



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Simulação Numérica da Circulação de Ar na Câmara de Combustão de um Recuperador de Calor Doméstico a Biomassa

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Gil André Ferreira Rodrigues

Orientadores

António Manuel Gameiro Lopes

José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro

Júri

Presidente Professor Doutor José Joaquim da Costa
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Gilberto Cordeiro Vaz
Professor Auxiliar do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional



ADF - Antonino Dias Fernandes, Lda.

Coimbra, Julho, 2015

A modern-day technical version of Confucius' most famous saying, (...) might be, "One good theory is worth a thousand computer runs".

Luenberger D.G, em Linear and nonlinear programming, 1984.

Aos meus pais.

Agradecimentos

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu sincero reconhecimento.

Aos orientadores, Professor Doutor António Manuel Gameiro Lopes e Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro pela rigorosa orientação, por toda a disponibilidade e dedicação que demonstraram ao longo da realização deste trabalho. Sem a vossa ajuda teria sido certamente muito mais difícil.

Ao Engenheiro Hugo Fernandes e à empresa ADF - Antonino Dias Fernandes, Lda. pela oportunidade de realizar este trabalho num dos vossos equipamentos e pela forma como me acolheram nas vossas instalações. Um especial agradecimento ao Engenheiro António Luís Liberato, pelo seu apoio, amizade e pela pronta disponibilidade em todas as minhas solicitações.

Aos meus pais, por esta oportunidade, pelo apoio incondicional e por nunca me deixarem desistir. Pelos sacrifícios que fizeram nas suas vidas, para me oferecerem sempre o melhor.

À Andreia, pelo tempo que abdicou na difícil tarefa de revisão de texto, pela sua preocupação, incentivo e por estar sempre presente ao meu lado. Foste, sem dúvida, uma grande ajuda e o meu abrigo em todos os momentos difíceis.

A todos os meus amigos, pela paciência, apoio e encorajamento e sobretudo, por todos os momentos de alegre convívio. Que estas amizades continuem fortes e que prevaleçam por longos anos.

Aos colegas e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra, pelo apoio e disponibilidade. Em particular, aqueles que comigo partilharam diariamente bons momentos de descontração e companheirismo.

A todos um enorme,

Bem-haja

Resumo

A crescente procura de sistemas de aquecimento residencial, que utilizam biomassa como fonte de energia, fomenta o desenvolvimento de tecnologias mais eficientes e economicamente competitivas. Além disso, as normas europeias aplicadas neste sector de atividade exigem a minimização da emissão de gases poluentes e uma melhoria das condições de combustão. Para se atingirem determinados patamares de qualidade e segurança dos equipamentos, existe um forte interesse na procura de novas formas de apoio ao projeto. Atualmente, a simulação numérica é uma das ferramentas fundamentais para o desenvolvimento e otimização de equipamentos de combustão a lenha.

A presente tese foca-se no estudo da circulação do ar no interior de um recuperador de calor de uso doméstico, através de simulações realizadas em computador. Assim, pretende-se contribuir para a criação de metodologias de utilização da DFC (Dinâmica dos Fluidos Computacional) no projeto de recuperadores de calor e evidenciar as suas capacidades de conceção e desenvolvimento de novos equipamentos. O objetivo principal é realizar uma análise global do escoamento do ar e fornecer dados sobre a distribuição do ar primário e secundário no interior da câmara de combustão.

Para tal, foi cedido um modelo em CAD de um recuperador de calor doméstico a biomassa e através do *software* comercial ANSYS CFX[®] foi modelado e realizada a simulação numérica ao equipamento. Partindo do modelo inicial, realizaram-se simplificações geométricas e a sua discretização em vários elementos de forma a constituir uma malha. De seguida, foram realizadas simulações utilizando o ar como único fluido presente na câmara de combustão e introduziram-se as fontes de energia térmica resultantes da combustão das cavacas de madeira. De modo a determinar os efeitos das flutuações de velocidade do escoamento e as trocas de energia radiativa que ocorrem em qualquer processo de combustão, foi aplicado um modelo de turbulência k- ϵ e o modelo de radiação de Monte Carlo.

Apesar das dificuldades em conseguir-se uma solução precisa, devido às incertezas subjacentes ao processo de transferência de calor e à complexidade dos fenómenos de combustão, os resultados mostraram-se de algum modo fiáveis, demonstrando a capacidade da DFC em fornecer respostas credíveis do comportamento do ar no interior de recuperadores de calor a biomassa.

Tornou-se desse modo evidente que no futuro, a capacidade de realizar projetos e conceber novos produtos termicamente mais eficientes e amigos do ambiente, passa pela utilização de ferramentas de apoio, como são exemplo as simulações numéricas. Dada a sua versatilidade, custo e tempo de execução reduzido, esta é uma forma eficaz de dar respostas aos atuais desafios da engenharia.

Palavras-chave: Recuperador de Calor, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Biomassa, CFX, Simulação Numérica.

Abstract

The increasing demand for residential heating systems using biomass as energy source fosters the development of more efficient and cheaper technologies. Besides, European standards applied in this sector require the minimization of pollutant gas emissions and the improvement of combustion conditions. In order to achieve specific levels of quality and safety there is a strong interest in finding new ways to support projects. Numerical simulation is currently one of the most important tools used in the development and optimization of firewood combustion devices.

In this thesis, it is performed a study of the airflow in the domestic insert stove through numerical simulations. Therefore, it is intended to contribute to the establishment of methodologies for the use of CFD (Computational Fluid Dynamics) in the insert stove project and demonstrate the capabilities in the design and development of new appliances. The main objective is to execute a global analysis of the air flows and provide data about the distribution of primary and secondary air inside the combustion chamber.

In order to fulfil this goal, a domestic biomass stove model in CAD was provided and modelled through the use of the commercial ANSYS CFX[®] software, in order to perform numerical simulation. Starting from an initial model, geometrical simplifications were performed, as well as the discretization over the simplified model in several elements, so that a mesh could be built. Then, simulations were performed using air as the only fluid present in the combustion chamber and thermal energy sources from the firewood combustion were introduced. In order to determine the effects of flow velocity fluctuations and the radiant energy exchanges that occur in any combustion process, a $k-\epsilon$ turbulence model and the Monte Carlo radiation model were applied.

Despite the difficulties in obtaining a precise solution due to the underlying uncertainties of the heat transfer process and the complexity of combustion phenomena, the results showed relatively reliable demonstrating the ability of the CFD to provide credible answers of the air behaviour inside biomass heating stove.

It became evident that, in the future, the ability to carry out projects and design new products, which are hopefully environment-friendly and more efficient thermally, implies the use of support tools, as exemplified by the numerical simulations. Given their

versatility, cost and reduced execution time, they are an effective way to respond to the current challenges of engineering.

Keywords Insert Stoves, Computational Fluid Dynamics, Biomass, CFX, Numerical Simulation.

Índice

| | |
|---|------|
| Índice de Figuras | ix |
| Índice de Tabelas | xi |
| Simbologia e Siglas | xii |
| Simbologia..... | xii |
| Siglas | xiii |
| 1. INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 1.1. Enquadramento | 1 |
| 1.2. Motivação | 2 |
| 1.3. Objetivos..... | 5 |
| 1.4. Organização da Tese..... | 6 |
| 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 8 |
| 2.1. Biomassa..... | 8 |
| 2.1.1. Propriedades | 8 |
| 2.1.2. Processo de Combustão..... | 9 |
| 2.2. Funcionamento de um Recuperador de Calor..... | 11 |
| 2.2.1. Admissão de Ar | 11 |
| 2.2.2. Transferência de Calor..... | 12 |
| 2.2.3. Balanço Energético..... | 13 |
| 2.3. Revisão Bibliográfica | 13 |
| 3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA | 17 |
| 3.1. Caracterização do Equipamento | 17 |
| 3.2. Simplificação da Geometria..... | 19 |
| 3.3. Geração da Malha | 20 |
| 3.4. Pré-Processamento..... | 22 |
| 3.4.1. Domínio..... | 23 |
| 3.4.2. Modelo de Turbulência..... | 24 |
| 3.4.3. Modelo de Radiação | 24 |
| 3.4.4. Interfaces de Contacto | 26 |
| 3.4.5. Condições de Fronteira..... | 31 |
| 3.5. Resolução de Equações..... | 37 |
| 3.6. Validação Experimental..... | 38 |
| 4. APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS | 39 |
| 4.1. Visão Tridimensional da Circulação do Ar | 39 |
| 4.1.1. Velocidade | 39 |
| 4.1.2. Temperatura..... | 41 |
| 4.2. Escoamento do Ar na Entrada | 42 |
| 4.3. Escoamento do Ar no Plano XZ | 43 |
| 4.3.1. Orifícios de Ar Secundário do 1º Nível..... | 43 |
| 4.3.2. Orifícios de Ar Secundário do 2º Nível..... | 45 |
| 4.4. Escoamento do Ar no Plano YZ | 46 |
| 4.4.1. Velocidade | 46 |

| | |
|--|----|
| 4.4.2. Temperatura | 49 |
| 4.5. Temperatura Adjacente das Paredes | 50 |
| 5. CONCLUSÃO | 52 |
| 5.1. Principais Conclusões | 52 |
| 5.2. Trabalho Futuro | 53 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 55 |
| ANEXO A | 57 |
| Transferência de Calor | 57 |
| Condução | 57 |
| Convecção | 57 |
| Radiação | 58 |
| Balanco Energético | 59 |
| ANEXO B | 61 |
| Modelo de Turbulência | 61 |
| APÊNDICE A | 63 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1. Fotografia frontal do recuperador de calor ADF VISTA 70..... | 5 |
| Figura 2.1. Composição química da madeira (Alakangas et al., 2008)..... | 8 |
| Figura 2.2. Processos de combustão da biomassa e produção de calor (Alakangas et al., 2008)..... | 10 |
| Figura 3.1. Desenho tridimensional com as dimensões do recuperador de calor ADF Vista 70..... | 17 |
| Figura 3.2. Negativo da câmara de combustão do recuperador de calor ADF Vista 70. | 18 |
| Figura 3.3. Comparação entre o modelo numérico original, a versão simplificada e a versão final..... | 20 |
| Figura 3.4. Refinamento da malha nos sólidos de contacto, na imagem direita a malha inicial e na esquerda o modelo com malha refinada. | 21 |
| Figura 3.5. Representação em corte transversal da malha gerada no modelo. | 22 |
| Figura 3.6. Deflector de gases de combustão na vista isométrica, no plano YZ e no plano XZ com malha aplicada..... | 27 |
| Figura 3.7. Chapa de aço ST37-2 na vista isométrica, no plano YZ e no plano XZ com malha aplicada. | 28 |
| Figura 3.8. Placa de vermiculite na vista isométrica, no plano YZ e no plano XY com malha aplicada. | 29 |
| Figura 3.9. Vidro na vista isométrica e no plano XY com e sem a malha aplicada. | 30 |
| Figura 3.10. Representação da convergência dos cálculos para as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento. | 37 |
| Figura 4.1. Representação em vista isométrica da velocidade do ar utilizando linhas de fluxo..... | 40 |
| Figura 4.2. Representação numa vista traseira e de perfil da velocidade do ar utilizando linhas de fluxo. | 40 |
| Figura 4.3. Representação da recirculação de ar na zona dos orifícios de ar secundário.... | 41 |
| Figura 4.4. Representação na vista frontal e de perfil da temperatura do ar com recurso a linhas de fluxo. | 41 |
| Figura 4.5. Representação da velocidade do ar no plano XZ a meia altura dos orifícios de entrada de ar. | 42 |
| Figura 4.6. Representação no plano XY da velocidade do escoamento numa das entradas. | 42 |
| Figura 4.7. Representação da velocidade do ar no 1º nível de orifícios de ar secundário e a sua comparação com o modelo isotérmico..... | 44 |
| Figura 4.8. Representação da temperatura do ar no 1º nível de orifícios de ar secundário. | 44 |

| | |
|---|----|
| Figura 4.9. Representação da velocidade do ar no 2º nível de orifícios de ar secundário e a sua comparação com o modelo isotérmico. | 45 |
| Figura 4.10. Representação da temperatura do ar no 2º nível de orifícios de ar secundário. | 46 |
| Figura 4.11. Representação da velocidade do ar no corte transversal a meio do recuperador de calor e a sua comparação com o modelo isotérmico. | 47 |
| Figura 4.12. Representação da velocidade do ar junto do vidro e na zona de passagem do deflector de gases de combustão. | 47 |
| Figura 4.13. Representação da velocidade do ar em diferentes secções transversais do recuperador de calor. | 48 |
| Figura 4.14. Representação da temperatura do ar e dos sólidos no corte transversal a meio do recuperador de calor. | 49 |
| Figura 4.15. Representação da temperatura do ar e dos sólidos em diferentes secções do recuperador de calor. | 49 |
| Figura 4.16. Representação da temperatura adjacente das paredes do recuperador de calor. | 50 |
| Figura 0.1. Representação da convergência dos cálculos para as equações de conservação de energia. | 63 |
| Figura 0.2. Representação da convergência dos cálculos para as equações de conservação do modelo de turbulência k-ε. | 63 |

ÍNDICE DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 3.1. Dados dos ensaios de caracterização do recuperador de calor usados como <i>input</i> do modelo e na verificação dos resultados obtidos..... | 19 |
| Tabela 3.2. Propriedades do fluido (Ar), com coeficiente de absorção adaptado à simulação..... | 24 |
| Tabela 3.3. Propriedades térmicas do deflector de gases de combustão. | 28 |
| Tabela 3.4. Propriedades térmicas da chapa de aço ST37-2 pintada de preto..... | 28 |
| Tabela 3.5. Propriedades térmicas do vidro Schott Robax..... | 30 |
| Tabela 3.6. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira na entrada do domínio..... | 32 |
| Tabela 3.7. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira da cavaca de madeira. | 33 |
| Tabela 3.8. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira das chapas de aço sujeitas à convecção forçada. | 34 |
| Tabela 3.9. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira do isolamento em vermiculite..... | 35 |
| Tabela 3.10. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira da chaminé. | 36 |
| Tabela 3.11. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira nas restantes superfícies do domínio. | 36 |

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

| | |
|---|----------------------------|
| α – Coeficiente de absorção | [–] |
| α – Coeficiente de absorção volúmico | [m^{-1}] |
| ε – Emissividade | [–] |
| ε – Taxa de dissipação de turbulência | [m^2/s^3] |
| η_g – Rendimento global de aquecimento | [–] |
| η_c – Rendimento térmico da combustão | [–] |
| η_h – Rendimento da transferência de calor | [–] |
| η_r – Rendimento térmico de aquecimento | [–] |
| μ – Viscosidade dinâmica | [$kg/m \cdot s$] |
| μ_t – Viscosidade turbilhonar | [$kg/m \cdot s$] |
| ρ – Massa volúmica do fluido | [kg/m^3] |
| σ – Constante de Stefan-Boltzmann | [$W/m^2 \cdot K^4$] |
| σ_k – Constante do modelo de turbulência para a equação de k | [–] |
| σ_ε – Constante do modelo de turbulência k- ε | [–] |
| e – Espessura da parede | [m] |
| h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção | [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] |
| k – Condutividade térmica do material | [$W/m \cdot ^\circ C$] |
| k – Energia cinética turbulenta por unidade de massa | [m^2/s^2] |
| k_f – Condutividade térmica do fluido | [$W/m \cdot ^\circ C$] |
| A_s – Área da superfície | [m^2] |
| $C_{\varepsilon 1}$ – Constante do modelo de turbulência k- ε | [–] |
| $C_{\varepsilon 2}$ – Constante do modelo de turbulência k- ε | [–] |
| L – Dimensão característica da placa | [m] |
| N_u – Número de Nusselt | [–] |
| PCI_{BH} – Poder calorífico inferior em base húmida | [kJ/kg] |
| PCI_{BS} – Poder calorífico inferior em base seca | [kJ/kg] |
| P_k – Produção das tensões de corte de turbulência | [$kg/m \cdot s^3$] |
| P_{kb} – Produção turbulência por impulsão para a equação de k | [$kg/m \cdot s^3$] |
| $P_{\varepsilon b}$ – Produção turbulência por impulsão para a equação de ε | [$kg/m \cdot s^3$] |

| | |
|---|-------------------------|
| \dot{Q} – Potência térmica | [W] |
| T – Temperatura | [°C] |
| T_f – Temperatura média do fluido | [°C] |
| T_s – Temperatura da superfície | [°C] |
| T_∞ – Temperatura da envolvente | [°C] |
| U – Coeficiente de transferência de calor global | [W/m ² . °C] |
| U_j – Velocidade do fluido segundo a componente j | [m/s] |
| W – Teor de humidade | [% de massa] |

Siglas

| |
|--|
| AQS – Águas Quentes Sanitárias |
| DFC – Dinâmica dos Fluidos Computacional |
| EIA – <i>Energy Information Administration</i> |
| FER – Fontes de Energia Renovável |
| PCI – Poder Calorífico Inferior |
| UE – União Europeia |

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

Desde o início da revolução industrial temos assistido a um aumento exponencial nos padrões de consumo de energia a nível mundial. Atualmente, a dependência energética dos países afeta todos os sectores de atividade, criando uma forte pressão no uso dos recursos energéticos. Este panorama é influenciado por fatores como estilo de vida atual, o aumento da população, da industrialização e o rápido crescimento económico. Previsões efetuadas pela EIA (Energy Information Administration) estimam um aumento de 56% do consumo de energia mundial entre 2010 e 2040.

No intuito de diminuir a dependência da atual sociedade nos combustíveis fósseis, limitar as alterações climáticas e diversificar o aprovisionamento energético, existe um forte incentivo por parte da comunidade europeia na promoção do desenvolvimento de formas de energia novas e renováveis.

No Plano de Ação Biomassa publicado em 2005 no jornal oficial da UE (União Europeia), destaca-se o potencial e os benefícios da utilização de biomassa, referindo que apenas 4% das necessidades energéticas europeias eram cobertas por esta FER (Fonte de Energia Renovável). Tendo a possibilidade de duplicar a sua utilização até 2010, sem deixar de salvaguardar uma produção sustentável e de respeitar as boas práticas agrícolas. O Parlamento Europeu refere ainda que a biomassa apresenta várias vantagens em relação a outras energias renováveis, em particular aos seus custos relativamente baixos, à menor dependência em relação a variações climáticas de curto prazo, à promoção de estruturas económicas regionais e o facto de constituir uma fonte de rendimento alternativa para os agricultores estimulando a atividade económica nas zonas rurais (Plano de Acção Biomassa, 2005). Contudo, apesar dos seus claros benefícios económicos e ambientais, existe algumas desvantagens na utilização de biomassa florestal, principalmente no que concerne ao armazenamento, transporte e nos problemas de desflorestação. Outros fatores como um menor poder calorífico quando comparada com outros combustíveis, e níveis elevados de emissão de partículas podem inibir a utilização desta FER.

Relativamente aos gastos energéticos dos edifícios, estes representam cerca de 40% do consumo de energia final na Europa (Mendes, 2011). Estima-se que em média uma

casa privada na UE, consome entre 90 a 140 kWh/m² de energia de aquecimento por ano (Alakangas et al., 2008).

Neste domínio, destaca-se o papel importante que virá a ter a nova regulamentação relativa à certificação energética dos edifícios, a qual poderá dar um contributo significativo para a promoção das tecnologias de aquecimento, ambiente e AQS (Águas Quentes Sanitárias), com base no uso de FER, em especial através da utilização de coletores solares térmicos, caldeiras e recuperadores de calor a biomassa (Diário da Republica nº 70/10 – I Série, 2013). Simultaneamente, esta nova regulamentação irá contribuir para a escolha de sistemas de aquecimento mais eficientes, incentivando a troca de velhos equipamentos, com baixos rendimentos e potencialmente poluidores. Estima-se que, aproximadamente, dez milhões de habitações europeias são equipadas com caldeiras com mais de 20 anos, a sua simples substituição por sistemas de combustão mais eficientes, permitiria economizar 5% da energia utilizada no aquecimento (Camacho, 2008). E cerca de metade dos 370 TWh de energia anual proveniente da madeira continua a ser consumida nas habitações privadas dos países da UE, nas tradicionais lareiras a lenha (Alakangas et al., 2008).

Nesta lógica a utilização de biomassa sólida, torna-se um recurso indispensável para o aquecimento das habitações europeias. A procura por melhores equipamentos de aquecimento leva a um objetivo comum para a maioria dos fabricantes, isto é, o aumento do desempenho, da qualidade e da segurança dos seus produtos, através da inovação e do cumprimento das normas europeias. Disponibilizando uma vasta gama de produtos de modo a satisfazer os requisitos de aquecimento de cada habitação.

1.2. Motivação

A necessidade em conceber habitações bem projetadas baseadas em sistemas mais eficientes, seguros e amigos do ambiente, incentiva o desenvolvimento de equipamentos e garantem aos fabricantes um mercado de negócio, onde a investigação e desenvolvimento tecnológico desempenham um papel fundamental na criação de produtos de qualidade e na sua certificação, respeitando os limites impostos pelas normas europeias aplicadas no setor.

