

Daniel Bonin

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM SECADOR DE MADEIRA
OPERADO ATRAVÉS DA QUEIMA DE BIOMASSA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Vicente de Paulo Nicolau

Florianópolis
2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca
Universitária da UFSC.

Bonin, Daniel

Análise térmica de um secador de madeira
operando através da queima de biomassa / Daniel
Bonin; orientador, Vicente de Paulo Nicolau, 2017.
137 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Ciências térmicas.
3. Secador de madeira. 4. Trocador de calor. I.
Nicolau, Vicente de Paulo. II. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. III. Título.

Daniel Bonin

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM SECADOR DE MADEIRA
OPERADO ATRAVÉS DA QUEIMA DE BIOMASSA**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em engenharia mecânica”, e aprovado em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC

Florianópolis, 01 de Agosto de 2017.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr - Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.^a Talita Sauter Possamai, Dr.^a
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Edson Bazzo, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus pais,
meus irmãos e a minha namorada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao CNPq pelo apoio a pesquisa.

Agradeço ao Prof. Vicente de Paulo Nicolau pela dedicação em que nos orienta.

Agradeço ao Eng. Edevaldo Brandilio Reinaldo por toda ajuda na parte experimental e também pelos conselhos e motivação.

Agradeço à UFSC, em especial ao PosMec, pela infraestrutura e oportunidades oferecidas.

Agradeço a Sólida Brasil Madeiras por abrir suas portas e disponibilizar o equipamento para avaliação em cada vez que foi solicitado.

Agradeço a Contraco Máquinas e Equipamentos Ltda, por todas as informações prestadas e auxílio na instalação de equipamentos para as medições.

Agradeço aos membros do LabCET, em especial aos colegas do núcleo de Eficiência Energética, por todo o auxílio nas horas de dificuldades e pelo companheirismo em todos os momentos

Agradeço em especial aos meu pais Fátima e Natalino, aos meus irmãos Eduardo e Luiza, ao meu cunhado Leonardo e principalmente a minha namorada, Huldinha.

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise térmica de um secador de madeiras industrial, com trocador de calor de tubos concêntricos. Em parte desta análise dados experimentais foram levantados em um secador industrial em operação. Também foi feita uma simulação numérica com dois modelos usando o método dos volumes finitos, software Ansys CFX 14.0, um para o ambiente interno do secador e outro para o trocador de calor, pois se trata de aquecimento indireto. A análise experimental apresentou temperaturas de operação abaixo das recomendadas na literatura. Também se observou uma queima de biomassa com elevado excesso de ar e grandes perdas de energia pelos gases na chaminé e pelas paredes externas. Os resultados da análise em CFD, como os campos de velocidade, temperaturas, trocas térmicas e perdas de calor são apresentados e discutidos para os dois modelos. Os resultados das medições foram comparados aos resultados da simulação, mostrando a adequação dos modelos numéricos. Descrevendo o funcionamento de um secador de madeiras industrial e de um trocador de calor de tubos concêntricos, o método aplicado neste trabalho pode ser empregado na simulação de equipamentos similares, permitindo analisar alternativas com o objetivo de aprimorar os respectivos desempenhos.

Palavras-chave: análise térmica, secador de madeira, trocador de calor de tubos concêntricos, secagem industrial, análise térmica, análise numérica, biomassa.

ABSTRACT

This work presents the thermal analysis of an industrial wood-drying kiln comprising a concentric tube heat exchanger. Experimental data was partially achieved from an operating wood-drying kiln. Furthermore, a numerical simulation was performed according to two models based on the finite volume method (software Ansys CFX 14): one model for the wood-drying kiln interior and another for the heat exchanger, as indirect heating is concerned. The experimental analysis indicated operating temperatures lower than those recommended by the specific literature. A biomass burning with high air excess and considerable energy losses through the gases in the chimney and through external walls was also observed. The outcomes from the CFD analysis, such as velocity profiles, temperatures, heat transfer and heat loss are provided and discussed for both models. The experimental results properly correlate with the data obtained by simulation, which validate the adequacy of the chosen models. With the aim to describe the behavior of a wood-drying kiln and a concentric tube heat exchanger. The numerical method enables to analyse different alternatives to improve equipment performance. By depicting the operating parameters of a wood-drying kiln and a concentric tube heat exchanger, the method here applied may be applied in the simulation of similar equipment, allowing for the evaluation of alternatives with the aims of improving the referred performances.

Keywords: thermal analysis, wood-drying kiln, concentric tube heat exchanger, industrial drying, numerical analysis, biomass.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.2 – Secador convencional de madeiras com trocadores a vapor. Fonte: Martins (1988).	3
Figura 2.1 – Evolução da área plantada com eucalyptus e pinus no Brasil (2005-2014). Fonte: Associação Catarinense de Empresas Florestais (2016).	7
Figura 2.2 – Localização e área plantada com Pinus e Eucalyptus no Brasil (2014) Fonte: Anuário estatístico de base florestal para o estado de Santa Catarina (2016).	8
Figura 2.3 – Influência da velocidade do ar na taxa de secagem, $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Fonte: Santini e Haselein (2002).	12
Figura 2.4 – Dimensões da pilha de madeira utilizada na simulação. Fonte: adaptado de Baranski, Wierzbowski e Stasiak (2010).	13
Figura 2.5 – Distribuição de velocidades para ventilação de 8,0 m/s. Fonte: Zadin et al. (2015).	14
Figura 2.6 – Teor de umidade da madeira para os diferentes valores de ventilação no decorrer de 5 dias. Fonte: Zadin et al. (2015).	15
Figura 2.7 – a) Secador experimental; b) modelo da malha para simulação. Fonte: Bedeleian, Muntean e Campean (2016).	16
Figura 2.8 - Perda de carga obtida de forma experimental e numérica. Fonte: Bedeleian, Muntean e Campean (2016).	16
Figura 2.9 – Trocadores de calor de tubos duplos em: (a) escoamento paralelo; (b) escoamento contracorrente. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).	17
Figura 2.10 – Distribuição de temperaturas de um trocador de calor em contracorrente. Fonte: Incropera e DeWitt (2003)	17
Figura 2.11 – Trocas térmicas para o trocador de calor de tubos concêntrico Fonte: Incropera, Prescott e Voelkel (1985).	18
Figura 3.1– Vista dos componentes do interior do secador do carregamento das pilhas de madeira.	22
Figura 3.2 - Desenho esquemático do secador e seus componentes principais. Fonte: Contraco Máquinas e Equipamentos (2016).	23
Figura 3.3 - Sistema de aquecimento – vista geral.	24
Figura 3.4 - Desenho esquemático em corte do sistema de aquecimento.	25
Figura 3.5 - Vista em corte do trocador de calor.	26
Figura 3.6 - Pilha unitária de madeira (dimensões em mm)	27
Figura 3.7 - Vista frontal e lateral da distribuição da madeira no secador	28
Figura 3.8 - Balanço de energia do secador de madeiras	33
Figura 3.9 - Principais trocas de calor em uma secção do trocador.	36
Figura 3.10 - Balanço de energia do trocador (vista em corte)	37
Figura 4.1 – Localização dos pontos de medição no secador.	42
Figura 4.2 - Pontos de medição no trocador de calor.	42
Figura 4.3 – Pilhas de madeira (esquerda) e chaminé de saída dos gases de combustão (direita).	44

Figura 4.4 – Sistema de alimentação de combustível e em detalhe o ventilador que insufla o ar de combustível.	45
Figura 4.5 - Trocador de calor, entradas e saídas de ar.....	45
Figura 4.6 - Vista frontal das pilhas de madeira posicionadas ao fundo do secador, numeração das pilhas para medição de velocidade do ar.....	48
Figura 4.7 - Pontos de medição nos módulos das pilhas de madeira.	49
Figura 4.8 - Esquema em vista lateral do secador com a posição das medições (esquerda) e detalhe da área de medição do fluxo de ar de circulação (direita).	49
Figura 4.9 – Instalação de equipamento para aquisição de dados.....	50
Figura 4.10 – Esquema com vistas frontal e lateral dos pontos de medição de temperatura nas pilhas de madeira.....	51
Figura 4.12 - Termopares instalados na parede externa do trocador de calor e região anular.....	51
Figura 4.13 - Amostras de serragem, cascas e da madeira serrada na estufa (esquerda) e amostra de serragem na balança (direita).	52
Figura 4.14 – Velocidades médias do ar em relação a largura do secador.....	55
Figura 4.15 – Comparativo entre as temperaturas da madeira em diferentes alturas (T1 – inferior e T4 superior) e o ar de circulação.....	57
Figura 4.16–Distribuição de temperaturas dos principais pontos de medição durante todo o processo de secagem.	58
Figura 5.1 – Geometria do Modelo 1, dimensões e detalhes externos (Dimensões em mm).....	74
Figura 5.2 - Detalhes e dimensões internas do modelo 1 – Vista em corte paralelo às laterais (Dimensões em mm).	75
Figura 5.3 - Vista em corte paralelo à frente do secador (Dimensões em mm).	75
Figura 5.4 – Domínios e geometria do Modelo 2.....	76
Figura 5.5 – Principais dimensões do Modelo 2 – Vista em corte (Dimensões em mm).	77
Figura 5.6 – Visão geral da parte externa da malha montada para resolução numérica do problema.	78
Figura 5.7 – Cortes paralelos à frente do secador ($x/x_{max}=1/3$ e $x/x_{max}=2/3$).	79
Figura 5.8 – Corte paralelo às laterais ($x/x_{max}=0,5$).....	80
Figura 5.9 – Área refinada para teste de independência de malha.	80
Figura 5.10 – Visão geral da malha e domínios do Modelo 2.....	81
Figura 5.11 – Vista lateral (a), detalhamento da curva (b), e secção transversal da malha dos gases de combustão (c).	82
Figura 5.12 – Secção da malha para o domínio dos gases de combustão.....	83
Figura 5.13 – Secção da malha para o domínio do aço inoxidável.	83
Figura 5.14 – Secção da malha para o domínio do ar.	84
Figura 5.15 – Erro RMS máximo no domínio do ar para a solução numérica do Modelo 2.....	85
Figura 5.16 – Erro (%) no balanço em cada variável para a solução numérica.	86
Figura 5.17 – Paredes externas do trocador de calor (a) e secador de madeiras (b).	87
Figura 6.1 – Perfis de velocidades do escoamento em planos selecionados.	93

Figura 6.2 – Perfil de temperaturas em secções transversais paralelas às laterais do secador de madeiras	95
Figura 6.3 – Campo de velocidades do escoamento do ar (a) e dos gases de combustão (b)	97
Figura 6.4 – Distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor.....	99
Figura 6.5 – Perfil de temperaturas no plano médio do trocador de calor	100
Figura 6.6 – Trocas térmicas nos setores do trocador de calor	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Número de empresas do setor florestal no Brasil, Região Sul e no estado de Santa Catarina por segmento (Empresas com CNPJ registrado e ativo)	8
Tabela 2.2 – Programa de secagem de <i>Pinus</i> com 25 mm de espessura.	11
Tabela 2.3 – Trabalhos de eficiência energética realizados pelo grupo de Eficiência Energética – LabCET – EMC - UFSC	19
Tabela 3.1 - Composição química da madeira (em base mássica seca)	29
Tabela 3.2 – Excesso de ar recomendado para alguns tipos de combustível.	30
Tabela 3.3 - Coeficientes de convecção adotados nos cálculos.	31
Tabela 3.4 – Propriedades radiativas empregadas para os gases de combustão no interior do trocador de calor.	32
Tabela 4.1 – Pontos de medição, variáveis e instrumentos utilizados.	43
Tabela 4.2 - Medição de variáveis em laboratório.	44
Tabela 4.3 - Valores de tempo, densidade, número de cargas, volume da carga e consumo de combustível.	53
Tabela 4.4 – Valores de vazão nos pontos de medição.	54
Tabela 4.5 – Velocidades médias medidas e vazões de ar nas pilhas de madeira	54
Tabela 4.6 - Distribuição de velocidades do ar de circulação [m/s], na área horizontal de medição.	55
Tabela 4.7 – Temperaturas dos pontos de medição dispostos nas pilhas de madeira para diferentes instantes da secagem.	56
Tabela 4.8 - Temperaturas dos gases e do trocador de calor para diferentes fases de secagem.	58
Tabela 4.9 - Temperaturas das paredes, ambiente externo e ar de circulação.	59
Tabela 4.10 - Composição média dos gases de combustão em base volumétrica, na chaminé.	59
Tabela 4.11 - Teores de umidade das amostras de cascas, serragem e madeira.	60
Tabela 4.12 - Balanço energético do secador.	61
Tabela 4.13 – Balanço de energia do trocador de calor.	62
Tabela 4.14 – Efetividade do trocador de calor	62
Tabela 4.15 – Valores de vazão mássica de ar comburente real, vazão mássica de ar estequiométrico e excesso de ar.	63
Tabela 5.1 – Constantes para turbulência adotadas na simulação	71
Tabela 5.2 – Dados e resultados do teste de independência da malha.	81
Tabela 5.3 – Características das malhas e resultados do teste de independência.	84
Tabela 5.4 – condições de contorno para o Modelo 1	88
Tabela 5.5 – condições de contorno para o Modelo 2	89
Tabela 6.1 - Balanço de energia do Modelo 1 (numérico)	91
Tabela 6.2 – Comparação das perdas de energia experimental e numérico	92
Tabela 6.3 – Comparativo entre dados experimentais e numéricos da velocidade média do ar nas pilhas de madeira [m/s].	92

Tabela 6.4 – Comparativo entre dados experimentais e numéricos para temperatura de ar nas pilhas de madeira.	94
Tabela 6.5 – Balanço de energia do trocador de calor.	96
Tabela 6.6 – Temperaturas de saída do ar e gases de combustão no trocador. ..	98
Tabela 6.7 – Comparativo da efetividade do trocador de calor	98

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABIMCI	Associação brasileira da indústria de madeira processada mecanicamente
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACEF	Associação Catarinense de Empresas Florestais
CLP	Controlador lógico programável
CFD	Computational Fluid Dynamics
DTRM	Discrete Transfer Radiative Model
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
PCS	Poder calorífico superior
IBÁ	Industria Brasileira de Árvores
PCI	Poder calorífico inferior
PSF	Ponto de saturação das fibras
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RTE	Radiative transfer equation

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino:

A	Área	[m ²]
B_i	Força de corpo	[N.m ⁻³]
c	Fração mássica de Carbono no combustível	[kg.kg ⁻¹]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$C_{\varepsilon 1}$	Constante empírica da turbulência	-
$C_{\varepsilon 2}$	Constante empírica da turbulência	-
C_μ	Constante empírica da turbulência	-
E	Emissão radiante	[W.m ⁻²]
$\dot{E}_{m,e}$	Taxa de energia fornecida pelos motores elétricos	[W]
e	Excesso de ar	-
h	Fração mássica de Hidrogênio no combustível	[kg.kg ⁻¹]
G	Radiação incidente	[W.m ⁻²]
g	Aceleração gravitacional	[m.s ⁻²]
h_{conv}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
\bar{h}	Entalpia	[J.kg ⁻¹]
$\bar{h}_{f,i,298K}^0$	Entalpia de formação a 298 K	[J.kg ⁻¹]
H	Entalpia total	[J.kg ⁻¹]
H_m	Altura da coluna de álcool	[m]
k	Condutividade térmica	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
k	Energia cinética turbulenta	[m ² .s ⁻²]
K_a	Coefficiente de absorção do meio	-
K_s	Coefficiente de difusão do meio	-
K_λ	Coefficiente de extinção para um comprimento de onda	[m ⁻¹]
k_λ	Espessura óptica	-
I	Intensidade de radiação	[W.m ⁻²]
m	Massa	[kg]
$m_{ar,e}$	Massa de ar para combustão estequiométrica	[kg]
$m_{ar,real}$	Massa de ar de combustão real	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg.s ⁻¹]

nr	Números de carregamentos	-
o	Fração mássica de Oxigênio no combustível	[kg.kg ⁻¹]
p	Pressão	[Pa]
P_K	Taxa de produção de energia turbulenta	[kg.m ⁻¹ s ⁻³]
\dot{Q}	Vazão	[m ³ .s ⁻¹]
q	Fluxo térmico	[W]
q_{conv}	Fluxo térmico por convecção	[W]
q_{rad}	Fluxo térmico por radiação	[W]
r	Vetor posição	-
R_0	Constante universal dos gases	[J.kmol ⁻¹ K ⁻¹]
S	Termo fonte	[W]
s	Vetor direção de propagação de radiação	-
s	Fração mássica de Enxofre no combustível	[kg.kg ⁻¹]
Sc_t	Número de Schmidt	-
S_{Rad}	Fonte de energia oriunda da radiação	[W]
S^{ui}	Somatório das forças de campo.	[N]
T	Temperatura	[K], [°C]
t	Tempo	[s]
t_0	Tempo início do carregamento	[s]
T_{fluido}	Temperatura do fluido	[K], [°C]
$t_{f,n}$	Tempo ao final do carregamento	[s]
T_s	Temperatura de bulbo seco	[K], [°C]
T_{sup}	Temperatura da superfície	[K], [°C]
T_u	Temperatura de bulbo úmido	[K], [°C]
U	Teor de umidade da madeira	[%]
UA_{eq}	Coefficiente de transferência de calor equivalente.	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
u_i	Velocidade do escoamento do elemento i na direção avaliada	[m.s ⁻¹]
UR	Umidade relativa	[%]
V	Volume	[m ³]
V_{ar_e}	Volume de ar estequiométrico para a combustão completa de um quilograma de combustível	[m ³ .kg ⁻¹]
Y_i	Fração mássica	-
W	Massa molecular	[kg.kmol ⁻¹]
W_i	Peso	-

w	Fração mássica de umidade no combustível	[kg.kg ⁻¹]
-----	--	------------------------

Alfabeto Grego:

α	Absortância	[m ⁻¹]
α_λ	Coefficientes de absorção	-
$\Delta\bar{h}_{S,I,Test}$	Varição de entalpia entre o estado real e o estado padrão.	[J.kg ⁻¹]
$\Delta\alpha$	Fator de correção de coexistência para absortividade	-
δ_{ij}	Delta de Kronecker	-
ε	Emissividade	-
ε	Dissipação de energia cinética turbulenta	[W]
Φ_i	Variável genérica instantânea	-
Φ_i'	Flutuação da variável genérica	-
Φ_i''	Flutuação de Favre da variável genérica	-
λ	Comprimento de onda	[m]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
η	Efetividade do trocador de calor	-
v	Velocidade de fluxo	[m.s ⁻¹]
ρ	Densidade	[kg.m ⁻³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W.m ⁻² K ⁻⁴]
σ_K	Constante empírica da turbulência	-
σ_ε	Constante empírica da turbulência	-
$\sigma_{S\lambda}$	Coefficiente de difusão para um comprimento de onda	-
τ_{ij}	Tensor de tensão	[N.m ²]
τ_t	Intervalo de tempo para a média de Raynolds	[s]
Ω	Ângulo sólido	[rad]

Sobrescrito:

—	Média de Reynolds
~	Média de Favre
R	Radiação

Subscrito:

<i>a.m</i>	Água liberada pela madeira.
<i>alc</i>	Álcool
<i>a</i>	Ambiente
<i>a.e</i>	Ambiente exterior ao secador
<i>a.i</i>	Ambiente interior do secador
<i>ar</i>	Ar
<i>ar_e</i>	Ar comburente estequiométrico
<i>a.e</i>	Ar na entrada do trocador
<i>a.s</i>	Ar seco (do exterior do trocador)
<i>b</i>	Corpo negro
<i>ch</i>	Gases na chaminé
<i>crt</i>	Comburente (ar)
<i>cb</i>	Combustível (madeira)
<i>conv</i>	Convecção
<i>eff</i>	Efetivo
<i>fr</i>	Ambiente interno da fornalha
<i>gas,e</i>	Entrada dos gases no trocador de calor
<i>gas,s</i>	Saídas dos gases do trocador de calor
<i>gas,s_{min}</i>	Saídas dos gases do trocador de calor na temperatura mínima
<i>max</i>	Máximo obtido
<i>min</i>	Máximo obtido
<i>p</i>	Parede
<i>p.e</i>	Parede externa do secador
<i>rad</i>	Radiação
<i>s</i>	Superfície
<i>s.m</i>	Superfície da madeira
<i>s.t</i>	Superfície externa do trocador
<i>t</i>	Turbulenta
<i>vent</i>	Ventiladores

SUMÁRIO

RESUMO	iii
LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS.....	xi
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS	xv
SUMÁRIO	xix
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Secadores de Madeira	1
1.1.1 Secador de madeira convencional	2
1.2 APLICAÇÃO DE MADEIRA SECA.....	3
1.3 MOTIVAÇÃO.....	4
1.4 OBJETIVO	4
1.5 JUSTIFICATIVA	5
1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1 PANORAMA DO SETOR MADEREIRO NO BRASIL E NO MUNDO.....	7
2.2 DESCRIÇÃO DO PROCESSO DE SECAGEM DE MADEIRA	9
2.2.1 Programas de secagem de madeira	10
2.2.2 Taxa de secagem.....	11
2.3 TRABALHOS EXPERIMENTAIS NA ÁREA DE SECAGEM DE MADEIRA.....	12
2.4 TRABALHOS DE ANÁLISE NUMÉRICA NA ÁREA DE SECADORES DE MADEIRA.....	13
2.5 TROCADOR DE CALOR.....	16
2.6 TRABALHOS DE ANÁLISE NUMÉRICA NA ÁREA DE TROCADORES DE CALOR	18
2.7 TRABALHOS SOBRE EFICIENCIA ENERGÉTICA	19
3 O SECADOR DE MADEIRAS ANALISADO	21
3.1 DETALHES DO SECADOR EM ESTUDO	21
3.1.1 Sistema de aquecimento	23
3.1.1.1 O trocador de calor.....	25
3.1.2 A madeira	27
3.1.3 As paredes do secador	28
3.2 FENÔMENOS FÍSICOS E TROCAS DE CALOR NO SECADOR ...	28
3.2.1 Combustão da madeira com ar.....	28
3.2.1.1 Excesso de ar.....	29

3.2.2	Convecção.....	30
3.2.3	Radiação	31
3.2.4	Meio participante nas trocas radiativas.....	31
3.2.5	Balanco global de energia do secador de madeiras.....	32
3.3	ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR.....	36
3.3.1	Balanco energético do trocador de calor.....	36
3.3.2	Efetividade do trocador de calor.	38
4	Análise experimental.....	41
4.1	ABORDAGEM EXPERIMENTAL	41
4.2	PONTOS DE MEDIÇÃO USADOS	44
4.3	EQUIPAMENTOS E MÉTODOS USADOS	46
4.3.1	Medição de consumo de combustível	46
4.3.2	Medição de vazão.....	46
4.3.2.1	Medição de vazão com tubo de Pitot e micromanômetro.....	47
4.3.2.2	Medição de vazão com anemômetro de fio quente.....	48
4.3.3	Medição de temperatura	50
4.3.4	Análise de gases.....	52
4.3.5	Medição do teor de umidade.....	52
4.4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	53
4.4.1	Consumo de combustível.....	53
4.4.2	Vazões de ar e de gases	53
4.4.3	Temperatura	56
4.4.3.1	Temperaturas nas pilhas de madeira.....	56
4.4.3.2	Temperaturas no trocador de calor.....	57
4.4.3.3	Temperaturas das paredes do secador e do ambiente externo.....	59
4.4.4	Análise de gases.....	59
4.4.5	Umidade	60
4.4.6	Poder calorífico inferior	60
4.4.7	Balanco de energia.....	60
4.4.7.1	Balanco global de energia do secador.....	60
4.4.7.2	Balanco de energia do trocador de calor.....	61
4.4.8	Efetividade do trocador de calor	62
4.4.9	Considerações sobre o ar de combustão	63
5	MODELAGEM NUMÉRICA.....	65
5.1	EQUACIONAMENTO	65
5.1.1	Conservação da massa.....	65
5.1.2	Conservação da quantidade de movimento linear	66
5.1.3	Conservação da energia	66
5.1.4	Equação de estado para gás ideal.....	67
5.1.5	Modelo de turbulência.....	67

5.1.6	Equações da conservação média de Reynolds e Favre.....	68
5.1.7	Modelo de Radiação.....	71
5.2	GEOMETRIA IDEALIZADA.....	73
5.2.1	Geometria idealizada – Modelo 1	73
5.2.2	Geometria idealizada – Modelo 2	76
5.3	MALHA DOS MODELOS NUMÉRICOS	77
5.3.1	Malha do Modelo 1	77
5.3.1.1	Independência de Malha – Modelo 1	80
5.3.2	Malha do Modelo 2	81
5.3.2.1	Independência de Malha – Modelo 2.....	84
5.4	CRITÉRIOS DE PARADA	85
5.5	CONDIÇÕES DE CONTORNO	86
5.5.1	Condições de contorno Gerais	86
5.5.1.1	Propriedades do domínios fluidos.....	86
5.5.1.2	Entrada de fluxo.....	86
5.5.1.3	Saída de fluxo.....	87
5.5.1.4	Condição de contorno nas superfícies externas.....	87
5.5.1.5	Condição de parede.....	88
5.5.2	Condições de contorno específicas do Modelo 1	88
5.5.2.1	Fluxo interno - Ventiladores.....	88
5.5.2.2	Condição de contorno nas superfícies da madeira.....	88
5.5.3	Condições de contorno específicas do Modelo 2	89
6	RESULTADOS.....	91
6.1	RESULTADOS OBTIDOS PARA O MODELO 1.....	91
6.1.1	Balanco de energia	91
6.1.2	Escoamento do ar.....	92
6.1.3	Temperatura de saída do ar	94
6.1.4	Distribuição de temperaturas	94
6.2	RESULTADOS OBTIDOS PARA O MODELO 2	96
6.2.1	Balanco de energia	96
6.2.2	Escoamento dos gases de combustão e do ar	97
6.2.3	Temperatura de saída do ar e dos gases de combustão	98
6.2.4	Efetividade do trocador de calor simulado	98
6.2.5	Distribuição de temperaturas	98
6.2.6	Perfil de trocas térmicas	100
7	CONCLUSÃO	103
7.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	103
7.2	RESULTADOS NUMÉRICOS	104
7.3	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTURAS.....	105
	REFERÊNCIAS	107

1 INTRODUÇÃO

A necessidade do uso racional de energia, é cada vez mais evidente, e traz a necessidade de desenvolver estudos específicos visando o conhecimento dos sistemas energéticos para a melhoria do seu uso e desempenho. A correlação desse tema com questões ambientais, principalmente sobre a eficiência dos sistemas e emissões de dióxido de carbono para a atmosfera é uma discussão fundamental.

No processo de produção de madeira serrada a secagem, tema do presente estudo, representa uma pequena parte do consumo de energia elétrica, mas responde pela quase totalidade do consumo de energia térmica.

Segundo Jankowsky (2002), a secagem em secadores ou estufas é a operação intermediária que mais contribui para agregar valor aos produtos manufaturados da madeira; é também uma das fases de maior custo na indústria de transformação. Estas razões motivam a constante busca por maior eficiência nos secadores e aprimoramentos no processo propriamente dito.

1.1 SECADORES DE MADEIRA

A secagem da madeira serrada pode ocorrer por diferentes métodos, segundo Jankowsky (1995):

- Secagem natural: é simplesmente o empilhamento de forma a facilitar a ventilação entre as tábuas. Este processo é bastante lento, citando-se o caso de tábuas de Pinus com espessura de 25 mm, que levam até 180 dias para a secagem, resultando em um teor de umidade próximo à umidade de equilíbrio com o ambiente;
- Secagem solar: trabalha com o princípio do efeito estufa, onde a cobertura permite a passagem da radiação solar. Pode ser auxiliada por ventiladores para circulação do ar através das pilhas de madeira. As temperaturas internas alcançam até 20°C acima da temperatura externa. O teor de umidade final da madeira pode ser menor do que o obtido na secagem natural;
- Secagem por desumidificação ou secagem em baixas temperaturas: é fundamentada na redução do conteúdo de vapor d'água do ar. O ar passa por um desumidificador, que do ponto de vista termodinâmico é equivalente a um condicionador de ar.

O processo de secagem é mais lento que o convencional, mas tem a vantagem de causar menos defeitos na madeira; e

- Secagem convencional: operado em estufa ou secador, com controle de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar. O sistema de aquecimento é comumente feito através de serpentinas a vapor, requerendo para tal uma caldeira para geração do vapor. O processo é mais rápido e alcança os menores teores de umidade.

1.1.1 Secador de madeira convencional

O secador de madeira tradicional ou convencional consiste em uma estufa que, normalmente, possui capacidade de 25 a 70 m³ de madeira. Os modelos convencionais operam com aquecimento por trocadores de calor a vapor. Ventiladores axiais internos forçam a passagem de ar através das pilhas de madeira. Janelas superiores permitem a saída do ar úmido e a entrada de ar externo (JANKOWSKY, 1995). Este método é caracterizado por operar com temperaturas entre 40°C e 90°C, e sistema para umidificação também são previstos (SEVERO, 2000; e GALVÃO, 1985).

