



ESTUDO NÚMÉRICO DE UMA CALDEIRA DOMÉSTICA A PELLETS

SANDRO MIGUEL FERREIRA PINHO

novembro de 2021

ESTUDO NÚMÉRICO DE UMA CALDEIRA DOMÉSTICA A PELLETS

Sandro Miguel Ferreira Pinho
1141308

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

ESTUDO NÚMÉRICO DE UMA CALDEIRA DOMÉSTICA A PELLETS

Sandro Miguel Ferreira Pinho
1141308

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Rui Filipe Neves de Araújo Rego.

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Licenciada, Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira
Professora Adjunta, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutoramento, Rui Filipe Neves de Araújo Rego
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Doutoramento, Pedro Miguel Rebelo Resende
Arguente, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Departamento de Engenharia

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Doutor Rui Filipe Neves de Araújo Rego pela orientação e dedicação durante estes meses, sendo que, sem ele, era mais difícil a realização desta dissertação.

Em segundo lugar, gostaria de expressar a minha gratidão à empresa ALPIS, por me ter proporcionado todos os elementos e condições necessárias para o estudo realizado.

Finalmente, um obrigado à minha família por tudo o que fizeram por mim, que sempre me apoiou e nunca me deixou ficar mal, por me incentivarem a dar o melhor de mim em todas as fases da minha vida.

PALAVRAS-CHAVE

Biomassa

Combustão

Dinâmica de fluidos computacional (CFD)

Equipamentos de aquecimento doméstico

Modelo de eficiência térmica

Prototipagem virtual

Transferência de calor

RESUMO

A crescente concorrência e volatilidade entre fabricantes e mercados globais, fatores como a prototipagem rápida e virtual tornam-se indispensáveis para o sucesso de uma empresa.

Esta dissertação apresenta um estudo numérico com recurso à dinâmica de fluidos computacional (CFD) numa caldeira de aquecimento doméstico a sob premissas semelhantes às do ensaio laboratorial que levou à sua certificação. O estudo é focado na transferência de calor existente, utilizando um modelo de combustão externo pré-existente para a geração de calor. A integração externa do modelo de combustão permite simplificar significativamente o esforço computacional necessário para executar a simulação, atingindo os objetivos pretendidos.

Os resultados dos dois ensaios são comparados para analisar a coerência entre ambos. Os principais dados analisados são a potência útil (energia absorvida para o fluido de trabalho, água) em função da potência de trabalho da caldeira (energia fornecida).

KEYWORKDS

Biomass

Combustion

Computer Fluid Dynamics (CFD)

Domestic Heating Equipment

Thermal Efficiency Model

Virtual prototyping

Heat Transfer

ABSTRACT

The increasing competition and volatility among manufacturers and global markets, factors such as rapid and virtual prototyping become indispensable to a company's success.

This dissertation presents a numerical study using computational fluid dynamics (CFD) on a domestic pellet heating boiler under assumptions like those of the laboratory test that led to its certification. The study is focused on the existing heat transfer, using a pre-existing external combustion model for heat generation. The external integration of the combustion model allows to significantly simplify the computational effort required to run the simulation, achieving the intended goals.

The results of the two tests are compared to analyze the consistency between them. The main data analyzed are the useful power (energy absorbed to the boiler coolant, water) as a function of the working boiler power (energy supplied).

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

CLF	Câmara(s) de leito fixo
CFD	Dinâmica de fluidos computacional
COG	Compostos orgânicos voláteis
CC	Câmara de combustão
DNS	Simulação numérica direta
FIT	Contratos de oferta padrão (<i>Feed-in tariff</i>)
LES	Simulação de grandes escalas
PAH	Processo de alimentação horizontal
PAI	Processo de alimentação inferior
PAS	Processo de alimentação superior
RANS	<i>Reynolds Average Navier-Stokes</i>
RFP	Reator de fluxo pistonado
RPA	Reator perfeitamente agitado
RSM	Modelo(s) de tensões de <i>Reynolds</i>
URANS	Modelo(s) não-lineares de viscosidade turbulenta

Lista de Unidades

°C	Celsius
K	Kelvin

Lista de Símbolos

Re	Nº de <i>Reynolds</i> [–]
p	Pressão [<i>Pa</i>]
ρ	Massa volúmica de um fluido [<i>kg/m³</i>]
D	Dimensão linear característica do percurso do fluido [<i>m</i>]
ν	Viscosidade dinâmica [<i>Pa. s</i>]
k	Energia cinemática turbulenta [–]
ϵ	Taxa de dissipação [–]
g	Constante gravitacional [<i>m/s²</i>]
\vec{v}	Vetor velocidade de um fluido [<i>m/s</i>]
t	Instante temporal [<i>s</i>]
$\vec{\tau}$	Tensor tensão viscoso [<i>Pa</i>]
μ	Viscosidade dinâmica [<i>Pa. s</i>]
\dot{q}	Fluxo de calor [<i>W/m²</i>]
λ	Condutividade térmica [<i>W/m⁻¹. K⁻¹</i>]
ΔT	Varição de temperatura [°C]
I	Tensor unitário [<i>Pa</i>]
δ	Espessura da camada limite [<i>m</i>]
λ	Excesso de ar [–]
$P_{ambiente}$	Potência desperdiçada para o ambiente [<i>W</i>]
$P_{desperdiçada}$	Varição do calor dos gases de exaustão entre a saída e a entrada da caldeira [<i>W</i>]
$P_{útil}$	Potência aproveitada no aquecimento do fluido de trabalho da caldeira [<i>W</i>]
P_{total}	Potência total emitida pela chama na caldeira [<i>W</i>]
$T_{\text{água saída}}$	Temperatura da água (fluido de trabalho) à saída da caldeira [°C]
$T_{\text{gases saída}}$	Temperatura dos gases de exaustão à saída da caldeira [°C]

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Análise <i>SWOT</i>	Técnica de planejamento estratégica utilizada para auxiliar indivíduos ou organizações a identificar pontos fortes, pontos fracos, oportunidades e ameaças de um determinado projeto.
Biomassa fresca	Designação atribuída à biomassa acabada de ser colhida ou extraída do seu local de origem, após intervenção humana.
Câmara de leito fixo / Cesto de queima	Vasilhame que comporta o combustível em combustão, normalmente furado para permitir fluxo de ar pelas faces laterais e inferior. A face inferior (leito) é imóvel (fixo).
Cogeração	Processo de produção e utilização combinada de eletricidade e calor.
Escoamento periódico	Ocorre quando o fluido e a geometria na qual escoam têm um padrão periódico repetitivo.
Grelhas horizontais fixas	Termo normalmente aplicado a caldeiras de grande dimensão (industriais). Diz respeito ao elemento sobre o qual é colocada a biomassa em combustão (no interior da fornalha). Normalmente é construído em metal num padrão axadrezado para permitir o fluxo de ar.
Grelhas horizontais móveis	Termo normalmente aplicado a caldeiras de grande dimensão (industriais). Tapete transportador sobre o qual é colocada a biomassa (normalmente de forma automática) que a transporta de forma contínua para o interior da fornalha e devolve as cinzas na outra extremidade.
Hipótese ergódica	Estatisticamente, permite representar ou determinar de forma estatística o comportamento de um todo dinâmico, baseando-se em cada sequência ou amostra e na probabilidade de recorrência ou é relativo a esse processo.
Processo estocástico	Evento de interesse que se desenvolve no tempo de uma maneira que pelo menos uma componente do processo é aleatória. Portanto, trata-se de uma coleção de variáveis aleatórias que se desenvolvem em função do tempo. É usado para modelar sistemas e processos que se comportam aleatoriamente ao longo do tempo.
Durabilidade mecânica	No contexto de teste de qualidade define-se de forma quantitativa se o mesmo, quando sujeito a forças de compressão, choques ou abrasão, como consequência de transporte e manuseamento,

	quebra em fragmentos múltiplos e finos (baixa durabilidade mecânica), ou não (alta durabilidade mecânica) [1].
Poder calorífico	Quantidade de energia por unidade de massa (ou de volume no caso dos gases) libertada na oxidação de um determinado combustível.
Poder calorífico: superior (PCS) e inferior (PCI)	<p>O PCS é dado pela soma algébrica da energia libertada na forma de calor e a energia consumida na vaporização da água que se forma numa reação de oxidação.</p> <p>O PCI é a energia libertada na forma de calor. Para combustíveis que não contenham hidrogénio na sua composição, o valor de PCS é igual ao do PCI porque não há a formação de água e consequentemente não há energia gasta na sua vaporização. Assim, o PCS é sempre maior ou igual ao PCI.</p>
Turbulência homogénea	As correlações de velocidade e outras propriedades entre dois pontos não dependem da posição absoluta dos pontos, mas somente do espaçamento relativo entre eles.

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - PRODUÇÃO POR CATEGORIA DE ENERGIA MUNDIAL EM 2018 FONTE: [10].....	26
FIGURA 2 - VARIAÇÃO DA PERCENTAGEM DA ENERGIA RENOVÁVEL PRODUZIDA MUNDIALMENTE FONTE: [10].....	26
FIGURA 3 - PRODUÇÃO DE ENERGIA POR CATEGORIA EM PORTUGAL EM 2018 FONTE: [10].....	28
FIGURA 4 - VARIAÇÃO DA PERCENTAGEM DA ENERGIA RENOVÁVEL PRODUZIDA EM PORTUGAL FONTE: [10].....	28
FIGURA 5 - <i>PELLETS</i> (ESQUERDA), BRIQUETES (CENTRO) E ESTILHA (DIREITA) FONTE: [32].....	30
FIGURA 6 – SELO DE CERTIFICAÇÃO <i>ENPLUS</i> FONTE: <i>ENPLUS MANUAL</i> [21].....	31
FIGURA 7 – DISTRIBUIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA PARA AQUECIMENTO AMBIENTE POR TIPO DE FONTE EM PORTUGAL FONTE: INE, DGEG (2010) [25].....	34
FIGURA 8 - DISTRIBUIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA PARA AQUECIMENTO ÁGUAS SANITÁRIAS POR TIPO DE FONTE EM PORTUGAL FONTE: INE, DGEG (2010) [25].....	35
FIGURA 9 – COMPARATIVO DE PREÇOS DE COMBUSTÍVEIS FONTE: [26].....	36
FIGURA 10 - ETAPAS DA COMBUSTÃO DA BIOMASSA FONTE: [95].....	37
FIGURA 11 - RECUPERADOR A <i>PELLETS</i> FONTE: [29].....	42
FIGURA 12 - FOGÃO A <i>PELLETS</i> FONTE: [29].....	42
FIGURA 13 - SALAMANDRA A <i>PELLETS</i> EM PERSPETIVA E CORTE FONTE: ADAPTADO DE [19].....	43
FIGURA 14 - CESTO DE QUEIMA FONTE: [29].....	44
FIGURA 15 - VENTILADOR CENTRÍFUGO FONTE: [29].....	45
FIGURA 16 - CALDEIRA A <i>PELLETS</i> EM PERSPETIVA E CORTE FONTE: ADAPTADO DE [19].....	46
FIGURA 17 - VASO DE EXPANSÃO FONTE: [19].....	47
FIGURA 18 - Sonda LAMBDA FONTE: [29].....	48
FIGURA 19 - CAUDALÍMETRO BASEADO NO PRINCÍPIO DE VENTURI FONTE: [30].....	49
FIGURA 20 - SISTEMA DE LIMPEZA DE QUEIMADOR A.....	50
FIGURA 21 - FORMAS DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL FONTE: [29].....	52
FIGURA 22 - TIPO DE ALIMENTAÇÃO USUAL POR CAMPO DE POTÊNCIA DE TRABALHO FONTE: [29]...	52
FIGURA 23 - MÉTODOS MECÂNICOS DA LIMPEZA DO PERMUTADOR DE UMA CALDEIRA FONTE: [34].	55
FIGURA 24 – FOTOCÉLULA FONTE: [32].....	56
FIGURA 25 - Sonda de temperatura FONTE: [32].....	56
FIGURA 26 - SISTEMA DE IGNIÇÃO FONTE: ADAPTADO DE [36].....	57
FIGURA 27 – RESISTÊNCIA ELÉTRICA TUBULAR FONTE: [36].....	57
FIGURA 28 - RESISTÊNCIA ELÉTRICA MACIÇA FONTE: [36].....	58
FIGURA 29 - ELEMENTO CERÂMICO FONTE: [36].....	58
FIGURA 30 - INTERRUPTOR ELETROMECAÂNICO DIFERENCIAL DE PRESSÃO FONTE: [35].....	61
FIGURA 31 - TERMÓSTATO DE SEGURANÇA COM Sonda de MERCÚRIO FONTE: [35].....	61
FIGURA 32 - TUBO DE LIGAÇÃO ENTRE O ALIMENTADOR E A CC FONTE: [19].....	61
FIGURA 33 - SISTEMA DE EXTINÇÃO DE CHAMA FONTE: [35].....	62
FIGURA 34 - CÉLULA DISTRIBUIDORA ROTATIVA FONTE: [35].....	62

FIGURA 35 - QUEIMADOR DE UMA CALDEIRA DOTADO COM UMA VÁLVULA DE FECHO ANTIFOGO FONTE: [35].....	62
FIGURA 36 - SILO HERMÉTICO	63
FIGURA 37 – ESQUEMA DE MONTAGEM DA VÁLVULA ANTI CONDENSAÇÃO FONTE: [39]	63
FIGURA 38 - ETIQUETA ENERGÉTICA PARA CALDEIRAS A COMBUSTÍVEL SÓLIDO COM CALDEIRA AMBIENTE FONTE: [41]	67
FIGURA 39 - ETIQUETA ENERGÉTICA DE AQUECEDORES LOCAIS FONTE: [41]	68
FIGURA 40 – RÓTULO ECOLÓGICO <i>BLUE ANGEL</i> FONTE: [42]	70
FIGURA 41 - RÓTULO ECOLÓGICO <i>NORDIC SWAN</i> FONTE: [42]	70
FIGURA 42 - RÓTULO ECOLÓGICO EUROPEU FONTE: [42]	70
FIGURA 43 - ESCOAMENTO LAMINAR (SUPERIOR) E TURBULENTO (INFERIOR) - ANÁLISE CFD SOB UMA ESFERA FONTE: [42]	72
FIGURA 44 - COMPRIMENTOS RELEVANTES NA DEFINIÇÃO DE UMA GRADE PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DIRETA FONTE: [43].....	74
FIGURA 45 - COMPARAÇÃO ENTRE O CÁLCULO NUMÉRICO NOS MODELOS CFD EXISTENTES EM FUNÇÃO DO TAMANHO DOS TURBILHÕES EM ESCOAMENTOS TURBULENTOS FONTE: [43]	76
FIGURA 46 - REPRESENTAÇÃO DE ESCOAMENTO JUNTO A SUPERFÍCIE FONTE: [49]	80
FIGURA 47 – QUEIMADOR DA CALDEIRA ALPIS ACP30 EM PERSPETIVA.....	96
FIGURA 48 - CALDEIRA ALPIS ACP30 EM PERSPETIVA	97
FIGURA 49 – CALDEIRA ALPIS ACP30 (PLANO DE CORTE SAGITAL) (VERSÃO REAL).....	98
FIGURA 50 – CESTO DE QUEIMA DO QUEIMADOR DA CALDEIRA ALPIS ACP30	98
FIGURA 51 – GEOMETRIA EXPLODIDA DA CALDEIRA ALPIS ACP30 CONSIDERADA PARA SIMULAÇÃO EM PERSPETIVA.....	101
FIGURA 52 – GEOMETRIA DA CALDEIRA ALPIS ACP30 CONSIDERADA PARA SIMULAÇÃO (PLANO DE CORTE SAGITAL).....	104
FIGURA 53 - PROPRIEDADES DAS MALHAS ENSAIADAS	106
FIGURA 54 - PERFIL DE CAUDAL MÁSSICO PARA DIFERENTES MALHAS	107
FIGURA 55 - PERFIL DE TEMPERATURAS PARA DIFERENTES MALHAS	108
FIGURA 56 - MALHA FINAL (PLANO DE CORTE SAGITAL)	109
FIGURA 57 - NÚMERO DE <i>REYNOLDS</i> DOS GASES DE EXAUSTÃO PARA ENSAIOS COM O MODELO RNG113	
FIGURA 58 - VELOCIDADE DOS GASES DE EXAUSTÃO PARA ENSAIOS COM O MODELO RNG	114
FIGURA 59 - TEMPERATURA DOS GASES DE EXAUSTÃO COM O MODELO RNG	115
FIGURA 60 – CALOR TRANSFERIDO POR PERMUTADOR COM O MODELO RNG	115
FIGURA 61 - PRESSÃO TOTAL DOS GASES DE EXAUSTÃO PARA ENSAIOS COM O MODELO RNG.....	116
FIGURA 62 - VARIAÇÃO PERCENTUAL ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS - POTÊNCIA NOMINAL	117
FIGURA 63 - VARIAÇÃO PERCENTUAL ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS - POTÊNCIA MÍNIMA.....	117
FIGURA 64 - PERFIL DE VELOCIDADE NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA NOMINAL (PLANO DE CORTE SAGITAL).....	119
FIGURA 65 - PERFIL DE VELOCIDADE NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA NOMINAL (PLANO DE CORTE FRONTAL)	120

FIGURA 66 - PERFIL DE VELOCIDADE NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA MÍNIMA (PLANO DE CORTE SAGITAL).....	121
FIGURA 67 - PERFIL DE VELOCIDADE NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA MÍNIMA (PLANO DE CORTE FRONTAL)	122
FIGURA 68 - PERFIL DE TEMPERATURA NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA NOMINAL (PLANO DE CORTE SAGITAL)	123
FIGURA 69 - PERFIL DE TEMPERATURA NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA NOMINAL (PLANO DE CORTE FRONTAL)	124
FIGURA 70 - PERFIL DE TEMPERATURA NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA MÍNIMA (PLANO DE CORTE SAGITAL).....	125
FIGURA 71 - PERFIL DE TEMPERATURA NO MODELO RNG PARA A POTÊNCIA MÍNIMA (PLANO DE CORTE FRONTAL)	126
FIGURA 72 - PROPRIEDADES DA VERMICULITE UTILIZADA NA CALDEIRA.....	137

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - PROPRIEDADES DE BIOCOMBUSTÍVEIS SÓLIDOS FONTE: [19]	30
TABELA 2 – REQUISITOS PARA OBTENÇÃO DE GRAU DE QUALIDADE DOS <i>PELLETS</i> FONTE: [21]	31
TABELA 3 - COMPARATIVO DE TIPOS DE PERMUTADORES FONTE: [33]	54
TABELA 4 - NORMAS PARA APARELHOS DE AQUECIMENTO AMBIENTE [37]	59
TABELA 5 - RISCOS DE EXPLOSÃO	60
TABELA 6 - REQUISITOS ESPECÍFICOS DE CONCEÇÃO ECOLÓGICA PARA A EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO AQUECIMENTO AMBIENTE SAZONAL FONTE: [40]	65
TABELA 7 - REQUISITOS ESPECÍFICOS DE CONCEÇÃO ECOLÓGICA PARA AS EMISSÕES FONTE: [40]	66
TABELA 8 - REGULACOES OFICIAIS PARA EMISSOES PARA SISTEMAS DE COMBUSTAO DOMESTICOS FONTE: [34]	66
TABELA 9 - CLASSE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE COMBUSTÍVEL SÓLIDO [41]	69
TABELA 10 - LIMITES MÍNIMOS PARA CUMPRIMENTO DOS RÓTULOS DA EU FONTE: ADAPTADO DE [41]	71
TABELA 11 - COMPARAÇÃO ENTRE AS DIFERENTES ABORDAGENS A ESCOAMENTOS TURBULENTOS CFD FONTE: [47]	77
TABELA 12 – CONSTANTES UTILIZADAS NOS MODELOS TURBULENTOS K-ε STANDARD E RNG	81
TABELA 13 - VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS VÁRIOS MÉTODOS NUMÉRICOS DE DISCRETIZAÇÃO FONTE: [60]	83
TABELA 14 - RESUMO ENSAIOS À POTÊNCIA NOMINAL	93
TABELA 15 - RESUMO ENSAIOS À POTÊNCIA REDUZIDA	93
TABELA 16 – PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL FONTE: [79]	94
TABELA 17 - CARATERÍSTICAS PRINCIPAIS DA CALDEIRA	96
TABELA 18 – CARATERÍSTICAS DAS EXTENSÕES APLICADAS NAS FRONTEIRAS DE ESCOAMENTO DA GEOMETRIA	100
TABELA 19 - DIMENSÕES DA GEOMETRIA EM ANÁLISE, ATENDENDO À FIGURA 51	101
TABELA 20 - PRODUTOS DE REAÇÃO NA ANÁLISE CFD	102
TABELA 21 - MATERIAIS ATRIBUÍDOS À GEOMETRIA	105
TABELA 22 – RESÍDUOS DAS GRANDEZAS PRINCIPAIS NAS SIMULAÇÕES	108
TABELA 23 - CONDIÇÕES-FRONTEIRA GERAIS	110
TABELA 24 - CONDIÇÕES-FRONTEIRA À POTÊNCIA NOMINAL	110
TABELA 25 - CONDIÇÕES-FRONTEIRA À POTÊNCIA REDUZIDA	111
TABELA 26 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES	111
TABELA 27 – GRANDEZAS MEDIDAS NAS FRONTEIRAS DO ESCOAMENTO NA SIMULAÇÃO	112
TABELA 28 - RESUMO DOS CÁLCULOS DAS SIMULAÇÕES	112
TABELA 29 - PROPRIEDADES FÍSICAS DA MISTURA DE GASES	138

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Objetivos	23
1.2	Organização da dissertação	23
1.3	Enquadramento e motivações	24
1.4	Energias renováveis.....	25
1.4.1	Enquadramento mundial e europeu	26
1.4.2	Enquadramento português	27
1.5	A biomassa	29
1.5.1	Biomassa Primária	29
1.5.2	Biomassa Secundária	30
1.5.2.1	<i>Pellets</i> , briquetes e estilha	30
1.5.2.1.1	Certificado de qualidade - <i>pellets</i>	31
1.5.2.2	Propriedades relevantes dos <i>pellets</i>	32
1.5.3	Biomassa em Portugal	33
1.5.3.1	Viabilidade económica, ambiental e estratégica da biomassa	33
1.5.3.2	A Biomassa como combustível para aquecimento doméstico	34
1.6	Combustão de biomassa	36
1.6.1	Estágios de combustão em partículas de biomassa	37
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	41
2.1	Introdução.....	41
2.2	Sistemas de aquecimento a <i>pellets</i>	41
2.2.1	Aquecimento local.....	42
2.2.2	Aquecimento central.....	46
2.2.2.1	Sistemas de otimização de queima.....	48
2.2.2.2	Componentes e sistemas de limpeza interna	50
2.3	Tipos de alimentação de combustível.....	52

2.3.1	Alimentação superior	52
2.3.2	Alimentação horizontal	53
2.3.3	Alimentação inferior.....	53
2.4	Permuta de calor	54
2.4.1.1	Limpeza do permutador	55
2.5	Sistemas de ignição	56
2.5.1	Controlo da ignição	56
2.5.2	Métodos de ignição	57
2.6	Sistemas de segurança	59
2.7	Legislação e normas europeias	64
2.7.1	Legislação e normas	64
2.7.1.1	Etiquetagem energéticas e marcações	67
2.7.1.2	Obtenção da classe de eficiência energética do aparelho.....	69
2.7.1.3	Rótulos ecológicos e outros instrumentos	70
2.8	Modelação de sistemas CFD	72
2.8.1	Introdução.....	72
2.8.2	Regime de escoamentos turbulentos.....	75
2.8.3	Formulações fundamentais.....	77
2.8.4	Modelo RANS	78
2.8.4.1	Modelos turbulentos	80
2.8.4.1.1	Modelo de duas equações	80
2.8.5	Radiação	82
2.8.6	Método numérico de discretização.....	83
2.8.7	Estratégias de simulação da combustão de aglomerados de partículas sólidas e de transferência de calor	84
3	DESENVOLVIMENTO	92
3.1	Introdução.....	92
3.2	Resultados experimentais.....	92
3.2.1	Condições de operação	93
3.2.2	Composição química do combustível.....	94
3.3	Descrição da caldeira	95
3.4	Ensaio CFD	99
3.4.1	Modelo 3-D CAD.....	99
3.4.2	Modelação da combustão.....	102
3.4.3	Condições ambiente e materiais	104

3.4.4	Malha 3-D e modelo CFD.....	106
3.4.4.1	Valor de y^+ e malha final	110
3.4.5	Condições-fronteira.....	110
3.4.6	Resultados	111
3.4.6.1	Comparação entre modelos turbulentos.....	111
3.4.6.2	Conservação de massa e energia	112
3.4.6.3	Regime de escoamento e perfil de velocidade	113
3.4.6.4	Perfil de temperatura e calor	114
3.4.6.5	Perfil de pressão	116
3.4.6.6	Comparação entre os ensaios CFD e experimentais.....	117
3.4.6.7	Vistas em corte – Perfil de velocidades	119
3.4.6.8	Vistas em corte – Perfil de temperaturas	123
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	128
4.1	Conclusões	128
4.2	Proposta de trabalhos futuros	128
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	132
6	ANEXOS.....	137
6.1	Propriedades da vermiculite utilizada na caldeira	137
6.2	Propriedades físicas da mistura dos gases de exaustão	138

INTRODUÇÃO

- 1.1 Objetivos
- 1.2 Organização da tese
- 1.3 Enquadramento e motivações
- 1.4 Energias renováveis
- 1.5 A biomassa
- 1.6 Combustão de biomassa

1 INTRODUÇÃO

1.1 Objetivos

O objetivo principal desta dissertação é avaliar a eficiência térmica de um dos equipamentos de aquecimento doméstico na gama de produtos da empresa ALPIS, alimentado a *pellets*, através de ensaios de dinâmica de fluidos computacional (CFD) simplificados. Esses ensaios serão comparados com os respetivos ensaios experimentais que levaram à certificação do equipamento, de forma a verificar a congruência entre ambos.

Será ainda avaliado a transferência de calor no interior do equipamento nos ensaios CFD, de forma a perceber como é influenciada a taxa de transferência de calor em função da sua geometria. Isto permite sugerir alterações, caso necessário, ao *design* do equipamento. É algo difícil de concretizar fisicamente, já que, normalmente, a recolha de dados influencia o próprio ensaio.

Outro objetivo é obter o *know-how* para que o raciocínio aplicado neste equipamento possa ser aplicado num futuro protótipo, reduzindo na medida do possível o tempo de projeto.

1.2 Organização da dissertação

Esta dissertação inclui mais 4 capítulos, que serão apresentados em termos de conteúdo, como se segue.

O capítulo 1 contém uma pequena introdução ao trabalho realizado, descrevendo os objetivos e organização da dissertação, dar a conhecer a biomassa e a sua combustão.

O capítulo 2 consiste numa apresentação detalhada dos equipamentos que existem de forma a aquecer localmente ou totalmente uma habitação, incluindo sistemas de segurança e legislação em vigor. Ainda uma apresentação da modelação de sistemas CFD.

O capítulo 3 apresenta detalhes sobre os ensaios experimentais e CFD, assim como os resultados.

O capítulo 4 são apresentadas as conclusões obtidas no estudo realizado neste projeto e são propostos trabalhos futuros.

1.3 Enquadramento e motivações

A necessidade de reduzir a utilização de combustíveis fósseis na atual década levou investigadores à procura de combustíveis e sistemas de combustão alternativos. Esta necessidade provocou um aumento de interesse na utilização de biomassa para produção de energia, particularmente para fins de aquecimento de habitações e até para aplicações industriais, como na indústria corticeira. Consequentemente, instiga a recorrente procura de métodos de queima mais eficientes. Surgem assim as salamandras, caldeiras e outros equipamentos a para aplicações domésticas com potências nominais compreendidas entre os $6\text{ kW} - 60\text{ kW}$. Caldeiras industriais podem ascender os 100 MW . Estes equipamentos são fulcrais para fazer da biomassa uma fonte de energia de confiança. O desenvolvimento da tecnologia computacional permitiu aos investigadores desenvolverem modelos numéricos de simulação que criam a oportunidade de estudar o processo de combustão e transferência de calor mais facilmente e de uma forma mais económica, evitando em muitas das situações a construção de protótipos físicos para a realização de ensaios [2].

Os motivos que incentivaram a pesquisa são:

- Ter o conhecimento e noção das diferentes abordagens e métodos que existe na área das simulações CFD para combustão de combustíveis sólidos e na transferência de calor;
- Apontar pontos fortes e fracos nos trabalhos investigados pelos diversos autores;
- Identificar teorias e métodos que vão ser colocadas em prática;
- Mostrar ao leitor diferentes abordagens e literatura para o estudo em questão;
- Demonstrar uma capacidade intelectual para reconhecer e organizar informação relevante e capacidade de síntese da mesma.

1.4 Energias renováveis

De forma a minorar os efeitos do crescimento gradual do aquecimento global é necessário substituir o tradicional consumo mundial de energias fósseis por energias alternativas sustentáveis. Ao contrário das energias fósseis, que incluem o carvão, petróleo e gás natural, as energias renováveis são aquelas obtidas a partir da energia solar, hídrica, geotérmica, eólica, biomassa, etc. [3]. Estas energias estão dispersas por todo o planeta, em contraste aos combustíveis fósseis. A energia solar, eólica e hídrica são as três energias renováveis em maior crescimento no século XXI e podem tornar-se as únicas fontes de energia global no futuro [4].

A energia solar provém diretamente da radiação solar e pode ser capturada tanto por painéis fotovoltaicos e convertida em eletricidade como utilizada para aquecimento direto (energia térmica solar).

A energia eólica é convertida em eletricidade através de turbinas eólicas. Esta é a energia renovável em maior crescimento atualmente devido à reduzida geração de poluentes comparativamente às outras energias renováveis, apresentar os mais baixos custos económicos de implementação e manutenção [5].

A energia hídrica é uma das mais antigas existentes [6]. Construções denominadas por barragens utilizam a energia das correntes aquáticas e quedas de água para mover turbinas acopladas a geradores elétricos. Portugal possui a barragem com o maior reservatório de água da Europa Ocidental, nomeadamente a Barragem do Alqueva [7]. No entanto, a maior parte dos recursos naturais deste tipo estão já a ser explorados.

Para além dos maiores recursos de energia renovável referidos anteriormente, existem outros dois: energia geotérmica e a biomassa.

A energia geotérmica é a energia obtida a partir do calor proveniente do interior da Terra. O gradiente térmico entre a temperatura do núcleo da Terra, superior à da crosta terrestre, cria um fluxo de calor ascendente [8]. Uma central elétrica pode utilizar este calor para fins de aquecimento ou para gerar eletricidade.

A biomassa é o termo utilizado para descrever qualquer combustível proveniente de combustíveis biológicos não fósseis. A biomassa tem uma variedade imensa de aplicações. Tanto permite gerar eletricidade, como obter biocombustível (derivados da biomassa) ou obter energia térmica [9].

1.4.1 Enquadramento mundial e europeu

Na Figura 1 está representado a produção mundial de energia primária no ano 2018, de acordo com o relatório anual do estado energético mundial [10]. Constatase que 81 % da energia primária total é proveniente de combustíveis fósseis, seguindo-se as fontes renováveis, num total de 14 %. De notar que, no setor das energias renováveis, a biomassa apresenta a maior percentagem.

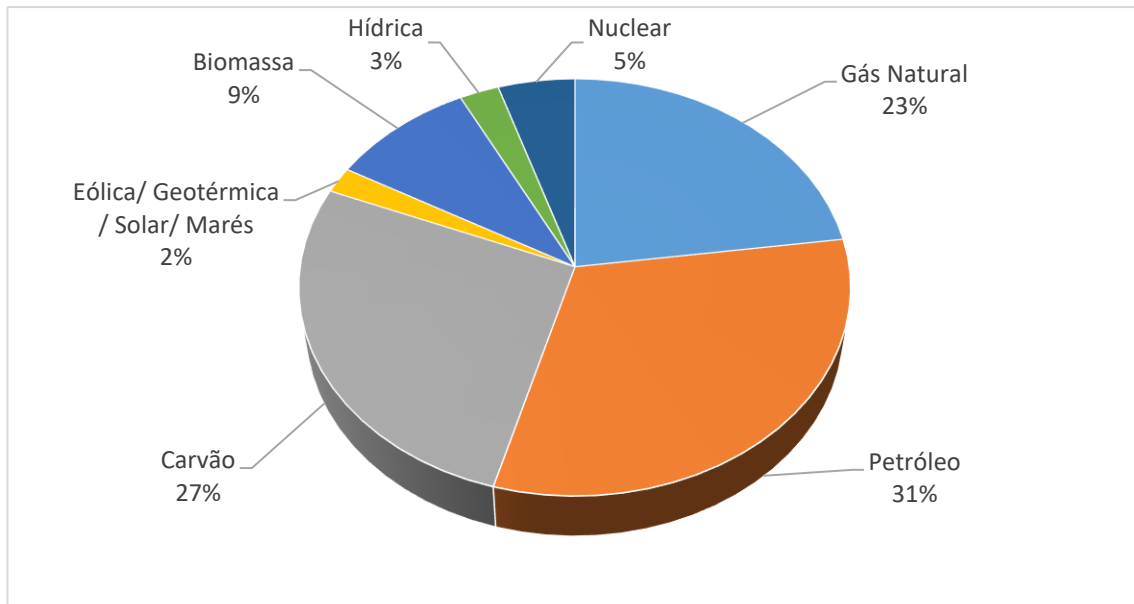


Figura 1 - Produção por categoria de energia mundial em 2018 | Fonte: [10]

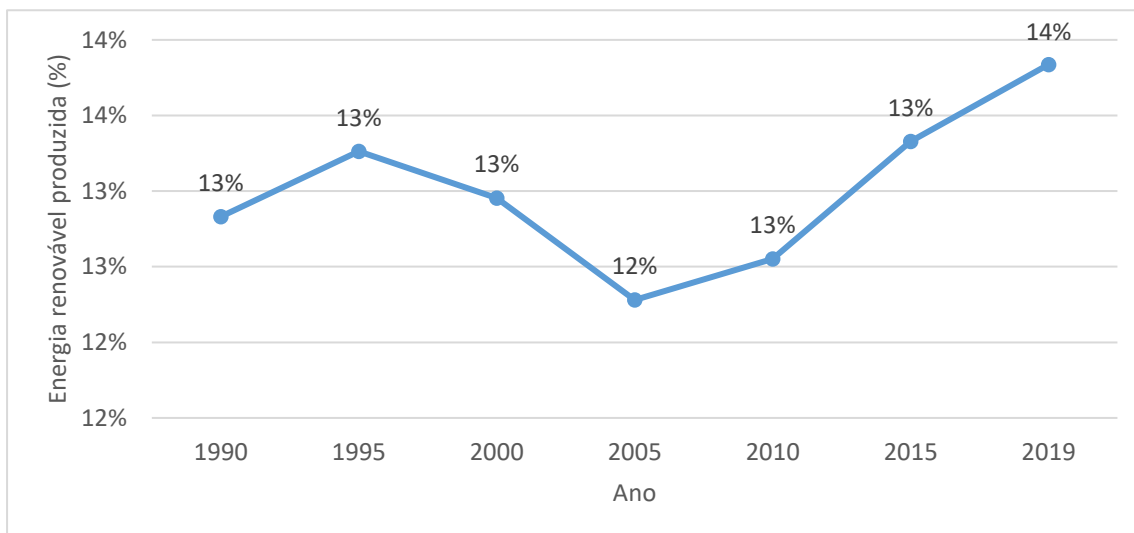


Figura 2 - Variação da percentagem da energia renovável produzida mundialmente | Fonte: [10]

A Figura 2 mostra a percentagem de energia renovável produzida em relação a toda a energia produzida mundialmente desde 1990. Nota-se um gradual crescimento percentual das energias renováveis a partir de 2005 devido à substituição de combustíveis fósseis por renováveis [10].

1.4.2 Enquadramento português

Na Figura 3 está representado a produção de energia primária em Portugal no ano 2018, de acordo com o relatório anual do estado energético mundial [10]. Em Portugal, a produção de energia primária proveniente de fontes renováveis representa 24 % da produção total, sendo o restante proveniente de combustíveis fósseis. Mais uma vez, dentro das fontes renováveis, a maior parte da energia produzida proveio da biomassa. De notar que, face à média global, Portugal utiliza mais recursos renováveis para a produção energética (cerca de 10 %).

Na Figura 3 é ainda possível verificar a dependência de Portugal do petróleo. A escassez desta matéria-prima mundialmente e as súbitas oscilações do preço de compra nos últimos anos, problemas de sustentabilidade ambiental associados ao uso de combustíveis fósseis e a dependência energética estrangeira, torna fundamental a necessidade de uma mudança do modelo energético atual por um modelo sustentável com uma elevada participação de fontes de energia renovável. A utilização de biomassa previne ainda o risco de incêndios [11]. Esta necessidade é também uma obrigação a cumprir por todos os estados-membros da União Europeia.

Em março de 2007 legislou-se a Diretiva 2001/77/CE. Esta diretiva propõe um conjunto de medidas a implementar em cada Estado-Membro, com metas pré-estabelecidas, a implementar até 2020, das quais [12]:

- Corte de 20 % de emissões de gases efeito de estufa (com base nas emissões de 1990);
- 20 % da energia produzida ser de origens renováveis;
- 20 % de aumento da eficiência energética.

A 23 de Abril de 2009, o Parlamento Europeu e o Conselho da UE decidiram retificar e revogar a Diretiva 2001/77/CE, apresentando a Diretiva 2009/28/CE.

Esta retificação deveu-se em parte a: *“O ponto de partida, o potencial de energias renováveis e o cabaz energético variam de Estado-Membro para Estado-Membro. É consequentemente necessário traduzir o objectivo comunitário global de 20 % em objectivos individuais para cada Estado-Membro, tendo na devida conta uma repartição justa e adequada que pondere o ponto de partida e o potencial de cada Estado-Membro, incluindo o nível existente de energia proveniente de fontes renováveis e o cabaz energético.”* [13]

No caso português, a aprovação desta diretiva ampliou o compromisso de atingir a produção de energia primária proveniente de renováveis até 2020 para 31 %.

Em 2018, 13 países europeus já haviam superado as metas para a produção de energia renovável que se propuseram alcançar em 2020. Portugal não está incluído neste grupo e, no conjunto, o bloco europeu também se mantém aquém. Portugal é o nono país europeu que mais produz energia proveniente de fontes renováveis em função de toda a energia produzida. O sexto se se olhar apenas para os membros da União Europeia. Em 2018, Portugal produzia 24 % da energia com base em fontes renováveis. Contudo, ficou 7 pontos percentuais abaixo dos 31 % propostos [14].

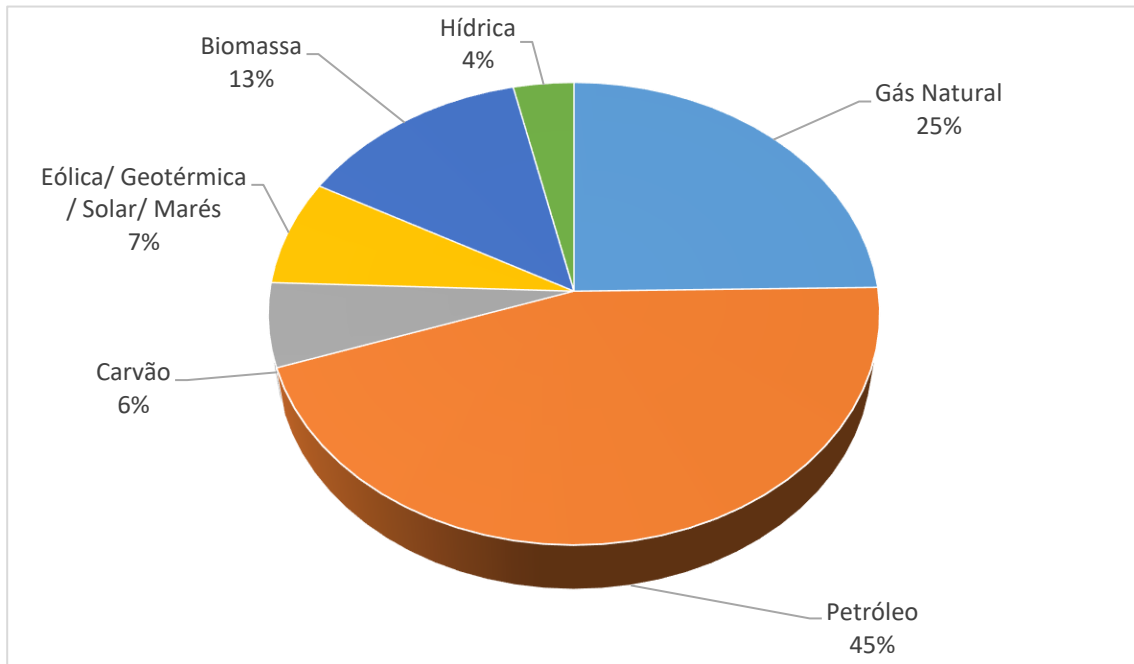


Figura 3 - Produção de energia por categoria em Portugal em 2018 | Fonte: [10]

A Figura 4 mostra a percentagem de energia renovável produzida em relação a toda a energia produzida em Portugal desde 1990. O crescimento do sector eólico que ocorreu entre 2005 e 2010 é a maior razão para justificar o crescimento percentual das energias renováveis neste período de tempo [10].