A combustão de biomassa, sendo um processo complexo ainda necessita de investigação, de forma a otimizar a sua eficiência e diminuir as emissões de gases poluentes, visto que os sistemas de aquecimento a lenha produzem quantidades consideráveis de monóxido de carbono e partículas não queimadas quando comparados

com outros sistemas. A concepção de equipamentos de combustão a lenha é um desafio constante para os projetistas, pois para se obter um correto funcionamento do equipamento é necessário controlar eficazmente o processo de combustão, limitando a potência térmica libertada pelo combustível. Para além de que estes são desenvolvidos de forma a capturar máximo de calor libertado durante a queima da lenha. Em geral, faz-se o controlo da combustão regulando a entrada de ar. Todavia, esta limitação leva a que a combustão não seja completa, aumentando as emissões gases poluentes. Garantir uma combustão completa irá depender de vários fatores como, por exemplo, as propriedades e constituição química do combustível, a quantidade disponível em cada instante, a quantidade de ar de fornecido e como ocorre a mistura de ar com o combustível. Estes aspetos, por seu lado, dependem, da geometria da câmara de combustão e da forma como a combustão da lenha é preparada e manuseada pelo utilizador. Dado que os processos de combustão e de transferência de calor são muito complexos, variando de modelo para modelo é necessário realizar uma série de testes para estudar o desempenho do equipamento e a influência de cada uma dessas variáveis.

Devido a esta complexidade e às necessidades de certificação dos produtos comercializados na Europa, foi criado um conjunto de normas para os equipamentos de aquecimento a biomassa, que estabelecem requisitos relativos à concepção, ao fabrico, à segurança, ao desempenho (rendimento e emissões), às instruções e à marcação, assim como, aos métodos de ensaio. Ao normalizar a caracterização dos equipamentos, este conjunto normativo, fornece ao comprador uma transparência de informação entre produtos semelhantes, que objetiva a sua escolha. (Mendes, 2011).

No sentido de contribuir para a melhoria do *design* e do desempenho de produtos e processos de fabrico, tem-se recorrido a métodos de análise de elementos finitos para simular modelos de equipamentos ou estruturas com os mais variadíssimos tipos de carregamentos, de modo a prever qual o comportamento do modelo em estudo quando sujeito a determinadas condições de funcionamento.

A DFC¹ (Dinâmica dos Fluidos Computacional) permite analisar sistemas que envolvem o escoamento de um fluido por meio de simulações baseadas em computador, podendo envolver a transferência de calor e outros fenómenos associados, como as reações de combustão. Esta técnica baseia-se numa resolução numérica das equações básicas da mecânica dos fluidos, ou seja, as leis de conservação de massa, da quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes) e de energia, juntamente com outros submodelos

¹ Por vezes referenciado na literatura como CFD do inglês *Computational Fluid Dynamics*.

matemáticos. Estas equações podem ser resolvidas e em três dimensões e dependentes do tempo.

A DFC é atualmente utilizada em grande número de atividades e estudos de equipamentos e acessórios para a combustão de biomassa, tornando-se bastante útil e eficaz na melhoria da eficiência térmica. Vários procedimentos são sugeridos na literatura com o objetivo de aumentar a eficiência térmica ou a redução das emissões poluentes nos sistemas de combustão a lenha. Todos esses estudos mostram uma forte influência das variáveis analisadas sobre o desempenho do equipamento, permitindo a determinação das configurações mais adequadas para cada caso. Devido à dificuldade na descrição do processo de combustão química é necessário assumir várias aproximações no modelo numérico, contudo o uso da DFC permite simular e compreender bem os fenômenos de transferência de calor e de dinâmica dos fluidos que ocorrem neste tipo de equipamentos, sejam estes industriais e de grande escala ou domésticos. Assim alguns dos principais objetivos do desenvolvimento de caldeiras e recuperadores de calor com o apoio da DFC são (Scharler et al., 2011):

- Redução das emissões poluentes (CO, NO_x, partículas finas devido à combustão incompleta da madeira);
- Melhoria da eficiência na distribuição e no escalonamento do ar, com vista a uma redução dos óxidos de azoto (NO_x);
- Permitir uma correta mistura dos voláteis com ar de combustão secundário;
- Otimização dos volumes do equipamento, com vista a reduzir as suas dimensões;
- Redução do excesso de ar e melhoria da eficiência térmica;
- Redução dos picos de velocidade e temperaturas locais, a fim de reduzir a erosão dos materiais, as emissões de cinzas volantes e a formação de depósitos de cinzas;
- Análises de sensibilidade (influência da variação de cargas, do caudal de água e de ar fornecido em caldeiras e recuperadores de calor).

A conceção otimizada dos recuperadores de calor a lenha no que diz respeito às emissões de CO e às emissões de partículas finas devido a combustões incompletas é hoje uma necessidade devido a limites decrescentes de emissões e às exigências do mercado. Assim, há uma necessidade de aplicar técnicas de simulação modernas, como a DFC, no apoio ao projeto de novos equipamentos.

1.3. Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento e implementação de um modelo numérico de um equipamento doméstico para aquecimento ambiente usando lenha como combustível, que sirva para a otimização do seu funcionamento. Dar-se-á destaque à caracterização detalhada do escoamento de ar que ocorre dentro da câmara de combustão.

O equipamento em estudo é um recuperador de calor com cerca de 7,35 kW de potência nominal da marca ADF modelo Vista 70. Este é equipado por um sistema de ventiladores tangenciais de forma a forçar a passagem de ar na câmara de convecção. Na Figura 1.1 encontra-se uma fotografia do recuperador de calor cujas dimensões são 690 mm de comprimento, 480 mm de largura e 545 mm de altura. O equipamento é certificado pela norma NP EN 13240:2001 e obteve nos ensaios realizados sob as diretrizes desta norma um rendimento de 80% e emissões de CO de 0,17% do volume total de gases de combustão a 13% de oxigénio.

O trabalho foi desenvolvido através do *software* comercial de volumes finitos desenvolvido pela ANSYS®, especificamente o ANSYS CFX®, que não é mais do que uma ferramenta de DFC, que permite simular um vasto conjunto de problemas que envolvam o escoamento de um ou vários fluidos. Sendo estes equipado com um conjunto de funcionalidades que permitem obter soluções robustas do problema e realizar análises avançadas do escoamento.



Figura 1.1. Fotografia frontal do recuperador de calor ADF VISTA 70.

O fabricante disponibilizou um modelo tridimensional relativo ao negativo da câmara de combustão do recuperador de calor que corresponde ao volume ocupado pelo ar dentro do recuperador de calor, excluindo-se à partida todos os sólidos que o compõem e a própria câmara de convecção do equipamento. A partir daí, começou-se a construir um

modelo numérico do recuperador de calor em causa e realizar uma simulação, com o objetivo de obter soluções mais próximas possíveis das condições reais de funcionamento de forma a realizar uma descrição global de como o ar circula dentro do equipamento e analisar parâmetros locais, tais como, a velocidade e a temperatura. Para realizar esta simulação numérica foi necessário definir um conjunto de condições de fronteira, estabelecidas com base em medições experimentais realizadas pela própria empresa. Outros dados e propriedades de materiais foram obtidos a partir de catálogos ou tabelas técnicas ou simplesmente calculados.

Espera-se com este trabalho contribuir para o projeto e a melhoria deste equipamento, com vista a que se possam realizar futuras modificações geométricas, de modo a prever antecipadamente o efeito das mesmas no desempenho.

1.4. Organização da Tese

A seguinte dissertação será dividida em cinco capítulos. O presente capítulo apresenta uma primeira parte em que se faz uma abordagem geral ao tema, onde se destaca a importância da biomassa como energia renovável e as possibilidades de melhoria do desempenho dos equipamentos de aquecimento utilizando esta fonte de energia. Define-se também o objetivo do trabalho e vantagens da aplicação das DFC no apoio a projetos.

No segundo capítulo serão introduzidas algumas noções teóricas de como ocorre o processo de combustão e serão apresentadas algumas propriedades que influenciam o poder calorífico da madeira e as emissões de CO, permitindo ao leitor ter uma introdução a certos conceitos referidos ao longo do documento. Também será apresentada uma visão geral do funcionamento do recuperador, destacando-se a importância do ar primário e secundário numa combustão eficiente e de todas as trocas de calor que ocorrem no equipamento. No final é apresentado o balanço energético global do recuperador de calor. Numa segunda parte, faz-se uma referência a alguns estudos realizados em equipamentos domésticos de aquecimento, principalmente a biomassa alguns dos quais utilizaram a DFC como ferramenta de investigação

Relativamente ao terceiro capítulo será dedicado à descrição da simulação numérica, apresentando os métodos usados na preparação e processamento da simulação, descrevendo também o domínio e todas as condições de fronteira utilizadas no problema, assim como algumas dificuldades encontradas na sua implementação. Ao passar por vários assuntos como a simplificação da geometria, a geração de malha e o pré-processamento do modelo numérico, encaminha-se o leitor para a simulação final.

No quarto capítulo é então apresentado um conjunto de resultados através de imagens, obtidas a partir da simulação, sendo discutidos e analisados individualmente cada parâmetro em estudo.

Por último, terminar-se-á com uma apresentação das principais conclusões obtidas com o desenvolvimento deste projeto e de todo o trabalho futuro que poderá ser realizado, no âmbito da melhoria e validação dos resultados obtidos na simulação.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentada a fundamentação teórica sobre alguns assuntos relacionados com o tema da tese. Expõe-se, de forma bastante resumida, conceitos sobre a combustão de biomassa, assim como do funcionamento geral de um recuperador de calor. Por fim, apresenta-se uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados com esta tese. Procurou-se abordar o tema de uma forma sintética, com o objetivo de conseguir uma visão sumária, dos tópicos abordados para uma melhor compreensão do problema.

2.1. Biomassa

2.1.1. Propriedades

A madeira é uma substância heterogénea e porosa e os seus principais componentes são os polímeros que compõem as paredes celulares de materiais vegetais: celulose, hemicelulose e lenhina. Assim, existem dois tipos de madeira, uma proveniente de árvores resinosas como o pinheiro, também conhecidas por *softwoods*, e outra de árvores ditas folhosas ou *hardwoods*, como são o eucalipto ou a acácia. Aproximadamente, a composição elementar da madeira em base seca é 50% carbono, 6% hidrogénio, 42% oxigénio, 0,3% de azoto e uma pequena fração de material inorgânico vulgarmente referido como cinzas (Camacho, 2008). Para além das cinzas, tal como indica a Figura 2.1 a lenha seca é dividida em resíduo carbonoso e voláteis, sendo este último responsável pela maioria da energia libertada na combustão.

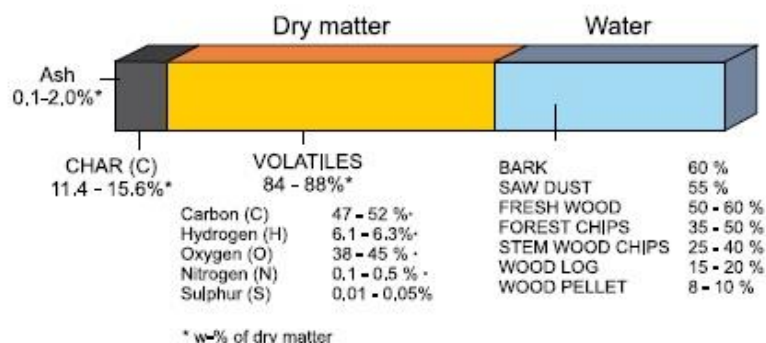


Figura 2.1. Composição química da madeira (Alakangas et al., 2008).

A medida usada para quantificar o conteúdo energético de um combustível é o seu poder calorífico. Todas as espécies de madeira contêm quantidades aproximadamente

iguais de energia, ou seja cerca de 4 kWh/kg, para um teor de 20% de humidade (Alakangas et al., 2008).

Para além da matéria lenhosa, as madeiras contêm água. A humidade da biomassa é um fator limitante na sua combustão, devido ao seu efeito no poder calorífico, pois apesar da reação de combustão ser exotérmica, a evaporação da água é altamente endotérmica (Camacho, 2008). Verificam-se algumas dificuldades na ignição da lenha para humidades superiores a 50%. Logo, a madeira antes de ser utilizada deve passar por um processo de secagem. Contudo este processo é reversível, visto que a matéria lenhosa é higroscópica. Os valores ideais do teor de humidade na madeira após secagem rondam os 15 a 20% (Alakangas et al., 2008).

$$PCI_{BH}[kJ/kg] = PCI_{BS}[kJ/kg] \times \frac{100 - W[\%]}{100} - 24,43 \times W[\%] \quad (2.1)$$

De um ponto de vista técnico, o conteúdo energético da madeira pode ser determinado, através da equação (2.1), relacionando o poder calorífico inferior em base seca e o teor de humidade na madeira. Esta correlação encontra-se na norma europeia EN14961-1:2010 e resume-se na subtração da energia disponível em base seca, com a energia necessária à vaporização da água.

2.1.2. Processo de Combustão

Conhecer os princípios de combustão de biomassa é fundamental para compreender alguns dos fenómenos que ocorrem nos recuperadores de calor e do modo como pode ser atingida uma queima limpa, eficiente e segura. A combustão de biomassa sólida ocorre através das seguintes fases:

- Aquecimento e evaporação da humidade;
- Pirólise, ignição e queima de voláteis;
- Queima do carvão residual.

Assim, tal como é ilustrado na Figura 2.2, a primeira fase do processo de combustão designa-se por ignição e consiste numa fase de aquecimento, secagem do combustível e o início da pirólise. Inicialmente, uma fonte de calor é posta em contacto com a lenha na presença de ar, provocando o aumento da temperatura na superfície da madeira até aos 100°C, durante este aumento de temperatura a água livre contida na madeira vaporiza. Enquanto permanecer água no interior da madeira, esta continuará a absorver energia da fonte de calor (Vogel, 2005). Durante esta fase evaporam-se quantidades elevadas de água e alguns voláteis libertados a baixas temperaturas. Quando o

teor gases libertados na pirólise chegar a um nível suficientemente elevado, que faz com que a mistura ar-combustível se encontre dentro dos limites de inflamabilidade, ocorre a fase de combustão propriamente dita, podendo esta ser observada sob a forma de chamas (Alakangas et al., 2008).

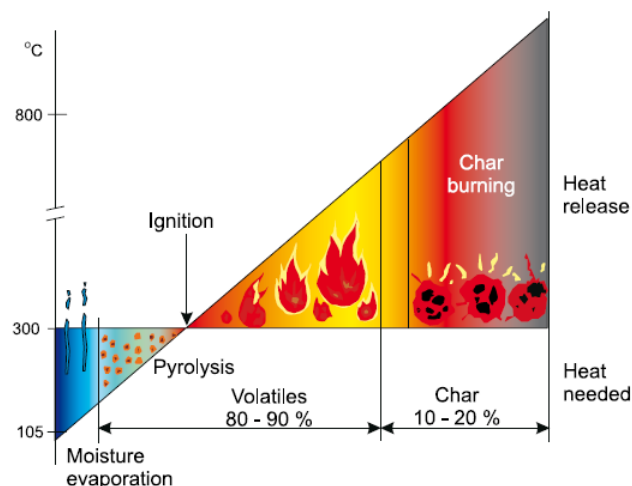


Figura 2.2. Processos de combustão da biomassa e produção de calor (Alakangas et al., 2008).

Durante esta fase, a temperatura do combustível aumenta e a velocidade da pirólise atinge o seu ápice, resultando em taxas de combustão elevadas. O processo, pelo qual os gases são libertados a partir da madeira e queimados, é denominado de combustão de voláteis. Esta combustão ocorre a cerca de 300°C, prolonga-se até aos 500°C e resulta, essencialmente, na libertação de uma grande quantidade de energia e de gases combustíveis não queimados. Estes gases podem conter até 60% do potencial de calor da madeira, pelo que a sua combustão é importante para se conseguir elevadas eficiências. As condições necessárias para queima completa dos gases voláteis são a presença de oxigénio e de temperaturas de pelo menos 600°C. A admissão de ar é, então, um parâmetro crítico para a combustão. Se não existir ar suficiente, este não vai suportar a combustão, mas se existir em excesso, arrefece a temperatura dos gases para um ponto em que a ignição dos gases combustíveis é impossível (Vogel, 2005). A partir do momento que os produtos da pirólise diminuem inicia-se uma fase de arrefecimento. No final ocorre a combustão do carvão residual, onde os gases da pirólise deixam de existir, passando o combustível a queimar de uma forma lenta e sem chama (Alakangas et al., 2008). A queima de carvão é importante por duas razões, energia adicional é libertada, contribuindo para a eficiência global de combustão. Para além de que a sua baixa taxa de combustão significa a libertação de energia por longos períodos de tempo (Vogel, 2005).

De todas as fases da combustão, a evaporação da humidade, a ignição e a pirólise são processos que requerem energia exterior. Enquanto a queima de voláteis e do resíduo carbonoso, por sua vez libertam calor (Alakangas et al., 2008). Como nas lareiras usam-se cavacas de madeira, que tem dimensões grandes, as diferentes fases do processo de combustão ocorrem em simultâneo. Isto é, o início da pirólise e da ignição do combustível na camada superficial podem ocorrer mesmo que o teor de humidade no interior da madeira seja elevado.

2.2. Funcionamento de um Recuperador de Calor

2.2.1. Admissão de Ar

A admissão de ar num recuperador de calor é conseguida através do efeito de tiragem que ocorre na chaminé. A quantidade de tiragem depende da diferença de densidades entre os gases de combustão e o ar exterior. Esse efeito é garantido através de uma temperatura elevada dos gases, assim como da altura da chaminé. Sendo esta normalmente isolada para manter uma temperatura constante no seu interior e favorecer a impulsão dos gases de combustão. A temperatura de saída dos gases deve ser de pelo menos 120°C para permitir uma suficiente tiragem e prevenir a condensação de água. A regulamentação sobre a construção de chaminés é aplicada em alguns países europeus, especialmente para evitar condições de baixa pressão. Este efeito de tiragem cria assim uma diferença de pressão entre os orifícios de entrada de ar e a saída da chaminé, permitindo que o ar de admissão entre na câmara de combustão.

A mistura do ar com os gases que se formam durante o processo de queima é importante, teoricamente, apenas será necessário 3,7 m³ de ar para se realizar a combustão de um quilo de madeira. Contudo devido aos fenómenos complexos, como as reações em escoamento turbulento, transferência de calor e massa, reações químicas homogéneas e heterogénea, é necessário garantir um excesso de ar para atingir combustão completa da lenha. O excesso de ar, para além do papel que tem na eficiência do processo de combustão, é também um parâmetro importante na diminuição das emissões de poluentes. Tipicamente, são fornecidos nos recuperadores de calor, 7,5 a 10 m³ de ar para cada quilo de lenha (Alakangas et al., 2008).

O ar admitido na câmara de combustão é dividido em pelo menos dois tipos, o primário e o secundário. Nos equipamentos com grelhas de recuperação de cinzas o ar primário alimenta a combustão passando através desta, sendo a quantidade de ar fornecido

ajustado nas diferentes fases de queima. Nos recuperadores de calor modernos, para além do ar primário é fornecido ar secundário. Este é distribuído pelo equipamento de uma forma eficiente, alimentando zonas específicas como é o caso da parte superior da chama de combustão. O objetivo é o fornecimento de oxigénio em zonas de maior concentração de voláteis e de algum modo favorecer os “três T’s da Combustão”, ou seja:

- Tempo, de forma a conseguir condições adequadas para as reações de combustão;
- Temperatura suficientemente elevada para que ocorra a ignição dos gases combustíveis;
- Turbulência para realizar uma mistura eficiente dos gases de combustão com o oxigénio.

Como resultado verificam-se emissões significativamente reduzidas. O ar de combustão secundário é fornecido através de orifícios nas partes laterais ou traseira do recuperador de calor. Por vezes é também utilizado para manter o vidro limpo na parte interior. A necessidade de ar de combustão secundário é maior quando os produtos de pirólise da madeira ardem. Quando apenas as brasas permanecem, ele não é necessário, uma vez que não existe gases voláteis. Portanto, como as características de *design* influenciam a circulação do ar na câmara de combustão, este é um fator importante no desenvolvimento de recuperadores de calor.

2.2.2. Transferência de Calor

Os processos de transferência de calor que se verificam nos recuperadores de calor dependem da energia libertada pela combustão de madeira. O calor pode ser transferido em três diferentes modos: condução, convecção, e radiação. Todos estes requerem a existência de uma diferença de temperaturas e são processos que dependem do tempo. A maioria do calor fornecido pelas lareiras clássicas é obtida através radiação das chamas, brasas e paredes. Nos recuperadores de calor a utilização de ar circulante como fluido transportador de calor na câmara de convecção, aumenta a dimensão da componente convectiva na obtenção de energia útil de aquecimento.

De modo a não estender o texto, remete-se o leitor para o Anexo A onde se realiza uma abordagem teórica sobre este contudo e faz-se a referência às várias situações onde ocorrem os diferentes modos de transferência de calor neste equipamento.

