



LINCOLN TADASHI WARIKODA

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE UM SECADOR SOLAR INDIRETO
PARA ALIMENTOS**

DISSERTAÇÃO

BRAGANÇA
2020

LINCOLN TADASHI WARIKODA

ESTUDO DO DESEMPENHO DE UM SECADOR SOLAR INDIRETO PARA ALIMENTOS

Relatório final da Dissertação apresentada ao programa de Dupla-Diplomação entre o Instituto Politécnico de Bragança e a Universidade Tecnológica Federal do Paraná, para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Industrial - ramo Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Luís Manuel Frólén Ribeiro

Co-orientador: Prof. Dr. Rubens Gallo

BRAGANÇA
2020

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, irmão e irmã por toda motivação, dedicação e apoio fornecidos para que todas as conquistas que obtive até agora fossem possíveis. E a todos os meus familiares que de alguma forma me incentivam a buscar sempre o melhor.

Ao meu orientador Professor Doutor Luís Manuel Frólén Ribeiro pela orientação e ensinamentos fornecidos ao longo da realização deste trabalho. Ao meu co-orientador Professor Doutor Rubens Gallo pelo apoio e ensinamentos fornecidos durante a graduação.

Agradeço à UTFPR e ao IPB por possibilitar a realização deste trabalho através do programa de Dupla-diplomação, e pela possibilidade do ganho de experiência profissional e pessoal gerado por este intercâmbio.

Aos meus amigos de graduação e dos laboratórios da mecânica com quem convivi na UTFPR, principalmente ao Vinícius Lourenço e ao Jean Hilário, por todo o incentivo e ajuda, e por tornarem esta etapa universitária mais interessante e proveitosa.

Aos amigos com quem convivi em Bragança, em especial Fallconny e Flamínio, por todo companheirismo e por tornarem a estadia em Portugal mais divertida e acolhedora.

E a todos os amigos que eu não citei, mas não menos importantes, que direta ou indiretamente me apoiaram e motivaram desde o início desta jornada.

RESUMO

Este trabalho faz parte do projeto para o desenvolvimento de um secador solar indireto por circulação natural dedicado à secagem de figos a pedido de um pequeno produtor da região de Mirandela que realiza essa secagem por meios rudimentares. A análise do secador é feita através de simulações numéricas realizadas no ANSYS® FLUENT®, na qual se avalia o escoamento, a temperatura e a potência térmica desenvolvidos pelo secador para julho e outubro, sendo estes respectivamente os meses de maior e menor irradiância solar dentro do intervalo da época de colheita dos figos lampos e vindimos. O protótipo analisado possui um coletor solar de área útil irradiada de 2 m², uma câmara de secagem de 2,0 m de altura e área transversal de 1 m², e uma chaminé de 0,8 m de altura e 0,042 m² de área transversal. Nas simulações desprezou-se a humidade do ar e do alimento, e foi feita: análise 3D do secador para aplicar o modelo de carga solar sobre o protótipo e obter as temperaturas na sua superfície, bem como garantir a existência do caudal no interior do secador gerado pelo efeito de termossifão; análise 2D do secador realizadas em estado estacionário para otimizar a malha e avaliar a melhor disposição das bandejas no interior da câmara, e em regime transiente para analisar o comportamento do secador durante o período de radiação para as condições de julho e outubro. Como resultado das simulações numéricas, comprovou-se a existência do escoamento no interior do secador gerado pelo efeito de termossifão, com a melhor disposição das bandejas de modo alternado pela garantia de escoamento do ar por entre todas as bandejas. Para o período de radiação solar, obteve-se a variação da temperatura da placa absorvedora do coletor e da superfície da chaminé, sendo as temperaturas máxima destes locais para julho respectivamente de 71,08 e 57,35°C, e para outubro respectivamente de 56,42 e 52,18°C. Num cenário das bandejas dispostas de modo alternado, e incluindo a perda de pressão quando o secador se encontra totalmente cheio de produto: para julho a temperatura média e máxima dentro da câmara foi respectivamente de 38,11 e 50,20°C, a elevação máxima da temperatura em relação ao exterior de 24,20°C, e é fornecida à câmara uma potência térmica média de 291,3 W; para outubro, a temperatura média e máxima dentro da câmara foi respectivamente de 32,57 e 44,06°C, a elevação máxima da temperatura em relação ao exterior foi de 26,56°C, e a potência térmica média fornecida foi de 270,14 W. Com os dados da potência térmica, calculou-se o tempo médio estimado para secagem de 25 kg de figos, sendo necessários 3,6 dias para julho e 7,3 dias para outubro. O estudo realizado dos modelos numéricos mostrou resultados consistentes com a literatura, dando confiança do correto funcionamento de um futuro protótipo experimental.

Palavras-chave: Secador solar indireto; Secagem de figos; Termossifão; Análise numérica

ABSTRACT

This thesis is part of the project for the development of an indirect solar dryer by natural circulation directed to dry figs as a request from a Mirandela region's small producer which performs a rudimentary method of drying of these fruits. The study of the dryer is made through numerical simulations performed at ANSYS® FLUENT®. It aims to evaluate the flow, temperature and thermal energy developed by the dryer for July and October, respectively the months of highest and lowest solar irradiance within the interval of the harvest time of the *lampo* and *vindimo* types of figs for the studied region. The prototype analyzed has a solar collector of irradiated useful area of 2 m², a drying chamber of 2.0 m high and 1 m² cross-sectional area, and a chimney of 0.8 m high and 0.042 m² cross-sectional area. For the simulations, the humidity of the air and food was disregarded, and it was done: 3D analysis of the dryer to apply the solar load model on the prototype and obtain the temperatures on its surface, as well as ensure the existence of the flow inside the dryer generated by the thermosiphon effect; 2D analysis of the dryer performed in steady state to optimize the mesh and evaluate the best arrangement of the trays inside the chamber, and in transient regime to analyze the behavior of the dryer during the radiation period for the conditions of July and October. As a result of the numerical simulations, it was proven the presence of air flow inside the dryer generated by the thermosiphon effect, with the best arrangement of the trays alternately positioned by ensuring air flow between all the trays. For the solar radiation period, the temperature variation of the collector's absorber plate and chimney surface were obtained, with the maximum temperatures of these surfaces for July respectively of 71.08 and 57.35°C, and for October respectively of 56.42 and 52.18°C. For a scenario of the trays alternately positioned and including the pressure loss caused by them loaded with the product: for July, the average and maximum temperature inside the chamber respectively of 38.11 and 50.20°C, a maximum temperature rise from the external environment of 24.20°C, and an average thermal output of 291.3 W is provided to the chamber; for October, the average and maximum temperature within the chamber respectively of 32.57 and 44.06°C, a maximum temperature rise from the external environment of 26.56°C, and the average thermal output provided is 270.14 W. Moreover, with the thermal output values, the time needed to dry 25 kg of figs was estimated, being necessary 3.6 days for July and 7.3 days for October. The study of the numerical models showed consistent results within the literature, giving confidence in the correct operation of a future experimental prototype.

Keywords: Indirect solar dryer; Figs drying; Thermosiphon; Numerical analysis

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.2 ENQUADRAMENTO	1
1.3 ESTADO DA ARTE	2
1.3.1 Secador solar indireto por circulação natural	4
1.3.2 Coletor solar	6
1.4 ESTRUTURA DO TEXTO	8
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	9
2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	9
2.1.1 Condução	10
2.1.2 Convecção	10
2.1.3 Radiação	11
2.1.1 Potência térmica.....	13
2.2 TRANSFERÊNCIA DE MASSA.....	14
2.3 TERMOSSIFÃO	14
2.4 ÂNGULO DE INCLINAÇÃO E AZIMUTE DA PLACA.....	15
2.5 SECAGEM DO FIGO	16
2.6 CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS DO ANSYS® FLUENT	17
2.6.1 Equações governantes.....	17
2.6.2 Forças de impulsão pela aproximação de Boussinesq.....	18
2.6.3 Turbulência.....	19
2.6.4 Solar load model	20
2.6.5 Perda de pressão em zonas porosas.....	21
2.7 PROCEDIMENTO DE MODELAÇÃO CFD	21
2.7.1 Processo de análise CFD.....	22
2.7.2 Malha computacional.....	22
2.7.2.1 Tipos de elementos.....	22
2.7.2.2 Qualidade da malha	24
2.7.2.3 Convergência de malha	25
2.7.3 Método de discretização.....	26
2.7.4 Discretização espacial e métodos de interpolação.....	27
2.7.5 Discretização temporal	28
2.7.6 Método de solução	29
2.7.7 Resíduos e convergência	29
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	31
3.1 O MODELO DE SECADOR SOLAR	32
3.2 CONDIÇÕES AMBIENTAIS	35
3.3 MODELO NUMÉRICO	36
3.4 ETAPA 1	39
3.4.1 Dimensões do modelo numérico	40
3.4.2 Malha computacional.....	43
3.4.3 Condições de fronteira	45
3.4.3.1 Radiação solar	48
3.4.4 Configuração do FLUENT	51
3.5 ETAPA 2	52
3.5.1 Dimensões do modelo numérico	54
3.5.2 Malha computacional.....	54
3.5.3 Condições de fronteira	56
3.5.4 Configuração do FLUENT	57

3.6 ETAPA 3	59
3.6.1 Dimensões do modelo numérico e malha computacional	59
3.6.2 Condições de fronteira	60
3.6.2.1 Condição <i>porous jump</i>	61
3.6.3 Configuração do FLUENT	63
3.7 ESTIMATIVA DO TEMPO DE SECAGEM	63
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	65
4.1 ETAPA 1	65
4.1.1 Coletores solares.....	65
4.1.2 Secador solar	68
4.2 ETAPA 2	73
4.2.1 Simulações em estado estacionário	74
4.2.2 Simulações transientes	78
4.3 ETAPA 3	83
4.3.1 Simulações estado-estacionário.....	83
4.3.2 Simulações transientes	86
4.4 TEMPO DE SECAGEM.....	89
4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS	91
5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	94
5.1 CONCLUSÕES	94
5.2 TRABALHOS FUTUROS	95
REFERÊNCIAS	96

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Classificação dos secadores solares [4]	3
Figura 2 - Princípio de funcionamento dos secadores direto, indireto e misto [4].....	4
Figura 3 - Esquema de um secador solar indireto por circulação natural [6].....	4
Figura 4 - Coletor solar convencional [15].....	6
Figura 5 - Princípio de funcionamento de um secador solar indireto [5].....	9
Figura 6 - Transferência de calor por Condução (a), Convecção (b) e Radiação (c) [19]	10
Figura 7 - Radiação entre uma superfície e as fronteiras do meio [19]	11
Figura 8 - Radiação em superfície semitransparente (a) e opaca (b) [19].....	12
Figura 9 - Radiação solar direta, difusa e refletida sobre uma superfície inclinada [23].....	13
Figura 10 - Relação angular entre os feixes de radiação solar e uma placa situada no hemisfério norte [23].....	15
Figura 11 - Tipos de elementos para malhas 2D e 3D [29]	23
Figura 12 - Vetores utilizados para o cálculo da ortogonalidade [30]	24
Figura 13 - Modelo do secador solar analisado [1]	31
Figura 14 - Projeção de funcionamento do secador solar [1]	32
Figura 15 - Secador solar com vista explodida do coletor solar [1]	33
Figura 16 - Vista em corte do secador solar [1].....	34
Figura 17 - Bandeja para disposição do produto a ser seco [1]	34
Figura 18 - Irradiância solar global média para região de Mirandela [34].....	35
Figura 19 - Gráfico da temperatura média em Mirandela [34]	36
Figura 20 - Velocidade do vento de julho e outubro para a região de Mirandela [34].....	36
Figura 21 - Vista em corte do coletor solar do protótipo [33]	41
Figura 22 - Modelos numéricos simplificados do coletor solar das simulações 1.1 e 1.2.....	41
Figura 23 - Dimensões do modelo 3D do secador solar utilizado nas simulações da etapa 1	42
Figura 24 - Detalhes da malha gerada para o secador solar	43
Figura 25 - Detalhes da malha do coletor solar com placa absorvedora plana	44
Figura 26 - Detalhes da malha do coletor com placa absorvedora corrugada em "V"	44
Figura 27 - Identificação das superfícies do coletor solar plano	46
Figura 28 - Identificação das superfícies do secador solar	47
Figura 29 - Gráfico da irradiância direta de julho e outubro para região de Mirandela [34] ...	49
Figura 30 - Gráfico da irradiância difusa de julho e outubro para região de Mirandela [34]...	49
Figura 31 - Refletividade e absortividade normal para materiais opacos em relação ao espectro de radiação eletromagnética [18]	51
Figura 32 - Modelo do secador solar utilizado nas simulações da etapa 2	54
Figura 33 - Malha gerada do secador solar para a simulação 2.1	55
Figura 34 - Identificação das laterais do modelo 2D do secador solar para etapa 2	57
Figura 35 - Modelos do secador com as bandejas posicionadas de 2 modos	60
Figura 36 - Identificação dos locais para aplicar as condições de fronteira para a etapa 3...	61
Figura 37 - Caudal mássico dos coletores solares analisados nas simulações 1.1, 1.2 e 1.3	66
Figura 38 - Temperatura do do ar na saída do coletor das simulações 1.1, 1.2 e 1.3.....	66
Figura 39 - Temperatura da placa absorvedora das simulações 1.1, 1.2 e 1.3	66

Figura 40 - Indicação dos locais no secador solar avaliados para a temperatura	68
Figura 41 - Variação da T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar avaliado nas condições de julho.....	69
Figura 42 - Variação da T_{abs} , $T_{ch,sup}$, e da irradiância solar para placas inclinadas a 45° e 90° nas condições de julho.....	69
Figura 43 - Variação da T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar avaliado nas condições de outubro	70
Figura 44 - Variação da T_{abs} , $T_{ch,sup}$, e da irradiância solar para placas inclinadas a 45° e 90° nas condições de outubro	70
Figura 45 - Desenvolvimento da velocidade (a) e temperatura (b) em um plano médio do secador às 13:30 para julho	71
Figura 46 - Visualização em 3D do desenvolvimento da velocidade (a) e da temperatura (b) do secador às 13:30 para julho	72
Figura 47 - Variação de T_{abs} e $T_{ch,sup}$ de julho (a) e outubro (b) utilizados como condição de fronteira para as simulações da etapa 2.....	73
Figura 48 - Distribuição da velocidade no secador solar das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4.....	75
Figura 49 - Distribuição da temperatura no secador solar das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4	75
Figura 50 - Gráfico do comportamento das temperaturas analisadas e do caudal mássico em relação a quantidade de elementos da malha	77
Figura 51 - Variação da temperatura na saída do coletor das simulações 2.5 e 2.6.....	78
Figura 52 - Variação da temperatura na saída da câmara das simulações 2.5 e 2.6.....	78
Figura 53 - Variação da temperatura na saída da chaminé das simulações 2.5 e 2.6	79
Figura 54 - Variação do caudal mássico das simulações 2.5 e 2.6.....	79
Figura 55 - Distribuição da velocidade (à esquerda) e da temperatura (à direita) das simulações 2.5 e 2.6 às 13:30 de julho.....	80
Figura 56 - Gráfico de T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador avaliado nas condições de outubro	81
Figura 57 - Variação da potência térmica do ar fornecida na entrada da câmara	82
Figura 58 - Distribuição da velocidade dentro do secador solar com as bandejas de modo centralizado (a) e alternado (b) nas condições de julho.....	85
Figura 59 - Distribuição da temperatura dentro do secador solar com as bandejas de modo centralizado (a) e alternado (b) nas condições de julho.....	85
Figura 60 - Gráfico de T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar com as bandejas de modo alternado, nas condições de julho	86
Figura 61 - Gráfico de T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar com as bandejas de modo alternado, nas condições de outubro.....	87
Figura 62 - Distribuição da velocidade e da temperatura dentro do secador solar com as bandejas de modo alternado às 13:30 nas condições de julho	88
Figura 63 - Distribuição da velocidade e da temperatura dentro do secador solar com as bandejas de modo alternado às 13:00 nas condições de outubro	88
Figura 64 - Evolução do comportamento do ar nas condições de julho e outubro [40]	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Desempenho de secadores solares analisados por alguns autores [5].....	5
Tabela 2 - Dimensão, radiação e temperatura dos coletores solares analisados	8
Tabela 3 - Constantes da transmissividade e refletividade de referência [19].....	21
Tabela 4 - Classificação da qualidade ortogonal [32].....	24
Tabela 5 - Resumo das configurações das simulações no FLUENT	38
Tabela 6 - Dados dos materiais utilizados nas simulações	39
Tabela 7 - Características das malhas geradas para a etapa 1	44
Tabela 8 - Resumo das condições de fronteira aplicados nas simulações da etapa 1	48
Tabela 9 - Propriedades configuradas para o ar	52
Tabela 10 - Características das malhas geradas na etapa 2	55
Tabela 11 - Resumo das condições de fronteira aplicados nas simulações da etapa 2.....	57
Tabela 12 - Variação de pressão em relação a velocidade na camada de 5 cm de figos [37]	61
Tabela 13 - Resumo das condições de fronteira aplicados nas simulações da etapa 3.....	62
Tabela 14 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas nas simulações 1.1, 1.2 e 1.3	67
Tabela 15 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas para o secador solar 3D em julho e outubro.....	71
Tabela 16 - Resultados das variáveis analisadas das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4	74
Tabela 17 - Razão entre a quantidade de elementos calculada pela equação (31) e (32)....	76
Tabela 18 - Resultados dos cálculos realizados pelo método GCI	76
Tabela 19 - Diferenças relativas entre os valores das temperaturas e do caudal mássico das simulações em relação aos valores extrapolados	77
Tabela 20 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas para o secador solar sem as bandejas, para as condições de julho e outubro	82
Tabela 21 - Comparação das variáveis analisadas para as bandejas de modo centralizado e alternado nas condições de julho e outubro	84
Tabela 22 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas para o secador com as bandejas de modo alternado, para os meses de julho e outubro	87
Tabela 23 - Parâmetros para o cálculo do tempo de secagem	90
Tabela 24 - Resultados das variáveis do secador solar sem e com as bandejas	92

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo grego	Descrição	Unidade
α	Permeabilidade do meio	m^2
β	Coefficiente de Expansão térmica	K^{-1}
γ	Azimute	$^\circ$
δ	Declinação da Terra	$^\circ$
ε	Emissividade da superfície	-
η	Eficiência	%
θ_z	Zênite	$^\circ$
μ	Coefficiente de viscosidade dinâmica	kg/(m.s)
ρ	Massa volúmica	kg/m ³
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/(m ² .K ⁴)
τ	Transmissividade	-
φ	Variável em análise	-
ϕ	Latitude	$^\circ$
Δm	Espessura do meio	m
ΔT	Variação da temperatura	$^\circ C$

Símbolo Latino	Descrição	Unidade
A	Área	m^2
c_p	Calor específico	J/(kg.K)
C_2	Coefficiente do salto de pressão	m^{-1}
E	Energia	J
g	Gravidade	m/s ²
G	Radiação	W/m ²
h_{conv}	Coefficiente de convecção	W/(m ² .K)
h	Entalpia	kJ/kg _{ar seco}
I	Irradiância	W/m ²
k	Condutividade térmica	W/(m.K)
m	Massa	kg
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
P	Pressão estática	Pa
q''	Fluxo de calor por unidade de área	W/m ²
\dot{q}	Potência térmica	W
t	Tempo	s; h; dia
T	Temperatura	$^\circ C$; K
v	Velocidade	m/s
w	Humidade absoluta	kg _{H2O} /kg _{ar seco}

Subscritos	Descrição
abs	Placa absorvedora
amb	Ambiente
cam	Saída da câmara
ch	Saída da chaminé
ch, sup	Superfície da chaminé
col	Saída do coletor
g	Global
dif	Difusa
dir	Direta
OP	Operação

1. INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho é avaliar o escoamento e a temperatura desenvolvidos no interior de um secador solar indireto com circulação natural através das simulações numéricas.

Os objetivos específicos são: verificar a presença do caudal no secador gerado pelo efeito termossifão; analisar as temperaturas nas superfícies do coletor em relação a radiação solar incidente sobre esta; avaliar a malha numérica utilizada nas simulações; escolher o melhor posicionamento das bandejas no interior da câmara de secagem; estimar o tempo necessário para secar 25 kg de figos em sua época de colheita.

1.2 ENQUADRAMENTO

Este trabalho faz parte de um projeto para o desenvolvimento de um secador solar indireto com circulação natural para secar alimentos. O objetivo do projeto do secador é para melhorar o processo e diminuir o tempo de secagem em relação aos meios convencionais, sendo feita de modo sustentável através do uso da energia solar, o qual foi projetado para secar o alimento sem o uso de energia elétrica ou a combustão. A motivação do modelo desenvolvido é para ajudar pequenos agricultores a agregar maior valor ao seu produto, visto que os frutos secos são comercializados a maior preço que os estes frescos, além de diminuir o desperdício da colheita ao secar parte da produção que não fora imediatamente comercializado.

O trabalho concentra-se na análise numérica do secador solar deste proposto projeto, sendo o modelo avaliado desenvolvido por Firmo [1], o qual foi projetado para secar grandes quantidades de figos. Este modelo desenvolvido opera recorrendo ao efeito de termossifão, sendo diferente em relação aos secadores de mesma categoria (indiretos por circulação natural) a qual o ar circula dentro do secador pelas forças de impulsão. E como não são encontrados estudos semelhantes sobre o modelo projetado, este trabalho faz a avaliação do escoamento e da temperatura desenvolvidas no interior do secador, sendo para as simulações do protótipo desprezado a humidade do ar e do alimento. As simulações numéricas do secador foram feitas no software ANSYS® Fluent® 2019 R3, e os modelos numérico paras as simulações foram modelados através dos softwares SoliWorks® e SpaceClaim do ANSYS®.

1.3 ESTADO DA ARTE

O processo de secagem é um dos métodos mais comuns para preservação de alimentos como grãos, frutas e vegetais. Este método pode ser definido como o processo de remoção de água do produto até níveis aceitáveis que possibilitem aumentar o seu período de armazenamento sem que ocorra sua deterioração. A remoção de água é induzida pelo fornecimento de energia térmica para o alimento, que causa a evaporação da água contida em seu interior para o ambiente exterior [2].

A categorização dos tipos de secagem na indústria pode ser feita de acordo com a temperatura de operação do processo, sendo os dois principais: secadores de alta e baixa temperatura. Secadores de alta temperatura, ou secadores convencionais que funcionam a partir de combustíveis fósseis ou por eletricidade são mais utilizados em grandes indústrias, e apresentam um processo de secagem mais rápido e eficiente. Mas por apresentarem um alto custo de operação, não são comumente utilizados por pequenos produtores por não ser economicamente viável [3;4].

Para secadores de baixa temperatura, estes podem funcionar também através de combustíveis fósseis, ou pelo aproveitamento da energia solar. Sistemas de secagem de baixa temperatura são comumente mais apropriados para secagem a base de energia do Sol, visto que é uma fonte de energia renovável e abundante. E os métodos de secagem que utilizam este recurso energético podem ser divididos em dois grupos: a secagem direta ao Sol, e os secadores solares [4].

A prática da secagem direta ao Sol é feita pelos secadores a céu aberto. Este método pode ser feito pela secagem natural da fruta ainda na árvore [3], ou o produto colhido é espalhado na superfície do chão ou em bandejas, sendo a secagem feita pela exposição ao vento e ao Sol [4;5]. A vantagem deste método é a independência de outros recursos energéticos (eletricidade, combustíveis fósseis), e é a prática de menor custo. Porém, suas desvantagens são: degradação do produto pelo ataque de pássaros, insetos e outros animais; exposição a sujeira como poeira; degradação do produto por exposição direta a irradiação solar; entre outros [5].

Em relação aos secadores solares, estes necessitam de equipamentos adicionais para proteger o alimento, e métodos construtivos para aumentar a temperatura do ar e garantir sua circulação dentro do equipamento. Porém são uma alternativa eficiente em relação aos secadores a céu aberto, e uma alternativa de baixo custo comparado com tecnologias que são operadas por fontes convencionais de energia (eletricidade e combustíveis fósseis). Em diversas áreas rurais de países em desenvolvimento, as fontes convencionais de energia são limitadas ou de alto valor. E visto que nestes países 80% dos alimentos são produzidos por pequenos produtores, a utilização de secadores solares é vista como uma alternativa simples e eficiente que consegue suprir a demanda de secagem exigida por estes produtores [6].

Existem vários tipos de secadores solares, desde modelos mais simples até modelos que permitem o controle de parâmetros como temperatura, humidade, velocidade do ar, entre outros [5]. Na Figura 1 é mostrada um fluxograma para classificação dos tipos de sistemas de secadores solares.

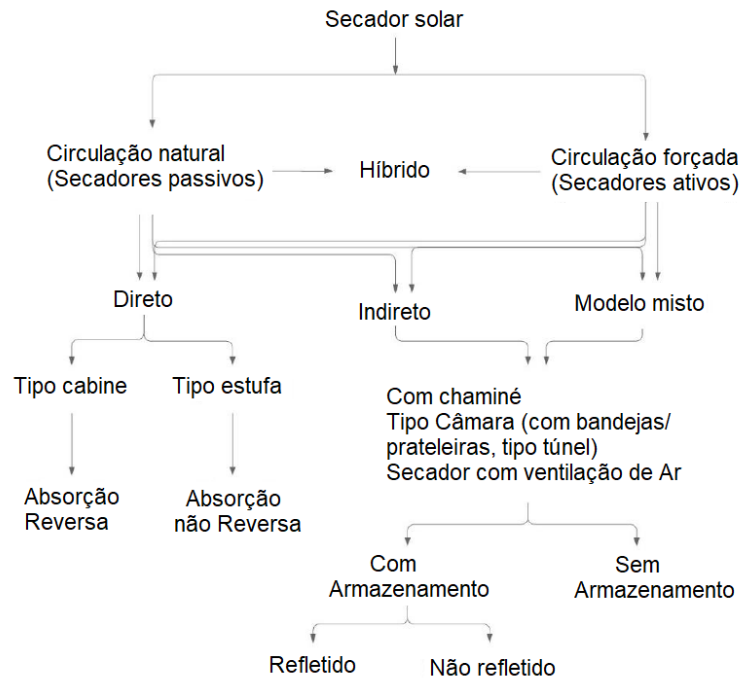


Figura 1 - Classificação dos secadores solares [4]

Como mostrado na Figura 1, uma classificação geral dos secadores solares pode ser baseada nos tipos de circulação de ar utilizado, sendo eles [4;6]:

- Circulação natural (secadores passivos) – o ar é aquecido e circula através da pressão do vento, ou através das forças de impulsão geradas devido a diferença de densidade do ar aquecido, ou como combinação de ambos;
- Circulação forçada (secadores ativos) – o ar circula através do caudal gerado por ventiladores ou sopradores;
- Secadores híbridos – o ar é aquecido tanto pela energia solar, mas também é aquecido por meio de aquecedores elétricos ou a combustão quando o aquecimento pelo Sol não é suficiente.

E podem ser diferenciadas em relação à exposição à radiação solar [4;5;6]:

- Secadores diretos – o produto a ser secado é posicionado dentro de câmaras feitas de materiais transparentes, possibilitando o contato da radiação com o alimento;
- Secadores indiretos – o produto é posicionado em bandejas ou prateleiras dentro de uma câmara de material não transparente, e um coletor solar é acoplado a esta câmara. O ar que circula para dentro da câmara responsável pelo processo de secagem é aquecida pelo coletor. Como o produto não é

exposto a radiação solar, menos descoloração e rachaduras ocorrem na superfície do alimento;

- Modelo misto – combinação das características do secador direto e indireto, sendo que a câmara onde o produto é posicionado é feito de material transparente, além de ter um coletor solar acoplado à câmara.

A Figura 2 mostra, como descrito anteriormente, o funcionamento dos secadores direto, indireto e do modelo misto.

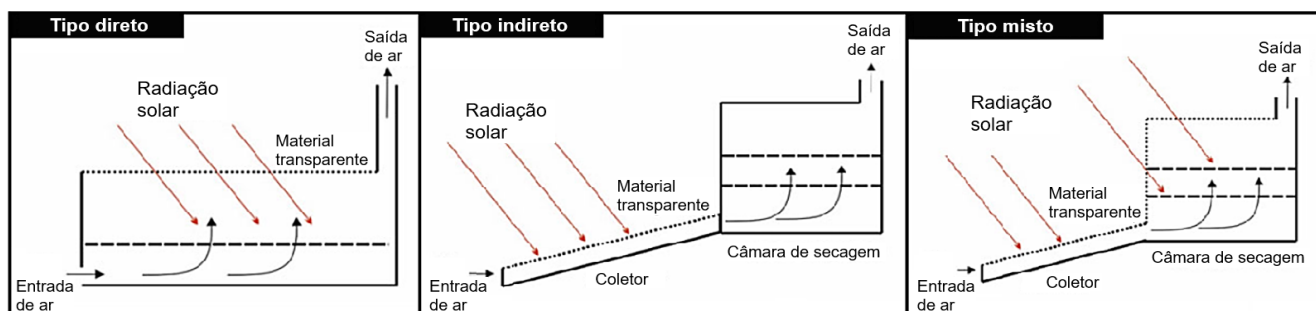


Figura 2 - Princípio de funcionamento dos secadores direto, indireto e misto [4]

O tipo de secador solar analisado neste trabalho é o secador indireto com circulação natural com o objetivo para secagem de figos. Este tipo de secador será abordado no próximo tópico, assim como alguns dos estudos da secagem realizados para diferentes tipos de alimentos.

1.3.1 Secador solar indireto por circulação natural

Alguns estudos e experiências foram feitos para os secadores solares indiretos por circulação natural utilizando coletores solares planos acoplados a uma câmara de secagem. Neste tipo de secador, o ar é aquecido pelo coletor solar, e então é circulado naturalmente para a câmara de secagem devido à diferença de temperatura. Este mesmo ar é o responsável pela secagem do produto [5]. A Figura 3 mostra um exemplo deste tipo de secador, na qual comumente possui um coletor solar, uma câmara de secagem composta por prateleiras ou bandejas, e uma saída para o ar.

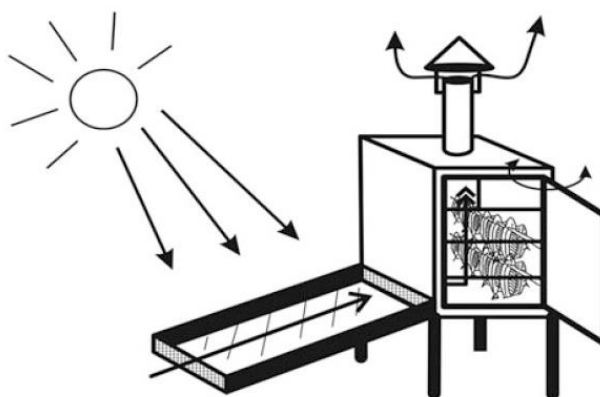


Figura 3 - Esquema de um secador solar indireto por circulação natural [6]

Lingayat et al [5] realizou uma revisão da literatura dos secadores solares indiretos, na qual a Tabela 1 apresenta os resultados dos estudos encontrados para os secadores de circulação natural utilizando coletores solares do tipo plano. Nesta Tabela 1 são mostrados: o tipo de alimento secado, as taxas de humidade (MC) inicial e final, o tempo de secagem em céu aberto (OS) e no secador indireto (ITSD), o caudal ou a velocidade do ar, a temperatura de operação (Top), e a eficiência do coletor (η_c) e do secador (η_d).

Tabela 1 - Desempenho de secadores solares analisados por alguns autores [5]

Produto (kg)	MC (wb%)		Tempo (h ou dia)		Caudal/Velocidade	Top (°C)	Eficiência (%)	
	MCi	MCf	OS	ITSD			η_c	η_d
Uvas [7]	77,75	14,53	7 dias	4 dias	0,0126 - 0,0246 kg/s	51,9 - 64,6	48 - 56	-
1 kg batata "chips" [8]	28	12,05	-	8 h	-	55	-	18,2
2 kg pimento verde [8]	-	-	-	-	-	52	-	23,7
1 kg paparis [9]	83	12	-	5 h	0,0367 kg/s	65	49,45	4,12
2 kg banana [10]	78	18,05	-	-	1 m/s	62	31,50	22,38
0,384 kg uvas [11]	79,8	20,2	25 dias	15 dias	0,7 m/s	46,8	-	-
7,45 kg tomate [12]	93,81	6,54	-	26 h	0,028 kg/s	62	55,45	8,8

El-Sebaili et al [13] conduziu uma análise experimental de um secador solar indireto por circulação natural, com a utilização de um coletor solar plano. Em adição, foi acoplado abaixo do coletor um recipiente contendo areia para funcionar como armazenamento de calor. Foram realizados experimentos para secagem de frutas (maçãs, figos e uvas) e vegetais (cebola, tomate e ervilhas) tanto sem e com a areia. O sistema conseguiu aquecer o ar até 45,5 a 55,5°C, e foi notado que o uso de um armazenador de calor possibilitou a perda de humidade do alimento durante o período da noite. Ademais, o sistema mostrou ser capaz de secar até os níveis aceitáveis de humidade 10 kg de uvas (tratadas quimicamente) ou de ervilhas, depois de 20 horas de exposição ao sol.

Noutfia et al [14] realizaram um estudo experimental sobre um secador solar indireto por circulação natural para secagem de figos, direcionado para pequenos agricultores das regiões montanhosas do sudeste do Marrocos. Foram realizados secagem de 7 lotes de 1,5 kg cada, com anterior tratamento em água quente. Cada lote era disposto numa única bandeja dentro da câmara de secagem. Foi constatado que a temperatura máxima dos testes de cada lote se encontrava em torno de 45 a 50°C, sendo que a diferença média de temperatura entre o interior do secador e o ambiente externo foi de 8,3°C. E o tempo de secagem de cada lote durou em média de 4 dias, sendo preservado as qualidades nutricionais e físicas dos figos secos.

Os estudos mostram que a capacidade de secagem de um secador solar por circulação natural ainda é baixa para diversos tipos de produtos, sendo ainda realizados estudos com amostras em pequenas quantidades. E estudos para melhorar o

desempenho destes tipos de secadores não são notados na literatura, sendo uma das razões a dificuldade em controlar a temperatura e o caudal dentro das câmaras de secagem [5].

1.3.2 Coletor solar

Os coletores solares para aquecimento do ar são bastante utilizados e economicamente acessíveis devido ao seu design simples. É um dos equipamentos mais básicos utilizados para converter energia solar em energia térmica. [15]

Um coletor solar convencional geralmente é constituído por: uma placa absorvedora; uma placa posterior, abaixo da placa absorvedora; isolamento acoplado à placa posterior; placa transparente acima da placa absorvedora. Sendo que o ar flui entre a placa absorvedora e a placa traseira. A Figura 4 mostra um coletor solar convencional com as partes citadas anteriormente, bem como os fenômenos de transferência de calor que ocorre sobre ela.

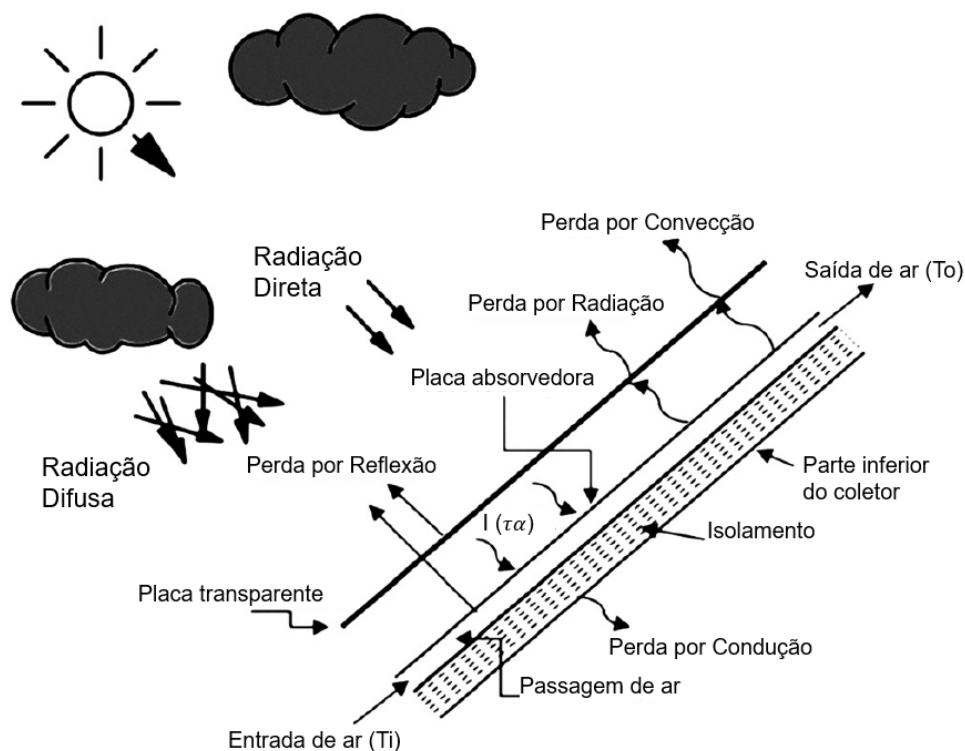


Figura 4 - Coletor solar convencional [15]

O tipo de coletor solar do secador solar indireto analisado neste trabalho é o coletor de passe único, na qual o ar flui entre as placas absorvedora e traseira apenas uma vez. Desta forma, serão apresentados alguns estudos destes tipos de coletores solares, para utilizar os resultados destes como base de comparação para o trabalho realizado.

Lingayat et al [10] utilizou em seu secador solar indireto para secagem de bananas, um coletor solar com a placa absorvedora de cobre corrugada em formato “V”,

e pintada de preto. O coletor possui dimensões 2 x 1 x 0,1 m, e é composta por uma placa de vidro, e lã de rocha (isolante) abaixo da superfície absorvedora. Os formatos corrugados em V da placa estão dispostas perpendicularmente na direção do escoamento do fluido, e o secador está posicionado com o coletor virado ao sul, e este com uma inclinação de 23,5°. Os testes foram realizados entre os meses de março e junho de 2016 em Telangana, Índia. Em um teste sem carga do secador, a temperatura do ar na saída do coletor variou de 38 a 81°C para uma variação na radiação solar de 192 a 1220 W/m².

O coletor utilizado na análise de um secador solar indireto realizado por El-Sebaili et al [11] possui uma área de 1 m², com a placa absorvedora de cobre pintada com tinta preta fosca, uma placa de vidro disposta 80 mm acima da placa absorvedora, e uma camada de isolamento com areia em seu interior acoplado abaixo da placa absorvedora. Dois orifícios, de dimensões 25 x 260 mm são feitos na entrada e saída do coletor, e este era posicionado com inclinação de 30° com a horizontal, sendo o ângulo ideal para o ano todo na região de Tanta, Egito. Os testes realizados mostraram que para uma temperatura ambiente entre 20 a 30°C e irradiância máxima de 988 W/m², a placa absorvedora atingiu a temperatura de 83°C, com a temperatura do ar na saída do coletor de 63°C.

Romero et al [16] utilizaram na análise de um secador solar indireto por circulação natural para secagem de baunilha um coletor solar de dimensões 2x1x0,1 m. Este era composto por uma placa galvanizada como superfície absorvedora, e logo acima desta, uma placa de policarbonato transparente. O secador foi posicionado com a entrada de ar do coletor virado para o sul geográfico, e este inclinado em 21° com a horizontal (ângulo este que é aproximado a latitude de Quintana Roo, México). Os testes foram realizados em março, e a temperatura máxima na saída do coletor foi de 45 a 50°C.

