alteração da velocidade de rotação do ventilador, de acordo com o valor de depressão imposto e o valor monitorizado.

4.2.4. Tratamento dos gases de combustão

De modo a minimizar as emissões de material particulado para a atmosfera, o sistema inclui um mult ciclone, para despoejamento do efluente gasoso. Este equipamento é constituído por 16 ciclones e um recipiente para armazenamento da cinza volante recolhida. Mediante a *performance* da caldeira no que respeita às emissões de NO_x , bem como a influência de medidas primárias e secundárias, poderá ser necessário um sistema de tratamento adequado, que será discutido em secção apropriada.

4.3. Equipamento de monitorização e controlo

Aqui encontram-se descritos os equipamentos utilizados na monitorização e controlo da operação da caldeira, essenciais na medição e aquisição de dados que permitam avaliar a *performance* da caldeira nas mais variadas condições.

4.3.1. Painel de controlo da caldeira

O painel de controlo centraliza o comando dos diversos componentes do sistema, os dados do controlo da combustão, componentes de segurança e equipamentos mecânicos. A sua interface, ilustrada na Figura 18, permite monitorizar, em tempo real, os diversos parâmetros operatórios da instalação: a frequência de funcionamento do sem-fim de alimentação e dos dois ventiladores, a depressão na fornalha, a temperatura dos gases à saída da caldeira e o teor de oxigénio dos gases de combustão, a temperatura de saída e retorno da água, e a abertura das diversas válvulas que compõem o sistema (Ventil - Engenharia do Ambiente, 2013).

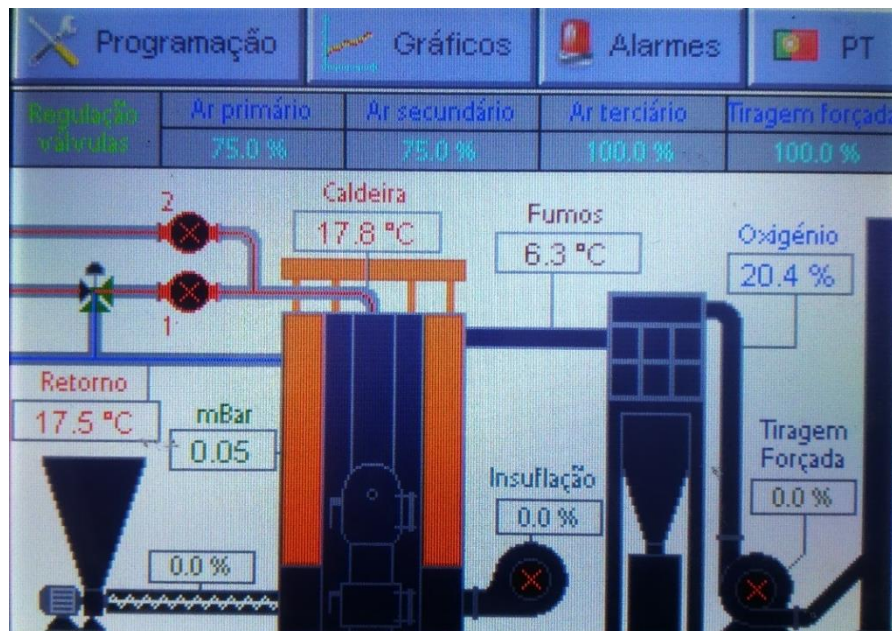


Figura 18 - Ecrã do painel de controlo da caldeira.

Para além da monitorização, e para utilizadores com as devidas credenciais de acesso, o painel de controlo permite o controlo manual do funcionamento de cada componente do sistema de combustão, ou o funcionamento em modo automático, de modo a respeitar as condições de operação impostas. Permite ainda a definição dos parâmetros e valores limite que acionam diferentes alarmes da caldeira, de modo a emitir um sinal sonoro. No entanto o

desativar do alarme não inibe o mecanismo de segurança do sistema nem o registo no histórico de alarmes (Tecsisel, 2016)

4.3.2. Composição dos gases de combustão

Tendo em conta que um dos objetivos deste trabalho é analisar a performance ambiental da caldeira, principalmente ao nível das emissões de NO_x e também de CO , é necessário analisar a composição dos gases de combustão. Esta é determinada com um analisador ABB modelo EL3040, que integra um trem de amostragem constituído por uma sonda e um condicionador de gases M&C CSS-V. O condicionador tem como objetivo a remoção do material particulado por filtração, e a remoção de condensados por arrefecimento dos gases, podendo operar com gases até uma temperatura máxima de $180\text{ }^\circ\text{C}$ com ponto de orvalho de $80\text{ }^\circ\text{C}$ (M&C 2013). O analisador é constituído por dois módulos, Uras26 para medição de CO_2 , CO e NO utilizando o método de absorção infravermelho não dispersivo, e o módulo Magnos206 para medição do teor de O_2 utilizando um método paramagnético (ABB, s.d.). A gama de medição do analisador é apresentada na Tabela 5.

Tabela 5 - Gamas de medição do analisador para os diferentes gases.

CO_2	O_2	CO	NO
0-25 %v.	0-25 %v.	0-10000 ppmv	0-2000 ppmv

Uma vez conhecida a composição do gás seco, o teor de humidade é determinado com o recurso a uma sonda Vaisala Humicap HMT310. Este equipamento pode operar até uma temperatura de $180\text{ }^\circ\text{C}$ (Vaisala, 2014).

4.3.3. Monitorização da pressão

A depressão no interior da fornalha é medida com recurso a um sensor de pressão diferencial Kimo Instruments CP110 (Figura 19), capaz de registar um diferencial de pressão máximo de $0,1\text{ bar}$ (Kimo Instruments, s.d.).

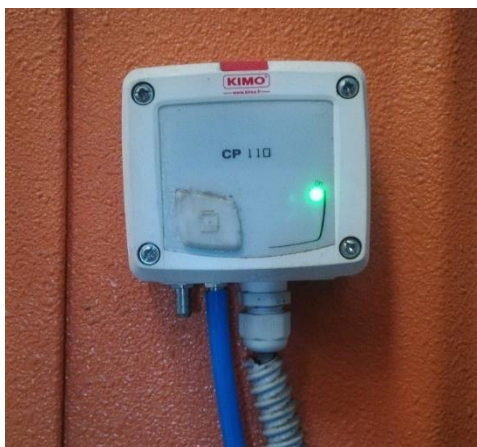


Figura 19 - Sensor de pressão diferencial Kimo Instruments CP110.

4.3.4. Temperatura

A temperatura é uma variável de grande importância no processo de combustão e no subsequente aproveitamento energético. Deste modo, a sua monitorização é realizada em diversos pontos da caldeira, desde a fornalha à saída dos gases do permutador vertical, conforme ilustra a Figura 20.

A medição da temperatura é efetuada com termopares tipo N. Neste tipo de termopares, o elemento positivo é constituído por uma liga de níquel, crómio e silício e o elemento negativo por uma liga de níquel, magnésio e silício, sendo adequado a medições contínuas entre os 0 °C e 1100 °C, e a temperaturas de pico entre os -270 °C e os 1300 °C, e apresentado ainda uma boa resistência à oxidação (FFonseca, s.d.).

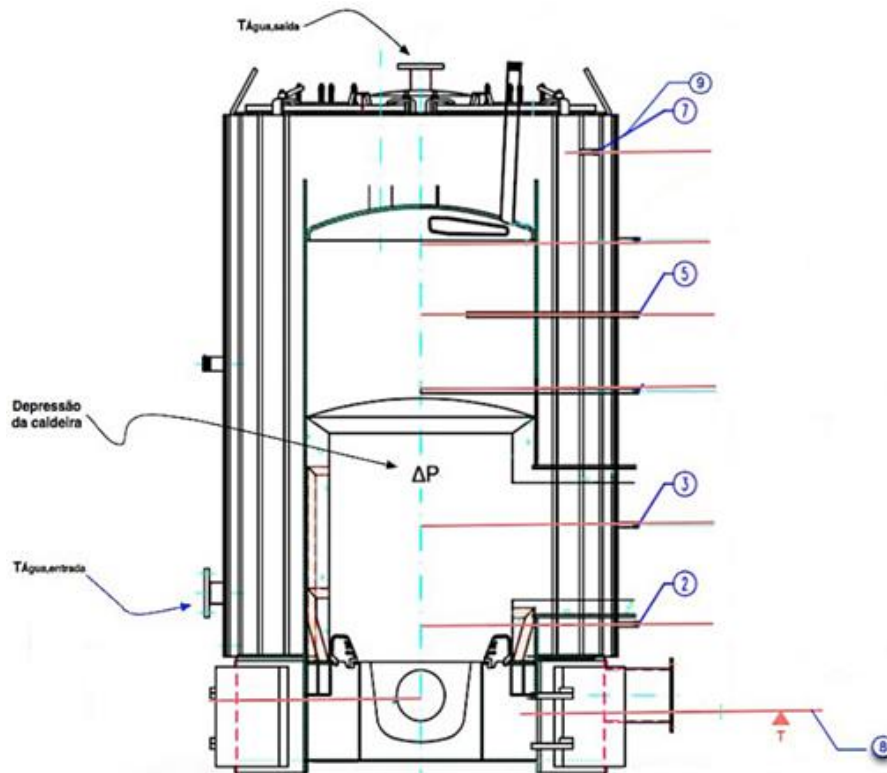


Figura 20 - Pontos de medição da temperatura no interior da fornalha. Adaptado de Valente (2015).

4.3.5. Caudal de água de aquecimento

A monitorização do caudal de água do circuito de aquecimento é realizada com recurso a dois medidores Sonometer 1100 da Danfoss cuja medição de caudal é efetuada por ultrassons, e permite ainda a medição da temperatura da água quente e da água fria. Um dos medidores está instalado no circuito de aquecimento do complexo industrial, com uma gama de medição entre 25-50 m³ h⁻¹ e o outro está colocado no circuito de dissipação de calor para a atmosfera, capaz de registar caudais entre 15-30 m³ h⁻¹.

4.4. Caracterização do combustível

Falta ainda apresentar as características do combustível utilizado na otimização da operação da caldeira. As características aqui indicadas, e conforme se referiu nos capítulos introdutórios, permitem, por exemplo, o cálculo das necessidades de oxigénio.

Tabela 6 - Fração mássica dos constituintes elementares do combustível (carbono, hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre).

	W_C (kg kg ⁻¹)	W_H (kg kg ⁻¹)	W_O (kg kg ⁻¹)	W_N (kg kg ⁻¹ F)	W_S (kg kg ⁻¹)	W_Z (kg kg ⁻¹)
Pellets	0,5150	0,06330	0,4071	0,007100	<LQ	0,007500

4.5. Estudos anteriores

Este capítulo tem como propósito compreender o trabalho desenvolvido até à data e o conhecimento que dele deriva relativamente ao funcionamento da caldeira em estudo. O único trabalho publicado, e que incidiu na minimização das emissões de CO via estagiamento de ar, é da autoria de Ruivo (2016), cujo trabalho resultou nas seguintes condições de operação (Tabela 7).

Tabela 7 - Parâmetros de controlo do sistema e variáveis otimizadas no estudo de Ruivo (2016).

y_{O2}	A₁	A₂	A₃	CO	NO
0,099	50%	60%	90%	9,090 mg Nm ⁻³ a 11% O ₂ e gases secos	89,09 mg Nm ⁻³ a 11% O ₂ e gases secos

A estas condições de operação correspondem $\lambda=2$ e $\lambda_{1e}=0,7$, e a abertura das válvulas determina a repartição de ar em 35 % para o primeiro estágio e 65 % para o segundo e terceiro estágios. Nestas condições os resultados evidenciam uma boa performance relativamente às emissões de CO e também de NO, no entanto, como afirma o autor, estas condições podem conduzir à baixa eficiência térmica da caldeira (64%). Isto porque, à exceção deste parâmetro, a repartição de ar e a estequiometria do primeiro estágio encontram-se concordantes com a bibliografia consultada.

Para além disto, a monitorização realizada pela Ventil, utilizando o mesmo combustível, mas diferentes condições de operação, evidencia algumas diferenças relativamente ao estudo de Ruivo (2016). No estudo da Ventil, o teor de O₂ foi definido em 7,8 %, resultando numa menor disponibilidade de oxigénio, ao mesmo tempo que uma menor abertura da válvula do ar terciário pode resultar numa diferente repartição do ar pela fornalha. Utilizando as curvas de calibração, verifica-se que a abertura de válvulas indicada na Tabela 8 resulta numa distribuição de ar de 39 % de ar primário e 61 % de ar secundário e terciário.

Tabela 8 - Parâmetros de controlo do sistema utilizados na operação normal da caldeira CVT (Dados cedidos pela Ventil – Engenharia do Ambiente).

y_{O2}	A₁	A₂	A₃	CO	NO
0,078	50%	80%	50%	239,88 mg Nm ⁻³ a 11% O ₂ e gases secos	110,86 mg Nm ⁻³ a 11% O ₂ e gases secos

Neste caso, as emissões referentes a ambos os poluentes aqui em análise são superiores (principalmente as emissões de CO) e com perfil mais instável relativamente às registadas nas condições otimizadas apresentadas por Ruivo (2016). Verifica-se assim a possibilidade de melhoria no que respeita as emissões de NO, sendo possível, após os ensaios de otimização compará-las com os resultados destes dois estudos.

Capítulo 5. Sistema de alimentação de combustível e ar de combustão

Previamente à realização dos ensaios de avaliação da performance da caldeira é necessário proceder à calibração do sem-fim de alimentação do combustível, e dos ventiladores que fornecem o ar de combustão. Apesar de ser possível medir o caudal do ar de combustão, mediante a instalação de tubos de pitot na conduta, a Ventil pretende desenvolver uma relação entre os parâmetros de funcionamento do sistema de fornecimento de ar de combustão e o caudal fornecido a cada zona da fornalha. Deste modo é possível que um operador sem os conhecimentos técnicos e experiência adequados possa efetuar o levantamento dos dados que permitem determinar qual o caudal de ar de combustão que está a ser introduzido na fornalha.

Assim, neste capítulo serão descritos os princípios de funcionamento destes dois equipamentos, bem como os procedimentos adotados nos ensaios de calibração. No final de cada secção, relativa a um dado equipamento, são apresentados os resultados que serão utilizados posteriormente.

5.1. Ventiladores

Um ventilador ou bomba centrífuga (Figura 21), é uma máquina de escoamento radial, isto é, a direção do escoamento é perpendicular ao eixo de rotação das pás. Qualquer tipo de ventilador está em funcionamento numa determinada instalação com o objetivo de movimentar um determinado caudal de fluido (neste caso ar atmosférico) entre dois pontos.

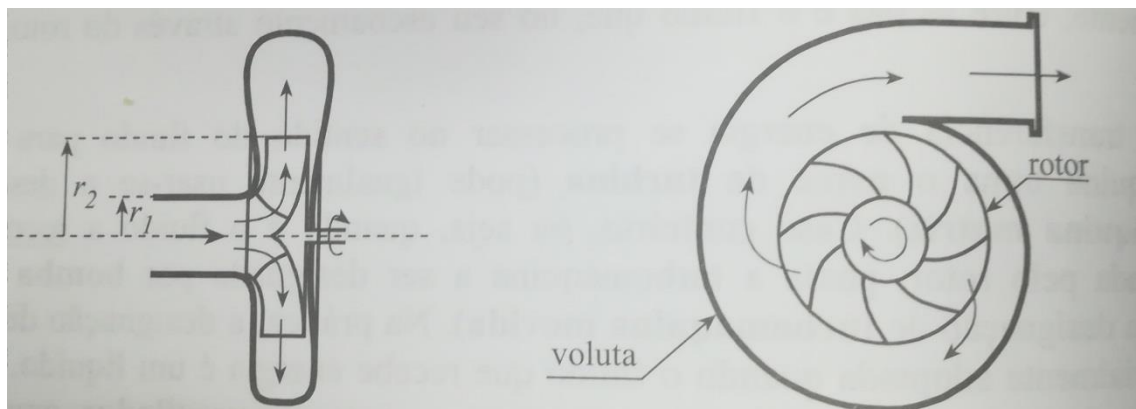


Figura 21 - Configuração de um ventilador centrífugo (Oliveira & Lopes, 2010).

As curvas características de um ventilador (Figura 22) representam graficamente o seu desempenho, ilustrando para uma dada velocidade do rotor, qual a altura de carga fornecida ao fluido, a potência fornecida ao veio e rendimento, em função do caudal. O ponto operatório é dado pela intersecção da curva da instalação e da curva da altura de carga fornecida pelo ventilador (Oliveira & Lopes, 2010).

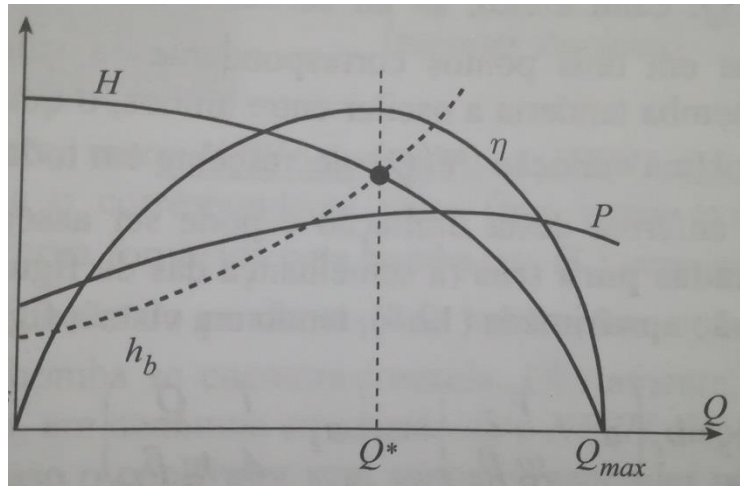


Figura 22 - Curvas características de um ventilador centrífugo, para N constante: altura de carga fornecida ao fluido (H), potência fornecida ao veio (P), rendimento (η) e altura de carga requerida pela instalação (h_b) (Oliveira & Lopes, 2010).

A energia fornecida ao escoamento (H) pode ser calculada pela equação que se segue (Oliveira & Lopes, 2010).

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} + \frac{v_{out}^2 - v_{in}^2}{2g} + (Z_{out} - Z_{in}) \quad \text{Eq. 4}$$

Onde:

- H representa a energia fornecida ao escoamento em m H₂O;
- p_{out} refere-se à pressão estática no ponto de descarga em Pa;
- p_{in} refere-se à pressão estática à saída do ventilador em Pa;
- v_{out} diz respeito à velocidade no ponto de descarga em m s⁻¹;
- v_{in} representa a velocidade à saída do ventilador em m s⁻¹;
- Z_{out} simboliza a cota no ponto de descarga em m;
- Z_{in} refere-se à cota à saída do ventilador em m;
- ρ é a massa volúmica da água líquida em kg m⁻³;
- g é a aceleração da gravidade em m s⁻²;

Numa situação em que as diferenças de cota sejam mínimas e a conduta utilizada tenha área de secção constante, a equação anterior reduz-se a:

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} \quad \text{Eq. 4}$$

Assim, de modo a obter-se a curva H, devem ser realizados ensaios com velocidade do rotor constante, impondo uma carga variável ao sistema (através de uma válvula) e registando as alterações observadas ao caudal. Colocando os pares de valores Q e H num gráfico obtém-se a referida curva por ajuste de uma função quadrática. Inicialmente, procurou-se construir a curva H para cada secção da conduta, através do método proposto no Anexo I, no entanto, verificou-se que as curvas obtidas não eram válidas para valores de abertura das válvulas diferentes daqueles que se utilizaram na calibração.

Assim, apresenta-se de seguida o procedimento que permite o cálculo do caudal que é fornecido a cada estágio de combustão. Este método estabelece a relação do caudal com a abertura da válvula de uma determinada secção e a frequência de funcionamento do ventilador,

por medição da velocidade na conduta, para diversas aberturas de válvula e frequências do ventilador. O caudal é calculado através de medições de velocidade numa conduta onde se foi variando a abertura da válvula, estando as restantes válvulas com uma abertura fixa de 40 %. Escolheu-se os 40 %, pois abaixo deste valor a influencia no escoamento deve-se principalmente à abertura da válvula, e para valores superiores o escoamento é influenciado principalmente pelo tamanho da conduta. Escolhe-se assim, para as condutas onde não se realizam medições, um valor de abertura de válvula “central” de modo a minimizar os erros associados.

5.1.1. Material e métodos

Para os ensaios de calibração, é necessário o material listado:

- Ventilador de insuflação
- Conduta de introdução de ar
- Tubo de Pitot reto
- Medidor de pressão diferencial Testo 521

A instalação deve ser constituída pelo ventilador a calibrar ligado à conduta de introdução do ar de combustão, que deve de apresentar um local para colocação do tubo de pitot. Este local deve garantir a representatividade das condições de escoamento, o que pode ser assegurado através de: (Instituto Português de Qualidade, 2007)

- Distância superior a 5 diâmetros hidráulicos de uma perturbação a montante;
- Distância superior a 2 diâmetros hidráulicos de uma perturbação a jusante, ou 5 diâmetros hidráulicos no caso de se tratar da saída para a atmosfera.

Neste caso, o tubo de pitot será colocado a montante da válvula e, uma vez que a conduta a ser utilizada é de secção não circular, é necessário calcular o diâmetro equivalente (Equação 2).

$$D_{eq} = 4 \times \frac{A}{Per} \quad \text{Eq. 5}$$

Onde:

- D_{eq} é o diâmetro equivalente (ou hidráulico) em m;
- Per representa o perímetro da secção transversal da conduta em m;
- A refere-se à área da secção transversal da conduta em m^2 .

De modo a que os resultados sejam obtidos em condições semelhantes, os ensaios deverão ser realizados pela seguinte ordem de operações:

1. Colocar o ventilador em funcionamento, com a máxima velocidade de rotação (100%) e definir a abertura das válvulas das condutas onde não serão realizadas medições em 40%;
2. Definir a abertura da válvula da secção a medir em 10%;
3. Medir o diferencial de pressão total/pressão estática (1 valor por segundo durante 15 segundos);
4. Aumentando de 10% em 10% a abertura da válvula até que atinja a abertura máxima, efetuar os passos 3 e 4, mantendo a velocidade de rotação do ventilador constante;
5. Repetir os pontos 1-5 diminuindo a velocidade de rotação do ventilador (ponto 1) para 80%-60%-40%;

6. Repetir todo o processo para as restantes secções da conduta.

5.1.2. Tratamento dos dados

A velocidade média de escoamento correspondente a uma dada abertura de válvula, pode ser determinada recorrendo à equação abaixo:

$$v = f \times \sqrt{\frac{2 \times (\Delta p)}{\rho}} \quad \text{Eq. 6}$$

Em que:

- v representa a velocidade em m s^{-1} ;
- f refere-se ao fator de correção do pitot (0,67);
- Δp é o diferencial de pressão em Pa.
- ρ representa a massa volúmica do ar em kg m^{-3} ;

O caudal é facilmente calculado, por:

$$Q = v \times A \quad \text{Eq. 7}$$

Em que:

- Q refere-se ao caudal em $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$;
- A diz respeito à área de secção em m^2 .