2.2.3. Balanço Energético

O balanço energético dá-se entre a energia libertada na combustão e aquela que é perdida pelos gases de combustão através da chaminé. A diferença destas duas quantidades representa a energia útil do sistema. Desprezam-se à partida todas perdas químicas neste balanço, ou seja, as perdas por combustíveis não queimados nas cinzas. Por sua vez, a fração entre esta energia e aquela que é fornecida pela combustão representa o rendimento do recuperador de calor.

Relativamente à energia útil ela constitui toda a energia que é utilizada para o aquecimento de um determinado espaço, isto é, a energia emitida por radiação pelas paredes e vidro do recuperador de calor e a recuperada pelo ar aquando da passagem pela câmara de convecção.

Consequentemente, o principal fator que afeta o rendimento térmico dos recuperadores de calor são as perdas verificadas nos gases de combustão, sejam estas perdas químicas devido à combustão incompleta, através da quantidade de monóxido de carbono e oxigénio presente nos gases de combustão, ou também perdas térmicas. Estas perdas envolvem uma componente sensível e uma latente associada ao vapor de água que são determinadas através da temperatura média dos gases de combustão à saída da chaminé.

Na segunda parte do Anexo A, expõem-se alguma matéria adicional sobre o rendimento global de aquecimento, assim como a definição dos diferentes rendimentos que o constituem e a forma como estes se interligam.

2.3. Revisão Bibliográfica

Existem poucos trabalhos que abordam o tema dos equipamentos doméstico de aquecimento a lenha, especialmente com o apoio à DFC no desenvolvimento e otimização. Contudo, da pesquisa efetuada sobre estes equipamentos destacam-se os seguintes trabalhos relativamente recentes, que não podem deixar de serem referidos.

Em 2011, Teixeira apresenta na sua tese, um modelo matemático realizado através e uma folha de cálculo, na qual descreve o processo de combustão e transferência de calor de uma caldeira a biomassa, para a produção de água quente. Neste modelo matemático, analisou vários fatores, como a variação do excesso de ar, da temperatura ambiente e de configurações geométricas. O modelo baseia-se nas relações conhecidas da transferência de calor e combustão em regime permanente e permite a determinação de temperaturas das superfícies, assim como do caudal de madeira necessário para uma dada

potência global. Desse modo, consegue determinar a carga a introduzir na caldeira em cada ciclo e o respetivo tempo de queima. Todavia, este trabalho limita-se a um estudo global do equipamento e não descreve os fenómenos locais do escoamento de gases de combustão e do ar no interior da fornalha, que poderiam ser modelados a partir da DFC.

Anteriormente, em 2008, Camacho procurou obter através da construção de um modelo dinâmico contínuo, realizado em *software* Extend, uma melhor compreensão do processo de combustão que ocorre no interior de um recuperador de calor. O modelo calcula, ao longo do tempo, a evolução da temperatura, da composição dos gases e as trocas de calor que ocorrem no equipamento. Posteriormente, realizou um conjunto de ensaios experimentais para comparação com o modelo dinâmico. Dessa comparação revelou que o modelo desenvolvido é uma boa base de avaliação qualitativa do comportamento das temperaturas registadas no recuperador de calor, apesar da discrepância do ponto de vista quantitativo. Tal como no trabalho anterior realizado por Teixeira, estes restringem-se apenas na resolução das relações matemáticas de transferência de calor e dos fenómenos químicos e térmicos da combustão. Apesar deste se diferenciar por ser um modelo transiente, o que permite a avaliação de parâmetros dependentes das diferentes fases de combustão.

Por sua vez, nos trabalhos realizados com o apoio simulações numéricas, destacam-se os de Scharler e Menghini e seus colaboradores. Estes dois autores publicaram vários textos acerca da modelação numérica de caldeiras, recuperadores de calor e salamandras a biomassa, aplicando modelos numéricos simplificados, essencialmente no que toca às reacções químicas de combustão na fase gasosa.

Menghini et al. (2006) estudaram de um modo simplificado a optimização de uma caldeira com 18 kW de potência. O objetivo era estabelecer uma comparação entre um método de desenvolvimento matemático e outro com base num *software* de DFC. A alteração das variáveis geométricas e funcionais permitiram a avaliação da performance do equipamento e estabelecer um conjunto de regras para a optimização deste tipo de equipamentos. Assim, Menghini chegou à conclusão que o excesso de ar deveria ser controlado e reduzido e que as dimensões das paredes secas deveriam ser diminuídas, maximizando as paredes molhadas, principalmente nas zonas mais baixas da câmara de combustão, onde a transferência por radiação é predominante. Verificou ainda que, a temperatura de entrada da água não é um parâmetro crítico para um bom rendimento do sistema e que o aumento das áreas superfícies superiores é sempre um parâmetro benéfico à performance do equipamento.

No ano seguinte, Menghini apresenta um novo artigo onde descreve com mais detalhe o efeito do excesso de ar na mesma caldeira. Os resultados experimentais foram utilizados para estabelecer as condições de fronteira do modelo numérico, de forma a fornecer uma perspectiva do comportamento da combustão da lenha. O autor define assim o excesso de ar, um dos parâmetros fundamentais na otimização de caldeiras. Refere também que existe uma necessidade de realizar uma correta avaliação da influência do caudal de ar admitido na taxa de queima da madeira, na energia libertada no processo de combustão e na quantidade de perdas químicas devido à combustão incompleta. Apesar da complexidade destes sistemas, salienta que as simulações numéricas mesmo que simplificadas, são uma boa base para a otimização do *design* de tais equipamentos.

Por sua vez, em 2009, Scharler et al. realizaram uma simulação a um novo modelo de salamandras de um fabricante austríaco, com o objetivo de otimizar o funcionamento do equipamento. Para tal, desenvolveram um modelo numérico inovador que permite a simulação da combustão de biomassa sólida. Este consiste num conjunto de relações empíricas da combustão de lenha e da combinação do modelo de turbulência $k-\epsilon$ com o modo de dissipação de energia viscosa para combustões turbulentas. Para a simulação da cinética química das reações de combustão, foi associado aos modelos anteriores uma versão alargada do mecanismo global de oxidação de metano de três passos. O autor obteve como resultados da otimização, diminuições significativa das emissões de CO e de partículas finas, para além de um aumento da eficiência térmica de 69% para 81%. Desse modo Scharler et al. comprovam que é possível aplicar modelos numéricos com base na DFC em equipamento de aquecimento a lenha. Apesar da complexidade dos processos subjacentes, este modelo é um dos melhores exemplos de simulações tridimensionais nesta área e portanto, apresenta a DFC como uma ferramenta eficiente de análise e *design* de equipamentos.

Já em 2011, Scharler demonstra novamente como a DFC pode ser utilizada no desenvolvimento de equipamentos de combustão a biomassa de pequena escala. Nesta publicação apresenta ainda uma ferramenta de pós-processamento, com base no conceito de dissipação de Eddy para simulações estacionárias de combustões turbulentas e de como este pode ser aplicado para prever as emissões de NO_x. Além dos modelos desenvolvidos por Scharler, novos e inovadores modelos de DFC estão a ser elaborados a fim de reforçar as capacidades de simulação, com o principal objetivo de desenvolver modelos abrangentes, que descrevam todos os processos relevantes em equipamentos a biomassa,

fornecendo desse modo uma ferramenta poderosa para o desenvolvimento de novas tecnologias.

Atendendo a que a formação de NO_x é um processo complexo e bastante sensível às condições de combustão, prever com precisão a formação deste composto em recuperadores de calor é bastante difícil e depende fortemente da cinética química das reações de combustão, o que requer um nível elevado de detalhe nas simulações numéricas. Assim, uma das recentes apostas de investigação nesta área é o desenvolvimento de um modelo numérico para a formação de NO_x, que reduza sensivelmente o tempo de cálculo que este tipo de simulações exige. Assim, Bugge et al. (2014) apresentam um estudo sobre mecanismo de formação de NO_x, dando de algum modo continuidade ao trabalho introduzido por Scharler. Visto que o mecanismo formação de NO_x de base é constituído por 81 espécies químicas diferentes, Bugge pretende analisar a influência de dois mecanismos simplificados, com apenas 49 e 36 espécies químicas e comparar os resultados das emissões de NO_x com o mecanismo utilizado por Scharler. As simulações mostram que utilizando 49 espécies é possível prever as emissões de NO_x, de uma forma bastante aproximada aos resultados obtidos com o mecanismo de reação detalhada de oitenta e uma espécies. Enquanto o de 36 espécies prevê uma menor a formação de NO_x na mesma gama de temperaturas em grande parte do domínio. Deste modo, a utilização do mecanismo de 49 espécies químicas poderá ser uma forma simples de obter resultados das emissões de NO_x, reduzindo significativamente os tempos de computação necessários.

Para finalizar, apresenta-se ainda o trabalho de dissertação realizado por Knop (2009), que apesar de ser um sistema de aquecimento a gás (propano ou gás natural), a modelação numérica elaborada é em muito similar ao que será descrito neste documento. Foi então utilizado por este autor as ferramentas da ANSYS® para a realização de um estudo paramétrico da variação da espessura do material, com objetivo de analisar a sua resposta térmica. Apesar de ser apenas um modelo bidimensional e apresentar alguns desvios relativamente à temperatura, o autor refere que poderiam ser corrigidos com uma análise tridimensional. É de salientar que este foi realizado em regime transiente e foi, inicialmente, modelado com base em resultados experimentais, tal como será aplicado neste trabalho.

3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Neste capítulo apresentam-se as metodologias e procedimentos efetuados para a realização das simulações computacionais. Ao longo dos vários subcapítulos indicam-se os eventuais problemas que ocorreram na configuração de certos parâmetros físicos e como foram solucionados. Todos os procedimentos que se seguem foram executados no programa comercial de modelação numérica ANSYS CFX[®]. A metodologia seguida na resolução do problema em estudo segue os seguintes pontos: simplificação da geometria, geração da malha, pré-processamento do problema, e resolução das equações. Por fim, indicar-se-á a necessidade de realizar uma validação experimental do modelo e explicar quais as dificuldades que levaram à não realização desta parte do trabalho.

3.1. Caracterização do Equipamento

Na Figura 3.1 apresenta-se o desenho tridimensional do recuperador de calor, com todos os seus componentes e algumas das suas principais dimensões.

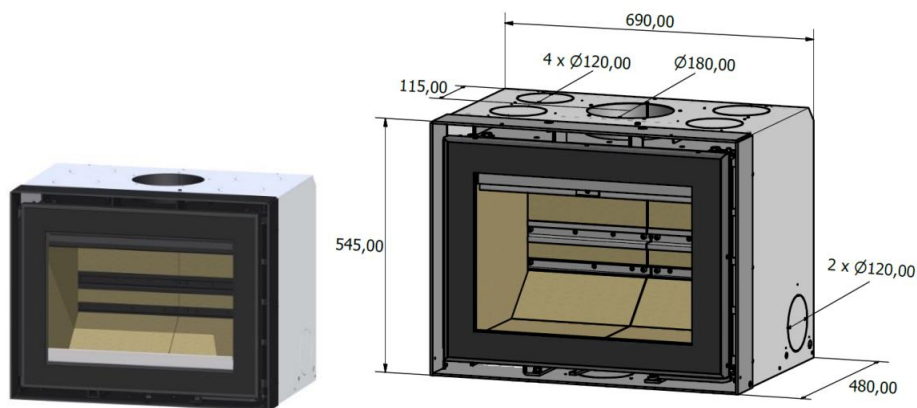


Figura 3.1. Desenho tridimensional com as dimensões do recuperador de calor ADF Vista 70.

O modelo Vista 70 é fabricado em chapa de 5 mm de aço ST37-2, protegido por uma pintura negra resistente a altas temperaturas. No interior, a câmara de combustão é parcialmente isolada com placas de 20 mm de espessura de vermiculite de marca Skamol VIP-900, que são muito utilizadas nos sistemas de combustão a lenha. O vidro é um modelo Schott Robax[®] de 4 mm e foi desenvolvido com o objetivo de ser aplicado neste tipo de equipamentos, pois é resistente às altas temperaturas e aos choques térmicos severos, para além de características óticas melhoradas, que garante uma boa visibilidade da chama.

Tal como foi referido na introdução, o modelo do recuperador de calor em estudo foi facultado pelo próprio fabricante e representa o negativo da câmara de combustão do recuperador de calor, que naturalmente estaria ocupado por ar.

De um modo geral, a admissão de ar no recuperador de calor faz-se a partir das entradas inferiores, indicadas pelas setas na Figura 3.2. Este ar segue então por um volume fechado, percorrendo a parte posterior e superior do recuperador de calor. No volume posterior existe um conjunto de orifícios, divididos em dois níveis por onde ocorre a entrada parcial do ar de combustão. O restante ar que circula na parte superior desce para a zona da câmara de combustão, passando junto ao vidro, de modo a evitar a formação de incrustações. O ar admitido é utilizado na reação químicas de combustão da lenha, produzindo uma quantidade elevada de gases de combustão, que devido às diferenças de densidades são naturalmente impulsionados para cima em direção à chaminé.

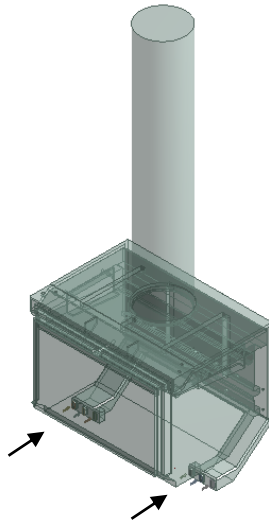


Figura 3.2. Negativo da câmara de combustão do recuperador de calor ADF Vista 70.

A câmara de convecção envolve todo o negativo, desde as partes inferiores das entradas de ar, como as superfícies laterais e superiores do equipamento, excluindo-se unicamente a parte frontal e o vidro. De referir que o recuperador de calor é isolado com lã de rocha.

Como se pode observar na Figura 3.1, este recuperador não é equipado com uma grelha inferior de recuperação de cinzas e de entrada de ar. Assim, o ar primário que alimenta a combustão advém principalmente do ar que desce junto ao vidro. Por sua vez, o ar secundário é fornecido pelos orifícios do recuperador de calor e parcialmente pelo ar utilizado para a limpeza do vidro. No capítulo 4, será apresentado um conjunto de imagens onde se poderá observar este comportamento do escoamento do fluido dentro da câmara de

combustão, permitindo desde já classificar o ar com base na sua função no processo de combustão.

Os parâmetros utilizados para as condições de fronteira do problema foram obtidos em dois ensaios laboratoriais realizados também pelo fabricante. Na Tabela 3.1, apresentam-se os principais valores retirados dos ensaios que serão utilizados posteriormente para os cálculos necessários ou para a confirmação dos resultados obtidos. De referir que a biomassa utilizada como fonte de energia foi a lenha de acácia seca e a velocidade das ventilador tangencial que faz circular o ar na câmara de convecção, foi definida no nível 4, o que corresponde um escoamento de ar de cerca de 1,5 m/s. Para além deste valor, a diferença de pressão estática entre a chaminé e as condições ambiente foi mantida em -12 Pa através de um extrator de ar colocado junto à saída da chaminé. Desse modo, independentemente da altura da chaminé, em qualquer dos ensaios foi garantida o mesmo efeito tiragem.

Tabela 3.1. Dados dos ensaios de caracterização do recuperador de calor usados como *input* do modelo e na verificação dos resultados obtidos.

| | Ensaio 1 | Ensaio 2 | Média |
|---|-------------|-------------|-------------|
| Tempo | 2701 s | 3121 s | 2911 s |
| Temperatura média dos gases de combustão | 265,79 °C | 275,11 °C | 270,45 °C |
| Temperatura média ambiente | 35,14 °C | 33,66 °C | 34,40 °C |
| Emissão de CO | 0,14 % | 0,18 % | 0,16 % |
| Rendimento | 77,69 % | 76,79 % | 77,24 % |
| Potência nominal | 8,92 kW | 8,14 kW | 8,53 kW |
| Caudal dos gases de combustão | 8,33 g/s | 6,83 g/s | 7,58 g/s |
| Carregamento | 1,93 kg | 2,02 kg | 1,98 kg |
| Teor de humidade | 9,7 % | 14,0 % | 11,9 % |
| PCI em base seca | 16219 kJ/kg | 16219 kJ/kg | 16219 kJ/kg |

3.2. Simplificação da Geometria

Devido à existência de inúmeros detalhes no modelo numérico fornecido pela ADF, foi necessário proceder à sua simplificação a nível geométrico. Numa primeira etapa pretende-se eliminar todos os elementos desnecessários à simulação numérica, como as zonas de apoio ou dos furos dos parafusos de fixação das várias partes que constituem o recuperador de calor. Este tipo de elementos geométricos não provoca grandes alterações no escoamento do ar e aumentariam, desnecessariamente, o número de nodos quando fosse

gerada a malha. As primeiras modificações efetuadas foram, portanto, no sentido de eliminar todos os elementos geométricos irrelevantes para o problema.

Numa segunda etapa, realizou-se uma simplificação de arestas e superfícies que foram retiradas do modelo numérico, tais como os chanfros e arestas arredondadas. Através de um conjunto de ferramentas disponíveis no DesignModeler®, detetaram-se automaticamente estes elementos e propuseram-se várias modificações a efetuar, sendo esta tarefa relativamente simples de executar. Na Figura 3.3 apresenta-se o modelo antes e depois de todas as simplificações. Poder-se-iam ter realizado mais algumas, mas optou-se por não alterar mais o modelo para que não diferísse muito do desenho original.

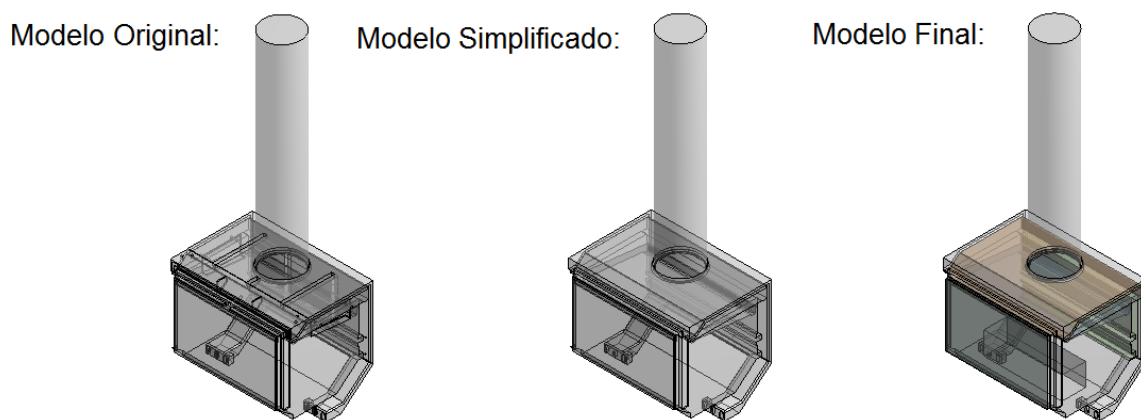


Figura 3.3. Comparação entre o modelo numérico original, a versão simplificada e a versão final.

Para além destas modificações foi adicionado um volume em forma paralelepípedo dentro do equipamento de modo a simular as cavacas de acácia. As dimensões introduzidas no bloco foram determinadas para que o volume correspondesse, aproximadamente, ao espaço que ocuparia um carga de 2 kg de acácia, isto é, 38 cm de comprimento, 11,5 cm de largura e 11 cm de altura. Posteriormente, foram adicionados os quatro sólidos que permitem criar superfícies de contacto com a câmara de combustão, possibilitando desse modo a transferência de calor por condução. Na Figura 3.3 pode-se também observar o modelo final com os sólidos incluídos. Será deixada para a secção 3.4.4 a apresentação individualmente de cada sólido e as propriedades térmicas dos materiais utilizados em cada um.

3.3. Geração da Malha

A geração da malha baseia-se na divisão do domínio de escoamento em vários volumes designados por elementos, cada um dos quais compostos por vários nodos. As equações inerentes ao escoamento são resolvidas nos diferentes volumes de controlo, isto

é, em cada um dos elementos. Dependendo do modelo numérico em estudo, a geração de uma malha tem vários parâmetros que devem assumir diferentes valores, como por exemplo, o tipo de escoamento, a geometria do escoamento, o fluido em estudo, entre outros.

Inicialmente, a malha foi gerada através da componente Mesh[®] do *software* da ANSYS[®]. O seu dimensionamento é realizado com base na curvatura das faces e é constituído principalmente por elementos tetraédricos. Adicionalmente foi criada uma *inflation layer* em todo o contorno do domínio, de modo a aumentar o número de nodos junto às paredes, por forma a melhor resolver a camada limite do escoamento, onde se verifica gradientes de velocidade e temperatura superiores. A *inflation layer* foi então definida com uma espessura total de 10 mm, dividida em 14 camadas com uma taxa de crescimento de 1,25 de forma a englobar toda a camada limite do escoamento (ver Figura 3.4).