Essalhi et al [17] fez estudo do coletor solar que foi utilizado nos testes de um secado solar indireto para secagem de uvas [11] e de peras [18]. Nesse estudo [17], um dos coletores testados apresenta a superfície absorvedora formada por duas placas de alumínio corrugadas em formato senoidal, pintadas de tinta fosca preta, formando dutos para o escoamento do ar. Esses dutos eram alinhados na direção do caudal de ar. O coletor solar possui uma área irradiada de 1 m², com uma entrada circular de ar de 47 cm de diâmetro. É composto por uma placa transparente acima do absorvedor, uma camada de cortiça abaixo desta para minimizar a perda de calor, e posicionado numa inclinação de 34° correspondendo a latitude de Rabat, Marrocos. Os testes foram realizados em junho de 2015, com boas condições climáticas. E para o teste do coletor por convecção natural, para uma radiação máxima entre 900 e 950 W/m², a temperatura máxima na saída bem como a temperatura máxima da superfície absorvedora foram de aproximados 66°C, sendo que a temperatura na entrada era entre 18 a 25°C.

A Tabela 2 mostra as dimensões e parâmetros de operações (radiação e temperatura) dos coletores solares anteriormente mencionados.

Tabela 2 - Dimensão, radiação e temperatura dos coletores solares analisados

Tipo	Dimensões [m]	Área [m ²]	Radiação Solar [W/m ²]	Temperatura [°C]		
				Entrada	Absorvedor	Saída
Corrugada em V [10]	2x1x0,1	2	1220	-	-	81
Plana [13]	-	1	988	20 ~ 30	83	63
Plana [16]	2x1x0,1	2	-	-	-	45 ~ 50
Corrugada [17]	-	1	900 ~ 950	22	66	66

1.4 ESTRUTURA DO TEXTO

Essa dissertação está dividida em cinco capítulos principais:

- O capítulo 1 é composto pela justificativa, motivação, o objetivo do trabalho, e o estado da arte. Nesta última são mostradas as classificações existentes para as tecnologias de secagem, e estudos relacionados aos secadores solares indiretos abordados neste trabalho;
- O capítulo 2 consiste na apresentação dos fundamentos teóricos necessários para a compreensão do funcionamento do secador solar e dos parâmetros adotados na análise de fluidodinâmica computacional (CFD);
- O capítulo 3 descreve os materiais e os métodos utilizados para realizar as simulações e as análises do protótipo do secador;
- O capítulo 4 expõe os resultados das simulações e das análises do secador, e apresenta as respectivas discussões;
- O capítulo 5 relata as considerações finais deste trabalho, e apresenta propostas de trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

O funcionamento de um secador solar indireto com circulação natural envolve diversos processos físicos e químicos. A Figura 5 mostra de forma geral os fenômenos atuantes no secador, sendo que: o ar que entra no coletor é aquecido pela radiação solar, sendo que durante este processo ocorre perdas de energia térmica por convecção e condução; dentro da câmara ocorre a transferência de calor e de massa entre o produto e o ar aquecido; e através da chaminé, o ar deixa o interior do secador pelo efeito de impulsão.

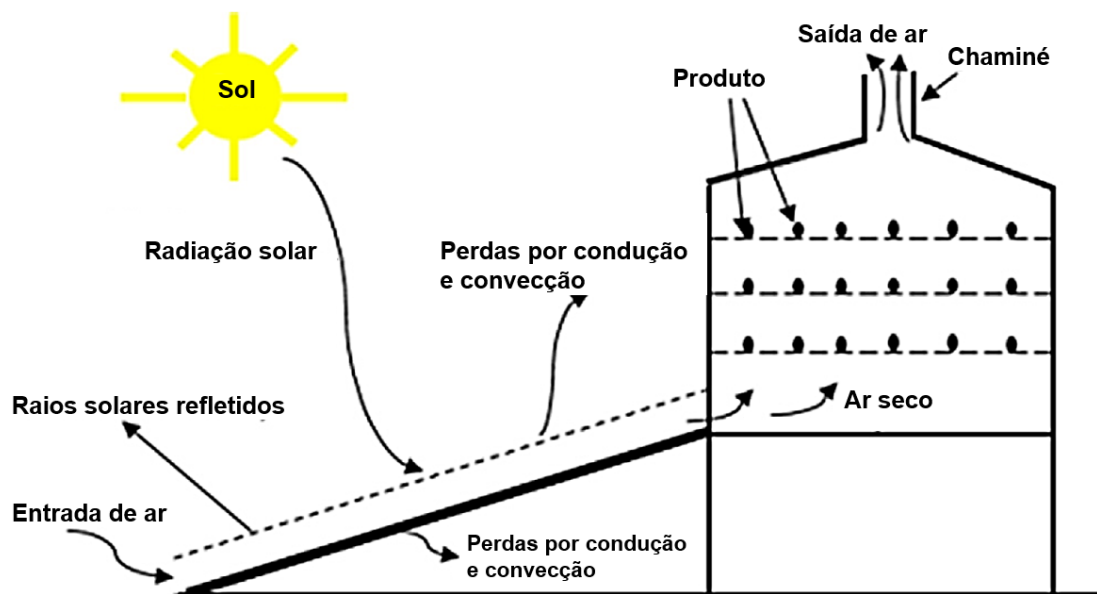


Figura 5 - Princípio de funcionamento de um secador solar indireto [5]

Neste capítulo serão apresentados os conceitos teóricos anteriormente citados que envolvem o funcionamento do secador solar indireto com circulação natural. Também será discutida a sazonalidade e as variedades da fruta a ser secada, no caso, o figo, e os procedimentos e as teorias de uma análise de fluido dinâmica computacional (CFD).

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor pode ser definida como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura espacial [19]. Os diferentes tipos de processos de transferência de calor são referidos como “modos”. A Figura 6 mostra os tipos de modos, sendo estes de condução, convecção e a radiação térmica.

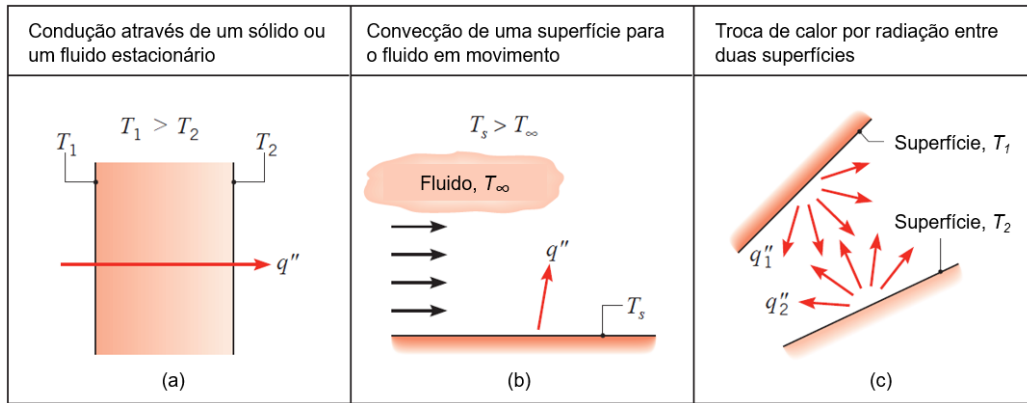


Figura 6 - Transferência de calor por Condução (a), Convecção (b) e Radiação (c) [19]

2.1.1 Condução

O modo de transferência por condução (Figura 6(a)), ocorre quando existe uma variação de temperatura num meio estacionário (sólido ou líquido), sendo que o sentido do fluxo de energia tende a ir para o lado de menor temperatura. O fluxo de calor por este modo é calculada pela lei de Fourier, demonstrada pela equação (1) para um caso unidimensional [19]:

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

na qual q'' é o fluxo de calor por unidade de área (W/m^2), k é a condutividade térmica do material (W/mK), dT é a variação da temperatura, e dx é a variação da dimensão característica.

2.1.2 Convecção

Este modo de transferência de calor, como mostrado na Figura 6(b), ocorre entre uma superfície e um fluido quando estão em temperaturas diferentes. São classificadas de acordo com o escoamento do fluido, sendo denominada como natural ou forçada [19].

A convecção forçada ocorre quando o escoamento do fluido sobre a superfície é causado por meios externos, como ventiladores, bombas, ou pelo vento. Já em relação a convecção natural, o escoamento ocorre pelas forças de impulsão devido a diferença de densidade do fluido, causadas pela sua variação de temperatura. E independentemente do tipo de convecção, a transferência de calor por este modo é calculada pela lei do resfriamento de Newton, demonstrada pela equação (2) [19]:

$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

na qual q''_{conv} é o fluxo de calor por unidade de área (W/m^2), T_s e T_∞ são, respectivamente, a temperatura da superfície e a temperatura do fluido, e h é o

coeficiente de convecção (W/m^2K). O método para calcular este coeficiente difere dependendo das condições de fronteira, sendo influenciado pelo tipo de escoamento, a geometria da superfície, entre outros.

Neste trabalho, o cálculo do coeficiente convectivo foi feito através da equação (3), de acordo com as referências [20;21;22], na qual é utilizada para velocidades do vento (v) sobre a superfície abaixo de 5 m/s.

$$h_{conv} = 3,8 v + 5,7 \quad (3)$$

2.1.3 Radiação

A radiação é definida como a energia emitida pela matéria em formas de ondas eletromagnéticas, sendo que todas as superfícies em temperatura finita emitem este tipo de energia, que não necessita de um meio intermediário para sua propagação [19]. A Figura 6(c) mostra a troca de calor que ocorre por radiação entre duas superfícies, sem ou com a presença de um meio intermediário.

Um caso frequente no qual envolve o processo de transferência de calor por radiação ocorre entre uma superfície pequena e um meio isotérmico (fronteiras) que a envolve, como mostra a Figura 7.

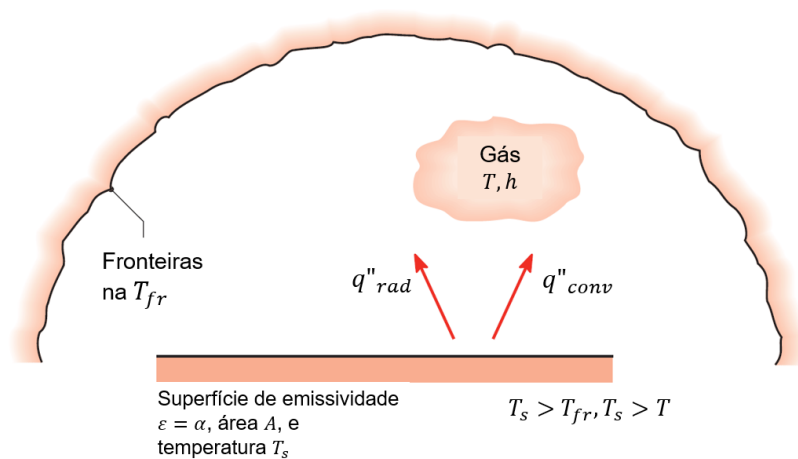


Figura 7 - Radiação entre uma superfície e as fronteiras do meio [19]

Na figura acima, o fluxo de calor (q''_{rad}) depende da temperatura isotérmica da fronteira (T_{fr}), da temperatura da superfície (T_s), e da emissividade da superfície (ε), considerando esta como uma superfície cinzenta. A equação (4) mostra o cálculo do fluxo de calor para a radiação [19]:

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{fr}^4) \quad (4)$$

na qual σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-08} W/m^2K^4$).

RADIAÇÃO SOBRE DIFERENTES SUPERFÍCIES

O fluxo de radiação a qual uma superfície está exposta é definida como irradiação, G (W/m^2). Ademais, o tipo de superfície a qual a radiação incide também influencia no fluxo de calor por radiação. A Figura 8 mostra os efeitos da irradiação sobre superfícies semitransparentes e opacas.

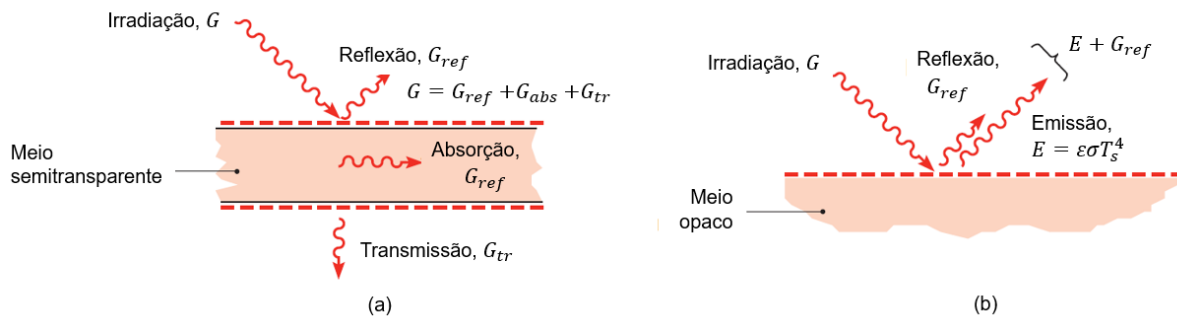


Figura 8 - Radiação em superfície semitransparente (a) e opaca (b) [19]

Em superfícies semitransparentes, Figura 8(a), parte da irradiação é refletida, absorvida e transmitida. De modo simplificado: a transmissão refere-se a parte da radiação que atravessa o meio; a absorção ocorre quando parte da radiação interage com o material, aumentando sua energia interna; e a reflexão é parte da radiação refletida pela superfície. A transmissão, reflexão e absorção são caracterizados, respectivamente, pelas propriedades de transmissividade (τ), refletividade (ρ) e absortividade (α) do material. E como toda irradiação deve ser transmitida, refletida ou absorvida, temos pela equação (5) que [19]:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (5)$$

E para superfícies opacas (Figura 8(b)), como não há o fenômeno de transmissividade, temos pela equação (6) que:

$$\rho + \alpha = 1 \quad (6)$$

Levando em consideração tais fenômenos que ocorrem na superfície, temos que o fluxo de calor por radiação (equação (4)) sobre superfícies opacas ou semitransparentes é expresso pela equação (7) [19].

$$q''_{rad} = \epsilon\sigma T_s^4 - \alpha G \quad (7)$$

na qual o segundo termo do lado direito (αG) refere-se a parte da radiação absorvida pela superfície.

RADIAÇÃO SOLAR

A maior fonte de radiação a qual estamos expostas constantemente é a proveniente do Sol. A Figura 9 mostra, de modo simplificado, as subdivisões da radiação solar que incide sobre uma superfície plana (exemplo do coletor solar), sendo elas a radiação direta, difusa do céu e do horizonte, e a refletida do chão [23].

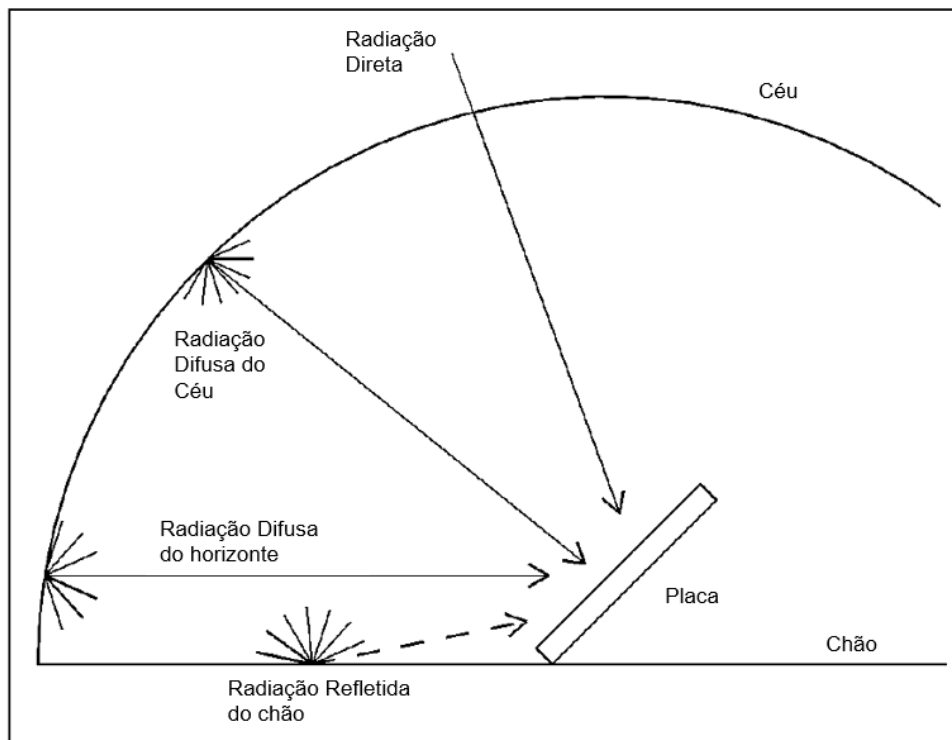


Figura 9 - Radiação solar direta, difusa e refletida sobre uma superfície inclinada [23]

A radiação direta é a radiação que não sofre desvios na atmosfera, e incide diretamente sobre a superfície, sendo esta a de maior influência sobre a placa; a radiação difusa do céu e do horizonte é a fração dispersa pela atmosfera e pelas nuvens; e a radiação refletida é a radiação refletida pelo chão e por corpos existentes ao redor da placa. Além disso, a soma das radiações direta e difusa é definida como radiação global na superfície [23].

2.1.1 Potência térmica

A primeira lei da termodinâmica afirma que o aumento da energia contida em um volume de controle deve ser igual a diferença entre a energia que entra e a energia que sai deste volume [19].

Para gases ideais, uma equação simplificada da energia térmica para caudal constante pode ser derivada da primeira lei da termodinâmica, a qual despreza o

trabalho, as mudanças latentes e as energias cinética e potencial, sendo tal equação apresentada a seguir [19]:

$$\dot{q} = \dot{m}c_p(T_{saída} - T_{ent}) \quad (8)$$

na qual \dot{q} é a potência térmica (W), \dot{m} é o caudal mássico (kg/s), c_p é o calor específico (J/kgK), e $T_{saída}$ e T_{ent} são respectivamente a temperatura na saída e na entrada de um volume de controlo. Também é possível utilizar esta equação (8) para fazer o cálculo do calor transferido para o ar em um determinado intervalo de tempo (potência térmica).

2.2 TRANSFERÊNCIA DE MASSA

O processo de secagem de um alimento envolve a evaporação de grande parte da água inicialmente presente no alimento. Esta água pode ser encontrada na forma líquida ou de vapor na superfície do alimento, que é então evaporada e removida pelo ar em sua volta pelo processo de transferência de massa [24].

Transferência de massa é a massa em trânsito devido a uma diferença de concentrações de uma espécie numa mistura [20]. De modo semelhante à transferência de calor, a transferência de massa ocorre devido a um gradiente na concentração ou pressão, sendo esta razão proporcional a este gradiente, bem como para as propriedades do sistema [24]. E na transferência de massa por convecção, caso um fluido com uma determinada concentração escoe sobre uma superfície na qual possui concentração de espécie diferente, então existirá transferência de massa por convecção.

2.3 TERMOSSIFÃO

Os sistemas que utilizam o efeito de termossifão se baseiam na circulação natural do fluido, que é possível devido aos efeitos de impulsão induzidos pela diferença de densidade do fluido causadas pelo gradiente de temperatura dentro de um sistema [25].

Num secador solar indireto, esse efeito ocorre pois o ar aquecido pelo coletor solar se torna menos denso, fazendo com que o ar entre na câmara de secagem. E enquanto o ar for aquecido pelo coletor, este continuará a subir devido a sua menor densidade até atingir a chaminé, saindo finalmente do sistema.

As vantagens de sistemas por efeito de termossifão (circulação natural) nos secadores indiretos é que não necessitam de bombas ou compressores para garantir o escoamento do fluido. Porém são dependentes de fatores externos como a radiação solar e a temperatura ambiente para garantir o gradiente de temperatura do sistema.

2.4 ÂNGULO DE INCLINAÇÃO E AZIMUTE DA PLACA

A inclinação de uma placa ou coletor solar, bem como seu posicionamento em relação ao azimute influenciam na incidência dos raios solares sobre o coletor.

A incidência dos feixes de radiação solar num plano inclinado na Terra pode ser descrita por diversos ângulos. Alguns destes ângulos, para placas localizadas no hemisfério norte, estão apresentados na Figura 10, sendo eles: inclinação da placa (β); o azimute da placa (γ), que corresponde ao ângulo entre o eixo normal da placa projetado na horizontal e o sul geográfico; o zênite (θ_z), que seria o ângulo entre a vertical e a incidência dos feixes solares; altura solar (α_s), sendo este o ângulo entre a horizontal e os feixes solares (complemento de θ_z); azimute do Sol (γ_s), sendo este o ângulo entre os feixes solares projetados na superfície horizontal e o sul geográfico [23].

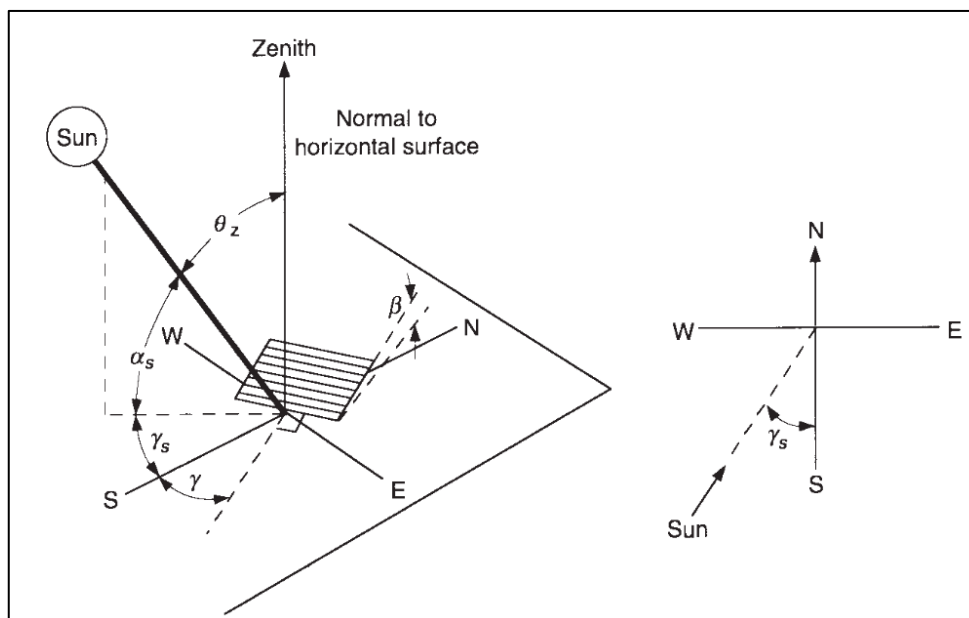


Figura 10 - Relação angular entre os feixes de radiação solar e uma placa situada no hemisfério norte [23]

Além dos ângulos anteriormente citados, para definir a melhor inclinação de uma placa ou coletor solar também são levados em consideração a latitude (ϕ) e a declinação aproximada de $23,5^\circ$ da Terra (δ). O cálculo simplificado para determinação do ângulo de inclinação ótimo dos coletores solares para o ano todo, bem como para cada estação do ano pode ser feita pelas equações (9), (10), (11), (12) e (13) [27].

$$\beta_{ano} = \phi \quad (9)$$

$$\beta_{ver\tilde{a}o} = \phi - \delta \quad (10)$$

$$\beta_{inverno} = \phi + \delta \quad (11)$$

$$\beta_{outono} = \phi \quad (12)$$

$$\beta_{primavera} = \phi \quad (13)$$

Para um melhor aproveitamento da radiação solar, o ideal é que a placa ou o coletor solar acompanhe o movimento do Sol. Porém, este tipo de instalação exige um maior investimento. Assim, para sistema de placas ou coletores com posicionamento fixo, o ângulo de azimute ótimo é virado totalmente para o norte para placas situadas no hemisfério sul, e virado totalmente ao sul para placas situadas no hemisfério norte [19].

2.5 SECAGEM DO FIGO

O figo (*Ficus carica*) é uma fruta consumida mundialmente. É um dos alimentos que mais passa pelo processo de secagem no mundo devido a sua curta vida útil no processo de pós-colheita. Ademais, o processo de secagem é utilizado pois mostrou ser um método confiável na preservação deste tipo de fruta, além de manter suas qualidades nutricionais [4].

Os figos, em Portugal, são designados em dois tipos: lampos e vindimos. Essa classificação é consoante sua época de produção e colheita, na qual os figos lampos são os colhidos em meados de maio até junho, e os vindimos são os colhidos entre setembro e outubro. Além disso, neste país, a área de cultivo dos figos é de aproximados 7100 hectares, sendo que a produção desta fruta no país é cerca de 2150 toneladas. As zonas de maior produção localizam-se em Algarve, Trás-os-Montes e Torres Novas. Os figos lampos são mais produzidos em regiões de inverno menos rigorosas, enquanto os vindimos são, no geral, produzidos em locais de clima mais frio [28]. A região de Mirandela localizada na região de Trás-os-Montes, onde são produzidos os figos a serem secos para este projeto, realizam a colheita dos dois tipos de figos.

O padrão de comercialização dos figos indica que a humidade final dessa fruta não pode ultrapassar 26% para figos sem pré-tratamento, e deve estar entre 26 a 40% para figos com pré-tratamento. Ademais, o processo de secagem deve ser realizado sem prejudicar a capacidade da fruta ser consumida com segurança pelo consumidor, e garantir que o produto seja livre de contaminação química, de bactérias nocivas e de fungos [4].

E em relação a temperatura de secagem, a temperatura máxima permitida para figos é de 70°C [4], sendo que a temperatura entre 45 a 55°C é considerada adequada para secagem da maioria dos produtos agrícolas [13].

2.6 CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS DO ANSYS® FLUENT

A análise do sistema do secador solar indireto deste trabalho foi realizada pelo método de computação dinâmica dos fluidos (CFD – *Computer Fluid Dynamics*). Mais especificamente, foi utilizado o programa de CFD do ANSYS®, o FLUENT®.

Neste tópico serão apresentadas as teorias e aproximações utilizadas no programa Fluent®. Serão explicitadas, de modo resumido, as equações governantes utilizadas para análise do sistema, bem como o modelo de turbulência *k-ε realizable* utilizado, o modelo de convecção natural de Boussinesq, o modelo para a inclusão da radiação solar (*solar model*), e o método *porous-jump* para aplicação de perda de pressão em zonas porosas. As equações e teorias apresentadas a seguir (subtópicos 2.6.1 ao 2.7.7) foram retiradas do guia teórico e guia do utilizador do Fluent® [29;30].

2.6.1 Equações governantes

O fabricante do programa Fluent® afirma que o mesmo resolve as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento (*momentum*) para todos os tipos de escoamentos. E a equação de energia é utilizada quando há transferência de calor envolvida no processo.

A equação da conservação de massa (ou equação da continuidade) é descrita pela equação (14):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (14)$$

na qual ρ é a massa volúmica e \vec{v} é o vetor de velocidade do fluido.

A equação da conservação de quantidade de movimento é mostrada pela equação (15):

$$\frac{\partial (\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (15)$$

na qual P é a pressão estática, o termo $\rho \vec{g}$ é a força gravitacional, \vec{F} são forças externas, e $\bar{\tau}$ é o tensor de tensões. Este último termo, para fluidos newtonianos, é definido pela equação (16):

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (16)$$

na qual μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica, I é o tensor unitário, e o segundo termo desta equação é o efeito da dilatação de volume.

Para a equação da energia, esta é demonstrada pela equação (17):

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + P)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (17)$$

na qual k_{eff} é a condutividade efetiva, \vec{J}_j é o fluxo de difusão das componentes j , e S_h são termos fontes. Os três primeiros termos presentes no lado direito da equação (17) representam, respectivamente, a transferência de energia por condução, a difusão das componentes, e a dissipação viscosa. E o termo E representa a energia transportada pelo fluido, sendo a soma das energias internas (temperatura e pressão) e a cinética (velocidade).

2.6.2 Forças de impulsão pela aproximação de Boussinesq

Para escoamentos que são causados pelas forças de impulsão devido a diferenças de densidade do fluido causadas pela diferença de temperatura, é possível obter a convergência da solução mais rapidamente utilizando a aproximação de Boussinesq. Neste modelo, a densidade é tratada como constante em todas as equações solucionadas, exceto pelo termo de expansão térmica, apresentada na equação (18):

$$(\rho - \rho_0)g \approx \rho_0 \beta (T - T_0)g \quad (18)$$

na qual ρ_0 é a densidade constante do escoamento, T_0 é a temperatura de operação, e β é o coeficiente de expansão térmica, sendo esta representada pela equação (19).

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_P \quad (19)$$

E ao considerar o ar como gás ideal, temos que o valor de β é o inverso da temperatura total. Pois ao substituir $\rho = P/RT$ na equação (18), temos que [30]:

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_P = \frac{1}{\rho} \frac{P}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (20)$$

A aproximação de Boussinesq é precisa para pequenas variações na densidade, sendo mais precisos para $\beta(T - T_0) \ll 1$.

2.6.3 Turbulência

Existem diversos modelos de turbulência que podem ser utilizados para caracterizar o escoamento turbulento no método CFD. Como neste trabalho foi utilizado o modelo *k-ε realizable*.

A turbulência *k-ε realizable* é um modelo baseado na média de Reynolds (RANS), a qual separa as características do escoamento num termo médio e uma flutuação. Os modelos RANS são amplamente adotados em aplicações práticas de engenharia. E dentro destes modelos, o método de turbulência *k-ε realizable* faz parte dos modelos de turbulência de duas equações, na qual são resolvidas duas equações de transporte para a energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação turbulenta ε . Estas equações de transporte são demonstradas pelas equações (21) e (22):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon \\ &- \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (22)$$

na qual: $C_1 = \max \left[0,43, \frac{\eta}{\eta+5} \right]$, $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$

Nestas equações, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido a média do gradiente de velocidade, G_b é a geração de energia cinética turbulenta devido a impulsão, Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante na turbulência compressível em relação a taxa de dissipação geral. $C_{1\varepsilon}$ e C_2 são constantes, e σ_k e σ_ε são as constantes do número de Prandtl para k e ε , respectivamente. Já a viscosidade turbulenta μ_t é mostrada na equação (23):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (23)$$

na qual C_μ é uma função das taxas médias de deformação e rotação, da velocidade angular da rotação do sistema, e dos campos de turbulência k e ε . Ademais, as constantes utilizadas no modelo são: $C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_2 = 1,9$; $\sigma_k = 1$; e $\sigma_\varepsilon = 1,2$.

2.6.4 Solar load model

O Fluent® possui um modelo de algoritmo de rastreamento dos raios solares, que pode ser utilizado para calcular os efeitos de radiação que entram no domínio computacional. Porém, este modelo de algoritmo não leva em consideração a transferência de calor por radiação que ocorre internamente no sistema. Para este trabalho, além do algoritmo de rastreamento, foi utilizado o modelo de radiação P-1.

O fluxo de calor calculado pelo algoritmo de rastreamento dos raios solares é acoplado na equação da energia como um termo fonte. Este algoritmo calcula o vetor de posicionamento do Sol em relação ao objeto em estudo, e com a ferramenta da calculadora solar, é possível modelar o posicionamento do Sol num local específico do mundo onde o modelo se encontra (fornecendo as coordenadas do local), para qualquer data e horário.

Dois parâmetros de irradiação solar são utilizados para aplicar a carga solar, sendo a irradiação direta e difusa. Além disso, os materiais que são atingidos pelos raios solares são analisados nas bandas visível e infravermelho.

A radiação solar, aplicadas nas fronteiras do modelo, podem ser refletidas, absorvidas e transmitidas para materiais semitransparentes, ou somente absorvidas e refletidas para materiais opacos. Em materiais semitransparentes, a atenuação dos raios solares depende do seu ângulo de incidência sobre a superfície, e são significantes para um ângulo de incidência maior que 40°, na qual a transmissividade e a refletividade são calculados respectivamente pelas equações (24) e (25):

$$T(\theta, \lambda) = T(0, \lambda)T_{ref}(\theta) \quad (24)$$

$$R(\theta, \lambda) = R(0, \lambda)[1 - R_{ref}(\theta)] + R_{ref}(\theta) \quad (25)$$

na qual θ é o ângulo de incidência dos raios solares, λ é o espectro de banda, $T(0, \lambda)$ e $R(0, \lambda)$ são os valores de transmissividade e refletividade para um ângulo normal de incidência sobre a superfície, $T_{ref}(\theta)$ é calculado pela equação (26), e $R_{ref}(\theta)$ calculada pela equação (27).

$$T_{ref}(\theta) = a + b \cos(\theta) + c \cos(\theta^2) + d \cos(\theta^3) + e \cos(\theta^4) \quad (26)$$

$$R_{ref}(\theta) = a + b \cos(\theta) + c \cos(\theta^2) + d \cos(\theta^3) + e \cos(\theta^4) - T_{ref}(\theta) \quad (27)$$

Os valores das constantes a, b, c, d e e das equações (26) e (27) são mostradas na Tabela 3.

Tabela 3 - Constantes da transmissividade e refletividade de referência [19]

Propriedade	a	b	c	d	e
$T_{ref}(\theta)$	0,0015	3,3550	-3,8400	1,4600	0,0288
$R_{ref}(\theta)$	0,9990	-0,5630	2,0430	-2,5320	1,0540

Em relação ao modelo de radiação P-1, este considera a radiação como difusa para todas as superfícies, sendo fácil de resolver com menor carga computacional. Este modelo assume radiação por corpo cinzento, sendo necessário especificar a emissividade do material nas condições de fronteira.

2.6.5 Perda de pressão em zonas porosas

Para simular a queda de pressão causada pelas prateleiras de um secador solar indireto, onde se encontram os produtos a serem secados, foi utilizado a condição de fronteira *porous jump*. Esta condição é utilizada para modelar membranas ou camadas na qual as condições de queda de pressão são conhecidas. É uma simplificação em 1D do modelo de meios porosos do FLUENT®, na qual recomenda-se ser utilizada quando possível (ao invés do modelo de meios porosos), pois apresenta ser um modelo robusto e que fornece melhor convergência na solução.

No modelo *porous jump*, o meio poroso possui uma espessura finita na qual a diferença de pressão (ΔP) é determinada pela combinação da lei de Darcy com termos adicionais de perda inercial, sendo demonstrada pela equação (28):

$$\Delta P = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v + C_2 \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta m \quad (28)$$

na qual α é a permeabilidade do meio, C_2 é o coeficiente do salto de pressão, v é a velocidade normal em relação à face porosa, e Δm é a espessura do meio.

2.7 PROCEDIMENTO DE MODELAÇÃO CFD

Neste tópico serão abordados alguns princípios básicos do processo de modelação por computação dinâmica de fluidos (CFD – *Computer Fluid Dynamics*), a definição das malhas computacionais, serão abordados sobre os métodos de discretização e de solução utilizados pelo programa FLUENT®, bem como sobre os resíduos e convergência da solução. As equações e teorias apresentadas do tópico 2.7.1 ao 2.7.7 foram retiradas do guia teórico e guia do utilizador do Fluent® [29;30].

2.7.1 Processo de análise CFD

A resolução de problemas de CFD pode ser dividida nas seguintes etapas:

- Identificação do objetivo do modelo – nesta etapa, é necessário analisar a região de interesse a ser estudada, e quais simplificações podem ser aplicadas ao modelo;
- Definição da geometria do problema e geração da malha computacional;
- Configuração dos modelos físicos e os métodos de solução – definir as condições de fronteira e as propriedades do fluido e dos materiais envolvidos na simulação, bem como definir os modelos computacionais adequados (turbulência, impulsão, método transiente etc.);
- Solução do problema – realizada pelos modelos de solução definidos, sendo observado o comportamento da simulação através do monitoramento das variáveis de conservação de massa, quantidade de movimento, energia, turbulência, no volume de controle;
- Visualização e análise dos resultados.

2.7.2 Malha computacional

A malha numérica é a representação discreta da geometria do problema a ser simulado, na qual faz a divisão do domínio numa quantidade finita de subdomínios, denominados elementos ou volumes de controle. As malhas podem ser classificadas como:

- Estruturadas: são formados por elementos quadriláteros (2D) ou hexaédricos (3D), e cada elemento possui o mesmo número de elementos vizinhos;
- Não-estruturadas: são formados por elementos de diversas geometrias (tetraedros, prismas, pirâmides etc.), na qual o número de células vizinhas não é uniforme ao longo da malha;
- Híbridas: combinação dos dois tipos de malhas citadas anteriormente, sendo que cada qual pode ser especificada numa região do domínio.

A geração de uma malha com boas qualidades depende do tipo de elemento, e das verificações que calculam a deformação desses elementos. Além disso, é interessante verificar se a malha é refinada o suficiente para a simulação realizada, sendo a verificação feita pela análise de independência de malha.

2.7.2.1 Tipos de elementos

Os tipos de elementos (ou células) para a geração de malha existentes para análises 2D e 3D são mostrados na Figura 11.

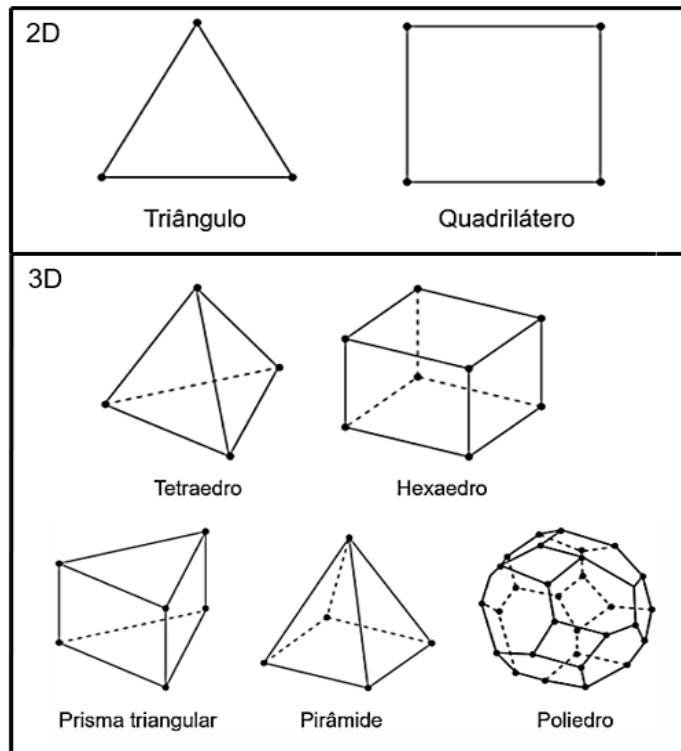


Figura 11 - Tipos de elementos para malhas 2D e 3D [29]

E apesar de existir diversos tipos de células 3D, os principais tipos utilizados são os hexaédricos e os tetraédricos. Em geral, o tipo de célula a ser utilizada é selecionada com base no seu tempo de definição da malha, custo computacional, e acuidade numérica.

Elementos triangulares ou tetraédricos são melhores adaptáveis para geometrias complexas do que os elementos quadriláteros ou hexaédricos. Sendo que estes frequentemente necessitam de construção manual da malha para assegurar um melhor desempenho, o que pode aumentar o tempo de pré-processamento de uma análise. Entretanto, malhas hexaédricas necessitam de menor poder computacional durante a solução da simulação do que uma malha tetraédrica equivalente.

De modo resumido, as recomendações práticas para geração de malhas são:

- Para geometrias simples – utilizar malha estruturada com elementos quadriláteros ou hexaédricos;
- Para geometrias de complexidade moderada – utilizar malha não estruturada com elementos quadriláteros ou hexaédricos;
- Para geometrias relativamente complexas – utilizar malha triangular ou tetraédrica com elementos prismáticos nas camadas de fronteira;
- Para geometrias de extrema complexidade – utilizar malha com elementos triangulares ou tetraédricos.

2.7.2.2 Qualidade da malha

A qualidade da malha influencia na convergência e nos resultados de uma simulação. O ANSYS® disponibiliza diversas maneiras de avaliar a qualidade e deformação de uma malha. E dentro dos critérios existentes, uma das principais é a análise da ortogonalidade das células. Esta é determinada pelo menor valor encontrado pela equação (29) dentre todas as faces i da célula:

$$Ortogonalidade = \min \left(\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|}, \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \right) \quad (29)$$

na qual \vec{A}_i é o vetor normal da face i , \vec{f}_i é o vetor do centroide da célula ao centroide da face, e \vec{c}_i é o vetor do centroide da célula ao centroide da célula vizinha. Na Figura 12 é mostrada os vetores da célula utilizados para o cálculo da ortogonalidade.