Normalmente os equipamentos são automatizados e dispõem de controladores (CLP), responsáveis pelo monitoramento das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido no interior da estufa, e também da umidade no interior da madeira. Com estes dados e com a programação das etapas de secagem, o dispositivo controla o fluxo de calor e ainda as aberturas de entrada e saída de ar, para renovoamento do ar interno. O dispositivo pode ainda controlar a direção do fluxo de ar interno, com o comando de inversão dos ventiladores internos (SANTINI, 1996). Os principais componentes são apresentados através da Figura 1.1.

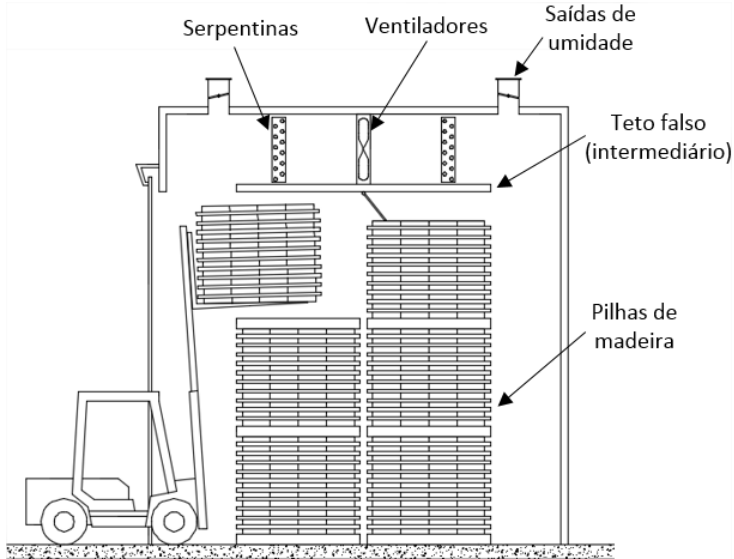


Figura 1.1 – Secador convencional de madeiras com trocadores a vapor.
Fonte: Martins (1988).

O secador de madeira objeto deste estudo não usa caldeira a vapor como fonte de calor, sendo por isto chamado no meio industrial de secador de madeira a seco. Todo o sistema de secagem é similar, porém a energia térmica é obtida de um conjunto de fornalha e trocador de calor individual, que aquece o ar no interior da estufa através de troca térmica com os gases da combustão.

1.2 APLICAÇÃO DE MADEIRA SECA

O uso da madeira está inserido nas mais diversas atividades industriais. Os produtos de madeira são utilizados pelas indústrias de construção civil, moveleira e de transportes, em aplicações como fabricação de portas, janelas, pisos, carrocerias de caminhões, cascos de barcos e embalagens.

A indústria necessita que a madeira, usada como matéria-prima, não tenha variação dimensional significativa após o processo de fabricação e esta característica está relacionada diretamente com o seu teor de umidade. Madeiras com teor de umidade inadequado geram, por exemplo, afrouxamentos de encaixes e empenamento de painéis (MARTINS, 1988).

A madeira seca tem outras vantagens como a redução de manchas e apodrecimentos, além da diminuição da massa total, facilitando o transporte e a fabricação. A secagem também aumenta a resistência mecânica e melhora a trabalhabilidade, facilitando processos como lixamento, aplainamento, pintura e colagem. Por fim, a secagem também melhora as propriedades de isolamento térmico, acústico e elétrico (GALVÃO, 1985).

1.3 MOTIVAÇÃO

Sendo o secador o equipamento de maior consumo energético da indústria madeireira, o seu estudo possibilita o aperfeiçoamento do processo, bem como a redução de seus custos, sendo estas as principais motivações.

Neste estudo foram realizadas análises experimentais e numéricas, as quais são instrumentos imprescindíveis para o conhecimento dos processos envolvidos e também para o aperfeiçoamento destes processos nos aspectos produtivo e econômico. Embora a simulação numérica permita o estudo de diferentes geometrias e regulagens do secador de madeiras e do trocador de calor, em menor tempo e com menor custo, é oportuno associá-la a um processo industrial em operação, que servirá como parâmetro de comparação.

1.4 OBJETIVO

Através de métodos numéricos e experimentais, fazer uma análise térmica de um secador de madeiras industrial com trocador de calor de tubos concêntricos.

Os objetivos específicos são:

- Realizar uma análise térmica de um secador industrial de madeiras serradas, através de dados experimentais adquiridos em um secador em operação;
- Desenvolver uma simulação numérica em CFD, a fim de determinar as trocas térmicas e as respectivas perdas no secador e no trocador de calor;
- Determinar parâmetros para melhorias do sistema de secagem com base nas principais fontes de perda de calor; e
- Buscar o aperfeiçoamento do trocador de calor.

1.5 JUSTIFICATIVA

Com enfoque na redução das perdas de energia, nos custos e nas emissões de poluentes, as empresas procuram alternativas de melhoria dos seus processos produtivos. Desta forma a análise térmica dos secadores se torna uma ferramenta fundamental na identificação dos pontos críticos do equipamento e na busca de soluções para os mesmos. Ainda, o emprego dos resíduos de madeira como combustível e a utilização de um sistema de aquecimento integrado apresentam ganhos econômicos significativos que justificam o estudo e aprimoramento deste processo.

1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está dividida em seis capítulos. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão sobre o panorama do setor madeireiro brasileiro, trabalhos executados sobre secadores de madeira e trocadores de calor de tubos concêntricos, assim como alguns conceitos importantes usados ao longo do trabalho. A descrição do secador objeto do estudo e a apresentação de análise preliminar das trocas térmicas envolvidas são feitas no Capítulo 3. O Capítulo 4 aborda os procedimentos e os resultados experimentais obtidos em um secador em funcionamento real. O Capítulo 5 mostra a modelagem numérica, a descrição dos modelos usados, apresentando ainda os domínios e as malhas desenvolvidas. Os resultados da análise numérica é objeto do Capítulo 6. As considerações finais, conclusões e proposições para trabalhos futuros fazem parte do Capítulo 7.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PANORAMA DO SETOR MADEIREIRO NO BRASIL E NO MUNDO

Segundo o relatório anual da Associação Brasileira da Indústria de Madeiras Processada Mecanicamente (ABIMCI) de 2016, estima-se que o consumo de Pinus serrado no país atingiu $8,46 \times 10^6 \text{ m}^3$ em 2013, e que em 2015 o Brasil exportou $1,3 \times 10^6 \text{ m}^3$, equivalente a US\$ 289 milhões.

De acordo com o relatório anual da Indústria Brasileira de Árvores (IBÁ) de 2015, a área de floresta plantada teve crescimento médio de 5,4% entre os anos de 2005 e 2014. A evolução das áreas plantadas, em milhões de hectares, é apresentada na Figura 2.1.

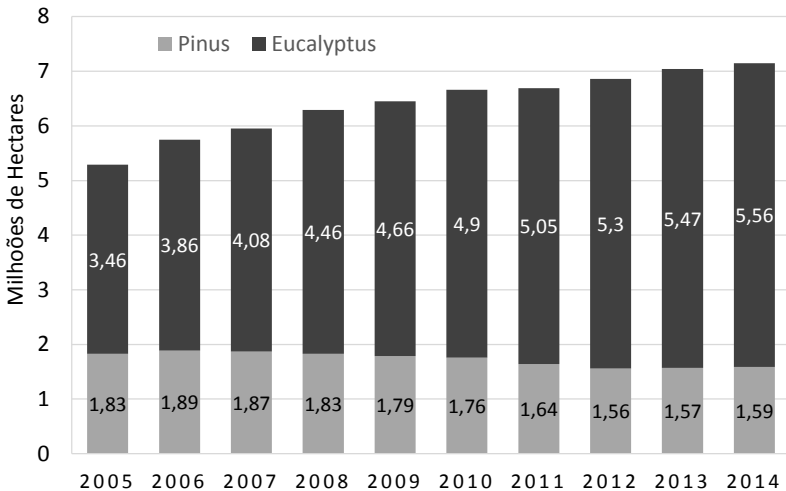


Figura 2.1 – Evolução da área plantada com eucalyptus e pinus no Brasil (2005-2014).

Fonte: Associação Catarinense de Empresas Florestais (2016)

Conforme o relatório da Associação Catarinense de Empresas Florestais (ACEF, 2016), 10,4% de toda área plantada é utilizada na fabricação de móveis e painéis. Os principais estados produtores de Pinus e Eucalyptus do Brasil são apresentados na Figura 2.2. Quando se toma em consideração apenas plantio de Pinus, a Região Sul apresenta participação de 88% do total nacional (1,6 milhão ha).

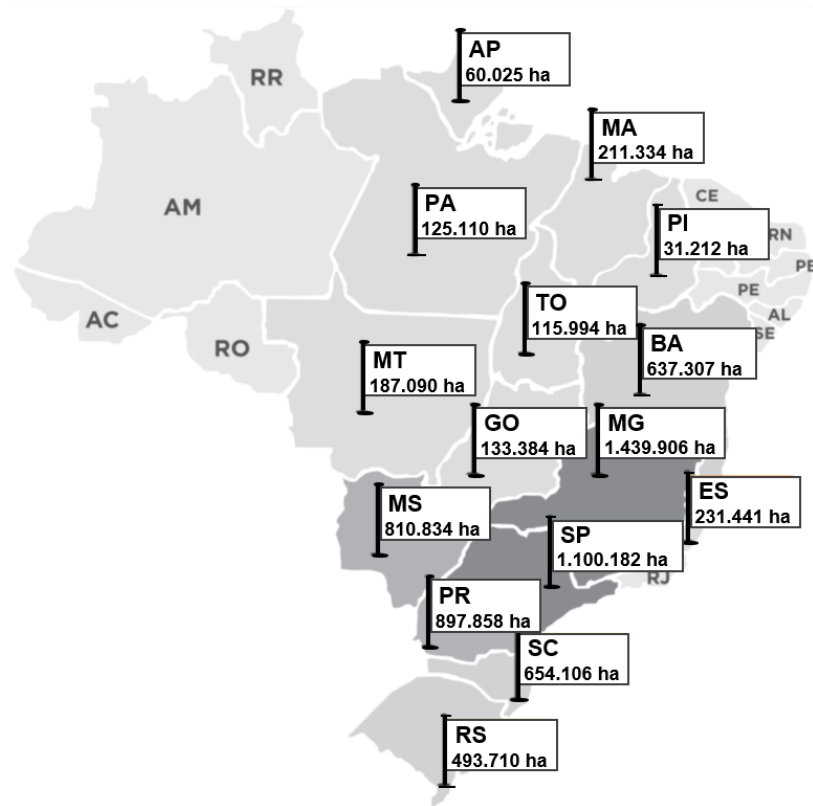


Figura 2.2 – Localização e área plantada com Pinus e Eucalyptus no Brasil (2014)
 Fonte: Anuário estatístico de base florestal para o estado de Santa Catarina (2016)

A Tabela 2.1 mostra o número de empresas do setor florestal no Brasil, evidenciando o mercado da Região Sul.

Tabela 2.1 – Número de empresas do setor florestal no Brasil, Região Sul e no estado de Santa Catarina por segmento (Empresas com CNPJ registrado e ativo)

SEGMENTOS	BRASIL	REGIÃO SUL	SANTA CATARINA
Silvicultura	5.383	1.789	671
Celulose e Papel	5.456	1.551	474
Ind. Madeireira	66.936	23.126	7.331
Móveis de Madeira	88.482	22.987	6.345

Fonte: Anuário estatístico de base florestal para o estado de Santa Catarina (2016)

2.2 DESCRIÇÃO DO PROCESSO DE SECAGEM DE MADEIRA

De acordo com Siau (1984), a umidade é encontrada na madeira sob duas formas básicas:

- Água de ligação ou higroscópica, que se encontra dentro das paredes celulares, em estado vapor, formando pontes de hidrogênio com os polímeros da madeira; e
- Água livre ou capilar, na forma líquida, que preenche as cavidades celulares e os espaços entre as células.

Um equilíbrio entre a água de ligação e a umidade relativa do ar que a cerca é obtido no caso em que a umidade relativa do ar seja nula, resultando em um teor de umidade praticamente nulo para a madeira. Este teor de umidade aumenta com o aumento da umidade relativa até as paredes celulares ficarem saturadas. Além deste ponto, chamado ponto de saturação das fibras (PSF), a água adicional estará na forma de água livre (MARTINS, 1988).

Durante a secagem, o movimento da água no interior da madeira ocorre de diferentes maneiras. A água livre se move principalmente por capilaridade até que o interior das células fique vazio. Este ponto onde toda a água livre já foi retirada é chamado de ponto de saturação das fibras (PSF) e ocorre entre 25% e 30% de umidade. Durante este período de perda de água livre, a madeira não apresenta qualquer tipo de variação dimensional. Entretanto a superfície da madeira pode secar rapidamente e ficar abaixo do PSF, criando um forte gradiente de umidade no interior da peça. A água então se move do interior para a superfície, onde é evaporada com mais ou menos intensidade dependendo das condições de velocidade, temperatura e umidade relativa do ar. Caso a evaporação seja maior do que a capacidade de migração da água do interior para a superfície, a superfície estará com umidade abaixo da PSF muito antes que o interior, podendo ocasionar rachaduras na superfície e extremidades da madeira serrada (MELLADO, 2007).

Abaixo do ponto de saturação das fibras, a água de ligação ou higroscópica contida na parede celular move-se pelo fenômeno de difusão ocasionado pelo gradiente de umidade. Nesta fase é que acontece a contração da madeira (GALVÃO, 1985).

Os principais fatores que determinam a velocidade de secagem são: temperatura, umidade relativa do ar, velocidade de circulação do ar, e principalmente as características de cada tipo de madeira (espécie, porosidade, permeabilidade) e dimensões das peças.

2.2.1 Programas de secagem de madeira

Essencialmente os programas de secagem consistem em uma sequência de etapas onde é aplicada uma combinação de temperaturas e umidades relativas, reduzindo a umidade da madeira até um determinado teor, buscando o menor número possível de defeitos, como rachaduras e empenamentos (GALVÃO e JANKOWSKY, 1985).

Os principais elementos envolvidos na escolha de um programa de secagem são: espécie de madeira (definindo massa específica, permeabilidade, contração, etc.); umidade inicial e final; espessura do material; uso a que se destina; e equipamento de secagem (MARTINS, 1988).

Em geral os programas de secagem são baseados em umidade relativa e temperatura, sendo que a temperatura do ar no interior do secador é definida em função do teor de umidade da madeira (HILDEBRAND, 1970; PRATT, 1974).

Segundo Galvão e Jankowsky (1985), no programa de secagem podem ser reconhecidas três fases distintas:

- Aquecimento inicial. Fase em que a madeira é aquecida, porém não é iniciado o processo de secagem propriamente dito. O ar no interior do secador é aquecido até uma determinada temperatura de bulbo seco. O equilíbrio térmico da madeira com o ar é feito em elevadas umidades relativas (acima de 85%), para que a madeira não inicie o processo de perda de água.
- Secagem propriamente dita. Nesta fase ocorre a retirada da umidade da madeira. Inicia-se com baixas temperaturas (40°C a 60°C), para a remoção da água livre. É necessário trabalhar com altas umidades relativas, evitando a ocorrência de rachaduras. A retirada da água de ligação ocorre pela posterior elevação da temperatura, com a redução da umidade relativa do ar interno.
- Uniformização e condicionamento. A uniformização tem como objetivo reduzir a variação de umidade entre as peças de madeira que integram a carga. O condicionamento visa a eliminação das tensões internas, através de reumedecimento das camadas superficiais para a diminuição do gradiente de umidade entre o centro e as superfícies das tábuas.

Galvão e Jankowsky (1985), propõem o programa de secagem para madeira *Pinus* com 25mm de espessura e visando uma umidade final da madeira de 13%, conforme a Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Programa de secagem de *Pinus* com 25 mm de espessura.

Etapa (umidade da madeira)	Temperatura de bulbo seco Ts [°C]	Temperatura de bulbo úmido Tu [°C]	Umidade relativa (UR)[%]
Aquecimento	60	59,0	95,0
Acima de 60%	60	55,5	80,0
50%	60	54,5	75,0
40%	60	52,0	65,0
30%	65	53,0	55,0
20%	75	57,5	40,0
Uniformização	75	69,0	76,0
Condicionamento	75	73,0	92,0

* Ts – Temperatura de bulbo seco
 * Tu – Temperatura de bulbo úmido
 * UR – Umidade relativa

Fonte: Adaptada de Galvão e Jankowsky (1985).

2.2.2 Taxa de secagem

A taxa de secagem é definida como a massa de água que deixa a madeira por unidade de tempo. A taxa de secagem tem como fatores de influência a estrutura anatômica da madeira, a largura das pilhas, as dimensões dos separadores, a temperatura da madeira, a velocidade e a umidade relativa do ar (Herzbeig, 1985).

No início do processo, quando a madeira ainda possui alto teor de umidade, a taxa de secagem é mais influenciada pela velocidade do ar. É neste período que ocorrem as maiores taxas de secagem (Schneider, 1972).

Santini e Haselein (2002), utilizaram uma estufa convectiva para avaliar o efeito da velocidade do ar sobre a taxa de secagem de peças de *Pinus Elliottii* de 25 x 125 x 750 mm. Concluíram que para teores de umidade entre 30 e 10%, considerados baixos, as taxas de secagem em baixa velocidade são iguais ou até superiores às alcançadas em alta velocidade. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 2.3, que mostra a variação da taxa de secagem com o teor de umidade para as velocidades de ar de 2,3 e 5,0 m/s. O teor de umidade para a madeira é convencionalmente dado pela Equação (2.1):

$$U = \frac{m_{\text{água na madeira}}}{m_{\text{madeira seca}}} * 100 \quad (2.1)$$

onde $m_{\text{água na madeira}}$ é a massa de água contida na madeira e $m_{\text{madeira seca}}$ é a massa da madeira seca.

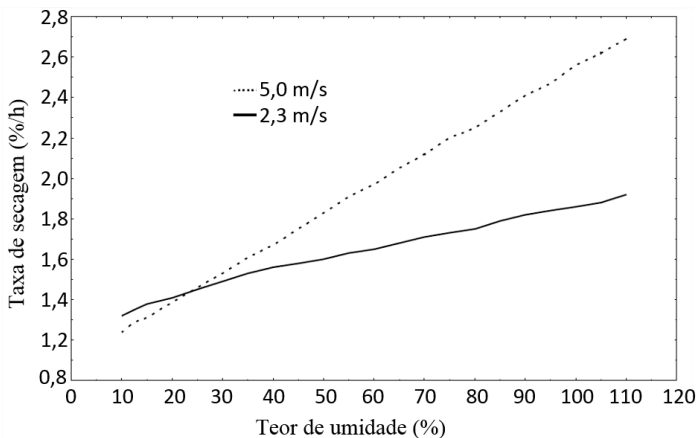


Figura 2.3 – Influência da velocidade do ar na taxa de secagem, T = 50 °C.

Fonte: Santini e Haselein (2002)

2.3 TRABALHOS EXPERIMENTAIS NA ÁREA DE SECAGEM DE MADEIRA

Keine (1997) observou em campo os procedimentos de secagem de duas espécies de madeira: curupixá (*Rauwolfia Paraensis* Ducké) e eucalipto (*Eucalyptus Grandis*), em pranchas com espessuras entre 27 mm e 50 mm. As condições iniciais da madeira foram: verde (conteúdo mássico de umidade acima de 30%) e pré-seca (conteúdo mássico de umidade inferior a 30%). Consistiu o processo de secagem no uso de banho de vapor saturado, com aumento constante de temperatura. As temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido no interior da estufa, assim como dos conteúdos de umidade das amostras de controle foram registrados e analisados. Os resultados obtidos indicaram que o processo com banho de vapor saturado resulta em uma redução considerável do tempo de secagem e em melhor qualidade do produto para uso na indústria moveleira, quando comparado à secagem natural e à secagem artificial em estufa pelo processo convencional.

Gatto et al. (2008) analisou a secagem de madeira *Pinus Elliottii* Engelm adulta, estudando a influência da temperatura de secagem sobre as propriedades da madeira. Para tanto, avaliaram as propriedades de amostras submetidas à secagem em estufa, sob diferentes temperaturas

(60, 100 e 140°C). Observaram que o módulo de ruptura teve tendência crescente com o aumento da temperatura, implicando em um maior número de rachaduras.

2.4 TRABALHOS DE ANÁLISE NUMÉRICA NA ÁREA DE SECADORES DE MADEIRA.

Embora o maior volume de estudos sobre secadores de madeira seja feito de forma experimental, a busca por equipamentos mais eficientes tem feito crescer o uso de análises numéricas para diferentes configurações de secagem.

Baranski, Wierzbowski e Stasiak (2010) realizaram a análise numérica de um secador de madeira aplicado ao *Pinus Elliottii*. Utilizaram o software comercial Fluent para resolução das equações 3D da câmara de secagem, fazendo a simulação das tábuas e do ar de circulação no entorno em separado. A configuração inicial das pilhas de madeira seguiu a Figura 2.4. O espaçamento entre as peças de madeira foi simulado com dimensões de 20 e 30mm. Foram usadas velocidades do ar de 2,0 a 7,0 m/s, entre as madeiras e entrada do ar quente a temperaturas de 80, 90 e 100°C. Nas paredes aplicaram condição de não escorregamento e temperatura externa uniforme. Para turbulência foram empregado o modelo k- ϵ .

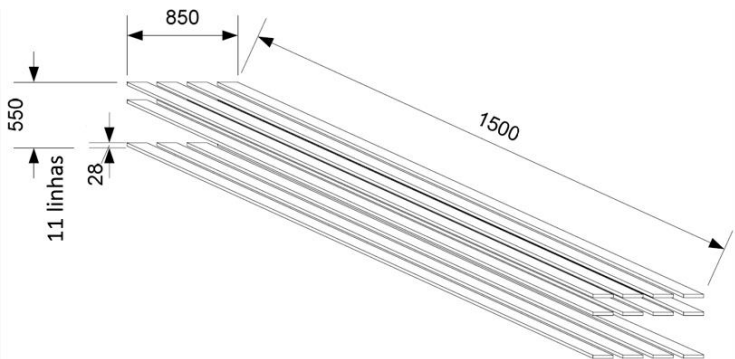


Figura 2.4 – Dimensões da pilha de madeira utilizada na simulação.

Fonte: adaptado de Baranski, Wierzbowski e Stasiak (2010).

Os resultados de temperaturas e velocidades alcançados pela simulação foram próximos aos obtidos de forma experimental.

Zadin et al. (2015) estudaram um secador com uma abordagem baseada em elementos finitos para simular e otimizar um processo de secagem industrial da madeira. O escoamento de ar foi calculado pelas equações de Navier-Stokes e modelo de turbulência $k-\epsilon$. O empacotamento denso dos materiais é processado utilizando uma aproximação de meios porosos. A Figura 2.5 mostra a distribuição de velocidades no plano central do secador para a ventilação imposta de 8,0 m/s na saída do ventilador. O ventilador se encontra na parte superior, no centro da figura. A distribuição de velocidades mostra uma concentração no canal de descida à direita, atingindo 16 m/s e também no canal de retorno, com velocidades em torno de 12 m/s. Na entrada da pilha de madeira existe uma concentração do escoamento na parte inferior, em detrimento de uma redução de velocidade na parte superior, que poderá implicar em uma desigualdade na velocidade de secagem para estes setores.

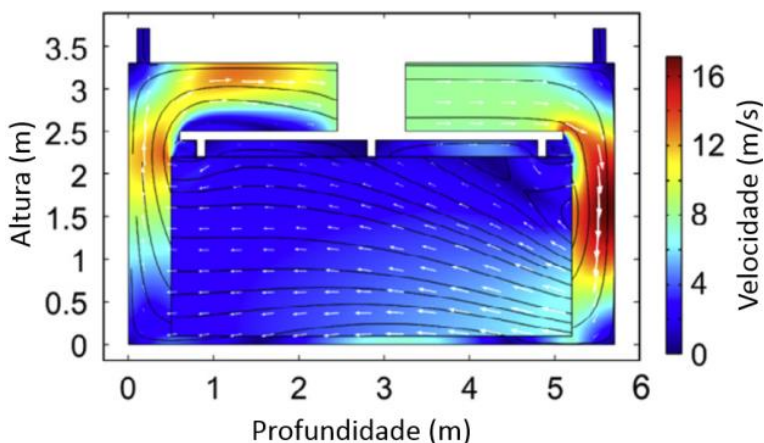


Figura 2.5 – Distribuição de velocidades para ventilação de 8,0 m/s.
Fonte: Zadin et al. (2015).

Os resultados para teores de umidade da madeira no decorrer do tempo, para diferentes valores de ventilação e com ar a 50°C, são apresentados na Figura 2.6:

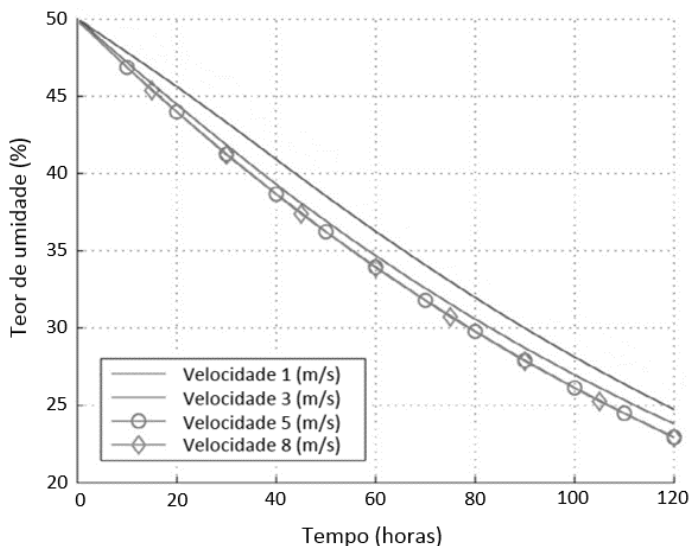


Figura 2.6 – Teor de umidade da madeira para os diferentes valores de ventilação no decorrer de 5 dias.

Fonte: Zadin et al. (2015).

Bedelean, Muntean e Campean (2016) apresentam uma metodologia numérica baseada em um cálculo do fluxo turbulento 3D, desenvolvido para avaliar os desempenhos aerodinâmicos da secagem de madeira. Com o uso dos softwares Gambit para confecção da malha e Fluent para a resolução das equações, foi desenvolvida a simulação, cujos resultados são comparados com os resultados experimentais. Um algoritmo de equações de pressão semi-implícita (SIMPLE), para o acoplamento pressão-velocidade, foi selecionado. A Figura 2.7 apresenta o secador de madeira usado para a aquisição de dados experimentais e a malha produzida para a simulação numérica. Os resultados foram comparados com os dados experimentais de perda de carga, para as diferentes velocidades de fluxo simuladas e experimentais. As análises experimentais 1 e 2 diferem apenas na direção do fluxos dos ventiladores. A Figura 2.8 mostra a comparação dos resultados.

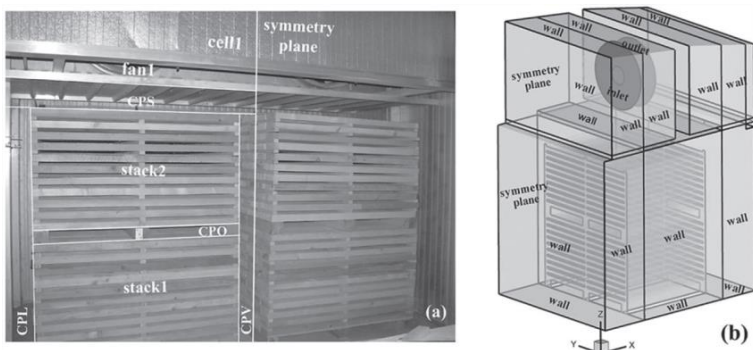


Figura 2.7 – a) Secador experimental; b) modelo da malha para simulação.
Fonte: Bedelean, Muntean e Campean (2016).

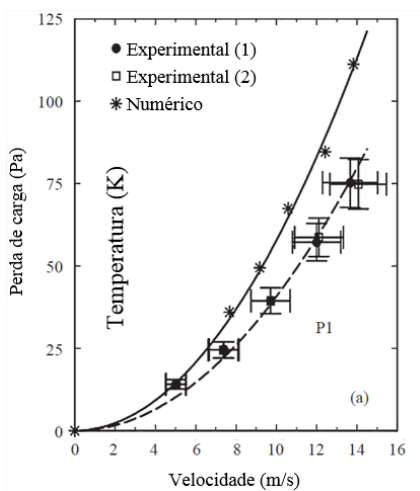


Figura 2.8 - Perda de carga obtida de forma experimental e numérica.
Fonte: Bedelean, Muntean e Campean (2016).