Posteriormente, com a adição dos quatro sólidos foi-lhes aplicada uma nova malha também ela baseada em elementos tetraédricos, mas sem incluir a *inflation layer*. Devido à existência em alguns sólidos de espessuras inferiores a 5mm (chapa de aço), foi realizado um refinamento local da malha adicionando um nodo suplementar a meia espessura, permitindo assim dividir esta dimensão em dois elementos. Este refinamento local da malha foi uma primeira tentativa de resolver os problemas com aplicação do modelo de radiação na simulação numérica, contudo esta modificação verificou-se ineficaz na resolução do problema. Para não se reverter a uma situação anterior, achou-se conveniente deixar estes nodos intermédios, para melhorar a precisão dos cálculos numéricos de transferência de calor nestes sólidos.

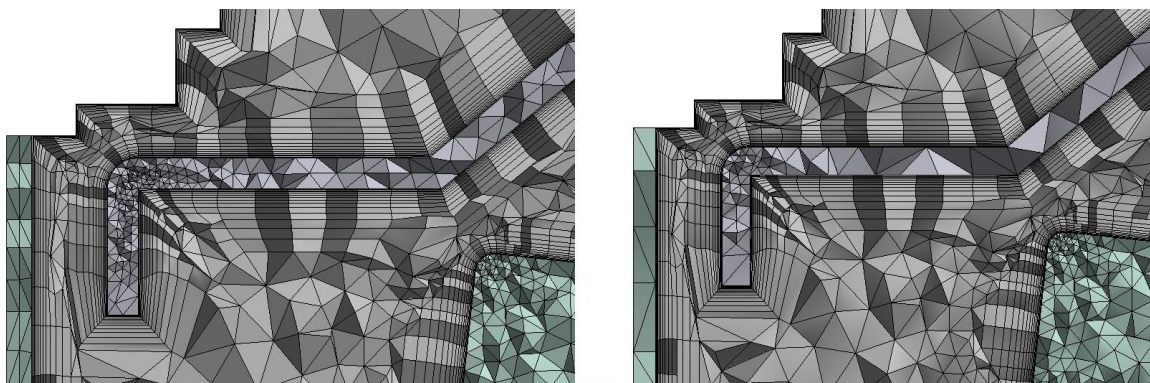


Figura 3.4. Refinamento da malha nos sólidos de contacto, na imagem direita a malha inicial e na esquerda o modelo com malha refinada.

De salientar que antes deste refinamento nos sólidos, tentou-se realizar um refinamento geral de todos os domínios, contudo, verificou-se durante a resolução das

equações que esse refinamento global da malha fez com que se tivesse atingido o limite da capacidade de cálculo do computador utilizado. Assim por existir este fator limitante de memória computacional optou-se pelo refinamento simples dos sólidos com espessuras inferiores a 5 mm, tal como se pode observar na Figura 3.4.

Do ponto de vista global, o modelo e a sua malha são compostos por 4.331.152 elementos e de 1.469.348 nodos, pois atendendo às limitações computacionais seria impossível utilizar uma malha mais refinada em todos os domínios. O resultado da geração da malha pode ser observado na Figura 3.5, onde se realizou um corte transversal, com o objetivo de tornar visível os elementos tetraédricos e a *inflation layer* junto às paredes do recuperador do calor. Esta camada é aplicada no domínio de escoamento, ou seja, em toda a câmara de combustão, excluindo-se obviamente as superfícies que representam as entradas e a saída na chaminé.

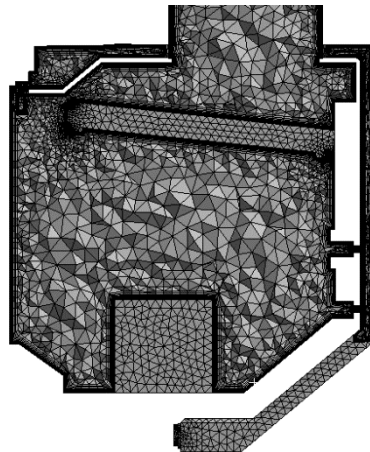


Figura 3.5. Representação em corte transversal da malha gerada no modelo.

Neste passo também foram identificadas e criadas as várias regiões do domínio às quais serão atribuídas as diferentes condições de fronteira. Foram criadas dezasseis regiões diferentes que correspondem às entradas do ar, saída de gases, as várias superfícies de contacto entre os sólidos e o domínio de escoamento, superfícies da fonte de calor (lenha), o vidro, o isolamento de vermiculite, entre outros. Todas estas regiões vão permitir configuração das diferentes condições de fronteira, que serão apresentadas no subcapítulo 3.4.5.

3.4. Pré-Processamento

Nesta secção são definidos todos os parâmetros físicos da simulação. Para tal recorreu-se ao módulo CFX-Pre[®]. Os domínios, interfaces de contacto, fontes de energia, modelos de turbulência e de radiação, condições de fronteira e características do

escoamento, todos estes parâmetros são inseridos e definidos neste módulo. Assim dividiu-se esta secção preparatória da simulação em vários subcapítulos de modo a descrever as configurações utilizadas em cada caso.

3.4.1. Domínio

A primeira tarefa a desenvolver no CFX-Pre® é a identificação de todos os domínios da simulação. Portanto, das cinco geometrias criadas, quatro são domínios do tipo sólido e o último, que representa a câmara de combustão do recuperador de calor, é um domínio do tipo fluido. Neste subcapítulo apenas se irá abordar o domínio fluido, deixando para o subcapítulo 3.4.4, a apresentação dos domínios sólidos e das suas condições de fronteira. Entende-se por domínios do tipo fluido todas regiões onde são definidos os parâmetros físicos do escoamento que se pretende estudar. Nestes são definidos o modelo de turbulência, as propriedades do fluido, o regime do escoamento, etc.

Antes de tudo, salienta-se que a simulação será executada em regime permanente, porque para o tipo de análise pretendido, o estado transiente não seria necessário. O objetivo não é realizar uma análise paramétrica das diferentes fases do processo de combustão, mas sim um estudo global da circulação do ar dentro do recuperador de calor sem que se considerem os processos dependentes do tempo, como a taxa de combustão instantânea. Todos os parâmetros utilizados são valores médios dos medidos em laboratório em intervalos de um minuto, desde o início até ao final da combustão da carga de lenha.

Então, definiu-se como material para o domínio fluido, o ar. Algumas das suas propriedades, como por exemplo a densidade baseiam-se na lei dos gases ideais e outras estão identificadas na Tabela 3.2. Contudo, durante os últimos ensaios numéricos verificou-se que a temperatura do fluido no interior da fornalha era bastante inferior àquela se verifica na realidade, obtendo-se temperaturas inferiores a 600°C. Para resolver este problema, verificou-se que a capacidade de absorção de radiação térmica do fluido poderia estar a ser subestimada, porque os produtos da combustão, tais como o vapor de água, dióxido de carbono, entre outros, são gases com estruturas moleculares com elevada capacidade de absorção e emissão de radiação, ao contrário do ar que é praticamente invisível à radiação térmica. Para corrigir esta diferença verificada entre o modelo numérico e o recuperador de calor, foi então aumentado o coeficiente de absorção do ar, utilizando uma média ponderada entre o coeficiente típico dos gases resultantes da combustão estequiométrica de metano ($\alpha = 0.2831 \text{ m}^{-1}$) e o coeficiente de absorção do

ar, fornecido pelo próprio programa. Sabendo que tipicamente um recuperador de calor funciona com excessos de ar na ordem do 200% a 300%, a mistura dos gases resultantes da combustão com ar em excesso, levou a considerar como critério 40 % do coeficiente de absorção de radiação dos gases de combustão e de 60% do coeficiente do ar que é igual a $\alpha = 0.01 \text{ m}^{-1}$. O valor obtido é indicado na seguinte tabela:

Tabela 3.2. Propriedades do fluido (Ar), com coeficiente de absorção adaptado à simulação.

| | Massa molar | Cp | Viscosidade dinâmica | Condutibilidade térmica | Coefficiente de absorção |
|----|---------------|------------------|-------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| Ar | 28,96 kg/kmol | 1,0044 kJ/kg · K | 1,831E ⁻⁵ kg/m · s | 2,61E ⁻² W/m · K | 0,11924 m ⁻¹ |

Para além da escolha do material, neste passo são introduzidos os valores de referência para a pressão e, após ativar-se a impulsão, as coordenadas que definem a aceleração gravítica no domínio. É ainda na configuração do domínio selecionado o modelo de turbulência e de radiação utilizado na simulação numérica, nos próximos subcapítulos descrevem-se em pormenor estes dois modelos.

3.4.2. Modelo de Turbulência

A turbulência tem um efeito significativo na definição das características de escoamento de um fluido, sendo um processo bastante complexo, principalmente por descrever um movimento tridimensional dependente do tempo e também por ser composto por uma variada gama de escalas temporais e espaciais, causados pelo mecanismo de estiramento de vórtices. Uma abordagem teórica do modelo turbulência k-ε utilizado na simulação poderá ser consultada no Anexo B.

3.4.3. Modelo de Radiação

A modelação da radiação era apenas para ser aplicada num passo mais avançado como opção complementar ao trabalho já realizado. Essa intenção tinha por objetivo a necessidade de configurar um modelo de radiação e simplificar a execução da simulação, para além de exigir um menor tempo de computação. No entanto, após várias simulações com trocas de energia térmica sem se atingirem os resultados pretendidos, decidiu-se ativar os fenómenos de radiação no modelo numérico, pois as temperaturas obtidas com o modelo eram bastante superiores às verificadas na realidade, isto porque

toda a potência térmica gerada na combustão estava a ser transferida para o ar circulante na câmara de combustão.

Na prática, verificou-se que nem todo o fluxo de energia era transmitido por convecção para o ar. Uma parcela da energia fornecida durante a combustão é transferida por radiação diretamente entre a chama e as paredes do recuperador de calor. Então, para contabilizar com os efeitos da radiação, foi considerada uma parcela de 20% do fluxo total de energia de combustão para este modo de transferência de calor. O objetivo era a diminuição da temperatura do ar, pois sabendo que este é praticamente invisível à radiação térmica, absorvendo apenas uma pequena quantidade energia poder-se-iam obter certas melhorarias nos resultados da simulação.

Contudo, e como já se referiu anteriormente, esta modificação levou à obtenção de temperaturas muito mais baixas para o ar dentro do domínio de cálculo, o que levou à alteração do seu coeficiente de absorção (ver Tabela 3.2) para que se considerasse a quantidade de energia que estaria a ser absorvida pelas moléculas que constituem os gases de combustão.

É de salientar, que nesta simulação não se está a ter em conta a radiação emitida pela chama nem a radiação das partículas incandescentes que são transportadas pelos gases de combustão e que, naturalmente, imitem um certa quantidade de radiação. O mesmo ocorre para as moléculas que constituem estes gases, que por estarem a temperaturas elevadas, libertam alguma energia por radiação durante o seu escoamento pelo recuperador de calor e chaminé. A radiação é então aplicada apenas nas superfícies da cavaca de madeira, com um fluxo de radiação baseado numa parcela de 20% do poder calorífico dessa mesma cavaca.

Nos módulos disponíveis no CFX-Pre[®] foi selecionado o modelo de radiação de Monte Carlo. Este baseia-se em resultados probabilísticos, na qual a intensidade da radiação é proporcional às diferenças de fluxo angular dos fotões. Isto é, definindo-se um número fixo de fotões e distribuindo-os e em todo o domínio, a intensidade média de radiação é proporcional à distância percorrida por cada fotão, subtraindo-se a probabilidade deste mesmo fotão ser absorvido para uma dada frequência e unidade de comprimento. Da mesma forma, a intensidade de radiação incidente numa superfície é proporcional à incidência total de fotões que por sua vez, é proporcional à sua distância percorrida e pela taxa de absorção de radiação do meio. Este método limita-se a seguir um conjunto de fotões e a calcular em cada volume de controlo a distância percorrida por cada fotão. Com esses cálculos é possível determinar a intensidade média total de radiação e a intensidade

média de radiação absorvida no domínio. O mesmo ocorre nas paredes do recuperador de calor, calculando-se o número de fótons que incidem numa determinada superfície e conhecendo a sua emissividade, é possível obter o fluxo médio total de radiação e o fluxo médio absorvido pela superfície (ANSYS, 2013).

A utilização de um modelo de radiação requer um maior tempo na resolução das equações, tendo criado as maiores dificuldades de implementação. Devido à complexidade de interpretação das configurações deste modelo ao facto de os valores assumidos por defeito pelo programa não serem os mais adequados para o caso em estudo, levou a que fossem realizadas inúmeras tentativas de simulação, mas em todas ocorreram erros graves durante a sua execução. Foram alteradas várias propriedades durante a aplicação da radiação no modelo numérico. A solução foi finalmente obtida quando se alterou o número de histórias (*number of histories*), isto é, o número total de fótons que permitem o cálculo dos parâmetros de radiação. O valor foi definido por defeito em 100.000, mas como não se obtiveram resultados, optou-se por duplicar este valor, continuando o programa por gerar erros durante a resolução das equações. A partir desse momento pensou-se em diminuir este valor para apenas 10.000, utilizando-se menos memória computacional de forma a resolver o problema, contudo esta alteração verificou-se ineficaz.

Ao longo do trabalho foram-se alterando outros de parâmetros com o objetivo de resolver os problemas associados à implementação da radiação, conseguindo-se obter uma solução quando o número de fótons foi aumentado dez vezes relativamente ao valor padrão. Após alguns testes, escolheu-se a redução para apenas 500.000, o que permitia obter uma solução sem erros graves de cálculo e tempos reduzidos de simulação numérica.

3.4.4. Interfaces de Contacto

Durante a execução do trabalho, verificou-se que no modelo fornecido existiam espaços vazios, principalmente entre o volume da câmara de combustão e o volume por onde circula o ar admitido no recuperador de calor. Mais tarde, foi necessário criar superfícies de contacto nesses espaços vazios para garantir que as trocas de calor entre os dois volumes fossem tidas em conta na simulação. Nos primeiros resultados verificou-se que o ar que desce junto ao vidro tinha a mesma temperatura do ar ambiente, devido à inexistência de um fluxo de calor entre o ar quente na câmara de combustão e o ar de admissão. Como consequência, não se verificavam perdas térmicas para a câmara de convecção. Desse modo, houve uma necessidade de criar três sólidos para estabelecer as

superfícies de contacto entre as várias zonas da câmara de combustão, isto é, um deflector de gases de combustão, uma chapa de aço na parte superior e uma placa de vermiculite no fundo do recuperador de calor. Através da transferência de calor por condução nestes sólidos, o ar primário que é utilizado na limpeza do vidro, entra na câmara de combustão com temperaturas superiores a 200°C e garante-se assim, um fluxo de energia térmica entre o volume de admissão de ar e o exterior definido pela câmara de convecção.

Por último, foi adicionado o vidro do recuperador de calor. Este, inicialmente, foi pensado para ter em conta a radiação que o atravessa, mas no final acabou por ter outra função por se ter verificado que este absorvia praticamente toda a radiação, transmitindo apenas a parte de luz visível que permite visualizar a chama.

3.4.4.1. Deflector de Gases de Combustão

O deflector de gases de combustão é constituído por uma chapa de aço e uma placa de vermiculite e tem como função condicionar o percurso dos gases de combustão em direção à chaminé. A limitação de passagem dos gases provocados por este equipamento permite uma combustão mais eficiente dos voláteis, pois estes permanecem por mais tempo na câmara de combustão. Com este tempo acrescido, a mistura dos voláteis com o oxigénio e as temperaturas elevadas da câmara permitem a ignição dos voláteis e de algum modo completar as reações químicas de combustão antes que os gases passem para a chaminé, onde dificilmente se conseguiria recuperar a energia útil de aquecimento. Na Figura 3.6 apresenta-se o modelo tridimensional deste sólido e a malha gerada.

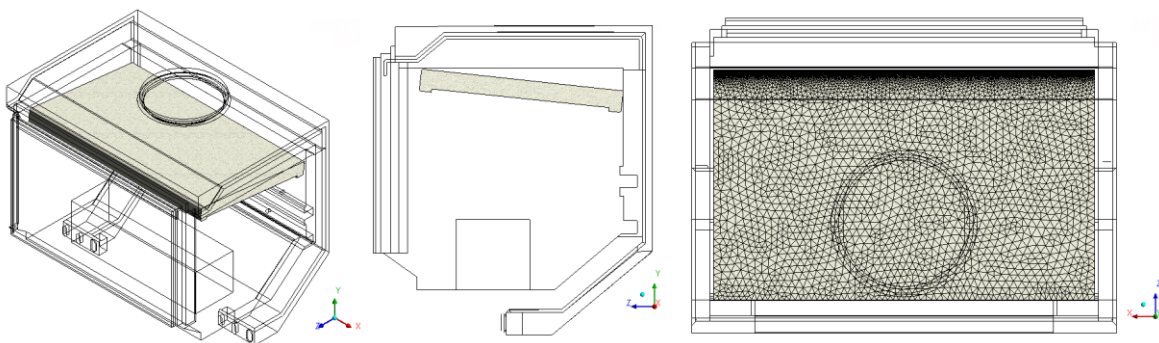


Figura 3.6. Deflector de gases de combustão na vista isométrica, no plano YZ e no plano XZ com malha aplicada.

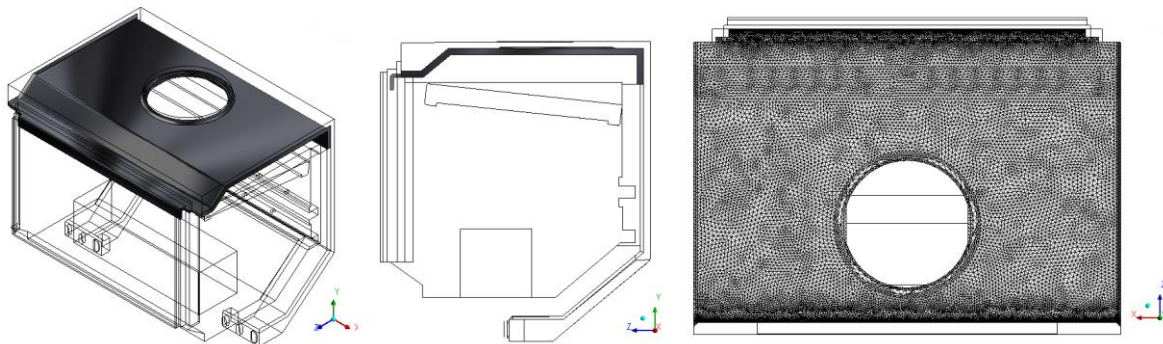
A condutibilidade térmica deste sólido foi calculada com base na condutibilidade e na espessura de cada um dos materiais que o compõem, isto é, uma chapa de 5 mm de aço com $k = 41 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ e de uma placa de vermiculite de 20 mm com $k = 0,22 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ (valor médio com base na informação de catálogo da Skamol). Todas as propriedades usadas na modelação deste sólido resumem-se na seguinte tabela:

Tabela 3.3. Propriedades térmicas do deflector de gases de combustão.

| | Massa volúmica | Cp | Condutibilidade térmica | Emissividade |
|--|----------------|----------------------|-------------------------|--------------|
| Deflector de gases de combustão | 900 kg/m^3 | 1,14 $kJ/kg \cdot K$ | 0,275 $W/m \cdot K$ | 0,70 |

3.4.4.2. Chapa de Aço

A chapa de aço separa a parte superior da câmara de combustão do volume de admissão por onde passa o ar antes de entrar na câmara de combustão. Esta superfície, tal como apresenta a Figura 3.7, permite a transferência de calor de um dos volumes para o outro. O aumento da temperatura do ar de admissão permite ainda ceder energia útil de aquecimento à câmara de convecção.

**Figura 3.7.** Chapa de aço ST37-2 na vista isométrica, no plano YZ e no plano XZ com malha aplicada.

Para contabilizar as trocas por radiação térmica devido à pintura preta aplicada em toda a estrutura metálica do recuperador de calor, a emissividade das superfícies metálicas foi corrigida para um valor próximo do valor unitário. Todas as propriedades da chapa de aço ST37-2 aplicadas no modelo são indicadas na seguinte tabela:

Tabela 3.4. Propriedades térmicas da chapa de aço ST37-2 pintada de preto.

| | Massa volúmica | Cp | Condutibilidade térmica | Emissividade |
|-------------------|----------------|--------------------|-------------------------|--------------|
| Aço ST37-2 | 7854 kg/m^3 | 434 $J/kg \cdot K$ | 41 $W/m \cdot K$ | 0,98 |

3.4.4.3. Placa de Vermiculite

A placa de vermiculite, ilustrada na Figura 3.8, isola a câmara de combustão e garante que a temperatura se mantenha elevada no seu interior. Apesar do seu efeito isolante, uma parte da energia térmica é transmitida por condução através desta placa, pré-aquecendo o ar de admissão que circula na parte de trás do recuperador de calor.