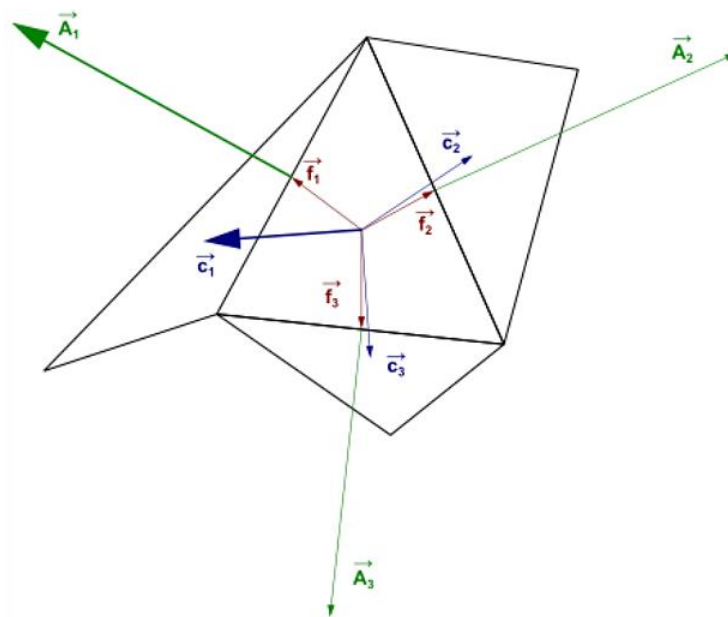


Figura 12 - Vetores utilizados para o cálculo da ortogonalidade [30]

O valor da ortogonalidade da célula varia entre 0 e 1, e a Tabela 4 mostra a classificação da célula em relação ao valor da ortogonalidade.

Tabela 4 - Classificação da qualidade ortogonal [32]

Inaceitável	Má	Aceitável	Bom	Muito bom	Excelente
0 - 0,001	0,001 - 0,14	0,15 - 0,20	0,20 - 0,69	0,70 - 0,95	0,95 - 1,00

2.7.2.3 Convergência de malha

Além de garantir a qualidade da malha, é interessante realizar uma análise de convergência de malha para assegurar que os resultados encontrados são independentes da resolução da malha. Na análise de convergência de malha, os resultados de interesse podem ser avaliados num ponto, ou numa média de um plano da região da malha. E a medida em que esta é refinada, a variação nos resultados diminuem, assumindo um comportamento assintótico, sendo independentes da malha [32]. E um método de análise de independência de malha para comparar os resultados de simulações com quantidades diferentes de elementos do domínio computacional é o método GCI (*Grid Convergence Index*). Este método é um método recomendado e já validado para diversos casos de análise CFD [33].

Os passos para realização do método GCI e as equações (30) a (37), que serão mostrados a seguir, foram baseados no trabalho feito por Celik et al [33].

Passo 1 – definir um tamanho representativo h_{GCI} para as células, sendo respectivamente utilizados as equações (30) e (31) para malhas 2D e 3D.

$$h_{GCI} = \left[\frac{\sum_{i=1}^N \Delta A_i}{N} \right]^{1/2} \quad (30)$$

$$h_{GCI} = \left[\frac{\sum_{i=1}^N \Delta V_i}{N} \right]^{1/3} \quad (31)$$

na qual ΔA_i é área e ΔV_i o volume de uma célula i , e N é o total de células da malha.

Passo 2 – Selecionar três malhas com diferenças significativas entre elas para realizar a simulação, e determinar a variável φ de importância do estudo. As três malhas podem ser definidas dependendo da quantidade de células da malha como grosseira, intermediária ou fina. Define-se então o fator de refinamento da malha (r) como o rácio entre os tamanhos representativos. E se os tamanhos representativos forem baseados na mesma área ou volume, o fator r pode ser calculado em relação ao número de elementos de cada malha. As equações (32) e (33) mostram respectivamente para malhas 2D: o cálculo do fator r entre a malha grosseira e intermediária, e entre a malha intermediária e fina.

$$r_{32} = \frac{h_{GCI,gross}}{h_{GCI,inter}} = \left(\frac{N_2}{N_3} \right)^{1/2} \quad (32)$$

$$r_{21} = \frac{h_{GCI,inter}}{h_{GCI,fino}} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{1/2} \quad (33)$$

na qual N_3, N_2 e N_1 são respectivamente a quantidade de células das malhas grosseira, intermediária e fina. Além disso, é desejado que o fator de refinamento seja maior que 1,3.

Passo 3 – Definidos os fatores r_{32} e r_{21} , é necessário calcular a ordem aparente p utilizando a equação (34):

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left[\ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + \ln \left(\frac{r_{21}^p - 1 \cdot \text{sign}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})}{r_{32}^p - 1 \cdot \text{sign}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})} \right) \right] \quad (34)$$

na qual $\varepsilon_{32} = \varphi_3 - \varphi_2$, e $\varepsilon_{21} = \varphi_2 - \varphi_1$, sendo φ_3, φ_2 e φ_1 respectivamente a variável em análise das malhas grosseira, intermediária e fina. Uma observação a ser feita é que se os valores de ε_{32} e ε_{21} são muito próximos de zero, a análise GCI pode não funcionar. Isto pode ser uma indicação de convergência oscilatória, ou, em casos raros, pode indicar que a solução exata foi alcançada. Neste caso, se possível, seria interessante realizar o cálculo com a malhas mais refinadas. Mas se não for possível, então pode-se considerar o valor obtido como o valor final.

Passo 4 – Calcular o valor extrapolado φ_{ext} da variável φ , ou seja, o valor da variável para uma malha com tamanho de células tendendo a zero. A equação (35) mostra o cálculo deste valor com os valores das variáveis intermediárias e refinadas:

$$\varphi_{ext,21} = \frac{(r_{21}^p \varphi_1 - \varphi_2)}{(r_{21}^p - 1)} \quad (35)$$

Passo 5 – Calcular os erros relativos para se obter o valor do indicador de convergência de malha. A equação (36) mostra o cálculo para o erro relativo entre a malha intermediária e fina, e a equação (37) mostra o cálculo do GCI:

$$e_{a,21} = \left| \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} \right| \quad (36)$$

$$GCI_{fina,21} = \frac{1,25 \cdot e_{a,21}}{r_{21}^p - 1} \quad (37)$$

2.7.3 Método de discretização

Os métodos de discretização mais conhecidos são o método das diferenças finitas, dos elementos finitos e dos volumes finitos. Estes métodos são utilizados para converter as equações diferenciais (citadas no tópico 2.6) em sistemas de equações algébricas, que são calculadas num conjunto de pontos discretos no espaço e tempo. O

programa FLUENT® utiliza o método dos volumes finitos, que consiste na integração da equação de transporte em cada volume de controlo, a qual gera uma equação discreta que manifesta a lei da conservação num aspecto de volume. A equação (38) mostra o cálculo da conservação do transporte da quantidade escalar φ para um volume de controlo arbitrário V :

$$\int_V \frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} dV + \oint \rho \varphi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\varphi \nabla \varphi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\varphi dV \quad (38)$$

na qual \vec{A} é o vetor da área superficial da face, Γ_φ é o coeficiente de difusão para φ , $\nabla \varphi$ o gradiente da quantidade escalar φ , e S_φ é o termo fonte de φ por unidade de volume. A equação (38) é aplicada para cada célula do domínio computacional, e a sua forma discreta para uma dada célula é mostrada na equação (39):

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \varphi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\varphi \nabla \varphi_f \cdot \vec{A}_f + S_\varphi V \quad (39)$$

na qual N_{faces} é o número de faces que envolvem a célula, φ_f é o valor de φ que passa pela face f , o termo $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ é o caudal mássico que atravessa a face f , \vec{A}_f a área da face f , $\nabla \varphi_f$ o gradiente de φ na face f e V o volume do elemento. O termo $\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} V$ é parte da discretização temporal, que será apresentada mais adiante.

2.7.4 Discretização espacial e métodos de interpolação

O programa Fluent®, por defeito, armazena valores discretos de um escalar φ no centro das células. Porém, os valores na face φ_f , necessários para o cálculo da equação (39), são desconhecidos. Deste modo, o programa realiza uma interpolação deste valor a partir do centro da célula, utilizando um esquema de interpolação *UPWIND* a montante. O termo *UPWIND* indica que o valor do escalar φ_f é derivado do valor do elemento posterior vizinho, relativo à direção da velocidade normal do fluido. Existem distintos esquemas de interpolação *UPWIND*, sendo eles: *UPWIND* de primeira ordem (FOU – *First Order Upwind*); *UPWIND* de segunda ordem (SOU – *Second Order Upwind*), *Power-Law* e *QUICK*. Como neste trabalho foram utilizados o esquema de segunda ordem (SOU), este será abordado a seguir, juntamente com o esquema de primeira ordem (FOU).

Para o esquema FOU, o valor da face φ_f é definida com o mesmo valor do centro φ do elemento posterior. E para o esquema SOU, os valores da face do elemento são

calculados utilizando a abordagem de reconstrução linear multidimensional. Nesta abordagem, a precisão de maior ordem é alcançada nas faces do elemento através da expansão da série de Taylor solucionada a partir do seu centro. O valor do escalar na face calculada pelo esquema SOU ($\varphi_{f,SOU}$) é mostrada na equação (40):

$$\varphi_{f,SOU} = \varphi + \nabla\varphi \cdot \vec{r} \quad (40)$$

na qual φ e $\nabla\varphi$ são respectivamente o valor no centro e seu gradiente do elemento posterior, e \vec{r} é o vetor de deslocamento orientado do centroide do elemento posterior para o centroide da face.

2.7.5 Discretização temporal

Para simulações em regime transiente, as equações governantes devem ser discretizadas para o espaço e tempo. O método de discretização espacial para as equações dependentes do tempo são o mesmo que para o caso do estado estacionário. Já a discretização temporal envolve a integração de todos os termos das equações diferenciais sobre um intervalo de tempo Δt . A equação (41) mostra uma expressão genérica para a evolução do tempo para uma variável φ .

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} = F(\varphi) \quad (41)$$

na qual F agrega qualquer discretização espacial.

Caso a derivação do tempo é discretizada utilizando diferenças atrasadas, é possível aplicar esquemas de precisão de primeira-ordem ou segunda ordem, mostradas respectivamente pelas equações (42) e (43):

$$\frac{\varphi^{n+1} - \varphi^n}{\Delta t} = F(\varphi) \quad (42)$$

$$\frac{3\varphi^{n+1} - 4\varphi^n + \varphi^{n-1}}{2\Delta t} = F(\varphi) \quad (43)$$

na qual $n + 1$, n e $n - 1$ correspondem, respectivamente, aos valores no próximo nível de tempo ($t + \Delta t$), no tempo atual (t), e no tempo anterior ($t - \Delta t$).

E um método para avaliar $F(\varphi)$ num nível de tempo futuro é o método de integração implícita, mostrado na equação (44).

$$\frac{\varphi^{n+1} - \varphi^n}{\Delta t} = F(\varphi^{n+1}) \quad (44)$$

Este método é chamado implícito pois a variável escalar φ^{n+1} num dado elemento relaciona-se com a variável φ^{n+1} dos elementos vizinhos através da função $F(\varphi^{n+1})$, como mostra a equação (45).

$$\varphi^{n+1} = \varphi^n + \Delta t F(\varphi^{n+1}) \quad (45)$$

A equação implícita acima pode ser resolvida por método iterativo para cada nível de tempo antes de prosseguir para o próximo passo de tempo. É uma das vantagens de esquemas totalmente implícitos é que esta é incondicionalmente estável em relação ao tamanho do intervalo de tempo.

2.7.6 Método de solução

Os métodos numéricos do FLUENT® resolvem as equações governantes para a conservação de massa, continuidade, energia e outros escalares como turbulência. É utilizado uma técnica baseada no volume de controlo, que compreende: a utilização das malhas computacionais para a divisão do domínio em volumes de controlo discretos; a integração das equações governantes nos volumes de controlo individuais para gerar equações algébricas para as variáveis discretas dependentes (velocidade, pressão, temperatura etc.); a linearização das equações discretizadas; e a resolução do sistema de equações lineares para fornecer valores atualizados das variáveis dependentes.

O método de solução utilizado neste trabalho foi o baseado na pressão (*Pressure-based solver*). Neste método, o controle da conservação da massa no campo da velocidade é alcançado com a resolução de uma equação de pressão. Sendo que esta equação da pressão é decorrente das equações de continuidade e quantidade de movimento de tal modo que o campo de velocidade (corrigido pela pressão) satisfaz as condições de conservação do escoamento. E a resolução do processo é iterativo na qual as equações governantes são solucionadas até que a solução convirja.

2.7.7 Resíduos e convergência

Para diversos problemas, o critério de convergência por defeito do FLUENT® é considerada suficiente para diversos problemas simulados. Este critério define que os resíduos de escala global diminuem para valores de 10^{-3} para todas as equações, exceto para as equações de energia e radiação P-1 que possuem critério de 10^{-6} . Mas, algumas vezes, estes critérios podem não ser apropriados, tendo como exemplos:

- Como o resíduo de continuidade pela escala global é medida pelo comportamento durante as 5 primeiras iterações, este é dependente da implementação das condições iniciais. E uma boa configuração das condições

iniciais do sistema pode levar a altos resíduos de continuidade, o que é contrária a intuição para julgar a convergência pela diminuição dos resíduos;

- Como os fatores da escala global dependem do nível da solução, algumas vezes os resíduos permanecem abaixo do critério estabelecido mesmo quando a solução ainda está a ocorrer. Sendo este comportamento observado com mais frequência na equação de energia;
- Para algumas equações (como de turbulência), uma implementação inadequada da condição inicial pode resultar em altos fatores de escala. Em tais casos, o comportamento dos resíduos será inicialmente baixo, então aumentarão conforme a solução é desenvolvida, e eventualmente diminuirão. Desta forma, uma prática indicada é analisar a convergência pelo seu comportamento, e não apenas em relação ao seu valor. É assegurar que os resíduos continuem a diminuir ou permanecer com valores baixos antes de concluir que a solução convergiu.

Ademais, não existe um critério único para julgar a convergência da solução. A definição dos resíduos para um tipo de problema pode não ser o ideal para outro tipo de problema. Assim, é interessante analisar a convergência da solução não apenas pelos níveis dos resíduos, mas também monitorar o comportamento dos valores analisados como por exemplo os coeficientes de transferência de calor.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste trabalho foi efetuada um estudo numérico do protótipo de um secador solar do tipo indireto para alimentos, na qual o escoamento do ar em seu interior é derivado somente do efeito de convecção natural, sendo que este secador foi projetado por Firmo [1]. A Figura 13 mostra o modelo do secador analisado neste trabalho nas vistas isométrica (a), frontal (b), lateral (c) e em corte (d).

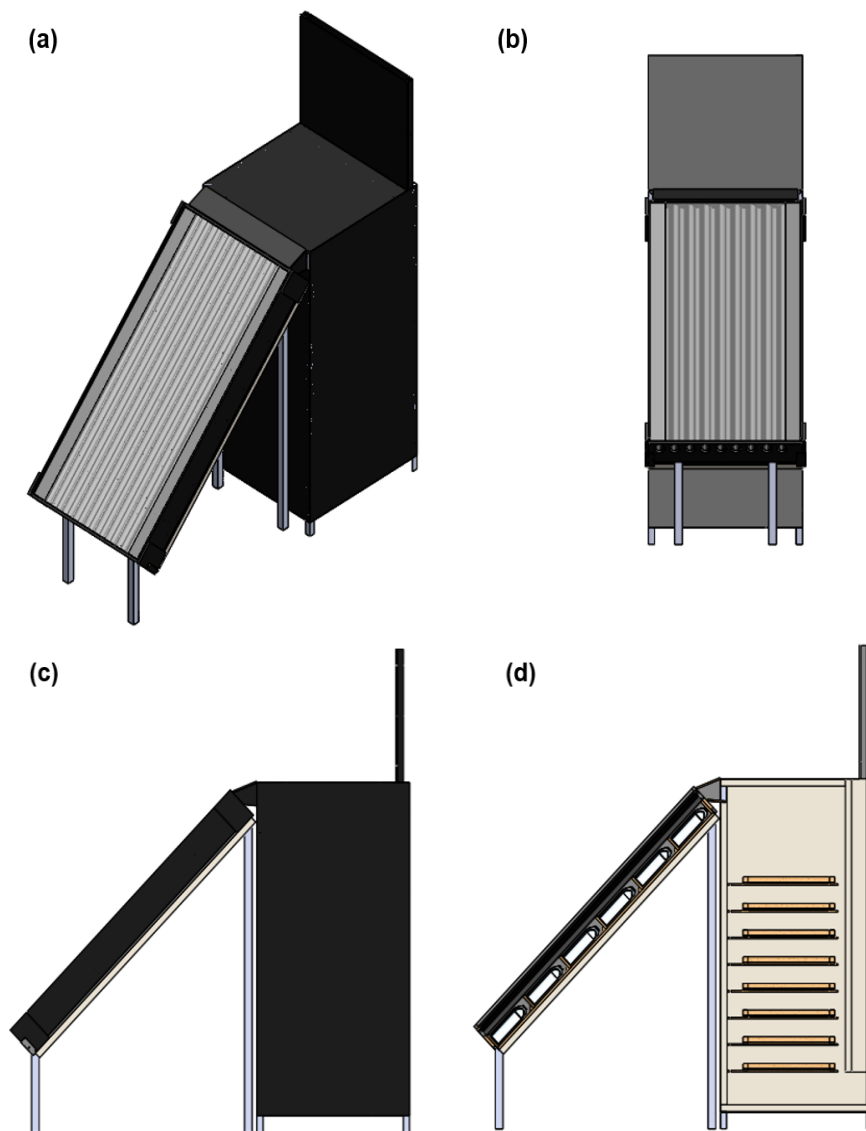


Figura 13 - Modelo do secador solar analisado [1]

As condições de fronteira aplicadas nas simulações foram especificadas para secagem de figos, na qual foram realizadas considerando as condições ambientais para a região de Mirandela para julho e outubro. Estes meses foram selecionados pois são respectivamente os períodos de maior e menor irradiação solar, entre o período de colheita dos tipos de figos tanto lampos quanto vindimos.

As simulações numéricas foram feitas no software ANSYS® Fluent® 2019 R3. E dentro do modelo numérico, a análise do coletor foi dividido em 3 etapas, sendo divididas

em relação ao objetivo proposto. A etapa 1 avaliou a estrutura 3D do secador solar sem as bandejas em condições de radiação solar; na etapa 2 avaliou-se o modelo 2D do secador (sem as bandejas) para diferentes configurações de malha, para selecionar a malha a ser utilizada na etapa posterior; e na etapa 3 avaliou-se o desempenho do modelo 2D do secador solar considerando a perda de pressão causada pelas bandejas. Cada etapa individual foi dividida em: definição do modelo numérico, geração da malha numérica, aplicação das condições de fronteira, configurações das simulações no FLUENT®, e análise de resultados.

3.1 O MODELO DE SECADOR SOLAR

O secador solar indireto por circulação natural deste projeto é composto por um coletor solar, pela câmara de secagem, e por uma chaminé. Porém apresenta uma estrutura diferenciada em relação aos secadores solares existentes de mesma categoria mencionados no tópico 1.3.1. A diferença é que a saída do coletor está ligada na parte superior da câmara de secagem, e a extração do ar pela chaminé é iniciada na parte inferior desta. A Figura 14 mostra a estrutura do secador analisado neste trabalho, bem como a projeção de seu funcionamento.

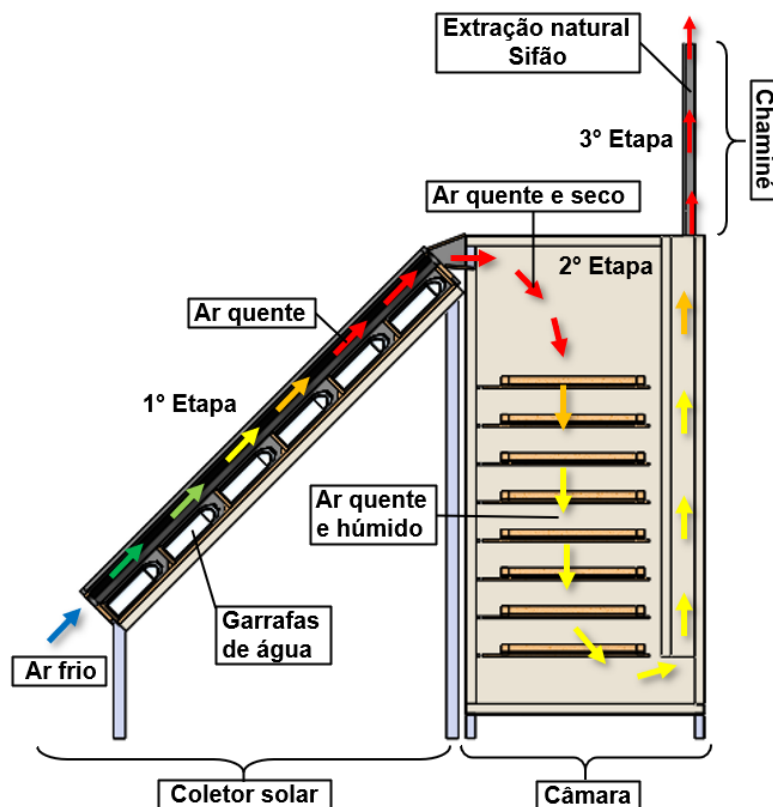


Figura 14 - Projeção de funcionamento do secador solar [1]

Como mostra a Figura 14, o ar que circula dentro do secador é descrito em 3 etapas: a 1ª etapa é o aquecimento do ar pelo coletor solar, a qual ascende devido a

diminuição em sua massa volúmica; a 2ª etapa é a entrada do ar na câmara, que circula de modo descendente entre as prateleiras devido a diminuição em sua temperatura causado pelo contato com o produto; e a 3ª etapa é a saída do ar por uma chaminé, pois este tende a aquecer o ar para garantir a extração de ar e o efeito sifão do secador.

3.1.1 Características do protótipo

O secador solar apresenta as dimensões aproximadas de altura de 2,9 m, comprimento de 2,5 m e largura de 1,0 m [1]. Além disso, a inclinação do coletor solar é de 45° em relação a horizontal, sendo uma aproximação à latitude de Mirandela (41,49°) e um ângulo ótimo para inclinação de coletores solares para o ano todo (como citado no tópico 2.4). A Figura 15 mostra o secador com a vista explodida do coletor, na qual demonstra que o coletor é composto: por uma placa de acrílico (espessura de 2,5 mm); por duas placas onduladas (espessura 0,5 mm) que são posicionadas para simular tubos; as garrafas de água com o intuito para armazenar energia na forma de calor; e suas laterais são de madeira MDF (espessura 10 mm). Nesta mesma figura, é indicado que as laterais externas da câmara de secagem são projetadas com chapas de aço, e a chaminé também é feita com chapas de aço, sendo todas as chapas de 0,5 mm de espessura e pintadas de tinta preta [1].

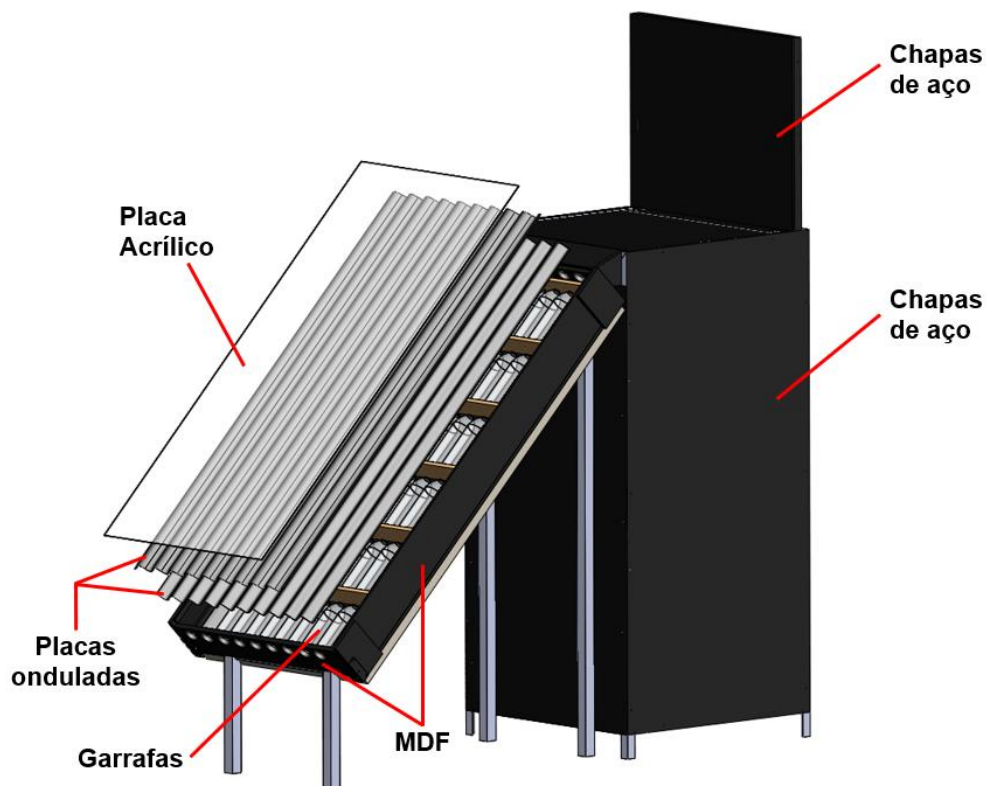


Figura 15 - Secador solar com vista explodida do coletor solar [1]

E a Figura 16 mostra o secador da Figura 15 em corte para expor seu interior, na qual indica que todas as paredes internas do secador e a parte inferior do coletor solar

são compostas por isolantes (*roofmate*) para diminuir as perdas de calor para o ambiente. Também são mostradas as bandejas, sendo que cabem até 8 delas no interior da câmara.

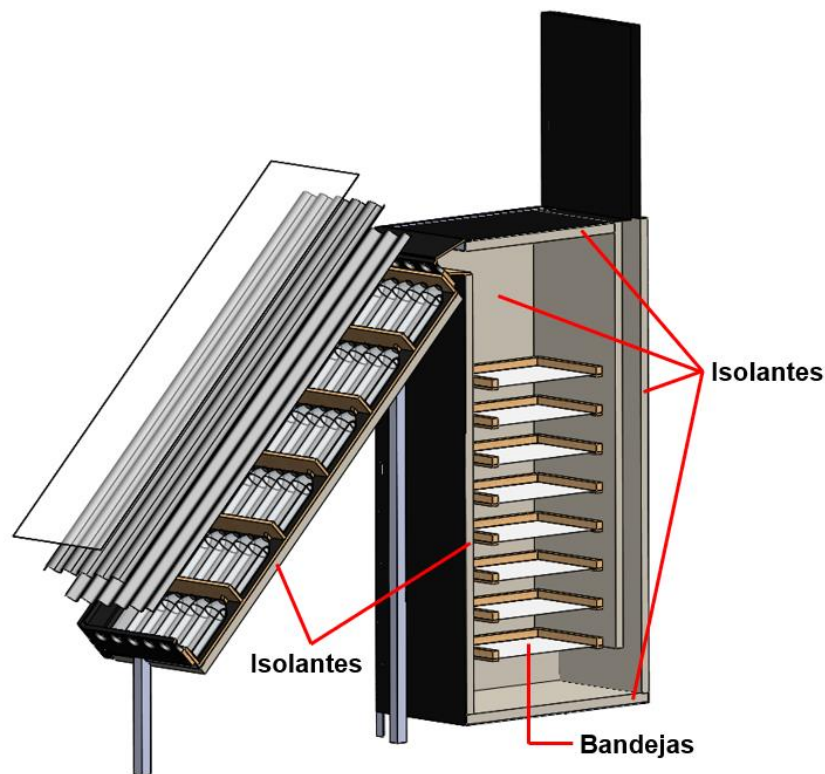


Figura 16 - Vista em corte do secador solar [1]

E em relação as bandejas, esta são feitas com telas de nylon que são esticada e posicionada entre as ripas de madeira nas laterais. A Figura 17 mostra o modelo da bandeja, sendo as dimensões de altura (A), comprimento (C) e largura (L) respectivamente de 0,042 m, 0,7 m e 0,6 m [33].

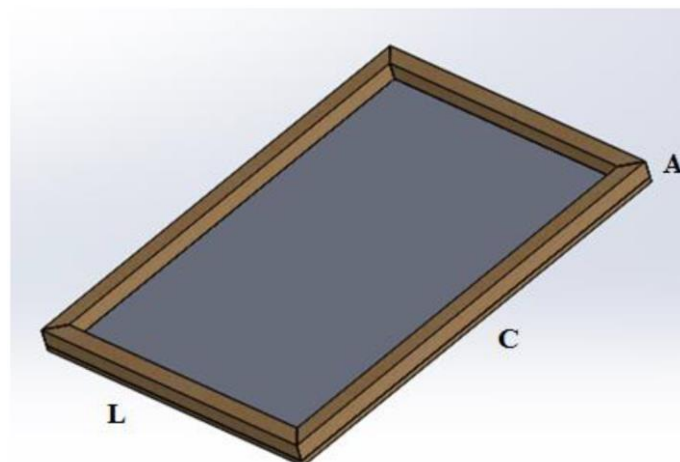


Figura 17 - Bandeja para disposição do produto a ser seco [1]

Ademais, as escolhas dos materiais, o dimensionamento, e explicações para a construção do protótipo são descritas no trabalho realizado por Firmo [1].

3.2 CONDIÇÕES AMBIENTAIS

As condições ambientais para a simulação foram selecionadas baseadas na época de colheita dos figos, em que os do tipo lampo são colhidos entre maio e junho, enquanto os do tipo vindimo são colhidos entre setembro e outubro.

O secador solar indireto depende da radiação solar para garantir que o coletor solar aqueça o ar que entra no sistema, e aqueça o ar na chaminé para garantir o efeito de termossifão. Desta forma, para a realização das simulações foram escolhidos os meses de maior e menor irradiância solar entre os meses de maio a outubro para a região de Mirandela, respectivamente coincidentes entre a época das colheitas dos figos lampos e vindimos. A Figura 18 mostra os dados da irradiância solar global (I_g) desta região (lat. 41,49° e long. 7,18°) para os meses de junho a outubro do ano de 2016, sendo apresentados em relação as horas do dia (GMT+1) [34].

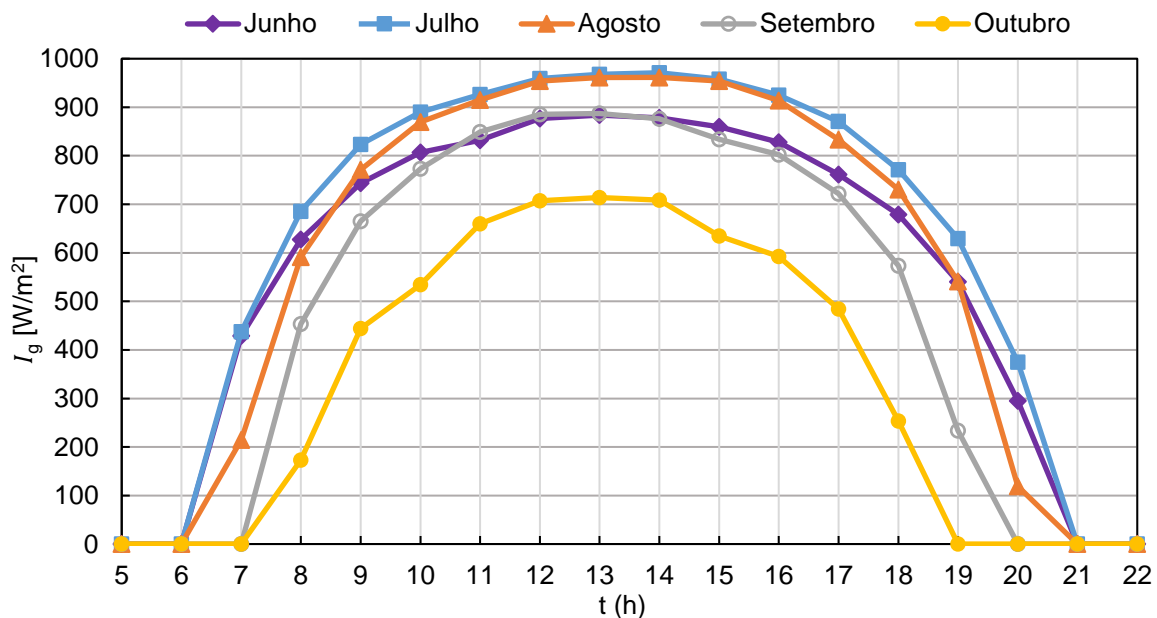


Figura 18 - Irradiância solar global média para região de Mirandela [34]

Além disso, os valores de irradiância na Figura 18 são dados obtidos de uma placa que se posiciona de modo a calcular a irradiância máxima do Sol para determinado horário do dia. E a partir da análise do gráfico desta figura, o mês de maior irradiância é julho com seu valor máximo de 971 W/m² às 13:00, e o mês de menor irradiância é outubro com seu valor máximo de 713 W/m² às 12:00.

Outros fatores importantes considerados para a simulação são a temperatura ambiente e a velocidade do vento. A Figura 19 mostra a variação da temperatura de junho a outubro do ano de 2016, e a Figura 20 mostra a velocidade do vento de julho e outubro, ambos apresentados para as horas do dia (GMT+1) [34].

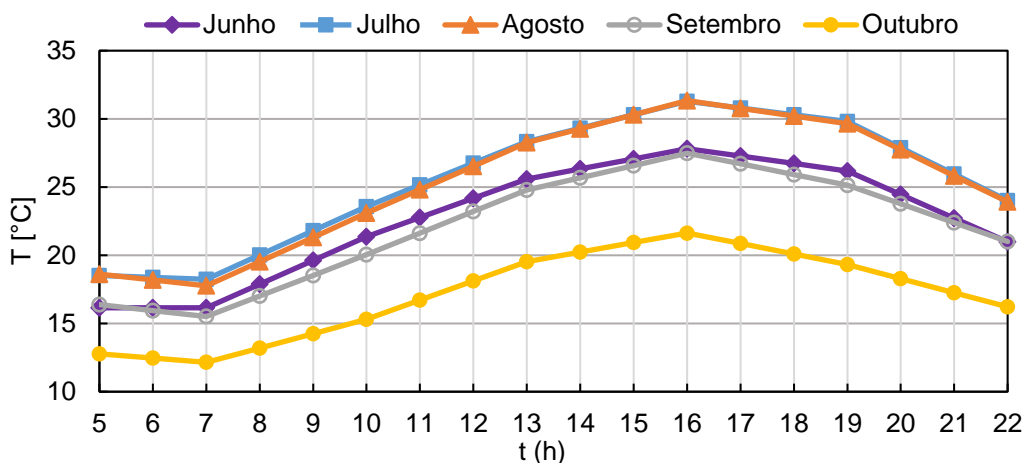


Figura 19 - Gráfico da temperatura média em Mirandela [34]

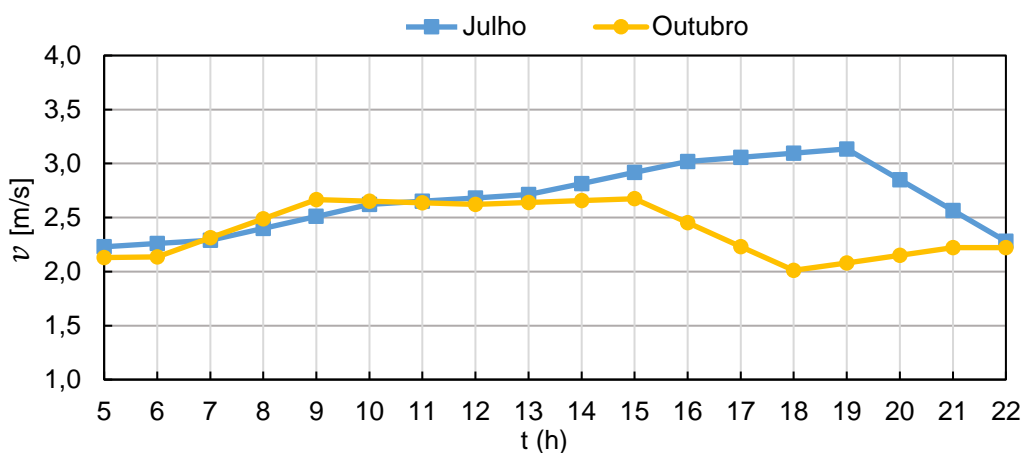


Figura 20 - Velocidade do vento de julho e outubro para a região de Mirandela [34]

O mês de maior irradiância solar (julho) apresenta as médias aproximadas de temperatura ambiente e da velocidade do vento, que durante o período de radiação solar são respectivamente de 26°C e 2,72 m/s. E o mês de menor irrância solar (outubro) apresenta média de temperatura ambiente de 17,5°C e média de velocidade do vento de 2,45 m/s durante o período de radiação solar.

Os dados da irradiância, temperatura e velocidade do vento foram retirados da plataforma *PVGIS* [34], que fornece tais dados a partir das coordenadas do local para um determinado período especificado, sendo que os dados disponíveis nesta plataforma são até o ano de 2016.

3.3 MODELO NUMÉRICO

As simulações numéricas para a análise do secador solar indireto por circulação natural foram realizadas para as condições ambientais de julho e outubro da região de Mirandela. E para este trabalho, para simplificar a primeira análise geral do protótipo do secador solar, desprezou-se a presença das garrafas de água do coletor, e não foram incluídas a presença de humidade do produto a ser seco.

As análises feitas foram divididas em 3 etapas principais, que são descritas a seguir de modo resumido, e abordadas com mais detalhes nos tópicos 3.4, 3.5 e 3.6.

Etapa 1 – análise 3D do secador solar sem a presença das bandejas, para avaliar o efeito de termossifão do sistema, sendo aplicado o modelo de radiação solar como condição de fronteira. Nesta etapa foram realizadas 4 simulações: simulação do coletor solar, porém como um modelo simplificado de placa absorvedora plana; simulação do coletor solar com a placa absorvedora corrugada em “V”; simulação do secador solar completo para as condições de julho e outubro;

Etapa 2 – análise 2D do secador solar sem a presença das bandejas, sendo utilizado para as simulações o resultado da temperatura do coletor e da chaminé da etapa 1. Nesta etapa foram realizadas 7 simulações: 4 simulações em estado estacionário para diferentes malhas numéricas, nas condições de julho, a fim de selecionar a malha a ser utilizada nas simulações posteriores; 1 simulação transiente do secador solar nas condições de julho; 1 simulação para avaliar o passo temporal utilizado nas simulações transientes; 1 simulação transiente do secador solar para as condições de outubro;

Etapa 3 – análise 2D do secador solar, considerando a perda de pressão causada pela presença das bandejas, nas mesmas condições de fronteira da etapa 2. Foram realizadas 6 simulações nesta etapa: 2 simulações para as bandejas posicionadas uma logo abaixo da outra de modo centralizado, sendo uma nas condições de julho e outra para outubro; 2 simulações para as bandejas posicionadas de modo alternado, nas condições de julho e outubro; 2 simulações transientes com a disposição das bandejas em modo alternado, cada uma para as condições dos meses selecionados

A modelação dos coletores e do secador solar da etapa 1 foram feitas no software SolidWorks® 2019, e o secador solar 2D das etapas 2 e 3 foram modeladas no módulo *SpaceClaim* do ANSYS® Workbench 2019 R3. Todas as simulações numéricas foram realizadas no software ANSYS® FLUENT® 2019 R3.