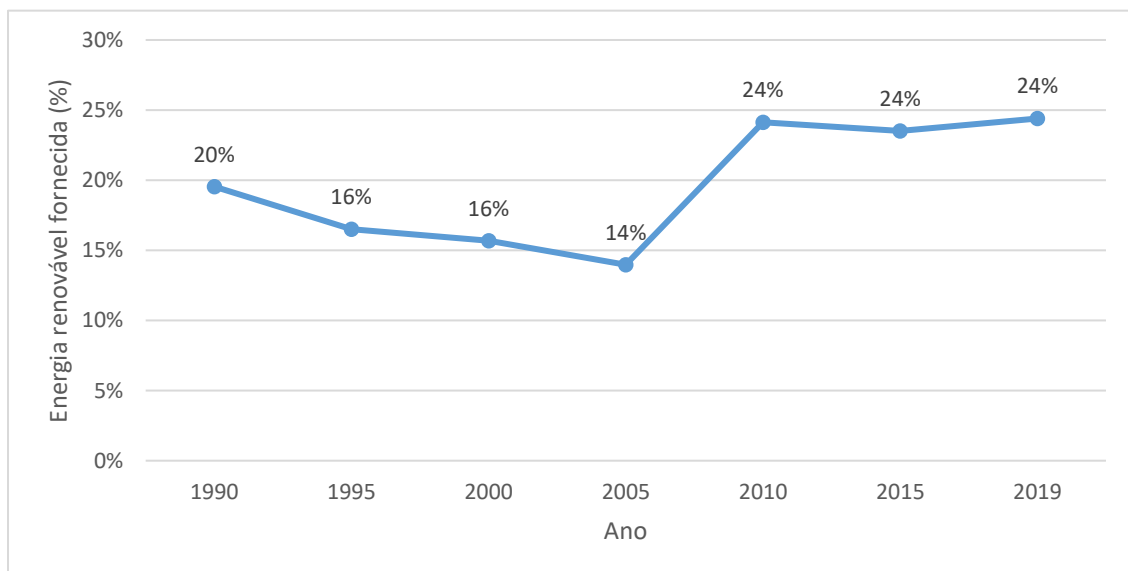


Figura 4 - Variação da percentagem da energia renovável produzida em Portugal | Fonte: [10]

1.5 A biomassa

A União Europeia define o termo 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” [13].

Tendo em conta a sua origem, a biomassa pode ser reconhecida como [15]:

- Biomassa Primária: resíduos florestais ou agrícolas, sem transformações químicas ou mecânicas;
- Biomassa Secundária: resíduos obtidos pelo processamento físico, químico ou biológico de recursos primários e outros desperdícios orgânicos.

A biomassa tem, como fonte de energia renovável, a possibilidade de ser convertida diretamente em energia sob a forma de calor ou em biocombustíveis (sob a forma líquida ou gasosa) através de processos físicos, químicos ou biológicos [16], reduzindo a dependência de combustíveis fósseis. Pode ser utilizada para a produção de energia térmica e elétrica, por intermédio de centrais termoelétricas ou de cogeração.

Os biocombustíveis sólidos são os mais utilizados atualmente [10]. Estes consistem em biomassa obtida através de processos físicos simples (biomassa florestal e/ou resíduos) ou por processos de fabrico mais complexos (*pellets*, briquetes ou resíduos sólidos urbanos).

1.5.1 Biomassa Primária

Este tipo de biomassa inclui produtos orgânicos florestais como topos e ramos de pinheiros e eucaliptos, podas de sobreiros e azinheiras, podas de culturas permanentes (árvores de fruto, olivais) ou culturas temporárias (centeio, milho, girassol) assim como os que resultam da indústria de transformação de madeira (serrins, estilha, etc.).

A biomassa florestal é constituída maioritariamente por carboidratos (celulose e hemicelulose) e por lenhina que lhe confere propriedades que a tornam um ótimo combustível para processos de conversão de biomassa em bioenergia. Devido à grande quantidade de espécies florestais existentes, a composição química e propriedades básicas da biomassa florestal são bastante variáveis.

Apesar das fontes serem diversas, as propriedades da biomassa apresentam valores bastante uniformes quando comparadas com os combustíveis fósseis (como o carvão ou o petróleo). Ou seja, o PCI da biomassa florestal situa-se entre os 14 e 21 GJ/t enquanto o dos combustíveis fósseis têm uma maior amplitude. A título de exemplo, a gasolina com PCI na ordem dos 42,5 GJ/t e o carvão na ordem dos 6 GJ/t . Quanto ao

teor de humidade da biomassa fresca, situa-se entre os 40 e 60 % em massa que após secagem pode atingir os 10 % [17].

1.5.2 Biomassa Secundária

Tradicionalmente, a lenha queimada em lareira é a forma pura mais utilizada para gerar energia térmica nas habitações, mas com o avanço da tecnologia foram desenvolvidos equipamentos industriais e domésticos que utilizam como matéria-prima biomassa florestal na forma processada, como é o caso das caldeiras e salamandras. As matérias-primas mais utilizadas para estes equipamentos são a estilha de madeira, briquetes e *pellets*, sendo as duas últimas, formas processadas da biomassa florestal [18].

1.5.2.1 *Pellets, briquetes e estilha*

Os *pellets*, briquetes e estilha de madeira (Figura 5) são produtos de biomassa secundária, pelas transformações mecânicas a que estão sujeitos. Os *pellets* e os briquetes são constituídos por serrim, resultante da moagem de estilha de madeira e outros desperdícios resultantes de processos de fabrico na indústria madeireira. Ambos são geometricamente semelhantes, caracterizadas pela sua forma cilíndrica.

A estilha de madeira é resultado de um fragmento delgado de um pedaço de madeira quebrado longitudinalmente, sendo a forma mais simples de obter biomassa secundária. As propriedades de vários biocombustíveis existentes são apresentadas na Tabela 1 e Tabela 2.



Figura 5 - *Pellets* (esquerda), briquetes (centro) e estilha (direita) | Fonte: [32]

Tabela 1 - Propriedades de biocombustíveis sólidos | Fonte: [19]

Propriedades	Unidade	Briquetes	Estilha de madeira
Diâmetro	<i>mm</i>	85 ± 15	-
Comprimento	<i>mm</i>	325 ± 175	-
Massa volúmica	% em massa	> 1000	[250; 300]
Teor de humidade	% em massa	> 15,3	17
Teor de cinzas após combustão (base seca)	% em massa	< 15	50
PCI	<i>MJ/kg</i>		[14; 21]

1.5.2.1.1 Certificado de qualidade - *pellets*

Os fabricantes de aparelhos a *pellets* solicitam, na sua maioria, a utilização de combustível certificado nos seus aparelhos segundo a norma ISO 17225-2, em vigor desde maio de 2014. O objetivo desta norma é classificar de forma explícita a qualidade dos *pellets* para uso industrial e não-industrial [20]. A utilização de combustível não certificado pode levar à criação dos mais diversos problemas no funcionamento dos aparelhos, detalhados na secção 1.5.2.2.

O líder mundial na certificação de *pellets* é a entidade *ENplus*[®] (*European Premium Wood Pellet Standard*), que garante a qualidade e o combate à fraude na totalidade da cadeia de abastecimento deste combustível. O recurso a uma marcação na embalagem de *pellets* simplifica ainda o entendimento entre o fornecedor e consumidor final.

Se certificado, a embalagem do combustível tem de acompanhar de um dos logótipos (Figura 6) tendo em conta o seu grau de qualidade (qualidade descendente na Figura 6 da esquerda para a direita), com o respetivo ID do fabricante. Deve ainda obedecer aos requisitos presentes na Tabela 2 [21].



Figura 6 – Selo de certificação *ENplus* | Fonte: *ENplus Manual* [21]

Tabela 2 – Requisitos para obtenção de grau de qualidade dos | Fonte: [21]

Propriedades	Unidade	<i>ENplus</i> A1	<i>ENplus</i> A2	<i>ENplus</i> B	Controlo de qualidade
Diâmetro	<i>mm</i>		6 ± 1 ou 8 ± 1		ISO 17829
Comprimento	<i>mm</i>		[3,15; 40]		ISO 17829
Teor de humidade	% em massa		~ 10		ISO 18134
Teor de cinzas após combustão (base seca)	% em massa	$\leq 0,7$	$\leq 1,2$	$\leq 2,0$	ISO 18122
Durabilidade mecânica	% em massa	$\geq 98,0$	$\geq 97,5$		ISO 17831-1
PCI	<i>MJ/kg</i>	18,0	~ 18,0		ISO 18122

1.5.2.2 Propriedades relevantes dos pellets

As propriedades do combustível são um dos fatores mais decisivos na escolha de um método de conversão de energia. Na conversão de biomassa em energia térmica, as principais propriedades a ter em conta são [16]:

- **Compactação:** A compactação é a redução de volume de um elemento de biomassa, ou seja, expulsão de ar do seu interior. É conseguido através de processos mecânicos. Quanto maior o grau de compactação da biomassa, maior é a possibilidade de tirar partido das economias de escala do seu transporte e armazenamento, reduzindo os custos associados [16]. No caso dos *pellets*, uma boa compactação é sinónimo de uma durabilidade mecânica alta [1]. A fraca compactação do combustível provoca a criação de serrim em excesso, tanto no manuseamento do combustível como no sistema de alimentação do aparelho (sem-fim), o que pode provocar o seu entupimento devido à compactação do serrim. Uma menor compactação é ainda sinónimo da necessidade de um maior consumo em termos de volume para atingir o mesmo poder calorífico que um combustível bem compactado;
- **Teor de humidade:** O teor de humidade é uma propriedade que influencia os processos de conversão (nomeadamente no processo de combustão), na temperatura adiabática do processo e no volume de gases produzidos. O seu valor depende do tipo de biocombustível, podendo variar entre os 10 e os 70 % [11];
- **Poder calorífico:** Um poder calorífico baixo é sinónimo da necessidade de um maior consumo para atingir o mesmo poder calorífico que um combustível certificado. É sobretudo influenciado pela origem e tipo de biomassa utilizada para o fabrico do combustível;
- **Teor de cinzas:** As cinzas são um resíduo sólido contido na biomassa. O conteúdo de cinzas e outros contaminantes podem atingir os 20 % em fração mássica. Afeta a escolha do processo de conversão a usar já que, nomeadamente no processo de combustão, pode originar problemas operacionais como a formação de escórias e incrustações, reduzindo o poder calorífico disponível e o rendimento do processo [16].
- **Teor de metais alcalinos:** Os metais alcalinos ao reagirem com as cinzas resultantes da combustão de biomassa dão origem a um líquido de viscosidade elevada, que pode ter consequências negativas como por exemplo o entupimento de tubagens do equipamento utilizado [22]. Existe ainda a possibilidade de se criarem resíduos sólidos no cesto de queima devido a uma elevada composição sílica e outros componentes inorgânicos no combustível. Esta escória impossibilita uma queima eficiente e reduz a potência nominal do aparelho.

1.5.3 Biomassa em Portugal

1.5.3.1 Viabilidade económica, ambiental e estratégica da biomassa

A biomassa é um dos poucos recursos renováveis que podem servir de base à produção elétrica sem necessidade de importação estrangeira, contribuindo para a redução da dependência energética nacional e emissões de gases efeito de estufa.

O intervalo de tempo necessário para obter este recurso desde a sua plantação e a localização dispersa deste recurso no terreno são, no entanto, barreiras para o eficaz desenvolvimento de centrais elétricas a biomassa. [15]

Existem vários incentivos e esquemas de apoio financeiro públicos destinados à aceleração da produção elétrica a partir de energias renováveis sendo que a mais dominante na UE são os contratos de oferta padrão ou *Feed-in tariff* (FIT) [23]. Os FIT são ofertas de contratos de longo prazo apresentados aos produtores de energias renováveis, normalmente com base no custo de geração de cada tecnologia.

Uma análise *SWOT* de implantação de centrais elétricas a biomassa em Portugal foi realizada tendo como premissa a criação de áreas de cultivo destinadas à produção de biomassa, assim como a realidade socioeconómica portuguesa [15]:

Pontos fortes:

- Desenvolvimento das áreas rurais;
- Criação de postos de trabalho;
- A plantação de árvores reduz o número de solos em risco de erosão;
- Independência energética, reduzindo custos económicos de importação de combustíveis fósseis;
- Possibilidade de prever facilmente a quantidade de biomassa disponível a curto e longo prazo.

Pontos fracos:

- Afeta a qualidade do solo, ar, água e a biodiversidade;
- Possibilidade de ocupar terrenos com plantações que poderiam ser necessários para fins agrícolas;
- Dependência de condições meteorológicas e de ataques biológicos que podem comprometer a qualidade da biomassa;
- Falta de experiência em gerir plantações destinadas a este fim;
- Dependência de terrenos disponíveis;
- Viabilidade económica dependente de impostos e ajudas financeiras;
- Elevados custos de investimento;
- Inexistência de um cadastro geométrico das propriedades a nível nacional.

Oportunidades:

- A produção de biomassa é relativamente simples e pode trazer vantagens socioeconómicas ao país através da criação direta e indireta de postos de trabalho;
- Perspetivas de crescimento de mercado;
- Políticas externas de implementação de uso de energias renováveis.

Ameaças:

- Competição com os combustíveis fósseis e outros combustíveis renováveis;
- Instabilidade do mercado energético e concorrência estrangeira;
- Possibilidade de oposição social.

Estudos realizados [15], [23] concluem que os FIT atuais não são suficientes para atrair investidores privados. É sublinhada a necessidade de criar outros incentivos fiscais específicos para este tipo de combustível renovável. Esses incentivos são justificados não só por se tratar de um investimento pioneiro e de grande dimensão económica, mas também pelos benefícios que traria, sociais, económicos e ambientais.

1.5.3.2 A Biomassa como combustível para aquecimento doméstico

Foram recolhidos dados sobre o consumo de energia no setor doméstico em três edições, 1989, 1996 e 2010, num conjunto de esforços do INE e DGEG [24].

Entende-se por aquecimento doméstico o aquecimento do ambiente habitacional. No entanto, pode também incluir o aquecimento de águas sanitárias.

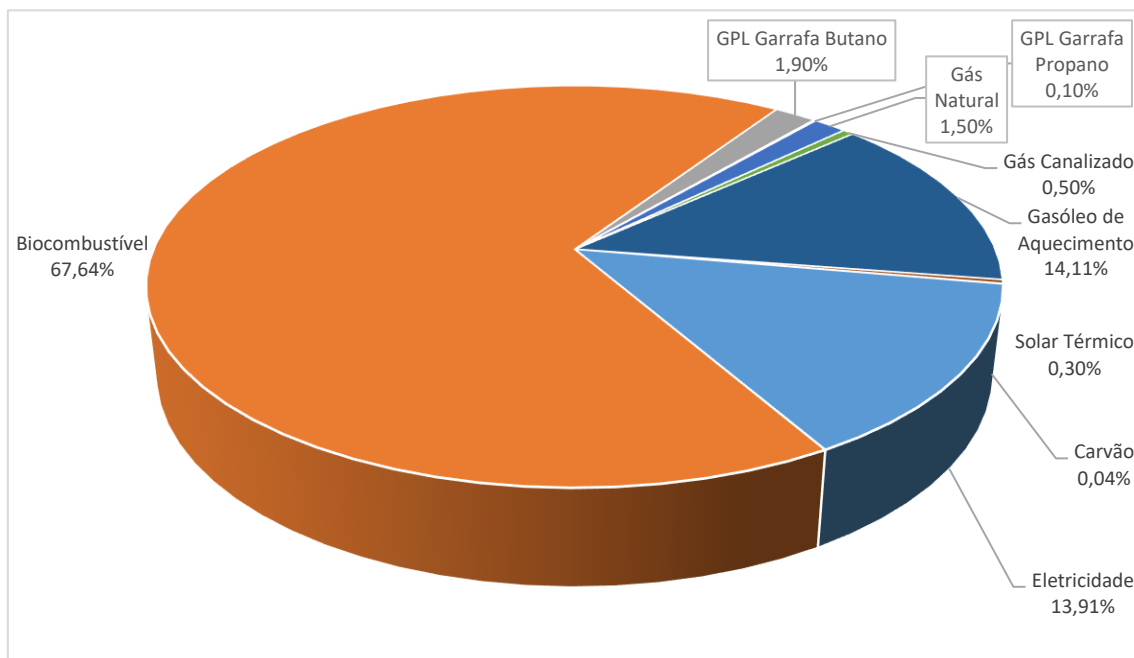


Figura 7 – Distribuição do consumo de energia para aquecimento ambiente por tipo de fonte em Portugal | | Fonte: INE, DGEG (2010) [25]

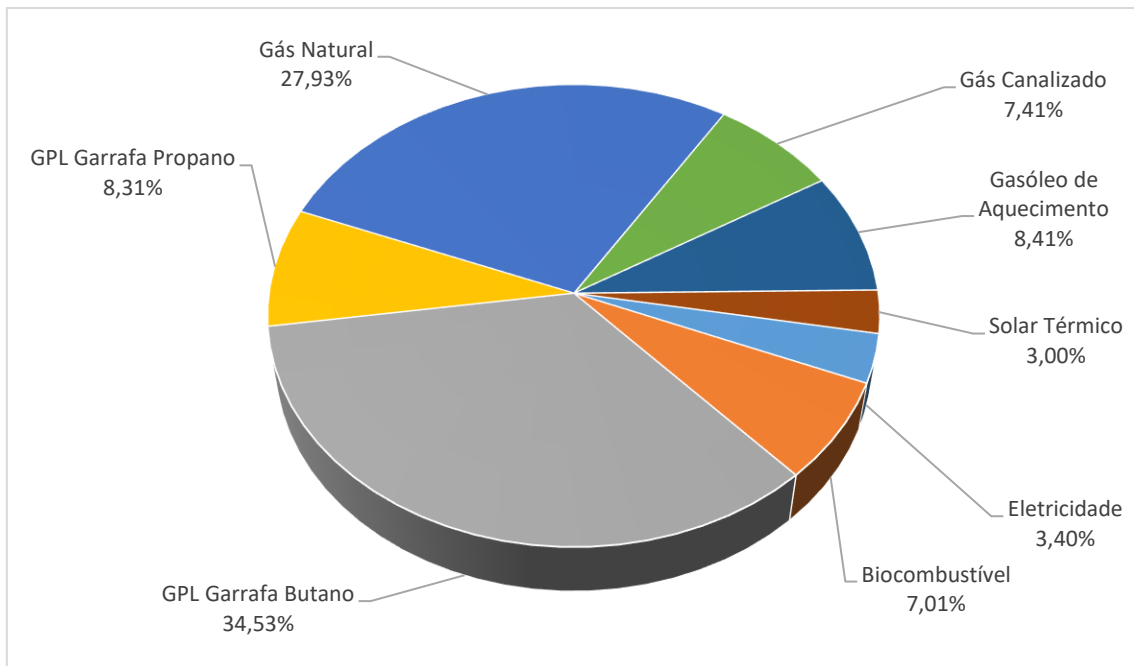


Figura 8 - Distribuição do consumo de energia para aquecimento águas sanitárias por tipo de fonte em Portugal | Fonte: INE, DGEG (2010) [25]

Os dados mais recentes [25] indicam que o biocombustível é atualmente a maior fonte de energia primária para o aquecimento ambiente doméstico, tradicionalmente através da queima de lenha em lareiras (Figura 7). Em contraste, o maior combustível responsável pelo aquecimento de águas sanitárias com recurso é o GPL (Figura 8).

O recurso à eletricidade através de equipamentos como a bomba de calor, resistência elétrica, etc. requerem uma baixa manutenção, elevado controlo, fácil e limpa operação, o que potencia a sua popularidade.

Os combustíveis fósseis, ainda que representem uma elevada percentagem no consumo por parte dos cidadãos, a longo prazo, são um recurso finito e prevê-se um aumento de custos de fornecimento e conseqüente declínio de consumo.

A Figura 9 apresenta dados retirados do simulador disponível na página da ENERPOR [26] e foram estimados à data de dezembro de 2020. Têm já em conta a eficiência energética média de cada equipamento tendo em conta o tipo de combustível queimado.

Com os dados apresentados, é possível concluir a possibilidade que a biomassa tem de triunfar como alternativa futura aos combustíveis fósseis para aquecimento doméstico. Esta vantagem é ainda exacerbada pelo custo económico (atualmente) deste recurso face aos seus concorrentes (Figura 9).

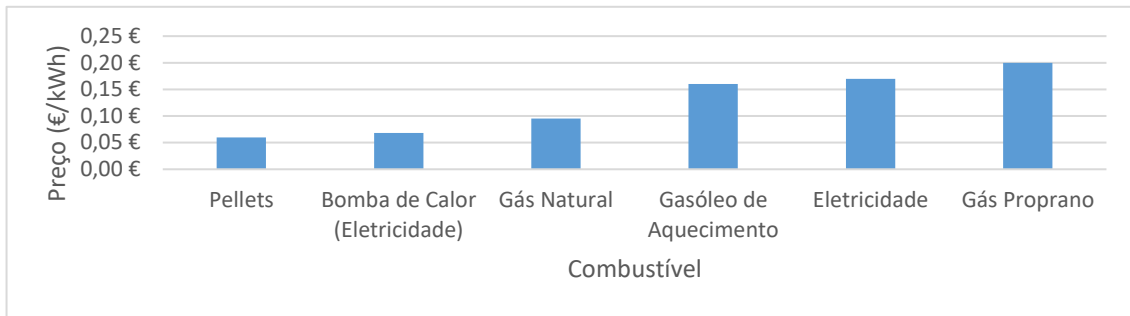
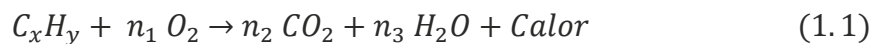


Figura 9 – Comparativo de preços de combustíveis | Fonte: [26]

1.6 Combustão de biomassa

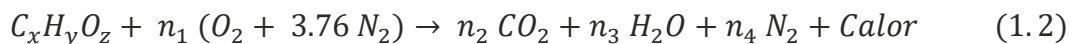
A combustão é, idealmente, uma reação de um combustível com o oxigénio, libertando energia na forma de calor, representada pela Equação 1.1. Este processo é responsável por 85 % do fornecimento de energia mundial. É um processo complexo de interações químicas e físicas.



Um combustível deve ser rico em hidrocarbonetos (C_xH_y). Os hidrocarbonetos são constituídos por átomos de hidrogénio e carbono unidos tetraedricamente por ligação covalente, aos quais se podem juntar átomos de oxigénio, enxofre e azoto, dando origem a compostos orgânicos.

A biomassa em geral contém cerca de mais 45 % de oxigénio para além do carbono e hidrogénio, podendo ser representada quimicamente de forma genérica e simplificada por CH_2O [17]. Apesar de não ser considerada um hidrocarboneto, é um composto com um comportamento químico similar, oxida-se facilmente.

Idealmente, as ligações atómicas entre o hidrogénio e carbono são quebradas quando reagem com o oxigénio criando dióxido de carbono, vapor de água e calor (Equação 1.1). Na realidade, a combustão de biomassa, simplificando-a a um hidrocarboneto, utilizando como comburente ar atmosférico, pode ser representada pela Equação 1.2.



Já que a biomassa é rica em carbono, hidrogénio e oxigénio, os produtos de reação são na sua maioria CO_2 e vapor de água.

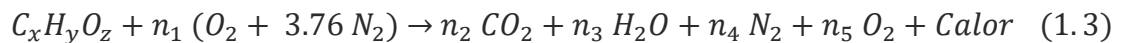
A temperatura da chama pode exceder os 2000 °C, dependendo do poder calorífico, teor de humidade, relação ar-combustível e a geometria da fornalha.

Teoricamente, uma combustão estequiométrica seria o ideal, sem perdas energéticas e extraíndo toda a energia da partícula. Na realidade, uma combustão estequiométrica é inatingível devido a incertezas e variações constantes da mistura entre o combustível, o gás de combustão e o ar adicionado. Na prática, para uma combustão completa, é necessária uma relação ar/combustível superior à

estequiométrica. A quantidade de ar excedente à estequiométrica é conhecida como excesso de ar, representada pela variável λ . Tipicamente, na biomassa, o excesso de ar varia entre os 5 % e os 50 %, dependendo das características do combustível e geometria da câmara de combustão [27].

Para $\lambda < 1$ ocorre a oxidação incompleta do combustível (gaseificação) e apenas uma parte da energia do combustível é convertida em energia térmica. Adicionar demasiado ar ($\lambda \gg 1$) irá arrefecer o processo, levando a uma combustão incompleta e a perdas térmicas [28].

A combustão da biomassa com excesso de ar, simplificando-a a um hidrocarboneto, pode ser representada pela Equação 1.3:



1.6.1 Estágios de combustão em partículas de biomassa

A biomassa não é um hidrocarboneto, já que é constituído por outras substâncias (impurezas). Daí que as reações envolvidas sejam complexas e surjam outros produtos de reação.

Uma partícula sólida de biomassa ao entrar na câmara de combustão em regime estacionário sofre um processo dividido em 3 estágios [27], conforme a Figura 10: secagem do combustível (1º estágio), pirólise/gasificação (2º estágio), a oxidação final do carvão vegetal (3º estágio (a)) e formação de cinzas (3º estágio (b)) em conjunto com a libertação dos gases de combustão. Dependendo das condições operativas, os vários estágios do processo podem ocorrer em simultâneo.

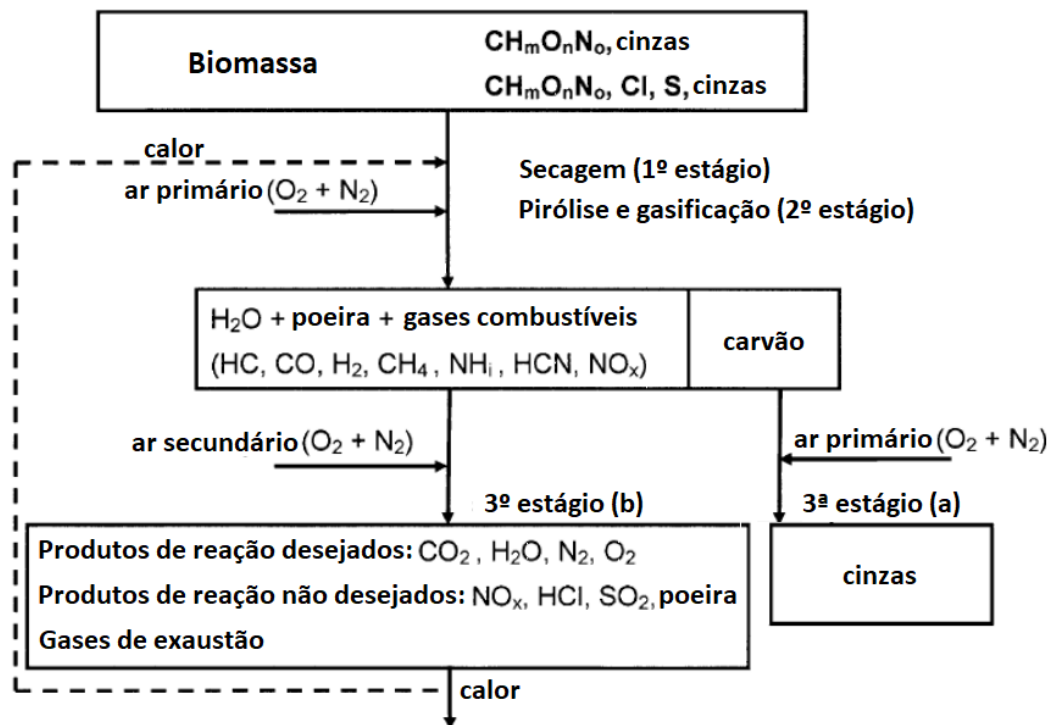


Figura 10 - Etapas da combustão da biomassa | Fonte: [95]

Ao iniciar o 1º estágio, toda a biomassa contém humidade. Esta humidade necessita de ser expelida através do aquecimento da biomassa antes de a combustão se iniciar. Durante a secagem a partícula liberta a humidade retida no seu interior, o que ocorre a baixas temperaturas (50 °C - 100 °C). Este processo utiliza energia libertada pelas partículas adjacentes em forma de calor, que se encontram num estado mais avançado do processo de combustão, através de radiação, convecção e condução. Tal situação está representada na Figura 10 através da seta a tracejado. Consequentemente, este processo baixa a temperatura do interior da câmara de combustão e velocidade das reações. Após a secagem, o principal parâmetro que afeta a eficiência do processo é o quociente entre a quantidade de ar adicionado e a quantidade de ar necessário para uma combustão completa das partes combustíveis do combustível. É importante que cada partícula do combustível queime completamente para otimizar a eficiência do processo. A combustão diz-se completa quando a relação ar/combustível é a correta e se misturam num espaço temporal correto, em condições corretas de turbulência e temperatura [28].

Ao iniciar o 2º estágio, a partícula aqueceu durante o estágio anterior e liberta voláteis (a partir dos 200 °C no caso da biomassa) que reagem com o ar primário, libertando calor. Os compostos libertados nesta fase são sobretudo CO e CH_4 (metano). Os gases libertados reagem com o oxigénio do ar e queimam mostrando uma chama amarela. Assim que a partícula deixa de ter gases para libertar dá origem a um carvão a elevada temperatura (aproximadamente 800 °C). A velocidade de reação deste estágio aumenta conforme a temperatura da câmara de combustão.

No 3º e último estágio, o carvão a elevada temperatura reage novamente com o oxigénio libertando sobretudo CO . Este composto deverá reagir já fora da câmara de combustão com oxigénio proveniente de uma entrada de ar secundária, formando CO_2 . Quanto maior o tempo de residência da partícula no leito de combustão maior a possibilidade de este ser totalmente consumido. Quanto aos carvões, depositados no leito da câmara de combustão (CC), reagem com o ar primário e são totalmente consumidos. Desintegram-se e formam cinzas finas que acabam por se mover para o cinzeiro ou são arrastadas pelo escoamento.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Introdução
- 2.2 Sistemas de aquecimento a *pellets*
- 2.3 Tipos de alimentação de combustível
- 2.4 Permuta de calor
- 2.5 Sistemas de ignição
- 2.6 Sistemas de segurança
- 2.7 Legislação e normas europeias
- 2.8 Modelação de sistemas CFD

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Este capítulo está dividido em mais sete secções.

Na secção 2.2 será feita uma apresentação geral do modo de funcionamento de aparelhos a biomassa de aplicação doméstica, subdividida em aparelhos de aquecimento local e central, respetivamente, pela similaridade que têm no seu princípio de funcionamento e alguns componentes.

Nas secções 2.3 a 2.6 são apresentados detalhes e princípios de funcionamento dos principais componentes que em conjunto definem um equipamento de aquecimento local ou central.

Na secção 2.7 é apresentada as normativas e legislação em vigor relativo a equipamentos a biomassa, num contexto europeu e português.

Por último, na secção 2.8, serão apresentados conceitos teóricos e estudos relevantes que estão na base dos procedimentos realizados nesta dissertação. Será feita uma abordagem aos vários tipos de modelos numéricos de CFD e transferência de calor. São apresentados estudos existentes em contexto CFD, enquadrados no objeto de estudo desta tese, propostos por vários autores e uma detalhada explicação dos seus prós e contras, para além de comparações experimentais e conclusões de cada autor.

2.2 Sistemas de aquecimento a *pellets*

Para fins de aquecimento habitacional, salamandras ou caldeiras alimentadas a *pellets* são as principais formas de aquecimento a biomassa. Por norma, a salamandra tem capacidade de aquecimento de uma divisão, enquanto uma caldeira pode aquecer toda uma habitação e ainda águas sanitárias.

Existem outros tipos de biomassa como a lenha ou a estilha de madeira. De todos, os *pellets* apresentam a maior densidade energética e uma humidade mássica percentual muito menor (cerca de 10 % [22]). Para além disso são comercializados em sacos de fácil transporte, e a sua geometria constante e normalizada facilita o desenvolvimento de aparelhos automáticos por parte dos fabricantes.

2.2.1 Aquecimento local

Existem vários aparelhos a *pellets* destinados a aquecimento local habitacional. Destacam-se os recuperadores (Figura 11), os fogões (Figura 12) e as salamandras (Figura 13). Apesar das diferenças externas e internas entre estes aparelhos, todos têm o mesmo princípio de funcionamento. Os recuperadores destinam-se somente ao aquecimento local assim como as salamandras, apesar de existirem algumas variantes com um forno para poder cozinhar. Os fogões destinam-se ao aquecimento local e utensílio de cozinha, aquecendo o ar ambiente por radiação, convecção e condução.



Figura 11 - Recuperador a *pellets* | Fonte: [29]



Figura 12 - Fogão a *pellets* | Fonte: [29]

Os equipamentos comercializados atualmente apresentam, na sua maioria, elevada eficiência e baixa emissão de gases efeito de estufa [28]. São controladas por um termóstato e funcionam a diferentes níveis de potência. Podem funcionar de forma automática (regulado pelo termóstato) ou de forma manual conforme a escolha do utilizador.

Uma salamandra e os seus componentes principais são apresentadas na Figura 13.

Na Figura 13, o **marcador 1** aponta para a câmara de combustão, mais comumente denominado de cesto de queima (Figura 14). Este componente varia em tamanho conforme a potência nominal da salamandra.

Através da mesma flui uma corrente forçada do ar que participa na reação de queima. Os orifícios deste componente tendem a ficar obstruídos com impurezas presentes no combustível. Daí que este componente necessite de manutenção em cada ciclo de operação do aparelho ou, em utilização contínua, pelo menos uma vez por dia.

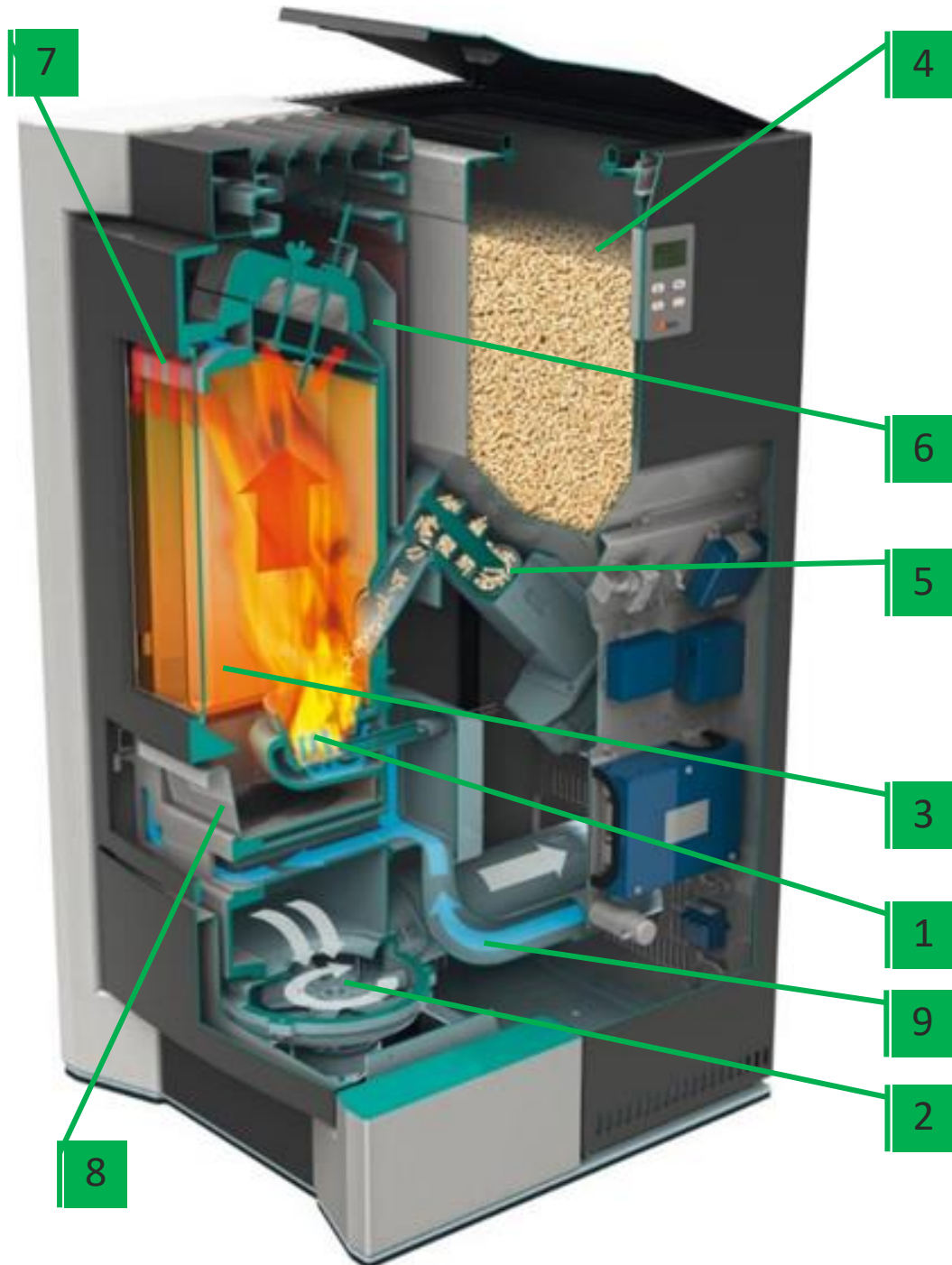


Figura 13 - Salamandra a *pellets* em perspectiva e corte | Fonte: Adaptado de [19]

A corrente de ar que atravessa o cesto de queima é provocada por um ventilador centrífugo (**marcador 2**). Este ventilador está preparado para trabalhar a altas temperaturas ($\approx 200\text{ }^{\circ}\text{C}$) e é colocado à saída dos gases de exaustão do aparelho para que a temperatura dos mesmos seja a mais baixa possível. Todo o escoamento no interior da salamandra flui em regime de sucção (pressão sub-atmosférica) permanente. Quanto maior a potência de trabalho, maior a velocidade de rotação do rotor da turbina. Isto para que exista um equilíbrio entre a quantidade de comburente e combustível.



Figura 14 - Cesto de queima | Fonte: [29]

O **marcador 3** aponta para a fornalha. Nesta zona os gases que iniciaram a combustão no cesto de queima estão ainda em reação e a elevadas temperaturas, entre os 800 °C e 1000 °C. A salamandra apresentada na Figura 13 tem na zona circundante da fornalha placas de vermiculite. A vermiculite é um mineral semelhante à mica, formado essencialmente por silicatos hidratados de alumínio e magnésio. Tem uma condutibilidade térmica muito baixa e tem ponto de fusão muito mais elevado do que as temperaturas a que está sujeito. Nem todas as salamandras estão dotadas com este componente por não ser essencial a um bom funcionamento. A função deste elemento é essencialmente proteger o metal da fornalha da oxidação acelerada a que está sujeito devido às altas temperaturas dos produtos de reação que aí fluem.

Qualquer material com propriedades físicas semelhantes poderia ser aplicado ao invés da vermiculite, como por exemplo, tijolo refratário. A maior parte dos fabricantes opta por este material por ter uma massa volúmica e dureza muito inferior aos seus concorrentes (possível riscar com a unha), daí ser mais fácil de trabalhar e manusear. Outra vantagem é que a reduzida dureza traz a possibilidade de maquinar para dar um efeito estético mais agradável ao produto.

Outro detalhe importante a notar nesta zona é a entrada de ar por uma ranhura localizada na porta (**marcador 7**), geralmente perto da parte superior do vidro frontal. Este ar secundário vai interagir com os produtos de reação da queima, resultando numa queima mais eficiente. Para além disso, a entrada de ar ao ser localizada por cima do vidro e paralelo a este traz vantagens. Cria uma “cortina” de fluido vertical tangente ao vidro. Esta “cortina” afasta a fuligem que esvoaça no interior da fornalha de se “colar” ao vidro. Este efeito para além de agradar em termos estéticos promove a transferência de calor pelo vidro.

O **marcador 4** mostra o silo de armazenamento de combustível da salamandra. Os *pellets* são colocados no silo (capacidade: 10 – 25 kg) que dá à máquina autonomia para 1 a 2 dias de trabalho em contínuo.

É possível ver também a tampa que isola o combustível. Esta tampa deve estar fechada sempre que não se está a realizar um abastecimento. O objetivo desta tampa é garantir

a estanquidade do silo de forma a impedir a entrada descontrolada de ar pelo sem-fim para a fornalha.

O **marcador 5** faz referência à forma de alimentação do combustível para a câmara de combustão. Neste aparelho em específico a alimentação é superior e utiliza um sem-fim. O sem-fim gira de forma cíclica e intermitente. Quanto maior a potência de trabalho, menores são os tempos de pausa na rotação cíclica do sem-fim. Esta é a forma mais convencional e amplamente usada pelos fabricantes para fazer o abastecimento de combustível doseado para a câmara de combustão. Mais detalhes sobre a matéria serão apresentados na secção 2.3.

No **marcador 6** é possível ver o componente que circunda a fornalha exteriormente. O objetivo deste componente é criar uma caixa de ar em torno da fornalha para promover a convecção natural ou forçada do ar da divisão por este espaço. No equipamento da Figura 13 o ar em convecção sobe sem ação de forças externas. No entanto, a maioria dos equipamentos vem equipada com um ventilador centrífugo (Figura 15) que promove um caudal de ar superior a transitar nesta zona. A justificação para tal é o aumento de transferência de calor para o fluido de trabalho e o aumento da eficiência térmica do aparelho.

O **marcador 8** aponta para o cinzeiro, que sendo de pequenas dimensões requer uma manutenção de limpeza usual. A função deste componente é recolher as partículas que esvoaçam e caem do cesto de queima e facilitar a operação de limpeza ao utilizador.

O **marcador 9** aponta para o tubo de entrada de ar primário do equipamento. Dependendo de cada equipamento, este tubo pode estar dotado com um sistema de leitura do caudal de ar que transita no seu interior. Isto para garantir uma combustão completa. Mais detalhes sobre o princípio de funcionamento são apresentados na secção 2.2.2.1.