2.5 TROCADOR DE CALOR

Trocadores de calor podem ser definidos como qualquer dispositivo onde duas ou mais correntes de fluido transferem calor devido à diferença de temperaturas entre elas (SADIK; LIU, 2002).

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o trocador de calor de construção mais simples é constituído por dois tubos concêntricos e é chamado trocador de calor duplo tubo ou de tubos concêntricos. Neste trocador um

dos fluidos escoam através do tubo menor e o outro através do espaço anular. As principais configurações de escoamento no trocador de calor duplo tubo, apresentados na Figura 2.9, são: escoamento paralelo, onde os fluidos quente e frio têm fluxo na mesma direção; e o escoamento em contracorrente, em que os fluidos quente e frio circularem direções opostas.

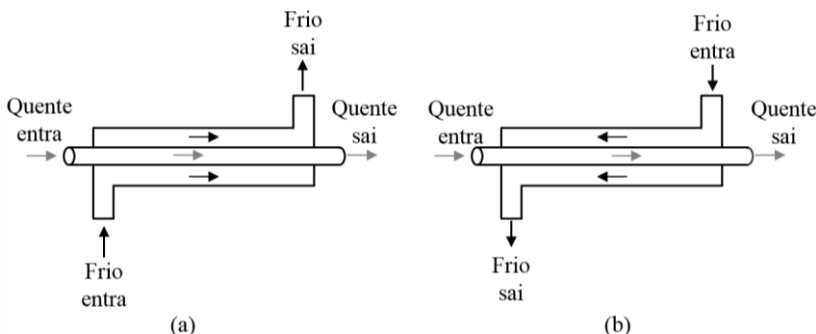


Figura 2.9 – Trocadores de calor de tubos duplos em: (a) escoamento paralelo; (b) escoamento contracorrente.

Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Incropera e DeWitt (2003) apresentam, de forma esquemática, as distribuições de temperatura dos fluidos quente e frio associadas a um trocador de calor em contracorrente, conforme mostrado na Figura 2.10.

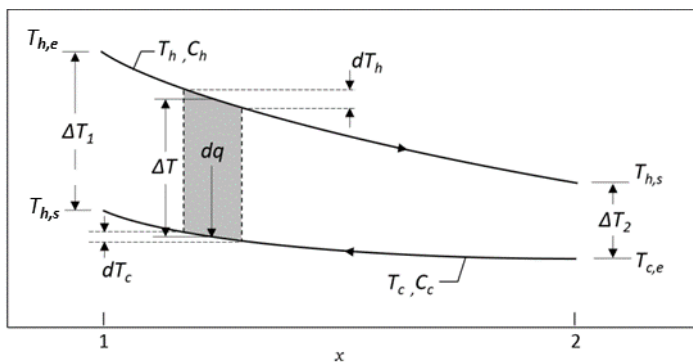


Figura 2.10 – Distribuição de temperaturas de um trocador de calor em contracorrente.

Fonte: Incropera e DeWitt (2003)

Observa-se que nesse arranjo as maiores temperaturas, tanto para o fluido quente, como para o fluido frio estão do mesmo lado do trocador de calor, permitindo que o fluido frio atinja temperaturas até mesmo superiores as que o fluido quente deixa o trocador.

2.6 TRABALHOS DE ANÁLISE NUMÉRICA NA ÁREA DE TROCADORES DE CALOR

Os métodos clássicos de projeto de trocadores de calor apenas permitem obter resultados aproximados e por isto os métodos numéricos vem sendo usados com maior frequência, pois podem simular as situações específicas com mais detalhes e precisão.

Incropera, Prescott e Voelkel (1985) estudaram trocadores de calor de tubo concêntricos, separando o trocador de calor em vários volumes de controle, inerentes a cada escoamento. Para cada volume de controle é considerado um valor único de temperatura e através de um processo iterativo são verificados os balanços de energia. Os termos relativos às trocas de calor entre os gases de combustão, o ar e a parede do invólucro isolante são mostrados na Figura 2.11.

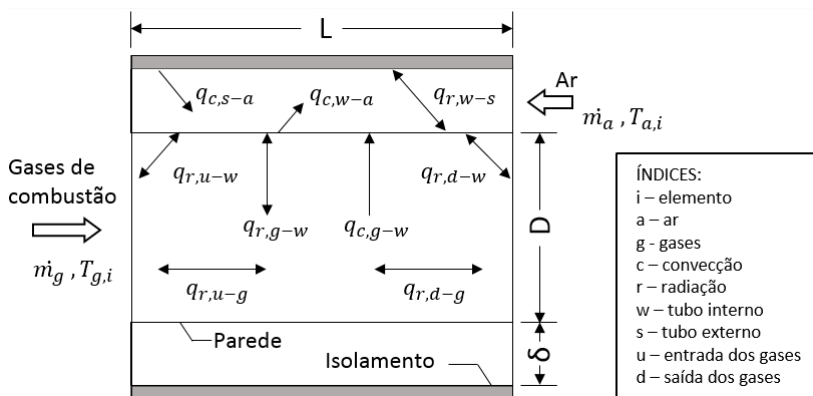


Figura 2.11 – Trocas térmicas para o trocador de calor de tubos concêntrico

Fonte: Incropera, Prescott e Voelkel (1985).

O mesmo problema foi abordado por Sharma, Kumar e Varun (2012). São estudadas as influências da temperatura dos gases de combustão e da vazão mássica na eficiência do trocador de calor. O modelo foi comparado com dados experimentais obtendo uma diferença média nas taxas de troca de 3%. O procedimento arbitra temperaturas

iniciais e resolve as equações do balanço energético pelo método de Newton-Raphson. Através de iterações, as temperaturas finais são alcançadas.

Oosterhuis et al (2012) analisaram um trocador de calor aletado utilizando método de simulação via CFD (ANSYS CFX). O trabalho expôs as vantagens do uso da simulação numérica frente aos métodos tradicionais de projeto de trocadores de calor (ϵ -NUT e LMTD), já que estes métodos não consideram a condução no sentido axial e a radiação térmica. O modelo numérico foi comparado com dados experimentais com desvio médio de temperatura de 5 K.

2.7 TRABALHOS SOBRE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Dentro do grupo de Eficiência Energética do LabCET – EMC – UFSC foram estudados fornos para as indústrias cerâmicas e de cristais. O objetivo dos estudos foi a análise térmica, com a consequente redução do consumo de energia. Embora se trate de diferentes equipamentos, pois os fornos têm características próprias, pode-se, no entanto, identificar perdas de energia de caráter similar, como a associada aos gases da chaminé. A Tabela 2.3 mostra alguns dos trabalhos realizados e as perdas pelas paredes e através das saídas dos gases de combustão.

Tabela 2.3 – Trabalhos de eficiência energética realizados pelo grupo de Eficiência Energética – LabCET – EMC - UFSC

Trabalho	Forno	Chaminé (%)	Paredes (%)
Jahn (2007)	Rolo	73,0	7,0
Nunes (2013)	Cristal	34,6	9,4
Possamai (2014)	Fritas	71,2	11,9
Oba (2015)	Túnel	84,7	4,3

As elevadas perdas de calor, associadas às saídas dos gases pelas chaminés, são inerentes às altas temperaturas necessárias aos processos produtivos. Já a energia cedida pelas paredes são em suma desperdícios de energia térmica, embora em casos de alta temperatura, exista a limitação de vida útil dos refratários.

3 O SECADOR DE MADEIRAS ANALISADO

Uma apresentação geral do funcionamento de secadores de madeira a seco foi exposta brevemente no Capítulo 2. Este capítulo descreve o equipamento objeto da análise experimental, com um nível maior de detalhes. O secador encontra-se na empresa Sólida Brasil Madeiras em Rio Negrinho - SC. Características específicas e dimensões do secador são apresentadas. Detalhes de funcionamento e geometria do trocador de calor são apresentados separadamente. O capítulo é finalizado com a descrição das trocas térmicas envolvidas no processo.

3.1 DETALHES DO SECADOR EM ESTUDO

O secador de madeiras é da marca Contraco, tem formato de um paralelepípedo com altura de 5,45 m, largura de 8,45 m e profundidade de 6,00 m (todas são medidas internas). Na parede traseira há um apêndice centralizado, onde se encontra o sistema de aquecimento, com profundidade de 1,40 m e largura de 3,70m. As paredes possuem espessura de 55 mm. Na parede frontal estão as portas, por onde é feito o carregamento da madeira. As portas têm 4,30 m de altura e ocupam toda a largura do secador. Na parede superior são instaladas 12 janelas para saída de ar úmido, que são abertas quando a umidade atinge um valor pré-determinado e diferente em cada etapa de secagem.

O equipamento tem um teto intermediário (teto falso), 1,17 m abaixo da parede superior do secador, e afastado em 1,20 m das paredes traseira e frontal. Sobre este teto intermediário estão instalados seis ventiladores, com potência unitária de 3,7 kW, responsáveis pela circulação de ar através da madeira empilhada. Um sistema de dutos leva o ar quente desde o sistema de aquecimento até próximo aos ventiladores. Na parte traseira externa ao secador, está o alimentador automático de resíduos de madeira, que é o combustível da fornalha. A Figura 3.1 apresenta uma vista frontal do secador vazio, mostrando o recuo que abriga o sistema de aquecimento. Uma segunda vista frontal mostra o carregamento de madeira.

As pilhas de madeira ficam alinhadas com o teto intermediário e afastadas 1,20 m das paredes do fundo e das portas. Ocupam toda a largura (8,45 m) do espaço interno, possuindo uma altura de 4,10 m.



Figura 3.1–Vista dos componentes do interior do secador do carregamento das pilhas de madeira.

Um desenho esquemático é apresentado na Figura 3.2, onde é possível visualizar todos os componentes do equipamento.

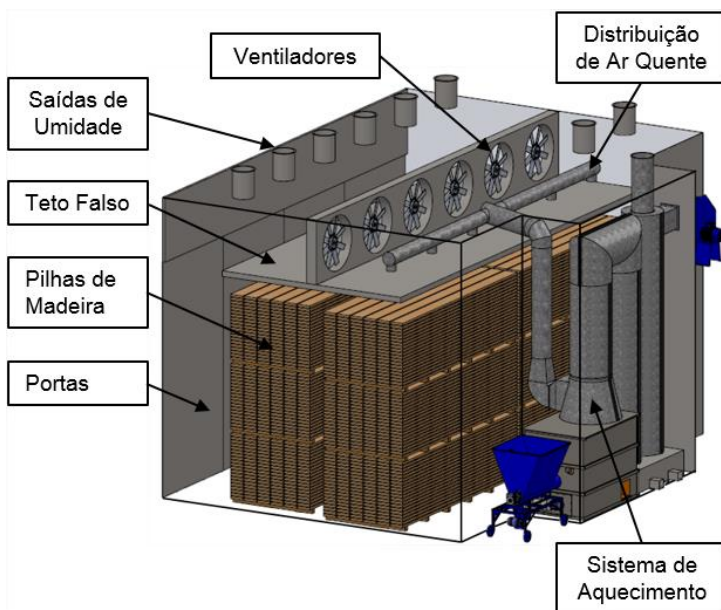


Figura 3.2 - Desenho esquemático do secador e seus componentes principais.
Fonte: Contraco Máquinas e Equipamentos (2016).

3.1.1 Sistema de aquecimento

O sistema de aquecimento usa serragem e cascas da madeira como combustível na sua fornalha e aquece o ar interno do secador através de troca indireta no trocador de tubos concêntricos, com os gases de combustão. Um ventilador centrífugo (1,0 CV) injeta o ar de combustão na fornalha e outro ventilador centrífugo (7,0 CV) faz o ar do ambiente de secagem passar pelo trocador. A Figura 3.3 mostra os equipamentos básicos do sistema de aquecimento de forma esquemática.

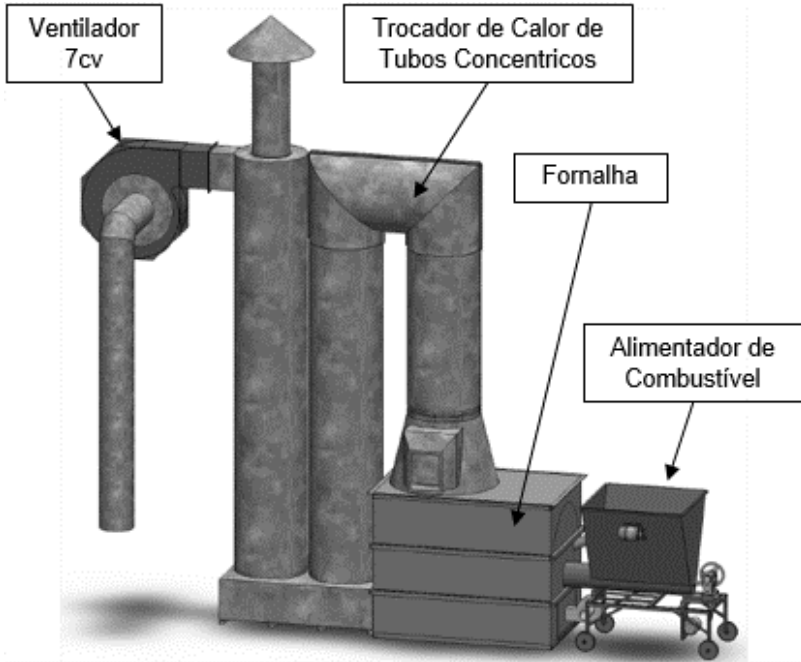


Figura 3.3 - Sistema de aquecimento – vista geral

A vazão de gases de combustão ocorre pelo tubo interno do trocador, seguindo para a chaminé, conforme a Figura 3.4. O ar de secagem passa pelo espaço anular entre as tubulações. Por medida de segurança, a pressão do ar de secagem deve ser maior do que dos gases de combustão, de forma a evitar a infiltração de partículas da combustão para o interior do secador.

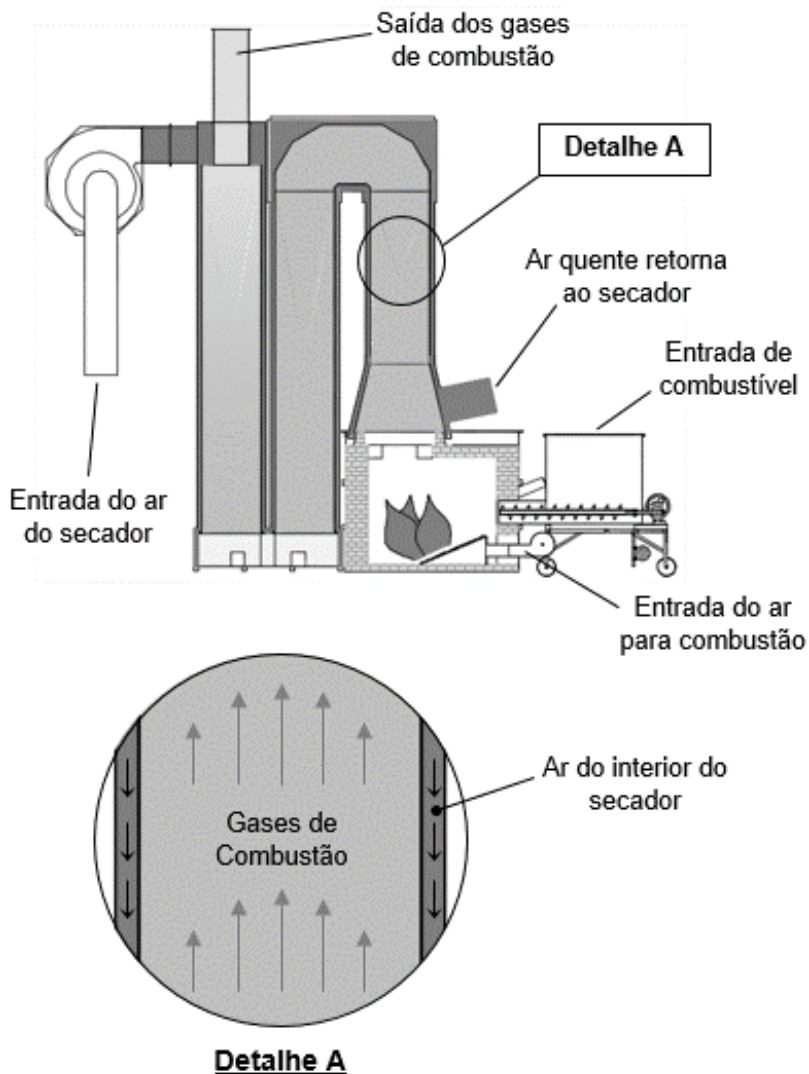


Figura 3.4 - Desenho esquemático em corte do sistema de aquecimento.

3.1.1.1 O trocador de calor

Como já comentado, o trocador de calor é do tipo tubos concêntricos, com fluxos em contracorrente. Para um melhor

aproveitamento da energia dos gases e do espaço disponível, é dividido em três partes: ascendente, descendente e novamente ascendente. A tubulação interna é fabricada em chapas de aço inox 304L, com espessura de 3,0 mm e diâmetro interno de 0,636 m, resultando em uma seção transversal de 0,318 m². A tubulação externa é construída em chapa de aço carbono SAE 1020 de 1,2 mm de espessura e diâmetro interno de 0,742 m, gerando uma seção transversal de 0,110 m².

A ligação do trocador com a fornalha tem formato cônico com ângulo de abertura de 26° e comprimento de 0,80 m. Uma saída retangular com dimensões 300 mm x 375 mm, na lateral externa do cone, leva o ar quente para a tubulação que faz a distribuição do ar aquecido.

A chaminé possui diâmetro interno de 375 mm. Próximo a esta há a entrada de ar vindo do secador, que tem formato retangular de 300 mm x 380 mm e faz conexão com o ventilador centrífugo. As características geométricas do trocador de calor são expostas na Figura 3.5.

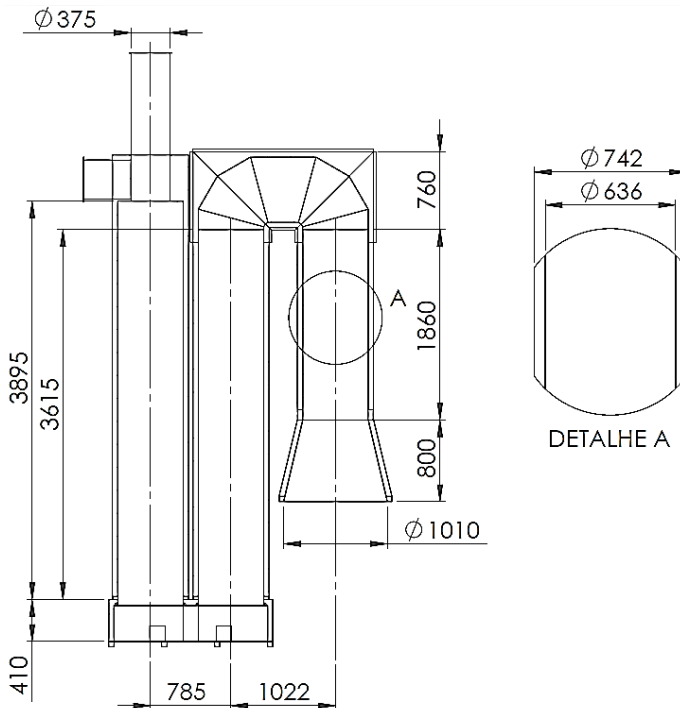


Figura 3.5 - Vista em corte do trocador de calor.

3.1.2 A madeira

A madeira a ser seca é o *Pinus elliottii* Engelm. As tábuas são serradas com 40 mm de espessura, comprimento de 4,00 m e largura que varia entre 150 e 400 mm.

O empilhamento da madeira segue o modelo de grades. As tábuas são colocadas lado a lado (sobre barrotes de 80 mm de altura para manter espaço entre as tábuas e o piso), formando uma pilha de 1,60 m de profundidade. Cada camada de tábuas é separada por tabiques de madeiras de 22 mm de altura. Com camadas intercaladas de tábuas e tabiques, a pilha unitária é montada com altura total de 1,218 m. As principais dimensões da pilha unitária são vistas na Figura 3.6.

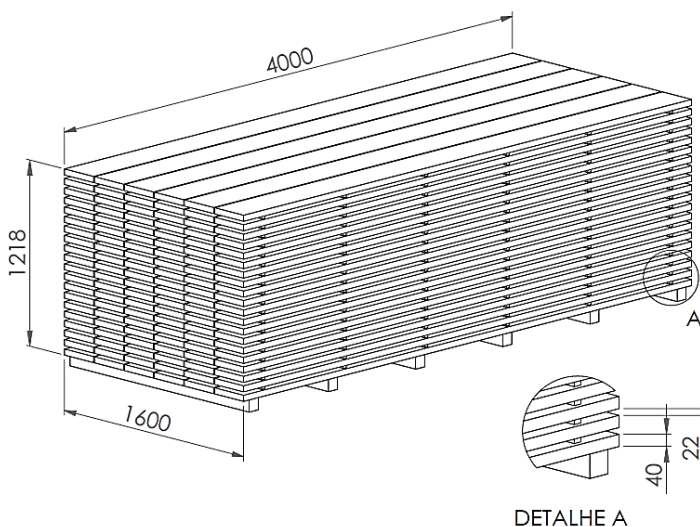


Figura 3.6 - Pilha unitária de madeira (dimensões em mm)

Dentro do secador as 12 pilhas unitárias são dispostas em duas linhas paralelas às portas. Cada linha tem a largura de duas pilhas e altura de três pilhas unitárias separadas por barrotes de 80 mm. As duas linhas ocupam a área logo abaixo do teto intermediário e ficam espaçadas em 0,4 m. A Figura 3.7 mostra as vistas frontal e lateral do conjunto no interior do secador.

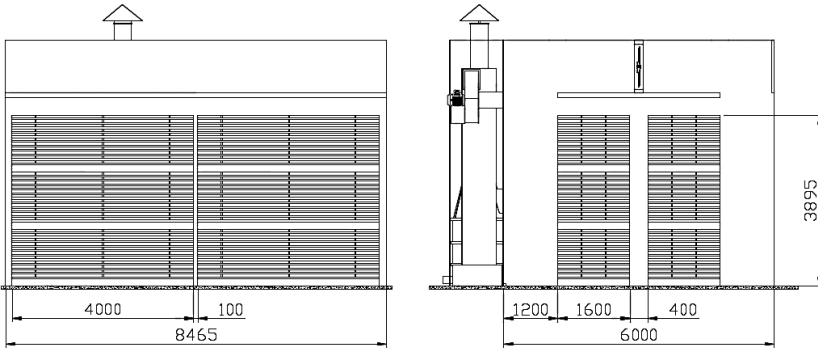


Figura 3.7 - Vista frontal e lateral da distribuição da madeira no secador

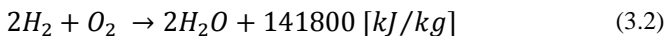
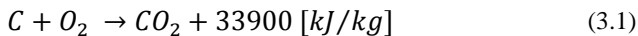
3.1.3 As paredes do secador

As paredes do secador são fabricadas em estrutura metálica tubular, com espessura de 52,4 mm, revestidas com chapas de galvalume (chapa de aço SAE 1020, coberta por uma camada de 150 g/m² de liga de alumínio-zinco), com 1,2 mm de espessura. A parede tem isolamento interno feito de lã de vidro de 50 mm de espessura.

3.2 FENÔMENOS FÍSICOS E TROCAS DE CALOR NO SECADOR

3.2.1 Combustão da madeira com ar

A quantidade de energia produzida pela combustão na fornalha é dependente do tipo de madeira e da composição do resíduo usado. As quantidades de energia liberadas pelos processos de combustão do carbono e do hidrogênio são apresentadas pelas Equações (3.1) e (3.2). Nestas a reação de 1 mol de carbono para 1 mol de oxigênio libera 33900 kJ/kg e da mesma forma a reação de 2 moles de hidrogênio com 1 mol de oxigênio libera 141800 kJ/kg.



A composição química média da madeira é exposta na Tabela 3.1, em base mássica, segundo Bazzo (1995):

Tabela 3.1 - Composição química da madeira (em base mássica seca)

Autor	% c	% h	% o
Bazzo	49,0	6,0	44,0

Fonte: Bazzo (1995)

O cálculo do PCI e PCS para combustíveis sólidos de composição conhecida é proposto por Bazzo (1995), através das Equações (3.3) e (3.4):

$$PCS = 33900 c + 141800 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 9200 s \quad (3.3)$$

$$PCI = PCS - 2440(9. h + w); \quad (3.4)$$

onde c, h, o e s representam respectivamente, as frações, em base mássica, de carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre. A umidade, em base mássica do combustível, é representada por w . A validade das equações é condicionada à temperatura e à pressão de 298,15 K e 101,125 kPa, respectivamente.

3.2.1.1 Excesso de ar

De acordo com Carvalho Junior e Macquay (2007) em aplicações industriais, o excesso de ar, definido como o percentual acima da quantidade estequiométrica de ar, é quase sempre necessário para completar as reações do processo real de combustão. Vlassov (2001) propõem que o volume de ar estequiométrico para a combustão completa de um quilograma de combustível seja calculada pela Equação (3.5):

$$V_{ar_e} = 0,0889 (c + 0,375 s) + 0,265 h - 0,0333 o \quad (3.5)$$

A massa de ar estequiométrica pode ser obtida com a multiplicação da Equação (3.5) pela densidade do ar (ρ_{ar}):

$$m_{ar_e} = \rho_{ar} \cdot V_{ar_e} \quad (3.6)$$

Assim, o excesso de ar (e) é dado pela Equação (3.7) (Vlassov, 2001), onde m_{ar} é a massa de ar real utilizada na combustão.

$$e = \frac{m_{ar_{real}}}{m_{ar_e}} \quad (3.7)$$

Bazzo (1995), propõe valores para o excesso de ar para alguns combustíveis, conforme a Tabela 3.2. O combustível utilizado na fornalha pode ser enquadrado como lenha, tendo excesso de ar recomendado de 30 a 60%. Pondera ainda que valores muito superiores a estes podem ser utilizados em casos de combustível com umidade acima de 25%

Tabela 3.2 – Excesso de ar recomendado para alguns tipos de combustível.

Combustível	Excesso de ar [%]
Gás combustível	5 a 20
Carvão pulverizado	10 a 25
Óleo combustível	10 a 25
Carvão granulado	30 a 60
Lenha	30 a 60

Fonte: Bazzo, 1995

3.2.2 Convecção

No interior do secador a ação dos ventiladores provoca um processo de convecção forçada, do ar com as superfícies internas das paredes e do ar com as pilhas de madeira. O mesmo processo ocorre entre as superfícies do trocador de calor com o ar e com os gases de combustão. Nas paredes externas do secador ocorre a convecção natural com o ar do ambiente. O escoamento pode ser descritos pela Equação da Conservação da Quantidade de Movimento Linear – Equação (3.8).

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + S^{u_i}; \quad (3.8)$$

onde u_i é a velocidade do escoamento na direção avaliada, P é a pressão do escoamento, μ é a viscosidade, e S^{u_i} é o somatório das forças de campo.

Por sua vez a Equação (3.9) representa a troca de calor por convecção entre o meio fluido e as superfícies. Neste caso h_{conv} representa o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_{sup} a área da superfície em questão, T_{fluido} a temperatura do fluido e T_{sup} é a temperatura desta superfície.

$$q_{conv} = h_{conv} A_{sup} (T_{fluido} - T_{sup}) \quad (3.9)$$

Os coeficientes de convecção foram obtidos por correlações empíricas. As correlações para convecção natural usadas para as paredes externas foram as propostas por Churchill e Chu (Incropera e DeWitt, 2003). Já para os escoamentos turbulentos as correlações de Chilton-Colburn (Incropera e de Witt, 2003) foram utilizadas. Os coeficientes de convecção utilizados para os cálculos dos balanços de energia experimentais são apresentados na Tabela 3.3:

Tabela 3.3 - Coeficientes de convecção adotados nos cálculos.

Localização	Valor (W/m ² K)
Paredes laterais externas	8,4
Teto (externo)	8,4
Paredes internas	33,9
Parede externa do trocador de calor	25,8

3.2.3 Radiação

Siegel e Howell (1992) descrevem o fluxo líquido de energia por radiação entre duas superfícies k e j genéricas, em meio não participativo, pela Equação (3.10). As emissividades das superfícies são representadas por ε e as temperaturas absolutas por T . A constante de Stefan-Boltzmann, σ , tem valor de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

$$q_{rad} = \frac{\sigma(T_k - T_j)}{\frac{1}{\varepsilon_k} + \frac{1}{\varepsilon_j} - 1} \quad (3.10)$$

3.2.4 Meio participante nas trocas radiativas

Nos casos onde ocorrem fluxos de gases de combustão se torna necessária uma avaliação do grau de participação do meio. A participação neste caso ocorre através de moléculas polares como o vapor d'água e o dióxido de carbono, que emitem e absorvem radiação em uma ampla faixa de temperatura (Siegel e Howell, 1997).