Para a realização das simulações das 3 etapas, algumas simplificações foram adotadas: foi utilizada a temperatura ambiente média, e a velocidade média do vento dos meses de julho e outubro; ar como fluido incompressível; sem abertura da porta do secador solar durante as simulações transientes; o coletor solar do secador foi simulado com a placa absorvedora plana; e as simulações iniciaram com todo o sistema na temperatura média dos respectivos meses.

As configurações em comum das simulações utilizadas em todas as etapas são resumidas na Tabela 5.

Tabela 5 - Resumo das configurações das simulações no FLUENT

Solver	
Tempo	Estado estacionário/Transiente
Tipo	Baseado na pressão
Geometria e modelos	
Gravidade	-9,81 m/s ² no sentido do eixo Y
Equação de energia	Ativado
Turbulência	k-epsolon <i>Realizable</i>
Boussinesq	Ativado para etapa 1
Métodos de solução	
Acoplamento pressão-velocidade	SIMPLE (Estado estacionário) PISO (Transiente)
Discretização espacial	
Gradiente	Mínimos quadrados
Pressão	PRESTO!
Momentum	<i>Second Order Upwind</i> (SOU)
Energia cinética turbulenta	SOU
Taxa de dissipação turbulenta	SOU
Energia	SOU
Formulação transiente	Implícito de segunda ordem
Resíduos	
Continuidade	1E-03
Velocidade (x,y,z)	1E-03
Energia	1E-06
<i>k</i>	1E-03
Epsolon (ϵ)	1E-03
Radiação P-1	1E-06

O método de solução das simulações foram todas feitas baseadas na pressão, por ser o método tradicionalmente utilizado para fluidos incompressíveis. Na qual para velocidades muito menores que *Mach* 1,0, os efeitos de compressibilidade do fluido são negligenciáveis [29].

A escolha do método de turbulência foi baseada no trabalho de Yadav e Bhagoria [35], na qual os modelos de turbulência do grupo $k-\epsilon$ apresentaram melhores resultados na análise 2D do escoamento de ar num coletor solar convencional, e a turbulência $k-\epsilon$ *realizable* foi escolhida por ser o modelo mais recente de turbulência dentro deste grupo. Nas simulações 3D também foram utilizadas este tipo de turbulência para garantir que todas as simulações feitas neste trabalho utilizassem o mesmo modelo.

O modelo de Boussinesq foi utilizado para as simulações 3D para simplificar a sua resolução, e obter a convergência da solução mais rapidamente.

O algoritmo de solução SIMPLE foi utilizado para as simulações em estado estacionário por ser o algoritmo padrão selecionado pelo FLUENT®, sendo que não apresentou problemas para solucionar as simulações realizadas. E para as simulações

transientes foi utilizado o algoritmo PISO, pois este é recomendado para estes tipos de simulações com largos passos temporais (*time-steps*) [29].

O modelo do gradiente dos mínimos quadrados foi definido por ser padrão selecionado do FLUENT®, e a discretização espacial para a pressão PRESTO! foi utilizada por este ser recomendado para simulações com escoamento gerado pelas forças de impulsão [29]. O esquema *UPWIND* de segunda ordem, e o implícito de segunda ordem para as simulações transientes foram selecionados por gerarem resultados mais precisos, apesar de requererem maior esforço computacional.

Os resíduos foram mantidos como o padrão utilizado pelo FLUENT® por ser o critério de convergência suficiente para maioria dos problemas simulados [29]. Os resíduos podem ser diminuídos caso seja necessária uma maior precisão nos resultados.

Em relação aos materiais utilizados nas simulações, estes são mostrados na Tabela 6, na qual é necessário definir a massa volúmica (ρ), a condutibilidade térmica (k) e o calor específico (C_p) do material. Os dados do aço e da madeira foram extraídos da própria base de dados do FLUENT®, enquanto os dados do acrílico foram retirados do *Matweb* [36].

Tabela 6 - Dados dos materiais utilizados nas simulações

Material	ρ (kg/m³)	k (W/mK)	C_p (J/kgK)
Aço	8030	16,27	502,48
Madeira (MDF)	700	0,1	2310
Acrílico [36]	1000	0,2015	1480

Os parâmetros principais a serem obtidos pelas simulações de todas as etapas são as temperaturas desenvolvidas ao longo do secador solar, e o comportamento do escoamento no seu interior, e serem comparadas de acordo com os valores da literatura (dados das Tabelas 1 e 2).

3.4 ETAPA 1

Esta etapa tem como objetivo analisar a existência do escoamento no interior do secador solar gerado pelo efeito de termossifão e obter as temperaturas nas superfícies do secador. Para esta etapa, foi feita a análise para um modelo 3D do secador solar indireto sem a presença das bandejas em regime transiente, testadas nas condições de julho e outubro.

A escolha para realizar as simulações em 3D nesta etapa foi feita pois a configuração da radiação solar como fluxo de calor diretamente nas superfícies do coletor gerou resultados de temperatura elevados, tanto para estruturas 2D quanto para 3D. Deste modo foi utilizado o modelo de carga solar para aplicar a radiação nas superfícies do secador solar. Porém este modelo só está disponível para análise em 3D. E como um dos modelos de coletor solar simulados apresenta a placa absorvedora

corrugada em formato “V”, a simulação em 3D permite analisar a variação de temperatura da placa em relação a radiação solar ao longo do dia.

E para se chegar ao resultado do funcionamento do secador para esta etapa, foram feitas 4 simulações:

- Simulação 1.1 – análise somente de um modelo simplificado do coletor solar, considerando a placa absorvedora como plana inclinada em 45°. A simulação foi feita nas condições de julho;
- Simulação 1.2 – análise do coletor solar, agora considerando a placa absorvedora com formato corrugado em “V”, sendo um modelo com formato geométrico simplificado em relação a placa absorvedora ondulada do protótipo, também inclinada em 45°. As condições de simulação foram para julho;
- Simulação 1.3 – análise da estrutura completa do secador solar, utilizando como coletor solar a estrutura da simulação 1.1, para o mês de julho;
- Simulação 1.4 – análise da mesma estrutura do secador solar da simulação 1.3, porém para o mês de outubro.

A simulação 1.1 foi realizada para comparar o seu resultado com o coletor solar da simulação 1.2, a fim de verificar as diferenças de temperaturas e caudal mássico entre os modelos numéricos dos coletores.

Para analisar a estrutura completa, foi pensado em dividir a estrutura em 3 partes: coletor solar, câmara de secagem e chaminé. E utilizar os resultados de caudal e temperatura da simulação 1.1 ou 1.2 como dados de entrada para a câmara. Porém, como o escoamento dentro do modelo é gerado apenas por convecção natural, as temperaturas e o caudal resultantes da análise do coletor isolado podem apresentar valores diferentes da análise do sistema completo, visto que neste caso a chaminé também influencia no caudal do sistema. Desta forma, a simulação 1.3 foi feita para a estrutura completa do sistema. Além disso, pela análise dos dados gerados pelas simulações 1.1 e 1.2, e para a simplificação da simulação, foi considerando utilizar o modelo do coletor simplificado (simulação 1.1) para o secador solar da simulação 1.3.

A simulação 1.4 foi realizada para a mesma estrutura do secador solar da simulação 1.3, porém com as condições de fronteira de outubro.

3.4.1 Dimensões do modelo numérico

Para a etapa inicial das simulações numéricas no FLUENT®, foram realizadas simplificações no modelo do secador solar, sendo o modelo numérico baseado nas dimensões do volume interno do protótipo do secador solar. As espessuras dos materiais nas superfícies não foram contabilizadas nas dimensões pois são configuradas posteriormente nas condições de fronteira.

No projeto do secador solar, a placa absorvedora do coletor solar é ondulada e posicionada sobre outra placa ondulada localizada abaixo desta, para formar cilindros para o escoamento do ar, como mostra a seção de corte da Figura 21. E para simplificar a primeira análise do protótipo do secador solar, foram feitas simplificações no modelo do coletor solar. A Figura 22 mostra os dois modelos de coletor utilizados nas simulações 1.1 e 1.2 com suas respectivas dimensões (em mm). Nestes modelos, como foram desprezadas as garrafas de água, foram modelados somente o volume entre a placa de acrílico e a placa absorvedora e o volume por onde o ar escoa no coletor, baseada na área tracejada mostrada na Figura 21. O modelo da simulação 1.1 (lado esquerdo da Figura 22) foi configurado como um coletor de placa absorvedora plana, e o modelo da simulação 1.2 (lado direito da Figura 22) foi modelado como um coletor de placa absorvedora corrugada em formato “V”, sendo que este modelo apresenta as dimensões mais próximas do modelo do coletor do protótipo.

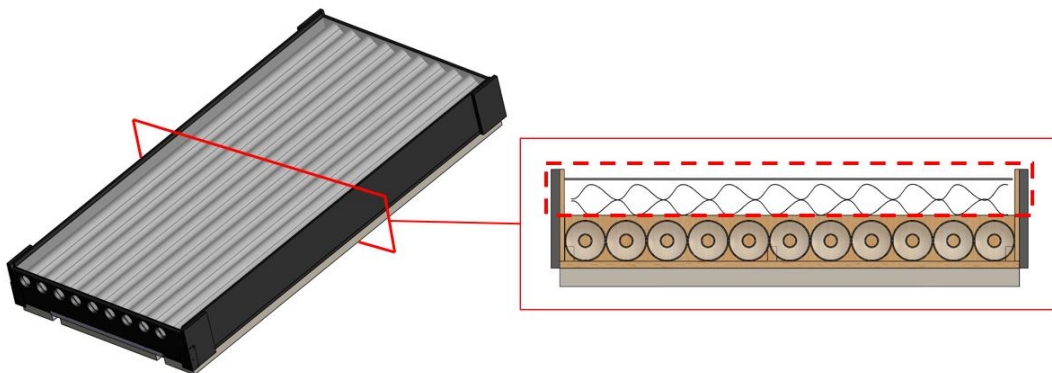


Figura 21 - Vista em corte do coletor solar do protótipo [33]

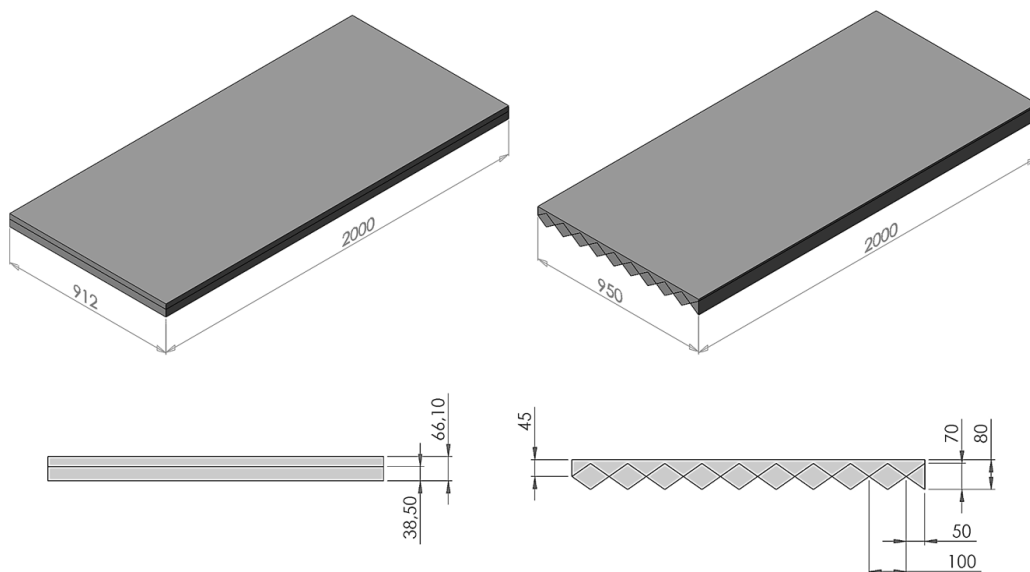


Figura 22 - Modelos numéricos simplificados do coletor solar das simulações 1.1 e 1.2

Ao analisar a Figura 22, nota-se que os coletores possuem o mesmo comprimento, mas diferentes alturas e larguras. Para o coletor de placa plana, a

dimensão da largura foi configurada para ter a mesma largura do interior da câmara de secagem (912 mm), enquanto a altura foi a dimensão ajustada para que sua área de entrada fosse igual a área da entrada do coletor corrugado. O mesmo processo de ajuste foi feito para as dimensões do espaço entre placa absorvedora e o acrílico.

O secador solar utilizado para as simulações 1.3 e 1.4 foi modelado considerando o coletor solar de placa absorvedora plana para simplificar a resolução numérica. A Figura 23 mostra as dimensões (em mm) do modelo do secador solar nas vistas lateral (a), traseira (b) e em corte (c).

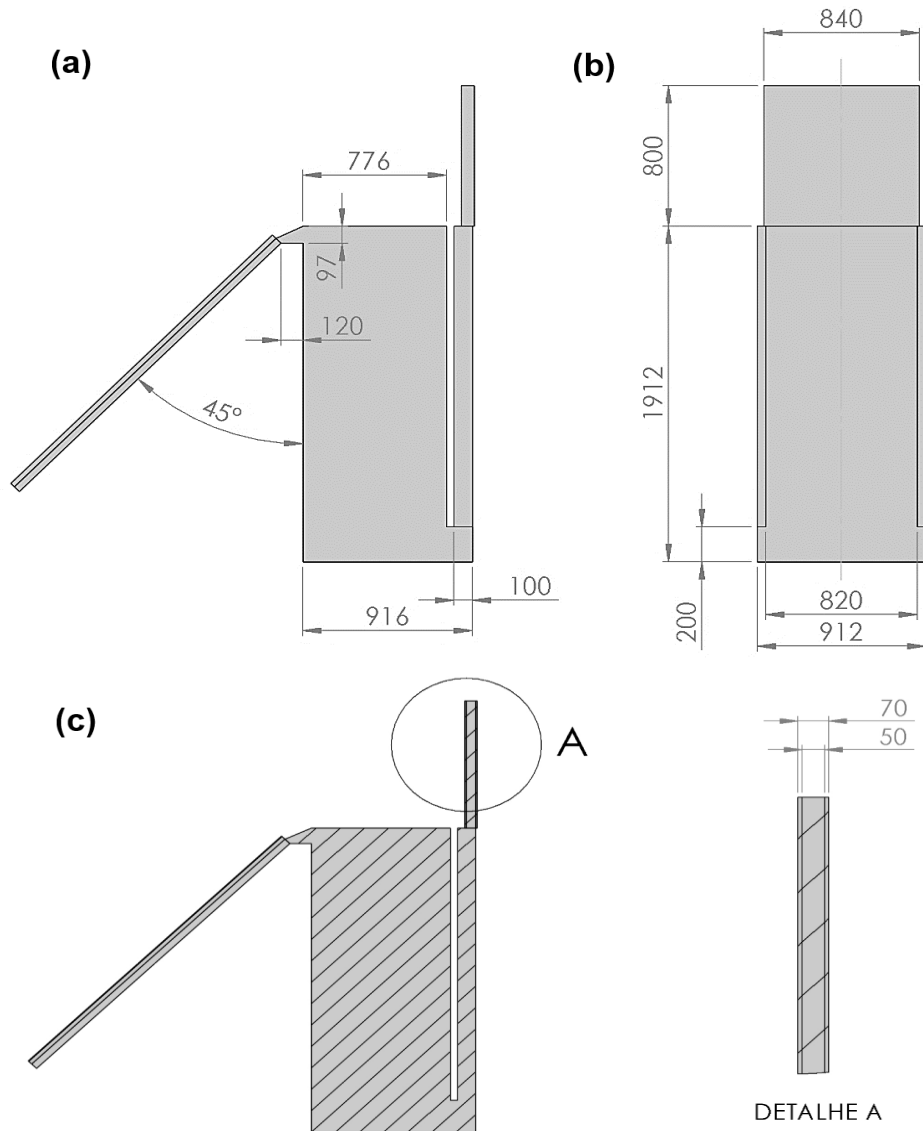


Figura 23 - Dimensões do modelo 3D do secador solar utilizado nas simulações da etapa 1

O detalhe A da Figura 23 foi feita para destacar a dimensão do ressalto envolvendo a chaminé. Este ressalto foi feito pois o modelo de carga solar do FLUENT® não contabiliza a radiação para superfícies expostas na parte externa do modelo, sendo necessário um intermediário sobre a superfície. Foi portanto incluído o ressalto de 10 mm para que o efeito de radiação atingisse a superfície da chaminé.

3.4.2 Malha computacional

O modelo do coletor de placa absorvedora plana, de placa absorvedora corrugada, e a estrutura do secador solar foram desenvolvidas utilizando o software SolidWorks® 2019, e então exportados para o programa de geração de malha (*Mesh*) do ANSYS® Workbench 2019 R3.

O tamanho dos elementos (células) das malhas foram consideradas para ter um tamanho máximo de 10 mm, com elementos hexaédricos dominantes. Definiu-se a utilização deste tipo de elemento pois possui menor custo computacional em relação ao elemento tetraédrico, e a geometria das estruturas simuladas são relativamente simples para serem configuradas manualmente. Não foi realizado um refinamento de malha, visto que nesta etapa foram feitas as simulações iniciais para observar o comportamento do escoamento no sistema.

A Figura 24 mostra a malha gerada para a estrutura do secador solar, sendo que na ampliação percebe-se que a malha não apresentou tamanhos uniformes na parte que liga o coletor à câmara de secagem, já que este é um local estreito.

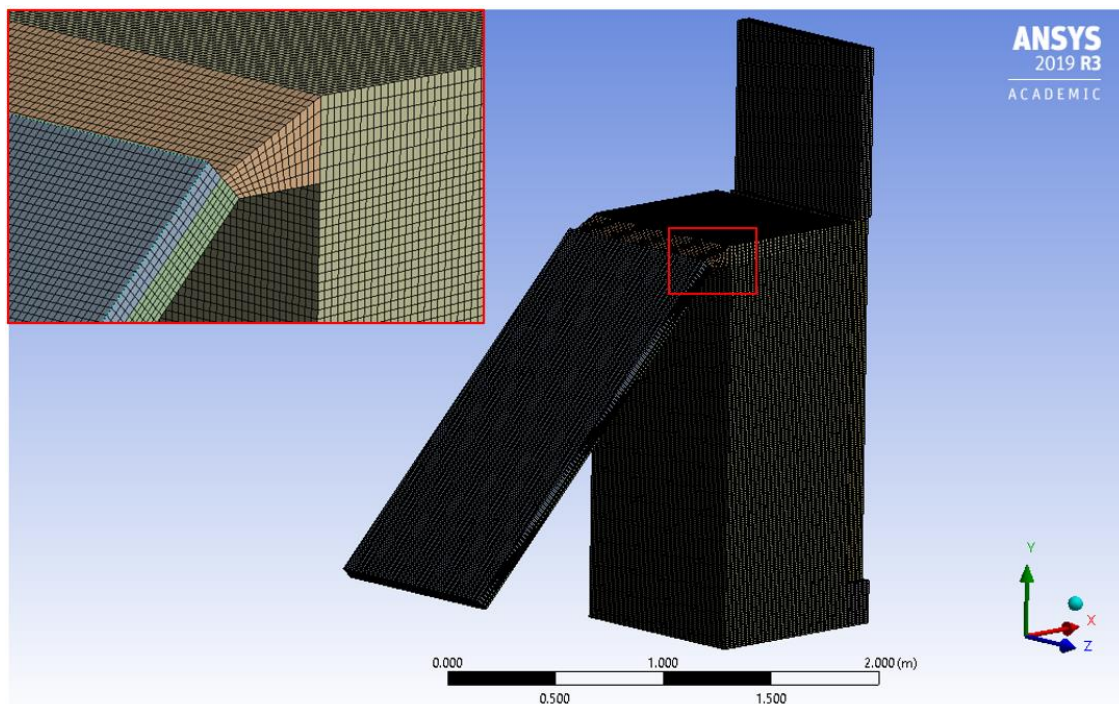


Figura 24 - Detalhes da malha gerada para o secador solar

As Figuras 25 e 26 mostram respectivamente a malha gerada para o coletor solar de placa absorvedora plana e para o coletor de placa corrugada. A malha do coletor plano foi gerada com elementos hexaédricos de tamanhos uniformes devido a sua geometria retangular. E na ampliação da Figura 26, percebe-se que foi gerada uma malha não estruturada, pois apresentou elementos não hexaédricos. Isto ocorreu porque a malha foi gerada para uma dimensão máxima do elemento. E para garantir somente elementos hexaédricos é necessário um refinamento de malha, que pode gerar maiores

quantidades de elementos e de tamanhos menores. Porém, para uma análise inicial do protótipo, optou-se por manter a malha desta forma.

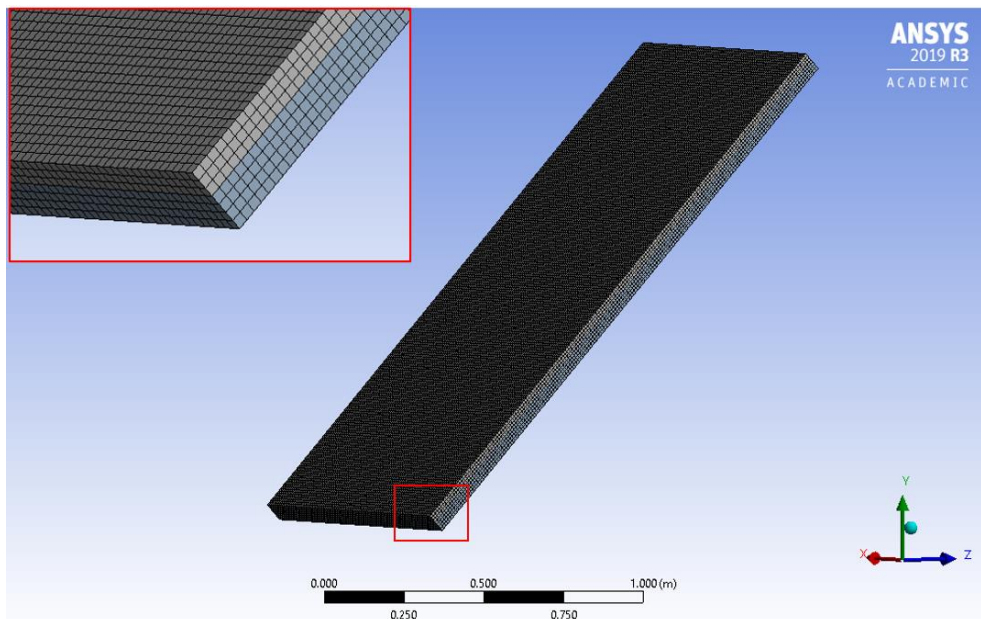


Figura 25 - Detalhes da malha do coletor solar com placa absorvedora plana

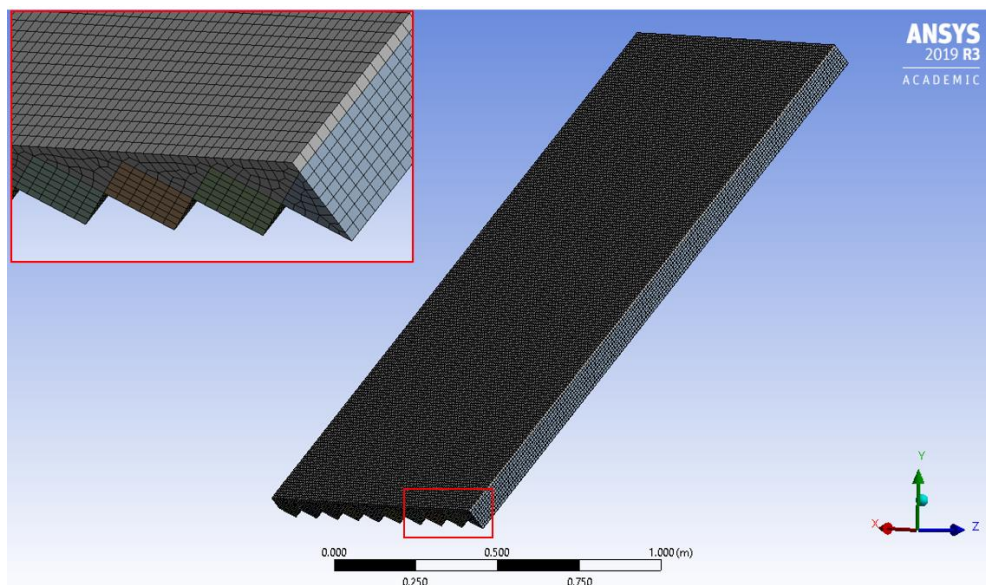


Figura 26 - Detalhes da malha do coletor com placa absorvedora corrugada em "V"

A Tabela 7 mostra os números de nós e elementos, e apresenta a qualidade ortogonal mínima e média de cada malha gerada.

Tabela 7 - Características das malhas geradas para a etapa 1

Estrutura	Nós	Elementos	Qualidade ortogonal	
			Min	Média
Coletor plano	147936	127400	1,000	1,000
Coletor corrugado	151755	129000	0,740	0,939
Secador solar	1821940	1735436	0,747	0,999

O menor índice de qualidade ortogonal é 0,740 para o coletor corrugado, porém a média da qualidade dos elementos é de 0,939. Os três modelos apresentaram uma boa qualidade ortogonal dos elementos, garantindo que a malha gerada é considerada de boa qualidade.

3.4.3 Condições de fronteira

As condições de fronteira utilizados nas simulações são: entrada, saída, convecção, condição de acoplamento, fluxo de calor e radiação solar.

As condições de entrada e saída permitem configurar como o fluido entrará no sistema, sendo necessário configurar as temperaturas e a turbulência na entrada e saída do modelo. Nas simulações, estes locais foram configurados como entrada e saída de pressão, ambos a pressão ambiente para simular que o ar se mova para dentro do secador somente devido ao efeito de termossifão. As temperaturas para a entrada e saída foram consideradas a temperatura ambiente média, sendo para julho de 299,15 K (26°C) e de 260,65 K (17,5°C) para outubro. Em relação a turbulência, este foi definido com os valores por defeito do FLUENT® de 5% de intensidade turbulenta e o valor de 10 para a taxa da viscosidade turbulenta, visto que não eram conhecidas o comportamento do fluido na entrada e saída dos modelos simulados.

A convecção como condição de fronteira permite inserir os efeitos de convecção gerados por um escoamento sobre a superfície externa. Isto é realizado configurando para superfície do modelo o coeficiente de convecção h_{conv} e a temperatura do escoamento do ar no exterior. O coeficiente convectivo foi calculado pela equação (3) para as velocidades médias do vento de julho (2,72 m/s) e outubro (2,45 m/s), resultando respectivamente nos valores aproximados de 16 W/m²K e 15 W/m²K. Para a temperatura no exterior foi usada a temperatura ambiente média para julho de 299,15 K e de 260,65 K para outubro.

A condição de acoplamento é utilizada quando existe a relação de fluido-face-fluido. Esta condição acopla duas regiões de fluido e permite configurar uma superfície entre as regiões, sendo possível definir o material e a espessura desta superfície, para calcular o fluxo de calor gerado por condução.

A condição de fronteira por fluxo de calor permite configurar o fluxo em W/m² para uma determinada superfície. Tentou-se utilizar este método para aplicar a radiação solar como fluxo de calor na superfície do coletor solar, porém resultou em temperaturas muito elevadas para a placa absorvedora. Deste modo, essa condição de fronteira foi utilizada na configuração das superfícies adiabáticas, inserindo valor nulo para o fluxo de calor.

A radiação solar pode ser inserida através do modelo de carga solar (*Solar Load Model*) do FLUENT®, citada no tópico 2.6.4. Este modelo permite inserir como condição de fronteira a irradiação solar, e permite simular a posição do Sol para uma determinada hora do dia, em determinada época do ano, em relação ao objeto em estudo. Também

é necessário fornecer os valores de absorvidade para os materiais opacos nas bandas visível e infravermelhos (IR), e os valores de transmissividade e refletividade para os materiais semitransparentes.

Todas as paredes dos modelos simulados foram consideradas como não deslizantes tendo o fluido velocidade nula na superfície, e a rugosidade superficial do material foi desprezada. Ao considerar as espessuras para as paredes da condições de fronteira, o FLUENT® faz o cálculo do fluxo de calor por condução em relação ao tipo de material especificado.

Para facilitar a aplicação das condições de fronteira nos modelos simulados, cada superfície foi identificada individualmente. A Figura 27 mostra a identificação das partes do coletor da simulação 1.1.



Figura 27 - Identificação das superfícies do coletor solar plano

As condições de fronteira aplicadas para o coletor solar foram definidas como:

- A entrada e saída são respectivamente como as condições de fronteira de entrada e de saída;
- Por questões de simplicidade, as laterais do coletor foram definidas como paredes adiabáticas para um material tipo madeira MDF de 10 mm de espessura;
- A superfície de acrílico foi considerada uma parede, com condições de fronteira de convecção e radiação solar, sendo o material semitransparente o acrílico com uma espessura de 2,5 mm;
- A placa inferior foi considerada parede adiabática, em aço com 0,5 mm de espessura;
- A placa absorvedora foi considerada como condição de acoplamento entre o espaço do ar abaixo da superfície de acrílico e o espaço onde o ar escoava pelo coletor. Além disso, inclui-se a condição de radiação solar sobre a placa pois

esta recebe os raios solares que atravessam o acrílico. Admitiu-se o material como opaco (aço com 0,5 mm de espessura).

Para o modelo do coletor solar corrugado, foram feitas identificações análogas às identificações feitas no coletor plano, sendo também aplicadas as mesmas condições de fronteira.

O modelo do secador solar também teve suas superfícies identificadas para facilitar a configuração das condições de fronteira. A Figura 28 mostra estas identificações realizadas, na qual toda a área destacada em vermelho são as paredes da câmara de secagem. E apesar de não ser demonstrada nesta figura, as identificações das superfícies para a parte do coletor solar foram as mesmas para as partes identificadas nas simulações 1.1 e 1.2, com a diferença de que a saída agora se encontra no topo da chaminé.

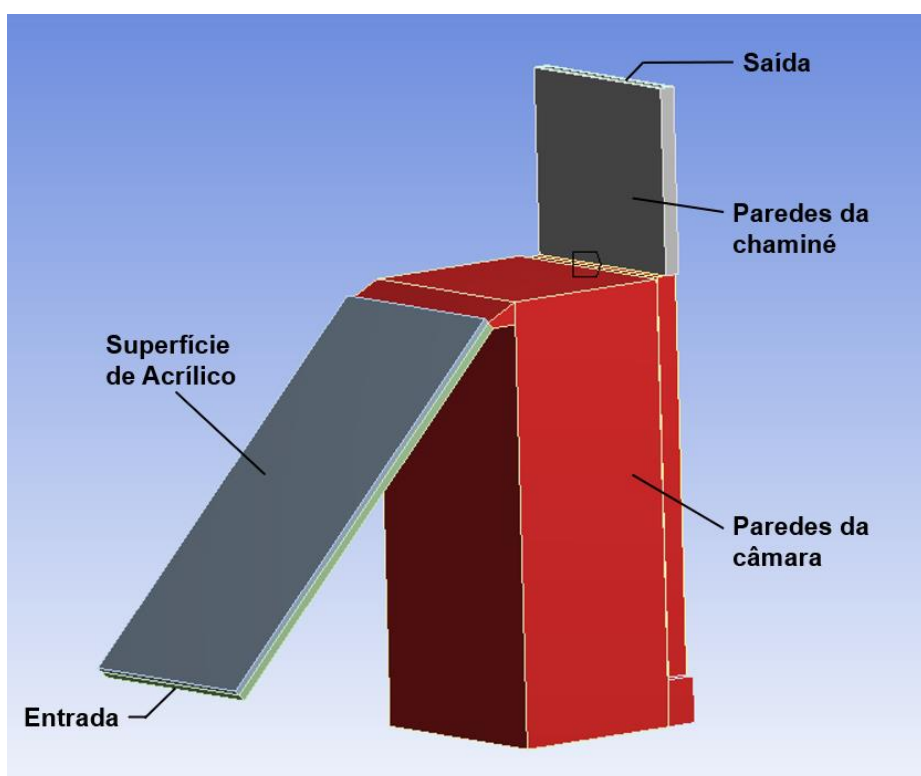


Figura 28 - Identificação das superfícies do secador solar

Em relação às condições de fronteira para o secador solar, as condições aplicadas para a parte do coletor são as mesmas das simulações do coletor isolado (simulação 1.1), sendo a única diferença de que a condição de saída é configurada para a saída da chaminé. Em relação às outras superfícies, estas foram definidas como:

- Por motivos de simplicidade, as paredes da câmara são paredes adiabáticas, visto que estas paredes são envolvidas por material isolante. As paredes foram definidas como aço, porém sem espessura para desprezar os efeitos de condução;

- As paredes da chaminé foram consideradas como condição de acoplamento entre o espaço do ar que envolve a chaminé e o espaço onde o ar escoava pela chaminé. E como citado no tópico 3.4.1, o espaço de ar envolvendo a chaminé foi modelado para que os efeitos da radiação solar pudessem ser aplicados nas superfícies da chaminé. Estas superfícies foram definidas como opacas, construídas em aço de 0,5 mm de espessura;
- As superfícies do espaço de ar que envolve a chaminé foram configuradas com condições de convecção e radiação solar, sendo o seu material definido como acrílico, porém com uma espessura nula para desprezar os efeitos de condução e simular a convecção o mais próximo possível da superfície das chaminés. Apesar de participar da condição de fronteira da radiação solar, estas superfícies foram desprezadas em relação a esta condição para garantir que toda a radiação solar fosse incidente nas paredes da chaminé.

Os valores dos materiais definidos nas simulações são apresentados na Tabela 6. E os valores necessários de emissividade, absorvidade e transmissividade para as superfícies com condição de fronteira de radiação solar serão explicados no tópico 3.4.3.1. A Tabela 8 mostra um resumo das condições de fronteira (CF) aplicados nas superfícies, tanto para as simulações dos coletores, quanto para o secador solar.

Tabela 8 - Resumo das condições de fronteira aplicados nas simulações da etapa 1

Superfície	Tipo de CF	Material	Espessura (mm)	Variável	
				Julho	Outubro
Entrada	Entrada	-	-	299,15 K	290,65 K
Saída	Saída	-	-	299,15 K	290,65 K
Acrílico	Convecção	Acrílico	2,5	16 W/m ² K	15 W/m ² K
	Radiação	Acrílico	2,5	Transiente	Transiente
Placa absorvedora.	Acoplamento	Aço	0,5	-	-
	Radiação	Aço	0,5	Transiente	Transiente
Placa inferior	Adiabático	Aço	0,5	0 W/m ²	
Laterais coletor	Adiabático	Madeira	10	0 W/m ²	
Paredes câmara	Adiabático	Aço	0	0 W/m ²	
Paredes chaminé	Acoplamento	Aço	0,5	-	-
	Radiação	Aço	0,5	Transiente	Transiente
Camada ao redor da chaminé	Convecção	-	-	16 W/m ² K	15 W/m ² K

3.4.3.1 Radiação solar

A radiação solar sobre a superfície da Terra varia conforme as horas do dia, e a época do ano. O perfil de radiação solar nas simulações desta etapa 1 foram inseridos com o modelo de carga solar. Este modelo permite inserir os dados de irradiação solar

para ser simulado em conjunto com o posicionamento do Sol (ao longo do dia) em relação ao objeto em estudo.

Os dados de irradiação solar necessários para o modelo de carga solar são a irradiação direta (I_{dir}) e a difusa (I_{dif}). As Figuras 29 e 30 mostram respectivamente os dados da irradiância direta e difusa de julho e outubro para a região de Mirandela.

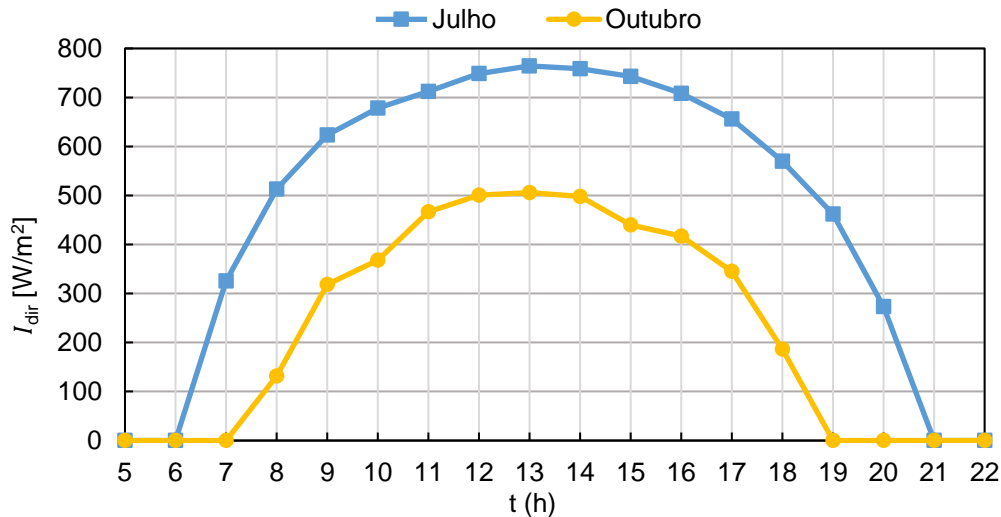


Figura 29 - Gráfico da irradiância direta de julho e outubro para região de Mirandela [34]

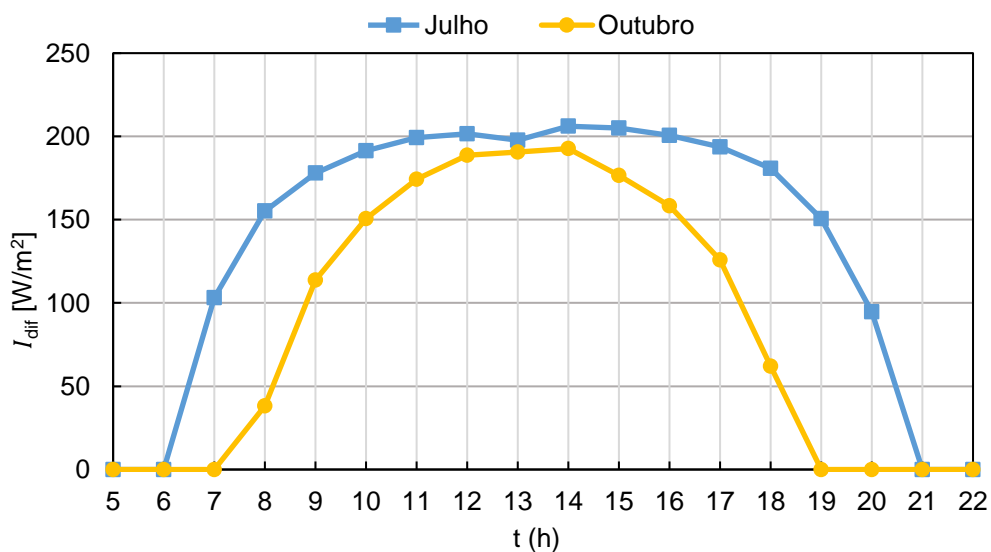


Figura 30 - Gráfico da irradiância difusa de julho e outubro para região de Mirandela [34]

Os dados de irradiação solar direta e difusa foram transformados em funções polinomiais para serem inseridos no modelo de carga solar. As equações (46) e (47) descrevem, respectivamente, a irradiação direta para o mês de julho e para o mês de outubro, e as equações (48) e (49) a irradiação difusa para esta mesma ordem dos meses. Em relação a precisão das funções, todas as equações polinomiais apresentaram coeficiente de correlação R^2 de 0,99.

$$I_{dir}(t) = -(9,7259E - 16)t^4 + (1,0688E - 10)t^3 - (4,7162E - 06)t^2 + (9,5805E - 02)t + 16,1980 \quad (46)$$

$$I_{dir}(t) = -(5,4560E - 16)t^4 + (4,4927E - 11)t^3 - (2,2223E - 06)t^2 + (5,6554E - 02)t - 13,2040 \quad (47)$$

$$I_{dif}(t) = -(4,3284E - 16)t^4 + (4,6530E - 11)t^3 - (1,8315E - 06)t^2 + (3,1287E - 02)t + 4,8225 \quad (48)$$

$$I_{dif}(t) = -(1,0302E - 16)t^4 + (7,8722E - 12)t^3 - (6,0230E - 07)t^2 + (1,9790E - 02)t - 7,3655 \quad (49)$$

E para configurar o posicionamento do Sol ao longo do dia na calculadora solar, foram fornecidas as coordenadas aproximadas da cidade de Mirandela (Lat 41,49°, Long 7,18°), e garantido que os modelos simulados são posicionados com a entrada do coletor solar virado totalmente para o sul, para garantir o ângulo de azimute ótimo do coletor. Em relação ao período das simulações, foi selecionado o dia 15 para o mês de julho, sendo definido o horário das 6:00 às 21:00 (GMT+1). E para outubro também foi selecionado o dia 15, com o horário das 7:00 às 19:00 (GMT+1). O dia 15 foi selecionado por ser o dia em que se encontra na metade do mês.

