

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS
CURSO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS

RAPHAEL SEVERINO BATISTA DA SILVA

**ESTUDO PARAMÉTRICO DA INFLUÊNCIA DOS MATERIAIS DA COBERTURA,
DO ISOLAMENTO TÉRMICO E DO ACABAMENTO DO ABSORVEDOR NA
EFICIÊNCIA DE UM SECADOR SOLAR ATIVO MISTO**

BELO HORIZONTE

2022

RAPHAEL SEVERINO BATISTA DA SILVA

**ESTUDO PARAMÉTRICO DA INFLUÊNCIA DOS MATERIAIS DA COBERTURA,
DO ISOLAMENTO TÉRMICO E DO ACABAMENTO DO ABSORVEDOR NA
EFICIÊNCIA DE UM SECADOR SOLAR ATIVO MISTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais com requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

Orientador: André Guimarães Ferreira

BELO HORIZONTE

2022

RAPHAEL SEVERINO BATISTA DA SILVA

**ESTUDO PARAMÉTRICO DA INFLUÊNCIA DOS MATERIAIS DA COBERTURA,
DO ISOLAMENTO TÉRMICO E DO ACABAMENTO DO ABSORVEDOR NA
EFICIÊNCIA DE UM SECADOR SOLAR ATIVO MISTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais com requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

Aprovado em

BANCA EXAMINADORA:

Prof. André Guimarães Ferreira

Prof. Ludoff Leonardo Santini

Prof. Tiago de Freitas Paulino

AGRADECIMENTOS

À Deus por tudo.

Aos meus pais, Karla e Dionizio, pelo amor incondicional.

Ao meu irmão Josino, pela fuga da realidade.

Aos amigos do Soca, Chat, EM e SBprod, Atlética e GMS por tornar essa jornada invejável.

Por fim, ao excelente professor, André Guimarães Ferreira, por todo conhecimento compartilhado.

RESUMO

A secagem é um processo de remoção de água de um material sólido a partir do mecanismo de vaporização térmica em temperatura inferior à de sua ebulição. Esse processo é muito importante para conservação de alimentos e também para facilitar o manuseio e transporte de materiais orgânicos. A secagem ao sol é o método mais antigo e de baixo custo, depende de muitos fatores e é pouco eficiente. Já a secagem em secadores a base de combustíveis fósseis são onerosos e geram grande dano ambiental. Secadores solares são uma alternativa interessante para a secagem, principalmente pelo seu baixo custo e pela proteção física ao material a ser seco. Este trabalho propõe um estudo paramétrico da influência dos materiais da cobertura, do isolamento térmico e do acabamento do absorvedor na eficiência de um secador solar ativo misto construído no CEFET-MG. Afim de avaliar a transmissividade do vidro de cobertura realizou-se um estudo experimental no dia 27 de novembro de 2022, entre 7h24 e 12h47 com um auxílio de um piranômetro classe 3, medidos sob e sobre o vidro. Para avaliação do comportamento do secador, a transferência de calor unidimensional foi modelada de forma simplificada para determinar condições de operação. Com o modelo obtido, foi possível, utilizando o software ESS, simular o secador em operação para condições específicas no dia 27 de novembro. Na análise numérica foram variadas as espessuras da cobertura, a absorvidade do absorvedor e a espessura do isolamento térmico da parede. O teste experimental com piranômetro mostrou que a transmissividade do vidro é baixa (19,7%), para maiores ângulos de incidência, ou seja, no começo dia, e aumenta consideravelmente de acordo com a posição do sol no céu, com ápice em (85%) com sol a pino. As simulações numéricas quantificaram o aumento da eficiência com a redução da espessura da cobertura, com o aumento da absorvidade do absorvedor e com o aumento do isolamento térmico.

Palavras Chave: Secagem, Secadores Solares, Modelagem, transmissividade, absorvidade, eficiência.

ABSTRACT

Drying is a process of removing water from a solid material by the mechanism of thermal vaporization at a temperature lower than its boiling point. This process is very important for food preservation and also to facilitate handling and transporting organic materials. Sun drying is the oldest and cheapest method, it depends on many factors and it is not very efficient. Drying in fossil fuel-based dryers, on the other hand, are expensive and generates great environmental damage. Solar dryers are an excellent alternative for drying, mainly due to their low cost and the physical protection of the material to be dried. This work proposes a parametric study of the influence of the covering materials, thermal insulation and finishing of the absorber plate on the efficiency of a mixed active solar dryer built at CEFET-MG. In order to evaluate the transmissivity of the cover glass, an experimental study was performed on November 27 of 2022, between 7:24 am and 12:47 pm with the aid of a class 3 pyranometer to measure transmissivity under and on the glass. To evaluate the behavior of the dryer, the one-dimensional heat transfer was modeled in a simplified way to determine operating conditions. With the model obtained, it was possible, using the ESS software, to simulate the dryer in operation under specific conditions on November 27. In the numerical analysis, the thickness of the cover, the absorptivity of the absorber and the thickness of the thermal insulation of the wall varied. The experimental pyranometer test showed that the transmissivity of the glass is low (19.7%), for larger incidence angles, that is, at the beginning of the day, increasing considerably according to the position of the sun in the sky, peaking at (85%) with the sun at its peak. The numerical simulations quantified the increase in efficiency with the reduction of the cover glass thickness, with the increase of the absorptivity of the absorber, and with the increase of the thermal insulation.

Key Words: Drying, Solar Dryers, Modeling, transmissivity, absorptivity, efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Horas de Brilho Solar Diário para Belo Horizonte	19
Figura 2 - Influência da Inclinação da Superfície no Ângulo de Incidência da Irradiação	20
Figura 3 - Radiação Solar Extraterrestre para BH nos dias 21/06 e 21/12	21
Figura 4 - Radiação solar extraterrestre, global, direta e difusa para céu limpo.	24
Figura 5 - Radiação solar extraterrestre, direta e difusa para o céu nublado.	24
Figura 6 - Múltiplas reflexões entre cobertura e absorvedor.	31
Figura 7 - Balanço energético no Secador	33
Figura 8 - Circuito térmico do balanço energético no secador.	34
Figura 9 - Secador Solar em Convecção Natural Tipo Cabine.	43
Figura 10 - Secador Solar Tipo Coletor com Chaminé.	44
Figura 11 - Secador solar passivo integrado com chaminé.	45
Figura 12 - Secador solar tipo estufa.	45
Figura 13 - Secador Solar de Machado (2009)	46
Figura 14 - Coletor solar com refletores em “V”.	47
Figura 15 - Secador Solar de Simate (2003)	48
Figura 16 - Secador Solar de Teixeira et al. (2012)	48
Figura 17 - Secador Tipo Túnel	49
Figura 18 - Secador ativo integrado tipo estufa.	50
Figura 19 - Modelo de um secador solar ativo integrado.	50
Figura 20 - Secador solar ativo distribuído.	51
Figura 21 - Secador com concentrador cônico.	52
Figura 22 - Secador solar ativo misto	53
Figura 23 - Secador de Bena e Fuller (2002).	54
Figura 24 - Secador de Ivanova et al. (2003).	54
Figura 25 - Secador híbrido, aquecido por resistências elétricas.	55
Figura 26 - Secador solar híbrido.	56
Figura 27 - Secador solar ativo misto	57
Figura 28 - Piranômetro Classe 3	59
Figura 29 - Painel EES	60
Figura 30 - Radiação solar x Horário Solar	63
Figura 31 - Transmissividade x Ângulo de Incidência	64
Figura 32 - Transmissividade x Ângulo de incidência – Simulação 1	66

Figura 33 - Radiação Solar x Hora Solar - Simulação 1	67
Figura 34 - Incidência Solar x Eficiência Térmica – Simulação 1	68
Figura 35 - Radiação Solar x Hora Solar – Simulação 2	70
Figura 36 - Eficiência Térmica x Hora Solar – Simulação 2	71
Figura 37 - Hora Solar x Eficiência Térmica – Simulação 3	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores mensais de atenuação atmosférica e de energia solar para Belo Horizonte	25
Tabela 2 - Estimativa para distribuição da temperatura ambiente para Belo Horizonte	36
Tabela 3 - Estimativa para temperatura do céu para Belo Horizonte.	36
Tabela 4 - Resultados obtidos do ensaio de Transmissividade	62
Tabela 5 - Resultados obtidos da primeira simulação	65
Tabela 6 - Resultados obtidos da segunda simulação	69
Tabela 7 - Resultados obtidos da terceira simulação	72

LISTA DE SIMBOLOS

G_{sc} - Constante Solar

G_{et} - Radiação Extraterrestre

ϕ - Latitude

δ - Declinação

β - Inclinação da superfície absorvedora

θ - Ângulo de incidência

θ_{md} - Ângulo de incidência ao meio dia

θ_z - Ângulo Zênite

ω - Ângulo Horário

N - Número de horas de brilho solar diário

$H_{nascente}$ - Horário de início do período de brilho solar

H_{poente} - Horário de término do período de brilho solar

G_{md} - Radiação extraterrestre

G_o - Radiação solar

ε - Emissividade

ρ - Refletividade

α - Absortividade

τ - Transmissividade

Q - Taxa líquida de radiação trocada entre o sistema e o céu

O_3 - Ozônio

H_2O - Água

CO_2 - Dióxido de carbono

G_b - Radiação direta

G_d - Radiação difusa

G_g - Radiação refletida

G - Radiação Global

k_t - Índice de transmissividade atmosférica

H - Média mensal solar diária incidente sobre uma superfície

H_o - Média da energia solar diária extraterrestre

R_b - Fator de correção da radiação direta de uma superfície horizontal para uma superfície inclinada

GT - Radiação Solar Global

α_c - Absortividade da cobertura

ρ_c - Refletividade da cobertura

E - Espessura da cobertura

n - Índice de refração

K - Coeficiente de extinção do material

r// - Componente não polarizada paralela à radiação

r \perp - Componente não polarizada perpendicular à radiação

θ_r - Ângulo de refração da radiação solar

τ_a - Transmissividade da cobertura considerando apenas perdas por absorção

τ_r - Transmissividade da cobertura considerando apenas perdas por reflexão

S - Radiação absorvida pela placa coletora

$(\tau\alpha)_b$ - Fração da radiação direta absorvida

Ts - Temperatura do céu

Tamb - Temperatura ambiente

Tc - Temperatura da cobertura

Tf - Temperatura média do escoamento

Tp - Temperatura da placa

V - Velocidade média de escoamento

Vw - Velocidade do vento

h - Coeficientes de transferência de calor

h1 - Coeficiente de transferência convectiva entre o escoamento e a cobertura;

h2 - Coeficiente de transferência convectiva entre a placa absorvedora e o escoamento;

hw - Coeficiente de transferência convectiva entre a cobertura e o ambiente por ação do vento;

hcond - coeficiente de transferência condutiva através do isolamento térmico do secador;

hre-s - Coeficiente de transferência radiativa entre a cobertura e o céu;

hrp-e - Coeficiente de transferência radiativa entre a placa absorvedora e a cobertura.

qv - Fluxo de calor absorvido pelo escoamento por convecção

Ac - Área coletora

\dot{m} - Vazão mássica

B - Base

H - Distância entre a placa absorvedora e a cobertura

V - Velocidade média do escoamento

L - Espessura do isolante térmico

Nu - Número de nusselt

Re - Número de Reynolds

Dh - Diâmetro hidráulico

hw - Coeficiente de convecção do vento

$\overline{v_w}$ - Velocidade média do vento

Nu_{forçada} - Número de nusselt para convecção forçada

Nu_{natural} - Número de nusselt para convecção natural

Ra - Número de Rayleigh

χ - Coeficiente de expansão volumétrica

α - Difusividade térmica

μ - Viscosidade do ar

e - Eficiência térmica

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1 Objetivos	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1 Radiação Solar Incidente	16
2.2 Fundamentação Teórica Modelagem da Radiação Solar Sobre Uma Superfície Horizontal	21
2.3 Componentes de um Secador Solar	27
2.4 Modelagem Térmica de um Secador Solar	31
2.4.1 <i>Hipóteses Simplificadoras</i>	32
2.4.2 <i>Balanço Energético</i>	32
2.4.3 <i>Estimativa da temperatura Ambiente e do Céu</i>	35
2.4.4 <i>Determinação da vazão mássica</i>	36
2.4.5 <i>Determinação dos coeficientes radioativos de transferência de calor</i>	37
2.4.6 <i>Determinação da condução através do isolamento térmico</i>	37
2.4.7 <i>Coeficientes convectivos</i>	38
2.4.8 <i>Metodologia de solução da distribuição de temperaturas no secador</i>	40
3 REVISÃO DA LITERATURA	42
3.1 Secadores solares passivos integrados	42
3.2 Secadores Solares Passivos Distribuídos	46
3.3 Secadores solares passivos mistos	47
3.4 Secadores solares ativos integrados	49
3.5 Secadores solares ativos distribuídos	51
3.6 Secadores solares ativos mistos	52
4. MATERIAIS E MÉTODOS	57
4.1 Materiais e Equipamentos	57
4.2 Análise Experimental	58
4.3 Análise Numérica	59
4.3.1 <i>Modelagem Matemática e Simulações no EES</i>	59
5 RESULTADOS	62
5.1. Transmissividade do vidro de cobertura	62
5.2 Resultados Numéricos	64
6 CONCLUSÃO	74
7 REFERENCIAS	76

1. INTRODUÇÃO

A secagem é um processo de remoção da água de um material sólido a partir do mecanismo de vaporização térmica em temperatura inferior à de sua ebulição. É considerado um dos processos mais antigos de conservação de produtos agrícolas utilizados pelo homem, devido ao aumento da vida útil desses produtos pela redução da proliferação de microrganismos, e também por inativar as ações de algumas enzimas degradativas que só reagem em meio aquoso (SILVA *et al.*, 2020). Além disso, a secagem é muito importante, pois permite a redução de peso e volume de materiais orgânicos e inorgânicos, facilitando transporte e armazenagem desses produtos (DE OLIVEIRA e MARTINS, 2020).

O processo de secagem pode acontecer com a exposição natural ao sol, ou por meio de secadores, que são estruturas construídas a fim de maximizar a eficiência do processo de secagem. A secagem natural ao sol, sem utilização de secadores, é uma operação de baixo custo, entretanto, o processo é totalmente dependente das condições climáticas e ambientais, sendo afetado diretamente pela chuva, ataques de animais e contaminações (KUMAR *et al.*, 2016).

Em geral, secadores convencionais, movidos a fontes artificiais de energia são mais utilizados para secagem de produtos a nível industrial. Isso porque o gasto energético para operação é compensado pelo alto volume de produção. Para baixos volumes, o custo energético passa a ser fator restritivo, favorecendo a utilização de secadores solares (SILVA *et al.*, 2021).

Secadores solares são sistemas em que o ar (que irá remover umidade do material a ser seco) é aquecido indiretamente pela energia solar. Classificados por diversos autores a partir de suas configurações e características, os secadores solares têm por objetivo utilizarem energia renovável, com menores custos de aquisição e operação em relação aos secadores convencionais que usam energia elétrica ou combustíveis fósseis (SANSANIWAL *et al.*, 2018).

Kumar *et al.* (2014), apontam que a crise energética global e a procura de um melhor produto final conservado, incentivam o investimento em técnicas inovadoras de secagem focadas em melhorias nos processos, diminuição por perdas e aumento da qualidade dos produtos.

Segundo FAO (2012), em países em desenvolvimento cerca de 40% das perdas de alimentos ocorrem após a etapa de colheita e no processamento. Nestes países a secagem solar se mostra como uma possível alternativa para melhoria no processo de secagem e redução de perdas no processamento.

Diante desse cenário, estudos que visam a otimização de secadores solares se tornam cada vez mais atraentes, principalmente para países tropicais e equatoriais com incidência solar média anual elevada. O objeto de estudo nesse trabalho é um secador solar ativo misto projetado e construído no Departamento de Engenharia de Materiais do CEFET-MG (através de recursos PROPESQ). A partir dele foi desenvolvido um estudo paramétrico para avaliar a influência de componentes estruturais do secador em sua eficiência.

1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho foi desenvolver um estudo paramétrico da influência dos materiais da cobertura, do isolamento térmico e do acabamento do absorvedor na eficiência de um secador solar ativo misto construído no CEFET-MG.

Os objetivos específicos deste trabalho foram:

- Modelar de forma simplificada a transferência de calor unidimensional afim de determinar condições de operação de um secador solar ativo misto;
- Simular a operação em estado quase permanente em diferentes instantes ao longo do dia, utilizando o software ESS que foi implementado o modelo;
- Avaliar experimentalmente a transmissividade do vidro de cobertura do secador;
- Realizar análise paramétrica da eficiência de operação do secador estudado, variando a transmissividade da cobertura, absorvidade da placa absorvedora e condutividade térmica e espessura do material do isolamento térmico das paredes do secador.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Radiação Solar Incidente

O Sol é uma esfera de material gasoso, com diâmetro de $1,39 \times 10^9$ m e intensamente quente. A temperatura efetiva de corpo negro é de 5777 K medido a partir de sua superfície, e a temperatura na região interna do Sol é estimada entre 8×10^6 K e 40×10^6 K. Estima-se também que a densidade chegue a 100 vezes a densidade da água (TAVARES, 2000).

A energia solar emitida é resultado de fissões nucleares de hidrogênio e de hélio, podendo o sol ser considerado um grande reator de fusão contínua. Essa energia é propagada por radiação, uma vez que esse é único mecanismo de transferência de energia possível no espaço (FERREIRA, 2004).

A Constante Solar (G_{sc}) é dada como o fluxo de energia emitido pelo Sol, que é captado por uma superfície perpendicular à propagação desta radiação, para a distância média entre o Sol e a Terra (distância de $1,495 \times 10^{11}$ m \pm 1,7%). O valor dessa constante, atualmente, é de $1367 \text{ W/m}^2 \pm 1\%$. Essa variação de 1,7 % se dá devido órbita da terra em torno do sol ser excêntrica, ou seja, a distância entre o centro da terra e do sol varia em 1,7% (FERREIRA, 2004).

Ainda segundo Ferreira (2004), a Radiação Extraterrestre (G_{ET}) é dada como o fluxo de energia solar que atinge uma superfície localizada fora da atmosfera terrestre. Esta radiação não varia com as condições climáticas, horário e localização; mas apresenta duas fontes de variação: a variação de fluxo de energia emitida pelo Sol e a variação da distância entre a Terra e o Sol. Pela dificuldade de se medir a variação do fluxo de energia, esse parâmetro não entra na modelagem matemática de G_{ET} .