No meio participante a propriedade mais relevante é o coeficiente de extinção (K_λ), que define quanto um meio absorve ou difunde a radiação incidente. A Equação (3.11) mostra que o coeficiente de extinção (K_λ) é composto pelos coeficientes de absorção (α_λ) e de difusão ($\sigma_{s\lambda}$),

que são dependentes do comprimento de onda (λ), da temperatura (T), e da pressão (P) do meio.

$$K_\lambda(\lambda, T, P) = \alpha_\lambda(\lambda, T, P) + \sigma_{5\lambda}(\lambda, T, P) \quad (3.11)$$

A espessura óptica, variável adimensional, dada pelo produto do coeficiente de extinção com a espessura do meio, Equação (3.12), indica se o meio é opticamente espesso ou fino, conforme o seu valor. Se for muito maior do que a unidade, o meio é considerado espesso, se for muito menor, é considerado fino.

$$k_\lambda = K_\lambda L \quad (3.12)$$

Segundo Siegel e Howell (1997), para meios homogêneos (com poucos ou sem particulados em suspensão), o coeficiente de difusão pode ser desconsiderado, sendo a participação representada apenas pelo coeficiente de absorção.

Fundamentado em dados empíricos, Hottel (1967) apud Siegel e Howell (1997), propõem uma estimativa para a absorvidade dos gases de combustão, através da Equação (5.30):

$$\alpha_{gases} = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha \quad (3.13)$$

sendo α_{H_2O} e α_{CO_2} as absorvidades parciais do vapor d'água e do dióxido de carbono. O fator $\Delta\alpha$ é uma correção devido à existência simultânea dos gases. A absorvidade de um meio pode ainda ser fornecida pela Equação (3.14). A Tabela 3.4 fornece os valores das variáveis discutidas e aplicadas ao presente caso do trocador de calor.

$$\alpha_{gases} = 1 - e^{-K_\lambda L} \quad (3.14)$$

Tabela 3.4 – Propriedades radiativas empregadas para os gases de combustão no interior do trocador de calor.

α_{gases}	k_λ	L [m]
0,12	0,13	1,07

3.2.5 Balanço de energia do secador de madeiras

O balanço de energia do secador de madeira, representado na Figura 3.8, mostra as principais possibilidades de trocas e perdas de

energia. Para uma melhor formulação deste balanço, as pilhas de madeira são consideradas externas ao volume de controle, assim também é considerada a entrada de vapor d'água vinda da madeira.

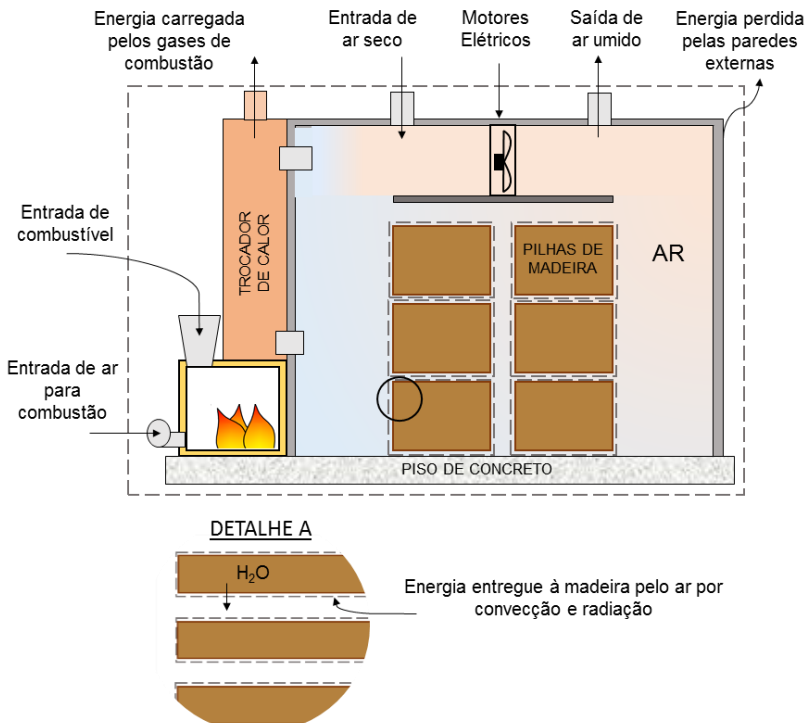


Figura 3.8 - Balanço de energia do secador de madeiras

O balanço de energia está representado pelos termos da Equação (3.15). Os termos do lado esquerdo representam a taxa de energia que entra no secador, sendo o primeiro deles a taxa de energia gerada pela combustão, função do consumo mássico e do poder calorífico inferior do combustível. Os termos seguintes representam a energia associada a entrada de ar na fornalha para a combustão; a entrada de ar seco que é introduzido no secador; a massa de água liberada em forma de vapor pela madeira; e a energia fornecida aos motores elétricos que acionam os ventiladores de recirculação do ar.

$$\begin{aligned}
& \dot{m}_{cb}.PCI + \dot{m}_{crt} \left(\bar{h}_{f_{O_2,298K}}^0 + 3,29\bar{h}_{f_{N_2,298K}}^0 \right) \\
& + \dot{m}_{a.s} \left(\bar{h}_{f_{O_2,298K}}^0 + 3,29\bar{h}_{f_{N_2,298K}}^0 \right) \\
& + \dot{m}_{a.m}(\Delta\bar{h}_{S,H_2O,T_{s.m}}) + \dot{E}_{m.e} \\
& = \\
& \dot{m}_{CO_2}(\Delta\bar{h}_{S,CO_2,T_{ch}}) + \dot{m}_{H_2O}(\Delta\bar{h}_{S,H_2O,T_{ch}}) \\
& \quad + \dot{m}_{N_2}(\Delta\bar{h}_{S,N_2,T_{ch}}) + \dot{m}_{O_2}(\Delta\bar{h}_{S,O_2,T_{ch}}) \\
& + \dot{m}_{a.u}[(\Delta\bar{h}_{S,O_2,T_{a.i}}) + 3,76(\Delta\bar{h}_{S,N_2,T_{a.i}})] \\
& \quad + \dot{m}_{a.m}(\Delta\bar{h}_{S,H_2O,T_{a.i}}) \\
& + h_{p.e}.A_{p.e}(T_{p.e} - T_{a.e}) + h_{s.m}.A_{s.m}(T_{s.m} - T_{a.i}) \\
& + \varepsilon_{p.e}.\sigma.A_{p.e}(T_{p.e}^4 - T_{a.e}^4) + \varepsilon_{s.m}.\sigma.A_{s.m}(T_{s.m}^4 - T_{a.i}^4)
\end{aligned} \tag{3.15}$$

No lado direito da Equação (3.15) estão as saídas de energia do secador. Os quatro primeiros termos representam a parcela de energia associada à vazão dos gases de combustão que escapam pela chaminé. O quinto e sexto termos descrevem a vazão de ar interno (úmido) que deixa o secador, sendo a soma das vazões mássicas $\dot{m}_{a.u}$ e $\dot{m}_{a.m}$. Estas vazões estão à temperatura ambiente do interior do equipamento ($T_{amb.int}$), que é medida na própria saída de ar. O sétimo termo considera as trocas de energia por convecção das paredes externas com o ambiente externo e do ar interno com as pilhas de madeira. Os coeficientes de transferência de calor por convecção associados às superfícies externas e às superfícies da madeira são respectivamente $h_{p.e}$ e $h_{s.m}$. A área das superfícies externas está representada por $A_{p.e}$ e a área superficial das madeiras por $A_{s.m}$. As temperaturas da parede externa e a temperatura do ambiente externo são $T_{p.e}$ e $T_{a.e}$. Os últimos termos se referem às trocas térmicas por radiação entre as superfícies e o ambiente externos, e entre as pilhas de madeira e as superfícies internas, respectivamente. Neste caso $\varepsilon_{p.e}$ e $\varepsilon_{s.m}$, são as emissividades das superfícies das paredes e da madeira, respectivamente.

As taxas de energia referentes às parcelas que incluem os gases de combustão e dos fluxos de ar são escritas na forma de entalpia de formação para o estado considerado. A relação entre as entalpias de formação e a entalpia no estado considerado é demonstrada pela Equação (3.16), para o componente i (Turns, 2013):

$$\Delta\bar{h}_{S,i,T_{est}} = \bar{h}_{i,T_{est}} - \bar{h}_{f,i,T_{Ref}}^0 \tag{3.16}$$

onde $\bar{h}_{f,i,T_{Ref}}^0$ é a entalpia de formação do elemento i no estado padrão, 298,15 K e 1 atm, e $\Delta\bar{h}_{S,i,T_{est}}$ é a variação de entalpia entre o estado real e o estado padrão. Os valores para diferentes substâncias são encontrados nas tabelas de propriedades termodinâmicas disponíveis em Turns (2013).

O valor da entalpia de formação para substâncias simples, como oxigênio e nitrogênio, no estado padrão, é igual a zero. Então tanto a energia fornecida pelo ar da combustão, como a energia do ar seco introduzida no secador, tem valor nulo. Para as substâncias compostas, como o dióxido de carbono e água, nas mesmas condições (pressão de 1 atm e temperatura de 298K), a entalpia de formação é diferente de zero. Considerando ainda que a vazão mássica de água que é liberada pela madeira seja igual à vazão mássica de água que deixa o sistema pelas saídas de ar úmido, tem-se a Equação (3.15) rearranjada para a Equação (3.17):

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{cb} \cdot PCI + \dot{E}_{m,e} = & \\
 \dot{m}_{CO_2} \left(\bar{h}_{f_{CO_2,298K}}^0 + \Delta\bar{h}_{S,CO_2,T_{ch}} \right) & \\
 + \dot{m}_{H_2O} \left(\bar{h}_{f_{H_2O,298K}}^0 + \Delta\bar{h}_{S,H_2O,T_{ch}} \right) & \\
 + \dot{m}_{N_2} \left(\Delta\bar{h}_{S,N_2,T_{ch}} \right) & \\
 + \dot{m}_{O_2} \left(\Delta\bar{h}_{S,O_2,T_{ch}} \right) & \quad (3.17) \\
 + \dot{m}_{a,u} \left[\left(\Delta\bar{h}_{S,O_2,T_{a,i}} \right) + 3,29 \left(\Delta\bar{h}_{S,N_2,T_{a,i}} \right) \right] & \\
 + \dot{m}_{a,m} \left(\Delta\bar{h}_{S,H_2O,T_{a,i}} - \Delta\bar{h}_{S,H_2O,T_{s,m}} \right) & \\
 + h_{p,e} \cdot A_{p,e} \left(T_{p,e} - T_{a,e} \right) & \\
 + h_{s,m} \cdot A_{s,m} \left(T_{s,m} - T_{a,i} \right) & \\
 + \varepsilon_{p,e} \cdot \sigma \cdot A_{p,e} \left(T_{p,e}^4 - T_{a,e}^4 \right) & \\
 + \varepsilon_{s,m} \cdot \sigma \cdot A_{s,m} \left(T_{s,m}^4 - T_{a,i}^4 \right) &
 \end{aligned}$$

3.3 ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR

Para um melhor detalhamento, os fenômenos físicos associados ao trocador de calor são mostrados através do esquema simplificado da Figura 3.9 para uma secção e podem ser listados como:

- Troca por radiação entre as paredes, com a participação do meio gasoso;
- Troca de calor por convecção entre as superfícies, os gases de combustão, o ar interno e o ar externo ao trocador;
- Fluxo de gases de combustão na tubulação interna do trocador;
- Fluxo de ar entre os tubos do trocador.

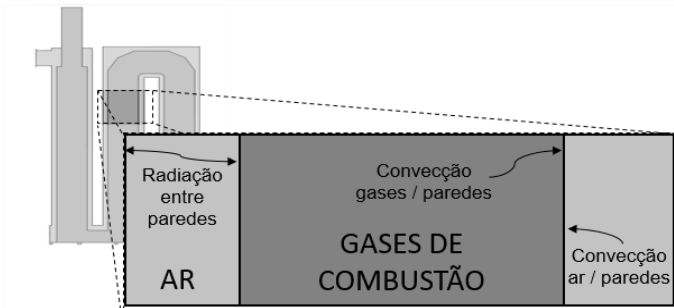


Figura 3.9 - Principais trocas de calor em uma secção do trocador.

3.3.1 Balanço energético do trocador de calor

De forma mais ampla, a Figura 3.10, reúne os elementos do balanço de energia do trocador de calor, ainda de forma esquemática. Estes termos podem ser sintetizados na Equação (3.18):

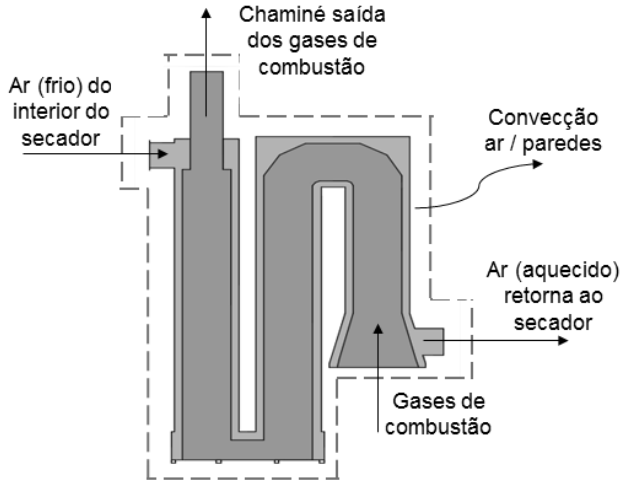


Figura 3.10 - Balanço de energia do trocador (vista em corte)

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{CO_2} (\Delta \bar{h}_{S,CO_2,T_{fr}}) + \dot{m}_{H_2O} (\Delta \bar{h}_{S,H_2O,T_{fr}}) \\
 & \quad + \dot{m}_{N_2} (\Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{fr}}) + \dot{m}_{O_2} (\Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{fr}}) \\
 & + \dot{m}_{a.e} [(\Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{a.e}}) + 3,29(\Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{a.e}})] = \\
 & \dot{m}_{CO_2} (+\Delta \bar{h}_{S,CO_2,T_{ch}}) + \dot{m}_{H_2O} (\Delta \bar{h}_{S,H_2O,T_{ch}}) \\
 & \quad + \dot{m}_{N_2} (\Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{ch}}) + \dot{m}_{O_2} (\Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{ch}}) \\
 & + \dot{m}_{a.i} [(\Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{a.s}}) + 3,29(\Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{a.s}})] \\
 & + h_{s.t} \cdot A_{s.t} (T_{s.t} - T_{a.i}) \\
 & + \varepsilon_{s.t} \cdot \sigma \cdot A_{s.t} (T_{s.t}^4 - T_{a.i}^4);
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Os termos a esquerda da igualdade representam as entradas de energia no trocador de calor. Os quatro primeiros termos representam a entrada dos gases de combustão, onde \dot{m}_{CO_2} , \dot{m}_{H_2O} , \dot{m}_{N_2} são, respectivamente, as vazões mássicas de dióxido de carbono, vapor d'água e nitrogênio. A temperatura de entrada dos gases de combustão é T_{fr} . O quinto termo se refere ao ar do interior do secador que entra no trocador, onde $\dot{m}_{a.e}$ é a vazão mássica de ar que circula no trocador e $T_{a.e}$ é a sua temperatura de entrada.

Os dois primeiros termos da direita representam as taxas de energia associadas à saída de ar e aos gases de combustão que seguem para a

chaminé. As vazões mássicas tanto do ar, como dos gases de combustão são iguais às da entrada. T_{ch} é a temperatura dos gases na chaminé e $T_{a.s}$, é a temperatura que o ar aquecido, que retorna ao interior do secador.

Os dois últimos termos da Equação (3.18) representam as taxas de troca por convecção e por radiação com o ambiente interno do secador, respectivamente. Neste caso $h_{s,t}$ é o coeficiente de convecção e $\varepsilon_{s,tr}$ a emissividade da superfície externa do trocador de calor, $A_{s,t}$ é a área superficial desta superfície, $T_{s,t}$ é a temperatura da parede e $T_{a.i}$, do ar no interior do secador. A área foi dividida em duas partes, cada uma com temperaturas distintas.

Como as vazões mássicas de ar e dos gases de combustão são constantes, a Equação (3.18) pode ser reescrita, assumindo a forma da Equação (3.19):

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{CO_2} \left(\Delta \bar{h}_{S,CO_2,T_{fr}} - \Delta \bar{h}_{S,CO_2,T_{ch}} \right) \\
 & + \dot{m}_{H_2O} \left(\Delta \bar{h}_{S,H_2O,T_{fr}} - \Delta \bar{h}_{S,H_2O,T_{ch}} \right) \\
 & + \dot{m}_{N_2} \left(\Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{fr}} - \Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{ch}} \right) \\
 & + \dot{m}_{O_2} \left(\Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{fr}} - \Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{ch}} \right) = \quad (3.19) \\
 & + \dot{m}_{ar \text{ interno}} \left[\begin{array}{l} \left(\Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{a.s}} - \Delta \bar{h}_{S,O_2,T_{a.e}} \right) \\ + 3,29 \left(\Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{a.s}} - \Delta \bar{h}_{S,N_2,T_{a.e}} \right) \end{array} \right] \\
 & + h_{t.e} \cdot A_{s,t} (T_{s,t} - T_{a.i}) \\
 & + \varepsilon_{s,t} \cdot \sigma \cdot A_{s,t} (T_{s,t}^4 - T_{a.i}^4)
 \end{aligned}$$

3.3.2 Efetividade do trocador de calor.

Incropera e DeWitt (2003) definem que a efetividade, η , de um trocador de calor pode ser dada pela Equação (3.20):

$$\eta = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.20)$$

onde q é a taxa real transferência de calor e q_{max} é a taxa máxima de transferência de calor que pode ser feita entre os dois fluidos na condição estudada.

A efetividade do trocador de calor, para o caso estudado, é definida na Equação (3.21):

$$\eta = \frac{q_{gas,e} - q_{gas,s}}{q_{gas,e} - q_{gas,s,min}} \quad (3.21)$$

onde, $q_{gas,e}$ é a taxa de energia dos gases de combustão que entra no trocador, $q_{gas,s}$ é a taxa de energia que deixa o trocador pela chaminé, e $q_{gas,s,min}$, é a taxa de energia com que os gases de combustão deixariam a chaminé no caso da troca térmica máxima, quando os gases de combustão alcançassem a temperatura de entrada do ar no trocador.

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Para o entendimento do equipamento em uso e uma avaliação dos resultados obtidos através da simulação dos modelos formulados e respectivas hipóteses foi realizada a análise experimental. Um equipamento industrial em operação foi escolhido e uma série de medições foi executada. Embora sugestões de melhorias advindas das simulações não possam ser aplicadas de imediato, as comparações geram informações mais confiáveis sobre o processo físico estudado.

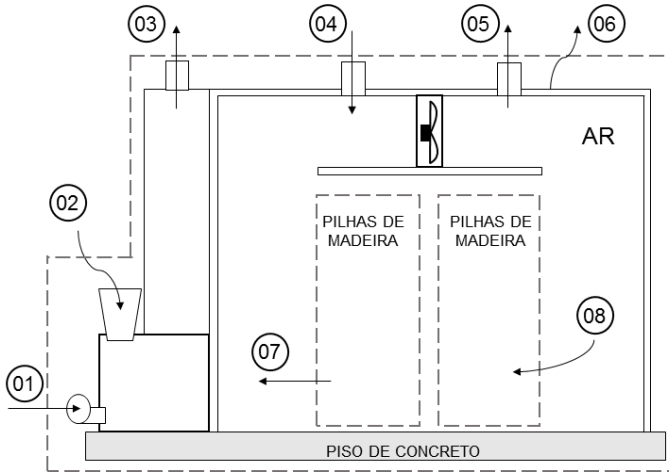
As medições foram realizadas em um secador de madeiras industrial, localizado na empresa Sólida Brasil Madeiras, em Rio Negrinho – SC. Essas medições propiciaram a aquisição dos valores de diversas variáveis do processo. Os dados adquiridos em campo foram aplicados nos balanços do secador, gerando dados sobre rendimento e produtividade, bem como em propostas de melhoria do sistema.

No curso deste capítulo são apresentados os pontos de medição, os instrumentos usados, os resultados obtidos, os balanços de energia do secador e do trocador de calor e considerações sobre o ar e gases de combustão.

4.1 ABORDAGEM EXPERIMENTAL

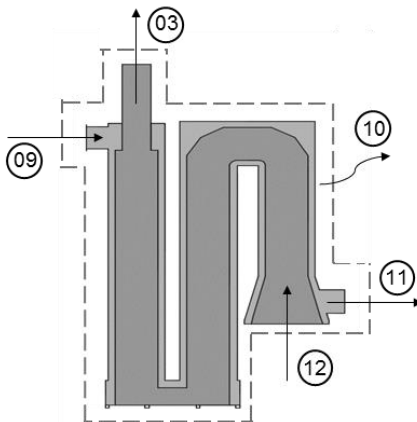
As medições das variáveis como temperaturas, vazões, pressões e velocidades relacionadas ao secador, foram executadas nos pontos de medição apresentados na Figura 4.1, e as medições relacionadas ao trocador de calor são apresentadas na Figura 4.2. Por sua vez, a Tabela 4.1 apresenta os instrumentos de medição utilizados em cada ponto.

As medições de temperatura foram realizadas durante todo o período de secagem, enquanto as medições de consumo de combustível, vazão e velocidades dos fluidos foram feitas entre a 48ª e 56ª horas de operação, pois esse período é apontado pela empresa como o de maior de interesse, devido às temperaturas abaixo das desejadas.



- | | |
|-----------------------------------|------------------------------------|
| 01 - Entrada de ar para combustão | 05 - Saída de ar úmido |
| 02 - Entrada de combustível | 06 - Superfície externa do secador |
| 03 - Saída dos gases de combustão | 07 - Saída da pilha de madeira |
| 04 - Entrada de ar seco | 08 - Entrada da pilha de madeira |

Figura 4.1 – Localização dos pontos de medição no secador.



- | |
|---|
| 03 - Saída dos gases de combustão pela chaminé |
| 09 - Entrada de ar (frio) do interior do secador |
| 10 - Perda de energia convectiva pelas paredes do trocador com o ar |
| 11 - Saída de ar do trocador de calor |
| 12 - Entrada dos gases de combustão no trocador |

Figura 4.2 - Pontos de medição no trocador de calor.

Tabela 4.1 – Pontos de medição, variáveis e instrumentos utilizados.

Ponto de medição	Variáveis medidas	Instrumentos	
01	Entrada do ar de combustão	- Temperatura ambiente; - Velocidade do ar	Termopar; Anemômetro de fio quente
02	Alimentador de combustível	- Tempo de consumo de combustível.	Cronômetro
03	Chaminé	- Temperatura - Velocidade dos gases	Termopar; Pitot e micromanômetro
04	Entrada de ar seco	- Temperatura	Termopar
05	Saída de ar úmido	- Temperatura e - Umidade interna	Termopar - bulbo seco/ bulbo úmido
06	Superfície externa do secador	- Temperatura superficial	Termopar
07	Saída da pilha	- Temperatura.	Termopar
08	Entrada da pilha	- Velocidade e - Temperatura do ar	Anemômetro de fio quente e termopar
09	Entrada de ar do trocador	- Temperatura e - Velocidade do ar	Termopar; Pitot e micromanômetro
10	Parede externa do trocador	- Temperatura.	Termopar
11	Saída de ar do trocador	- Temperatura e - Velocidade do ar	Termopar; Pitot e micromanômetro
12	Entrada dos gases no trocador	- Temperatura	Termopar

Como visto na Figura 4.1 e na Figura 4.2, os pontos de medição de 01 à 08 são pontos que são usados para o balanço de energia do secador e os pontos de medição de 09 à 12 são usados no balanço de energia do trocador de calor. O ponto de medição 03 é usado nos dois casos.

Outras medições, feitas em laboratório, foram necessárias na determinação de propriedades do combustível e da madeira a ser seca. O combustível é formado por resíduos do próprio processo de preparação da madeira e, por não ser um combustível de propriedades conhecidas, foi medido em laboratório o teor de umidade. Para a madeira, foram feitas medições do teor de umidade de amostras coletadas antes e depois da secagem.

Tabela 4.2 - Medição de variáveis em laboratório.

Amostra	Variáveis medidas	Equipamento
Madeira serrada úmida (antes da secagem)	- Teor de umidade.	Estufa ventilada e balança.
Madeira serrada seca (após a secagem)	- Teor de umidade.	Estufa ventilada e balança.
Combustível (<i>Pinus</i>): 60% serragem 40% cascas	- Teor de umidade; - Densidade;	Estufa ventilada e balança;

* Porcentagem do combustível em base mássica

4.2 PONTOS DE MEDIÇÃO USADOS

As variáveis indicadas na Tabela 4.1 foram todas medidas no equipamento em estudo, com a instalação prévia dos instrumentos, no momento de carregamento. Os dados de umidade interna foram obtidos através dos sensores que fazem parte do sistema de controle do secador. A Figura 4.3 mostra alguns dos pontos de medição de temperatura usados.

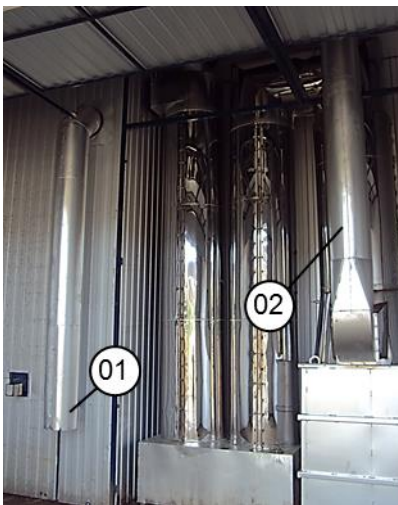


Figura 4.3 – Pilhas de madeira (esquerda) e chaminé de saída dos gases de combustão (direita).

A Figura 4.4 apresenta o alimentador de combustível e em detalhe o ventilador que injeta o ar comburente, enquanto a Figura 4.5 apresenta os pontos de medição de temperatura e vazão do ar na entrada e saída do trocador.



Figura 4.4 – Sistema de alimentação de combustível e em detalhe o ventilador que insufla o ar de combustão.



01 - Entrada de ar no trocador

02 - Saída de ar do trocador

Figura 4.5 - Trocador de calor, entradas e saídas de ar

4.3 EQUIPAMENTOS E MÉTODOS USADOS

As especificações dos equipamentos e metodologia adotada, são descritas nos itens seguintes do trabalho.

4.3.1 Medição de consumo de combustível

A alimentação do combustível sólido é feita de forma intermitente, por acionamento de uma rosca transportadora, variando com a necessidade de calor do ambiente de secagem. Desta forma a vazão mássica não é constante, sendo necessária a obtenção de uma média de consumo em um dado período de tempo, conforme a Equação (4.1):

$$\dot{m}_{cb} = \frac{nr \cdot \rho_{cb} \cdot V_{cb_a}}{t_{f,n} - t_0} \quad (4.1)$$

onde, \dot{m}_{cb} é a vazão mássica de combustível, nr é o número de carregamentos, V_{cb_a} é o volume de combustível adicionado ao alimentador, $t_{f,n}$ é o tempo do término do combustível no reservatório, t_0 é o horário em que se inicia o carregamento de combustível e ρ_{cb} é a densidade do combustível em base úmida. Para a realização da medição, uma caixa de volume $0,125 \text{ m}^3$ foi usada para o carregamento do alimentador de combustível e o tempo foi cronometrado até que a fornalha consumisse 32 carregamentos que totalizam $4,0 \text{ m}^3$. A medição da densidade aparente do combustível foi feita em laboratório.

4.3.2 Medição de vazão

Para a medição da vazão de ar de combustão (Figura 4.5), dois instrumentos estavam disponíveis. O anemômetro de fio quente foi usado na entrada do ventilador, enquanto o tubo de Pitot seria usado na tubulação após o ventilador. Entretanto, por falta de espaço para obter um perfil de velocidade mais desenvolvido, este método não pode ser aplicado. Para as outras medições de velocidades, como dos gases de combustão e ar no trocador, o tubo de Pitot associado ao micromanômetro encontrou uma situação mais adequada ao seu emprego. A medição das velocidades de circulação do ar interno foi realizada na quinquagésima segunda hora de secagem, dado que esse é o período de maior interesse de estudo.

4.3.2.1 Medição de vazão com tubo de Pitot e micromanômetro

O tubo de Pitot, juntamente com um medidor de pressão diferencial, permite obter a pressão dinâmica do escoamento em um ponto da seção transversal da tubulação e por consequência a velocidade local deste escoamento. Foi usado um tubo de Pitot de 8,0 mm de diâmetro e um micromanômetro de coluna de álcool (Lambrecht, modelo 655-M-16). Foram realizadas medições das vazões de ar frio na entrada do trocador (ponto 01, da Figura 4.5), de ar quente que deixa o trocador (ponto 02 da Figura 4.5) e dos gases de combustão na saída para a chaminé (Figura 4.3), tomando-se o cuidado de escolher pontos onde o escoamento mais se aproxima de plenamente desenvolvido.