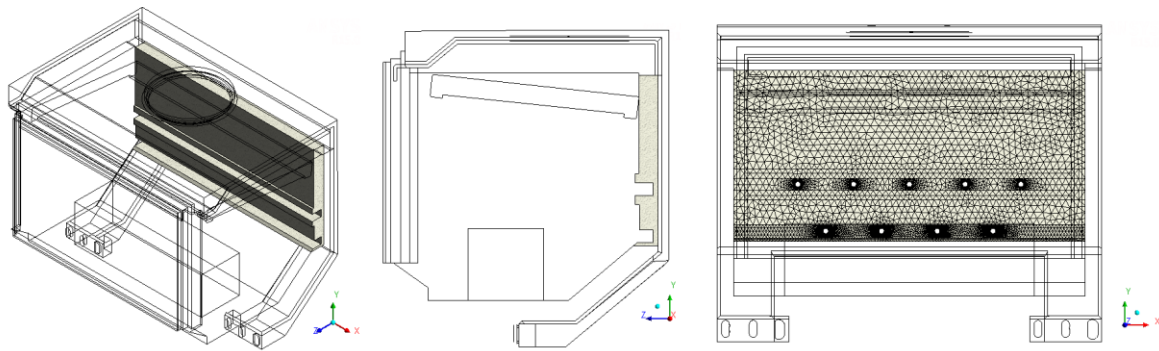


Figura 3.8. Placa de vermiculite na vista isométrica, no plano YZ e no plano XY com malha aplicada.

Os materiais que compõem este sólido são os mesmos que o deflector de gases, portanto as propriedades da Tabela 3.3 aplicam-se igualmente para este sólido.

3.4.4.4. Vidro

Em primeiro lugar, o vidro foi modelado para que tivesse em conta a radiação transmitida para o exterior. Todavia, verificou-se que para modelar esse tipo de fenómeno seria necessário criar um volume exterior de forma a simular, por exemplo, uma sala a ser aquecida e aplicar nesse volume um modelo de radiação. Só assim se poderiam simular a radiação gerada na câmara de combustão e transmitida pelo vidro para o exterior. Durante as simulações com a radiação, verificou-se que não haveria necessidade de tomar em conta este efeito, pois o vidro comporta-se aproximadamente como um material opaco para a radiação infravermelha, ou seja, absorve a radiação infravermelha que lhe chega do interior da câmara de combustão e emite uma parte dessa energia de volta para o interior. Em todo o caso, foi necessário introduzir duas condições de fronteira no vidro para simular as perdas de energia para o exterior. Essas ocorrem através de dois modos de transferência de calor: a emissão de radiação e a convecção natural a partir do ar exterior. Para o primeiro modo, foi introduzida uma condição de fronteira definida através da expressão de fluxo de calor, com base na equação (0.4) presente no Anexo A. Definindo a temperatura da envolvente, em aproximadamente 34°C e conhecendo a emissividade do vidro (ver Tabela 3.5), foi aplicado como condição de fronteira um fluxo de calor por radiação com a seguinte expressão:

$$\dot{q}[W/m^2] = -0,65 \times 5,6704 \times 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4] \times (T^4 - 307,15[K]^4) \quad (3.1)$$

esta expressão permite calcular o calor cedido pela superfície exterior do vidro, com base na temperatura T determinada numericamente em cada nodo. A introdução do sólido do vidro tornou-se principalmente útil quando se aplicou a expressão. Pois se esta fosse considerada diretamente na superfície da câmara de combustão, a incógnita T

corresponderia à temperatura do ar adjacente ao vidro que está a uma temperatura superior da superfície exterior do vidro. Como consequência cometia-se um erro no cálculo da potência térmica dissipada para o exterior.

Por sua vez, as perdas por convecção natural foram determinadas a partir do coeficiente de transferência de calor. Este é calculado tendo como base uma placa isotérmica vertical sujeita à convecção natural. Sabendo que o vidro está a uma temperatura de aproximadamente 300°C e o ar exterior a 34°C, é calculado o número de Nusselt a partir das relações matemáticas associadas a este tipo de geometrias. Aplicando finalmente, a expressão (0.3) do Anexo A, é determinado o coeficiente h_{conv} , indicando o número de Nusselt calculado, a altura do vidro e a condutividade térmica do ar à temperatura de filme. O resultado obtido permite assim, definir um coeficiente de transferência de calor de aproximadamente de $6 W/m^2.K$, que foi definido como condição de fronteira para a superfície do vidro.

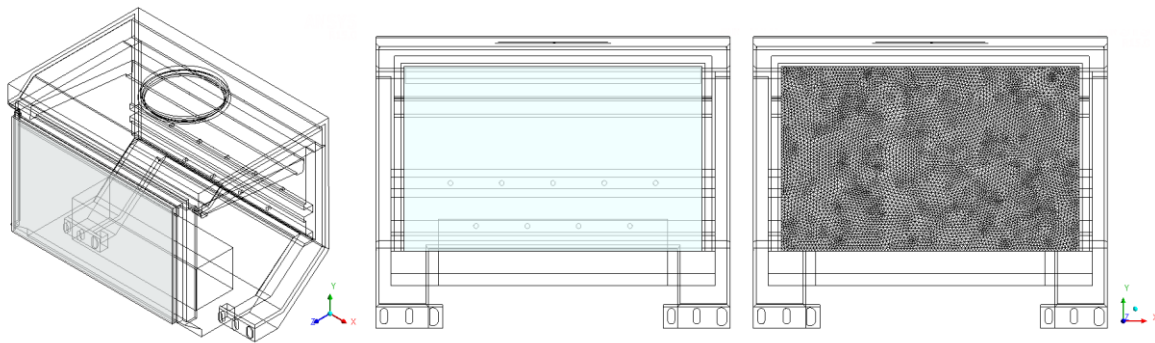


Figura 3.9. Vidro na vista isométrica e no plano XY com e sem a malha aplicada.

Na Figura 3.9 é ilustrado o sólido que representa o vidro e a malha gerada. As propriedades do vidro encontram-se na Tabela 3.5, e têm como base as informações de catálogo do fabricante, exceto a condutibilidade térmica oriunda do valor encontrado em tabelas técnicas para um vidro comum.

Tabela 3.5. Propriedades térmicas do vidro Schott Robax.

| | Massa volúmica | Cp | Condutibilidade térmica | Emissividade |
|--------------|------------------------|--------------|-------------------------|--------------|
| Vidro | 2600 kg/m ³ | 750 J/kg · K | 1,4 W/m · K | 0,65 |

Como nesta simulação o vidro é considerado como um sólido opaco à radiação infravermelha o valor da emissividade foi determinado com base na percentagem de radiação que é absorvida pelo vidro. Visto que o fabricante indica que o seu vidro reflete cerca de 35% da radiação térmica incidente, considerou-se que 65% da radiação é

absorvida pelo vidro. Pela lei de Kirchhoff sabe-se que o coeficiente de absorção a uma dada temperatura é igual à emissividade foi assim assumido um valor de 0,65 para este vidro.

3.4.5. Condições de Fronteira

As condições de fronteira correspondem as regiões do domínio em que foram estabelecidos determinados fenômenos físicos que estão associados ao funcionamento do recuperador de calor. De seguida, serão mostradas as características de cada uma das respetivas condições de fronteira e as razões que levaram assumir cada uma.

3.4.5.1. Entradas e Saída do Ar

O escoamento de ar dentro do recuperador de calor deve-se a uma diferença de pressão causada pela impulsão do ar quente. Assim, para garantir as mesmas condições de funcionamento entre ensaios é mantida uma diferença de pressão estática de -12Pa, entre a entrada e a saída da chaminé. Portanto, seriam facilmente definidas como condições de fronteira para estas duas regiões, respetivamente, uma pressão estática de 0 Pa para entrada e de -12Pa na saída do escoamento.

Contudo, após a primeira simulação verificou-se esta configuração não era apropriada para este modelo numérico. Os resultados indicavam a existência de uma bolha de recirculação de ar no interior da chaminé, automaticamente corrigida pelo programa, através de uma diminuição da secção da saída da chaminé de modo a estabelecer apenas o escoamento em direção ao exterior. Este problema necessitou de um conjunto de testes para averiguar qual a melhor configuração a implementar ao escoamento dentro do domínio.

Durante a primeira parte do trabalho, o modelo numérico foi testado sem os efeitos térmicos da combustão de madeira. Nessa altura o problema foi solucionado considerando a saída da chaminé como uma região do tipo aberto, o que permitia o escoamento do ar em ambas as direções, ou seja, tanto em direção ao exterior, como do exterior para o interior da chaminé. Após estas modificações e na diminuição do critério de convergência, deixou-se de obter a recirculação de ar na chaminé, conseguindo-se inclusivamente melhorias nos balanços globais das equações de conservação do escoamento.

Mais tarde, com o aumento da complexidade do modelo, quando lhe foram introduzidos os parâmetros físicos associados à libertação de energia térmica de combustão e os fenômenos transferência de calor no domínio de cálculo, ocorreram novamente

problemas com a recirculação. Desta vez, nem a alteração das regiões para o tipo saída de escoamento ou aberto, nem o aumento do número de iterações foram capazes de resolver esta situação.

Tabela 3.6. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira na entrada do domínio.

| | |
|--------------------------------------|--|
| Caudal de gases de combustão | 7,58 g/s |
| Densidade do ar a 34°C | 1,14 kg/m ³ |
| Área total das entradas | 1,98 × 10 ⁻³ m ² |
| Área da saída da chaminé | 2,60 × 10 ⁻² m ² |
| Velocidade do ar nas entradas | 3,36 m/s |

Novamente, realizaram-se vários testes, de modo a encontrar uma solução que contornasse de algum modo este problema. Obteve-se finalmente uma solução a partir do momento em que nas entradas se considerou, como condição de fronteira uma velocidade de 3,36 m/s, calculada com base nas medições do caudal médio de gases de combustão (ver Tabela 3.6) e por sua vez, foi introduzida na saída uma expressão matemática de modo a definir o caudal de saída com base no caudal mássico nas entradas do equipamento. Apesar desta configuração atípica, foi resolvido o problema de recirculação na chaminé. Note que o caudal de gases na saída é um parâmetro que depende do processo de combustão e do excesso de ar fornecido e por isso, varia fortemente com o tempo e com as condições de combustão. Será, portanto, facilmente perceptível que se poderá estar a cometer algum erro ao definir uma velocidade fixa na entrada do recuperador de calor que não depende das forças impulsão geradas no interior do equipamento.

3.4.5.2. Cavaca de Madeira

A cavaca de madeira foi inserida no modelo com o objetivo de introduzir a fonte de energia térmica através da atribuição de um fluxo de energia, como condição de fronteira nas superfícies da cavaca. Para além de simular o volume que ocuparia a lenha dentro da câmara de combustão.

Para determinar a energia que é libertada pelas superfícies da cavaca de madeira é necessário conhecer o seu poder calorífico, a variação da massa de lenha em função do tempo e a superfície exterior da cavaca. De forma a obter resultados próximos dos dois ensaios de referência, foi utilizado o poder calorífico da acácia. Este valor foi posteriormente corrigido através da expressão (2.1), com base no teor de humidade médio presente nas cavacas.

Através do poder calorífico corrigido, da quantidade média de combustível e da área da cavaca foi calculado um fluxo de calor para as superfícies do bloco de madeira. De notar que quando se configurou as trocas de radiação térmica no modelo, foi necessário definir qual desse fluxo de calor seria transmitido por convecção, para o ar, e quanto seria transferido por radiação. A informação acerca deste conteúdo é bastante escassa e por isso, foi assumida que uma parcela de 20% de energia libertada na combustão seria transmitida por radiação. Na Tabela 3.7 apresentam-se os valores utilizados para os cálculos deste parâmetro, assim como os fluxos de energia térmica para cada um dos modos de transferência de calor. No final, foram atribuídos como condição de fronteira na cavaca de madeira uma fonte de radiação igual a 12.457 W/m^2 e um fluxo de calor de 49.827 W/m^2 , que corresponde a 80% do poder calorífico da acácia em base húmida.

Tabela 3.7. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira da cavaca de madeira.

| | |
|--|------------------------|
| Teor médio de humidade | 11,9 % |
| Tempo médio de combustão | 2911 s |
| Carga média de lenha | 1,98 kg |
| Caudal médio de lenha consumida | 0,68 g/s |
| <i>PCI_{BS}</i> | 16219 kJ/kg |
| <i>PCI_{BH}</i> | 14008 kJ/kg |
| Potência média de combustão | 9,50 kW |
| Área da cavaca de madeira | 0,153 m ² |
| Fluxo de calor total | 62284 W/m ² |
| Fluxo de calor por radiação | 12457 W/m ² |
| Fluxo de calor por convecção | 49827 W/m ² |
| Emissividade | 1 |

3.4.5.3. Chapas Sujeitas a Convecção Forçada

As superfícies que mais transmitem energia para a câmara de convecção são as chapas de aço na parte de cima e na parte de trás da câmara de combustão. Para que a simulação tenha em conta a transferência de calor por convecção forçada que ocorre nestas superfícies, foram criadas duas regiões distintas, cada uma com determinadas condições de fronteira. Como não se conhece à partida o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada nestas superfícies, este teve de ser arbitrado, sendo então definido um valor igual a $40 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, parecendo adequado tendo em conta a dimensão do equipamento e a potência térmica útil fornecida pelo recuperador de calor.

A temperatura do ar que escoia na câmara de convecção varia ao longo do seu percurso, no entanto, também não foi possível determinar qual a evolução dessa

temperatura ao longo da câmara de convecção. Em todo o caso, sabe-se que o ar entra à temperatura ambiente, ou seja 34°C, e sai a uma temperatura próxima dos 130°C, a uma velocidade de 1,5 m/s, pelo que se assumiram temperaturas de ar exterior (refere-se ao ar presente na câmara de convecção) para a parte superior e posterior da câmara de convecção respetivamente de, 80°C e 50°C. Estas serão definidas como condições de fronteira no modelo, em conjunto com um coeficiente de transferência de calor global calculado para cada uma das superfícies. Estes coeficientes consideram as resistências térmicas das paredes do recuperador e o próprio coeficiente de convecção assumido anteriormente. Este pode ser determinado aplicando a equação (3.2), que corresponde a uma associação em série das várias resistências térmicas da parede e do ar que circula na câmara de convecção.

$$\frac{1}{U[W/m^2 \cdot ^\circ C]} = \left(\sum \frac{e_i[m]}{k_i[W/m \cdot ^\circ C]} \right) + \frac{1}{h_{conv}[W/m^2 \cdot ^\circ C]} \quad (3.2)$$

onde U , representa o coeficiente de transferência de calor global, e_i a espessura e k_i a condutibilidade térmica de cada material i que compõem as paredes do recuperador de calor. Por sua vez, h_{conv} corresponde ao coeficiente de transferência de calor por convecção.

Na Tabela 3.8 são apresentados todos os parâmetros utilizados nos cálculos, assim como os coeficientes de transferência de calor globais que serão definidos como condição de fronteira em cada uma das duas regiões.

Tabela 3.8. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira das chapas de aço sujeitas à convecção forçada.

| | Chapa de aço superior | Chapa de aço posterior |
|---|-----------------------------|-----------------------------|
| Espessura | 5 mm | 5 mm |
| Condutibilidade térmica do aço | 41 W/m · °C | 41 W/m · °C |
| Coefficiente de condutância térmica | 8200 W/m ² · °C | 8200 W/m ² · °C |
| Coefficiente de transferência de calor por convecção | 40 W/m ² · °C | 40 W/m ² · °C |
| Coefficiente de transferência de calor global | 39,81 W/m ² · °C | 39,81 W/m ² · °C |
| Temperatura exterior | 80 °C | 50 °C |
| Emissividade | 0,98 | 0,98 |

Note que, como a condutibilidade térmica da chapa de aço é elevada, e tendo em conta sua dimensão de espessura de 5 mm, esta praticamente não influencia no valor final do coeficiente de transferência de calor global. Por isso, o valor obtido pode ser arredondado às unidades, sem se cometer grandes erros na simulação.

3.4.5.4. Isolamento por Vermiculite

A região delimitada pelo isolamento em vermiculite está toda ela envolvida pela câmara de convecção, desse modo o coeficiente de transferência de calor exterior (convecção forçada) será, aproximadamente, igual ao valor arbitrado anteriormente para as chapas de aço, ou seja, $h_{conv} = 40 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Tendo em conta a espessura dos diferentes materiais que constituem o isolamento e as suas condutibilidades térmicas, é possível determinar o coeficiente de transferência de calor global, com base na expressão (3.2). Na seguinte tabela resumem-se todas as propriedades dos materiais do isolamento e o valor obtido para o coeficiente transferência de calor global.

Tabela 3.9. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira do isolamento em vermiculite.

| | |
|---|--|
| Espessura da chapa de aço | 5 mm |
| Condutibilidade térmica do aço | 41 $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ |
| Espessura da vermiculite | 20 mm |
| Condutibilidade térmica da vermiculite | 0,22 $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ |
| Coefficiente de condutância térmica | 1,1 $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ |
| Coefficiente de transferência de calor por convecção | 40 $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ |
| Coefficiente de transferência de calor global | 8,62 $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ |
| Temperatura exterior | 50 $^\circ\text{C}$ |
| Emissividade | 0,7 |

Assim, foi definido para esta região as seguintes condições de fronteira, um coeficiente de transferência de calor igual a $8,62 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ e uma temperatura média de 50°C para o ar que circula na câmara de convecção do recuperador.

3.4.5.5. Chaminé

Na chaminé do recuperador de calor foi atribuído como condição de fronteira também um coeficiente de transferência de calor global calculado a partir da mesma equação utilizada anteriormente.

A chaminé é isolada na sua parte exterior com uma manta de lã de rocha mineral de cerca de 3 cm de espessura, que ao limitar as perdas de calor para o exterior reduz o arrefecimento dos gases de combustão e previne a formação de condensados no interior. Para o coeficiente de transferência de calor por convecção calculou-se o valor com base nas relações de convecção natural introduzidas no segundo capítulo, conseguindo-se um coeficiente igual a $2,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, para uma temperatura arbitrada da superfície de 40°C . Posto isto, facilmente se calcula o coeficiente de transferência de calor global.

A Tabela 3.10 apresenta os parâmetros utilizados e os resultados obtidos no cálculo dos coeficientes de transferência de calor para o caso da chaminé.

Tabela 3.10. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira da chaminé.

| | |
|---|----------------------------|
| Espessura da chapa de aço | 5 mm |
| Condutibilidade térmica do aço | 41 W/m · °C |
| Espessura da lã de rocha | 30 mm |
| Condutibilidade térmica da lã de rocha | 0,049 W/m · °C |
| Coefficiente de condutância térmica | 1,63 W/m ² · °C |
| Coefficiente de transferência de calor por convecção | 2,5 W/m ² · °C |
| Coefficiente de transferência de calor global | 1 W/m ² · °C |
| Temperatura exterior | 34 °C |
| Emissividade | 0,98 |

3.4.5.6. Restantes Superfícies do Domínio

Nas restantes superfícies do domínio foi utilizado o coeficiente de transferência de calor por convecção igual ao calculado para o caso do vidro, devido à dificuldade da sua determinação para este tipo de geometrias complexas, tendo sido aproximado a um valor que possivelmente ocorre nestas superfícies. De qualquer forma, a incerteza cometida ao arbitrar este valor será irrelevante para o problema em análise, pois a área total destas regiões é relativamente pequena quando comparada com as outras regiões identificadas anteriormente. Para a temperatura exterior foi definida como sendo igual à temperatura ambiente (34°C), como se pode observar na seguinte tabela:

Tabela 3.11. Parâmetros utilizados no cálculo das condições de fronteira nas restantes superfícies do domínio.

| | |
|---|----------------------------|
| Espessura da chapa de aço | 5 mm |
| Condutibilidade térmica do aço | 41 W/m · °C |
| Coefficiente de condutância térmica | 8200 W/m ² · °C |
| Coefficiente de transferência de calor por convecção | 6 W/m ² · °C |
| Coefficiente de transferência de calor global | 6 W/m ² · °C |
| Temperatura exterior | 34 °C |
| Emissividade | 0,98 |

3.5. Resolução de Equações

Uma vez definidas as condições de fronteira e as características do escoamento que se pretende estudar, o próximo passo será a resolução das equações através do módulo CFX-Solver[®]. Neste estudo as equações a resolver são a equação de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento, conservação de energia para cada um dos domínios e as equações relativas ao modelo de turbulência. Para a sua resolução é necessário definir no CFX-Pre[®] os critérios de convergência. Neste caso definiu-se o tipo *upwind* para o termo de advecção, apesar de este ser de primeira ordem e sofrer de alguns erros de difusão numérica, é numericamente mais estável na resolução das equações. Porém, usar este esquema de advecção não é o mais recomendado para se obterem resultados finais, todavia a complexidade do modelo em estudo obrigaram à aplicação de tal esquema, de forma a ultrapassar os problemas na implementação do modelo numérico. Para o controlo da convergência das equações optou-se por utilizar um número máximo de iterações igual a 500 e um resíduo de convergência máximo de 1×10^{-6} .