Figura 15 - Ventilador centrífugo | Fonte: [29]

2.2.2 Aquecimento central

Ao contrário dos aparelhos de aquecimento local, as caldeiras a *pellets* utilizam água como fluido de trabalho.

Uma caldeira pode ser visualizada na Figura 16.

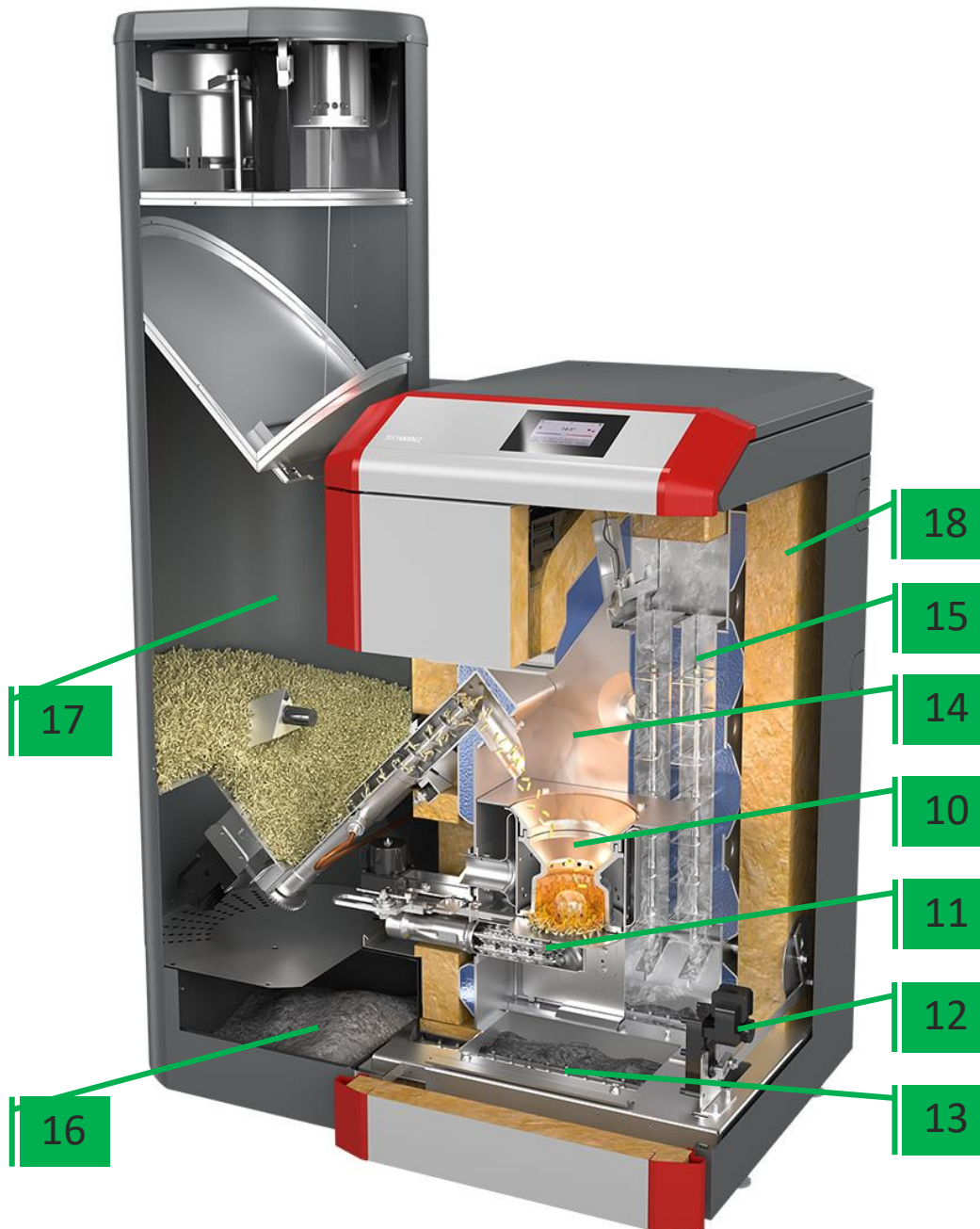


Figura 16 - Caldeira a *pellets* em perspectiva e corte | Fonte: Adaptado de [19]

O princípio de funcionamento é, no entanto, semelhante ao encontrado nos aparelhos de aquecimento local.

Atendendo à Figura 16, a biomassa é queimada no cesto de queima no interior da fornalha (**marcador 10**). Ao contrário dos aparelhos de aquecimento local, as caldeiras normalmente são equipadas com sistemas de limpeza automática do cesto de

queima, permutador e cinzeiro. Isto porque tendem a ser equipamentos usados com muito maior intensidade e de maior potência que os de aquecimento local, necessitando de uma manutenção de limpeza muito mais curta. Estão ainda localizados muitas das vezes em locais da habitação de difícil acesso ao utilizador. A caldeira da Figura 16 tem um sistema de limpeza do cesto de queima automático (**marcador 11**), do permutador (**marcador 12**) e do cinzeiro (**marcador 13**). Isto permite ao utilizador intervir em intervalos de tempo muito maiores e apenas para remover as cinzas de um compartimento de grandes dimensões (**marcador 16**) e abastecer o silo de armazenamento (**marcador 17**), que comporta uma autonomia longa.

Os gases a elevada temperatura transferem o seu potencial energético para a água por convecção forçada, radiação e condução. Na caldeira da Figura 16, a água circunda toda a fornalha, para aproveitar o máximo de calor possível. Após abandonarem a fornalha (**marcador 14**), os gases de exaustão atravessam o permutador (**marcador 15**) enquanto fluem até ao extrator de fumos. Mais detalhes sobre permutadores são apresentados na secção 2.4.

Ao contrário dos aparelhos de aquecimento local, nas caldeiras quer-se que a energia não se dissipe para o ambiente. Por norma, as caldeiras são isoladas por uma camada de lã de rocha com espessuras que podem variar entre os 20 mm e os 50 mm, dependendo das propriedades térmicas do material (**marcador 18**).

Todas as caldeiras têm de ser equipadas com um vaso de expansão (Figura 17). Isto para compensar o aumento do volume da água provocado pela subida da temperatura.



Figura 17 - Vaso de expansão | Fonte: [19]

Este componente é um recipiente de metal normalmente em aço, com duas entradas. Uma para fluido de trabalho e outra para um gás (azoto ou ar comprimido) que se situam em extremidades opostas e são divididas no interior por uma membrana flexível que pode ser feita de borracha sintética. A pressão do gás no interior é pré-estabelecida pelo fabricante e varia consoante a aplicação para a qual é concebido.

O volume deste componente tem de ser ajustado a cada instalação. Quanto maior a quantidade de água utilizada, maior a capacidade do vaso de expansão.

As caldeiras a *pellets* são as que emitem menos emissões comparativamente a outras que carburam outros tipos de biomassa. As mais eficientes atualmente têm uma eficiência térmica entre os 85 % e 90 %. Daí ser este o tipo de caldeira mais implementado na UE para aquecimento central habitacional.

2.2.2.1 *Sistemas de otimização de queima*

Os sistemas de otimização de queima permitem garantir uma maior eficiência do equipamento. É cada vez mais usual encontrar equipamentos dotados destes mecanismos, já que seria impossível ao fabricante conseguir implementar a configuração mais eficiente de trabalho que se ajustasse a cada instalação e realidade sem o auxílio destes sistemas. As condições de cada instalação são diferentes assim como a constituição do combustível, temperatura e humidade do ar de queima, etc. Existem ainda as obstruções internas (fuligem) que o equipamento vai acumulando com o funcionamento e desgaste dos componentes. Ainda assim é necessário garantir um rendimento ótimo qualquer que seja a potência de trabalho do equipamento.

Uma das soluções é o uso de uma sonda *lambda* (Figura 18).



Figura 18 - Sonda lambda | Fonte: [29]

Esta sonda é normalmente colocada na zona de saída dos fumos da caldeira para obter uma leitura após todas as reações de combustão terem sido realizadas. Esta sonda lê a concentração de oxigénio nos gases. O objetivo é comunicar esse valor à controladora eletrónica da caldeira para que esta ajuste o caudal de entrada de ar através da alteração da velocidade de rotação do extrator de fumos. Este processo é realizado de forma cíclica em intervalos de tempo muito curtos.

Esta sonda é usada na grande maioria em caldeiras que queimam estilha de madeira e *pellets*. A utilização deste equipamento é mais comum com o aumento da potência nominal [29]. Apenas 40 % das caldeiras até 40 kW de potência usam este equipamento. Esta percentagem sobe quase linearmente para caldeiras de 40 kW até

150 kW, onde a percentagem de utilização ronda os 80 % [29]. Deve-se em muito ao custo que este tem equipamento tem.

Na Alemanha, todas as caldeiras comercializadas necessitam de ser equipadas com esta sonda. Em Portugal não é ainda obrigatório o uso de qualquer sistema de otimização de queima.

Existe ainda fabricantes que utilizam um medidor de caudal aplicado na entrada de ar do aparelho, que funciona baseado no princípio de Venturi (Figura 19). O efeito Venturi é explicado pelo Princípio de Bernoulli e o princípio de conservação de massa. Se o caudal de um fluido é constante, mas a secção diminui, necessariamente a velocidade aumenta após atravessar essa secção. Pelo teorema da conservação da energia, se a energia cinética aumenta, a energia determinada pelo valor da pressão diminui obrigatoriamente.

Desta forma, o fabricante define para cada nível de queima do aparelho o caudal de ar que considerar correto, com a garantia de se adaptar a qualquer instalação ou condições de trabalho do aparelho. O caudal medido é comunicado à controladora eletrónica da caldeira para que esta ajuste o caudal de entrada de ar através da alteração da velocidade de rotação do extrator de fumos. Este processo é realizado de forma cíclica em intervalos de tempo muito curtos.

Este método não é tao fiável como a sonda lambda porque não se adapta às variações das propriedades do combustível, por exemplo. Apesar da queima poder ser mais ineficiente, este sistema é também muito mais económico. É encontrado principalmente em equipamentos de aquecimento local por serem equipamentos mais económicos e com carga horária de trabalho e potências nominais muito inferiores à das caldeiras.

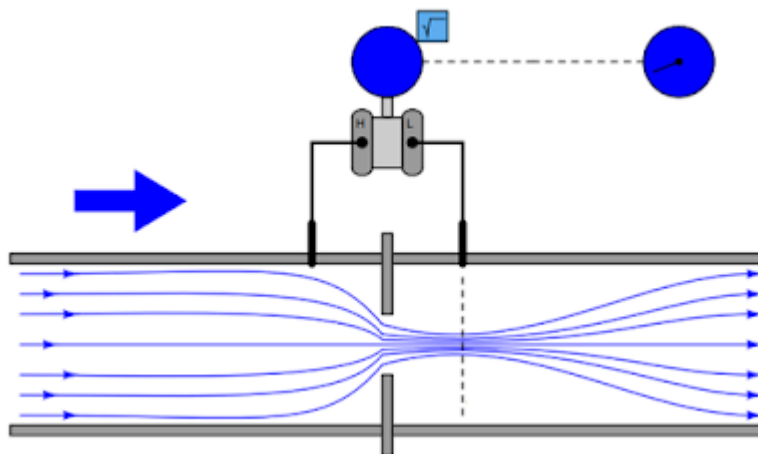


Figura 19 - Caudalímetro baseado no princípio de Venturi | Fonte: [30]

2.2.2.2 Componentes e sistemas de limpeza interna

As caldeiras a *pellets* mais recentes produzem uma quantidade muito pequena de cinzas devido a uma combustão mais limpa e eficiente. As cinzas são recolhidas em recipientes designados por cinzeiros, que são instalados nas caldeiras para este fim.

As cinzas e a crosta que permanecem no cesto de queima devido à combustão podem ser eliminadas manualmente, necessitando do utilizador para proceder à limpeza do cesto de queima, ou podem ser removidas automaticamente. Na primeira situação, o cesto de queima é semelhante ao da Figura 14.

Nos queimadores com limpeza automática existem componentes específicos para eliminar as cinzas que se vão formando e incrustando no fundo e nas laterais do cesto de queima.

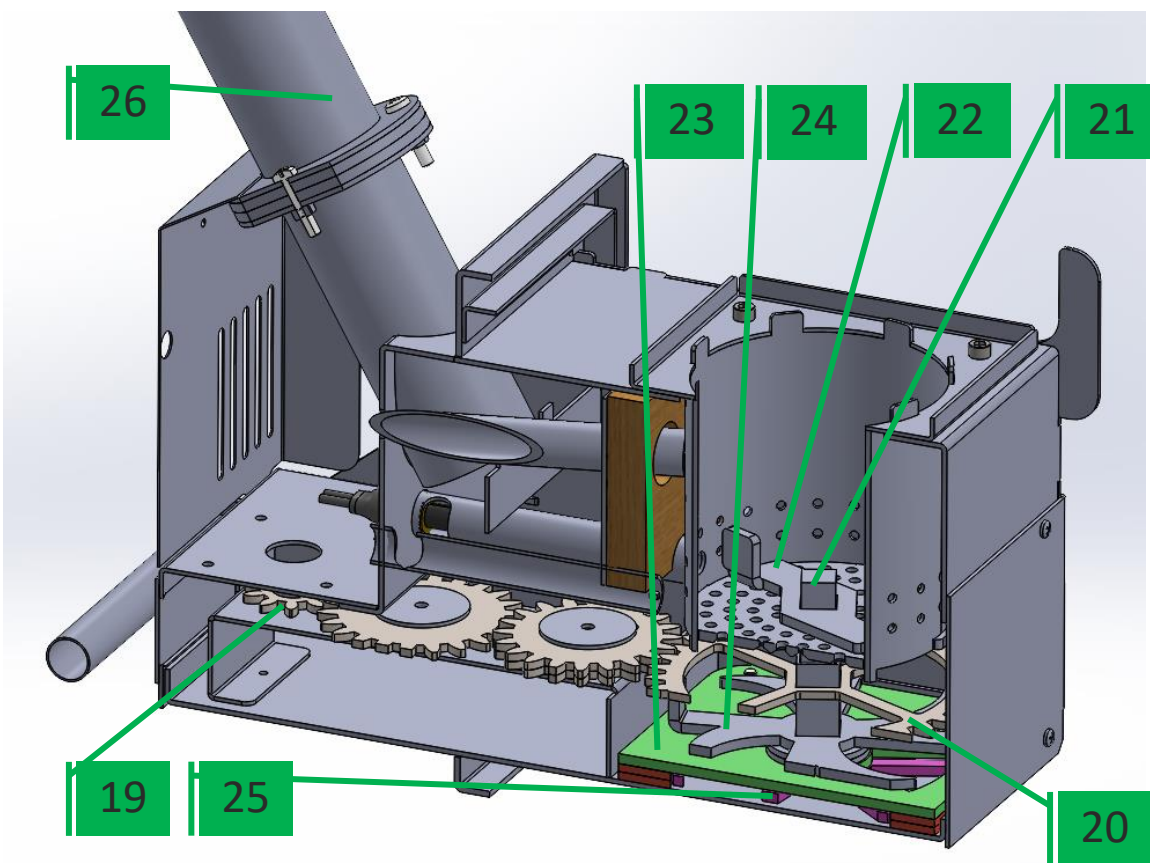


Figura 20 - Sistema de limpeza de queimador A

Um exemplo é o queimador da caldeira ALPIS ACP30 (Figura 20). Um motor elétrico (não representado) aciona a roda dentada (**marcador 19**), que por sua vez transmite o movimento para a roda dentada (**marcador 20**), que o transmite para a quadra (**marcador 21**). A quadra transmite rotação ao raspador (**marcador 22**) que raspa as incrustações das laterais e do fundo do cesto de queima. Estes detritos caem sob a base (**marcador 23**), que por rotação do raspador (**marcador 24**), empurra os detritos para um rasgo. Nesse rasgo, um terceiro raspador (**marcador 25**) empurra os detritos

por um outro orifício para fora do queimador. Este sistema complexo de movimento dos detritos para abandonar o queimador é necessário e foi a solução encontrada para evitar que existam orifícios abertos (infiltrações de ar) não desejados durante a operação da caldeira. Assim, todo o ar de combustão flui pelo tubo de entrada ar (**marcador 26**) que está devidamente monitorizado.

Os únicos componentes de desgaste neste queimador são o cesto de queima, a quadra (**marcador 21**) e o raspador (**marcador 22**), de fácil substituição.

Cada fabricante implementa o sistema que considerar ideal visto que atualmente não existem sistemas totalmente eficazes, ou, se existem, têm uma manutenção regular. Isso deve-se em muito ao elevado desgaste que os componentes têm por estar expostos a condições extremas de temperatura e sem possibilidade de lubrificação. A cinza criada contém também minerais e outros constituintes de elevada dureza não ideais para sistemas mecânicos. Estas cinzas ficam incrustados na superfície do cesto de queima e necessitam de ser quebradas, moídas e deslocadas pelo sistema de limpeza para o cinzeiro. O sistema de limpeza está assim encarregue de garantir a desobstrução das entradas de ar do cesto de queima e do sistema de ignição.

2.3 Tipos de alimentação de combustível

Existem essencialmente três processos de alimentação de *pellets* para a câmara de combustão (Figura 21): Processo de alimentação superior (PAS) (Figura 21 – (a)), processo de alimentação horizontal (PAH) (Figura 21 – (b)) e processo de alimentação inferior (PAI) (Figura 21 – (c)).

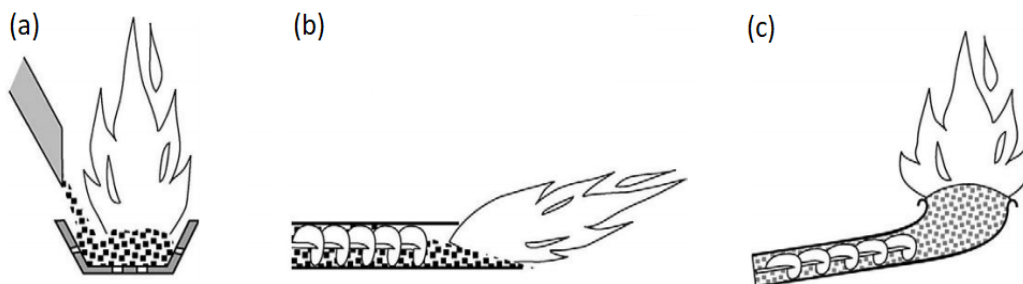


Figura 21 - Formas de alimentação de combustível | Fonte: [29]

Como se pode verificar pela Figura 22, para equipamentos domésticos (potência nominal $\leq 15 \text{ kW}$) o sistema usual é o de alimentação superior. Para potências nominais $\geq 40 \text{ kW}$ o sistema usual é o de alimentação horizontal [29].

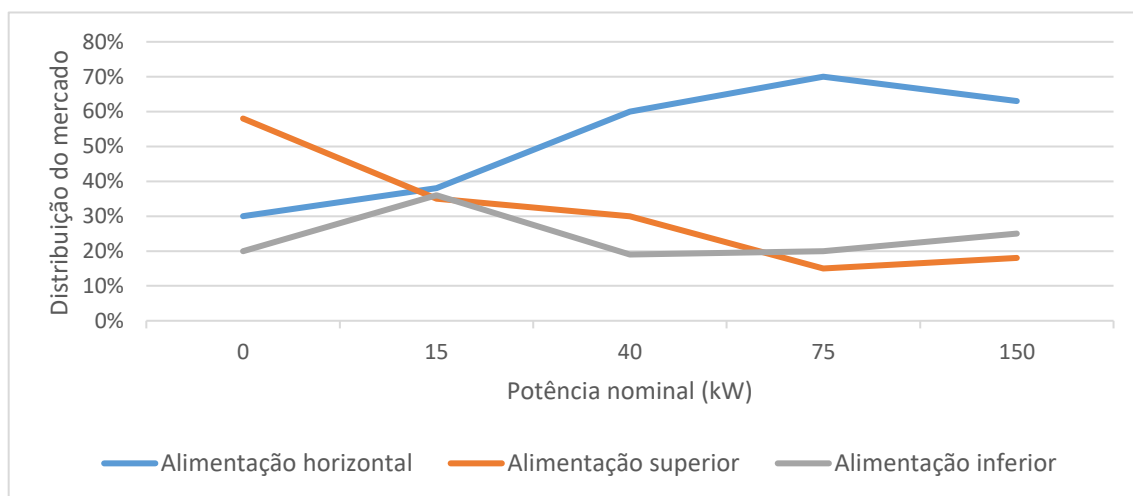


Figura 22 - Tipo de alimentação usual por campo de potência de trabalho | Fonte: [29]

2.3.1 Alimentação superior

A alimentação superior é a forma mais convencional de alimentação de combustível tanto para equipamentos de aquecimento local ou central a nível doméstico, sendo usada em 70 % e 55 % dos casos, respetivamente [29].

A vantagem deste método em relação aos seus concorrentes é a separação física do armazenamento de combustível do local de queima, eliminando o risco de retorno da chama para o silo em caso de avaria de algum componente essencial do equipamento

(ex. extrator de fumos) [30]. Outra vantagem é a facilidade e a precisão do controlo de quantidade abastecida ao cesto de queima.

A desvantagem deste sistema é o distúrbio provocado no leito de queima quando ocorre a queda do combustível. Aumenta a quantidade de produtos não queimados e faz esvoaçar partículas não queimadas na fornalha.

Outra desvantagem é a necessidade de limpeza do cesto de queima regularmente de forma a remover a crosta acumulada na parte inferior. Esta crosta quando cresce em demasia promove uma combustão rica, ou seja, ineficiente. A justificação para tal é o bloqueio dos orifícios de entrada de ar.

Este método de alimentação é muito sensível à geometria do combustível usado. Normalmente é usado para a alimentação de *pellets* e caroço de azeitona. Para a queima de estilha e outros combustíveis de dimensões não normalizadas é aconselhável outros métodos de alimentação.

2.3.2 Alimentação horizontal

A alimentação horizontal é a forma mais convencional de alimentação de combustível para sistemas multi-combustível [29].

Nos queimadores equipados com este tipo de alimentador, o ar primário entra por cima e por baixo do combustível em brasa, sendo a chama horizontal.

É possível o retorno da combustão ao sistema de alimentação e armazenagem, o que requer a utilização de um mecanismo de prevenção para tal, sendo uma das desvantagens deste sistema. Outra desvantagem deste sistema é a possibilidade de o alimentador poder compactar o combustível, o que pode dar origem a heterogeneidades e conseqüentemente a uma combustão deficiente, visto que a relação ar/combustível não é constante [31]. Isto para caldeiras sem sistemas de otimização de queima.

2.3.3 Alimentação inferior

A alimentação inferior é semelhante à alimentação horizontal. Apenas o cesto de queima está projetado para fazer o combustível subir ao chegar à zona de queima.

Os combustíveis mais usuais destinados a estes alimentadores são a estilha de madeira e *pellets*, ou para misturas destes dois tipos de biomassa.

O ar primário é introduzido na zona de queima por furos nas laterais. O ar flui de forma ascendente, criando uma chama vertical. À medida que o alimentador introduz combustível, as cinzas são empurradas para as laterais e caem para o cinzeiro colocado por baixo.

2.4 Permuta de calor

Os permutadores podem ser classificados como “ar–ar” e “ar–água”, conforme o aparelho que estão inseridos. Os permutadores ar–água podem ser classificados como pirotubulares ou aquatubulares, se os gases quentes (fumos) circulam pelo interior dos tubos do permutador ou pelo exterior, respetivamente.

Nos permutadores “ar–água” (caldeiras), uma das vantagens dos permutadores pirotubulares relativamente aos aquatubulares é contribuir para uma maior durabilidade da caldeira. Como a chama e os fumos quentes circulam apenas no interior dos tubos, apenas os tubos e os componentes que limpam o permutador estão sujeitos a uma corrosão mais acelerada [32]. Os vários componentes da caldeira, como a carcaça exterior e a fornalha não estão assim sujeitos a uma corrosão acelerada por não contactarem com os fumos. Existem ainda outras vantagens recolhidas de um estudo [33], resumidas na Tabela 3.

Tabela 3 - Comparativo de tipos de permutadores | Fonte: [33]

Critério	Permutador pirotubular	Permutador aquatubular
Qualidade da água	Menos exigente, possível funcionamento com água salgada.	Mais exigente, é necessário um baixo nível de salinidade para um bom funcionamento.
Manutenção	Fácil	Difícil
Custos de fabricação e controlo de qualidade	Menores	Maiores
Rendimento	Maior	Menor
Volume de água	Maior	Menor
Inércia térmica	Maior	Menor
Necessidade de espaço	Menor	Maior

Estudos [29] concluíram que nas caldeiras a *pellets* os permutadores pirotubulares chegam a corresponder a mais de 90 % do mercado. Os permutadores aquatubulares podem ser encontrados nas caldeiras a estilha de madeira (36 %), caldeiras a lenha (26 %) e caldeiras a *pellets* e estilha de madeira (27 %). Em 80 % dos casos os permutadores são colocados na posição vertical. Apenas em caldeiras multi-combustível e salamandras a *pellets* se verifica a disposição horizontal dos tubos do permutador. A disposição vertical dos tubos do permutador é também justificada pela facilidade que introduz no desenvolvimento de um mecanismo de limpeza eficiente, já que a escória libertada dos tubos sai por ação da gravidade.

2.4.1.1 Limpeza do permutador

Atualmente, a maior parte das caldeiras domésticas estão equipadas com um sistema de limpeza automático do permutador, cerca de 78 % [34]. As cinzas que daí resultam caem no mesmo cinzeiro que as que saem do queimador ou CC.

Nas caldeiras que não dispõem deste tipo de sistemas, o permutador deve ser limpo uma a três vezes por ano, de acordo com os fabricantes.

A limpeza é feita de forma mecânica [34]. A limpeza automática pode ser feita a qualquer momento, por norma, após a utilização do equipamento ou diariamente. Uma limpeza regular do permutador é necessária para garantir a eficiência do aparelho e reduzir as emissões de partículas [35]. Conclui-se que a tendência do mercado será em equipar os seus aparelhos com sistemas automáticos de limpeza para obter a melhor eficiência sistematicamente. Contudo, verifica-se que normalmente as salamandras a *pellets* e as caldeiras a lenha não possuem sistemas automáticos de limpeza do permutador.



Figura 23 - Métodos mecânicos da limpeza do permutador de uma caldeira | Fonte: [34]

A Figura 23 apresenta os métodos mecânicos da limpeza do permutador mais usuais. O permutador à esquerda utiliza espiras de arame em aço inoxidável ou outro material com boa resistência à corrosão. Estas espiras movimentam-se linearmente no interior dos tubos, durante uns minutos, de forma cíclica, para libertar qualquer cinza ou escória que tenha aderido às superfícies. Outra opção, à direita, é o uso de lâminas também construídas com um material com boa resistência à corrosão (turbuladores). Este componente tem a forma helicoidal para provocar um aumento da turbulência do escoamento e assim promover a transferência de calor. Entre os dois métodos mecânicos de limpeza, os turbuladores são o design mais adotado pelo seu benefício na eficiência [34]. Alguns destes sistemas são projetados de forma a “sacudir” estes componentes durante o seu movimento para uma melhor limpeza. Este movimento é

feito com o auxílio de um motor elétrico. Depois de libertas, as impurezas caem no cinzeiro.

Caldeiras com permutadores horizontais, normalmente usadas em caldeiras a gásóleo, não são apropriadas para conversão em caldeiras a *pellets*. A formação de cinza e escória é maior, o que requer intervalos menores de manutenção.

2.5 Sistemas de ignição

2.5.1 Controlo da ignição

A ignição da combustão é feita automaticamente em 94 % das caldeiras de aplicação domésticas atuais [29] e na maioria das salamandras a *pellets* comercializadas atualmente [35].

A ignição é controlada de forma instantânea pela controladora eletrónica do equipamento, que deteta a presença da chama através de dois processos possíveis. Uma das possibilidades é através de uma fotocélula (Figura 24) que faz a leitura dos valores de luminosidade na câmara de combustão e transmite esse dado à controladora do equipamento. Quando o valor de luminosidade atinge um certo patamar por um certo período, o equipamento de ignição é desligado. Outra possibilidade é através da leitura da temperatura dos gases de exaustão através de uma sonda de temperatura (Figura 25) colocada na saída dos gases de exaustão do equipamento. Quando atinge um valor de temperatura igual ou superior a um valor definido por um certo período, a controladora desliga o equipamento de ignição.



Figura 24 – Fotocélula | Fonte: [32]



Figura 25 - Sonda de temperatura | Fonte: [32]

A fotocélula é o sistema mais eficaz, porque a controladora sabe de forma instantânea o que está a ocorrer na CC. Por outro lado, é um método mais dispendioso.

A sonda de temperatura é um método mais lento de avaliar o que está a ocorrer na CC porque está sujeita à inércia térmica que existe durante a fase de arranque do

aparelho. Os componentes do aparelho estão ainda frios e a variação da temperatura na sonda vai ocorrer muito depois de a ignição estar completa. No entanto, é o método mais económico.

A longo prazo, na ótica do utilizador, a fotocélula é o sistema mais económico. A deteção mais rápida de uma ignição bem-sucedida vai desligar o equipamento de ignição mais cedo e poupar energia eléctrica e desgaste para esse componente.

2.5.2 Métodos de ignição

Os equipamentos de ignição para aparelhos a *pellets* existentes atualmente são muito semelhantes entre si. Todos apresentam uma forma tubular já que usualmente são inseridos num tubo conforme a Figura 26.

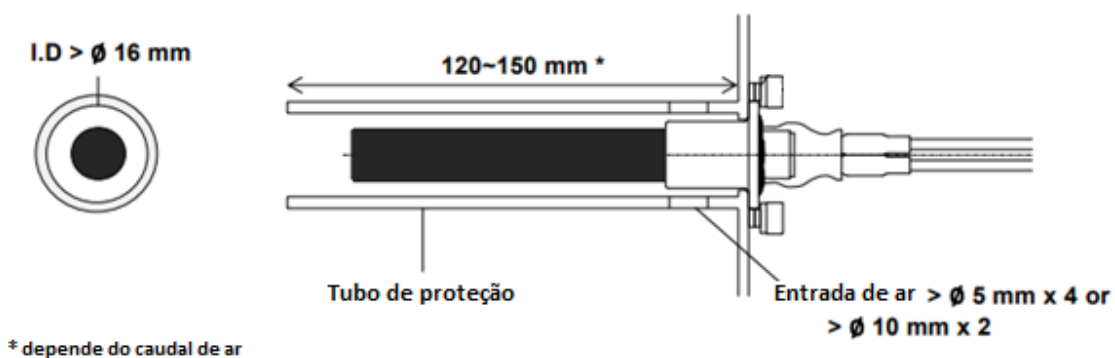


Figura 26 - Sistema de ignição | Fonte: Adaptado de [36]

Atendendo à Figura 26, uma corrente de ar à temperatura ambiente entra pelos furos laterais (entrada de ar), aquece ao passar no interior do tubo de proteção e é introduzida no cesto de queima, onde existe um furo para o efeito. O combustível que já se encontra no cesto de queima aquece até se iniciar o processo de combustão. A corrente de ar é provocada pelo funcionamento do extrator de fumos.

Existem três métodos de ignição possíveis em equipamentos a *pellets* [29]:

- Através de uma resistência eléctrica tubular (Figura 27) que pode consumir até 1600 W, uma potência elevada comparada a outros métodos, tornando este método obsoleto e dispendioso [35]. É usado este método em 35 % das caldeiras domésticas a biomassa. É usado em 66 % das caldeiras que usam estilha de madeira e 84 % das caldeiras a *pellets* e estilha de madeira;

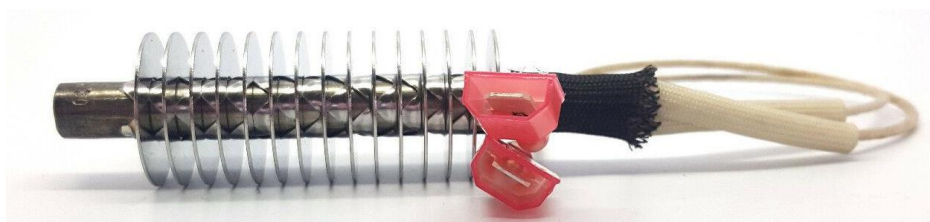


Figura 27 – Resistência eléctrica tubular | Fonte: [36]

- Através de uma resistência elétrica maciça (Figura 28). É usado este método em 53 % das caldeiras domésticas a biomassa. Este método é o mais usual devido ao custo reduzido em relação ao elemento cerâmico e consumo elétrico inferior face à resistência elétrica tubular. Tem capacidade de atingir temperaturas de aproximadamente 800 °C;



Figura 28 - Resistência elétrica maciça | Fonte: [36]

- Através de um elemento cerâmico incandescente (Figura 29). Este elemento consome apenas 250 W de eletricidade, sendo por isso o mais eficiente [29]. Em média tem também um maior tempo de vida que os seus concorrentes. Tem capacidade de atingir temperaturas elevadas (cerca de 1000 °C) em menos de dois minutos [36], tornando-se a forma mais rápida de acendimento. Este método é usado em 56 % das caldeiras a *pellets* e 67 % das salamandras a *pellets* [29].



Figura 29 - Elemento cerâmico | Fonte: [36]

2.6 Sistemas de segurança

O bom funcionamento de qualquer equipamento é fulcral para a segurança do utilizador. Na UE e em Portugal são várias as normas que regulam critérios como o *design*, construção, segurança e performance de aparelhos a biomassa destinados ao aquecimento ambiente, assim como métodos de ensaio para a respetiva homologação dos aparelhos, segundo o LNEC [37], resumidos na Tabela 4.

Tabela 4 - Normas para aparelhos de aquecimento ambiente [37]

Norma europeia	Norma portuguesa	Aparelho sujeito
EN 1:1998	-	Fogões de aquecimento a combustíveis líquidos com queimadores de vaporização ligados a uma conduta de evacuação dos produtos de combustão.
EN 12809:2001	NP EN 12809:2015	Requisitos e métodos de ensaio de caldeiras domésticas independentes que utilizam combustíveis sólidos com potência térmica nominal inferior ou igual a 50 kW.
EN 12815:2001	NP EN 12815:2014	Requisitos e métodos de ensaio de fogões de cozinha domésticos a combustíveis sólidos.
EN 13229:2001	-	Requisitos e métodos de ensaio de aparelhos de encastrar, incluindo lareiras, que utilizam combustíveis sólidos.
EN 14785:2008	NP EN 14785:2008	Requisitos e métodos de ensaio de aparelhos domésticos de aquecimento ambiente que utilizam granulados de madeira.
EN 15250:2007	-	Requisitos e métodos de ensaio de aparelhos domésticos de aquecimento com libertação lenta de calor utilizando combustíveis sólidos.
EN 15821:2010	-	Requisitos e métodos de ensaio de salamandras para sauna de acendimento múltiplo que utilizam combustíveis sólidos.

Apesar de serem vários os critérios de segurança aplicados nos aparelhos a biomassa, destacam-se dois eventos que podem ocorrer e trazer grande perigo ao utilizador do equipamento, nomeadamente o risco de incêndio e o risco de explosão.

Existe algumas situações onde pode ocorrer uma explosão (Tabela 5).

Tabela 5 - Riscos de explosão

Risco	Problema	Possível solução
Explosão e incêndio no silo [38]	O transporte e manuseamento dos <i>pellets</i> pode originar a sua quebra em partículas muito finas (poeira). Ainda, em situações que o silo do aparelho esteja a ser alimentado de forma automática por sucção de <i>pellets</i> de um silo maior, maior o risco de aparecimento destas partículas finas, resultantes da projeção a alta velocidade dos <i>pellets</i> em contacto com o silo. Na presença de uma fonte de ignição inesperada, uma mistura explosiva pode ser iminente.	Uma válvula de alívio de pressão deve ser aplicada no silo num local estratégico para servir de escape em caso de explosão. Todos os mecanismos que estejam em contacto com os <i>pellets</i> não devem ter rebarbas nem quinias vivas, mas serem suaves e lisos, se possível com raios de curvatura grandes para diminuir a possibilidade da quebra do combustível.
Explosão na fornalha [38]	Dependendo da geometria da fornalha e do seu nível de estanquidade, uma explosão pode ocorrer. No evento de uma avaria no extrator de fumos ou uma obstrução nas condutas de saída de fumos, a pressão relativa no interior da fornalha pode deixar de ser negativa. Mesmo sem a presença de chama, a biomassa pode continuar a libertar gases que ficam acumulados na fornalha aumentando a pressão interna até ocorrer uma explosão.	Todas as condutas onde circulam gases de combustão devem ser estanques para que durante o funcionamento normal do aparelho não existam trocas de matéria entre o ar ambiente e interno da fornalha. O aparelho deve estar dotado de um interruptor eletromecânico (Figura 30) que faça a leitura entre a diferença de pressão no interior e exterior da fornalha. Numa ocorrência, este dispositivo informa a controladora do equipamento para cessar o fornecimento de combustível e colocar o extrator de fumos na rotação máxima. Deve ainda existir uma válvula na fornalha para garantir um alívio de pressão.
Explosão da caldeira	No caso de avaria de algum componente da caldeira, ou da bomba circulatória da água, etc. pode ocorrer que a temperatura da água atinja valores elevados. O volume do vaso de expansão pode não ser suficiente para absorver os vapores de água criados em excesso, e a caldeira ou a tubaria do sistema de aquecimento central pode fissurar e lançar jatos de água quente em todas as direções.	As caldeiras devem ser equipadas com termómetros digitais para medir a temperatura da água e dos gases de exaustão, e comunica com a controladora do aparelho, para evitar este cenário. Se algum destes componentes estiver defeituoso, a caldeira deve ser equipada com um termóstato externo (Figura 31), que está ligado em série com o motor do alimentador de combustível. Sem a necessidade de energia externa, este dispositivo corta a alimentação de <i>pellets</i> em caso de alarme.



Figura 30 - Interruptor eletromecânico diferencial de pressão | Fonte: [35]

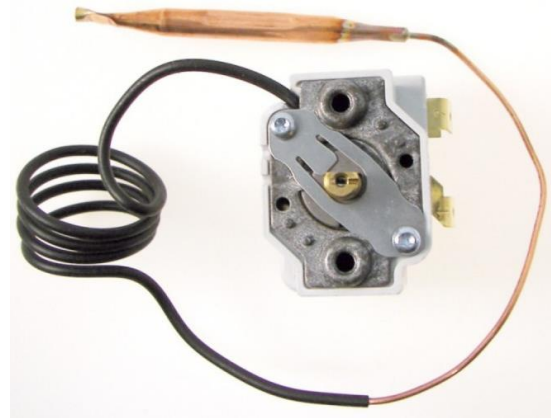


Figura 31 - Termóstato de segurança com sonda de mercúrio | Fonte: [35]



Figura 32 - Tubo de ligação entre o alimentador e a CC | Fonte: [19]

O risco de incêndio está associado à possibilidade de a chama retornar ao depósito. Para prevenir esta ocorrência, entre o alimentador e a CC deve existir um componente (normalmente um tubo) que derreta com o calor (Figura 32), impossibilitando a chama de atingir o silo de armazenamento.

Podem ainda ser aplicados dispositivos entre o alimentador de combustível e a CC (ou um segundo alimentador caso exista) dos equipamentos. Estes dispositivos dificilmente são vistos em equipamentos de aquecimento local devido aos custos que acarretam e ao espaço que ocupam. Destes dispositivos destacam-se:

- Válvula de fecho antifogo [35] (Figura 35) e célula distribuidora rotativa [35] (Figura 34) – garante a estanquidade entre o alimentador e a CC quando fechada, abrindo apenas quando é necessário carregar *pellets* para a CC.
- Sistema de extinção de chama [35] (Figura 33) – quando a temperatura máxima no termóstato é atingida, o sistema antifogo atua, sem necessidade de uma fonte de energia exterior. É utilizada água para

extinguir a combustão. Na Figura 33, (1) silo interno, (2) depósito de água, (3) tubo que derrete com o calor, (4, 5) injetor de água, (6) termóstato.