Aplicando a equação de Bernoulli a uma linha de corrente em pontos antes e na entrada do tubo de Pitot, a velocidade do fluxo no ponto de medição (v_i) pode ser calculada pela Equação (4.2).

$$v_i = \sqrt{2gH_m \frac{\rho_{alc} - \rho_{fl}}{\rho_{fl}}} \quad (4.2)$$

Sendo g a aceleração gravitacional, H_m a altura da coluna de álcool lida no micromanômetro, ρ_{alc} e ρ_{fl} as massas específicas do álcool do micromanômetro e do fluido em escoamento, respectivamente, está nas condições de temperatura e pressão locais (Nicolau e Güths, 2001).

Para a determinação da vazão do escoamento, é necessária a integração do perfil de velocidade ao longo da seção transversal da tubulação, sendo esta uma integração numérica, Equação (4.3):

$$\dot{Q} = \int_A v \, dA \cong \sum_{i=1}^N v_i A_i = A \sum_{i=1}^N v_i W_i \quad (4.3)$$

sendo a seção transversal da tubulação dividida em N elementos de área A_i . O peso W_i é a fração da área total correspondente à A_i . Para as tubulações de seção circular foi adotada a quadratura de Gauss, com $N=5$ pontos, que considera áreas de anéis com diferentes pesos (Delmée, 2003).

4.3.2.2 Medição de vazão com anemômetro de fio quente

Para a obtenção da vazão do ar de combustão da fornalha, da velocidade do ar que passa pelas pilhas de madeira e do fluxo de ar provido pelos ventiladores de recirculação, foi utilizado um anemômetro, modelo 445, TESTO. A sonda possui um diâmetro de 10 mm, sendo mais adequada para medições em espaço aberto e baixas velocidades, não alcançadas por um tubo de Pitot. Para a vazão do ar de combustão se adotou uma divisão da seção de entrada em $N=4$ elementos, todos com a mesma área.

Para a medição das velocidades do ar através das pilhas de madeira, se adotou uma divisão conforme a Figura 4.6, com uma sequência de medição numerada em cada um dos seis módulos que compõem a pilha posicionada ao fundo do secador. Na Figura 4.7 é feita a identificação dos pontos usados em cada módulo seguindo a divisão das áreas em três partes iguais.

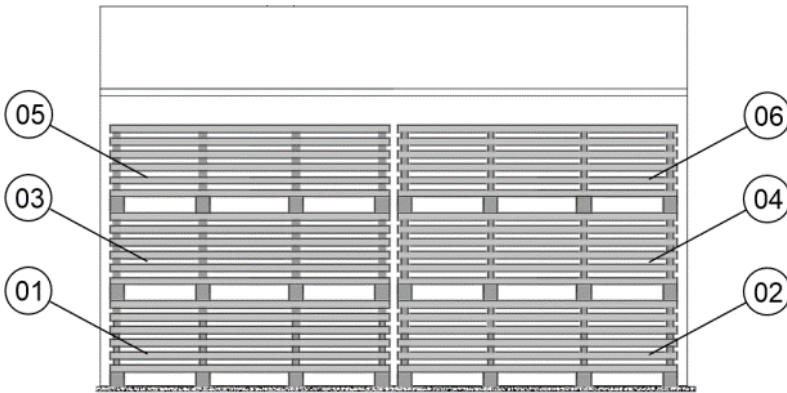


Figura 4.6 - Vista frontal das pilhas de madeira posicionadas ao fundo do secador, numeração das pilhas para medição de velocidade do ar.



Figura 4.7 - Pontos de medição nos módulos das pilhas de madeira.

A medição da vazão do ar de circulação, gerado pelos ventiladores axiais, foi realizada na área horizontal alinhada ao teto falso, conforme a Figura 4.8. A medição imediatamente em frente aos ventiladores não registrava valores consistentes, devido à forte turbulência e à rotação do escoamento. Foram escolhidos 18 pontos com a divisão em áreas iguais, distribuídos em seis faixas na direção da largura do equipamento, tendo em cada faixa três pontos de medição igualmente distribuídos na profundidade do equipamento.

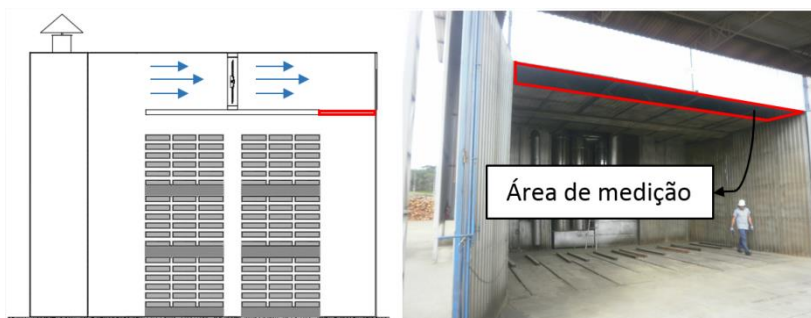


Figura 4.8 - Esquema em vista lateral do secador com a posição das medições (esquerda) e detalhe da área de medição do fluxo de ar de circulação (direita).

Assim a vazão total gerada pelos ventiladores de circulação, representado por \dot{Q}_{vent} é dado pela Equação (4.4), sendo A_{vent} a área total

da secção dos pontos (largura = 8,465 m e profundidade = 1,200 m), e v_i é a velocidade do ar em um dado ponto de medição.

$$\dot{Q}_{vent} = A_{vent} \sum_{i=1}^{18} \frac{v_i}{18} \quad (4.4)$$

4.3.3 Medição de temperatura

A medição das temperaturas foi realizada com termopares do tipo K em 20 diferentes pontos do equipamento. Para a aquisição dos dados foi utilizado o equipamento Agilent 34970-A associado a um microcomputador como apresentado na Figura 4.9. O conjunto permaneceu ligado durante todo o ciclo de secagem, repetindo as medições a cada 90 segundos. Dados também foram obtidos de sensores de temperatura do próprio secador em pontos no interior da madeira e das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido para determinação da umidade relativa interna. A empresa forneceu um relatório onde esses dados são apresentados de hora em hora.



Figura 4.9 – Instalação de equipamento para aquisição de dados.

Dos 20 pontos de medição de temperatura instalados, nove foram distribuídos pelas pilhas de madeira a fim de investigar a variação de temperatura em diferentes posições. Devido à simetria do equipamento, foram instalados nas pilhas que estão à esquerda com relação à entrada. A distribuição desses pontos pode ser vista na Figura 4.10.

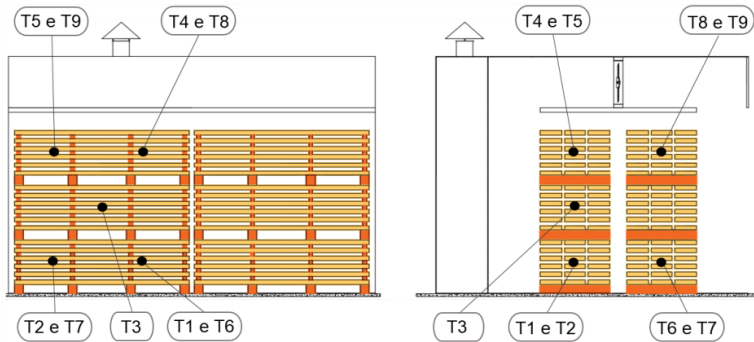


Figura 4.10 – Esquema com vistas frontal e lateral dos pontos de medição de temperatura nas pilhas de madeira.

Nos termopares instalados na chaminé (Figura 4.3), e na entrada dos gases de combustão (ponto 12 da Figura 4.2), foi usada uma sonda encapsulada com termopar tipo K no interior, devido às altas temperaturas. Também foram instalados termopares na entrada e saída do ar no trocador de calor (pontos 01 e 02 da Figura 4.5). Na parede externa do trocador foram usados dois pontos de medição: o primeiro instalado na parte cônica e o segundo na parte intermediária do trocador, como pode ser visto na Figura 4.11. Um terceiro ponto foi instalado para medição da temperatura do ar na secção anular do trocador, em região próxima ao instalado na parte intermediária externa.



Figura 4.11 - Termopares instalados na parede externa do trocador de calor e região anular.

Para a temperatura externa do secador foram instalados termopares na parede lateral e teto. Um ponto de medição também foi usado na superfície interna do secador, em ponto similar ao usado no exterior da parede lateral, para a determinação das temperaturas e cálculo do coeficiente global de transferência de calor da parede. Foi instalado ainda um termopar no ambiente externo do secador.

O equipamento conta com sensores de temperatura próprios que são instalados na parte frontal e traseira e fazem a leitura da temperatura do ar de circulação.

4.3.4 Análise de gases

Amostras dos gases da combustão foram extraídas através de um pequeno furo na chaminé (Figura 4.3), com o uso do analisador de gases Testo 350S com células para medição de O₂, CO, CO₂, NO₂, e H₂. Foram realizadas várias medições para redução da incerteza. Informações sobre a eficiência da queima são obtidas com a composição dos gases de combustão.

4.3.5 Medição do teor de umidade

A medição do teor de umidade do combustível é essencial para uma avaliação das condições em que ocorre a combustão. A medição também é necessária para a madeira antes e depois da secagem, para avaliação do desempenho do secador.

A determinação desses teores de umidade foi realizada no LabTermo (EMC - UFSC), com o uso de uma estufa de circulação forçada de ar e uma balança, conforme a Figura 4.12.



Figura 4.12 - Amostras de serragem, cascas e da madeira serrada na estufa (esquerda) e amostra de serragem na balança (direita).

Os procedimentos adotados seguiram a norma NBR-14929 (ABNT, 2003) que determina que a madeira deve ser seca a 105 ± 2 °C, com medições de massa da amostra a cada hora, até que a massa estabilize. Segundo a norma o teor de umidade, indicado por U , é dado pela Equação (4.5),

$$U = \frac{m_2 - m_3}{m_2 - m_1} \times 100 \quad (4.5)$$

sendo m_1 é a massa do recipiente onde é alocada a amostra, m_2 é a massa inicial do recipiente com a amostra e m_3 é a massa final do recipiente com a amostra.

O teor de umidade calculado através da Equação (4.5) tem como base a madeira seca. Os teores de umidade das amostras de cascas e serragem serão usados para o cálculo do poder calorífico inferior do combustível.

4.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados das medições em campo e em laboratório são apresentados e discutidos na sequência do capítulo.

4.4.1 Consumo de combustível

O consumo médio de combustível e os dados utilizados para seu cálculo estão expostos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Valores de tempo, densidade, número de cargas, volume da carga e consumo de combustível.

Propriedade medida	Valor	Unidade
Tempo total de carga	4,83	horas
Densidade aparente do combustível	295	kg/m ³
Número de cargas	32	unidade
Volume da carga	0,125	m ³
Consumo horário de combustível	243	kg/h

4.4.2 Vazões de ar e de gases

Os dados sobre as vazões médias de ar no trocador de calor, dos gases de combustão na chaminé e do ar comburente na fornalha, assim

como as dimensões das tubulações respectivas, estão na Tabela 4.4. Nota-se que há uma variação nos valores de vazão na entrada e saída de ar do trocador de calor, decorrente das incertezas de medição. Para fins de cálculo do balanço de energia e uso na simulação numérica, foi calculada uma média entre os dois valores.

Tabela 4.4 – Valores de vazão nos pontos de medição.

Ponto de medição	Dimensão	Vazão [kg/s]	Velocidade média [m/s]
Gases na chaminé	Ø 380 mm	0,56	9,8
Entrada de ar na fornalha	100 mm x 100 mm	0,45	38,0
Entrada de ar no trocador de calor	Ø 290 mm	1,51	19,4
Saída de ar do trocador de calor	Ø 350 mm	1,45	12,7
Vazão média de ar no trocador de calor		1,48	

As velocidades do fluxo de ar medidas entre as pilhas de madeira são apresentadas na Tabela 4.5. Os valores indicam velocidades maiores na parte central e inferior da pilha, com velocidades menores na parte superior, em razão da separação do escoamento principal gerada pelo canto vivo. As velocidades com que o ar atravessa as pilhas são determinantes no processo de secagem e Galvão e Jankowsky (1985), consideram velocidades ao redor de 2 m/s como as mais econômicas e efetivas. Assim os valores de velocidade das pilhas superiores estão próximos ao indicado, enquanto as velocidades nas pilhas intermediárias e inferiores estão acima das necessárias.

Tabela 4.5 – Velocidades médias medidas e vazões de ar nas pilhas de madeira

Pilha	Velocidade [m/s]	Vazão [kg/s]	Pilha	Velocidade [m/s]	Vazão [kg/s]
5	2,19	5,17	6	1,98	5,15
3	3,60	9,37	4	3,37	8,79
1	3,22	8,38	2	3,48	9,06

Para um melhor entendimento da distribuição das velocidades do ar através das pilhas foi feito um levantamento para seis setores divididos

igualmente na largura do secador. Estes valores representam as médias das velocidades em relação à altura e estão colocadas na Figura 4.13:

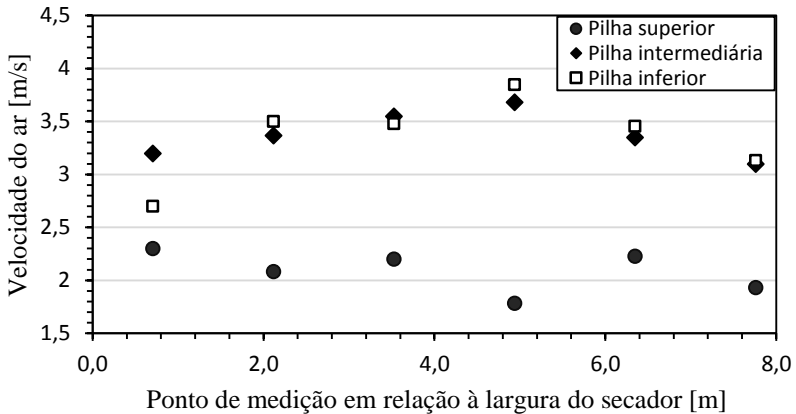


Figura 4.13 – Velocidades médias do ar em relação a largura do secador.

Os resultados mostram velocidades maiores na região central do secador, em função das características do escoamento. Contudo, com exceção de um ponto, mesmo nas laterais as velocidades médias são superiores aos 2 m/s.

O resultado das medições de velocidades do ar para o cálculo das vazões, realizadas nos pontos distribuídos na área à jusante dos ventiladores de recirculação (exposta na Figura 4.8), é apresentado pela Tabela 4.6. Esta área se situa na posição horizontal, alinhada com o teto falso, que serve de base aos ventiladores. É exposto ainda o resultado da vazão total de ar de recirculação, que foi calculada pela Equação (5.30).

Tabela 4.6 - Distribuição de velocidades do ar de circulação [m/s], na área horizontal de medição.

Profundidade (m)	Largura (m)					
	0,7	2,1	3,5	4,9	6,3	7,8
0,2	6,3	5,3	5,3	5,4	5,2	6,9
0,6	6,4	6,6	4,1	6,2	5,1	5,0
1,0	4,9	4,1	4,7	5,5	5,3	6,2

4.4.3 Temperatura

As medições de temperatura foram realizadas a cada 90 segundos durante toda a secagem, gerando um número elevado de dados, expostos em gráfico e tabelas, levando em consideração os instantes de maior interesse.

4.4.3.1 Temperaturas nas pilhas de madeira.

As temperaturas para os nove pontos medidos nas pilhas de madeira, assim como a temperatura do ar de circulação, estão na Tabela 4.7, para diferentes instantes da secagem. Os pontos de medição são identificados de T1 a T9, conforme a Figura 4.10, e a temperatura do ar de circulação é medida na entrada do trocador de calor (ponto 01 da Figura 4.5). As pilhas localizadas ao fundo do equipamento, indicadas como T1, T2, T3, T4, e T5 têm temperaturas, em média, 1,1°C superiores às das pilhas localizadas na parte frontal (indicadas por T6, T7, T8 e T9). Este comportamento é esperado já que o trocador de calor está localizado na parte traseira do secador de madeiras.

Tabela 4.7 – Temperaturas dos pontos de medição dispostos nas pilhas de madeira para diferentes instantes da secagem.

Tempo de secagem [horas]	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	T7 [°C]	T8 [°C]	T9 [°C]	Ar
0	20,1	19,5	19,4	19,6	19,6	19,5	19,1	19,0	18,8	21,8
4	30,1	29,9	28,8	28,9	28,9	27,8	28,4	27,1	27,5	33,6
20	45,8	45,8	44,6	44,7	44,7	44,1	44,3	43,6	43,8	48,9
36	43,7	43,5	42,7	42,9	42,9	42,4	42,6	41,9	42,2	46,2
52	44,3	44,8	43,2	43,1	43,1	42,7	43,2	42,1	42,4	47,5
68	50,1	49,9	48,4	48,5	48,5	47,8	48,0	47,1	47,3	53,2
84	46,0	45,6	44,7	44,9	44,9	44,5	44,4	43,9	43,9	48,7
100	47,8	47,6	46,3	46,4	46,4	46,1	46,1	45,1	45,2	51,0
116	47,2	46,7	46,0	46,1	46,1	45,9	45,7	45,1	45,1	49,6

A Figura 4.14 mostra a evolução destas temperaturas ao longo do ciclo de secagem, comparando-as com as temperaturas de duas pilhas de madeira similares, cuja posição difere somente na altura (T1 abaixo e T4 acima da pilha). O ar de circulação tem temperaturas superiores às obtidas na madeira, pois o mesmo aporta a energia necessária à secagem. T1 é

superior a T4 por estar em uma posição preferencial no escoamento, conforme os resultados da Figura 4.15. Além das diferenças entre as temperaturas, fica evidente um comportamento cíclico com duração de 8 horas. Este comportamento é causado pela inversão do sentido de recirculação dos ventiladores.

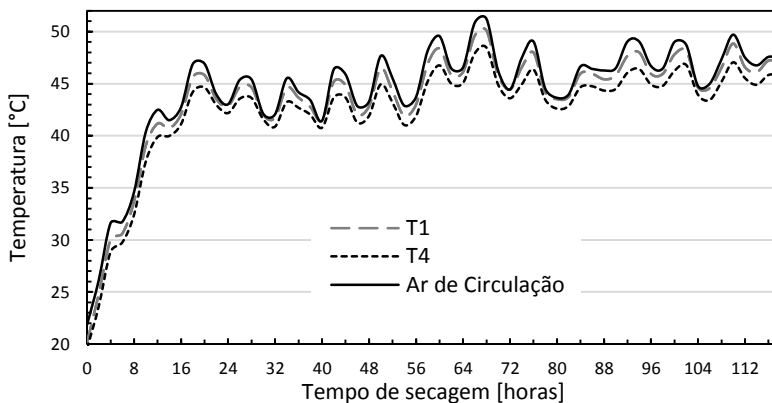


Figura 4.14 – Comparativo entre as temperaturas da madeira em diferentes alturas (T1 – inferior e T4 superior) e o ar de circulação.

4.4.3.2 Temperaturas no trocador de calor

Para o cálculo de rendimento e do balanço de energia no trocador de calor, as temperaturas de entradas e saídas dos gases de combustão e do ar foram medidas. O resultado é apresentado na Figura 4.15. Valores médios destas temperaturas e de outras do trocador de calor para várias fases de secagem estão na Tabela 4.8.

A medição da temperatura dos gases de combustão na entrada do trocador teve valor máximo de 1032,2 °C e mínimo de 422,5 °C. Já na chaminé, foram obtidas máxima e mínima de 474,6 °C e 320,3 °C, respectivamente. Como a temperatura interna do secador está muito abaixo dos 320 °C há ainda a possibilidade de aproveitamento da energia dos gases de combustão, já que sua temperatura média é de 390 °C. Para Fraas e Ozisik (1965), uma boa prática indica que a temperatura dos gases de combustão não caia abaixo de 150 °C a fim de evitar a corrosão das tubulações metálicas com a condensação do vapor d'água. Assim existe uma grande margem para reutilização dessa energia.

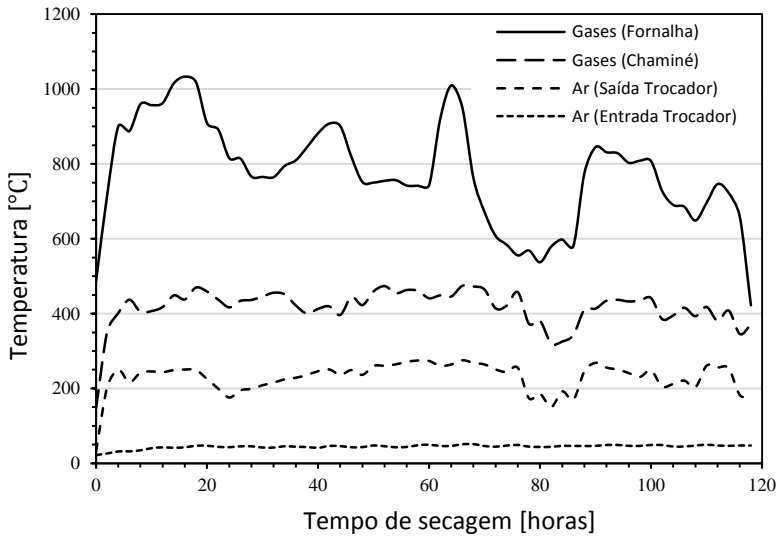


Figura 4.15–Distribuição de temperaturas dos principais pontos de medição durante todo o processo de secagem.

Tabela 4.8 - Temperaturas dos gases e do trocador de calor para diferentes fases de secagem.

Tempo de secagem [horas]	Fornalha [°C]	Chaminé [°C]	Saída de ar [°C]	Entrada de ar [°C]	Área intermediária [°C]	Área cônica [°C]
0	488,2	148,9	32,3	21,8	24,5	23,0
4	900,1	401,0	250,2	33,6	236,2	48,8
20	908,3	459,1	225,5	48,9	184,2	62,9
36	809,8	422,6	229,4	46,2	202,6	54,4
52	754,9	473,5	261,3	47,5	229,9	64,0
68	762,6	473,8	269,9	53,2	239,2	70,2
84	598,4	325,3	192,9	48,7	136,4	57,4
100	807,7	442,3	248,8	51,0	218,7	64,0
116	658,3	346,3	183,1	49,6	155,6	59,6

4.4.3.3 Temperaturas das paredes do secador e do ambiente externo

São apresentadas as temperaturas superficiais das paredes externa e interna, do ambiente externo e do ar de circulação, através da Tabela 4.9. Estes valores são importantes para a determinação do calor perdido através das paredes e também para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor nas respectivas paredes.

Tabela 4.9 - Temperaturas das paredes, ambiente externo e ar de circulação

Tempo de secagem [horas]	Parede Externa (Lateral) [°C]	Parede Externa (Teto) [°C]	Parede Interna (Lateral) [°C]	Ambiente Externo [°C]	Ar de Circulação [°C]
0	21,0	21,2	21,2	21,0	21,8
4	26,2	28,2	32,1	18,0	33,6
20	28,8	31,5	45,6	18,0	48,9
36	26,0	30,3	42,9	15,0	46,2
52	28,2	32,1	44,7	21,0	47,5
68	30,2	35,3	49,3	14,0	53,2
84	26,2	33,1	44,1	17,5	48,7
100	26,2	33,6	46,8	19,0	51,0
116	25,4	31,8	45,7	15,0	49,6

4.4.4 Análise de gases

Na Tabela 4.10 é apresentada a composição média obtida na chaminé de exaustão dos gases de combustão. Os dados são obtidos em base seca. A composição elevada de O₂ denota uma combustão com elevado excesso de ar. Também é possível avaliar que a combustão é completa, devido à baixa fração de CO encontrada.

Tabela 4.10 - Composição média dos gases de combustão em base volumétrica, na chaminé.

Componente	CO ₂ [%]	O ₂ [%]	CO [ppm]	SO ₂ [ppm]	H ₂ [ppm]
Quantidade	10,7	12,0	349	91	13

4.4.5 Umidade

A determinação dos teores de umidade das cascas e serragem são essenciais para o balanço de energia, já que serão usados os poderes caloríficos calculados. É também importante o conhecimento da umidade do combustível para avaliação da combustão. Os teores de umidade da madeira antes e depois da secagem são importantes entradas para entendimento do próprio processo e para o balanço de energia. Os dados obtidos são expostos na Tabela 4.11, que indica um combustível com elevado teor de umidade, que poderia ser reduzido através de uma secagem prévia. Assim, parte relevante da energia gerada pela queima é utilizada no aquecimento e evaporação da água contida no combustível.

Tabela 4.11 - Teores de umidade das amostras de cascas, serragem e madeira

Amostra	Teor de umidade da amostra [%] (Com base em massa seca)
Casca	41,1
Serragem	29,4
Madeira antes da secagem	170,0
Madeira após secagem	12,2

4.4.6 Poder calorífico inferior

Com os dados de umidade obtidos na medição respectiva, através das Equações (3.3) e (3.4), e também dos dados sobre a composição estimada, o PCI calculado para o combustível é de 9,87 MJ/kg de combustível.

4.4.7 Balanço de energia

Como descrito no Capítulo 3, foi realizado um balanço de energia do secador abrangendo todas as entradas e saídas envolvidas no processo e também um balanço de energia específico ao trocador de calor.

4.4.7.1 Balanço global de energia do secador.

O balanço de energia do secador foi realizado com a utilização da média dos dados obtidos nas medições durante a 52ª hora de operação. A Tabela 4.12 apresenta os valores calculados para as parcelas de entrada e saída de energia do secador de madeiras.

Tabela 4.12 - Balanço energético do secador.

Descrição	Energia [kW]	[%]
Energia liberada pela combustão	667,0	97,6
Energia elétrica para os motores dos ventiladores	13,4	2,0
Perda de água pela madeira	2,4	0,4
Energia total de entrada no equipamento	682,8	
Energia utilizada na vaporização da água da madeira	318	43,6
Energia dos gases de combustão (chaminé)	331	45,4
Perdas pelas paredes laterais e teto	63,1	8,65
Ar úmido	17,3	2,35
Energia total de saída	729	
Diferença: entrada – saída	46,65	6,83
* ¹ Temperatura de referência igual a 20 [°C]		
* ² Coef. de convecção ar interno/madeiras: 35,7 [W/(m ² .K)]		
* ³ Coef. de convecção paredes/ambiente externo 8,4 [W/(m ² .K)]		
* ⁴ Emissividade da madeira igual a 0,8 (Contemp, 2017)		
* ⁵ Emissividade do galvalume igual a 0,83 (Contemp, 2017)		

Objetivo do equipamento é a secagem da madeira. A energia gasta na vaporização da água da madeira é de 43,6%. Enquanto, a maior parcela de energia (45,4%) deixa o secador na forma de gases de combustão através da chaminé. As perdas de energia através das paredes externas são 8,65%. O ar aquecido e o vapor d'água que deixam o sistema pelas janelas somam 1,87% das saídas. A diferença entre as entradas e as saídas é de 6,83% e se deve às incertezas de medições e aproximações dos diversos cálculos.

4.4.7.2 Balanço de energia do trocador de calor

Assim como no caso do balanço global de energia do secador, o balanço de energia do trocador de calor foi calculado através dos dados médios obtidos durante a 52ª hora de operação. A Tabela 4.13 apresenta o balanço de energia para o trocador de calor. A maior parcela de energia que deixa o trocador de calor ocorre através da chaminé (47,0%), que poderia ser parcialmente reaproveitada, como já enfatizado. O aquecimento do ar que circula pelo trocador consegue absorver pouco mais de 44,1% da energia disponível, a parede externa libera ao ar do interior do secador, 7,42% através de convecção e 1,48% por radiação. A energia cedida pelas paredes, contudo, não podem ser consideradas perdas, já que estão cumprindo o objetivo de aquecer o ar do interior do secador.

Tabela 4.13 – Balanço de energia do trocador de calor.

Descrição	Energia [kW]	[%]
Energia na entrada dos gases de combustão	648	95,0
Energia na entrada de ar do interior do secador	33,4	5,0
Energia total de entrada no trocador	681	
Energia dos gases de combustão (chaminé)	331	47,0
Energia na saída do ar	311	44,1
Convecção das paredes do trocador com o ar do interior do secador	52,3	7,42
Radiação das paredes do trocador com o ambiente interno do secador	10,5	1,48
Energia total de saída	705	
Diferença entrada – saída	23,4	3,43

*⁶Temperatura de referência igual a 20 [°C]
*⁷ Coeficiente de convecção igual a 25,8 [W/(m².K)]
*⁸ Emissividade do aço inoxidável igual a 0,65 (Contemp, 2017)

Uma análise relevante é feita relacionando a energia liberada pelos gases de combustão (apresentada na Tabela 4.12) e a energia na entrada dos gases de combustão no trocador (apresentada na Tabela 4.13), onde a diferença entre os valores é de 19 kW. Isso ocorre, pois a câmara de combustão é localizada no interior do secador, esta diferença é absorvida pelo ambiente interno do secador por radiação e convecção com as paredes da câmara de combustão.