Deste modo, para as simulações 1.1, 1.2 e 1.3, simuladas para as condições de julho, foram utilizadas as equações (46) e (48) no modelo de carga solar. E para a simulação 1.4, simulado para as condições de outubro, foram utilizadas as equações (47) e (49). Os demais fatores do modelo de carga solar foram mantidos como o valor por defeito do FLUENT®.

Além disso, para as superfícies que foram configuradas para receberem a radiação solar, é necessário definir: a absorvidade para as superfícies opacas nos espectros de radiação visível e infravermelho; e a absorvidade e transmissividade para materiais semitransparentes nos espectros visível e infravermelho, e na difusividade hemisférica (*diffuse hemispherical*). E devido a utilização do modelo de radiação P-1, que incluem os efeitos da radiação emitidos pelas superfícies internas, é necessário definir o valor da emissividade interna para todas as superfícies do modelo simulado.

As superfícies definidas como opacas nas simulações desta etapa 1 foram a placa absorvedora do coletor solar e as paredes da chaminé. No projeto do secador solar, estas superfícies são pintadas de preto. Deste modo, como mostra a Figura 31, a absorvidade para tinta preta (*black paint*) tanto no espectro visível (0,4~0,7 μm) como infravermelho (0,7~100 μm) foi definida como 0,97 [18].

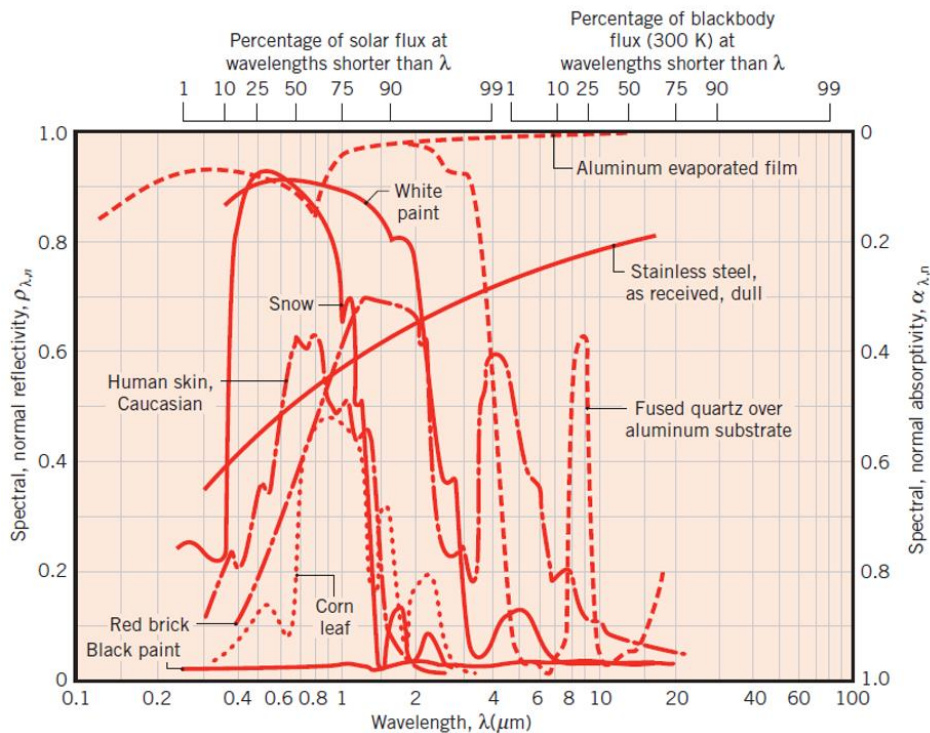


Figura 31 - Refletividade e absorptividade normal para materiais opacos em relação ao espectro de radiação eletromagnética [18]

A superfície definida como semitransparente foi somente a placa de acrílico do coletor solar. Os dados de absorptividade e transmissividade foram encontrados para o espectro visível, mas não foram encontrados valores satisfatórios para os espectros de infravermelho e para a difusividade hemisférica. Deste modo, por motivos de simplificação, a absorptividade e a transmissividade foram respectivamente configuradas com os valores por defeito do FLUENT® de 0,1 e 0,8.

Para a emissividade interna do modelo, esta foi definida como 0,97 para todas as paredes internas do modelo, pois admitiu-se que todas as superfícies do secador solar são pintadas de preto [18].

3.4.4 Configuração do FLUENT

O fluido de trabalho utilizado nas simulações é o ar, sendo que sua massa volúmica foi alterada para o modelo de Boussinesq (citado no tópico 2.6.2) com o valor de 1,1614 kg/m³. O valor do coeficiente de expansão térmica (β) foi calculado pela equação (20) para a temperatura de 300 K, sendo seu valor de 0,00333 K⁻¹. Os valores do calor específico (C_p), condutividade térmica (k) e a viscosidade (μ) do ar foram mantidas como constantes à temperatura de 300 K. As propriedades do ar para esta temperatura foram utilizadas tanto nas simulações de julho como para outubro. A Tabela 9 mostra os valores das propriedades do ar utilizadas nas simulações.

Tabela 9 - Propriedades configuradas para o ar

Propriedade	Valor	Unidade
β	0,00333	K ⁻¹
ρ	1,1614	kg/m ³
C_p	1007	J/kgK
k	0,0263	W/mK
μ	1,846e-05	kg/ms

Devido a utilização da radiação P-1, é necessário definir os coeficientes de absorção e dispersão (*scattering*) do ar. Estes foram configurados com valor nulo, uma vez que os efeitos de radiação sobre o fluido foram desprezados.

Nas condições de operação, a pressão de operação foi definida com o valor da pressão atmosférica de 101,325 kPa para todas as simulações, e a temperatura de operação foi configurada de 298,15 K para julho, e 290,65 K para outubro, sendo estas as temperaturas ambiente médias para cada mês.

As configurações da solução das simulações desta etapa 1 são descritas na Tabela 5, sendo consideradas para o caso transiente. E devido a dificuldades observadas em testes anteriores em relação a convergência para os resíduos da continuidade, e como recomendação do guia do utilizador do FLUENT® [29], foi feita a alteração dos fatores de relaxamento de pressão, densidade, forças do corpo (*body forces*), *momentum*, energia cinética turbulenta, taxa de dissipação turbulenta, viscosidade turbulenta, energia e radiação P-1 respectivamente para os valores de 0.2, 0.8, 1, 0.5, 0.5, 0.5, 1, 1, 1.

O método de inicialização utilizado para todas as simulações desta etapa 1 foi o método de inicialização padrão calculadas a partir da entrada (*inlet*) do sistema.

Para os parâmetros do cálculo transiente, foi utilizado um passo temporal de 30 segundos. Para as simulações 1.1, 1.2 e 1.3, simuladas nas condições de julho, foram definidos 1800 passos temporais, que totalizam as 15 horas (6:00 às 21:00 - GMT+1) de radiação solar para este período. Para a simulação 1.4, nas condições de outubro, foram definidos 1440 passos temporais, que totalizam as 12 horas (7:00 às 19:00 - GMT+1) de radiação solar. E para todas as simulações foi definido o valor máximo de 60 iterações por passo temporal.

3.5 ETAPA 2

Nesta etapa foi feita a análise do modelo 2D do secador solar sem a presença das bandejas. O objetivo foi analisar o secador solar com malhas de tamanhos de elementos diferentes, para determinar a malha a ser utilizada nas simulações posteriores. E então analisar o comportamento do escoamento no interior do secador solar em regime transiente para as condições dos meses de julho e outubro.

A realização da simulação 2D para esta etapa foi escolhida pois o tempo de solução das simulações 3D da etapa 1 eram relativamente grandes, e seria gasto um tempo considerável para realizar um estudo de convergência de malha para a análise inicial do protótipo. Como os resultados da variação da temperatura da placa absorvedora do coletor solar da etapa 1 apresentou ser condizente com os dados da literatura (Tabela 2), esses resultados foram utilizados como base para realizar as simulações desta etapa 2. Deste modo, não será necessário aplicar o modelo de carga solar para modelos 3D, sendo possível simular o secador solar em 2D.

E para chegar ao resultado do funcionamento do secador para esta etapa, foram feitas 7 simulações:

- Simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 – análises 2D em estado-estacionário da estrutura do secador solar utilizado nas simulações 1.3 e 1.4, utilizando a média das temperaturas da placa absorvedora e da chaminé resultantes da simulação 1.3 (condições de julho) como dados de entrada. A malha foi gerada com elementos quadriláteros de tamanho máximo de 10, 5, 3 e 2 mm respectivamente para as simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4;
- Simulações 2.5 – Análise transiente do secador solar com o tamanho máximo dos elementos da malha de 3 mm. Os dados utilizados são as variações de temperatura da placa absorvedora e da chaminé resultantes da simulação 1.3 (condições de julho);
- Simulação 2.6 – mesmas condições da simulação 2.5, mas utilizando um passo temporal de 1s;
- Simulação 2.7 – mesma estrutura e malha utilizada na simulação 2.5, porém foi aplicado a variação de temperatura da placa absorvedora e da chaminé resultantes da simulação 1.4 (condições de outubro).

As simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 foram simuladas para realizar a análise de convergência de malha para condição em estado-estacionário para selecionar a malha a ser utilizada nas próximas simulações. O estudo de convergência foi feito segundo descrito no tópico 2.7.2.3.

A simulação 2.5 foi realizada para analisar o comportamento do sistema em regime transiente nas condições de julho.

A simulação 2.6 foi simulado para avaliar a diferença do comportamento do sistema para passos temporais menores do que o utilizado na simulação 2.5;

A simulação 2.7 foi realizada para analisar o desempenho do secador solar nas condições de outubro.

3.5.1 Dimensões do modelo numérico

O modelo simulado nesta etapa é a versão 2D do modelo utilizado nas simulações 1.3 e 1.4, mas sendo desprezados: a placa de acrílico, e o volume de ar entre esta superfície e a placa absorvedora do coletor solar; e a parte do volume de ar modelado em torno das paredes da chaminé. São feitas estas assunções pois as condições de fronteira são aplicados diretamente sobre as superfícies da placa absorvedora e da chaminé, não sendo necessário considerar os volume sobre estas superfícies. A Figura 32 mostra o modelo do secador solar utilizado em todas as simulações desta etapa 2, com as dimensões representadas em milímetros.

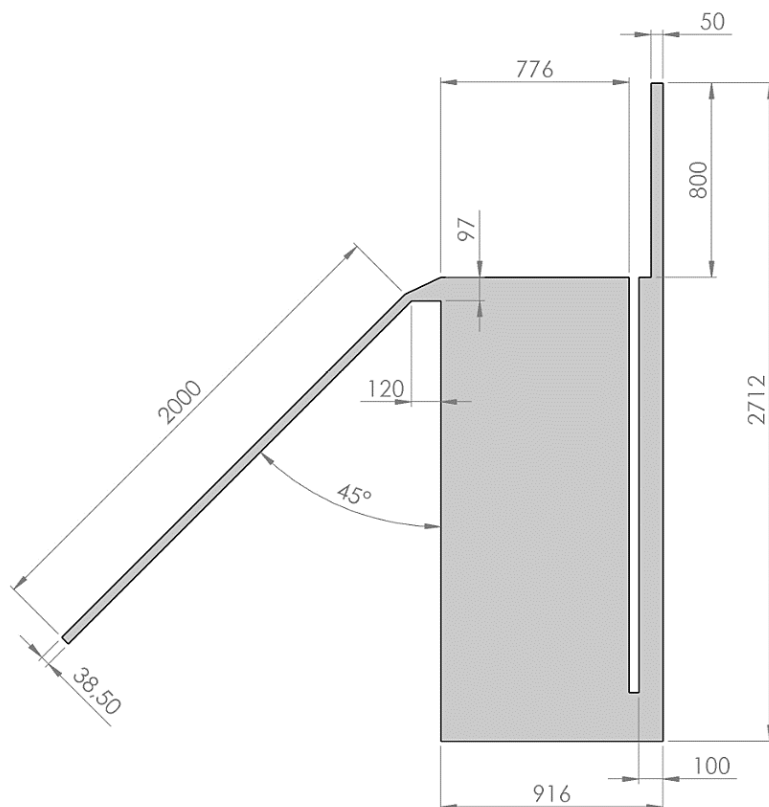


Figura 32 - Modelo do secador solar utilizado nas simulações da etapa 2

3.5.2 Malha computacional

O secador solar foi modelado no módulo *SpaceClaim* e a malha configurada no programa de geração de malha, sendo ambos pertencentes ao ANSYS® Workbench 2019 R3.

Foram utilizados elementos quadriláteros para a modelação das malhas, pois possui menor custo computacional em relação ao elemento triangular, e a geometria do modelo numérico do secador é relativamente simples. Os elementos das malhas das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 foram definidas com um tamanho máximo de 10, 5, 3 e 2 mm, respectivamente. A diminuição no tamanho dos elementos foi feita para realizar o estudo de independência de malha.

A Figura 33 mostra a malha gerada para a estrutura do secador solar da simulação 2.1, a qual foi definido o tamanho máximo para os elementos de 10 mm. E ao observar o aumento da Figura 33, nota-se elementos de tamanhos diferentes. Essa configuração foi feita para garantir que todos os elementos sejam quadriláteros, na qual a quantidade de elementos da dimensão da entrada da câmara de secagem (b) foi configurada para ter a mesma quantidade para a saída do coletor (a). Deste modo, a parte do coletor passa a ter elementos de menores dimensões. E exceto para o coletor e a região de conexão desta com a entrada da câmara, o restante da estrutura do secador manteve os elementos quadriláteros com dimensões próximas de 10 mm.

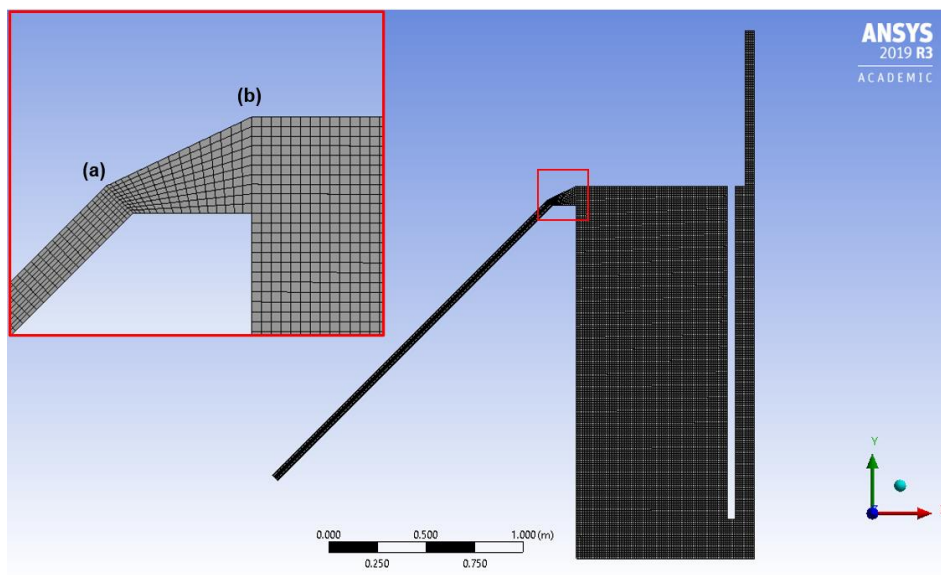


Figura 33 - Malha gerada do secador solar para a simulação 2.1

As malhas das simulações 2.2, 2.3 e 2.4, geradas respectivamente com tamanhos máximos dos elementos de 5, 3 e 2 mm, foram configuradas de modo semelhante ao processo anteriormente citado para a malha da simulação 2.1.

A Tabela 10 mostra os números de nós e elementos, e apresenta a qualidade ortogonal mínima e média de cada malha gerada, na qual todos os modelos apresentaram uma boa qualidade ortogonal dos elementos, garantindo que a malha gerada é considerada de boa qualidade.

Tabela 10 - Características das malhas geradas na etapa 2

Estrutura	Nós	Elementos	Qualidade ortogonal	
			Mínimo	Média
Simulação 2.1	20300	19546	0,729	0,999
Simulação 2.2	79066	77565	0,718	0,999
Simulação 2.3	217821	215320	0,714	0,999
Simulação 2.4	487488	483742	0,711	0,999

Ademais, para as simulações 2.5, 2.6 e 2.7 utilizou-se a mesma malha da simulação 2.3, visto que esta foi a escolhida depois do estudo da malha.

3.5.3 Condições de fronteira

As condições de fronteira utilizados nas simulações são: entrada, saída, fluxo de calor e temperatura. O funcionamento das condições de entrada, saída, e fluxo de calor foram configuradas de maneira semelhante às explicações do tópico 3.4.3.

A condição de fronteira de temperatura permite configurar a temperatura para uma determinada superfície. Para as simulações em estado-estacionário, as temperaturas da placa absorvedora e da chaminé foram definidas como as médias das temperaturas obtidos nas simulações 1.3 (julho). E para as simulações transientes, estas mesmas temperaturas das simulações 2.5 e 2.6 foram configuradas como a variação das temperaturas obtidas na simulação 1.3, e para a simulação 2.7 foram utilizados os resultados da simulação 1.4 (outubro).

Para inserir os dados de temperatura nas simulações transientes desta etapa, foi necessário descrever os resultados das curvas da temperatura em relação ao tempo das simulações 1.3 e 1.4 em formato de tabela. Sendo estas tabelas configuradas como as condições de fronteira das simulações transientes.

Além disso, todas as paredes dos modelos simulados foram admitidas como não deslizantes, impondo velocidade nula do fluido na sua superfície. A rugosidade superficial do material também foi desprezada.

Para facilitar a aplicação das condições de fronteira no modelo do secador solar, identificou-se cada lateral do modelo. A Figura 34 mostra as identificações feitas nas partes do secador solar.

As condições de fronteira para o secador solar foram definidas como:

- A entrada e saída foram configuradas como a condição de fronteira de entrada e saída, respectivamente;
- A placa absorvedora e a parede da chaminé 1 foram consideradas como condição de temperatura, sendo definida seu material como o aço com espessura de 0,5 mm;
- A placa inferior foi considerada uma parede adiabática, de material de aço com espessura de 0,5 mm;
- As paredes da câmara, indicadas pelas linhas em vermelho da Figura 34, foram configuradas como paredes adiabáticas, visto que estas paredes são envolvidas por material isolante. As paredes foram definidas como aço, porém sem espessura para desprezar os efeitos de condução;
- Admitiu-se a parede da chaminé 2 como uma parede adiabática para simplificação da simulação, e pelo fato da radiação solar ter sido mais incidente na parede da chaminé 1 durante as simulações 1.3 e 1.4.

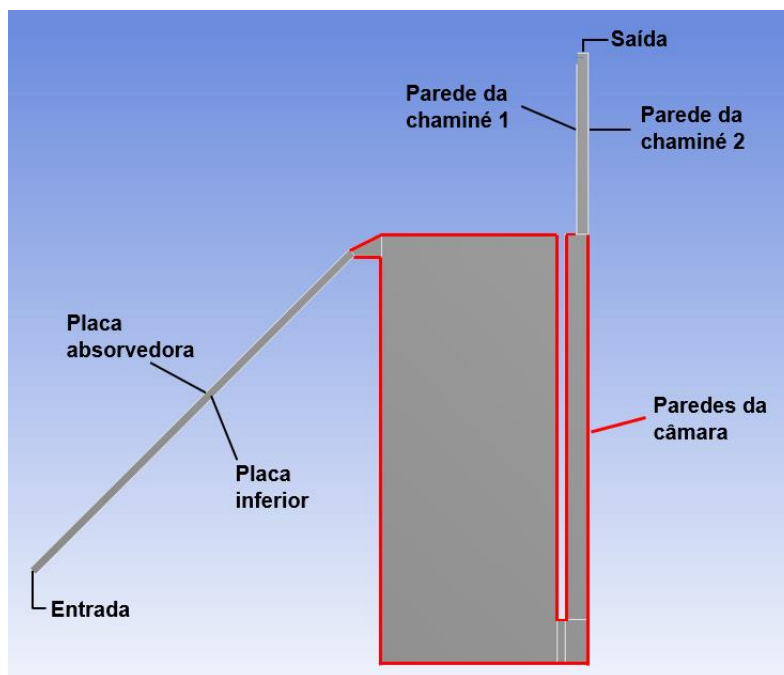


Figura 34 - Identificação das laterais do modelo 2D do secador solar para etapa 2

Para a emissividade interna do modelo, de modo análogo a etapa 1, esta foi definida como 0,97 para todas as paredes internas do modelo, pois admitiu-se que todas as superfícies do secador solar são pintadas de preto [18].

A Tabela 11 mostra um resumo das condições de fronteira aplicadas nas superfícies do secador solar. E o termo “Transiente” significa que para as simulações transientes, o tipo de condição de fronteira aplicada para determinada superfície varia com o tempo.

Tabela 11 - Resumo das condições de fronteira aplicados nas simulações da etapa 2

Superfície	Tipo de CF	Material	Espessura (mm)	Variável	
				Julho	Outubro
Entrada	Entrada	-	-	299,15 K	290,65 K
Saída	Saída	-	-	299,15 K	290,65 K
Placa absorvedora.	Temperatura	Aço	0,5	324,5 K	312,5 K
				Transiente	Transiente
Placa inferior	Adiabático	Aço	0,5	0 W/m ²	
Paredes câmara	Adiabático	Aço	0	0 W/m ²	
Parede chaminé 1	Temperatura	Aço	0,5	317,8 K	310,8 K
				Transiente	Transiente
Parede chaminé 2	Adiabático	Aço	0,5	0 W/m ²	

3.5.4 Configuração do FLUENT

Para definir a massa volúmica do ar, diferente da etapa 1, não foi utilizado o modelo de Boussinesq. Para esta etapa, para garantir os efeitos do escoamento causado pelas forças de impulsão, a massa volúmica foi configurada de modo polinomial, sendo

mostrada pela equação (50). Esta equação faz o cálculo de seu valor em função da temperatura, na qual foi formulada para o intervalo de temperatura de 250 a 400 K com os dados de Incropera et al [18]. Em relação a precisão da função, esta apresentou o coeficiente de correlação R^2 de 1,0.

$$\rho(T) = -(3,25333E - 08)T^3 + (4,2660E - 05)T^2 - (2,07277E - 02)T + 4,4187 \quad (50)$$

Os valores do calor específico (C_p), condutividade térmica (k) e a viscosidade (μ) do ar foram configuradas do mesmo modo feito para as simulações da etapa 1, sendo tais valores apresentados na Tabela 9 do tópico 3.4.4. Além disso, as simulações nesta etapa 2 também desprezou os coeficientes de absorção e dispersão do fluido.

Nas condições de operação, a pressão de operação foi definida com o valor da pressão atmosférica de 101,325 kPa para todas as simulações. Para o mês de julho, a temperatura de operação foi fixada em 298,15 K, e a massa volúmica de operação em 1,1687 kg/m³. E para outubro, a temperatura de operação foi alterada para 290,65 K, e a massa volúmica de operação em 1,1992 kg/m³.

Estas configurações das características do fluido foram utilizadas tanto para as simulações em estado-estacionário quanto para regime transiente.

Os métodos de solução configurados para os casos em estado-estacionário e transientes estão descritas na Tabela 5 do tópico 3.3. O método de inicialização utilizado para todas as simulações desta etapa 2 foi o método de inicialização padrão calculada a partir da entrada (*inlet*) do sistema. E os mesmos valores dos fatores de relaxamento utilizados para as simulações 1.3 e 1.4 foram adotados para as simulações transientes desta etapa.

Em relação ao tempo das simulações transientes, foram simuladas somente a metade do período de radiação solar. Pois a partir da análise dos resultados das simulações realizadas na etapa 1, percebeu-se que o comportamento do caudal mássico e das temperaturas analisadas apresentaram um padrão de comportamento espelhado em relação a metade do dia. Desse modo, o tempo de simulação para as condições do mês de julho foram de 7,5 horas (6:00 às 13:30 - GMT+1), e de 6 horas (7:00 às 13:00 - GMT+1) para o mês de outubro.

O passo temporal utilizado para as simulações 2.5 e 2.7 foram de 30 segundos, e para a simulação 2.6 de 1 segundo. Assim, para a simulação 2.5 e 2.6 (nas condições de julho) foram definidos respectivamente 900 e 2700 passos de tempo, e para a simulação 2.7 (outubro) foi definido 720 passos.

3.6 ETAPA 3

Nesta etapa foi feita a análise do modelo 2D do secador solar adicionou-se a presença das bandejas. Esta etapa teve como objetivo avaliar a melhor disposição das bandejas dentro da câmara de secagem, e analisar o comportamento do escoamento no interior do secador solar em regime transiente incluindo a perda de pressão causada pelas bandejas nas condições dos meses de julho e outubro.

Para se chegar ao resultado do funcionamento do secador para esta etapa, foram feitas 6 simulações:

- Simulações 3.1 e 3.2 – análises 2D em estado-estacionário utilizando a média das temperaturas da placa absorvedora e da chaminé resultantes da simulação 1.3 (julho) como dados de entrada. Utilizou-se a estrutura do secador solar utilizado nas simulações da etapa 2, porém agora considera-se a presença das bandejas posicionadas de modo centralizado uma logo abaixo da outra para a simulação 3.1, e as bandejas posicionadas de modo alternado (“zigzag”) para a simulação 3.2;
- Simulações 3.3 e 3.4 – análises 2D em estado-estacionário utilizando a média das temperaturas da placa absorvedora e da chaminé resultantes da simulação 1.4 (outubro) como dados de entrada. Sendo que as bandejas foram posicionadas de modo centralizado e alternado respectivamente para as simulações 3.3 e 3.4;
- Simulação 3.5 e 3.6 – análise transiente do secador solar com as bandejas posicionadas de modo alternado, sendo os dados de temperatura utilizados para simulação 3.5 o mesmo utilizado na simulação 2.5 (condição de julho), e os dados para a simulação 3.6 o mesmo utilizado na simulação 2.8 (condições de outubro).

As simulações 3.1 e 3.2 foram realizadas para verificar os efeitos causados no escoamento do ar dentro do secador solar para dois diferentes posicionamentos das bandejas, para as condições de julho e definir o seu melhor posicionamento a ser utilizado dentre os dois simulados. As simulações 3.3 e 3.4 foram simuladas com o mesmo objetivo das simulações 3.1 e 3.2, mas para as condições de outubro.

As simulações 3.5 e 3.6 foram feitas para analisar o secador com as bandejas em condições transientes.

3.6.1 Dimensões do modelo numérico e malha computacional

O secador solar utilizado nesta etapa foi modelado no módulo *Spaceclaim* e a malha configurada no programa de geração de malha, sendo ambos pertencentes ao ANSYS® Workbench 2019 R3.

A estrutura do modelo utilizado nesta etapa é a mesma utilizada na etapa 2, sendo nessa etapa adicionadas as bandejas em duas configurações diferentes. A Figura 35 mostra as disposições consideradas (em mm). Na primeira as bandejas estão uma logo abaixo da outra e centradas dentro da câmara de secagem (a); na segunda a disposição das bandejas está de modo alternado (b). São consideradas 8 bandejas em ambos os modelos, sendo as distâncias entre cada uma de 160 mm.

Ao analisar a Figura 35, nota-se que as bandejas foram modeladas sem sua espessura, sendo consideradas como linhas. Isto foi feito pois o modelo de salto poroso (*porous-jump*), citada no tópico 2.6.5, permite realizar esta simplificação, sendo a queda de pressão configurada para a linha (em modelos 2D) ou superfície (em modelos 3D).

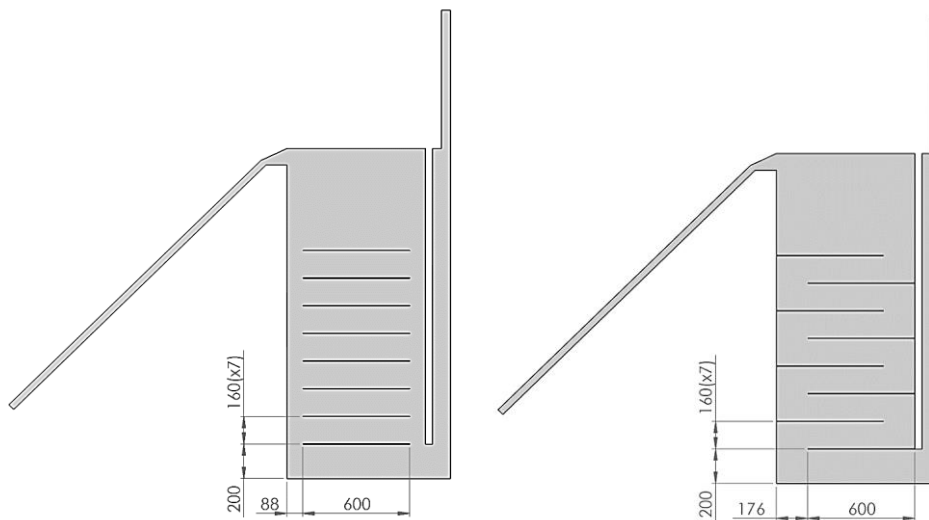


Figura 35 - Modelos do secador com as bandejas posicionadas de 2 modos

A configuração da malha computacional utilizada para ambos os modelos gerados nesta etapa foi a mesma utilizada nas simulações 2.3, 2.5, 2.6 e 2.7 tendo o tamanho máximo para os elementos da malha de 3 mm, a qual foi garantido boa qualidade das malhas.

3.6.2 Condições de fronteira

As condições de fronteira utilizados nas simulações foram as mesmas utilizadas na etapa 2, sendo adicionada para esta etapa a condição de salto poroso.

A condição de fronteira salto poroso (*porous-jump*), citado no tópico 2.6.5, permite simular a queda de pressão causada pelas bandejas presentes dentro da câmara de secagem. Para aplicar esta condição, é necessário definir a permeabilidade do meio, o coeficiente do salto de pressão, a espessura do meio e a resistência térmica de contato.

E de maneira análoga as etapas 1 e 2, todas as paredes dos modelos simulados foram admitidas como não deslizantes, na qual o fluido possui velocidade nula na superfície, assim como foi desprezada a rugosidade superficial do material.

Os locais para aplicação das condições de fronteira foram identificados do mesmo modo feito para o modelo do secador solar da etapa 2, sendo adicionado a identificação das bandejas nessa etapa 3. A Figura 36 mostra as identificações feitas para as bandejas de modo centralizado (a), e para as bandejas dispostas de modo alternado (b).

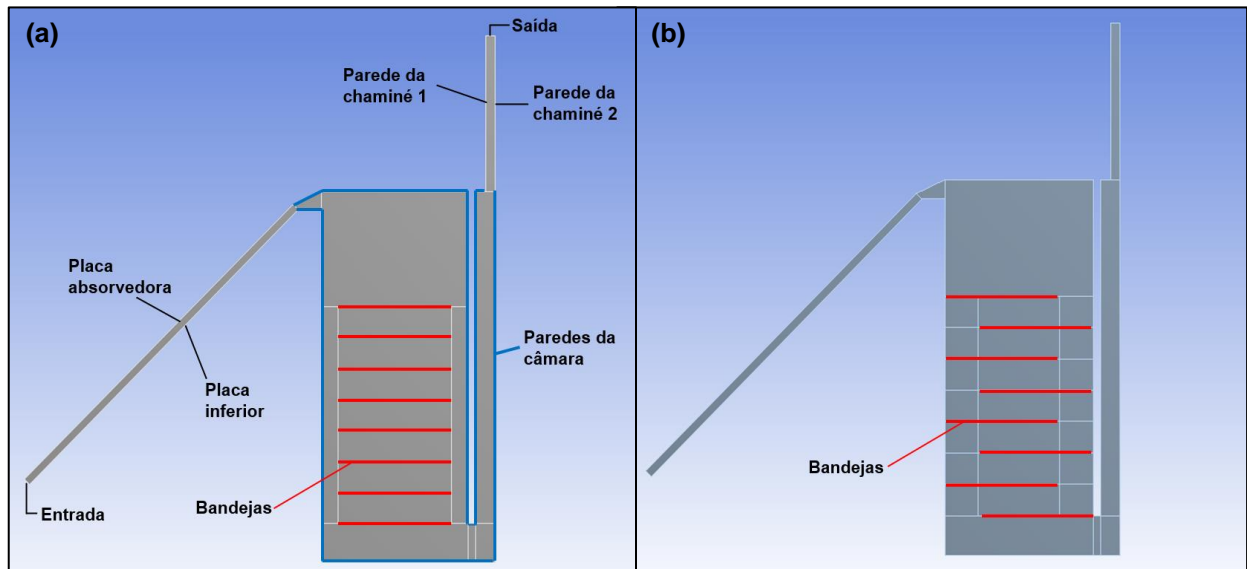


Figura 36 - Identificação dos locais para aplicar as condições de fronteira para a etapa 3

As condições de fronteira do secador solar foram definidas da mesma maneira feita para a etapa 2, sendo que as bandejas foram definidas como condição de salto poroso, com os valores da permeabilidade do meio, coeficiente do salto de pressão e espessura do meio configurados respectivamente em $9,0775e-09 \text{ m}^2$, $5289,64 \text{ m}^{-1}$ e 5 cm , e a resistência térmica de contato foi ignorada. A obtenção destes parâmetros será explicada no próximo tópico.

3.6.2.1 Condição *porous jump*

Para obter os valores necessários para configurar a condição de fronteira de salto poroso, foram utilizados como parâmetro os dados experimentais da queda de pressão numa camada de figos de altura de 5 cm , retirados do trabalho de Amanlou e Zomorodian [37]. Os valores aproximados da queda de pressão (ΔP) para determinadas velocidades são mostrados na Tabela 12.

Tabela 12 - Variação de pressão em relação a velocidade na camada de 5 cm de figos [37]

Velocidade (m/s)	ΔP (Pa)
0	0
0,4	50
0,6	125
0,8	180
1,0	250

A partir dos dados desta tabela foi gerado uma equação polinomial da queda de pressão em relação a velocidade do ar, mostrada pela equação (51).

$$\Delta P = (154,55)v^2 + (101,68)v - 2,7025 \quad (51)$$

Para definir a permeabilidade do meio (α) e o coeficiente do salto de pressão (C_2), foi realizada a comparação da equação (51) com a equação (28). Ao ignorar o termo da variável elevado a zero, temos pela comparação que:

$$154,55 = \frac{C_2 \rho \Delta m}{2} \quad (52)$$

$$101,68 = \frac{\mu}{\alpha} \Delta m \quad (53)$$

E para os valores de $\rho = 1,1687 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1,846 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ definidos para temperatura de 298,15 K, e Δm de 0,05 m, temos pelas equações (52) e (53) que os valores respectivos de α e C_2 são $9,0775 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ e $5289,64 \text{ m}^{-1}$.

A camada de figos de altura de 5 cm pode apresentar camadas sobrepostas das frutas, visto que o diâmetro dos figos analisados foram de aproximados 20 mm [37], sendo que esta configuração pode não ser a utilizada para condições reais nas bandejas do secador solar. Porém foi utilizada tais dados nas simulações como uma abordagem inicial para analisar os efeitos de queda de pressão nas bandejas.

A Tabela 13 mostra um resumo das condições de fronteira aplicadas nas superfícies do secador solar, e o termo “Transiente” significa que para as simulações transientes, o tipo de condição de fronteira aplicada para determinada superfície varia com o tempo.

Tabela 13 - Resumo das condições de fronteira aplicados nas simulações da etapa 3

Superfície	Tipo de CF	Material	Espessura (mm)	Variável	
				Julho	Outubro
Entrada	Entrada	-	-	299,15 K	290,65 K
Saída	Saída	-	-	299,15 K	290,65 K
Placa absorvedora.	Temperatura	Aço	0,5	324,5 K	312,5 K
				Transiente	Transiente
Placa inferior	Adiabático	Aço	0,5	0 W/m ²	
Paredes câmara	Adiabático	Aço	0	0 W/m ²	
Parede chaminé 1	Temperatura	Aço	0,5	317,8 K	310,8 K
				Transiente	Transiente
Parede chaminé 2	Adiabático	Aço	0,5	0 W/m ²	
Bandejas	<i>Porous jump</i>	-	50	9,0775E-09 m ² 5289,64 m ⁻¹ 5 cm	

3.6.3 Configuração do FLUENT

A configuração das características do ar como o fluido de trabalho, o método de inicialização padrão calculada a partir da entrada (*inlet*) do sistema utilizado para todas as simulações, e os valores dos fatores de relaxamento para os casos transientes, todas foram feitas de maneira semelhante as configurações utilizadas na etapa 2.

Em relação aos métodos de solução adotados para os casos em estado-estacionário e transientes, estas foram configuradas conforme descrito na Tabela 5 do tópico 3.3. Porém os resíduos dos fatores k e ε utilizados para as simulações dessa etapa foram de 10^{-4} para ambos os fatores, visto que foi observado nas simulações em estado-estacionário que a variável da turbulência viscosa era limitada para a taxa de viscosidade em $1,0E+05$ em alguns elementos da malha quando utilizados os resíduos de 10^{-3} . E tal limitação era solucionada ao diminuir os resíduos dos fatores citados para 10^{-4} .

O tempo de simulação configurado para as simulações transientes 3.5 e 3.6 foram as mesmas utilizadas na etapa 2, na qual para o mês de julho foram de 7,5 horas (6:00 às 13:30 - GMT+1), e de 6 horas (7:00 às 13:00) para o mês de outubro.

O passo temporal utilizado para as simulações transientes foi de 30 segundos. Desse modo foram definidos 900 passos de tempo para a simulação 3.5 (condições de julho) e 720 passos de tempo para a simulação 3.6 (condições de outubro). E para ambas as simulações foi definido o valor máximo de 40 iterações por passo temporal.

3.7 ESTIMATIVA DO TEMPO DE SECAGEM

Como as simulações realizadas não contabilizaram a humidade do ar e taxa de evaporação da água libertada pelo figo a ser seco, uma forma para estimar o tempo necessário de secagem pode ser calculada ao relacionar a energia necessária para a secagem e a energia fornecida pelo secador.

Para que o produto possa ser seco, é necessário fornecer energia térmica suficiente para que toda a água contida no alimento evapore. Um modo de calcular a energia necessária para a remoção da humidade do produto será mostrada a seguir, sendo tal método e as equações (54) a (57) baseados no trabalho de Al-Busoul [38].

Passo 1 – Calcular a quantidade de humidade a ser retirada do produto (m_w) em kg a partir da equação (54):

$$m_w = \frac{m_p(M_i - M_f)}{(100 - M_f)} \quad (54)$$

na qual m_p é a massa inicial do produto a ser seco (kg), M_i e M_f são respetivamente a humidade inicial e final do produto (em %_{base húmida}).

Passo 2 – Calcular a humidade de equilíbrio (ERH) a partir da equação (55):

$$\frac{ERH}{100} = a_w = 1 - e^{[-e^{(0,914+0,5639 \ln M)}]} \quad (55)$$

na qual a_w é a atividade de água (valor decimal) e M é o teor de humidade do produto na base seca ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{sólido seco}}$).