Como a abertura das válvulas é um parâmetro fixo no funcionamento do sistema, enquanto que o ventilador varia a frequência para responder às necessidades de oxigénio, terá maior interesse exprimir os valores de caudal em função da frequência do ventilador. Assim, com um polinómio de 2º grau ajustado aos pontos experimentais é possível calcular para qualquer frequência do ventilador o caudal correspondente.

De modo a simular-se as condições em que o sistema opera, e verificar se os caudais calculados através dos polinómios de calibração diferem dos caudais registados nestas condições, repetiram-se alguns pontos da calibração criando depressão na fornalha (1 mbar) mediante o ajuste da frequência de funcionamento do ventilador de extração dos gases de combustão.

5.1.3. Resultados

A Figura 23, Figura 24 e Figura 25 representam, respectivamente, o caudal de ar primário, secundário e terciário de acordo com a abertura da válvula em cada uma das condutas e com a frequência de funcionamento do ventilador. Nas três figuras observa-se que o caudal cresce com o aumento da frequência do ventilador, e com a abertura das respectivas válvulas, podendo-se verificar que se mantém a repartição do ar para diferentes frequências de funcionamento do ventilador. Para efeitos de cálculo durante a monitorização da operação da caldeira, utilizaram-se os coeficientes das curvas de regressão, que se podem encontrar em anexo.

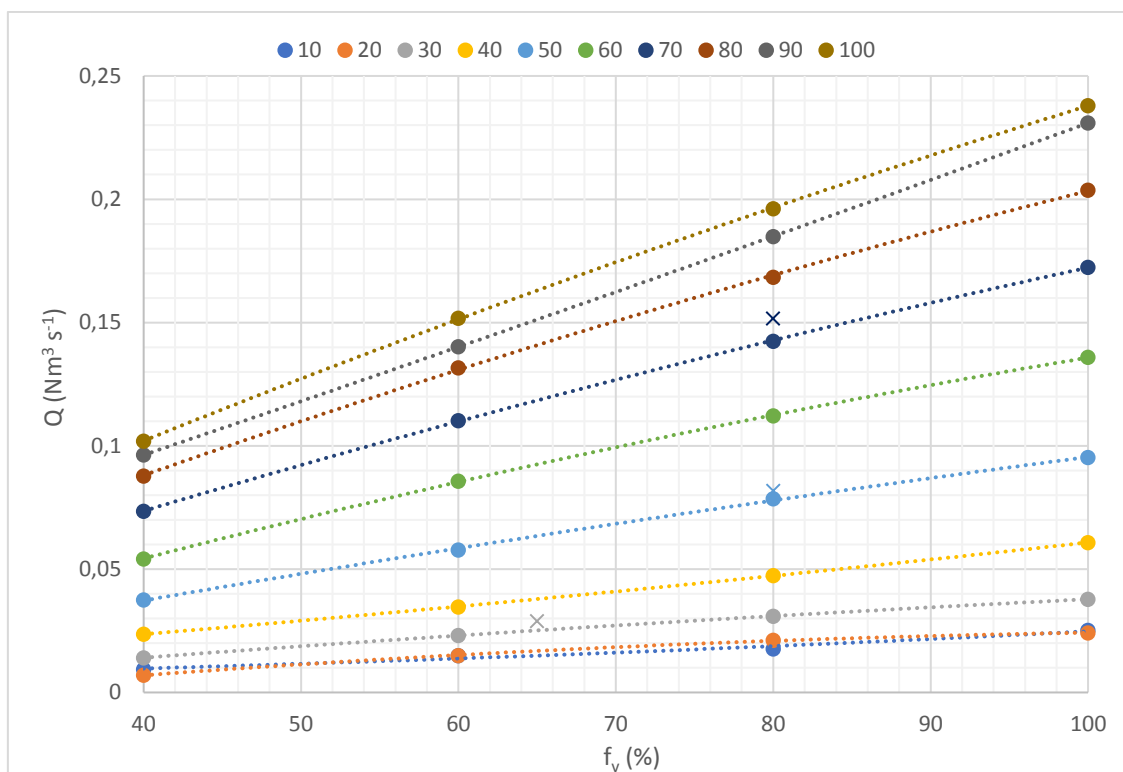


Figura 23 - Curvas de caudal de ar primário em função da frequência do ventilador para diversas aberturas da válvula. Os X representam os caudais medidos com a fornalha em depressão.

Analisando em particular o ar primário (Figura 23), verifica-se que o caudal fornecido para uma abertura de válvula de 10 % e 20 % é semelhante, qualquer que seja a frequência de funcionamento do ventilador. Quando se comparam as curvas de regressão com os pontos assinalados com X, os desvios estão compreendidos entre os 5,14 % e os 14,7 %, sendo que a maior alteração ocorre quando $A_1=70$ %.

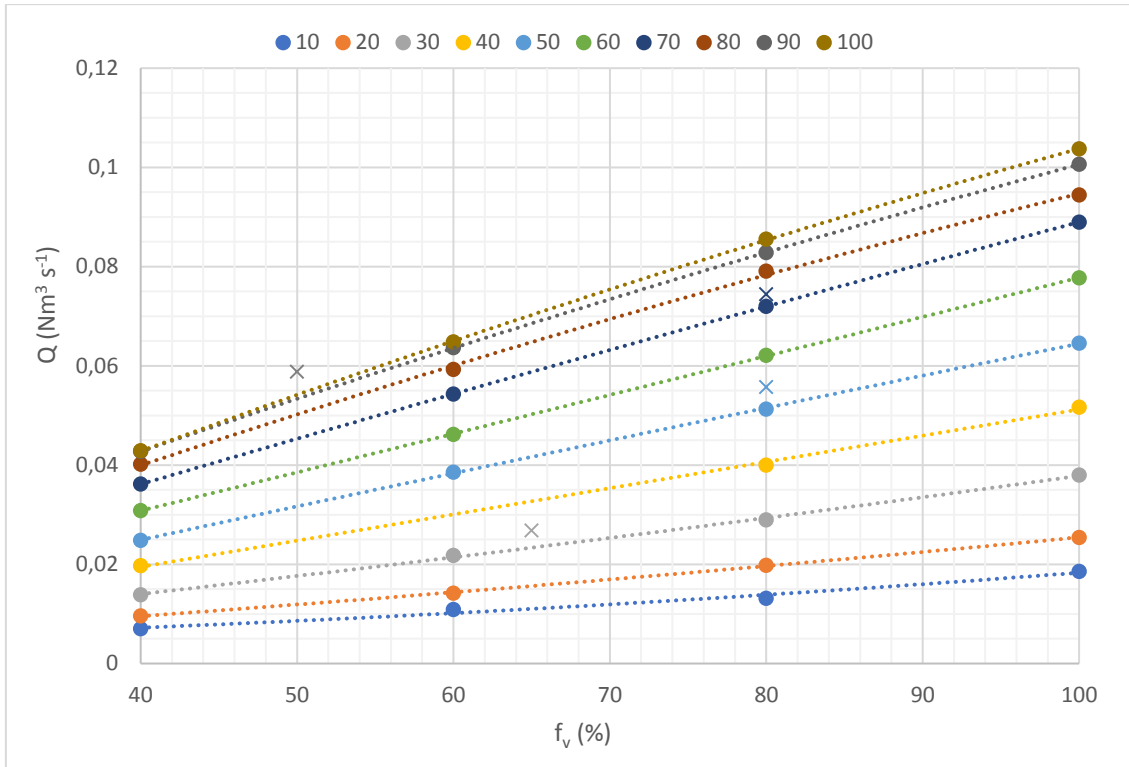


Figura 24 - Curvas de caudal de ar secundário em função da frequência do ventilador para diversas aberturas da válvula. Os X representam os caudais medidos com a fornalha em depressão.

No caso do ar secundário e terciário, existe uma estabilização dos caudais para os maiores valores de abertura das válvulas. No caso do ar secundário (Figura 24) entre 90 % e 100 % e no ar terciário (Figura 25) não se observam grandes alterações para uma abertura de válvula superior a 80 %.

Colocando a caldeira em depressão, tendo por objetivo comparar os resultados da calibração com medições em condições semelhantes ao funcionamento do sistema de combustão, registam-se alguns desvios. No ar secundário, a variação em relação às curvas de calibração compreende-se entre 0,3 % e 14,5 %; no ar terciário está compreendida entre os 10,7 % e os 28,2 %.

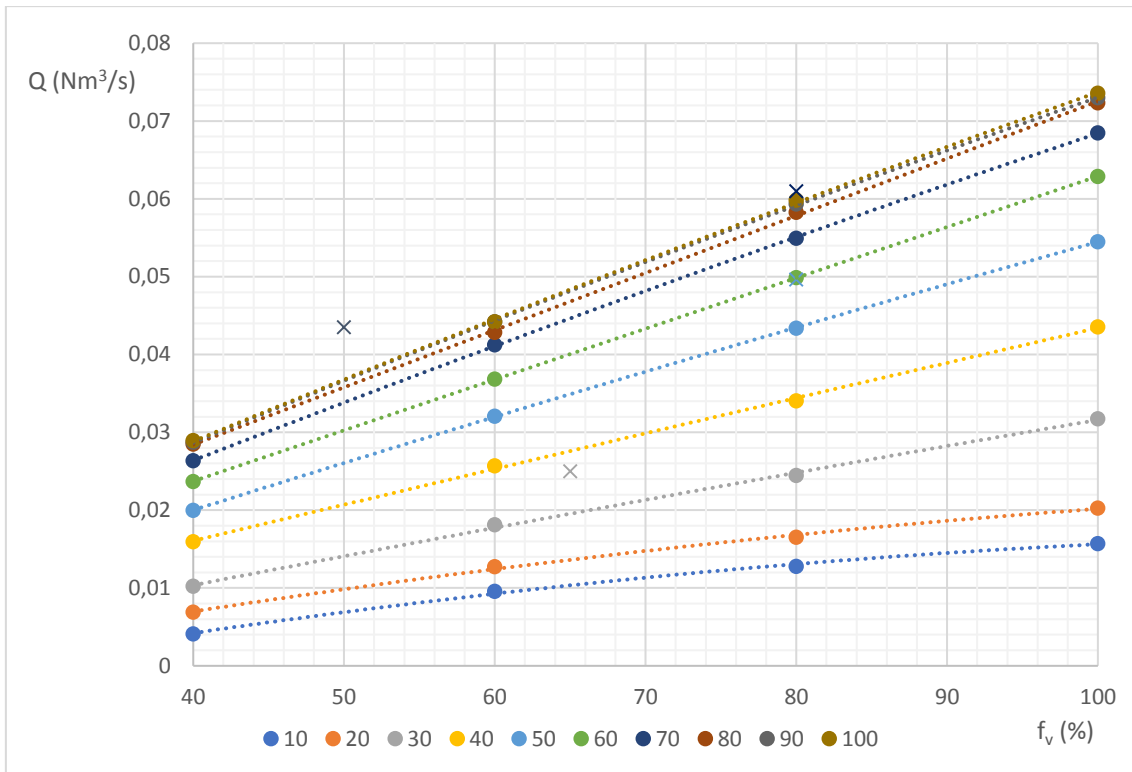


Figura 25 - Curvas de caudal de ar terciário em função da frequência do ventilador para diversas aberturas da válvula. Os X representam os caudais medidos com a fornalha em depressão

De um modo geral, é no ar terciário que se verificam as maiores diferenças entre os resultados da calibração e os ensaios com a fornalha em depressão. Ainda assim, os resultados da calibração presentes acima continuam a ser mais exatos do que os que se obtiveram pelo método inicial (em anexo).

Além disto, efetuaram-se medições para diversas combinações de abertura das 3 válvulas, e sem impor depressão na fornalha. Nestas condições, o maior desvio observado entre o valor medido e o caudal previsto pelas equações de regressão foi de 19 %. Portanto, e ainda que com alguns erros, é de esperar que seja possível monitorizar a quantidade e distribuição de ar que é introduzido no sistema de forma consistente.

Uma limitação desta metodologia é que, para f_v constante, não se considera a redução do caudal numa conduta quando se aumenta a abertura da válvula de uma outra conduta. Deste modo, o caudal total será calculado por excesso. Também a repartição do ar de combustão irá ser afetada de erro.

5.2. Sem-fim de alimentação

A calibração do sem-fim de alimentação de biomassa tem como objetivo estabelecer uma relação entre a velocidade de rotação do sem-fim e o caudal de biomassa transportado, permitindo conhecer a quantidade de biomassa introduzida na fornalha, num determinado momento.

5.2.1. Material e métodos

Para realizar a calibração do sem-fim de alimentação de biomassa à fornalha são necessários os seguintes equipamentos:

- Cronómetro
- Balança
- Biomassa
- Sem-fim
- Recipiente

Os ensaios de calibração deverão ser realizados com o sem-fim a operar em estado estacionário, isto é o seu interior já deverá conter biomassa. Tendo isto em consideração:

1. Colocar o sem-fim em funcionamento na velocidade máxima ($f_{sf}=100\%$) e aguardar que a biomassa comece a sair na sua extremidade, altura em que se deve interromper o funcionamento.
2. Ainda para a velocidade máxima, pôr o sem-fim em funcionamento e recolher a biomassa para pesagem.
3. Reduzir a velocidade de funcionamento do sem-fim para 10%, 15%, 20%, 25% e 30% e, durante um determinado período de tempo, recolher a biomassa descarregada procedendo posteriormente à sua pesagem.

5.2.2. Tratamento dos dados

Com os valores registados de massa de combustível descarregada pelo sem-fim num dado intervalo de tempo, devem ser calculados os caudais. Os valores de caudal devem ser representados graficamente, em função da velocidade do sem-fim, fazendo-se adequar uma curva tipo aos pontos experimentais.

5.2.3. Resultados

Através de dados de calibração do sem-fim fornecidos pela Ventil, resulta a seguinte curva de calibração, cujo coeficiente de correlação se aproxima da unidade ($r^2=0,99956$), demonstrando a linearidade da relação entre o caudal mássico e a frequência de funcionamento do sem-fim.

$$Q_B = 0,283715 \times f - 0,30883 \quad \text{Eq. 8}$$

Em que, Q_B representa o caudal de biomassa em kg min^{-1} e f refere-se à frequência de funcionamento do sem-fim de alimentação em %.

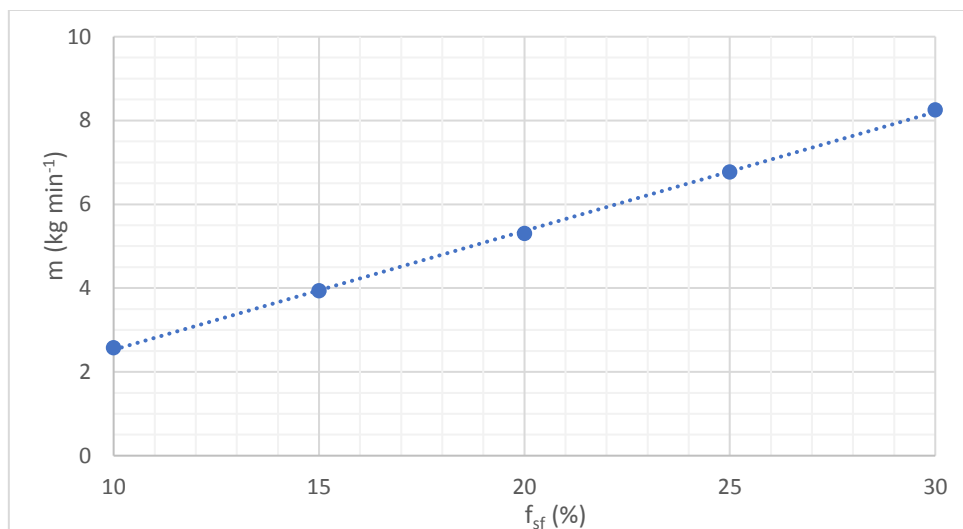


Figura 26 - Curva de calibração do sem-fim de alimentação.

Cada um dos pontos utilizados para aplicar a regressão linear foi calculado com 3 pesagens de biomassa debitada pelo sem-fim para uma determinada frequência e tempo de funcionamento. A biomassa utilizada na calibração é idêntica à utilizada nos ensaios de otimização da operação da caldeira, quer do ponto de vista da granulometria como também da constituição química e teor de humidade.

Capítulo 6. Caracterização da operação da fornalha

Este capítulo tem como objetivo apresentar as atividades de caracterização e otimização das condições de operação da caldeira e os seus resultados. De seguida será descrita a metodologia aplicada para avaliar o efeito da alteração dos seguintes parâmetros:

- Repartição do ar em estágios
- Excesso de ar

Uma vez que o objetivo do trabalho de estágio é minimizar as emissões de NO_x , as condições de operação são avaliadas mediante as emissões deste poluente. A apresentação dos resultados da caracterização da operação da caldeira, no que respeita às emissões de NO_x , será ordenada do mesmo modo que se realizaram os ensaios, de modo a evidenciar as etapas do trabalho experimental.

6.1. Metodologia

Uma vez que o processo de formação e redução de NO_x depende essencialmente da distribuição do agente oxidante na câmara de combustão, recorre-se ao estagiamento de ar de combustão para minimizar as emissões deste poluente. Assim, de modo a avaliar qual a distribuição de ar ótima para a instalação em estudo, serão avaliadas diversas combinações da abertura das válvulas que regulam a introdução do ar primário, secundário e terciário.

Os ensaios iniciam-se fixando $\lambda=2$ e uma combinação de abertura de válvulas que assegura uma repartição de ar de 46% de ar primário e 54% de ar secundário e terciário. Proceda-se assim à variação da abertura da válvula do ar terciário (A_3) de 20% em 20%, até atingir a abertura máxima. Repete-se o procedimento para o ar secundário, definindo A_3 que conduz aos melhores resultados, e de modo análogo para o ar primário define-se A_2 ótima.

Uma vez encontrada a distribuição ótima do ar de combustão, avaliou-se qual o excesso de ar ideal para o funcionamento da caldeira em estudo. Este parâmetro influencia a conversão do combustível, contribuindo para a combustão completa, podendo minimizar as emissões de CO. Adicionalmente, por alterar a quantidade de ar introduzida na fornalha, poderá ainda influenciar a formação de NO_x .

A sequência e condições em que decorre cada ensaio encontram-se ilustradas na Tabela 9, sendo possível observar que a alteração a uma variável só se efetua após se ter otimizado a variável analisada anteriormente. Por sua vez, tendo em conta que o excesso de ar é alterado através do ajuste do teor de O_2 pretendido nos gases de combustão. A Tabela 10 indica os parâmetros de controlo relacionados com o excesso de ar a que se pretende operar o sistema, e a Tabela 11 indica os parâmetros de controlo relacionados com o funcionamento dos diversos equipamentos (ventilador, sem-fim). É de salientar que os parâmetros da Tabela 11 mantêm-se fixos durante todos os ensaios.

Tabela 9 - Razão de excesso de ar e abertura de válvulas utilizados nos ensaios para determinar a distribuição e excesso de ar ótimos.

Objetivo	Ensaio	λ	A ₁	A ₂	A ₃
Ar terciário	1	2	40	60	20
	2	2	40	60	40
	3	2	40	60	60
	4	2	40	60	80
	5	2	40	60	100
Ar secundário	6	2	40	20	Ótimo
	7	2	40	40	Ótimo
	8	2	40	80	Ótimo
	9	2	40	100	Ótimo
Ar primário	10	2	20	Ótimo	Ótimo
	11	2	60	Ótimo	Ótimo
	12	2	80	Ótimo	Ótimo
	13	2	100	Ótimo	Ótimo
Excesso de Ar	14	1,5	Ótimo	Ótimo	Ótimo
	15	1,3	Ótimo	Ótimo	Ótimo

Tabela 10 - Parâmetros de controlo do excesso de ar.

λ	γ_{O_2} des.	γ_{O_2} min.
2	0,097	0,082
1,5	0,063	0,048
1,3	0,043	0,03

Tabela 11 - Parâmetros de operação da caldeira.

T _{H₂O} (°C)	ΔT_{H_2O} (°C)	$\Delta P_{caldeira}$ (mbar)	fV _{e,min} (%)	fV _{e,max} (%)	fV _{min} (%)	fV _{max} (%)	f _{sf min} (%)	f _{sf max} (%)
90	5	1,1	30	100	20	100	0	25

6.2. Resultados e discussão

Neste capítulo apresentar-se-ão os resultados decorrentes dos ensaios realizados. Começando pela avaliação da repartição do ar em estágios, analisa-se o efeito da alteração do ar terciário, secundário e primário. Posteriormente, analisa-se o efeito da alteração à razão de excesso de ar a que o sistema opera. Com isto pretende-se analisar qual o efeito que a alteração destes parâmetros produz nas emissões de NO e CO.

6.2.1. Repartição do ar em estágios

Efeito da alteração do ar terciário

A Figura 27 representa a evolução temporal da composição do efluente gasoso nos ensaios 1, 3 e 5. No ensaio 1 registam-se os valores mais baixos de O₂ bem como um comportamento instável do teor de oxigénio, o que provoca o aumento das emissões de CO em determinados instantes. No ensaio 3, o teor de O₂ apresenta menos oscilações, e deste modo, o teor de CO é mais constante durante este ensaio e menor que nos restantes. No ensaio 5, aumenta novamente o teor de O₂, no entanto as emissões de CO também sofrem um aumento.