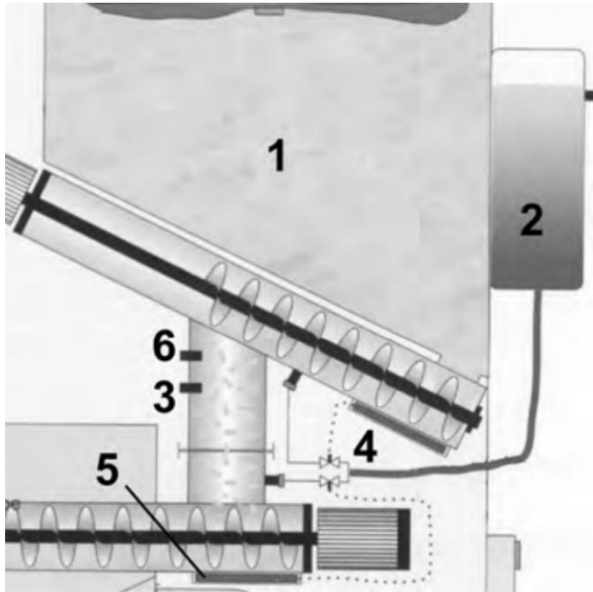


Figura 33 - Sistema de extinção de chama | Fonte: [35]

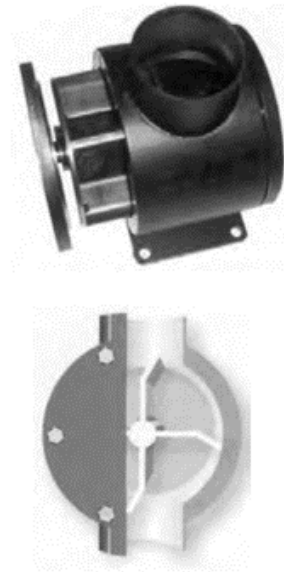


Figura 34 - Célula distribuidora rotativa | Fonte: [35]

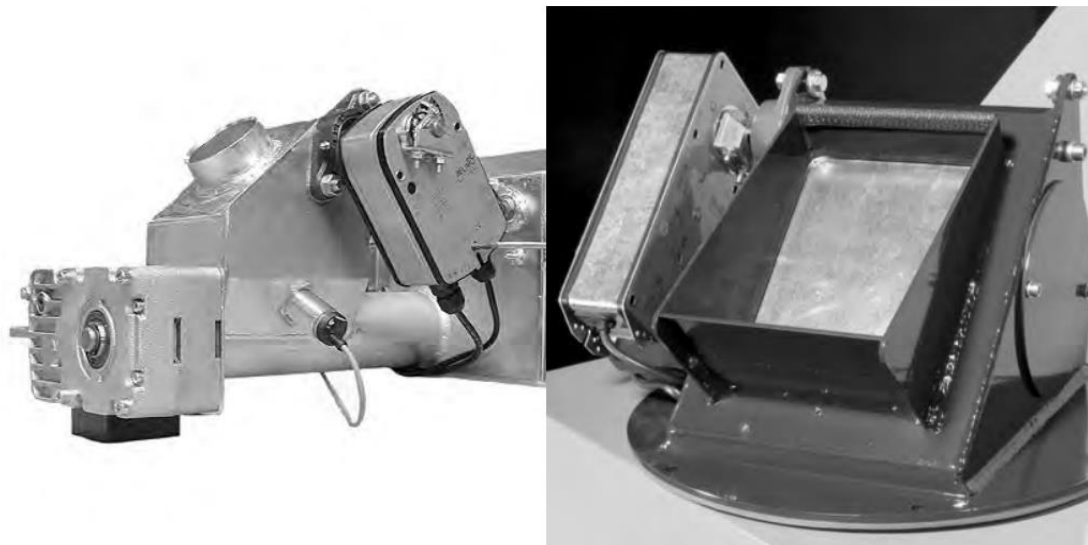


Figura 35 - Queimador de uma caldeira dotado com uma válvula de fecho antifogo | Fonte: [35]

Existem ainda outros métodos mais económicos, ainda que não tao eficazes, para evitar este problema. A título de exemplo, a Figura 36, mostra um silo hermético. A estanquidade do silo impossibilita a entrada de ar e conseqüentemente uma combustão indesejada no seu interior.



Figura 36 - Silo hermético

Nas caldeiras existem ainda outros componentes que apesar de não serem fulcrais à segurança do utilizador são essenciais para um bom funcionamento.

- **Válvula anti condensação:** O combustível sólido lenhoso contém uma percentagem de humidade variável que, durante o ciclo de funcionamento da caldeira, se transforma em vapor no interior da câmara de combustão. Em contacto com superfícies frias, este vapor de água cria uma camada de condensação que, juntamente com os resíduos da combustão e com a fuligem, forma um estrato de incrustação altamente inflamável e nocivo para a integridade da própria caldeira, limitando também a sua eficiência. A válvula anti condensação mantém as paredes da caldeira à temperatura pré-definida, limitando o caudal de água de retorno se necessário. Assim melhora a eficiência da combustão. É possível ver um esquema de montagem de uma válvula anti condensação na Figura 37.

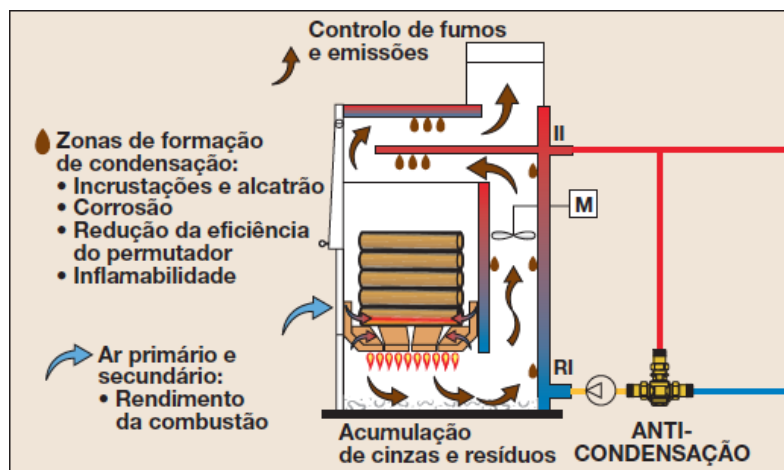


Figura 37 – Esquema de montagem da válvula anti condensação | Fonte: [39]

2.7 Legislação e normas europeias

As normas e outras publicações relativas à normalização são diretrizes que estabelecem especificações técnicas aplicáveis a produtos, serviços e processos, tão variados como capacetes de proteção para a indústria, carregadores para dispositivos eletrónicos ou transportes públicos. As normas são elaboradas por organismos de normalização privados, regra geral por iniciativa das partes interessadas, quando estas as consideram necessárias.

A utilização de normas prova que os produtos e serviços satisfazem um determinado nível de qualidade, de segurança e de fiabilidade.

A queima de biomassa para aquecimento habitacional ou industrial em detrimento da queima de combustíveis fósseis é uma decisão amiga do ambiente. No entanto, se os aparelhos obedecerem a normas obsoletas, isso pode afetar a qualidade do ar, especialmente em termos de emissão de partículas e gases resultantes de combustões incompletas.

2.7.1 Legislação e normas

Entrou em vigor em 11 de novembro de 2009 a diretiva 2009/125/EC [13] que define requisitos de conceção ecológica de produtos relacionados com o consumo de energia. Os requisitos de conceção ecológica abrangem todas as fases do ciclo de vida de um produto: da matéria-prima, produção, embalagem e distribuição até à instalação, manutenção, utilização e fim de vida. Relativamente a cada fase, vários aspetos ambientais são avaliados por organismos designados pelos países da UE. Estes verificam aspetos como o consumo de materiais e energia, as emissões e os resíduos previstos, bem como as possibilidades de reutilização, reciclagem e valorização. Os fabricantes devem estabelecer o perfil ecológico dos seus produtos e utilizá-lo para considerar soluções alternativas de conceção. Os produtos que cumprem os requisitos ostentam a marcação CE e podem ser vendidos em qualquer parte da UE.

A Diretiva 2012/27/EU [39] entrou em vigor em 12 de abril de 2012 e alterou a legislação de 2009 para promover ainda mais a eficiência energética. Esta diretiva exige que as autoridades nacionais procedam ao seguinte:

- Estabelecer objetivos nacionais de eficiência energética;
- Aprovar uma estratégia a longo prazo para a renovação de edifícios residenciais e comerciais;
- Introduzir regimes de obrigação de eficiência energética para obter uma poupança de energia anual de 1,5 % pelos consumidores finais, entre 1 de janeiro de 2014 e 31 de dezembro de 2020;
- Submeter as grandes empresas a uma auditoria energética independente a partir de 2016;

- Assegurar que a faturação seja estabelecida apenas com base no consumo efetivo pelo menos uma vez por ano;
- Informar a Comissão, até 31 de dezembro de 2015, do potencial de cogeração e de aquecimento e arrefecimento urbano eficientes.

Vigoram ainda as normas (EU) 2015/1185 e (EU) 2015/1189 a partir do dia 1 de janeiro de 2022 e 1 de janeiro de 2020, respetivamente [40].

Afetam equipamentos alimentados a lenha ou *pellets* destinadas a aquecimento local (salamandras, recuperadores de calor e fogões e outros aparelhos com fluido de trabalho gasoso) e a aquecimento central (caldeiras e aparelhos com fluido de trabalho líquido), respetivamente [40].

Estas normas definem requisitos de conceção ecológica para aparelhos comercializados no espaço europeu, com as restrições definidas na Tabela 6 e Tabela 7.

Tabela 6 - Requisitos específicos de conceção ecológica para a eficiência energética do aquecimento ambiente sazonal | Fonte: [40]

Equipamento	Eficiência térmica
Aquecedores de ambiente local de frente aberta	> 30%
Aquecedores de ambiente local de frente fechada (combustível não é <i>pellets</i>)	> 65%
Aquecedores de ambiente local de frente fechada (combustível é <i>pellets</i>)	> 79%
Fogões	> 65%

São admissíveis três métodos para a medição das emissões de partículas, cada um dos quais com os seus próprios requisitos, podendo ser utilizado apenas um deles:

- **Método A** - medição de partículas por colheita de uma amostra parcial de gás de combustão seco num filtro aquecido. A medição de partículas nos produtos de combustão do aparelho deve ser efetuada à potência nominal do produto e, se for caso disso, a carga parcial;
- **Método B** - medição de partículas por colheita, ao longo do ciclo total de combustão, de uma amostra parcial de gás de combustão diluído em circulação natural, utilizando um túnel de diluição do caudal total e um filtro à temperatura ambiente;
- **Método C** - medição de partículas por colheita, ao longo de 30 minutos, de uma amostra parcial de gás de combustão diluído em circulação fixa a 12 Pa, utilizando um túnel de diluição do caudal total e um filtro à temperatura ambiente ou um precipitador eletrostático.

Tabela 7 - Requisitos específicos de conceção ecológica para as emissões | Fonte: [40]

Equipamento	Emissões de partículas (mg/m^3) a 13% de O_2 – Método A	Emissões de partículas (g/kg) de matéria seca a 13% de O_2 – Método B	Emissões de partículas (g/kg) de matéria seca a 13% de O_2 – Método C
Aquecedores de ambiente local de frente aberta	50	6	-
Aquecedores de ambiente local de frente fechada (combustível não é <i>pellets</i>)	40	5	2.4
Aquecedores de ambiente local de frente fechada (combustível é <i>pellets</i>)	20	2.5	1.2
Fogões	40	5	2.4

Em alguns países europeus como a Suécia, Alemanha e Áustria vigoram ainda outras normas para a quantidade de emissões geradas por aparelhos a biomassa destinados a aquecimento (Tabela 8) [34], na qual se estipula máximos para a concentração de CO , compostos orgânicos voláteis (COG) e poeiras.

Tabela 8 - Regulações oficiais para emissões para sistemas de combustão domésticos | Fonte: [34]

Regulação	Modo	Potência Nominal (kW)	Concentração em base seca a 10% O_2 , 0°C, 1 atm (mg/m^3)		
			CO	COG	Poeiras
-	-	-	CO	COG	Poeiras
EN 303-5	M	< 50	5000	150	150
	A	< 50	3000	100	-
Swedish Boverket German	M/A	< 50	2000	150 ^a /250 ^{b,c}	100
Federal Ministry of Economics and Labor ^{c,d}	M/A	< 15	250 ^e /500 ^f	-	50
Bundes-Immissionschutzgesetz-BimSchV ^{c,g}	M/A	15 - 50	4000	-	150

- Modo: M – Manual; A – Automático.
- a – Para caldeiras a *pellets*;
- b - Para equipamentos de aquecimento de ar ambiente;
- c – Valores limite definidos a 13% O_2 em massa dos gases de exaustão em base seca;
- d – Eficiência da caldeira tem de ser superior a 85 %;
- f – Potência mínima;
- g – Sem regulação para caldeiras/salamandras de potência inferior a 15 kW .

2.7.1.1 Etiquetagem energética e marcações

É obrigatório a etiquetagem energética de caldeiras a combustível sólido (Figura 38) (Regulamento Delegado (UE) N.º 2015/1187) [41].

A nível de produtos abrange as caldeiras a combustível sólido com potência calorífica não superior a 70 kW e ao nível de sistemas abrange sistemas compostos por uma caldeira a combustível sólido com potência calorífica nominal não superior a 70 kW, aquecedores complementares, dispositivos de controlo da temperatura e dispositivos solares. A etiqueta é de apresentação obrigatória a partir de 1 de abril de 2017, com classes entre A⁺⁺ e G e, a partir de setembro de 2019 passa para de A⁺⁺⁺ a D.

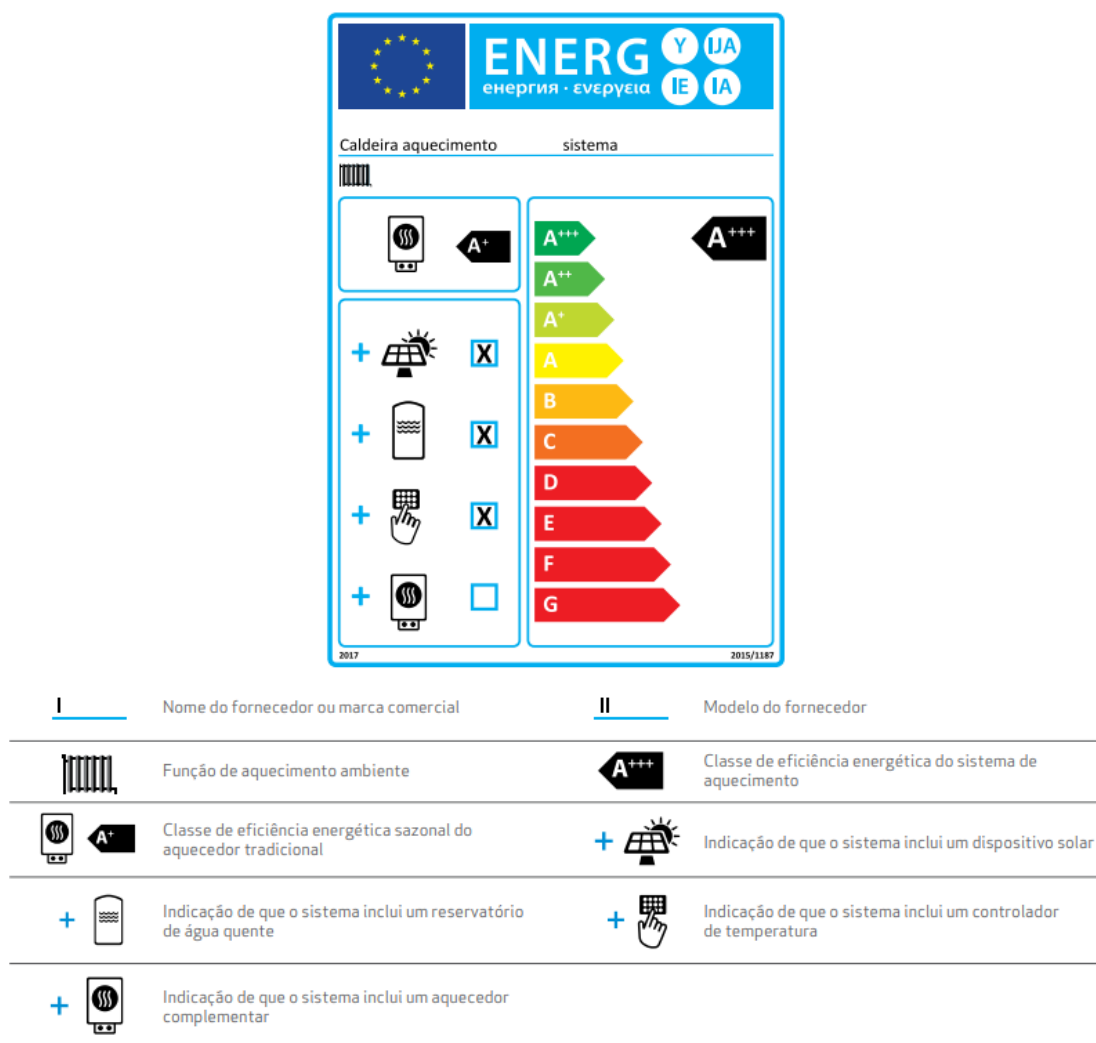
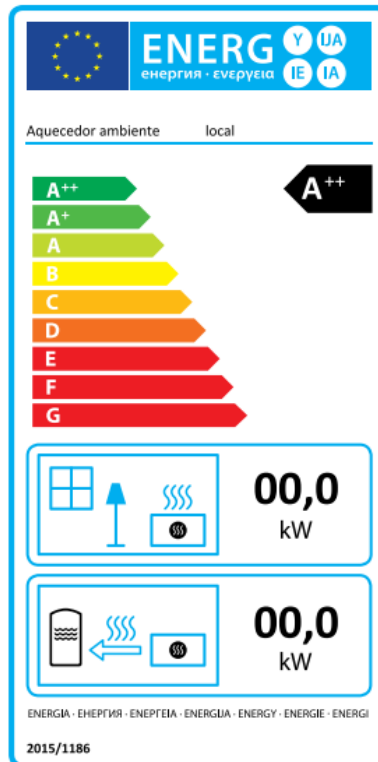


Figura 38 - Etiqueta energética para caldeiras a combustível sólido com caldeira ambiente | Fonte: [41]



I	Nome do fornecedor ou marca comercial	II	Modelo do fornecedor
A+	Classe de eficiência energética		Potência calorífica direta, kW
	Potência calorífica indireta, kW		

Figura 39 - Etiqueta energética de aquecedores locais | Fonte: [41]

A etiqueta energética de aquecedores de ambiente locais (Figura 39) (Regulamento Delegado (UE) N.º 2015/1186) contempla equipamentos com uma potência calorífica nominal $> 50 \text{ kW}$, alimentados a combustíveis sólidos, gasosos e/ou líquidos [41]. Neste regulamento não são considerados os aquecedores locais elétricos, a biomassa não lenhosa, de fluxo luminosos ou tubos radiantes e de exterior. Esta obrigatoriedade entra em vigor a 1 de janeiro de 2018 e prevê a apresentação da etiqueta, colocada sobre o aquecedor, bem como a disponibilização da ficha de produto ao consumidor. A etiqueta energética distingue dois tipos de aquecedores locais: os de aquecimento direto, em que a potência calorífica do produto, por radiação e convecção de calor, é emitida pelo próprio produto, para a atmosfera; e os de aquecimento indireto, em que a potência calorífica é transmitida pelo produto para um fluido térmico que é distribuído num circuito fechado pela divisão a aquecer.

2.7.1.2 Obtenção da classe de eficiência energética do aparelho

A classe de eficiência energética de uma caldeira de combustível sólido deve ser determinada com base no seu índice de eficiência energética, tal como estabelecido na Tabela 9.

Tabela 9 - Classe de eficiência energética de uma caldeira de combustível sólido [41]

Classe de eficiência energética	Índice de eficiência energética (<i>EEI</i>)
<i>A</i> ⁺⁺⁺	$EEI \geq 150$
<i>A</i> ⁺⁺	$125 \leq EEI < 150$
<i>A</i> ⁺	$98 \leq EEI < 125$
<i>A</i>	$90 \leq EEI < 98$
<i>B</i>	$82 \leq EEI < 90$
<i>C</i>	$75 \leq EEI < 82$
<i>D</i>	$36 \leq EEI < 75$
<i>E</i>	$34 \leq EEI < 36$
<i>F</i>	$30 \leq EEI < 34$
<i>G</i>	$EEI < 30$

O índice de eficiência energética (*EEI*) de uma caldeira de combustível sólido deve ser calculado de acordo com a Equação 2.1 [40].

$$EEI = \eta_{son} \times 100 \times BLF \times F(1) - F(2) \times 100 + F(3) \times 100 \quad (2.1)$$

Na Equação 2.1:

- η_{son} depende da eficiência energética do equipamento na gama de potências que está habilitado a trabalhar, em percentagem;
- *BLF* depende do tipo de combustível usado no equipamento, e é 1,45 para caldeiras de biomassa e 1 para caldeiras de combustíveis fósseis;
- *F*(1) é um parâmetro de correção para o índice de eficiência energética devido a contribuições ajustadas de controlos de temperatura; *F*(1) = 3;
- *F*(2) é um parâmetro de correção para o índice de eficiência energética através do consumo de eletricidade auxiliar;
- *F*(3) é um parâmetro de correção para o índice de eficiência energética pela eficiência elétrica para equipamentos de cogeração a combustíveis sólidos.

2.7.1.3 Rótulos ecológicos e outros instrumentos

Paralelamente à etiquetagem energética, que é obrigatória, existem outros instrumentos voluntários de classificação de produtos no que concerne ao seu impacto ambiental. A análise ambiental é operacionalizada por via de um rótulo cuja atribuição garante o cumprimento do produto para com requisitos determinados pela entidade gestora do rótulo. Não se baseiam na classificação/ranking numa escala, mas visam reconhecer se o produto obedece ou não com determinadas métricas (Tabela 10), sendo esse cumprimento reconhecido pela atribuição do rótulo. Nesta secção são apresentados alguns dos rótulos ambientais mais comuns na Europa [41].



Figura 40 – Rótulo ecológico *Blue Angel* | Fonte: [42]



Figura 41 - Rótulo ecológico *Nordic Swan* | Fonte: [42]



Figura 42 - Rótulo ecológico europeu | Fonte: [42]

A iniciativa da Comissão Europeia para premiar os produtos com um impacto ambiental reduzido baseia-se na verificação do cumprimento de requisitos ambientais, de saúde e de desempenho, que garantem o seu baixo impacto ambiental nas fases de conceção, utilização e fim de vida. A atribuição do Rótulo Ecológico Europeu (Figura 42) incentiva os fabricantes a conceber artigos amigos do ambiente e permite aos consumidores europeus identificar facilmente os mais ecológicos, oficialmente aprovados em toda a União Europeia, Noruega, *Liechtenstein* e Islândia.

Atualmente existem em Portugal 12 licenças para a utilização do *Ecolabel* e um total de 864 produtos e serviços distinguidos com este rótulo.

A Figura 40 apresenta o rótulo ecológico dos países do Norte da Europa, Suécia, Noruega, Finlândia e Dinamarca. Foi criado pelo Conselho de Ministros Nórdico com o objetivo de distinguir positivamente produtos ambientalmente conscientes, ajudando os consumidores no momento da compra. Abrange já 63 grupos de produtos, nacionalmente gerido por diferentes entidades nórdicas, cada uma assumindo as responsabilidades de definição de critérios, licenciamento, comunicação e auditoria.

A Figura 41 apresenta o rótulo ecológico dos países do Norte da Europa, Suécia, Noruega, Finlândia e Dinamarca. Foi criado pelo Conselho de Ministros Nórdico com o objetivo de distinguir positivamente produtos ambientalmente conscientes, ajudando os consumidores no momento da compra. Abrange já 63 grupos de produtos, nacionalmente gerido por diferentes entidades nórdicas, cada uma assumindo as responsabilidades de definição de critérios, licenciamento, comunicação e auditoria.

Na Tabela 10 é possível ver um quadro-resumo de todos os rótulos energéticos em vigor na Europa.

Baseado na Tabela 10 é possível verificar que a marcação “*Optimaz-el*” apresenta a maior eficiência térmica enquanto a marcação “*Blue Angel*” apresenta a emissão de CO , COG , NO_x e partículas mais baixas entre os restantes rótulos.

Tabela 10 - Limites mínimos para cumprimento dos rótulos da EU | Fonte: Adaptado de [41]

Rótulo ecológico	Eficiência (%)	Potência Nominal (kW)	Potência de trabalho	CO_2 (% _{mín.})	Concentração em base seca a 10 % O_2 , 0°C, 1 atm (mg/m^3)			
					CO	NO_x	COG	Poeiras
-	-	-	-	-	CO	NO_x	COG	Poeiras
<i>P-mark</i>	≥ 86	≤ 100	Auto	ND	2000	75	-	-
<i>Swan mark</i>	≥ 79	≤ 100	Nominal	ND	2000	70	340	70
			Mínima	ND	2000	70	-	-
<i>Blue Angel</i>	≥ 90	≤ 15	Nominal	ND	100	5	150	-
			Mínima	ND	300	5	150	30
		15 - 50	Nominal	ND	100	5	150	-
			Mínima	ND	250	5	150	15
<i>UZ-37-Austria</i>	≥ 90	≤ 400	Nominal	ND	60	3	150	15
			Mínima	ND	135	3	100	-
<i>Flamme Verte</i>	≥ 70	≤ 50	Manual	ND	6500	225	-	165
			Auto	ND	4000	150	-	
		50 - 70	Manual	ND	3750	150	-	
			Auto	ND	3500	115	-	
<i>SEI-Ireland</i>	≥ 70	≤ 10	Auto	ND	2500	80	-	150
<i>Optimaz</i>	≥ 89	≤ 70	Nominal	12.5	110	-	120	Por definir
			Mínima					
<i>Optimaz-el</i>	≥ 91	≤ 70	Nominal	12.5	110	-	120	Por definir
	≥ 97		Mínima					
<i>EU-Ecolabel</i>	Não definido	Não definido	Não definido	Não definido	Não definido	Não definido	Não definido	Não definido

2.8 Modelação de sistemas CFD

A dinâmica de fluidos computacional (CFD) pode ser descrita de forma generalizada como a simulação numérica de todos os processos físicos e/ou físico-químicos que apresentam escoamento.

Uma breve explicação e análise de um escoamento genérico em contexto CFD, em conjunto com formulações matemáticas essenciais é apresentado na secção 2.8.1 a 2.8.3.

Diferentes abordagens que servem de base ao cálculo CFD serão apresentadas nas secções 2.8.4 a 2.8.5, onde serão referenciados, em contexto, o método de cálculo disponível no software *AutoDesk® CFD*, no qual se inclui o modelo de radiação.

Na secção 2.8.6 são apresentados vários métodos de discretização (malha) existentes atualmente, do qual se inclui o método disponível no software *AutoDesk® CFD*.

Na secção 2.8.7 são apresentados estudos realizados por diversos autores em relação ao tema em análise, no qual são retiradas conclusões de cada caso.

2.8.1 Introdução

Um escoamento pode ser classificado como laminar ou turbulento.

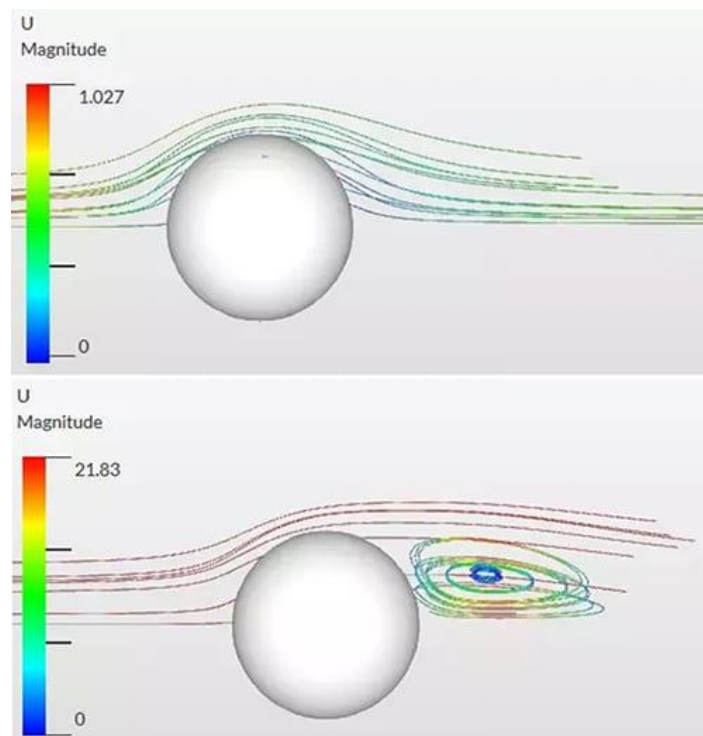


Figura 43 - Escoamento laminar (superior) e turbulento (inferior) - Análise CFD sob uma esfera | Fonte: [42]

A percepção do tipo de escoamento existente em torno ou no interior da geometria em estudo numa análise CFD é algo de extrema importância. O modelo apropriado deve ser escolhido de forma a obter um escoamento simulado o mais aproximado da realidade possível. A Figura 43 mostra as diferenças da escolha errada do modelo atribuído à simulação. O escoamento sobre a esfera era na realidade turbulento, mas ao aplicar o modelo laminar foram negligenciados os efeitos de forças aerodinâmicas, vórtices e turbilhões, entre outros.

Numa análise CFD, um escoamento é analisado como turbulento mesmo quando somente uma pequena região do sistema está nesse regime. No regime laminar, o fluido move-se em camadas sem que haja mistura entre elas ou variação de velocidade. As partículas movem-se de forma ordenada, mantendo sempre a posição relativa. No regime turbulento, as partículas misturam-se de forma não linear, isto é, de forma caótica com turbulência e redemoinhos. Os valores de pressão, massa volúmica e velocidade apresentam uma componente aleatória de grande variabilidade no espaço e no tempo. A turbulência surge quando as forças inerciais que ocorrem num escoamento são superiores ao efeito de amortecimento induzido pela viscosidade do fluido. Isto significa que fluidos com maior viscosidade, nomeadamente os líquidos, necessitam de maior velocidade para atingir este regime, ao contrário dos fluidos gasosos. A Equação 2.2 (Número de *Reynolds*) descreve a relação entre as forças inerciais e viscosas num escoamento. Daí ser um indicador do regime de escoamento. Para valores superiores a um valor crítico ($Re > 2400$, para um escoamento no interior de um tubo) o escoamento torna-se turbulento. As forças inerciais tornam-se mais significativas do que as forças viscosas. A Equação 2.2 pode ser adaptada a vários cenários, para diferentes situações ou geometrias. A variável D pode corresponder a um diâmetro característico quando se analisa um escoamento em torno de uma esfera ou num interior de um tubo, ou um comprimento característico caso a geometria seja um perfil alar.

$$Re = \frac{\rho v D}{\nu} \quad (2.2)$$

Um escoamento turbulento promove a transferência de calor. A interação das camadas de fluido entre si de forma aleatória (vórtices) é fragmentada até que toda a energia cinética seja transformada em calor (calor sensível) devido ao efeito de difusão molecular [42], [43]. Este fenómeno tem o nome de dissipação viscosa. Pela Equação 2.13 este calor promove a transferência de calor.

De acordo com *Kolmogorov*, os vórtices existem numa faixa dada por $\eta \ll \rho \ll L$, onde $E(k)$ representa a energia turbulenta em função de k , η é a escala dissipativa de *Kolmogorov* e L é comprimento característico da geometria (longitudinal ou transversal) [43]. Após várias deduções, obtém-se a Equação 3.2 (Expressão standard da teoria de *Kolmogorov*).

$$E(k) = C_k \cdot \epsilon^{\frac{2}{3}} \cdot k^{-\frac{5}{3}} \quad (2.3)$$

Na Equação 2.3, C_k é a constante de *Kolmogorov*. A sua verificação experimental não foi imediata porém, levando cerca de 20 anos para que o decaimento espectral de *Kolmogorov* fosse finalmente observado de forma incontestável [44]. A partir de vários estudos e trabalhos independentes, *Sreenivasan* [45] sugere $C_k \approx 1.6$ como a estimativa mais apropriada para a constante de *Kolmogorov*. À medida que o número de *Reynolds* aumenta o valor de L aumenta e o de η diminui. Conseqüentemente, a resolução da Equação 2.10 torna-se mais complexa já que envolve o cálculo de todas as equações de transporte iterativamente com a Equação 2.3 para o intervalo $[L; \eta]$. A título de exemplo, num escoamento no interior de um cubo (Figura 44) com comprimento L dividido em células de tamanho η , o número total de células (N) é dado por $N = (L/\eta)^3$.

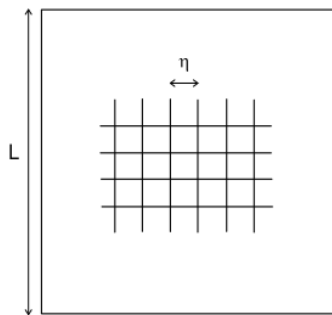


Figura 44 - Comprimentos relevantes na definição de uma grade para simulação numérica direta | Fonte: [43]

Através de estudos realizados [43], é possível deduzir a Equação 2.4 (Número de *Reynolds* de uma grade para simulação numérica direta), daí, $N = Re^{9/4}$.

$$Re \sim \left(\frac{L}{\eta}\right)^{4/3} \quad (2.4)$$

Adicionalmente é necessário estimar o intervalo de tempo ($T_l; T_\eta$) e o nº de iterações que devem ser executadas no processamento numérico por cada célula da grade (M). ($T_l; T_\eta$) é o intervalo de tempo que os vórtices numa escala de comprimento L e η , respetivamente, permanecem ativos, antes de decaírem. Em suma, através da hipótese de similaridade de *Kolmogorov* e outras simplificações, foi possível obter a Equação 2.5 (Intervalo de tempo entre escalas dissipativas), a Equação 2.6 (Nº de iterações por cada célula da grade), e a Equação 2.7 (Tempo de simulação).

$$T_l \sim \left(\frac{L^2}{\eta}\right)^{1/3} \quad (2.5)$$

$$M \sim \frac{T_l}{T_\eta} \sim \left(\frac{L}{\eta}\right)^{2/3} \sim \sqrt{Re} \quad (2.6)$$

$$T_{simulação} \sim N \cdot M \sim Re^{11/4} \quad (2.7)$$

A título de exemplo, uma simulação com $Re = 40000$ que demore duas semanas a completar, usando o mesmo equipamento, para $Re = 490000$, leva 40 anos para concluir.

Uma estimativa mais cautelosa e simples de M é dada pela condição de *Courant-Friedrichs-Levy*. Supondo que o intervalo de tempo máximo e mínimo de convecção seja dado por L/ν e η/ν , respetivamente, conclui-se que $M \sim L$ e $\eta \sim Re^{3/2}$. Assim, $T_{simulação} \sim R_\lambda^6$. R_λ é o número de *Reynolds-Taylor* e pode ser estimado tendo em conta o número de *Reynolds* (Equação 2.8).

$$R_\lambda = \sqrt{15 \cdot Re} \quad (2.8)$$

Em suma, as equações de transporte necessitam de baixo esforço computacional para simulações com escoamentos em regime laminar. Para escoamentos turbulentos, o cálculo das equações de transporte para todas as células e escalas temporais torna-se demasiado exigente para as capacidades computacionais atuais. Para viabilizar simulações tendo em conta o que foi referido, existem dois métodos alternativos que transformam a equação de *Navier-Stokes* de forma que os vórtices mais pequenos não tenham de ser considerados. Nomeadamente, o método *Reynolds Average Navier-Stokes* (RANS) e simulação de grandes escalas (LES).

2.8.2 Regime de escoamentos turbulentos

Os escoamentos turbulentos são os mais complexos de simular devido ao elevado esforço computacional que exigem. Isto principalmente devido à existência de pequenos turbilhões no escoamento, os quais necessitam de uma malha muito fina e de intervalos de tempo de simulação muito baixos para serem completamente capturados. Existem várias abordagens para estudar escoamentos, nomeadamente, a simulação numérica direta (DNS), a (LES) e o método RANS.

A DNS é a simulação de dinâmica de fluidos computacional na qual as equações de *Navier-Stokes* são resolvidas numericamente, sem qualquer modelo de turbulência, isso significa que toda a gama de escalas temporais e espaciais da turbulência devem ser resolvidas. A dimensão do menor elemento da malha em análise deve ser igual ou inferior ao do menor vórtice existente. Assim, dependendo do regime de escoamento, o esforço computacional necessário para este método é o mais elevado, mas também o mais preciso.

A LES é um método aplicado essencialmente em escoamentos turbulentos. Os vórtices de maior dimensão são explicitamente calculados, enquanto os vórtices turbulentos dissipativos de pequena escala são modelados [46]. O LES exige menores recursos computacionais já que não existe a necessidade de resolver numericamente as equações resultantes dos vórtices dissipativos do escoamento. Contudo, o esforço computacional depende de cada caso de estudo, isto é, da percentagem de vórtices que são dissipados.

A modelação RANS é a menos exigente em termos de recursos computacionais, utilizando menos cálculo e mais modelação. A simulação numérica é constrangida por um modelo turbulento empírico, o qual é definido pelo utilizador. Este modelo turbulento é responsável por simular o efeito dos vórtices e turbilhões do escoamento. Existem vários modelos disponíveis atualmente. Assim, torna-se importante definir o modelo correto para o escoamento em análise. O objetivo é calcular as tensões de *Reynolds*, havendo três modelos para atingir esse fim: modelo(s) lineares de viscosidade turbulenta (RANS), modelo(s) não-lineares de viscosidade turbulenta (URANS) e modelos de tensões de *Reynolds* (RSM).

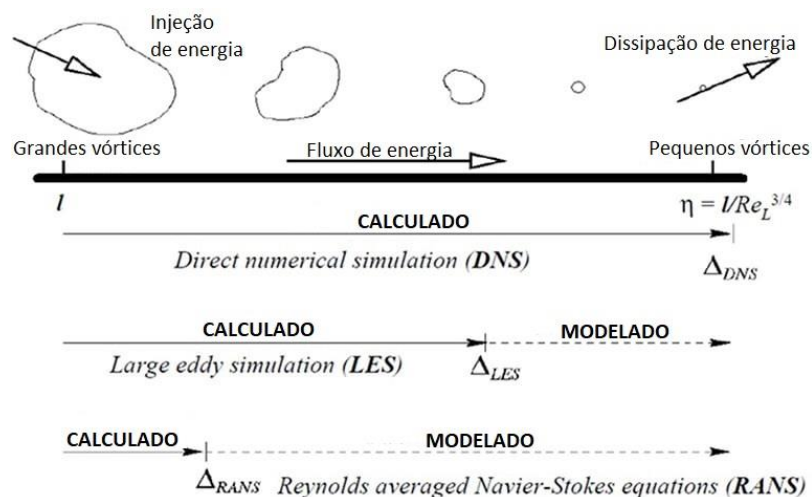


Figura 45 - Comparação entre o cálculo numérico nos modelos CFD existentes em função do tamanho dos turbilhões em escoamentos turbulentos | Fonte: [43]

De notar que existem modelos mais elementares do que estes, mas, no mínimo, os modelos consistentes de turbulência, tais como os RANS e URANS assentam na definição de pelo menos uma escala de velocidades e uma escala dimensional de turbulência são quantificadas mediante adequadas equações de transporte, direta ou indiretamente. Os modelos não-lineares são a classe de modelos de turbulência para as equações RANS em que o coeficiente de viscosidade turbulenta é utilizado para relacionar o campo de turbulência média para o campo de velocidade média, no entanto, numa relação não-linear. O RSM é um modelo de turbulência mais elaborado, onde a abordagem de viscosidade turbulenta foi descartada e as tensões de *Reynolds* são diretamente calculadas.

A Figura 45 e a Tabela 11 resumem as diferenças entre as três abordagens e simulações existentes na análise de escoamentos turbulentos CFD [47].

Tabela 11 - Comparação entre as diferentes abordagens a escoamentos turbulentos CFD | Fonte: [47]

Método	DNS	LES	RANS/URANS/RSM
Empirismo	Nenhum	Fraco	Forte
Resolução da malha	10^{16}	$10^{6,7}$	$10^{3,5}$
Dependência do N° de Reynolds na resolução da malha	Forte	Fraco	Fraco
Modelação	Nenhuma	Apenas para pequenos turbilhões	Completa

2.8.3 Formulações fundamentais

As ferramentas de CFD resolvem um conjunto de equações que estão presentes em qualquer escoamento, mesmo os que envolvem transferência de calor. São equações de mecânica de fluidos e podem ser descritas como um conjunto de equações diferenciais parciais, ou seja, aplicam-se às várias porções de fluido e derivam das leis de momento linear e energia.

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.9)$$

A Equação 2.9 (Equação de continuidade) é obtida a partir do balanço mássico sob um volume de controlo arbitrário. Na Equação 2.9, $(\rho \vec{v})$ representa o fluxo mássico e $(\nabla \cdot (\rho \vec{v}))$ representa a taxa líquida de fluxo mássico por unidade de volume. A Equação 2.9 indica que a taxa líquida de fluxo mássico por unidade de volume é proporcional à variação da massa volúmica num intervalo de tempo $(\partial \rho / \partial t)$. De forma similar, fazendo o balanço de momento linear sob um volume de controlo arbitrário é possível obter a equação de conservação de momento linear, também conhecida como Equação de Navier-Stokes (Equação 2.10).

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \cdot \vec{v}) = -\nabla p - \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (2.10)$$

Os termos no membro esquerdo da Equação 2.10 representam a taxa de incremento de momento linear por unidade de volume $(\partial \rho \vec{v} / \partial t)$ e momento de convecção $(\nabla \cdot (\rho v \cdot \vec{v}))$, enquanto os termos do membro direito representam a variação da taxa do momento linear devido ao gradiente de pressão $(-\nabla p)$, forças viscosas $(-\nabla \cdot \vec{\tau})$ e flutuabilidade $(\rho \vec{g})$, respetivamente. O valor de $\vec{\tau}$ pode ser obtido pela Equação 2.11 (Equação de tensor tensão viscoso), e descreve as forças internas no fluido devido à sua deformação. O último termo S diz respeito às fontes de calor externas, que podem ter origem de calor absorvido por radiação, tanto na Equação 2.11 como na Equação 2.12.

$$\vec{\tau} = \mu \left[2S - \frac{2}{3} \nabla \cdot vI \right] = \mu \left[\nabla \vec{v} + \nabla \cdot \vec{v}^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot vI \right] \quad (2.11)$$

A Equação 2.12 (Equação de conservação de energia) representa a conservação de energia em cada partícula de matéria, ou seja, rege as trocas de calor no sistema em análise.