Passo 3 – Calcular a quantidade de energia (E_{nec}) necessária para evaporar a água a partir da equação (56):

$$E_{nec} = \frac{m_w(h_f - h_i)}{(w_f - w_i)} \quad (56)$$

na qual h_i e h_f são respectivamente a entalpia inicial do ar ambiente e a final após a secagem ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$), e w_i e w_f são respectivamente a humidade absoluta inicial e final ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$). Os valores das entalpias e das humidades absolutas podem ser obtidos através do uso da carta psicrométrica.

E para se obter o tempo necessário de secagem, este é calculado através da relação entre a energia necessária e a energia fornecida pelo secador solar durante o período de radiação solar, sendo mostrada pela equação (57):

$$t_{secagem} = \frac{E_{nec}}{E_{forn}} \quad (57)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste tópico são apresentados e analisados os resultados das simulações realizadas para verificar o desempenho do protótipo do coletor solar indireto de circulação natural. Foram analisados os parâmetros de caudal mássico e temperatura em diferentes locais do secador para comparar com resultados experimentais de outros modelos de secador solar indireto.

Todas as simulações foram feitas num computador com processador Intel® Xeon® W-2195, 16Gb de memória RAM e 16 processadores virtuais. As simulações realizadas no FLUENT® foram configuradas para processamento em paralelo utilizando 14 processadores.

Os resultados das simulações serão apresentados em etapas, como descrito na metodologia. Na etapa 1 analisou-se os modelos de coletores, para posteriormente analisar-se a estrutura completa do secador. Os resultados das etapas 2 e 3 foram divididos para o estado-estacionário e para o transiente.

4.1 ETAPA 1

As simulações desta etapa consideraram o efeito da radiação solar através da implementação da irradiância pelo modelo de carga solar do FLUENT®. Aplicou-se a irradiância solar de Mirandela de julho para as simulações 1.1, 1.2 e 1.3, e a irradiância de outubro para a simulação 1.4.

Os resultados desta etapa são mostrados em duas partes: análise dos coletores solares das simulações 1.1, 1.2 e 1.3, e a análise da estrutura completa do secador solar nas condições de julho (simulação 1.3) e outubro (simulação 1.4).

4.1.1 Coletores solares

Nas simulações comparou-se a variação do caudal mássico (\dot{m}), a temperatura na saída do coletor (T_{col}), e a temperatura média da superfície da placa absorvedora (T_{abs}) para o coletor solar de placa absorvedora plana (simulação 1.1), o coletor de placa corrugada em formato “V” (simulação 1.2) e do coletor de placa absorvedora plana acoplado a estrutura do secador solar (simulação 1.3). Estas três variáveis são mostradas respectivamente nos gráficos das Figuras 37, 38 e 39. Sendo que na Figura 39 é mostrado a irradiância global para uma placa inclinada a 45° (I_g 45°) de julho em Mirandela, retirado da plataforma *PVGIS* [34].

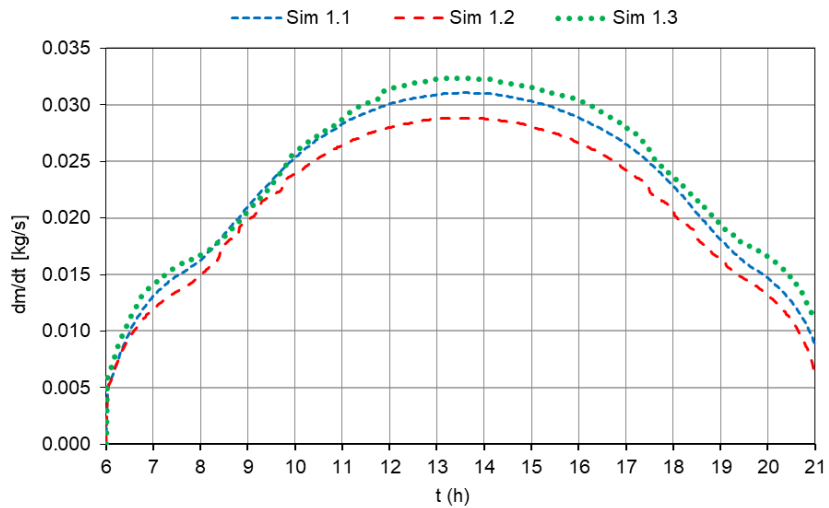


Figura 37 - Caudal mássico dos coletores solares analisados nas simulações 1.1, 1.2 e 1.3

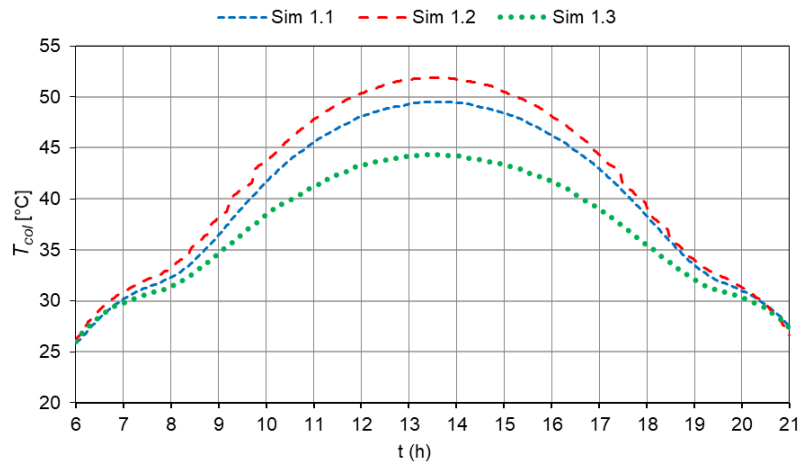


Figura 38 - Temperatura do do ar na saída do coletor das simulações 1.1, 1.2 e 1.3

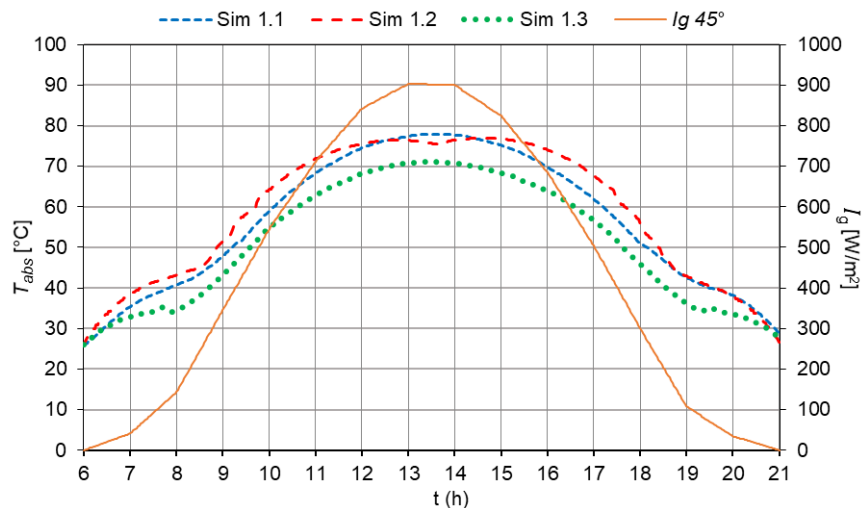


Figura 39 - Temperatura da placa absorvedora das simulações 1.1, 1.2 e 1.3

A Tabela 14 mostra os valores médios e máximos resultantes dos gráficos das Figuras 37, 38 e 39, e a diferença relativa das variáveis entre a simulação 1.1 e 1.2 ($\Delta\epsilon$ [1.1-1.2]) e entre a simulação 1.1 e 1.3 ($\Delta\epsilon$ [1.1-1.3]).

Tabela 14 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas nas simulações 1.1, 1.2 e 1.3

	\dot{m} (kg/s)		T_{col} (°C)		T_{abs} (°C)	
	Média	Máx	Média	Máx	Média	Máx
Sim 1.1	0,0230	0,0310	40,03	49,52	56,53	77,94
Sim 1.2	0,0212	0,0288	41,48	51,85	58,69	77,02
Sim 1.3	0,0240	0,0324	37,09	44,30	51,39	71,08
$\Delta\epsilon$ [1.1-1.2]	7,83%	7,10%	3,62%	4,71%	3,82%	1,18%
$\Delta\epsilon$ [1.1-1.3]	4,35%	4,52%	7,34%	10,54%	9,09%	8,80%

Ao comparar o coletor de placa absorvedora plana (sim 1.1), com o coletor de placa absorvedora corrugada (sim 1.2), percebe-se que estas apresentam o mesmo comportamento no desenvolvimento das curvas do caudal mássico e das temperaturas de saída do coletor e da placa absorvedora, como mostrado nos gráficos das Figuras 37 a 39. As temperaturas analisadas não apresentaram grandes diferenças em seus valores médios e máximos, sendo as maiores variações da simulação 1.2 em relação a simulação 1.1: de 2,3°C (4,71%) na temperatura máxima da saída do ar do coletor; e de 2,1°C (3,82%) na temperatura média da placa. A diferenças ligeiras entre os valores dos caudais mássicos médio e máximo, sendo ambas as diferenças de aproximados 0,002 kg/s ($\approx 7\%$). Como não foram observadas diferenças elevadas entre os dois modelos de coletor solar com as configurações utilizadas em ambas as simulações, utilizou-se o coletor de placa absorvedora plana na simulação da estrutura completa do secador solar devido à maior simplicidade da sua geometria.

Ao comparar os valores obtidos da análise do coletor de placa absorvedora plana (sim 1.1) com os valores deste coletor simulado junto a estrutura completa do secador solar (sim 1.3), nota-se diferenças pequenas de 0,001 kg/s ($\approx 4\%$) para ambos os valores médios e máximos do caudal mássico. Porém, existem diferenças consideráveis em relação a temperatura, sendo as maiores variações entre a simulação 1.3 e 1.1: de 5,2°C (10,54%) na temperatura máxima da saída do ar do coletor; e de 6,9°C (8,80%) na temperatura máxima da placa. Devido a esta diferença nas temperaturas, foi optado por não realizar a análise do secador pelas suas partes separadamente (coletor, câmara e chaminé), mas escolhido analisar a estrutura de modo completo.

Além disso, em relação a simulação 1.3, apesar de desprezar as bandejas, os valores de caudal mássico médio de 0,024 kg/s e máximo de 0,0324 kg/s se encontram entre o intervalo de 0,0126 a 0,0367 kg/s dos valores de caudal mássico da literatura (Tabela 1). E a temperatura da placa absorvedora máxima de 71,08°C para a irradiância de aproximados 900 W/m² encontra-se entre o valor de 60°C (900~950 W/m²) e 83°C (988 W/m²) da Tabela 2. As estruturas e as condições locais para os dados experimentais apresentados nas Tabelas 1 e 2 são diferentes do secador simulado, mesmo assim foram utilizados como termo de comparação para avaliação das simulações, visto que são todos modelos de secadores solares por circulação natural. Pode-se então assumir que os resultados da temperatura da placa absorvedora e do caudal mássico gerado são

coerentes com os valores experimentais de outros tipos de secadores solares indiretos de circulação natural.

4.1.2 Secador solar

Para as simulações do modelo de secador solar, foram avaliadas o caudal mássico e as temperaturas na saída do coletor (T_{col}), na saída da câmara de secagem (T_{cam}) e na saída da chaminé (T_{ch}). Foram avaliados também as temperaturas médias na superfície da placa absorvedora (T_{abs}) e na superfície da chaminé ($T_{ch,sup}$).

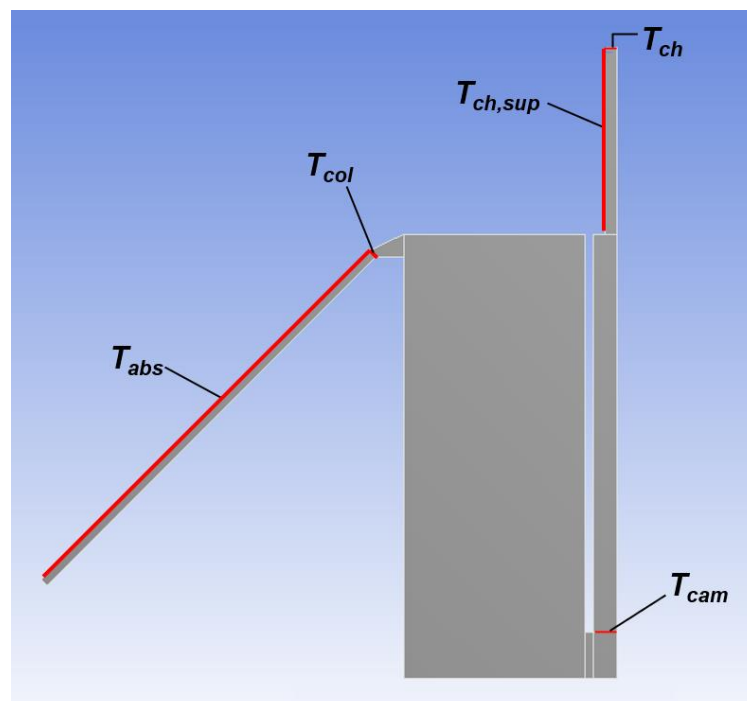


Figura 40 - Indicação dos locais no secador solar avaliados para a temperatura

A Figura 40 mostra os locais para a avaliação das temperaturas, sendo que a temperatura da superfície da chaminé foi avaliada somente nesta superfície, pois esta é a que recebe maior radiação solar tanto para julho quanto para outubro.

Para a simulação 1.3, nas condições de junho, as variações do caudal mássico, das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara de secagem, e na saída da chaminé são mostradas no gráfico da Figura 41. E a variação da temperatura da placa absorvedora e na superfície da chaminé são mostradas na Figura 42. Além disso, nesta mesma figura é mostrado a irradiância solar global para uma placa inclinada a 45° ($I_g 45^\circ$) que são incidentes sobre o coletor solar, e a irradiância global para uma placa na vertical ($I_g 90^\circ$) incidentes sobre a superfície da chaminé, ambos nas condições de julho em Mirandela, sendo tais dados retirados da plataforma PVGIS [34].

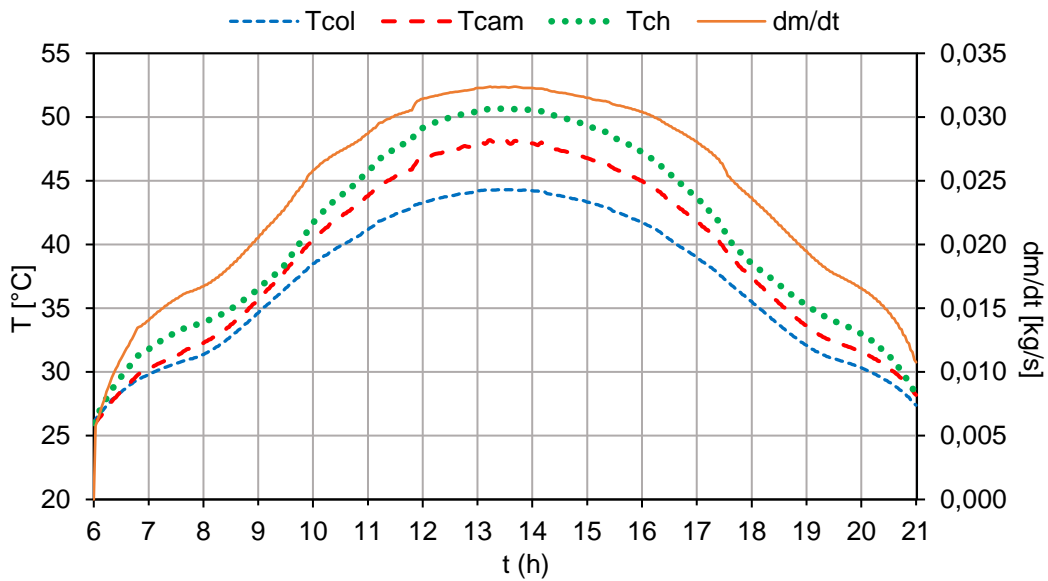


Figura 41 - Variação da T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar avaliado nas condições de julho

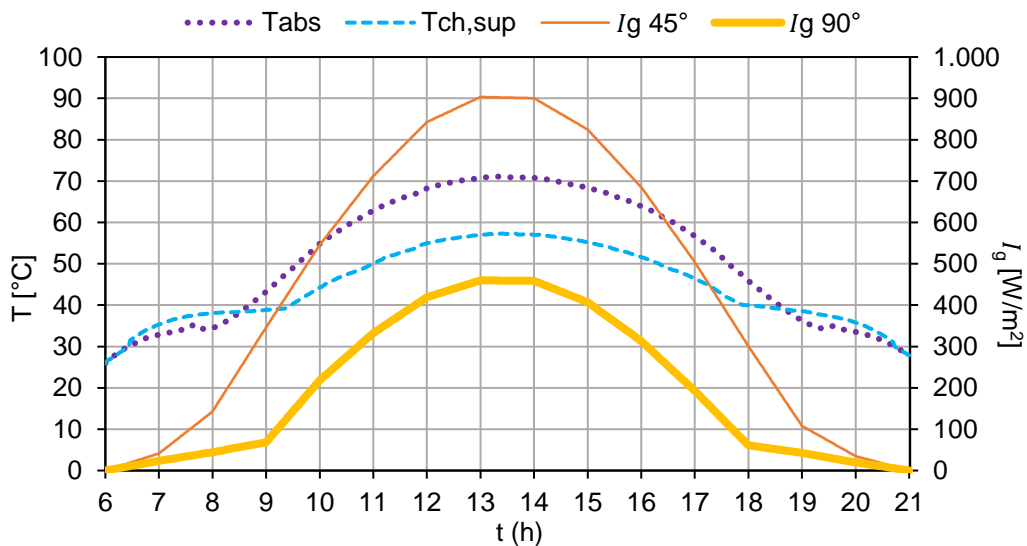


Figura 42 - Variação da T_{abs} , $T_{ch,sup}$, e da irradiância solar para placas inclinadas a 45° e 90° nas condições de julho

Ao analisar as Figuras 41 e 42, tem-se que os valores máximos de todas as variáveis foram observados aproximadamente às 13:30 (metade do tempo de radiação solar), sendo que as curvas apresentaram padrão espelhado em relação a este horário. Isto se deve ao fato de que a temperatura ambiente e de entrada no coletor foram definidas como constantes durante todo o período simulado. Além disso, verifica-se a influência da posição do Sol em relação a superfície inclinada, pois a irradiação sobre a superfície da chaminé ($I_g 90^\circ$) é menor que a irradiação sobre o coletor solar ($I_g 45^\circ$) devido ao ângulo de incidência da radiação sobre estas superfícies.

Para a simulação 1.4, simulada nas condições de outubro, a princípio foi configurada para ser realizada durante todo o período de radiação solar, no intervalo de tempo das 7:00 às 19:00 (GMT+1). Porém, como apresentado pelos resultados da simulação 1.3, as variáveis de temperatura e caudal mássico analisados apresentam um

padrão de comportamento espelhado em relação à metade do dia. Deste modo, a simulação 1.4 foi realizada para o período das 7:00 às 13:00 para reduzir o tempo computacional a ser gasto na simulação.

Os resultados da simulação 1.4 para as variações do caudal mássico, das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara de secagem, e na saída da chaminé são mostradas no gráfico da Figura 43. E a variação da temperatura da placa absorvedora e na superfície da chaminé são mostradas na Figura 44. Além disso, nesta mesma figura são mostradas as irradiâncias globais para uma placa inclinada a 45° (I_g 45°) incidentes sobre o coletor solar, e a irradiância para uma placa na vertical (I_g 90°) incidente sobre a superfície da chaminé, ambos para outubro em Mirandela, sendo tais dados retirados da plataforma PVGIS [34].

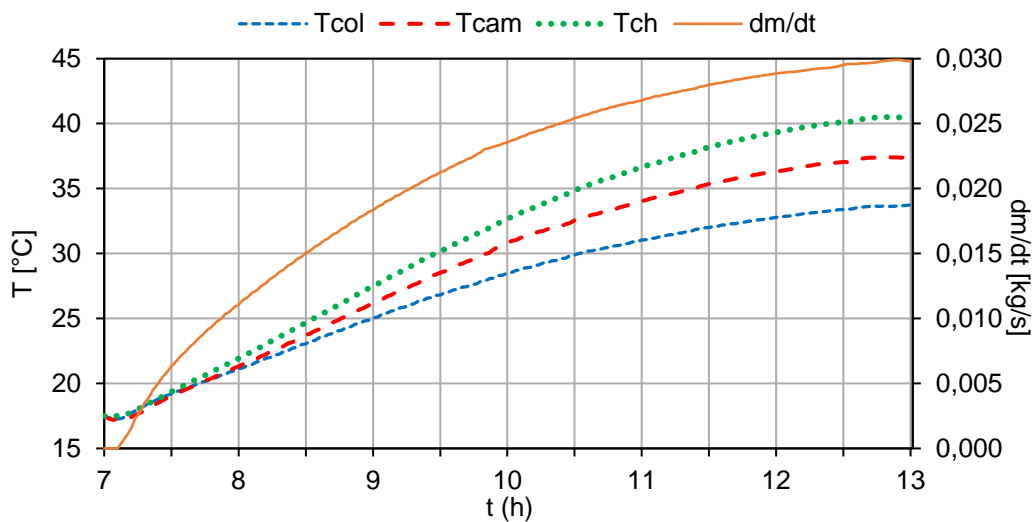


Figura 43 - Variação da T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar avaliado nas condições de outubro

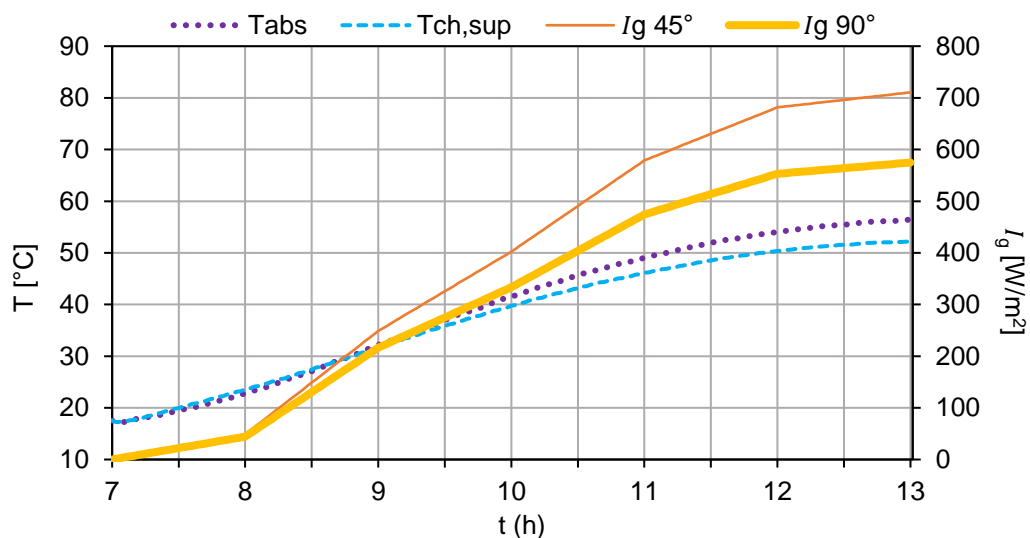


Figura 44 - Variação da T_{abs} , $T_{ch,sup}$, e da irradiância solar para placas inclinadas a 45° e 90° nas condições de outubro

Ao comparar a irradiação máxima sobre a superfície da chaminé (I_g 90°) de aproximados 580 W/m² em relação a irradiação máxima desta mesma superfície para julho de aproximados 450 W/m² (Figura 42), nota-se novamente a influência da posição do sol em relação a uma determinada superfície inclinada.

Os valores médios e máximos do caudal mássico (\dot{m}) e das temperaturas na saída do coletor (T_{col}), na saída da câmara (T_{cam}), na saída da chaminé (T_{ch}), da placa absorvedora (T_{abs}) e da chaminé ($T_{ch,sup}$) para as condições de julho (sim 1.3) e outubro (sim 1.4) são mostrados na Tabela 15.

Tabela 15 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas para o secador solar 3D em julho e outubro

Variável	Julho		Outubro	
	Média	Máxima	Média	Máxima
Caudal mássico (\dot{m}) [kg/s]	0,0240	0,0324	0,0207	0,0299
Temp. saída coletor (T_{col}) [°C]	37,09	44,30	27,35	33,74
Temp. saída câmara (T_{cam}) [°C]	39,23	48,20	29,32	37,45
Temp. saída chaminé (T_{ch}) [°C]	40,97	50,65	31,18	40,57
Temp. placa absorvedora (T_{abs}) [°C]	51,39	71,08	39,40	56,42
Temp. superf. chaminé ($T_{ch,sup}$) [°C]	44,70	57,32	37,40	52,18

Em relação ao desenvolvimento do escoamento no interior do secador solar, a Figura 45 mostra o comportamento da velocidade do escoamento (a) e a distribuição da temperatura (b) em um plano médio do secador solar, às 13:30 (horário na metade do tempo da radiação solar) para julho. E a Figura 46 mostra estas mesmas variáveis de velocidade (a) e temperatura (b) em uma visualização 3D do domínio do secador solar.

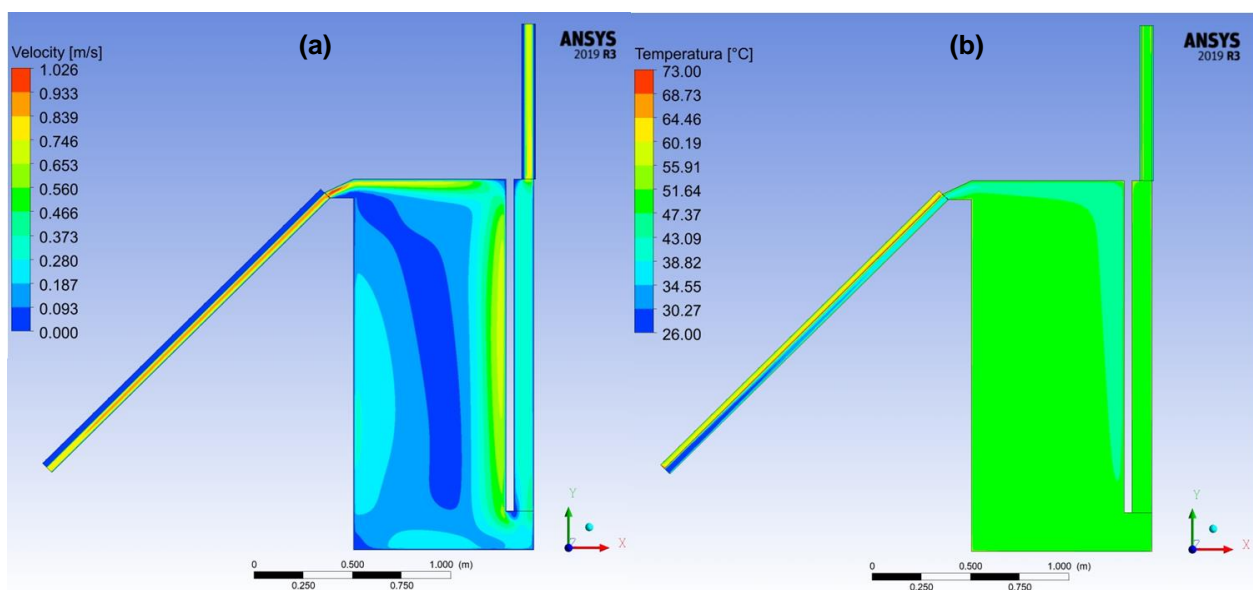


Figura 45 - Desenvolvimento da velocidade (a) e temperatura (b) em um plano médio do secador às 13:30 para julho

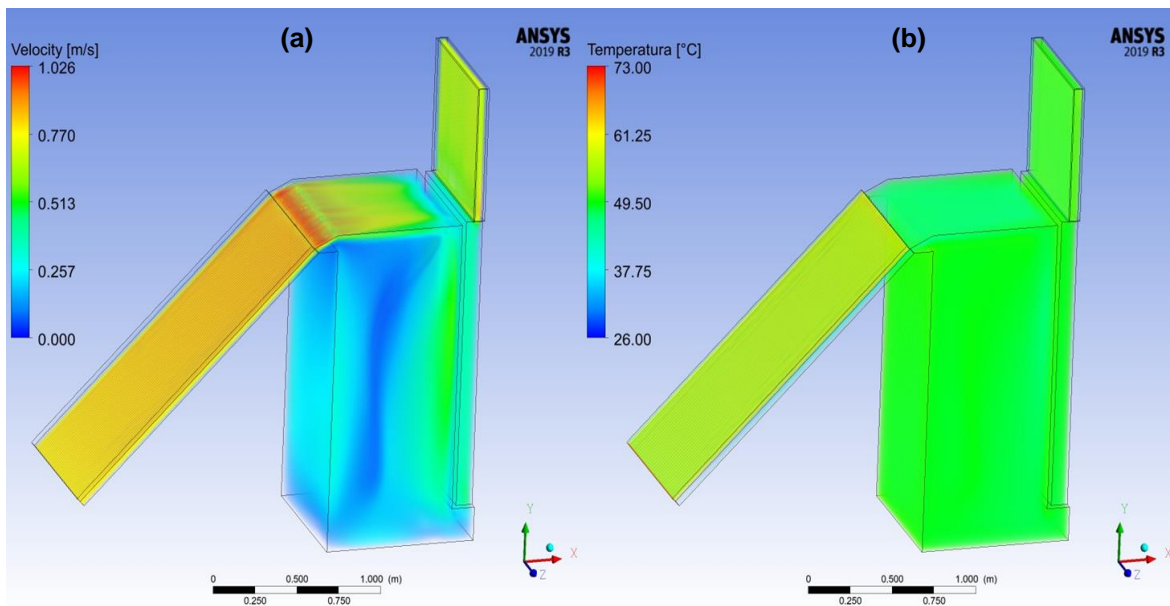


Figura 46 - Visualização em 3D do desenvolvimento da velocidade (a) e da temperatura (b) do secador às 13:30 para julho

A Figura 45(b) mostra o período de máxima temperatura encontrada entre a saída do coletor solar e a saída da câmara de secagem, na qual a câmara se encontra entre 44 a 49°C, sendo que a Figura 46(b) mostra que esta temperatura é distribuída em todo o espaço da câmara, visto que as paredes são adiabáticas. Em relação a velocidade, a Figura 45(a) mostra que a maior velocidade de 1,02 m/s se encontra na saída do coletor solar, devido a menor área de sua seção transversal em relação a saída da câmara e a saída da chaminé. A distribuição da velocidade no interior da câmara mostra que o ar tende a escoar mais próximo as paredes, gerando uma área de velocidade nula no interior da câmara. Tal fenômeno também pode ser observado na Figura 46(a).

Para a simulação 1.4, o escoamento e a temperatura tiveram comportamento semelhante ao apresentado pela simulação 1.3, na qual o ar tende a escoar mais próximo as paredes. A temperatura desenvolvida no interior da câmara às 13:00 (metade do período da radiação solar) se encontra entre 35 a 38°C, e a maior velocidade de 0,943 m/s se encontra também na saída do coletor.

No link (<https://youtu.be/fRr3GJU9QY8>) visualiza-se o desenvolvimento do escoamento e a evolução da temperatura no secador solar descrito na Figura 45 para as condições de julho. E neste link (<https://youtu.be/sCT5EGzBVlo>) visualiza-se o mesmo desenvolvimento para as condições de outubro.

O tempo computacional das simulações 1.1, 1.2, 1.3 e 1.4 tiveram duração aproximadas de respectivamente 10, 9,5, 56 e 71h. Os resíduos de todas as simulações mantiveram-se abaixo do configurado, exceto para o resíduo da continuidade. Para as simulações 1.1, 1.2 e 1.3, o resíduo da continuidade apresentou valores entre 10^{-2} e 10^{-3} no final de cada passo temporal, e a simulação 1.4 apresentou resíduos entre 10^{-1} e 10^{-2} . Nas simulações, os resíduos apresentavam comportamento decrescente até atingir as 60 iterações por passo temporal definidas nas configurações da simulação. Para que

os resíduos da continuidade atingissem o valor configurado de 10^{-3} e para gerar resultados mais precisos, seria necessário diminuir o valor do passo temporal, o que aumentaria o tempo computacional necessário para resolução das simulações.

Não foi realizado um estudo de independência de malha para as simulações nesta etapa e nem simulações com passos temporais menores devido ao grande tempo computacional necessário para tal estudo. Todavia, os resultados obtidos foram julgados suficientes por ser uma análise inicial do comportamento do secador solar pela garantia de boa qualidade para as malhas, devido ao comportamento decrescente dos resíduos, e pela análise dos valores das variáveis de caudal mássico e temperatura apresentarem valores coerentes com valores experimentais como citados ao final do tópico 4.1.1.

As simulações do secador solar desta etapa mostraram a existência do escoamento de ar gerado pelo efeito de termossifão no interior do modelo simulado para as condições de julho e outubro. Além disso, com os valores de temperatura nas superfícies do secador solar e na superfície da chaminé, a próxima etapa foi considerada a ser realizada para modelos 2D. Visto que tais valores de temperatura podem ser implementados como condições de fronteira para o modelo do secador solar nesta dimensão, porque o modelo de carga da radiação solar aplica-se apenas a modelos 3D.

4.2 ETAPA 2

Como descrito na metodologia da etapa 2 (tópico 5.5), para as condições de fronteira desta etapa considerou-se metade do período de radiação solar para os meses de julho e outubro. Esta decisão foi tomada pois observa-se que a variação das temperaturas e do caudal mássico nos resultados da etapa 1 apresentam um padrão de comportamento espelhado em relação à metade do dia.

A Figura 47 mostra a variação da temperatura da placa absorvedora (T_{abs}) e da superfície da chaminé ($T_{ch,sup}$) utilizada como condições de fronteira para configurar as simulações desta etapa, sendo apresentados tais condições para julho (a) e outubro (b), na qual são os respectivos resultados das simulações 1.3 e 1.4.

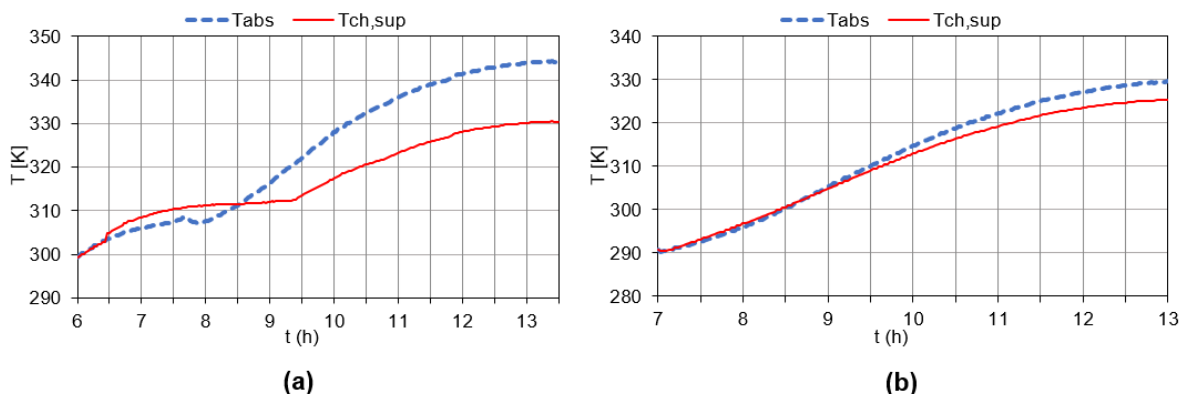


Figura 47 - Variação de T_{abs} e $T_{ch,sup}$ de julho (a) e outubro (b) utilizados como condição de fronteira para as simulações da etapa 2

Para as simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4, em estado-estacionário, foram utilizadas as temperaturas médias da placa absorvedora e da chaminé de julho, com valores respectivamente de 324,5 e 317,8 K. Para as simulações transientes 2.5 e 2.6 foram utilizadas a variação da temperatura de julho, e a simulação 2.7 foi configurado com as variações das temperaturas de outubro.

Os resultados desta etapa são mostrados em duas partes: análise em estado-estacionário para avaliar a malha gerada para os modelos 2D, simuladas nas condições de julho; análise transiente do secador para as condições de julho e outubro.

4.2.1 Simulações em estado estacionário

Foram comparados os valores de caudal mássico (\dot{m}) e as temperaturas na saída do coletor (T_{col}), na saída da câmara de secagem (T_{cam}) e na saída da chaminé (T_{ch}) para as simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 de diferentes quantidades de elementos da malha, sendo tais valores mostrados na Tabela 16. Outro fator de comparação utilizado foi a visualização do comportamento do escoamento e da temperatura dentro do secador solar, sendo estas mostradas respectivamente nas Figuras 48 e 49.

Tabela 16 - Resultados das variáveis analisadas das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4

Simulação	Elementos	\dot{m} (kg/s)	T_{col} (K)	T_{cam} (K)	T_{ch} (K)
2.1	20300	0,0284	311,928	312,785	314,284
2.2	79066	0,0256	313,673	313,450	314,784
2.3	217821	0,0251	314,423	314,341	315,614
2.4	487488	0,0247	314,684	314,596	315,858

Analisando-se a Tabela 16, percebe-se que os valores obtidos das simulações para os quatro parâmetros analisados são próximos, principalmente para os valores das simulações 2.3 e 2.4, na qual esta simulação é a que possui a malha com a maior quantidade de elementos.

Ao observar a Figura 48, percebe-se que o comportamento do ar dentro da câmara de secagem apresenta variações em relação ao tipo de malha utilizado, na qual a malha da simulação 2.3 apresenta um comportamento semelhante em relação a simulação 2.4. Uma análise parecida pode ser feita para o comportamento da temperatura apresentada pela Figura 49, na qual o desenvolvimento da temperatura varia em relação a malha utilizada, porém são melhores distribuídas dentro da câmara de secagem nas simulações 2.3 e 2.4.