Na Figura 3.10 apresenta-se um gráfico, que define a convergência das equações de conservação de massa e de conservação da quantidade de movimentos para os resultados finais. Este gráfico representa o resíduo normalizado das equações ao longo das várias iterações e permite definir o estado de convergência da simulação. Apesar de não atingir o critério de convergência definido anteriormente, resíduos abaixo de 1×10^{-5} são normalmente satisfatórios para um bom resultado final. No apêndice A, estão disponíveis os restantes gráficos de convergência das equações de conservação de energia e das equações de energia cinética e da dissipação viscosa do modelo de turbulência k-ε.

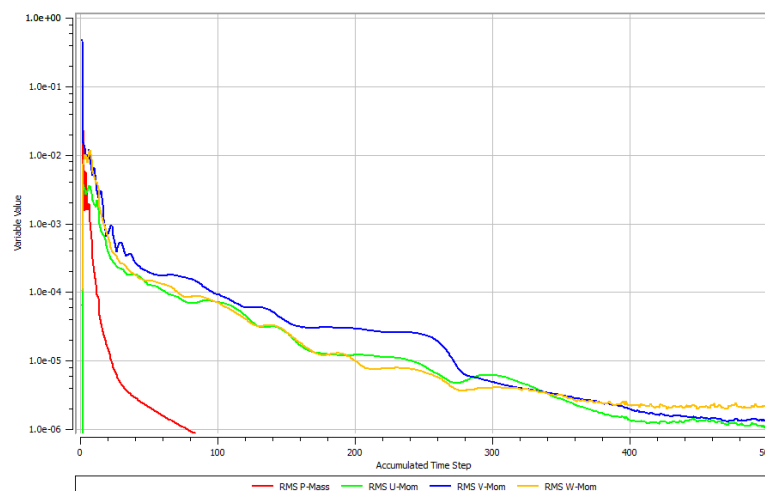


Figura 3.10. Representação da convergência dos cálculos para as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento.

3.6. Validação Experimental

Qualquer trabalho desenvolvido em DFC gera um conjunto de erros e incertezas nos seus resultados. Essas devem-se a potenciais deficiências cometidas durante o processo de modelação, tanto por falta de conhecimentos aprofundados do equipamento em estudo, como pelo carácter aleatório de certos parâmetros físicos. A informação limitada de dados, as simplificações e aproximações das condições de fronteiras assumidas neste trabalho, bem como as limitações inerentes à modelação da turbulência e da radiação podem de algum modo condicionar o realismo dos resultados finais. Acrescem-se ainda os erros resultantes da discretização das equações numa malha de dimensão finita.

Deste modo, obter uma solução precisa é uma tarefa complicada e por essa razão deve-se sempre realizar uma validação experimental num protótipo ou modelo final, antes de se avançar para uma análise paramétrica ou de sensibilidade a partir de simulações numéricas. A validação também permite avaliar as incertezas e os erros que estão a ser cometidos e possibilitar um reajuste de algumas configurações, de modo a aproximar os resultados numéricos às medições experimentais.

Inicialmente foram definidos outros objetivos para a presente tese, tais como a validação e a posterior análise da distribuição do ar secundário dentro da câmara de combustão, com vista à otimização da combustão dos voláteis. Contudo, devido às dificuldades sentidas na configuração da simulação numérica, não houve a oportunidade de realizar um estudo paramétrico nem a validação experimental. Em todo o caso, esta validação traria uma nova dificuldade para as medições experimentais de velocidade e temperatura no interior da câmara de combustão, com a queima de lenha a ocorrer ao mesmo tempo, visto que a energia térmica libertada na combustão dificilmente permitiria a introdução de equipamentos de medição comuns dentro do recuperador de calor. A alternativa passa por realizar a medição das velocidades de escoamento, com o equipamento a frio, isto é, sem que ocorra o processo de combustão, porém não se consideram as diferentes densidades causadas pelo aumento da temperatura do ar o que poderá alterar significativamente as velocidades de escoamento do fluido.

4. APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo é apresentado o conjunto dos resultados obtidos na simulação numérica. Sempre que for possível será realizada uma comparação entre os resultados finais e os isotérmicos obtidos na primeira parte do trabalho. Nessa comparação são evidenciadas as principais diferenças de velocidade do fluído entre os dois modelos numéricos. Assim, será apresentada uma visão global das temperaturas e velocidades do escoamento, seguida de um estudo mais detalhado em diferentes zonas do recuperador de calor, principalmente dos orifícios de ar secundário, terminando com uma apresentação das temperaturas adjacentes às paredes do recuperador de calor.

4.1. Visão Tridimensional da Circulação do Ar

Nas próximas figuras faz-se uma análise ao escoamento de ar no interior do recuperador de calor, de modo a dar uma perspetiva tridimensional do comportamento do fluído no seu interior. Para isso foram utilizadas *streamlines*, ou linhas de fluxo que seguem a trajetória do ar. Nesta configuração utilizaram-se 200 linhas de fluxos, igualmente espaçadas desde as entradas do domínio até à saída da chaminé.

4.1.1. Velocidade

Na Figura 4.1 apresenta-se através de uma vista isométrica as linhas de fluxo obtidas na simulação numérica. Nela podemos observar a forma como o ar circula no recuperador de calor desde as entradas, passando pela parte posterior e superior do volume de admissão de ar, descendo junto ao vidro com velocidades próximas dos 1,5 m/s. Por sua vez, na Figura 4.2 destaca-se igualmente o escoamento do ar de admissão na parte de trás do equipamento, assim como a vista de perfil do recuperador de calor. Observa-se nestas figuras a forma como o ar se dirige no volume de admissão para a parte superior do recuperador de calor com velocidade bastante elevada. Dentro da câmara de combustão, o ar primário que desce junto ao vidro é desviado nas partes inferiores e projetado contra a cavaca, contornando-a e fornecendo, de uma forma relativamente eficiente, o ar primário junto da superfície de combustão. Observa-se inclusive, uma recirculação de ar na zona frontal do recuperador de calor o que permite que os gases de combustão sejam

transportados para as zonas de ar primário descendente, concluindo-se assim que este ar contribui parcialmente na queima dos voláteis libertados durante a pirólise.

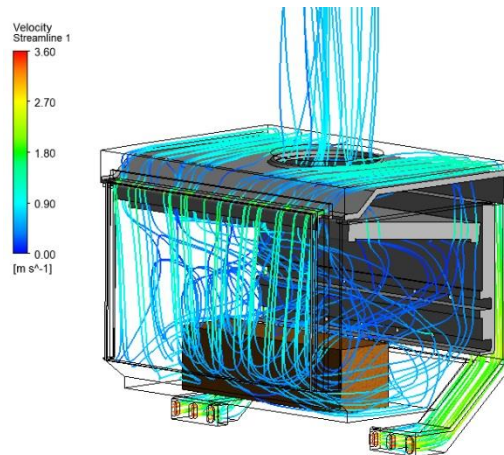


Figura 4.1. Representação em vista isométrica da velocidade do ar utilizando linhas de fluxo.

O ar secundário, pouco visível nestas figuras, é fornecido pelos orifícios da parte traseira do recuperador de calor fornecendo oxigénio na parte de trás da câmara de combustão onde existe alguma turbulência a jusante da cavaca, causado pela massa de ar primário que incide sobre ela. Esta turbulência é fundamental para uma correta mistura dos gases de combustão com o oxigénio, pois permite uma combustão mais completa dos voláteis. De uma forma global, verificam-se também velocidades inferiores a 1 m/s dentro da câmara de combustão, que permite reduzir o transporte de cinzas volantes e a formação de depósitos na zona da chaminé.

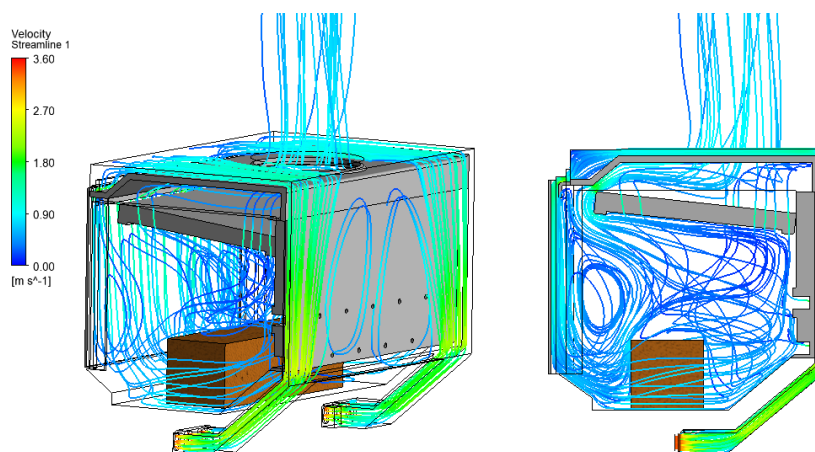


Figura 4.2. Representação numa vista traseira e de perfil da velocidade do ar utilizando linhas de fluxo.

As velocidades máximas registadas verificam-se nas entradas do recuperador, devido à elevada quantidade de ar a ser admitido e à pequena secção de passagem nos orifícios de entrada. É de referir ainda a forma como o ar circula na parte de trás do volume de admissão, onde se observa através da Figura 4.3, uma recirculação do ar nas zonas dos

orifícios. Este inesperado efeito no escoamento permite que o ar de admissão seja pré aquecido dos 34°C para temperaturas da ordem dos 100/150°C, antes de passar pelos orifícios. Apesar do efeito de pré-aquecimento do ar, que permite manter a fornalha a temperaturas mais elevadas, conclui-se que a melhoria e o controlo das quantidade de ar nesta zona permitiria, possivelmente, aumentar a velocidade do ar nos orifícios, favorecendo a posterior mistura deste com os produtos da pirólise na câmara de combustão. Por fim, é de salientar o facto de o escoamento do ar não ser simétrico dentro do recuperador de calor, tal como se pode observar na Figura 4.3 e Figura 4.4.

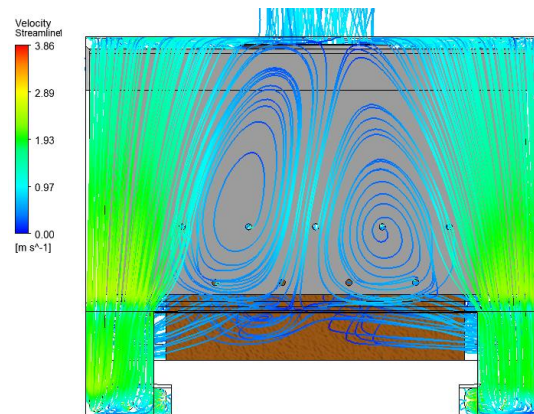


Figura 4.3. Representação da recirculação de ar na zona dos orifícios de ar secundário.

4.1.2. Temperatura

Relativamente à temperatura, verificou-se com base na Figura 4.4 que o ar é aquecido em todo o volume de admissão e desce junto ao vidro com temperaturas próximas dos 200°C. Ao longo do escoamento na câmara de combustão o ar absorve a energia liberta pela fonte de calor e devido às diferentes densidades sobe em direção ao deflector de gases de combustão, onde se verifica a temperatura máxima de 582°C.

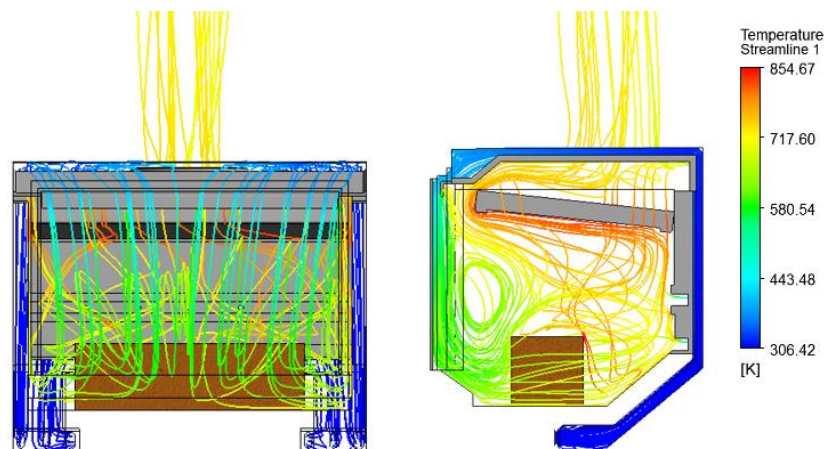


Figura 4.4. Representação na vista frontal e de perfil da temperatura do ar com recurso a linhas de fluxo.

A partir desse momento, o ar quente ao escoar pela parte superior do deflector, cede parte da sua energia para as chapas de aço superiores, aquecendo o ar de admissão e as paredes laterais em contacto com a câmara de convecção. Junto da saída da chaminé registou-se uma temperatura média de 434°C, que se verificou ser bastante superior aos valores experimentais (ver Tabela 3.1).

4.2. Escoamento do Ar na Entrada

A entrada de ar do recuperador de calor é o local onde se atingem as velocidades máximas em todo o domínio. Nas seguintes figuras, observa-se a variação da velocidade nas entradas num plano XY e XZ. Daqui se determina que tanto o lado direito como o lado esquerdo têm aproximadamente as mesmas velocidades. Existe contudo, uma ligeira diferença devido à falta de simetria dos resultados. No geral, a velocidade em cada um dos orifícios é aproximadamente a mesma, obtendo-se com esta simulação numérica uma velocidade média na entrada igual a 3,38 m/s.

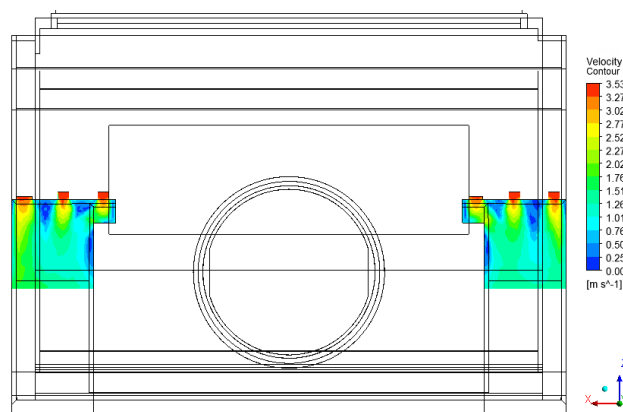


Figura 4.5. Representação da velocidade do ar no plano XZ a meia altura dos orifícios de entrada de ar.

É de salientar ainda que se verifica alguma turbulência nas entradas, pois tal como se pode observar na Figura 4.5, o ar que passa pelos orifícios interior é desviado pela parede, formando naquela zona vórtices que perturbam o escoamento de ar.

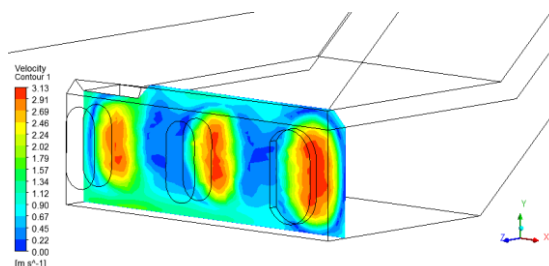


Figura 4.6. Representação no plano XY da velocidade do escoamento numa das entradas.

Assim, é possível otimizar o escoamento nesta região com objetivo de reduzir a turbulência, favorecendo uma entrada de ar mais suave no volume de admissão e desse modo aumentar a quantidade de ar fornecida à câmara de combustão.

4.3. Escoamento do Ar no Plano XZ

De forma a entender a influência do ar secundário dentro da câmara de combustão, será apresentado um conjunto de imagens bidimensionais, dividido em dois planos cada um em função da cota de altura dos orifícios, permitindo através de uma vista de topo a análise do escoamento no recuperador de calor. Segue-se então a apresentação dos resultados no primeiro nível, que corresponde aos orifícios que se situam na parte inferior e depois a análise ao nível superior. Será realizada localmente uma análise do campo de velocidades e temperaturas do ar. Todas as imagens foram obtidas através de um *contour* dividido em quinze regiões de cores diferentes e da projeção no plano da componente tangencial do campo vetorial do escoamento do fluido

4.3.1. Orifícios de Ar Secundário do 1º Nível

4.3.1.1. Velocidade

Na imagem esquerda da Figura 4.7 é apresentado o campo de velocidades no primeiro nível de orifícios. É possível observar a frente de ar descendente a incidir contra a cavaca de madeira, verificando-se um aumento da velocidade na zona de contacto com a superfície frontal e o desvio do ar para as zonas laterais da câmara de combustão. Na esteira da cavaca observam-se dois vórtices de ar, causados pela turbulência anteriormente referida e a injeção de ar novo pelos quatro orifícios de ar secundário. De uma forma geral, conclui-se que o ar secundário está a ser bem distribuído para a zona de recirculação, o que permite fornecer oxigénio a um local onde a quantidade de gases voláteis deverá ser superior. Verificam-se velocidades em cada orifício de ar secundário igual a 2,4 m/s.

Na imagem da direita da Figura 4.7 apresenta-se o mesmo plano para o caso isotérmico. Desta comparação entre os dois modelos numéricos, facilmente se observa que as velocidades do ar são bastante inferiores no modelo isotérmico, conclui-se desse modo que o comportamento do ar dentro da câmara de combustão irá depender fortemente da temperatura e densidade do fluido. Verificou-se também nos orifícios de ar secundário deste segundo modelo uma velocidade na ordem dos 1,7 m/s. Da comparação entre as duas

imagens, o modelo com ganhos térmicos verifica-se uma maior penetração de ar secundário dentro do volume da fornalha, devido à velocidade superior nos orifícios.

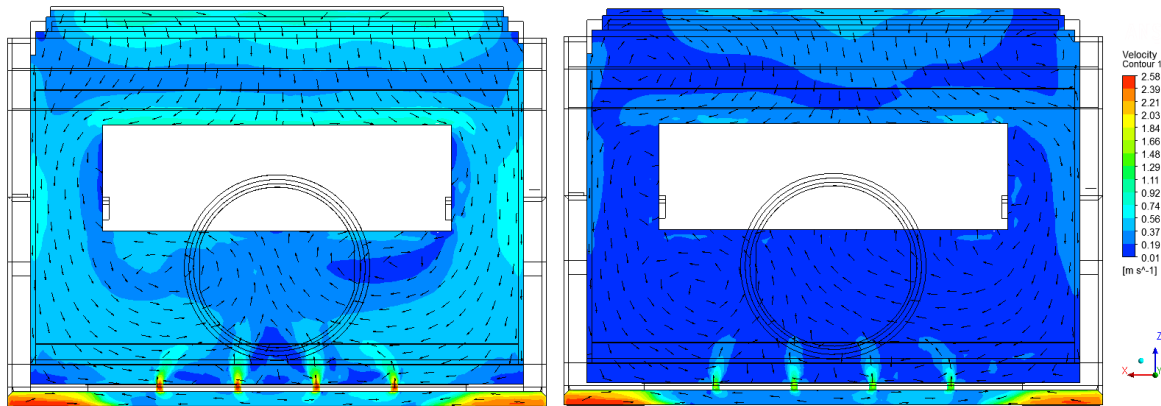


Figura 4.7. Representação da velocidade do ar no 1º nível de orifícios de ar secundário e a sua comparação com o modelo isotérmico.

4.3.1.2. Temperatura

Na Figura 4.8 apresenta-se no mesmo plano, o escoamento do ar e a sua temperatura.

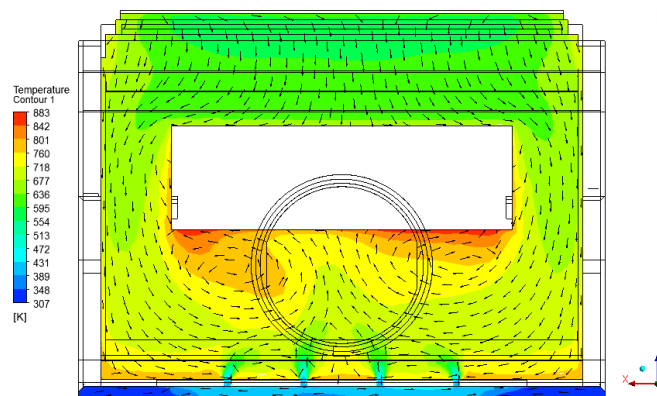


Figura 4.8. Representação da temperatura do ar no 1º nível de orifícios de ar secundário.

Pode observar-se que as zonas de maiores temperaturas situam-se na parte de trás da cavaca de madeira, sendo este um indicador de que a concentração de voláteis naquela zona será certamente superior. O ar contorna aerodinamicamente a cavaca levando o ar aquecido para a zona da recirculação, que devido à sua temperatura, ascende para o topo da câmara de combustão. Verifica-se também na imagem, o pré-aquecimento do ar no volume de admissão a montante dos orifícios, assim como, o rápido aumento de temperatura quando o ar secundário entra na câmara de combustão.