4.4.8 Efetividade do trocador de calor

Com os dados utilizados no cálculo do balanço de energia e a Equação (3.21), é possível calcular ainda a efetividade do trocador de calor.

Tabela 4.14 – Efetividade do trocador de calor

Descrição	Energia [kW]
Energia na entrada dos gases de combustão	648
Energia de saída dos gases de combustão (chaminé)	331
Energia de saída dos gases de combustão na temperatura mínima(chaminé)	12,3
Efetividade do trocador de calor (η)	49,8%

4.4.9 Considerações sobre o ar de combustão

Com os resultados das medições de vazão de ar e combustível, os dados da Tabela 3.1 sobre a composição da madeira e as Equações (3.5), (3.6) e (3.7) são obtidos os valores de vazão mássica de ar estequiométrico e de excesso de ar. Estes são apresentados na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Valores de vazão mássica de ar comburente real, vazão mássica de ar estequiométrico e excesso de ar.

Vazão mássica real de ar	0,49 kg/s
Vazão mássica de ar estequiométrico	0,23 kg/s
Excesso de ar	2,13

O valor de excesso de ar real, 113%, é bastante superior a 60% - que é o valor máximo recomendado por Bazzo (1995). A injeção de combustível varia conforme a necessidade de calor momentânea, enquanto a vazão do ar de combustão é constante durante toda a secagem. A regulagem da vazão é ajustada para os picos de consumo de combustível e isso explica o elevado nível de excesso de ar.

5 MODELAGEM NUMÉRICA

Neste capítulo são apresentados os modelos numéricos do secador, Modelo 1, e do trocador de calor, Modelo 2. A apresentação dos modelos é feita descrevendo as geometrias, simplificações e considerações utilizadas. Informações sobre as malhas serão dadas para cada modelo, assim como os critérios de convergência e condições de contorno.

As simulações para os dois modelos foram realizadas no software comercial Ansys CFX e as malhas foram geradas no programa ICEM. As equações de conservação foram resolvidas pelo método dos volumes finitos. Nas interfaces o modelo usado foi o de função de parede escalonável, enquanto a radiação térmica e a turbulência foram simuladas usando, respectivamente, os modelos DTRM e k - ϵ . Usou-se as equações da conservação de massa, quantidade de movimento linear e da energia na forma de Reynolds-Favre. O Modelo 1 é formatado apenas com o ar de circulação, já o Modelo 2 engloba as paredes metálicas, os gases de combustão e o ar.

5.1 EQUACIONAMENTO

As equações são utilizadas em sua configuração conservativa em coordenadas cartesianas. As equações de conservação de massa e da quantidade de movimento linear modelam o escoamento do fluido. A equação de estado do fluido é utilizada juntamente com as equações da conservação para abordagem da compressibilidade do fluido.

5.1.1 Conservação da massa

A equação da conservação da massa, em forma diferencial, é dada pela Equação (5.1).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (5.1)$$

sendo ρ , é a massa específica, t , o tempo, u , a velocidade e x , a direção da coordenada.

5.1.2 Conservação da quantidade de movimento linear

A conservação da quantidade de movimento linear é dada pela Equação (5.2):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (5.2)$$

onde B_i é a força de corpo que age sobre o fluido, por unidade volumétrica, e τ_{ij} é o tensor de tensão para fluidos newtonianos, que é dado pela Equação (5.3), admitindo a hipótese de Stokes, com a viscosidade expansional igual a zero, a viscosidade dinâmica, μ , como constante, posto que variação da viscosidade depende principalmente dos efeitos da turbulência.

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.3)$$

sendo a pressão representada por p , e δ_{ij} sendo o delta de Kronecker.

5.1.3 Conservação da energia

Na Equação (5.4) a conservação de energia foi escrita utilizando a energia total. Foi negligenciado o termo da dissipação viscosa, assim como o trabalho realizado por forças viscosas e de corpo. É feita a consideração de número de Lewis unitário.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j H)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k \partial T}{\partial x_j} \right) + S_{Rad} \quad (5.4)$$

Neste caso a fonte de energia oriunda da radiação é representada por S_{Rad} , a temperatura por T , a condutividade térmica por k , e a entalpia total, H , que é dada pela Equação (5.5):

$$H = h + \frac{u_i u_i}{2} \quad (5.5)$$

sendo composta por uma parcela referente à energia cinética e pela entalpia para uma mistura ideal, h , que é apresentada na Equação (5.6), como a soma das entalpias específicas, h_i , ponderada com relação as frações mássicas, Y_i .

$$h = \sum_i h_i Y_i \quad (5.6)$$

A entalpia específica de cada espécie i da mistura é dada então pela Equação (5.7), onde $\bar{h}_{f,i}^0$ é a entalpia de formação do componente:

$$h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT + \bar{h}_{f,i}^0 \quad (5.7)$$

5.1.4 Equação de estado para gás ideal

A lei dos gases ideais ou equação de estado dos gases ideais é dada pela Equação (5.8)

$$pW = \rho R_0 T \quad (5.8)$$

onde a massa molecular da mistura é representada por W , e a contante universal dos gases ideais por R_0 .

5.1.5 Modelo de turbulência

As equações de Navier Stokes apresentam alta complexidade de resolução, analítica ou numericamente, em escoamentos turbulentos. O uso de aproximações, denominadas Modelos de Turbulência, substitui a técnica numérica Direct Numerical Simulation (DNS), com a qual é possível resolver as equações em escalas de tempo e comprimento suficientemente pequenas.

Um modelo estatístico de turbulência é empregado nesta dissertação, visto que a escala de tempo do escoamento é muito maior que a escala das flutuações turbulentas. O modelo utilizado decompõe as componentes da velocidade média e suas flutuações, fornecendo as Equações Médias de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations - RANS). Considerando a hipótese de Boussinesq, para a qual os tensores de Reynolds são proporcionais ao gradiente dos valores médios das propriedades, optando pelo método de duas equações k-ε. Com o uso da Média de Favre, são equacionadas as propriedades médias,

com uma ponderação pela densidade, dado que ela varia com a temperatura.

A decomposição de uma propriedade genérica ϕ_i segundo a Média de Reynolds é dada pela Equação (5.9).

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi_i' \quad (5.9)$$

sendo a parte flutuante é representada por ϕ_i' . O valor médio de Reynolds, $\bar{\phi}_i$, é apresentado na Equação (5.10):

$$\bar{\phi}_i = \frac{1}{\tau_t} \int_{\tau_t} \phi_i(t) dt \quad (5.10)$$

para a qual τ_t é intervalo de tempo em que será realizada a média e t é o tempo instantâneo.

A Equação (5.11), representa a média de Favre, $\tilde{\phi}_i$, para a propriedade analisada, ϕ_i , com $\bar{\rho}$ sendo a densidade média de Reynolds

$$\tilde{\phi}_i = \frac{1}{\bar{\rho}} \left(\frac{1}{\tau_t} \int_{\tau_t} \rho \phi_i(t) dt \right) \quad (5.11)$$

A decomposição segundo a média de Favre, para a propriedade analisada é dada pela Equação (5.12), com a parte flutuante ϕ_i'' .

$$\phi_i = \tilde{\phi}_i + \phi_i'' \quad (5.12)$$

5.1.6 Equações da conservação média de Reynolds e Favre

As Equações (5.13) à (5.15) são respectivamente, as equações da conservação de massa, da quantidade de movimento linear e da energia modificadas pelas médias de Reynolds e Favre.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (5.13)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial (\bar{\rho} \overline{u_i' u_j'})}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{H})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{H})}{\partial x_j} = -\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{h}'')}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{k\partial T}{\partial x_j}\right) + S_{Rad} \quad (5.15)$$

Neste caso foram negligenciados os termos de transporte molecular e turbulento da energia cinética turbulenta, na equação da energia, Equação (5.15). Nas equações da conservação, o termo $\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{u}_j''$ representa o tensor de Reynolds e $\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{h}''$ o fluxo turbulento de entalpia. O tensor de Reynolds utilizado segue o modelo $K-\epsilon$ e é dado pela Equação (5.16):

$$\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j'' = \mu_t \left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.16)$$

sendo μ_t a viscosidade dinâmica turbulenta. Já o fluxo turbulento é dado pela Equação (5.17), sendo Sc_t , o número de Schmidt.

$$\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{h}'' = -\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial\tilde{h}}{\partial x_j} \quad (5.17)$$

A entalpia estática tem relação com a entalpia total através da Equação (5.18):

$$\tilde{H} = \tilde{h} + \frac{\tilde{u}_i\tilde{u}_i}{2} \quad (5.18)$$

O tensor de tensão, eliminando-se o efeito da pressão é apresentado na Equação (5.19):

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.19)$$

Da aplicação do modelo de turbulência às equações da conservação na configuração das médias de Reynolds e Favre surgem as Equações (5.20) a (5.22):

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial\bar{\rho}\tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_m\tilde{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{\rho}'}{\partial x_m} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial\tilde{u}_m}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_m} \right) \right] + B_i \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{H})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{H})}{\partial x_j} = \frac{\partial\bar{p}}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial\tilde{h}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_t} \frac{\partial\tilde{h}}{\partial x_j} \right) + S_{Rad} \quad (5.22)$$

onde, Pr_t é o Número de Prandtl para o escoamento turbulento. A viscosidade dinâmica efetiva é dada pela Equação (5.23):

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (5.23)$$

e a densidade média dada pela Equação (5.24):

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \sum_i \tilde{Y}_i \left(\frac{1}{\tilde{\rho}_i} \right) \quad (5.24)$$

foi empregado o modelo de duas equações k- ϵ no problema de fechamento, que modula a turbulência por pequenos vórtices que são continuamente produzidos e desfeitos. Nesse modelo a energia turbulenta, k, é relacionada com a taxa de dissipação ϵ , através da Equação (5.25):

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5.25)$$

sendo C_μ uma constante. O valores para a taxa de dissipação, e da energia turbulenta são obtidos das equações de transporte, de acordo com as Equações (5.26) e (5.27):

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \bar{\rho}\epsilon \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_K - C_{\epsilon 2} \bar{\rho}\epsilon) \quad (5.27)$$

onde $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, σ_K , σ_ϵ , são constantes. A Equação (5.28) apresenta o termo P_K , referente a criação da turbulência proveniente do cisalhamento.

$$P_K = \mu_t \left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (5.28)$$

A Tabela 5.1 apresenta os valores adotados para as constantes de turbulência (valores padrões do software).

Tabela 5.1 – Constantes para turbulência adotadas na simulação

Modelo	C_μ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	σ_K	σ_ϵ
k- ϵ	0,09	1,00	1,30	1,44	1,92

Este modelo, segundo a literatura, é deficiente quando trabalha em linhas de corrente curvas. Por isso o software faz correções com o termo P_K baseadas no trabalho de Spalart e Shur (1997). Informações mais detalhadas são encontradas em ANSYS CFX-Solver Theory Guide (2014). É adotada a Função de Parede, com a finalidade de relacionar a parede com camada adjunta turbulenta. Com o uso da Função de Parede, formula empíricas para o escoamento, juntamente com as equações de transporte, relacionam a camada limite viscosa à parede. E com a adoção do modelo k - ϵ , emprega-se também o modelo de parede escalonável, que possibilita o uso de malhas refinadas e traz resultados satisfatórios.

5.1.7 Modelo de Radiação

A abordagem adotada para o cálculo das trocas radiativas tem como base o Modelo de Transferência Radiativa Discreta (DTRM – Discrete Transfer Radiative Model). Neste caso as superfícies de contorno do modelo são tidas como fontes de radiação. A energia radiante que deixa a superfície do hemisfério de emissão é dividida em um número definido de raios e a distribuição em determinado ângulo sólido é assumida como um único raio. O número de raios possui relação direta com a qualidade do modelo. Cada raio é monitorado pelo algoritmo que contabiliza a emissão e a absorção da energia pelos volumes atravessados por este raio.

Para a caracterização do modelo, a equação do transporte radiativo (RTE), em sua forma espectral para o meio participante é apresentada na Equação (5.29), considerando a ausência de espalhamento:

$$\frac{d I_\lambda(r, s)}{ds} = -K_{a\lambda} I_\lambda(r, s) + K_{a\lambda} I_{\lambda b}(\lambda, T) \quad (5.29)$$

sendo I a intensidade de radiação, r e s são respectivamente a direção angular e a posição ao longo do meio. O caráter espectral é indicado pelo

subíndice λ , enquanto o subíndice b indica a emissão de um corpo negro à temperatura T do meio. O termo à esquerda de equação descreve a variação da intensidade espectral de radiação na direção s e o primeiro termo à direita descreve a redução da intensidade devido à absorção $K_{a\lambda}$. O segundo termo à direita representa a taxa de emissão pelo meio.

Considerando um meio em que as propriedades e a temperatura não variem com a posição, pode-se integrar a Equação (5.29), obtendo-se a Equação (5.30):

$$I_\lambda(r, s) = I_{\lambda 0} \exp[-(K_{a\lambda})s] + I_{b\lambda}[1 - \exp(-K_a s)] \quad (5.30)$$

sendo $I_{\lambda 0}$ a intensidade radiativa na fronteira atenuada ao longo do comprimento s . O segundo termo da direita representa a parcela emitida pelo meio em todos os volumes até a distância s , com a respectiva absorção.

O fluxo radiativo espectral na direção normal, n , é dado pela Equação (5.31), integrando a Equação (5.30) em todas as direções para um ponto s :

$$q_\lambda^R(r, n) = \int (s \cdot n) I_\lambda(r, s) d\Omega_s \quad (5.31)$$

A integração da Equação (5.31) ao longo do espectro fornece o fluxo radiativo em uma posição s , Equação (5.32):

$$q^R = \int_0^\infty q_\lambda^R(n) d\lambda \quad (5.32)$$

O divergente do fluxo radiativo espectral é obtido a partir de uma avaliação da variação espacial $\nabla \cdot q^R$ aplicada ao resultado da Equação (5.32), sendo o seu valor usado no acoplamento com os demais termos no cálculo dos balanços de energia em cada ponto do domínio.

5.2 GEOMETRIA IDEALIZADA

5.2.1 Geometria idealizada – Modelo 1

O Modelo 1 é um modelo onde é estudado apenas o comportamento do ar no interior do secador, com o objetivo de avaliar o comportamento do fluxo de ar, a distribuição de temperatura e as principais entradas e saídas de energia. Assim, o domínio considera apenas o ar úmido que circula no interior do secador. Os domínios da parede externa, isolamento, teto intermediário e da pilha de madeira, são inseridos dentro das condições de contorno. Os efeitos do trocador de calor são considerados através da entrada e da saída de ar quente e frio.

A fornalha, o trocador de calor e a tubulação de distribuição do ar quente são modelados como entrada e saída de ar, sendo simplificadas para secção retangular, ao invés de circular. Os ventiladores de circulação interna aparecem como um volume paralelepípedo com dimensões de 8,465 m x 1,000 m x 0,300 m e a ventilação será considerada como uma geração de quantidade de movimento. A saída de ar tem secção de 0,288 m x 0,260 m. A entrada de ar é dividida em seis áreas de secção 0,200 m x 0,200 m, próximas aos ventiladores para representar o comportamento do distribuidor. O teto intermediário, o defletor e as pilhas de madeira, foram incluídos como espaços vazios. Na representação dos espaços ocupados pela madeira cada linha de tábuas foi modelada como uma única peça com largura de 1,600 m e há pequenas ligações entre as linhas para que formem uma única região.

A geometria do Modelo 1, detalhes e dimensões externas, são apresentados na Figura 5.1.

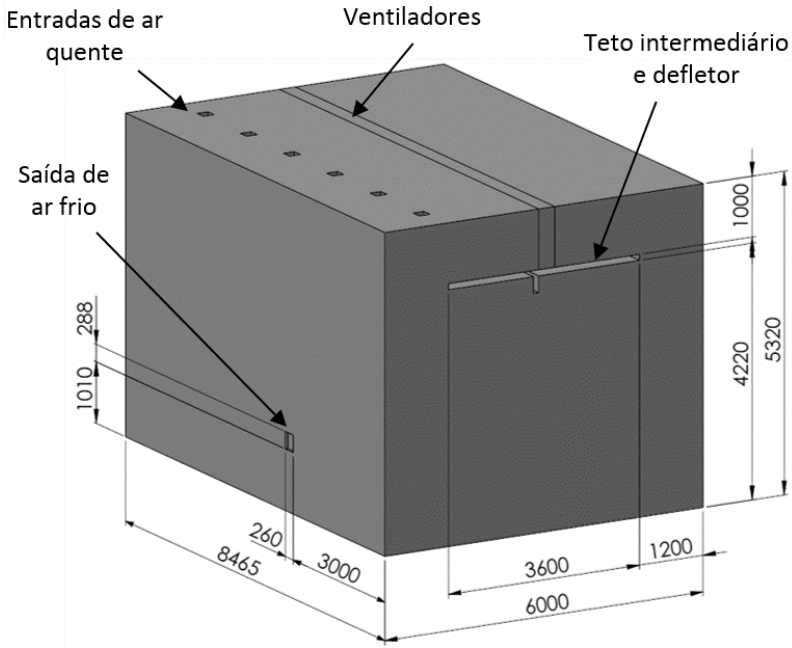


Figura 5.1 – Geometria do Modelo 1, dimensões e detalhes externos (Dimensões em mm).

A Figura 5.2 mostra detalhes internos do modelo através da secção paralela às laterais. Detalhes da pilha e da malha no sentido longitudinal podem ser vistos na Figura 5.3.

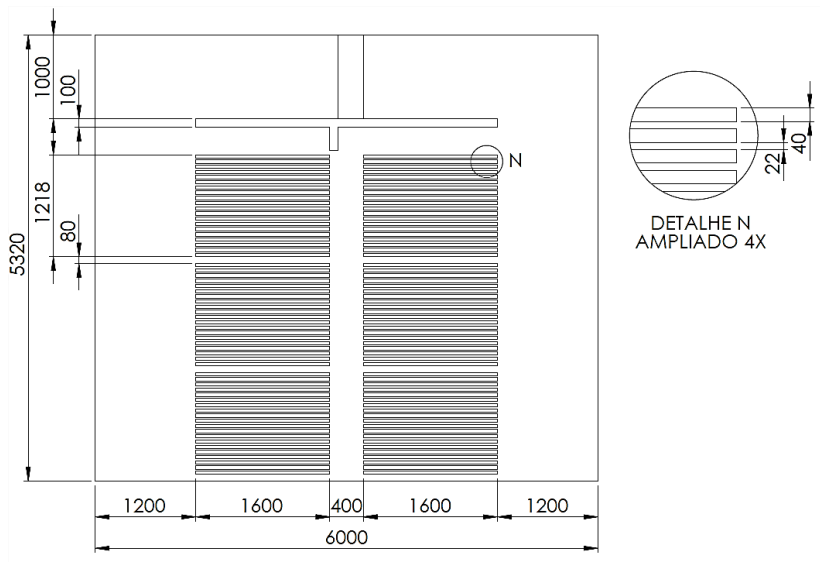


Figura 5.2 - Detalhes e dimensões internas do modelo 1 – Vista em corte paralelo às laterais (Dimensões em mm).



Figura 5.3 - Vista em corte paralelo à frente do secador (Dimensões em mm).

5.2.2 Geometria idealizada – Modelo 2

No Modelo 2 (trocador de calor) são resolvidos os domínios dos gases de combustão, parede interna e do ar que circula na camada intermediária. A parede externa será considerada como condição de contorno, incluindo nesta a respectiva resistência térmica. A geometria respectiva é apresentada na Figura 5.4. Os domínios dos gases de combustão, parede de aço inoxidável e do ar são concêntricos, com interfaces entre eles. Os fluxos dos gases de combustão e de ar ocorrem em contracorrente. A principal simplificação diz respeito à caixa de cinzas, que nesse trabalho foi modelada apenas como uma curva. Outra alteração de geometria foi feita na entrada e saída de ar, que no trocador real é feita de forma lateral. Uma vista em corte é apresentada na Figura 5.5, indicando as principais dimensões do Modelo 2.

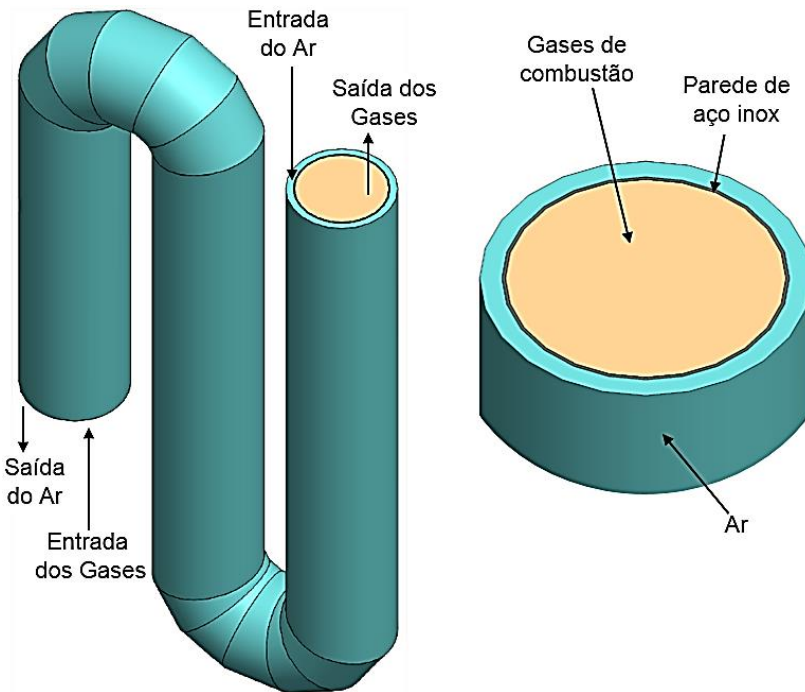


Figura 5.4 – Domínios e geometria do Modelo 2

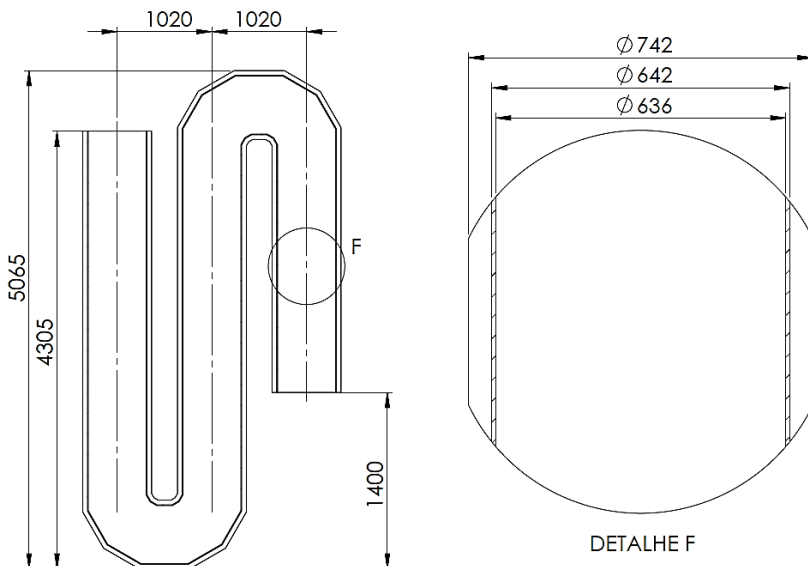


Figura 5.5 – Principais dimensões do Modelo 2 – Vista em corte (Dimensões em mm).

5.3 MALHA DOS MODELOS NUMÉRICOS

As malhas para os dois modelos estudados foram geradas através do software ICEM CFD 14.0, e são do tipo hexaédrica estruturada.

5.3.1 Malha do Modelo 1

Para priorização de regiões de maior interesse, as dimensões dos volumes variam, sendo a malha mais refinada na região que simula a passagem do ar entre as pilhas de madeira. Uma visão geral da parte externa da malha é apresentada na Figura 5.6.

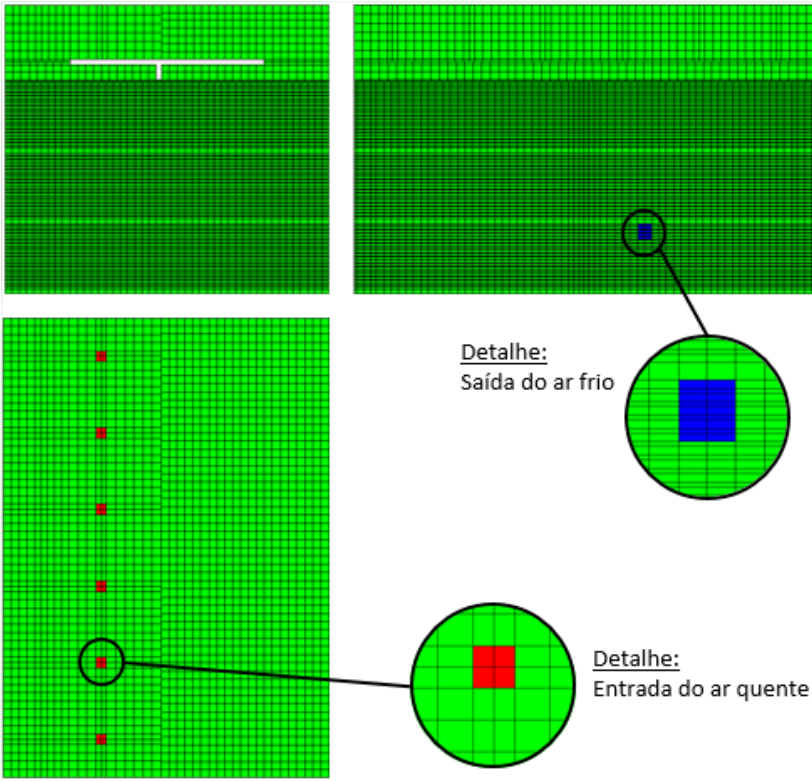


Figura 5.6 – Visão geral da parte externa da malha montada para resolução numérica do problema.

Para o entendimento do interior da malha são apresentados cortes paralelos à frente do secador, mostrando a superposição com as pilhas de madeira e o teto intermediário (Figura 5.7). Também são expostos os deslocamentos laterais das pilhas de madeira localizadas à frente e ao fundo do secador.

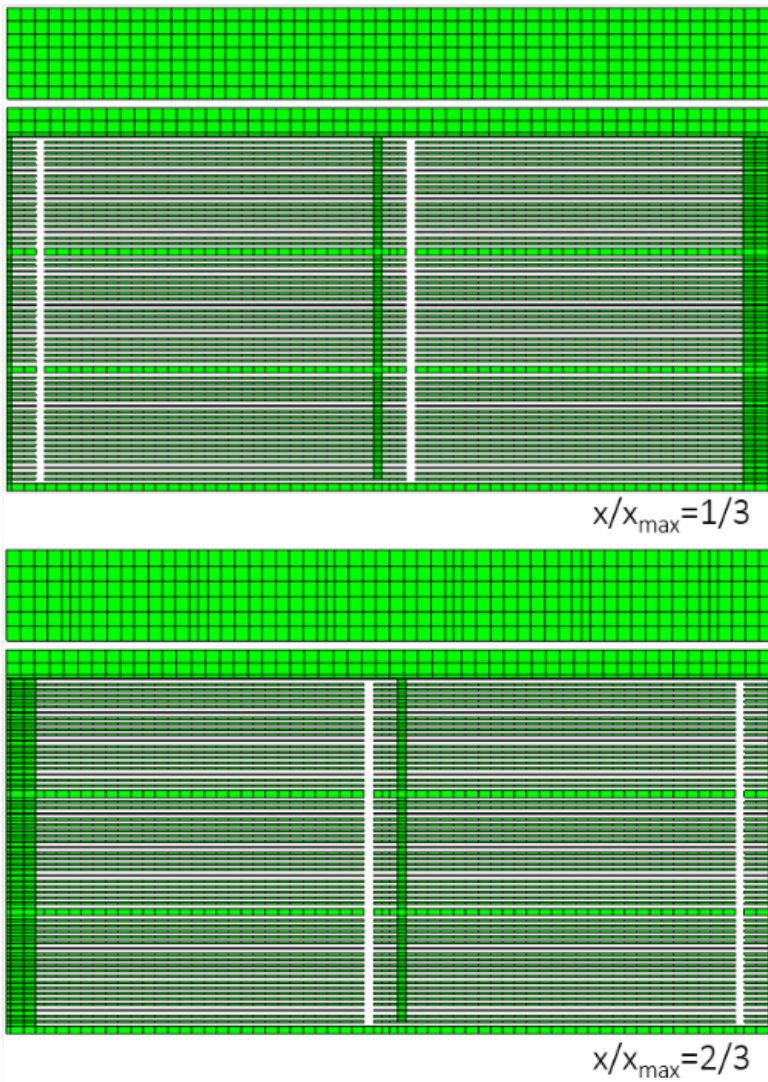


Figura 5.7 – Cortes paralelos à frente do secador ($x/x_{\max}=1/3$ e $x/x_{\max}=2/3$).