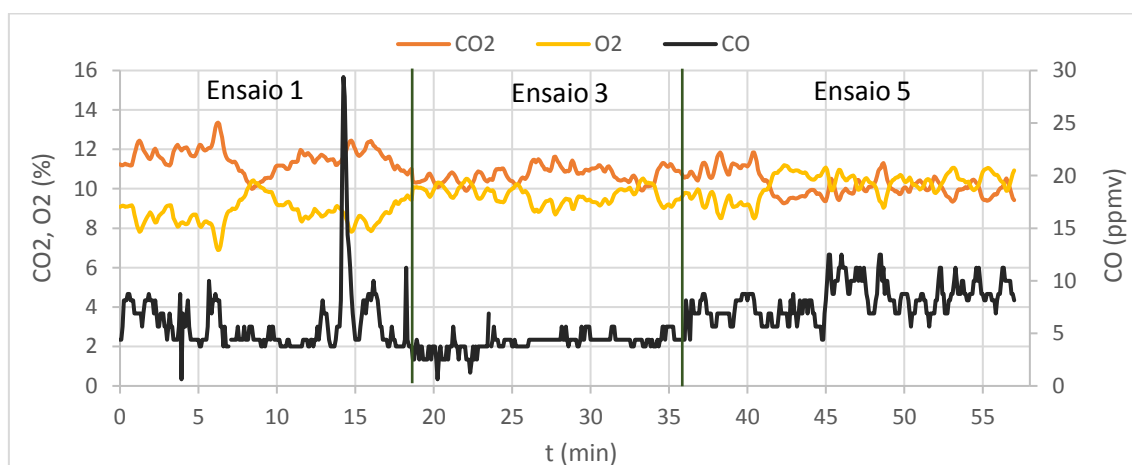


Figura 27 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 1, 3 e 5. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.

Observa-se que a temperatura nos pontos 3 e 5 apresenta um comportamento crescente nos três ensaios, enquanto que a temperatura medida no ponto 2 diminui. Uma vez que a medição T₂ é realizada num local onde ocorre grande deposição de cinzas e material inqueimado as alterações registadas em T₂ devem ser analisadas com a devida precaução, uma vez que podem não refletir as condições no interior da fornalha. O aumento de T₃ e T₅ ao longo dos referidos ensaios pode advir da fornalha não se encontrar em estado estacionário, encontrando-se ainda na fase de aquecimento. Atendendo a que a temperatura na zona de combustão secundária (T₃) é suficientemente elevada e existe O₂ em abundância, as emissões de CO que se registam no ensaio 5 (mais elevadas que as registadas no ensaio 3) podem ser o resultado do excesso de O₂ na câmara de combustão, o que conduz a um baixo tempo de residência na região onde se registam as temperaturas mais elevadas (T₃).

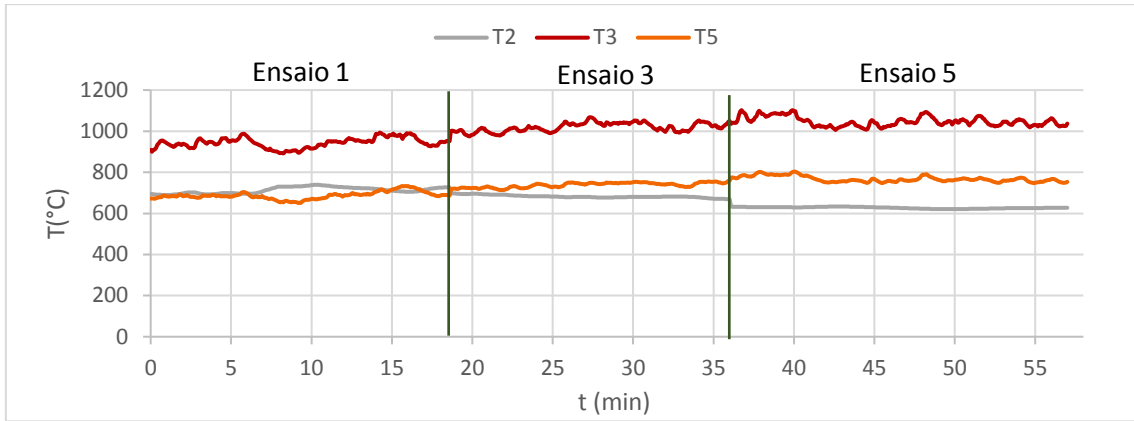


Figura 28 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 1, 3 e 5. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).

Passando à análise dos valores médios registados em cada ensaio, com a alteração de A_3 , observa-se que a velocidade de rotação do ventilador evolui numa tendência crescente entre os 45,51 % e 67,17 %. O caudal de ar de combustão varia entre 0,070 e 0,14 $\text{Nm}^3 \text{s}^{-1}$ (Figura 29) como resultado do aumento velocidade do ventilador e do aumento de A_3 . Paralelamente, verifica-se o mesmo comportamento crescente de introdução de biomassa na fornalha, observando-se uma frequência de funcionamento do sem-fim que aumenta de 14,06 % a 18,43 %, resultando na introdução de 0,06134 a 0,08200 kg s^{-1} .

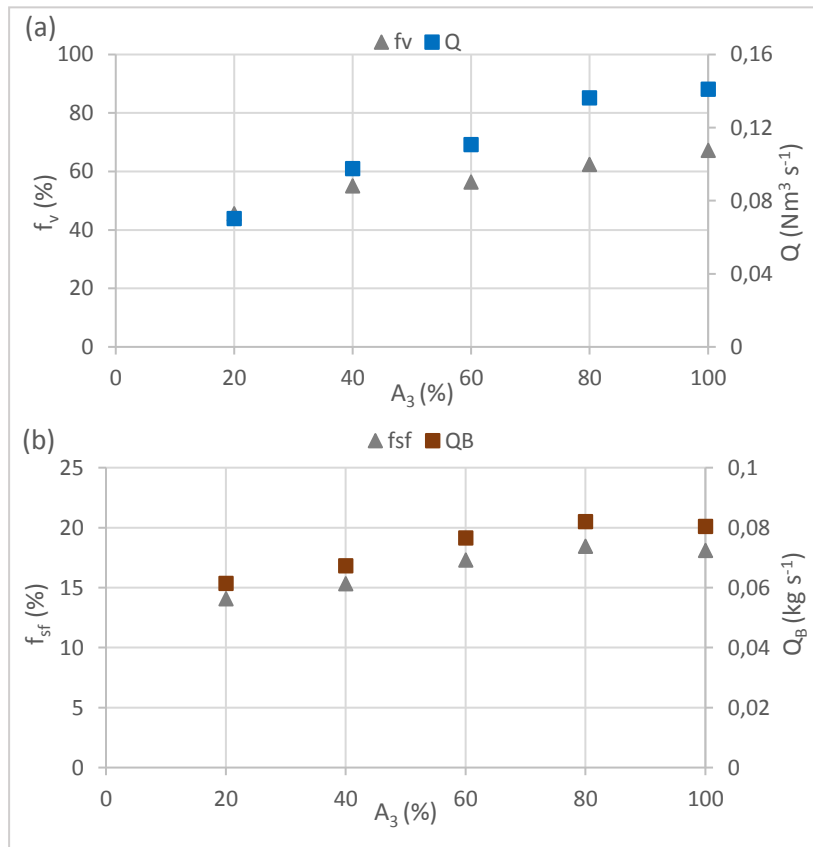


Figura 29 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b).

Na Figura 30 observa-se a repartição do ar de combustão devido à combinação da abertura das três válvulas, em que o caudal de ar primário varia desde 0,02660 a 0,03929 $\text{Nm}^3 \text{s}^{-1}$, isto é, entre 27 % a 38 % do caudal total. Relativamente ao ar secundário e terciário, registam-se caudais de 0,04364 $\text{Nm}^3 \text{s}^{-1}$ a 0,1019 $\text{Nm}^3 \text{s}^{-1}$, representando no seu conjunto 62% a 73% do ar total.

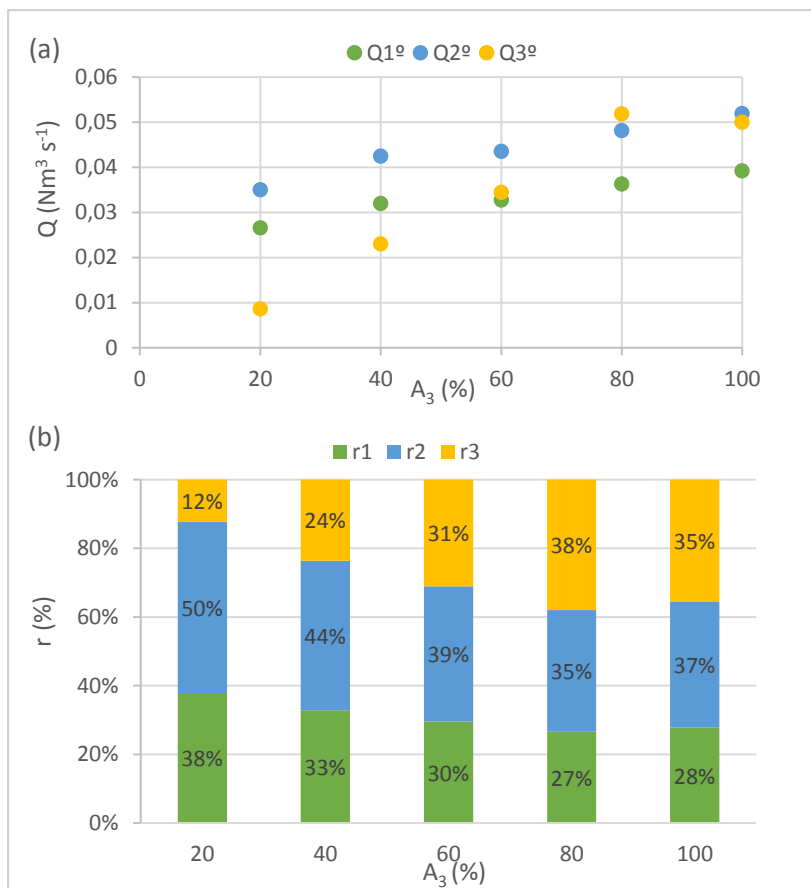


Figura 30 - Caudal de ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b).

De modo a verificar qual a razão de excesso de ar a que o sistema operou, recorreu-se ao teor de O_2 medido no efluente gasoso. E, apesar do valor definido ser $\lambda=2$, registam-se valores inferiores numa tendência crescente com o aumento de A_3 , $1,71 < \lambda < 1,93$, como evidencia a Figura 31. Este parâmetro mantém-se relativamente estável pois com aumento da introdução de ar de combustão, o sistema de controlo da caldeira responde ao introduzir um caudal de biomassa também crescente (Figura 29), de modo a que o excesso de ar seja constante, e próximo do valor pretendido.

A Figura 31 apresenta a estequiometria do primeiro estágio, tendo em conta a repartição de ar identificada na Figura 30, bem como a razão de excesso de ar. Como seria de esperar, tendo em conta que existe uma maior introdução de ar terciário à medida que A_3 aumenta, a proporção de ar primário diminui, e consequentemente, o excesso de ar fornecido ao primeiro estágio de combustão diminui.

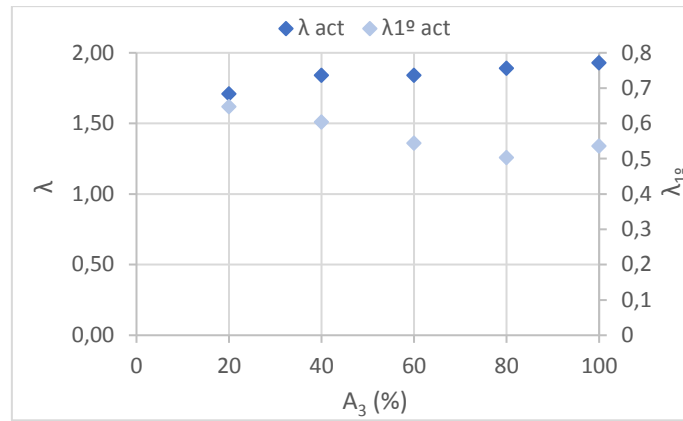


Figura 31 - Razão de excesso de ar global (calculada por balanço mássico) e estequiometria do primeiro estágio registados nos ensaios de variação a A_3 .

No entanto, ao comparar o caudal de ar necessário de modo a garantir o excesso de ar registado (calculado por balanço mássico através da medição do teor de O_2 nos gases de combustão), com o caudal de ar calculado através das curvas de calibração, verifica-se que não correspondem. Conclui-se assim que a metodologia de calibração adotada não é indicada para o cálculo do caudal do ar de combustão, nas condições de operação da fornalha. A discrepância dos valores pode ainda resultar de diferenças entre o caudal de biomassa obtido pela calibração do sem-fim e o caudal de biomassa que efetivamente é introduzido na fornalha.

Apesar disto, considera-se que a repartição de ar pelos estágios de combustão pode ser representada pelas curvas de calibração, e deste modo é possível calcular a estequiometria do primeiro estágio, conforme se apresenta na Figura 31.

Relativamente às emissões de NO (Figura 32), não se verifica uma grande influência da alteração de A_3 , pois os valores situam-se entre os $107,1 \text{ mg Nm}^{-3}$ e os $94,32 \text{ mg Nm}^{-3}$, sendo este último valor observado para uma razão de excesso de ar de 1,71 e estequiometria do primeiro estágio de cerca de 0,65. Expressando as emissões de NO em função de λ , verifica-se que aumentam as emissões com o aumento do excesso de ar, uma vez que existe um aumento da quantidade de oxidante na fornalha.

Quanto à influência do $\lambda_{1º}$, verifica-se que a concentração de NO no efluente diminui quando o excesso de ar primário aumenta. Conforme também verificado por Houshfar et al. (2012), esta diminuição ocorre uma vez que se está a operar a fornalha com uma baixa estequiometria do primeiro estágio ($0,5 < \lambda_{1º} < 0,65$). Neste intervalo, valores mais baixos de $\lambda_{1º}$ resultam na presença maioritária de compostos como HCN e NH_3 e baixa formação de NO na zona de combustão primária. Assim, as espécies HCN e NH_3 em maior proporção relativamente ao NO, são oxidadas na zona de combustão secundária, onde existe O_2 em excesso, formando NO. Por outro lado, operando próximo do limite superior do referido intervalo, na zona de combustão primária surgem espécies como HCN, NH_3 e também NO, sendo que este é reduzido pela reação com NH_3 e HCN, resultando assim na diminuição do teor de NO medido no efluente gasoso.

Por outro lado, as emissões de CO são mais afetadas pela variação de A_3 . O valor mínimo das emissões de CO é de $4,46 \text{ mg Nm}^{-3}$ e regista-se para $\lambda=1,84$ e $\lambda_{1e}=0,6$ enquanto que o valor máximo é de $9,25 \text{ mg Nm}^{-3}$. Representando os valores em função de λ e λ_{1e} , observa-se o mesmo comportamento em ambos os gráficos. As emissões de CO são minimizadas quando o excesso de ar e ar primário são intermédios, aumentando quando estes parâmetros aumentam ou diminuem.

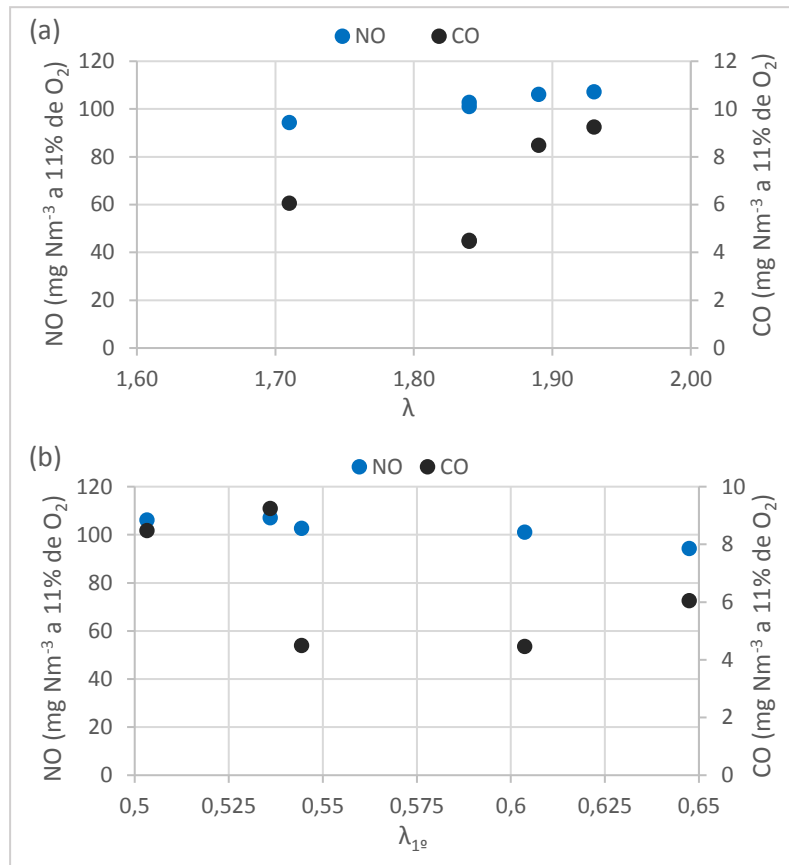


Figura 32 - Emissões de NO e CO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referem-se a 11% de O₂ e gases secos.

Para efeitos de comparação com a legislação em vigor, apresenta-se a Figura 33 que apresenta a emissões de NO expressas como NO₂, e novamente as emissões de CO. Facilmente se verifica que não ocorrem excedências ao VLE, sendo que o mínimo de NO₂ obtém-se para $A_3=20 \%$, e por este motivo, fixou-se este valor para os ensaios do ar secundário. Já as emissões de CO são minimizadas quando $A_3=40 \%$.

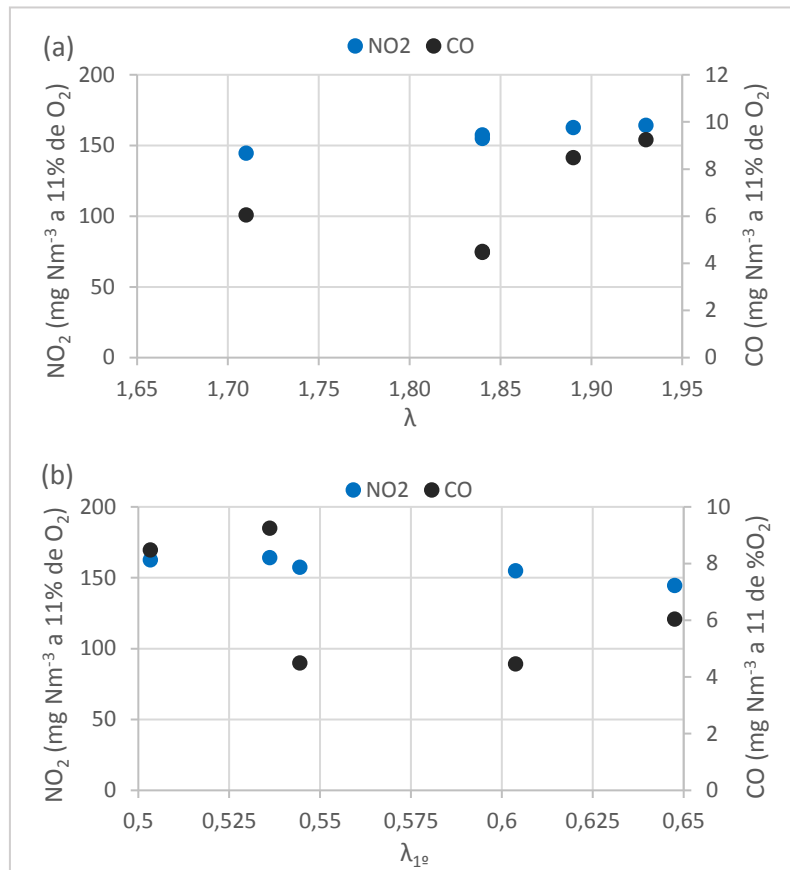


Figura 33 - Emissões de NO expressas como NO₂, e emissões de CO em função da razão de excesso de ar (a), e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referem-se a 11% de O₂ e gases secos.

Efeito da alteração do ar secundário

Durante os ensaios 6, 1 e 9 registou-se o seguinte perfil da composição do efluente gasoso (Figura 34). O perfil do ensaio 1, já apresentado como um dos ensaios da alteração a A₃, volta a ser exibido pois, já que a combinação da abertura das três válvulas é a mesma, não se replicou o ensaio. No ensaio 6 observa-se um menor teor de O₂ no efluente gasoso e com maiores oscilações do que nos restantes ensaios, o que provoca picos na emissão de CO sempre que o teor de O₂ sofre uma redução. Nos ensaios 1 e 9, o teor de O₂ é superior ao do ensaio 6, e atendendo ao seu comportamento mais estável, as emissões de CO nos ensaios 1 e 9 são mais estáveis e menores que as do ensaio 6.

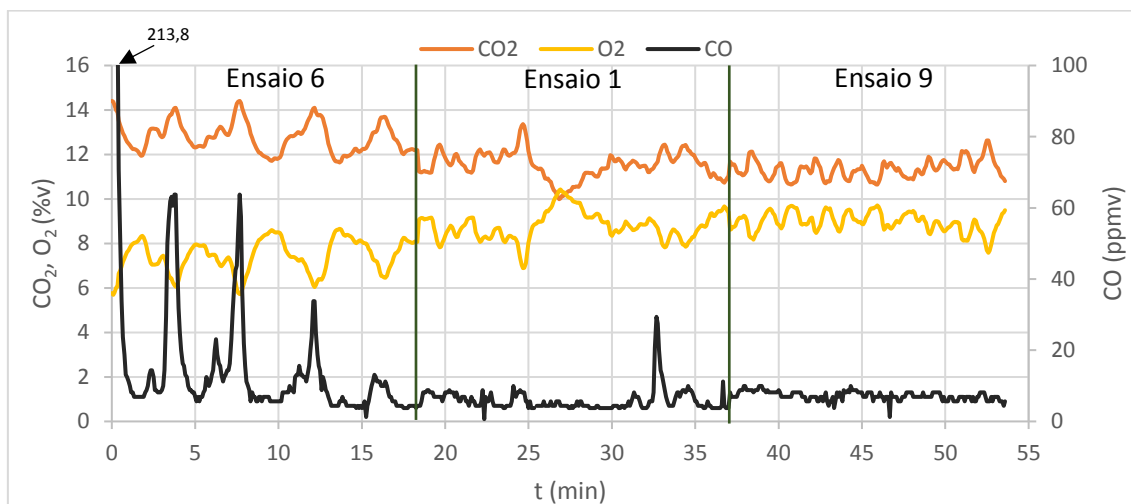


Figura 34 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 6, 1 e 9. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.

Analisando a evolução da temperatura nos três ensaios, verifica-se uma diferença significativa de T₃ e T₅ entre o ensaio 9 e os ensaios 6 e 1. Relativamente a T₂, é superior no ensaio 1 comparativamente aos restantes ensaios, no entanto, pelos motivos enumerados anteriormente, este ponto de medição da temperatura não será considerado para avaliar o processo de combustão.