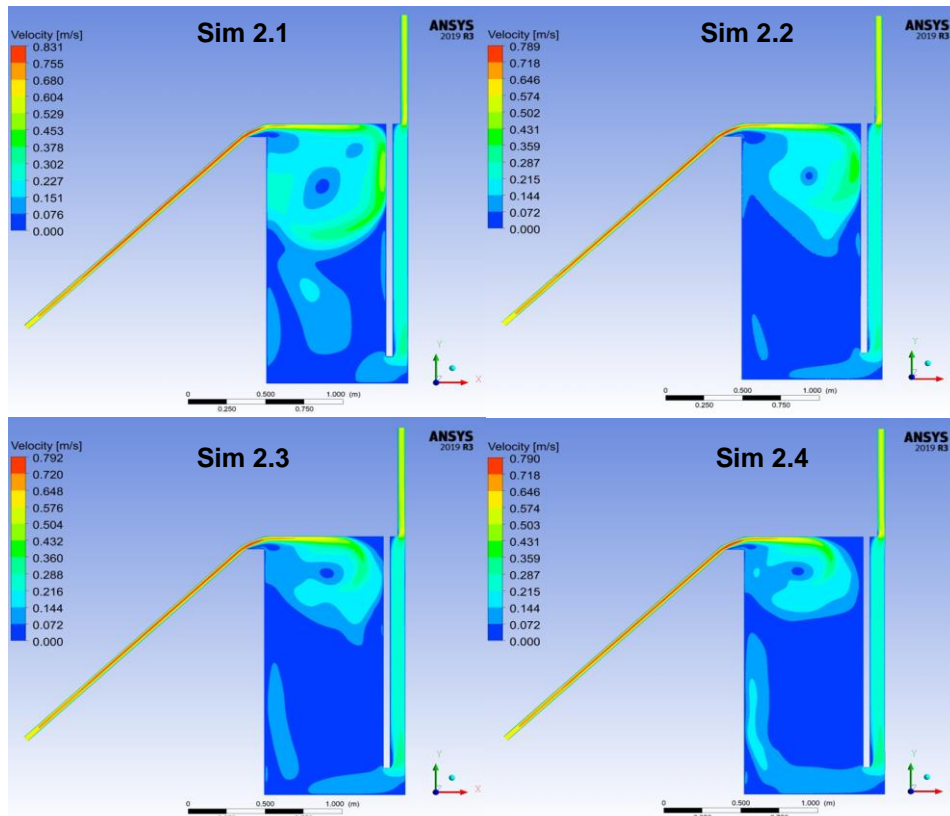


Figura 48 - Distribuição da velocidade no secador solar das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4

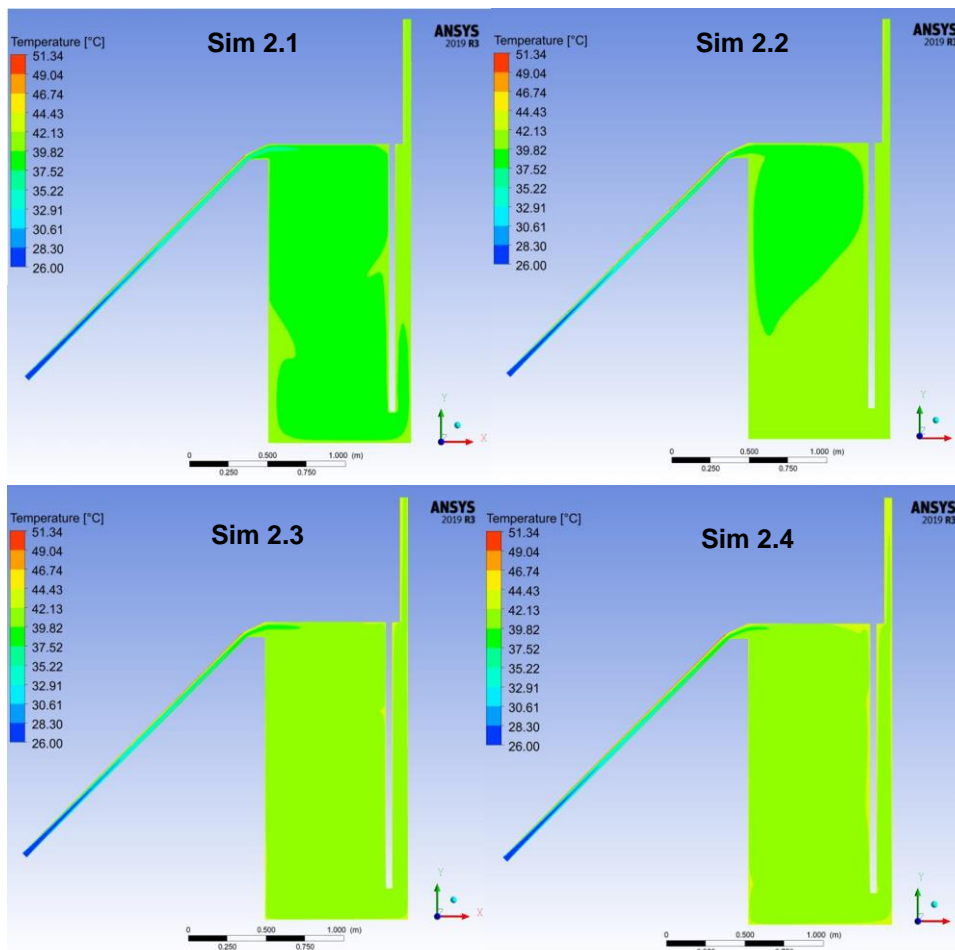


Figura 49 - Distribuição da temperatura no secador solar das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4

Apesar dos valores das variáveis da Tabela 16 apresentarem variações ligeiras entre os resultados de cada simulação, foi realizado um estudo de convergência de malha para verificar a independência da solução em relação a malha, e definir qual das configurações de malha serão utilizadas para as simulações posteriores. Para este estudo foram utilizados os resultados das simulações 2.2, 2.3 e 2.4, sendo estas as simulações de malhas com elementos de tamanho máximo respectivamente de 5, 3 e 2 mm.

A Tabela 17 mostra a identificação da simulação, o número de elementos das malhas de cada simulação, e o valor das razões r_{32} e r_{21} calculadas utilizando as equações (32) e (33), respectivamente. E a Tabela 18 mostra as variáveis utilizadas no estudo de convergência e os resultados obtidos utilizando as equações (34) a (37) do tópico 2.7.2.3.

Tabela 17 - Razão entre a quantidade de elementos calculada pela equação (31) e (32)

Identificação	Simulação	Nº de elementos	Razão
1	2.4	483742	-
2	2.3	215320	$r_{21} = 1,4989$
3	2.2	77565	$r_{32} = 1,6661$

Tabela 18 - Resultados dos cálculos realizados pelo método GCI

	\dot{m} (kg/s)	T_{col} (K)	T_{cam} (K)	T_{ch} (K)
φ_1	0,02475	314,6835	314,5956	315,8582
φ_2	0,02511	314,5071	314,3411	315,6137
φ_3	0,02562	313,6725	313,4496	314,7836
ε_{21}	0,00036	-0,1764	-0,2544	-0,2445
ε_{32}	0,00051	-0,8346	-0,8915	-0,8301
p	0,24499	2,8207	2,1909	2,1245
$e_{a,21}$	0,01472	0,00056	0,00081	0,00077
$\varphi_{ext,21}$	0,02125	314,7663	314,7739	316,0376
$GCI_{fina,21}$	17,66%	0,03%	0,07%	0,07%

Os valores de GCI (Índice de Convergência de Malha), que indica a incerteza numérica do valor da variável extrapolada ($\varphi_{ext,21}$), são baixos para os valores de temperatura, porém relativamente alto para o valor do caudal mássico, apresentando 17,66% de incerteza em seu valor extrapolado. Esta incerteza, como citado no passo 3 do tópico 2.7.2.3, pode ser devido ao valor de ε_{21} e ε_{32} muito próximos de zero, sendo que para tais valores o método GCI poderá não funcionar. Para uma análise mais precisa do GCI para o caudal mássico, seria necessária uma malha mais refinada. Porém, como uma malha mais refinada resultaria em maior tempo e esforço computacional, e as variações para temperatura foram baixas para as malhas testadas, decidiu-se manter os resultados calculados do caudal mássico desta maneira.

A Figura 50 apresenta o gráfico do caudal e das temperaturas analisadas em relação a quantidade de elementos da malha, considerando o valor extrapolado para uma quantidade infinita de elementos. E a Tabela 19 mostra a diferença relativa entre os valores obtidos das simulações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 em relação aos valores extrapolados.

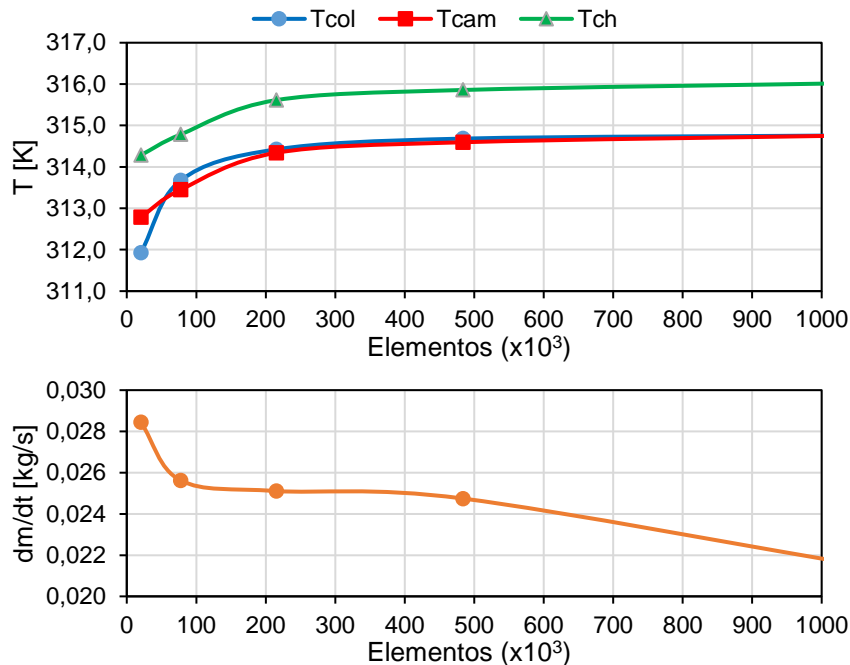


Figura 50 - Gráfico do comportamento das temperaturas analisadas e do caudal mássico em relação a quantidade de elementos da malha

Tabela 19 - Diferenças relativas entre os valores das temperaturas e do caudal mássico das simulações em relação aos valores extrapolados

		Elementos	\dot{m} (kg/s)	T_{col} (K)	T_{cam} (K)	T_{ch} (K)
Referência	$\varphi_{ext,21}$	∞	0,02125	314,7663	314,7739	316,0376
Diferença	Sim 2.4	483740	16,45%	0,03%	0,06%	0,06%
	Sim 2.3	215320	18,16%	0,11%	0,14%	0,13%
	Sim 2.2	77565	20,58%	0,35%	0,42%	0,40%
	Sim 2.1	20300	33,85%	0,90%	0,63%	0,55%

Nota-se na Figura 50 que as temperaturas de saída do coletor e da saída da câmara tendem a se igualar, visto que as paredes da câmara foram consideradas adiabáticas. E o comportamento da curva para as temperaturas e para o caudal mássico tendem a ser estabilizar a partir de 200x10³ elementos, na qual maiores quantidades de elementos resultariam em pequenas variações no resultado analisado, sendo confirmado a independência da solução em relação a malha. Assim, a malha da simulação 2.3 (215320 elementos) foi selecionada a ser utilizada nas próximas simulações devido as variações na temperatura menores que 1% em relação ao valores extrapolados ($\varphi_{ext,21}$), e devido ao escoamento do ar e da temperatura dentro da câmara se comportarem de maneira semelhante aos apresentados pela simulação 2.4 de maior quantidade de elementos (483742) como mostrado nas Figuras 48 e 49.

4.2.2 Simulações transientes

Analogamente às simulações em estado-estacionário, nas simulações transientes foram avaliadas o caudal mássico e as temperaturas na saída do coletor, à saída da câmara de secagem e à saída da chaminé.

As simulações 2.5 e 2.6 foram feitas com a mesma malha utilizada na simulação 2.3 (215320 elementos), porém com passos temporais respectivamente de 30 e 1 segundo, para avaliar a diferença dos resultados com um passo mais refinado. A variação do caudal mássico (\dot{m}) e das temperaturas na saída do coletor (T_{col}), na saída da câmara de secagem (T_{cam}) e na saída da chaminé (T_{ch}) para cada simulação são mostradas respectivamente nos gráficos das Figuras 51, 52, 53 e 54.

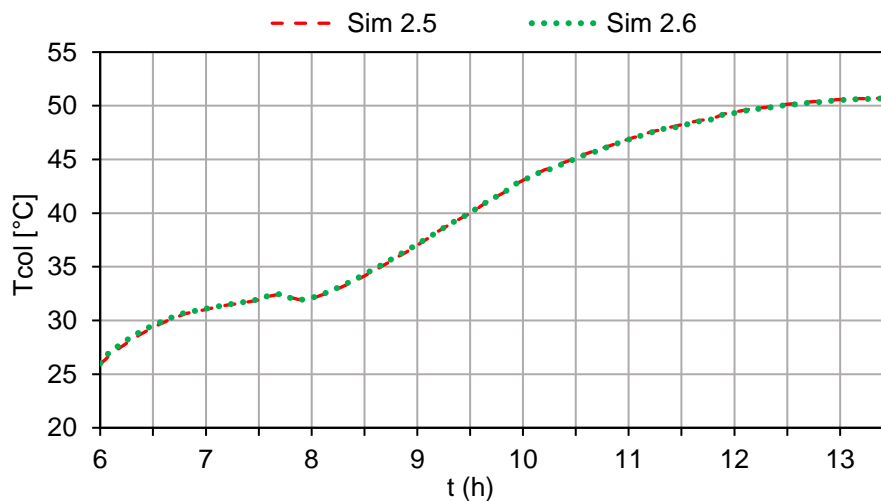


Figura 51 - Variação da temperatura na saída do coletor das simulações 2.5 e 2.6

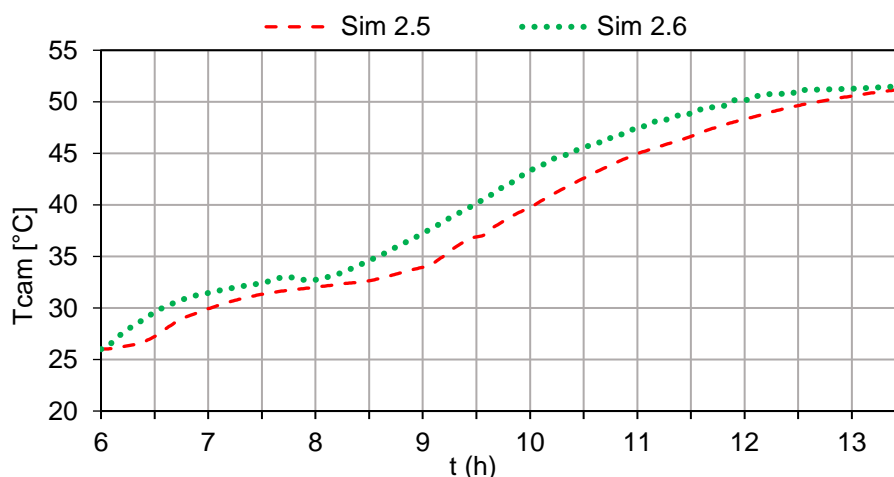


Figura 52 - Variação da temperatura na saída da câmara das simulações 2.5 e 2.6

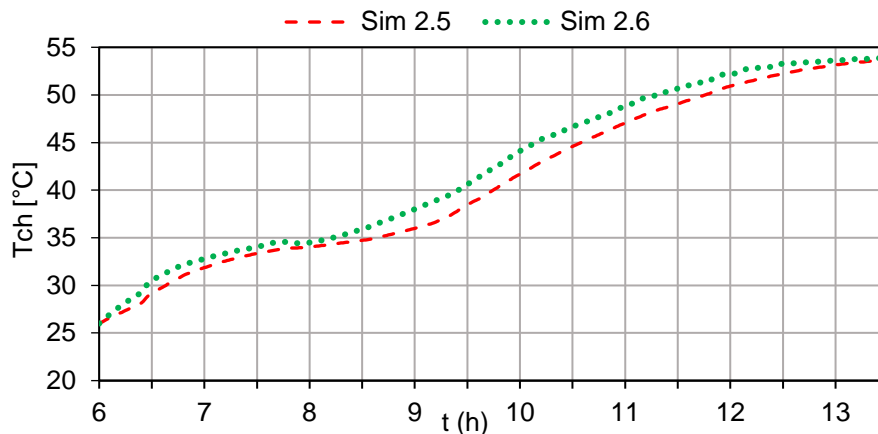


Figura 53 - Variação da temperatura na saída da chaminé das simulações 2.5 e 2.6

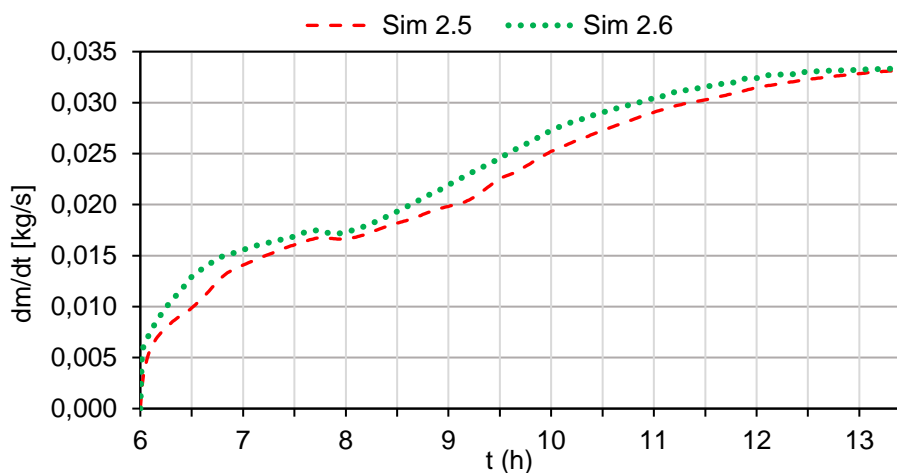


Figura 54 - Variação do caudal mássico das simulações 2.5 e 2.6

A comparação das simulações 2.5 e 2.6 foi feita para verificar a influência da discretização temporal devido ao passo temporal utilizado de 30 segundos e 1 segundo nos resultados das simulações. Pois na simulação 2.5, somente o resíduo de continuidade não convergia para o valor configurado de convergência de 10^{-3} dentro das 40 iterações por passo temporal. Na qual para a simulação 2.6 de passo temporal de 1 segundo o resíduo de 10^{-3} da continuidade era alcançada na média de 20 iterações por passo de tempo.

Ao analisar os gráficos das Figuras 51 a 54, estas mostram comportamento parecidos no desenvolvimento das temperaturas e do caudal mássico para as duas simulações, na qual as maiores diferenças nos valores das curvas dos gráficos são: de $0,29^{\circ}\text{C}$ para a temperatura na saída do coletor; $3,60^{\circ}\text{C}$ para a temperatura na saída da câmara; $2,44^{\circ}\text{C}$ para a temperatura na saída da chaminé; $0,0034\text{ kg/s}$ para o caudal mássico. Então, apesar da simulação 2.5 não atingir a convergência pela redução dos resíduos a cada passo de tempo, pode-se dizer que a convergência foi alcançada devido ao comportamento das variáveis analisadas serem próximas da simulação 2.6 de menor passo temporal.

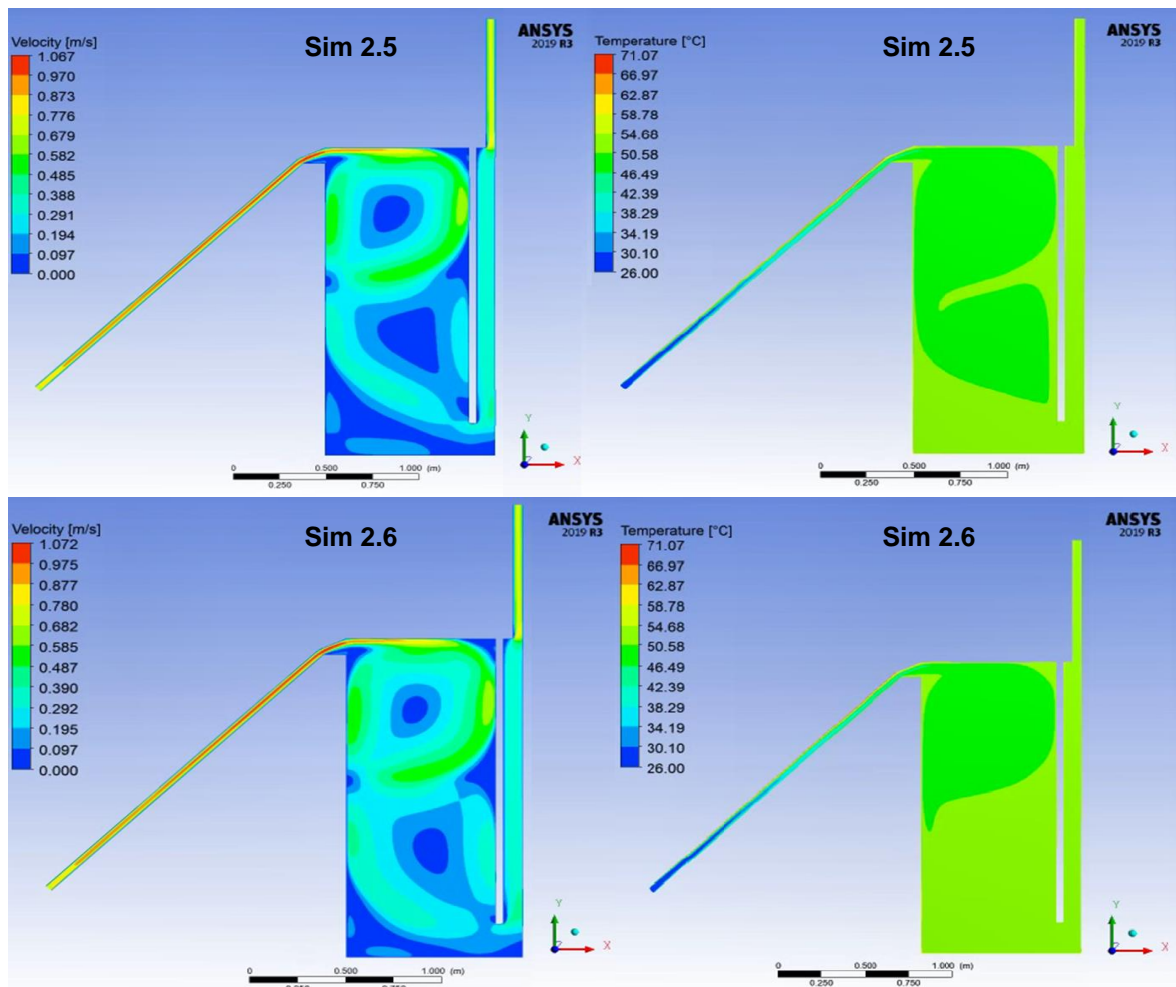


Figura 55 - Distribuição da velocidade (à esquerda) e da temperatura (à direita) das simulações 2.5 e 2.6 às 13:30 de julho

Outro fator de comparação utilizado foi a visualização do comportamento da velocidade do escoamento e da temperatura dentro do secador solar, sendo estas mostradas respectivamente à esquerda e à direita na Figura 55. Ambas as figuras mostram o estado do escoamento e da temperatura às 13:30 (horário na metade do tempo da radiação solar) para julho.

Ao analisar a parte esquerda da Figura 55, nota-se que o escoamento do ar apresenta melhor distribuição e maior movimentação para a simulação de passo temporal de 1 segundo (sim 2.6). Ademais, por desprezar as bandejas, nota-se em ambas as simulações a formação de um vórtice na parte da metade superior da câmara, na qual o escoamento tende a seguir diretamente para a saída.

Em relação a temperatura, mostrada na parte direita da Figura 55, as simulações apresentam a distribuição de temperatura diferentes dentro da câmara de secagem, na qual para a simulação 2.5 são predominantes temperaturas entre 46 a 50°C, e a simulação 2.6 apresenta temperaturas entre 46 a 50°C na metade superior e 50 a 54°C na metade inferior da câmara.

Para a escolha da malha e do passo temporal para ser utilizado em outras simulações transientes (simulação 2.8 e simulações da etapa 3), considerou-se também

o tempo de resolução das simulações. O tempo computacional das simulações 2.5 e 2.6 tiveram duração aproximada respectivamente de 5,3h e 63h. Assim, tendo em conta que as simulações 2.5 e 2.6 não apresentam diferenças significativas nas variáveis analisados pelos gráficos das Figuras 51 a 54, e apesar de apresentarem o desenvolvimento do escoamento e temperatura diferentes dentro da câmara como mostrado na Figura 55, foram consideradas para as próximas simulações a configuração de malha e passo temporal da simulação 2.5, visto que esta foi solucionada num tempo aproximadamente 12 vezes menor.

A comparação do comportamento transiente do secador solar das simulações 2.5 e 2.6 em relação ao desenvolvimento do escoamento pode ser melhor visualizada neste link (<https://youtu.be/4b4XDI0hqfg>), e a comparação da temperatura pode ser vista neste link (<https://youtu.be/bG06yvvzlvjA>).

A simulação 2.7, para as condições de outubro, foi feita com a mesma malha da simulação 2.5 (215320 elementos) e com passo temporal de 30 segundos, com base na análise entre as simulações 2.5 e 2.6. O tempo computacional para a solução dessa simulação foi de aproximados 4,25h.

As mesmas variáveis analisadas na simulação 2.5 foram alvo da simulação 2.7, na qual os resultados do caudal mássico, das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara de secagem, e na saída da chaminé são mostradas no gráfico da Figura 56.

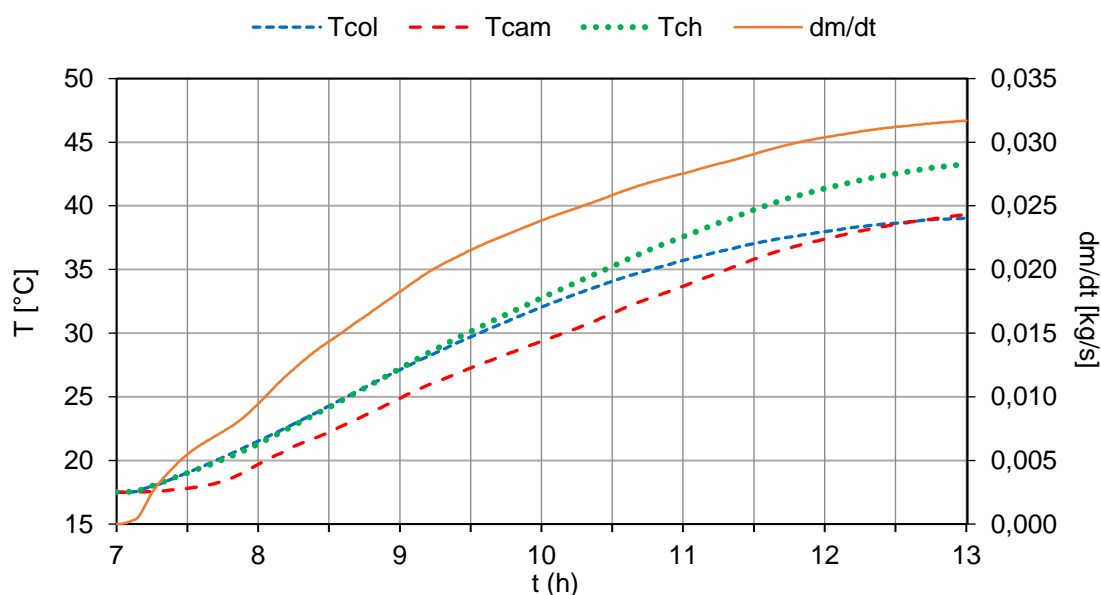


Figura 56 - Gráfico de T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador avaliado nas condições de outubro

Para a simulação 2.7, o escoamento e a distribuição da temperatura no período da metade da radiação solar (13:00 - GMT+1) mostraram comportamentos semelhantes ao apresentado na Figura 55 para a simulação 2.5 (condições de julho). Na qual a metade superior da câmara apresenta a formação de um vórtice (por desprezar as bandejas), e tende a ir diretamente para a saída da câmara. E a temperatura desenvolvida no interior da câmara de secagem encontra-se entre 35 a 42°C. Ademais,

no link (https://youtu.be/h_K3RykGSIM) visualiza-se o desenvolvimento do escoamento e a evolução da temperatura no secador solar da simulação 2.7.

Ao analisar os gráficos das Figuras 51 a 54 da simulação 2.5, e o gráfico da Figura 56 da simulação 2.7, obtêm-se os valores médios e máximos do caudal mássico e das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara, na saída da chaminé para as condições de julho e outubro, a qual são mostrados na Tabela 20.

Tabela 20 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas para o secador solar sem as bandejas, para as condições de julho e outubro

Variável	Julho		Outubro	
	Média	Máxima	Média	Máxima
\dot{m} [kg/s]	0,0230	0,0332	0,0211	0,0317
T_{col} [°C]	40,52	50,67	30,44	39,04
T_{cam} [°C]	39,02	51,24	28,87	39,33
T_{ch} [°C]	41,07	53,69	31,78	43,29

E a partir da Tabela 20, considerando a média entre os valores de temperatura na saída do coletor e na saída da câmara como a temperatura de operação da câmara de secagem (T_{OP}), tem-se que para julho, a temperatura de operação média é de 39,77°C e a de máxima operação de 50,96°C. De modo análogo, para outubro as temperaturas de operação média e máxima são respectivamente de 29,66°C e 39,19°C.

Além disso, foi calculada a energia térmica que flui para dentro da câmara através do ar aquecido pelo coletor. Para este cálculo utilizou-se a equação (8), que apesar de ser para caudais constantes, esta foi utilizada para calcular a potência térmica instantânea resultante do coletor para cada segundo, possibilitando gerar a curva da potência em relação ao tempo. Foi utilizada na equação a variação do caudal mássico, calor específico (c_p) constante de 1007 J/kgK, a variação da temperatura na saída do coletor (T_{col}), e a temperatura de entrada no coletor de 26°C para julho e 17,5°C para outubro. A Figura 57 mostra o gráfico da potência térmica do ar que entra na câmara para as condições de julho e outubro.

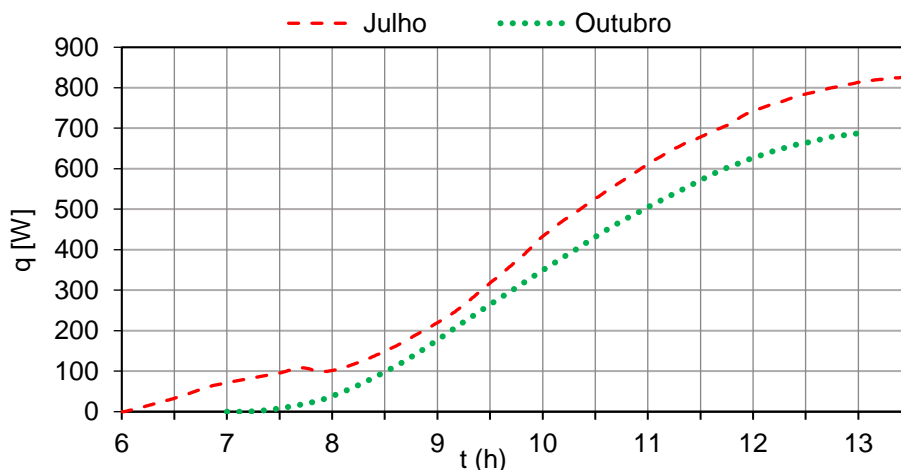


Figura 57 - Variação da potência térmica do ar fornecida na entrada da câmara

Obtém-se pelo gráfico da Figura 57 que a potência média transferida ao fluido para as condições de julho e outubro são respectivamente de 399,40 e 399,69 W. E pela área projetada pelas curvas do gráfico obtém-se a energia térmica total que entrou na câmara de secagem durante o período analisado. Para julho, das 6:00 às 13:30, o coletor solar forneceu à câmara 10784,2 kJ de energia térmica, e para outubro, das 7:00 às 13:00 foi fornecida 7336,3 kJ. Considerando que o comportamento da curva seja espelhado em relação a metade do período de radiação solar, tem-se que para um dia de julho são fornecidas à câmara 21568,5 kJ de energia, e para um dia de outubro o valor de 14672,7 kJ.

Os resíduos das simulações a qual utilizou-se o passo temporal de 30 segundos (simulação 2.5 e 2.7) mantiveram-se abaixo do configurado, exceto para o resíduo da continuidade. Para a simulação 2.5, o resíduo da continuidade apresentou média do valor de 10^{-2} no final de cada passo temporal, e a simulação 2.7 apresentou a média do resíduo de 10^{-1} . Para diminuir os valores dos resíduos a cada passo temporal, seria necessária uma diminuição no valor deste. Porém, como a simulação 2.6 (passo temporal de 1 segundo) não apresentou variações significativas em relação a simulação 2.5, além de necessitar de um maior tempo de resolução, foi decidido manter os valores da simulação 2.7 como o resultado final obtido para as condições de outubro, supondo que o mesmo comportamento seria previsto caso fosse feita a análise com um menor passo de tempo.

4.3 ETAPA 3

Nas simulações desta etapa foram incluídas as bandejas (como uma camada de figos de 5 cm) no interior da câmara de secagem. As condições de fronteira foram as mesmas da etapa 2, com a mesma variação de temperatura apresentada na Figura 47 de julho e outubro para as simulações 3.5 e 3.6. Para as simulações 3.1 e 3.2 em estado-estacionário de julho foram utilizadas as temperaturas médias da placa absorvedora e da chaminé com valores respectivamente de 324,5 e 317,8 K. E para as simulações 3.3 e 3.4 em estado-estacionário de outubro utilizou-se os valores médios de 312,5 e 310,8 K. Para todas as simulações desta etapa foram utilizadas a malha gerada pela simulação 2.5 (de tamanho máximo dos elementos de 3 mm).

4.3.1 Simulações estado-estacionário

Para as simulações em estado estacionário foram analisados os valores de caudal mássico e as temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara de secagem e na saída da chaminé, para a disposição das bandejas de modo centralizado ou alternado. Sendo que as simulações 3.1 e 3.3 foram simuladas com as bandejas de modo centrado, e as simulações 3.2 e 3.4 de modo alternado. A Tabela 21 mostra os valores resultantes

das simulações, comparando os resultados das disposições das bandejas nas condições de julho e outubro.

Tabela 21 - Comparação das variáveis analisadas para as bandejas de modo centralizado e alternado nas condições de julho e outubro

		\dot{m} (kg/s)	T_{col} (°C)	T_{cam} (°C)	T_{ch} (°C)
Julho	Sim 3.1 (Centralizado)	0,0232	41,84	42,83	43,69
	Sim 3.2 (Alternado)	0,0109	45,27	45,90	45,52
	Diferença (%)	53,13	8,20	7,17	4,19
Outubro	Sim 3.3 (Centralizado)	0,0183	32,10	33,38	34,91
	Sim 3.4 (Alternado)	0,0114	33,93	34,93	35,98
	Diferença (%)	37,37	5,70	4,64	3,07

Ao analisar a Tabela 21, percebe-se que para julho a configuração das bandejas alternadas (sim 3.2) não apresenta grande variação das temperaturas em relação ao posicionamento centralizado (sim 3.1), sendo a maior diferença de 3,43°C (8,20%) na saída do coletor. Porém, o caudal mássico apresenta diferenças significativas de 0,0123 kg/s (53,13%).

As simulações para outubro apresenta resultados análogos ao mês de julho, na qual a configuração da prateleira de modo alternado (sim 3.4) não apresenta grande variação das temperaturas em relação ao posicionamento centralizado (sim 3.3), com a maior diferença de 1,83°C (5,7%) na saída do coletor, apesar das diferenças de 37,37% nos caudais mássicos.

Outro fator de comparação utilizado para selecionar o posicionamento das bandejas foi a visualização do comportamento da velocidade do escoamento e da temperatura dentro do secador solar. As Figuras 58 e 59 mostram respectivamente a distribuição da velocidade e da temperatura para as condições de julho, na qual ambas as figuras comparam as variáveis analisadas para a disposição das bandejas de modo centralizada (a) e alternado (b).

Ao analisar a Figura 58 da distribuição de velocidade das simulações 3.1 e 3.2, nota-se que para as prateleiras centralizadas o ar tende a escoar pelas laterais destas sendo inexistente o escoamento do ar entre as bandejas, visto que o ar tende a percorrer o caminho de “menor esforço”. E para o modelo alternado, apesar das configurações porosas das bandejas, o ar tende a escoar pelas aberturas dos níveis das prateleiras, garantindo que o ar circule por entre todas as bandejas até atingir a saída da câmara, o que ocasiona a redução da velocidade do ar dentro da câmara.

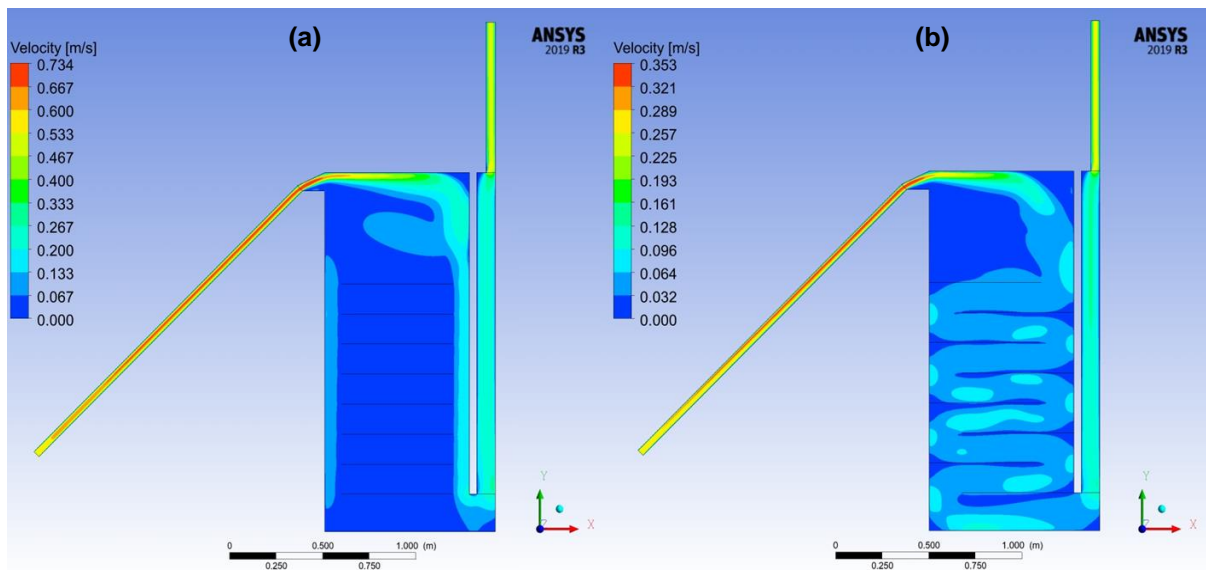


Figura 58 - Distribuição da velocidade dentro do secador solar com as bandejas de modo centralizado (a) e alternado (b) nas condições de julho

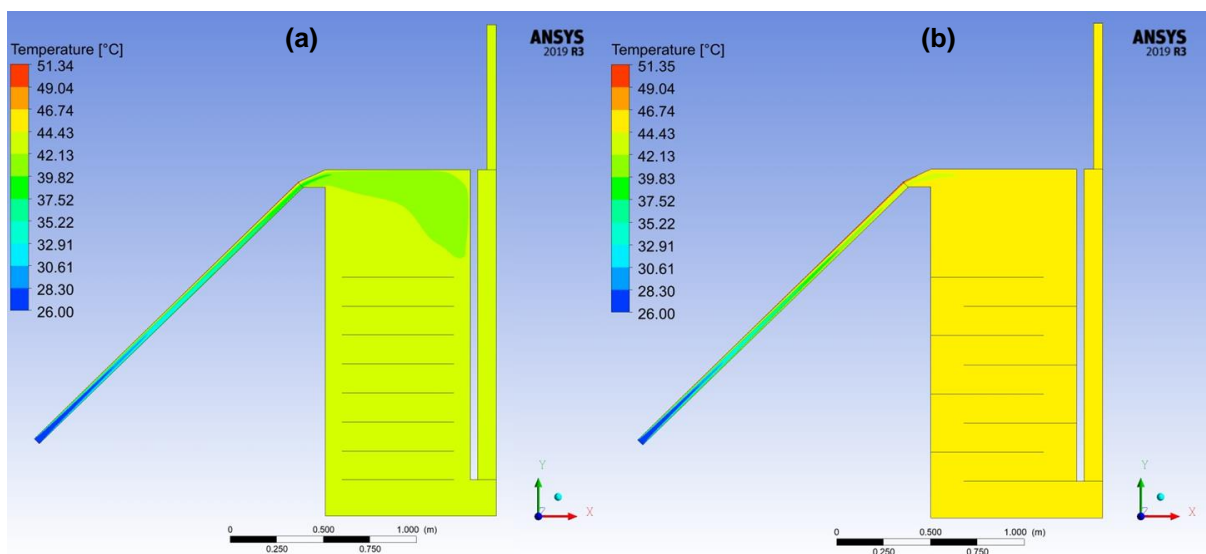


Figura 59 - Distribuição da temperatura dentro do secador solar com as bandejas de modo centralizado (a) e alternado (b) nas condições de julho

Em relação a temperatura, analisada pelas Figura 59, nota-se que o posicionamento alternado proporciona temperaturas maiores que a disposição centralizada. Na qual para a temperatura no interior da câmara para as bandejas centralizadas é de aproximados 42°C, e para o modo alternado de 45°C.