4.3.2. Orifícios de Ar Secundário do 2º Nível

4.3.2.1. Velocidade

De modo análogo apresenta-se na Figura 4.9, o campo de velocidades para o segundo nível de orifícios situado a uma cota superior à anterior. Da imagem do lado esquerdo pode-se observar uma zona onde a velocidade é superior e que corresponde à massa de ar que é desviada pela presença da cavaca, aumentando dessa forma a velocidade local do escoamento. Distingue-se na imagem e junto da fronteira da zona mencionada, duas direções do ar completamente distintas, a primeira que vem do vidro para o interior da câmara, corresponde à frente de ar frio descendente e a segunda à frente de ar quente ascendente. Verificam-se também nas próximas figuras, uma dupla recirculação de ar na frente fria junto ao vidro, assim como na parte de trás do recuperador.

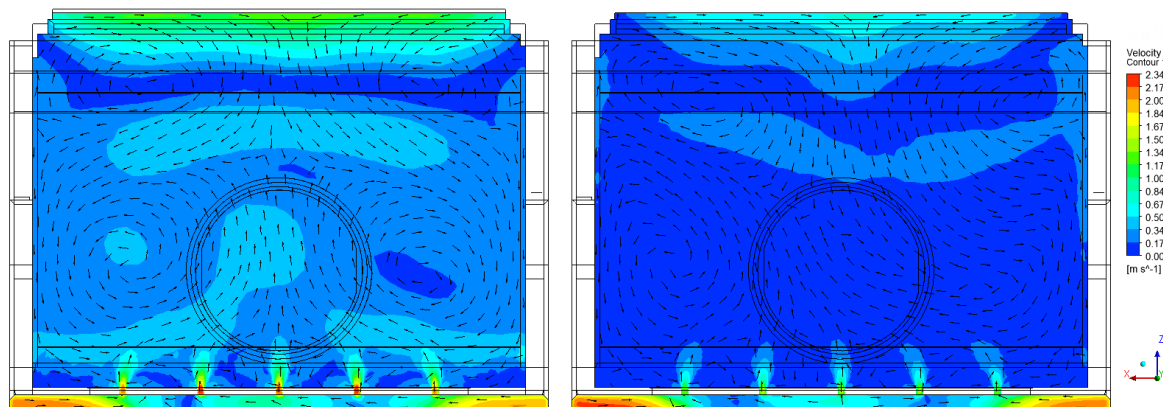


Figura 4.9. Representação da velocidade do ar no 2º nível de orifícios de ar secundário e a sua comparação com o modelo isotérmico.

Nos orifícios verificou-se, tal como no caso anterior, uma boa injeção de ar para a câmara de combustão. Contudo, as velocidades são ligeiramente diferentes em cada um dos orifícios. Assim, no orifício central registou-se uma velocidade média de 2,2 m/s, nos orifícios laterais 2,1 m/s e nos dois restantes velocidades de 2,3 m/s o que evidencia um comportamento simétrico do ar secundário em que cada lado do recuperador de calor. Estas diferentes velocidades nos orifícios devem-se, possivelmente, à forma como o ar circula no volume de admissão na parte de trás do recuperador de calor. Uma possível melhoria geométrica poderia ser aplicada neste local de modo a favorecer a velocidade da injeção de ar pelos orifícios e a manter constante a velocidade em cada um. Na imagem da direita apresenta-se o modelo isotérmico que, tal como foi revisto anteriormente, as velocidades são relativamente mais baixas em comparação com os resultados da simulação numérica da imagem esquerda.

4.3.2.2. Temperatura

Na Figura 4.10 apresentam-se as temperaturas do escoamento no plano de orifícios superior. Note-se que as maiores temperaturas ocorrem nas zonas junto das paredes de vermiculite e em toda a parte de trás da cavaca de madeira. Por sua vez, verificou-se um máximo de temperatura nos dois vórtices de recirculação, logo conclui-se que, para além do movimento circular, existe um movimento ascendente do ar quente nesta região, tal como se poderá observar posteriormente nas figuras apresentadas no plano YZ.

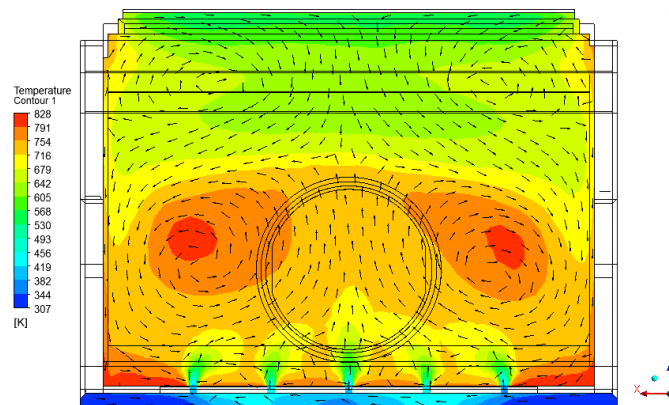


Figura 4.10. Representação da temperatura do ar no 2º nível de orifícios de ar secundário.

Torna-se também evidente nesta figura as duas frentes, respetivamente, de ar frio e quente e o limite onde estas duas correntes de ar se confrontam. Por fim, pode-se inclusive observar o efeito de arrefecimento da câmara de combustão devido à entrada de ar secundário. Contudo, este efeito poderá ser bastante diferente em condições reais, dado que não se consideram as reações em estado gasoso, onde o ar secundário irá contribuir para a oxidação dos voláteis provocando o aumento da temperatura local.

4.4. Escoamento do Ar no Plano YZ

Nas figuras seguintes será apresentado em corte transversal, um conjunto de resultados para o campo de velocidades e de temperaturas do escoamento de ar. Analisa-se também neste subcapítulo a variação do comportamento do fluido para diferentes secções transversais do recuperador de calor.

4.4.1. Velocidade

A Figura 4.11 compara a velocidade do ar no interior do recuperador em dois modelos, com e sem as trocas térmicas. Pode observar-se que a velocidade do ar que desce junto ao vidro e a recirculação que existe na parte frontal da cavaca quando o ar é

desviado, cria a frente fria referida em imagens anteriores. Em todas as simulações numéricas executadas neste trabalho, verificou-se sempre a existência desta recirculação de ar na parte da frente da câmara de combustão. Por sua vez, na parte de trás observa-se que o ar ascende, de um modo geral, em direção ao deflector de gases de combustão e segue depois para a zona de passagem para o volume da chaminé.

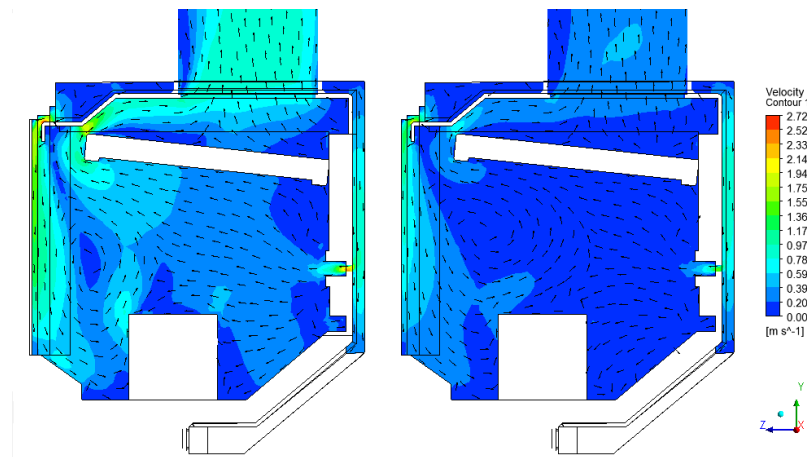


Figura 4.11. Representação da velocidade do ar no corte transversal a meio do recuperador de calor e a sua comparação com o modelo isotérmico.

Igualmente, da comparação das duas imagens verifica-se a tal diferença de velocidades entre os dois modelos. Todavia, observa-se no caso isotérmico que a recirculação abrange toda a região superior da cavaca.

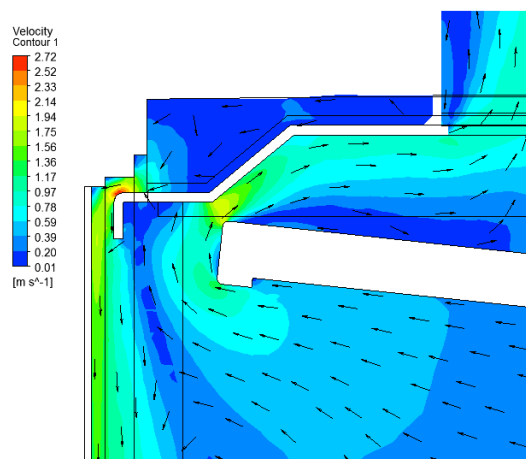


Figura 4.12. Representação da velocidade do ar junto do vidro e na zona de passagem do deflector de gases de combustão.

Na zona de passagem do ar quente para a chaminé e na passagem do ar primário junto ao vidro, registaram-se as velocidades superiores deste plano. Tal como se pode observar em pormenor na Figura 4.12, o fluido acelera localmente nestas estreitas

passagens, gerando junto ao vidro uma velocidade de aproximadamente 1,5 m/s, garantindo o efeito de limpeza desejado.

Na Figura 4.13 faz-se uma análise a diferentes secções transversais do recuperador de calor. Na imagem de cota $x = 0,11\text{ m}$ observa-se uma velocidade superior junto da cavaca em comparação com as restantes secções. Este acontecimento deve-se ao ar que é desviado e que contorna lateralmente a cavaca de madeira. Na secção de cota $x = 0,2375\text{ m}$, pode-se analisar a influência do primeiro nível de orifícios em comparação com o segundo na terceira imagem.

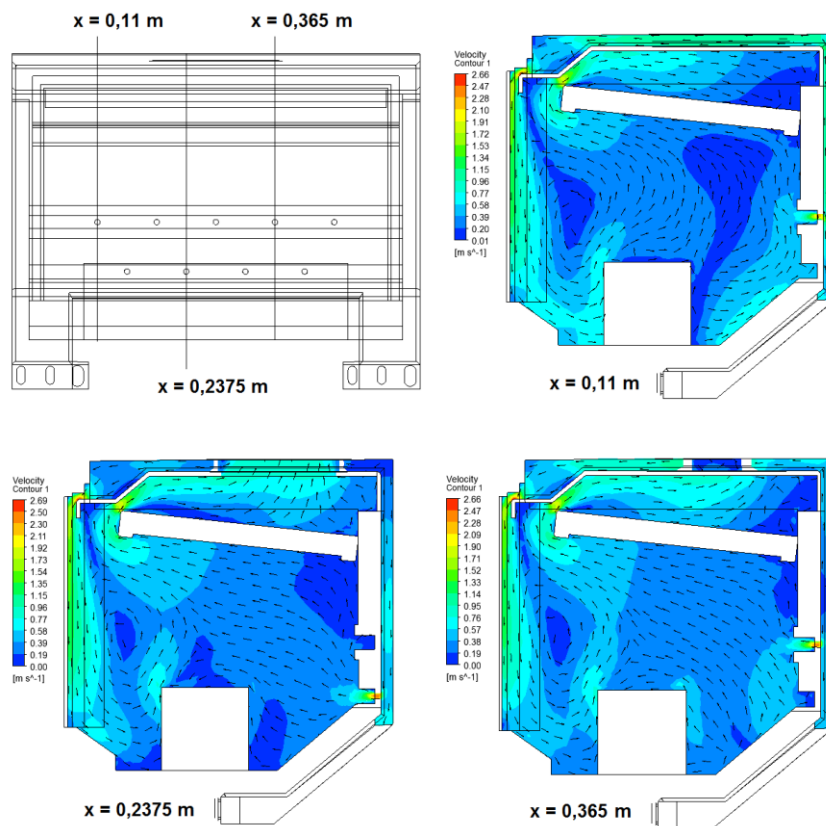


Figura 4.13. Representação da velocidade do ar em diferentes secções transversais do recuperador de calor.

Observa-se em todas as secções, uma baixa circulação de ar junto do deflector de gases de combustão, no canto superior direito do volume da fornalha. O mesmo ocorre a meio da cavaca na sua parte de trás e superior, onde se verifica, respetivamente, a separação do escoamento com a formação vórtices da recirculação de ar quente e a zona do início do contacto entre duas frentes de ar. De notar que as escalas em cada imagem são ligeiramente diferentes entre elas, pelo que requer uma análise cuidada de cada uma.

4.4.2. Temperatura

Apresenta-se de seguida a variação da temperatura no interior do recuperador de calor, tanto do ar como dos sólidos mencionados no capítulo três.

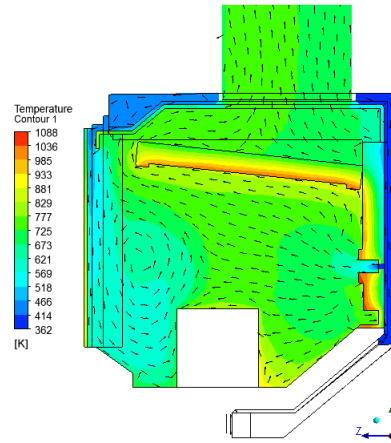


Figura 4.14. Representação da temperatura do ar e dos sólidos no corte transversal a meio do recuperador de calor

Na Figura 4.14, observa-se através de corte transversal a meio do recuperador de calor, a temperatura do ar nas várias regiões da câmara de combustão.

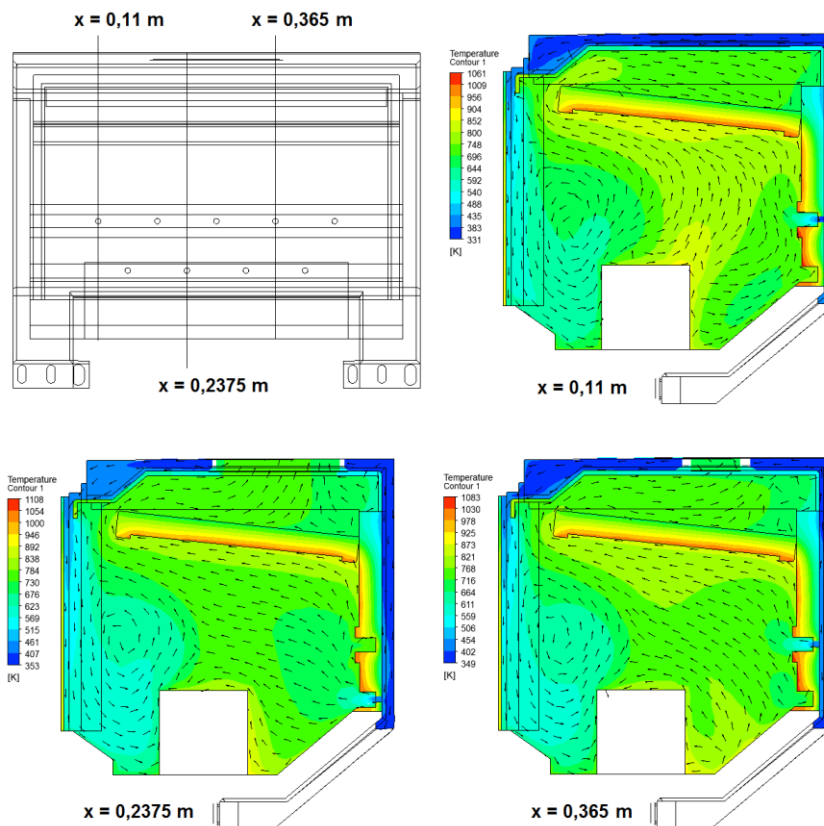


Figura 4.15. Representação da temperatura do ar e dos sólidos em diferentes secções do recuperador de calor.

Distingue-se claramente a frente de ar frio e a recirculação na parte da frente de cavaca. Verifica-se, igualmente, uma temperatura elevada na superfície dos sólidos compostos por placas de vermiculite, devido à energia térmica transferida por radiação entre a fonte de calor e estas placas isolantes. A energia é então absorvida na superfície, que aliado a uma baixa condutibilidade térmica deste material, garante uma temperatura superficial elevada, podendo-se mesmo visualizar a variação da temperatura ao longo da espessura do sólido.

A partir da comparação dos vários cortes transversais presentes na Figura 4.15, verifica-se que a temperatura pouco varia ao longo do comprimento do recuperador de calor. Destaca-se apenas uma temperatura superior na parte de trás da cavaca para as secções centrais do recuperador de calor. Na imagem da cota $x = 0,11m$, verifica-se uma temperatura superior na recirculação do ar primário, em comparação com os outros dois casos. Em ambas as secções é, naturalmente, junto do deflector de gases de combustão que se observam as temperaturas mais elevadas do ar, que chegam a rondar os $500^{\circ}C$ a $600^{\circ}C$.

4.5. Temperatura Adjacente das Paredes

A componente CFX-Post[®] permite a análise da temperatura da superfície das paredes do recuperador de calor, que são adjacentes ao domínio fluido da simulação. Estas são calculadas com base nas propriedades do escoamento local e da radiação térmica incidente em cada superfície. Desta forma, é possível obter uma representação da temperatura interior da câmara de combustão. Na seguinte figura são apresentadas duas imagens do recuperador de calor, através de uma vista isométrica da parte da frente e de trás do equipamento.

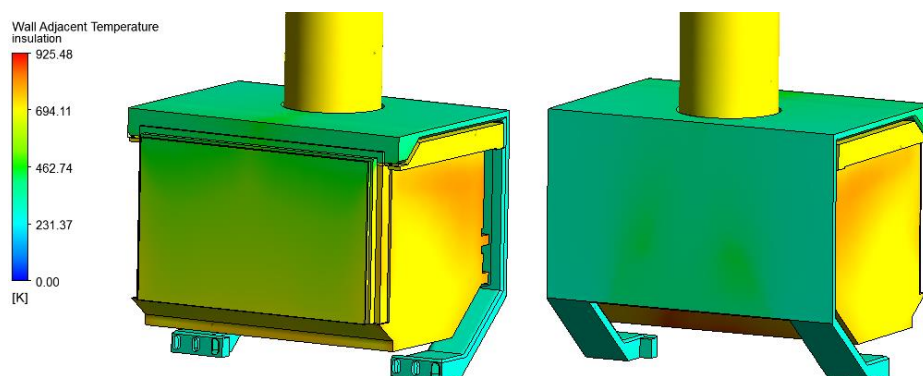


Figura 4.16. Representação da temperatura adjacente das paredes do recuperador de calor.

Observa-se que a temperatura é superior nas superfícies isoladas, como é o caso das partes laterais constituídas por placas de vermiculite e da chaminé isolada com a

lã de rocha. Por outro lado, a chapa superior e traseira sujeitas à convecção forçada são, obviamente, as que verificam temperaturas inferiores, devido ao coeficiente de transferência de calor elevado e ao contacto com o ar de admissão à temperatura ambiente. Destaca-se inclusive, a temperatura adjacente da parede no canto superior das superfícies laterais, a que se deve às baixas velocidades e à temperatura elevada do ar naquela região. A temperatura máxima verifica-se numa superfície pouco visível na figura, mas que se situa na parte de trás da cavaca e é onde ocorre as maiores trocas de energia por radiação.

5. CONCLUSÃO

Após a apresentação de resultados, importa agora realçar as principais conclusões deste trabalho e sugerir um conjunto de futuras tarefas, que podem vir a ser desenvolvidas sobre este tema, dando alguma continuidade a este estudo.

5.1. Principais Conclusões

Durante a preparação da simulação numérica foi possível retirar uma das primeiras conclusões, que foi o recurso a inúmeras aproximações na modelação do recuperador de calor, devido à complexidade da sua geometria e do seu funcionamento. Portanto, não se consideraram nem os processos de combustão nem as reações químicas associadas que poderiam envolver fenómenos locais de libertação de energia que ocorre na zona de chama ou durante a combustão dos gases voláteis. De um modo geral, simplificaram-se os processos de combustão e de libertação de energia, limitando-os a um simples fluxo térmico nas superfícies da cavaca de madeira. Igualmente, durante todo o processo de simulação, a transferência de calor obrigou a assumir valores aproximados e a simplificar certos parâmetros físicos e propriedades de materiais. Conclui-se assim que, apesar do poderoso contributo da utilização de *software* de DFC, estes requerem por parte do utilizador um perfeito conhecimento da realidade física, do funcionamento do equipamento e dos modelos numéricos envolvidos na simulação. Assim, é exigida alguma experiência na utilização destes programas, de modo a assegurar a fiabilidade dos resultados numéricos.

Devido à dificuldade na modelação numérica do recuperador de calor, verificaram-se algumas discrepâncias dos resultados numéricos em relação aos dados experimentais, essencialmente no que toca às temperaturas do ar na câmara de combustão. Um exemplo dessas incertezas foi observado na temperatura do ar na saída da chaminé, na qual se verifica uma diferença de temperaturas de, aproximadamente, 200°C. Contudo, nas várias simulações executadas, observou-se o mesmo comportamento do fluído, existindo a recirculação de ar no volume de admissão junto aos orifícios de ar secundário e a recirculação do ar primário desviado, devido à presença da cavaca. Conclui-se que, como ambas as recirculações de ar persistem em qualquer um dos casos estudados, espera-se que ocorram igualmente no modelo físico apesar das velocidades e a forma da recirculação,

dependem de fatores tais como a temperatura local, a dimensão e posicionamento da cavaca de madeira.