Assim, pela evolução de T₃ e T₅ nos ensaios apresentados, pode-se inferir que os resultados de um determinado ensaio não são apenas influenciados pelas condições em que esse ensaio decorre, mas também pelas condições impostas anteriormente. Isto porque o ensaio 1 não foi realizado na mesma sequência de ensaios que o ensaio 6 e 9, e no entanto apresenta-se com a mesma tendência que o ensaio 6, mas apresenta uma descontinuidade para o ensaio 9. É também de destacar, de modo semelhante ao que se verificou nos ensaios de alteração a A₃, que se observa uma correlação entre os picos de temperatura (T₃) e os instantes em que o teor de O₂ é mínimo, em especial nos ensaios 6 e 1. No ensaio 1, é nestes instantes que se registam os picos de emissão de CO.

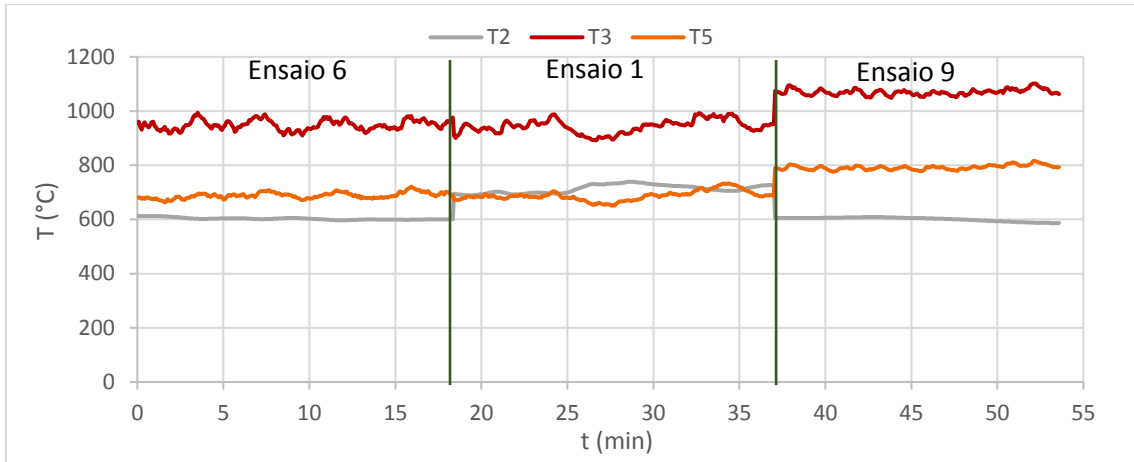


Figura 35 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 6,1 e 9. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).

Passando à análise dos valores médios registados em cada ensaio, na Figura 36 observa-se a variação do caudal de ar total e da frequência de funcionamento do ventilador, para diferentes A_2 . O caudal varia entre $0,05317 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ e $0,1165 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ e a velocidade varia entre os 45,51 % e 63,66 %, e à exceção de $A_2=60 \%$, o caudal aumenta com a maior abertura da válvula do ar secundário, sendo favorecido pelo aumento da velocidade do ventilador. A diferença de f_v e Q quando $A_2=60\%$ para os restantes ensaios, deve-se ao facto deste ensaio ter sido realizado como parte do bloco de ensaios de alteração a A_3 , não tendo sido realizado outro ensaio com as mesmas condições de abertura de válvulas, no conjunto de ensaios onde se alterou A_2 .

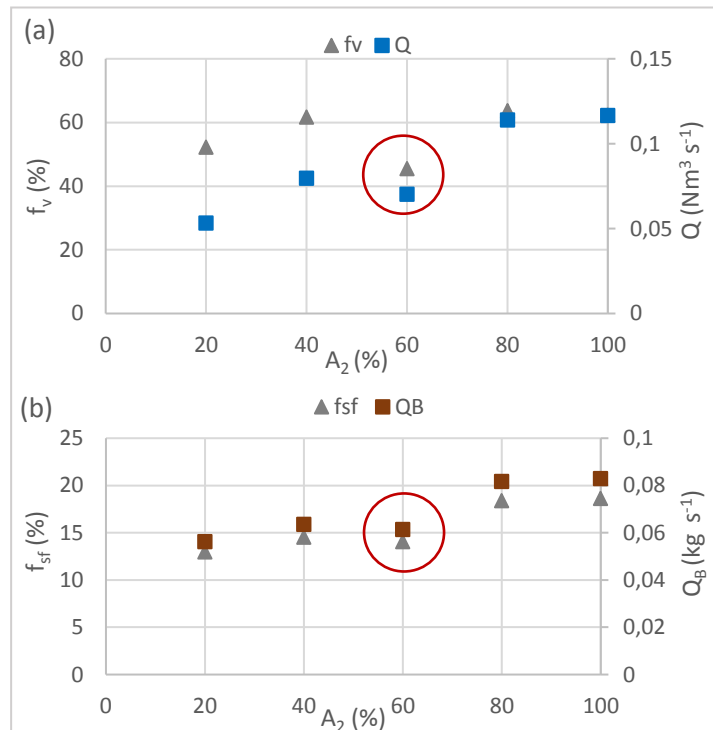


Figura 36 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3 .

Quanto à introdução de biomassa na fornalha, verifica-se a mesma evolução com a alteração a A_2 . A frequência de funcionamento do sem-fim está compreendida entre 12,60 % e 21,52 %, traduzindo-se num caudal de biomassa que varia entre $0,06134 \text{ kg s}^{-1}$ e $0,08200 \text{ kg s}^{-1}$. Conforme já se referiu no parágrafo anterior, também no caso da introdução de biomassa na fornalha, os valores referentes a $A_2=60 \%$ não seguem a tendência dos restantes ensaios uma vez que este ensaio foi realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3 .

Analisando a repartição do ar de combustão (Figura 37), o caudal de ar primário varia de $0,02660 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ a $0,03706 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ representando 31 % a 57 % da totalidade do ar de combustão. Por outro lado, o ar secundário e terciário variam de $0,02283 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ a $0,08032 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ representando entre 43 % a 69 % do ar de combustão.

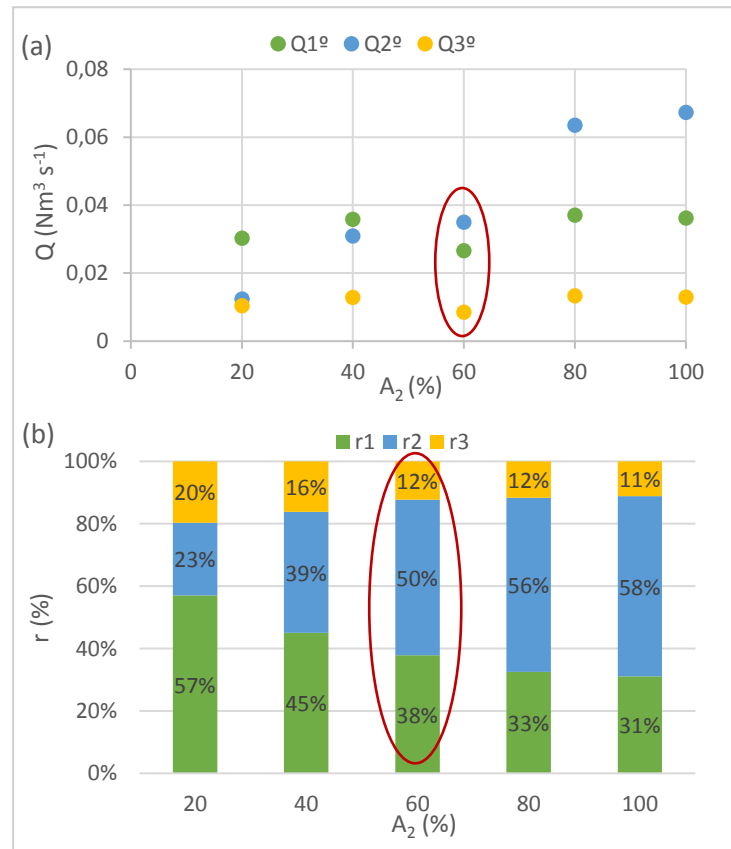


Figura 37 - Caudal do ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3 .

Durante estes ensaios, e com as alterações já indicadas na introdução do ar de combustão, observam-se alterações no excesso de ar. À semelhança dos ensaios em que se variou a introdução do ar terciário, também na alteração ao ar secundário se verifica que a razão de excesso de ar calculado através do teor de O_2 no efluente gasoso difere do valor definido. A Figura 38 ilustra a evolução da razão de excesso de ar global e da estequiometria do primeiro estágio para cada valor de A_2 , sendo que de excesso de ar global tem um comportamento crescente com o aumento de A_2 ($1,54 < \lambda < 1,74$), apenas diminuindo ligeiramente entre $A_2=80\%$ e $A_2=100\%$. Pelo contrário, a estequiometria do primeiro estágio diminui com o aumento de A_2 , pois como se observa na figura anterior, a proporção de ar primário diminui com o aumento de A_2 , situando-se λ_{1° entre 0,88 para $A_2=20 \%$ e 0,53 para $A_2=100 \%$.

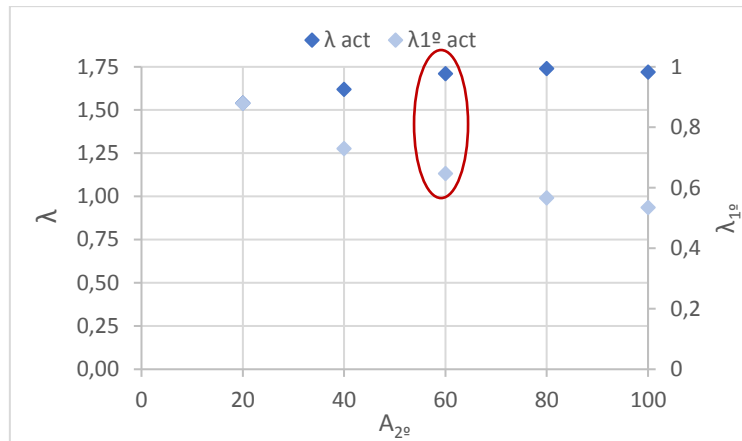


Figura 38 - Razão de excesso de ar (calculada por balanço mássico) e estequiometria do primeiro estágio registados nos ensaios de variação a A_2 . A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_3 .

Conforme se referiu na análise da alteração da válvula do ar terciário, os caudais de ar de combustão obtidos pela calibração do ventilador, não correspondem aos caudais de ar necessário para satisfazer a estequiometria registada (através da medição do teor de O_2 no efluente gasoso). Deste modo, pode-se inferir que a metodologia utilizada na calibração do ventilador não é adequada para conhecer com rigor o caudal de ar fornecido pelo ventilador durante a operação da fornalha, e simultaneamente, poderá ainda haver a influência de erros relacionados com a curva de calibração do sem-fim. No entanto, do mesmo modo que anteriormente, considera-se que a repartição do ar é correta, sendo possível calcular λ_{1° .

A alteração à repartição do ar influencia sobretudo as emissões de CO, que diminuem à medida que razão de excesso de ar aumenta de 1,54 para 1,62 e aumentam para λ superiores. Quando o λ_{1° aumenta entre 0,53 e 0,73 as emissões de CO diminuem, e voltam a aumentar para um excesso de ar primário de 0,87 (Figura 39).

Quanto ao NO, as variações são menos apreciáveis, registando-se novamente um aumento das emissões com o aumento de λ , e uma diminuição à medida que λ_{1° aumenta. O aumento das emissões de NO com o aumento de λ devem-se ao aumento da disponibilidade de oxigénio, resultando na oxidação do azoto presente no combustível. Relativamente à diminuição do teor de NO nos gases de combustão com o aumento de λ_{1° , deve-se novamente ao intervalo da estequiometria do primeiro estágio ser baixo ($0,5 < \lambda_{1^\circ} < 0,9$). De modo análogo ao que se discutiu na análise da alteração a A_3 , nesta gama de valores o aumento da estequiometria do primeiro estágio favorece a redução do NO, diminuindo assim a sua concentração nos gases de combustão, contrariamente à diminuição de λ_{1° que favorece a oxidação de compostos como HCN e NH_3 , aumentando assim as emissões de NO.

As menores emissões de NO, 89,98 mg Nm⁻³, registam-se com uma razão de excesso de ar de 1,54 e uma estequiometria do primeiro estágio de 0,88.

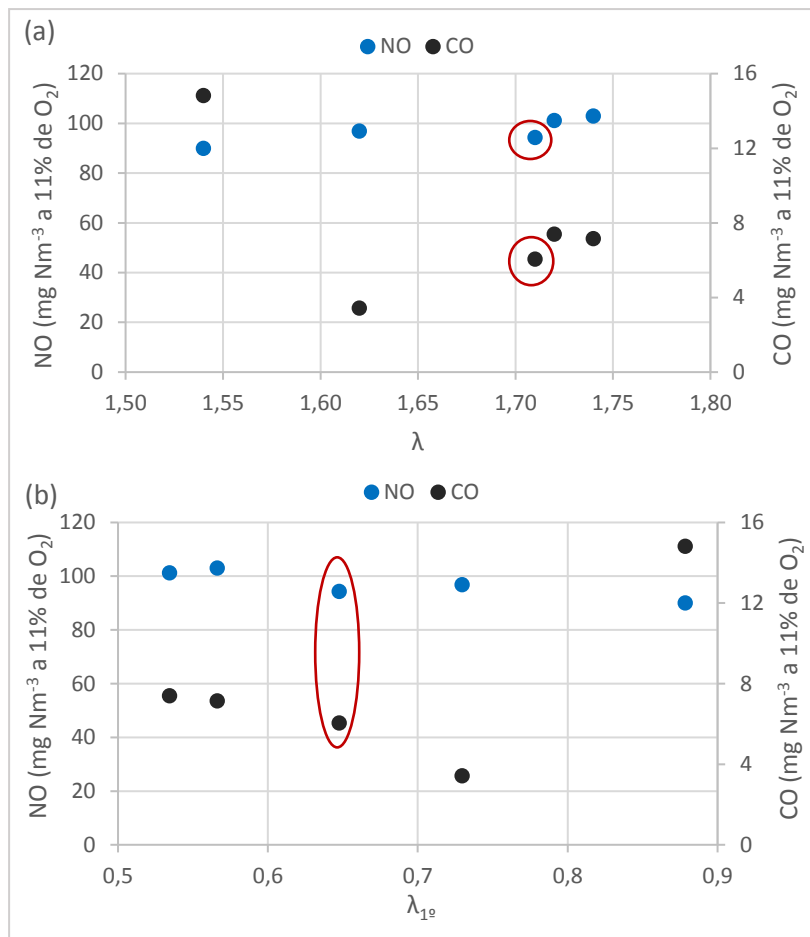


Figura 39 - Emissões de NO e CO em função da razão de excesso de ar (a), e estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A₃.

Exprimindo as emissões de NO como NO₂ para efeitos de comparação com os VLE, não se verificam excedências, e tendo em consideração que o valor mínimo de emissões de NO é obtido com A₂=20%, apesar de se traduzir em maiores emissões de CO, utilizou-se esta abertura da válvula do ar secundário para os ensaios de alteração à abertura da válvula do ar primário. Quanto à minimização das emissões de CO, pode ser obtida definindo A₂=40%.

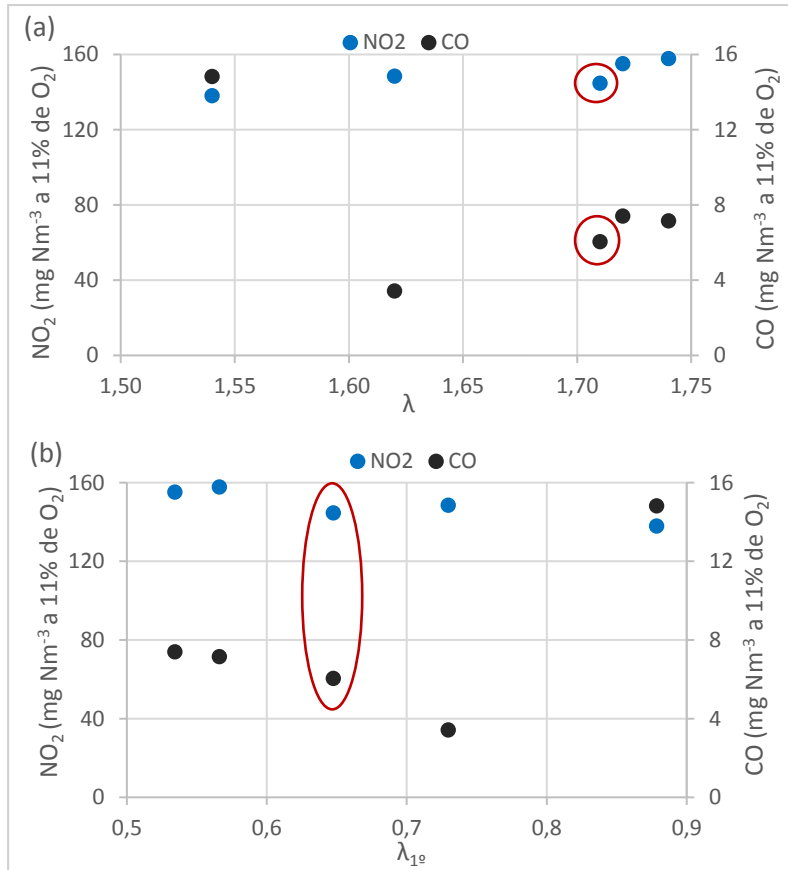


Figura 40 - Emissões de NO expressas como NO₂, e emissões de CO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). As emissões referem-se a 11% de O₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 1, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A₃.

Efeito da alteração do ar primário

A Figura 41 apresenta os perfis da composição do efluente gasoso dos ensaios 10, 11 e 13), onde se distinguem claramente os três ensaios. No ensaio 10 a menor disponibilidade de oxigênio, por comparação aos restantes ensaios, provocou maiores emissões de CO. E, neste mesmo ensaio, observa-se um paralelismo entre o teor de O₂ e a concentração de CO, pois nos períodos em que se observou um menor teor de O₂ no efluente gasoso, registaram-se também picos no teor de CO. Estas variações inter e intra ensaios refletem a influência que a disponibilidade de O₂ tem na oxidação do combustível. No ensaio 11 observam-se os valores mínimos de CO, para um teor de O₂ intermédio enquanto que, no ensaio 13, apesar da maior disponibilidade de O₂ existe uma maior emissão de CO por comparação com o ensaio 11.

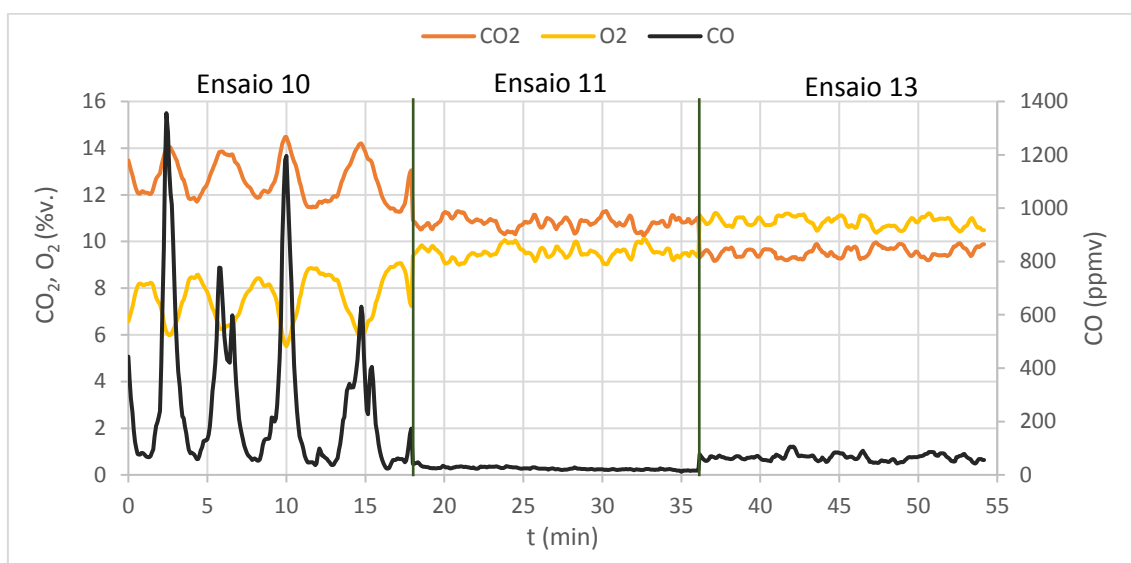


Figura 41 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 10,11 e 13. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.

Comparando a Figura 42 com a Figura 41 verifica-se que, durante o ensaio 10 os picos de CO coincidem com os picos de T₃ e T₅, nos instantes em que o teor de O₂ é menor. Este comportamento é semelhante ao verificado nos ensaios anteriores. Deve ser destacado que apesar da temperatura elevada na zona de combustão secundária e do excesso de O₂ que se registam no ensaio 13, este ensaio produz maiores emissões de CO que o ensaio 11. Este aumento deve-se possivelmente ao menor tempo de residência na região de maior temperatura, impedindo a oxidação do CO a CO₂.

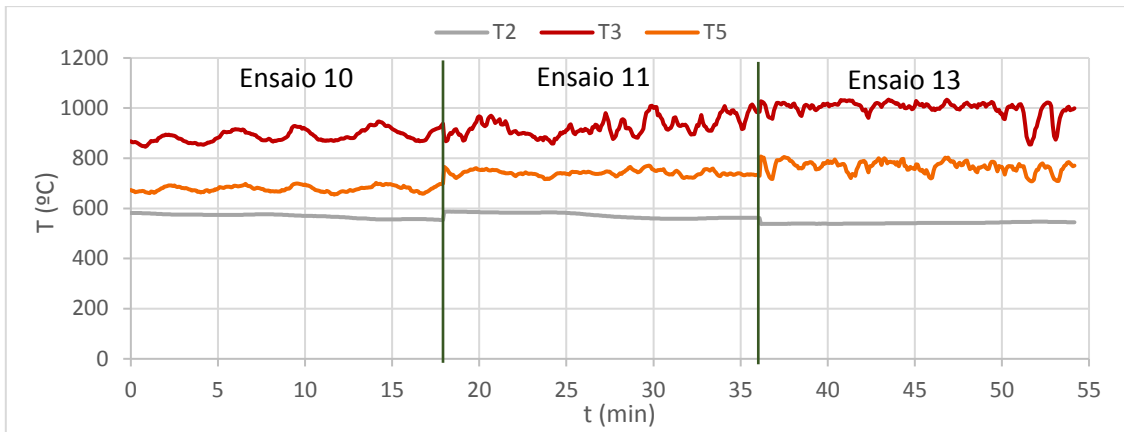


Figura 42 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 10, 11 e 13. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).