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (v(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(\lambda \cdot \nabla T + \sum_i v \cdot \vec{\tau} \right) + S \quad (2.12)$$

O primeiro termo do primeiro membro da equação representa a taxa de variação de energia por unidade de volume infinitesimal somado do incremento de energia devido ao transporte de momento convectivo e pressão. No segundo membro da equação, o termo $(\lambda \cdot \nabla T)$ diz respeito à transferência de calor por condução (Equação 2.13 – Equação de *Fourier*) e o termo $(v \cdot \vec{\tau})$ traduz a dissipação viscosa.

$$\dot{q} = \lambda \cdot \nabla T \quad (2.13)$$

Para além destas equações de mecânica de fluidos, o *software* é dotado de outros submodelos para simular vários fenómenos como a turbulência e radiação, que são resolvidos iterativamente com as formulações apresentadas.

Em suma, as formulações apresentadas nesta secção são suficientes para resolver uma simulação com qualquer tipo de escoamento. O ideal de cada simulação é resolver as equações apresentadas, e, no caso de escoamentos turbulentos, com uma grade com células de tamanho $\leq \eta$.

2.8.4 Modelo RANS

Considerando um escoamento incompressível, o método RANS é uma aproximação estatística que assume que a função instantânea $\phi(x, t)$ pode ser decomposto num conjunto médio $\bar{\phi}$ e num conjunto variável ϕ' que engloba todas as escalas turbulentas tal como a Equação 2.14. Este procedimento é conhecido como decomposição de *Reynolds*. Pela sua definição, a aproximação estatística é definida pela Equação 2.15, onde ϕ_j é o valor associado ao contador j e N é o número total de células do escoamento.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.14)$$

$$(\phi(x)) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \phi_j(x, t) \quad (2.15)$$

Na prática, através de uma hipótese ergódica, o método RANS é resultado de uma escala média temporal durante um longo período T em comparação com o termo τ (tempo turbulento característico) obtida pelo rácio $\tau = k/\epsilon$.

$$(\phi(x)) = \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x, t). dt \quad (2.16)$$

A Equação 2.16 é uma aproximação que não pode ser usada em escoamentos turbulentos instáveis, exceto em escoamentos periódicos.

Com estas noções presentes, estamos em condições de escrever as equações de transporte que definem o método RANS. O processo de média temporal das leis de continuidade (Equação 2.9), momento (Equação 2.10) e energia (Equação 2.12) englobam uma média ponderada com base na massa volúmica no tempo das variáveis v , Y_i e E , e uma média temporal de ρ e p , dando origem à Equação 2.17 (Equação de continuidade, método RANS), Equação 2.18 (Equação de conservação de momento, método RANS) e Equação 2.19 (Equação de conservação de energia, método RANS), respetivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + (\nabla \cdot \bar{\rho} \cdot \tilde{v}) = 0 \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \cdot \tilde{v}}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \cdot \tilde{v} \tilde{v}) = -\nabla \bar{p} - \nabla \cdot \tilde{\tau} - \nabla \cdot (\bar{\rho} \widetilde{v''v''}) + \bar{\rho} g \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \cdot \tilde{E}}{\partial t} + \nabla(\tilde{v}(\bar{\rho} \cdot \tilde{E} + \bar{p})) = -\nabla \cdot \left(\lambda \nabla \tilde{T} - \sum_i \tilde{\tau}_i \cdot \tilde{v} - \bar{\rho} v'' E'' \right) + \tilde{S} \quad (2.19)$$

Contudo, estas equações introduzem novas variáveis desconhecidas no sistema de equações. Isto porque a não-linearidade da Equação 2.10 está ainda presente nas equações de RANS, no termo $(\bar{\rho} \widetilde{v''v''})$. Este termo é denominado de tensor de *stress* de *Reynolds* (TSR). Na Equação 2.19 aparece também o termo $(\bar{\rho} v'' E'')$. As incógnitas nas equações de RANS são superiores ao número de equações, o que impossibilita a sua resolução numérica. Esta situação é conhecida como problema de fecho. Surge a necessidade de equações extras para solucionar o sistema de equações, nomeadamente, os modelos de turbulência, descritos na secção 2.8.4.1.

2.8.4.1 Modelos turbulentos

Os modelos turbulentos tipicamente utilizados podem ser divididos em três grupos: modelo de uma única equação, modelos de duas equações ou o modelo de tensões de *Reynolds*.

O software *AutoDesk® CFD* tem disponível o modelo de duas equações $k - \epsilon$ *standard*, o modelo $k - \omega$ [50] e o modelo RNG.

2.8.4.1.1 Modelo de duas equações

O modelo $k - \epsilon$ *standard* é um modelo turbulento com base na energia turbulenta k e taxa de dissipação da energia turbulenta ϵ . As constantes utilizadas no modelo foram determinadas empiricamente e sugeridas por *Lauder e Spalding* [48]. No desenvolvimento deste modelo, foi assumido que todo o escoamento é turbulento. Assim, o modelo $k - \epsilon$ *standard* não está preparado para simular escoamentos junto a superfícies de forma direta já que a região próxima a superfícies pode ser dividida numa região laminar, de transição e turbulenta, como mostra a Figura 46. Este fenómeno é originado essencialmente pelo facto de a velocidade do fluido junto a uma parede ser nula, aumentando gradualmente à medida que se afasta.

A Figura 46 representa o escoamento sobre uma superfície de espessura infinitesimal tangente ao eixo cartesiano x e com início em x_0 [49]. As variáveis adimensionais x e y representam a distância à superfície tangencial e normal ao escoamento, respetivamente. A variável x pode ser substituída pela variável D , possibilitando determinar o ponto x_{cr} . Este ponto define a distância limite para o qual o fenómeno de difusão viscosa se sobrepõe ao da difusão turbulenta, vice-versa na camada turbulenta. Na camada de transição estas grandezas são aproximadamente iguais. A variável δ é a distância para a qual o fluido atinge a velocidade máxima de escoamento. Para camadas de limite turbulenta sobre uma placa plana, a espessura da camada limite é determinada pela Equação 2.20.

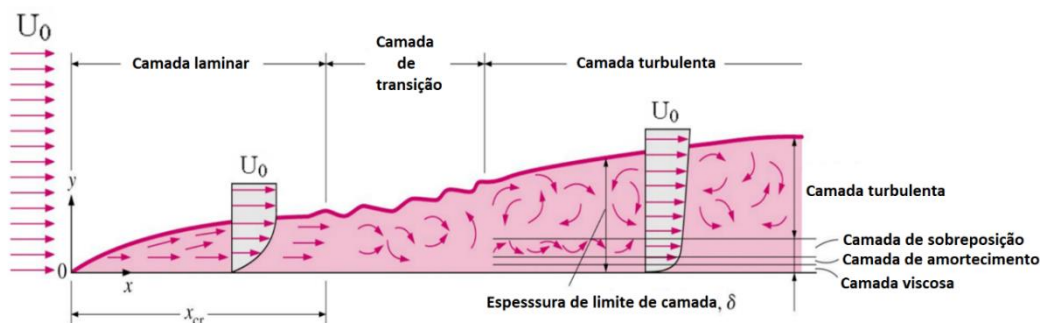


Figura 46 - Representação de escoamento junto a superfície | Fonte: [49]

$$\delta = 0.382x/Re_x^{1/5} \quad (2.20)$$

O *AutoDesk® CFD* tem implementado o modelo de $k - \epsilon$ *standard* com funções de parede para resolver este problema.

No modelo $k - \epsilon$ *standard*, a Equação 2.21 define a Equação de continuidade, a Equação 2.22 define a Equação de conservação de momento, a Equação 2.23 define a Equação de energia cinética turbulenta, a Equação 2.24 define a Equação de taxa de dissipação de k , onde G é dado pela Equação 2.25. A viscosidade dinâmica efetiva μ_{eff} é dada pela Equação 2.26 e a Tabela 12 define o valor das constantes utilizadas.

Neste modelo, a viscosidade turbulenta ν_t é determinada a partir de uma única escala de comprimento de turbulência, ou seja, a difusão turbulenta calculada é aquela que ocorre apenas na escala especificada, dada por $\nu_t = k/\epsilon = c_\mu k^2/\epsilon$.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.21)$$

$$\rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.22)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \times \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = G - \rho \epsilon \quad (2.23)$$

$$\rho \frac{\partial (u_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \times \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{(C_1 G \epsilon - C_2 \rho \epsilon^2)}{k} \quad (2.24)$$

$$G = \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.25)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t = \mu + \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.26)$$

Tabela 12 – Constantes utilizadas nos modelos turbulentos $k-\epsilon$ *standard* e RNG

Modelo	$k - \epsilon$ <i>standard</i>					RNG		
Constantes	C_1	C_2	C_μ	σ_k	σ_ϵ	C_μ	C_1	C_2
	1.44	1.92	0.09	1.00	1.30	0.0845	1.42	1.68

O AutoDesk® CFD tem também implementado o modelo RNG, desenvolvido por *Yakhot*, uma adaptação do modelo $k - \epsilon$ *standard*. Esta adaptação deriva das equações de *Navier-Stokes*, utilizando uma técnica matemática chamada “grupo de renormalização” (RNG). Analisa com maior detalhe pequenas escalas de movimento. A derivação analítica resulta num modelo com constantes diferentes das do modelo padrão $k - \epsilon$ *standard* e termos e funções adicionais nas equações de transporte para k e ϵ . As constantes (Tabela 12) são determinadas a partir dos primeiros princípios e os valores padrão para estas constantes são sugeridos por *Yakhot* e *Orszag*. O modelo de turbulência RNG é igualmente válido tanto para escoamentos laminares e turbulentos.

Para escoamentos de fluidos newtonianos e incompressíveis, as equações que descrevem o modelo de turbulência $k - \epsilon$ *standard* são as mesmas que descrevem o modelo RNG, exceto no que diz respeito à viscosidade dinâmica efetiva (Equação 2.27).

$$\mu_{eff} = \mu + \left(1 + \sqrt{\frac{C_{\mu} k}{\mu \sqrt{\varepsilon}}} \right)^2 \quad (2.27)$$

2.8.5 Radiação

A radiação contribui em cerca de 90 % a 98 % do total de calor transferido em fornalhas e câmaras de combustão [51].

Todos os corpos emitem radiação em forma de fótons que se movem numa direção aleatória, com diferentes intensidades e comprimentos de onda. Quando os fótons provenientes de uma superfície atingem outra, podem ser absorvidos, transmitidos ou refletidos.

O *AutoDesk® CFD* utiliza o modelo de radiação “*Grey Body*”, proposto por *Siegel* e *Howell* [52]. O modelo apenas considera radiação entre corpos sólidos, através de fatores de forma [53].

O comportamento dos fótons ao atingir uma superfície pode ser descrito pela Equação 2.28, para um determinado comprimento de onda.

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.28)$$

Onde:

- α – Absorção - Fração da radiação incidente absorvida;
- ρ – Reflexão - Fração da radiação incidente refletida;
- τ – Transmissibilidade - Fração da radiação incidente transmitida.

O modelo suporta transferência de calor através materiais transparentes. Suporta ainda o efeito da variação de emissividade de um objeto em função da temperatura, o que permite a simulação do efeito da radiação espectral. A emissividade pode ser calculada pela Equação 2.29.

$$\varepsilon = \left(\frac{E_{b0} - \lambda T}{\sigma T^4} \right) \varepsilon_1 + \left(1.0 - \frac{E_{b0} - \lambda T}{\sigma T^4} \right) \varepsilon_2 \quad (2.29)$$

Onde:

- $\frac{E_{b0} - \lambda T}{\sigma T^4}$ – Potência emissiva adimensional espectral de um corpo negro (W);
- λT – Temperatura espectral ($\mu m - ^\circ R$);
- ε_1 – Emissividade inferior a $3. \mu$;
- ε_2 – Emissividade superior a $3. \mu$.

2.8.6 Método numérico de discretização

Existem vários métodos numéricos de resolução das equações governativas, como o método das diferenças finitas (MDF), o método dos elementos finitos (MEF) e o método dos volumes finitos (MVF). O MEF é o método utilizado pelo *AutoDesk® CFD* pela sua flexibilidade em modelar qualquer forma geométrica [54].

No MEF, o método de *Galerkin* de resíduos ponderados é geralmente usado. Neste método, as equações diferenciais de transporte são convertidas num problema discreto, aplicando restrições lineares determinadas por conjuntos finitos de funções. Essas funções descrevem analiticamente os elementos que constituem a geometria analisada. O software *AutoDesk® CFD* utiliza formas lineares para triângulos elementares 2D, bilineares para formas quadriculares 2D, lineares para elementos tetraédricos 3D, trilineares para elementos hexaedros 3D e uma mistura de todas as formas para elementos mais complexos. O vértice de cada elemento é um nó. O cálculo é efetuado nos nós. Estes elementos e nós compõem a malha [54].

A Tabela 13 apresenta de forma sucinta as vantagens e desvantagens dos vários métodos existentes.

Tabela 13 - Vantagens e desvantagens dos vários métodos numéricos de discretização | Fonte: [60]

Método	Vantagens	Desvantagens
MEF	Mais cálculo envolvido; Condições fronteiras naturais (para escoamentos); Formulação elemento mestre; Qualquer geometria pode ser modelada com o mesmo esforço computacional.	Escoamentos têm menor importância física.
MDF e MVF	Escoamentos têm maior importância física.	Geometrias irregulares requerem muito mais esforço computacional.

2.8.7 Estratégias de simulação da combustão de aglomerados de partículas sólidas e de transferência de calor

Existem diferentes abordagens propostas por vários investigadores para estas condições de combustão.

Porteiro, Collazo e Gomez, investigadores da Universidade de Vigo, publicaram vários modelos para a combustão de biomassa em diferentes condições. Conjugaram e otimizaram métodos numéricos para aplicação CFD não só para a combustão de biomassa em câmara(s) de leito fixo (CLF) como para todas as atividades a que a queima deste combustível é inerente. O sistema de alimentação de combustível, formação de óxidos de azoto e até formação de cinzas pós queima. A credibilidade dos seus modelos está assente na comparação de resultados obtidos no decorrer das suas simulações com medições realizadas em condições apropriadas ao propósito.

Porteiro apresentou um método numérico unidimensional que descrevia a degradação térmica de partículas de biomassa durante o processo de combustão onde considerou a transferência de calor, difusão e convecção mássica para cada partícula para cada instante temporal [55], [56]. O modelo poderia ainda ser aplicado num sistema múltiplo de partículas onde o efeito se propagava para partículas adjacentes, desencadeando uma reação em cadeia. O mesmo considerava em tempo real a massa e a temperatura de cada partícula para que tendo em conta as propriedades do combustível definidas do modelo, o mesmo pudesse ser usado para qualquer combustível. A homogeneidade e isotropia do combustível foram assumidas no desenvolvimento deste modelo. As reações químicas no processo de queima incluíam a vaporização da água (temperatura constante) e pirólise, dividida em três reações onde os produtos de reação seriam o combustível gasoso que após queima produziria carvões, posteriormente convertidos em cinza por processos de difusão ou cinemáticos. A realização de ensaios baseados na queima de briquetes serviu de sustentação à qualidade do modelo. Posteriormente realizou um ensaio comparativo onde se mediu a temperatura de várias amostras de madeira seca de diferentes dimensões e qualidade durante a fase de pirólise, que mais uma vez comprovou a eficácia do modelo.

Baseado nas condições do reator perfeitamente agitado (RPA), *Porteiro* implementou o seu modelo na simulação da combustão da caldeira doméstica de 24 kW em regime transiente [57]. As reações intervenientes na fase gasosa ficaram ao cargo do software de simulação, *FLUENT*[®]. Um *script* (*OCTAVE*) calculava o comportamento das reações na câmara de queima (fase sólida) que de forma reversível emitia e recebia os dados à fase gasosa, permitindo um fluxo bidirecional das espécies e suas propriedades, incluindo radiação. Teve-se em conta a temperatura dos gases, concentração de espécies, velocidades e movimentos das partículas. A granulometria da câmara de combustão foi dividida em sete classes de forma a representar a degradação das partículas de queima, cada uma delas dependentes e consideradas no processo de queima. Os resultados obtidos mostraram-se em conformidade para os valores de temperatura de gases de exaustão assim como eficiência termodinâmica da caldeira.

Uma abordagem semelhante foi usada por *Collazo* que desenvolveu um método numérico mais expedito e de menor exigência computacional, válido em regimes estacionários [58], [59]. A câmara de combustão foi considerada como uma camada porosa com as propriedades físicas do combustível (biomassa). Uma vez que a porosidade da camada afeta a velocidade do escoamento do fluido pela câmara de combustão, a fase gasosa era afeta pela mesma através de coeficientes de permeabilidade e de perda inercial empíricos. Estes coeficientes tiveram em consideração a geometria do combustível sólido e os mesmos sofriam alterações à medida que a fração mássica da câmara de combustão alterava. Os gases à saída da câmara de combustão foram assumidos homogêneos e a temperatura constante, considerando a pequena dimensão da mesma e o regime estacionário da queima. A velocidade das reações de secagem e pirólise na CC dependiam da temperatura média da camada de combustível em queima. A temperatura dos gases à saída da CLF foi calculada em função do consumo de combustível e da fração mássica da mistura. Durante o processo de secagem foi assumido um caudal mássico constante de vapor de água à temperatura de 373 K. As composições das espécies gasificadas à saída da CLF foram calculadas com base no trabalho de *Thunman* [60] a uma temperatura de 600 K. Quanto à produção de carvões assumiu-se ser limitada pela criação de monóxido e dióxido de carbono que reagia a velocidade constante para uma temperatura de 1373 K. Os resultados foram posteriormente comparados com dados experimentais obtidos num ensaio a uma caldeira doméstica a operar a 16 kW e para várias relações ar-combustível. As medições incluíram a transferência de energia para a água da caldeira, temperatura dos gases de exaustão e níveis de NO_x , CO_2 e CO . Foi ainda possível visualizar o efeito da diminuição da transferência de calor para a água da caldeira e das concentrações de CO devido ao aumento da relação ar-combustível. Verificou-se no geral uma consonância razoável entre os dados comparados. O modelo desenvolvido permitiu a *Gomez* investigar a influência que a temperatura da água da caldeira influenciava parâmetros como a eficiência termodinâmica do aparelho e espécies poluentes emitidas. Foi possível verificar que a diminuição da temperatura da água implicava o efeito inverso na eficiência [61].

Com base no modelo de *Collazo*, *Gomez* apresentou um modelo numérico tridimensional dedicado a CLF [62]. A câmara foi modelada mais uma vez como uma malha porosa e as equações que descrevem as reações químicas intervenientes escritas no próprio código do software CFD. *Gomez* considerou a fase sólida como uma camada uniforme onde, tal como *Porteiro*, cada partícula continha as suas propriedades locais e estava dependente de fatores externos. A conservação de massa na câmara de combustão era expressa em termos de fração mássica enquanto a conservação de concentrações de espécies era expressa em densidades relativas. A massa de cada partícula era função da geração de cinzas. Tanto a secagem como a pirólise eram dependentes da temperatura global da camada sólida enquanto a conversão em cinzas resulta de processos de difusão ou cinemáticos. Para simplificação de cálculo, as partículas foram consideradas estanques na câmara de combustão, e as trocas de calor (convecção) e massa (difusão) com a fase gasosa resultaram de correlações

experimentais [63]. A parte radiativa subadjacente à CLF varia neste modelo com a altura da camada da mesma, onde diminuiu com a profundidade seguindo uma relação exponencial. Posteriormente realizou-se uma série de ensaios laboratoriais a vários queimadores de biomassa de CLF com vista a comparar a combustão e parâmetros inerentes à mesma [64]. Os autores concluíram que a consideração do combustível como uma partícula móvel no espaço deveria estar em conta para regimes de queima mais elevados. A degradação cíclica das partículas é mais rápida e provoca o colapso do amontoado de biomassa que afeta as propriedades de queima nesses instantes.

Com vista a aperfeiçoar o seu modelo, *Gomez* modificou-o de forma a ter em conta o movimento das partículas devido à sua degradação no processo de queima [62]. A abordagem foi semelhante à praticada por *Thunman* [65]. As propriedades iniciais das partículas eram consideradas na camada superior da superfície de queima (resultante do PAS) e variavam no tempo em massa e volume e de forma contínua em sentido descendente. Sucessivas camadas perpendiculares ao vetor gravidade (\vec{g}) eram consideradas para distribuir essa evolução. A velocidade com a qual estas variações ocorriam estavam dependentes de velocidades de ignição entre partículas, espessura das camadas e potência de queima. Esses parâmetros foram obtidos de ensaios experimentais. Realizaram-se também melhorias na interação da fase sólida e gasosa do modelo considerando as trocas de calor por radiação na camada limite entre os meios como uma superfície semitransparente.

Gomez estendeu o modelo a caldeiras com PAI [66]. Simultaneamente desenvolveu um submodelo que previa o processo de formação de cinzas que dependia do teor do mesmo no combustível considerado. O mesmo modelo previa a formação parcial de cinzas voláteis e não voláteis, simplificadas para geometrias esféricas. Dizem respeito a cinzas que deixam a CLF e se agregam às paredes internas da caldeira. Desta forma, foram introduzidas mais duas equações ao modelo CFD respeitantes a cada um dos destinos das cinzas. As cinzas não voláteis eram consideradas inertes. As cinzas voláteis eram desagregadas das partículas em queima distinguidas através da pressão parcial das mesmas. As cinzas eram posteriormente avaliadas em diâmetro. Para um diâmetro inferior a um valor crítico as cinzas eram expelidas da câmara de combustão por atrito aerodinâmico do escoamento. Numa fase seguinte melhoraram o processo de queima das partículas. Consideraram o efeito dos gases libertados pela mesma, a alta velocidade, que interfere com o escoamento de gases circundantes. Tiveram em conta a diminuição do tamanho das partículas não só durante a fase de oxidação, mas também de pirólise. O modelo foi aplicado numa simulação de queima em regime estacionário numa caldeira de 60 kW à potência nominal e à potência parcial de 30 kW. Os resultados foram comparados com ensaios experimentais para a quantidade de partículas emitidas nos gases de exaustão, temperatura e calor transferido para a água. No teste à potência nominal a simulação CFD previu 0,5 kW a menos de calor transferido para a água, o que representa uma margem de erro inferior a 1 %. No ensaio à potência parcial o erro foi 1,4 kW (5 %) o que elevou a temperatura dos gases de exaustão para valores 23 % acima dos resultados experimentais. As concentrações de CO_2 estavam em consonância com os valores medidos enquanto as concentrações de CO estavam apenas

na mesma ordem de magnitude dos valores medidos ainda que considerados valores aceitáveis. Os autores concluíram que a diferença poderia estar relacionada com falhas de otimização do modelo para casos de combustão incompleta, que se mostrou mais evidente no segundo ensaio.

Gomez apresentou também um modelo que integrava a simulação da alimentação de biomassa em caldeiras alimentadas pelo PAS, baseado nas equações de *LaGrange* [66]. Pressupôs-se dois tipos de sistemas de alimentação tradicionais: a esteira transportadora (taxa de alimentação constante) e o transportador helicoidal (processo estocástico). Em ensaios experimentais mediram a quantidade de partículas emitidas nos gases de exaustão, temperatura e calor transferido para a água para cada um dos casos. Após comparação com o modelo desenvolvido verificaram que este conseguia prever flutuações nas concentrações das espécies nos gases de exaustão causado pela inconsistência da alimentação do transportador helicoidal. A simulação apresentou valores de concentração de CO_2 e temperatura nos gases de exaustão abaixo dos reais para qualquer um dos sistemas de alimentação. A taxa de transferência de calor para a água também apresentou uma discrepância de 2 kW equivalente a cerca de 8 % da potência nominal.

Uma proposta assente no princípio Euleriano foi apresentada por *Thunman* para a combustão de combustíveis sólidos [67]. O modelo era controlado por um conjunto de variáveis essenciais que definiam para cada tipo de combustível gradientes de temperatura intrínsecos à partícula, libertação de voláteis, degradação e dilatação do mesmo. O autor simplificou cada partícula de combustível a uma forma unidimensional. Assumiu os limites de cada partícula como se de uma superfície homogênea se tratasse no qual a temperatura e velocidade de reação variavam apenas com a distância ao centro geométrico. Ao longo da queima da partícula o calor e massa difundiam-se através da mesma. A partícula era ainda dividida em quatro camadas, a cada uma das quais atribuídas um processo da fase de combustão: secagem, pirólise, oxidação dos carvões e formação de cinzas. Concluíram que o modelo de combustão transiente dependia de um grande número de propriedades dos quais a degradação, calor específico, condutibilidade térmica, forma e composição seriam os mais relevantes. O modelo foi comparado a mais de 60 tipos de biomassa de diferentes qualidades e tamanhos que convergiram em concordância.

Scharler considerou que a superfície de fronteira entre a fase sólida e gasosa da combustão eram independentes. Desenvolveu um modelo de combustão empírico [68] aplicado à fase sólida que fornecia os dados de entrada à fase subsequente onde um modelo de escoamento turbulento reativo seria aplicado. Para isso considerou a câmara de combustão com um perfil unidimensional que previa a secagem e a degradação dos elementos químicos do combustível (C , O , H) em função do caudal de ar fornecido, permitindo caracterizar as propriedades locais para cada ponto do leito da CLF assim como a relação ar-combustível. Este modelo foi calibrado baseado em ensaios experimentais em função da temperatura, velocidade e concentração de espécies de gases provenientes da CLF. O modelo foi então validado em ensaios com caldeiras de

combustível sólido (, briquetes e estilha de madeira) que convergiram em concordância para a maioria dos parâmetros relevantes como temperatura e concentrações das espécies nos gases de exaustão.

Scharler apresentou um estudo relativo à otimização da geometria de uma caldeira doméstica de 20 KW alimentada pelo PAS [69]. Verificaram que a existência de uma entrada de ar secundária e terciária após o processo de queima reduzia a emissão de todas as espécies de poluentes pela caldeira e simultaneamente aumentava o seu rendimento. Esta análise pressupõe que a velocidade do ar à entrada da caldeira era superior a um valor crítico. Para velocidades muito baixas o ar não se difundia com os gases de queima resultando numa combustão incompleta. Para velocidades mais elevadas o ar gerava vórtices com os gases de queima e uma combustão mais eficiente. A permanência dos gases na fornalha aumentou (0.14 para 0.38 s) e a concentração de *CO* baixou (246 ppm para 29 ppm, em base húmida). Concluíram ainda que os gases a alta velocidade que escoam pela câmara de combustão são nefastos para a eficiência da caldeira. As elevadas forças aerodinâmicas levavam à levitação do combustível não carburado e cinzas para fora da câmara de queima.

Mehrabian desenvolveu vários modelos para aplicação CFD, tridimensionais, especializados na simulação das partículas de biomassa na câmara de combustão [70]–[74]. Estes modelos são baseados numa formulação Euler-Granular. Esta formulação é destinada a escoamentos sob camadas de fluxo granular (escoamentos sob partículas). Assim, considera-se as interações entre partículas ao nível da câmara de combustão. Numa primeira abordagem [70] considerou as partículas sem gradientes de temperatura próprios. Assim, as reações químicas inerentes a cada partícula (secagem, pirólise, oxidação dos carvões e formação de cinzas) seriam executadas sequencialmente. O modelo foi aplicado no processo de combustão de uma caldeira de 20 KW alimentada pelo PAI. A experiência mostrou que a formulação de escoamentos sob camadas de fluxo granular e a consideração da temperatura uniforme das partículas permite capturar a combustão em regime transiente que ocorreu na câmara de combustão. No entanto, quando comparados a ensaios laboratoriais [75], a temperatura global da câmara de combustão foi relativamente inferior, de 1500 K e 1100 K, respetivamente. Concluiu-se que o mesmo acontecia devido à premissa que apenas *CO* era criado na fase de oxidação. Não foram disponibilizadas mais comparações do modelo do autor com ensaios experimentais por motivos de confidencialidade dos mesmos.

Numa fase seguinte, *Mehrabian* aprimorou os trabalhos de *Thunman* [67]. Considerou o gradiente de temperatura e a alteração das suas propriedades ao longo da queima de cada partícula (secagem, pirólise, oxidação dos carvões e formação de cinzas) [72]. Foram realizados vários ensaios à queima singular de partículas de vários formatos, tamanhos e constituintes. O processo de cálculo obtinha resultados para tempos de cálculo inferiores a um minuto de simulação, pelo que o autor concluiu que este modelo numérico aperfeiçoado poderia ser aplicado à combustão de biomassa de CLF.

Como concluído anteriormente, o autor decidiu aplicar o modelo de combustão à queima de partículas em condições de CLF [71]. Melhorou também as condições que descreviam a fase de oxidação, acrescentando o CO_2 como um produto de reação. De forma a comparar este modelo com o anterior [70], Mehrabian aplicou o modelo à simulação do processo de combustão da mesma caldeira e obteve um valor de temperatura global da câmara de combustão de 1400 K, significativamente maior e próximo do valor medido no ensaio experimental, assim como o valor da temperatura da camada superficial do combustível. Concluíram que a consideração do CO_2 como produto de reação na fase de oxidação foi fulcral para a melhoria dos resultados. Mais uma vez, por razões de confidencialidade não foram publicados mais dados.

Não satisfeito, Mehrabian considerou a degradação térmica das partículas no processo de queima e ainda efeitos de porosidade irregulares distribuídos pela câmara de combustão derivado da combustão desigual que ocorre na mesma [73]. O modelo foi posteriormente aplicado no processo de combustão de uma caldeira de leito fixo em condições de regime laminar. Para simular a fase gasosa da combustão o autor decidiu usar modelos de simulação detalhados existentes e *open-source*, dos quais [73], [76], [77]: *GRI-Mech*, *Kilpinen97* e *DRM-22*. Considerou que a simulação rigorosa da fase gasosa é extremamente importante para a obtenção de resultados precisos devido à forte interação que esta tem com a fase sólida. Os resultados obtidos incluíram perfis de temperatura a diferentes cotas da CLF. Acima da CLF recolheram valores da concentração das diferentes espécies em fluxo e velocidade da frente de reação. Observaram que o modelo *GRI2.11* e *DRM-22* obtiveram resultados idênticos. O modelo *Kilpinen97* obteve resultados na mesma ordem de grandeza, não tão precisos. Ainda assim, concluíram que este modelo seria o mais indicado para aplicações de engenharia uma vez que engloba menos reações químicas e espécies intervenientes nas mesmas, mas compensa no menor tempo de cálculo e no bom equilíbrio qualidade/tempo.

Weissinger [78] aplicou o modelo *GRI-Mech* para o estudo da fase gasosa de uma caldeira de 440 kW de grelhas horizontais móveis. O seu trabalho pretendeu mostrar qual a dependência da formação de NO_x após a combustão em função da composição química do combustível, nomeadamente *HCN*, *NH₃*, *NO*, *NO₂* e *N₂O*. Para isso, analisou em laboratório a constituição de resíduos de placas de fibra de madeira, os quais queimou. Durante vários ensaios experimentais concluiu que a espécie *NH₃* foi a mais libertada na queima, seguida de *NO* e *HCN* (negligenciável). Foi com esta premissa que o autor simulou a fase gasosa da queima. Considerou também a combustão nas condições do RPA e do reator de fluxo pistonado (RFP). Várias simulações foram realizadas de forma a perceber a variação de NO_x . Percebeu-se que a concentração de oxigénio nos gases em reação influenciava diretamente a produção de NO_x . Para a condição do RFP a temperatura da reação também era um fator preponderante. Ambos os mecanismos previram as mesmas tendências, mas com valores de produção de NO_x ligeiramente diferentes. Uma comparação com resultados experimentais permitiu confirmar os resultados simulados.

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Introdução
- 3.2 Resultados experimentais
- 3.3 Descrição da caldeira
- 3.4 Ensaios CFD

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Introdução

Este capítulo está dividido em mais três secções.

Na secção 3.2 será brevemente apresentado os métodos e descrito o processo que permitiram executar os ensaios experimentais, assim como as condições de operação da caldeira nos ensaios e composição química do combustível.

Na secção 3.3 é detalhado o método de funcionamento da caldeira analisada assim como as suas características principais.

Na secção 3.4 é detalhado todo o processo que permitiu atingir os objetivos pretendidos, assim como os resultados e sua análise.

3.2 Resultados experimentais

O *CATIM - Centro de Apoio Tecnológico Indústria Metalomecânica* realizou vários ensaios à caldeira em análise para verificação do cumprimento da mesma com a norma NP EN 14785:2008. Os ensaios foram realizados à potência nominal e reduzida, com o objetivo de obter o rendimento e a eficiência térmica da caldeira, e as emissões de gases com efeito de estufa para cada uma das potências. O ensaio consiste em forçar o escoamento de água fria a uma temperatura e caudal constante pela caldeira, enquanto é queimado um caudal mássico constante de combustível.

Para o efeito, a caldeira foi colocada num banco de ensaios e foram medidas várias grandezas das quais se destacam o caudal mássico de O_2 , CO e CO_2 e a temperatura dos gases à saída da caldeira, assim como a variação da temperatura da água e o caudal volúmico. Os valores instantâneos são registados em cada segundo em ensaios contínuos que duram aproximadamente 6 horas.

3.2.1 Condições de operação

A caldeira teve 4 ensaios oficiais, dos quais 2 à potência nominal (Tabela 14) e 2 à potência reduzida (Tabela 15), dos quais vão ser considerados valores médios para efeitos de certificação e de simulação.

Tabela 14 - Resumo ensaios à potência nominal

Propriedade ensaiada	Unidade	Ensaio 1	Ensaio 2	Média
Rendimento	%	91,87	91,86	91,87
Eficiência térmica	%	100	100	100
<i>CO (13% O₂)</i>	%	0,01	0,01	0,01
Potência nominal total	<i>kW</i>	27,93	27,98	27,96
Potência entregue à água	<i>kW</i>	27,93	27,98	27,96
Potência entregue ao ambiente	<i>kW</i>	0,00	0,00	0,00
Temperatura dos gases de exaustão	°C	103	105	104
Caudal dos produtos de combustão	<i>g/s</i>	27,66	27,21	27,44
Duração do ensaio	h	3,0	3,0	3,0
Consumo	<i>kg/h</i>	6,19	6,20	6,20

Tabela 15 - Resumo ensaios à potência reduzida

Propriedade ensaiada	Unidade	Ensaio 1	Ensaio 2	Média
Rendimento	%	88,23	88,17	88,20
Eficiência térmica	%	98.9	98.2	98.5
<i>CO (13% O₂)</i>	%	0,01	0,01	0,01
Potência nominal total	<i>kW</i>	8,24	8,28	8,26
Potência entregue à água	<i>kW</i>	8,15	8,13	8,14
Potência entregue ao ambiente	<i>kW</i>	0,09	0,15	0,12
Temperatura dos gases de exaustão	°C	81	81	81
Caudal dos produtos de combustão	<i>g/s</i>	19,04	19,09	19,07
Duração do ensaio	h	6,0	6,3	6,2
Consumo	<i>kg/h</i>	1,93	1,94	1,94

3.2.2 Composição química do combustível

A tabela apresenta as características principais dos *pellets* considerados na simulação CFD, semelhantes aos dos ensaios experimentais levados a cabo pelo *CATIM*.

Tabela 16 – Propriedades do combustível | Fonte: [79]

Propriedade	Unidade	Valor
Poder calorífico inferior	<i>MJ/kg</i>	17.38
Diâmetro	<i>mm</i>	6
Comprimento	<i>mm</i>	20

Propriedade	Unidade	Valor
Voláteis	% mássica	78.60
Carbono Fixo		14.39
Humidade		6.82
Cinzas		0.19

Elemento químico	Unidade	Valor
Carbono	% mássica (base seca)	51.70
Hidrogénio		6.13
Oxigénio		41.90
Azoto		0.23
Enxofre		0.04

3.3 Descrição da caldeira

A caldeira em análise é uma ALPIS ACP30, a qual tem uma potência nominal de 28 kW.

A câmara de combustão da caldeira é rodeada pela água, contribuindo em parte para a transferência de calor, assim como uma série de três permutadores, dos quais dois são pirotubulares (tubos verticais). Quanto ao tipo de alimentação de *pellets* o método aplicado é a alimentação superior. Está equipada com um sistema de limpeza do permutador automático, assim como o do cesto de queima. A ignição da combustão é feita através de uma resistência elétrica, a qual é acompanhada com uma fotocélula e uma sonda de temperatura dos gases de exaustão.

A caldeira trabalha em pressão sub-atmosférica, sob convecção forçada. Considerando a Figura 48 é possível verificar que o escoamento dos gases de exaustão é resultado do gradiente de pressão criado por um ventilador centrífugo (**marcador 2**), colocado no topo do sistema de limpeza automático do permutador (**marcador 3**). Consequentemente, suga ar ambiente pela entrada de ar primário (**marcador 4**). O caudal de ar é automaticamente regulado pela controladora da caldeira que utiliza um caudalímetro baseado no princípio de Venturi, colocado a meio do tubo de admissão de ar, que ajusta a velocidade de rotação do ventilador. Os *pellets* são introduzidos manualmente no silo (**marcador 5**) e doseados automaticamente para o queimador através do sem-fim (**marcador 6**), acionado por um motor elétrico. A taxa de doseamento dos *pellets* é regulada tendo em conta o ponto de funcionamento da caldeira. Quando chegam ao topo do sem-fim, os *pellets* saem pela ranhura existente (**ponto A**) e passam por um tubo inflamável (não representado) antes de entrar na caldeira (**ponto B**), onde caem finalmente no cesto de queima circular do queimador (Figura 47, **marcador 1**). Considerando a Figura 50, é possível observar o cesto de queima em pormenor, onde se destaca o componente encarregue da limpeza automática do mesmo (**marcador 10**). Este é tracionado por um veio em quadra que faz girar o componente no interior do cesto de queima, raspando e quebrando qualquer fuligem ou incrustação que normalmente é gerada. O cesto de queima tem um diâmetro interior de 120 mm e uma altura 120 mm.

As entradas de ar no cesto de queima englobam, na base, o furo central e circundantes. Nas laterais destacam-se 3 tipos de orifícios. Os orifícios semelhantes ao do ponto “E” são entradas de ar, do ponto “D” são furos para efeitos de trabalho da fotocélula, e o orifício do ponto “C” é o furo de entrada de ar da resistência de ignição.