Assim, a radiação extraterrestre varia em função do dia do ano (n), que está diretamente relacionada a distância entre o sol e a terra e é obtida pela seguinte equação:

$$G_{ET} = G_{SC} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360^\circ n}{365} \right) \right] \quad (1)$$

A partir da equação da radiação extraterrestre percebe-se a G_{ET} não é impactada pelo horário e nem pela localidade na terra, apenas pela distância entre o sol e a terra. Entretanto, superfícies absorvedoras de radiação como o do secador solar em estudo, mantidas na mesma posição, captam diferentes quantidades de energia dependendo da posição solar. A radiação solar captada pela placa absorvedora é influenciada pela posição do sol no céu e será máxima quando a superfície estiver disposta no menor ângulo entre a radiação solar direta e a normal à superfície. Assim, a radiação captada pela superfície será igual a radiação extraterrestre quando o ângulo de incidência for nulo.

Para determinar a radiação incidente, deve-se conhecer alguns ângulos relevantes, como:

- Latitude (ϕ): posição angular sobre a Terra em relação a linha do Equador. Para Belo Horizonte temos $-19,93^\circ$. O valor é negativo pois se encontra a o sul da linha do equador.
- Declinação (δ): posição angular do Sol ao meio dia solar, para um observador sobre a linha do Equador. A diferença entre o eixo magnético e o geográfico formam um ângulo de $23,45^\circ$ garantindo a existência das estações do ano.
- Inclinação da superfície absorvedora (β): ângulo entre a normal da superfície e da superfície horizontal;
- Ângulo de incidência (θ): formado entre a direção de propagação da radiação solar direta e a normal da superfície absorvedora;
- Ângulo de incidência ao meio dia (θ_{md}): formado entre a normal à superfície e a radiação solar direta;
- Ângulo zênite (θ_z): ângulo instantâneo de incidência para uma superfície horizontal;
- Ângulo horário (ω): deslocamento angular do Sol de leste a oeste.

As estações do ano são criadas a partir do movimento de translação da terra em relação ao seu eixo magnético e de rotação em relação ao seu eixo geográfico. Esses dois eixos formam um ângulo máximo de $23,45^\circ$ garantindo que a incidência solar seja diferente para um mesmo ponto na terra de acordo com o período anual.

A declinação solar, portanto, pode ser modelada a partir do ângulo máximo e do dia do ano, da seguinte forma:

$$\delta = 23,45^\circ \operatorname{sen}\left(360^\circ \frac{284 + n}{365}\right) \quad (2)$$

Durante o verão o período de brilho solar é maior do que no inverno. A diferença entre a duração do período solar acontece devido a declinação da terra, e caso ela fosse nula, todos os dias em qualquer ponto do globo teriam a mesma duração do brilho solar diário. O número de horas de brilho solar diário (N) pode ser determinado em função da latitude local (ϕ) e da declinação solar (δ):

$$N = \frac{2}{15^\circ} \operatorname{arc} \cos^{-1}[-\operatorname{tg}(\phi)\operatorname{tg}(\delta)] \quad (3)$$

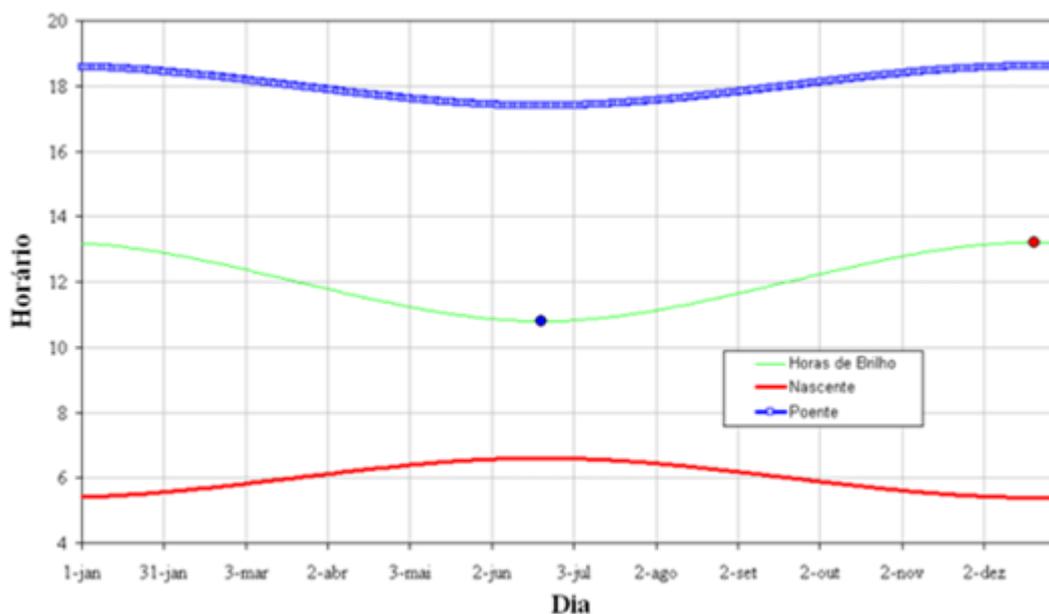
O início do período de brilho solar e do final do brilho solar são definidos, respectivamente:

$$H_{\text{nascente}} = 12 - \frac{N}{2} \quad (4)$$

$$H_{\text{poente}} = 12 + \frac{N}{2} \quad (5)$$

Para a cidade de Belo Horizonte temos dias bem definidos. Usando as equações (3) a (5), torna-se possível mostrar o número de horas de brilho diário para Belo Horizonte, bem como o horário de sol nascente e poente para todo o ano (Figura 1).

Figura 1 - Horas de Brilho Solar Diário para Belo Horizonte



Fonte: Ferreira (2004).

O ângulo horário (ω) é definido por:

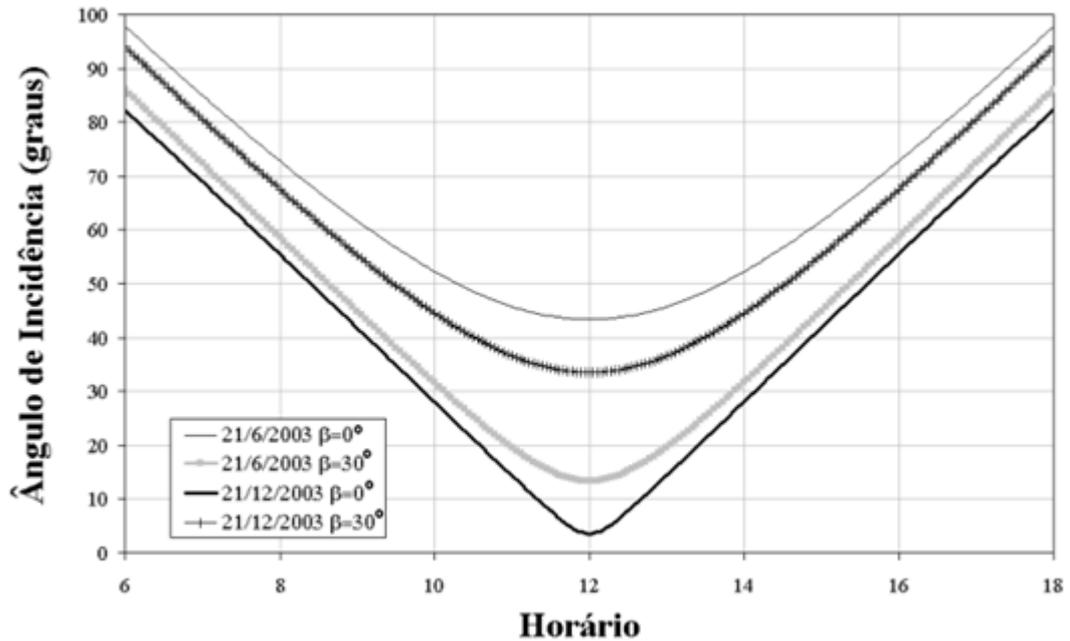
$$\omega = 15^\circ \left(\frac{\text{Horas} * 3600 + \text{Minutos} * 60 + \text{Segundos}}{3600} - 12 \right) \quad (6)$$

Pode-se definir o ângulo de incidência da radiação solar (θ), para o hemisfério sul:

$$\cos(\theta) = \cos(\phi + \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) + \text{sen}(\phi + \beta) \text{sen}(\delta) \quad (7)$$

O ângulo de incidência determina a quantidade de radiação solar disponível que incide sobre a superfície, quanto menor esse ângulo, maior a radiação captada pela superfície. Pode-se observar na Figura 2 a influência que a inclinação faz na variação do ângulo de incidência um mesmo período do ano.

Figura 2 - Influência da Inclinação da Superfície no Ângulo de Incidência da Irradiação



Fonte: Ferreira (2004).

Outro ângulo importante é o de incidência ao meio dia (θ_{md}), utilizado para analisar a influência da inclinação de uma superfície absorvedora ao meio dia solar. Pode ser modelado para o hemisfério sul por:

$$\theta_{md} = (-\phi + \delta - \beta) \quad (8)$$

É extremamente importante avaliar que no hemisfério sul a superfície absorvedora será otimizada quando estiver inclinada para o norte. Baseado na indicação de Duffie e Beckman (2013), para maximizar a radiação incidente no inverno no hemisfério sul, a inclinação da superfície absorvedora deverá ser:

$$\beta = |\phi| + 10^\circ \quad (9)$$

Portanto, a radiação extraterrestre incidente pode ser modelada, ao meio dia solar, em função desse ângulo.

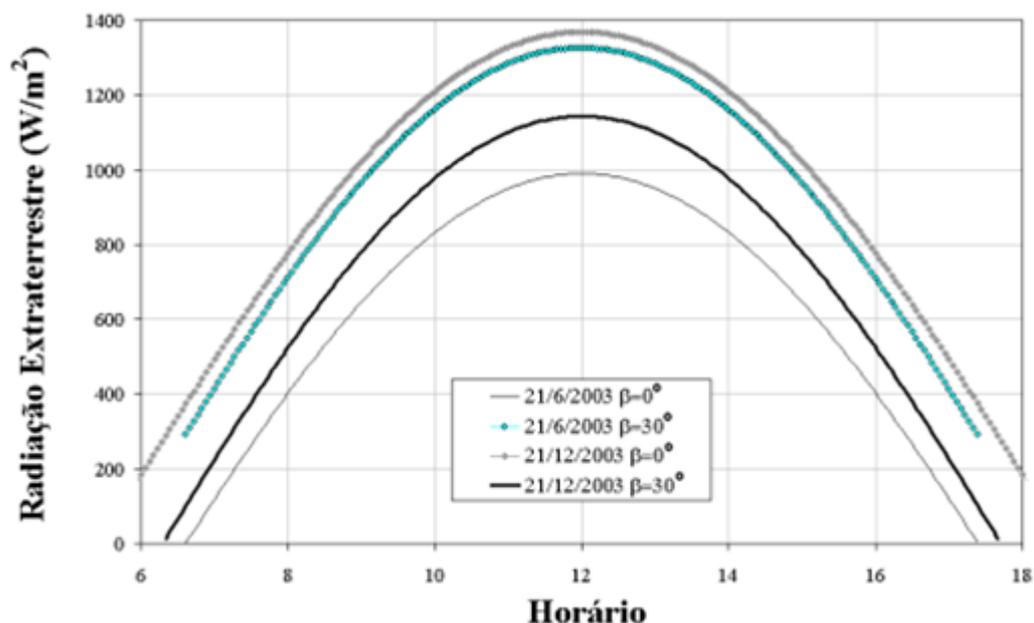
$$G_{md} = G_{ET} \cdot \cos(\theta_{md}) \quad (10)$$

Com isso, torna-se importante definir a distribuição de radiação solar ao longo do dia sem atenuação atmosférica, que é dada por:

$$G_O = G_{ET} \cdot \cos(\theta) \quad (11)$$

Um exemplo de distribuição para Belo Horizonte, ao longo dos dias 21 de junho e 21 de dezembro, com a inclinação da superfície de 30° e apresentado na Figura 3. Nota-se que no inverno existe uma maior radiação para superfície com maior inclinação.

Figura 3 - Radiação Solar Extraterrestre para BH nos dias 21/06 e 21/12



Fonte: Ferreira (2004).

2.2 Fundamentação Teórica Modelagem da Radiação Solar Sobre Uma Superfície Horizontal

A radiação térmica é um meio de transferência de calor, que não necessita da presença de um meio físico, qualquer corpo com temperatura maior que o zero absoluto emite radiação térmica. Nos corpos, a radiação ocorre porque os átomos, moléculas e elétrons estão presos a estados de excitação e retornam espontaneamente ao estado de menor energia, liberando essa diferença.

Nos gases, a radiação térmica é um fenômeno volumétrico; em sólidos e líquidos é um fenômeno de superfície. A radiação térmica é composta por um conjunto de partículas de energia, denominadas com fótons, que se propagam como ondas eletromagnéticas.

Um corpo emite radiação em diversos comprimentos de onda, variando entre $0,1 \text{ um} < \lambda < 100$ dependendo principalmente de sua temperatura. A energia radiante é diferente para cada comprimento de onda e apresenta variações direcionais, ou seja, radiação difusa.

Além disso, é necessário considerar que nem todo corpo emite radiação como um corpo negro (emissor perfeito). A Emissividade (ϵ) é definida como a razão entre a emissão de radiação de um corpo em relação a radiação emitida por um corpo negro. Os metais (polidos) são materiais que apresentam baixa emissividade, enquanto os materiais não condutores apresentam alta emissividade. Portanto, varia-se emissividade em relação a direção, com o comprimento de onda, acabamento superficial e temperatura.

Já a resposta da irradiação (radiação incidente) sobre uma superfície pode ser a absorção, reflexão e transmissão. Segundo Ferreira (2004) pode-se definir absorvidade (α) de uma superfície qualquer sendo a fração entre a radiação incidente a radiação absorvida. A refletividade (ρ) sendo a fração entre a radiação incidente e a radiação refletida. E a transmissividade (τ) sendo a fração entre a radiação incidente e a radiação transmitida. Onde todas elas são afetadas pelo comprimento de onda e pela direção da radiação.

Incropera et al (2008) define a seguinte relação:

$$\rho + \tau + \alpha = 1 \quad (12)$$

Para avaliar a performance de um sistema solar, é necessário determinar a taxa líquida (Q) trocada por radiação entre a superfície do sistema e o céu. O céu é considerado um corpo negro a uma temperatura T_s . O balanço líquido de radiação entre a superfície e o céu é dado por:

$$Q = \sigma \epsilon A (T_c^4 - T_s^4) \quad (13)$$

A radiação extraterrestre ao entrar na atmosfera terrestre sofre dois tipos de fenômenos importantes, o espalhamento atmosférico e a absorção atmosférica. A radiação que atravessa

a atmosfera é espalhada pela interação da radiação solar com as moléculas de água, poeira e ar.

A intensidade desse espalhamento depende no número de partículas, tamanho e comprimento de onda da radiação. A absorção de radiação da atmosfera da energia solar se dá pela absorção quase completa da radiação ultravioleta pelo O₃ e da radiação infravermelho por H₂O e CO₂.

A radiação extraterrestre sobre uma superfície apresenta um comportamento cíclico, e ela é modelada dependendo principalmente da distância entre a Terra e o Sol e do ângulo de incidência da radiação solar. Entretanto quando os efeitos da atenuação atmosférica são introduzidos, a radiação solar sobre uma superfície apresenta um comportamento aleatório, sendo modelada estatisticamente. (FERREIRA, 2004).

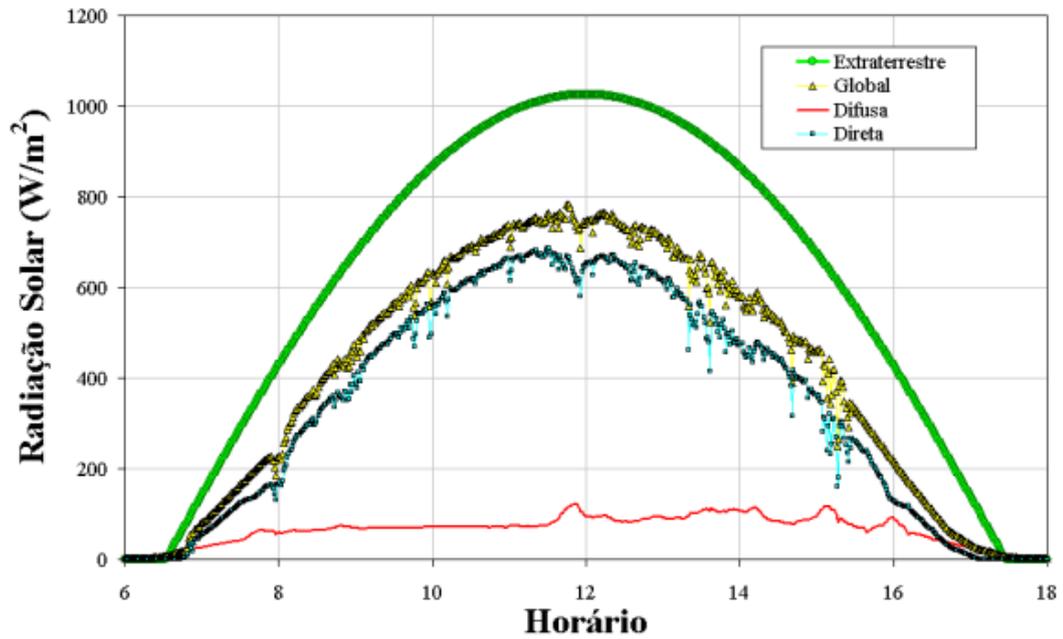
Torna-se necessário definir os tipos de radiação solares existentes para cada situação, sendo elas:

- Radiação solar (G_o): energia térmica emitida pelo Sol com comprimento de onda entre 0,25 e 3,0 μm.
- Radiação direta (G_b): parcela de radiação recebida do Sol, que atravessa a atmosfera e atinge uma determinada superfície sem que sofra espalhamento.
- Radiação difusa (G_d): parcela da radiação solar que atinge uma determinada superfície após mudança de direção por espalhamento.
- Radiação de ondas longas: consiste na radiação térmica emitida por fontes a temperaturas próximas do ambiente, que apresentam um comprimento de onda maior que 3 μm.
- Radiação refletida (G_g): radiação solar incidente sobre uma superfície refletida pelo solo e objetos próximos.
- Radiação global (G): representa toda a radiação incidente sobre uma determinada superfície. Determinada por: $G = G_b + G_d$

Na Figura 4 são apresentados dados experimentais da distribuição da radiação solar direta, difusa, global e extraterrestre para um dia de céu limpo para a cidade de Belo Horizonte.