Nos ensaios de avaliação da abertura da válvula do ar primário, regista-se uma grande variação do caudal de ar, em virtude da abertura da válvula que regula a introdução do ar primário, e também das alterações à frequência de funcionamento do ventilador (Figura 43). O caudal de ar de combustão situa-se entre os $0,04745 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ e $0,16227 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$, enquanto que a frequência de funcionamento do ventilador compreende-se entre 48,24 % e 75,43 %. Observa-se que f_v e Q quando $A_1=40 \%$ não se enquadram na tendência estabelecida pelos restantes valores, pois este ensaio foi realizado como parte do bloco de ensaios de alteração a A_2 , não tendo sido replicado na sequência de ensaios em que se alterou A_1 .

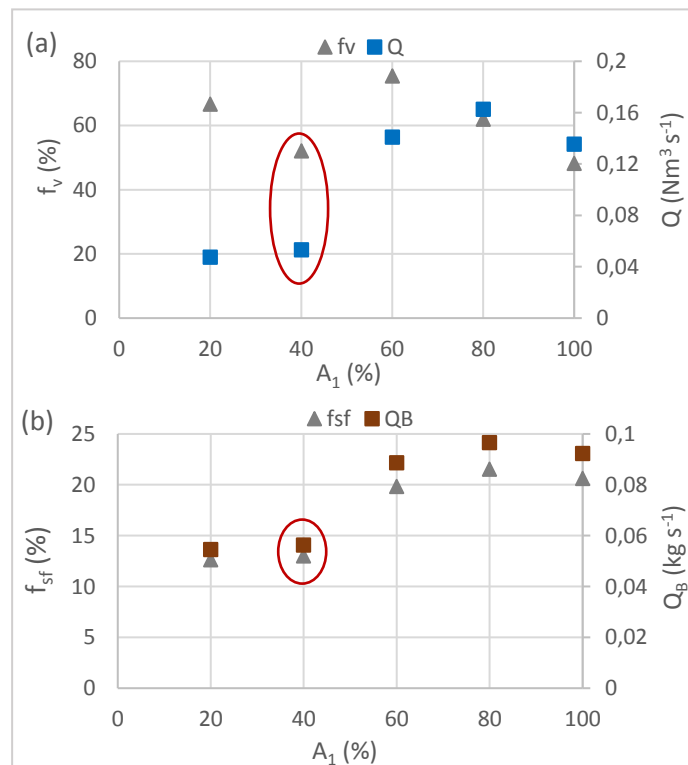


Figura 43 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

Considerando a introdução de biomassa na fornalha, segue a mesma tendência que a introdução do ar de combustão, sendo que a frequência de funcionamento do sem-fim situa-se entre 12,60 % e 20,61 %, o que dá origem a um caudal de biomassa de $0,05444 \text{ kg s}^{-1}$ a $0,09661 \text{ kg s}^{-1}$. Também aqui se observa que os resultados de f_{sf} e Q_B se desviam da tendência para $A_1=40$ %, pois este ensaio foi realizado como parte do bloco de ensaios de alteração a A_2 .

Relativamente à distribuição do fornecimento de ar (Figura 44), o caudal de ar primário está compreendido entre $0,01737 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ e $0,1349 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$, representando entre 37% a 91% do caudal de ar total. O caudal de ar secundário e terciário varia entre $0,01275 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ e $0,03008 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$, que representa entre 9% a 64% da totalidade do ar de combustão.

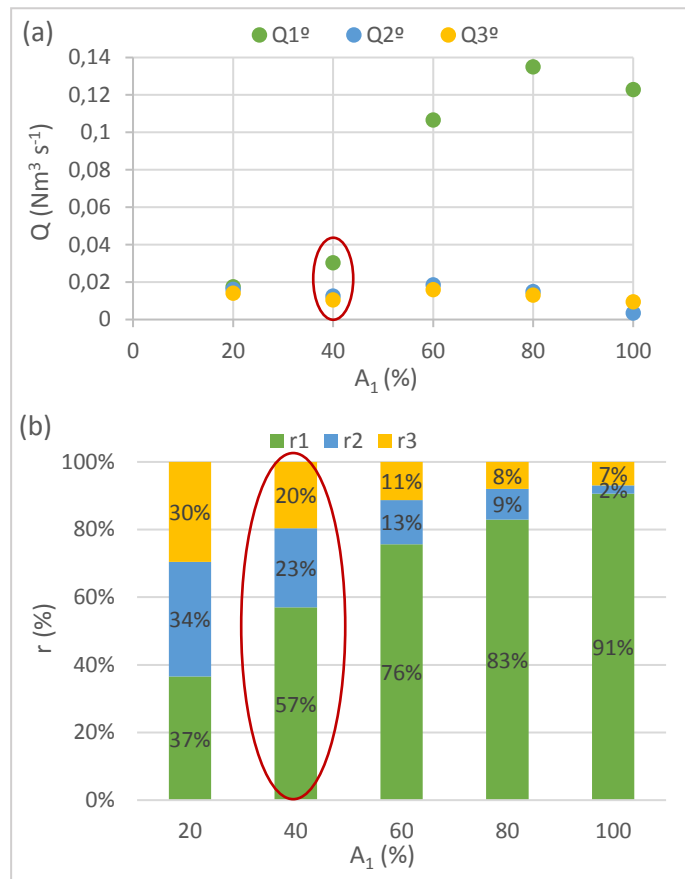


Figura 44 - Caudal do ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

Relativamente à razão de excesso de ar registada nos ensaios à alteração da válvula do primeiro estágio (Figura 45), verifica-se que este aumenta com a maior abertura da válvula do ar primário, atingindo o valor desejado, $\lambda=2$, para $A_1=80\%$ e $A_1=100\%$. Relativamente à estequiometria do primeiro estágio, sofre um aumento mais significativo que a razão de excesso de ar, atingindo o valor de 1,86 quando $A_1=100\%$.

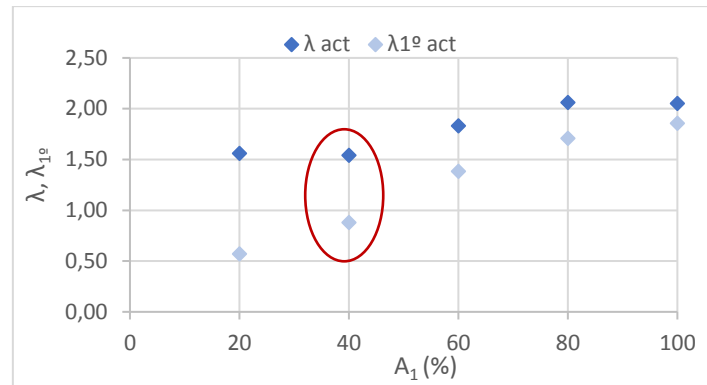


Figura 45 - Razão de excesso de ar (calculada por balanço mássico) e estequiometria do primeiro estágio registados nos ensaios de variação a A_1 . A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

É, mais uma vez, necessário referir que o caudal de ar de combustão calculado através das curvas de calibração não corresponde ao caudal de ar necessário para se obter a razão de excesso de ar registado em cada ensaio (através da medição do teor de O_2 no efluente gasoso). No entanto, e conforme se procedeu nos casos anteriores, considerou-se que a repartição de ar obtida pelas curvas de calibração do ventilador é adequada.

Analisando as emissões de NO (Figura 46) em função da razão de excesso de ar, regista-se o valor máximo para $\lambda=1,83$, e o valor mínimo de $69,97 \text{ mg Nm}^{-3}$ para $\lambda=1,56$. Aumentando o λ para valores superiores a 1,83, verifica-se uma diminuição pouco significativa das emissões de NO. Relativamente à estequiometria do primeiro estágio, verifica-se uma tendência crescente das emissões de NO à medida que λ_{1° aumenta de 0,57 até 1,38, a partir do qual as emissões de NO diminuem. O valor mínimo das emissões de NO obtém-se quando $\lambda_{1^\circ}=0,57$. A diminuição observada em ambos os gráficos da Figura 46 não ocorre no comportamento típico das emissões de NO_x em função de λ e λ_{1° , não estando documentada na bibliografia consultada. Esta redução nas emissões de NO para os valores mais elevados da razão de excesso de ar, pode ser atribuída ao baixo tempo de residência na zona de combustão primária, levando a que alguns compostos intermédios não sejam oxidados e contribuam para reduzir algum do NO formado.

Quanto às emissões de CO expressas em função de λ é de destacar a diferença entre os resultados obtidos para $\lambda=1,54$ e $\lambda=1,56$. Apesar da razão de excesso de ar semelhante, a concentração de CO nos gases de combustão é muito diferente, $14,82 \text{ mg Nm}^{-3}$ e $238,2 \text{ mg Nm}^{-3}$, respetivamente. Esta diferença evidencia a importância da distribuição do ar de combustão, que neste caso particular, garante o mínimo de emissões de CO quando $\lambda_{1^\circ}=0,88$. Pelo contrário, as emissões de CO atingem o valor mais elevado para $\lambda_{1^\circ}=0,57$ ($238,2 \text{ mg Nm}^{-3}$), e valores intermédios que aumentam a partir de $\lambda_{1^\circ}=0,88$.

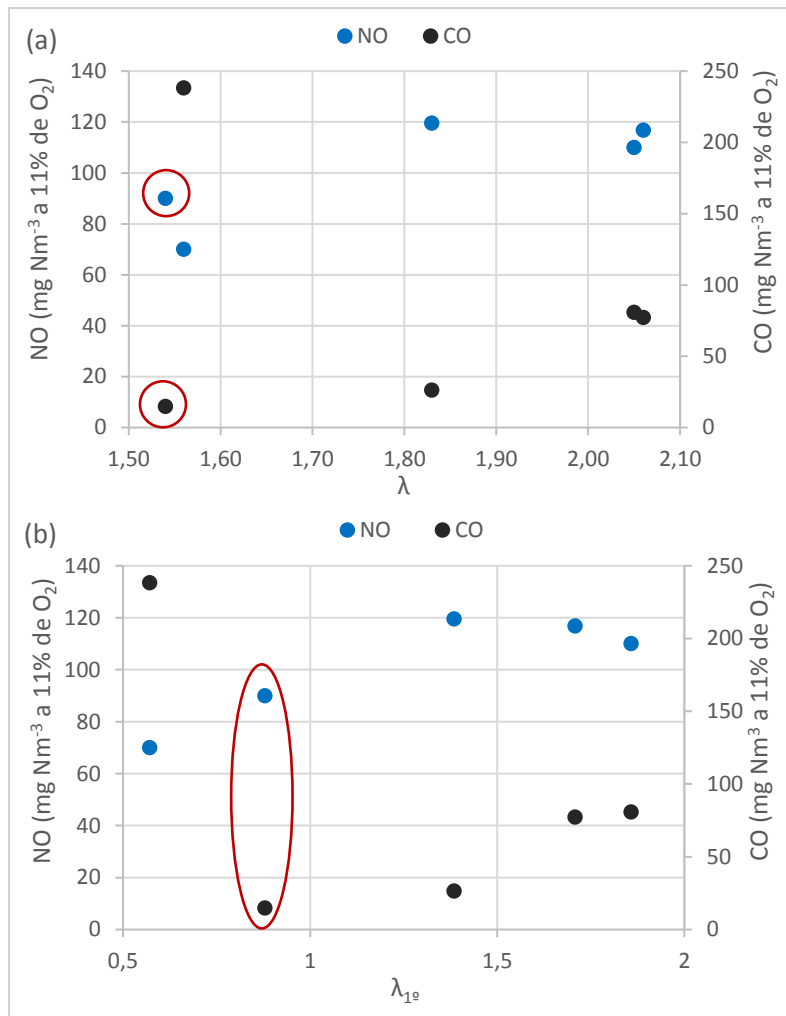


Figura 46 - Emissões de NO e CO em função da razão de excesso de ar (a) e estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A₂.

Para efeitos de comparação com o VLE, apresenta-se a Figura 47, que exprime as concentrações de NO como NO₂. Facilmente se verifica não ocorrem excedências aos VLE de NO_x e CO e, apesar das condições que dão origem à menor emissão de NO provocarem as maiores emissões de CO, tendo em conta que estas não excedem o VLE (454,5 mg Nm⁻³ a 11% O₂), pode-se considerar a combinação da abertura das três válvulas, A₁=20%, A₂=20% e A₃=20%, como sendo a ótima para minimizar as emissões de NO.

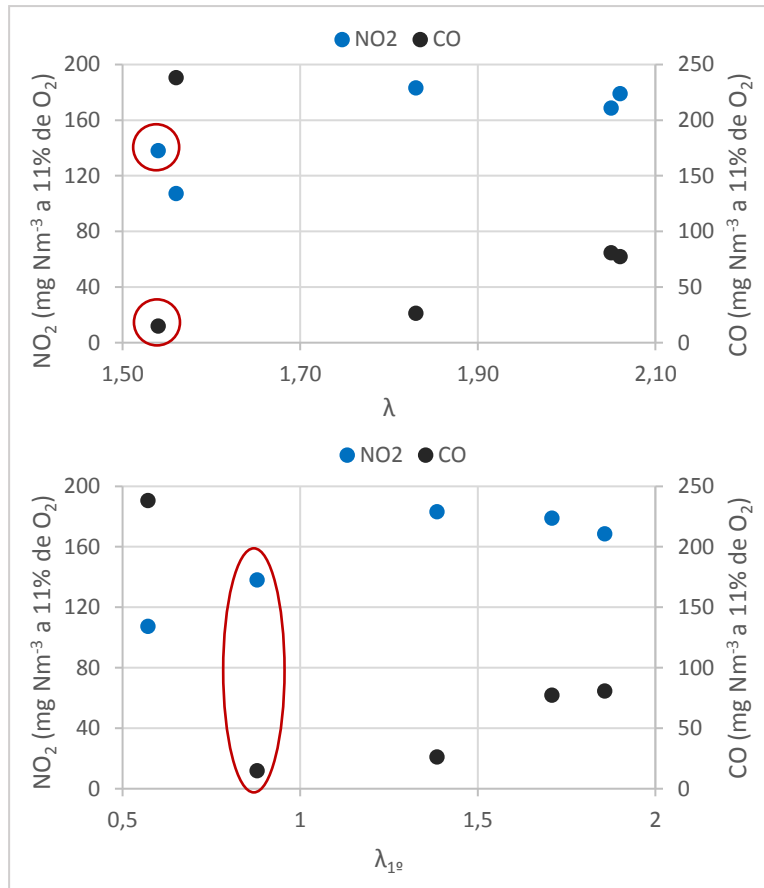


Figura 47 - Emissões de NO₂ e CO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referem-se a 11% de O₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A₂.

6.2.2. Excesso de ar

Encontrada a distribuição ótima do ar de combustão, passou-se à avaliação da alteração à razão de excesso de ar. Tendo-se definido nos ensaios anteriores $\lambda=2$, procurou-se verificar se era possível reduzir a razão de excesso de ar, mantendo a distribuição de ar ótima ($A_1=20\%$ $A_2=20\%$ $A_3=20\%$). No entanto, como as emissões de CO excediam a gama de medição do analisador de gases, adotaram-se as segundas melhores condições de operação. Isto é, a abertura das válvulas de fornecimento de ar que resultaram nas segundas melhores emissões de NO ($A_1=40\%$ $A_2=20\%$ $A_3=20\%$). Nestas condições, resulta o seguinte perfil do teor de CO_2 , O_2 e CO (Figura 48).

Novamente, observa-se a clara influência do teor de O_2 nas emissões de CO, no ensaio 14 registam-se dois picos na emissão de CO em virtude da descida do teor de O_2 , emissões que aumentam no ensaio 15 onde se atingem teores de O_2 ainda mais reduzidos. No ensaio 6, a maior quantidade de O_2 presente no efluente gasoso garante as emissões mais reduzidas de CO.

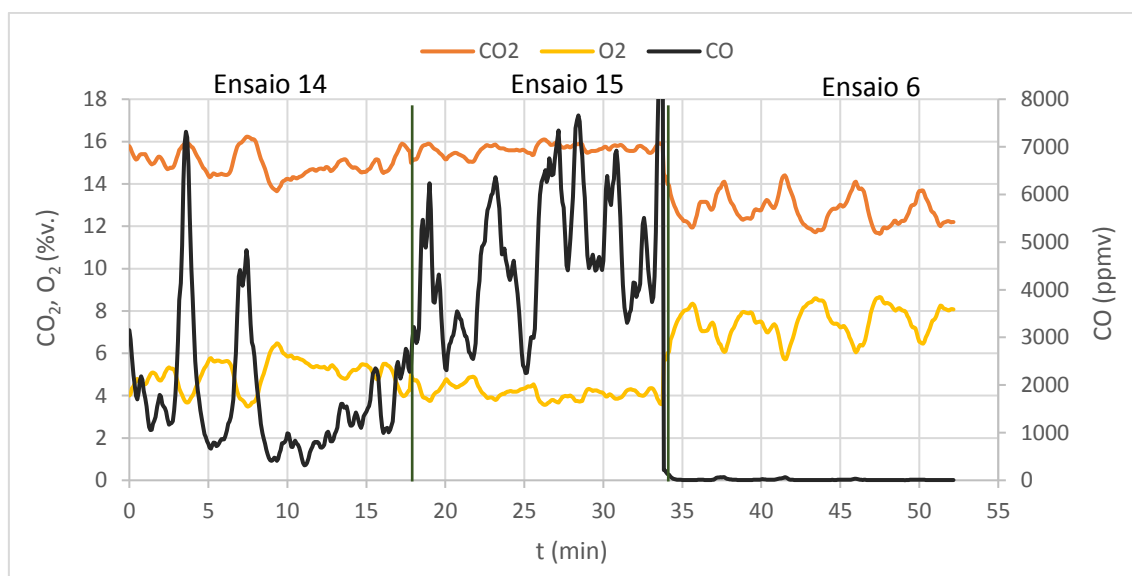


Figura 48 - Evolução da composição do efluente gasoso ao longo do tempo, nos ensaios 14, 15 e 6. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9.

A Figura 49 permite analisar a evolução do perfil de temperaturas nos três ensaios em que se procedeu à alteração da razão de excesso de ar. T_3 apresenta um comportamento crescente nos ensaios 14 e 15, sendo mais estável no ensaio 15 e, de igual modo, T_5 apresenta a mesma tendência crescente e estabilidade. De referir que apesar da temperatura T_3 e T_5 nestes ensaios serem das mais elevadas, a baixa disponibilidade de O_2 resulta nas emissões de CO que se verificam na figura anterior.

Observa-se ainda uma grande discrepância quando passamos do ensaio 15 para o 6. Esta redução está também relacionada com a sequência de ensaios realizados anteriormente ao ensaio 6, mas a principal causa para esta diferença é o teor de O_2 manifestamente superior no ensaio 6, que como se sabe, provoca uma redução da temperatura no interior da fornalha. Também neste ensaio é possível observar uma relação entre o teor de O_2 e os valores instantâneos de T_3 .

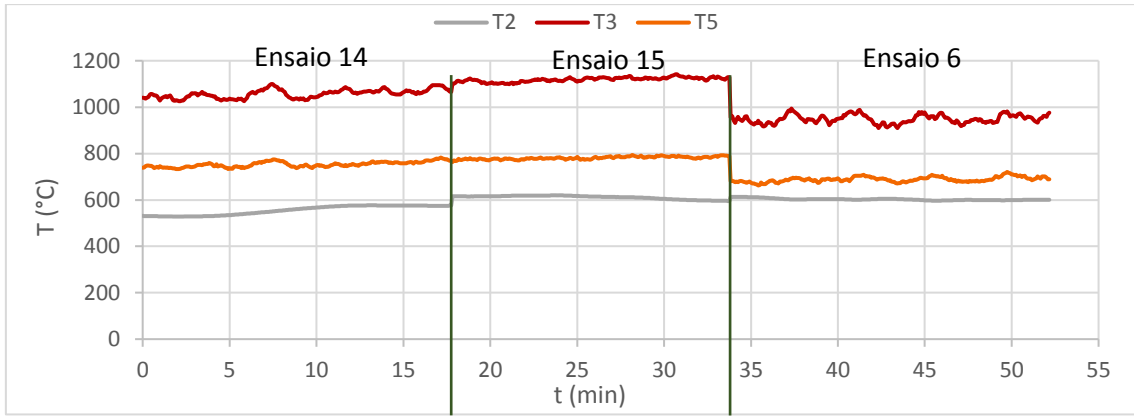


Figura 49 - Evolução da temperatura, nos pontos 2, 3 e 5, ao longo do tempo, durante os ensaios 14, 15 e 6. Referência dos ensaios de acordo com a Tabela 9, e dos pontos de medição de temperatura de acordo com a Figura 20 (ver secção 4.3.4.).

A Figura 50 representa a velocidade de funcionamento do ventilador e o caudal de ar de combustão introduzido para cada um dos excessos de ar definidos. Os valores para $\lambda=2$ correspondem aos obtidos nos ensaios anteriores para a referida abertura das válvulas. Uma vez que a frequência de funcionamento do ventilador é constante, o caudal registado também não apresenta variações significativas, situando-se entre $0,05102 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$ e $0,05317 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$. Apresentam-se ainda os dados relativos à introdução de biomassa na fornalha, podendo-se observar que para se obter uma razão de excesso de ar superior o sistema de combustão diminui a introdução de combustível na fornalha ao mesmo tempo que aumenta o caudal de ar de combustão.