A Figura 5.8 representa um corte paralelo às laterais do secador, ficando mais evidente o traçado da malha em torno do teto intermediário e das pilhas de madeira.

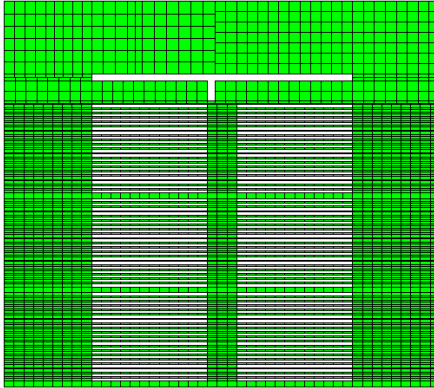


Figura 5.8 – Corte paralelo às laterais ($x/x_{\max}=0,5$)

5.3.1.1 Independência de Malha – Modelo 1

Um teste foi executado para a seleção de uma malha, a partir da qual um refinamento não traz variação significativa nos resultados. O refinamento foi estudado sobre o fluxo de ar que passa por entre as tábuas, como pode ser visto na Figura 5.9.

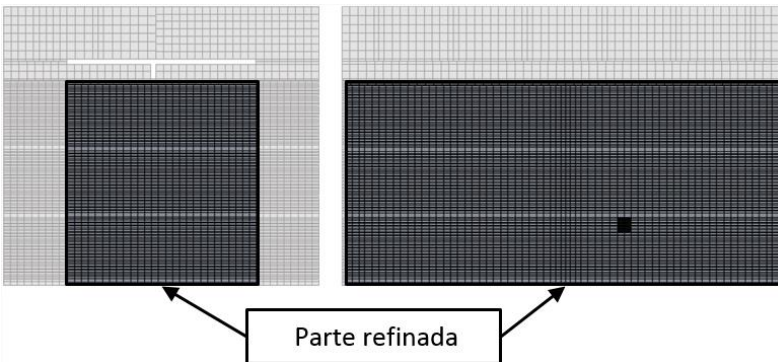


Figura 5.9 – Área refinada para teste de independência de malha.

Foram geradas três malhas, onde o refinamento priorizou equalizar as dimensões do elementos. O número de nós e de elementos para cada malha é mostrado na Tabela 5.2, assim como os resultados da temperatura de saída do ar, que foi utilizado como critério de independência.

Tabela 5.2 – Dados e resultados do teste de independência da malha.

Malhas	Malha 1.1	Malha 1.2	Malha 1.3
Elementos	408362	464481	764522
Temperatura	47,0 °C	46,8 °C	46,5 °C

O refinamento da malha não ocasionou alteração relevante nos resultados e por isso a Malha 1.1, foi utilizada para o trabalho.

5.3.2 Malha do Modelo 2

Assim como no Modelo 1, a priorização de regiões de maior interesse é feita pela variação das dimensões dos volumes, sendo que a malha mais refinada se encontra nos domínios da chapa de aço inoxidável e do escoamento de ar. Uma visão geral das malhas para os domínios é apresentada na Figura 5.10.

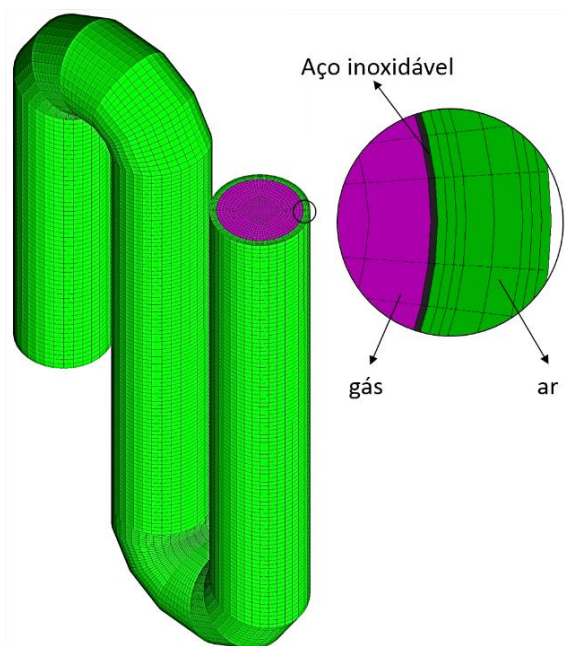


Figura 5.10 – Visão geral da malha e domínios do Modelo 2

A malha do domínio dos gases de combustão é apresentada em vista lateral, no detalhamento da curva e na secção transversal, na Figura 5.11. A malha, na parte externa da circunferência tem 76 divisões, com o centro dividido de forma retangular. Na direção axial, a malha é dividida em 510 elementos. As divisões na direção radial serão apresentas individualmente para cada domínio.

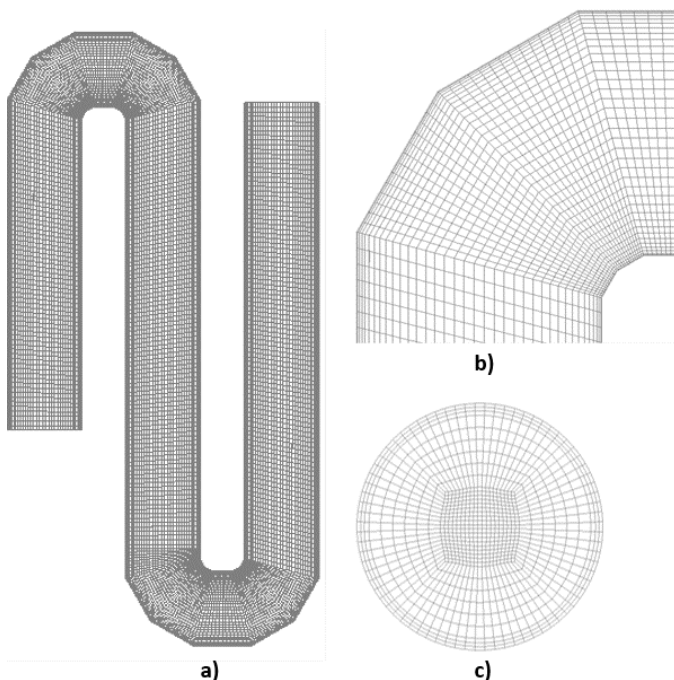


Figura 5.11 – Vista lateral (a), detalhamento da curva (b), e secção transversal da malha dos gases de combustão (c).

As malhas dos domínios da parede de aço e do escoamento de ar tem o mesmo número de divisões que a malha para os gases de combustão, tanto no sentido axial, quanto transversal. Os detalhes das secções transversais das malhas dos gases de combustão, aço inoxidável e ar são apresentados nas Figura 5.12, Figura 5.13 e Figura 5.14 respectivamente.

A malha dos gases de combustão é refinada na parte externa, junto a parede divisória e atinge um total de 532.950 elementos.

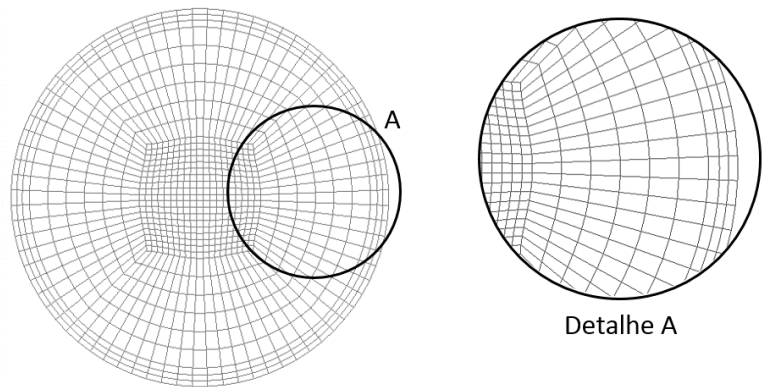


Figura 5.12 – Secção da malha para o domínio dos gases de combustão

Uma malha com espessura de apenas um elemento foi modelada para a parede de aço inoxidável, pois sua espessura já é a menor em relação aos demais elementos. Este domínio tem um número total de elementos de 38.760.

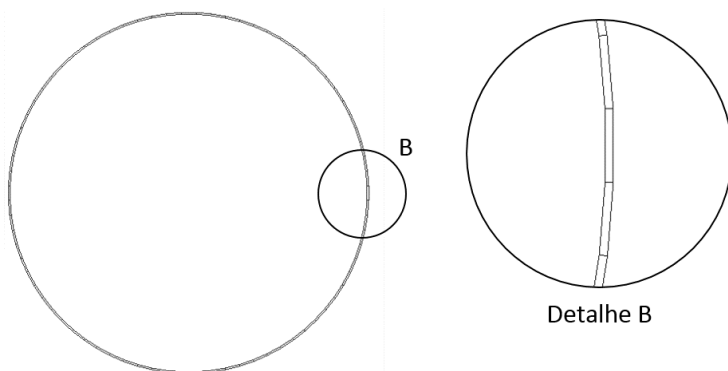


Figura 5.13 – Secção da malha para o domínio do aço inoxidável.

A malha feita para o domínio do ar foi refinada nas superfícies interna e externa de contato com as paredes, como exposto na Figura 5.14.

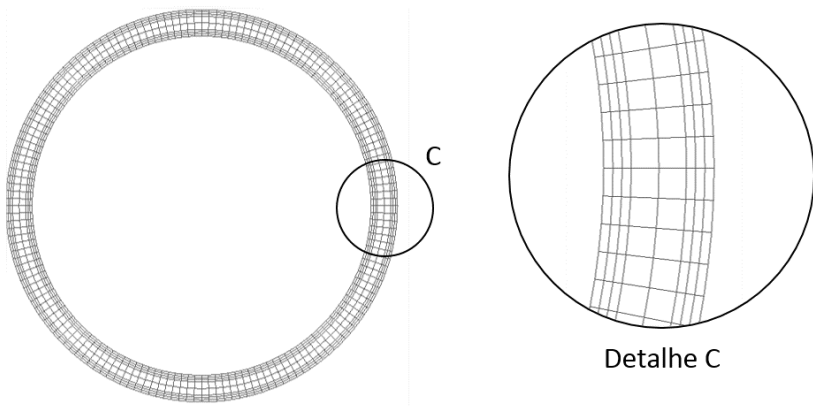


Figura 5.14 – Secção da malha para o domínio do ar.

5.3.2.1 Independência de Malha – Modelo 2

Para os testes de independência de malha no Modelo 2, foi utilizado o domínio do ar. A malha 2.1 segue o padrão anteriormente expostos, enquanto que as malhas 2.2 e 2.3 foram refinadas priorizando o aumento do número de elementos no sentido axial e ao longo da circunferência, respectivamente. Como critério, foram usadas as temperaturas de saída dos gases de combustão e do ar. A Tabela 5.3 apresenta as principais características e resultados das malhas utilizadas para o teste de independência.

Tabela 5.3 – Características das malhas e resultados do teste de independência.

Número de elementos	Malha 2.1	Malha 2.2	Malha 2.3
Direção axial	510	700	510
Na circunferência	76	76	130
Direção radial	8	8	8
Total	310.080	425.600	530.400
Temperatura da saída dos gases	462 °C	465°C	466°C
Temperatura da saída do ar	274 °C	273 °C	273°C

O refinamento da malha não ocasionou alteração relevante nos resultados e por isso a Malha 2.1 foi utilizada para o trabalho. A malha

resultante para o conjunto dos domínios tem um total de 881.790 elementos

5.4 CRITÉRIOS DE PARADA

Por se tratar de um processo iterativo, para o qual o resultado é uma aproximação dos valores reais, faz-se necessário a criação e uso de critérios de parada e convergência para obtenção dos resultados finais. Foram utilizados critérios baseados no erro quadrático médio e nos balanços das variáveis. Para os modelos estudados, o erro quadrático médio inferior a 3.10^{-6} e balanços abaixo de 1% de erro, foram os critérios de parada adotados. As Figura 5.15 e Figura 5.16 mostram a convergência e o erro, para o Modelo 2, ao longo das iterações.

Os tempo médio de convergência foi de 26 horas para o Modelo 1 e de 51 horas para o Modelo 2. O resultados foram obtidos com o uso de microcomputador com processador Inter Core i-5 de 2,40 GHz e 8,00 GB de Memória RAM.

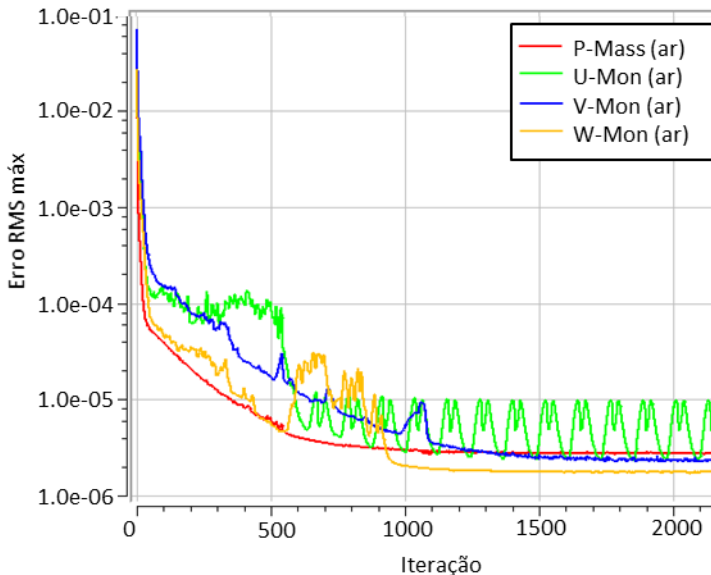


Figura 5.15 – Erro RMS máximo no domínio do ar para a solução numérica do Modelo 2.

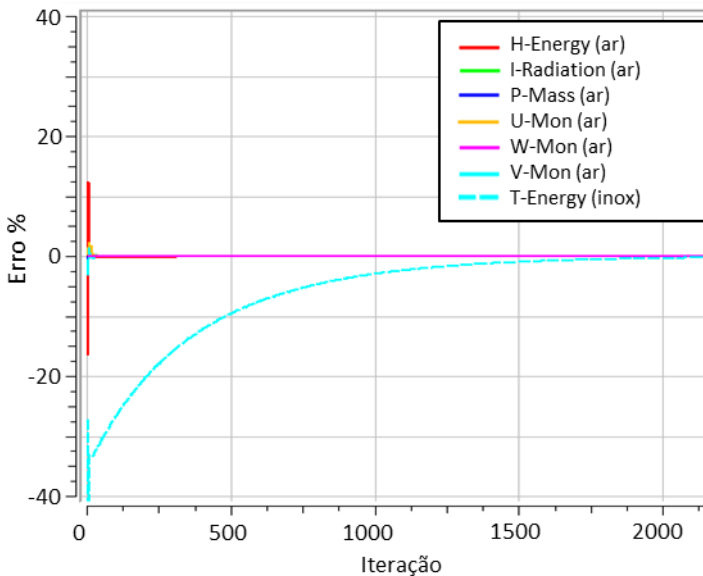


Figura 5.16 – Erro (%) no balanço em cada variável para a solução numérica

5.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

5.5.1 Condições de contorno Gerais

5.5.1.1 Propriedades dos domínios fluidos

O meio fluido do Modelo 1 é o ar úmido. Este meio é composto por O_2 , N_2 e vapor d'água. As propriedades do meio são calculadas considerando-se que a mistura seja ideal e que as frações mássicas sejam fornecidas pelos dados de umidade relativa. As mesmas condições são aplicadas ao Modelo 2, onde há dois meios fluidos. O primeiro é o meio dos gases de combustão, que é formado por CO_2 , O_2 , N_2 e vapor d'água. O segundo meio é o ar.

5.5.1.2 Entrada de fluxo

A condição de contorno usada na modelagem da turbulência para as entradas é uma fração da intensidade turbulenta, I . A Equação (5.33) apresenta a relação da intensidade turbulenta com a energia cinética turbulenta, k , e a velocidade média, u .

$$I = k/u^2 \quad (5.33)$$

Os valores de vazões mássicas e temperaturas estão disponíveis nas Tabela 5.4 e Tabela 5.5, onde são encontradas, respectivamente, as condições de contorno dos Modelos 1 e 2.

5.5.1.3 Saída de fluxo

As saídas dos fluxos são modeladas com a condição de pressão estática manométrica nula.

5.5.1.4 Condição de contorno nas superfícies externas

As paredes externas do secador, assim como a parede externa do trocador de calor, não foram incluídas na malha. Assim, as paredes externas, apresentadas na Figura 5.17 tiveram o efeito da transferência de calor adaptado através do conceito de coeficiente de transferência de calor equivalente UA_{eq} .

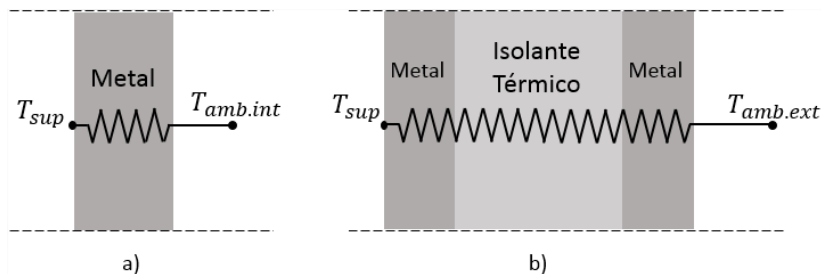


Figura 5.17 – Paredes externas do trocador de calor (a) e secador de madeiras (b).

O fluxo de calor, q_{parede} , é apresentado na Equação (5.34), onde T_{sup} é a temperatura da superfície externa do modelo, que é calculada pelo programa, e T_{amb} é a temperatura do ambiente externo à parede.

$$q_{parede} = UA_{eq} (T_{sup} - T_{amb}) \quad (5.34)$$

5.5.1.5 Condição de parede

Adota-se a função de parede escalonável, para relacionar a camada turbulenta com a parede.

5.5.2 Condições de contorno específicas do Modelo 1

5.5.2.1 Vazão interna - Ventiladores

Para a simulação do efeito dos ventiladores de circulação interna, foi criada a geração de quantidade de movimento direcional para geração de uma vazão mássica.

5.5.2.2 Condição de contorno nas superfícies da madeira

As superfícies da madeira foram consideradas à temperatura constante. O valor usado para a temperatura foi igualado à média dos dados foram obtidos experimentalmente. Para as trocas por radiação, foi utilizada uma emissividade obtida em Contemp (2017). Os efeitos da perda de água foram negligenciados, visto que são muito pequenos na fase simulada da secagem.

Todas as condições de contorno utilizadas no Modelo 1 são apresentadas na Tabela 5.4:

Tabela 5.4 – condições de contorno para o Modelo 1

Entrada de ar	Vazão mássica	1,48 [kg/s]
	Temperatura	260,9 [°C]
	Composição (base mássica)	93,9 % Ar (gás ideal) 6,1% de H ₂ O (gás ideal)
	Intensidade turbulenta	5%
Superfícies externas	Temperatura	20,0 [°C]
	Coef. Global de Transferência de calor	4,98 [W/(m ² .K)]
Superfícies da madeira	Temperatura	43,0 [°C]
	Emissividade	0,8

5.5.3 Condições de contorno específicas do Modelo 2

A região da entrada dos gases de combustão recebe radiação vinda da fornalha. Por tratar-se de uma cavidade com dimensões significativamente maiores que o diâmetro da abertura, foi considerada radiação de corpo negro para temperatura arbitrada na Tabela 5.5

Para o domínio do aço inoxidável, apenas foi utilizado as configurações padrão para o material disponível na biblioteca do Ansys CFX, essas propriedades são apresentadas na Tabela 5.5.

As faces do sólido no início e final do trocados de calor são consideradas adiabáticas.

Todas as condições de contorno utilizadas no Modelo 1 são apresentadas na Tabela 5.5:

Tabela 5.5 – condições de contorno para o Modelo 2

Entrada ar	Vazão mássica	1,48 [kg/s]
	Temperatura	47,5 [°C]
	Composição	100% ar gás ideal
	Intensidade Turbulenta	5%
Entrada dos gases de combustão	Vazão mássica	0,56 [kg/s]
	Temperatura	754,4 [°C]
	Composição (base mássica)	14,6 % de CO ₂ ; 11,9 % de O ₂ ; 67,1% de N ₂ ; e 6,4% de H ₂ O ₂
	Intensidade turbulenta	5%
Radiação na superfície entrada dos gases de combustão	Temperatura	1000 [°C]
	Superfícies externas do ar	Coef. Global de Transferência de calor

6 RESULTADOS

Neste capítulo os resultados obtidos em simulação numérica são comparados aos dados experimentais para cada um dos modelos. Na sequência é feita uma análise de resultados do modelo numérico, detalhando fenômenos de interesse.

6.1 RESULTADOS OBTIDOS PARA O MODELO 1.

6.1.1 Balanço de energia

Os balanços de energia global experimental e o obtido numericamente apresentam diferenças de aplicação, já que simplificações empregadas ao modelo numérico excluem o sistema de aquecimento, modificando as entradas e saídas de energia. Os cálculos dos balanços global do secador e do trocador de calor nos modelos numéricos foram realizados utilizando os dados obtidos com o CFX e o programa Engineering Equations Solver (EES). O balanço de energia do Modelo 1 é apresentado na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Balanço de energia do Modelo 1 (numérico)

Descrição	Energia [kW]	Energia [%]
Entrada de ar quente	311	93,6
Ventiladores	21,3	6,4
Energia total de entrada	332,3	
Energia utilizada na vaporização da água da madeira	-277,1	83,4
Perdas pelas paredes laterais e teto	-21,9	6,6
Saída de ar	-33,3	10,0
Energia total de saída	-332,3	

A Tabela 6.2 apresenta a comparação das perdas de energia entre o modelo numérico e os dados apresentados anteriormente na Tabela 4.12. As diferenças verificadas são decorrentes das aproximações feitas no cálculo experimental, como o uso de temperatura média, assim como das aproximações anteriormente apresentadas para o modelo numérico.

Tabela 6.2 – Comparação das perdas de energia experimental e numérico

Descrição	Experimental [kW]	Numérico [kW]	Varição [%]
Perda de energia para a madeira	307	277	9,7
Perdas pelas paredes laterais e teto	29,1	23,3	20

6.1.2 Escoamento do ar

As velocidades médias do deslocamento do ar que passa pelas pilhas de madeira obtidas da medição (Tabela 4.5) e pelo modelo numérico são comparados na Tabela 6.3, mantendo a configuração de disposição nas pilhas, conforme a Figura 4.6:

Tabela 6.3 – Comparativo entre dados experimentais e numéricos da velocidade média do ar nas pilhas de madeira [m/s].

Pilha	Exper.	Numérico	Pilha	Exper.	Numérico
5	2,19	2,27	6	1,98	2,36
3	3,60	2,67	4	3,37	2,81
1	3,22	3,13	2	3,48	3,62

Embora as diferenças cheguem a 25,7%, os resultados se mostraram coerentes. É relevante destacar que nas medições realizadas, as maiores velocidades médias foram encontradas nas pilhas intermediárias, enquanto os resultados do modelo apontam para velocidades médias de maior escala para as pilhas inferiores. Além das dificuldades de medição, tem-se as simplificações aplicadas ao modelo numérico. Neste o escoamento imposto pelos ventiladores é unidirecional, enquanto que na prática os mesmos impõem uma rotação importante ao fluxo de ar, aumentando as recirculações no ambiente.

Os perfis de velocidades do fluxo de ar, produzidos pelos ventiladores e que passam por entre as pilhas de madeira, são mostrados na Figura 6.1. Ocorrem em planos paralelos às laterais, posicionados a 2,8 m, 4,9 m e 5,6 m. Os perfis são semelhantes nos três planos e também mostram que as velocidades entre as pilhas decaem no sentido inverso de y (coordenada vertical). Algumas regiões de baixas velocidades, como os cantos e o topo das pilhas ocorrem em razão da inércia do próprio escoamento.

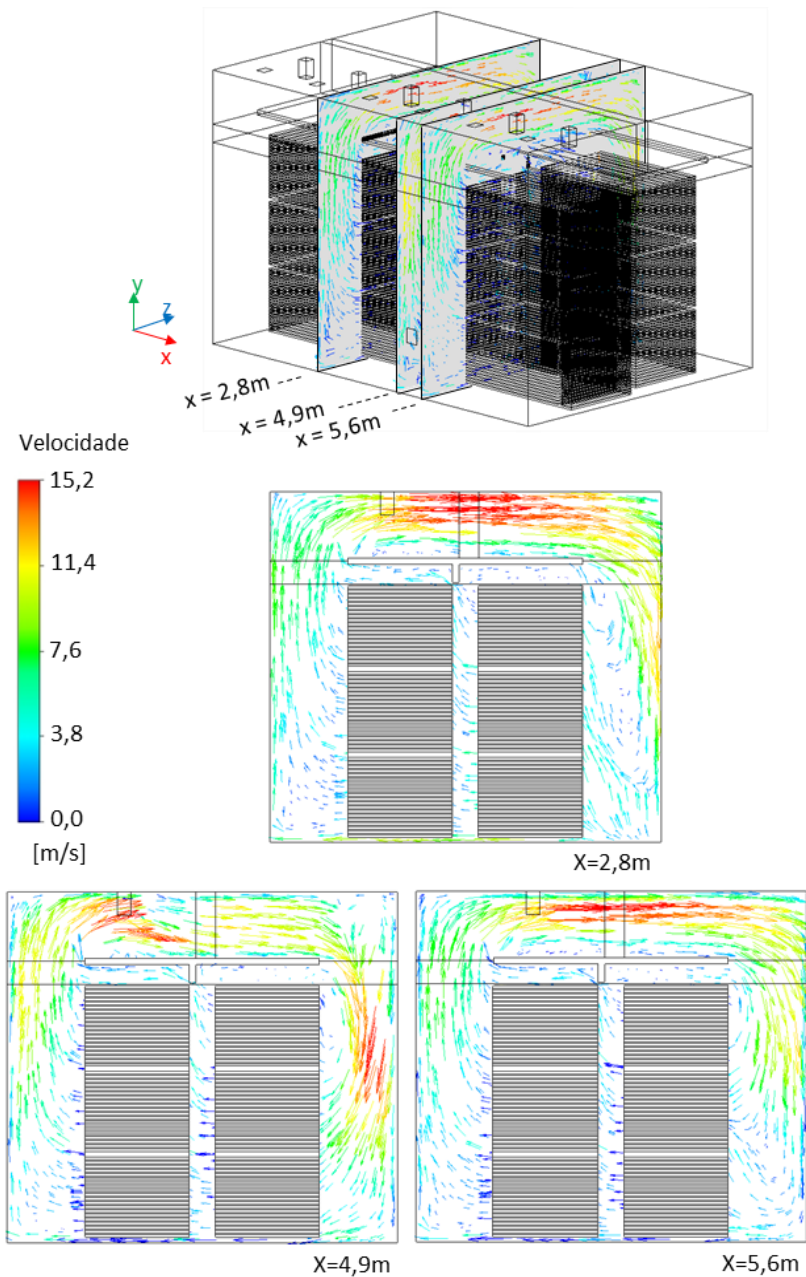


Figura 6.1 – Perfis de velocidades do escoamento em planos selecionados.

6.1.3 Temperatura de saída do ar

A temperatura com que o ar do interior do secador entra no trocador de calor foi medida no ponto apresentado na Figura 4.5. A Tabela 6.4 apresenta o comparativo com o valor do Modelo 2. Esta temperatura é o principal resultado para o Modelo 1, dado sua localização no fluxo de ar (logo após a passagem pelas pilhas de madeira), e principalmente por servir de entrada para o Modelo 2. Os resultados são próximos, situando-se na faixa de incerteza do equipamento de medição.

Tabela 6.4 – Comparativo entre dados experimentais e numéricos para temperatura de ar nas pilhas de madeira.

Temp. saída de ar (Experimental) [°C]	Temp. saída de ar (Numérico) [°C]	Variação ΔT [°C]
47,5	46,9	-0,6

6.1.4 Distribuição de temperaturas

A Figura 6.2 apresenta os perfis de temperatura para secções transversais localizadas a 2,8 m, 4,9 m e 5,6 m da parede lateral. Os planos a 2,8 e 5,6 m são simétricos em relação ao centro do equipamento, enquanto o plano a 4,9 m corta uma das saídas de ar quente. As temperaturas dos planos simétricos tem distribuição semelhante. Enquanto no plano a 4,9 m, destaca-se a temperatura elevada próximo a saída do ar quente. Em relação à direção z, não há simetria devido ao aporte de energia do trocador de calor, que ocorre à direita das figuras. Assim, as temperaturas mais elevadas são encontradas no canto direito superior do secador depois dos ventiladores. As menores temperaturas são localizadas próximas às pilhas de madeira – consumo de energia para evaporação da umidade, e paredes, pela perda de calor para o exterior.