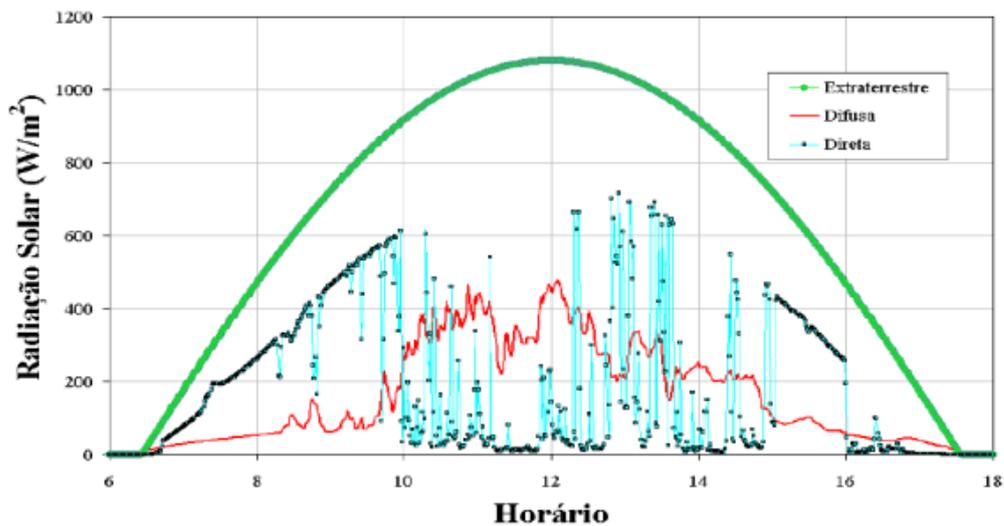
Como comparação, na Figura 5 é mostrada a distribuição da radiação solar direta, difusa e extraterrestre para um dia de céu nublado em BH.

Figura 4 - Radiação solar extraterrestre, global, direta e difusa para céu limpo.



Fonte: Ferreira (2004)

Figura 5 - Radiação solar extraterrestre, direta e difusa para o céu nublado.



Fonte: Ferreira

(2004).

Ferreira (2004) apresenta dados coletados experimentais para BH. Em virtude da grande variação dos dados, e por ter o objetivo de testar os dispositivos criados em condições que

representem médias históricas, faz-se necessário utilizar modelos de caracterização da radiação solar instantânea baseada na média mensal da energia solar diária.

A radiação solar incidente sobre uma superfície foi modelada pela Equação 11, porém sem atenuação atmosférica. Contudo, é de suma importância avaliar os efeitos da atenuação atmosférica e, para isso, pode ser utilizado o índice de transmissividade atmosférica (k_t). Este índice representa a razão entre radiação global sobre uma superfície (G) e a radiação solar extraterrestre incidente sobre a superfície (G_o):

$$k_t \equiv \frac{G}{G_o} \quad (14)$$

Por fins de praticidade, define-se uma média mensal para esse índice, em que é definido como a razão entre a média mensal solar diária incidente sobre uma superfície (H) e a média da energia solar diária extraterrestre (H_o):

$$\bar{K}_t \equiv \frac{\bar{H}}{\bar{H}_o} \quad (15)$$

Na tabela 1 são mostrados os valores de K_t , H , H_o históricos para a cidade de Belo Horizonte.

Tabela 1 - Valores mensais de atenuação atmosférica e de energia solar para Belo Horizonte

Mês	\bar{K}_t	\bar{H} (MJ/m ²)	\bar{H}_o (MJ/m ²)
<i>Janeiro</i>	0,46	18,96	41,22
<i>Fevereiro</i>	0,45	17,77	39,49
<i>Março</i>	0,51	18,62	36,51
<i>Abril</i>	0,53	16,49	31,11
<i>Mai</i>	0,55	14,53	26,42
<i>Junho</i>	0,60	14,52	24,20
<i>Julho</i>	0,64	15,99	24,98
<i>Agosto</i>	0,53	15,5	29,25
<i>Setembro</i>	0,48	16,32	34,00
<i>Outubro</i>	0,50	19,32	38,64
<i>Novembro</i>	0,45	18,43	40,96
<i>Dezembro</i>	0,41	17,15	41,83

Fonte: Ferreira (2004).

Nota-se que em dezembro a maior atenuação da energia solar ($K_t = 0,41$) em comparação com os outros meses, por outro lado o mês de julho é que apresenta a maior transmissividade atmosférica quando cerca de 60% da radiação atinge uma superfície. Entretanto, o mês que recebe a maior média de energia solar diária é outubro e o mês que recebe a menor quantidade é junho.

Representa-se a radiação solar instantâneo incidente sobre uma superfície horizontal como:

$$\bar{G} = \bar{K}_T \cdot G_0 \quad (16)$$

Sendo G_0 definido na equação 11.

Consideram-se as três componentes de radiação que atingem uma superfície inclinada: a radiação direta (G_b), radiação difusa (G_d) e radiação refletida pelo solo (G_g). Uma hipótese adotada para a modelagem da radiação global incidente sobre uma superfície é a isotropia das componentes difusa e direta da radiação solar (FERREIRA, 2004).

A radiação solar global (G_T) incidente sobre uma superfície inclinada pode ser definida da seguinte maneira:

$$G_T = G_b R_b + G_d \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + G_g \rho_g \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (17)$$

Sabe-se que G é a radiação global incidente sobre uma superfície horizontal, ρ_g é refletividade do solo, β é a inclinação da superfície e R_b sendo um fator de correção da radiação direta de uma superfície horizontal para uma superfície inclinada.

A radiação incidente sobre uma superfície horizontal, incluindo os efeitos da atenuação atmosférica pode ser modelada por:

$$G = k_t \cdot G_0 \quad (18)$$

Em geral são obtidos os dados da média mensal da transmissividade atmosférica, por isso G pode ser modelado por:

$$G \approx \bar{K}_T \cdot G_0 \quad (19)$$

A componente difusa da radiação solar sobre uma superfície horizontal pode ser avaliada por:

$$G_d = \begin{cases} G[1,391 - 3,56\bar{K}_T + 4,189\bar{K}_T^2 - 2,137\bar{K}_T^3], & \text{para } \omega_s \leq 81,4^\circ \\ G[1,311 - 3,022\bar{K}_T + 3,427\bar{K}_T^2 - 1,821\bar{K}_T^3], & \text{para } \omega_s > 81,4^\circ \end{cases} \quad (20)$$

Lembrando que é o ângulo horário do pôr do sol dado por:

$$\omega_s = \arccos [-\operatorname{tg}(\phi)\operatorname{tg}(\delta)] \quad (21)$$

E a componente direta da radiação solar sobre uma superfície horizontal é dada por:

$$G_b = G - G_d \quad (22)$$

O fator para correção do ângulo de incidência da radiação direta sobre uma superfície inclinada pode ser dado por:

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta)\cos(\delta)\cos(\omega) + \operatorname{sen}(\phi + \beta)\operatorname{sen}(\delta)}{\cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) + \operatorname{sen}(\phi)\operatorname{sen}(\delta)} \quad (23)$$

E desta maneira torna-se possível determinar a radiação G_T incidente sobre uma superfície inclinada, partindo de dados de radiação média mensal.

2.3 Componentes de um Secador Solar

O secador solar é constituído basicamente de uma superfície absorvedora, que irá absorver a energia solar, transformando-a em energia térmica (aumento de temperatura da placa). O calor é transferido por convecção para o ar presente no interior do secador. Uma cobertura translúcida irá permitir a passagem da radiação solar para o absorvedor, além de evitar que aconteçam perdas térmicas para o ambiente. É constituído também de dispositivo gerador de escoamento, para que o ar escoe através do secador. Pode ser através de ventiladores ou exaustores, onde o fluxo será forçado ou por meio de chaminés onde haverá a convecção natural. Os secadores solares também podem ter um armazenador de calor, que irá impedir que haja variações bruscas de temperaturas em caso de variação na radiação incidente.

O fluxo de ar no interior de um secador solar pode ser gerado por convecção forçada (através de um ventilador ou exaustor) ou por convecção natural, gerado por forças de empuxo do aquecimento do ar, podendo ser auxiliado por uma chaminé (FERREIRA, 2004). Para vencer perdas cargas devido ao próprio processo, alguns secadores usam ventilação forçada para proporcionar a movimentação do ar de secagem pelo interior do dispositivo. A vazão mássica de ar gerada por um ventilador, no interior de um secador, irá depender da perda de carga imposta ao escoamento pelo secador e pelo produto a ser secado.

A superfície absorvedora é o componente responsável por absorver a radiação solar e aquecer o escoamento de secagem. A absorvidade superficial do material e sua emissividade são parâmetros fundamentais para o material que compõe um secador eficiente.

A absorvidade (α) é uma propriedade que determina a fração da radiação solar que é absorvida e convertida em energia térmica. Quanto maior a absorvidade, maior a temperatura alcançada pela superfície. Importante enfatizar que para materiais opacos não se considera parcela de transmissão de radiação. Ou ela é absorvida pela superfície ou é refletida por ela.

Esse parâmetro depende do ângulo de incidência da radiação solar (θ) e da distribuição espectral da radiação. Menores ângulos de incidência aumentam a absorvidade do material, entretanto, materiais em sua maioria apresentam essa variação pouco significativa, corroborando para hipótese de absorção difusa, ou seja, independe de (θ). Já o comprimento de onda da radiação solar afeta consideravelmente a absorvidade do material, como o objetivo do secador é absorver radiação solar o material deve apresentar boa absorvidade para comprimentos de onda entre 0,3 μm e 4 μm .

Já as coberturas translúcidas dos secadores devem apresentar altos níveis de transmissividade à radiação térmica solar, garantindo que a maior parte da radiação incidente sobre a cobertura atinja o absorvedor. É desejável que possuam baixos níveis de transmissividade à radiação térmica de ondas longas, garantindo que boa parte da radiação emitida seja refletida de volta para a placa ou absorvida pela cobertura, reduzindo as perdas térmicas. Além disso devem ser

bons isolantes térmicos para evitar perdas para o ambiente e otimizar a secagem (FERREIRA, 2004).

Vidros apresentam características desejáveis para atuarem como cobertura para secadores solares. Além de apresentarem alta transmissividade (cerca de 85% para radiações solares entre 0,3 um e 3um) apresentam pequena transmissividade na faixa do infravermelho.

A cobertura translúcida exerce um enorme papel na eficiência de um secador solar. Parâmetros como transmissão, reflexão, e absorção de radiação solar são de importante análise quando se avalia o desempenho e funcionamento em um secador solar. A absorvidade (α_c), a refletividade (ρ_c) e a transmissividade (τ) do material translúcido da cobertura são dependentes do ângulo de incidência da radiação solar (θ), da espessura da cobertura (E), do índice de refração (n) e do coeficiente de extinção do material (K).

Como a radiação não chega sempre de forma direta a superfície do secador é necessário definir as componentes não polarizadas da radiação paralela à radiação direta e perpendicular na cobertura.

$$r_{//} = \frac{\text{tg}^2(\theta_r - \theta)}{\text{tg}^2(\theta_r + \theta)} \quad \text{e} \quad r_{\perp} = \frac{\text{sen}^2(\theta_r - \theta)}{\text{sen}^2(\theta_r + \theta)} \quad (24)$$

Define-se θ_r como o ângulo de refração da radiação solar, modelado pela Lei de Snell, como apresentado a seguir, onde o índice de refração do vidro $n = 1,526$.

$$\theta_r = \text{arc sen} \left[\frac{\text{sen}(\theta)}{n} \right] \quad (25)$$

A transmissividade da cobertura pode ser obtida pelo produto entre a transmissividade da cobertura considerando apenas perdas por absorção (τ_a) com a transmissividade da cobertura considerando apenas perdas por reflexão (τ_r) de acordo com a equação a seguir.

$$\tau = \tau_a \cdot \tau_r \quad (26)$$

Considerando apenas a absorção, a transmissividade é dada por:

$$\tau_a = e^{\frac{-K.E}{\cos(\theta_r)}} \quad (27)$$

O vidro transparente tem o coeficiente de extinção aproximadamente 4 m^{-1} , enquanto que para o vidro verde vale cerca de 32 m^{-1} (FERREIRA, 2004).

Ao se analisar apenas a reflexão da cobertura, a transmissividade por ser modelada por:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - r_{//}}{1 + r_{//}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right] \quad (28)$$

Com isso, a absortividade (α_c) e a refletividade (ρ_c), são dados por:

$$\alpha_c = 1 - \tau_a \quad (29)$$

$$\rho_c = 1 - \tau - \alpha_c \quad (30)$$

Quando a radiação atinge a placa absorvedora, parte da radiação é convertida em energia térmica e outra parte é refletida para a cobertura. Porém, ao atingir a cobertura uma parte é refletida de volta ao absorvedor. A radiação absorvida pela placa coletora depende da transmissividade da cobertura (τ) e da absortividade do coletor (α).

Desconsiderando todas as reflexões possíveis a radiação absorvida (S) pela placa absorvedora seria definida por:

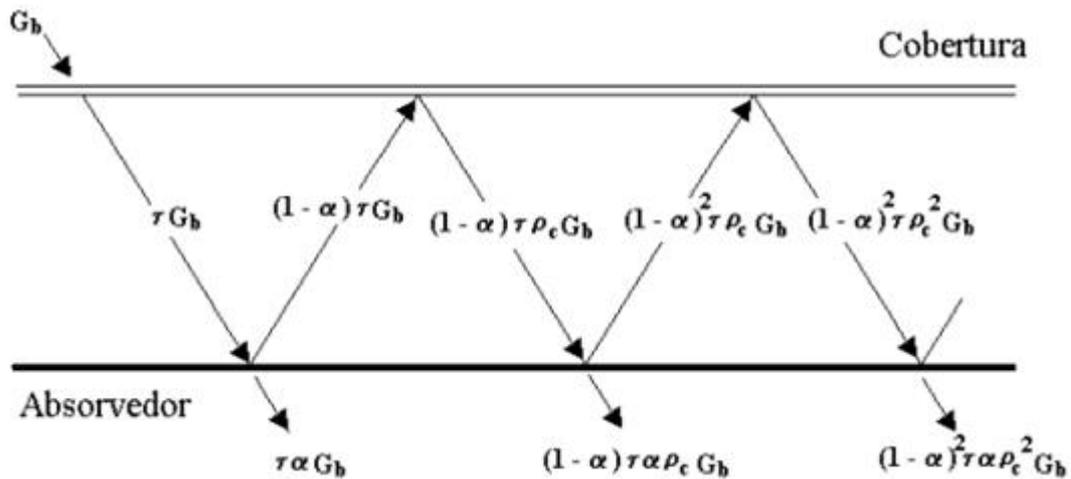
$$S = G_T \cdot \tau \cdot \alpha \quad (31)$$

onde G_T é toda a radiação incidente sobre a cobertura e o produto $G_T \times \tau$ é a radiação que transpõe a cobertura. Entretanto, devido às múltiplas reflexões, a fração da radiação direta absorvida $(\tau\alpha)_b$ é dada por (pelo somatório das múltiplas reflexões).

$$(\tau\alpha)_b = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_c} \quad (32)$$

Observa-se na Figura 6, que ocorrem múltiplas reflexões da radiação solar direta (G_b) entre a cobertura e o absorvedor.

Figura 6 - Múltiplas reflexões entre cobertura e absorvedor.



Fonte: Ferreira (2004)

Como a refletividade da cobertura é desconhecida o produto $(\tau\alpha)$ da radiação direta pode ser aproximado por

$$(\tau\alpha)_b \approx 1,01.\tau\alpha \quad (33)$$

Entretanto, o produto $(\tau\alpha)_b$ da radiação direta não irá representar o comportamento de toda radiação solar, uma vez que as componentes difusa e refletida também são relevantes e devem ser analisadas. Duffie e Beckman (1991) definem um produto $(\tau\alpha)$ médio que represente o efeito de todas as componentes da radiação solar.

$$\overline{(\tau\alpha)} \approx 0,96.(\tau\alpha)_b \quad (34)$$

Sendo então a radiação solar absorvida pode ser facilmente calculada por

$$S = G_T.\overline{(\tau\alpha)} \quad (35)$$

2.4 Modelagem Térmica de um Secador Solar

A modelagem foi desenvolvida afim de determinar a ordem de grandeza dos parâmetros de escoamento de secagem, como temperatura e velocidade de escoamento, em função das

condições apresentadas na região, como a radiação e temperatura ambiente de estudo. Vale ressaltar que a modelagem é um modelo analítico, que utiliza de hipóteses simplificadoras e utiliza das equações apresentadas por Navier-Stoker, como seria o ideal, mas representa bem o estudo dessas variáveis.

2.4.1 Hipóteses Simplificadoras

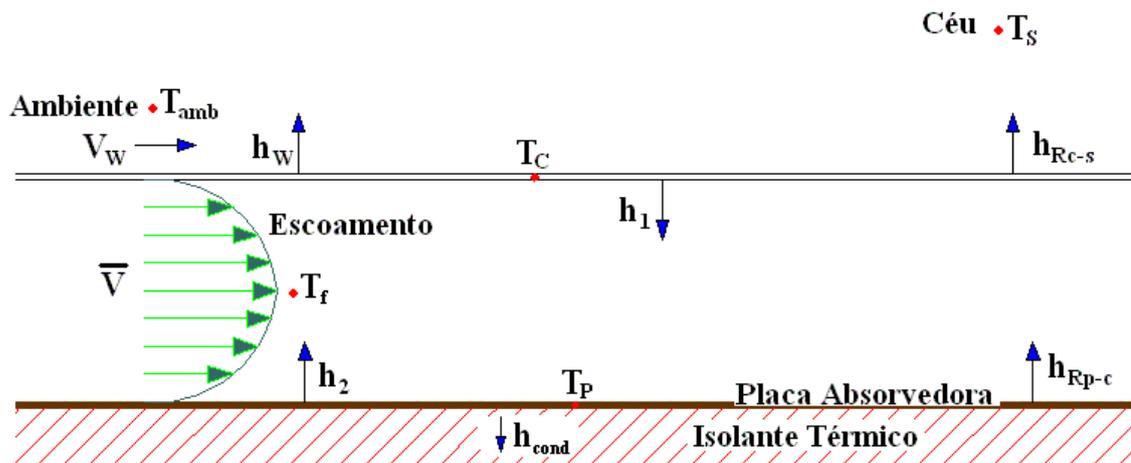
As hipóteses apresentadas a seguir foram utilizadas na modelagem do dispositivo de secagem:

- Ar não participativo no balanço de radiação;
- Cobertura opaca a radiação térmica emitida pelo absorvedor;
- Céu absorve radiação emitida pela cobertura como um corpo negro;
- Análise em regime permanente;
- Resistência térmica à condução da cobertura é desprezada;
- A variação de temperatura ao longo do absorvedor e da cobertura translúcida é desprezível;
- A variação de temperatura na direção do escoamento será desconsiderada;
- As perdas térmicas externas ocorrerão em relação à temperatura ambiente;
- As propriedades não dependem da temperatura;
- A modelagem é realizada no secador vazio.

2.4.2 Balanço Energético

Na figura 7 são apresentados os componentes do balanço energético dentro de um secador térmico em que atue a radiação solar.