Tabela 17 - Características principais da caldeira

Caraterística	Unidade	Valor
Dimensões	<i>cm</i>	143 L X 75 P X 143 A
Potência térmica nominal	<i>kW</i>	28
Potência térmica reduzida	<i>kW</i>	8.3
Volume interno de fluido sujeito a transferência de calor	<i>l</i>	65
Rendimento à potência nominal	%	92
Rendimento à potência reduzida	%	88
Consumo à potência nominal	<i>kg/h</i>	6.2
Consumo à potência reduzida	<i>kg/h</i>	1.9

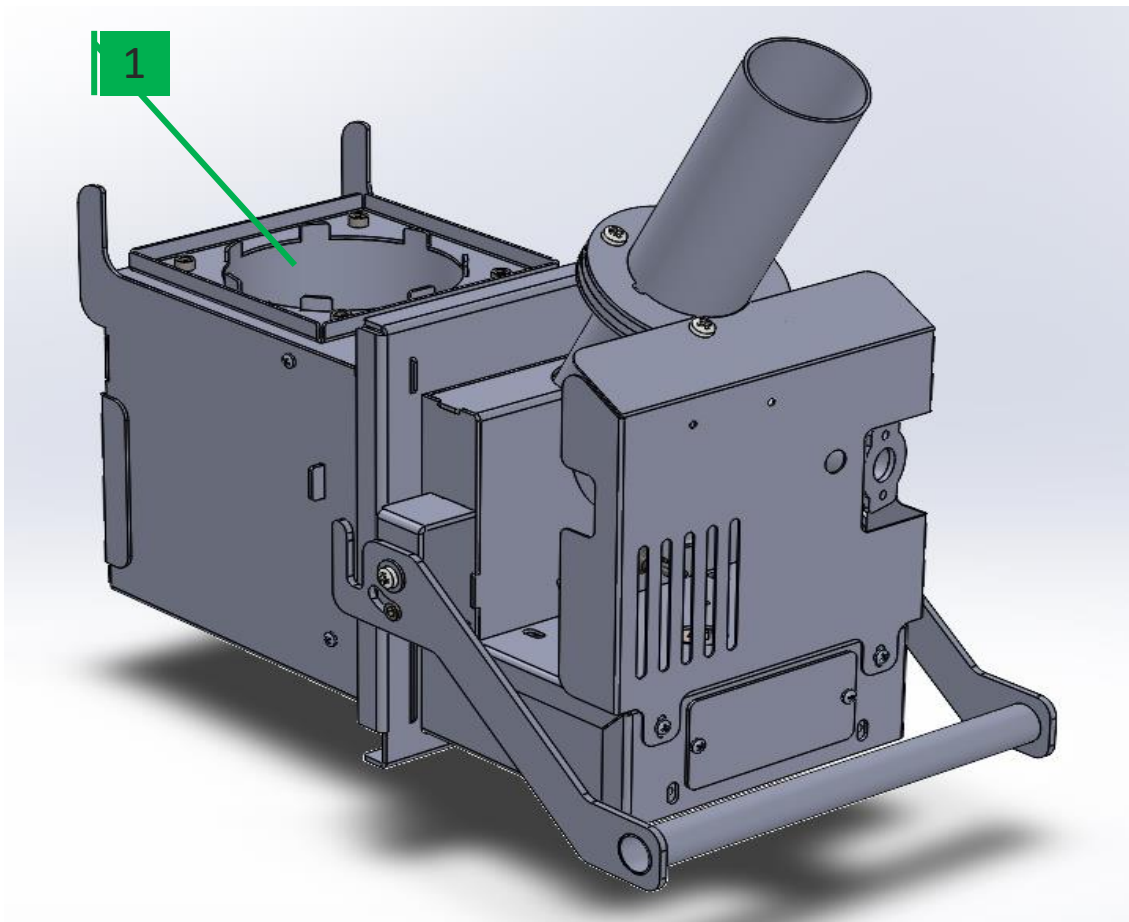


Figura 47 – Queimador da Caldeira ALPIS ACP30 em perspectiva

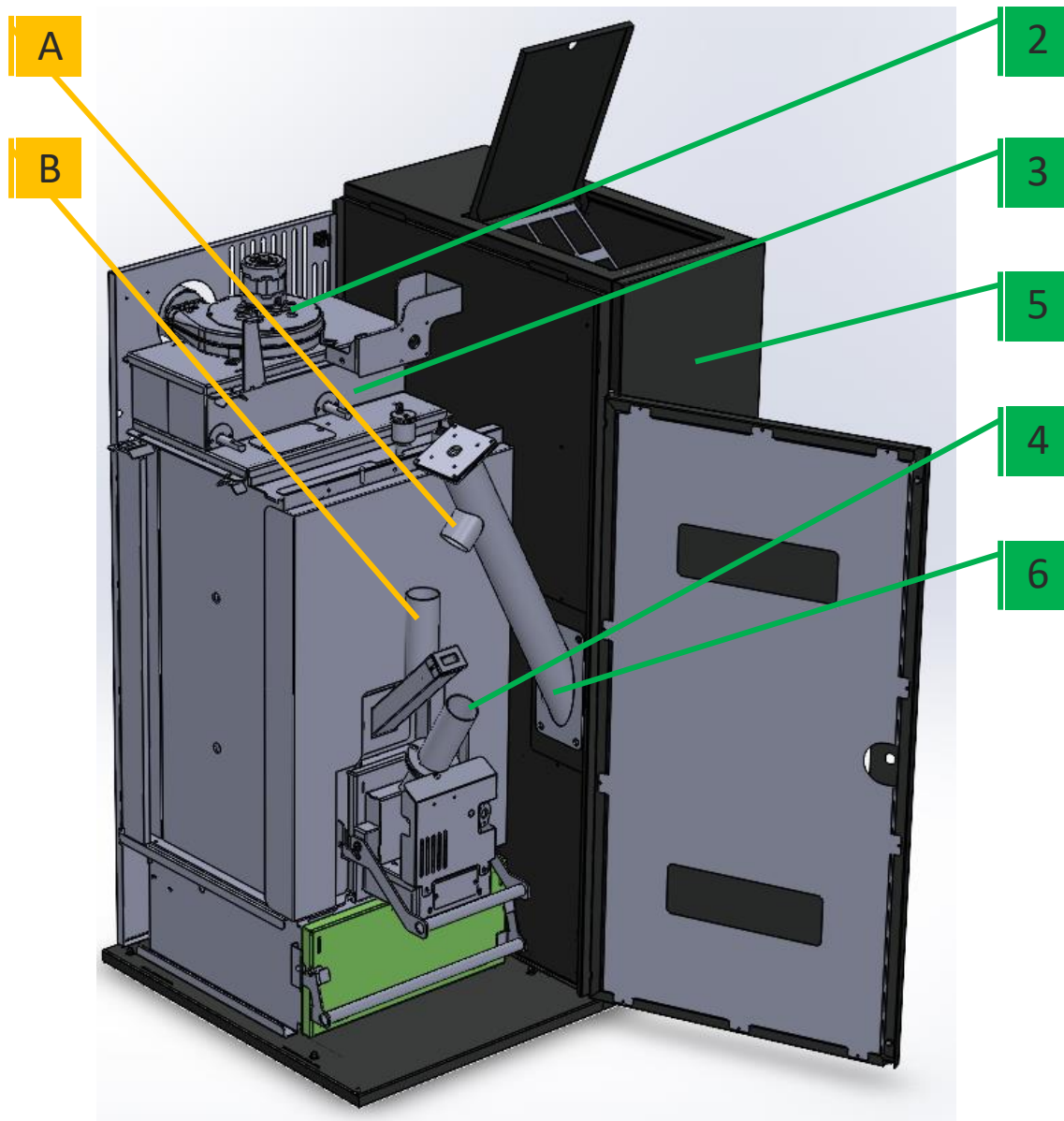


Figura 48 - Caldeira ALPIS ACP30 em perspetiva

Na Figura 49 é possível visualizar a geometria interna da caldeira através de um plano de corte sagital da caldeira. É ainda possível verificar a existência de 3 zonas de permuta principais, onde é expectável uma maior troca de calor (**marcador 7, 8 e 9**).

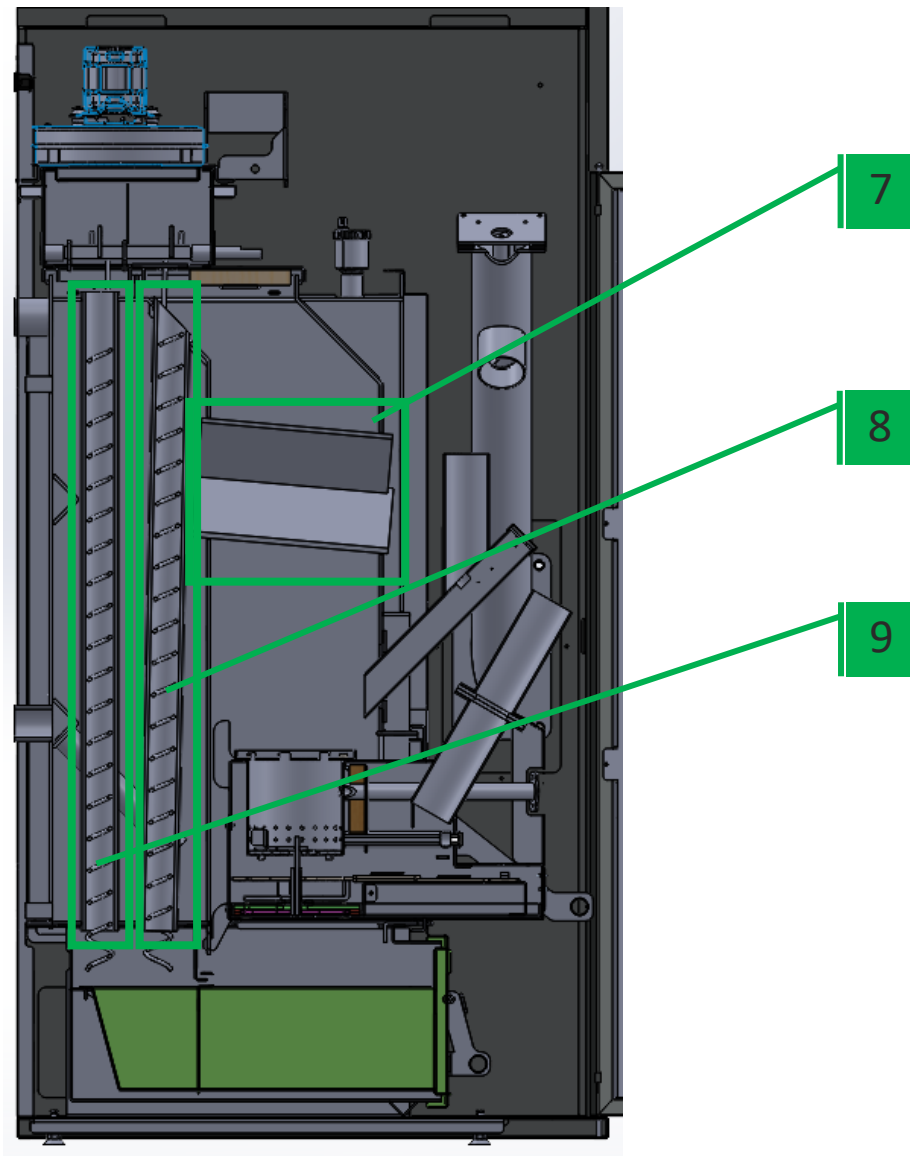


Figura 49 – Caldeira ALPIS ACP30 (plano de corte sagital) (versão real)

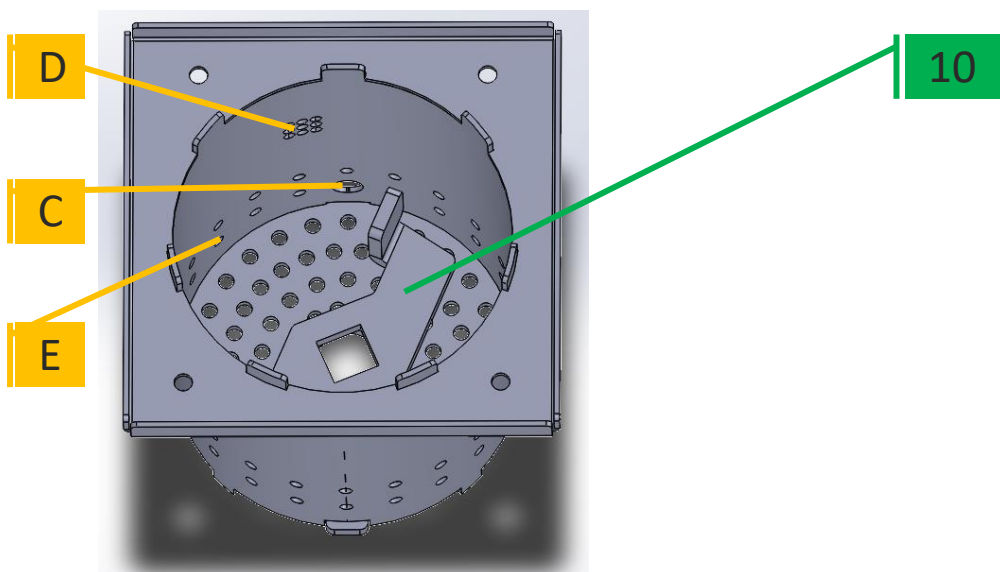


Figura 50 – Cesto de queima do queimador da Caldeira ALPIS ACP30

3.4 Ensaios CFD

São várias as etapas que se precedem até se atingir o ponto de início de simulação. A primeira passou por editar, simplificar a geometria fornecida da caldeira e acrescentar geometrias que sejam necessárias tendo em conta o tipo de simulação a que é sujeita. Para esse efeito utilizou-se o software *SolidWorks*[®]. Mais detalhes do trabalho realizado serão apresentados na secção 3.4.1.

De seguida foi necessário criar várias malhas de diferente resolução usando o software *AutoDesk*[®] *CFD*. O *AutoDesk*[®] *CFD* é equipado com ferramentas que permitem a criação da malha, tanto de forma manual como automática. As diferentes malhas foram criadas para fins de convergência de malha, assunto detalhado na secção 3.4.4.

Por fim foi necessário definir as condições-fronteira que definem as restrições quantitativas que o problema em análise está sujeito. Mais detalhes do trabalho realizado serão apresentados na secção 3.4.3.

Por fim é necessário interpretar e resumir os valores obtidos.

3.4.1 Modelo 3-D CAD

A geometria em bruto fornecida pela empresa ALPIS teve ser adaptada tendo em conta o contexto da simulação a que seria sujeita. A primeira etapa passou por remover todas as peças/geometrias da caldeira que não contribuía ou participavam de forma significativa na simulação. Isto porque a geometria não essencial iria requerer um esforço computacional extra desnecessário.

A etapa seguinte passou por selar a geometria “*watertight geometry*”, ou seja, tornar estanque as várias zonas de trabalho dos fluidos para que não contactem entre si, tal como o modelo real.

Com a geometria estanque, a próxima etapa inclui simplificar alguns detalhes da geometria que sejam irrelevantes para o estudo, assim como verificar se existem interferências entre os vários componentes da geometria. Isto é feito principalmente para evitar o esforço computacional desnecessário. Também superfícies com formas peculiares ou volumes muito pequenos ou em interferência dão origem a erros na criação da malha, assim como alteração dos resultados [80].

O *AutoDesk*[®] *CFD* é equipado com uma ferramenta de diagnóstico que possibilita verificar a existência destes defeitos, já que são de difícil perceção visual.

As situações analisadas englobam pequenas arestas, pequenas faces e pequenas folgas entre a geometria de um sólido. Também pequenas distâncias entre arestas e pequenas folgas entre diferentes sólidos. Por fim, analisa as interferências entre sólidos.

A preparação da geometria foi uma das etapas mais longas deste trabalho pela pequena dimensão e quantidade de defeitos que existiam na geometria.

Com a geometria simplificada foi possível criar a geometria dos fluidos da caldeira, e que foram três. Nomeadamente os gases de exaustão, a água e o ar atmosférico circundante à caldeira. Criou-se também dois volumes que dizem respeito

a uma representação da chama que existe na combustão e do combustível no leito do cesto de queima, explicado na secção 3.4.2.

Foram criadas também “extensões” geométricas aplicadas nas entradas e saídas de fluido da caldeira, que se prolongam até às faces exteriores do ar atmosférico. Isto porque os fluidos que escoam no interior da caldeira não podem estar em contacto com o ar que a circunda. O comprimento destas “extensões” não foi arbitrado empiricamente. Isto porque para comprimentos demasiado curtos podem ocorrer problemas de conservação de massa no sistema, através de recirculações nas saídas e sobretudo nas entradas do escoamento, onde, usualmente, é definido como condição-fronteira a condição de pressão relativa nula [81]. Para comprimentos demasiado longos, aumenta-se o tamanho da malha em análise sem fundamento. Estudos aconselham prolongar o comprimento das entradas do escoamento de aproximadamente cinco vezes o diâmetro (ou largura) da conduta, ajustando conforme necessário, atendendo ao regime de escoamento [81].

Neste caso, atendendo à Figura 51, existem em análise existem 3 condutas que carecem de “extensões”. Os comprimentos das “extensões” foram ajustados durante simulações de teste até se definir os valores presentes na Tabela 18.

Tabela 18 – Características das extensões aplicadas nas fronteiras de escoamento da geometria

Marcador	Designação	Comprimento da extensão	Diâmetro da conduta	Unidade	Rácio
11	Entrada do ar de combustão da caldeira	245	56.3		4.37
12	Entrada e saídas da água da caldeira	280	39.7	<i>mm</i>	7.05
13	Saída dos gases de exaustão	250	120		2.08

A Figura 51 mostra a geometria explodida da caldeira, excluindo os fluidos, já tratada, a importar para a simulação. A Figura 52 mostra a montagem de todos os componentes já com o ar atmosférico circundante e a água. Nas faces que as “extensões” tocam os limites exteriores do ar atmosférico, as dimensões atribuídas ao espaço de análise numérica (Tabela 19) foram restringidas pelo comprimento das “extensões”. As restantes dimensões foram arbitradas empiricamente. Com base nos ensaios experimentais, é sabido que a perda de calor para o ar circundante é baixa. Ou seja, o espaçamento entre a geometria da caldeira e os limites do ar atmosférico e os fenómenos que daí resultem, não irão afetar os resultados significativamente.

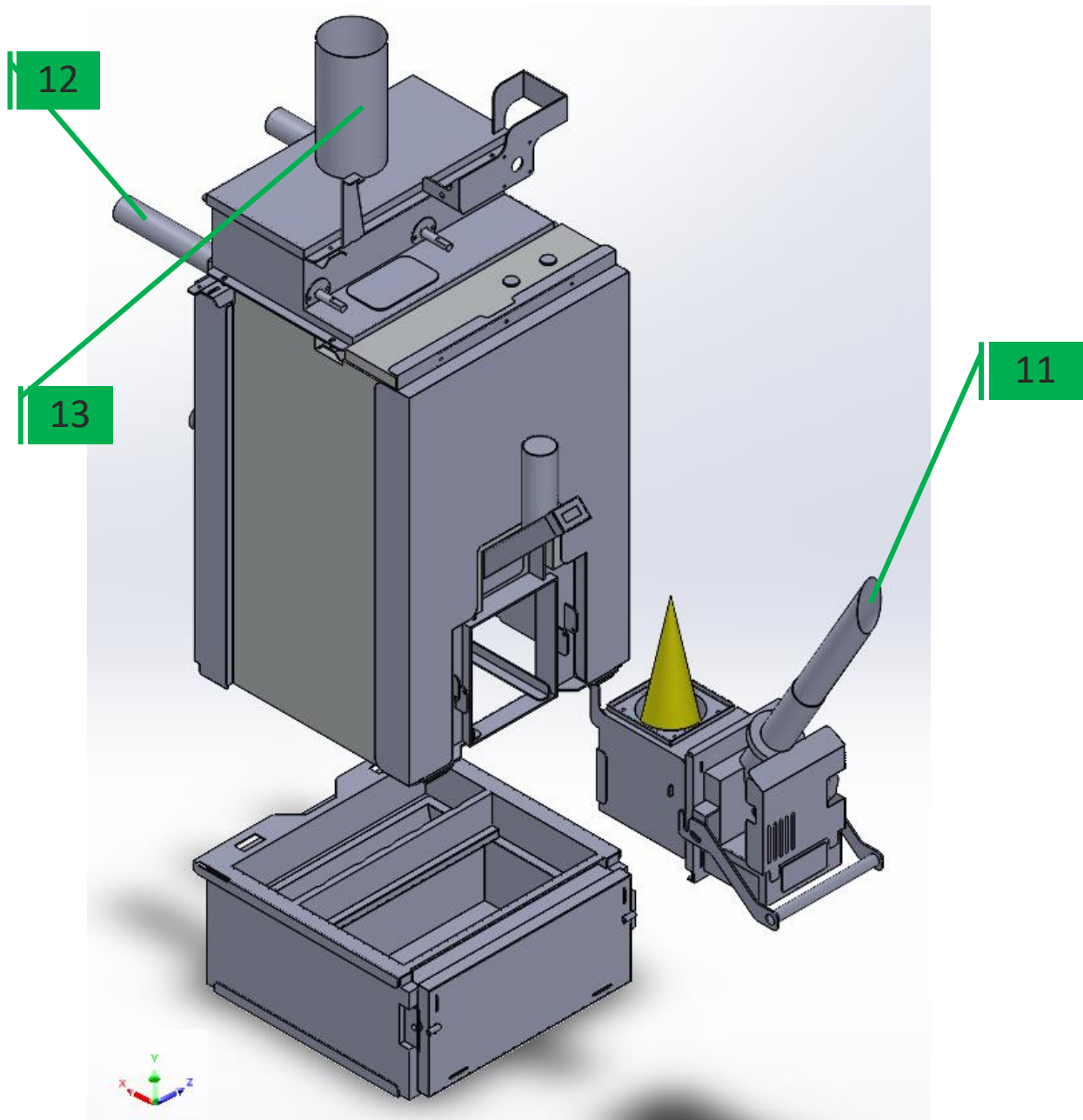


Figura 51 – Geometria explodida da Caldeira ALPIS ACP30 considerada para simulação em perspectiva

Tabela 19 - Dimensões da geometria em análise, atendendo à Figura 51

Dimensões	Valor	Unidade
Profundidade (eixo X)	1058	<i>mm</i>
Largura (eixo Z)	1013	
Altura (eixo Y)	1707	

3.4.2 Modelação da combustão

O objetivo desta tese é verificar a coerência entre os ensaios experimentais e os ensaios CFD em relação à eficiência térmica da caldeira, ou seja, quantificar o calor transmitido para a água e ambiente. O fenómeno da combustão não necessita de ser simulado diretamente. Apenas o calor gerado necessita de ser aplicado como condição-fronteira, aproveitando os dois volumes descritos em 3.4.1 para o efeito. Assim, os gases de exaustão são considerados como uma mistura constante de várias espécies, desde o ponto de entrada e saída da caldeira. Aquecem por radiação e convecção em contacto com estes sólidos, que são permeáveis. O raciocínio aplicado é comumente usado e está previsto a forma da sua aplicação, segundo o manual do *AutoDesk® CFD* [82].

Os gases de exaustão são uma mistura de produtos de reação na fase subsequente à pirólise, visíveis na Tabela 20.

Tabela 20 - Produtos de reação na análise CFD

Elemento químico	Fração mássica (%)
CO	0.47
CO_2	0.20
H_2	0.31
H_2O	0.02

As respetivas espécies e caudal mássico percentual foi retirada de um modelo de combustão [79] de combustível sólido a operar em condições semelhantes ao da análise efetuada ao longo desta tese. Tendo em conta a restrição que o fluido dos gases de exaustão é quimicamente semelhante em todo o escoamento no interior da caldeira, admitiu-se esta fase da combustão como a que melhor representaria as propriedades médias do fluido já que é durante esta fase que o fluido terá a maior e mais brusca variação térmica por transferência de calor em contacto com a malha porosa e a chama, com base noutros estudos [61]. As propriedades da mistura foram calculadas para vários valores de temperatura dentro da gama que em que se espera que se encontrem [83].

Quanto à malha porosa, existiam algumas variáveis a definir. O volume e a queda de pressão provocada, ou seja, a quantidade de combustível em combustão [79] e a permeabilidade da malha porosa [79], [84], [85]. E ainda a condutividade térmica do volume [86].

O volume da malha porosa foi retirado do modelo de combustão [79]. A permeabilidade da malha porosa foi calculada com base na Equação 3.1 (Equação de Ergun) [84] e introduzida no *software* como propriedade do material.

$$\frac{\Delta P}{L} = A \frac{\mu(1 - \epsilon^2)}{d^2 \epsilon^3} v_s + B \frac{\rho(1 - \epsilon)}{d \epsilon^3} v_s^2 \quad (3.1)$$

- L - Espessura no sentido do escoamento;
- A e B - Coeficientes adimensionais;
- d - Diâmetro equivalente da partícula na malha porosa;
- v_s - Velocidade superficial;
- ε - Porosidade da malha porosa.

A condutividade térmica da malha porosa foi calculada pela Equação 3.2 [86] e introduzida no *software* como propriedade do material.

$$\lambda_{eff} = (0.219 + 0.01M) * (1 - \varepsilon) + \varepsilon * 0.027 \quad (3.2)$$

- M - Humidade do combustível;
- ε - Porosidade da malha porosa.

Quanto à chama, a sua forma e propriedades físicas foram criadas com base no manual do *AutoDesk® CFD* [82].

3.4.3 Condições ambiente e materiais

A primeira etapa na construção do modelo CFD passa por definir as condições às quais toda a geometria está submetida. Estas condições são a pressão absoluta e temperatura. São as condições que definem o ponto de partida do qual a simulação se iniciará, e que foram iguais às dos ensaios experimentais.

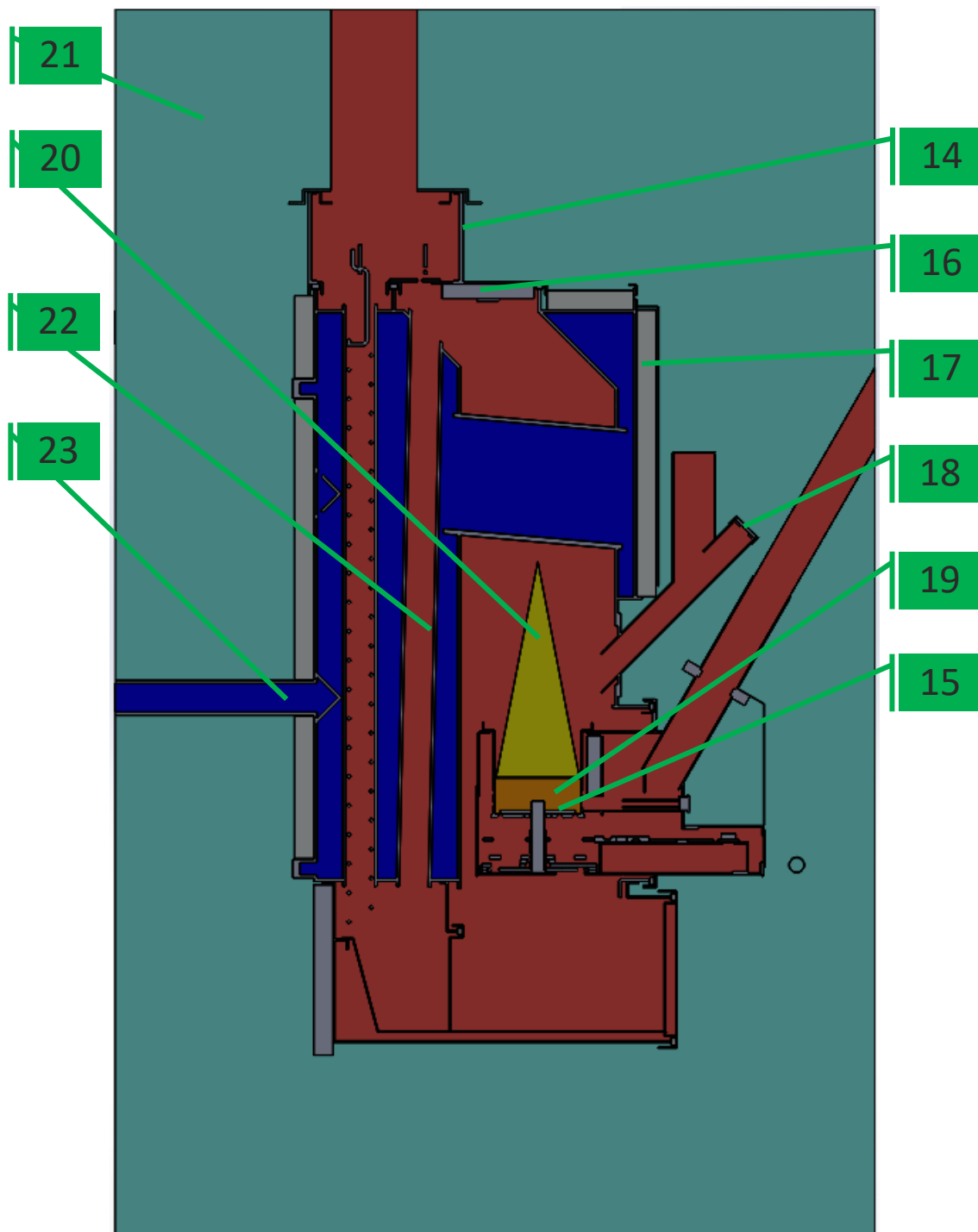


Figura 52 – Geometria da Caldeira ALPIS ACP30 considerada para simulação (plano de corte sagital)

Os materiais atribuídos à geometria desta simulação estão resumidos na Tabela 21, onde são designados e apontados alguns locais onde os materiais foram aplicados na Figura 52.

Com o auxílio da Figura 52 é ainda possível ver o percurso que os gases de exaustão percorrem ao abandonar o queimador e o espaço ocupado pelos mesmos (**marcador 22**), e ainda o espaço ocupado pela água da caldeira (**marcador 23**).

Tabela 21 - Materiais atribuídos à geometria

Marcador	Material	Designação	Tipo de material
14	Aço macio	Todo o corpo e estrutura da caldeira	Sólido
15	Aço inoxidável 304	Cesto de queima e raspadores do permutador	Sólido
16	Vermiculite	Isolamento interno	Sólido
17	Fibra de vidro	Isolamento externo	Sólido
18	Vidro	Visor interno da combustão	Sólido
19	Malha porosa	Corpo que representa o combustível em combustão	Resistência
20	Chama	Corpo que representa a chama da combustão	Resistência
21	Ar	Ar atmosférico que envolve a caldeira	Fluido
22	$CO + CO_2 + H_2 + H_2O$	Gases de exaustão	Fluido
23	Água	Fluido refrigerante da caldeira	Fluido

Os materiais dos marcadores 14, 15, 17, 18, 21 e 23 fazem parte da base de dados do *AutoDesk® CFD*. As propriedades do material 16 estão visíveis na secção 6.1. O material do marcador 22 é uma mistura gasosa dos vários produtos de reação presentes nos gases de combustão. Foram calculadas as propriedades médias ponderadas da mistura tendo em conta cada um dos elementos químicos. Estas propriedades incluem a massa volúmica, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico em função da temperatura do fluido [83]. O material 19 e 20 são denominados por resistência distribuída, do inglês "*distributed resistance*". Em vários casos existem cenários em que um escoamento se desenvolve através de uma obstrução complexa, no qual o único interesse seria representar a perda de carga criada por essa geometria. Isto criaria complexidade à malha criada, sem necessidade imediata. Este tipo de material permite ao utilizador criar uma geometria simples que represente a obstrução complexa e atribuir-lhe a permeabilidade correspondente [87]. A obstrução é, neste caso, a camada de *pellets* em combustão. Esta camada foi substituída por um cilindro que ocupa todo a base do cesto de queima. A todos os fluidos foi atribuído a possibilidade das suas

propriedades físicas se alterarem tendo em conta a pressão e temperatura a que cada célula está sujeita, em determinado instante. As propriedades variáveis são a massa volúmica, viscosidade dinâmica, condutibilidade térmica e calor específico. Esta premissa é importante em análises em que se contemple convecção natural ou escoamentos compressíveis [88].

3.4.4 Malha 3-D e modelo CFD

A malha contém uma mistura de elementos tetraédricos e hexaédricos com faces triangulares e quadrangulares nas faces exteriores. Foi tido em conta a utilização de elementos tetraédricos tanto quanto possível, através de métodos automáticos disponíveis no software da *AutoDesk® CFD*.

Os modelos turbulentos considerados foram o $k - \epsilon$ e RNG, com base em simulações similares [89].

Para definir a malha correta foram realizados ensaios de convergência da malha. O ensaio consiste em simular o cenário em questão, do qual serão lidos os resultados importantes para a análise. De seguida, é executada uma nova simulação com a malha refinada em 143 % em relação à do ensaio anterior, conforme sugere o manual da *AutoDesk® CFD* [54]. Se os resultados comparativos entre as duas simulações não variarem mais de 5 % [54], está definida a malha correta, caso contrário, o processo deve ser repetido até que tal aconteça.

Quanto à resolução inicial da malha foi tido em conta parâmetros mínimos de captura do escoamento [90]. Regiões onde maiores gradientes eram esperados foram refinadas com menor dimensão dos elementos de malha. Os ensaios foram realizados à potência nominal da caldeira já que as velocidades e trocas de calor são as maiores, definindo assim a malha mais fina que será compatível com qualquer outra potência

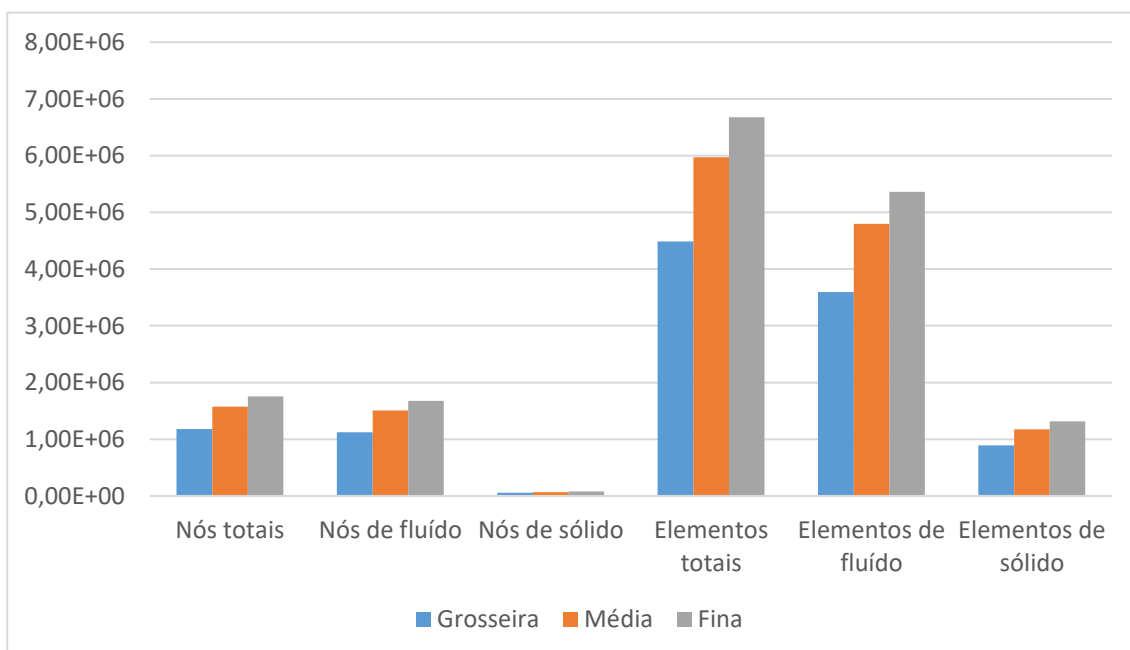


Figura 53 - Propriedades das malhas ensaiadas

ensaiada. O modelo turbulento considerado foi o $k - \epsilon$ por ser a mais flexível a qualquer caso em análise.

Foram realizadas 3 simulações com malhas sucessivamente mais finas para atingir o tamanho de malha correto, dos quais se podem distinguir as diferenças através da análise da Figura 53, Figura 54 e Figura 55. Na Figura 54, os “Planos de corte” dizem respeito a secções de corte transversais na geometria da caldeira, visíveis e numeradas na Figura 56. O mesmo raciocínio se aplica em todas as figuras que refiram os “Planos de corte”.

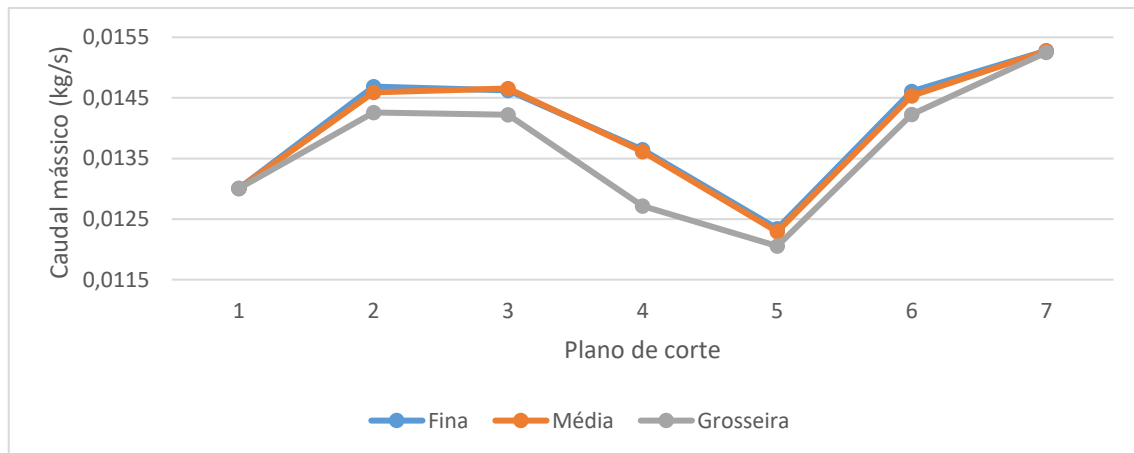


Figura 54 - Perfil de caudal mássico para diferentes malhas

É possível verificar que as zonas onde se destacam maiores diferenças entre as malhas ocorrem entre os planos de corte 3, 4, 5 e 6, que dizem respeito à zona ocupada pelos permutadores tubulares. A presença dos raspadores da limpeza em conjunto com a restrição na área leva ao aumento da velocidade do fluido assim como à criação da turbulência. Tal facto pode ser verificado através da leitura da Figura 57 e Figura 58, através do aumento de velocidade e nº de *Reynolds* do plano de corte 3 para 4. Isto leva a que uma malha mais grosseira não seja capaz de capturar com rigor os fenómenos em causa.

O perfil de velocidade e temperatura para a malha grosseira (4.49×10^6 elementos) é inferior ao do perfil obtido com malha fina, tanto em termos de caudal e temperatura. A malha grosseira foi adaptada e convertida numa malha média (5.97×10^6 elementos) e os seus perfis de velocidade e temperatura estão em melhor acordo com a malha fina (6.67×10^6 elementos).

A Figura 56 ilustra uma captura de ecrã da malha fina, a qual foi considerada nas simulações, segundo o plano de corte sagital. É possível verificar que as células mais refinadas existem em zonas perto de superfícies e na zona da chama e malha porosa, onde se espera uma maior troca de calor, assim como zonas de muito delgadas como os permutadores traseiros ou os orifícios no cesto de queima, por onde entra o ar de combustão.

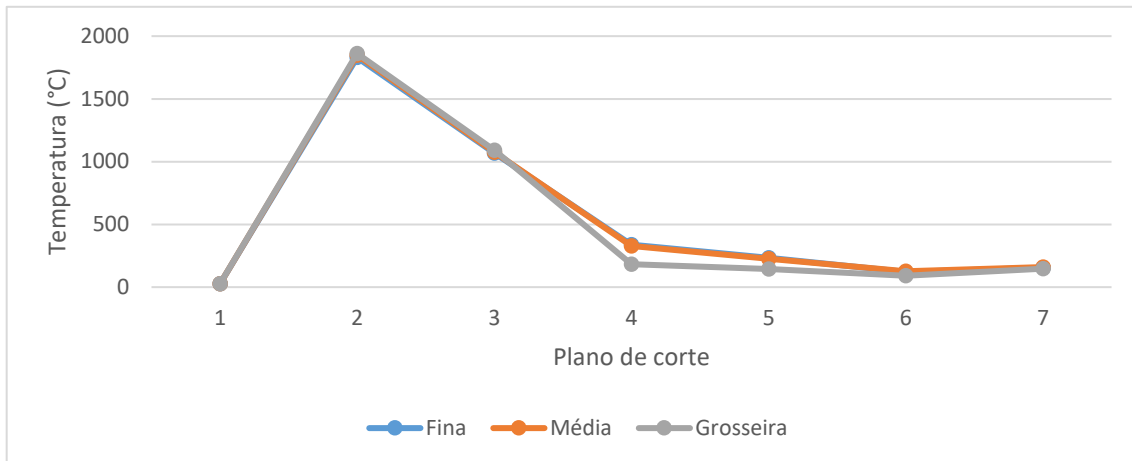


Figura 55 - Perfil de temperaturas para diferentes malhas

Foi avaliado o valor de convergência (resíduo) para as grandezas inerentes às simulações. Resíduos na ordem de grandeza 10^{-4} são considerados vagamente convergidos, 10^{-5} bem convergidos e 10^{-6} ou valores inferiores, extremamente convergidos [91]. O tempo de simulação aumenta se o critério de convergência for mais restrito. O cálculo dos resíduos no *AutoDesk® CFD* é dado pela Equação 3.3:

$$R^{\Phi} = \sum_{\text{células}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b - a_p \Phi_p \right| \quad (3.3)$$

- Φ – Variável aleatória;
- a_p - Coeficiente central;
- a_{nb} – Coeficiente de influência das células vizinhas;
- b – Coeficiente constante da condição-fronteira.

Tabela 22 – Resíduos das grandezas principais nas simulações

Potência	Potência Nominal		Potência Reduzida	
Modelo turbulento	$k - \epsilon$	RNG	$k - \epsilon$	RNG
Velocidade em x	10^{-9}	10^{-8}	10^{-9}	10^{-8}
Velocidade em y	10^{-8}	10^{-8}	10^{-9}	10^{-8}
Velocidade em z	10^{-9}	10^{-9}	10^{-9}	10^{-9}
Pressão	10^{-11}	10^{-11}	10^{-12}	10^{-11}
Temperatura	10^{-4}	10^{-5}	10^{-5}	10^{-5}

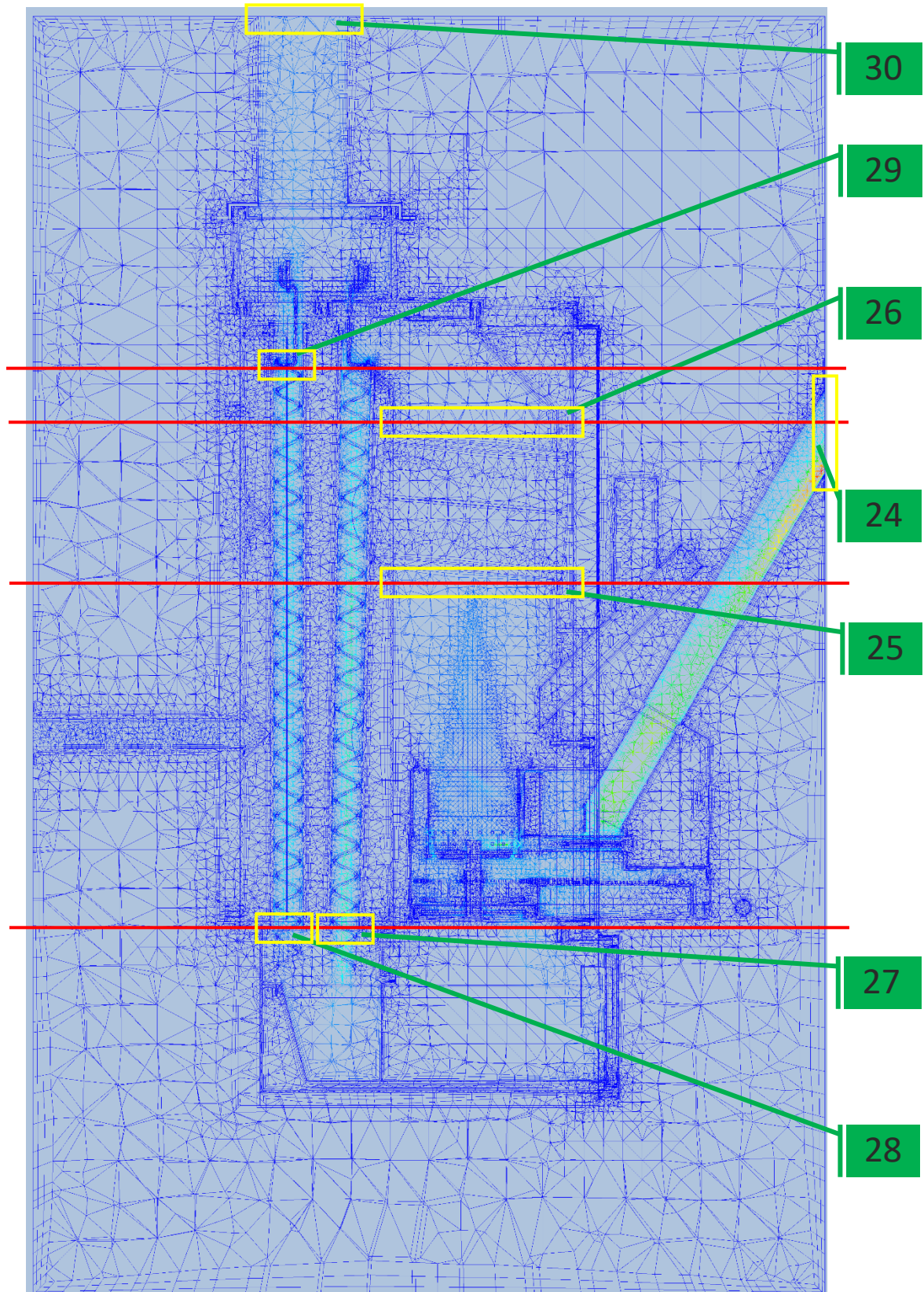


Figura 56 - Malha Final (plano de corte sagital)

3.4.4.1 Valor de $y+$ e malha final

O *AutoDesk® CFD* avalia e ajusta o valor de $y+$ entre cada iteração, o qual deve variar dentro dos limites ($35 < y+ < 350$) [92]. O valor de $y+$ é reavaliado para cada célula de fluido em contacto com uma superfície, em toda a geometria, em cada iteração.