Da confrontação entre os resultados numéricos com as trocas térmicas e os resultados isotérmicos, verificou-se que a temperatura e consequente variação da densidade do ar têm um impacto significativo na velocidade e forma do escoamento no interior da câmara de combustão. Por sua vez, a validação do modelo numérico leva à necessidade de realizar ensaios durante a queima de combustível, o que dificulta a medição das velocidades e temperaturas dentro da câmara de combustão. Uma das soluções propostas seria a realização de ensaios a frio, isto é, sem ocorrer a combustão, pois assim seria possível fazer as medições sem constrangimentos provocados pelas temperaturas elevadas. No entanto, estes últimos resultados numéricos vêm de algum modo comprometer esta solução, visto que existem diferenças significativas das velocidades nos dois casos. Este facto não revoga a validação experimental a frio, mas espera-se à partida que os resultados estejam aquém daquilo que pode ocorrer durante o funcionamento do recuperador de calor.

5.2. Trabalho Futuro

Existem diferentes hipóteses para continuar à aperfeiçoar o presente trabalho. Uma delas é a continuação da melhoria do modelo numérico atual, realizando novos testes com configurações alternativas de modo aproximar os resultados numéricos aos dados experimentais. Neste sentido poder-se-iam realizar em paralelo ensaios laboratoriais, com vista a esclarecer e determinar certas condições de fronteira assumidas durante a preparação da simulação, como por exemplo, a quantidade de energia cedida por radiação na combustão de biomassa sólida. Seguramente seria importante realizar uma validação experimental do modelo numérico, o que simultaneamente, permitiria fornecer informações adicionais sobre as condições de funcionamento, assim como validar os resultados numéricos. Dessa forma, seria necessário desenvolver uma metodologia para realizar as medições de velocidade e temperatura local no interior do recuperador de calor com a combustão ocorrer, ou então uma validação a frio como referido anteriormente. Em alternativa poder-se-ia validar o modelo numérico com o equipamento a quente, ou seja, com as superfícies à temperatura de funcionamento, mas sem o processo de queima da madeira. O que permitiria simplificar o modelo numérico, pois poder-se-iam modificar algumas condições de fronteira para simples temperaturas superficiais obtidas, por exemplo, com o recurso a medições termográficas.

Após a construção e validação do modelo seria nesse caso possível, realizar um ou diversos estudos paramétricos, com vista à otimização da eficiência do equipamento, demonstrando a utilidade e capacidade desta ferramenta numérica.

Como trabalho mais avançado poder-se-iam incluir as eventuais reações químicas e formação de certos gases de combustão na simulação. Apesar de exigir maiores capacidades de computação, os dados obtidos seriam certamente de grande utilidade para os fabricantes destes equipamentos, visto existirem algumas dificuldades na obtenção de bons desempenhos energéticos associados a baixas emissões de gases poluentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alakangas, E., Erkkilä, A. e Oravainen, H. (VTT), Rubik A. e Englisch, M. (OFI), Corbella, L. (ETA-Renewable Energies), Floc'h-Laizet, C. e Pennequin, J. (Biomasse Normandie) e Puente, F (ESCAN). “*Efficient and environmentally friendly biomass heating. Firewood production and use in fireplaces and stoves*”. Technical Research Center of Finland (VTT), 2008, Finlândia.
- ANSYS, Inc., “*ANSYS CFX-Solver Theory Guide*”. Release 15.0, Pennsylvania, USA, November 2013.
- Bugge, M., Skreiberg, Ø., Haugen, N.E.L. e Seljeskog, M., “*CFD modelling of NO_x emissions from wood stoves*”. Proceedings of the 1st International Workshop on CFD and Biomass Thermochemical Conversions, Leipzig, Germany, 30 September 2014.
- Camacho, J.L.F. (2008), “*Desenvolvimento dum modelo dinâmico aplicado à combustão de cargas de biomassa em fogões domésticos*”. Tese de Mestrado em Engenharia do Ambiente. Departamento de Ambiente e Ordenamento - Universidade de Aveiro, Aveiro.
- Comunicado da Comissão das Comunidades Europeias (2005, 7 de dezembro), “*Plano de acção Biomassa*”, {SEC(2005) 1573}, COM(2005) 628 final, Bruxelas.
- Knop, N.M. (2009), “*Thermal analysis of a fireplace using ANSYS*”. Tese de Mestrado em Engenharia Aeroespacial. Iowa State University, Ames, Iowa, USA.
- Mendes, C.M.M. (2011, outubro), “*Ensaio de equipamento de aquecimento ambiente a pellets para marcação CE*”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia da Universidade do Minho, Guimarães.
- Menghini, D., Allouis, C., Beretta, F., Marra, F.S. e Martino, G., “*A study for the optimization of domestic appliances for biomass combustion*”. Proceedings of the 29th Meeting on Combustion, Pisa, Italy, 14-17 June 2006.
- Menghini, D., Marra, F.S., Allouis, C., Beretta, F. (2007), “*Effect of excess air on the optimization of heating appliances for biomass combustion*”, Experimental Thermal and Fluid Science, 32, pp. 1371-1380.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N., Munson, B.R. e DeWitt, D.P. (2002), “*Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer*”, Wiley, New York.
- Oliveira, L.A. e Lopes, A.G. (2010), “*Mecânica dos Fluidos*”, 3^a Ed., ETEP, Lidel.
- Resolução do Conselho de Ministros n.º 20/2013 de 10 de abril. “*Diário da Republica n.º 70 – I Série, 2013*”. Presidência do Conselho de Ministros, Lisboa. pp. 2022-2091.
- Scharler, R., Benesch, C., Neudeck, A. e Obernberger, I., “*CFD based design and optimisation of wood log fired stoves*”. Proceedings of the 17th European

Biomass Conference and Exhibition, From Research to Industry and Markets, Hamburg, Germany, 29 June – 03 July 2009.

Scharler, R., Benesch, C., Schulze, K. e Obernberger, I., “*CFD Simulations as efficient tool for the development and optimisation of small-scale biomass furnaces and stoves*”. Proceedings of the 19th European Biomass Conference and Exhibition, Berlin, Germany, 6-10 June 2011.

Teixeira, J.F. (2011, julho), “*Dimensionamento de uma lareira com recuperador de calor*”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.

U.S. Energy Information Administration (EIA) (2013, julho), “*International Energy Outlook 2013. With Projections to 2040*”. Acedido a 5 de Junho de 2015, em: [http://www.eia.gov/forecasts/archive/ieo13/pdf/0484\(2013\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/archive/ieo13/pdf/0484(2013).pdf).

Vogel, M. (2005, outubro), “*Heating with wood: Principles of combustion*”, *Housing & Residential Energy*, MT198405 HR. Acedido a 17 de Abril 2015, no Web site da: Montana State University: <http://www.montana.edu/wwwpb/pubs/mt8405.html>

ANEXO A

Transferência de Calor

Condução

A condução representa a transferência de energia a partir de corpos mais energéticos para corpos adjacentes menos energéticos, resultantes de um contacto entre as partículas. A taxa de transferência de calor, através de um meio, depende da sua geometria, espessura, condutibilidade térmica do material, assim como do diferencial de temperatura (Camacho, 2008).

Este modo de transferência ocorre essencialmente nas superfícies metálicas do recuperador, que devido à elevada condutividade permite a transferência de grandes quantidades de energia térmica. Nos novos recuperadores de calor utilizam-se placas de vermiculite, um material que funciona como isolante térmico, permitindo que se mantenham temperaturas elevadas dentro da câmara de combustão, favorecendo a queima eficiente dos gases libertados na pirólise.

O fluxo de calor transferido por condução é calculado com base na seguinte expressão:

$$\dot{Q}[W] = \frac{k[W/m \cdot ^\circ C]}{e[m]} \times A_s[m^2] \times (T_2 - T_1) \quad (0.1)$$

em que k representa a condutibilidade térmica do material, e a espessura do sólido e A_s a área da superfície. A diferença de temperaturas entre o lado quente e o lado frio é dado por $(T_2 - T_1)$.

Convecção

A convecção é o processo de transferência de energia que permite aos recuperadores de calor e salamandras recuperarem o máximo de energia da madeira. Portanto, a convecção representa a troca de calor que ocorre entre as superfícies sólidas do equipamento e um gás ou líquido adjacente, envolvendo efeitos combinados de condução e movimento do fluido (Camacho, 2008).

A convecção é forçada, se o escoamento do fluido sobre a superfície for imposto por meios externos, como é o caso das ventoinhas que equipam a maioria dos

recuperadores de calor, nas câmaras de convecção. Por outro lado, se o escoamento do fluido tiver apenas origem nas forças de impulsão induzidas pelas diferenças de densidade causadas pela variação de temperatura, a convecção é dita natural e ocorre tanto no interior do recuperador de calor, através das trocas entre os gases de combustão quentes e as superfícies sólidas, como na parte exterior entre o ar ambiente a ser aquecido e o vidro do equipamento (Camacho, 2008).

Apesar da complexidade da convecção, a taxa de transferência de calor está relacionada com a diferença de temperatura, sendo expressa pela Lei do Arrefecimento de Newton através da seguinte equação:

$$\dot{Q}[W] = h_{conv}[W/m^2 \cdot ^\circ C] \times A_s[m^2] \times (T_s - T_f) \quad (0.2)$$

em que o coeficiente de transferência de calor de convecção (h_{conv}) é um parâmetro determinado experimentalmente, cujo valor depende da geometria, dimensões da superfície, da natureza do escoamento, das propriedades e velocidade do fluido e também da diferença de temperaturas. Este coeficiente é calculado para placas planas isotérmicas a partir da seguinte relação:

$$h_{conv}[W/m^2 \cdot ^\circ C] = \frac{Nu \times k_f[W/m \cdot ^\circ C]}{L[m]} \quad (0.3)$$

onde, Nu representa número de Nusselt, k_f a condutibilidade térmica do fluido e L a dimensão característica da placa. O número de Nusselt é determinado por outros parâmetros adimensionais, como o número de Grashoff e de Prandl. Os cálculos para determinar o coeficiente de convecção para diversas geometrias podem ser revistos no livro de Moran et al. (2002).

Radiação

A radiação resulta do facto de o corpo ter uma temperatura absoluta superior a 0K e resulta na emissão de energia interna do material. Ao contrário da condução e convecção, a transferência de calor através da radiação não requer a presença de um meio interveniente. Este fenómeno volumétrico permite que todos os sólidos, líquidos e gases emitam, absorvam ou transmitam radiação. No entanto, é considerada como um fenómeno que ocorre ao nível superficial para sólidos opacos à radiação térmica, ou seja, toda a radiação incidente nestes corpos é absorvida na superfície e emitida por esta para outras superfícies (Camacho, 2008).

Quanto à superfície ideal que emite radiação à taxa máxima é designada de corpo-negro. No entanto, a radiação emitida por todas as superfícies reais é menor do que a

radiação de corpo-negro, à mesma temperatura. A taxa de radiação que pode ser emitida entre duas superfícies a temperatura diferentes é dada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}[W] = \varepsilon \times \sigma [W/m^2 \cdot K^4] \times A_s[m^2] \times (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (0.4)$$

em que $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$ é a constante de Stefan-Boltzmann e ε é a emissividade da superfície. De notar que, para além da emissividade existem outras propriedades importantes na radiação como o coeficiente de absorção α , que representa a fração de energia de radiação absorvida por uma superfície.

Em geral, tanto a emissividade como o coeficiente de absorção de uma superfície dependem da temperatura e do comprimento de onda da radiação. Contudo, a lei de Kirchhoff estabelece que a emissividade e o coeficiente de absorção de uma superfície a uma dada temperatura e comprimento de onda são iguais. Para superfícies opacas, a radiação incidente que não é absorvida é refletida. A diferença entre a radiação emitida e a absorvida dá o ganho ou perda de energia de radiação. Nos recuperadores de calor, este modo de transferência de calor verifica-se principalmente na radiação pelas paredes recuperador de calor. Para além destas, também é emitida alguma radiação pelos gases de combustão, devido às temperaturas elevadas e à presença de moléculas assimétricas como o dióxido de carbono, o vapor de água e outras partículas com elevados valores de emissividade (Camacho, 2008).

Balanço Energético

O rendimento global de aquecimento de um determinado espaço pode ser dado pela seguinte expressão (Alakangas et al., 2008):

$$\eta_g = \eta_c \times \eta_h \times \eta_r \quad (0.5)$$

onde η_c representa o rendimento térmico do processo de combustão, η_h o rendimento de transferência de calor do equipamento e η_r o rendimento de aquecimento.

O rendimento de combustão depende de perdas dos gases não queimados e da quantidade de combustível presente nas cinzas, após a combustão. Para obter-se rendimentos elevados de combustão, exige-se uma boa mistura do ar secundário com os gases de pirólise e temperaturas elevadas (Alakangas et al., 2008).

O rendimento de transferência de calor pode ser observado através do arrefecimento dos gases de combustão e corresponde ao calor que é cedido à estrutura do equipamento. O rendimento de transferência de calor depende de fatores tais como, as configurações geométricas (especialmente das superfícies em contacto com a câmara de

convecção), os materiais utilizados e o estado de limpeza do equipamento, pois a acumulação de fuligem nas paredes do recuperador de calor tem um efeito isolante, reduzindo a transferência de calor (Alakangas et al., 2008).

Quanto ao rendimento de aquecimento, este é muitas vezes desprezado no cálculo do rendimento global de aquecimento, por ser um parâmetro que não depende do equipamento. Este rendimento representa a relação entre o calor fornecido pelo recuperador de calor e o calor que é consumido no aquecimento. Se a potência fornecida for demasiado alta, o excesso de calor produzido irá dissipar-se através das paredes e da ventilação da habitação. Assim, este rendimento depende do isolamento da habitação e da forma como a combustão da biomassa é controlada pelo utilizador (Alakangas et al., 2008).

Todos estes rendimentos estão relacionados uns com os outros. Ou seja, quando, por exemplo, diminui-se a quantidade de ar, a eficiência da transferência de calor aumenta, devido a uma menor massa de ar frio no interior do recuperador, mas o rendimento da combustão será reduzido devido ao insuficiente oxigénio presente na câmara de combustão (Alakangas et al., 2008).

De um ponto de vista técnico, os recuperadores de calor apenas são testados relativamente à sua eficiência de combustão e às emissões de CO, pois nos ensaios realizados sobre a norma europeia, apenas é contabilizada a perdas químicas e térmicas verificadas à saída da chaminé. Sendo estas perdas energéticas subtraídas à energia disponível na carga de lenha. Esta energia é calculada com base no poder calorífico inferior em base seca da madeira. Note-se, portanto, que não se tem em conta a humidade presente na lenha e a energia necessária à vaporização de água, sendo na realidade a potência útil inferior à potência nominal que é obtida na marcação CE.

ANEXO B

Modelo de Turbulência

A turbulência ocorre quando as forças de inércia de um fluido são significativamente superiores às forças viscosas e é caracterizado por números de Reynolds elevados (ANSYS, 2013). Em princípio, as equações de Navier-Stokes descrevem tanto os escoamentos laminares como turbulentos, sem a necessidade de informação adicional (métodos de simulação direta). No entanto, o escoamento turbulento estende-se por uma vasta gama de escalas espaciais e temporais e no geral, a escala dos turbilhões de menor dimensão (conhecida por escala de Kolmogorov) é bastante inferior em relação ao elemento mais pequeno de uma malha de discretização. Por essa razão, os métodos diretos de resolução de escoamento turbulentos exigem capacidades computacionais superiores daquelas que estão atualmente disponíveis, o que impede a utilização de tal método na maioria dos casos práticos (Oliveira e Lopes, 2010). Para prever os efeitos da turbulência nas simulações com recurso à DFC, foram desenvolvidos um conjunto de modelos de turbulência, os quais se baseiam no tratamento estatístico dos campos velocidade (ANSYS, 2013). Dessa forma, contorna-se o problema das escalas através da introdução de conceitos como por exemplo, a viscosidade turbilhonar. De entre os vários modelos de turbulência, os de duas equações são largamente os mais utilizados em problemas de engenharia, por oferecerem um bom compromisso entre a precisão computacional e o esforço numérico.

Neste problema foi então utilizado um modelo de turbulência k- ϵ , onde k representa a energia cinética de turbulência definida pelas flutuações de velocidades do escoamento e ϵ representa a taxa de dissipação viscosa de energia. Os valores de k e ϵ vêm diretamente das equações (0.1) e (0.2), que representam as equações diferenciais de transporte para a energia cinética de turbulência e a taxa de dissipação viscosa (ANSYS, 2013).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon + P_{kb} \quad (0.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{\epsilon b}) \quad (0.2)$$

onde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k e σ_ε são constantes relacionadas com o modelo de turbulência e tomam, respetivamente, os seguintes valores $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,33$. Por sua vez, P_{kb} e $P_{\varepsilon b}$ representam a influencia das forças de impulsão e P_k representa a produção de turbulência devido às forças viscosas. No manual teórico do programa ANSYS CFX[®] encontra-se mais informação acerca deste modelo.

APÊNDICE A

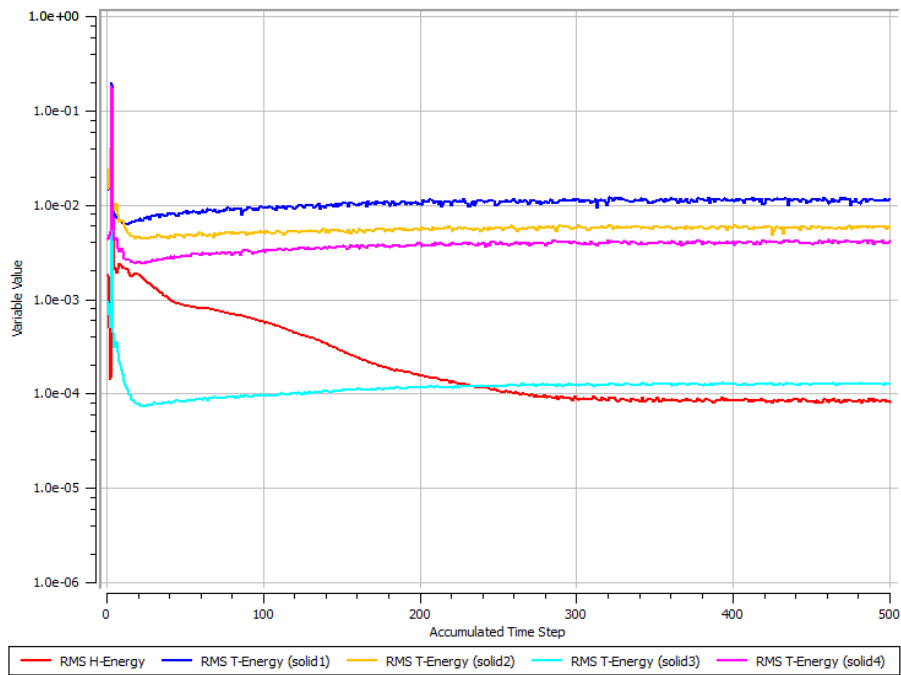


Figura 0.1. Representação da convergência dos cálculos para as equações de conservação de energia.

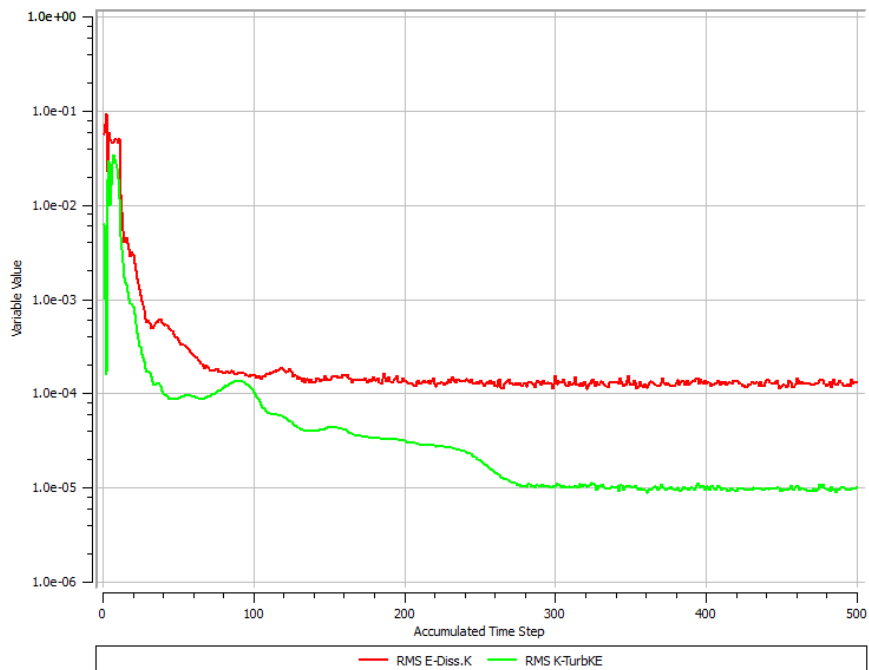


Figura 0.2. Representação da convergência dos cálculos para as equações de conservação do modelo de turbulência k-ε.