Figura 7 - Balanço energético no Secador



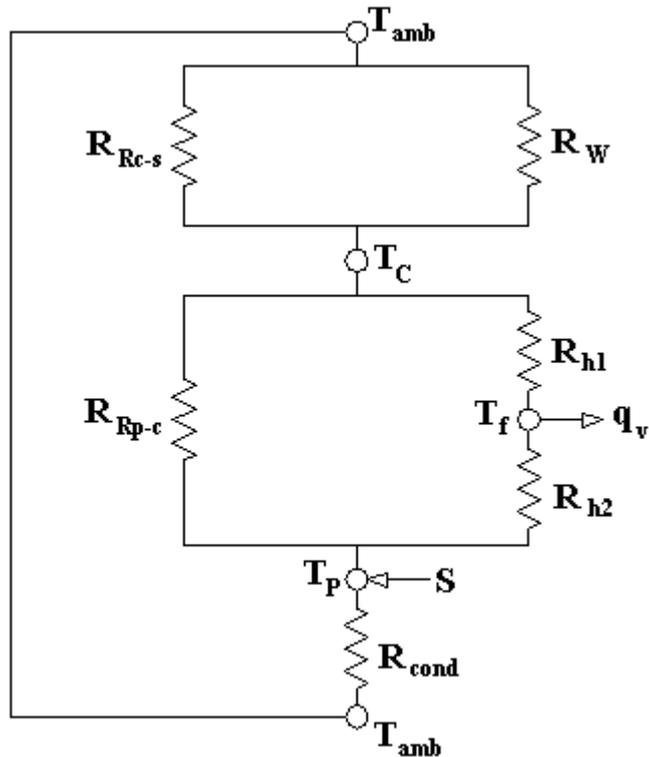
Fonte: Ferreira (2004)

Onde T_s é a temperatura do céu, T_{amb} é a temperatura ambiente, T_c a temperatura da cobertura, T_f a temperatura média do escoamento e T_p a temperatura da placa, V é a velocidade média de escoamento, V_w a velocidade do vento, e h são os coeficientes de transferência de calor, conforme descrito a seguir:

- h_1 : coeficiente de transferência convectiva entre o escoamento e a cobertura;
- h_2 : coeficiente de transferência convectiva entre a placa absorvedora e o escoamento;
- h_w : coeficiente de transferência convectiva entre a cobertura e o ambiente por ação do vento;
- h_{cond} : coeficiente de transferência condutiva através do isolamento térmico do secador;
- h_{re-s} : coeficiente de transferência radiativa entre a cobertura e o céu;
- h_{rp-c} : coeficiente de transferência radiativa entre a placa absorvedora e a cobertura.

O circuito térmico equivalente a esse balanço está apresentado na Figura 8.

Figura 8 - Circuito térmico do balanço energético no secador.



Fonte: Ferreira (2004)

Nesse circuito térmico, S representa a radiação solar que é absorvida pela placa e é convertida em energia térmica, e q_v corresponde ao fluxo de calor transferido por convecção para o escoamento. As resistências térmicas são dadas por:

$$R_w = \frac{1}{h_w} \quad (36)$$

$$R_{h1} = \frac{1}{h_1} \quad (37)$$

$$R_{h2} = \frac{1}{h_2} \quad (38)$$

$$R_{Rc-s} = \frac{1}{h_{Rc-s}} \quad (39)$$

$$R_{Rp-c} = \frac{1}{h_{Rp-c}} \quad (40)$$

$$R_{cond} = \frac{1}{h_{cond}} \quad (41)$$

Quando feito o balanço de fluxo de calor nos nós do circuito, determina-se os parâmetros que são essenciais ao secador: T_f e V em função das condições da região T_{amb} , T_s e S . Para o nó localizado no escoamento:

$$h_1(T_C - T_f) + h_2(T_p - T_f) = q_v \quad (42)$$

Para o nó sobre a placa:

$$S + h_{cond}(T_{amb} - T_p) + h_{Rp-c}(T_C - T_p) + h_2(T_f - T_p) = 0 \quad (43)$$

As equações de balanço energético para os nós são dadas por:

$$T_C = T_f + \frac{q_v - h_2(T_p - T_f)}{h_1} \quad (44)$$

$$T_f = T_p - \frac{S - h_{cond}(T_p - T_{amb}) - h_{Rp-c}(T_p - T_C)}{h_2} \quad (45)$$

$$T_p = T_C + \frac{(h_w + h_{Re-s})(T_C - T_{amb}) - h_1(T_f - T_C)}{h_{Rp-c}} \quad (46)$$

A solução das equações é feita de forma iterativa, em que grande parte dos coeficientes de transferência de calor são em função das temperaturas. O fluxo de calor absorvido pelo escoamento por convecção pode ser modelado por:

$$q_v = \frac{\dot{m}.c_{par}(T_f - T_{amb})}{A_c} \quad (47)$$

Sendo A_c a área coletora da cobertura.

2.4.3 Estimativa da temperatura Ambiente e do Céu

Normalmente, a temperatura ambiente de uma determinada região é determinada por meio de análises estatísticas e por resultados experimentais, e por isso, as modelagens fazem uso de um único valor de temperatura ambiente para duas análises.

Há análises em que a modelagem da temperatura ambiente é dada através da resolução de um polinômio, em que são simuladas variações diárias, dada por:

$$T_{amb}(h) = A.h^3 + B.h^2 + C.h + D \quad (48)$$

Sendo h o horário da análise (horas), e A, B, C e D são constantes. Essas constantes são estimadas utilizando de medições experimentais de temperatura ambiente para alguns dias para do ano de 2003 na cidade de Belo Horizonte (Tabela 2).

Tabela 2 - Estimativa para distribuição da temperatura ambiente para Belo Horizonte

Meses	A	B	C	D
Jan, Fev, Mar, Out, Nov, Dez	-0,006	0,05	2,6	6,4
Abr, Mai, Jun	-0,013	0,28	0,17	3,3
Jul, Ago, Set	-0,014	0,3	-0,09	9

Fonte: Ferreira (2004)

Já a temperatura efetiva do céu pode ser estimada por:

$$T_s = T_{amb} - \delta_x \quad (49)$$

Em que o valor de δ_x pode ser consultado na Tabela 3. Vale ressaltar que os valores para δ_x são maiores que os esperados, aumentando assim a perda térmica tendo uma avaliação para a modelagem dos secadores mais conservadora.

Tabela 3 - Estimativa para temperatura do céu para Belo Horizonte.

Meses	Dez, Jan, Fev	Mar, Abr, Mai	Jun, Jul, Ago	Set, Out, Nov
δ_x (°C)	10	20	30	20

Fonte: Ferreira (2004)

2.4.4 Determinação da vazão mássica

Na convecção forçada feita por um ventilador, a determinação da vazão mássica pode ser determinada por:

$$\dot{m} = \rho \cdot \bar{V} \cdot B \cdot H \quad (50)$$

Sendo que B é a largura da base do canal retangular do secador, H é a distância entre a placa absorvedora e a cobertura; e V é a velocidade média do escoamento na seção transversal do secador.

2.4.5 Determinação dos coeficientes radioativos de transferência de calor

A troca radiativa entre duas placas paralelas pode ser modelada por:

$$\frac{Q_{Rp-c}}{A_C} = \frac{\sigma(T_P^4 - T_C^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} = \frac{\sigma(T_P^2 + T_C^2)(T_P^2 - T_C^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} = \frac{[\sigma(T_P^2 + T_C^2)(T_P + T_C)]}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} (T_P - T_C) \quad (51)$$

$$\frac{Q_{Rp-c}}{A_C} = h_{Rp-c} (T_P - T_C) \quad (52)$$

$$h_{Rp-c} = \frac{[\sigma(T_P^2 + T_C^2)(T_P + T_C)]}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (53)$$

A transferência radiativa entre a cobertura e o céu pode ser modelada por:

$$\frac{Q_{Rc-s}}{A_C} = \sigma \epsilon_c (T_C^4 - T_S^4) = \frac{\sigma \epsilon_c (T_C^4 - T_S^4)}{(T_C - T_{amb})} (T_C - T_{amb}) \quad (54)$$

$$\frac{Q_{Rc-s}}{A_C} = h_{Rc-s} (T_C - T_{amb}) \quad (55)$$

$$h_{Rc-s} = \frac{\sigma \epsilon_c (T_C^4 - T_S^4)}{(T_C - T_{amb})} \quad (56)$$

2.4.6 Determinação da condução através do isolamento térmico

A transferência condutiva através do isolamento térmico do secador pode ser descrita por:

$$\frac{Q_{\text{cond}}}{A_c} = h_{\text{cond}}(T_p - T_{\text{amb}}) \quad (57)$$

$$h_{\text{cond}} = \left[\sum \frac{L}{K} \right]^{-1} \quad (58)$$

Onde L é a espessura do isolante térmico e K a condutividade. O somatório permite a modelagem de diferentes isolantes e espessuras.

2.4.7 Coeficientes convectivos

Os coeficientes são modelados por equações empíricas obtidas que podem ser modeladas por análise dimensional. O número de Nusselt, encontrado na literatura, pode ser utilizado em casos em que se considera a geometria, as condições de desenvolvimento térmico e hidrodinâmico, os regimes de escoamento, entre outras condições de contorno. O número de Nusselt é dado por:

$$\text{Nu} \equiv \frac{h.H}{K_{\text{ar}}} \quad (59)$$

Com isso, o coeficiente de transferência convectiva torna-se facilmente modelável por:

$$h = \frac{\text{Nu}.K_{\text{ar}}}{H} \quad (60)$$

Outro parâmetro fundamental é o número de Reynolds:

$$\text{Re} \equiv \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \quad (61)$$

Onde o diâmetro hidráulico da seção transversal do secador é definido por:

$$D_h = \frac{4B.H}{2(B+H)} = \frac{2B.H}{B+H} \quad (62)$$

Para o secador túnel de chaminé, a velocidade média do canal é determinada por:

$$\bar{V} = \frac{\bar{U}_{\text{real}} \cdot \pi \cdot \phi^2}{4.B.H} \quad (63)$$

De acordo com Duffie e Beckman (1991), o coeficiente de convecção do vento mais adequado é dado por:

$$h_w = 2,8 + 3,0V_w \quad (64)$$

Sendo V_w a velocidade média do vento. Vale ressaltar que o estudo das perdas térmicas em que as placas planas sofrem com a ação do vento é de suma importância para o balanço térmico dos secadores solares.

O escoamento de ar que é gerado pelo uso de ventiladores é dito como convecção forçada, mas se o coletor é instalado de forma inclinada, esses efeitos são significativos para consideração. Já para o gerado pelo uso das chaminés, os efeitos entre a convecção natural e forçadas praticamente não se diferem.

Em convecção mistas, o número de Nusselt pode ser definido pela equação apresentada abaixo, sugerida por Incropera *et al.* (2008):

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_{forçada}^3 + Nu_{natural}^3} \quad (65)$$

De acordo com Duffie e Beckman (1991), as convecções forçadas que ocorrem para placas paralelas, quando ocorrem os escoamentos turbulentos, onde uma placa é aquecida e outra é isolada termicamente, o número de Nusselt pode ser dado por:

$$Nu_{forçada} = 0,0158 Re^{0,8} \quad (66)$$

No caso de o escoamento ser do tipo laminar, ainda para as placas paralelas, uma em temperatura constante e outra isolada termicamente, o número de Nusselt pode ser modelado por:

$$Nu_{forçada} = 4,9 + \frac{0,0606(Re \cdot Pr \cdot D_h / H)^{0,5}}{1 + 0,0909(Re \cdot Pr \cdot D_h / H)^{0,7} Pr^{0,17}} \quad (67)$$

Para a convecção natural, o número de Nusselt é modelado por:

$$Nu_{natural} = 1 + 1,44 \left\{ \frac{1 - 1708[\text{sen}(1,8\beta)]^{1,6}}{Ra \cdot \cos(\beta)} \right\} \left\{ 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos(\beta)} \right\}^{\Delta} + \left\{ \left[\frac{Ra \cdot \cos(\beta)}{5830} \right]^{1/3} - 1 \right\}^{\Delta} \quad (66)$$

Sendo o termo Δ assume valor 1 se os termos entre chaves são positivos e 0 se forem negativos. Ra é o número de Rayleigh:

$$Ra \equiv \frac{\rho \cdot g \cdot \chi (T_P - T_C) H^3}{\alpha \mu} \quad (67)$$

Sendo g a aceleração da gravidade, χ o coeficiente de expansão volumétrica, α a difusividade térmica e μ a viscosidade do ar.

2.4.8 Metodologia de solução da distribuição de temperaturas no secador

As equações que devem ser utilizadas na metodologia numérica para a solução das equações de temperaturas são apresentadas a seguir. As equações foram escritas de forma escalonada, e foram consideradas as igualdades entre h_1 e h_2 :

$$T_f = \frac{\left[\frac{h_W + h_{Rc-s} + h_1}{h_{Rp-c}} + 1 \right] \left[\frac{q_V}{h_1} - T_{amb} \right] + T_{amb} \left[\frac{h_1}{h_{Rp-c}} + 1 \right]}{\left[\frac{h_1 + 2h_{Rp-c}}{h_1 + h_{cond} + 2h_{Rp-c}} \right] \left[\frac{h_W + h_{Rc-s} + h_1}{h_{Rp-c}} + 2 \right] - \left[\frac{2(h_W + h_{Rc-s}) + h_1}{h_{Rp-c}} + 2 \right]} \quad (68)$$

$$T_p = \frac{\left[\frac{h_W + h_{Rc-s} + h_1}{h_{Rp-c}} + 2 \right] \left[\frac{S + h_{cond} T_{amb} + h_{Rp-c} \left(\frac{q_V}{h_1} \right)}{h_1 + h_{cond} + 2h_{Rp-c}} \right]}{\left[\frac{h_1 + 2h_{Rp-c}}{h_1 + h_{cond} + 2h_{Rp-c}} \right] \left[\frac{h_W + h_{Rc-s} + h_1}{h_{Rp-c}} + 2 \right] - \left[\frac{2(h_W + h_{Rc-s}) + h_1}{h_{Rp-c}} + 2 \right]} \quad (69)$$

$$T_C = 2T_f + \frac{q_V}{h_1} - T_p \quad (70)$$

Para a solução numérica das equações apresentadas na modelagem de um secador solar ativo misto, segue-se as seguintes etapas:

- 1) Definição do tipo de secador, dimensões e todos os materiais construtivos.

- 2) Determinação do ângulo de inclinação do secador (B) e do local de instalação (ϕ).
- 3) Determinação da data da simulação e da faixa de horários.
- 4) Cálculo dos ângulos solares (δ e ω).
- 5) Cálculo da radiação extraterrestre incidente sobre uma superfície horizontal (G).
- 6) Cálculo da radiação solar incidente sobre a cobertura inclinada (G_i).
- 7) Determinação das propriedades óticas do absorvedor.
- 8) Determinação das propriedades óticas da cobertura translúcida.
- 9) Determinação do produto τ_α .
- 10) Determinação da radiação solar absorvida pela placa absorvedora (S).
- 11) Cálculo da temperatura ambiente (T_{amb}) e do céu (T_s).
- 12) Cálculo do diâmetro hidráulico do canal retangular (D_h).
- 13) Definição da velocidade do vento (V_w).
- 14) Estimativa inicial das temperaturas do fluido (T_f), da cobertura (T_c) e da placa (T_p).
- 15) Cálculo da vazão mássica do escoamento (m).
- 16) Cálculo do número de Reynolds no canal retangular do secador.
- 17) Cálculo dos coeficientes térmicos (h).
- 18) Cálculo das temperaturas T_f , T_c e T_p .
- 19) Cálculo dos erros entre temperaturas T_f , T_c e T_p (calculadas e estimadas no item 14).
- 20) Retornar ao item 15 até o critério de convergência ser alcançado (todos os erros inferiores a 0,01%).

3 REVISÃO DA LITERATURA

Os secadores são classificados, geralmente, de acordo com o tipo de secagem em que o secador opera. Os secadores podem ser de forma natural, que ocorre com a radiação solar e de forma artificial, em que a secagem ocorre por meio do aquecimento elétrico, queima de combustíveis, entre outros. Há também os secadores híbridos, em que mescla as duas metodologias. Vale ressaltar que, a secagem natural foi a primeira a ser utilizada e que são mais comuns em regiões tropicais, como no Brasil.

O modo com que ocorre a secagem também é relevante em sua classificação. Quando o escoamento de secagem acontece por meio de convecção natural, tem-se os secadores passivos, e os secadores ativos são aqueles em que ocorre um escoamento por convecção forçada. Há a classificação por meio da exposição do alimento aos raios solares, além da disposição do alimento de acordo com a forma do secador. Quando os secadores são do tipo integrados, a câmara de secagem junto a superfície em que ocorre a absorção fazem com que os alimentos recebam diretamente a radiação solar. Já quando a câmara possui uma estrutura que independe da superfície de absorção junto a uma cobertura capaz de receber radiação, como o vidro, o produto recebe a radiação diretamente (EKECHUKWU e NORTON, 1999).

3.1 Secadores solares passivos integrados

Nos secadores solares passivos integrados, como mencionado anteriormente, ocorre o escoamento por convecção natural e o alimento destinado a secagem é posicionado na mesma estrutura da superfície de absorção dos raios solares, fazendo com que o ar dentro da estrutura seja aquecido. Dentro dessa categoria, são comumente encontrados secadores do tipo cabine, coletor com chaminé e secador do tipo estufa com chaminé.

Nos secadores do tipo cabine, a base e as paredes laterais são as partes responsáveis pela absorção da radiação solar, esse secador possui o formato de uma caixa. Na parte superior do secador, a depender da latitude da região em que será utilizado, são utilizadas coberturas capazes de absorver a radiação solar de forma inclinada. Este secador pode ser observado na figura 9.

Figura 9 - Secador Solar em Convecção Natural Tipo Cabine.

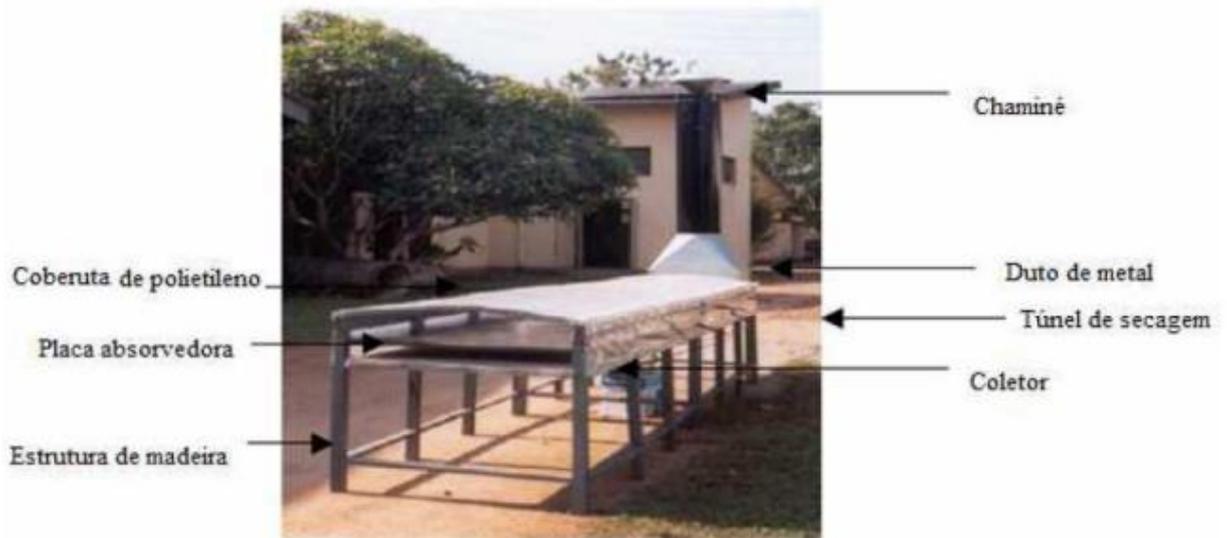


Fonte: Adaptado de Anunciação (2007).