3.4.5 Condições-fronteira

As condições-fronteira são restrições aplicadas a volumes ou superfícies da geometria, bem definidas. As condições-fronteira aplicadas são semelhantes às existentes nos ensaios experimentais. A Tabela 23 diz respeito às condições-fronteira que são comuns aos ensaios à potência nominal e reduzida. A Tabela 24 e a Tabela 25 dizem respeito às condições-fronteira exclusivas aos ensaios à potência nominal e à potência reduzida, respetivamente. Como referido anteriormente, em todos os ensaios foi definido como condições iniciais uma pressão absoluta de 1 atm e temperatura ambiente igual à do respetivo ensaio experimental.

A carga térmica que corresponde ao calor gerado na caldeira foi aplicada em igual magnitude na chama fictícia e malha porosa, daí o valor de condição-fronteira corresponder a metade da potência do respetivo ensaio.

Tabela 23 - Condições-fronteira gerais

#	Designação	Tipo de geometria	Tipo de condição-fronteira	Valor	Unidade
1	Faces exteriores das “extensões” fictícias	Superfície	Fluxo de calor	0	W/m^2
2	Saída dos escoamentos de água	Superfície	Pressão relativa	0	Pa
3	Entrada do ar primário da caldeira	Superfície	Pressão relativa	0	Pa
4	Faces externas da geometria	Superfície	Temperatura	Temperatura ambiente	$^{\circ}C$

Tabela 24 - Condições-fronteira à potência nominal

#	Designação	Tipo de geometria	Tipo de condição-fronteira	Valor	Unidade
4	Chama fictícia e malha porosa	Volume	Calor total gerado	13980	W

5	Entrada da água da caldeira	Superfície	Temperatura	56.44	°C
			Caudal volumétrico	16.83	<i>l/min</i>
6	Entrada do ar de combustão da caldeira	Superfície	Temperatura	27.51	°C
8	Saída dos gases de exaustão	Superfície	Caudal volumétrico	46.75	<i>m³/h</i>

Tabela 25 - Condições-fronteira à potência reduzida

#	Designação	Tipo de geometria	Tipo de condição-fronteira	Valor	Unidade
9	Chama fictícia e malha porosa	Volume	Calor total gerado	4230	<i>W</i>
11	Entrada da água da caldeira	Superfície	Temperatura	63.3	°C
			Caudal volumétrico	9.06	<i>l/min</i>
12	Entrada do ar de combustão da caldeira	Superfície	Temperatura	26.67	°C
13	Saída dos gases de exaustão	Superfície	Caudal volumétrico	34.22	<i>m³/h</i>

3.4.6 Resultados

3.4.6.1 Comparação entre modelos turbulentos

Com todos os parâmetros bem definidos, realizaram-se 4 simulações, à potência nominal e reduzida, das quais 2 com o modelo $k - \epsilon$ e 2 com o modelo RNG.

A Tabela 26 quantifica os resultados principais obtidos em cada simulação e a Figura 62 compara a diferença percentual entre os resultados dos ensaios experimentais e simulados.

Tabela 26 - Resumo dos resultados das simulações

Modelo turbulento	Unidade	Potência Nominal		Potência Reduzida	
		$k - \epsilon$	RNG	$k - \epsilon$	RNG
$T_{\text{água saída}}$	°C	80.4	81.6	83.5	83.7
$T_{\text{gases saída}}$	°C	159.4	157.7	116.9	119.8
P_{total}	<i>kW</i>	28.0	28.0	8.3	8.3
$P_{\text{útil}}$	<i>kW</i>	28.2	29.9	9.5	9.6
P_{ambiente}	<i>kW</i>	1.1	1.0	0.4	0.4
$P_{\text{desperdiçada}}$	<i>kW</i>	2.7	2.7	1.4	1.4

3.4.6.2 Conservação de massa e energia

Os dados apresentados na Tabela 27 correspondem ao ensaio CFD realizado à potência nominal da caldeira com o modelo RNG, já que as velocidades de escoamento são maiores e possíveis recirculações mais suscetíveis a acontecer. A diferença entre os caudais de saída e entrada para qualquer escoamento na caldeira é mínima, garantido a conservação de massa na análise. Para efeitos de cálculo foram considerados valores médios entre saídas e entradas.

Tabela 27 – Grandezas medidas nas fronteiras do escoamento na simulação

Designação	Valor	Unidade	Diferença percentual (%)
Entrada da água da caldeira	993.80	kg/h	0.52
Saída da água da caldeira	998.95		
Entrada do ar de combustão da caldeira	55.02		0.05
Saída dos gases de exaustão	54.99		

Quanto à conservação de energia verificou-se que, à potência nominal, com o modelo RNG, a soma das energias que abandonam o sistema ($P_{\text{útil}} + P_{\text{ambiente}} + P_{\text{desperdiçada}}$) foram superiores em cerca de 14.5 % à energia emitida pela chama (P_{total}). Com os presentes dados é possível calcular a eficiência térmica da caldeira. Sabendo a energia fornecida ao sistema (P_{total}), pode-se calcular a eficiência térmica através da potência útil ($P_{\text{útil}}$) ou através da potência dissipada ($P_{\text{ambiente}} + P_{\text{desperdiçada}}$). Nas simulações CFD, o cálculo numérico está sempre associado a uma margem de incerteza e erro. Assim, quando possível, os cálculos devem ser baseados na maior diversidade de dados disponíveis, já que o valor mais provável de uma variável é a média aritmética do valor de leituras obtidas. Desta forma, a eficiência térmica é calculada como a média aritmética da eficiência térmica com base nos ganhos e perdas de energia no sistema em análise, conforme a Equação 3.4.

$$\text{Eficiência térmica} = \left(\frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{total}}} + \frac{P_{\text{total}} - P_{\text{ambiente}} - P_{\text{desperdiçada}}}{P_{\text{total}}} \right) / 2 \quad (3.4)$$

Tabela 28 - Resumo dos cálculos das simulações

	Unidade	Potência Nominal		Potência Reduzida	
Modelo turbulento	-	$k - \epsilon$	RNG	$k - \epsilon$	RNG
$P_{\text{útil}}/P_{\text{total}}$	%	101	107	115	117
$(P_{\text{total}} - P_{\text{desperdiçada}} - P_{\text{ambiente}}) / P_{\text{total}}$	%	86	87	71	87
Eficiência térmica	%	94	97	93	97

Comparando a Tabela 14 e Tabela 15 com a Tabela 28 verifica-se que, em média, o modelo $k - \epsilon$ desviou-se em 6 % dos ensaios experimentais e o modelo RNG em 2 %. À potência nominal, com o modelo RNG, a caldeira apresenta uma eficiência térmica simulada de 97 % face aos 100 % dos ensaios laboratoriais, e à potência mínima uma eficiência térmica simulada de 97 % face aos 98.5 % dos ensaios laboratoriais. Daí se considerar o modelo RNG o que melhor se ajustou à simulação, sendo apenas resultados apresentados deste modelo para evitar sobrecarga de informação para o leitor.

3.4.6.3 Regime de escoamento e perfil de velocidade

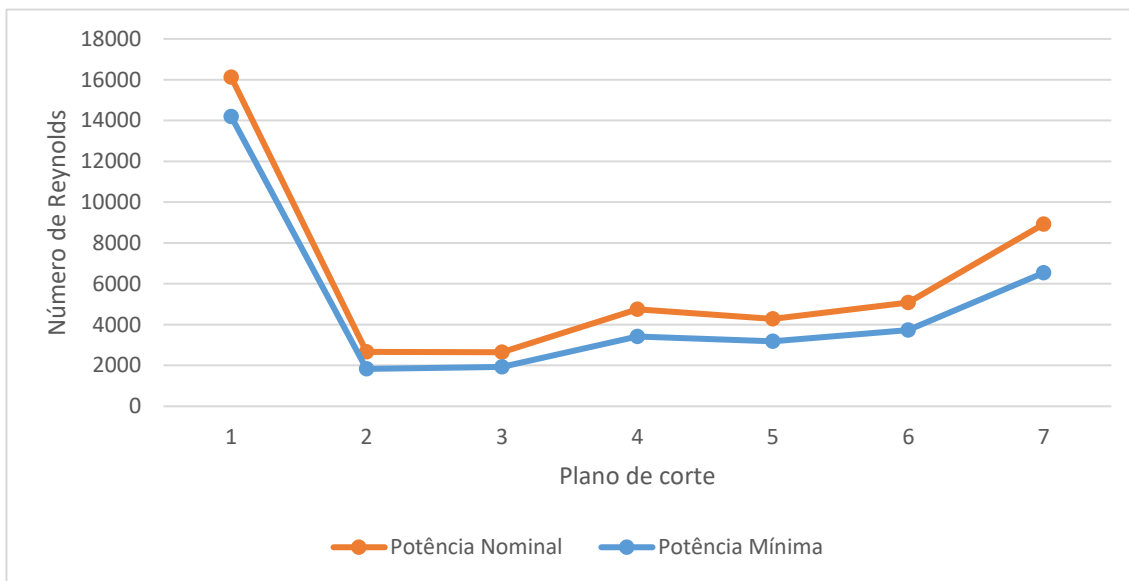


Figura 57 - Número de *Reynolds* dos gases de exaustão para ensaios com o modelo RNG

Carateriza-se um fluido em escoamento laminar com $Re < 2000$ e escoamento turbulento com $Re > 2400$ [93].

A Figura 57 apresenta o número de *Reynolds* em vários zonas ao longo do escoamento dos gases de exaustão, dos quais as propriedades lidas para a construção do gráfico se baseiam nas propriedades médias nessa superfície. A posição dos planos dos quais foram lidas as propriedades são visíveis na Figura 56, os quais representam cortes transversais na caldeira. O **marcador 24** representa a entrada, o **marcador 25 e 26** o plano de corte antes e depois do primeiro permutador, respetivamente, o **marcador 27** a saída do permutador intermédio, o **marcador 28 e 29** o a entrada e saída do permutador traseiro, respetivamente, e o **marcador 30** a saída.

Pela análise da Figura 57, o número de *Reynolds* indica que a entrada do ar de combustão apresenta a maior turbulência. Após passar a zona de queima e até ao fim da primeira zona de permuta o escoamento é praticamente laminar para qualquer potência de trabalho. Ao entrar no permutador intermédio e final o escoamento torna-se turbulento também para qualquer potência de trabalho. A maior razão para a variação de Re deve-se à variação da área de escoamento disponível, o que traduz variações de velocidade, como se pode verificar na Figura 58. A turbulência promove a transferência de calor, ainda que o aumento da velocidade diminua o espaço de tempo para a troca de calor.

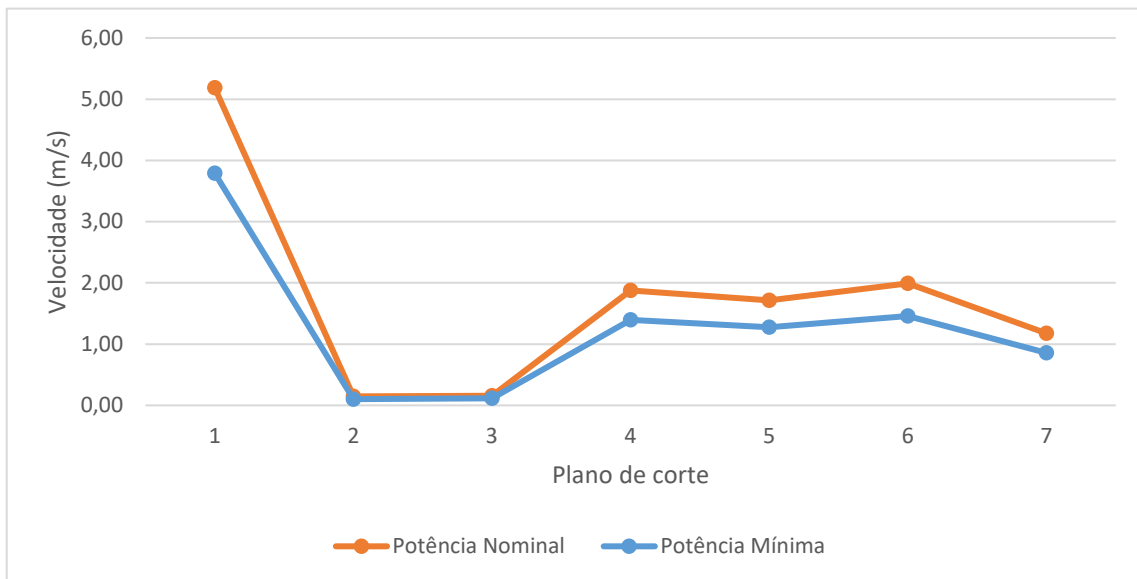


Figura 58 - Velocidade dos gases de exaustão para ensaios com o modelo RNG

3.4.6.4 Perfil de temperatura e calor

A construção dos gráficos da Figura 59 e Figura 60 baseiam-se no mesmo princípio do gráfico da Figura 57.

Na Figura 59 é possível verificar que a temperaturas dos gases de exaustão decaem mais rapidamente do plano de corte 2 para 3 e de 3 para 4, que dizem respeito ao primeiro e segundo permutador, respetivamente. Ainda que o regime de escoamento na zona do primeiro permutador seja laminar, a posição do permutador faz com que a chama “envolva” o envolva, como é possível ver na Figura 65, sendo este o responsável pela maior potência transferida a ambas potências de trabalho. À potência reduzida, a chama é menos intensa e o caudal de escoamento menor, pelo que o fenómeno de envolvimento não é tao significativo, como se pode ver pela Figura 67. Assim, a transferência de calor acaba por ser praticamente igual no primeiro e segundo permutador.

O último permutador transfere pouco calor já que a temperatura dos gases de exaustão é baixa.

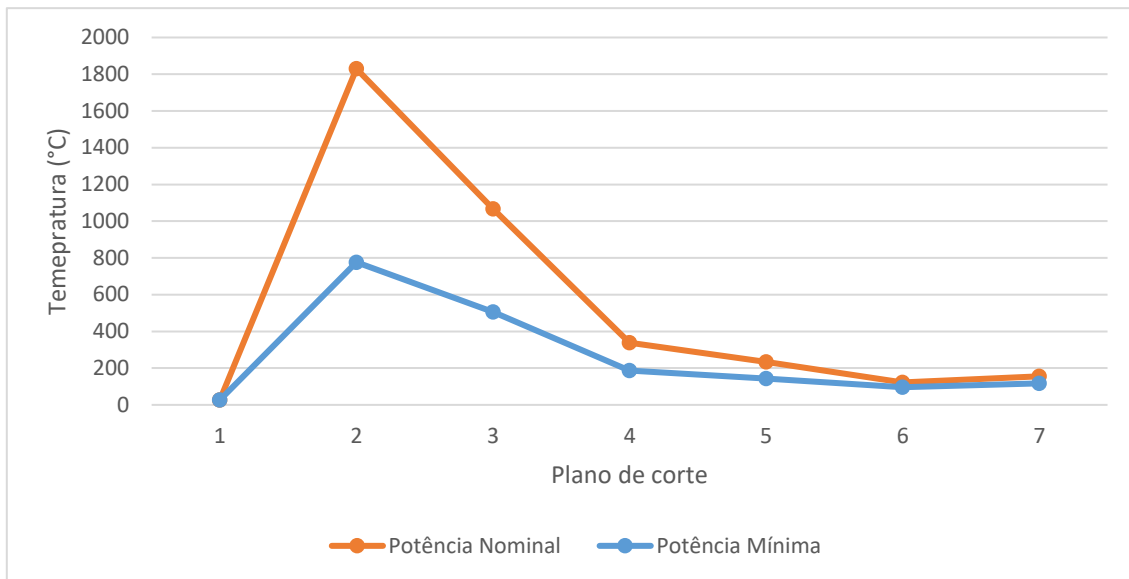


Figura 59 - Temperatura dos gases de exaustão com o modelo RNG

Na Figura 59 é possível verificar que a temperatura dos gases de exaustão sobe de 6 para 7. Isto é explicado pela transferência de calor que ocorre no interior da caldeira (Figura 68 – marcador 31), como pode ser comprovado pela análise da Figura 68 e Figura 69. De notar que, nessa mesma zona, é possível verificar uma elevada temperatura no ar que circunda a caldeira, sendo fácil concluir que se trata de uma zona de elevada transferência de calor. A utilização de um material com menor condutibilidade térmica ou mais espesso poderia ser usado para evitar este fenómeno.

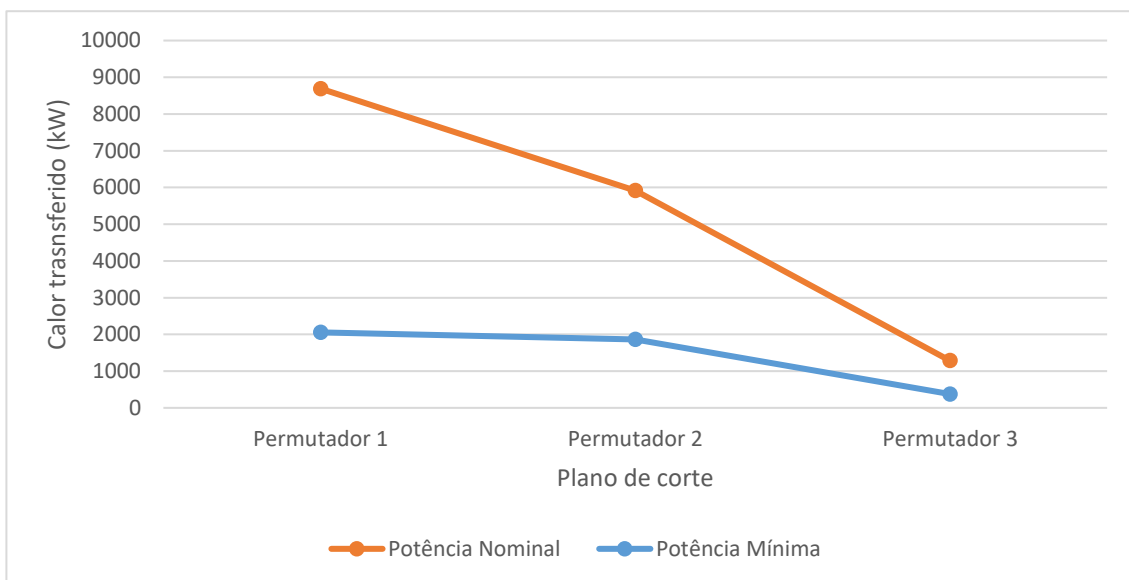


Figura 60 – Calor transferido por permutador com o modelo RNG

3.4.6.5 Perfil de pressão

A Figura 61 ilustra a pressão estática relativa no escoamento dos gases de exaustão. É possível concluir que a pressão estática diminui gradualmente da entrada até à saída do escoamento, o que seria de esperar, já que a caldeira funciona em regime de pressão sub-atmosférica.

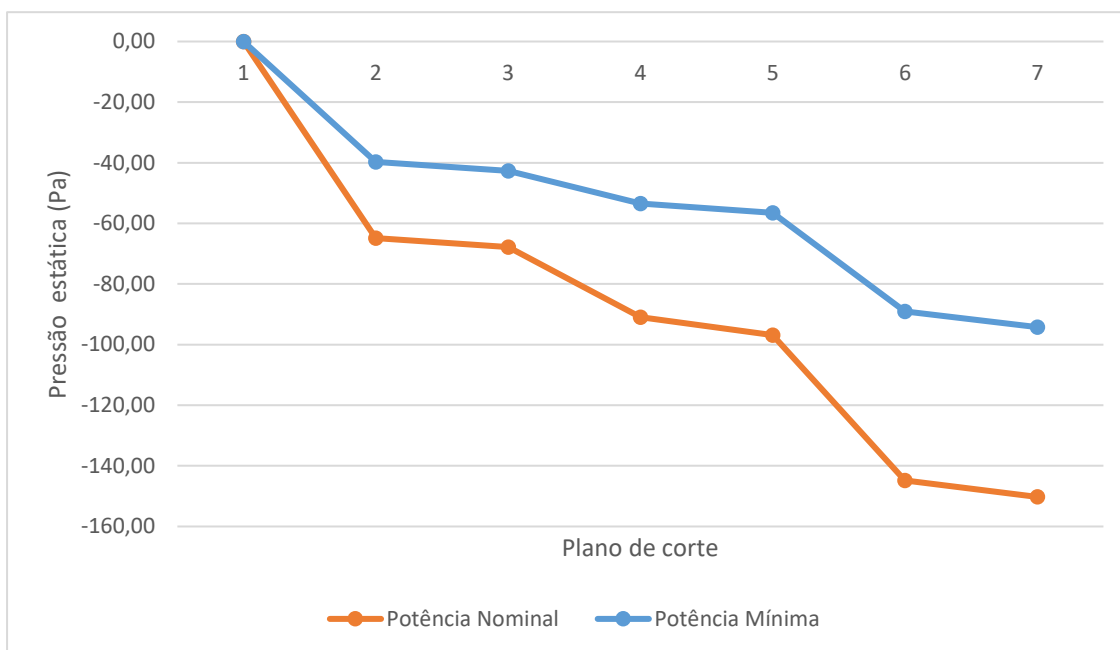


Figura 61 - Pressão total dos gases de exaustão para ensaios com o modelo RNG

De 1 para 2 a queda de pressão é grande devido ao escoamento do ar pelo interior do queimador e pelos orifícios do cesto de queima, ou seja, objetos rombudos e furos de pequena dimensão. De 2 para 3 a variação é pequena já que o único objeto a ser contornado é o permutador 1. De 3 para 4 a queda de pressão volta a aumentar devido ao escoamento descendente pelos tubos do permutador, que para além da diminuição abrupta do diâmetro hidráulico, têm ainda no interior os raspadores de limpeza, o que dificulta o escoamento. De 4 para 5 o escoamento abranda na parte traseira do cinzeiro que tem uma área de secção superior e apenas faz uma rotação de 180º, daí a queda de pressão não ser muito significativa. De 5 para 6 ocorre praticamente a mesma situação de 3 para 4, daí a queda de pressão acentuada. Finalmente, a área de secção volta a ser maior, o que reduz a perda de carga do escoamento até à saída.

3.4.6.6 Comparação entre os ensaios CFD e experimentais

A Figura 62 e Figura 63 comparam a variação entre os resultados experimentais e simulados. Verifica-se uma boa congruência entre os resultados de ambos os ensaios para a maioria das grandezas. O contraste na temperatura dos gases de exaustão face aos ensaios experimentais é significativo, apesar que, em termos energéticos, essa diferença é reduzida, como se pode comprovar pela eficiência térmica.

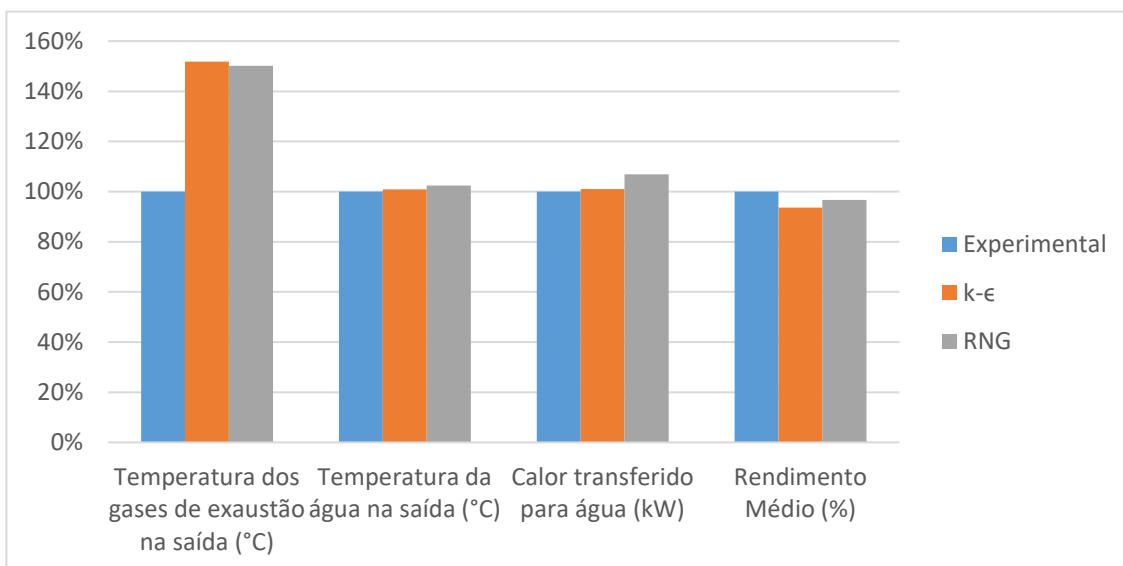


Figura 62 - Variação percentual entre resultados experimentais e simulados - Potência nominal

Uma das razões que pode ter contribuído para a diferença grande na temperatura dos gases são reações químicas endotérmicas e criação de novas espécies químicas que não foram consideradas durante as simulações, e que na realidade acontecem, contribuindo para o diminuir da temperatura dos gases de exaustão.

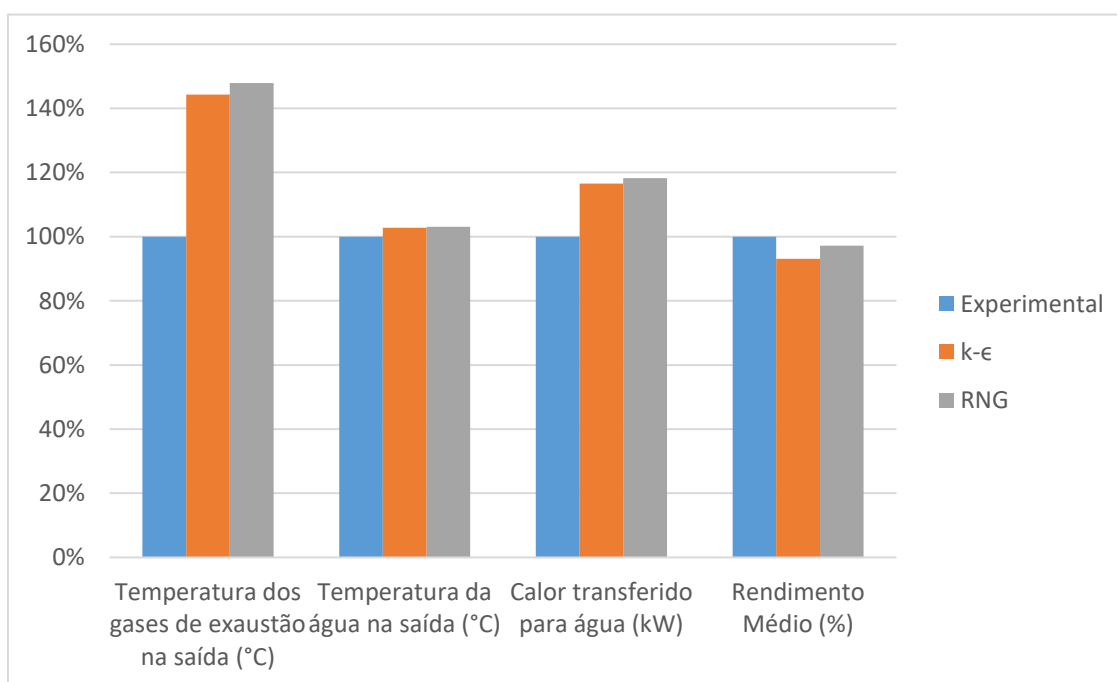


Figura 63 - Variação percentual entre resultados experimentais e simulados - Potência mínima

3.4.6.7 Vistas em corte – Perfil de velocidades

Para a potência nominal, os perfis de velocidade de todos os elementos do escoamento podem ser vistos na Figura 64 e Figura 65. Para a potência mínima, os perfis de velocidade de todos os elementos do escoamento podem ser vistos na Figura 66 e Figura 67.

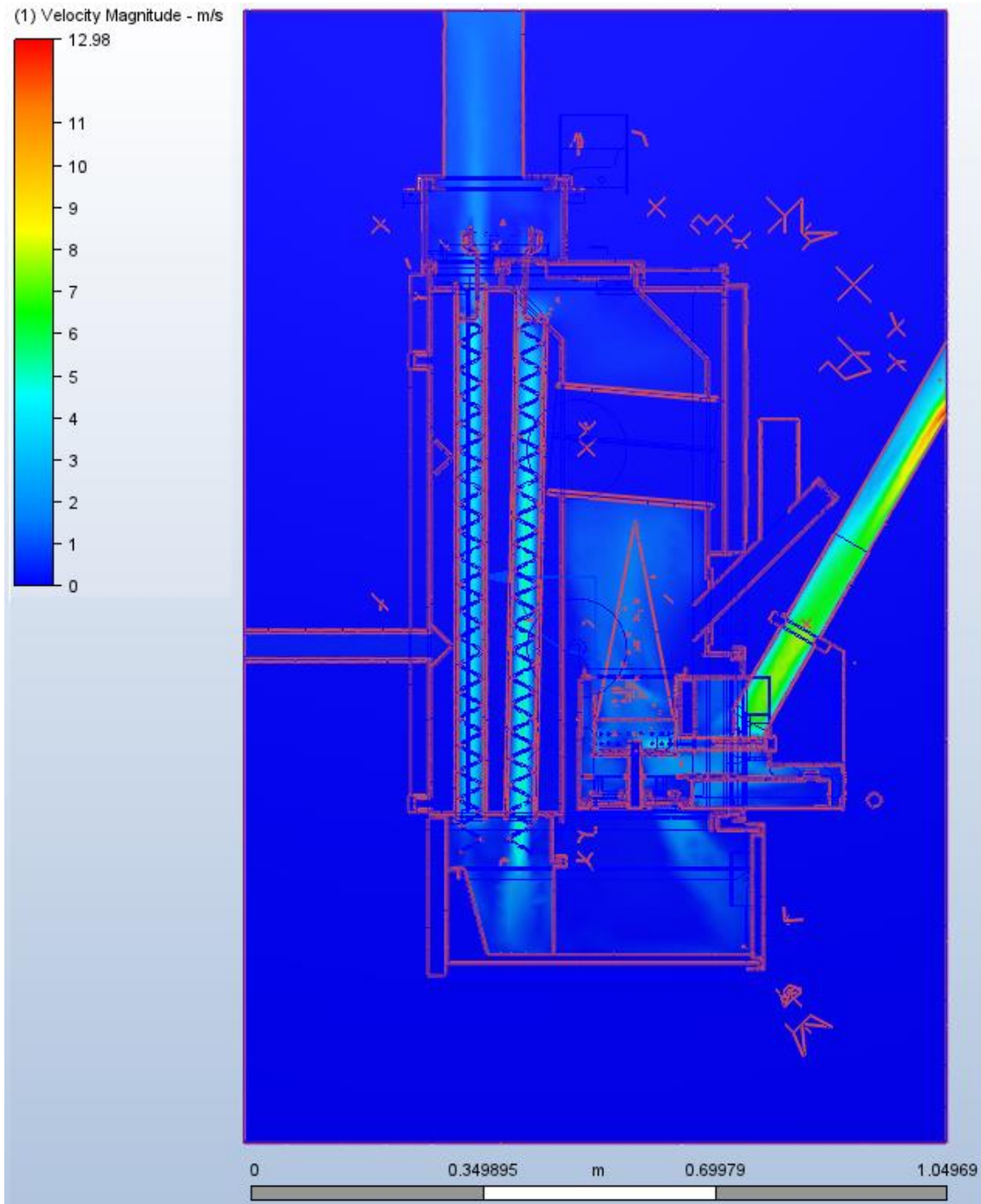


Figura 64 - Perfil de velocidade no modelo RNG para a potência nominal (plano de corte sagital)

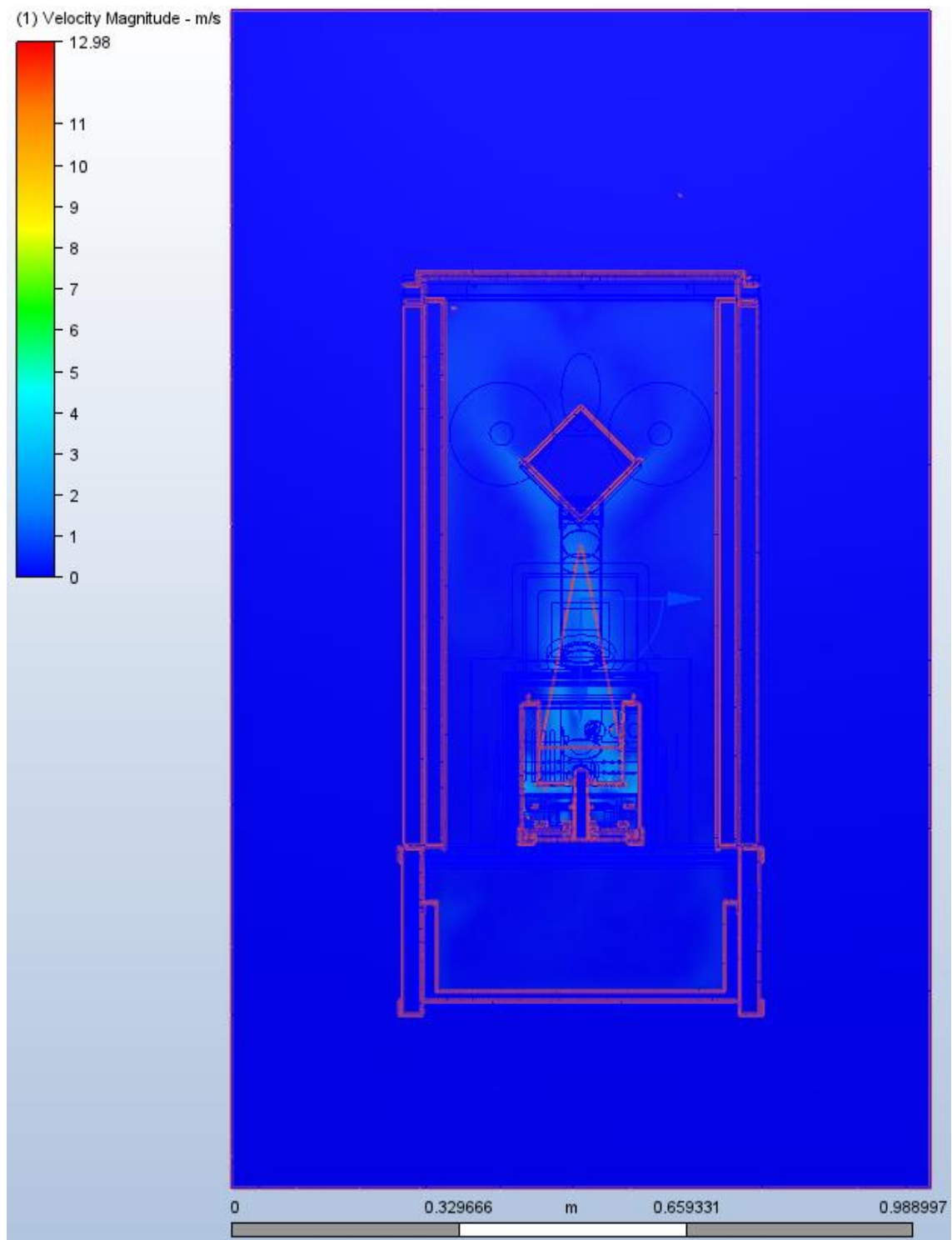


Figura 65 - Perfil de velocidade no modelo RNG para a potência nominal (plano de corte frontal)

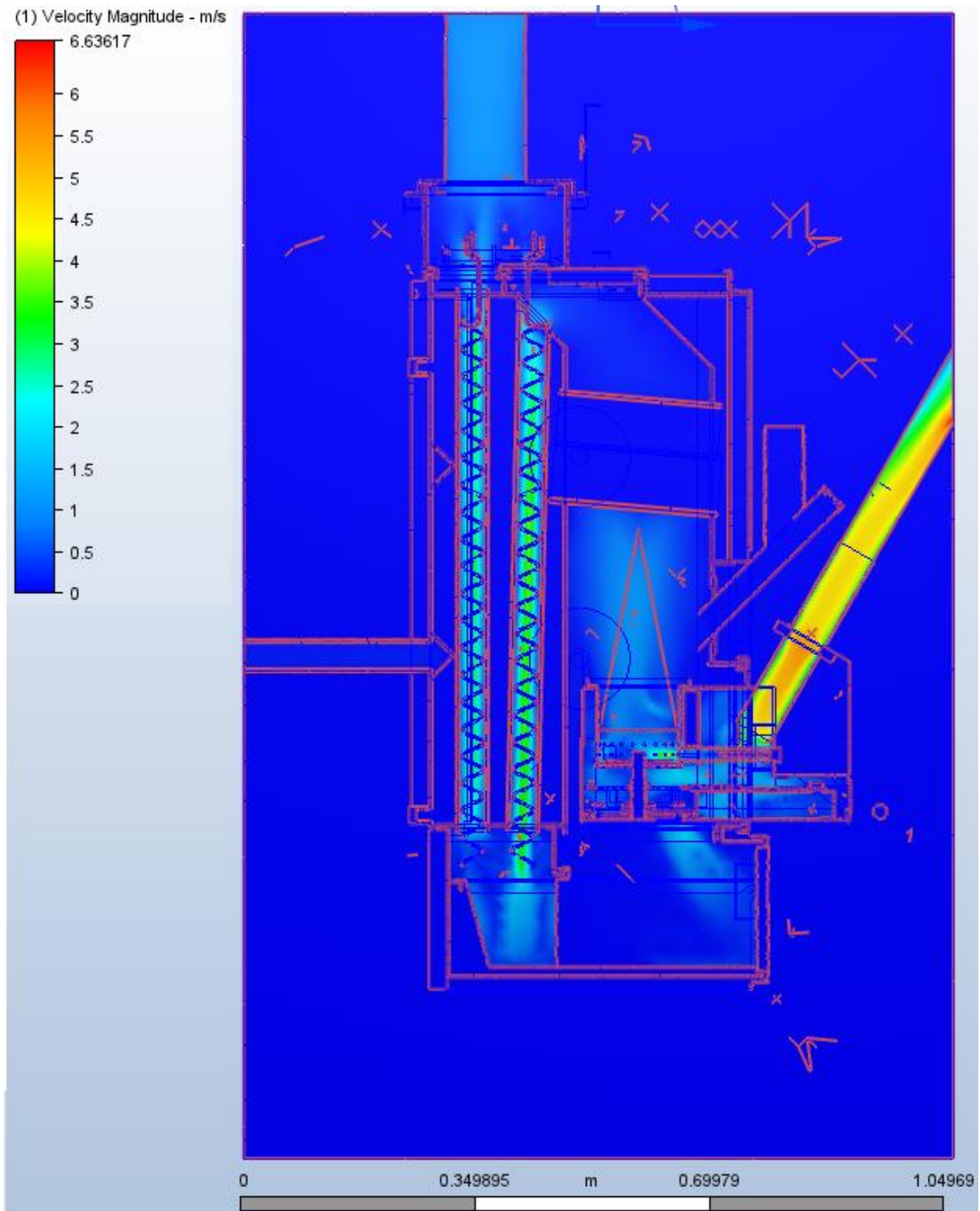


Figura 66 - Perfil de velocidade no modelo RNG para a potência mínima (plano de corte sagital)

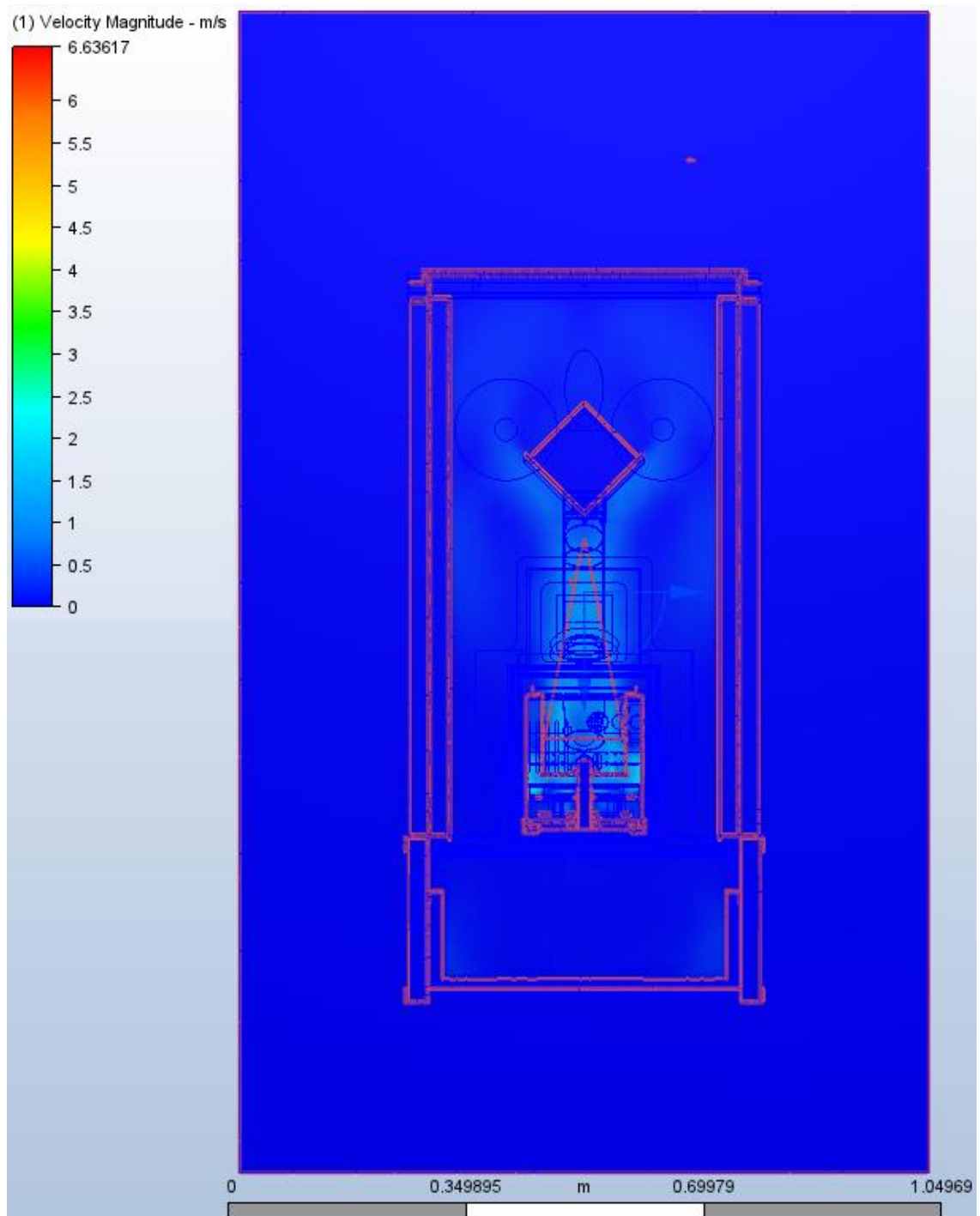


Figura 67 - Perfil de velocidade no modelo RNG para a potência mínima (plano de corte frontal)

3.4.6.8 Vistas em corte – Perfil de temperaturas

Os perfis de temperatura de todos os elementos do escoamento podem ser vistos na Figura 68 e Figura 69 para a potência nominal e na Figura 70 e Figura 71 para a potência mínima.