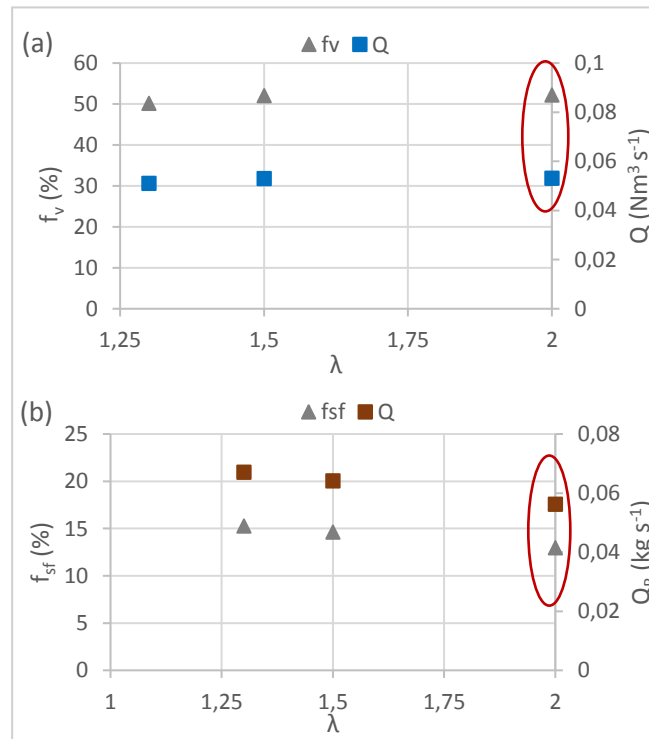


Figura 50 - Frequência de funcionamento do ventilador de introdução de ar de combustão e caudais de ar de combustão (a). Frequência de funcionamento do sem-fim de introdução do combustível e caudal de biomassa (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

Quanto à repartição do ar de combustão (Figura 51), uma vez que a abertura das válvulas permanece inalterada, a distribuição do ar de combustão também permanece constante nos três ensaios, sendo o ar primário 57 % do ar total e o ar secundário e terciário representam no seu conjunto 43 %.

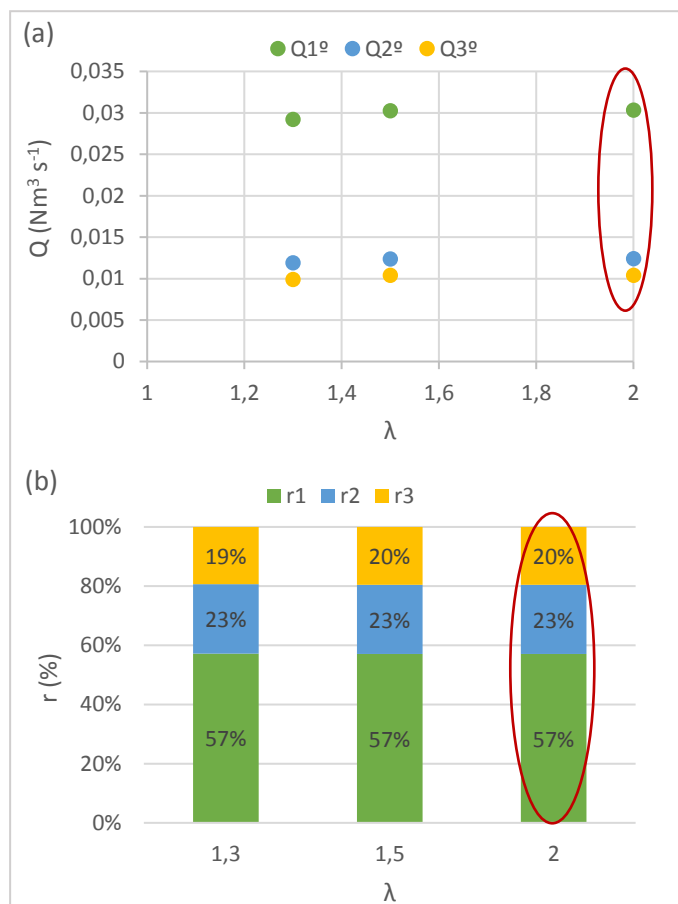


Figura 51 - Caudal de ar de combustão introduzido em cada estágio (a), e respetiva fração relativamente ao ar total (b). A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

Relativamente aos valores da razão de excesso de ar a que o sistema opera (Figura 52), comparativamente aos valores definidos, verifica-se que no ensaio onde se definiu $\lambda=1,3$, o valor da razão de excesso de ar medido é de 1,24 enquanto que no ensaio onde se definiu $\lambda=1,5$, o valor obtido através da medição do teor de O_2 nos gases de combustão é de 1,31. Também no ensaio onde se pretendia operar com $\lambda=2$, o sistema operou com uma razão de excesso de ar inferior, 1,54.

Nestes ensaios, verifica-se novamente que o caudal de ar de combustão indicado pelas curvas de calibração do ventilador não corresponde à razão de excesso de ar calculado através da medição do teor de O_2 no efluente gasoso. Mais uma vez, esta diferença permite inferir que a metodologia aplicada à calibração do ventilador do ar de combustão, não é adequada para o cálculo do caudal de ar, com a fornalha em operação. Adicionalmente, e conforme também já foi referido, também a calibração do sem-fim pode não ser adequada, para exprimir o caudal de biomassa com a fornalha em funcionamento. No entanto, e conforme se considerou nos restantes ensaios, toma-se a repartição de ar como sendo correta.

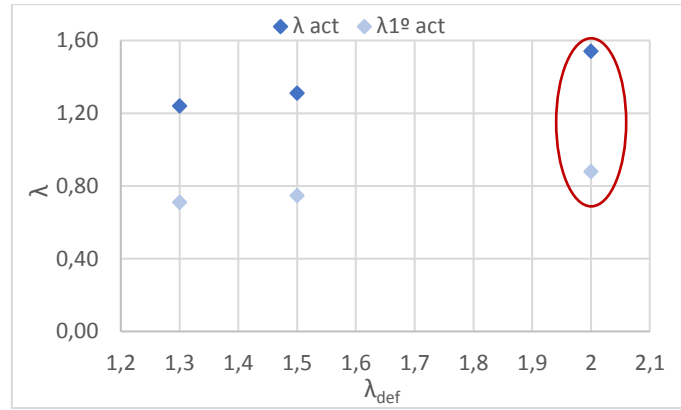


Figura 52 - Valores atuais da razão de excesso de ar (calculada por balanço mássico) e da estequiometria do primeiro estágio, para cada valor de excesso de ar global definido. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

Relativamente às emissões de NO e CO, para as diferentes condições de excesso de ar podem ser observadas na figura abaixo (Figura 53). Facilmente se verifica que as emissões de CO diminuem com o aumento da disponibilidade de oxigénio na câmara de combustão, registando-se assim um valor mínimo para $\lambda=1,54$ e $\lambda_{1e}=0,88$, sendo que para os restantes valores de excesso de ar testados, as emissões de CO excedem o VLE de 454,5 mg/Nm³ a 11% O₂.

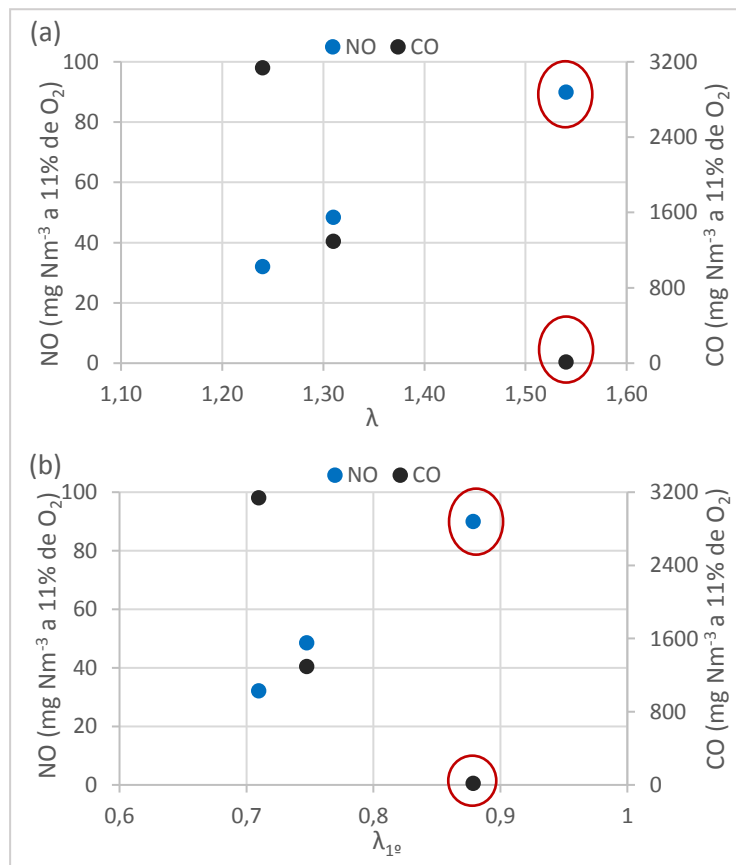


Figura 53 - Emissões de CO e NO em função da razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A_2 .

As emissões de NO seguem a tendência inversa aumentando à medida que o excesso de ar aumenta, uma vez que a formação de NO é favorecida pelas condições oxidantes no interior da fornalha. Apesar de se conseguir reduzir as emissões de NO para 49,3 mg Nm⁻³ a 11% de O₂, é impraticável a operação da caldeira nestas condições devido à excedência das emissões de CO.

A Figura 54 é idêntica à figura anterior, no entanto exprime as emissões de NO como NO₂ para melhor comparação com os VLE que, conforme se pode observar não são excedidos. Verifica-se novamente a impossibilidade de operar o sistema de combustão com uma razão de excesso de ar de 1,23 e 1,31, atendendo às emissões de CO.

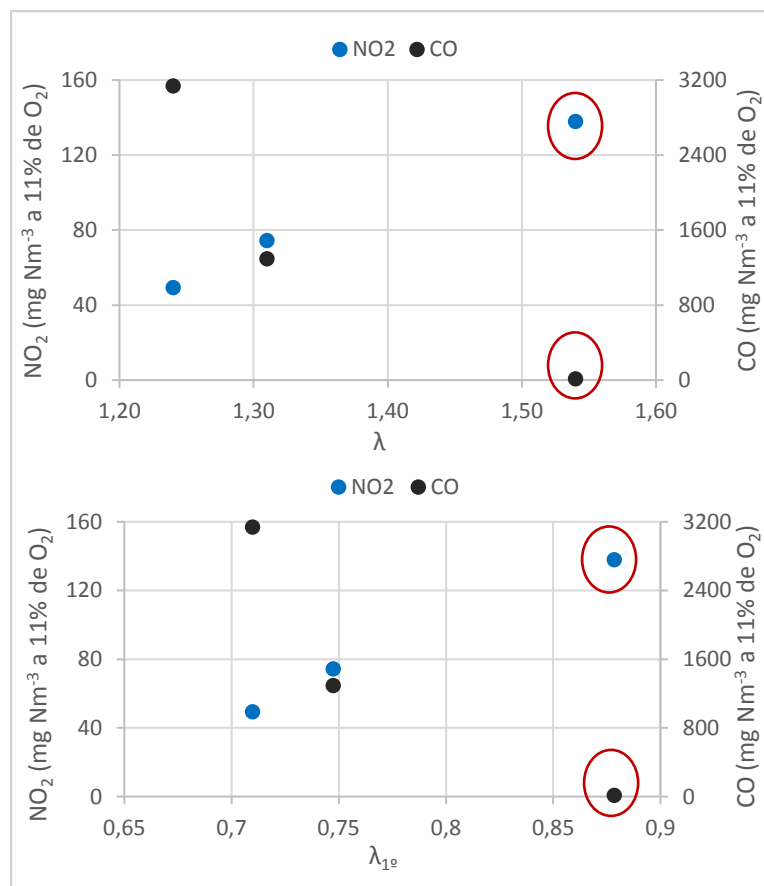


Figura 54 - Emissões de CO e NO em função do razão de excesso de ar (a) e da estequiometria do primeiro estágio (b). Emissões referentes a 11% de O₂ e gases secos. A circunferência a vermelho indica os valores obtidos no ensaio 6, realizado como parte dos ensaios onde se alterou A₂.

6.3. Aplicação de SNCR

De modo a aferir necessidade de implementação de um sistema de SNCR, avaliou-se o perfil de emissões de uma caldeira de 582 kW_{th} em funcionamento com *pellets* de azinheira, representado na Figura 55. Analisando os resultados de caracterização do efluente gasoso verifica-se o claro cumprimento do VLE estabelecido na Portaria nº677/2009, no entanto, verifica-se que a queima de *pellets* de azinheira resulta na excedência do VLE de NO_x (expresso como NO₂, definido no Regulamento (UE) 2015/1189 em 181,8 mg Nm⁻³. A Figura 55, por uma questão de simplificação apresenta os VLE como NO e deste modo, o VLE passa a ser de 118,6 mg Nm⁻³ a 11% de O₂.

Atendendo à diferença de custos e facilidade/dificuldade de operação entre os sistemas de redução catalíticos e não catalíticos, pretende-se aplicar um sistema de SNCR à caldeira, sendo necessário calcular a quantidade de agente redutor a introduzir na fornalha, de modo a dimensionar os equipamentos, para conduzir ao cumprimento do VLE estabelecido na referida diretiva.

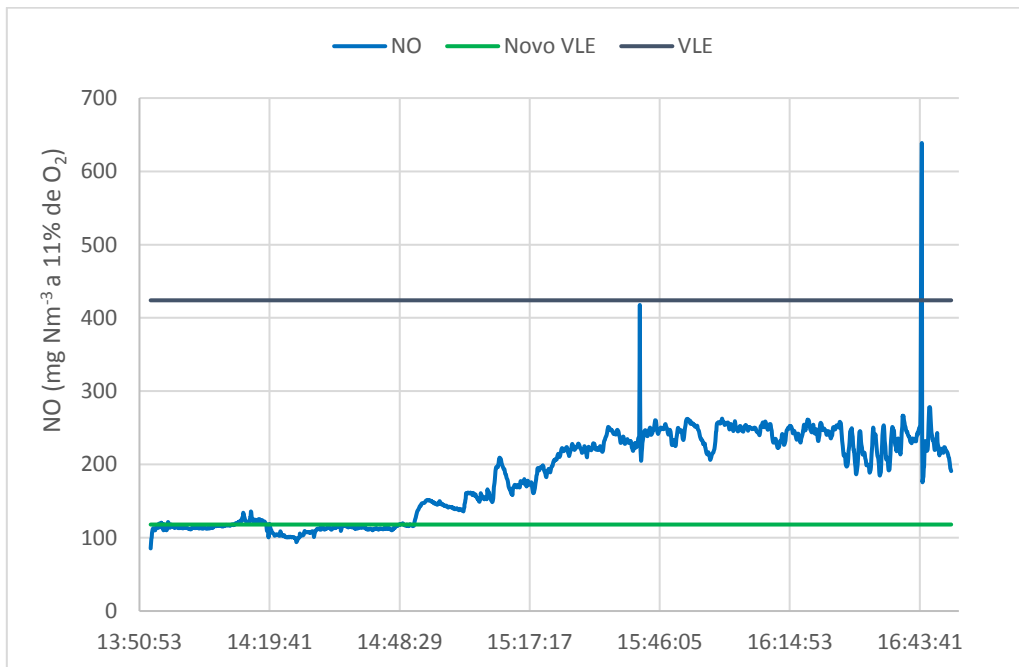


Figura 55 - VLE's definidos na Portaria 677/2009 e no Regulamento (UE) 2015/1189, e evolução da concentração de NO nos gases de combustão. Todas as concentrações encontram-se normalizadas a 11% de O₂.

6.3.1. Cálculo do Caudal de NH₃

Na aplicação de SNCR será utilizada, como agente redutor, uma solução de amónia a 10%, e pretende-se calcular o caudal necessário a injetar na fornalha, de modo a reduzir as emissões de NO para 100 mg Nm⁻³ abaixo do VLE. Os cálculos serão realizados para dois teores de oxigénio (6% e 11%).

Atendendo aos dados disponíveis, que não incluíam o caudal de efluente, foi necessário proceder à sua estimativa, por balanço mássico ao carbono. Partindo do teor de carbono do combustível (considerou-se $w_c=0,5$ (b.s.))¹, calculou-se a quantidade de efluente gasoso por unidade de combustível queimado.

$$V = \frac{w_c}{12} \times \frac{1}{y_{CO_2}} \times \frac{R \times T}{P} \quad \text{Eq. 8}$$

Onde:

- V representa a quantidade de efluente gasoso emitido por unidade de combustível queimado, em Nm³ kg F⁻¹;
- w_c refere-se ao teor de carbono no combustível seco, em kg C kg F⁻¹ (b.s.);
- y_{CO_2} é a fração volúmica ou molar de CO₂ medido no efluente;
- R representa a constante dos gases perfeitos (8314 J kmol⁻¹ K⁻¹);
- T e P representam a temperatura e pressão, 273 K e 1,013x10⁵ Pa, respetivamente.

Posteriormente, calculou-se o caudal volúmico de efluente, tendo em consideração um caudal de combustível correspondente à operação nominal da caldeira, recorrendo às equações seguintes:

$$Q_B = \frac{0,582}{PCI \times \eta} \quad \text{Eq. 9}$$

$$Q = V \times Q_B \quad \text{Eq. 10}$$

Onde:

- Q_B representa o caudal de combustível em kg s⁻¹;
- PCI representa o poder calorífico inferior (18,77 MJ kg⁻¹ (b.s.))^{1,2}
- η refere-se à eficiência da caldeira (85%);
- Q refere-se ao caudal volúmico de gases de combustão em Nm³ s⁻¹;

Para determinar a quantidade de NH₃ a injetar na fornalha, é necessário calcular a concentração de NO pretendida. Considerando que o valor limite de emissão se refere a um dado teor de O₂ e às condições normais de pressão e temperatura, é necessário calcular a concentração de NO desejada referente ao teor de O₂ registado na caracterização do efluente gasoso. Este cálculo está ilustrado na equação que se segue que deriva da equação 3, apresentada na secção 3.4.

¹ Tendo em consideração a composição elementar de Carvalho Vermelho (Saidur et al., 2011)

² Calculado pela corelação de Channiwala & Parikh (2002)

$$C_{\text{NO,desejada}} = C^0 \times \frac{0,21 - y_{\text{O}_2}}{0,21 - y_{\text{O}_2}^0} \quad \text{Eq. 3}$$

- $C_{\text{NO,desejada}}$ é a concentração de NO referente ao teor de O_2 medido, em kmol Nm^{-3} ;
- C^0 refere-se à concentração de NO para o teor de O_2 de referência, em kmol Nm^{-3} ;
- y_{O_2} e $y_{\text{O}_2}^0$ referem-se, respetivamente, aos teores de O_2 medidos e de referência em % vol.

Por fim, o caudal de solução de amónia a injetar na fornalha é calculado com base na diferença entre a concentração de NO pretendida e a concentração de NO observada, o caudal de efluente gasoso, e a concentração da solução de amónia, conforme a equação que se segue:

$$Q_{\text{NH}_3} = Q \times 60 \times (C_{\text{NO}} - C_{\text{NO,desejado}}) \times \text{NSR} \times \frac{17}{C_{\text{NH}_3}} \times 10^3 \quad \text{Eq. 11}$$

Onde,

- Q_{NH_3} representa o caudal de solução de amónia em mL min^{-1} ;
- NSR representa quantidade de amónia introduzida relativamente à quantidade estequiométrica, considerou-se 1;
- C_{NO} e $C_{\text{NO,desejado}}$ referem-se ao valor de NO emitido e à concentração desejada;
- C_{NH_3} representa a concentração da solução de amónia em kg L^{-1} .

De modo a calcular o volume de reagente que seria gasto neste período de operação, procedeu-se à integração numérica dos valores de caudal, calculados anteriormente.

6.3.2. Resultados

Da aplicação do modelo de cálculo identificado acima, resulta o gráfico seguinte. É possível observar o perfil de emissão de NO, nas condições de medida, a concentração de NO pretendida correspondente a 78 mg Nm^{-3} a 6% de O_2 e gases secos, e o caudal de NH_3 necessário para atingir este objetivo.

Para este objetivo de emissões, observa-se que logo a partir do início da operação da caldeira, as emissões excedem o valor pretendido, sendo necessário injetar a solução de amónia. Após a primeira hora de operação, o caudal a injetar aumenta, atendendo ao aumento da concentração de NO.

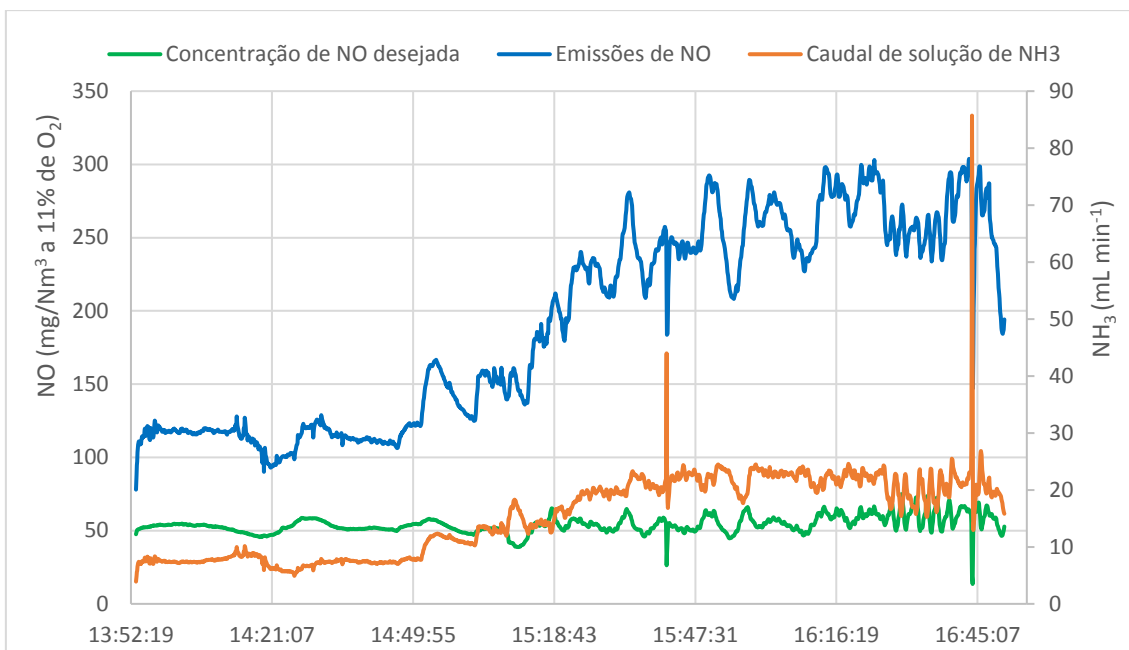


Figura 56 - Perfil de emissão de NO e caudal de NH₃ necessário a obter a concentração de NO pretendida de 78 mg Nm⁻³ a 6% de O₂.

Replicando os cálculos efetuados de modo a cumprir o VLE de 118,6 mg Nm⁻³ a 11% de O₂, o que corresponde a uma concentração de NO desejada de 18,6 mg Nm⁻³, resulta o gráfico abaixo. Como seria de esperar, o gráfico é semelhante ao anterior, alterando-se apenas posição relativa das curvas. Nesta situação, na primeira hora de operação, já seria necessário injetar a solução de amónia, sendo que em menor quantidade do que nas horas seguintes.