Com o intuito de reduzir as perdas de calor para o ambiente em que será inserido, deve-se revestir a estrutura do secador com um isolante térmico. O exemplo apresentado acima foi desenvolvido por Anunciação (2007), em que a base do secador é de madeira com uma espessura de 4 mm e a cobertura é de acrílico também com 4 mm de espessura.

Nos secadores do tipo chaminé, a estrutura basicamente é formada por uma base na horizontal em conjunto com uma chaminé, a estrutura plana é a responsável por absorver a radiação solar. O funcionamento consiste em, na primeira parte do secador a radiação absorvida aquece os alimentos por meio da incidência direta da radiação, e a chaminé tem a finalidade de promover a sucção do ar, que em conjunto com a leve inclinação do secador, ocorre o escoamento da convecção promovida de forma natural. Na figura 10 pode ser visto um exemplo de secador solar com chaminé.

Figura 10 - Secador Solar Tipo Coletor com Chaminé.



Fonte: Adaptado de Senadeera e Kalugalage (2006).

Além do secador apresentado por Senadeera e Kalugalage (2006), Ferreira *et al.* (2008) desenvolveram outro tipo de secador integrado tipo chaminé. Nesse modelo desenvolvido, há uma torre tubular no meio do secador aberta nas extremidades, ao redor dessa torre são dispostos os alimentos, e estes são cobertos por uma estrutura translúcida capaz de absorver radiação. Com isso, uma parte da radiação é absorvida pelo solo, já que a base do secador é apoiada no solo, e outra parte é absorvida pelos alimentos no qual é gerado uma energia térmica.

A movimentação da massa de ar quente ocorre das extremidades do secador até o centro, saindo então pela chaminé localizada no centro do secador, e durante o período em que não há absorção de radiação solar, o solo dissipa parte da energia térmica armazenada por ele continuando então o processo de secagem. Vale ressaltar que o solo é constituído de concreto e pintado de preto para potencializar os efeitos de absorção de energia térmica. O modelo construído por Ferreira *et al.* (2008) está apresentado na figura 11.

Figura 11 - Secador solar passivo integrado com chaminé.



Fonte: Ferreira et al. (2008).

Além dos modelos já apresentados, há ainda os secadores do tipo estufa. Esse secador é construído de madeira serrada, em que essa estrutura é apoiada em pequenas madeiras que funcionam como pilares, que neste exemplo apresentado na figura 12, são construídos de moirões de eucaliptos tratados e a base do secador é formado por tábuas de madeira. A primeira camada de revestimento, nesse secador em específico, é constituída de chapas de isopor e na terceira camada foram colocadas chapas de compensado, tendo assim um com isolamento térmico (STANGERLIN *et al.*, 2009).

Figura 12 - Secador solar tipo estufa.



Fonte: Adaptado de Stangerlin *et al.* (2009).

3.2 Secadores Solares Passivos Distribuídos

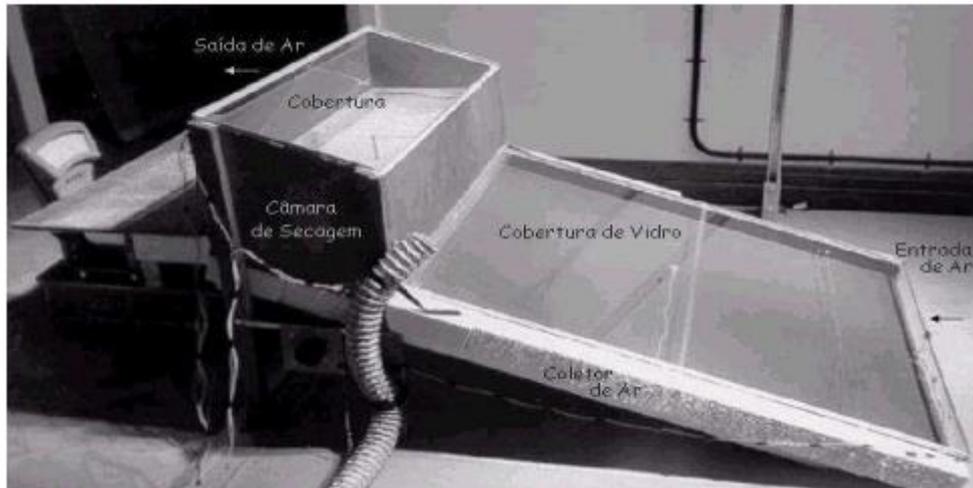
Uma das principais diferenças entre os secadores solares passivos integrados e os distribuídos, é a grande entrada de ar que compõe os secadores distribuídos. Além dessa entrada de ar, são compostos também por placas absorvedoras responsáveis pelo aquecimento do ar por convecção, tendo assim um fluxo de ar aquecido satisfatório para a secagem dos alimentos, o escoamento ocorre por convecção natural e após passar pelos produtos, deixa o secador através da chaminé ou outro dispositivo, a depender da composição do secador. Machado (2009), construiu um secador distribuído, que basicamente é formado por uma estrutura absorvedora de radiação solar, uma câmara de secagem e um exaustor. A cobertura foi feita de vidro e a caixa do coletor foi feita de alumínio, na base e nas paredes laterais foram adicionados isolantes térmicos de lã de rocha e a câmara de secagem foi pintada de preto, para melhorar a absorção da radiação solar, e também é construída de alumínio. Na câmara de secagem, em sua parte superior, fica localizado o exaustor eólico afim de ter uma circulação do ar, além de haver bandejas de aço inoxidável para a disposição dos alimentos. Na figura 13 é apresentado esse secador descrito anteriormente.

Figura 13 - Secador Solar de Machado (2009)



Fonte: Adaptado de Machado (2009).

Figura 15 - Secador Solar de Simate (2003)



Fonte: Adaptado de Simate (2003).

Nos anos seguintes, afim de potencializar a vazão de escoamento de ar dos secadores mistos, Teixeira *et al.* (2012) criaram um modelo em que acoplaram uma chaminé, conforme a figura 16, e constataram que assim houve uma redução significativa no tempo de secagem para esse tipo de secador.

Figura 16 - Secador Solar de Teixeira et al. (2012)

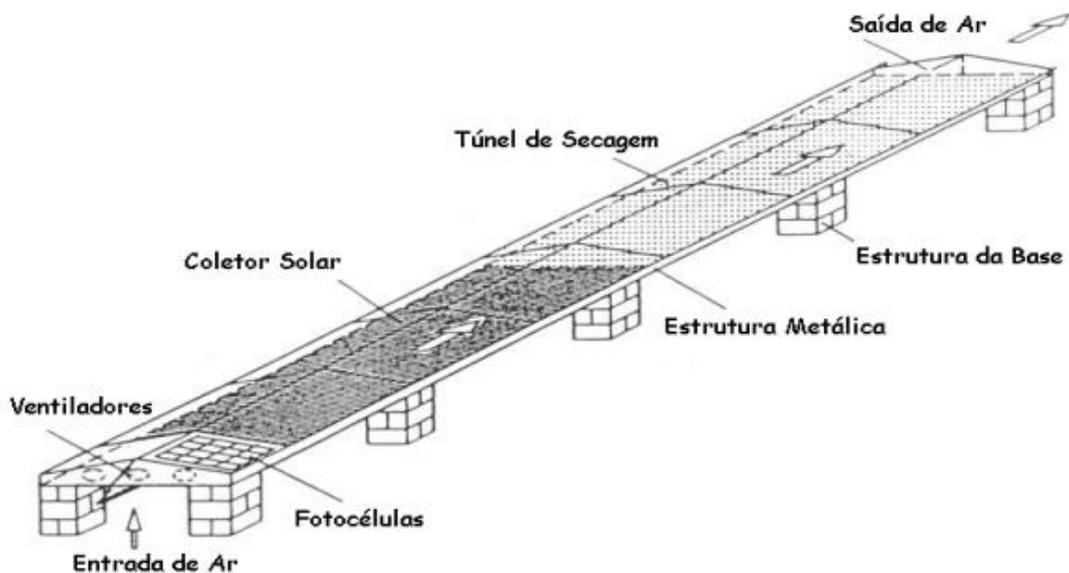


Fonte: Adaptado de Teixeira *et al.* (2012).

3.4 Secadores solares ativos integrados

Um dos principais exemplos de secadores solares ativos integrados são do tipo túnel, nesses secadores o ar circula de maneira forçada dentro do aparelho, geralmente por meio de sistemas de ventilação. Com isso, o escoamento ocorre de forma forçada, entrando no sistema e sendo aquecido pela placa que absorve a radiação solar, passando pelas camadas em que se encontram os alimentos e saindo posteriormente. Na figura 17 é apresentada a ilustração de um exemplo desse secador.

Figura 17 - Secador Tipo Túnel



Fonte: Adaptado de Schirmer *et al.* (1996).

Assim como nos demais secadores, esse tipo também possui secadores do tipo estufa. Neste caso, o secador construído por Sethi e Arora (2009), possui uma chapa de alumínio refletora que reflete a radiação solar para os alimentos, e dentro da estufa há também os ventiladores responsáveis pela convecção forçada na parte interior dela, e essa circulação é controlada pelo acionamento de um registro. A cobertura da estufa é feita de um filme de polietileno e as extremidades, como base e paredes foram feitas de aço galvanizado, e as bandejas em que são dispostos os alimentos foram constituídos por aço inoxidável. Na figura 18 é mostrado o secador descrito.

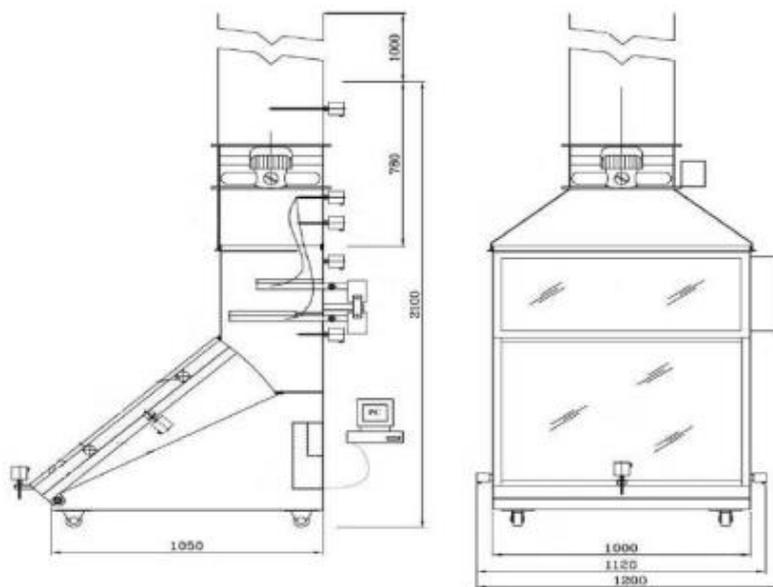
Figura 18 - Secador ativo integrado tipo estufa.



Fonte: Adaptado de Sethi e Arora (2009).

Além dos modelos apresentados acima, há ainda um estudo constituído por Montero *et al.* (2010), em que o secador é construído a partir de uma câmara, uma chaminé e um coletor. O coletor é feito de placa plana e a chaminé é composta por ferro galvanizado, além disso, vale ressaltar que a convecção também é forçada então têm um ventilador instalado no secador. Um diferencial desse modelo é que, além de funcionar de forma ativa, pode vir a funcionar de forma passiva. Na figura 19 é mostrado o desenho desse secador.

Figura 19 - Modelo de um secador solar ativo integrado.



Fonte: Montero *et al.* (2010).

3.5 Secadores solares ativos distribuídos

Há também outra variação de secador, muito parecido com o secador solar distribuído passivo, em que o mesmo autor citado nesse secador fez um estudo desse secador trabalhando de forma ativa. Basicamente, Machado (2009), adicionou um soprador a esse secador, tendo assim um fluxo de ar forçado e restringindo o fluxo de ar que atravessa a câmara de secagem através de uma válvula do tipo gaveta. Através da figura 20 é possível notar as semelhanças dos secadores, porém com a adição do soprador.

Figura 20 - Secador solar ativo distribuído.

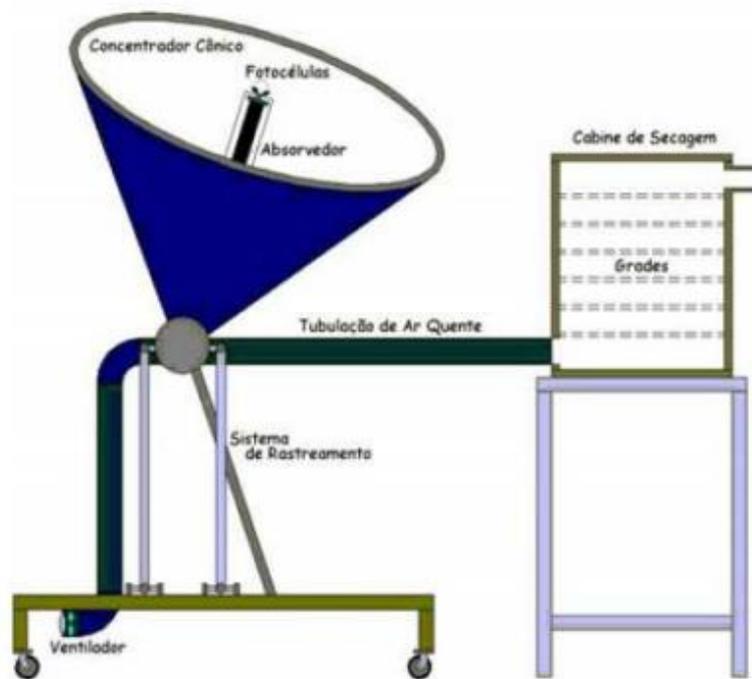


Fonte: Adaptado de Machado (2009).

Outro tipo de secador ativo distribuído possui uma proposta diferente, em que há a utilização de um coletor em formato de cone. Esse coletor cônico é feito de chapa de aço, e é disposto junto a uma câmara de secagem que opera por convecção forçada. Basicamente esse cone concentra a captação de radiação e é pintado de preto afim de maximizar esse efeito. No eixo do cone é posicionado um absorvedor que é protegido por um tubo de vidro com o intuito de

reduzir as perdas de calor por convecção. Há também duas células fotovoltaicas que acionam o sistema de ventilação que fica na entrada do tubo principal, e com isso, esse fluxo de ar é aquecido através da troca de calor com o absorvedor e direcionado por fim para a câmara de secagem que possui grades internas. O esquema, construído por Togrul e Pehlivan (2002) pode ser observado na figura 21.

Figura 21 - Secador com concentrador cônico.

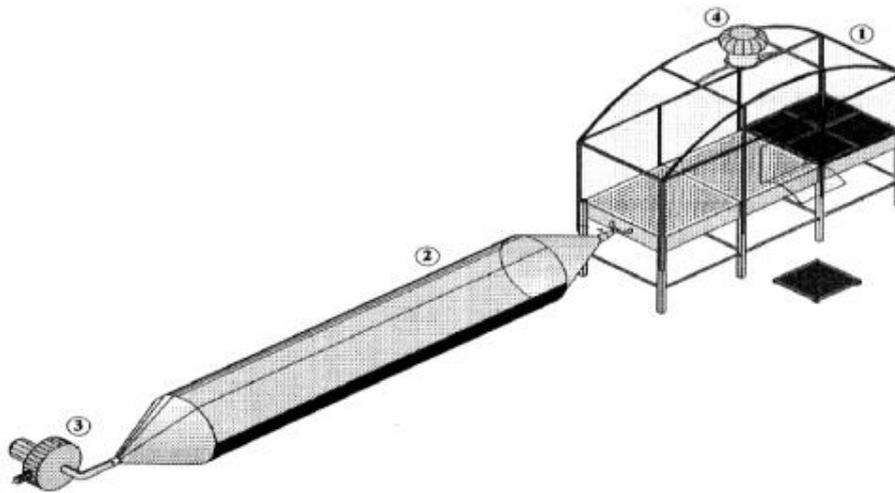


Fonte: Adaptado de Togrul e Pehlivan (2002).

3.6 Secadores solares ativos mistos

Assim como nos passivos, há também os secadores ativos mistos, em que um modelo construído por Costa (2008), é constituído da mesma maneira que os demais, mas em contrapartida têm o uso do exaustor eólico. Neste secador, os alimentos são expostos as correntes de ar aquecidos pela radiação solar direta e esse ar é bombeado para dentro do coletor com o sistema de radiação. Dentro da câmara, o ar de secagem aquecido entra em contato com os alimentos dispostos sobre a bandejas e o ar umidificado sai pelo exaustor eólico. O sistema pode ser observado na figura 22.

Figura 22 - Secador solar ativo misto

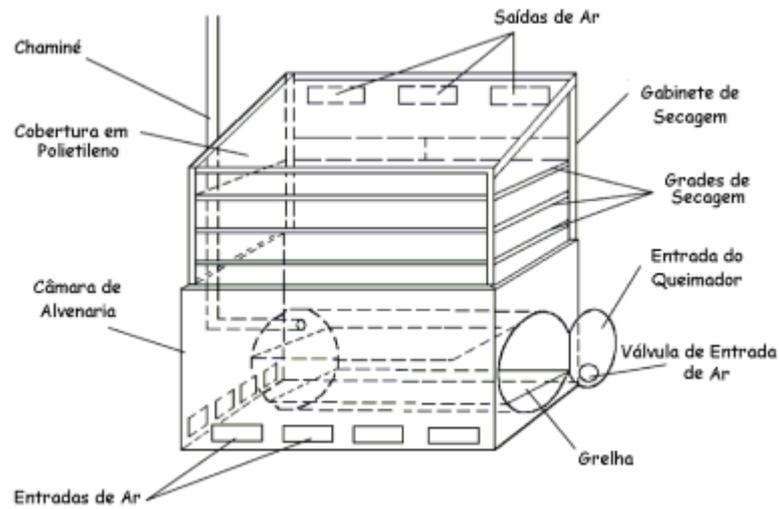


Fonte: Adaptado de Costa (2008).