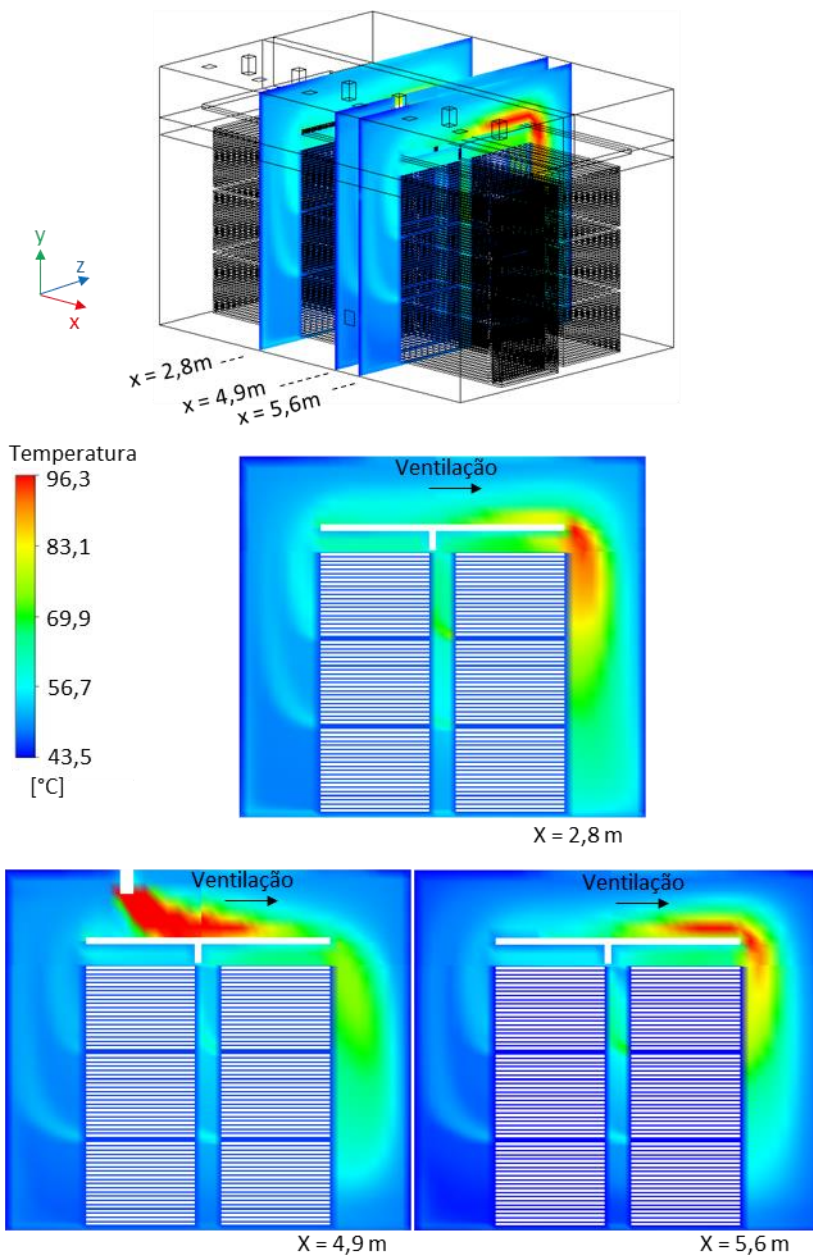


Figura 6.2 – Perfil de temperaturas em secções transversais paralelas às laterais do secador de madeiras

6.2 RESULTADOS OBTIDOS PARA O MODELO 2

6.2.1 Balanço de energia

A Tabela 6.5 apresenta a comparação do balanço de energia com os resultados numéricos – Modelo 2, e experimentais (Tabela 4.13), para o trocador de calor.

Tabela 6.5 – Balanço de energia do trocador de calor.

Descrição	Resultados Experimentais		Resultados Numéricos		Variação %
	Energia [kW]	Energia [%]	Energia [kW]	Energia [%]	
Entrada dos gases de combustão	648	95,0	648	95,0	0,0
Entrada de ar	33,4	5,0	33,4	5,0	0,0
Energia dos gases de combustão (chaminé)	331	47,0	313	45,9	-5,43
Energia na saída do ar	311	44,1	321	47,1	+3,21
Troca de calor pela parede	62,8	8,9	47,4	7,0	-24,5

Como os resultados experimentais de entrada foram usados como condição de contorno para o modelo numérico, os valores são idênticos. Nas saídas se observa que o modelo numérico apresenta menor perda de calor pela parede externa do trocador e com os gases de combustão na chaminé, enquanto prevê uma taxa de calor superior entregue ao ar de secagem. A variação mais significativa está na troca de calor pelas paredes. A condição de contorno da parede externa do trocador, utilizando o conceito de coeficiente de transferência de calor equivalente, e propriedades para o aço, podem ser fontes da diferença em relação aos valores experimentais. Outro ponto relevante é que os valores experimentais levam em conta apenas duas áreas de temperaturas distintas, usando-se valores médios na área inteira. Para a troca térmica entre os fluidos, chegou-se a números similares, com maior troca nos gases para o experimental e para o ar no numérico. No experimental o ar armazena menos energia, mas troca mais calor com o ambiente interno. O contrário ocorre com os gases. As adaptações feitas à geometria do modelo numérico, bem como as dificuldades de medição no equipamento

em operação podem ser os responsáveis pela variação dos números observada entre os métodos experimental e numérico.

6.2.2 Escoamento dos gases de combustão e do ar

As vazões mássicas dos gases de combustão no interior do trocador de calor, e do ar que passa pela região anular, foram obtidas experimentalmente, com os dados expostos na Tabela 4.4. Esses valores foram usados como condição de contorno no Modelo 2. A Figura 6.3 mostra os campos de velocidade do ar e dos gases de combustão, com base nesses valores. A velocidade média para o ar é de 12,5 m/s, enquanto para os gases de combustão é de 4,1 m/s. As velocidades máximas são atingidas, para os dois fluidos, na parte interna da curva superior, e tem valores de 38 e 8,4 m/s para o ar e gases de combustão, respectivamente. As maiores velocidades ocorrem nos locais de mudança de direção, gerando regiões de vórtices e separação nos escoamentos.

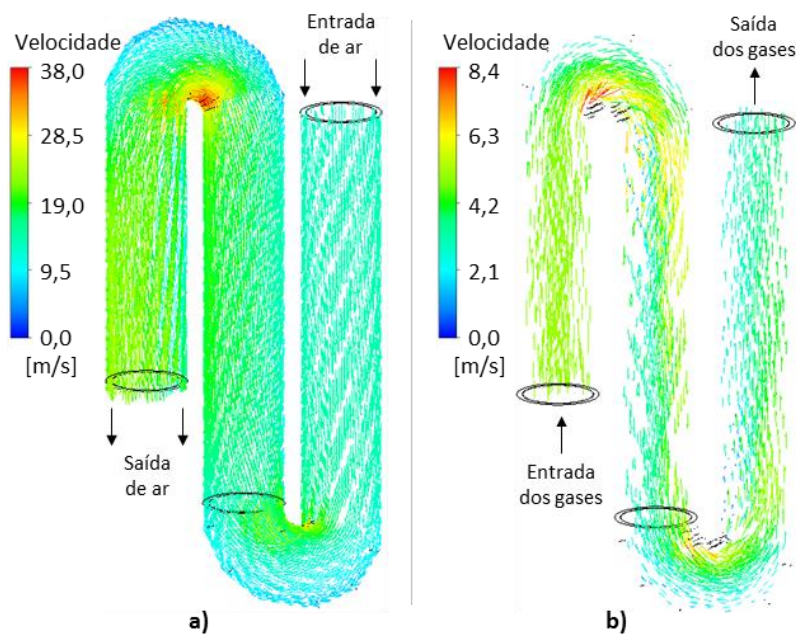


Figura 6.3 – Campo de velocidades do escoamento do ar (a) e dos gases de combustão (b).

6.2.3 Temperatura de saída do ar e dos gases de combustão

As temperaturas de entrada dos gases de combustão e do ar são as entradas do Modelo 2, obtendo-se as temperaturas de saídas, que são apresentados na Tabela 6.6. Os valores são comparados aos experimentais. As diferenças observadas são pequenas e acarretam as diferenças observadas nas trocas térmicas mostradas na Tabela 6.5.

Tabela 6.6 – Temperaturas de saída do ar e gases de combustão no trocador.

Ponto de análise	Temperatura de entrada (Experimental) [°C]	Temperatura de saída (Experimental) [°C]	Temperatura de saída (Numérico) [°C]	Variação [°C]
Gases de combustão	754	473	448	25
Ar	47,5	261	284	23

6.2.4 Efetividade do trocador de calor simulado

Com os dados utilizados no cálculo do balanço de energia e a Equação (3.21), é possível calcular ainda a efetividade do trocador de calor simulado. As efetividades calculadas são muito próximas, e se situam em torno de 50 %, mostrando que ainda pode haver melhoramentos a implantar no projeto do trocador de calor.

Tabela 6.7 – Comparativo da efetividade do trocador de calor

Descrição	Energia (experimental)	Energia (numérico)
	[kW]	[kW]
Entrada dos gases de combustão	648	648
Saída dos gases de combustão	331	313
Saída dos gases de combustão mínima	12,3	12,3
Efetividade do trocador de calor – η	49,8 %	52,7 %

6.2.5 Distribuição de temperaturas

A análise do perfil de temperaturas médias, dos gases de combustão e do ar no trocador, de calor é feita com a finalidade de definir o perfil de trocas térmicas ao longo do equipamento. As distribuições de temperatura assemelham-se às apresentadas na Figura 2.10 (Incropera e

DeWitt, 2003). Neste caso as maiores diferenças de temperatura ocorrem no início do trocador - entrada dos gases e saída do ar.

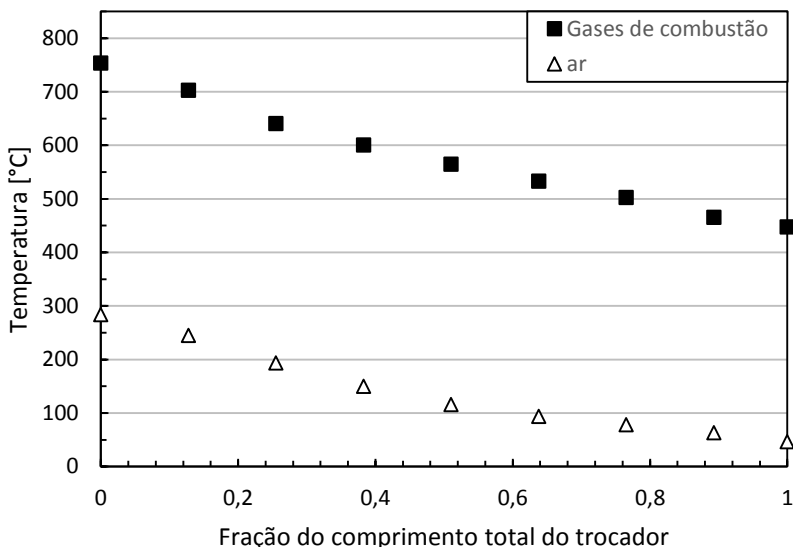


Figura 6.4 – Distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor

A Figura 6.5 apresenta a distribuição de temperaturas no plano médio vertical do trocador de calor. E na secção transversal indicada. As variações na secção decorrem da distribuição não uniforme de velocidade, ocasionada pela presença das curvas. O mesmo comportamento não é visível no fluxo de ar, com menor área de escoamento, resultando em menores variações na secção transversal.

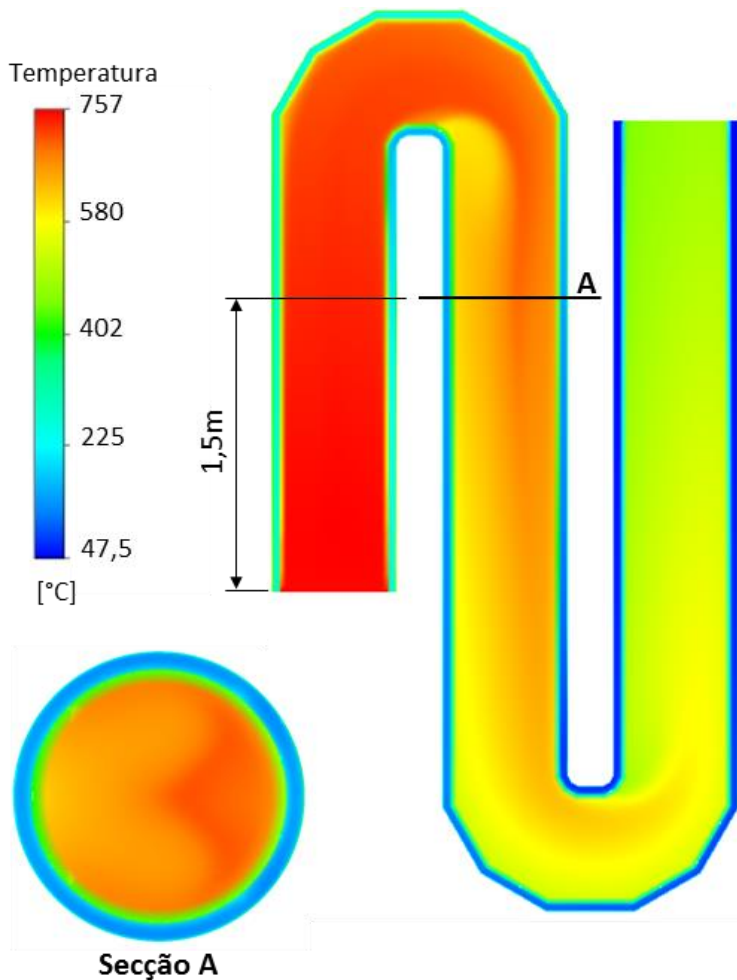


Figura 6.5 – Perfil de temperaturas no plano médio do trocador de calor

6.2.6 Perfil de trocas térmicas

Para a análise das trocas térmicas ao longo do equipamento, o trocador de calor foi dividido em oito setores com áreas de trocas iguais. O primeiro setor (1/8) está localizado na entrada dos gases de combustão, e o último (8/8) na saída dos gases para a chaminé. Nesta disposição, os valores constam da Figura 6.6:

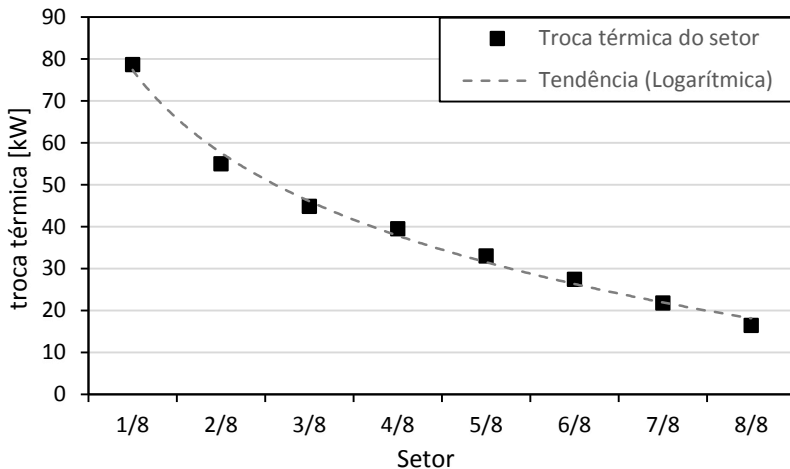


Figura 6.6 – Trocas térmicas nos setores do trocador de calor

As trocas de calor decrescem num comportamento exponencial, que é o comportamento típico desse tipo de trocadores de calor. Os primeiros setores respondem por maiores trocas térmicas, pois nestes acontecem as maiores diferenças de temperaturas entre os fluidos. É também nessa região que o efeito da radiação, imposta na entrada dos gases para simular o efeito da fornalha, é mais significativo. Comparando os extremos, os valores alcançados no primeiro setor são de 78,7 kW, que equivale a 25 % de toda troca, enquanto na última parte são de 16,5 kW, correspondendo a 5,2 % da troca total.

7 CONCLUSÃO

Objetivando estudar termicamente um secador de madeiras industrial de grande porte, análises experimentais e simulações numéricas foram realizadas ao longo deste trabalho. O trabalho multidisciplinar foi desenvolvido nesta dissertação, relacionando o contato com a empresa, análise de um equipamento real e em operação, assim como o emprego de modelo numéricos que descrevem o problema físico da secagem de madeira e particularmente o trocador de calor.

7.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A obtenção de dados a partir de equipamentos em operação, apresenta dificuldades, tanto de ordem burocrática, como impedimentos físicos, além da preocupação de não interferir nas atividades da empresa. Embora nem todas as variáveis de interesse pudessem ser medidas em um nível de detalhe desejado, buscou-se obter o máximo de informações em relação às temperaturas, vazões, umidades, consumo de combustível e comburente, geometrias dos equipamentos, e outras variáveis de interesse.

Iniciando pelo escoamento de ar, a velocidade média obtida para o fluxo entre as pilhas de madeira foi de 2,97 m/s, enquanto a velocidade indicada com fins econômicos é da ordem de 2 m/s. Já as temperaturas nos diversos pontos das pilhas de madeira mostraram variações insignificantes ao processo. A temperatura dos gases de combustão na saída para a chaminé chegou a 473°C, bastante elevada para um equipamento que opera com o ar de secagem em, no máximo, 70°C.

Em laboratório foi possível analisar os teores de umidade, da madeira antes e depois da secagem e do combustível da fornalha. O teor de umidade medido para o combustível foi bastante elevado, tendo média de 38%, o que reduz o rendimento da queima do material.

Outro fator importante à combustão é a influência do excesso de ar. Embora necessário, o excesso de ar deve situar-se em um intervalo que varia com o tipo de combustível utilizado. A falta de controle na alimentação do ar no equipamento fez com que o excesso de ar médio tenha alcançado um valor de 113% durante a medição. Esse elevado excesso de ar é justificado pelo teor de umidade do combustível.

Com os dados experimentais obtidos, foram calculados os balanços de energia, com a finalidade de analisar as eficiências térmicas do secador e do trocador de calor. Com o balanço de energia do secador é possível observar os pontos relevantes e sugerir melhorias. Assim, a função

objetivo, que é entregar energia à madeira, consome 43,6% da energia entregue ao secador, enquanto as perdas pelas paredes e teto somam 8,65%. O maior montante de energia é transportado pelos gases de combustão que deixam o equipamento, somando 45,4%. O balanço de energia do trocador de calor permitiu avaliar parâmetros importantes, como a sua efetividade de 49,8%, um pouco baixa e que pode ser melhorada.

7.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

A análise experimental tem grande utilidade em si mesma e ao mesmo tempo apresenta informações e dados importantes a serem usados como comparativo para a simulação numérica. Esta por sua vez, é uma ferramenta de amplo uso e permite ensaiar novas situações de forma rápida e mais econômica de alterações nos equipamentos, em busca de melhorias no desempenho.

Com o Modelo 1, que simula os escoamentos no secador de madeira, foram obtidas velocidades e temperaturas muito próximas ao caso real. Comparando o balanço térmico ao experimental, foram apresentadas discordâncias máximas de 20%.

Para o Modelo 2, que simula o trocador de calor, a discordância chega a 24,5%, porém isto ocorre na perda de calor pelas paredes que é a menor parcela de transferência de calor do trocador, enquanto nas maiores parcelas de perdas de calor a diferença é de 5,4 % e 3,2 % para as perdas na saídas dos gases de combustão e do ar, respectivamente. Esta proximidade dos resultados obtidos mostra que, embora com as suas simplificações, o modelo permite simular de forma satisfatória os processos em questão.

A ferramenta desenvolvida permite a análise de novas configurações, como outros valores de vazão de ar, alteração de sentidos de fluxo, assim como novas configurações geométricas, sem depender de tempo excessivo. Vale ainda ressaltar que, o código numérico pode ser aplicado a equipamentos com trocadores de calor semelhantes, não restringindo o uso aos secadores de madeira.

7.3 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Acoplar os modelos desenvolvidos, incluindo o trocador de calor ao modelo do secador, com a possibilidade de dimensionar a influência do trocador nas distribuições de temperaturas e velocidades do secador, assim como as trocas térmicas na interface comum.
- Analisar os efeitos da adição do domínio das madeiras no modelo do secador, especificando as propriedades de transferência de calor e umidade do material.
- Acompanhar o processo de secagem da madeira, identificando as taxas de retirada de água e analisando os fenômenos envolvidos no transporte desta água através do escoamento de ar úmido.
- Implantação de um modelo para a fornalha, a fim de melhor estudar a combustão em função de variações nas propriedades do combustível e de alterações no excesso de ar.
- Concentrar esforço na modelagem do trocador de calor para propor novas configurações, como o uso de aletas, inversão da direção de fluxos e novas configurações geométricas.
- Simular a operação do conjunto em regime transiente ao longo do processo de secagem, ou pelo menos em parte deste processo, nas fases mais agudas de retirada de umidade da madeira.

8 REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14929**: Determinação do teor de umidade de cavacos - método por secagem em estufa. Rio de Janeiro, 2003

ASSOCIAÇÃO CATARINESE DE EMPRESAS FLORESTAIS. **Anuário estatístico de base florestal para o estado de Santa Catarina 2016**. Lages: Stcp, v. 1, 2016. Anual. Disponível em: <http://www.acr.org.br/download/biblioteca/ACR_2016.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2017.

BARANSKI, J.; WIERZBOWSKI, M. A.; STASIEK, J. A. **Experimental study and numerical simulation of flow pattern and heat transfer during steam drying wood**. In: The final conference of cost action e53. 1, 2010, Edinburgh. The Future of Quality Control for Wood & Wood Products. Edinburgh: Napier, 2010. v. 1, p. 1 - 13.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995. 216 p. (Série Didática).

BEDELEAN, B.; MUNTEAN, S.; CAMPEAN, M. **Analysis of Drying Kiln Aerodynamics Based on a Full Three-Dimensional Turbulent Numerical Computation**. Drvna Industrija, [s.l.], v. 67, n. 1, p.53-64, 2016. Faculty of Forestry, University of Zagreb. <http://dx.doi.org/10.5552/drind.2016.1515>.

CARVALHO J.; João A. de; MACQUAY, M. Q. **Princípios de combustão aplicada**. Florianópolis: UFSC, 2007. 176 p. (Didática).

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: Amgh Editora Ltda, 2012. 904 p.

CONTEMP T; **Tabelas de Emissividades**. Disponível em: http://www.contemp.com.br/downloads/pdf/Tabela_de_Emissividades.pdf. Acesso em: 27 mar. 2017.

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blucher, c2003. 346p.

FRAAS, A. P.; OZISIK, M. N. **Heat Exchanger Design**. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1965. 386 p.

GALVÃO, A. P. Mendes; JANKOWSKY, I. P. **Secagem racional da madeira**. São Paulo: Nobel, 1985. 111 p.

GATTO, D. A.; CALEGARI, L.; SANTINI, E.J.; STANGERLIN, D.M; TREVISAN, R.; OLIVEIRA, L. S; **Propriedades da madeira de pinus elliottii engelm submetida a diferentes temperaturas de secagem**. Cerne, Pelotas, v. 14, n. 3, p.220-226, 01 set. 2008. Bimestral.

HERZBERG, B.L.; TAYLOR, F.W.; ROSEN, H.N. **Factors that affect the time required to high-temperature dry pine dimension lumber**. Forest Prod. J., v. 35, n. 7/8, p. 34-36, 1985.

HILDEBRAND, R. **Kiln drying of sawn timber**. Berlin: Maschinenbau GmbH, 1970. 198p.

IBÁ. **Relatório anual IBÁ 2015**. São Paulo: Design And Dtp, v. 1, 2015. Anual. Disponível em: <http://iba.org/images/shared/iba_2015.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2017.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, c2003. xvii,698p.

INCROPERA, F. P.; PRESCOTT, P. J.; VOELKEL, D. D. Hybrid systems for furnace waste heat recovery: I. Use of a radiation recuperator with a Rankine cycle. **Journal of Heat Recovery Systems**, v. 5, n. 4, p. 321-330, 1985. ISSN 01987593.

JAHN, T. G. **Levantamento de dados experimentais e simulação térmica de um forno a rolos a gás natural**. Florianópolis, 2007. xiv, [80] f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Disponível em: <<http://tede.ufsc.br/teses/PEMC0956.pdf>>

JANKOWSKY, I. P. Equipamentos e processos para a secagem de madeiras. In: **Seminário internacional de utilização da madeira de eucalipto para serraria**, São Paulo, 1995. Anais. Piracicaba: IPEF, 1995. p.109-118.

JANKOWSKY, I. P. Secagem e qualidade: agregando valor aos manufaturados de madeira. **Revista da Madeira**, Curitiba, n. 63, p. 56-60, 2002.

KEINE, S. **Avaliação do processo de secagem de madeira em estufa com banho de vapor**. 1997. 215 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 1997.

KLOPFENSTEIN J, R. Air velocity and flow measurement using a Pitot tube. **Isa Transactions**. Bowling Green, Oh 43402, Usa, 29 mar. 1999. p. 257-263. Disponível em: <[http://dx.doi.org/10.1016/S0019-0578\(98\)00036-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0019-0578(98)00036-6)>. Acesso em: 21 fev. 2017.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 2 a ed. Florianópolis: LTC editora, 2004.

MARTINS, V. A. **Secagem de Madeira Serrada**. Brasília: IBDF/LPq – LPF, 1988. 56 p.

MELLADO, E. C. E. R. **Modelo de transferência de calor e massa na secagem de madeira serrada de pinus**. 2007. 169 f. Tese (Doutorado em Engenharia Florestal) – Universidade Federal do Paraná. Curitiba. 2007

NICOLAU, V. P.; GUTHS, S.; **Medição de velocidade de escoamentos com o Tubo de Pitot**. Laboratório de Ciências Térmicas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

NUNES, A T. **Avaliação térmica de um forno industrial de fusão de vidros**. 2013. 138 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

OBA, Renato. **Simulação e análise térmica de forno túnel aplicado à indústria cerâmica**. 2015. 142 p. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2015 Disponível em: <<http://www.bu.ufsc.br/teses/PEMC1629-T.pdf>>

OOSTERHUIS, J., BÜHLER, S., WILCOX, D., & VAN DER MEER, T. **H. CFD as a Design Tool for a Concentric Heat Exchanger**. 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, n. July, p. 110-115, 2012.

POSSAMAI, T. S. **Análise térmica e modelagem numérica de um forno de fusão de material vítreo a gás natural**. 2014. xxix, 156 p. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2014. Disponível em: <<http://www.bu.ufsc.br/teses/PEMC1498-T.pdf>>

PRATT, G.H. **Timber drying manual**. London: Department of the Environment/Building Research Establishment, 1974. 152p.

SADIK, K.; LIU, H. **Heat Exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2. ed. Coral Gables: Crc Press, 2002. 621 p.

SANTINI, E. J. **Alternativas para monitoramento e controle do processo de secagem de madeira serrada em estufa**. 1996, 198 p. Tese (doutorado) - Setor de Ciências Agrárias, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 1996.

SANTINI, E. J.; HASELEIN, C. R. **Efeito da temperatura e velocidade do ar sobre a taxa de secagem da madeira de pinus elliottii engelm**. *Ciência Florestal*, Santa Maria, v. 12, n. 2, p.99-106, 18 out. 2002. Trimestral. Disponível em: <[file:///C:/Users/User/Downloads/1684-5912-1-PB \(2\).pdf](file:///C:/Users/User/Downloads/1684-5912-1-PB%20(2).pdf)>. Acesso em: 02 dez. 2015.

SCHNEIDER, A. **Trocknungs-verlauf und Brettemperaturen bei Trocknungstemperaturen von 110 bis 180°C**. *Holz Roh-Werkstoff*, Berlin, v. 30, n. 10, p. 382-394, 1972.

SEVERO, E.T.D. **Qualidade da secagem de madeira serrada de Eucalyptus dunnii**. *Ciência Florestal*, Santa Maria, 2000.

SHARMA, H.; KUMAR, A.; VARUN. Performance analysis of metallic concentric tube recuperator in parallel flow arrangement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 55, n. 25-26, p. 7760-7771, 2012. ISSN 00179310.

SIAU, J.F. **Transport processes in wood**. Berlin: Springer-Verlag, 1984. 245p.

SIEGEL, R. HOWELL, R. J.; **Thermal Radiation Heat Transfer**, Third Edition, New York, 1992.

SPALART, P.R.; SHUR, M. **On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature**, *Aerospace Sci. Tech.*, 1(5), pp. 297-302, 1997.

URNS, S. R. **Introdução a Combustão: Conceitos e Aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: Amgh, 2013. 404 p. Tradução de Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior.

VLASSOV, D. **Combustíveis, Combustão e Câmaras de Combustão**. 1ª. ed. Curitiba: UFPR, 2001, 185 p.

ZADIN, V.; KASEMÄGI, H.; VALDNA, V.; VIGONSKI, S.; VESKE, S.; AABLOO, A. **Application of multiphysics and multiscale simulations to optimize industrial wood drying kilns**. *Applied Mathematics And Computation*, [s.l.], v. 267, p.465-475, set. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.amc.2015.01.104>.