As simulações 3.3 e 3.4 (condições de outubro) apresentaram comportamento análogo ao desenvolvimento do escoamento e da temperatura. Na qual o ar tende a fluir nas laterais das bandejas para o modelo centrado, e o ar escoava por entre as bandejas no modelo alternado. E para a temperatura, as disposições centralizadas e alternadas apresentaram temperaturas no interior da câmara respectivamente de 33 e 34°C.

Assim, a melhor disposição das bandejas considerada entre as duas configurações simuladas, para ser utilizada nas simulações transientes 3.5 e 3.6, foi a

disposição de modo alternado, que apesar de gerar um menor caudal mássico, apresenta uma melhor distribuição do escoamento do ar dentro da câmara de secagem.

Como citado no tópico 3.6.3, os resíduos configurados para convergência da solução dos fatores k e ε foram diminuídos para 10^{-4} , pois foi observado nestas simulações (em estado-estacionário) que a variável da turbulência viscosa era limitada para a taxa de viscosidade em $1,0E+05$ em alguns elementos da malha quando utilizado os resíduos de turbulência até o valor de 10^{-3} . Desta forma, foi definido um novo valor para os resíduos de 10^{-4} para os fatores de turbulência k e ε , sendo que para tal valor definido, a resolução em relação a taxa de turbulência viscosa era resolvida. Assim, em todas as simulações dessa etapa 3, foi mantido o valor de 10^{-4} para os resíduos citados.

4.3.2 Simulações transientes

As simulações transientes foram simuladas com as bandejas posicionadas de modo alternado, devido aos resultados e análises das simulações anteriores em estado-estacionário. A simulação 3.5, para as condições de julho, foi feita considerando o passo temporal de 30 segundos, e a variação do caudal mássico e das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara de secagem e na saída da chaminé resultantes desta simulação são mostrados no gráfico da Figura 60.

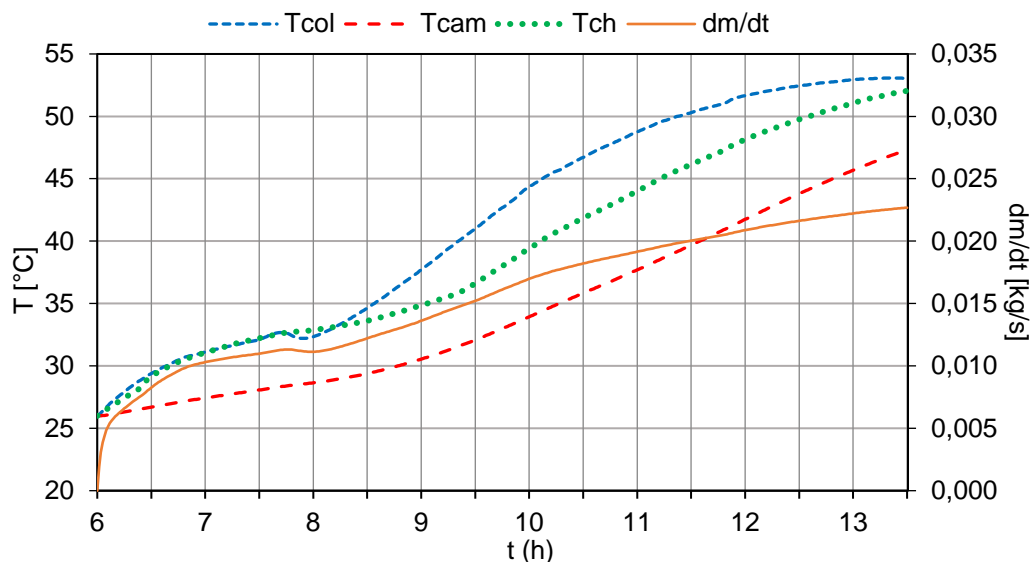


Figura 60 - Gráfico de T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar com as bandejas de modo alternado, nas condições de julho

Para a simulação 3.6, simuladas para condição de outubro, a utilização do passo temporal de 30 segundos apresentava divergência na solução da simulação. Uma das medidas adotadas para solucionar a divergência foi utilizar o passo temporal de 1 segundo. Esta configuração apresentou comportamento inicial oscilatório para os resíduos, porém foi estabelecida um comportamento convergente dos resíduos para os passos de tempo posteriores. A Figura 61 mostra o comportamento inicial oscilatório

através do pico gerado pelo caudal mássico no início da simulação, o qual tornou-se estável. Além disso, nesta mesma Figura 61, mostra-se a variação das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara de secagem e na saída da chaminé resultantes desta simulação.

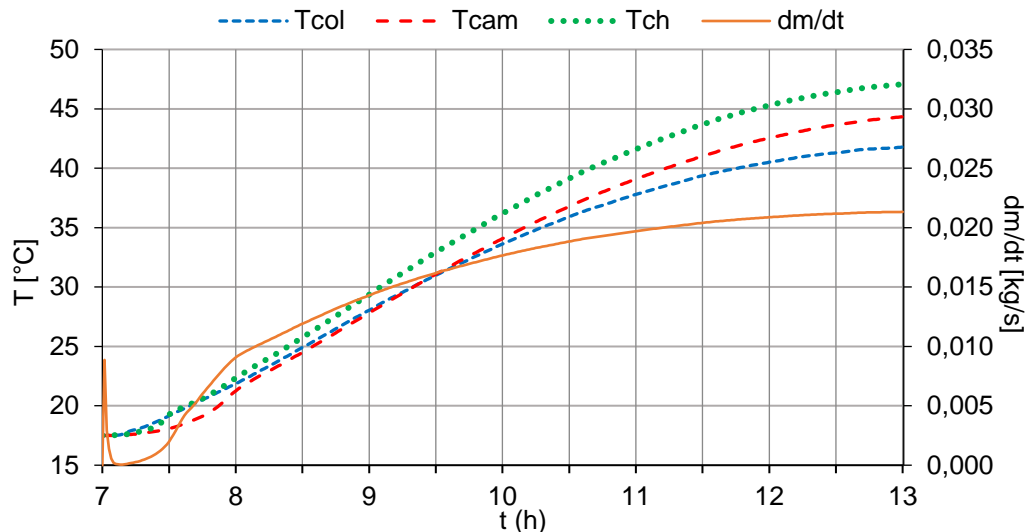


Figura 61 - Gráfico de T_{col} , T_{cam} , T_{ch} e caudal mássico para o secador solar com as bandejas de modo alternado, nas condições de outubro

A partir das Figuras 60 e 61, para esta última sendo desprezado o intervalo do pico gerado das 7:00 às 7:08, obtêm-se os valores médios e máximos do caudal mássico e das temperaturas na saída do coletor, na saída da câmara, na saída da chaminé, da placa absorvedora e da chaminé para as condições de julho (sim 3.5) e outubro (sim 3.6), a qual são mostrados na Tabela 22.

Tabela 22 - Valores médios e máximos das variáveis analisadas para o secador com as bandejas de modo alternado, para os meses de julho e outubro

Variável	Julho		Outubro	
	Média	Máxima	Média	Máxima
\dot{m} [kg/s]	0,0156	0,0227	0,0155	0,0213
T_{col} [°C]	41,70	53,08	32,24	41,79
T_{cam} [°C]	34,52	47,32	32,89	44,33
T_{ch} [°C]	39,32	52,05	34,87	47,07

Considerando-se a média entre os valores de temperatura na saída do coletor e na saída da câmara como a temperatura de operação da câmara de secagem (T_{OP}), tem-se que para julho a temperatura de operação média é de 38,11°C e a de máxima operação de 50,2°C. De modo análogo, para outubro tem-se as temperaturas de operação média e máxima respectivamente de 32,57°C e 43,06°C.

E para o cálculo da energia térmica que flui para dentro da câmara através do ar aquecido pelo coletor, esta foi feita de modo análogo ao descrito no final do tópico 4.2.2 para as simulações transientes da etapa 2, sendo feitas com os resultados de caudal e temperatura na saída do coletor das simulações 3.5 e 3.6. A potência média transferida

ao fluido para as condições de julho e outubro são respectivamente de 291,3 e 270,14 W, e a energia térmica total fornecida para a câmara em um dia de julho é de 15739,7 kJ, e para um dia de outubro o valor de 11537,34 kJ.

A Figura 62 mostra o desenvolvimento do escoamento e da temperatura no interior do secador solar às 13:30 (horário na metade do tempo da radiação solar) de julho (sim 3.5). E a Figura 63 mostra o mesmo desenvolvimento, porém para o período das 13:00 de outubro (sim 3.6).

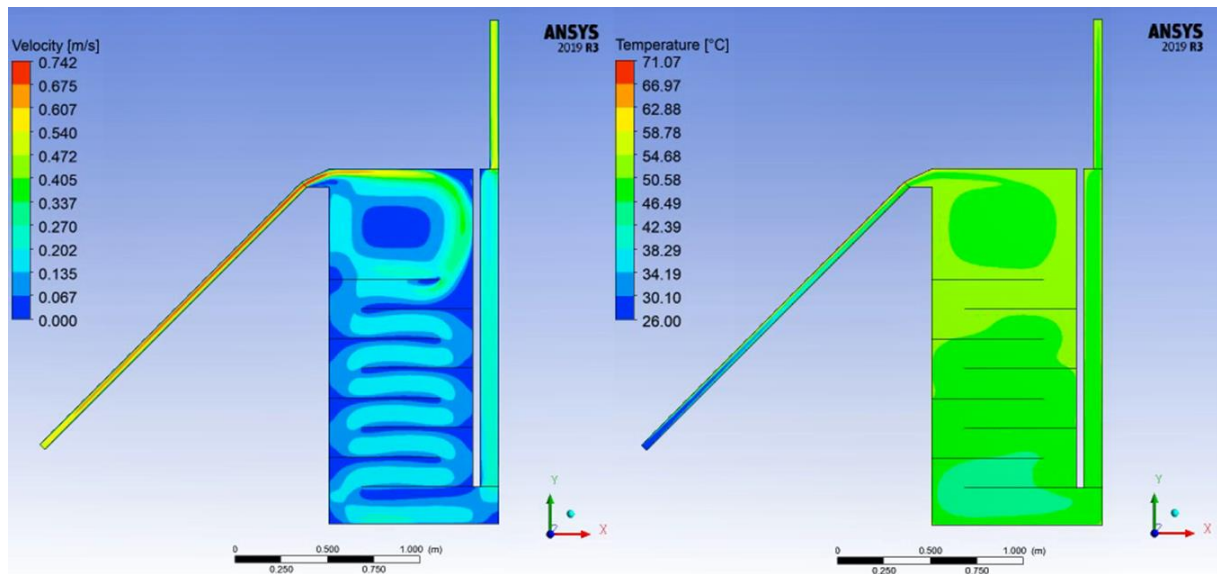


Figura 62 - Distribuição da velocidade e da temperatura dentro do secador solar com as bandejas de modo alternado às 13:30 nas condições de julho

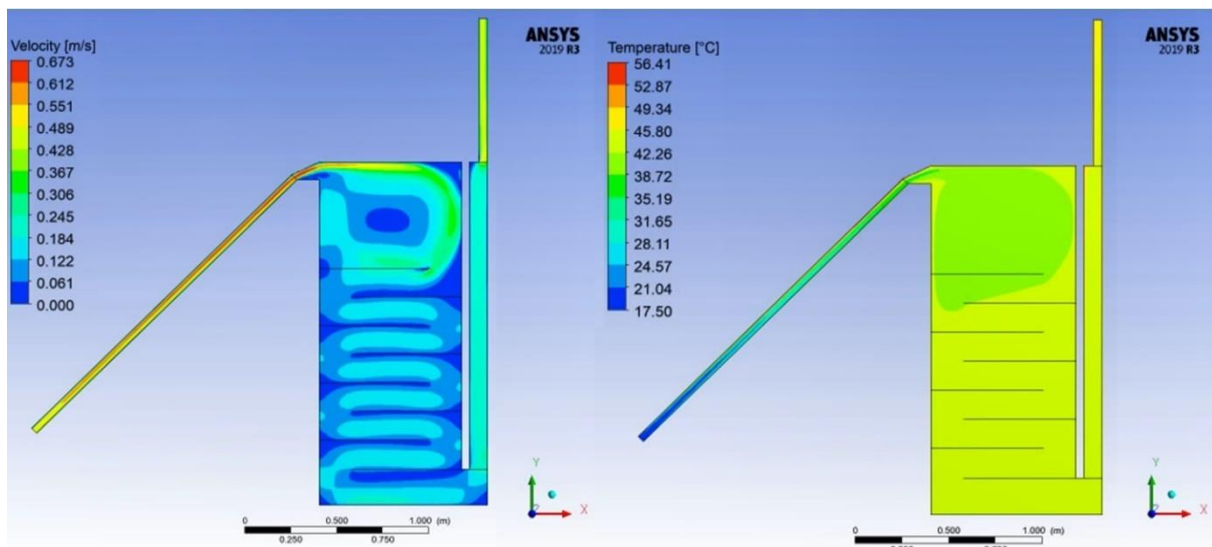


Figura 63 - Distribuição da velocidade e da temperatura dentro do secador solar com as bandejas de modo alternado às 13:00 nas condições de outubro

Ambas as Figuras 62 e 63 mostram comportamento semelhante em relação ao perfil da velocidade, a qual mostra um vórtice desenvolvido na parte superior da câmara de secagem. Além disso, nota-se que o ar circula através da primeira bandeja, devido a maior velocidade sobre esta, porém tende somente circular por entre os restantes das

bandejas sem atravessá-las, com uma velocidade entre 0,13 a 0,20 m/s para as condições de julho, e entre 0,12 a 0,18 m/s para outubro.

E em relação a temperatura, para as condições de julho (sim 3.5) esta varia entre 46 a 54°C na metade superior da câmara de secagem, e a temperatura na metade inferior varia entre 42 a 50°C. E para outubro (sim 3.6) varia entre 38 a 42°C na metade superior da câmara de secagem, e a temperatura na metade inferior varia entre 42 a 45°C. Ou seja, nota-se nas condições de outubro que a chaminé além de ajudar no escoamento, também influencia na manutenção da temperatura no interior da câmara.

No link (<https://youtu.be/ca1p3G4g-cw>) visualiza-se o desenvolvimento transiente do escoamento e da temperatura no secador solar para as condições de julho. E neste link (<https://youtu.be/Nrz25vJRmOw>) visualiza-se o mesmo desenvolvimento para as condições de outubro.

O tempo computacional das simulações 3.5 e 3.6 tiveram duração aproximadas de respectivamente 5,25h e 94h. A maior duração da simulação 3.6 foi devido ao uso do passo temporal de 1 segundo, e devido à dificuldade de convergência no começo da simulação. Os resíduos das simulações mantiveram-se abaixo do configurado, exceto para o resíduo da continuidade, sendo este mesmo comportamento observado nas simulações transientes das etapas anteriores. Para a simulação 3.5 o resíduo da continuidade apresentou valores entre 10^{-2} e 10^{-3} no final de cada passo temporal. E a simulação 3.6 apresentou dificuldades de convergência inicial, porém após estabilizar-se, o resíduo da continuidade apresentou os valores entre 10^{-1} e 10^{-2} .

4.4 TEMPO DE SECAGEM

Como citado no tópico 3.7 da metodologia, não foram considerados a humidade do ar e a taxa de evaporação dos figos nas simulações realizadas. Então, para avaliar o processo de secagem, considerou-se que toda a energia fornecida pelo coletor à câmara de secagem foi utilizada para a secagem dos figos.

A Tabela 23 mostra os valores necessários e resultantes dos cálculos realizados através das equações (54) a (57), sendo que foram utilizados os dados das temperaturas médias e da energia térmica resultantes da simulação 3.5 e 3.6, que consideram o secador com as bandejas carregadas de figos para as condições de julho e outubro. E o cálculo do tempo de secagem considerou a ser seca 25 kg de figos, sendo este valor proposto pelo projeto do secador [1]. Além disso, os dados da temperatura final (T_f), das entalpias e das humidades absolutas apresentados na Tabela 23 foram obtidos através da carta psicrométrica [40], mostrada na Figura 64.

Tabela 23 - Parâmetros para o cálculo do tempo de secagem

Parâmetro	Julho	Outubro	Unidade	Referência
Massa inicial do alimento (m_p)	25		kg	Proposto [1]
Humidade a retirar do alimento (m_w)	18,42		kg _{H2O}	Eq. (54)
Humidade inicial do alimento (M_i)	80		%base húmida	[39]
Humidade final do alimento (M_f)	24		%base húmida	[39]
Humidade final do alimento base seca (M)	0,316		kg _{H2O} /kg _{sólido seco}	-
Humidade relativa final de secagem (HR_f)	72,8		%	Eq. (55)
Humidade relativa do ar ambiente (HR_{amb})	55	80	%	[34]
Temperatura ambiente média (T_{amb})	26	17,5	°C	[34]
Temperatura inicial da secagem (T_{col})	41,70	32,24	°C	(calculado)
Temperatura final da secagem (T_f)	28	24	°C	Fig. 64
Entalpia inicial (h_i)	55	43	kJ/kg _{Ar seco}	Fig. 64
Entalpia final (h_f)	72	59	kJ/kg _{Ar seco}	Fig. 64
Humidade absoluta inicial (w_i)	0,0115	0,0100	kg _{H2O} /kg _{Ar seco}	Fig. 64
Humidade absoluta final (w_f)	0,0170	0,0135	kg _{H2O} /kg _{Ar seco}	Fig. 64
Energia necessária (E_{nec})	56937,80	84210,53	kJ	Eq. (56)
Energia fornecida (E_{forn})	15739,72	11537,34	kJ/dia	(calculado)
Tempo necessário ($t_{secagem}$)	3.62	7.30	dias	Eq. (57)
Horas de radiação por dia	15	12	h	-
Tempo necessário ($t_{secagem}$)	54,3	87,6	h	-

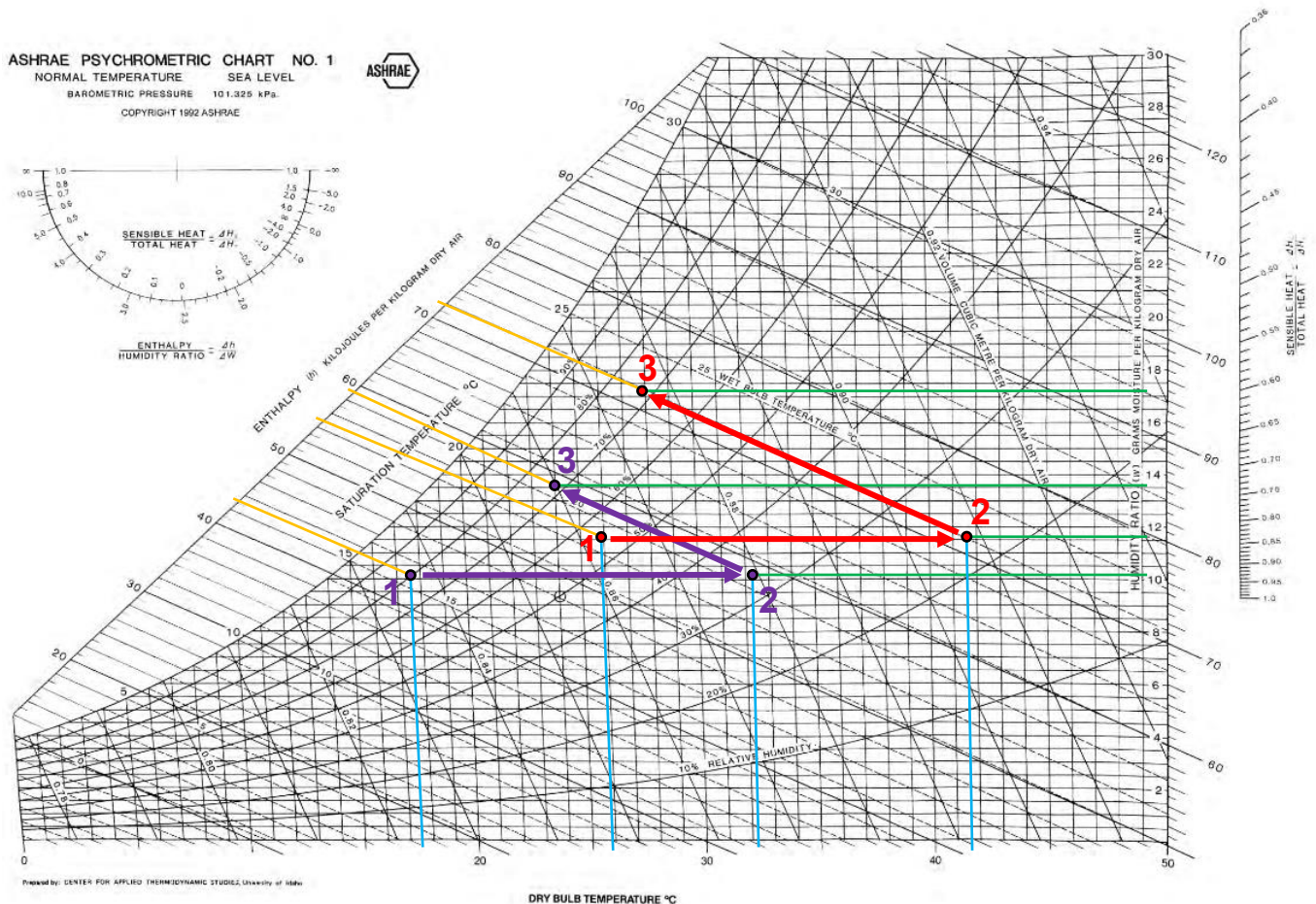


Figura 64 - Evolução do comportamento do ar nas condições de julho e outubro [40]

Na Figura 64 são mostrados os processos do ar dentro do secador para as condições de julho e outubro. Para ambos os processos: o ponto 1 demonstra o estado do ar na entrada do coletor, sendo localizado pela temperatura ambiente e pela humidade relativa (obtidas pela plataforma *PVGIS* [34]), o qual obtêm-se h_i e w_i ; o ponto 2 representa o ar após ser aquecido pelo coletor, localizado pela temperatura média na saída deste (T_{col}); o ponto 3 representa o ar após retirar a humidade do produto, sendo localizado pela humidade relativa de equilíbrio (HR_f) e por desconsiderar a variação de entalpia do ar húmido, sendo obtidos h_f e w_f .

Ao analisar a Tabela 23, nota-se que a energia necessária para secar os figos em outubro é aproximadamente 27 MJ maior em relação a julho, sendo uma das razões devido a menor temperatura do ar, e sua maior humidade relativa que permite menor retenção de vapor d'água pelo ar. Além disso, tem-se que o tempo necessário de secagem de 25 kg de figos para as condições de julho e outubro são respectivamente 54,3h (3,62 dias) e 87,6h (7,3 dias), sendo considerado somente o tempo de radiação solar. Este tempo calculado é uma estimativa grosseira considerando a média dos resultados do funcionamento do secador solar que desprezou a interação do ar com o vapor d'água. Deste modo, para uma situação real, este tempo pode ser diferente, visto que ao longo do processo de secagem o ar tende a trocar energia térmica constantemente com o produto, sendo variadas as temperaturas desenvolvidas ao longo do dia.

4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nas simulações do secador solar da etapa 1 foram obtidas as temperaturas da placa absorvedora e da superfície da chaminé através do modelo de carga solar para as condições de julho e outubro. Como citado ao final do tópico 4.1.1, a temperatura máxima da placa absorvedora obtida nas condições de julho de 71,08°C para a irradiância de aproximados 900 W/m² encontra-se entre o valor de 60°C (de radiação de 900~950 W/m²) e 83°C (988 W/m²) da Tabela 2 a qual mostra resultados da análise de outros coletores de secadores solares. A temperatura máxima da placa absorvedora para as condições de outubro de 56,42°C para a irradiância de 710 W/m² apresentaram valores menores que de julho por receber menor irradiância solar, e devido a menor temperatura ambiente média de 17,5°C. As temperaturas máximas para a superfície da chaminé de julho e outubro foram respectivamente de 57,35°C (a 460 W/m²) e 52,18°C (a 575 W/m²). Para estas três últimas temperaturas citadas não foram encontradas valores da literatura como base de comparação.

Uma observação a ser feita é que os coletores solares simulados nas condições de julho podem apresentar maiores valores de temperatura, pois estas não estão inclinados em seu ângulo ótimo. Considerando a latitude de aproximados 45° e a

equação (9), a inclinação ótima seria de 21,5°, a qual faria melhor aproveitamento dos raios solares.

Em relação as simulações do secador solar nas etapas 2 e 3, a Tabela 24 mostra os resultados médios e máximos para as situações com a câmara de secagem vazia e a câmara de secagem com as bandejas posicionadas de modo alternado. São mostrados os valores do caudal mássico, da temperatura de operação da câmara e sua variação (ΔT) em relação à temperatura ambiente (de 26°C para julho e 17,5°C para outubro), das potências térmicas (\dot{q}) do ar na entrada da câmara, e a estimativa do tempo de secagem (t_{sec}) para uma carga de 25 kg de figos.

Tabela 24 - Resultados das variáveis do secador solar sem e com as bandejas

Mês	Câmara	\dot{m} (kg/s)	T_{OP} (°C)	ΔT (°C)	\dot{q} (W)	t_{sec} (h)	
Julho	Vazio	0,0230	39,77	13,77	399,40	-	
	Média	Bandeja	0,0156	38,11	12,11	291,30	54,3
		Diferença	47,4%	4,4%	-	27,1%	-
	Máx	Vazio	0,0332	50,96	24,96	-	-
		Bandeja	0,0227	50,20	24,20	-	-
		Diferença	46,3%	1,5%	-	-	-
Outubro	Vazio	0,0211	29,66	12,16	399,69	-	
	Média	Bandeja	0,0155	32,57	15,07	270,14	87,6
		Diferença	36,1%	8,9%	-	32,41%	-
	Máx	Vazio	0,0317	39,19	21,69	-	-
		Bandeja	0,0213	44,06	26,56	-	-
		Diferença	48,8%	11,1%	-	-	-

Analisando os valores de caudal mássico médio e máximo apresentados na Tabela 24, estas se encontram entre o intervalo de 0,0126 a 0,0367 kg/s dos valores de caudal mássico da Tabela 1, na qual tal tabela mostra os resultados de outros estudos sobre secadores solares. E apesar das estruturas e das condições locais para os dados experimentais apresentados na Tabela 1 serem diferentes do secador analisado neste trabalho, estes dados foram utilizados como comparação para avaliar as simulações, visto que são todos modelos de secadores solares por circulação natural. Pode-se então dizer que os resultados da temperatura da placa absorvedora da etapa 1 e do caudal mássico das etapas 2 e 3 são coerentes com os valores experimentais de outros tipos de secadores solares indiretos de circulação natural.

Para as condições de julho, apesar da redução de 47,4% no caudal mássico médio entre a câmara vazia e com as bandejas, as temperaturas médias e máximas de operação não apresentaram diferenças significativas entre estas duas configurações. Porém, nota-se que a diminuição do caudal tem influência sobre a potência térmica fornecida, visto que esta foi reduzida em 27,1% para o caudal do secador com as bandejas.

Nota-se um comportamento análogo para outubro entre o secador sem e com as bandejas, a qual a redução de 36,1% no caudal não apresentou grandes variações na

temperatura de operação, sendo seu valor médio com um aumento de 2,9°C (8,9%), e na máxima de 4,8°C (11,1%). E o valor da potência térmica fornecida fora reduzido em 32,41% para o caudal do secador com as bandejas.

Deste modo, percebe-se a influência do caudal mássico no secador para ambas as condições de julho e outubro. Sendo que para aumentar a energia fornecida para a câmara de secagem considerando a perda de pressão causada pelas bandejas com os figos, seria necessário encontrar maneiras de aumentar o caudal circulante no secador. Tal aumento pode ser obtido ao variar ao aumentar a área de entrada da chaminé, ou garantindo uma geometria que resulta em maiores velocidades de extração. Além disso, o aumento do caudal diminuiria o tempo de secagem, pois a potência térmica fornecida seria maior.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

Este trabalho realizou uma análise numérica de um protótipo de secador solar indireto por circulação natural. Sendo que o modelo analisado é diferente dos modelos existentes, pois a entrada e saída de ar na câmara de secagem se encontram respectivamente na parte superior e inferior desta.

Para o estudo numérico foi feita a análise do escoamento, temperatura, e potência térmica desenvolvidas pelo secador nas condições de julho e outubro para a região de Mirandela, sendo que para as simulações foram desprezados a humidade do ar e das frutas a serem secas, e desprezado a presença das garrafas que funcionariam como um possível armazenador de calor. Ademais, com o resultado das simulações, foi analisado também uma estimativa do tempo de secagem.

Em relação aos modelos numéricos, a criação e a simulação dos modelos 3D dos coletores solares e do secador permitiram aplicar o modelo de carga solar para a região de Mirandela para obter as temperaturas em suas superfícies. Este modelo solar pode ser utilizado como alternativa quando não há dados experimentais de temperatura para o modelo. A criação dos modelos 2D e suas simulações permitiram simplificar e reduzir o tempo computacional para a análise do secador solar, e as simulações em estado estacionário permitiu a otimização de sua malha. Ademais, foram criados modelos transientes para as simulações numéricas que permitiram avaliar o comportamento do secador ao longo do dia. A metodologia das simulações e a malha obtida para os modelos 2D podem ser utilizadas para analisar o secador quando uma nova alteração no modelo é realizada, sendo ainda possível melhorar as simulações ao utilizar passos temporais mais refinados. Além disso, pode-se variar os modelos de turbulência, radiação, e os métodos de solução para verificar as possíveis diferenças destes em relação a configuração utilizada no trabalho.

Como resultado das simulações numéricas, foi comprovada a existência do escoamento no interior do secador gerado pelo efeito de termossifão. Para o período de radiação solar, obteve-se a variação da temperatura da placa absorvedora do coletor e da superfície da chaminé, sendo as temperaturas máxima destes locais para julho respectivamente de 71,08°C e 57,35°C, e para outubro respectivamente de 56,42 e 52,18°C.

A melhor disposição das bandejas no interior da câmara foi considerada como estas posicionadas de modo alternado pela garantia de escoamento do ar por entre todas as bandejas.

E com as temperaturas das superfícies do secador, num cenário das bandejas dispostas de modo alternado, e incluindo a perda de pressão causada por estas carregadas com figos, tem-se que:

- Para julho, o secador solar apresentou a temperatura média de operação dentro da câmara de 38,11°C, e uma elevação máxima da temperatura em relação ao exterior de 24,20°C. Durante um dia de radiação, o coletor fornece a câmara uma potência térmica média de 291,3 W, e um tempo estimado para secagem de 25 kg de figos de 3,6 dias (54,3h de radiação solar);
- Para outubro, a temperatura média dentro da câmara de 32,57°C, e uma elevação máxima da temperatura em relação ao exterior de 26,56°C. A potência térmica média fornecida é de 270,14 W, e o tempo de secagem da carga de figos de 7,3 dias (87,6h de radiação solar);
- O caudal mássico influencia na potência térmica fornecida, e consequentemente influencia no tempo de secagem dos figos.

Conclui-se que o modelo numérico do secador solar, apesar de sua estrutura diferenciada em relação aos modelos encontrados, mostrou resultados consistentes com a literatura como citado na análise dos resultados (final do tópico 4.5), dando confiança do correto funcionamento de um futuro protótipo experimental.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

A análise do modelo do trabalho possibilita ainda seu aprimoramento. Deste modo, para trabalhos futuros deste projeto de secador, sugere-se:

- Simular o sistema com as garrafas de água, para analisar a viabilidade e o desempenho com a presença de um armazenador térmico;
- Analisar o secador nas condições de julho com o coletor inclinado em seu ângulo ótimo;
- Analisar o comportamento do termossifão considerando a humidade do ar e do vapor de água cedida pelo produto ao longo do dia;
- Analisar possíveis alterações na chaminé, para aumentar o caudal mássico do secador solar;
- Construção do protótipo e realização de testes para comparar os resultados numéricos com experimentais.
- Alterar as configurações da simulação (passo temporal, modelos de turbulência, radiação e métodos de solução) para verificar quais parâmetros são mais precisos em relação ao modelo real.

REFERÊNCIAS

- [1] Firmo, N. S. H. "SECADOR SOLAR INDIRETO". Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Industrial, Instituto Politécnico de Bragança, Bragança, 2020.
- [2] Vijayan, S., Arjunan, T. V., & Kumar, A. (2017). Fundamental concepts of drying. In *Green Energy and Technology* (Issue 9789811038327, pp. 3–38). Springer Verlag. https://doi.org/10.1007/978-981-10-3833-4_1
- [3] Tiwari, A. (2016). A Review on Solar Drying of Agricultural Produce. *Journal of Food Processing & Technology*, 7(9). <https://doi.org/10.4172/2157-7110.1000623>
- [4] Mat Desa, W. N., Mohammad, M., & Fudholi, A. (2019). Review of drying technology of fig. *Trends in Food Science and Technology*, 88(March), 93–103. <https://doi.org/10.1016/j.tifs.2019.03.018>
- [5] Lingayat, A. B., Chandramohan, V. P., Raju, V. R. K., & Meda, V. (2020). A review on indirect type solar dryers for agricultural crops – Dryer setup, its performance, energy storage and important highlights. *Applied Energy*, 258(October 2019), 114005. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114005>
- [6] Banout J. (2017) Solar Drying Systems. In: Prakash O., Kumar A. (eds) Solar Drying Technology. Green Energy and Technology. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-10-3833-4_2
- [7] Pangavhane, D. R., & Sawhney, R. L. (2002). Review of research and development work on solar dryers for grape drying. *Energy Conversion and Management*, 43(1), 45–61. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(01\)00006-1](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00006-1)
- [8] Parikh, D., & Agrawal, G. D. (2011). Solar drying in hot and dry climate of Jaipur, India. *International Journal of Renewable Energy Research*, 1(4), 224–231. <https://doi.org/10.20508/ijrer.76143>
- [9] Maiti, S., Patel, P., Vyas, K., Eswaran, K., & Ghosh, P. K. (2011). Performance evaluation of a small scale indirect solar dryer with static reflectors during non-summer months in the Saurashtra region of western India. *Solar Energy*, 85(11), 2686–2696. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.08.007>
- [10] Lingayat, A., Chandramohan, V. P., & Raju, V. R. K. (2017). Design, Development and Performance of Indirect Type Solar Dryer for Banana Drying. *Energy Procedia*, 109(November 2016), 409–416. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.041>
- [11] Essalhi H, Benchrifa M, Tadili R, Bargach MN. Experimental and theoretical analysis of drying grapes under an indirect solar dryer and in open sun. *Innov Food Sci Emerg Technol* 2018;49:58–64. <https://doi.org/10.1016/j.ifset.2018.08.002>.
- [12] Erick César, L. V., Ana Lilia, C. M., Octavio, G. V., Isaac, P. F., & Rogelio, B. O. (2020). Thermal performance of a passive, mixed-type solar dryer for tomato slices (*Solanum lycopersicum*). *Renewable Energy*, 147, 845–855. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.09.018>
- [13] El-Sebaei, A. A., Aboul-Enein, S., Ramadan, M. R. I., & El-Gohary, H. G. (2002). Experimental investigation of an indirect type natural convection solar dryer. *Energy Conversion and Management*, 43(16), 2251–2266. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(01\)00152-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00152-2)
- [14] Noutfia, Y., Benali, A., Alem, C., & Zegzouti, Y. F. (2018). Design of a solar dryer for small-farm level use and studying fig quality. *Acta Scientiarum Polonorum Technologia Alimentaria*, 17(4), 359–365. <https://doi.org/10.17306/j.afs.0599>
- [15] Yadav, A. S., & Bhagoria, J. L. (2013). Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 60–79. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.035>
- [16] Romero, V. M., Cerezo, E., Garcia, M. I., & Sanchez, M. H. (2014). Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program. *Energy Procedia*, 57, 1651–1658. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.156>
- [17] Essalhi, H., Tadili, R. & Bargach, M. N. (2018). Comparison of thermal performance between two solar air collectors for an indirect solar dryer. *J. Phys. Sci.*, 29(3), 55–65, <https://doi.org/10.21315/jps2018.29.3.5>
- [18] Hajar, E., Rachid, T., & Najib, B. M. (2017). Conception of a Solar Air Collector for an Indirect Solar Dryer. Pear Drying Test. *Energy Procedia*, 141, 29–33. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.114>
- [19] INCROPERA, F. et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7^o ed. Hoboken, N.J.: Wiley, 2011.

- [20] Potgieter, M. S. W., Bester, C. R., & Bhamjee, M. (2020). Experimental and CFD investigation of a hybrid solar air heater. *Solar Energy*, 195(August 2019), 413–428. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.058>
- [21] Ong, K. S. (1995). Thermal performance of solar air heaters: Mathematical model and solution procedure. *Solar Energy*, 55(2), 93–109. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(95\)00021-1](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00021-1)
- [22] Baritto, Miguel & Bracamonte, Johane. (2011). A dimensionless model for the outlet temperature of a nonisothermal flat plate solar collector for air heating. *Solar Energy*. 86. 647-653. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.11.009>
- [23] Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th Ed. Somerset: Wiley, 2013.
- [24] de Pinho Ferreira Guiné R., Barroca M.J. (2017) Drying Kinetics in Solar Drying. In: Prakash O., Kumar A. (eds) *Solar Drying Technology*. Green Energy and Technology. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-10-3833-4_10
- [25] Moreira dos Santos, G., Diniz da Silva, J., & Kanizawa, F. T. (2018). *Desenvolvimento e análise de um termossifão com baseado em minicanais*. May. <https://doi.org/10.26678/abcm.conem2018.con18-0462>
- [26] De Sousa e Silva, Juarez & Lopes, Roberto & Lopes, Daniela & Resende, Ricardo. (2014). Princípios básicos de psicrometria. <https://doi.org/10.13140/2.1.2463.0408>.
- [27] Patkó, I., Szeder, A., & Patkó, C. (2013). Evaluation the impact tilt angle on the sun collectors. *Energy Procedia*, 32, 222–231. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.029>
- [28] Produção e comercialização de figos. <https://marketingagricola.pt/producao-e-comercializacao-de-figos/> acessado em 18/07/2020
- [29] ANSYS® FLUENT, Release 2019R3, Help System, Theory Guide, ANSYS, Inc.
- [30] ANSYS® FLUENT, Release 2019R3, Help System, User's Guide, ANSYS, Inc.
- [31] Jonsson, J. (2007). Including solar load in CFD analysis of temperature distribution in a car passenger compartment. *Lulea University of Technology*.
- [32] Silva, A. B. da. “Utilização de Fluidodinâmica Computacional (CFD) na simulação de vazamentos em dutos” Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016.
- [33] Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J., Coleman, H., & Raad, P. E. (2008). Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of Fluids Engineering*, Transactions of the ASME, 130(7), 0780011–0780014. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>
- [34] JRC Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) - European Commission. (n.d.). Retrieved May 4, 2020, from https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR
- [35] Yadav, A. S., & Bhagoria, J. L. (2013). Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 60–79. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.035>
- [36] Overview of materials for Acrylic, General Purpose, Molded. (n.d.). Retrieved April 7, 2020, from <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3cb08da2a0054447a3790015b7214d07&ckck=1>
- [37] Amanlou, Y., & Zomorodian, A. (2011). Evaluation of air flow resistance across a green fig bed for selecting an appropriate pressure drop prediction equation. *Food and Bioproducts Processing*, 89(2), 157–162. <https://doi.org/10.1016/j.fbp.2010.03.011>
- [38] Al-Busoul, M. (2017). Design of Fruits Solar Energy Dryer under Climatic Condition in Jordan. *Journal of Power and Energy Engineering*, 05(02), 123–137. <https://doi.org/10.4236/jpee.2017.52007>
- [39] Patil R.C., Gawande R.R. (2017) Mathematical Modeling of Solar Drying Systems. In: Prakash O., Kumar A. (eds) *Solar Drying Technology*. Green Energy and Technology. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-10-3833-4_9
- [40] A. S. of H. R. and A. C. Engineer, *2015 Ashrae Handbook Inch-Pound Edition*. 2015.