3.7 Secadores Solares Híbridos

Assim como nos secadores descritos anteriormente, os secadores do tipo híbridos têm como fonte de energia a radiação solar, mas com a ressalva do uso de uma fonte de energia complementar (como por exemplo a energia elétrica), afim de compensar os períodos em que a região fique sem insolação ou tenha uma baixa insolação, podendo assim permanecer com o processo de secagem dos alimentos intactos. Bena e Fuller (2002) montaram um secador híbrido em que há a utilização de um queimador simples de biomassa, e assim o ar é aquecido, ocorre também a queima através de combustíveis ou aquecimento elétrico (figura 23).

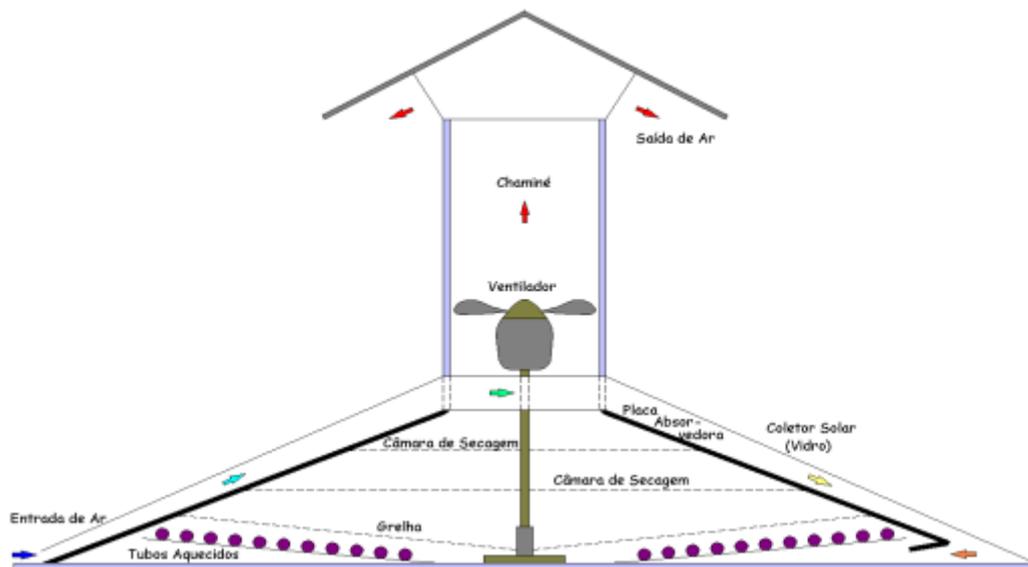
Figura 23 - Secador de Bena e Fuller (2002).



Fonte: Adaptado de Bena e Fuller (2002).

Outras fontes alternativas também são vistas, como fontes geotérmicas naturais de água quente, conforme proposto por Ivanova *et al.* (2003), em que, em seu modelo, propõe que o ar seja aquecido tanto pela radiação solar nas regiões em que há a cobertura translúcida, quanto durante a passagem pelos tubos que são aquecidos pela água quente nas fontes naturais. O modelo pode ser observado na figura 24.

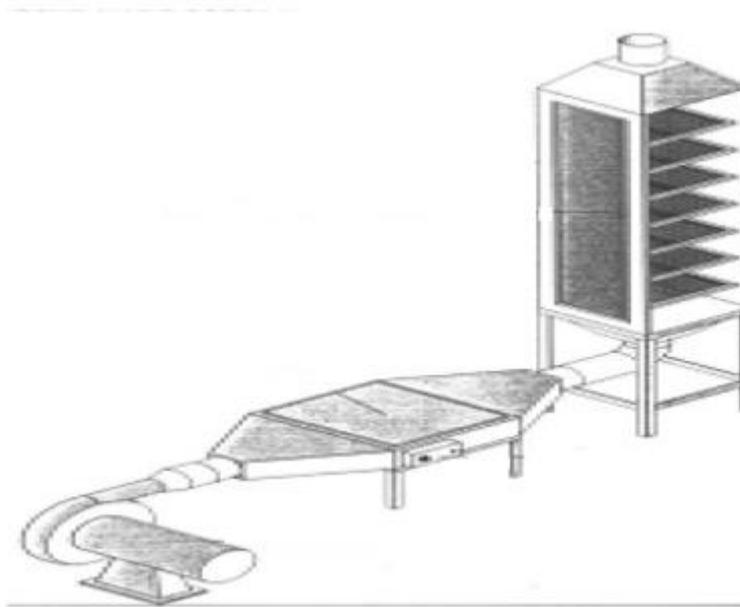
Figura 24 - Secador de Ivanova et al. (2003).



Fonte: Adaptado de Ivanova *et al.* (2003).

Há também casos em que se utiliza as resistências elétricas, como é proposto por Costa (2008). Nesse secador, o ar passa pelo secador através de um ventilador, que passa por um sistema de resistências elétricas e então é aquecido pelas mesmas. A temperatura da resistência precisa de um controle, que neste caso é feito por meio de um termostato que desliga ou liga automaticamente essas resistências (figura 25).

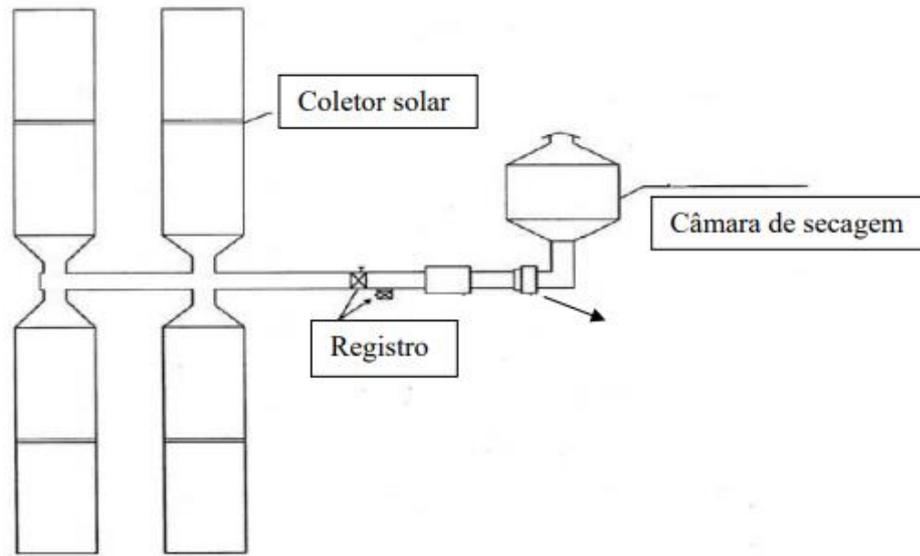
Figura 25 - Secador híbrido, aquecido por resistências elétricas.



Fonte: Costa (2008).

Outro sistema foi proposto por Singh (2010), em que os alimentos a serem secados ficam posicionados separadamente em câmaras, ou seja, o sistema coletor não é junto das câmaras de secagem. Neste caso, há tubos em que o ar que é aquecido é transportado para as câmaras, e nesse tubo é alocado uma válvula afim de regular o fluxo das massas de ar, sugando assim o ar quente. Sobre o sistema de aquecimento, neste modelo atuam tanto a radiação solar quanto o sistema por meio das resistências elétricas. O sistema está apresentado na figura 26.

Figura 26 - Secador solar híbrido.



Fonte: Adaptado de Singh (2010).

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Materiais e Equipamentos

O secador solar ativo misto utilizado como base para o estudo, está localizado no Departamento de Engenharia de Materiais do CEFET –MG. Encontra-se instalado sobre o teto da instituição, localizada em Belo Horizonte, com um ângulo de inclinação de 20° virado ao norte. O secador utilizado foi feito em madeira de elevada resistência mecânica e peso reduzido, possui estrutura interna e externa revestida por chapas finas de aço galvanizado com espessura de 0,328mm. O vão das paredes gerado entre as chapas metálicas internas e externas do secador (0,05m), preenchido de forma integral por lã de vidro, atuando como isolante térmico do secador.

Para maximizar a absorção da radiação solar, o secador utilizado foi pintado com tinta preto fosco em todas as suas superfícies que recebem a radiação. A cobertura translúcida do secador é de vidro temperado com 8 mm de espessura. A área de coleta de radiação solar de é 1,1 m por 0,9 m. A profundidade de coletor solar é de 0,3 m. A câmara de secagem possui profundidade de 0,5m e a área superficial de 0,9m por 0,55 m.

Figura 27 - Secador solar ativo misto



Fonte: Próprio Autor

No secador solar ativo misto utilizado, a energia parcial que é transmitida ao absorvedor após a radiação incidir e se propagar pela cobertura de vidro, é convertida em energia térmica. Essa energia é arrastada pelo ar, movido por uma fonte externa (ventilador com potência de 25W) no início do secador. O ar aquecido é forçado a câmara de secagem já aquecida por convecção pelo absorvedor, ao atravessá-la remove parcialmente a umidade de um produto qualquer a ser seco. Por fim, o ar deixa o secador por uma saída tubular.

4.2 Análise Experimental

A análise experimental de transmissividade da cobertura translúcida baseou-se na medição da radiação global incidente sob e sobre o vidro, para diferentes ângulos de incidência. Utilizando um piranômetro de classe 3, instrumento de medição de radiação global, foi possível captar a radiação solar durante parte de um dia, acompanhando a trajetória solar no céu.

Doze mensurações foram realizadas no dia 27 de novembro de 2018, entre 7h e 13h. Os dados obtidos permitiram analisar a radiação captada para os diferentes ângulos de incidência, de acordo com o horário solar. As medições de radiação solar foram realizadas com a presença e ausência de cobertura de vidro, em instantes de tempo subsequentes, com objetivo de determinar experimentalmente a transmissividade do vidro de cobertura utilizado no secador em estudo.

Os piranômetros são medidores a radiação solar global. O instrumento conta com o uso de uma termopilha para medir a diferença de temperatura entre duas superfícies, uma pintada de preto e outra branca, igualmente iluminadas. A diferença de temperatura das superfícies provoca uma diferença de potencial (como nos termopares) que, quando medida, mostra o valor instantâneo da energia solar.

Figura 28 - Piranômetro Classe 3



Fonte: Próprio Autor

4.3 Análise Numérica

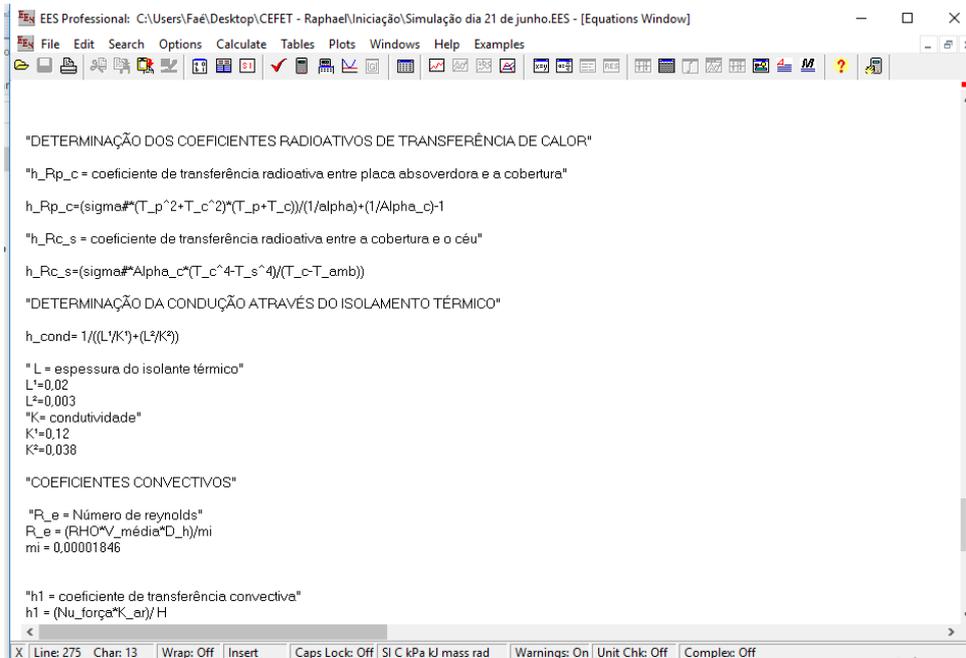
4.3.1 Modelagem Matemática e Simulações no EES

A modelagem matemática do funcionamento do secador estudado foi desenvolvida para avaliar a influência dos parâmetros físicos, óticos e climáticos sobre a eficiência de um secador solar para um dia específico. Seguiu-se o modelo definido no item 2.4 deste trabalho, considerando as hipóteses simplificadoras sugeridas. Os aspectos climáticos considerados foram estatisticamente definidos para a cidade de Belo Horizonte – MG no mês de novembro. Os componentes e propriedades físicas do secador foram apresentadas no item 4.1 deste trabalho.

O *Engineering Equation Solver* (EES) é um pacote de software comercial para resolver sistemas de equações não lineares simultâneas. Ele fornece muitas funções e equações especializadas para solucionar problemas termodinâmicos e de transferência de calor, tornando-o um programa útil e amplamente utilizado por engenheiros mecânicos que trabalham nesses campos. O EES armazena propriedades termodinâmicas, o que elimina a solução de problemas iterativos manualmente. O Solver executa uma solução iterativa,

eliminando a tarefa tediosa e demorada de obter propriedades termodinâmicas por meio de suas funções integradas. Na figura 29 apresentada, vê-se uma tela do painel do programa EES em funcionamento.

Figura 29 - Painel EES



Fonte: Próprio Autor

Utilizando os parâmetros físicos pré-estabelecidos, foi possível realizar a modelagem matemática do funcionamento do secador no ESS. A partir disso, três simulações foram realizadas para o mesmo dia, 27 de novembro, entre 07:00 e 12:00. Os parâmetros escolhidos para serem avaliados foram a espessura da cobertura de vidro, a absorvância do absorvedor e o fim a espessura e o tipo de isolante térmico do dispositivo. Em todas as simulações buscou-se analisar o impacto direto da variação do parâmetro na eficiência do secador.

Na primeira simulação utilizou-se o mesmo dia do teste de transmissividade, 27 de novembro, para simular matematicamente a transmissividade do vidro e a eficiência do dispositivo com as características reais apresentadas. Para confrontar com os dados obtidos, foi simulado para o mesmo dia, o mesmo dispositivo com o vidro de cobertura com 6mm de redução, ou seja, feito em 2mm.

Na segunda simulação realizada no ESS, foi verificada a influência da absorvidade do absorvedor na radiação absorvida pelo coletor e em sua eficiência térmica. Conforme mencionado na apresentação do equipamento utilizou-se a absorvidade no valor de 0,9 para a modelagem matemática do coletor em seu estado atual. Para tal comparação utilizou-se o valor de 1,0 para mesma propriedade, e assim foi possível avaliar o impacto desse aumento de 10% de absorvidade na radiação absorvida e na eficiência Térmica.

A terceira e última simulação realizada no EES, baseou-se em verificar a influência do isolante térmico através da variação da sua espessura e do tipo de material. Também se tomou como base o dia 27 de novembro para tal simulação.

Como apresentado no item 4.1, o isolante térmico utilizado no secador atual é lã de vidro por todo vão entre as chapas metálicas. A condutividade térmica específica deste material é 0,04 W/mK e a sua espessura é 0,05m. Utilizou-se os parâmetros atuais e comparou-se com valores hipotéticos de $K = 0,02$ W/mK e espessura 0,10m. Para melhor visualização dos resultados tomou-se como (Modelo A) o esquema com os dados atuais e como (Modelo B) o esquema com as novas dimensões e características. Com os dados obtidos foi possível comparar os valores de transferência condutiva e seu impacto na eficiência do dispositivo.

5 RESULTADOS

5.1. Transmissividade do vidro de cobertura

O teste de transmissividade com o piranômetro de classe 3, realizado no dia 27 de novembro teve início na manhã a partir de ângulos de incidência maiores e encerrou-se no início da tarde, para se obter dados com ângulos de incidência variados. Baseando na hora relógio mediu-se com o piranômetro sob sobre o vidro, a radiação captada pelo aparelho, seguindo a tabela 4. A primeira coluna apresenta o horário de relógio, a segunda o horário solar, a terceira o ângulo de incidência da radiação solar sobre um plano horizontal, a quarta a irradiação para o piranômetro inserido sob o vidro, a quinta a irradiação para o aparelho posicionado sobre o vidro, e a sexta a transmissividade do vidro.

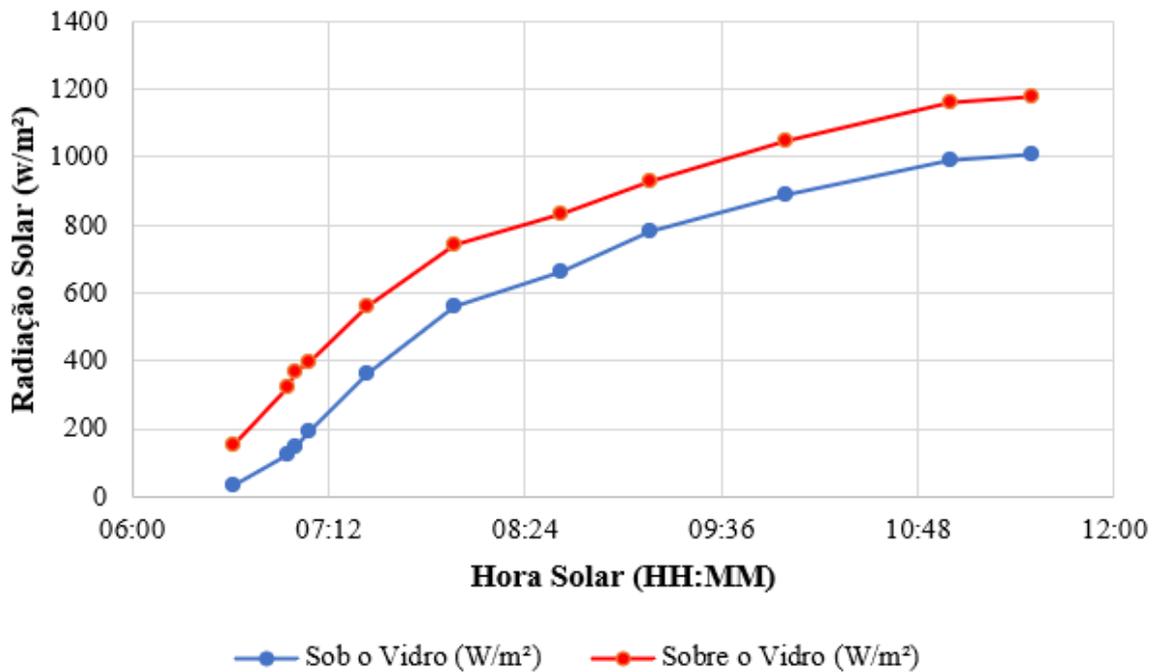
Tabela 4 - Resultados obtidos do ensaio de Transmissividade

Hora Relógio	Hora Solar	Ângulo (°)	Sob o Vidro (W/m²)	Sobre o Vidro (W/m²)	τ (%)
07:24	06:37	74,6	30	152	19,7
07:44	06:57	70,1	122	324	37,7
07:47	07:00	69,4	146	370	39,5
07:52	07:05	68,3	193	395	48,9
08:13	07:26	63,6	360	559	64,4
08:45	07:58	56,2	559	743	75,2
09:24	08:37	47,2	665	835	79,6
09:57	09:10	39,6	782	929	84,2
10:47	10:00	28,1	890	1050	84,8
11:47	11:00	14,1	990	1162	85,2
12:17	11:30	7,2	1008	1180	85,4

Fonte: Próprio Autor

A partir dos dados obtidos, é possível identificar o efeito do vidro sobre a radiação captada pelo absorvedor. A menor transmissividade a radiação solar obtida no teste (19,7%) pode ser observada na primeira medição (7h24min), com o maior ângulo de incidência no período. Durante o passar das horas, à medida que o sol se movia no céu, o ângulo de incidência diminuiu e ao mesmo tempo a transmissividade do vidro aumentou. Nota-se maior transmissividade do vidro para o menor ângulo de incidência (7,2°), onde obteve-se transmissividade de 85%. O aumento da radiação solar captada à medida que o ângulo de incidência diminuiu é mostrado na figura 30.