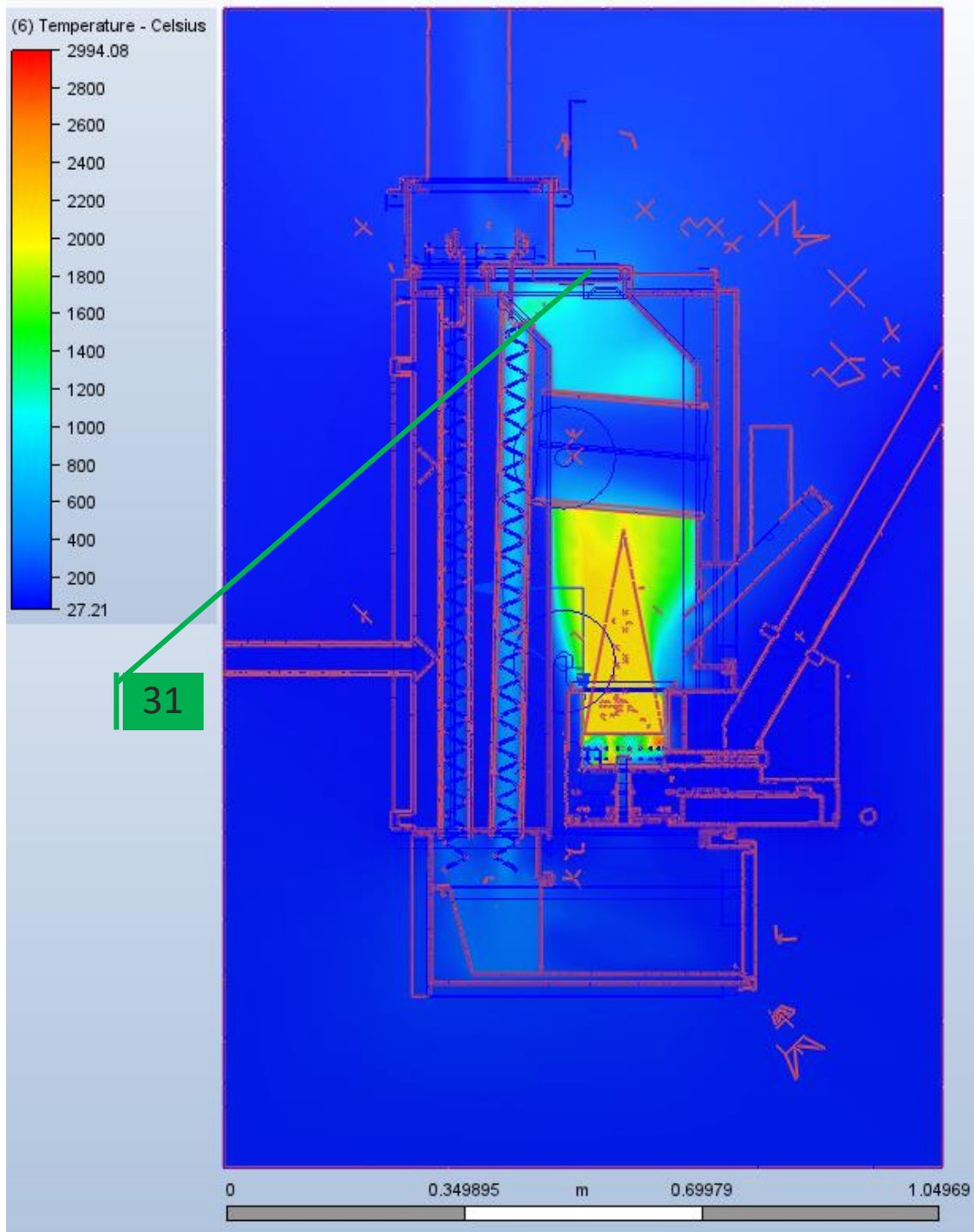


Figura 68 - Perfil de temperatura no modelo RNG para a potência nominal (plano de corte sagital)

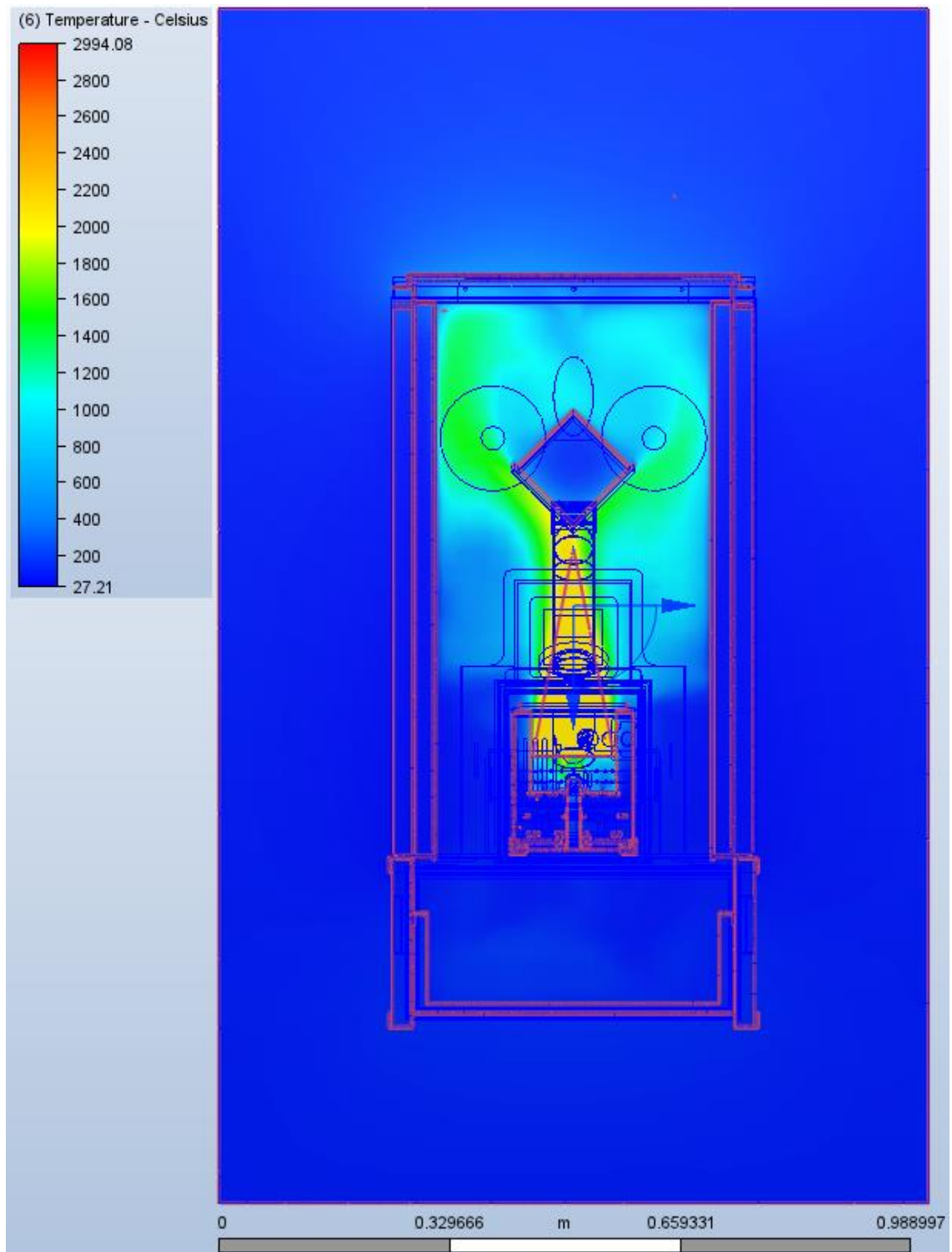


Figura 69 - Perfil de temperatura no modelo RNG para a potência nominal (plano de corte frontal)

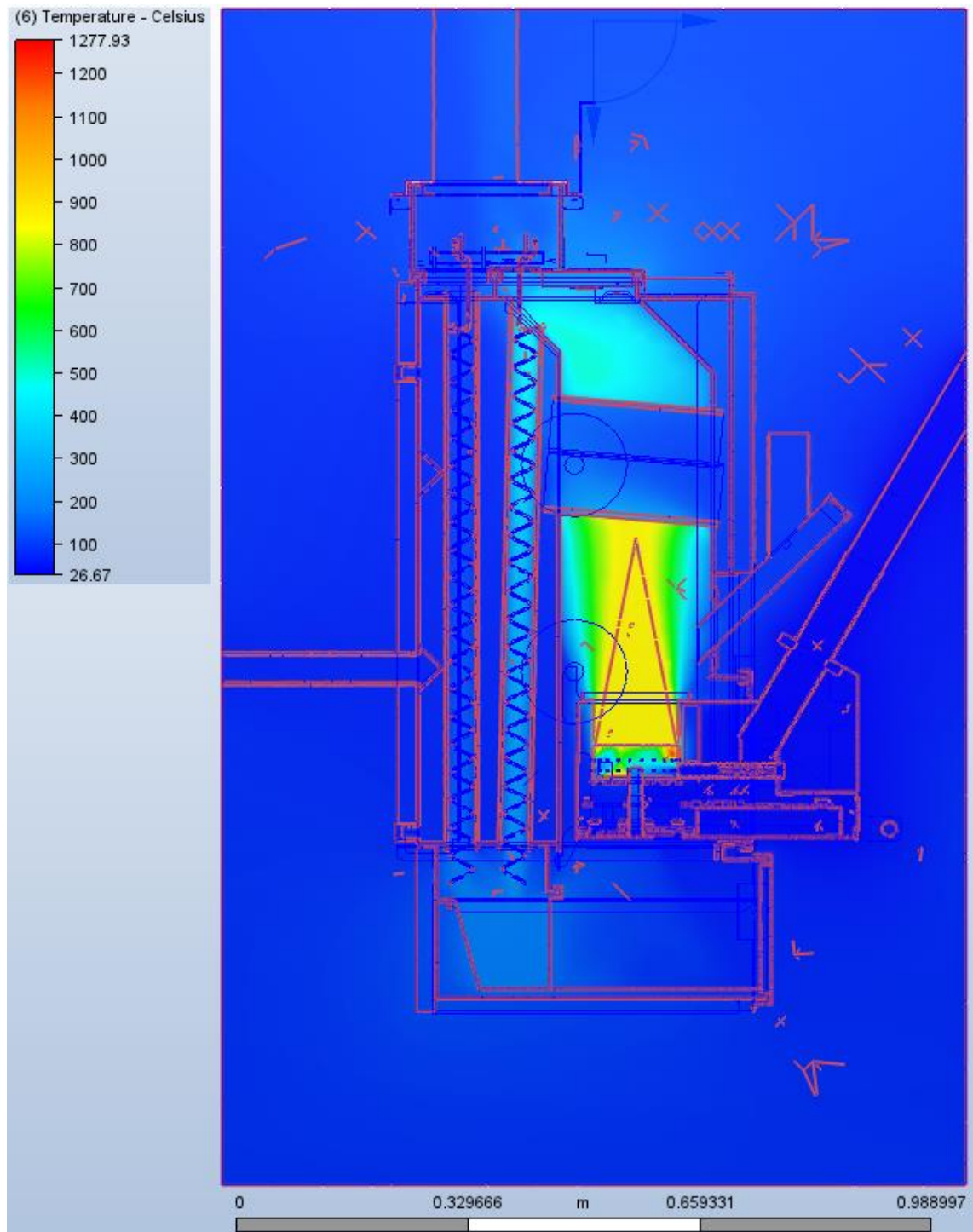


Figura 70 - Perfil de temperatura no modelo RNG para a potência mínima (plano de corte sagital)

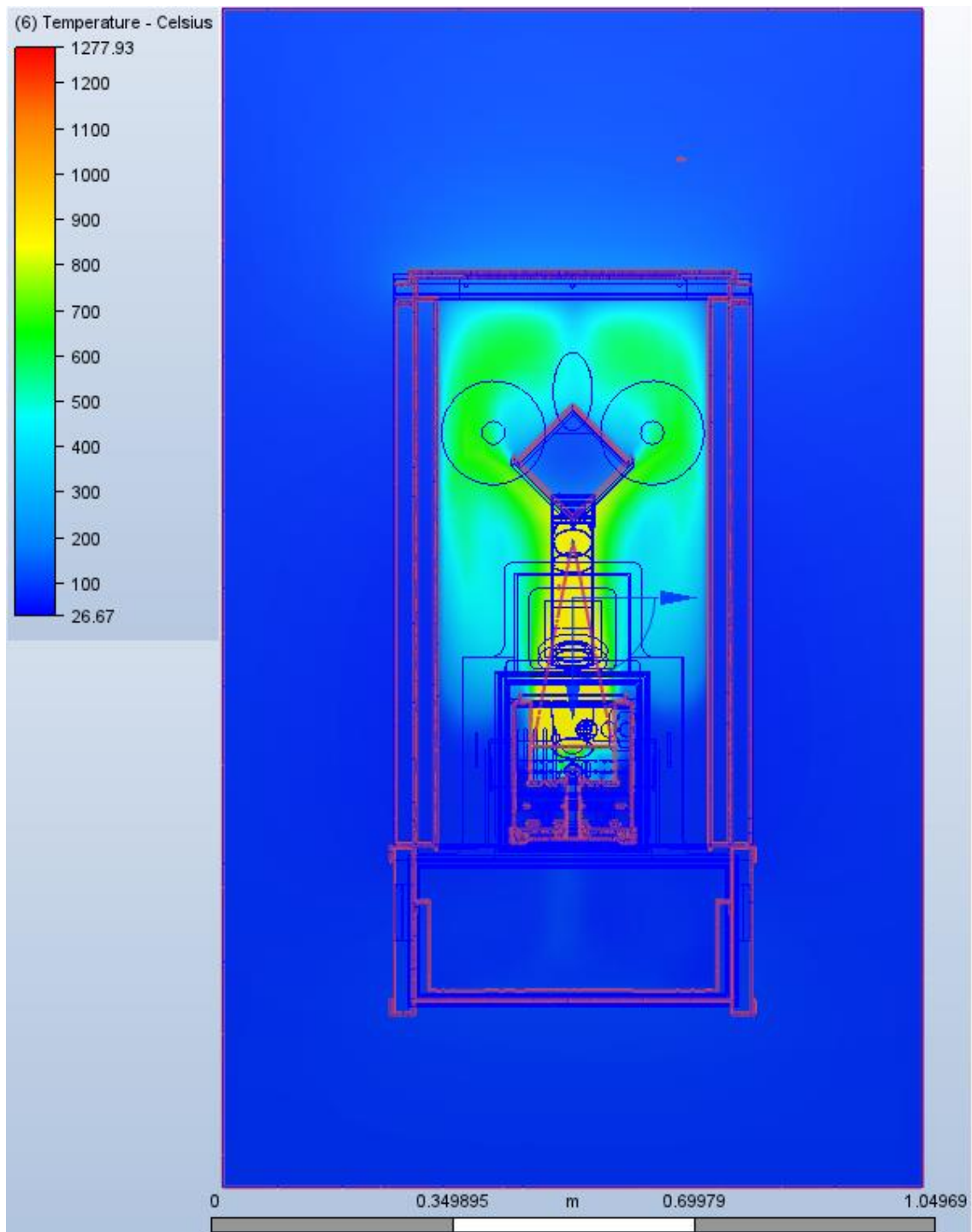


Figura 71 - Perfil de temperatura no modelo RNG para a potência mínima (plano de corte frontal)

CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 Conclusões

Neste trabalho foram realizados esforços no sentido de criar um método de trabalho e *know-how* que possibilite de uma forma prática, económica e rápida, a validação em termos de eficiência térmica de protótipos de aparelhos alimentados a *pellets*. O objetivo principal foi cumprido, mas compadece de melhorias. Foi boa a congruência entre os resultados experimentais e simulados com as premissas atuais.

O modelo $k - \epsilon$ *standard*, tendo em conta o valor de eficiência térmica, desviou-se em 6 %, em média, considerando o ensaio à potência nominal e à potência mínima, dos ensaios experimentais. O modelo RNG em 2 %. No entanto, a conservação de energia afastou-se em 14.5 % do expectável. Daí que o modelo atual possa ser melhorado. A solução mais plausível é a utilização de uma malha mais refinada junto às zonas onde a permuta de calor é maior, tendo em conta as simulações que foram realizadas como base. Outra sugestão é assumir a caldeira como simétrica em relação ao seu plano sagital. Ainda que não corresponda totalmente à realidade, pode não acarretar erros significativos. Por último, utilizar o modelo RSM, mas com elevados custos computacionais.

Quanto ao *design* da caldeira analisada, apresenta uma eficiência térmica elevada, capaz de cumprir as normas em vigor, ainda que exista alguma perda de calor na zona assinalada na Figura 68, a qual pode facilmente ser reduzida com a aplicação de uma camada mais espessa de vermiculite.

4.2 Proposta de trabalhos futuros

São várias as propostas plausíveis para acrescentar ao trabalho já realizado.

Claro que quanto mais detalhes e variáveis se acrescentarem à simulação, maior o conhecimento do objeto analisado, com custos no tempo de simulação e da sua preparação. Isso pode significar a perda de interesse para uma equipa de projeto, com a grande competitividade que se faz sentir nos correntes dias nos mercados globais. Desta forma, os modelos sugeridos são exequíveis em situações pontuais em que se necessite de estudar determinado fenómeno.

O desenvolvimento de um modelo de combustão resolvido em paralelo ou externamente à simulação, em conjunto com um software que o admita, permitia a aproximação e variação da composição química dos gases de exaustão ao longo do escoamento. Permitia uma melhor representação mais precisa da transferência de calor assim como o conhecimento da composição química dos gases de exaustão, importante para o cumprimento das normas em vigor.

O desenvolvimento de um submodelo de formação de partículas e a sua degradação. A formação de partículas, em particular partículas inorgânicas, é uma preocupação crescente no processo de combustão de biomassa, sendo a quantidade máxima emitida controlada pela norma (EU) 2015/1185 e (EU) 2015/1189. Biomassa com origem em resíduos de agricultura e outros desperdícios estão na origem de problemas de saúde (cancro pulmonar e problemas cardíacos). Isto deve-se sobretudo à sua composição, que contém metais como cobre, ferro, vanádio, níquel e zinco e tamanho ($< 0.1\mu m$) que permitem uma penetração profunda no sistema respiratório [94].

O desenvolvimento de um modelo de combustão da deposição das partículas resultantes da combustão. As partículas formadas, para além da relevância já evidenciada, intervêm a longo prazo na obstrução dos canais de escoamentos dos gases de combustão, contribuindo para uma diminuição da taxa de transferência de calor. Tal situação pode ser relevante para evidenciar alterações de *design do produto*.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] Larsson S. , Samuelsson R. (2017), Prediction of ISO 17831-1:2015 mechanical biofuel pellet durability from single pellet characterization, *Fuel Process. Technol.*, 163 (1), pp. 8–15.
- [2] Kim K., Moon G., Lee S., Min S. (2017), Numerical analysis of the combustion and emission characteristics of diesel engines with multiple injection strategies using a modified 2-D flamelet model., *energies*, 10 (1), pp. 1292.
- [3] Ellabban O., Abu-Rub H., Blaabjerg F. (2014), Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 39 (1), pp. 748–764.
- [4] Jacobson M., Delucchi M. (2011), Providing all global energy with wind, water, and solar power, Part I: Technologies, energy resources, quantities and areas of infrastructure, and materials, *Energy Policy*, 39 (3), pp. 1154–1169.
- [5] Fthenakis V., Kim H. (2009), Land use and electricity generation: A life-cycle analysis, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 13 (6-7), pp. 1465–1474.
- [6] Guerra J., Youssef Y. (2011), *Energia Hídrica*, Brasil.
- [7] Prado M. (2016), *Produção hidroelétrica em Portugal atinge recorde*.
- [8] Dipippo R., Renner J., Second E. (2012), Geothermal Energy, *Green Energy Technol.*, 20 (1), pp. 257–285.
- [9] Chemometrics C. (2018), Biomass Economics of Energy Supply: Methods in Systems Biology, *ScienceDirect*, 1, pp 1–9.
- [10] Hannah E., Gibb M., Thomas A. (2019), Renewables 2019, *Global Status Report*, 8 (3), pp. 321–336.
- [11] Fernandes U., Costa M. (2010), Potential of biomass residues for energy production and utilization in a region of Portugal, *Biomass and Bioenergy*, Lisbon, 34 (5), pp. 661–666.
- [12] European C. (2009), *2020 climate & energy package.*, Jornal Oficial da União Europeia, Bruxelas.
- [13] European C. (2009), Diretiva 2009/28/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 23 de Abril de 2009 relativa à promoção da utilização de energia proveniente de fontes renováveis que altera e subsequentemente revoga as Diretivas 2001/77/CE e 2003/30/CE, *Jornal Oficial da União Europeia*, 2008 (L 140/16), pp. 58–62.
- [14] Oliveira A. (2020), *13 países europeus superaram em 2018 metas de renováveis para 2020. UE e Portugal aquém.*
- [15] Carneiro P., Ferreira P. (2012), The economic, environmental and strategic value of biomass, Guimarães, *Renew. Energy*, 44, pp. 17–22.
- [16] McKendry P. (2002), Energy production from biomass (part 1): Overview of biomass, *Bioresour. Technol.*, 83 (1), pp. 37–46.
- [17] Bender M. (2000), Potential conservation of biomass in the production of synthetic organics, *Resour. Conserv. Recycl.*, 30 (1), pp. 49–58.
- [18] States U. (2014), *Pellets – a Fast Growing Energy Carrier*, Stockholm, *World Bioenergy Association*, pp. 1–6.
- [19] Sá A. (2009), Caracterização da recolha de matéria-prima para a produção de *pellets*, Tese de mestrado, Universidade de Aveiro, Aveiro.
- [20] EN B. (2010), Solid biofuels — Fuel specifications and classes: Part 2: Graded wood *pellets*, *Management*, 2014, pp 1–5.
- [21] ENplus M. (2015), ENplus® Manual ENplus® Parte 2: Processo de Certificação, *ENplus®*, 3 (2), pp. 39–52.
- [22] Chandrasekaran S., Hopke P., Rector L., Allen G., Lin L. (2012), Chemical composition of wood chips and wood *pellets*, *Energy and Fuels*, 26 (8), pp. 4932–4937.

- [23] Loisel R., Baranger L., Chemouri N., Spinu S., Pardo S. (2015), Economic evaluation of hybrid off-shore wind power and hydrogen storage system, *Int. J. Hydrogen Energy*, 40 (21), pp. 6727–6739.
- [24] INE (2011), “Consumo de Energia no Sector Doméstico: Resultados Preliminares do Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico 2010 Enquadramento Consumo de energia no sector doméstico (Balanço Energético) Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico - 20, *destaque: informação à comunicação social*, 2010 (1), pp. 1–7.
- [25] INE, DGEG (2010), *Inquérito ao consumo de energia no setor doméstico*, Lisboa: Instituto Nacional de Estatística, I.P., ISBN 978-989-25-0130-7.
- [26] Enerpor (2021), SIMULADOR, *Energia e Ambiente*.
- [27] Vainio E. (2014), *Fate of Fuel-Bound Nitrogen and Sulfur in Biomass-Fired Industrial Boilers*, Tese de doutoramento, Laboratory of Inorganic Chemistry, Suécia.
- [28] Sadaka S. (2017), Agriculture and Natural Resources: Biomass Combustion, University of Arkansas System, *Division of Agriculture*, FSA1056, pp. 1–2.
- [29] Míguez J., Morán J., Granada E., Porteiro J. (2012), Review of technology in small-scale biomass combustion systems in the European market, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 16 (6), pp. 3867–3875.
- [30] Windestål B., Löfgren B. (2001), *Prestandatest av brännare*, Tese de doutoramento, KONSUMENTVERKET, Suécia.
- [31] U. S. Department of Energy (2020), Energy Saver: Technology and function with pellet heat, *Wood and Pellet Heating*.
- [32] Lorga P. (2009), *Desenvolvimento Tecnológico do Aproveitamento Energético da Biomassa a Nível Industrial*, Tese de mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa.
- [33] E. Franz (1997), Comparativa de caldera piro-tubular y caldera acuotubular, *Informe técnico*, pp. 1–4.
- [34] Fiedler F. (2004), The state of the art of small-scale pellet-based heating systems and relevant regulations in Sweden, Austria and Germany, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 8 (3), pp. 201–221.
- [35] Obernberger I., Thek G. (2010), *The pellet handbook: The production and thermal utilisation of biomass*, Reino Unido: Earthscan, ISBN 978-1-84407-631-4.
- [36] F. K. K. Corporation (2020), Wood pellet and biomass system ceramic igniter, *Specification Data*, 81 (0), pp. 1–14.
- [37] LNEC (2016), Aparelhos para aquecimento ambiente, *Normas Europeias*, pp. 1–5.
- [38] David D. (2009), Frequently asked questions, Biomass Energy Centre, *Technical Matters*, 01420, pp. 1–8.
- [39] European C. (2012), Diretiva 2012/27/UE, *Jornal Oficial da União Europeia*, pp. 1–56.
- [40] European C. (2015), Regulamento (UE) 2015/1185 de 24 de abril de 2015 que dá execução à Diretiva 2009/125/CE do Parlamento Europeu e do Conselho no que respeita aos requisitos de conceção ecológica para os aquecedores, 2, pp. 1–19.
- [41] DGEG, DECO, ANIMEE, APED, ANQIP, DGC, ENA, LNEG, Quercus (2017), *Manual da Etiqueta Energética*, Lisboa: ADENE, ISBN 978-972-8646-36-3.
- [42] Morini G. (2008), Viscous Dissipation, Boston, *Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics*, pp. 2155–2164.
- [43] Moriconi L. (1996), Introdução à Teoria Estatística da Turbulência, Universidade Federal do Rio de Janeiro, *Instituto de Física*, pp. 21–62.
- [44] Grant H., Moilliet A., Vogel W. (1968), Some observations of the occurrence of turbulence in and above the thermocline, *Jornal of Fluid Mechanics*, 34 (3), pp. 443–448.
- [45] Sreenivasan K. (1995), On the universality of the Kolmogorov constant, *Phys. Fluids*, 7 (11), pp. 2778–2784.
- [46] Chaouat B. (2017), The State of the Art of Hybrid RANS/LES Modeling for the Simulation of Turbulent Flows, *Flow Turbul. Combust.*, 99 (2), pp. 279–327.
- [47] Solmaz S. (2021), Turbulence: Which Model Should I Select for My CFD Analysis?, *SimScale Blog*.
- [48] Launder B., Spalding D. (1974), The numerical computation of turbulent flows, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 3 (2), pp. 269–289.
- [49] Hussein E., El M. (2018), Boundary-Layer Theory of Fluid Flow past a Flat-Plate: Numerical

- Solution using MATLAB, *Int. J. Comput. Appl.*, 180 (18), pp. 6–8.
- [50] Wilcox D. (1988), Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, *AIAA J.*, 26 (11), pp. 1299–1310.
- [51] Volkov K. (2018), *Heat Transfer: Models, Methods and Applications*, BoD – Books on Demand, Ed., ISBN 978-1-78923-264-6.
- [52] Howell J., Siegel R., Mengüç M. (2011), *Thermal radiation heat transfer*, Boca Raton, ISBN13 9781439805336.
- [53] Autodesk.Support (2021), Spectral Radiation.
- [54] Autodesk.Support (2021), Automatic Meshing of CAD Models.
- [55] Li C. (2006), Fuel Processing Technology: An international journal devoted to all aspects of processing and utilization of fuel, *Elsevier*, pp. 5–10.
- [56] Li C. (2007), A Model for the Combustion of Large Particles of Densified Wood, *American Chemical Society*, pp. 63-70.
- [57] Porteiro J., Collazo J., Patiño D., Granada E., Gonzalez J. (2009), Numerical Modeling of a Biomass Pellet Domestic Boiler, Vigo, *Energy & Fuels*, pp. 27-35.
- [58] Li C. (2012), Numerical modeling of the combustion of densified wood under fixed-bed conditions, *Elsevier*, 93, pp. 149–159.
- [59] Li C. (2012), Numerical simulation of a small-scale biomass boiler, *Elsevier*, 64, pp. 87–96.
- [60] Thunman B., Niklasson F., Johnsson F. (2001), Composition of Volatile Gases and Thermochemical Properties of Wood for Modeling of Fixed or Fluidized Beds, *energy&fuels*, 15 (6), pp. 1488–1497.
- [61] Gómez P., Comesaña R., Feijoo M. (2012), Simulation of the Effect of Water Temperature on Domestic Biomass Boiler Performance, *energies*, p. 19.
- [62] Porteiro J., Collazo J., Patiño D., Granada E., Gonzalez J. (2014), CFD modelling of thermal conversion and packed bed compaction in biomass combustion, *Elsevier*, 117 (A), pp. 716–732.
- [63] Donald A., Johnstone H. (1955), Heat and mass transfer in packed beds, *AIChE JOURNAL*, pp. 65-71.
- [64] Porteiro J., Patiño D., Miguez J., Granada E., Moran J. (2012), Study of the reaction front thickness in a counter-current fixed-bed combustor of a pelletised biomass, *Elsevier*, 159 (3), pp. 1296–1302.
- [65] Hermansson H. (2011), CFD modelling of bed shrinkage and channelling in fixed-bed combustion, *Elsevier*, 158 (5), pp. 988–999.
- [66] Porteiro J., Patiño D., Gómez P. (2015), Eulerian CFD modelling for biomass combustion. Transient simulation of an underfeed pellet boiler, *Elsevier*, 101, pp. 666–680.
- [67] Thunman H. (2001), *Principles and models of solid fuel combustion*, Tese de doutoramento, Chalmers University of Technology, Suécia.
- [68] Scharler I., Obernberger I. (2000), Numerical modelling of biomass grate furnaces, Rio Tinto, *Bioenergy Systems*, pp. 1–17.
- [69] Scharler I., Benesch C., Schulze K., Obernberger I. (2011), CFD Simulations as efficient tool for the development and optimisation of small-scale biomass furnaces and stoves, Graz, *BIOENERGY*, pp. 1–9.
- [70] Mehrabian I., Scharler R., Weissinger A., Obernberger I. (2010), Optimisation of biomass furnaces with a new 3D packed bed combustion model: On example of small-scale underfeed stoker furnace, Graz, *BIOENERGY*, pp. 1–9.
- [71] Mehrabian R., Stangl S., Scharler R., Obernberger I., Weissinger A. (2011), CFD simulation of biomass grate furnaces with a comprehensive 3D packed bed model, Karlsruhe, *BIOENERGY*, pp. 1–10.
- [72] Mehrabian R., Zahirovic S., Scharler R., Obernberger I., Kleditzsch S., Wirtze S., Scherere V., Lu H. (2012), A CFD model for thermal conversion of thermally thick biomass particles, *Elsevier*, 95, pp. 96–108.
- [73] Mehrabian R., Shiehnejadhesar A., Scharler R. (2014), Multi-physics modelling of packed bed biomass combustion, *Elsevier*, 122, pp. 164–178.
- [74] Mehrabian R., Shiehnejadhesar A., Scharler R., Obernberger I. (2015), Numerical modelling of biomass grate furnaces with a particle based model, Porto, *ResearchGate*, pp. 1–15.
- [75] Dahl J., Obernberger I. (2004), Evaluation of the combustion characteristics of four perennial energy crops, Graz, *Academia*, pp. 1265–1270.

- [76] Gatski T. (2009), Second-moment and scalar flux representations in engineering and geophysical flows, *Fluid Dyn. Res.*, 41 (1), pp. 12.
- [77] Shiehnejadhesar A., Scharler R., Mehrabian R., Obernberger I. (2015), Development and validation of CFD models for gas phase reactions in biomass grate furnaces considering gas streak formation above the packed bed, *Fuel Process. Technol.*, 139, pp. 142–158.
- [78] Weissinger R., Obernberger I., Scharler R. (2006), NO_x Reduction in biomass grate furnaces by primary measures - evaluation by means of lab-scale experiments and chemical kinetic simulation compared with experimental results and CFD calculations of pilot-scale plants, Graz, *BIOENERGY*, pp. 1–18.
- [79] Wiese J. (2016), DEM/CFD modeling of the fuel conversion in a pellet stove, *Fuel Process. Technol.*, 152, pp. 223–239.
- [80] Autodesk® (2012), Autodesk Simulation CFD 2012®, *Autodesk®*, pp. 1–14.
- [81] Wilde J. (2015), “Is Your Autodesk CFD Analysis Accurate Or Could You Do Better?” *Autodesk*, pp. 14–16.
- [82] Autodesk.Support (2021), How to simulate a flame, combustion chamber or jet.
- [83] C. S. University (2019), Transport Property Evaluation, Bioanalytical Microfluidics Program.
- [84] Liu H., Wu D., Liu L. (2020), Experimental investigation of fluid flow hydrodynamics in porous medium pipeline, *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, 566 (1), pp. 1–6.
- [85] Mayerhofer M., Govaerts J., Parmentier N., Jeanmart H., Helsen L. (2011), Experimental investigation of pressure drop in packed beds of irregular shaped wood particles, *Powder Technol.*, 205 (1–3), pp. 30–35.
- [86] Guo W., Lim C., Bi X, Sokhansanj S., Melin S. (2013), Determination of effective thermal conductivity and specific heat capacity of wood pellets, *Fuel*, 103, pp. 347–355.
- [87] Autodesk.Support (2021), Distributed Resistances.
- [88] Autodesk.Support (2021), Environment-Driven Properties.
- [89] Dernbecher A., Dieguez-Alonso A., Ortwein A., Tabet F. (2019), Review on modelling approaches based on computational fluid dynamics for biomass combustion systems, *Biomass Conversion and Biorefinery*, 9 (1), pp. 25–34.
- [90] Autodesk.Support (2021), How to create a good and less mesh when using Autodesk CFD.
- [91] Kuron M. (2015), 3 Criteria for Assessing CFD Convergence, *Engineering*.
- [92] Autodesk.Support (2021), Additional Mesh Adaptation Parameters.
- [93] Chaouat B., Schiestel R. (2007), From single-scale turbulence models to multiple-scale and subgrid-scale models by Fourier transform, *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, 21 (3), pp. 201–229.
- [94] Fernandez A., Davis S., Wendt J., Cenni R., Young R., Witten M. (2001), Particulate emission from biomass combustion, *Nature*, 409 (6823), pp. 998–1000.
- [95] Valantinavičius M., Vonžodas T. (2014), Proximate and elemental analysis of solid biofuel and influence to combustion process, *Cyseni*, pp. 1–12.

ANEXOS

- 6.1 Propriedades da vermiculite utilizada na caldeira
- 6.2 Propriedades físicas da mistura dos gases de exaustão

6 ANEXOS

6.1 Propriedades da vermiculite utilizada na caldeira

A vermiculite utilizada corresponde ao produto DMS750 da Figura 72.



Vermiculite
www.dupre-vermiculite.co.uk



FIRE RESISTANT BOARD

Description

This product is a non-combustible, fire resistant vermiculite board. Micalite Fire Resistant Boards are easily cut to shape. They have excellent thermal insulation properties and minimal shrinkage at high temperatures. Micalite Fire Resistant Boards are the ideal product to use in the construction of wood burning stoves among other applications; providing fire protection exactly where it's needed. Boards with a 'reeded', herringbone or 'brick-effect' surface pattern are also available in standard sizes. User-defined shapes can also be cut to order.



Product			DMS750	DMS600
Classification Temperature		°C	1100	1100
Bulk Density		Kg/m ³	700-900	600-650
Cold Compression Strength		N/mm ²	6.0	4.5
Cold Modulus of Rupture		N/mm ²	4.0	2.5
Thermal Conductivity	200°C	W/mK	0.18	0.16
	400°C	W/mK	0.20	0.18
	600°C	W/mK	0.21	0.20
Shrinkage (1100°C/12hr)		%	<2.0	<2.0
Thermal Expansion (20 - 700°C)		%	0.94	0.94
Specific Heat Capacity		kJ/kg K	1.15	1.15
Plane Parallelism +/-		mm	0.2	0.2
Colour			Beige	Beige
Board Sizes		mm	1020 X 620mm 1250 X 1000mm	1020 X 620mm 1250 X 1000mm
Board Thicknesses		mm	10, 12, 15, 20 25, 30, 40, 45mm	50mm

Information presented above is given in good faith as accurate and reliable but is not to be taken as a guarantee. The figures provided are intended to be a guide to expected average values and should not be interpreted as a specification. Any potential applications referred to are not to be construed as recommendations. It is the responsibility of the user to determine suitability for any specific purpose.

ISSUE 181212

Dupré Minerals Ltd. Spencroft Road, Newcastle-under-Lyme, Staffordshire, England. ST5 9JE
Telephone: +44 (0) 1782 383000 Fax: +44 (0) 1782 383101 E-mail: info@dupreminerals.com

VERMICULITE

Figura 72 - Propriedades da vermiculite utilizada na caldeira

6.2 Propriedades físicas da mistura dos gases de exaustão

As propriedades da mistura dos gases de exaustão calculados [83] são visíveis na Tabela 29.

Tabela 29 - Propriedades físicas da mistura de gases

Temperatura	Massa volúmica	Viscosidade dinâmica	Condutibilidade térmica	Calor específico
$^{\circ}C$	g/cm^3	$Pa \cdot s^{-1}$	$W \cdot m^{-1}K^{-1}$	$J \cdot kg^{-1}K^{-1}$
20	0.00095414	1.63053E-05	0.048319	1336
100	0.00074958	1.97664E-05	0.05914	1374
200	0.00059116	2.37067E-05	0.071894	1415.6
300	0.00048802	2.73218E-05	0.084007	1453.5
400	0.00041552	3.06837E-05	0.095686	1489.8
500	0.00036178	3.38434E-05	0.10711	1525.4
600	0.00032034	3.68359E-05	0.11842	1559.6
700	0.00028742	3.9687E-05	0.12971	1590.6
800	0.00026064	4.24192E-05	0.14094	1616.9
900	0.00023842	4.50471E-05	0.15198	1640.9
1000	0.0002197	4.75848E-05	0.16284	1662.9
1100	0.0002037	5.0043E-05	0.17352	1683.2
1300	0.0001778	5.47482E-05	0.19439	1718.6
1500	0.00015775	5.92225E-05	0.21462	1748.4
1700	0.00014176	6.35014E-05	0.23426	1773.3
1900	0.00012871	6.76152E-05	0.25337	1794.3
2100	0.00011789	7.16064E-05	0.27197	1812
2300	0.0001087	7.54411E-05	0.29013	1828.2
2500	0.00010086	7.91872E-05	0.30789	1840.5
2700	0.000094078	8.28404E-05	0.32531	1852.3
2900	0.000088148	8.6408E-05	0.34243	1863.1
3100	0.000082922	8.98957E-05	0.35932	1873.2