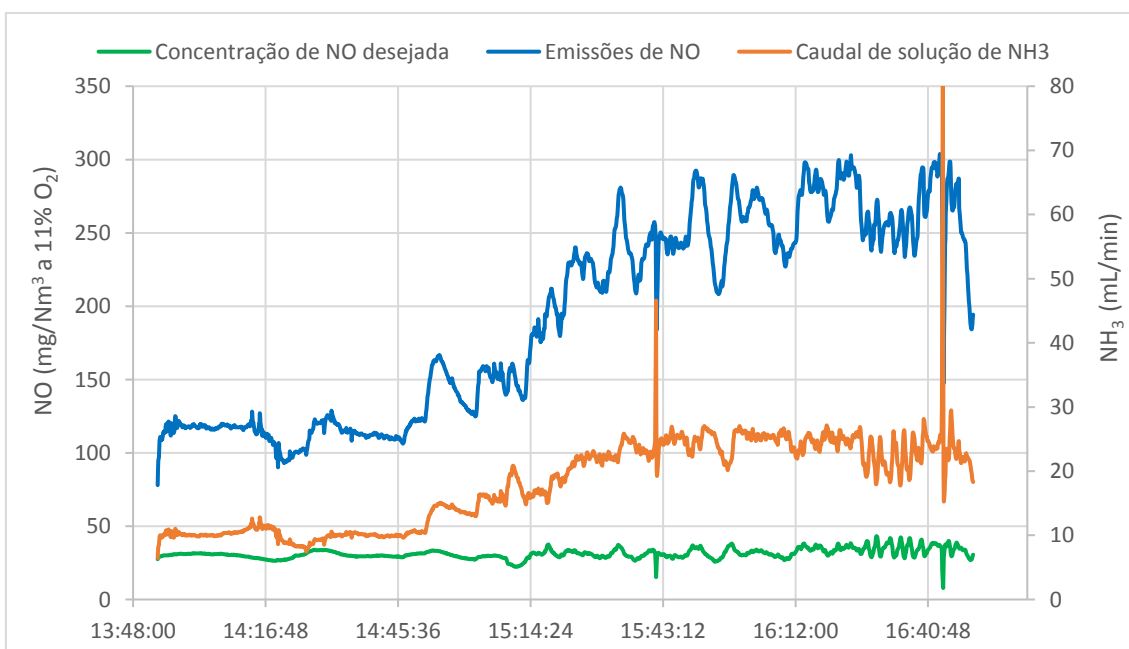


Figura 57 - Perfil de emissão de NO e caudal de NH₃ necessário para atingir a concentração de NO desejada de 30 mg Nm⁻³ a 11% de O₂.

Partindo dos valores instantâneos de caudal, calculou-se o volume necessário de solução de NH_3 para o período de operação em estudo, bem como o caudal médio (Tabela 12). Como já se previa, pela análise dos gráficos, para um teor de oxigénio de referência de 11% é necessária uma maior quantidade de NH_3 para o mesmo objetivo de redução.

Tabela 12 - Caudal médio de solução de amónia necessário para reduzir as emissões de NO para o valor pretendido

	a 6% O_2	a 11% O_2
Q_{NH_3} (mL min^{-1})	15,33	19,23

Partindo destes valores, é possível calcular a dimensão do reservatório para o reagente, de modo a assegurar utilização durante um determinado número de dias, bem como o equipamento de injeção que assegure o caudal necessário. Para além disso, uma vez que se utilizou em ambos os casos um NSR unitário, facilmente se calculam os caudais e volumes correspondentes a qualquer outro NSR.

Capítulo 7. Operação da caldeira nas condições otimizadas

Esta secção tem como objetivo reunir as condições ótimas de operação que resultaram do trabalho de caracterização apresentado no capítulo anterior, e ainda apresentar os resultados da monitorização da caldeira em operação com as variáveis otimizadas.

7.1. Regime de funcionamento considerado ótimo

Do trabalho de caracterização da operação do sistema de combustão CVT, resulta o seguinte conjunto de parâmetros que dão origem às menores emissões de NO (Tabela 13). Começando pela razão de excesso de ar, apesar de definido como $\lambda=2$, verificou-se que as emissões de NO atingiram o valor mínimo no ensaio cuja razão de excesso de ar era, de facto, 1,56. Com este valor de excesso de ar, e a abertura das válvulas que conduziram à melhor performance da caldeira, $A_1=20\%$, $A_2=20\%$ e $A_3=20\%$, resulta uma estequiometria do primeiro estágio de 0,57.

Tabela 13 - Parâmetros ótimos relacionados com a introdução do ar de combustão.

Estágio de Introdução do ar	Parâmetro	Valor	Distribuição da quantidade de ar
Total	λ	1,56	100%
Primário	A_1 (%)	20%	37%
	λ_{1e}	0,57	
Secundário	A_2 (%)	20%	30%
Terciário	A_3 (%)	20%	33%

Comparativamente aos valores mencionados na bibliografia consultada (ver secção 3.3), verifica-se a concordância destes valores com a gama apresentada, quer do ponto de vista do excesso de ar, quer da sua repartição pela câmara de combustão.

Por forma a compreender o funcionamento do sistema de combustão com os parâmetros ótimos previamente indicados, apresenta-se nos capítulos seguintes a evolução de um conjunto de parâmetros durante o período de operação.

7.2. Composição efluente gasoso

A composição do efluente gasoso não é constante ao longo do ensaio de monitorização, o teor dos seus constituintes varia com mais ou menos oscilações dentro de uma determinada gama de valores, refletindo as alterações que ocorrem no sistema de combustão. Como ilustra a Figura 58, o teor volúmico de CO_2 varia entre 14,31 % e 11,27 % sendo o valor médio de 12,65 %. Já o teor de O_2 compreende-se entre 5,51 % e 9,07 %, sendo a média de 7,56 %. E, como é fácil de observar o teor destes dois constituintes oscila em sentidos opostos, isto é, à medida que o teor de O_2 aumenta o teor de CO_2 diminui.

O efluente gasoso é ainda constituído por CO e NO. O CO é o constituinte que apresenta as maiores variações, atingindo um valor máximo de 1356 ppm e o mínimo de 23,13 ppm. O NO apresenta também alguma oscilação, que não é perceptível pela escala do gráfico, variando entre 51,30 ppm e 80,05 ppm.

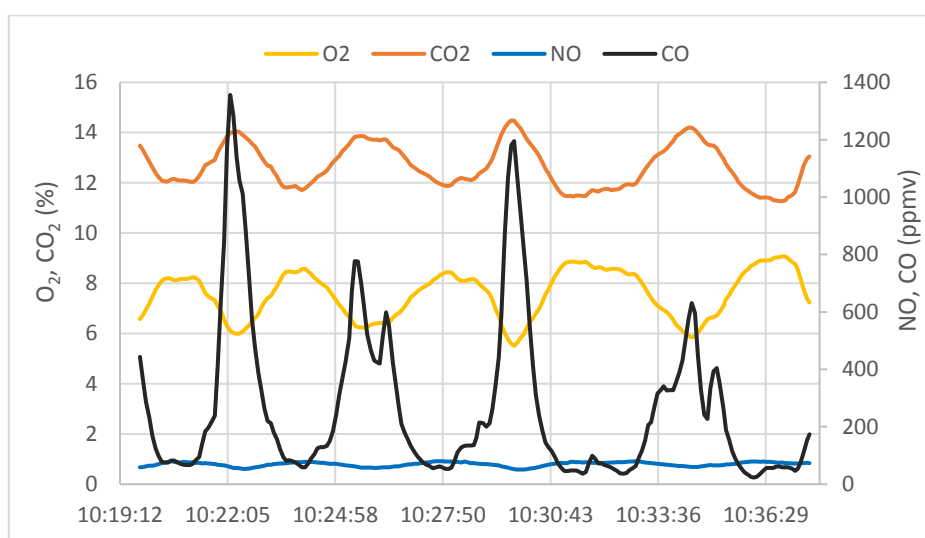


Figura 58 - Evolução da composição do efluente gasoso seco ao longo do tempo.

De modo a compreender a irregularidade das emissões de CO, apresenta-se a Figura 59. Comparando os picos registados na concentração de CO com o perfil de O_2 medido pela sonda lambda e pela frequência da alimentação à fornalha percebe-se que o aumento na concentração de CO inicia-se com o sem-fim em funcionamento, provocado uma diminuição do teor de O_2 . Quando y_{O_2} atinge o valor mínimo, o sem-fim de alimentação interrompe o seu funcionamento, e as emissões de CO começam a decrescer, retomando os níveis de O_2 acima do mínimo. Neste período, observa-se também um aumento da frequência do ventilador de introdução do ar de combustão. Assim, verifica-se que os picos nas emissões CO são devidos à intermitência da alimentação do combustível.

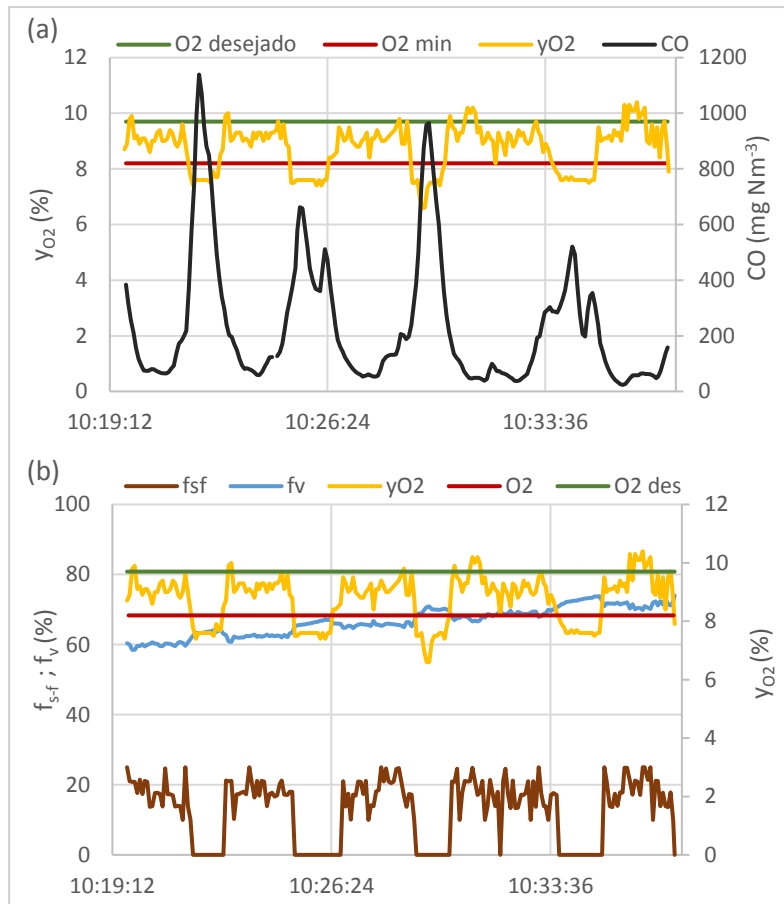


Figura 59 - Emissões de CO e evolução do teor de O_2 medido pela sonda lambda (a), e comparação da frequência de funcionamento do ventilador, do sem-fim de alimentação e do teor de O_2 medido pela sonda lambda (b).

Analisando em particular a concentração de NO (expresso como NO_2 para melhor comparação com o VLE) e CO no efluente gasoso, a Figura 60 representa a evolução das emissões destes dois compostos ao longo do tempo, em condições normalizadas. O NO, apesar das oscilações, não excede em nenhum momento o VLE ($181,8\ mg\ Nm^{-3}$ a 11% de O_2) durante o período de monitorização, apresentando uma concentração média $69,97\ mg\ Nm^{-3}$ a 11% de O_2 .

Pelo contrário, o CO apresenta grandes oscilações, excedendo o VLE ($454,5\ mg\ Nm^{-3}$ a 11% de O_2) em 5 momentos. O primeiro inicia-se às 10:21:54 e termina às 10:22:44, sendo neste período que se regista o valor mais elevado. De seguida ocorrem duas excedências sucessivas com início às 10:25:24 e 10:26:19 e que terminaram, respetivamente às 10:25:49 e 10:26:24. No instante 10:29:24 tem início nova excedência ao VLE, que termina no instante 10:30:10 e, por último verifica-se uma excedência no instante 10:34:30.

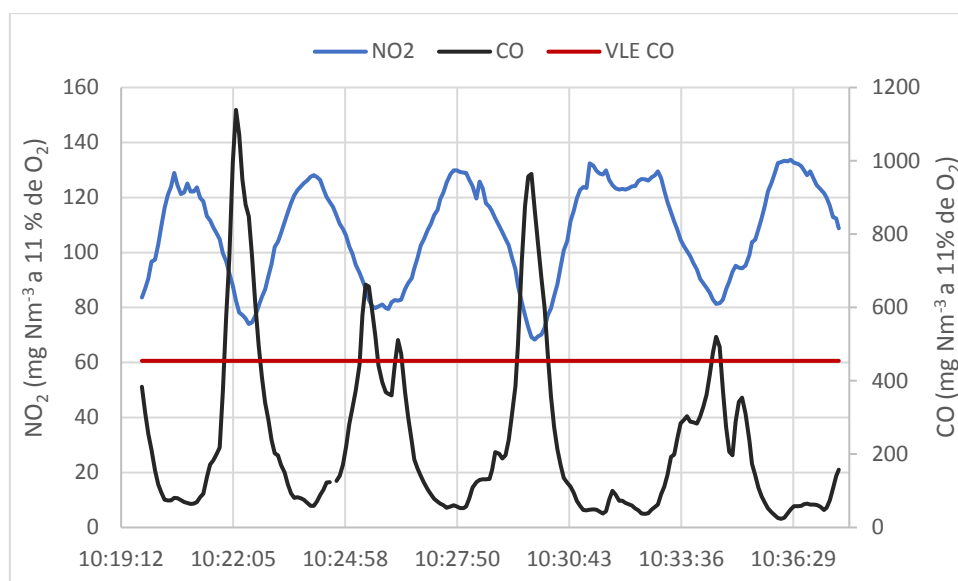


Figura 60 - Evolução da concentração de NO (expresso como NO₂) e CO. Concentração normalizada para 11% de O₂ e gases secos.

De referir que as emissões destes dois compostos variam em sentidos opostos. Quando se registam picos nas emissões de CO, o teor de NO no efluente gasoso regista os valores mais baixos. Esta diferença deve-se à quantidade de agente oxidante no interior da fornalha, que em excesso favorece a oxidação do CO a CO₂, diminuindo a sua concentração nos gases de combustão, no entanto provoca um aumento das emissões de NO, por oxidação de compostos intermédios como HCN, HCNO.

7.3. Perfis de temperatura

Como uma das variáveis do processo de combustão, importa compreender qual a temperatura das diversas zonas da fornalha, e também através da zona de permuta de calor até à saída dos gases. Como se verifica na Figura 61, a temperatura na zona de combustão primária (T₃) oscila entre os 845,63 °C e os 946,4 °C, registando-se no final do ensaio uma temperatura média de 889,4 °C, sendo este intervalo adequado à combustão de biomassa.

Também a temperatura medida no topo do leito de combustível, ou no interior da chama (T₂) se mostra adequada para que ocorra desvolatilização e ignição da biomassa, mantendo-se bastante estável durante o período de monitorização (entre 581,6 °C e 553,4 °C), a um valor médio de 569,0 °C.

A temperatura após a última injeção de ar é dada por T₅, que apresenta uma variação semelhante à temperatura da zona primária, registando valores entre os 654,8 °C e 702,0 °C, resultando numa temperatura média de 678,9 °C. Após esta zona da fornalha os gases de combustão passam pela câmara de inversão superior (T₇), caixa de inversão inferior (T₈), e por fim a saída para a chaminé (T₉). Verifica-se que à medida que os gases se dirigem para a saída, as flutuações de temperatura em cada ponto são sucessivamente menores, resultado da transferência de calor que ocorre ao longo do permutador vertical.

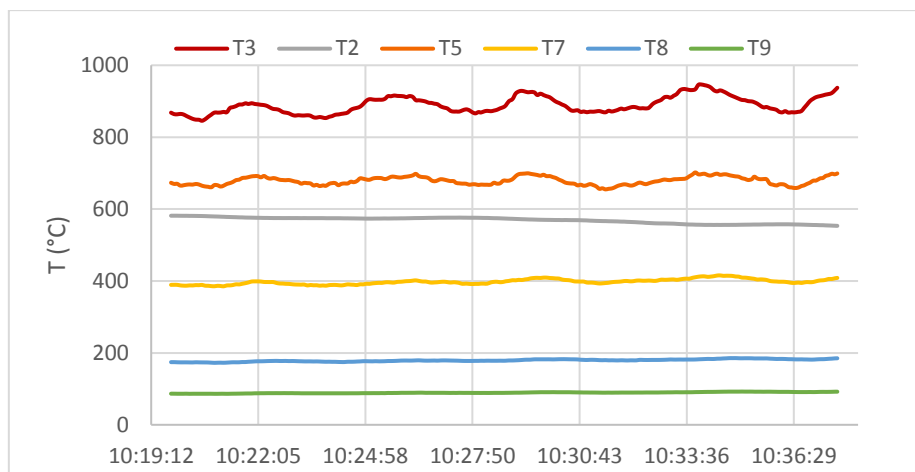


Figura 61 - Perfis de temperatura nos diferentes pontos de monitorização da caldeira.

Estes perfis de temperatura permitem ainda avaliar qual a região da caldeira mais adequada à instalação dos injetores de NH_3 , no caso de se pretender instalar um sistema de SNCR. Facilmente se identifica que as imediações do ponto T₃ são o local apropriado, pois qualquer um dos restantes locais de medição de temperatura regista valores inferiores a 900°C.

7.4. Discussão geral do desempenho da caldeira

Enquanto objetivo principal deste trabalho, é de destacar o cumprimento da legislação relativamente às emissões de NO e de CO. Nas condições otimizadas, a concentração média de NO nos gases de combustão secos é de 69,97 mg Nm⁻³ a 11% de O₂, ou expressa como NO₂ de 107,29 mg Nm⁻³ a 11% de O₂, bastante inferior aos 181,8 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ definidos como VLE. Quanto às emissões de CO, observou-se um valor médio de 238,2 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e gases secos, também inferior ao VLE de 454,5 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e gases secos.

Quanto às emissões de NO, expressas como NO₂, quando comparadas com as emissões típicas de um processo de combustão com estagiamento de ar, estão dentro da gama de valores correspondentes ao teor de azoto do combustível utilizado, entre 100 e 250 mg Nm⁻³ (Figura 13). E, por comparação com os resultados de estudos anteriores, observa-se que as novas condições de operação permitem a melhoria das emissões de NO do sistema de combustão CVT, pois conforme se apresenta na secção 4.5, Ruivo (2016) relata emissões de NO de 98 mg Nm⁻³ a 11% de O₂; as condições típicas de operação registadas pela Ventil resultam em 110,9 mg Nm⁻³ a 11% de O₂. Adicionalmente, se ambos os resultados não implicam o incumprimento do VLE mais restrito, o valor registado no presente trabalho, por ser inferior, poderá permitir a utilização de biomassa com maior teor de azoto sem que isto implique a utilização de medidas secundárias.

Já as emissões de CO, atendendo a que não são o objetivo principal deste trabalho, contrariamente ao trabalho de Ruivo (2016), são muito superiores. Por outro lado, tendo em conta que as condições de operação aqui apresentadas como ótimas são próximas das condições em que se realizou a monitorização pela Ventil, as emissões de CO são semelhantes.

Relativamente à estabilidade da operação do sistema, a generalidade dos parâmetros operatórios apresenta pequenas flutuações durante os ensaios, em especial a distribuição de temperaturas; relativamente à concentração de CO, apresenta flutuações instantâneas mais

acentuadas, que resultam da intermitência da alimentação. No entanto, os valores médios de concentração não excedem os limites legais.

8. Conclusões e sugestões

O processo de combustão e as tecnologias de combustão de biomassa para produção de energia térmica são bastante relevantes para a política energética europeia. No entanto, entre um conjunto de dificuldades de operação dos sistemas de combustão, as emissões de NO são uma questão muito problemática. Atendendo ao mecanismo de formação, a minimização das emissões de NO por medidas primárias, resulta invariavelmente num aumento das emissões de CO. E, em resultado de restrições às emissões deste poluente, torna-se de extrema importância otimizar as unidades de combustão de biomassa para que a sua operação resulte no mínimo de emissões possíveis de NO, ao mesmo tempo que se garante o cumprimento das emissões de CO. O trabalho desenvolvido com o sistema de combustão CVT foi orientado neste sentido, procurando-se minimizar as emissões de NO através de medidas primárias, como a distribuição e o excesso de ar, sendo de destacar as seguintes conclusões:

- A metodologia aplicada para calibrar o ventilador constitui uma melhoria relativamente à informação que existia anteriormente. No entanto, com o sistema de combustão em funcionamento verificou-se por balanço mássico, que o caudal obtido pela calibração do ventilador não corresponde ao caudal necessário para obter o teor de O₂ medido no efluente gasoso.
- Na avaliação do efeito da repartição de ar nas emissões de NO, na maior parte dos ensaios, a razão de excesso de ar registado foi inferior ao valor pretendido, $\lambda=2$. Observa-se também que é a alteração à quantidade de ar primário que provoca maiores alterações nas emissões de NO.
- O valor mínimo de concentração de NO (expresso como NO₂), 107,3 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e gases secos, obtém-se quando A₁=20 %; A₂=20 % e A₃=20 %, e o sistema opera com $\lambda=1,56$, e, por conseguinte, $\lambda_{1e}=0,57$. Estas condições resultam numa concentração média de CO de 238,2 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e gases secos.
- O valor mínimo de emissão de CO, 3,426 mg Nm⁻³ a 11% de O₂, observa-se quando A₁=40 %; A₂=40 % e A₃=20 % estando o sistema a operar com $\lambda=1,62$, e, por conseguinte, $\lambda_{1e}=0,73$. Nestas condições registam-se emissões de NO (expresso como NO₂) de 148,5 mg Nm⁻³ a 11% de O₂ e gases secos.
- Não foi possível reduzir o excesso de ar para a abertura de válvulas que garantia as menores emissões de NO, pois as emissões de CO ultrapassavam a gama de medição do analisador de gases. Ao seleccionar o segundo ponto ótimo (A₁=40 %, A₂=20 % e A₃=20 %) e reduzindo o excesso de ar, as emissões de CO excediam largamente o VLE.
- As condições otimizadas permitem o cumprimento do VLE referente ao NO_x (181,8 mg Nm⁻³ a 11% de O₂) não sendo necessário, para o combustível utilizado, a aplicação de medidas secundárias.