Figura 30 - Radiação solar x Horário Solar

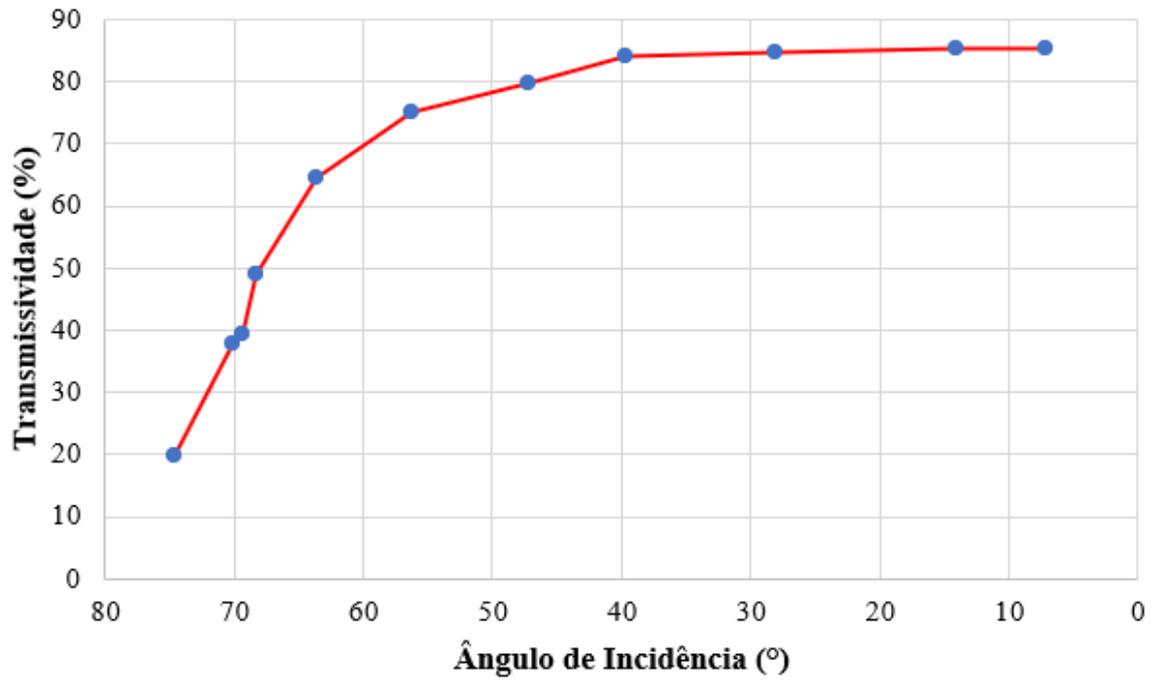


Fonte: Próprio Autor.

É possível notar que com o deslocamento solar em direção ao pico no céu, maior quantidade de irradiação pode ser captada por um absorvedor em um dispositivo como esse. Isso acontece, porque o ângulo de incidência diminuiu e a transmissividade aumenta com o movimento do sol entre os períodos de tempo mostrados. É importante notar que a diferença entre os valores da linha azul (sob o vidro) e da linha vermelha (acima do vidro) se deve à transmissividade do vidro. Parte da radiação não passa por ele e é refletida no ambiente

externo, ou absorvida. A variação da transmissividade à radiação solar do vidro, em função do ângulo de incidência pode ser observada na figura 31.

Figura 31 - Transmissividade x Ângulo de Incidência



Fonte: Próprio Autor.

Na figura 31 mostrada é possível constatar que no início do dia, ou seja, em ângulos de incidência maiores, principalmente entre 55° e 75°, os valores de transmissividade do vidro foram menores, mas a pequena variação angular causou grandes diferenças no poder de transmissão. De um ângulo de incidência de 50° a 5°, o vidro apresentou maior transmissividade e a diferença em seu valor absoluto foi pequena.

De maneira geral, percebe-se que o vidro de cobertura exerce uma grande importância frente a quantidade de energia que será transmitida para o absorvedor. Mesmo para o meio dia solar (menor incidência), 15% da energia disponível não chegou ao absorvedor.

5.2 Resultados Numéricos

Na primeira simulação realizada no EES, foram utilizados os dados experimentais da transmissividade a radiação solar. Para o mesmo dia, foram simuladas a transmissividade e a

eficiência energética do equipamento com o vidro de 8 mm, o mesmo utilizado nas medições com o piranômetro e também foram simulados dados com um possível vidro de substituição com 6 milímetros a menos do que o utilizado atualmente. O vidro de 2 mm apresentou aumento significativo na transmissividade do vidro e na eficiência térmica do dispositivo.

Na tabela 5 são apresentadas as irradiações solares captadas pelos absorvedores, dos vidros de 8mm e 2mm em relação ao horário solar. Os parâmetros Ângulo de incidência, transmissividade, Irradiação solar na placa absorvedora (S) e a eficiência térmica (e) são apresentados com relação a hora solar.

Tabela 5 - Resultados obtidos da primeira simulação

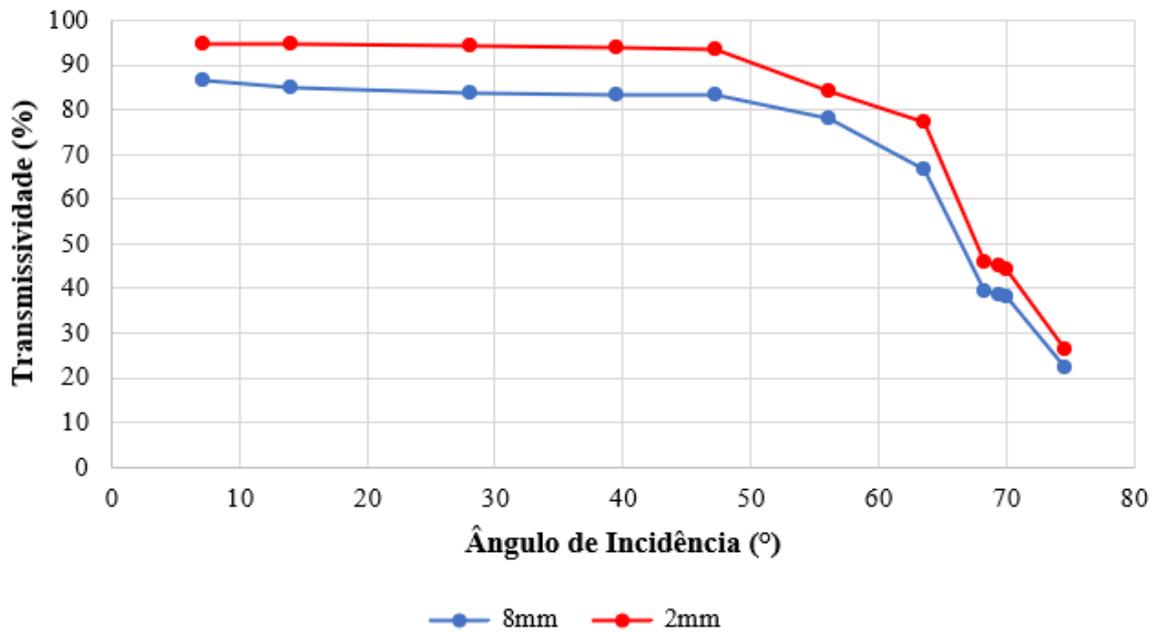
Hora Solar	Ângulo Inc (°)	τ - 8mm (%)	τ - 2mm (%)	S - 8mm (W/m²)	S - 2mm (W/m²)	e - 8mm (%)	e - 2mm (%)
06:37	74,6	22,2	26,4	12	20	35,1	37,2
06:57	70,1	38,1	44,2	126	139	41,6	53,2
07:00	69,4	38,7	44,9	142	151	42,1	53,8
07:05	68,3	39,5	45,7	191	215	43,3	54,7
07:26	63,6	66,5	77,2	380	410	58,5	71,1
07:58	56,2	78,2	84,2	572	676	64,1	75,1
08:37	47,2	83,2	93,6	670	772	66,5	78,1
09:10	39,6	83,4	93,8	792	922	66,6	78,3
10:00	28,1	83,8	94,2	881	1029	66,7	78,4
11:00	14,1	85,1	94,6	998	1170	66,9	78,4
11:30	7,2	86,5	94,9	1010	1180	67	78,5

Fonte: Autor Próprio

É possível constatar, a partir dos dados da simulação, que a irradiação solar captada pelo coletor aumenta com o passar das horas, ou seja, com menor ângulo de incidência. Em relação as duas simulações, percebe-se que o vidro com menor espessura apresentou maiores índices de transmissividade e eficiência térmica.

Na figura 32 se evidencia a capacidade dos raios solares em atravessar os dois tipos de vidros simulados. É importante ressaltar que, para maiores valores de irradiação captada, maior será a transmissividade do material. Aponta-se que desde o início do horário solar, ou seja, para os menores ângulos de incidência, torna-se possível quantificar, ainda que pequena, a vantagem que o vidro de 2 mm (vermelho) leva em consideração ao de 8 mm (azul).

Figura 32 - Transmissividade x Ângulo de incidência – Simulação 1

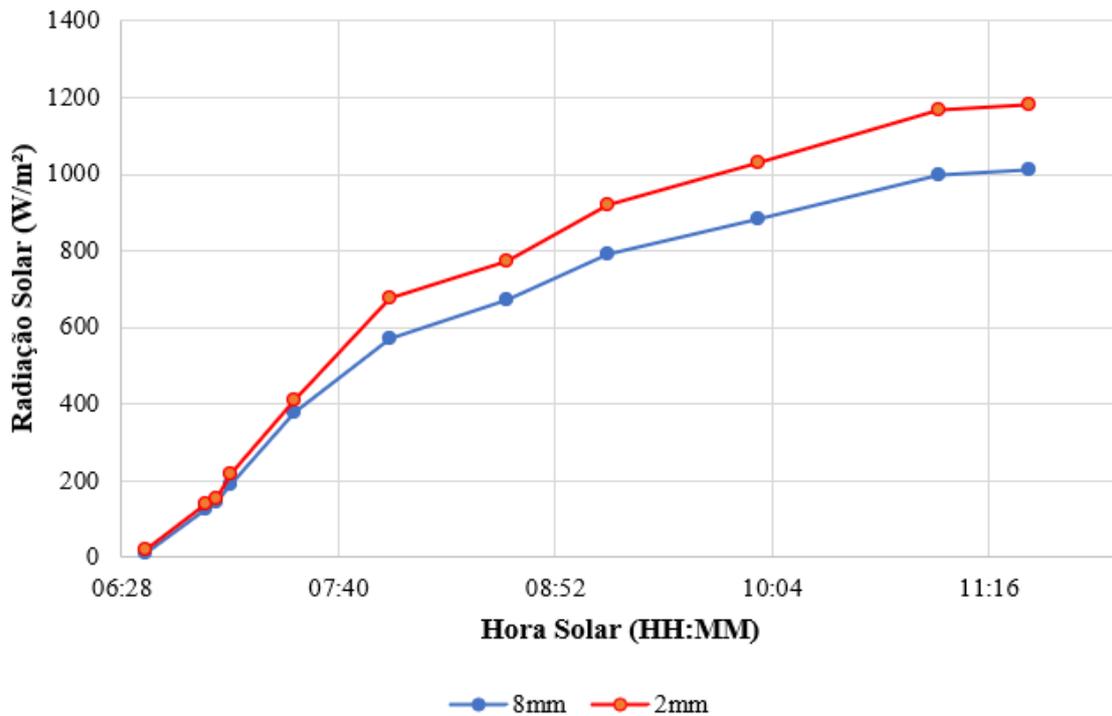


Fonte: Próprio Autor

Nota-se que, para os maiores ângulos de incidência, a transmissividade dos dois materiais segue o valor mínimo, assim como a diferença entre eles. Com o decréscimo do ângulo de incidência os valores de transmissividade começam a aumentar, assim como a diferença entre os dois vidros. A transmissividade do vidro de 2mm chega a ser 16% maior do que a do vidro de 8mm nesse período.

É importante avaliar também a influência transmissividade dos vidros de cobertura na radiação absorvida. Na figura 33 duas simulações, com vidro de 8mm (azul) e o vidro de 2 mm (vermelho) são representadas a radiações solares incidentes na placa absorvedora, após atravessar a cobertura de vidro.

Figura 33 - Radiação Solar x Hora Solar - Simulação 1

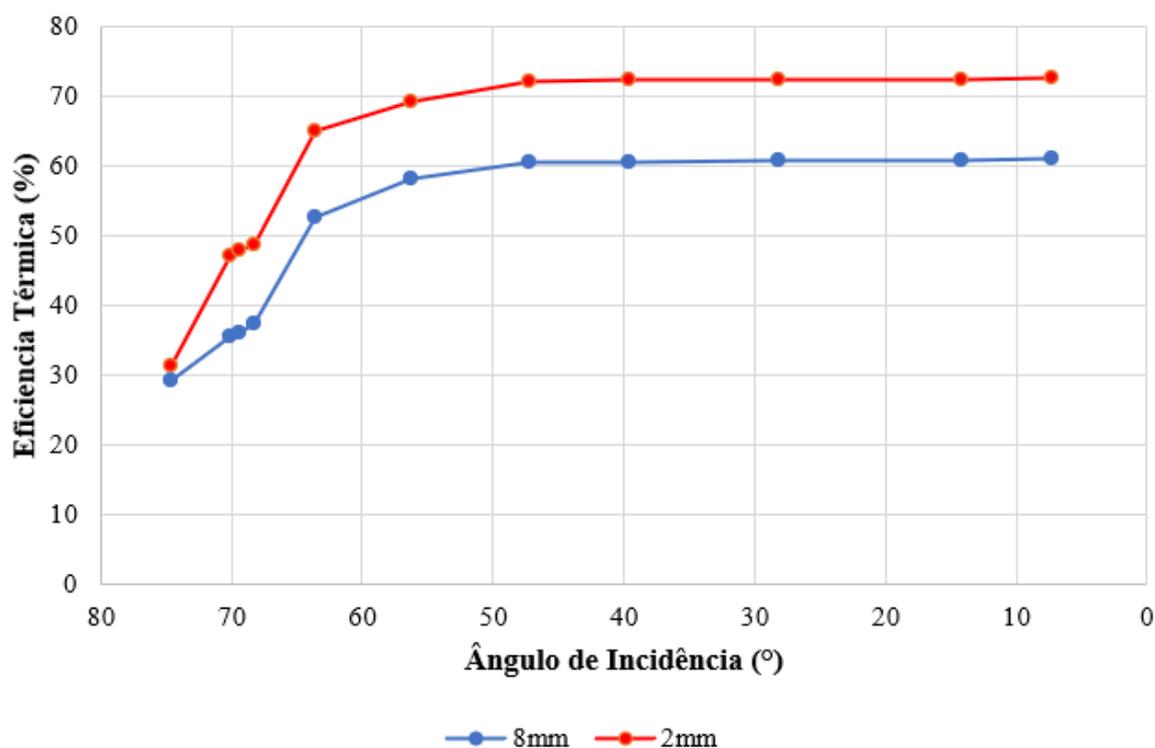


Fonte: Próprio Autor

Em cada simulação, no início do dia, a incidência solar sobre as placas absorvedoras era mínima após atravessar a cobertura de vidro. Com o avançar das horas os vidros que recebem a mesma quantidade de radiação passam a transmitir valores diferentes de radiação captadas pelos absorvedores. E isto é efeito da transmissividade dos vidros.

Como os dois vidros utilizados na simulação transmitem diferentes quantidades de radiação solar, automaticamente possuem também diferentes valores de eficiência térmica. O impacto da espessura na eficiência é parâmetro crucial para escolha desse componente. Na figura 34, verifica-se a diferença da eficiência para os dois vidros.

Figura 34 - Incidência Solar x Eficiência Térmica – Simulação 1



Fonte: Próprio Autor

Eficiência térmica corresponde a razão entre o calor sensível ganho pelo escoamento de ar ao passar dentro do secador e a energia solar incidente sobre a cobertura. Na figura 34, a maior eficiência corresponde ao vidro de 2mm de espessura. Nota-se que o aumento da transmissividade eleva a eficiência do dispositivo independentemente do horário solar para os dois vidros. Entretanto, o vidro de menor espessura, por atingir maiores valores de transmissividade, atinge os maiores valores de eficiência térmica.

Na segunda simulação realizada no ESS, foi verificada a influência da absorvidade do absorvedor na radiação absorvida pelo coletor e em sua eficiência térmica. Utilizou-se o mesmo dia de simulação (27/11) variando absorvidade da placa absorvedora de 90% para 100%.

Na tabela 6 são apresentados os valores de irradiação solar (S) e eficiência térmica (e), para as duas absorvidades simuladas (90% e 100%) nos diferentes ângulos de incidência.

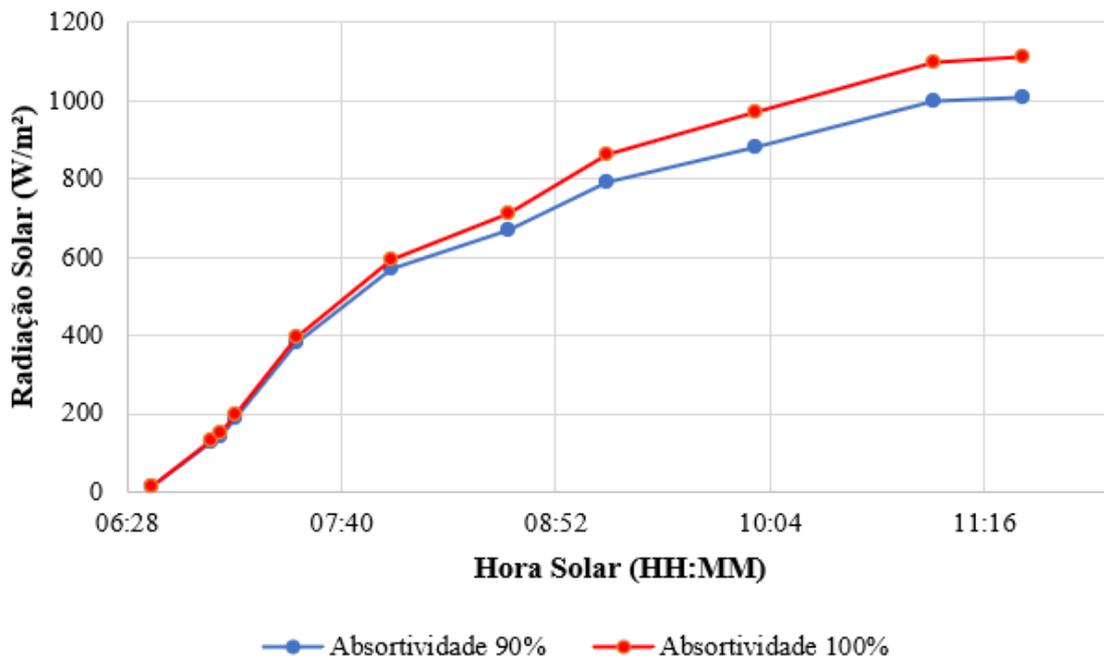
Tabela 6 - Resultados obtidos da segunda simulação

Hora Solar	Ângulo Inc (°)	S – (0,9) (W/m²)	S – (1,0) (W/m²)	e-(0,9) (%)	e-(1,0) (%)
06:37	74,6	12	12,48	29,1	29,4
06:57	70,1	126	131,7	35,6	35,9
07:00	69,4	142	149,1	36,1	36,4
07:05	68,3	191	200,5	37,3	37,6
07:26	63,6	380	395,2	52,5	53,0
07:58	56,2	572	594,9	58,1	58,6
08:37	47,2	670	710,2	60,5	61,0
09:10	39,6	792	863,3	60,6	61,1
10:00	28,1	881	969,1	60,7	61,2
11:00	14,1	998	1097,8	60,9	61,4
11:30	7,2	1010	1111	61,0	61,6

Fonte: Próprio Autor

É possível constatar que o aumento no valor da absorvidade do material elevou o valor da radiação absorvida pelo dispositivo. Existe um valor médio de aumento em 5% em 06h37min até 08h36min e partir desse ponto observa-se aumento médio em 10%. Na figura 35 é mostrada a radiação solar absorvida pelos diferentes absorvedores.

Figura 35 - Radiação Solar x Hora Solar – Simulação 2

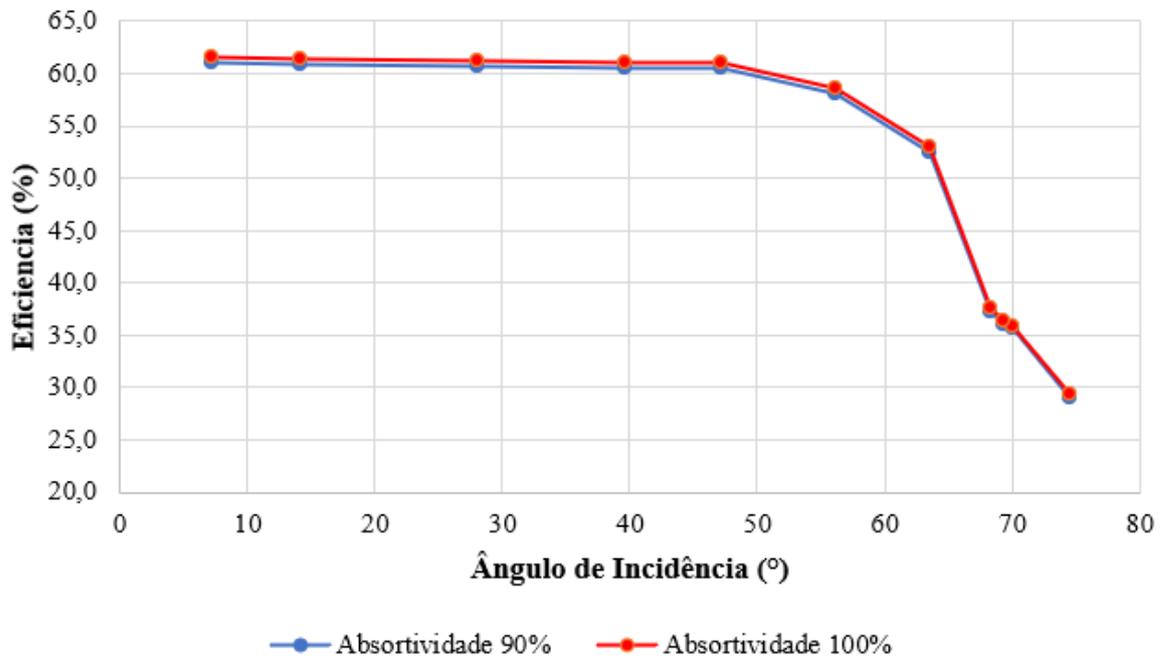


Fonte: Próprio Autor

Através da equação 21, pode-se definir a radiação solar absorvida com o produto da radiação incidente sobre a cobertura, a transmissividade e a absorptividade, o que permite justificar a relação obtida. Na figura 35, percebe-se que nas primeiras horas do dia o valor de S aumentou em uma proporção menor do que a partir de 9:00 horas. Isso é explicado pela transmissividade do vidro ser menor para maiores ângulos.

É importante avaliar o efeito do aumento da absorptividade do material na eficiência térmica do dispositivo. Nas duas últimas colunas da Tabela 6, são mostrados os valores de eficiência térmica para o horário específico considerando os dois parâmetros escolhidos para variação. Percebe-se na figura 36 que a eficiência térmica do dispositivo é aumentada em 1% no aspecto geral. Isso acontece pois como o dispositivo absorve 100% da radiação, ele diminui sua perda energética, refletindo na otimização do dispositivo através do aumento de sua eficiência.

Figura 36 - Eficiência Térmica x Hora Solar – Simulação 2



Fonte: Próprio Autor

Na terceira simulação apresentada, analisam-se os dados de uma substituição do material isolante da estrutura do secador e de sua espessura. Sabe-se pela equação 58 que, quanto menor a condutividade térmica do isolante e maior a sua espessura, menores serão as dissipações por condução pela carcaça do secador. Na tabela 7 são mostrados os dados obtidos pelo (Modelo A) e pelo (Modelo B).

Tabela 7 - Resultados obtidos da terceira simulação

Hora Solar	Ângulo Inc (°)	Hcond (A) (W/mK)	Hcond (B) (W/mK)	Eficiência Modelo (A) (%)	Eficiência Modelo (B) (%)
06:37	74,6	0,8	0,2	29,1	30,82
06:57	70,1	0,8	0,2	35,6	38,16
07:00	69,4	0,8	0,2	36,1	38,82
07:05	68,3	0,8	0,2	37,3	40,42
07:26	63,6	0,8	0,2	52,5	57,46
07:58	56,2	0,8	0,2	58,1	63,41
08:37	47,2	0,8	0,2	60,5	66,03
09:10	39,6	0,8	0,2	60,6	66,27
10:00	28,1	0,8	0,2	60,7	66,47
11:00	14,1	0,8	0,2	60,9	66,73
11:30	7,2	0,8	0,2	61	66,87

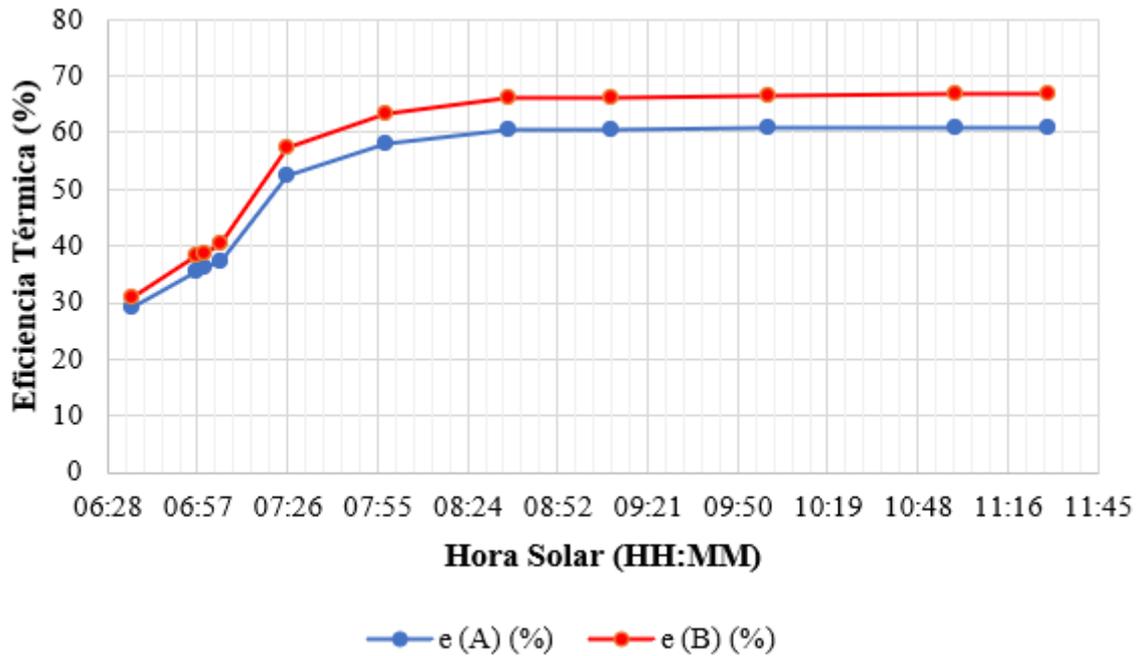
Fonte: Autor Próprio

A partir da equação 58, pode-se afirmar que o coeficiente condutivo Hcond será dependente apenas da condutividade do material e de sua espessura. Portanto não varia com as demais propriedades envolvidas na simulação. Sendo assim, a coluna 3 e 4 apresenta o valor dessa constante para as características definidas. Percebe-se uma redução de aproximadamente 4 vezes o valor da constante Hcond, ou seja, ou poder maior de contenção de energia dentro do dispositivo.

As colunas 4 e 5 apresentam os valores de eficiência instantânea para o horário especificado em relação aos diferentes parâmetros aplicados. Nota-se que a diferença entre as duas manteve-se na casa de 8,5% em média, com mínima de 5,9 % as 6:37 e máxima as 11:30 com

9,6%. A figura 37 mostra a curva de crescimento da eficiência do dispositivo para os dois modelos (A e B).

Figura 37 - Hora Solar x Eficiência Térmica – Simulação 3



Fonte: Próprio Autor

Observa-se na figura 37 que ao se reduzir a condutividade do material do isolamento térmico e aumentar sua espessura (B), a eficiência térmica do secador aumenta.

6 CONCLUSÃO

Os secadores solares são uma interessante alternativa para secagem de produtos orgânicos e inorgânicos e podem auxiliar pequenos e médios produtores na manutenção de suas atividades. Com este estudo foi possível perceber que, como todo equipamento, secadores solares podem e devem ser aprimorados constantemente para melhor aproveitamento operacional. Mesmo utilizando muitas simplificações a modelagem matemática é importante para entender o funcionamento do dispositivo e fornecer dados para melhorias seguras.

Neste trabalho foi possível identificar a transmissividade do vidro de cobertura de um secador solar ativo misto instalado no CEFET – MG. No dia 27 de novembro mediu-se incidência solar sob e sobre o vidro através de piranômetro classe 3. Os resultados confirmaram que a transmissividade tem uma relação inversa com o ângulo de incidência solar, ou seja, nas primeiras horas do dia tem-se menores valores de transmissividade.

Especificamente, para maiores ângulos de incidência foram obtidos os menores valores de radiação aproveitada, ou seja, menores valores de transmissividade. A variação da posição do solar gerou grande variação da transmissividade do vidro causada pela diminuição do ângulo de incidência. Foi possível determinar experimentalmente a transmissividade à radiação solar do vidro utilizado no secador, em função dos ângulos de incidência da radiação.

A transmissividade encontrada no teste experimental, teve grande divergência em comparação com a simulada para ângulos de incidência maiores. Quando comparadas próximo ao meio dia, ângulos de incidência menores, os valores são próximos. Isso acontece devido as instabilidades das medições no teste experimental.

A primeira simulação realizada baseou-se em variar o vidro de espessura do dispositivo de 8mm para 2mm, simulando a eficiência energética do secador. Os resultados mostraram que o novo vidro de 2mm apresentou, para o mesmo dia, um possível aumento de 16% na transmissividade em quase todo período simulado.

Na segunda simulação em que o parâmetro escolhido para a variação foi a absorvidade do absorvedor, concluiu-se com os resultados obtidos que esse parâmetro é o que menos afetou a

eficiência do dispositivo. Sabendo que absorvidade é medida de 0 a 100% e que o componente do modelo atual chega a 90% desse parâmetro, uma alteração para 100% não gerou um grande aumento de eficiência para o secador em estudo. O aumento médio de eficiência gerado por essa variação foi de 1%, o que pode ser ou não considerado bom dependendo da viabilidade da alteração.

Na terceira simulação buscou-se variar a espessura e o tipo de isolante térmico utilizado no dispositivo. O modelo atual é composto de lã de vidro por todo vão entre as chapas metálicas das paredes. A condutividade térmica específica deste material é 0,04 W/mK com espessura de 0,05m. A variação escolhida para comparação e possível melhoria foi 0,02 W/mK e espessura 0,10m. O novo modelo proposto apresentou valores de condução térmica 4 vezes menores que o modelo atual e eficiência em até 9,6% maior.

7 REFERENCIAS

ANUNCIÇÃO, E. B. B. **Utilização de um secador solar para desintoxicação da torta de mamona.** Salvador, Jan. 2007. 88p. Disponível em: <[\(Microsoft Word - DISSERTA\307\3030 ELENISE.doc\) \(ufrn.br\)](#)> Acesso em 25 de Maio de 2021.

BENA, B.; FULLER, R.J.; Natural convection solar dryer with biomass back-up heater. **Solar Energy**, v. 72, n. 1, p. 75-83, 2002.

COSTA, A. R. S. **Sistema de secagem solar para frutos tropicais e modelagem da secagem de banana em um secador de coluna estática.** Natal, Jan. 2008, 168p.

DE OLIVEIRA, Wanderson Leandro; MARTINS, José Helvecio. Simulação de secagem de milho em camada estacionária por meio de modelagem computacional. **Brazilian Journal of Development**, v. 6, n. 8, 2020.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** 4nd. ed. [S.l.]: Wiley Interscience, 2013.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** 2nd. ed. [S.l.]: Wiley Interscience, 1991.

EKECHUKWU, O. V.; NORTON, B. Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. **Energy Conversion and Management**, v. 40, n. 6, p. 615-655, 1999.

FAO. FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATIONS, 2012. Disponível em: Acesso em: 15 abril 2022.

FERREIRA, A.G. Energia Solar Aplicada à Secagem de Alimentos. 1ªed. 2004. 87p.

FERREIRA, A.G. et al. Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying. **Solar Energy**, v. 82, n. 3, p. 198-205, 2008.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, c2008. xix, cap. 12, p.460-481.

IVANOVA, D.; ENIMANEV, K. R.; ANDONOV, K.; Energy and economic effectiveness of a fruit and vegetable dryer. **Energy Conversion and Management**, v.44, n.5, p. 763-769, 2003.

KUMAR, Chandan; KARIM, M. A.; JOARDDER, Mohammad UH. Intermittent drying of food products: A critical review. **Journal of Food Engineering**, v. 121, p. 48-57, 2014

KUMAR, M.; SANSANIWAL, S.K; KHATAK, P. Progress in solar dryers for drying various commodities. **Renewable Sustainable Energy Reviews**. v55, p. 346–360, 2016.

MACHADO, Antônio Vitor. Estudo da secagem do pedúnculo do caju em sistemas convencional e solar: modelagem e simulação do processo. 2009.

MAITI, S. et al. 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**, n. 85, p. 2686-2696, 2011.

MONTERO, L.; BLANCO, J.; MIRANDA, T.; ROJAS, S.; CELMA, A.R. Design, construction and performance testing of a solar dryer for agroindustrial by-products. **Energy Conversion and Management**, v.51, n.7, p 1510-1521, 2010.

S.K. SANSANIWAL, V. SHARMA, J. MATHUR. Energy and exergy analyses of varioustypical solar energy applications: a comprehensive review. **Renewable Sustainable Energy Reviews** v.82, p. 1576-1601, 2018.

SCHIRMER, P; JANJAI, S; ESPER, A; SMITABHINDU, R; MUHLBAUER, W.; Experimental investigation of the performance of the solar tunnel dryer for drying bananas. **Renewable Energy**, v. 7, n. 2, p. 119-129, 1996.

SENADEERA, W.; KALUGALEGE, I. S. **Performace evaluation of on affordable solar dryer for draying crops**. Bangkok, v.111 2006.

SETHI, V.P; ARORA, S; Improvement in greenhouse solar drying using inclined north wall reflection. **Solar Energy**, v. 83, n. 9, p. 1472-1484, 2009.

SILVA, G.M.D., FERREIRA, A.G., COUTINHO, R.M., MAIA, C.B. Energy and exergy analysis of the drying of corn grains. **Solar Energy**, v. 163, p. 1942-1950, 2021.

SIMATE, I.N. Optimization of mixed-mode and indirect-mode natural convection solar dryers. **Renewable Energy**, v. 28, n. 3, p. 435-453, 2003.

SINGH, P. L.; Silk cocoon drying in forced convection type solar dryer. **Applied Energy**, v.88, n.5, p. 1720 – 1726, 2011.

STANGERLIN, D. M., SANTINI, E. J., SUSIN, F., MELO, R. R., GATTO, D. A., HASELIN, C. R. **Uso de estufa solar para secagem de madeira serrada**. *Ciência Florestal*, v.19, n. 4, 2009.

TAVARES, M. **Aprendendo sobre o sol**. Rio de Janeiro, vol. 22, mar 2000, p. 78-82. Disponível em: <[v22_78.dvi \(sbfisica.org.br\)](#)>. Acesso em: 24 mar.2022.

TEIXEIRA, M. M., SILVA, D. F., MOREJON, C. F. M. **Desenvolvimento de um secador solar utilizado na secagem de lodos provenientes de processos de biodigestão**. *Scientia Agraria Paranaensis*, v.11, 2012, p. 16-21.

TOGRUL, I.T.; PEHLIVAN, D.; Mathematical modelling of solar drying of apricots in thin layers. **Journal of Food Engineering**, v.55, n.3, p. 209-216, 2002.