Para finalizar, é de referir que os objetivos do estágio foram atingidos, em especial no que respeita a otimização da caldeira para que opere com menores emissões de NO_x. O trabalho realizado permitiu reduzir as emissões deste composto para níveis inferiores aos estudos realizados anteriormente, permitindo cumprir valores limite de emissão mais rigorosos.

No entanto, apesar da melhoria alcançada na metodologia de calibração do ventilador, continua a faltar um método que seja válido para a monitorização do caudal de ar de combustão durante a operação do sistema. Sugere-se ainda que o sistema de alimentação de combustível

seja dimensionado para que opere de forma contínua, evitando assim a alteração das condições de combustão, que por sua vez, originaram concentrações instantâneas de CO excessivas.

Referências Bibliográficas

- ABB (s.d.). EasyLine EL3000 Series Continuous Gas Analyzers Models EL3020, EL3040 Datasheet.
- Abbasi, T., & Abbasi, S. A. (2010). Biomass energy and the environmental impacts associated with its production and utilization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), 919–937. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.006>
- Barma, M. C., Saidur, R., Rahman, S. M. A., Allouhi, A., Akash, B. A., & Sait, S. M. (2017). A review on boilers energy use, energy savings, and emissions reductions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79(May), 970–983. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.187>
- Basu, P. (2006). *Combustion and gasification in fluidized beds*. CRC Press. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Bergman, P. C. A., Boersma, A. R., Zwart, R. W. R., & Kiel, J. H. A. (2005). *Torrefaction for biomass co-firing in existing coal-fired power stations*. <https://doi.org/ECN-C--05-013>
- Bourgeois, V., & Diaz Alonso, F. (2017). Share of renewables in energy consumption in the EU still on the rise to almost 17% in 2015. *Eurostat Newsrelease*, p. 3. Retrieved from <http://ec.europa.eu/eurostat/documents/2995521/7905983/8-14032017-BP-EN.pdf/af8b4671-fb2a-477b-b7cf-d9a28cb8beea>
- Cai, J., He, Y., Yu, X., Banks, S. W., Yang, Y., Zhang, X., ... Bridgwater, A. V. (2017). Review of physicochemical properties and analytical characterization of lignocellulosic biomass. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76(October 2016), 309–322. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.072>
- Carroll, J. P., Finnan, J. M., Biedermann, F., Brunner, T., & Obernberger, I. (2015). Air staging to reduce emissions from energy crop combustion in small scale applications. *Fuel*, 155(x), 37–43. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.04.008>
- Channiwala, S. A., & Parikh, P. P. (2002). A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels. *Fuel*, 81(8), 1051–1063. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(01\)00131-4](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(01)00131-4)
- Chen, Q., Zhang, X., Zhou, J., Sharifi, V. N., & Swithenbank, J. (2015). Effects of Flue Gas Recirculation on Emissions from a Small Scale Wood Chip Fired Boiler. *Physics Procedia*, 66, 65–68. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.02.034>
- Chen, W. H., Peng, J., & Bi, X. T. (2015). A state-of-the-art review of biomass torrefaction, densification and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44, 847–866. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.039>
- Comissão Europeia. (2011). *Roteiro para a Energia 2050* (No. COM 885). Bruxelas.
- Comissão Europeia. (2016a). *Energias limpas para todos os europeus* (No. COM 860). Bruxelas.
- Comissão Europeia. (2016b). *Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on the Governance of the Energy Union* (No. COM 759). Brussels.
- Demirbas, A. (2004). Combustion characteristics of different biomass fuels. *Progress in Energy*

- and Combustion Science*, 30(2), 219–230. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.10.004>
- Demirbas, A. (2005). Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in Energy and Combustion Science*, 31(2), 171–192. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.02.002>
- Díaz-Ramírez, M., Sebastián, F., Royo, J., & Rezeau, A. (2014). Influencing factors on NOx emission level during grate conversion of three pelletized energy crops. *Applied Energy*, 115(X), 360–373. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.011>
- Eskilsson, D., Rönnbäck, M., Samuelsson, J., & Tullin, C. (2004). Optimisation of efficiency and emissions in pellet burners. *Biomass and Bioenergy*, 27(6), 541–546. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2003.09.008>
- Garcia-Maraver, A., Zamorano, M., Fernandes, U., Rabaçal, M., & Costa, M. (2014). Relationship between fuel quality and gaseous and particulate matter emissions in a domestic pellet-fired boiler. *Fuel*, 119, 141–152. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.11.037>
- García, R., Pizarro, C., Lavín, A. G., & Bueno, J. L. (2017). Biomass sources for thermal conversion. Techno-economical overview. *Fuel*, 195(x), 182–189. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.01.063>
- Glarborg, P., Jensen, A. D., & Johnsson, J. E. (2003). Fuel nitrogen conversion in solid fuel fired systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 29(2), 89–113. [https://doi.org/10.1016/S0360-1285\(02\)00031-X](https://doi.org/10.1016/S0360-1285(02)00031-X)
- Gudka, B., Jones, J. M., Lea-Langton, A. R., Williams, A., & Saddawi, A. (2016). A review of the mitigation of deposition and emission problems during biomass combustion through washing pre-treatment. *Journal of the Energy Institute*, 89(2), 159–171. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2015.02.007>
- Haberl, H., Sprinz, D., Bonazountas, M., Cocco, P., Desaubies, Y., Henze, M., ... Searchinger, T. (2012). Correcting a fundamental error in greenhouse gas accounting related to bioenergy. *Energy Policy*, 45, 18–23. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2012.02.051>
- Hamelinck, C. N., Suurs, R. A. A., & Faaij, A. P. C. (2005). International bioenergy transport costs and energy balance. *Biomass and Bioenergy*, 29(2), 114–134. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2005.04.002>
- Houshfar, E., Skreiberg, Ø., Todorović, D., Skreiberg, A., Løvås, T., Jovović, A., & Sørum, L. (2012). NOx emission reduction by staged combustion in grate combustion of biomass fuels and fuel mixtures. *Fuel*, 98(x), 29–40. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.03.044>
- Hupa, M., Karlström, O., & Vainio, E. (2017). Biomass combustion technology development - It is all about chemical details. *Proceedings of the Combustion Institute*, 36(1), 113–134. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2016.06.152>
- Ingwald, O., Brunner, T., Biederman, F., Sippula, O., Virén, A., Lamberg, H., ... Golec, T. (2012). *Future low emission biomass combustion systems. Report within the scope of the ERA-NET Bioenergy Project "FutureBioTec."* Retrieved from <http://futurebiotec.bioenergy2020.eu/files/FutureBioTec-FinalReport.pdf>

- International Energy Agency. (2007). *Bioenergy Project Development & Biomass Supply*. Paris. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Johansson, L. S., Leckner, B., Gustavsson, L., Cooper, D., Tullin, C., & Potter, A. (2004). Emission characteristics of modern and old-type residential boilers fired with wood logs and wood pellets. *Atmospheric Environment*, *38*(25), 4183–4195. <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2004.04.020>
- Johnson, E. (2009). Goodbye to carbon neutral: Getting biomass footprints right. *Environmental Impact Assessment Review*, *29*(3), 165–168. <https://doi.org/10.1016/j.eiar.2008.11.002>
- Khodaei, H., Guzzomi, F., Patiño, D., Rashidian, B., & Yeoh, G. H. (2017). Air staging strategies in biomass combustion-gaseous and particulate emission reduction potentials. *Fuel Processing Technology*, *157*, 29–41. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2016.11.007>
- Khodaei, H., Guzzomi, F., Yeoh, G. H., Regueiro, A., & Patiño, D. (2017). An experimental study into the effect of air staging distribution and position on emissions in a laboratory scale biomass combustor. *Energy*, *118*, 1243–1255. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.008>
- Lecomte, T., Félix, J., De La Fuente, F., Neuwahl, F., Canova, M., Pinasseau, A., ... Sancho, L. D. (2017). *Best Available Techniques (BAT) Reference Document for Large Combustion Plants*. <https://doi.org/10.2760/949>
- Liang, L., Hui, S., Pan, S., Shang, T., Liu, C., & Wang, D. (2014). Influence of mixing, oxygen and residence time on the SNCR process. *Fuel*, *120*, 38–45. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.11.050>
- Liu, H., Chaney, J., Li, J., & Sun, C. (2013). Control of NO_x emissions of a domestic/small-scale biomass pellet boiler by air staging. *Fuel*, *103*, 792–798. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.028>
- Madanayake, B. N., Gan, S., Eastwick, C., & Ng, H. K. (2017). Biomass as an energy source in coal co-firing and its feasibility enhancement via pre-treatment techniques. *Fuel Processing Technology*, *159*, 287–305. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2017.01.029>
- Mahmoudi, S., Baeyens, J., & Seville, J. P. K. (2010). NO_x formation and selective non-catalytic reduction (SNCR) in a fluidized bed combustor of biomass. *Biomass and Bioenergy*, *34*(9), 1393–1409. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2010.04.013>
- Máša, V., & Vondra, M. (2015). Operational Problems : Biomass Boilers with Oversized Output. *Chemical Engineering Transactions*, *45*, 331–336. <https://doi.org/10.3303/CET1545056>
- McKendry, P. (2002). Energy production from biomass (part 2): Conversion technologies. *Bioresource Technology*, *83*(1), 47–54. [https://doi.org/10.1016/S0960-8524\(01\)00119-5](https://doi.org/10.1016/S0960-8524(01)00119-5)
- Míguez, J. L., Morán, J. C., Granada, E., & Porteiro, J. (2012). Review of technology in small-scale biomass combustion systems in the European market. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *16*(6), 3867–3875. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.044>
- Miranda, M. T., Arranz, J. I., Román, S., Rojas, S., Montero, I., López, M., & Cruz, J. A. (2011). Characterization of grape pomace and pyrenean oak pellets. *Fuel Processing Technology*, *92*(2), 278–283. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.05.035>

- Mladenović, M., Paprika, M., & Marinković, A. (2018). Denitrification techniques for biomass combustion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(October 2016), 3350–3364. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.054>
- Nunes, L. J. R., Matias, J. C. O., & Catalão, J. P. S. (2016). Wood pellets as a sustainable energy alternative in Portugal. *Renewable Energy*, 85, 1011–1016. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.065>
- Nussbaumer, T. (2003). Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy and Fuels*, 17(6), 1510–1521. <https://doi.org/10.1021/ef030031q>
- Obernberger, I. (1998). Decentralized biomass combustion: state of the art and future. *Biomass and Bioenergy*, 14(1), 33–56. [https://doi.org/10.1016/S0961-9534\(97\)00034-2](https://doi.org/10.1016/S0961-9534(97)00034-2)
- Obernberger, I., Brunner, T., & Bärnthaler, G. (2006). Chemical properties of solid biofuels-significance and impact. *Biomass and Bioenergy*, 30(11), 973–982. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2006.06.011>
- Oliveira, L. A., & Lopes, A. G. (2010). *Mecânica dos Fluidos* (3ª Edição). Lisboa: ETEP.
- Organization for Economical Co-operation and Development. (2002). Solid Biomass. Retrieved September 18, 2017, from <https://stats.oecd.org/glossary/detail.asp?ID=4603>
- Poddar, S., Kamruzzaman, M., Sujan, S. M. A., Hossain, M., Jamal, M. S., Gafur, M. A., & Khanam, M. (2014). Effect of compression pressure on lignocellulosic biomass pellet to improve fuel properties: Higher heating value. *Fuel*, 131, 43–48. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.04.061>
- Proskurina, S., Heinimö, J., Schipfer, F., & Vakkilainen, E. (2017). Biomass for industrial applications: The role of torrefaction. *Renewable Energy*, 111, 265–274. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.04.015>
- Reed, T., & Bryant, B. (1978). *Densified Biomass. A New Form of Solid Fuel*. Colorado.
- Ren, X., Sun, R., Meng, X., Vorobiev, N., Schiemann, M., & Levensis, Y. A. (2017). Carbon, sulfur and nitrogen oxide emissions from combustion of pulverized raw and torrefied biomass. *Fuel*, 188, 310–323. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.017>
- Repić, B. S., Dakić, D. V., Erić, A. M., Djurović, D. M., Marinković, A. D., & Nemoda, S. D. (2013). Investigation of the cigar burner combustion system for baled biomass. *Biomass and Bioenergy*, 58, 10–19. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2013.10.016>
- Riaza, J., Gibbins, J., & Chalmers, H. (2017). Ignition and combustion of single particles of coal and biomass. *Fuel*, 202, 650–655. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.04.011>
- Rosendahl, L. (Ed.). (2013). *Biomass combustion science, technology and engineering*. Woodhead Publishing Limited.
- Ruivo, L. (2016). *Otimização do Desempenho Energético e Ambiental numa Caldeira Industrial a Biomassa*. Universidade de Aveiro.
- Saidur, R., Abdelaziz, E. A., Demirbas, A., Hossain, M. S., & Mekhilef, S. (2011). A review on

- biomass as a fuel for boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(5), 2262–2289. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.02.015>
- Salzmann, R., & Nussbaumer, T. (2001). Fuel staging for NOx reduction in biomass combustion: Experiments and modelling. *Energy and Fuels*, 15(3), 575–582. <https://doi.org/10.1021/ef0001383>
- Sartor, K., Restivo, Y., Ngendakumana, P., & Dewallef, P. (2014). Prediction of SOx and NOx emissions from a medium size biomass boiler. *Biomass and Bioenergy*, 65(x), 91–100. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2014.04.013>
- Skalska, K., Miller, J. S., & Ledakowicz, S. (2010). Trends in NOx abatement: A review. *Science of the Total Environment*, 408(19), 3976–3989. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2010.06.001>
- Tu, Y., Zhou, A., Xu, M., Yang, W., Siah, K. B., & Subbaiah, P. (2017). NOx reduction in a 40 t/h biomass fired grate boiler using internal flue gas recirculation technology. *Applied Energy*, (X). <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.018>
- Uslu, A., Faaij, A. P. C., & Bergman, P. C. A. (2008). Pre-treatment technologies, and their effect on international bioenergy supply chain logistics. Techno-economic evaluation of torrefaction, fast pyrolysis and pelletisation. *Energy*, 33(8), 1206–1223. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.03.007>
- Valente, L. (2015). *Monitorização das condições de operação de uma caldeira a biomassa*. Universidade de Aveiro.
- van der Stelt, M. J. C., Gerhauser, H., Kiel, J. H. A., & Ptasinski, K. J. (2011). Biomass upgrading by torrefaction for the production of biofuels: A review. *Biomass and Bioenergy*, 35(9), 3748–3762. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2011.06.023>
- van Loo, S., & Koppejan, J. (Eds.). (2008). *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing* (2nd ed.). London: Earthscan.
- Ventil - Engenharia do Ambiente. (n.d.). No Title. Retrieved December 15, 2017, from <http://ventil.pt/>
- Ventil - Engenharia do Ambiente. (2013). *Caldeiras Ventil - Sistemas de Produção de Energia Térmica. Manual de Instruções, Operação e Manutenção*.
- Ventil - Engenharia do Ambiente. (2018). *Projecto Plug&Heat - Sistema de média potência para produção de energia térmica a partir de biomassa*.
- Vermeulen, I., Block, C., & Vandecasteele, C. (2012). Estimation of fuel-nitrogen oxide emissions from the element composition of the solid or waste fuel. *Fuel*, 94, 75–80. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.11.071>
- Williams, A., Jones, J. M., Ma, L., & Pourkashanian, M. (2012). Pollutants from the combustion of solid biomass fuels. *Progress in Energy and Combustion Science*, 38(2), 113–137. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2011.10.001>
- Yin, C., & Li, S. (2017). Advancing grate-firing for greater environmental impacts and efficiency for decentralized biomass/wastes combustion. *Energy Procedia*, 120, 373–379.

<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.220>

Yin, C., Rosendahl, L. A., & Kær, S. K. (2008). Grate-firing of biomass for heat and power production. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(6), 725–754. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2008.05.002>

Zhou, H., Jensen, A. D., Glarborg, P., & Kavaliauskas, A. (2006). Formation and reduction of nitric oxide in fixed-bed combustion of straw. *Fuel*, 85(5–6), 705–716. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2005.08.038>

Anexo I – Calibração do ventilador de introdução de ar de combustão

Este anexo apresenta a metodologia proposta inicialmente para a calibração do ventilador do ar de combustão.

Material e Métodos

Para os ensaios de calibração, é necessário o material listado:

- Ventilador de insuflação
- Condução de introdução de ar
- Tubo de Pitot reto
- Medidor de pressão diferencial Testo 521

A instalação deve ser constituída pelo ventilador a calibrar ligado a uma condução onde é descarregado o caudal de ar e uma válvula de modo a variar a perda de carga imposta ao escoamento. Esta perda de carga pode ser medida através de duas tomadas de pressão estática, na região de entrada e na saída da condução. Desta forma incluem-se as perdas de carga por atrito nas paredes, para além da perda de carga localizada na válvula.

A colocação do tubo de pitot deve garantir a representatividade das condições de escoamento, o que pode ser assegurado através de:

- Distância superior a 5 diâmetros hidráulicos de uma perturbação a montante;
- Distância superior a 2 diâmetros hidráulicos de uma perturbação a jusante, ou 5 diâmetros hidráulicos no caso de se tratar da saída para a atmosfera.

Neste caso, optar-se-á pela norma portuguesa (IPQ, 2007) e será utilizado um tubo de pitot a montante da válvula.

Uma vez que a condução a ser utilizada é de secção não circular, é necessário calcular o diâmetro equivalente (Equação 5).

$$D_{eq} = 4 \times \frac{A}{Per} \quad \text{Eq. 5}$$

Onde:

- D_{eq} é o diâmetro equivalente (ou hidráulico) em m;
- Per representa o perímetro da secção transversal da condução em m;
- A refere-se à área da secção transversal da condução em m².

De modo a que os resultados sejam obtidos em condições semelhantes, os ensaios deverão ser realizados pela seguinte ordem de operações:

1. Colocar o ventilador em funcionamento, com a máxima velocidade de rotação (100%) e definir a abertura das válvulas das condutas onde não serão realizadas medições em 75%;
2. Definir a abertura da válvula da secção a medir em 20%;
3. Registrar os valores de pressão estática à entrada e saída da condução (no mínimo 3 valores);
4. Registrar o diferencial pressão total/pressão estática (no mínimo 3 valores);

5. Aumentando de 20% em 20% a abertura da válvula até que atinja a abertura máxima, efetuar os passos 3 e 4, mantendo a velocidade de rotação do ventilador constante;
6. Repetir os pontos 1-6 diminuindo a velocidade de rotação do ventilador (ponto 1) para 80%-60%-40%-20%.
7. Repetir todo o processo para as restantes secções da conduta.

Tratamento de dados

A velocidade média de escoamento correspondente a uma dada abertura de válvula, pode ser determinada recorrendo à equação abaixo:

$$v = f \times \sqrt{\frac{2 \times (\Delta p)}{\rho}} \quad \text{Eq. 6}$$

Em que:

- v representa a velocidade em ms^{-1} ;
- f refere-se ao fator de correção do pitot;
- Δp é o diferencial de pressão em $\text{m H}_2\text{O}$.

O caudal é facilmente calculado, por:

$$Q = v \times A \quad \text{Eq. 7}$$

Em que:

- Q refere-se ao Caudal em m^3s^{-1} ;
- A diz respeito à área de secção em m^2 .

Uma vez que este parâmetro é medido diretamente, é apenas necessário calcular a média dos valores registados para cada abertura de válvula.

Por fim, resta construir o gráfico que relaciona as perdas de carga com o caudal, para uma determinada velocidade de rotação do ventilador. Este gráfico deve ser construído adequando uma curva típica (função quadrática) ao conjunto de pontos experimentais.

Anexo II – Parâmetros das curvas de calibração do ventilador

Como já se referiu anteriormente, as funções que relacionam o caudal com a frequência do ventilador e a abertura da válvula da conduta em questão são polinómios de segundo grau obtidos por regressão. Assim, os coeficientes a, b e c, encontram-se nas tabelas Tabela 14, Tabela 15 e Tabela 16, para as condutas de ar primário, secundário e terciário, respetivamente.

$$Q = a \times f_v^2 + b \times f_v + c$$

Tabela 14 - Parâmetros de regressão das curvas de caudal de ar primário

A₁	a	b	c
10	1,1979E-06	8,33452E-05	0,004467
20	-3,05517E-06	0,000715428	-0,016749
30	-1,34727E-06	0,000583124	-0,007052
40	1,41111E-06	0,000422556	0,004443
50	-2,21912E-06	0,001280805	-0,0104
60	-4,83103E-06	0,002033861	-0,019308
70	-4,254E-06	0,002239997	-0,009184
80	-5,39443E-06	0,002677228	-0,010402
90	1,3614E-06	0,002052407	0,012056
100	-4,98185E-06	0,002960545	-0,00836

Tabela 15 - Parâmetros de regressão das curvas de caudal de ar secundário. Para A₂=40% o coeficiente a é zero, pois recorreu-se a uma regressão linear dado que apenas se dispunha de 3 valores.

A₂	a	b	c
10	9,53134E-07	5,14E-05	0,003645
20	6,05039E-07	0,00018	0,001365
30	6,67937E-07	0,000304	0,000793
40	0	0,000529	-0,00168
50	-2,97584E-07	0,000701	-0,00264
60	1,7292E-07	0,000759	0,000164
70	-7,31298E-07	0,000983	-0,00201
80	-2,32022E-06	0,001238	-0,00587
90	-1,94266E-06	0,001236	-0,00359
100	-2,33466E-06	0,001343	-0,00719

Tabela 16 - Parâmetros de regressão das curvas de caudal de ar terciário

A₃	a	b	c
10	-1,5736E-06	0,000411	-0,0097
20	-1,31219E-06	0,000404	-0,00706
30	-3,67438E-07	0,000405	-0,00527
40	-1,60283E-07	0,000478	-0,00281
50	-6,15136E-07	0,00066	-0,00543
60	-1,01042E-07	0,000667	-0,00284
70	-8,63942E-07	0,000821	-0,00509
80	-8,97868E-06	0,002062	-0,04188
90	-1,14165E-06	0,0009	-0,0055
100	-9,49036E-07	0,00088	-0,00486